

Federico Miyara

CONTROL DE RUIDO

1999

ÍNDICE TEMÁTICO

CAPÍTULO 1: TERMINOLOGÍA Y NOCIONES DE ACÚSTICA Y PSICOACÚSTICA

- 1.1. Naturaleza del sonido**
 - 1.1.1. Velocidad de propagación del sonido
 - 1.1.2. Velocidad del sonido vs. Velocidad de las partículas
 - 1.1.3. Sonidos periódicos y tonos puros
 - 1.1.4. Longitud de onda
 - 1.1.5. Sonidos no periódicos
- 1.2. Energía de una onda sonora**
 - 1.2.1. Intensidad sonora
- 1.3. Nivel de presión sonora**
- 1.4. Espectro de los sonidos**
 - 1.4.1. Densidad espectral
- 1.5. Fuentes sonoras**
 - 1.5.1. Fuente esférica y fuente puntual
 - 1.5.2. Fuente cilíndrica y fuente lineal
 - 1.5.3. Fuente plana
 - 1.5.4. Fuentes múltiples
- 1.6. Sensaciones psicoacústicas**
 - 1.6.1. Sensación de altura
 - 1.6.2. Sensación de sonoridad
 - 1.6.3. Influencia de la sonoridad en la altura
 - 1.6.4. Direccionalidad y espacialidad del sonido
 - 1.6.5. Enmascaramiento
 - 1.6.6. Fatiga auditiva

CAPÍTULO 2: EFECTOS DEL RUIDO EN EL HOMBRE

- 2.1. Breve anatomía del oído**
 - 2.1.1. Oído externo
 - 2.1.2. Oído medio
 - 2.1.3. Oído interno
- 2.2. Protecciones del oído**
 - 2.2.1. Protecciones del oído externo
 - 2.2.2. Protecciones del oído medio
 - 2.2.3. Protecciones del oído interno
- 2.3. Efectos auditivos del ruido**
 - 2.3.1. Presbiacusia y socioacusia
 - 2.3.2. Desplazamiento temporario del umbral
 - 2.3.3. Audiometría tonal
 - 2.3.4. Audiometría por potenciales evocados
 - 2.3.5. Audiometría por otoemisiones acústicas
 - 2.3.6. Logaudiometría

- 2.3.7. Hipoacusia conductiva
- 2.3.8. Hipoacusia perceptiva
- 2.3.9. Pérdida auditiva e inteligibilidad de la palabra
- 2.3.10. Hipoacusia profesional
- 2.3.11. Determinación del riesgo auditivo
- 2.3.12. Riesgo en función del grado de intermitencia
- 2.4. Interferencia a la palabra**
- 2.4.1. Tests de articulación
- 2.5. Efectos no auditivos del ruido**
- 2.5.1. Efectos sobre la voz
- 2.4.2. Otros efectos clínicos
- 2.4.3. Efectos psicológicos
- 2.6. Algunos criterios psicoacústicos**
- 2.6.1. Criterio para la palabra hablada
- 2.6.2. Criterio para el ruido en diversos ambientes

CAPÍTULO 3: LEGISLACIONES SOBRE RUIDO Y VIBRACIONES

- 3.1. Generalidades**
- 3.2. Legislación laboral**
 - 3.2.1. Ley de higiene y seguridad en el trabajo
 - 3.2.2. Decreto N° 351/79, reglamentario de la ley N° 19.587
 - 3.2.3. Ley sobre riesgos del trabajo
 - 3.2.4. Decreto N° 170/96 (plan de mejoramiento)
 - 3.2.5. Laudo N° 156/96 MTSS (listado de enfermedades profesionales)
- 3.3. Legislación ambiental**
 - 3.3.1. Legislación de carácter general
 - 3.3.2. Legislación ambiental específica
 - 3.3.2.1. Ordenanza N° 39.025/83 de la ciudad de Buenos Aires
 - 3.3.2.2. Ordenanza N° 8.167/86 de la ciudad de Córdoba
 - 3.3.2.3. Decreto-ordenanza N° 46.542/72 de la ciudad de Rosario
 - 3.3.2.4. Ordenanza 7.061/87 de la ciudad de Paraná
 - 3.3.2.5. Ordenanza N° 2976/13353/90 de la ciudad de Mendoza
 - 3.3.2.6. Ordenanza N° 7942/90 de la ciudad de Mar del Plata
 - 3.3.2.7. Ordenanza N° 9623/92 de la ciudad de Santa Fe
 - 3.3.2.8. Ordenanza N° 7845/91 del partido de La Plata
 - 3.3.2.9. Ley de tránsito y seguridad vial N° 24.449/95
- 3.4. Reglamentos o disposiciones de habilitación**
 - 3.4.1. Ley de tránsito y seguridad vial N° 24.449/95 y decreto N° 779/95
 - 3.4.2. Habilitaciones para espectáculos y afines
 - 3.4.2.1. Ordenanza N° 33.266/76 de la ciudad de Buenos Aires
 - 3.4.2.2. Ordenanza N° 6326/96 de la ciudad de Rosario
 - 3.4.2.3. Ordenanza N° 044/95 de la localidad de Maciel
- 3.5. Normas y recomendaciones**
 - 3.5.1. Norma IRAM 4074/88
 - 3.5.2. Norma IRAM 4062/84
 - 3.5.3. Norma IRAM 4071/73
 - 3.5.4. Normas IRAM-aita 9c y 9c1
 - 3.5.5. Norma IRAM 4078-2/90
- 3.6. Observaciones**
- 3.7. Propuestas para las ordenanzas sobre ruidos y vibraciones**

3.8. Conclusión**Apéndice: Anteproyecto de ordenanza sobre prevención y control de ruido y vibraciones**

- Política
- Objeto
- Definiciones
- Medios de realización
- Responsabilidad individual
- Responsabilidad colectiva
- Prevención
- Penalidades
- Excepciones
- Disposiciones complementarias y transitorias
- Anexo 1 - definiciones
- Anexo 2 - fuentes fijas
- Anexo 3 - fuentes vehiculares
- Anexo 4 - condiciones de aptitud acústica

Legislaciones**Normas IRAM****Otras normas****CAPÍTULO 4:
MEDICIONES ACÚSTICAS****4.1. Generalidades**

- 4.1.1. Redes de compensación de frecuencia
- 4.1.2. Respuesta temporal
 - 4.1.2.1. Respuesta lenta
 - 4.1.2.2. Respuesta rápida
 - 4.1.2.3. Respuesta impulsiva
- 4.1.3. Micrófonos
 - 4.1.3.1. Sensibilidad
 - 4.1.3.2. Respuesta en frecuencia
 - 4.1.3.3. Direccionalidad
 - 4.1.3.4. Tipos de incidencia

4.2. Medidor de nivel sonoro**4.3. Analizadores de espectro**

- 4.3.1. Características básicas de un filtro pasabanda
- 4.3.2. Clasificación de los analizadores de espectro
- 4.3.3. Analizadores de porcentaje constante
- 4.3.4. Densidad espectral y espectro de bandas
- 4.3.5. Conversión de bandas
 - 4.3.5.1. 1er caso: pasaje de una banda mayor a una menor
 - 4.3.5.2. 2do caso: pasaje de una banda menor a una mayor
- 4.3.6. Conversión de espectro de bandas a nivel sonoro
- 4.3.7. Respuesta en frecuencia de un filtro de banda
- 4.3.8. Respuesta transitoria de un filtro de banda
- 4.3.9. Analizadores de ancho de banda constante
- 4.3.10. Analizadores por fft
- 4.3.11. Selección de analizadores de espectro

4.4. Instrumentos integradores y estadísticos

- 4.4.1. Definiciones
 - 4.4.1.1. Nivel sonoro continuo equivalente (NSCE, L_{eq})

- 4.4.1.2. Dosis porcentual de ruido (D)
- 4.4.1.3. Nivel de exposición sonora (SEL)
- 4.4.1.4. Parámetros estadísticos (L_n , $L_{m\acute{a}x}$, $L_{m\acute{m}n}$)
- 4.4.1.5. Nivel de pico
- 4.4.1.6. Nivel sonoro promedio día-noche (L_{dn})
- 4.4.1.7. Nivel personal de exposición diaria ($L_{ep,d}$)
- 4.4.2. Frecuencia de muestreo
- 4.3.3. Dosímetros
- 4.5. Calibradores**
 - 4.5.1. Pistófono

CAPÍTULO 5: ACÚSTICA DE RECINTOS

- 5.1. Introducción**
- 5.2. Absorción de la energía sonora**
 - 5.2.1. Absorción de la energía sonora en el aire
 - 5.2.2. Absorción superficial del sonido
- 5.3. Recintos reverberantes**
 - 5.3.1. Camino libre medio
 - 5.3.2. Régimen de extinción del sonido
 - 5.3.3. Tiempo de reverberación
 - 5.3.4. Medición del tiempo de reverberación
 - 5.3.5. Aplicaciones del tiempo de reverberación
 - 5.3.5.1. Evaluación de características acústicas
 - 5.3.5.2. Determinación de la absorción de un recinto
 - 5.3.5.3. Medición del coeficiente de absorción α de un material
 - 5.3.6. Régimen de crecimiento del sonido
- 5.4. Campos directo y reverberante**
 - 5.4.1. Fuentes puntuales o esféricas
 - 5.4.2. Constante de un recinto
 - 5.4.3. Fuentes direccionales
 - 5.4.3.1. Dependencia de q de la ubicación de la fuente
 - 5.4.4. Fuente plana
- 5.5. Transmisión del sonido a través de tabiques**
 - 5.5.1. La ley de la masa
 - 5.5.2. Pérdida de transmisión compuesta
 - 5.5.3. Pérdida de transmisión y nivel de presión sonora
- 5.6. Modos normales de un recinto. Resonancias**
 - 5.6.1. Distribución de los modos normales
 - 5.6.2. Régimen de extinción de los modos normales
 - 5.6.3. Régimen de crecimiento de los modos normales
 - 5.6.4. Respuesta en frecuencia y resonancias
 - 5.6.5. Criterios para la difusión del campo sonoro

CAPÍTULO 6: CONTROL DE VIBRACIONES

- 6.1. Introducción**
- 6.2. Materiales amortiguadores de vibraciones**
- 6.3. Aisladores de vibraciones**

- 6.4. Aislación de vibraciones
- 6.5. Deflexión estática
- 6.6. Aisladores amortiguados
- 6.7. Bases inerciales
- 6.8. Importancia de las cañerías de conexión
- 6.9. Pisos flotantes
 - 6.9.1. Ruido de impacto
- 6.10. Materiales para aislación de vibraciones

CAPÍTULO 7: MATERIALES ACÚSTICOS

- 7.1. Introducción
- 7.2. Los materiales absorbentes
 - 7.2.1. Influencia del tipo de montaje
 - 7.2.2. Influencia de la frecuencia
 - 7.2.3. Influencia del espesor
 - 7.2.4. Materiales absorbentes como aislantes acústicos
 - 7.2.5. Influencia de la densidad
 - 7.2.6. Tipos de materiales absorbentes
 - 7.2.7. Absorción por medio de estructuras resonantes
 - 7.2.8. Silenciadores
 - 7.2.9. Características complementarias
- 7.3. Materiales aislantes
 - 7.3.1. Determinación de r_w
 - 7.3.2. Relación entre r_w y la privacidad de la palabra
 - 7.3.3. Importancia de las fugas
 - 7.3.4. Las tres regiones de las paredes simples
 - 7.3.5. Tabiques dobles
 - 7.3.6. Estructuras aislantes típicas
 - 7.3.7. Ventanas
 - 7.3.8. Puertas
 - 7.3.9. Cielorrasos y pisos

CAPÍTULO 8: CONTROL DE RUIDO

- 8.1. Introducción
- 8.2. Pautas a seguir para el control de ruido
 - 8.2.1. Identificación de las fuentes de ruido
 - 8.2.2. Aporte relativo de los campos directo y reverberante
 - 8.2.3. Ruido transmitido por la estructura
 - 8.2.4. Transmisión por los flancos
 - 8.2.5. Nivel de reducción requerido y prioridades
 - 8.2.6. Propuesta de medidas de control
- 8.3. Algunas técnicas de control de ruido
 - 8.3.1. Técnicas de control en la fuente
 - 8.3.2. Técnicas de control en la vía de transmisión
 - 8.3.3. Técnicas de control en el receptor
 - 8.3.3.1. Protección auditiva
 - 8.3.3.1.1. Tipos de protectores auditivos

- 8.3.3.1.2. Especificaciones de los protectores auditivos
- 8.3.3.1.3. Estimación del nivel sonoro en dba con protectores auditivos
- 8.3.3.1.4. Efectos de la exposición residual
- 8.3.3.2. Reducción del tiempo de exposición

SOBRE EL AUTOR

Federico Miyara es Ingeniero Electrónico, egresado de la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura de la Universidad Nacional de Rosario en 1984, donde desempeña funciones docentes desde 1982. Actualmente es profesor del departamento de Electrónica, y Director-coordinador del Laboratorio de Acústica y Electroacústica, del cual ha sido, además, fundador. Tiene a su cargo asignaturas de grado y de posgrado, tales como Acústica y Psicoacústica, y Control de Ruido. Ha sido Consejero Directivo del claustro docente durante dos periodos de cuatro años en la mencionada Facultad, y Secretario de Asuntos Estudiantiles y Secretario Académico y Consejero asesor de la Escuela de Ingeniería Electrónica. Ha integrado diversas comisiones ad hoc ocupadas de discutir temas institucionales específicos.

Realiza actualmente diversos trabajos de investigación sobre acústica ambiental y contaminación acústica, tales como el desarrollo de modelos predictivos del ruido del tránsito y la formulación y ensayo de estrategias para la didáctica de la higiene sonora a nivel escolar y extraescolar.

Ha dictado cursos y conferencias y ha expuesto trabajos en congresos en diversos lugares, tales como la Argentina, Estados Unidos y España. Es autor de más de 1500 páginas de material monográfico y de estudio. Ha propuesto y utilizado nuevas metodologías de enseñanza, algunas de las cuales han sido expuestas en congresos de educación en Ingeniería en USA. Ha publicado la novela “El Experimento” y tiene escritos otros tres libros aún inéditos (“Las Leyes de Méndez”, “Control de Ruido” y “Sistemas de sonido”, este último de próxima publicación). Publica regularmente artículos periodísticos alusivos a la temática del ruido

Ha integrado la comisión directiva de la Asociación de Docentes de la Facultad de Ingeniería en calidad de Secretario Académico. Realiza tareas de extensión al medio en el rubro de acústica, medición de ruido y afines.

Además de sus actividades académicas, realiza una importante actividad como músico, presentándose frecuentemente en calidad de pianista y compositor. Sus obras han sido difundidas en América y en Europa, tanto en conciertos en vivo como en emisiones radiofónicas y de televisión. Próximamente se editará un CD con la inclusión de una de sus obras para piano.

Ha obtenido diversas distinciones y premios, tales como dos becas de la Subsecretaría de Cultura de la Provincia de Santa Fe, un subsidio para viajes al extranjero de la Universidad Nacional de Rosario, una beca de la Agencia Española de Cooperación Internacional, dos primeros premios de composición musical, una Distinción “Rosario Ecológico” del Concejo Municipal de Rosario por sus propuestas sobre reducción de la contaminación sonora, etc.

Es miembro de la Acoustical Society of America, de la Comisión de Acústica y Electroacústica del Instituto Argentino de Normalización (IRAM), de la Asociación de Acústicos Argentinos, del Grupo Latinoamericano de Emisiones Acústicas, de la Asociación Santafesina de Compositores y otras entidades.

CARACTERÍSTICAS DISTINTIVAS DEL LIBRO

Este libro se diferencia de otros libros sobre temas de Acústica y Control de Ruido y Vibraciones en varios aspectos.

0. Es un libro escrito entera y originalmente en castellano; no se trata de una traducción. El estilo está cuidadosamente trabajado para facilitar la lectura y comprensión, teniendo en cuenta la eufonía de los giros utilizados además de su pertinencia técnica. Se ha utilizado un castellano neutro, procurando hasta donde fue posible, evitar regionalismos que pudieran confundir a lectores de diversas procedencias.

1. Combina en una sola fuente una serie de conceptos básicos y avanzados sobre temas de acústica y control de ruido

2. Los temas están desarrollados metódicamente, es decir que no se trata de una mera acumulación de extractos de otras fuentes.

3. El enfoque es fuertemente conceptual, teniéndose en cuenta las dificultades encontradas por los alumnos al introducirse en el tema..

4. Las figuras han sido elaboradas en su totalidad especialmente para este libro en formato vectorial (escalable), es decir que no es una mera reproducción de infografía extraída de otras fuentes.

5. El nivel de fundamentos matemáticos y físicos requeridos corresponde aproximadamente a los de los primeros cursos de álgebra, cálculo infinitesimal y física de una carrera de ingeniería típica. Se eliminan así requisitos como los de la ecuación de ondas que pueden significar una limitación para una parte importante de los interesados en el tema.

6. Contiene multitud de ejemplos resueltos, comentados y anotados exhaustivamente, extraídos de situaciones prácticas.

7. Contiene numerosos problemas propuestos para la resolución por parte del lector, ordenados por capítulo. La mayoría de los problemas se refiere a situaciones prácticas.

8. Contiene un análisis crítico exhaustivo de la legislación sobre ruido y vibraciones, incluyendo una serie de propuestas para su mejoramiento, y el texto completo de un anteproyecto de ordenanza municipal sobre prevención y control de ruido y vibraciones presentada por el autor ante el Concejo Municipal de Rosario, Argentina. **NOTA:** La versión presentada pone énfasis en la legislación Argentina, pero a pedido puede incluirse material de otras legislaciones, por ejemplo, la española.

9. Contiene un glosario de términos con más de 700 definiciones, inclusive muchas no desarrolladas en el texto pero que se refieren a temas vinculados, como física, audio o acústica ambiental, que permiten al lector tener una idea rápida del significado de términos aparecidos en otras fuentes. Se da la equivalencia en lengua inglesa.

10. Es apto para su utilización para el autoaprendizaje, como libro de texto y como obra de referencia o consulta.

PRÓLOGO

Aunque el ruido ha sido reconocido desde tiempos remotos como un estímulo perjudicial para el ser humano, durante muchos siglos fue considerado un subproducto inevitable de la actividad humana, y, como tal, eran relativamente escasas las iniciativas para combatirlo sistemáticamente. En algunos casos específicos se utilizaban paliativos dictados por el sentido común o la observación empírica, como enfundar en cuero las ruedas de los carruajes o construir paredes de gran espesor entre ambientes o viviendas vecinas. En otros casos se recurría a prohibir por decreto ciertas actividades consideradas innecesarias, especialmente en horarios de descanso. Con la introducción (a partir de la Revolución Industrial) de las tecnologías de producción mecanizada en gran escala se incrementó, sin duda, el ruido en las otrora artesanales plantas manufactureras. Por otra parte, la mayor concentración poblacional en las ciudades en esa etapa iba a tener como consecuencia un incremento sostenido del ruido comunitario.

Ya en el siglo XX, probablemente como consecuencia del nivel excesivo de la contaminación sonora, se consolida la preocupación por dar una respuesta sistemática y científicamente fundamentada al problema del control de ruido y a otras cuestiones anexas (acústica arquitectónica, efectos del ruido en el hombre, criterios psicoacústicos). La investigación aplicada se multiplica y comienzan a publicarse trabajos notables, tales como los de Sabine relativos a acústica de ambientes, o los de Fletcher sobre la audición y el habla. La demanda de soluciones a problemas específicos de ruido conduce a la aparición de nuevas especialidades, como la ingeniería acústica y de control de ruido, así como al desarrollo de la industria de los materiales acústicos y el surgimiento de importantes empresas de consultoría acústica. Asimismo, se hacen grandes progresos en materia de las mediciones acústicas, lo cual se refleja no sólo en la posibilidad de impulsar aún más la investigación aplicada y la tecnología sino también en la legislación, que dispone entonces de recursos para determinar y evaluar en forma objetiva los límites permitidos para el nivel de ruido.

El indudable avance que en materia de control de ruido se ha venido operando desde entonces se ve superado, no obstante, por un crecimiento cada vez más vertiginoso de la población, especialmente en las grandes ciudades, y por la consecuente necesidad de multiplicar los bienes y servicios requeridos según el modo de vida prevaleciente en las sociedades contemporáneas. Entre éstos se encuentran los derivados de los medios de comunicación y de transporte, los de la industria de la recreación, etc., todos ellos fuentes importantes de contaminación acústica. Las mejoras técnicas resultan así desbordadas por la multiplicación de la cantidad de fuentes de ruido que saturan el mercado. Ejemplo de ello es lo informado en la introducción del Libro Verde de la Comunidad Europea sobre Política Futura relativa al Ruido. A pesar de que desde 1970 la emisión de ruido por parte de vehículos individuales se ha reducido un 85 %, y el de las aeronaves, un 90%, a causa del crecimiento y la generalización del tránsito terrestre y aéreo en el tiempo y el espacio no se observan mejoras significativas en cuanto a la exposición total al ruido ambiente.

Otro elemento que atenta contra la posibilidad de ir reduciendo paulatinamente la contaminación sonora es la falta de medidas preventivas capaces de evitar el crecimiento descontrolado del ruido. Entre las medidas ausentes en las políticas oficiales de control se encuentran la educación formal (en la escuela) e informal (a

través de los medios de comunicación e información pública), así como la promoción de la investigación.

En los países en desarrollo la cuestión se agrava debido a que la preocupación primaria de grandes sectores de la sociedad es la de solucionar problemas más acuciantes como el de una aceptable estabilidad social y económica, o el del acceso a los sistemas de salud y educación. Problemas como el cuidado ambiental pasan así a un plano secundario, y más aún en el caso del ruido, uno de los últimos contaminantes en ser aceptados como tales. La carencia de recursos típica de estos países se extiende a los organismos de control del estado, por lo cual, aún existiendo reglamentaciones que atañen al control de la contaminación por ruido, las mismas se aplican, en la práctica, sólo en casos muy puntuales, lo cual conduce a un estado de impunidad colectiva que no sólo es muy difícil de revertir por la vía punitiva, sino que además va instalando en los ciudadanos la idea de que el ruido no es perjudicial.

En este contexto hacen falta dos elementos estratégicos. En primer lugar, contar con una dotación de profesionales altamente capacitados para resolver los problemas técnicos que plantean las diversas situaciones de contaminación sonora o filtraciones acústicas. En efecto, cuando los recursos disponibles son escasos, no es posible de ninguna manera desperdiciarlos. Antes bien, habrá que utilizarlos cuidadosa y por lo tanto certeramente. Es demasiado habitual encontrar “tratamientos” acústicos que, efectuados por personas sin la adecuada formación, resultan totalmente inefectivos. El dejar la performance acústica de un equipo o edificio para el final, o para “más adelante”, es otro error frecuente. En ciertos casos el costo de un tratamiento correctivo a posteriori puede llegar a ser casi tan alto como el del proyecto original.

El segundo elemento es ir logrando una paulatina toma de conciencia por parte de la población acerca de los inconvenientes de toda índole que trae aparejado el ruido excesivo, y de la responsabilidad individual de cada uno de los miembros de la sociedad en el logro de un ambiente acústico más saludable. Pequeñas actitudes como el exigir que se baje el volumen de la música de fondo en un lugar público, o como el evitar levantar la voz o tocar la bocina si ello no es imprescindible, sólo son posibles después de haberse informado adecuadamente.

El objetivo de este libro es contribuir al primer elemento dentro de esta estrategia, esto es, brindar al lector los fundamentos de las técnicas del control de ruido y mostrarle a través de numerosos ejemplos cómo se aplican a la resolución de situaciones típicas de la práctica profesional. Se ha puesto especial énfasis en el carácter interdisciplinario del problema, lo cual se pone de manifiesto en la diversidad de temas enfocados, abarcando desde cuestiones de acústica física hasta un detallado análisis de la legislación, pasando por elementos de la anatomía del oído y por una descripción de los procesos involucrados en las mediciones acústicas. Este enfoque es prácticamente estándar en la literatura sobre control de ruido, ya que es sumamente conveniente, al resolver cualquier problema de ruido, tener en cuenta el contexto, que suele involucrar puntos de vista de varias disciplinas. Así, un problema de ruido industrial requiere no solamente encontrar una solución técnica, sino en qué medida es necesario reducir el ruido, lo cual a su vez está relacionado con los criterios sobre riesgo auditivo establecidos por la ciencia médica, con los límites permitidos según la legislación, con las mediciones previas y su apropiada interpretación, etc.

El libro es el resultado de más de cinco años de experiencia en el dictado de cursos sobre Acústica y Psicoacústica y sobre Control de Ruido organizados por el Departamento de Electrónica y el Laboratorio de Acústica y Electroacústica de la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura, conjuntamente con la Escuela

de Posgrado y Educación Continua. Ha sido redactado sobre la base del material de clase utilizado en dichos cursos.

En el primer capítulo se introducen los conceptos fundamentales sobre acústica y psicoacústica. El objeto de este capítulo no es sustituir a un buen libro sobre acústica, en el cual se desarrolle, por ejemplo, la acústica desde el punto de vista de la ecuación de onda, sino proporcionar la información mínima requerida para avanzar sin tropiezos en los capítulos subsiguientes. Así, se introducen conceptos como los de presión sonora, de espectro, de sonoridad, etc., que están omnipresentes en todo el libro.

En el segundo capítulo se dejan sentadas las razones últimas que llevan a la necesidad de controlar el ruido, es decir, sus efectos sobre el ser humano, tanto en lo que se refiere a la audición como a la inteligibilidad oral, al efecto sobre la voz, a la interferencia con las actividades, etc. Se introducen aquí algunos criterios psicoacústicos como el criterio NR de ruido aceptable en diversos ámbitos según la aplicación. Se describen también los recursos disponibles para medir la audición humana, como la audiometría, y la forma de interpretar los resultados.

En el tercer capítulo se realiza un análisis pormenorizado de los aspectos técnicos de la legislación existente sobre ruido, efectuando comparaciones entre diversas reglamentaciones u ordenanzas. En muchos casos se señalan las limitaciones, y, finalmente, se incluye a modo de apéndice una propuesta de ordenanza municipal sobre control de ruido y vibraciones. Este capítulo resultará útil especialmente a quienes deban encarar la revisión o redacción de reglamentaciones u ordenanzas sobre ruido, ya que presenta diversos antecedentes.

El capítulo cuarto se refiere a las mediciones acústicas. Sin pretender cubrir la totalidad de los métodos y tipos de instrumentos existentes en el mercado, se desarrolla en detalle el concepto de valor eficaz, tanto en su forma idealizada, como en la forma en que realmente es obtenido por los instrumentos disponibles. Se analiza el medidor de nivel sonoro, junto con las curvas de ponderación correspondientes y sus motivaciones, el analizador de espectro, y los instrumentos integradores y estadísticos. Se introduce el principio de indeterminación tiempo-frecuencia y sus consecuencias para la selección de las bandas en el análisis espectral. No se estudian las técnicas intensimétricas por no ser las mismas de aplicación generalizada aún en los problemas de control de ruido más comunes.

En el quinto capítulo se estudia la acústica de recintos, partiendo de los conceptos de absorción sonora y reverberación. Se analizan los regímenes de extinción y crecimiento del sonido, el cálculo del tiempo de reverberación y su influencia en las características acústicas de los recintos, así como sus aplicaciones para la medición del coeficiente de absorción sonora. Luego se estudia el campo sonoro en sus componentes directa y reverberante. Más adelante se enfoca el problema de la transmisión del sonido a través de tabiques, y la especificación de la aislación sonora de los materiales y estructuras por medio de la pérdida de transmisión. Finalmente se estudian los modos normales de los recintos, su distribución en el espectro y su influencia sobre la difusión del sonido, incluyendo algunos criterios prácticos

El sexto capítulo abarca el estudio de las vibraciones y su repercusión como causa de ruidos, discutiéndose las técnicas de aislación y amortiguación de vibraciones con énfasis en los criterios de selección. También se enfoca el caso particular de los pisos flotantes.

En el capítulo séptimo se realiza una revisión detallada de los diferentes tipos de materiales y estructuras acústicas, combinando el enfoque conceptual con los principios físicos involucrados (que complementan algunos adelantos realizados en el capítulo

quinto) y con una discusión sobre las especificaciones. Así, se estudian los materiales absorbentes, aislantes y difusores, con énfasis en las diferencias entre los diferentes mecanismos. Entre los absorbentes se estudian los diferentes tipos porosos así como los que operan por resonancia. También se analizan diversos tipos de silenciadores pasivos y reactivos. En relación con los aislantes, se introducen los tabiques dobles, las especificaciones por medio de números únicos tanto de tabiques verticales como de estructuras de piso y cielorraso. (R_w y $N_{n,w}$). En cada caso se brindan criterios de selección. Con respecto a las estructuras dobles se brindan fórmulas de estimación de la pérdida de transmisión, útiles cuando no se cuenta con datos medidos en laboratorio. Se detallan luego las estructuras aislantes típicas, particularmente las de placa de roca de yeso, así como las de puertas y ventanas acústicas y las de pisos y cielorrasos. Finalmente, se dan ejemplos de estructuras difusoras de alta eficiencia como los difusores de resto cuadrático. El capítulo contiene varias tablas que describen las propiedades acústicas de diversos materiales. Si bien éstas no reemplazan el acopio de información correspondiente a materiales específicos disponibles comercialmente (que todo profesional debe ir efectuando a lo largo del tiempo), constituyen un buen punto de partida para orientarse en la selección de los mismos

En el último capítulo se plantea una visión integrada de todos los conceptos anteriores en su aplicación al control de ruido. Así, se muestra la importancia de las mediciones para la identificación de las fuentes tanto sonoras como vibratorias, se dan pautas para establecer prioridades, y se examinan las soluciones a diversos problemas típicos. Se analizan y comparan las técnicas de reducción en la fuente, en la transmisión y en el receptor, cubriendo en el primer caso los mecanismos de generación, en el segundo los tabiques, barreras o pantallas y los encapsulamientos, y en el tercero la protección auditiva y las medidas administrativas.

Todos los temas están ilustrados con ejemplos prácticos resueltos y comentados en detalle. Al final de la obra se incluye un glosario con más de 700 términos y expresiones pertenecientes al uso habitual en acústica, audio y control de ruido explicados brevemente, inclusive algunos que no figuran explícitamente en el texto, pero que suelen aparecer en la bibliografía. También se ha preparado un importante conjunto de problemas que permiten afianzar, a través de la práctica, los conceptos teóricos desarrollados en el texto. En la mayoría de los casos dichos problemas representan situaciones directamente tomadas de la práctica o inspiradas en ella. En otros casos, simplemente completan ideas sugeridas o propuestas en el texto. Por último, se ha incluido un índice alfabético detallada cuyo propósito es facilitar el uso de la obra como referencia.

Rosario, abril de 1999

CAPÍTULO 1

TERMINOLOGÍA Y NOCIONES DE ACÚSTICA Y PSICOACÚSTICA

1.1. NATURALEZA DEL SONIDO

El **sonido** consiste en una vibración del aire que se propaga en forma de ondas de presión. En ausencia de sonido, la presión atmosférica alcanza un estado de equilibrio y es constante en el tiempo y en el espacio. Cuando aparece una perturbación, por ejemplo la vibración de un objeto, se producen variaciones de presión y estas variaciones no sólo se producen a lo largo del tiempo (acompañando a la perturbación) sino que se propagan también por el espacio con cierta velocidad c , de tal modo que al cabo de un tiempo t las variaciones de presión llegan a una distancia $c \cdot t$ de donde se produjo originalmente la perturbación.

El proceso puede examinarse con mayor detalle comparándolo con el fenómeno que tiene lugar cuando se perturba la superficie calma de un lago. Si la perturbación eleva un punto cualquiera de la superficie, el agua en ese punto tenderá a caer, pero en su caída elevará las zonas vecinas, que a su vez tenderán a caer elevando las zonas que le siguen, y así sucesivamente la perturbación se propaga en forma de un círculo de radio creciente.

El caso de una perturbación del aire es muy similar. Si en un punto cualquiera se produce una perturbación del aire que implique un aumento momentáneo de la presión, el desequilibrio entre las presiones en el punto perturbado y en el aire que lo circunda

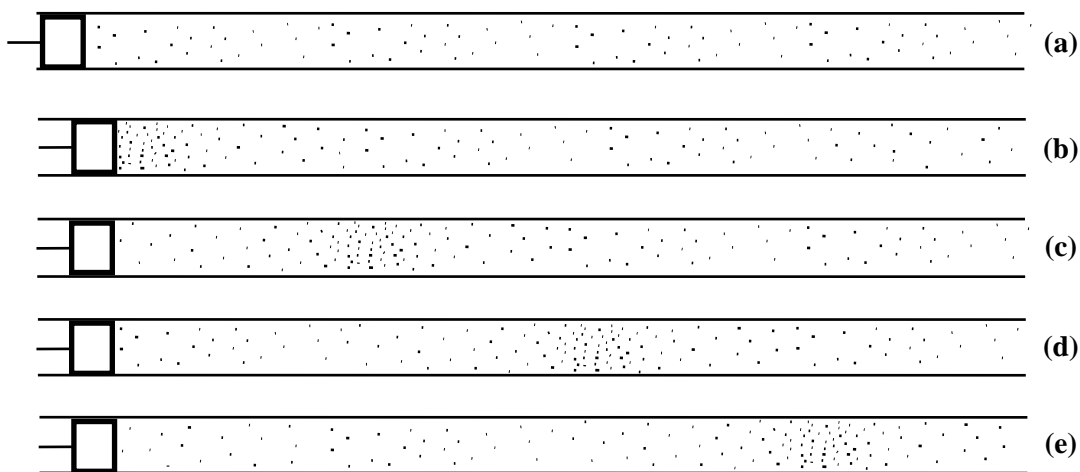


Figura 1.1. Propagación de una perturbación en un tubo. (a) El aire en reposo (moléculas repartidas uniformemente). (b) Ante una perturbación el aire se concentra cerca del pistón. (aumenta la presión). (c), (d), (e) La perturbación se propaga alejándose de la fuente.

hace que el aire a mayor presión tienda a descomprimirse, perturbando a su vez al aire a su alrededor. Así siguiendo, la perturbación se va desplazando o propagando. En la figura 1.1 se muestra esta situación dentro de un tubo largo, en uno de cuyos extremos hay un pistón por medio del cual se provoca la perturbación. En (a) el aire está en situación de equilibrio. En (b) sobreviene la perturbación, comprimiendo el aire próximo al pistón. En (c) a (e) la perturbación se aleja de la fuente (el pistón)

Hasta ahora hemos analizado el efecto de una única perturbación, pero la mayor parte de los sonidos reales son el resultado de una serie de perturbaciones sucesivas y no de una sola. En la figura 1.2 se ilustra el resultado de tal sucesión de perturbaciones. Obsérvese que las nuevas perturbaciones no modifican la propagación de las anteriores.

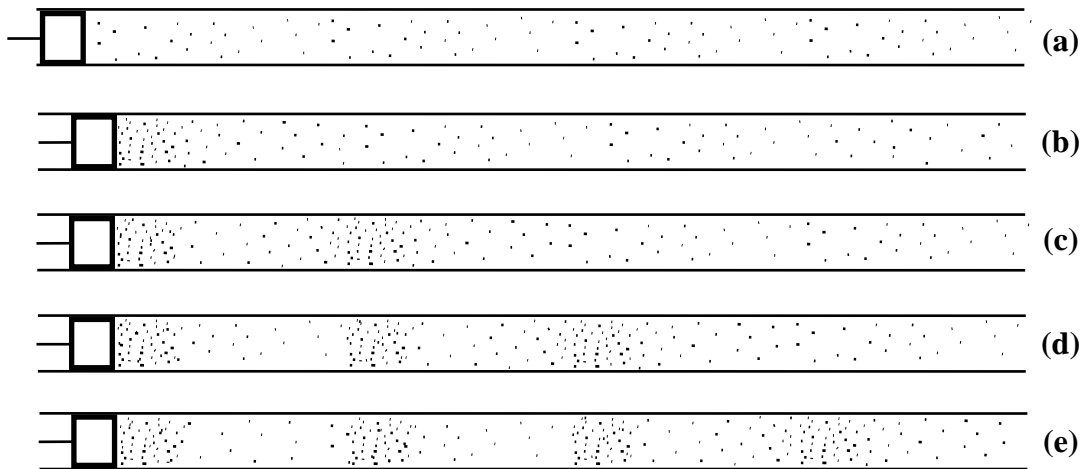


Figura 1.2. Un sonido consecuencia de una perturbación repetitiva, es decir, **periódica**. (a) El aire en reposo. (b) Primera perturbación. (c) Segunda perturbación, cuando la primera ha recorrido una distancia λ (longitud de onda; ver sección 1.1.4). (d) Tercera perturbación, cuando la primera ha recorrido una distancia 2λ y la segunda una distancia λ . (e) Cuarta perturbación, cuando las anteriores han recorrido las distancias 3λ , 2λ , y λ respectivamente.

Como hemos visto, la perturbación consiste en una variación de la presión **P** del aire respecto a la presión de equilibrio (o presión atmosférica), **P₀**. Físicamente, podemos pensar que el sonido es consecuencia de la aparición de una **presión incremental**

$$\mathbf{p} = \mathbf{P} - \mathbf{P}_0 \quad (1.1)$$

que varía en el tiempo. Es interesante observar que para los sonidos habituales *dicha presión incremental es mucho menor en magnitud que la presión atmosférica*. En efecto, mientras que ésta es del orden de

$$\mathbf{P}_0 = 10^5 \text{ Pa}$$

($P_a = \text{pascal} = \text{N/m}^2$), la presión incremental correspondiente a sonidos audibles (sin llegar a provocar dolor) está en el rango

$$30 \times 10^{-6} \text{ Pa} < p < 30 \text{ Pa} ,$$

por lo cual

$$p \ll P_0$$

(ver figura 1.3. (a)). En la tabla 1.2. se dan los valores de la presión para algunos sonidos típicos. Por ejemplo, para una conversación normal, la presión incremental es del orden de **0,03 Pa**.

NOTA: En lo sucesivo, llamaremos **presión sonora**, **presión acústica** o simplemente **presión** a la presión incremental. Para referirnos a la presión de equilibrio que tiene lugar en ausencia de sonido utilizaremos la expresión **presión atmosférica**. En la figura 1.3 (b), se ha restado la presión atmosférica P_0 , dejando sólo el valor de la presión sonora p .

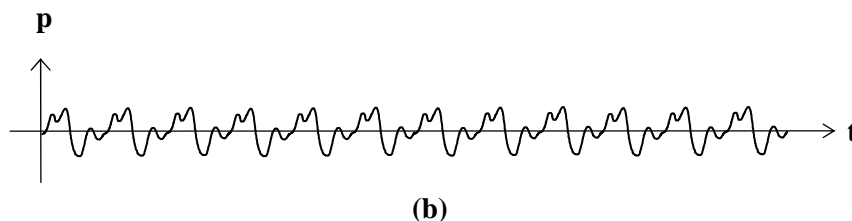
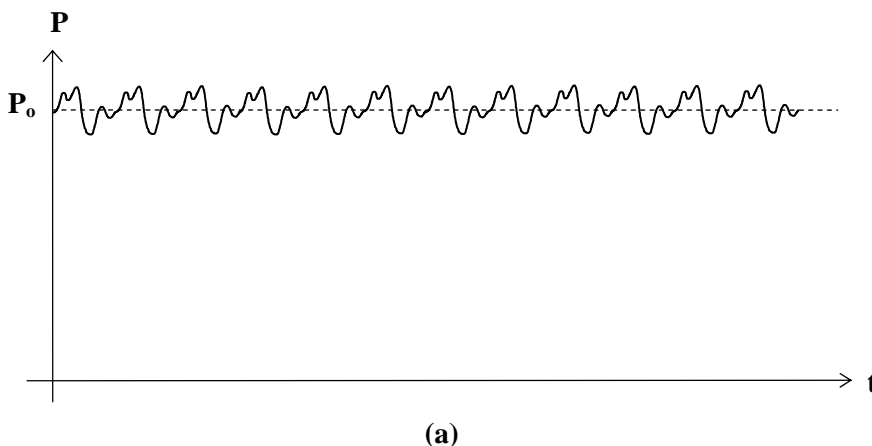


Figura 1.3. (a) Evolución en el tiempo de la presión de un sonido. Se muestra (fuera de escala) una pequeña fluctuación periódica alrededor de la presión atmosférica P_0 (presión de equilibrio). **(b)** Se ha removido la presión atmosférica quedando sólo la presión sonora p .

1.1.1. VELOCIDAD DE PROPAGACIÓN DEL SONIDO

La velocidad del sonido c en un gas depende de su peso molecular y de su temperatura, según la ecuación

$$c = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} \quad (1.2)$$

donde $\gamma = C_p/C_v = 1,4$ para gases *diatómicos* (como el aire),

$R = 8,31 \text{ J/mol}\cdot\text{K}$,

M = masa de 1 mol en $\text{kg/mol} = 0,0288 \text{ kg/mol}$ para el aire,

T = temperatura absoluta en $^\circ\text{K}$.

Para temperaturas cercanas a la temperatura ambiente, esta expresión puede aproximarse (para el aire) por

$$c = 332 + 0,608 \cdot t, \quad (1.3)$$

donde t es la temperatura en $^\circ\text{C}$ y c está en m/s . En particular, para $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ resulta $c = 344 \text{ m/seg}$.

Las perturbaciones no sólo se propagan en los gases, sino también en cualquier medio elástico, como los líquidos y los sólidos. En la Tabla 1.1 se indica aproximadamente la velocidad del sonido en varios medios para ondas planas¹.

TABLA 1.1. Velocidad del sonido para ondas planas en varios medios

| Medio | Velocidad [m/s] |
|-----------------------|-----------------|
| Aire a 0 °C | 332 |
| Aire a 20 °C | 344 |
| Anhídrido carbónico | 260 |
| Hidrógeno | 1294 |
| Agua a 20 °C | 1482 |
| Alcohol etílico a 20° | 1170 |
| Vapor a 100 °C | 405 |
| Acero | 5200 |
| Aluminio | 5000 |
| Bronce | 3480 |
| Corcho | 500 |
| Hormigón | 3500 |
| Granito | 3950 |
| Madera | 4000 |
| Mármol | 3810 |
| Plomo | 1190 |
| Vidrio | 5000 |

¹ En una onda plana la presión en cada instante es constante sobre cada plano perpendicular a la dirección de propagación.

1.1.2. VELOCIDAD DEL SONIDO VS. VELOCIDAD DE LAS PARTÍCULAS

La propagación de una onda sonora **no implica** un desplazamiento neto de las partículas (moléculas) que forman el aire, *sino de la perturbación*. En otras palabras, no existe propagación de materia, como sucede en cambio en una ráfaga de viento o en el flujo de aire a través de una tubería de ventilación.

Sin embargo, cuando por un punto pasa una perturbación, las partículas correspondientes experimentan, realmente, un pequeño desplazamiento respecto a su posición de equilibrio. Al terminar la perturbación, cada partícula vuelve a su estado original.

El movimiento de una partícula alrededor de su posición de equilibrio podría describirse por medio de la distancia respecto a dicha posición en cada instante (**elongación**), pero resulta más conveniente hacerlo en términos de la **velocidad u**. Una de las razones es que para una onda plana la presión resulta ser proporcional a la velocidad:

$$\frac{p}{u} = \rho_0 c \quad (1.4)$$

donde ρ_0 = densidad del aire en $\text{kg/m}^3 = 1,2 \text{ kg/m}^3$ (a 20°C)

c = velocidad de propagación del sonido en $\text{m/s} = 344 \text{ m/s}$

El cociente p/u se denomina **impedancia acústica**, Z_a :

$$Z_a = \frac{p}{u} . \quad (1.5)$$

De la ecuación (1.4) puede deducirse que para una conversación normal, cuya presión sonora es de unos **0,030 Pa**, la velocidad de las partículas es del orden de **0,00007 m/s**. Este pequeño valor contrasta con el mucho más elevado de **344 m/s** correspondiente a la velocidad de propagación de la onda sonora.

1.1.3. SONIDOS PERIÓDICOS Y TONOS PUROS

Un caso muy importante se da cuando las perturbaciones se repiten cada un tiempo **T**, es decir, con una **frecuencia** $f = 1/T$. En este caso, auditivamente se evoca la sensación de **tono**. La sensación de **altura** del tono aumenta con la frecuencia. Así, los sonidos de baja frecuencia son **graves** (bajos), mientras que los de alta frecuencia son **agudos** (altos). En la figura 1.4. se muestran ejemplos de dichos sonidos

La perturbación periódica más simple es la **senoidal** (figura 1.5.), Es decir, aquella en la que la presión varía *senoidalmente* con el tiempo:

$$p(t) = P_{\text{máx}} \text{sen } 2\pi f t . \quad (1.6)$$

En este caso el sonido resultante se denomina **tono puro**. Los tonos puros se encuentran rara vez en la naturaleza, pero son de extraordinaria importancia como

herramienta de análisis, ya que todo sonido puede considerarse como formado por la superposición de tonos puros de diversas frecuencias.

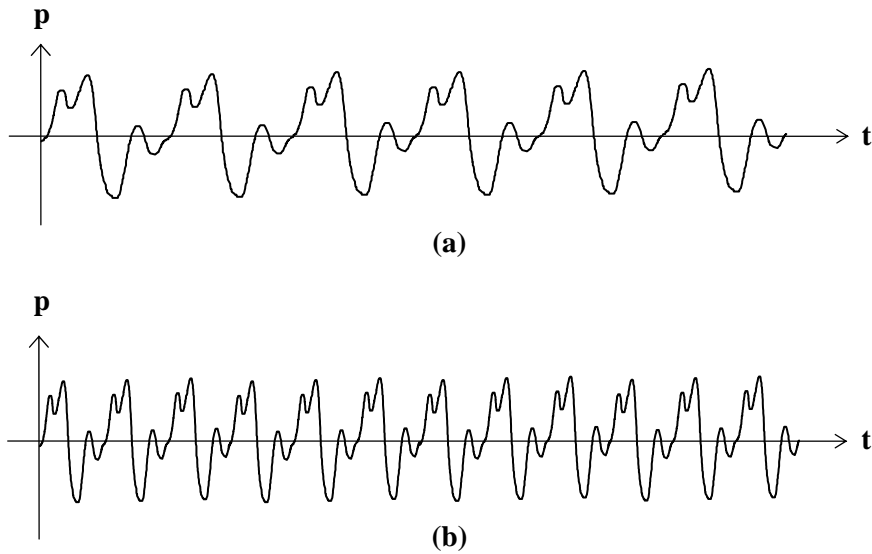


Figura 1.4. Dos sonidos periódicos: (a) grave; (b) agudo.

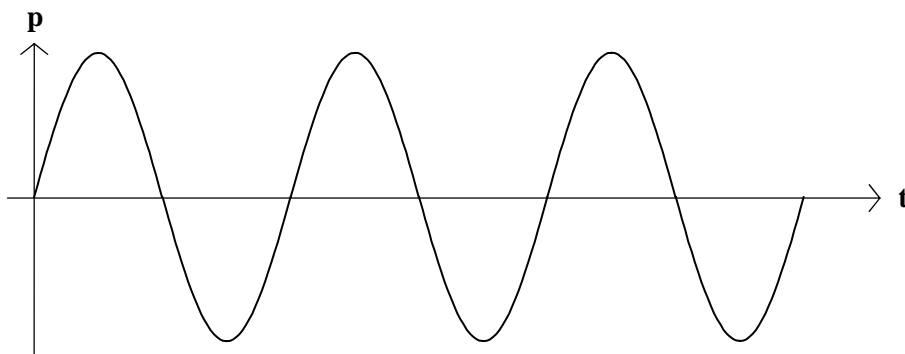


Figura 1.5. Un tono puro (onda senoidal). Se muestran tres ciclos.

Cuando el sonido es periódico de frecuencia f , las frecuencias de los tonos puros que lo constituyen son múltiplos de f , y se denominan **sonidos armónicos** o **sobretonos armónicos**, o simplemente, **armónicos**. Este importante resultado se conoce como **Teorema de Fourier**, y puede expresarse matemáticamente como

$$p(t) = \sum_{n=1}^{\infty} P_n \text{sen}(2\pi n f t + \varphi_n), \quad (1.7)$$

donde P_n es la **amplitud** y φ_n es la **fase** de cada armónico. Ejemplos de esto son la voz humana cuando se pronuncian vocales y los sonidos de instrumentos musicales como la flauta, el violín, etc. La frecuencia f se denomina **frecuencia fundamental**. En la figura 1.6 se muestran los primeros armónicos de una onda cuadrada, y la comparación entre su suma y la propia onda cuadrada.

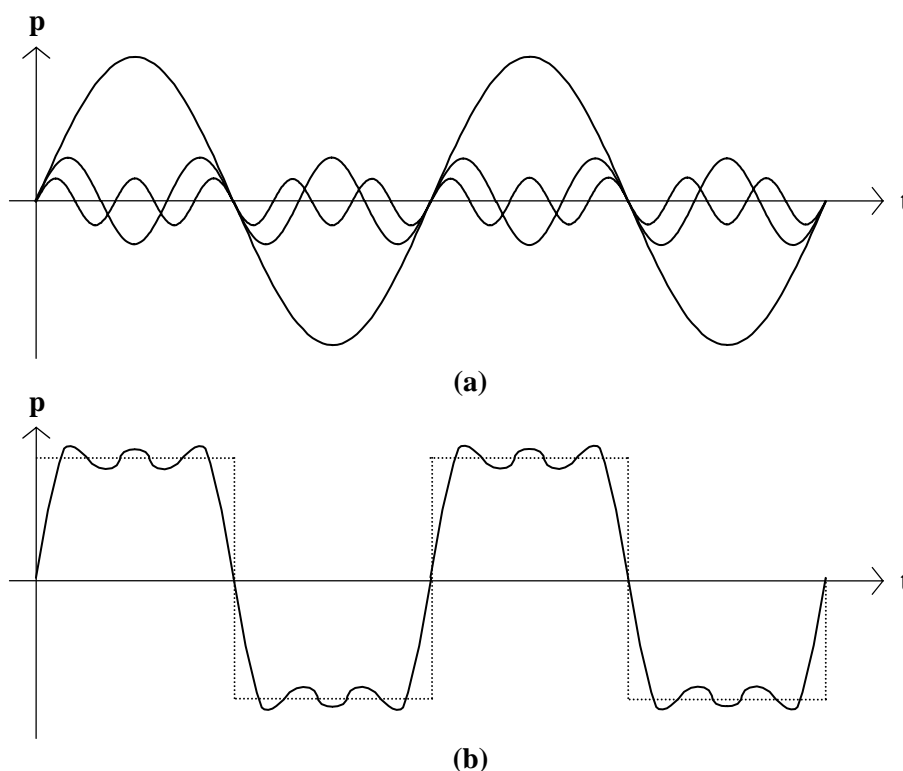


Figura 1.6. (a) Los tres primeros armónicos de una onda cuadrada, de frecuencias f_0 , $3f_0$ y $5f_0$. (b) El resultado de superponer los tres armónicos, comparado con la onda cuadrada. Si bien tres armónicos son poca cantidad, vemos que comienza a esbozarse la forma de la onda cuadrada.

1.1.4. LONGITUD DE ONDA

Vimos que en los sonidos periódicos cada un tiempo $T = 1/f$ se repite la correspondiente perturbación. Durante ese tiempo, la perturbación se desplazó una distancia $c \cdot T$, lo cual significa que la distancia entre dos perturbaciones sucesivas es precisamente $c \cdot T$. Esta distancia se denomina **longitud de onda**, λ , y es un parámetro importante en acústica, por ejemplo para estimar el efecto de un obstáculo sobre una onda sonora. Resulta

$$\lambda = c \cdot T = \frac{c}{f} . \quad (1.8)$$

1.1.5. SONIDOS NO PERIÓDICOS

Existen dos tipos de sonidos no periódicos: a) los que están formados por una serie no armónica de tonos puros denominados **sonidos parciales** o simplemente **parciales**, de frecuencias identificables ya sea auditivamente o por medio de instrumentos de medición, y b) los que contienen gran cantidad de tonos de frecuencias tan próximas entre sí que no es posible individualizarlas (figura 1.7). Un ejemplo del

primer tipo de sonidos no periódicos es el sonido de las campanas o de una placa metálica que vibra. El segundo tipo está representado por ejemplo por el sonido que se obtiene al pronunciar las letras f, j, s, z, por el ruido del mar y por el ruido del viento agitando la fronda de los árboles.

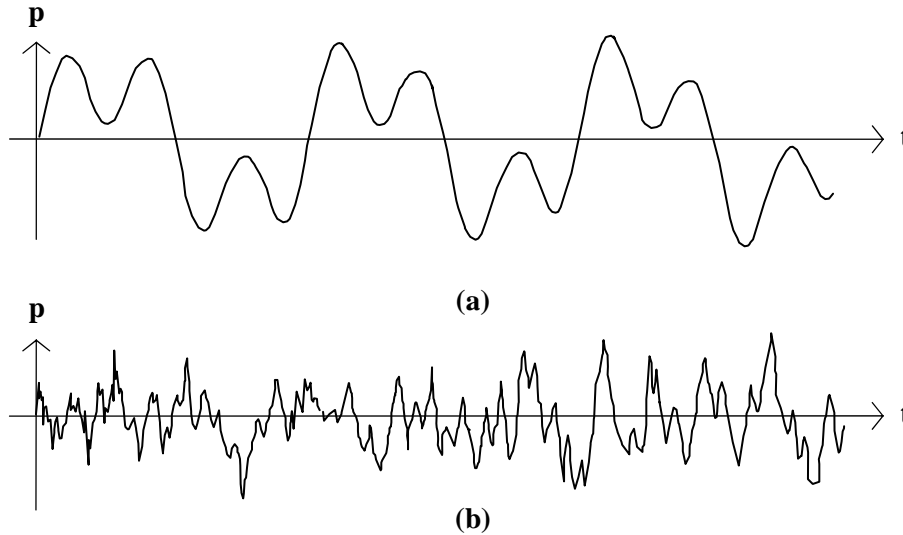


Figura 1.7. Sonidos no periódicos: (a) con tonos puros de frecuencias identificables (en este caso, f_0 y $2,9 f_0$ respectivamente). (b) sin tonos puros discernibles.

1.2. ENERGÍA DE UNA ONDA SONORA

La **energía** es uno de los conceptos centrales de la física, debido a que es una propiedad común a todos los sistemas físicos (mecánicos, electromagnéticos, termodinámicos, químicos, etc.) con la característica de que puede transferirse entre sistemas vinculados, obedeciendo a un *principio de conservación*.

Los sistemas acústicos son casos particulares de sistemas mecánicos, por lo cual la **energía acústica** puede descomponerse en **energía potencial** y **energía cinética**. Como el campo sonoro varía con la posición, su energía se describe mejor mediante la **densidad de energía D**, o energía por unidad de volumen, en cada punto. Resulta:

$$\mathbf{D} = \frac{1}{2} (\rho_0 \cdot \mathbf{u}^2 + \frac{\mathbf{p}^2}{\rho_0 \cdot \mathbf{c}^2}) . \quad (1.9)$$

El primer término, $\frac{1}{2}\rho_0\mathbf{u}^2$, corresponde a la energía cinética, y el segundo, $\frac{1}{2}\mathbf{p}^2/\rho_0\mathbf{c}^2$, a la energía potencial. Esta densidad de energía es función de la posición y del tiempo. En el caso de una **onda plana** (en la cual la presión es constante sobre los planos perpendiculares a la dirección de propagación), ambos términos se hacen iguales, y entonces

$$\mathbf{D}_{\text{onda plana}} = \frac{\mathbf{p}^2}{\rho_0 \cdot \mathbf{c}^2} . \quad (1.10)$$

Se puede apreciar que la energía de una onda plana es proporcional a la presión elevada al cuadrado. Este resultado es similar al de los circuitos eléctricos, según el cual la potencia es proporcional a la tensión eléctrica al cuadrado.

1.2.1. INTENSIDAD SONORA

Dado que en una onda sonora sólo hay energía en los puntos por los que está pasando la perturbación (pues únicamente allí $p \neq 0$), resulta que la energía se va propagando junto con la perturbación. Esta propiedad fundamental se verifica también para otros fenómenos ondulatorios, como los electromagnéticos.

Se define la **intensidad sonora**, i , como la **potencia** (energía por unidad de tiempo) transmitida por una onda por unidad de superficie. Para una onda plana resulta:

$$i = D \cdot c = \frac{p^2}{\rho_0 c} = \frac{p^2}{Z_a} \quad (1.11)$$

La intensidad sonora varía en el tiempo. Es interesante calcular su valor medio en un intervalo de tiempo T , denominado **intensidad media**, I , que está dado por

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T i(t) dt = \frac{1}{\rho_0 c} \frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt \quad (1.12)$$

El valor

$$P_{ef}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt \quad (1.13)$$

se denomina **valor cuadrático medio** de la presión. Su raíz cuadrada,

$$P_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} \quad (1.14)$$

es el **valor eficaz** de la presión o también **presión eficaz**. En términos de P_{ef} , la intensidad media vale

$$I = \frac{P_{ef}^2}{\rho_0 c} \quad (1.15)$$

La presión eficaz corresponde a un valor constante capaz de producir la misma intensidad media. Para el caso de un tono puro, en el que la presión *varía senoidalmente*, es decir

$$p(t) = P_{m\acute{a}x} \text{ sen } 2\pi f t, \quad (1.16)$$

la relación entre la presión eficaz y la máxima resulta ser

$$P_{ef} = \frac{P_{m\acute{a}x}}{\sqrt{2}} \quad (1.17)$$

de modo que

$$p(t) = \sqrt{2} P_{ef} \text{ sen } 2\pi f t . \quad (1.18)$$

Para un sonido periódico cualquiera, se cumple:

$$P_{ef}^2 = \sum_{i=1}^{\infty} P_{efn}^2 \quad (1.19)$$

donde $P_{ef n}$ es el valor eficaz del armónico de orden n . Esta importante fórmula, conocida como **fórmula de Parseval**, indica que *la energía de los armónicos puede superponerse para obtener la energía total*.

1.3. NIVEL DE PRESIÓN SONORA

Debido al rango *extraordinariamente amplio* de la presión sonora, resulta conveniente utilizar una escala logarítmica para expresar sus valores. Así, se define el **nivel de presión sonora (NPS)** como

$$\text{NPS} = 20 \log_{10} \frac{P_{ef}}{P_{ref}} , \quad (1.20)$$

donde P_{ef} es el valor eficaz de la presión sonora y P_{ref} es la presión de referencia, que vale

$$P_{ref} = 20 \times 10^{-6} \text{ Pa} . \quad (1.21)$$

El nivel de presión sonora se expresa en **decibeles (dB)**. Un incremento de **1 dB** no representa un incremento fijo de la presión sino un *aumento relativo* de un **12,2%**.

El valor de P_{ref} se ha elegido porque *coincide con el umbral de audición normal para 1 kHz*, lo cual implica que un sonido se puede percibir cuando **NPS > 0 dB**. En la Tabla 1.2 se dan valores típicos de la presión eficaz sonora y del **NPS** para algunos sonidos habituales.

NOTA: Una razón que se suele esgrimir para el uso de la escala logarítmica en decibeles es que “la respuesta del oído a las intensidades es logarítmica.” Esto, según veremos, *no es exacto*.

1.4. ESPECTRO DE LOS SONIDOS

La información acerca de qué frecuencias integran un sonido y cuáles son las respectivas amplitudes y fases constituye lo que se denomina **espectro** del sonido. Se suele presentar como un par de gráficos con la frecuencia en las abscisas, y en las ordenadas la amplitud o energía en uno y la fase en el otro. Para el análisis de ruidos *la fase carece en general de importancia y no la tendremos en cuenta*.

TABLA 1.2. Presión Sonora y Nivel de Presión Sonora para algunas fuentes sonoras y ambientes acústicos típicos

| FUENTE | P_{ef} [Pa] | NPS [dB] |
|------------------------------|---------------|----------|
| Umbral de dolor | 20 | 120 |
| Discoteca a todo volumen | 6,3 | 110 |
| Martillo neumático a 2 m | 3,6 | 105 |
| Ambiente industrial ruidoso | 0,63 | 90 |
| Piano a 1 m con fuerza media | 0,20 | 80 |
| Automóvil silencioso a 2 m | 0,063 | 70 |
| Conversación normal | 0,020 | 60 |
| Ruido urbano de noche | 0,0063 | 50 |
| Habitación interior (día) | 0,0020 | 40 |
| Habitación interior (noche) | 0,00063 | 30 |
| Estudio de grabación | 0,00020 | 20 |
| Cámara sonoamortiguada | 0,000063 | 10 |
| Umbral de audición a 1 kHz | 0,000020 | 0 |

Existen cuatro tipos de espectros. El primero corresponde a los sonidos **periódicos**. El espectro en este caso (figura 1.8) está formado por líneas verticales equiespaciadas, siendo la primera la correspondiente a la frecuencia fundamental o primer armónico, la segunda al segundo armónico, y así siguiendo. La altura de cada línea espectral es la amplitud del armónico respectivo. Un caso particular lo constituye un tono puro de frecuencia f_0 . En este caso el espectro consta de una sola línea ubicada en f_0 .

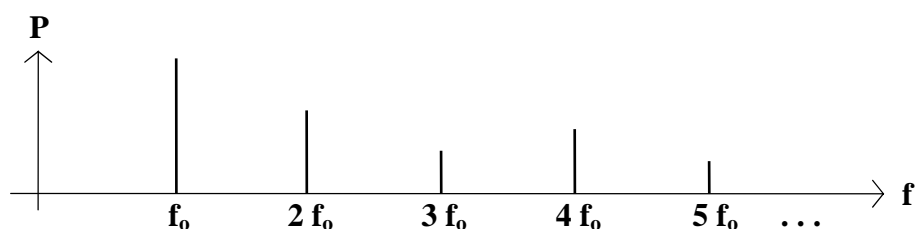


Figura 1.8. Espectro de amplitudes de un sonido periódico.

El segundo tipo de espectro corresponde a los sonidos **no periódicos** con frecuencias identificables. En este caso el espectro contiene líneas espectrales con separaciones no uniformes (figura 1.9). Tanto en este caso como en el anterior el espectro se denomina **discreto**.

El tercer tipo de espectro es el **espectro continuo**, y corresponde a los sonidos *no periódicos* cuyas componentes están demasiado próximas como para poder discriminarse. Una representación mediante líneas espectrales implicaría una gran cantidad de líneas a su vez muy pequeñas (figura 1.10 a). En su lugar se grafica la **densidad espectral** (Sección 1.4.1), que representa la energía por unidad de frecuencia (figura 1.10 b).

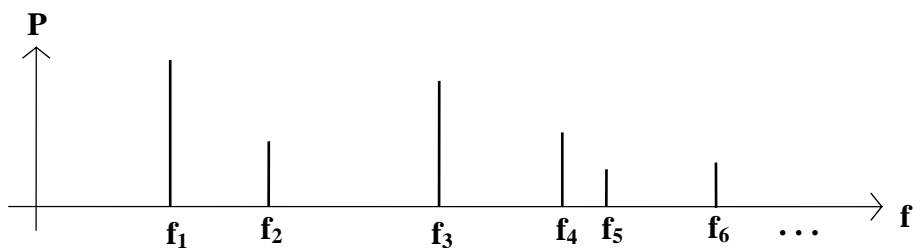


Figura 1.9. Ejemplo de espectro discreto no periódico.

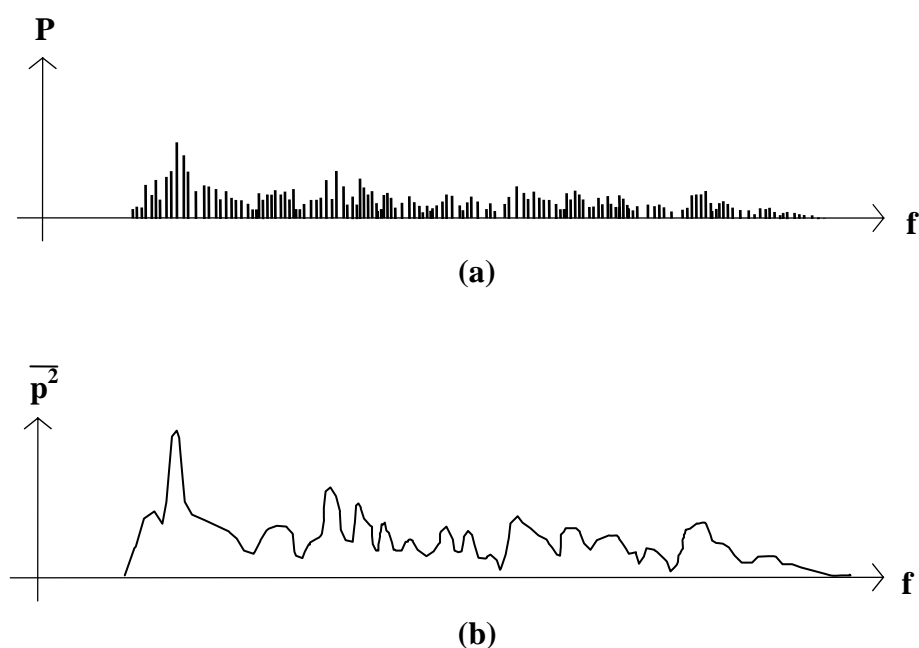


Figura 1.10. Ejemplo de espectro continuo. En (a) se muestran las líneas espectrales. En (b), la correspondiente **densidad espectral** (ver Sección 1.4.1).

Hay dos casos importantes para algunas determinaciones acústicas: el **ruido blanco** y el **ruido rosa**. El ruido blanco (figura 1.11 a) tiene un espectro constante con la frecuencia (su nombre proviene de la analogía con la luz blanca, que contiene todos los colores con igual intensidad). En el ruido rosa (figura 1.11 b), la energía es proporcional a $1/f$, es decir que hay mayor contenido de bajas frecuencias (el nombre se inspira en la luz rosa, que contiene todos los colores, pero el rojo con mayor intensidad). Este tipo de ruido se utiliza como señal de prueba para ensayos acústicos, ya que .

El último tipo de espectro es el **espectro mixto**, que es la superposición de un sonido de espectro continuo y uno o más de espectro discreto (figura 1.12). La gran mayoría de los sonidos que percibimos son de espectro mixto. A un ruido de fondo de espectro continuo, se añaden sonidos de voces humanas, instrumentos musicales, motores, máquinas rotativas, etc., que contienen líneas espectrales definidas.

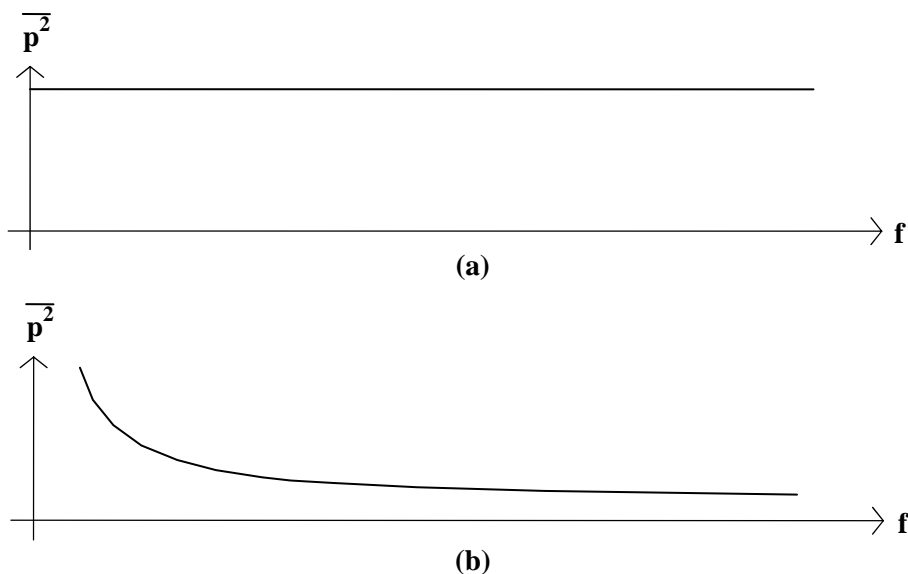


Figura 1.11. (a) Espectro de un ruido blanco. (b) Espectro de un ruido rosa.

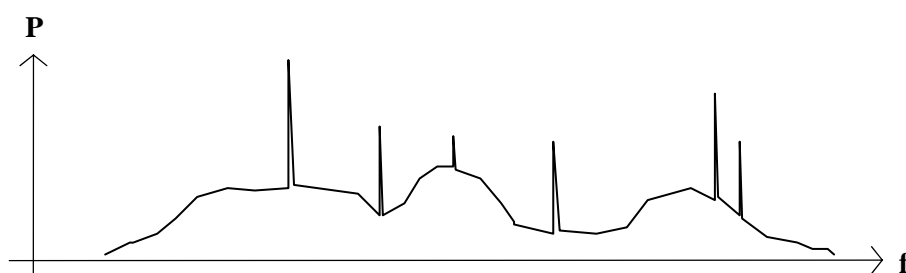


Figura 1.12. Ejemplo de espectro mixto.

1.4.1. DENSIDAD ESPECTRAL

En un espectro discreto, es decir, correspondiente a un sonido formado por cierto número de tonos puros (senoidales) es posible representar las amplitudes de dichos tonos directamente, ya sea a través del valor máximo de la presión, $P_{m\acute{a}x}$, o de su valor eficaz, P_{ef} . En los espectros continuos esto no es práctico, porque equivaldría a una cantidad muy grande de frecuencias extremadamente próximas, cada una de ellas a su vez de amplitud muy pequeña. Resulta más conveniente abandonar el concepto de sonidos parciales individuales con frecuencia, amplitud y fase determinadas, y reemplazarlo por un parámetro que represente la amplitud conjunta de todos los sonidos parciales dentro de una banda de frecuencias $[f, f']$. La manera más ventajosa de representar esta “amplitud conjunta” es por medio de la energía, que está relacionada con el valor cuadrático medio (valor eficaz al cuadrado) de la presión, P_{ef}^2 .

Si la banda $[f, f']$ se reduce, al haber menos parciales, también habrá menos energía y por lo tanto se reducirá P_{ef}^2 . Pero el cociente entre P_{ef}^2 y $f' - f$ tenderá a un valor no nulo. Podemos definir una **densidad espectral** como

$$\overline{p^2}(f) = \lim_{f' \rightarrow f} \frac{P_{ef}^2}{f' - f} . \quad (1.22)$$

Con esta densidad podemos ahora calcular el valor cuadrático medio en cualquier banda $[f_1, f_2]$ como

$$P_{ef}^2 = \int_{f_1}^{f_2} \overline{p^2}(f) df . \quad (1.23)$$

Resulta así que la densidad espectral es una especie de *densidad de valor cuadrático medio* de la presión respecto a la frecuencia.

NOTA: La densidad espectral de un tono puro de frecuencia f_0 es 0 para $f \neq f_0$ e ∞ para $f = f_0$ (función denominada **delta de Dirac**). Esto dificulta una representación matemáticamente precisa de los espectros mixtos (superposición de espectros continuos y discretos). Convencionalmente se representa sobre un mismo diagrama la densidad espectral y el valor cuadrático medio de los tonos puros de la parte discreta del espectro. Nótese, sin embargo, que se refiere a magnitudes inclusive dimensionalmente no homogéneas (Pa^2/Hz y Pa^2 respectivamente).

EJEMPLO 1.1

Determinar el nivel de presión sonora en la banda de **20 Hz a 20.000 Hz** de un ruido rosa cuya densidad espectral es de **8 (mPa)²/f**.

Solución:

$$P_{ef}^2 = \int_{20}^{20.000} \frac{8(\text{mPa})^2}{f} df = 8(\text{mPa})^2 \ln \frac{20.000}{20}$$

de donde

$$P_{ef} = 0,00743 \text{ Pa} .$$

Entonces,

$$\text{NPS} = 20 \log_{10} \frac{0,00743}{0,00002} = 51,4 \text{ dB} .$$

EJEMPLO 1.2

Un ruido blanco en la banda de audio, de **20 Hz a 20.000 Hz**, tiene un nivel de presión sonora de **60 dB**. Determinar el nivel de presión sonora en las bandas de octava **[100 Hz, 200 Hz]** y **[1000 Hz, 2000 Hz]** (una octava equivale a duplicar una frecuencia).

Solución:

$$P_{ef} = 0,00002 \text{ Pa} \times 10^{60/20} = 0,02 \text{ Pa} .$$

Como el ruido es blanco, $\overline{p^2}$ es constante y por consiguiente las integrales se reducen a un simple producto:

$$P_{ef}^2 = 19.980 \text{ Hz} \times \overline{p^2} = 0.0004 \text{ Pa}^2,$$

de donde

$$\overline{p^2} = 2 \times 10^{-8} \text{ Pa}^2/\text{Hz}.$$

Entonces, para [100 Hz, 200 Hz],

$$P_{ef}^2 = 100 \text{ Hz} \times 2 \times 10^{-8} \text{ Pa}^2/\text{Hz},$$

y así

$$\text{NPS} = 37 \text{ dB}.$$

Análogamente, para [1000 Hz, 2000 Hz] se obtiene

$$\text{NPS} = 47 \text{ dB}.$$

Vemos que el nivel de presión sonora es diferente para diversas bandas de octava, ya que una octava en baja frecuencia es más pequeña que en alta frecuencia. Como ejercicio, verificar que para un ruido rosa el nivel de presión sonora es constante en todas las bandas de octava. Esta propiedad lo hace muy útil como señal para algunas mediciones que utilizan analizadores de espectro por octavas (ver sección 4.3).

El conocimiento del espectro de un ruido o sonido es de fundamental importancia para su análisis, tanto para determinar sus posibles efectos e identificar sus fuentes, como para la propuesta de estrategias para su reducción, según iremos viendo a lo largo de los capítulos siguientes.

1.5. FUENTES SONORAS

Existen innumerables tipos de fuentes de ruido, cada una con particularidades que le son propias en cuanto a espectro emitido, potencia, direccionalidad, etc. En su forma más general, el problema es extraordinariamente complejo, debido a que involucra la resolución de ecuaciones ya bastante complicadas, con condiciones adicionales más complicadas aún. Hoy es posible atacar el problema por la vía de la simulación digital en computadora, aunque los programas son muy caros y el éxito en la predicción del comportamiento de una fuente queda en última instancia supeditado a una descripción rigurosamente detallada de sus características mecánicas y acústicas.

A los efectos de un análisis simplificado, es posible y conveniente trabajar con algunos modelos menos exactos pero más manejables. De esta forma se pueden obtener resultados por lo general bastante precisos, considerando la relativa incertidumbre de los datos de que dispone habitualmente el ingeniero acústico.

1.5.1. FUENTE ESFÉRICA Y FUENTE PUNTUAL

La fuente sonora más simple es la **fente esférica**. El campo acústico generado por este tipo de fuente es, para cada tiempo t , constante sobre superficies esféricas concéntricas, es decir que comparten un mismo centro, denominado **centro acústico** o simplemente **centro** de la fuente. En el caso en que la variación temporal sea senoidal, interesa conocer cómo varía su amplitud, o mejor aún su valor eficaz, con la distancia al centro de la fuente. Llamando $\mathbf{P}(\mathbf{r})$ a la amplitud de la presión a la distancia \mathbf{r} del centro, resulta

$$\mathbf{P}(\mathbf{r}) = \frac{r_0}{r} \mathbf{P}(r_0) , \quad (1.24)$$

donde r_0 es una distancia cualquiera y $\mathbf{P}(r_0)$ la amplitud a dicha distancia (figura 1.13). Esta ecuación indica que *la amplitud de la presión varía inversamente con la distancia al centro*. Esta relación es válida también para la presión eficaz:

$$\mathbf{P}_{ef}(\mathbf{r}) = \frac{r_0}{r} \mathbf{P}_{ef}(r_0) . \quad (1.25)$$

De esta expresión puede deducirse que el nivel de presión sonora disminuye **6 dB** cada vez que se duplica la distancia:

$$\mathbf{NPS}(2r) = \mathbf{NPS}(r) - 6 \text{ dB} . \quad (1.26)$$

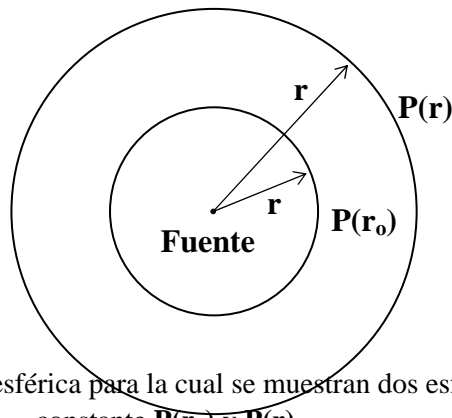


Figura 1.13. Una fuente esférica para la cual se muestran dos esferas de presión constante $\mathbf{P}(r_0)$ y $\mathbf{P}(r)$

A partir de la expresión de la intensidad sonora (ecuación 1.14), se obtiene el importante y conocido resultado de que la intensidad disminuye con el cuadrado de la distancia:

$$\mathbf{I}(\mathbf{r}) = \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \mathbf{I}(r_0) . \quad (1.27)$$

NOTA: Este resultado es válido únicamente para fuentes esféricas puras. Como veremos, no es válido para ondas planas, ni tampoco para fuentes esféricas dentro de recintos con superficies reflectoras.

La ecuación 1.27 puede justificarse intuitivamente del siguiente modo. La potencia sonora total **Pot** radiada por la fuente está perfectamente definida, y para cada distancia **r** del centro acústico, dicha potencia fluye hacia afuera de la correspondiente esfera de radio **r** atravesando una superficie de área $4\pi r^2$, por lo cual la misma potencia **Pot** debe repartirse en un área cada vez mayor conforme aumenta **r**. Como dicha área aumenta con el cuadrado de **r**, entonces la intensidad (que es la potencia dividida por el área) debe disminuir con el cuadrado de **r**. En fórmulas, tenemos que

$$I(r) = \frac{\text{potencia}}{\text{área}} = \frac{\text{Pot}}{4\pi r^2} . \quad (1.28)$$

Un ejemplo idealizado de fuente esférica sería una esfera pulsante, es decir una especie de “pistón esférico”. Un ejemplo práctico puede ser el extremo de un tubo abierto dentro del cual se genera sonido, o un altavoz dentro de un bafle que emite sonidos *de longitud de onda grande comparada con el tamaño del bafle*.

Cuando una fuente esférica es de tamaño despreciable frente a la longitud de onda que está emitiendo, se dice que es una **fente puntual**. La intensidad en las cercanías de una fuente puntual es muy alta. Por esta razón, no existen en la práctica fuentes reales que se aproximen a fuentes puntuales, aunque éstas resultan un buen modelo si las distancias no son demasiado pequeñas.

EJEMPLO 1.3

A **30 m** de la abertura de un tubo de venteo a campo abierto se mide un nivel de presión sonora de **60 dB**. Determinar la potencia acústica radiada **Pot** y el nivel de presión sonora a **5 m** de la abertura.

Solución:

$$P_{ef} = P_{ref} \cdot 10^{NPS/20} = 0,02 \text{ Pa}$$

De aquí obtenemos

$$Pot = 4\pi r^2 I = 4\pi r^2 \frac{P_{ef}^2}{\rho_0 c} = 0,011 \text{ W} .$$

Para determinar el nivel de presión sonora a **5 m**, tengamos en cuenta que

$$P_{ef}(5m) = \frac{30}{5} P_{ef}(30m) = 0,12 \text{ Pa} ,$$

de donde

$$NPS = 75,6 \text{ dB} .$$

Otra forma de obtener lo mismo es:

$$\text{NPS} = 60 + 20 \log_{10} \frac{30}{5}$$

Esta forma de cálculo es más directa ya que no requiere calcular inútilmente el valor intermedio de la presión eficaz. Se basa en la propiedad del logaritmo de transformar un producto en suma.

1.5.2. FUENTE CILÍNDRICA Y FUENTE LINEAL

Las **fuentes cilíndricas** generan un campo acústico que para cada tiempo t es constante sobre superficies cilíndricas concéntricas, es decir que comparten un mismo eje, denominado **eje acústico** o simplemente **eje** de la fuente. Para el caso de una onda senoidal, llamando $\mathbf{P}(r)$ a la amplitud de la presión a la distancia r del eje, resulta

$$\mathbf{P}(r) = \sqrt{\frac{r_0}{r}} \mathbf{P}(r_0) , \quad (1.29)$$

donde r_0 es una distancia cualquiera y $\mathbf{P}(r_0)$ la amplitud a dicha distancia (figura 1.14). Esta ecuación indica que *la amplitud de la presión varía inversamente con la raíz cuadrada de la distancia al centro*. Esta relación es válida también para la presión eficaz:

$$\mathbf{P}_{ef}(r) = \sqrt{\frac{r_0}{r}} \mathbf{P}_{ef}(r_0) . \quad (1.30)$$

De esta expresión se concluye que para fuentes cilíndricas el nivel de presión sonora disminuye **3 dB** cada vez que se duplica la distancia:

$$\text{NPS}(2r) = \text{NPS}(r) - 3 \text{ dB} . \quad (1.31)$$

Este resultado contrasta con el correspondiente a una fuente esférica, en que la reducción era de **6 dB** en lugar de **3 dB**. La razón es que una fuente cilíndrica se puede pensar como una disposición lineal de un gran número de fuentes esféricas iguales (idealmente, infinitas). Al duplicar la distancia al eje de la fuente, la distancia a las fuentes más próximas efectivamente se duplica, pero las más distantes sólo se alejan en una proporción mucho más pequeña, y de esa manera compensan la reducción en **6 dB** de las fuentes próximas.

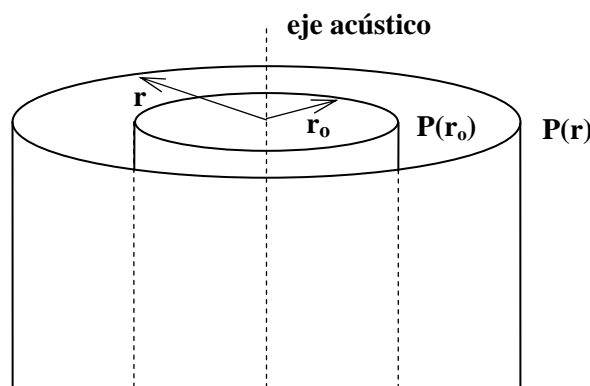


Figura 1.14. Una fuente cilíndrica para la cual se muestran dos superficies cilíndricas sobre las cuales la presión es constante, respectivamente $P(\mathbf{r})$ y $P(\mathbf{r}_0)$. La longitud se ha acortado a los efectos de la representación.

Igual que en el caso anterior, mediante la ecuación 1.14 se determina cómo varía la intensidad con la distancia:

$$I(\mathbf{r}) = \frac{r_0}{r} I(\mathbf{r}_0) . \tag{1.32}$$

Vemos que para fuentes cilíndricas disminuye más lentamente con la distancia que para fuentes esféricas.

Ejemplos de fuentes cilíndricas son las tuberías largas por las cuales circulan grandes caudales generando turbulencias que hacen vibrar la tubería emitiendo sonido. Otro ejemplo son las carreteras de gran circulación, en donde cada automotor individual es equivalente aproximadamente a una fuente esférica. No obstante, la aproximación no es tan buena como en los ejemplos de fuentes esféricas, dado que la fuente cilíndrica ideal es de longitud infinita.

Las **fuentes lineales** son el caso límite de las cilíndricas, cuando el diámetro de la fuente es despreciable frente a la longitud de onda emitida, y en la práctica sólo se utilizan para modelizar fuentes como las mencionadas.

1.5.3. FUENTE PLANA

Las **fuentes planas** crean un campo acústico que para cada tiempo t es constante sobre superficies planas paralelas. Generan el tipo de onda analíticamente más sencillo: la **onda plana**, que se propaga perpendicularmente a dichos planos (figura 1.15).

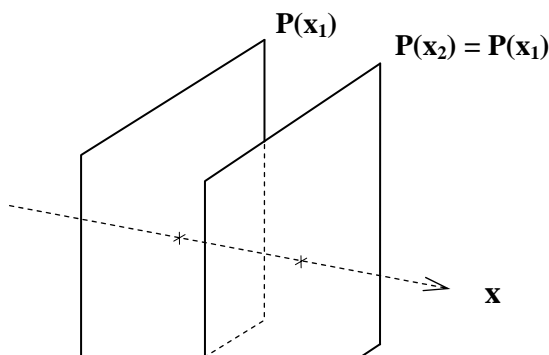


Figura 1.15. Una fuente plana, caracterizada por producir un campo acústico que tiene amplitud constante sobre planos perpendiculares a la dirección de propagación. A su vez, la amplitud es la misma en todos los planos.

Para ondas senoidales, la amplitud de una onda plana es constante con la distancia x a la fuente:

$$P(x) = \text{constante} , \quad (1.33)$$

y análogamente para la presión eficaz:

$$P_{ef}(x) = \text{constante} . \quad (1.34)$$

Esto a su vez implica que *en una onda plana la intensidad media también es constante con la distancia*, a diferencia de lo que sucedía en las fuentes esférica y cilíndrica.

No existen ejemplos físicos de fuentes sonoras planas en campo abierto, ya que la extensión de tales fuentes es, idealmente, infinita. Posibles aproximaciones pueden ser una onda esférica o cilíndrica (o, para el caso, proveniente de cualquier fuente) a gran distancia del centro o eje de la fuente. Otro ejemplo de fuente aproximadamente plana sería el ruido de una muchedumbre desde cierta altura (menor que la extensión de la muchedumbre de modo que el efecto de los bordes, es decir de la falta de infinitud, pueda despreciarse). En recintos cerrados con forma rectangular, bajo ciertas condiciones es posible generar ondas planas con una fuente cualquiera; por ejemplo, si la distancia entre paredes paralelas es múltiplo de la semilongitud de onda ($\lambda/2$) (ver Acústica de Recintos).

1.5.4. FUENTES MÚLTIPLES

Las fuentes estudiadas hasta ahora pueden considerarse como **fuentes elementales** o **básicas**, en el sentido de que otras fuentes pueden considerarse como combinación de aquéllas. Particularmente, cualquier fuente puede pensarse como la superposición de cierta cantidad de fuentes puntuales.

Una característica importante de este tipo de fuentes es su **direccionalidad**. En las fuentes puntuales la presión a una dada distancia es la misma en todas direcciones, pero

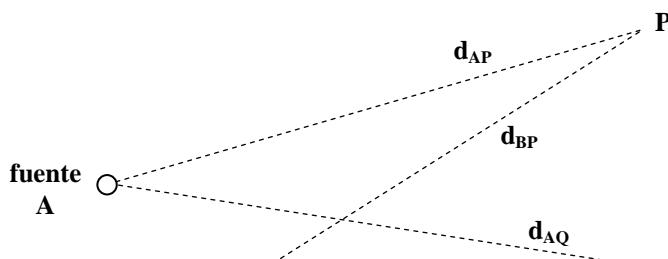


Figura 1.16. Una fuente compuesta por dos fuentes puntuales iguales, **A** y **B**. La distancia entre cada fuente y el punto **Q** es la misma, y entonces los sonidos de **A** y de **B** llegan al mismo tiempo a **Q**. Para el punto **P**, que tiene otra orientación, las distancias no son iguales, y en consecuencia los sonidos de ambas fuentes llegan a destiempo.

en las fuentes múltiples ello no sucede. Para verlo consideremos dos fuentes puntuales iguales que emiten sonidos en fase (figura 1.16). El punto **Q** está equidistante de ambas fuentes, y entonces los sonidos de ambas llegan al mismo tiempo y se suman. El punto **P**, en cambio, está más cerca de **A** que de **B**, razón por la cual el sonido de **A** llega antes a **P** que el de **B**, produciendo un desfase que puede llegar a anular el campo resultante. La diferencia de distancias se debe a la diferente orientación con respecto al eje de las fuentes.

Dentro de las fuentes múltiples, existen algunas que permiten representar algunos mecanismos habituales de generación de ruido. La primera es el **dipolo acústico** o **doblete**, caracterizado por dos fuentes puntuales de la misma frecuencia pero fase opuesta, es decir que mientras una perturba el aire que la circunda aumentando su presión, la otra lo hace disminuyéndola, como se muestra en la figura 1.17.

Este tipo de fuente modeliza el ruido emitido por la vibración de láminas, placas o membranas con ambos lados expuestos, como por ejemplo un altoparlante sin baffle o una hélice de ventilador. Las dimensiones con respecto a la longitud de onda emitida deben ser pequeñas, ya que de lo contrario la propia superficie actúa como barrera, alterando el campo sonoro generado.

Para describir las características direccionales de ésta y otras fuentes se utiliza un **diagrama direccional**, **diagrama polar** o **patrón polar**, que representa en coordenadas polares el valor eficaz de la presión a una distancia determinada, en las diversas direcciones. En la figura 1.18 se muestra el diagrama direccional de un dipolo, para tres valores de longitud de onda λ , tomados con relación a la distancia **d** entre las fuentes puntuales del dipolo. Vemos que las diversas curvas presentan una estructura de **lóbulos**,

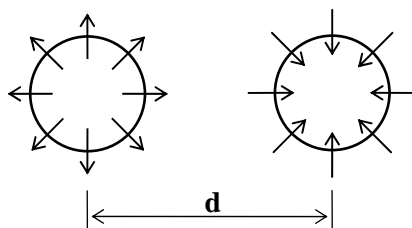


Figura 1.17. Un dipolo o doblete acústico formado por dos fuentes puntuales en oposición de fase

es decir zonas que arrancan en 0 y alcanzan máximos. Cuando $\lambda = d$ aparecen cuatro lóbulos, y cuando $\lambda = 1,5d$ y $\lambda = 2d$, dos lóbulos. En general, *cuanto más pequeña es la longitud de onda el diagrama contiene mayor cantidad de lóbulos*, lo cual significa que pequeñas variaciones de dirección pueden provocar grandes variaciones de presión sonora. De todas maneras, tengamos en cuenta que este patrón polar es válido únicamente en **campo libre**, es decir en ausencia de reflexiones². También se observa que cualquiera sea la longitud de onda, siempre el campo se anula para $\theta = 0^\circ$, debido a que para esa dirección las distancias a ambas fuentes son iguales, y en consecuencia se conserva la relación de fases original, es decir la oposición de fase, que anula el campo resultante.

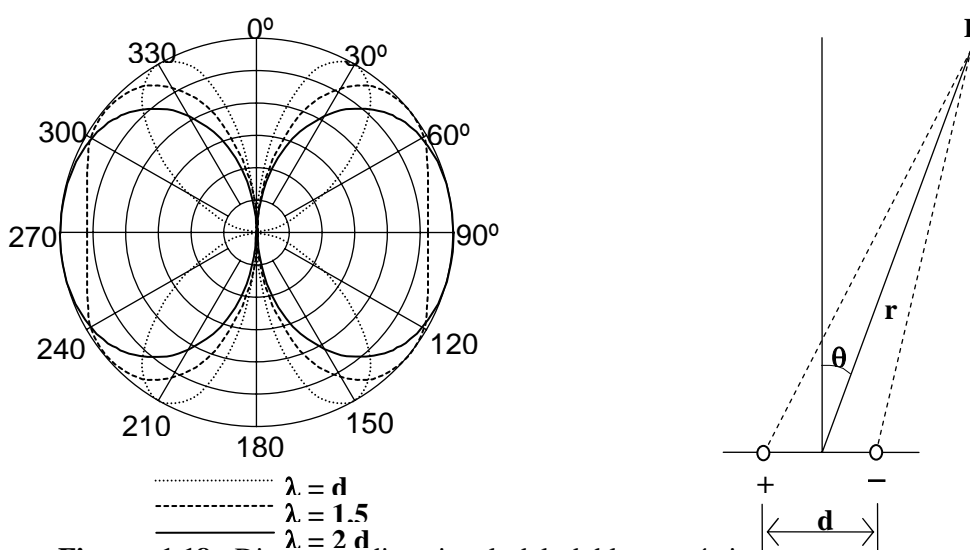


Figura 1.18. Diagrama direccional del doblete acústico para tres valores de longitud de onda λ relativos a la distancia d entre las fuentes puntuales.

Si llamamos P_{ef0} a la presión eficaz de una de las fuentes puntuales a una distancia r_0 , entonces la presión eficaz del dipolo a una distancia r y con una orientación θ resulta, siempre y cuando sea $r \gg d$:

$$P_{ef}(r) = \frac{2 P_{ef0} r_0}{r} \left| \text{sen} \left(\frac{\pi d}{\lambda} \text{sen } \theta \right) \right|. \quad (1.35)$$

De esta ecuación se deducen los diagramas direccionales anteriores. También permiten verificar que cuando λ es pequeño comparado con d aparecen varios lóbulos, ya que al variar θ de 0° a 90° el argumento del primer seno describe varios giros, lo cual implica varias fluctuaciones entre 0 y 1 .

El diagrama de la figura 1.18 está representado en coordenadas polares *lineales*, es decir que la presión es proporcional a la distancia radial entre la curva y el centro. En muchos casos, sin embargo, es más conveniente utilizar coordenadas polares

² Esta situación puede lograrse artificialmente dentro de una **cámara anecoica**, es decir una habitación tratada acústicamente para eliminar casi por completo las reflexiones.

radialmente logarítmicas, en las cuales se representa el nivel de presión sonora en lugar de la presión eficaz. En efecto, con el diagrama lineal gran cantidad de presiones auditivamente significativas se concentran cerca del centro del diagrama y no pueden apreciarse, lo cual no sucede con el diagrama logarítmico (ver figura 1.19). En este tipo de diagramas se toma el nivel de referencia (0 dB) como el máximo valor posible, de allí que los valores sean negativos.

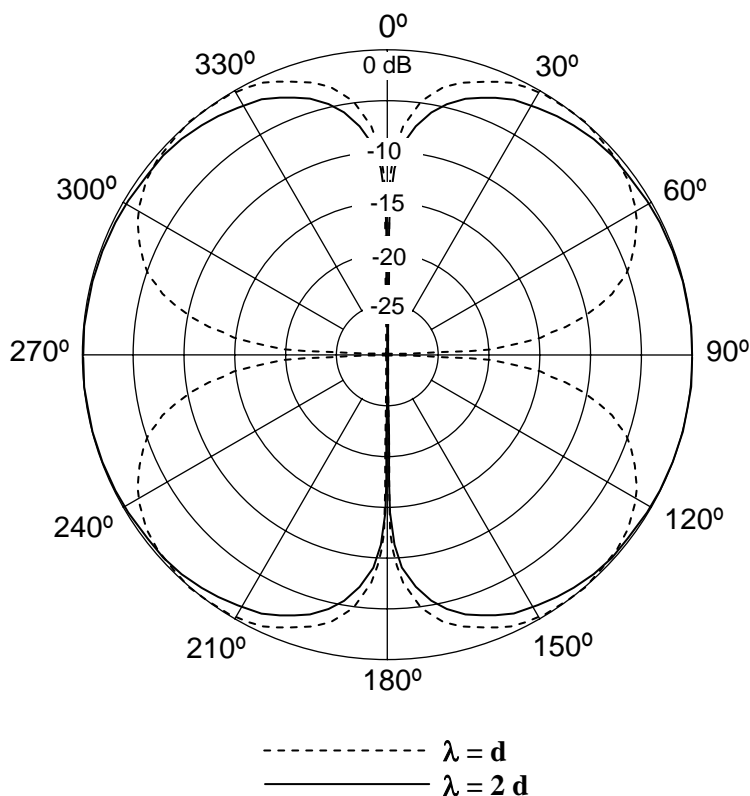


Figura 1.19. Diagrama direccional del doblete acústico representado en diagrama polar logarítmico. Se han representado dos valores de longitud de onda λ relativos a la distancia d entre las fuentes.

NOTA: Debe observarse que en general, por debajo del mínimo valor representado (en el caso de la figura 1.19, -25 dB), las curvas carecen de sentido, ya que allí el diagrama debería volverse lineal nuevamente, debido a que *no es posible insertar infinitas divisiones equiespaciadas en un espacio finito*.

Una segunda fuente múltiple de interés es el **cuadripolo longitudinal**, formado por dos dipolos enfrentados (figura 1.20). Esta fuente sirve de modelo para el ruido generado

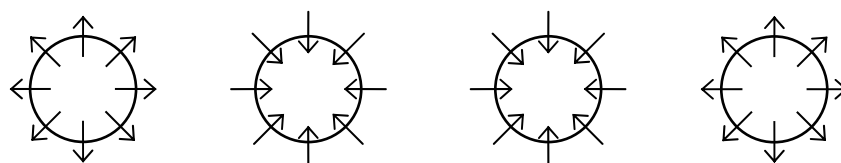


Figura 1.20. Un **cuadripolo lateral**, formado por dos dipolos enfrentados.

por dos objetos rígidos que impactan entre sí. En la figura 1.21 se muestra el diagrama polar de esta configuración de fuentes puntuales. Se observa que es más lobulada que el correspondiente al dipolo acústico. Esto sucede porque existen ahora interferencias entre 4 fuentes, mientras que antes sólo interferían dos.

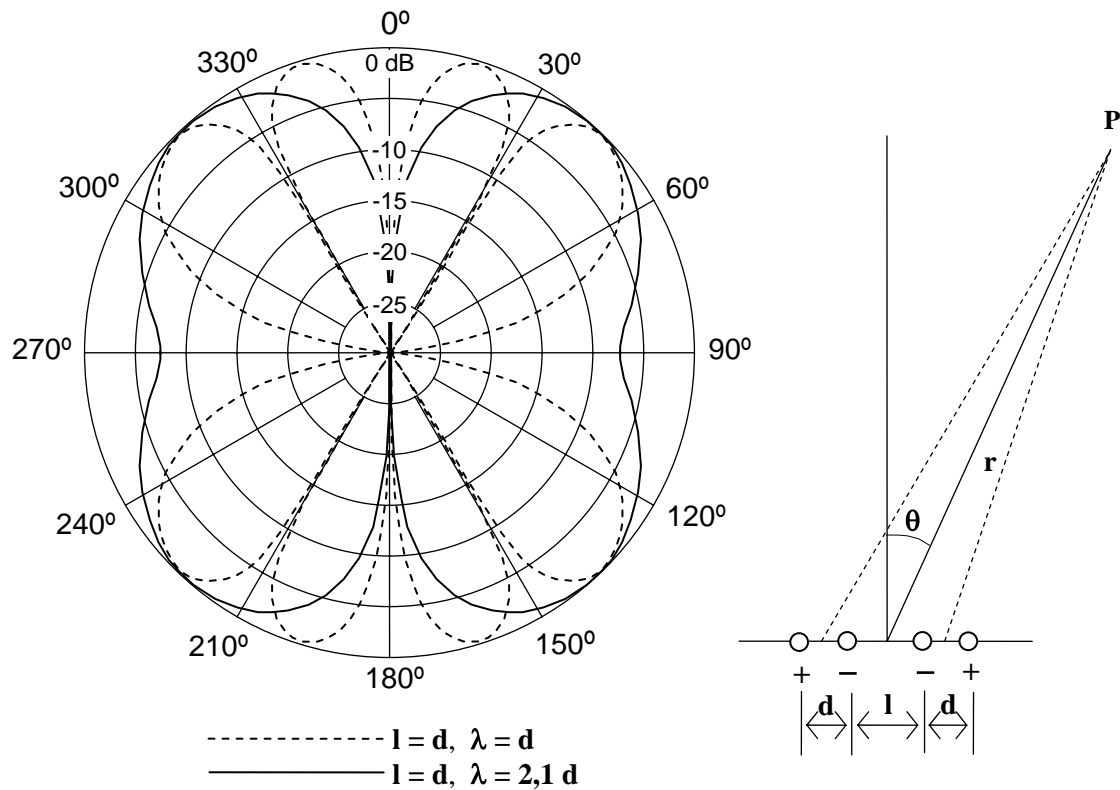


Figura 1.21. Diagrama direccional del **cuadripolo acústico** representado en diagrama polar logarítmico. Se han representado dos valores de longitud de onda λ relativos a la distancia d entre las fuentes.

La descripción matemática de la presión eficaz a una distancia r de un cuadripolo compuesto por dos dipolos como se indica en la figura 1.21 es, para $r \gg l, d$:

$$P_{ef}(r) = \frac{2 P_{ef0} r_0}{r} \left| \cos\left(\frac{\pi(1+2d)}{\lambda} \text{sen } \theta\right) - \cos\left(\frac{\pi l}{\lambda} \text{sen } \theta\right) \right|, \quad (1.36)$$

donde, igual que antes, P_{ef0} es la presión eficaz de una de las fuentes puntuales a una distancia r_0 .

1.6. SENSACIONES PSICOACÚSTICAS

Las diversas características del sonido que hemos estudiado hasta el momento se pueden cuantificar y medir con instrumental adecuado. Así, existen instrumentos de medición que permiten determinar la frecuencia, el espectro, el nivel de presión sonora, la intensidad, etc. Sin embargo, el oído humano percibe dichos aspectos del sonido con ciertas limitaciones y peculiaridades que le son característicos, y que es necesario conocer al momento de determinar su respuesta ante diversos estímulos sonoros, como parte de la evaluación de un problema de ruido, así como para estimar la efectividad de la solución propuesta para el mismo.

En esta sección trataremos la respuesta del oído ante diversas características del sonido, y en el Capítulo 2 enfocaremos los efectos específicos del ruido, en especial del ruido intenso.

1.6.1. SENSACIÓN DE ALTURA

La sensación de **altura** es la que permite distinguir los sonidos *graves* de los *agudos*. En la música la altura está vinculada con las diferentes notas de la escala. Hay una relación directa entre la altura y la frecuencia (figura 1.4). Así, a mayor frecuencia, mayor altura, o lo que es lo mismo, los sonidos de menor frecuencia son más graves y los de mayor frecuencia son más agudos. En la música occidental, la altura se cuantifica por **semitonos**. La relación entre los semitonos y la altura es exponencial, vale decir que cuando la altura sube un semitono (independientemente de cuál sea la altura inicial) se multiplica por un factor constante:

$$f_{\text{semitono } n+1} = \sqrt[12]{2} f_{\text{semitono } n} , \tag{1.37}$$

Dicho factor equivale a un incremento aproximado de un **6%**:

$$\sqrt[12]{2} \cong 1,05946$$

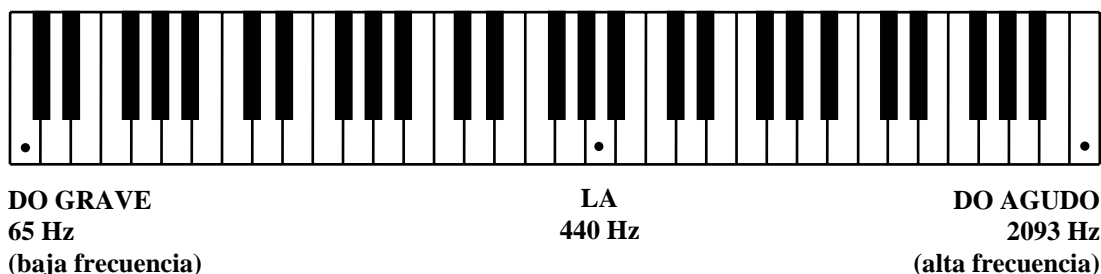


Figura 1.22. Relación entre la **frecuencia** y la **altura** en un teclado de 5 octavas. Se ha marcado el LA central, cuya frecuencia se encuentra normalizada internacionalmente a **440 Hz**.

Análogamente, un salto de s semitonos implica un incremento de frecuencia dado por

$$f_{\text{semitono } n+s} = \left(\sqrt[12]{2}\right)^s f_{\text{semitono } n} \quad (1.38)$$

es decir, equivalente a multiplicar s veces por dicho factor. En el caso particular en que $s = 12$, el exponente se cancela con la raíz y por lo tanto la frecuencia se multiplica por 2. Esta relación de frecuencias se denomina **octava**, y así, cuando un sonido tiene el doble de frecuencia que otro se dice que *está una octava más alto*. En un teclado, la octava equivale al intervalo entre una tecla y otra tecla ubicada 12 teclas hacia la derecha, incluyendo teclas blancas y negras.

En la figura 1.22 se representan los rangos de altura y frecuencia en un teclado convencional de **5 octavas**, y en la tabla 1.3 se muestran las frecuencias para los sonidos de la octava central. Obsérvese que el **LA central** tiene una frecuencia normalizada internacionalmente que es **440 Hz**. Las frecuencias de las restantes octavas se pueden obtener multiplicando o dividiendo sucesivamente por 2.

TABLA 1.3. Frecuencias correspondientes a las notas de la octava central.

| NOTA | FRECUENCIA [Hz] |
|-------------|-----------------|
| DO | 261,63 |
| DO# | 277,18 |
| RE | 293,66 |
| RE# | 311,13 |
| MI | 329,63 |
| FA | 349,23 |
| FA# | 369,99 |
| SOL | 392,00 |
| SOL# | 415,30 |
| LA | 440,00 |
| LA# | 466,16 |
| SI | 493,88 |
| DO' | 523,25 |

1.6.2. SENSACIÓN DE SONORIDAD

La **amplitud** de una forma de onda está relacionada con la sensación de **sonoridad**, o volumen del sonido correspondiente. Sin embargo, la relación no es tan directa como en el caso de la frecuencia, ya que la sensibilidad del oído varía notablemente con la frecuencia. Así, un sonido cuyo nivel de presión sonora es de **80 dB**, por ejemplo, sonará bastante moderado si su frecuencia es de **30 Hz** y en cambio sumamente intenso si es de **3000 Hz**. Se han realizado experimentos para establecer de una manera cuantitativa esta peculiaridad de la respuesta auditiva. El resultado son las curvas obtenidas por los investigadores norteamericanos H. Fletcher y W. A. Munson en 1933. Dichas curvas, ilustradas en la figura 1.23, se obtuvieron comparando la sonoridad de un tono de frecuencia dada con la de un tono de **1 kHz** al cual se le variaba el **NPS**. Estas

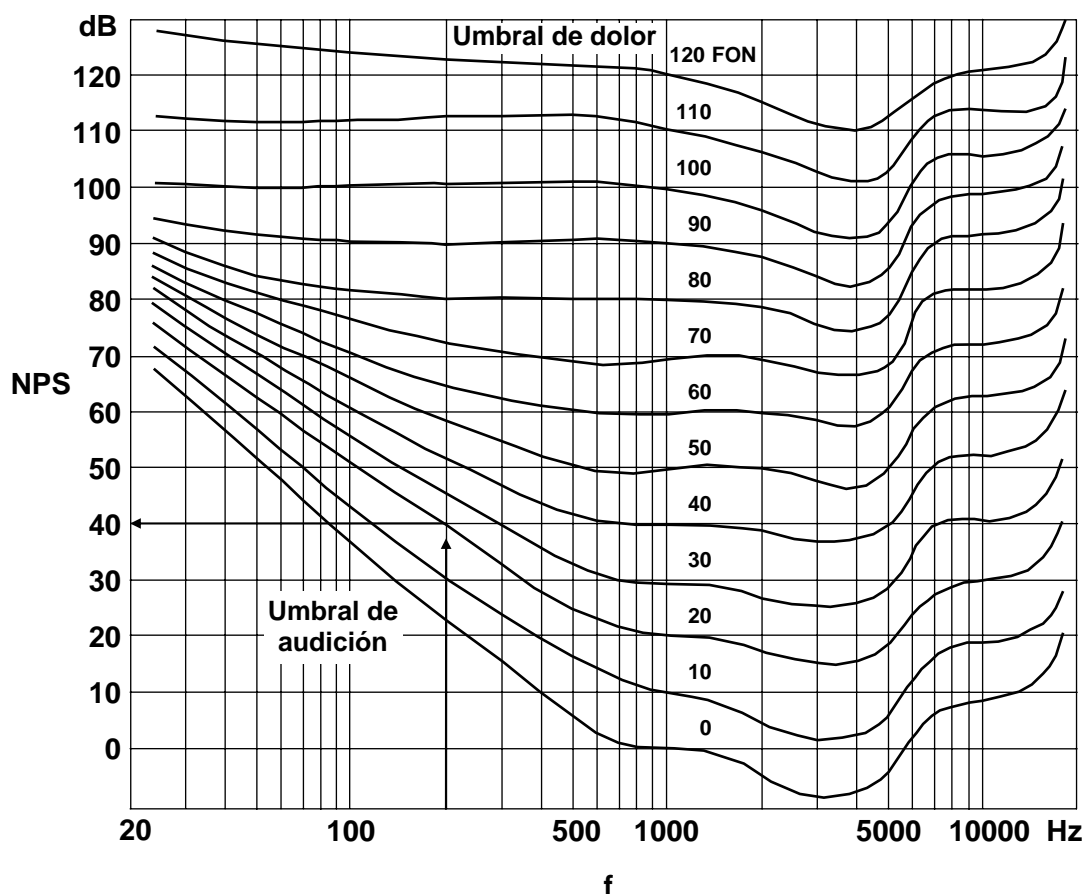


Figura 1.23. Curvas de Fletcher y Munson (1933). Un tono de **200 Hz** y **40 dB** de **NPS** provocará la misma sensación de sonoridad que uno de **1000 Hz** y **20 dB** de **NPS**. Se dice entonces que tiene un **nivel de sonoridad** de **20 fon**. Obsérvese que a igual **NPS** los sonidos muy graves (baja frecuencia) y los muy agudos (alta frecuencia) tienen menor nivel de sonoridad que los sonidos medios. Además, en la zona de los **3000 Hz** se tiene la mayor sensibilidad del oído. La curva de **0 fon** es el **umbral de audición**, y la de **120 fon**, el **umbral de dolor**.

curvas permitieron definir el **nivel de sonoridad**, **NS** de un tono como *el nivel de presión sonora de un tono de 1 kHz igualmente sonoro que el primero*. Para diferenciar el nivel de sonoridad del nivel de presión sonora, se lo expresa en **fon**. En la figura 1.23, se muestra el ejemplo de un tono de **200 Hz** y **40 dB**, el cual se escucha como uno de **1000 Hz** y **20 dB**, por lo cual el primero tiene **NS = 20 fon**.

Las curvas extremas, son los límites de la audición humana. La correspondiente a **0 fon** es el **umbral de audición**, por debajo del cual una vibración del aire no es perceptible. Conviene aclarar que el umbral de audición depende realmente de la persona y del estado de su oído. La curva de **0 fon** es el umbral para personas de buena audición. Una pérdida de **10 a 20 dB** respecto a este umbral se considera normal. Por encima de los **25 dB** de pérdida, comienzan las dificultades para la comprensión oral. La curva de **120 fon** corresponde al **umbral de dolor**. De allí en adelante, además de sonido como tal comienza a percibirse un *dolor intenso*, además de empezar de inmediato el *daño irreversible* del oído interno.

Cada una de las curvas (o **contornos**) de Fletcher y Munson representa todas las combinaciones de frecuencia y nivel de presión sonora que suenan igual de intensas que un tono de referencia de **1000 Hz** y nivel de presión sonora dado. Dicho nivel de presión sonora (en **dB**) es numéricamente igual al nivel de sonoridad (en **fon**) de todas esas combinaciones. Por dicha razón se suele denominar a estos contornos **curvas de igual nivel de sonoridad**.

Lo anterior permite concluir que el oído es más sensible en la región central del espectro de frecuencias (entre **500 Hz** y **5000 Hz** aproximadamente), ya que allí se requiere un menor nivel de presión sonora para evocar la misma sensación de sonoridad. Particularmente, la máxima sensibilidad se da cerca de los **3000 Hz**, lo cual se explica porque en esa región el canal auditivo posee una resonancia acústica. También se observa que en bajas frecuencias la sensibilidad disminuye notablemente, es decir que allí se requiere una presión mucho mayor para lograr igual sensación de sonoridad.

Desde el punto de vista del control de ruido, esta propiedad del oído es beneficiosa, ya que los ruidos de baja frecuencia son mucho más difíciles de aislar o absorber, y por lo tanto de controlar.

EJEMPLO 1.4

Un tono puro de **70 Hz** suena igual de sonoro que otro de **2000 Hz** y **55 dB**. Determinar su nivel de presión sonora y su nivel de sonoridad.

Solución:

Utilizando las curvas de igual nivel de sonoridad resulta que el tono de **2000 Hz** está en el punto medio entre las curvas de **50** y **60 fon**, es decir que corresponde a un nivel de sonoridad de **55 fon**. Entonces el tono de **70 Hz** tiene el mismo nivel de sonoridad, es decir **55 fon**, que para **70 Hz** implica un nivel de presión sonora de alrededor de **72 dB**. Vemos en este ejemplo cómo a veces es necesario interpolar entre dos curvas.

Actualmente, las curvas originales de Fletcher y Munson han sido sustituidas por otras similares determinadas con mayor precisión por Robinson y Dadson (1956). Estas curvas se encuentran normalizadas internacionalmente a través de la Norma ISO 226: 1987, y en la Argentina, a través de la Norma IRAM 4066: 1997.

Las curvas de igual nivel de sonoridad resuelven una parte del problema de cuantificar la sonoridad, ya que permiten determinar *cuándo dos sonidos senoidales puros son igualmente sonoros*, e indirectamente, *cuándo uno es más sonoro que el otro*. Pero no dan ninguna idea de *cuánto más sonoro es un sonido que otro*, y, por consiguiente, no proporcionan una escala absoluta para la sonoridad. Si bien la escala en **fon** es, en cierto modo, una escala de sonoridad, la misma no refleja realmente la magnitud de la sensación, ya que por ejemplo un sonido de **80 fon** no es el doble de sonoro que otro de **40 fon**.

A efectos de establecer dicha escala, se hicieron experimentos pidiendo a los sujetos que aumentarían el volumen hasta llegar a una sonoridad que duplicase la de un sonido de referencia. Otros experimentos se propusieron variar el volumen de un tono

excitando un oído hasta igualar la magnitud de la sensación de sonoridad producida por otros dos tonos de referencia (iguales entre sí) excitando sendos oídos. El resultado de éstos y otros experimentos es una curva que convierte el **nivel de sonoridad**, expresado en **fon**, en la magnitud psicoacústica **sonoridad**, cuya unidad es el **son**, como se muestra en la figura 1.24.

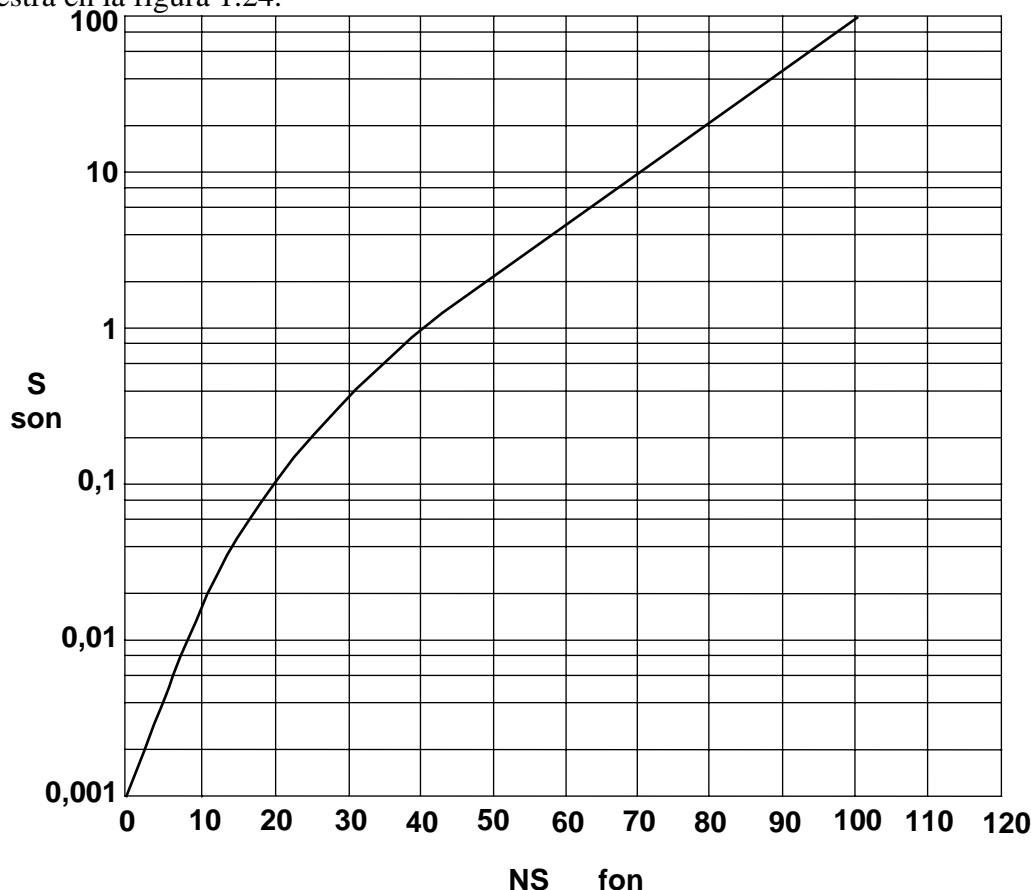


Figura 1.24. Relación entre sonoridad (son) y nivel de sonoridad (fon). La curva, dibujada en un diagrama semilogarítmico es aproximadamente lineal por encima de los 40 fon.

Se observa que para niveles de sonoridad superiores a los 40 fon, dado que el eje de ordenadas (donde se representa la sonoridad) es logarítmico, resulta que el logaritmo de la sonoridad es lineal con el nivel de sonoridad. Con mayor precisión,

$$\log_{10} S - \log_{10} 1 = K (NS - 40 \text{ fon}) ,$$

de donde

$$S = 10^{K(NS - 40)} .$$

Reemplazando $S = 100$ para $NS = 100 \text{ fon}$, resulta que $K = 1/30$, y entonces

$$S = 10^{\frac{NS - 40}{30}} .$$

donde NS es el nivel sonoro en fon, expresándose la sonoridad en son.

Para el caso en que el tono es de **1 kHz**, el nivel sonoro **NS** coincide con el nivel de presión sonora, y entonces podemos escribir

$$S = 10 \frac{20 \log_{10} \frac{P_{ef}}{P_{ref}} - 40}{30} = 0,0464 \left(\frac{P_{ef}}{P_{ref}} \right)^{2/3} . \quad (1.40)$$

Esto muestra que **no** es cierto que “la respuesta del oído a la intensidad es logarítmica”, como se suele decir para justificar la introducción de la escala logarítmica en **dB** para la presión sonora. Si bien la ecuación anterior vale sólo para **1 kHz**, para otras frecuencias las conclusiones son conceptualmente similares, es decir que la sonoridad aumenta aproximadamente con una potencia de la presión.

EJEMPLO 1.5.

Determinar cuánto aumenta la sonoridad cuando se duplica la presión sonora de un sonido de **1 kHz**. Suponer que el nivel sonoro original era superior a **40 fon**.

Solución:

Si **S** es la sonoridad antes de duplicar la presión y **S'** la que corresponde al doble de presión, podemos escribir

$$\frac{S'}{S} = \left(\frac{P'_{ef}}{P_{ef}} \right)^{2/3} = 2^{2/3} = 1,587 , \quad (1.41)$$

lo cual significa un aumento de un **57,8 %**, frente a un **100 %** de aumento de la presión.

EJEMPLO 1.6.

Determinar cuánto debe aumentarse la presión para duplicar la sonoridad en el caso de un tono de **200 Hz** y **60 dB**.

Solución:

Dado que el nivel de sonoridad correspondiente a un tono de **200 Hz** y **60 dB** es de alrededor de **50 fon**, es decir, mayor que **40 fon**, puede aplicarse la ecuación (1.39):

$$\frac{S'}{S} = \frac{10 \frac{NS' - 40}{30}}{10 \frac{NS - 40}{30}} = 10 \frac{NS' - NS}{30} = 2 ,$$

de donde resulta

$$NS' = NS + 9,03 \text{ fon} .$$

Para un tono de **200 Hz** y **60 dB**, un incremento de **9 fon** implica alrededor de **6 dB** de incremento en el nivel de presión sonora, lo cual a su vez significa una duplicación de la presión sonora.

Vemos que *en este caso*, una duplicación de la presión produce una duplicación de la sonoridad. Esto se debe a que para bajas frecuencias, pequeños incrementos del nivel de presión sonora producen grandes cambios en el nivel sonoro.

Hasta ahora hemos tenido en cuenta solamente tonos puros, pero en general los sonidos reales están compuestos por múltiples tonos puros, o peor aún, poseen un espectro continuo. Podemos resolver esta cuestión teniendo en cuenta una característica de la audición que es la de que el espectro de las audiofrecuencias queda subdividido en una serie de **bandas críticas**, es decir bandas de frecuencia relativamente angostas (del orden de $1/3$ de octava, es decir una relación de $2^{1/3}$) con las siguientes propiedades:

- 1) Si dos sonidos se encuentran en una misma banda crítica, sus *intensidades* se suman (o lo que es lo mismo, sus presiones eficaces al cuadrado).
- 2) Si dos sonidos están en diferentes bandas críticas, se suman sus *sonoridades*.

Estas propiedades permiten encontrar, si se conoce detalladamente el espectro de un sonido, la sonoridad total. Para ello, se calcula en cada banda crítica las intensidades de todas las componentes espectrales de esa banda mediante la ecuación 1.15. Luego se suman dichas intensidades, y aplicando nuevamente la 1.15, se obtiene la presión eficaz resultante (en la práctica todo este cálculo es equivalente a sumar las presiones elevadas al cuadrado y extraer la raíz). Una vez hecho esto, se determina en cada banda el nivel de sonoridad (figura 1.23) y luego la sonoridad (figura 1.24 o ecuación 1.39). Finalmente, se suman las sonoridades parciales de todas las bandas.

EJEMPLO 1.7.

Un sonido contiene frecuencias **100 Hz**, **600 Hz** y **700 Hz**, todas con un nivel de presión sonora de **60 dB**. Determinar la sonoridad total.

Solución:

Dado que $700/600 < 2^{1/3}$, los tonos de **600 Hz** y **700 Hz** distan menos de un tercio de octava, por lo que están dentro de una misma banda crítica. En cambio el de **100 Hz** está en otra banda crítica. El cálculo de la presión sonora resultante para los tonos de **600 Hz** y **700 Hz** es

$$P_{ef}^2 = P_{ref}^2 10^{60/20} + P_{ref}^2 10^{60/20} = 2 P_{ref}^2 10^{60/20},$$

y el correspondiente nivel de presión sonora:

$$NPS = 20 \log_{10} (2 \cdot 10^{60/20}) = 66 \text{ dB} .$$

Tomando como frecuencia promedio para esta banda crítica **650 Hz**, resulta un nivel de sonoridad de alrededor de **68 fon** (curvas de la figura 1.23), que corresponde, según la

ecuación 1.39, a **8,6 son**. Para el tono de **100 Hz**, tenemos un nivel de sonoridad de **40 fon**, correspondiente a **1 son**. La sonoridad total resulta, entonces,

$$S = 8,6 \text{ son} + 1 \text{ son} = 9,6 \text{ son} .$$

El método anterior tiene dos desventajas: 1) es muy laborioso cuando existen muchas componentes espectrales, y 2) es inaplicable si no contamos con un espectro por lo menos por tercios de octava. Lo más habitual es disponer de un espectro medido en bandas de octava, ya que el correspondiente analizador de espectro es menos costoso. En ese caso se utiliza otro método denominado **Mark VI**, debido a S. S. Stevens.

El método **Mark VI** requiere como datos los niveles de presión sonora en las octavas centradas en **31,5 Hz, 63 Hz, 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz, 4000 Hz, y 8000 Hz**.³ Con estos valores y sus correspondientes frecuencias se obtienen los respectivos niveles de sonoridad, por medio de las curvas de igual nivel de sonoridad (figura 1.23). Luego se utiliza la curva de la figura 1.24 (o bien la ecuación 1.39, si el nivel de sonoridad es mayor que **40 fon**) para obtener las sonoridades parciales **S₁, ... S₉**. Entonces la sonoridad del ruido bajo estudio está dada por

$$S = 0,7 S_{\max} + 0,3 \sum_{i=1}^9 S_i , \quad (1.42)$$

donde $S_{\max} = \max \{S_i\}$, es decir la máxima sonoridad parcial.

EJEMPLO 1.8

Determinar la sonoridad de un ruido blanco en la banda de **20 Hz a 20000 Hz** cuyo nivel de presión sonora es de **70 dB**.

Solución: Dado que el ruido es blanco, su densidad espectral es constante en dicha banda, y entonces podemos determinarla mediante la ecuación 1.23

$$P_{\text{ef}}^2 = \int_{20}^{20000} \overline{p^2(f)} df = (20000 - 20) \overline{p^2} .$$

En nuestro caso

$$P_{\text{ef}}^2 = P_{\text{ref}}^2 10^{70/10} ,$$

de modo que

$$\overline{p^2} = P_{\text{ref}}^2 \frac{10^7}{19980} .$$

³ El analizador de espectro por bandas de octava posee filtros que permiten pasar las frecuencias comprendidas en una octava, e impide el pasaje de las restantes frecuencias. Luego de cada filtro se mide el correspondiente nivel de presión sonora, el cual es presentado en un display o pantalla.

Por otra parte, la banda de octava centrada alrededor de una frecuencia f_i tiene un ancho de banda (diferencia entre la máxima y mínima frecuencias) igual a $\sqrt{2} f_i$,⁴ por lo que la presión eficaz será

$$P_{efi} = \sqrt{p^2} \sqrt{2f_i} = P_{ref} \sqrt{\frac{10^7}{19980}} \sqrt{2f_i} ,$$

de donde

$$NPS_i = 20 \log_{10} \frac{P_{ef}}{P_{ref}} = 10 \log_{10} (707,8 f_i).$$

Con esta expresión podemos obtener la siguiente tabla:

| | | | | | | | | | |
|--------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| f_i [Hz] | 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| NPS_i [dB] | 43,5 | 46,5 | 49,5 | 52,5 | 55,5 | 58,5 | 61,5 | 64,5 | 67,5 |
| NS_i [fon] | - | - | 22 | 42 | 55 | 58,5 | 62 | 67 | 55 |
| S_i [son] | - | - | 0,15 | 1,2 | 3,2 | 4,1 | 5,4 | 7,9 | 3,2 |

Los cuadros en blanco corresponden a bandas muy débiles para ser audibles, y entonces no evocan sonoridad alguna. El valor de la sonoridad correspondiente a **22 fon** se obtuvo de la curva de la figura 1.24; los restantes (para los cuales $NS > 40$ fon), utilizando la ecuación 1.39.

Vemos que $S_{m\acute{a}x} = 7,9$ fon, y $\sum S_i = 25,15$, de donde

$$S = 0,7 \times 7,9 + 0,3 \times 25,15 = 13,1 \text{ son} .$$

Este valor corresponde a un nivel sonoro de **73,5 fon** (obtenido por aplicación inversa de la ecuación 1.37), de tal modo que *este ruido blanco de 70 dB es tan sonoro como un tono puro de 1 kHz y 73,5 dB*. También resulta interesante verificar que la mayor contribución a la sonoridad le corresponde a la banda de **4000 Hz**, y que en cambio, las bandas de baja frecuencia tienen un aporte despreciable.

La manera más práctica de calcular la sonoridad por el método Mark VI es mediante un pequeño programa de computadora al cual se ingresen como datos los niveles de presión sonora en las bandas de octava.

1.6.3. INFLUENCIA DE LA SONORIDAD EN LA ALTURA

Si bien la altura como sensación psicoacústica depende principalmente de la frecuencia, existen efectos residuales debidos a la amplitud y al contenido espectral. En el caso de tonos puros (es decir que contienen una única senoide), al aumentar el nivel de presión sonora la altura aparente varía. Para sonidos de baja frecuencia, un aumento en la intensidad produce la sensación de que *la altura baja*. Para sonidos agudos, en

⁴ Ver la sección sobre analizadores de espectro de porcentaje constante en el capítulo Mediciones Acústicas.

cambio, *la altura parece aumentar* con la intensidad. En la figura 1.25 se muestra la variación porcentual de la altura aparente al variar el nivel de sonoridad.

NOTA: Esto no tiene relación ninguna con la tendencia a variar la frecuencia emitida por un instrumento musical al variar la intensidad del sonido emitido. En este caso los experimentos realizados han utilizado tonos puros generados electrónicamente cuya frecuencia se mantenía perfectamente constante.

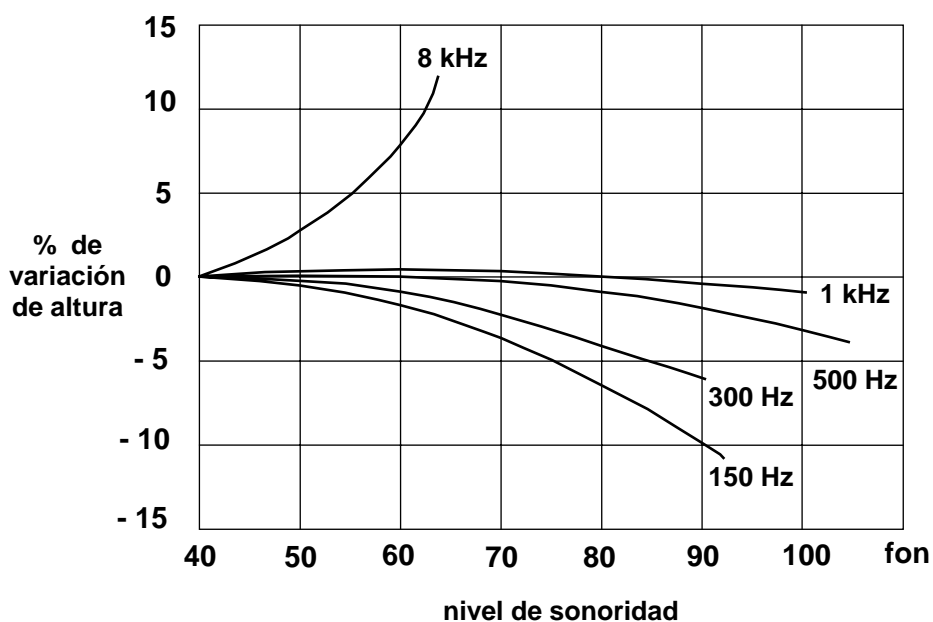


Figura 1.25. Variación porcentual de la altura con el nivel de sonoridad, para varias frecuencias.

1.6.4. DIRECCIONALIDAD Y ESPACIALIDAD DEL SONIDO

Hasta el momento hemos estudiado el sonido como una onda de presión que pasaba por un lugar, sin prestar atención a su procedencia. Pero los sonidos reales se originan en fuentes que están ubicadas en algún lugar del espacio circundante, dando origen a dos tipos de sensaciones: la **direccionalidad** y la **espacialidad**. La direccionalidad se refiere a la capacidad de localizar la dirección de donde proviene el sonido. Esta sensación es la que nos permite ubicar visualmente una fuente sonora luego de escucharla. La espacialidad, en cambio nos permite asociar un sonido con el ambiente en el cual éste se propaga, y estimar por ejemplo las dimensiones de una habitación o una sala sin necesidad de recurrir a la vista.

La direccionalidad está vinculada con dos fenómenos. El primero es la pequeña diferencia de tiempos que hay entre la percepción de un sonido con el oído derecho y con el oído izquierdo, debido a que el recorrido de la onda sonora desde la fuente (una maquinaria, por ejemplo) hasta cada oído es diferente (figura 1.26). Así, un sonido proveniente de la derecha llegará antes al oído derecho, simplemente porque éste está más cerca de la fuente sonora. El otro fenómeno es la diferencia de presiones sonoras (o intensidades), también causada por la diferencia entre las distancias. En el ejemplo del

sonido que viene de la derecha, la presión sonora es mayor en el oído derecho, no sólo por estar más cerca de la fuente (efecto despreciable cuando la fuente está lejos), sino principalmente porque la cabeza actúa como **barrera** para el sonido.

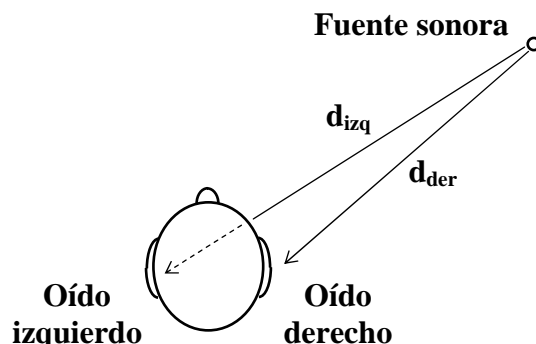


Figura 1.26. Direccionalidad del sonido. El recorrido entre la fuente sonora y el oído derecho es menor que el correspondiente al oído izquierdo, es decir $d_{\text{der}} < d_{\text{izq}}$. Por esto el sonido llega antes al oído derecho. Además, llega con mayor presión por el efecto barrera de la cabeza.

La espacialidad del sonido depende de varios factores. El primero es la **distancia** entre la fuente y el oído. Esto está vinculado a la familiaridad que se tenga con una fuente sonora específica. A mayor distancia, la presión sonora es menor, lo que hace que si se conoce la fuente, se pueda tener una idea de la distancia. Por ejemplo, si escuchamos a alguien *hablar normalmente*, podemos saber si se encuentra cerca o lejos. Si se trata de una fuente desconocida, el cerebro la asociará inconscientemente con alguna fuente que le resulte más familiar.

El segundo factor lo constituyen las **reflexiones tempranas**. En el descampado, la onda sonora generada por una fuente se aleja indefinidamente atenuándose hasta volverse inaudible (figura 1.27 a). En un ambiente cerrado, en cambio, la onda sonora se refleja en las paredes múltiples veces (figura 1.27 b). Las primeras reflexiones se denominan **reflexiones tempranas**. Las reflexiones tempranas proveen al sistema auditivo una clave temporal que se relaciona con la distancia entre las paredes, lo cual a su vez se vincula al tamaño del ambiente.

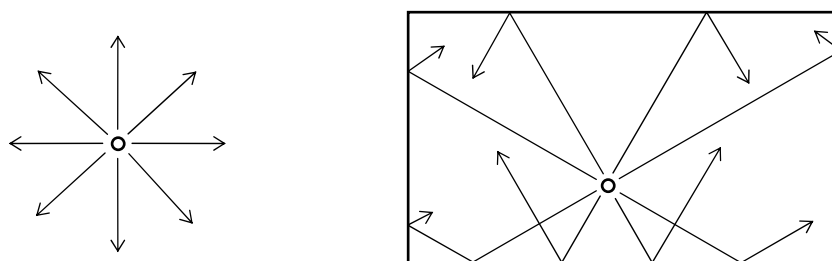


Figura 1.27. (a) Una fuente sonora en campo abierto: el sonido se aleja indefinidamente de la fuente. (b) Una fuente sonora dentro de un ambiente cerrado: el sonido se refleja una y otra vez en las superficies del recinto (paredes, techo y piso).

Un experimento interesante consiste en alimentar unos auriculares estereofónicos con dos señales iguales, una de las cuales se encuentra ligeramente retardada respecto a la otra (figura 1.28). Si se va aumentando el retardo desde **0** a **0,6 ms**, se crea la sensación de una **fente virtual** (es decir aparente) que parece desplazarse desde el frente hacia el lado que no experimenta retardo. Después de los **0,6 ms** y hasta los **35 ms** de retardo, la fuente virtual permanece más o menos fija, pero parece *ensancharse* cada vez más. Para retardos mayores de **35 ms** la fuente virtual se divide en dos, percibiéndose separadamente ambos canales, como provenientes de fuentes diferentes. A medida que el retardo se va haciendo mayor, el segundo sonido aparece como un **eco** del primero. Este experimento ilustra el denominado **efecto de precedencia**, o también **efecto Haas** (en honor al investigador que estudió sus consecuencias para la inteligibilidad de la palabra), que se utiliza para controlar de un modo más realista la ubicación aparente de una fuente en la imagen estereofónica.

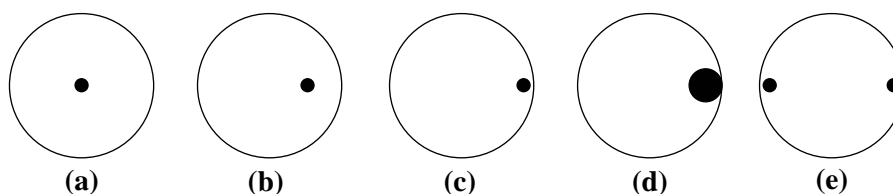


Figura 1.28. Efecto **Haas**, o efecto de **precedencia**. Se envía por medio de auriculares un sonido corto a ambos oídos, estando el correspondiente al oído izquierdo retrasado respecto al del oído derecho. En la figura se muestran las imágenes auditivas ante diferentes retardos: **(a)** La señal llega a ambos oídos simultáneamente (sin retardo). **(b)** La señal llega al oído izquierdo **0,3 ms** después que al oído derecho: la fuente virtual se desplaza hacia la derecha. **(c)** La señal llega al oído izquierdo **0,6 ms** después que al oído derecho: la fuente virtual deja de moverse. **(d)** La señal llega al oído izquierdo **20 ms** después que al oído derecho: la fuente virtual parece ensancharse. **(e)** La señal llega al oído izquierdo **35 ms** después que al oído derecho: por primera vez se crea la sensación de *dos fuentes virtuales*.

El tercer factor relativo a la espacialidad del sonido es la **reverberación**. El fenómeno de la reverberación se produce como consecuencia de las numerosas **reflexiones tardías** del sonido. Mientras que las primeras reflexiones (las reflexiones tempranas) están distanciadas considerablemente, las subsiguientes comienzan a superponerse entre sí, debido a que aparecen las reflexiones de las reflexiones, y luego las reflexiones de las reflexiones de las reflexiones, y así sucesivamente. Esto lleva a que al cabo de unos pocos instantes se combinen miles de reflexiones que dan origen a la reverberación. El efecto más conocido de la reverberación es el hecho de que el sonido se prolonga aún después de interrumpida la fuente. Por ejemplo si batimos las manos, aunque el sonido generado es muy corto, “permanece” en el ambiente durante algunos instantes. El tiempo de permanencia, o **tiempo de reverberación**, depende de las características acústicas del ambiente, y nos da una clara sensación de espacialidad.

El último factor que interviene en la sensación de espacialidad es el movimiento de la fuente. Muchas fuentes son fijas, pero otras son móviles, y la movilidad es percibida a través no sólo del desplazamiento evocado por la dirección de procedencia

del sonido, sino por el denominado **efecto Doppler**, por el cual la frecuencia de una fuente móvil parece cambiar. Así, cuando una ambulancia se acerca a nosotros, la altura (frecuencia) del sonido emitido por la sirena es mayor (más agudo) que cuando la ambulancia se detiene. Cuando, contrariamente, ésta se aleja, la altura baja, (más grave). La frecuencia aparente viene dada por la expresión

$$f' = f \frac{c}{c + v} \tag{1.43}$$

donde **f** es la frecuencia real, **f'** la frecuencia aparente, **c** la velocidad del sonido y **v** la velocidad relativa de alejamiento entre la fuente y el receptor. Esta fórmula es aplicable sólo en el caso en que la dirección de movimiento coincide con la de la recta que une la fuente y el receptor. En el caso en que la fuente y el receptor se aproximan en lugar de acercarse, se considera que **v < 0**.

1.6.5. ENMASCARAMIENTO

Dentro de las cualidades del oído hay una que tiene consecuencias de gran importancia para la audición, y es el hecho de que los sonidos son capaces de **enmascarar** a otros sonidos. Enmascarar a un sonido significa ocultarlo o hacerlo imperceptible. El **enmascaramiento** es un fenómeno bastante familiar para todos. Sucede, por ejemplo, cuando intentamos escuchar a alguien que habla en medio de un ruido muy intenso: no podemos discriminar lo que dice porque su voz es *enmascarada* por el ruido.

Es interesante observar que el enmascaramiento *es una propiedad del oído, no del sonido*. En un buen equipo de audio, si mezclamos un sonido muy intenso (por ejemplo **90 dB**) con otro muy débil (por ejemplo **20 dB**), la salida de los parlantes contendrá *ambos* sonidos en sus proporciones originales. Esto puede comprobarse aislando sucesivamente, mediante filtros adecuados, uno y otro sonido. Sin embargo el oído no *percibirá* el de **20 dB**.

Se ha estudiado con gran detalle el efecto enmascarador de los sonidos sobre otros sonidos. Para ello se determinó cómo cambia la curva del umbral de audición ante la presencia de un sonido dado (denominado **sonido máscara**, o **sonido enmascarante**). Esta determinación se repitió para diversos sonidos máscara, de distintas frecuencias y amplitudes. A modo de ejemplo, en la figura 1.29 se muestra el efecto de un tono máscara de **400 Hz** para varios niveles sonoros (**40 dB**, **60 dB** y **80 dB**). Se puede apreciar que a medida que aumenta el nivel de presión sonora del tono máscara, mayor resulta el incremento del umbral, lo cual significa que los otros tonos deberán ser cada vez más intensos para no ser enmascarados. Por otra parte, la región enmascarada se ensancha, vale decir que la zona de influencia de la máscara crece. En otras palabras, al aumentar el nivel del tono máscara, se produce un incremento cuantitativo (mayor nivel) y cualitativo (más frecuencias) del umbral.

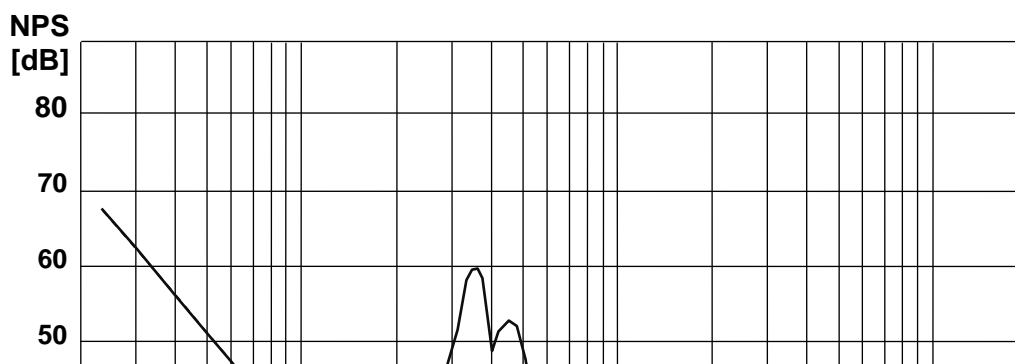


Figura 1.29. Enmascaramiento. Curvas de umbral de audición ante la presencia de un **tono máscara** de **400 Hz** (según Egan, Harold y Hake). Se muestran las curvas correspondientes a los casos en que el tono máscara tiene niveles de presión sonora de **40 dB**, **60 dB** y **80 dB** respectivamente, y en línea de trazos, el umbral de audición original. Se observa que cuanto mayor es el nivel del tono máscara, mayor es el incremento del umbral, y *más amplia* la zona del espectro afectada.

En la figura 1.30 se representa la misma información de otra manera, indicando el **enmascaramiento, E**, es decir el incremento del umbral relativo al umbral en ausencia de tonos máscara, en lugar de dar el valor absoluto del nuevo umbral.

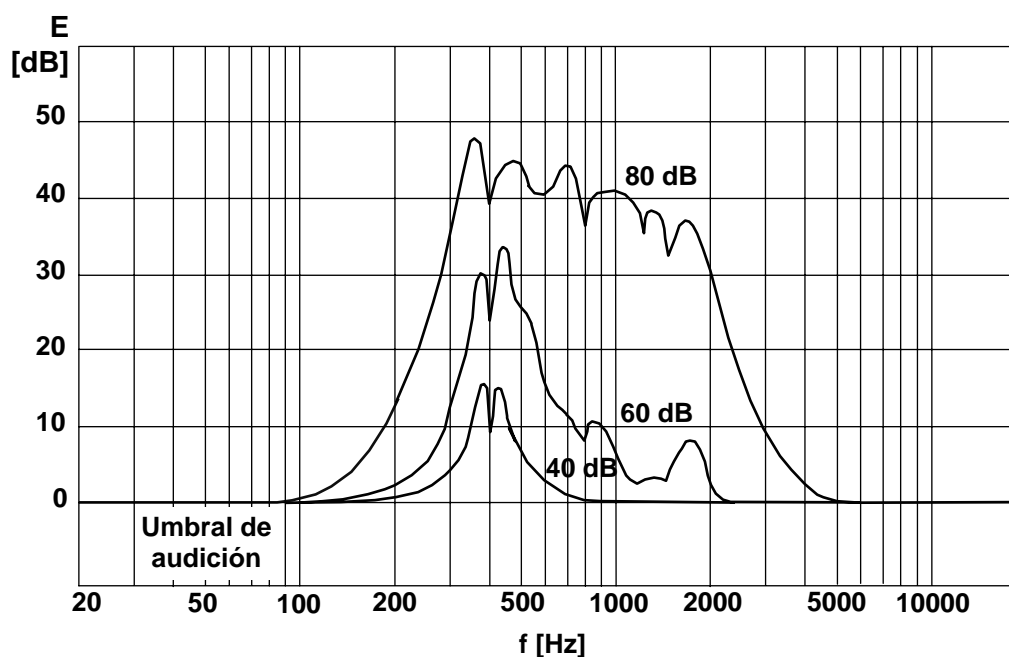


Figura 1.30. Curvas de enmascaramiento E en función de la frecuencia, para tres niveles de presión sonora del tono máscara. El enmascaramiento E es la diferencia entre el umbral con y sin máscara.

Las figuras 1.29 y 1.30 muestran que el efecto del enmascaramiento es mayor hacia las frecuencias mayores que el tono máscara que hacia las menores. Ello se debe a fenómenos no lineales dentro del oído que hacen que los tonos de gran nivel sonoro (gran amplitud) se distorsionen, creando armónicos que a su vez tienen un efecto enmascarante. También se observa que en las proximidades de la frecuencia del tono máscara (en las figuras 1.29 y 1.30, **400 Hz**), así como en las de los armónicos (**800 Hz, 1200 Hz, 1600 Hz**), se reduce el enmascaramiento. Ello se debe a la existencia del fenómeno de **batido** cuando se tienen dos tonos de frecuencias muy próximas, que agrega un elemento que permite indirectamente notar la presencia del tono enmascarado.

En las figuras anteriores, el enmascaramiento era producido por un tono puro. También ha sido investigado el enmascaramiento producido por ruidos de espectro continuo, particularmente por bandas de ruido. Como primer análisis, se observa que para el enmascaramiento sólo es importante el ruido que se encuentra dentro de una banda crítica alrededor del tono enmascarado. Supongamos un tono de frecuencia f_0 y una banda de ruido de ancho de banda Δf alrededor de f_0 , y cuya densidad espectral $\overline{p_m^2}(f)$ es constante en esa banda (figura 1.31 a). El valor cuadrático medio de la presión del ruido máscara es

$$P_{mef}^2 = \overline{p_m^2} \cdot \Delta f \quad (1.43)$$

Resulta que si $\Delta f < B_{crítica}(f_0)$, donde $B_{crítica}(f_0)$ es el ancho de la banda crítica correspondiente a la frecuencia f_0 , el umbral para el sonido enmascarado es igual a la presión eficaz cuadrática del ruido dada por la ecuación 1.43, es decir que crece con Δf . Cuando se supera el ancho de banda crítico, el umbral deja de crecer. En otras palabras,

$$P_{ef\text{umbral}}^2 = \begin{cases} \overline{p_m^2} \cdot \Delta f & \Delta f < B_{crítica}(f_0) \\ \overline{p_m^2} \cdot B_{crítica}(f_0) & \Delta f \geq B_{crítica}(f_0) \end{cases} \quad (1.44)$$

Esto significa que un incremento de la banda de ruido por encima de la banda crítica no provoca ningún incremento adicional del enmascaramiento.

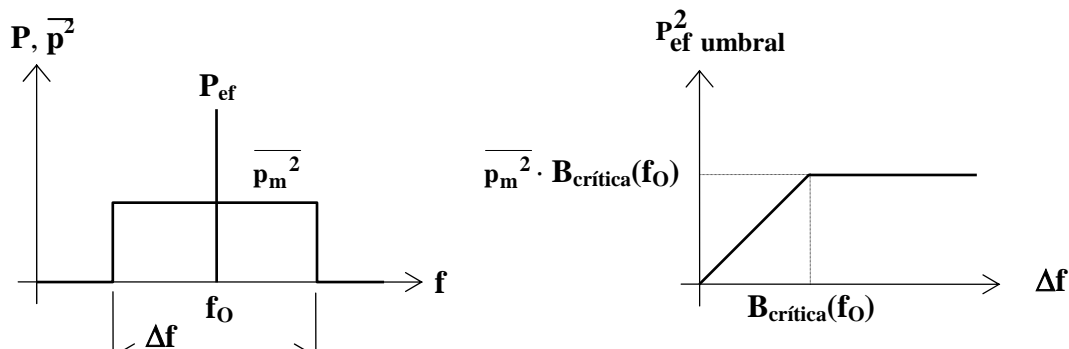


Figura 1.31. Enmascaramiento por una banda de ruido. **(a)** La línea vertical representa la presión eficaz de un tono de prueba de frecuencia f_0 . En el mismo diagrama se muestra la densidad espectral de un ruido de banda angosta. **(b)** El umbral de presión eficaz cuadrática (mínimo valor para que el tono de prueba sea audible) crece linealmente con el ancho de banda del ruido hasta alcanzar la banda crítica correspondiente a esa frecuencia. Luego se mantiene constante

El enmascaramiento es, en cierto sentido, un defecto del oído, pero también es una virtud, ya que nos permite desembarazarnos de una cantidad de información inútil o difícil de procesar por el cerebro. En particular, una parte del ruido ambiente es enmascarado por las señales sonoras útiles, evitando así que el cerebro procese dicho ruido innecesariamente. Lamentablemente, cuando el nivel de ruido ambiente es demasiado elevado se produce el efecto contrario, enmascarando éste a las señales útiles.

La música funcional de los locales comerciales, los bares y algunas salas de espera de consultorios médicos, también aprovecha el fenómeno de enmascaramiento, posibilitando cierta “privacidad pública”, al impedir que las conversaciones ajenas puedan ser escuchadas por terceras personas.

Por último, también se apela al enmascaramiento en forma inconsciente cuando se incrementa el volumen de un equipo de música ante la existencia de ruidos ambientes. En este caso, al elevar el nivel sonoro de la música, ésta enmascara al ruido ambiente, permitiendo escuchar la música en mejores condiciones. En el mundo moderno el ruido ambiente es considerable, lo que ha llevado a la sociedad al acostumbramiento, y aún a la predilección por la música “a todo volumen”. Esto es potencialmente peligroso para la salud auditiva.

En la tabla que sigue se dan los valores de frecuencia central y ancho de banda correspondientes a las bandas críticas, pudiendo interpolarse para obtener los anchos de banda correspondientes a frecuencias no listadas.

TABLA 1.4. Frecuencias y anchos de banda de las bandas críticas

| Banda | Frecuencia central | Ancho de banda |
|-------|--------------------|----------------|
| 1 | 50 | 100 |
| 2 | 150 | 100 |

| | | |
|----|-------|------|
| 3 | 250 | 100 |
| 4 | 350 | 100 |
| 5 | 450 | 110 |
| 6 | 570 | 120 |
| 7 | 700 | 140 |
| 8 | 840 | 150 |
| 9 | 1000 | 160 |
| 10 | 1170 | 190 |
| 11 | 1370 | 210 |
| 12 | 1600 | 240 |
| 13 | 1850 | 280 |
| 14 | 2150 | 320 |
| 15 | 2500 | 380 |
| 16 | 2900 | 450 |
| 17 | 3400 | 550 |
| 18 | 4000 | 700 |
| 19 | 4800 | 900 |
| 20 | 5800 | 1100 |
| 21 | 7000 | 1300 |
| 22 | 8500 | 1800 |
| 23 | 10500 | 2500 |
| 24 | 13500 | 3500 |

1.6.6. FATIGA AUDITIVA

Cuando se somete al oído a tonos continuos de larga duración, por ejemplo varios minutos o aún horas, sobreviene el fenómeno de la fatiga auditiva, que consiste en que el oído va percibiendo el sonido con menor sonoridad que inicialmente. Existe por lo tanto una suerte de acostumbramiento al tono. Este fenómeno hace que después de escuchar música a todo volumen parezca que ya no está tan fuerte, y se continúe subiendo el volumen (lo cual suele suceder en las discotecas). En el ámbito industrial, es la razón por la cual los operarios se acostumbran rápidamente a ruidos ambientes muy intensos, dejando de resultarles molesta dicha exposición permanente a ruidos.

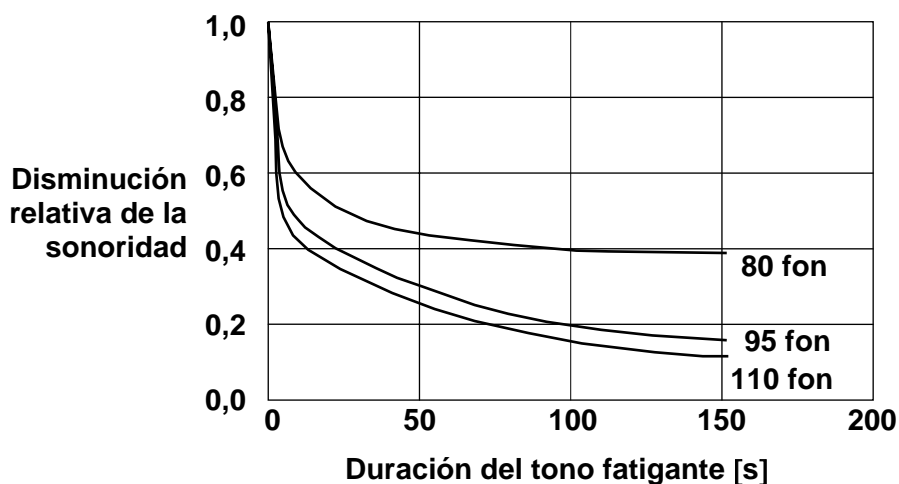


Figura 1.32. Disminución aparente de la sonoridad con respecto a la sonoridad inicial cuando un tono se prolonga durante algunos minutos. Se indican las curvas correspondientes a tres diferentes niveles de sonoridad.

CAPÍTULO 2

EFFECTOS DEL RUIDO EN EL HOMBRE

2.1. BREVE ANATOMÍA DEL OÍDO

El oído humano está formado, al igual que el de todos los mamíferos, por tres partes bien diferenciadas, denominadas respectivamente **oído externo**, **oído medio** y **oído interno**. A estas tres partes, que realizan respectivamente un procesamiento acústico, mecánico y eléctrico de la señal sonora se agrega el posterior procesamiento neurológico con progresivos niveles de complejidad hasta llegar a la corteza cerebral, donde se llevan a cabo los procesos intelectuales superiores como la comprensión inteligente de la palabra y la música.

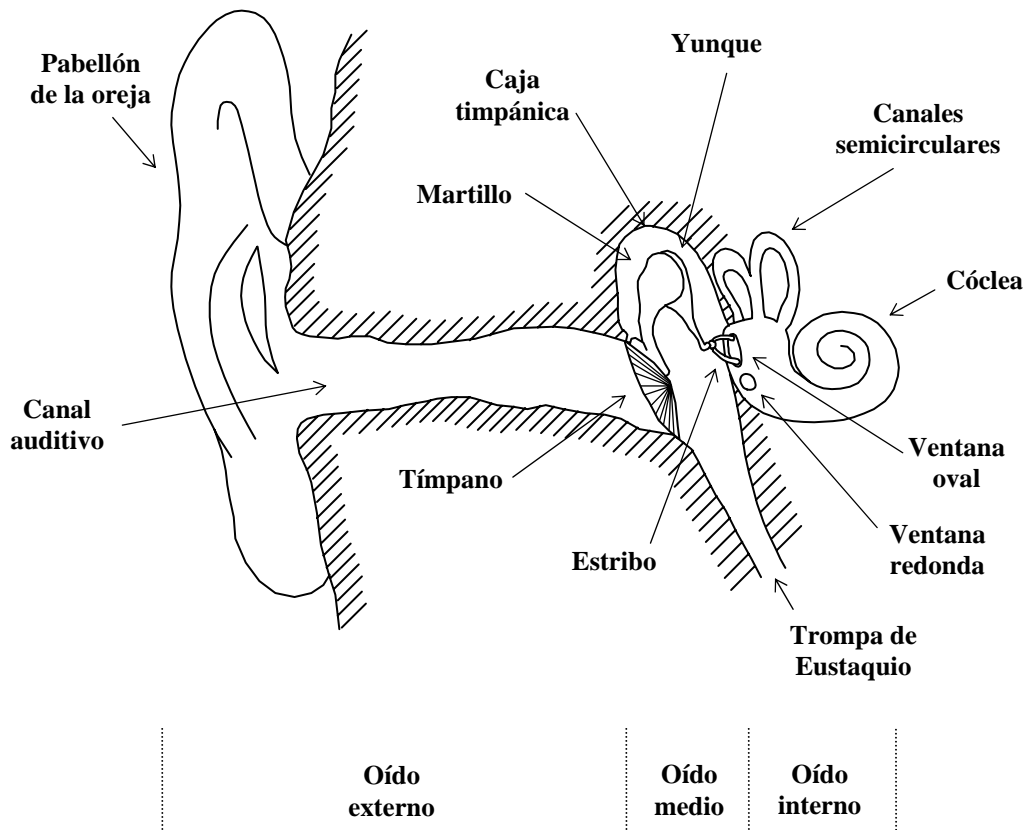


Figura 2.1. Corte transversal del oído derecho, en el cual se muestran las partes anatómicas más representativas del aparato auditivo.

2.1.1. OÍDO EXTERNO

El oído externo está formado por el **pabellón u oreja** y el **canal auditivo** (figura 2.1). La oreja cumple la función de focalizar el sonido hacia el canal auditivo, produciendo un acoplamiento más efectivo entre la baja impedancia acústica del aire y la más alta del tímpano.¹ Este acoplamiento incrementa el campo sonoro en el canal auditivo unos **5 dB** con respecto a si no existiera la oreja, especialmente alrededor de los **5,5 kHz**, que corresponde a la resonancia del pabellón. Otra función importante es la de ayudar a la localización direccional del sonido. En otros animales, la oreja está bajo control muscular voluntario o reflejo, permitiendo orientarla hasta lograr la máxima sensibilidad. En el ser humano esta función está casi completamente atrofiada, y se la sustituye por movimientos de la propia cabeza.

El canal auditivo es un tubo algo curvado que comunica la oreja con el tímpano. En promedio mide unos **7 mm** de diámetro y unos **25 mm** de longitud, y desempeña dos funciones: la de proteger al tímpano, haciéndolo virtualmente inaccesible desde afuera, y la de enfatizar por resonancia la región del espectro más importante para la inteligibilidad de la palabra. En efecto, la primera frecuencia de resonancia de un tubo semiabierto está dada por

$$f = \frac{c}{4L}, \quad (2.1)$$

donde **c** es la velocidad del sonido y **L** la longitud del tubo. Para una temperatura de **36 °C** (ecuación 1.3),

$$f = \frac{c}{4L} = \frac{353 \text{ m/s}}{4 \cdot 0,025 \text{ m}} = 3530 \text{ Hz}. \quad (2.2)$$

Esta frecuencia concuerda muy bien con la zona más sensible del oído, de acuerdo a lo que muestran las curvas obtenidas experimentalmente por Fletcher y Munson. Cerca de la resonancia, el incremento del campo sonoro en el tímpano es de alrededor de **10 dB**.

2.1.2. OÍDO MEDIO

El oído medio (figura 2.1) está formado por el **tímpano**, la **caja timpánica**, la **cadena osicular** (los **huesecillos**), una serie de músculos, como el **tensor del tímpano** y el **estapedio**, y la **trompa de Eustaquio**.

El **tímpano** es una membrana semitransparente en forma de cono achatado (con el vértice hacia adentro) que separa el canal auditivo de la caja timpánica. Su finalidad es captar las ondas sonoras que ingresan al canal auditivo y transformarlas en vibraciones mecánicas que luego serán comunicadas al oído interno. Esto sucede porque el interior de la caja timpánica contiene aire estanco y, por lo tanto, a presión constante. En el canal auditivo, en cambio la presión varía en el tiempo a causa de la onda sonora, por lo cual habrá una diferencia neta de presión que hará vibrar al tímpano alrededor de su posición de reposo.

¹ En el capítulo sobre Acústica de Recintos se discute en detalle la cuestión de la transferencia de energía sonora entre dos medios de diferente impedancia acústica.

La **cadena osicular** es un conjunto de tres diminutos huesos: el **martillo**, el **yunque**, y el **estribo**,² también denominados **huesecillos**, cuya función es la de actuar como palanca entre el tímpano y el oído interno. Dicha palanca comienza con el primero de dichos huesecillos, el **martillo**, que es sometido a desplazamientos relativamente grandes³ pero de pequeña fuerza por la vibración del tímpano. El martillo se articula con el segundo huesecillo, el **yunque**, y éste con el tercero de ellos, el **estribo**. A causa del efecto palanca (ver figura 2.2), las vibraciones del estribo son de menor amplitud pero mayor fuerza. La ganancia mecánica de esta palanca es de **1,3**, lo que significa que la fuerza que el estribo ejerce sobre la **ventana oval** es **1,3** veces mayor que ejerce el

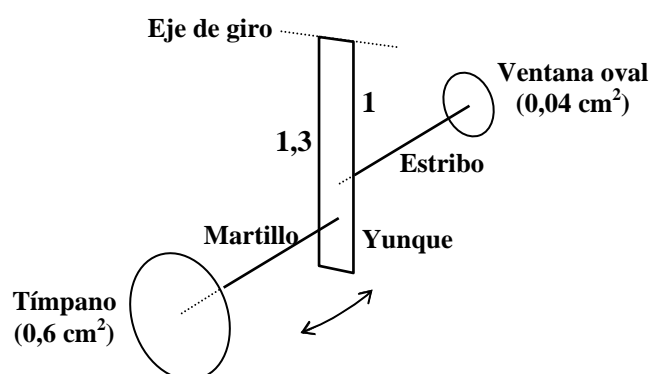


Figura 2.2. Diagrama esquemático del comportamiento de los huesecillos u osículos como un sistema de palanca.

tímpano sobre el martillo. A este efecto de palanca se agrega la gran diferencia de áreas entre el tímpano ($0,6 \text{ cm}^2$) y la ventana oval ($0,04 \text{ cm}^2$), lo cual implica que la relación entre las presiones en el tímpano y en la ventana oval es

$$\frac{P_{\text{ventana oval}}}{P_{\text{tímpano}}} = \frac{1,3 \cdot 0,6}{0,04} \cong 20. \quad (2.3)$$

Esta diferencia de presiones es necesaria ya que en el tímpano existe una impedancia acústica mucho menor que en el oído interno, ya que éste último contiene agua. El conjunto actúa, por consiguiente, como un ingenioso adaptador de impedancias acústicas.

La **trompa de Eustaquio** es un conducto que comunica el oído medio con la garganta, y por consiguiente, a través de la boca, con el exterior. Normalmente está cerrada, asegurando así la estanqueidad del aire dentro del oído medio, pero al tragar o bostezar se abre, permitiendo la circulación de aire. Esto no sólo sirve como ventilación, sino que periódicamente garantiza el equilibrio entre las presiones estáticas dentro y fuera del oído medio, lo cual es necesario para evitar deformaciones del tímpano, que al operar alejado de su posición normal de reposo estaría o demasiado tenso o demasiado relajado, lo cual disminuiría su eficiencia, particularmente para los tonos agudos. De

² El martillo mide **8 mm** de largo, el yunque, **6 mm**, y el estribo, **3 mm**.

³ En realidad, para los menores niveles de presión sonora audibles (-10 dB a **3 kHz**), la vibración del tímpano es del orden de 10^{-11} m , que es *diez veces menor que un átomo de hidrógeno*.

hecho, es lo que sucede al subir en un corto lapso de tiempo a un edificio muy alto o a una montaña. La presión atmosférica a gran altura es menor que a nivel del suelo, y como el proceso de ventilación del oído medio es relativamente lento, la presión dentro del oído medio sigue siendo por un tiempo la presión normal, que es mayor que la nueva. Ello significa que el tímpano opera desplazado hacia afuera, produciendo una pérdida temporal de la respuesta a los agudos.

2.1.3. OÍDO INTERNO

El oído interno (figura 2.1), también denominado **laberinto**, posee dos partes con funciones bien diferenciadas. La primera son los **canales semicirculares**, que son tres pequeños tubitos con forma de anillo de unos **6 mm** de diámetro, ubicados con sus ejes en cuadratura. Constituyen el órgano sensor del equilibrio ya que permiten detectar movimientos rotacionales. Al girar la cabeza (por ejemplo al inclinarse), dicha rotación contendrá componentes en uno o más de los ejes de los canales semicirculares. El líquido contenido en el interior de dichos canales tiende, por inercia, a mantenerse inmóvil, y eso causa un movimiento relativo entre el canal y el líquido que es detectado por unas cilios (pelos) que tapizan las paredes interiores de los canales. Esto desencadena el envío de una señal nerviosa al cerebro, quien ordenará las acciones pertinentes para recuperar el equilibrio.

La segunda parte es la **cóclea** o **caracol**, que tiene forma precisamente de caracol, y es probablemente el sistema mecánico más complejo de todo el organismo. Está destinada a transformar las vibraciones provenientes del oído medio (a través del estribo) en señales neuroeléctricas dirigidas al cerebro. La característica más sobresaliente de esta admirable pieza de ingeniería biológica es su capacidad de realizar una descomposición frecuencial del sonido, codificándolo multiparamétricamente de acuerdo a su espectro.

La cóclea, que se encuentra embutida en una cavidad de igual forma en el hueso temporal, tiene dos vueltas y media, y si pudiera desenrollarse se obtendría un conducto

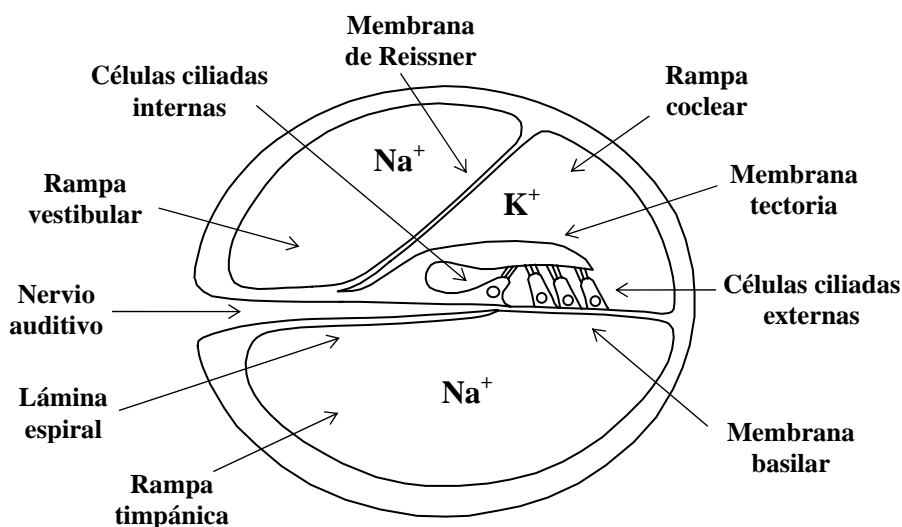


Figura 2.3. Corte transversal del conducto coclear en escala 30:1.

con forma algo cónica (el **conducto coclear**) de unos **35 mm** de longitud y un diámetro medio de unos **2 mm**. El volumen total es de alrededor de **0,05 cm²** (una gota). En la figura 2.3 se muestra un corte transversal de dicho conducto, y en la figura 2.4 se observa esquemáticamente el conducto desenrollado. Según se puede apreciar en la figura 2.3, el conducto coclear está dividido en tres subconductos, denominados **rampas** (debido a que representan ascensos desde la base del caracol hacia su vértice): **rampa vestibular**, **rampa coclear** y **rampa timpánica**. La rampa vestibular y la rampa timpánica están llenas de **perilinf**a, un líquido acuoso rico en iones de sodio (**Na⁺**), y se comunican entre sí en el vértice o **ápex** del caracol a través de un pequeño orificio denominado **helicotrema** (extremo de la hélice o helicoide). La rampa coclear, en cambio, contiene **endolinf**a, líquido algo gelatinoso rico en iones de potasio (**K⁺**). En la **base** del caracol (espira más ancha), la rampa vestibular se comunica con el oído medio a través de la **ventana oval**, un orificio cubierto con una membrana sobre la cual se apoya el estribo, mientras que la rampa timpánica lo hace a través de la **ventana redonda**, otro orificio cubierto con otra membrana denominada **tímpano secundario** (de ahí el nombre de rampa *timpánica*).

La capacidad de la cóclea de llevar a cabo una descomposición espectral del sonido obedece a varias características de las diversas partes que la constituyen. En primer lugar

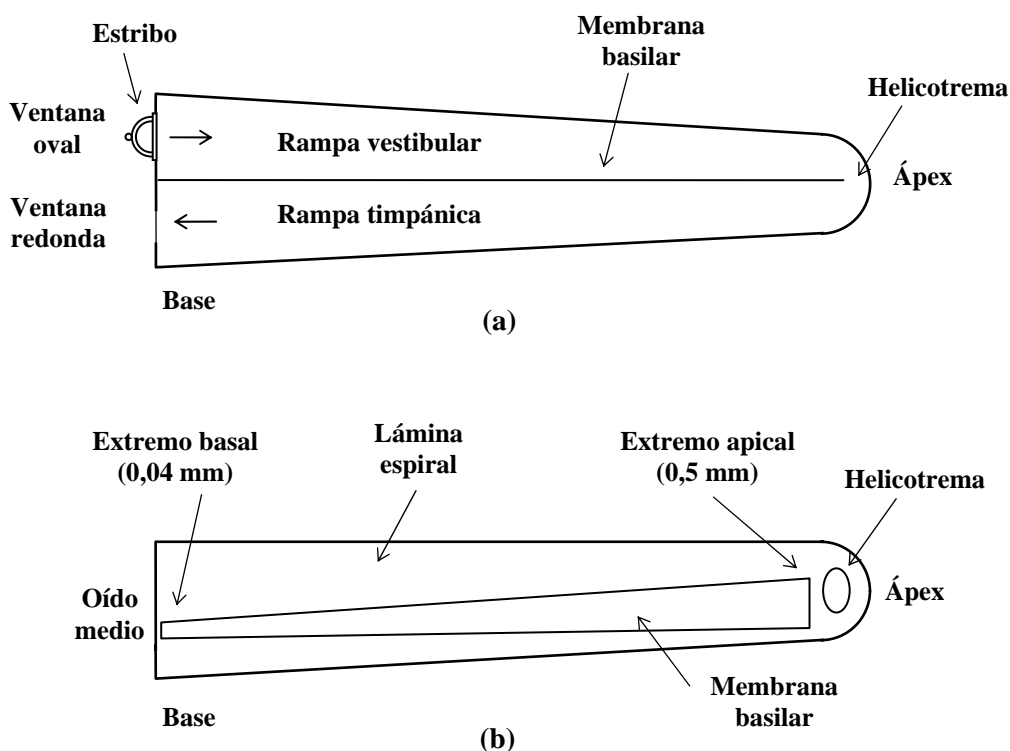


Figura 2.4. Esquema de la cóclea, hipotéticamente desenrollada. **(a)** Corte según un plano perpendicular a la membrana basilar. Por simplicidad sólo se muestran las rampas vestibular y timpánica, habiéndose omitido la rampa coclear. Las flechas indican la dirección de movimiento de la perilinf a cuando el estribo se mueve hacia adentro de la cóclea. **(b)** Corte según un plano paralelo a la membrana basilar.

tenemos la **membrana basilar**, que separa la rampa coclear de la rampa timpánica (figura 2.3). Esta membrana tiene una longitud similar a la del conducto coclear, es decir unos **35 mm**, y su ancho aumenta desde **0,04 mm** en la zona próxima a la base del caracol hasta **0,5 mm** en la zona del vértice o ápex (figura 2.4 b). Cerca de la base, donde es más angosta, es relativamente rígida, haciéndose más flexible conforme se acerca al vértice. Esta peculiaridad determina un comportamiento mecánico que es la clave de la discriminación de frecuencias que se opera en la cóclea. Para verlo, tengamos en cuenta tres hechos:

- a) Todo cuerpo elástico tiene una frecuencia propia de resonancia (o más de una), es decir una frecuencia f_r tal que si se lo excita con ella la amplitud de vibración es mayor que para otras frecuencias.
- b) A igual geometría un cuerpo más rígido tiene mayor frecuencia de resonancia.
- c) A igual rigidez un cuerpo más pequeño también tiene mayor frecuencia de resonancia.

En el caso de la membrana basilar, en la zona *basal* (cercana a la base) las dimensiones son pequeñas y la rigidez, alta, por lo tanto es de esperar que tenga una frecuencia de resonancia elevada. En la zona *apical* (cercana al ápex), en cambio, es mucho más ancha y menos rígida, por lo cual cabe esperar una frecuencia de resonancia mucho menor. Por consiguiente, la frecuencia de resonancia de la membrana basilar va disminuyendo a lo largo de ella desde valores bastante altos hasta valores pequeños.

Si ahora excitamos el oído con un tono senoidal de cierta frecuencia f , el estribo ocasionará una serie de perturbaciones sucesivas sobre la ventana oval que se transferirán a la base de la membrana basilar. Como la membrana basilar es un medio elástico, estas perturbaciones, también de frecuencia f , darán origen a ondas sucesivas que se propagarán a lo largo de ésta, denominadas **ondas viajeras**. En cada punto de la membrana basilar existirá, por lo tanto, una excitación senoidal⁴ de frecuencia f , y eso producirá una respuesta cuya amplitud variará a lo largo de la membrana. En aquella posición en la cual

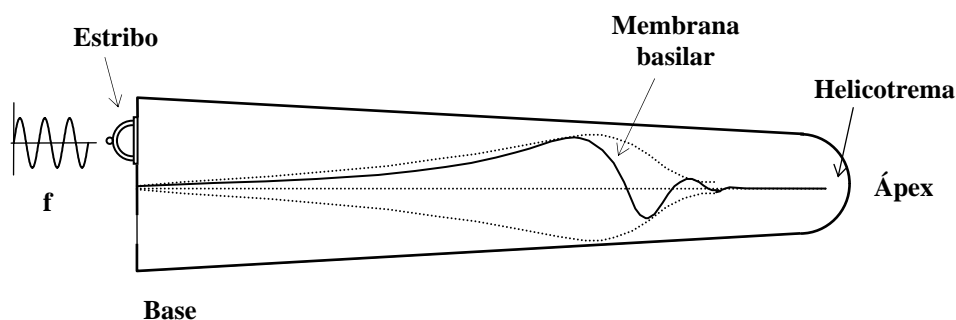


Figura 2.5. Onda viajera en la membrana basilar en un instante dado. Las líneas de trazos indican el lugar geométrico de los picos de la onda conforme ésta va avanzando a lo largo de la membrana.

⁴ En realidad será *aproximadamente* senoidal, debido a diversas no linealidades del tímpano, el oído medio, y la propia membrana basilar. Esta última es la base de un tipo de examen audiológico por **otoemisiones acústicas**, es decir sonidos generados por el propio oído.

la correspondiente frecuencia de resonancia f_r coincida con f , la amplitud será máxima. En la figura 2.5 se representa esta situación en un instante determinado, y en la figura 2.6 se muestra la forma de la onda viajera en tres instantes sucesivos.⁵

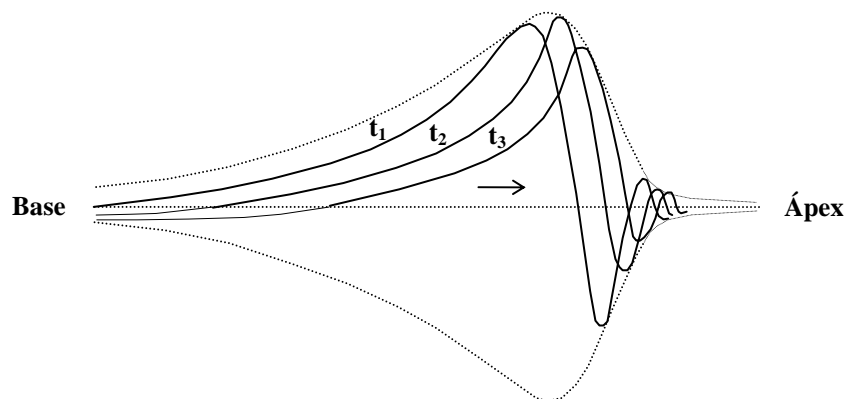


Figura 2.6. Forma de la onda viajera en la membrana basilar en tres instantes sucesivos. (Por claridad se han exagerado mucho las proporciones verticales; la amplitud real es extremadamente pequeña comparada con la longitud de la membrana.)

El razonamiento anterior, corroborado experimentalmente por los trabajos de von Békésy, muestra que la membrana basilar se comporta como un analizador espectral, ya que excitada con tonos puros de diversas frecuencias, se generan ondas viajeras cuyos máximos estarán localizados en diferentes posiciones. Más precisamente, para una frecuencia f mayor de **200 Hz** la máxima amplitud de la onda viajera se verifica a una distancia de la ventana oval dada por

$$x = 61 - 14 \log_{10} f , \quad (2.4)$$

donde x está en **mm** y f en **Hz**. Por ejemplo, para un tono de frecuencia **5 kHz** las ondas viajeras alcanzan máxima amplitud a una distancia de **9,2 mm** de la ventana oval, y por lo tanto del estribo (figura 2.7).

Esta localización espacial de las frecuencias se ha dado en llamar “**teoría del lugar**”, y fue propuesta por primera vez por Helmholtz a mediados del siglo pasado, aunque su explicación reducía la membrana basilar a una serie de fibras bajo tensión que resonaban a diversas frecuencias, en lugar de un elemento de rigidez variable, como es en realidad.

Volviendo a la figura 2.3, vemos que sobre la membrana basilar existe una formación en la cual se distinguen las **células ciliadas** (o **células pilosas**)⁶, denominadas de esa forma porque poseen terminaciones en forma de **cilios** o pelos. Esta formación se denomina **órgano de Corti**, en honor a su descubridor. Existen dos tipos

⁵ Es interesante observar que el primer semiciclo de la onda viajera mostrada en la figura es mucho más largo que los siguientes, que van reduciendo su longitud progresivamente. Ello se debe a que por ser la membrana basilar progresivamente menos rígida en puntos más alejados de la base, la velocidad de propagación de la onda se vuelve menor, disminuyendo consecuentemente la longitud de onda.

⁶ En la figura 2.3 sólo se muestran las células ciliadas. Además de ellas existen otras células que forman una estructura de sostén, que por simplicidad se han omitido.

de células ciliadas: las **externas** y las **internas**. Hay alrededor de **20.000** células ciliadas externas y unas **3.500** células ciliadas internas. Los cilios de estas células están encastrados en otra membrana, la **membrana tectoria**, y al producirse un movimiento relativo entre ambas membranas, como se muestra esquemáticamente en la figura 2.8, los cilios experimentan

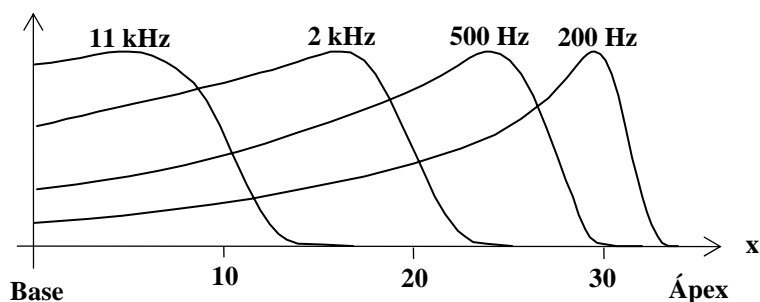


Figura 2.7. Envolvente espacial de las ondas viajeras sobre la membrana basilar para cuatro frecuencias diferentes.

un movimiento de *pandeo*, lo cual genera un potencial eléctrico que excita las células nerviosas (**neuronas**) que parten hacia el cerebro.⁷ Esto implica que estas células captan la vibración de la membrana basilar (selectiva en frecuencia, según vimos) y la transforman en una señal eléctrica que luego se transforma en señal nerviosa.⁸ El cerebro recibe, así, señales nerviosas provenientes de cada posición de la membrana basilar, y por consiguiente recibe señales con *información frecuencial o espectral* acerca del sonido.

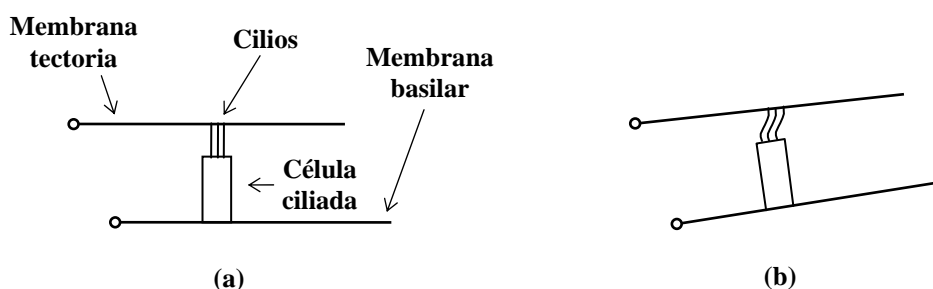


Figura 2.8. (a) Una célula ciliada entre las membranas basilar y tectoria en estado de reposo (b) Cuando se produce un movimiento de la membrana basilar a causa de una onda viajera, los cilios (pelos) de la célula ciliada experimentan un pandeo.

⁷ Este potencial se denomina **microfónico coclear**, y puede medirse por medio de electrodos externos con técnicas electroencefalográficas.

⁸ Las señales nerviosas son, de hecho, señales eléctricas también, pero organizadas en forma de descargas denominadas **potenciales de acción**. Para que se produzca un potencial de acción, debe existir un potencial generado por alguna otra célula (en este caso una célula ciliada) que alcance determinado umbral.

Las células ciliadas externas tienen aún otra función relacionada con el hecho de que poseen propiedades contráctiles, lo cual les permite actuar como pequeños “músculos”, modificando en forma activa la vibración de la membrana basilar. Esta modificación consiste en acentuar o agudizar la amplitud de vibración de la zona de la membrana basilar donde la amplitud de la onda viajera es máxima y para ello las células ciliadas externas ejercen una fuerza adicional sobre la membrana que está en fase con la propia vibración de la membrana, y que es tanto mayor cuanto más alta sea la amplitud de la vibración. Se trata, por lo tanto, de una realimentación regenerativa que conduce a un sistema muy resonante. Esta propiedad permite explicar la capacidad del oído humano de discriminar frecuencias muy próximas.

La resonancia causada por las células ciliadas externas es tan intensa que la vibración de la membrana basilar produce un tenue sonido, medible desde el exterior por medio de una sonda microfónica. Estos sonidos se denominan **otoemisiones acústicas**, y se utilizan para realizar una evaluación audiológica objetiva de la audición.

2.2. PROTECCIONES DEL OÍDO

El resumen de la estructura anatómica del oído que hemos realizado pone en evidencia no sólo la gran complejidad sino lo delicado de las partes que lo componen. Las células ciliadas, por ejemplo, son sensibles a movimientos más pequeños que las dimensiones atómicas, razón por la cual están fácilmente expuestas a la destrucción por sobrecarga (especialmente las externas). Por ese motivo no es sorprendente que la Naturaleza haya desarrollado en el oído algunos recursos de autoprotección que contribuyen a preservarlo. Dichos recursos están distribuidos en las distintas porciones del aparato auditivo que hemos estudiado, y protegen contra diversas agresiones, no sólo las acústicas. Describiremos brevemente las más importantes.

2.2.1. PROTECCIONES DEL OÍDO EXTERNO

El conducto auditivo externo tiene dos partes diferenciadas. En su tercio exterior posee una cobertura formada por un tejido cutáneo grueso con pilosidades que bloquean el paso de objetos extraños al interior del conducto, que pudieran perjudicar al tímpano. Dicho tercio exterior tiene además unas glándulas que segregan **cerumen**, sustancia cerosa que fija las partículas de polvo y las arrastra hacia el exterior, realizando una labor higiénica. Además, en condiciones ambientales de gran nivel sonoro, la segregación de cerumen es más copiosa, tendiendo a obstruir el canal con el denominado **tapón de cerumen** o **tapón de cera**.

La porción restante, correspondiente a los dos tercios internos de la longitud del canal, no posee más que una piel delgada, pero se encuentra ligeramente curvado, dificultando la penetración de objetos grandes hacia el tímpano.

Es interesante destacar que el tímpano es un órgano que se reconstruye espontáneamente, en caso de que por alguna enfermedad o ruido violento sufriera lesiones, aunque en general ello puede dejar algún tipo de secuelas.

2.2.2. PROTECCIONES DEL OÍDO MEDIO

El oído medio posee dos tipos de protecciones. La primera, constituida por la trompa de Eustaquio, está destinada a proteger al oído contra variaciones de presión estática, o presión atmosférica. Normalmente está cerrada, y se abre al tragar y al bostezar, momento en que el aire puede entrar o salir de la cavidad del oído medio. A causa de determinadas enfermedades otorrinolaringológicas, la trompa de Eustaquio permite también el ingreso de gérmenes capaces de infectar la zona del oído medio, con la posible segregación de mucosidades que al rellenar la caja timpánica, reducen la eficiencia de la transmisión, en especial en alta frecuencia.

El segundo tipo de protección se refiere a la contracción de un músculo denominado **estapedio**, ubicado sobre el estribo, que entorpece sus movimientos. Esto sucede cuando el nivel sonoro excede los **80 dB**, lo cual representa una reducción de unos **10 dB** en la efectividad de la transmisión. Esta protección, sin embargo, funciona bien por debajo de los **500 Hz**, ya que este músculo responde a una acción refleja que demora cerca de **100 ms** en efectivizarse. Este recurso sirve en realidad para proteger al oído de la propia voz del individuo, cuyo nivel sonoro puede ser realmente muy alto (por ejemplo durante un grito). En este caso la protección sí es efectiva dado que el reflejo estapedial se produce *antes* de la emisión vocal. En cambio, la protección del estapedio es totalmente inefectiva para ruidos de crecimiento muy rápido como los ruidos impulsivos, como los impactos intensos o las explosiones, los cuales se propagan fácilmente y sin atenuación al oído interno, dentro del cual pueden causar daño auditivo permanente.

2.2.3. PROTECCIONES DEL OÍDO INTERNO

No se puede hablar de una protección del oído interno propiamente dicha. Sin embargo, ante un sonido de gran nivel sonoro el oído interno genera señales nerviosas que el cerebro interpreta, reenviando señales inhibitorias hacia las células ciliadas externas, lo cual hace que éstas reaccionen con las llamadas contracciones lentas, que tienden a oponerse a la vibración de la membrana basilar. Pero debido a la demora considerable de la respuesta, ello no permite controlar los rápidos ruidos impulsivos.

De modo que el oído interno está esencialmente desprotegido, lo cual se agrava por lo delicado de las células ciliadas, es decir las células sensorias, que por ser de un tamaño muy pequeño (**2 µm**) están fácilmente expuestas a sufrir daños.

2.3. EFECTOS AUDITIVOS DEL RUIDO

2.3.1. PRESBIACUSIA Y SOCIOACUSIA

Se observa en general que con el transcurso de los años las personas experimentan una disminución en su capacidad auditiva, denominada **presbiacusia**. Esto se debe a dos factores: el desgaste natural de los tejidos, y la exposición a ruidos considerados normales en la sociedad. Un estudio realizado en una población muy poco ruidosa del Sudán (dado a conocer en 1962) reveló que la presbiacusia era mucho menos marcada que en ciudades como Nueva York, en las cuales se observan niveles de ruido ambiente considerablemente mayores. Por esta razón se propuso el nombre de **socioacusia** para contemplar este efecto.

Uno de los parámetros más utilizados para medir la audición es el **umbral auditivo**, que se determina con diversos procedimientos, según se verá en las secciones 2.3.3. a 2.3.5. En realidad se toma en cuenta el **desplazamiento** o **aumento del umbral** con relación al umbral considerado normal⁹ para cada una de las frecuencias normalizadas. Cuando el aumento del umbral es permanente o irreversible, se denomina **pérdida auditiva**. En la figura 2.9 se ha representado la pérdida auditiva en función de la frecuencia para diversas edades.

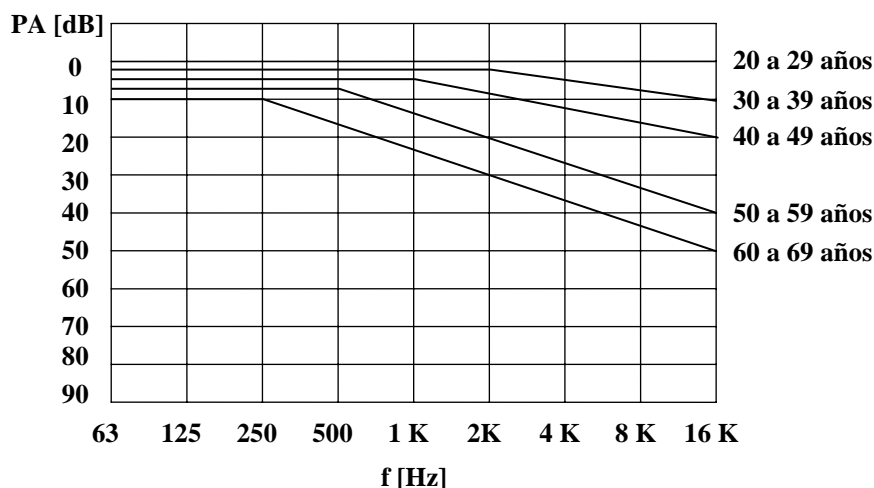


Figura 2.9. Evolución promedio de la presbiacusia, en función de la frecuencia y de la edad, según Scherzer.

2.3.2. DESPLAZAMIENTO TEMPORARIO DEL UMBRAL

Cuando una persona está sometida a ruidos intensos durante un periodo relativamente corto de tiempo, experimenta un aumento temporario del umbral auditivo, que desaparece luego de algunas horas de descanso. Es éste el primer efecto de la exposición a ruidos de elevado nivel sonoro, y si bien suele ser reversible (salvo que el ruido sea repentino y de nivel demasiado alto, como en una explosión o un ruido impulsivo o de impacto de gran violencia), la reiteración continuada de tales exposiciones termina, a mediano plazo, ocasionando desplazamientos permanentes del umbral.

El desplazamiento temporario se produce siguiendo un crecimiento asintótico durante las primeras horas de exposición. Después de unas **8 a 16 hs** se alcanza una meseta cuya magnitud depende del nivel sonoro en **dB**A. Interrumpida la exposición, después de una inestabilidad inicial del umbral (que dura alrededor de **2 minutos**) el aumento del umbral comienza a retroceder, y lo hace en forma aproximadamente lineal con el logaritmo del tiempo hasta desaparecer. El proceso es tanto más rápido cuanto menor fue el nivel sonoro durante la exposición. Aunque no se conoce aún en detalle el

⁹ El umbral corresponde conceptualmente a la línea de **0 fon** de las curvas de Fletcher y Munson de la figura 1.23, pero en realidad se toma el valor que corresponde a un nivel de sonoridad de **4,2 fon**, según las curvas de igual nivel de sonoridad normalizadas (por ejemplo, según la Norma **IRAM 4066**).

proceso del desplazamiento permanente del umbral inducido por ruido, se supone que sigue una evolución similar a la correspondiente al desplazamiento temporario.

2.3.3. AUDIOMETRÍA TONAL

La determinación del umbral auditivo es necesaria en diversas situaciones en las cuales se debe efectuar un diagnóstico del estado de la audición. Algunos ejemplos son:

- a) En los exámenes preocupacionales requeridos por la legislación de higiene y seguridad en el trabajo (ver capítulo 3).
- b) En los exámenes audiológicos periódicos que establece la legislación
- c) Como información a los efectos de prescribir tratamientos médicos.
- d) Cuando se presentan querellas por hipoacusia contra un empleador.

El examen que permite determinar el umbral se denomina **audiometría**. Existen varios tipos de audiometrías, entre las cuales las más conocidas son la audiometría tonal, la audiometría por potenciales evocados, y la audiometría por otoemisiones acústicas. Nos referiremos ahora a la **audiometría tonal**. Consiste en la determinación subjetiva del umbral para tonos senoidales de frecuencias normalizadas. Las frecuencias normalmente utilizadas son: **125 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz, 1500 Hz, 2000 Hz, 3000 Hz, 4000 Hz, 6000 Hz y 8000 Hz**, pudiendo en casos de audición normal realizar la medición obviando algunas de las frecuencias. En casos especiales, por el contrario, se pueden utilizar otras frecuencias. Se realiza presentando al sujeto tonos seleccionados de la lista anterior y con diversos niveles de presión sonora calibrados respecto al umbral normalizado, registrándose la **pérdida auditiva**, definida como el aumento del umbral. Este tipo de estudio *requiere la colaboración y la honestidad del paciente*, por lo cual no está indicado en el caso de simuladores,¹⁰ niños pequeños, dementes, submentales, etc.

Existen dos formas de realizar la medición: por **vía aérea**, es decir a través del canal auditivo mediante auriculares calibrados, y por **vía ósea**, aplicando un transductor al hueso mastoides (ubicado detrás de la oreja). En la audiometría por vía aérea se investiga la totalidad del aparato auditivo, mientras que en la audiometría por vía ósea se estudia principalmente el oído interno. De la comparación entre ambas se puede determinar de qué tipo de afección se trata (ver secciones 2.3.7. y 2.3.8.).

La determinación del umbral es generalmente monoaural, es decir en cada oído por separado. Dado que a través de la caja craneana existe cierta filtración del sonido presentado a un oído hacia el otro, en los casos en que existan importantes diferencias de umbral entre ambos oídos podría suceder que el paciente crea escuchar el sonido con el oído excitado, cuando realmente lo escucha con el otro por vía ósea. Por esta razón se acostumbra enmascarar el oído no excitado con un ruido de banda estrecha (del orden de una banda crítica; ver sección 1.6.5.) alrededor de la frecuencia investigada. En la figura 2.10. se muestra una audiometría tonal sobre la carta habitualmente empleada para su presentación.

¹⁰ Un **simulador** es una persona que pretende simular una audición peor o mejor de la que realmente posee según su conveniencia. Por ejemplo, alguien que aspira a un puesto que requiere buena audición puede simular que escucha mejor, y en cambio quien pretende probar judicialmente que ha sufrido deterioro auditivo por causas laborales, simulará escuchar peor.

Existe una serie de marcas y colores normalizados para indicar los puntos sobre la gráfica, que dependen de qué tipo de excitación (aérea u ósea) se utilice y en qué oído se realice el estudio. Las marcas más frecuentes son las que se indican a continuación, correspondiendo el color rojo al oído derecho y el azul al izquierdo:

- Oído derecho, vía aérea
- × Oído izquierdo, vía aérea
- < Oído derecho, vía ósea
- > Oído izquierdo, vía ósea

En las audiometrías también se suele dejar constancia de las frecuencias de los **acúfenos** o **tinnitus**, es decir los zumbidos o silbidos permanentes de los oídos, lo cual se determina por comparación con sonidos de prueba presentados por el examinador.

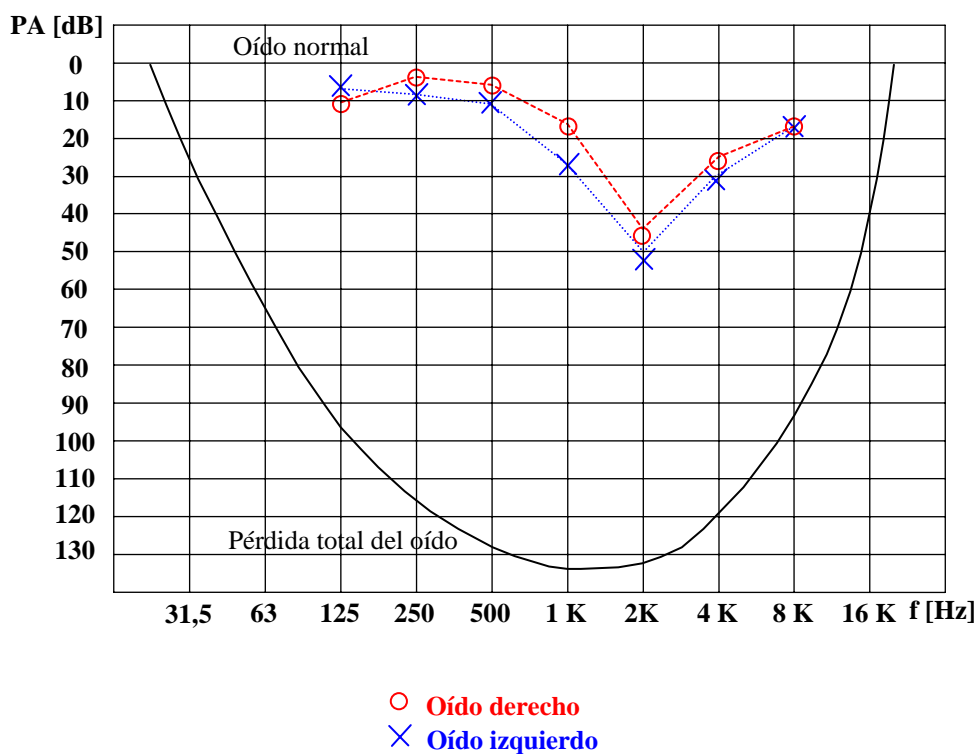


Figura 2.10. Ejemplo de audiometría tonal, en el que se muestra el resultado de un estudio por vía aérea en ambos oídos. La demarcación con círculos y cruces es de uso estándar. En el eje vertical se indica la **pérdida auditiva**. Se incluye la curva considerada como de pérdida total del oído. La recta de **0 dB** corresponde a audición normal.

2.3.4. AUDIOMETRÍA POR POTENCIALES EVOCADOS

La audiometría tonal no permite una determinación objetiva de la audición, ya que depende de la respuesta del sujeto examinado a la pregunta de si escucha o no determinado sonido, y por consiguiente requiere, como se ha señalado, la colaboración de dicho sujeto. La **audiometría por potenciales evocados** es un recurso para realizar

una determinación de tipo objetivo de la audición, si bien no proporciona tanta información como la audiometría tonal clásica. Se basa en el hecho de que cuando el oído interno recibe un sonido, desencadena una serie de respuestas eléctricas que pueden medirse exteriormente por medio de un equipo similar a un electroencefalógrafo. Según las características de la respuesta eléctrica obtenida, existen criterios clínicos que permiten determinar el grado de audición, así como la ubicación de la afección en caso de haberla.

La respuesta eléctrica obtenida es el resultado de la propagación de la señal nerviosa desde que se genera en el oído interno hasta que llega a la corteza cerebral. En primer lugar aparece el denominado **microfónico coclear**, potencial eléctrico generado a nivel de las células ciliadas externas, que al contraerse cambian de resistencia, provocando un potencial. El microfónico coclear tiene la asombrosa característica de que es, como la tensión generada por un micrófono, aproximadamente proporcional a la presión sonora (de allí su nombre). Las células ciliadas externas e internas están en contacto con neuronas, y al producirse el pandeo ya descrito de sus cilios (pelos), generan una excitación para dichas neuronas. Las neuronas tienen la propiedad fundamental de que cuando reciben una excitación superior a cierto umbral (no confundir con el umbral de audición; se trata aquí de un umbral de excitabilidad), desencadenan una descarga en la forma de un pulso de tensión de alrededor de **100 mV** denominado **potencial de acción**. Este pulso se propaga a lo largo de un filamento denominado **axón** que obra como un conductor eléctrico, hasta encontrarse con la siguiente neurona. En el momento en que llega la descarga a esta segunda neurona, se supera el umbral de excitabilidad de la misma, y se genera un segundo potencial de acción (correspondiente a la segunda neurona). Este proceso se repite a lo largo de las **7** neuronas que separan cada neurona de la cóclea de la corteza cerebral. El resultado medible desde el exterior es la suma del microfónico coclear más los sucesivos potenciales de acción, cada uno con un retardo específico. Todo este proceso dura alrededor de **10 ms**, y se denomina **potencial evocado de corta latencia**.¹¹ Después de esto comienzan los procesos intelectuales superiores que se llevan a cabo dentro de la corteza cerebral, y que dan origen a los **potenciales evocados de mediana y larga latencia**.

El mayor inconveniente práctico para realizar la medición reside en que de los **100 mV** que originalmente se generan en cada neurona, debido a las enormes atenuaciones en los diversos tejidos que hay entre la neurona y la piel, sólo llega una fracción de **μV** , lo cual significa que hay serios problemas de ruido eléctrico que impiden realizar correctamente la medición. Por ejemplo, las señales electroencefalográficas y electrocardiográficas, así como los potenciales musculares generados al pestañear o al tragar saliva, suelen ser mayores que los potenciales evocados a medir. La solución técnica que se ha encontrado consiste en repetir el estímulo sonoro varios cientos de veces, y promediar las respuestas. Esto se basa en que la respuesta a un determinado estímulo es siempre igual, y en cambio el valor del ruido en cada repetición va cambiando, siendo su promedio nulo. Para potenciales de corta latencia, los estímulos se repiten unas **20** veces por segundo.

En la figura 2.11 se muestra un ejemplo de potencial evocado, tal como se mide después de realizada la promediación. Se observa la presencia de una serie de picos característicos, llamados **ondas**, cada uno correspondiente a una neurona dentro del

¹¹ La palabra “latencia” se refiere al tiempo transcurrido entre el estímulo y un determinado evento dentro de la respuesta eléctrica, por ejemplo la respuesta de la primera neurona.

trayecto hacia la corteza cerebral. Cada uno tiene asociado un valor normal de latencia (ver nota al pie de la página anterior) y amplitud para cada intensidad, y de dicha información el médico puede determinar si hay lesión y dónde se encuentra.

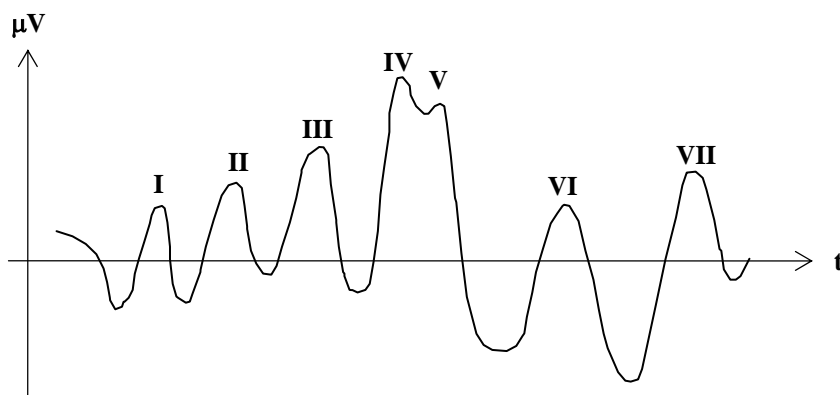


Figura 2.11. Ejemplo de audiometría por potenciales evocados, donde se observan los picos denominados **ondas** y rotulados correlativamente según los centros nerviosos a los cuales son atribuibles. Para una intensidad del estímulo dada el tiempo (latencia) transcurrido entre el estímulo y cada onda posee determinados valores normales.

La correcta selección del estímulo repetitivo a aplicar es una de las consideraciones centrales dentro de un estudio de potenciales evocados auditivos. Una condición es que deben ser de muy corta duración, para que las ondas resultantes de los sucesivos frentes de onda no se superpongan entre sí, dando lugar a una respuesta ininteligible. Esto restringe las duraciones admisibles a no más de **1 ó 2 ms**, lo cual a su vez impide obtener una gran especificidad en frecuencia,¹² especialmente en las bajas frecuencias. Por fortuna, las frecuencias más comprometidas en todos los procesos de hipoacusia (disminución auditiva) son lo suficientemente altas como para poder obtener un resultado significativo. De todas maneras debe advertirse que pese a su utilidad si se interpretan correctamente, los potenciales evocados *no permiten obtener una audiometría de tipo tonal*.

Los potenciales evocados han resultado de utilidad en los últimos años como prueba objetiva a fin de evaluar a personas que o bien no colaboran o bien simulan un estado auditivo falso, por ejemplo en casos de querellas por hipoacusia de origen laboral.

2.3.5. AUDIOMETRÍA POR OTOEMISIONES ACÚSTICAS

Hace relativamente poco tiempo se ha comenzado a aplicar un principio descubierto hace varias décadas a la realización de estudios audiológicos. Se trata de la

¹² Se demuestra que no es posible en una medición lograr a la vez una gran discriminación en frecuencia y en tiempo, lo cual se conoce como **principio de indeterminación** (Ver Mediciones Acústicas). En este caso, lo anterior implica que con una señal muy corta no puede obtenerse una gran especificidad tonal.

propiedad del oído de emitir sonidos en respuesta a los sonidos introducidos exteriormente. Dichos sonidos se conocen como **otoemisiones acústicas**, y la razón por la cual aparecen se encuentra en la capacidad contráctil de las células ciliadas externas, las cuales reaccionan fuertemente acentuando la vibración de la membrana basilar. Esta vibración es lo bastante fuerte como para generar un tenue sonido que puede captarse y medirse desde el exterior, por medio de una sonda microfónica colocada en el canal auditivo ocluido. Lamentablemente, la frecuencia emitida es igual a la frecuencia introducida exteriormente, lo cual hace muy difícil discriminarla de la propia señal sonora, que se introduce a través de otra sonda proveniente de un pequeño altavoz.

Existe, sin embargo una posibilidad para medir las otoemisiones, si se recurre a los tonos parásitos generados en el oído a causa de sus propias distorsiones. El oído distorsiona debido a que no es lineal, y las no linealidades están distribuidas a lo largo de todo el sistema auditivo, desde el tímpano hasta la cóclea. A niveles altos, todas las partes del oído manifiestan sus distorsiones, pero a niveles bajos (**70 dBA** o menos) sólo distorsiona la membrana basilar, debido a las numerosas turbulencias que se producen en el líquido perilinfático. Esta distorsión implica la existencia de componentes espectrales no presentes en el sonido original, que aunque son demasiado débiles para ser captadas directamente desde afuera, tienen la intensidad suficiente para provocar la vibración de las células ciliadas externas. Dichas células amplifican la vibración y, ahora sí, dicha vibración amplificada alcanza el oído externo donde puede ser recogida por la sonda.

Para la implementación práctica de este principio se aplican simultáneamente dos tonos de frecuencias f_1 y f_2 , a lo cual la membrana basilar responde con una serie de **productos de intermodulación**, o **productos de distorsión**, es decir tonos cuyas frecuencias son de la forma

$$f_{PD} = |n \cdot f_1 \pm m \cdot f_2|, \quad (2.5)$$

donde n y m son números enteros. De todos ellos, el que resulta más intenso es el que corresponde a $n = 2$, $m = -1$, y se elige en general $f_2 = 1,2 \cdot f_1$.

Esto permite obtener una respuesta de tipo tonal del oído, ya que eligiendo adecuadamente las frecuencias de los tonos se logra estimular la zona de la membrana basilar correspondiente a la frecuencia que se desee. El resultado es objetivo, no dependiendo de la colaboración del sujeto en estudio, y dado que en oídos normales se encuentra perfectamente estudiada la respuesta, la comparación con los resultados obtenidos permite determinar en qué zona o zonas de la membrana basilar se encuentra localizada la posible lesión.

2.3.6. LOGOAUDIOMETRÍA

Los estudios anteriores permiten evaluar el funcionamiento del aparato auditivo propiamente dicho, incluidas las vías nerviosas que conducen hacia la corteza cerebral. La **logoaudiometría** es un estudio complementario orientado a evaluar la audición desde el punto de vista funcional de la *comprensión oral*. Para realizarla se leen **25** palabras fonéticamente balanceadas, vale decir con igual distribución de los diversos fonemas (igual número de apariciones de cada uno) a distintos niveles de presión sonora, y se registra el porcentaje de aciertos para cada nivel de presión sonora. Dicho porcentaje se denomina **valor de articulación**, y se registra en un gráfico como el

indicado en la figura 2.12. En personas con audición normal, por encima de los **40 dB** el valor de articulación debería ser del **100 %**. La logaudiometría no contempla la presencia de ruidos que pudieran enmascarar la palabra (ver sección 2.4.3).

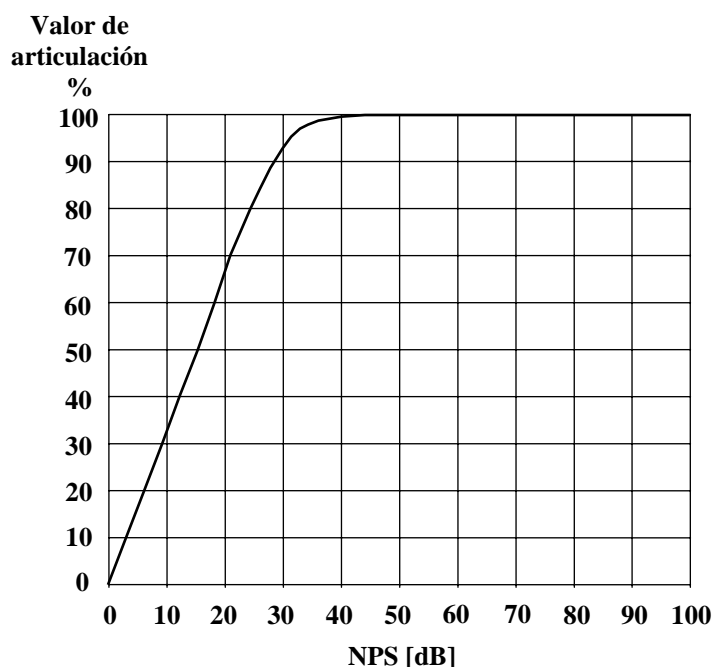


Figura 2.12. Ejemplo de logaudiometría para audición normal. Según se observa, por encima de los **40 dB** se logra un **100 %** de aciertos.

La logaudiometría es una herramienta muy útil para el diagnóstico, dado que su aspecto revela fácilmente el tipo de afección auditiva, aunque obviamente no dice nada respecto al umbral auditivo.

2.3.7. HIPOACUSIA CONDUCTIVA

La **hipoacusia**, es decir la disminución de la capacidad auditiva, puede ser de dos tipos básicos: **conductiva** y **perceptiva**, según que la causa sea una deficiencia en la *conducción* del sonido hasta el oído interno, o una disfunción de la *cóclea* o la *vía nerviosa*, respectivamente.

La hipoacusia conductiva puede deberse a obstrucciones del canal auditivo causadas por algún objeto, cuerpo extraño o tapón de cerumen, o bien por lesión o destrucción del tímpano, o por el endurecimiento o pérdida de funcionalidad de los huesecillos, o por supuración del oído medio a causa de alguna infección otorrinolaringológica (otitis media). Se caracteriza por una audiometría aérea anormal y ósea normal, como se muestra en la figura 2.13, ya que la audición por vía ósea esencialmente no depende del aparato conductivo, accediendo directamente a la cóclea. La logaudiometría, por su parte, presenta un corrimiento hacia niveles de presión sonora más elevados, pero siempre se alcanza un nivel para el cual el valor de articulación (porcentaje de aciertos) alcanza el **100 %** (figura 2.14).

En general los problemas conductivos son reversibles. Las obstrucciones del canal auditivo se resuelven con una simple limpieza de oído, removiendo los elementos obstructivos o disolviendo con agua tibia el tapón de cerumen. El tímpano se reconstruye o cicatriza naturalmente, y en casos severos puede repararse quirúrgicamente (timpanoplastia). Las supuraciones de oído medio se corrigen con tratamientos adecuados hasta la recesión de la infección. Por último, los inconvenientes con la cadena osicular admiten también corrección por la vía quirúrgica, siendo posible el reemplazo de los huesecillos por prótesis.

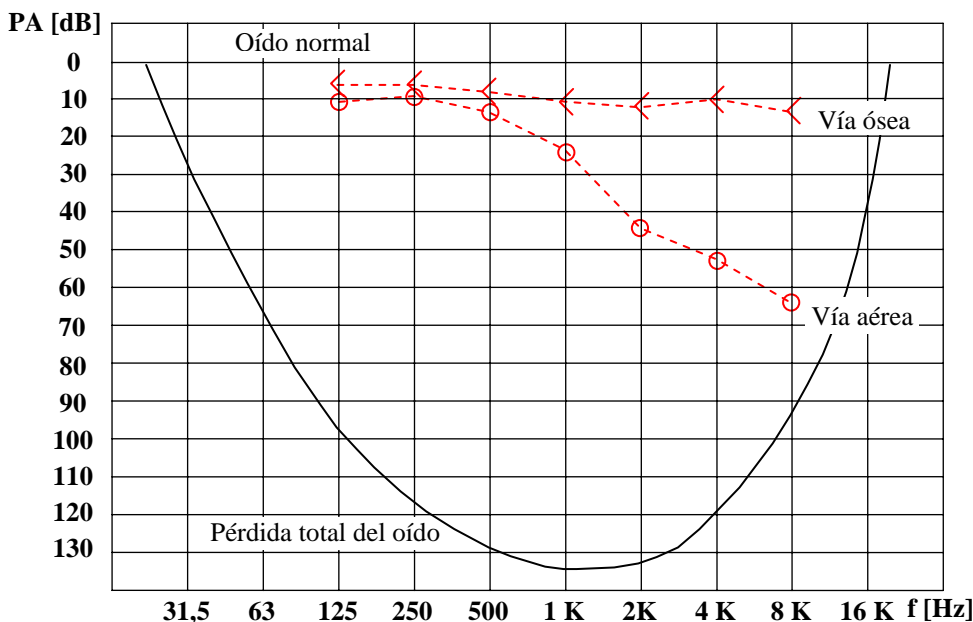


Figura 2.13. Ejemplo de audiometría tonal correspondiente a una **hipoacusia conductiva**. La curva correspondiente a excitación por vía aérea acusa pérdida auditiva, debida a alguna obstrucción o disfunción del aparato conductivo (oído externo y medio), mientras que la curva obtenida por vía ósea es normal.

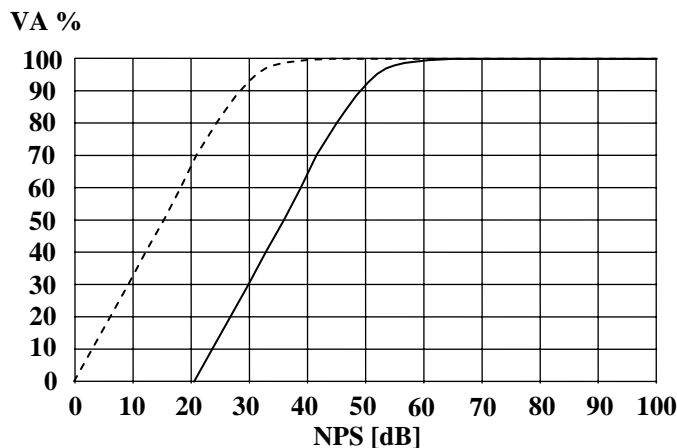


Figura 2.14. Ejemplo de logaudiometría correspondiente a una **hipoacusia conductiva**. Como referencia se ha incluido la curva normal en línea de trazos.

2.3.8. HIPOACUSIA PERCEPTIVA

La hipoacusia perceptiva puede deberse a una lesión de la cóclea (**lesión coclear**) o a una lesión del nervio coclear (**lesión retrococlear**). En este caso hay coincidencia entre las audiometrías por vía aérea y ósea (siempre y cuando no exista concurrentemente una hipoacusia conductiva), como se muestra en la figura 2.15. Con respecto a la logaudiometría, en el caso de lesión retrococlear (del nervio), al aumentar el nivel de presión sonora se alcanza una meseta con un porcentaje de aciertos inferior al **100 %** que aún

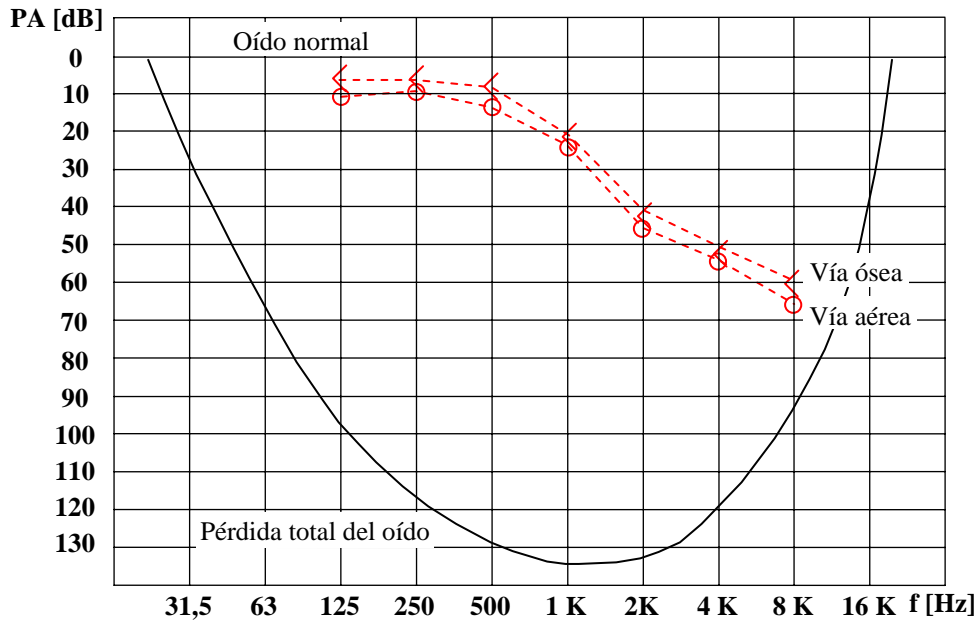


Figura 2.15. Ejemplo de audiometría tonal correspondiente a una **hipoacusia perceptiva**. Las curvas correspondientes a excitación por vía aérea y ósea presentan una pérdida auditiva similar.

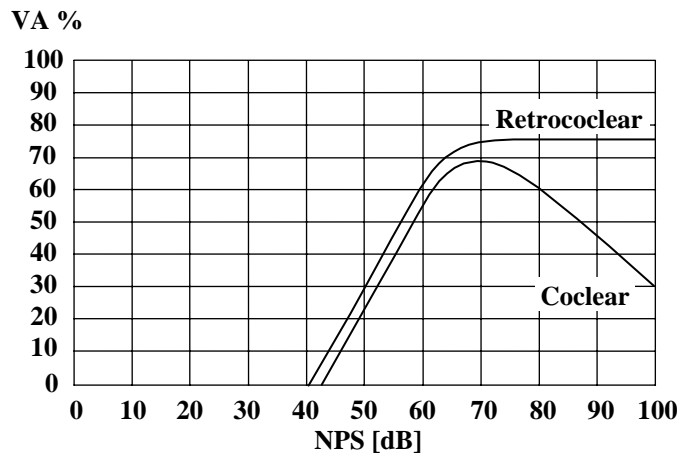


Figura 2.16. Ejemplo de logaudiometría correspondiente a una **hipoacusia conductiva**. Como referencia se ha incluido la curva normal en línea de trazos.

con un ulterior aumento del nivel de presión sonora no puede ser mejorado. En el caso de la lesión coclear, el problema se agrava, dado que el valor de articulación alcanza un máximo hacia los **70 dB** u **80 dB** y luego se reduce, lo cual restringe notablemente el rango de sonoridades para el cual se logra una relativa inteligibilidad de la palabra (figura 2.16).

A diferencia de la hipoacusia conductiva, las hipoacusias de origen coclear y retrococlear son en general irreversibles. En los casos de hipoacusia coclear profunda pero con el nervio auditivo en buenas condiciones, existe hoy en día la posibilidad de implantar quirúrgicamente un tipo de prótesis denominado genéricamente **implante coclear**, que sustituye rudimentariamente al órgano de Corti. Dicho implante coclear consiste en una serie de electrodos distribuidos a lo largo de la cóclea, comandados exteriormente (a través del hueso mastoides) por acoplamiento magnético. La excitación que se aplica al nervio auditivo por estos electrodos es el resultado de una descomposición en frecuencias semejante a la que se verifica en una cóclea normal, realizada en este caso por un procesador electrónico sobre la señal acústica.

El resultado de esta intervención, como puede comprenderse fácilmente, es muy limitado, ya que se reemplazan alrededor de **25.000** células ciliadas por un número muy inferior de electrodos (por ejemplo, **22** electrodos). A pesar de ello, con un entrenamiento y rehabilitación meticolosos, puede recuperarse parcialmente la comunicación oral. Es de esperar que esta técnica vaya mejorando progresivamente, de modo de brindar una solución más completa a la sordera coclear.

2.3.9. PÉRDIDA AUDITIVA E INTELIGIBILIDAD DE LA PALABRA

Si bien cualquier incremento permanente del umbral de audición constituye algún deterioro de la capacidad auditiva, se considera que produce **incapacidad** recién *cuando dicho deterioro es suficiente para afectar la comunicación oral*. La definición se basa en el hecho de que la inteligibilidad de la palabra es la situación que ofrece mayores exigencias al aparato auditivo. Por ejemplo, es posible que una persona comprenda y disfrute muy bien la música, y en cambio tenga serias dificultades para entender la palabra.¹³ Esto se debe a las características acústicas muy particulares de la señal sonora correspondiente a la palabra, que podrían resumirse en lo siguiente:

- a) Los **fonemas** (mínimo fragmento con identidad fonética propia) que constituyen el lenguaje hablado se dividen en **vocales** y **consonantes**.
- b) Las consonantes confieren mayor cantidad de información que las vocales.
- c) Las vocales constituyen sonidos cuasi periódicos, y por lo tanto poseen un espectro discreto constituido por una fundamental y sus armónicos. Las consonantes, en cambio, por lo general tienen un espectro predominantemente continuo.

¹³ De hecho es lo que les sucede a numerosos músicos profesionales, especialmente a los intérpretes de instrumentos muy sonoros, o a los integrantes de bandas u organismos orquestales.

- d) Las vocales tienen su energía principalmente en baja frecuencia. Las consonantes, en alta frecuencia.
- d) Las vocales son más intensas que las consonantes.
- e) Las vocales tienen una duración mayor que las consonantes.

De estas características se deduce que las consonantes, que son la parte más significativa de la palabra, son más débiles, más cortas, y tienen una identidad espectral menos definida que las vocales. Si a esto se agrega el hecho de que las hipoacusias comienzan afectando la respuesta en alta frecuencia del oído, que es la región del espectro donde aparecen las consonantes, se concluye que la inteligibilidad de la palabra se ve seriamente afectada en cualquier proceso de hipoacusia.

Es posible establecer una relación cualicuantitativa entre la pérdida auditiva y la incapacidad para comprender la palabra. Para ello se introduce la **pérdida auditiva promedio, PAP**, definida como el promedio aritmético entre las pérdidas en las frecuencias **500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz**:

$$PAP = \frac{PA_{500} + PA_{1000} + PA_{2000}}{3} \quad (2.6)$$

Se verifica entonces lo indicado en la tabla 2.1. Según se puede apreciar, para pérdidas promedio menores que **25 dB** la inteligibilidad de la palabra no se ve comprometida, y entonces se considera que para valores de **PAP** inferiores a **25 dB** no hay incapacidad. En Audiología, se considera **normal** una audiometría que no supera los **20 dB** de pérdida auditiva.

TABLA 2.1. Relación entre la pérdida auditiva promedio y la incapacidad para la comprensión de la palabra.

| Pérdida auditiva promedio | Descripción del grado de incapacidad |
|---|---|
| $PAP \leq 25$ | Sin dificultades para la voz suave |
| $25 < PAP \leq 40$ | Dificultades sólo para la voz suave |
| $40 < PAP \leq 55$ | Dificultad frecuente para la voz normal |
| $55 < PAP \leq 70$ | Dificultad frecuente para la voz alta |
| $70 < PAP \leq 90$ | Sólo comprende el grito o la voz amplificada |
| $90 < PAP$ | Normalmente no comprende ni la voz amplificada |

2.3.10. HIPOACUSIA PROFESIONAL

Se denomina **hipoacusia profesional** o **profesoacusia** a la pérdida auditiva *permanente o irreversible* causada por la exposición prolongada (generalmente durante años) a niveles de ruido excesivos en ambientes laborales, es decir durante varias horas por día. No debe confundirse esto con el **trauma acústico**, que es la pérdida repentina de la audición a causa de una exposición accidental a ruidos excepcionalmente fuertes,

como explosiones, disparos, etc. sin la debida protección auditiva. La hipoacusia profesional tiene una evolución con el tiempo bastante característica, tal como se muestra en la figura 2.17. Dentro de los primeros dos años de exposición se produce un ligero aumento del umbral en la banda entre **3 kHz** y **6 kHz**. Dicho incremento no es significativo para la comprensión oral, porque las frecuencias más importantes para la palabra están por debajo de los **3 kHz**. Por este motivo la incipiente hipoacusia suele pasar desapercibida, más aún teniendo en cuenta la gran adaptabilidad del ser humano, que lo lleva a acostumbrarse sin inconvenientes a cambios graduales como éstos. Hacia los **10 años** de exposición ya se ha producido un significativo aumento del umbral en **4 kHz**, denominado **escotoma** (un pico de **30 dB**), y la lesión comienza a manifestarse también en frecuencias más bajas. Después de unos **20 años** el escotoma se profundiza, afectándose la banda de los **2 kHz**, aunque aún sin una pérdida significativa para la palabra. Después de eso el escotoma se profundiza aún más y luego de unos **35 años**, se tiene una pérdida auditiva de alrededor de **50 dB** en toda la banda de **2 kHz** a **4 kHz**, lo cual constituye una incapacidad considerable para la inteligibilidad del habla.

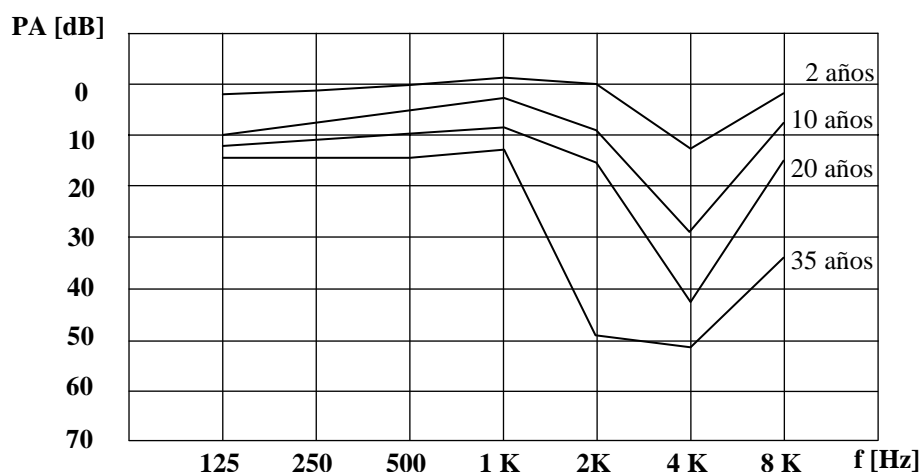


Figura 2.17. Evolución de una **hipoacusia profesional**. Comienza afectando las altas frecuencias y luego se propaga y profundiza hacia las frecuencias esenciales para la comprensión de la palabra.

La evolución descrita concuerda bastante bien con la evolución del desplazamiento temporario del umbral, lo cual puede utilizarse para evaluar preventivamente la posible evolución de una hipoacusia irreversible. La causa de la hipoacusia de origen laboral está en la lesión crónica de regiones desprotegidas del órgano de Corti, que a falta del necesario periodo de recuperación se va profundizando hasta la destrucción definitiva de las células.

Es interesante observar que las zonas más desprotegidas son aquellas que corresponden a las frecuencias de mayor sensibilidad del oído, y por ello no sorprende la aparición de un escotoma en dicha región. Los ruidos de baja frecuencia son por lo tanto menos dañinos que los de alta frecuencia. También debe observarse que los ruidos tonales resultan más perjudiciales que los ruidos de banda más ancha, ya que concentran toda su energía en regiones específicas del órgano de Corti, afectando de un modo muy intenso unas pocas células ciliadas. Los ruidos cuyo espectro está más distribuido, en

cambio, reparten su energía entre muchas más células, con lo cual cada célula recibe una dosis menor.

Por último, cabe notar que los ruidos de carácter impulsivo y por lo tanto de muy corta duración son potencialmente muy peligrosos, ya que pueden ser muy intensos y sin embargo evocar una sensación de sonoridad mucho menor. Ello se debe a que la sensación de sonoridad demora algunos cientos de **ms** antes de manifestarse en toda su dimensión, debido a que la percepción de la intensidad experimenta un mayor retardo que la de la frecuencia. El resultado puede ser que ante la reiteración de los impulsos, se produzca muy rápidamente daño auditivo sin que el sujeto expuesto advierta el peligro.

2.3.11. DETERMINACIÓN DEL RIESGO AUDITIVO

El **riesgo auditivo** que conlleva la exposición a determinado nivel de ruido de origen laboral durante un tiempo dado se define como *el porcentaje de las personas expuestas que adquieren algún grado de incapacidad auditiva menos el porcentaje de las personas **no** expuestas que adquieren el mismo grado de incapacidad*. Se toma esta diferencia para eliminar los casos de presbiacusia y conservar sólo aquellos atribuibles exclusivamente a la exposición al ruido. El grado de incapacidad que se adopta habitualmente es el que corresponde a las primeras dificultades para la comprensión de la palabra, esto es, una pérdida auditiva promedio (**PAP**, ecuación 2.6) de **25 dB**.

En la tabla 2.2 se indican los porcentajes de personas no expuestas a ruidos importantes que adquieren incapacidad de acuerdo al criterio anterior, en función de la edad, es decir, la distribución estadística de *presbiacúsicos*.

TABLA 2.2. Porcentaje de personas con presbiacusia en función de la edad.

| Edad | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 |
|------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| % | 1 | 2 | 3 | 5 | 7 | 10 | 14 | 21 | 33 | 50 |

La Organización Internacional de Normalización (ISO, International Organization for Standardization) ha emitido la norma ISO 1999, que da el riesgo auditivo en función del nivel sonoro continuo equivalente en **dB**A (unidad definida en el capítulo 4 que contempla los diferentes efectos de las frecuencias altas y bajas), y los años de exposición,

TABLA 2.3. Riesgo porcentual en función del nivel sonoro y de los años de exposición.

| Nivel Sonoro Continuo Equivalente [dB | Años de exposición | | | | | | | | |
|---------------------------------------|--------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|
| | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 |
| 80 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 85 | 1 | 3 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 7 |
| 90 | 4 | 10 | 14 | 16 | 16 | 18 | 20 | 21 | 15 |
| 95 | 7 | 17 | 24 | 28 | 29 | 31 | 32 | 29 | 33 |

| | | | | | | | | | |
|-----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| 100 | 12 | 29 | 37 | 42 | 43 | 44 | 44 | 41 | 35 |
| 105 | 18 | 42 | 53 | 58 | 60 | 62 | 61 | 54 | 41 |
| 110 | 26 | 55 | 71 | 78 | 78 | 77 | 72 | 62 | 45 |
| 115 | 36 | 71 | 83 | 87 | 84 | 81 | 75 | 64 | 47 |

como se indica en la tabla 2.3 (correspondiente a la primera edición,¹⁴ de 1975). El nivel sonoro continuo equivalente (definido más formalmente en los capítulos 3 y 4) es el nivel sonoro de un ruido constante a lo largo de la jornada laboral de **8 horas** que tiene la misma energía que el ruido fluctuante real. A los efectos de calcular el riesgo de acuerdo con la definición dada, se considera que la vida laboral comienza a los **20 años** de edad.

La tabla muestra que cuando el nivel de ruido es inferior a los **80 dBA** el porcentaje de personas afectadas más allá de lo atribuible a la presbiacusia no es significativo. Por otra parte, la Agencia de Protección Ambiental (**EPA**, Environmental Protection Agency) de los Estados Unidos, ha concluido que una exposición permanente (**24 horas** diarias) a un nivel de ruido de **70 dBA** o bien una exposición de carácter laboral (**8 horas** diarias) a **75 dBA** aseguran que un **96 %** de la población no sufrirá mayores daños auditivos que los correspondientes a la presbiacusia.

EJEMPLO 2.1.

Una empresa en la cual trabajan **3000** empleados tiene la política de cambiar las funciones de aquellos empleados para los cuales las condiciones de trabajo potencialmente pueden causarles alguna incapacidad. Suponiendo que el servicio médico de la compañía esté en condiciones de detectar en un lapso relativamente corto (digamos **6 a 12 meses**) a aquellos empleados susceptibles de sufrir deterioro auditivo, y teniendo en cuenta que un **5 %** trabaja en la sala de turbinas, con un nivel de ruido de **90 dBA**, un **75 %** lo hace en la planta de producción, con **85 dBA**, y el resto desempeña funciones administrativas en ambientes relativamente silenciosos, determinar la cantidad de empleados que deberán ser transferidos a otras funciones. Suponer que el tiempo de permanencia promedio en la empresa es de **25 años**.

Solución: De la tabla 2.3 se obtiene que un **16 %** de las personas que trabajan expuestas a **90 dBA** y un **7 %** de las expuestas a **85 dBA** sufrirán incapacidad auditiva. Entonces cabe esperar que

$$3.000 \times 0,05 \times 0,16 + 3.000 \times 0,75 \times 0,07 = 182$$

empleados experimenten daño auditivo de permanecer en las funciones actuales. Por consiguiente, **182** empleados deberían ser transferidos a otras actividades. Esta cantidad representa una parte importante (un **6 %**) del personal de la compañía, lo cual puede hacer imposible dicho traslado. La solución consistirá entonces en aplicar técnicas de control de ruido para mejorar el ambiente laboral, o establecer la obligatoriedad de utilizar protección auditiva permanente.

¹⁴ La segunda edición de la norma, la ISO 1999:1990, adopta un criterio diferente. Dados la edad, el sexo, el nivel sonoro continuo equivalente y los años de exposición, permite obtener la distribución estadística del umbral auditivo. Deja, por consiguiente, a criterio del usuario el definir cuál es el criterio para definir *hipoacusia*. Si se adopta como criterio que **PAP > 25 dB**, entonces se obtienen aproximadamente los datos de la primera edición.

2.3.12. RIESGO EN FUNCIÓN DEL GRADO DE INTERMITENCIA

Se ha demostrado que la exposición a cierta cantidad de energía acústica es más perjudicial si dicha dosis se recibe en una sola exposición prolongada que si se descompone en intervalos más cortos separados por periodos de descanso auditivo. En 1966 el Comité de Audición, Bioacústica y Biomecánica (Committee on Hearing, Bioacoustics and Biomechanics, **CHABA**) de los Estados Unidos publicó los resultados que se muestran en la tabla 2.4, en la que se muestran los máximos niveles sonoros **A** admisibles en función del tiempo total diario de exposición y de la cantidad de subintervalos en que se divide dicha exposición.¹⁵ El criterio de admisibilidad es que el riesgo de sufrir incapacidad auditiva no sea mayor del **10 %** (siempre por sobre la presbiacusia).

TABLA 2.4. Niveles sonoros máximos admisibles en función del tiempo de exposición y de la cantidad de subintervalos en que se fragmenta dicho tiempo. El criterio de admisibilidad es que el riesgo sea menor del 10 % por sobre la hipoacusia.

| Tiempo de exposición | Cantidad de subintervalos ruidosos por día | | | | | | |
|----------------------|--|-----|-----|-----|-----|-----|-------|
| | 1 | 3 | 7 | 15 | 35 | 75 | > 150 |
| 8 h | 90 | | | | | | |
| 6 h | 91 | 92 | 93 | 94 | 94 | 94 | 94 |
| 4 h | 93 | 94 | 95 | 96 | 98 | 99 | 100 |
| 2 h | 96 | 98 | 100 | 103 | 106 | 109 | 112 |
| 1 h | 99 | 102 | 105 | 109 | 114 | | |
| 30 m | 102 | 106 | 110 | 114 | | | |
| 15 m | 105 | 110 | 115 | | | | |
| 8 m | 108 | 115 | | | | | |
| 4 m | 111 | | | | | | |

Según se observa, a mayor fragmentación del tiempo de exposición, mayor es el nivel sonoro admisible. De otra manera, se confirma que una misma exposición acumulada produce menor riesgo si se encuentra subdividida, y ello se debe a que el oído tiene un tiempo de recuperación o de descanso después de cada intervalo.

La peor situación se da para el caso de una exposición concentrada en un único intervalo. En ese caso se obtiene el resultado de que el límite está dado por la energía total recibida (ponderada con la red de compensación **A**), ya que una duplicación de la intensidad (correspondiente a un aumento de **3 dBA** en el nivel sonoro) implica una reducción a la mitad del tiempo admisible. Este es el supuesto que da origen a las limitaciones establecidas en la legislación de higiene y seguridad en el trabajo que rige

¹⁵ Dichos resultados se obtuvieron a partir de la **teoría de la igualdad de los efectos temporarios**, que sostiene que los efectos irreversibles de la exposición a determinado nivel de ruido a largo plazo son similares a los efectos temporarios (reversibles) de la exposición por intervalos relativamente cortos (algunas horas) al mismo tipo y nivel de ruido. Esto, junto con la observación de que el desplazamiento temporario del umbral es menor cuando el ruido está dividido en subintervalos, da origen a los resultados postulados en la tabla 2.4.

en la Argentina (ver tabla 3.3) y en otros países (por ejemplo, en la Comunidad Económica Europea). En algunos países, como los Estados Unidos, la legislación (Occupational Safety and Health Act, **OSHA**) se basa en el supuesto de que la exposición se subdivide en promedio en 7 intervalos, y por consiguiente por cada reducción a la mitad del tiempo total de exposición diaria se admite un incremento de **5 dBA** y no sólo de **3 dBA** (ver figura 2.18).

De todas maneras, conviene remarcar que tanto en uno como en otro supuesto se está admitiendo que un **10 %** de los amparados por estas disposiciones experimentarán *efectivamente* un daño auditivo suficiente para provocarles alguna incapacidad para la comprensión de la palabra, lo cual a nuestro juicio es un porcentaje excesivo. A pesar de ello, hay que reconocer que la legislación proporciona algunos recursos preventivos para detectar precozmente a ese **10%** de trabajadores de gran riesgo y asignarles tareas que puedan desempeñar en ambientes menos ruidosos.

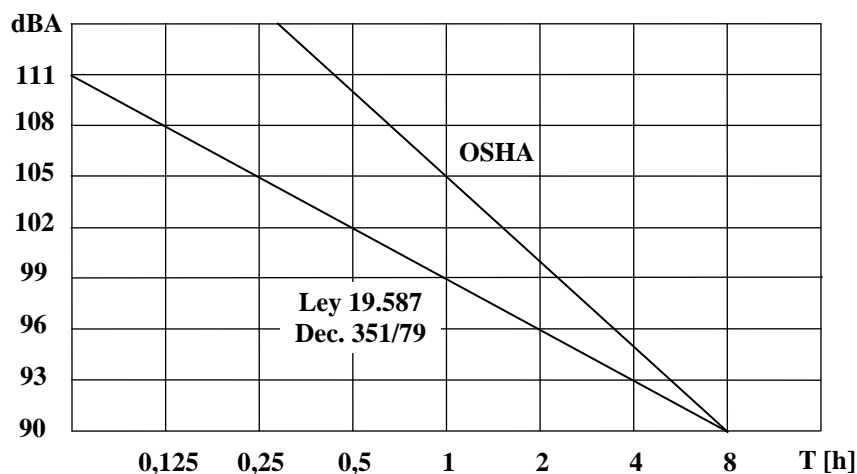


Figura 2.18. Criterios de exposición a ruido adoptados en el Decreto N° 351/79 (reglamentario de la ley N° 19.597) y en la OSHA (EEUU).

2.4. INTERFERENCIA A LA PALABRA

Uno de los efectos no clínicos más conspicuos del ruido es la interferencia a la palabra, es decir la dificultad para mantener una conversación en presencia de ruido. En la sección 2.3.9 habíamos visto que el aumento del umbral auditivo debido a una hipoacusia reducía la capacidad de comprender la palabra hablada. El problema que ahora nos ocupa es esencialmente similar a aquél, sólo que en este caso el aumento del umbral no se debe a una hipoacusia sino al enmascaramiento producido por el ruido.

2.4.1. TESTS DE ARTICULACIÓN

Los **tests de articulación** son pruebas orientadas a determinar el grado de inteligibilidad que tendrá la palabra en un medio acústico ruidoso. Se pueden hacer con sílabas sin significado, con palabras, o con frases. El procedimiento del test es similar al

utilizado en una logaudiometría: se lee cierta cantidad de sílabas, palabras o frases según corresponda, con dicción clara y con un nivel sonoro conocido y aproximadamente constante, en presencia del ruido cuyo efecto se quiere evaluar. Se obtiene el **índice porcentual de articulación**, definido como el porcentaje de aciertos sobre intentos por parte de varios escuchas con buena audición. Se utilizan sílabas, palabras o frases acústicamente balanceadas.

Existen varios índices, según la extensión del material fonético utilizado: el **índice porcentual de articulación silábica, IPAS**, el **índice porcentual de articulación de palabras, IPAP**, y el **índice porcentual de articulación de frases, IPAF**. Una característica interesante de estos tests es que la articulación de palabras es siempre mayor que la articulación de sílabas aisladas, y la de articulación de frases mayor que la de palabras. Ello se debe a que el cerebro se basa en el contexto para reconstruir la información perdida. Por ejemplo, no todas las combinaciones de sílabas son palabras, lo cual permite descartar ciertas combinaciones antojadizas. También contribuyen la acentuación (virtualmente inexistente en las sílabas sueltas) y la entonación. En las frases, la organización gramatical así como la coherencia del mensaje transmitido permiten incrementar aún más la cantidad de aciertos. En la figura 2.19 se muestra el índice porcentual de articulación silábica en función del nivel de presión sonora, en ausencia de ruido, mientras que

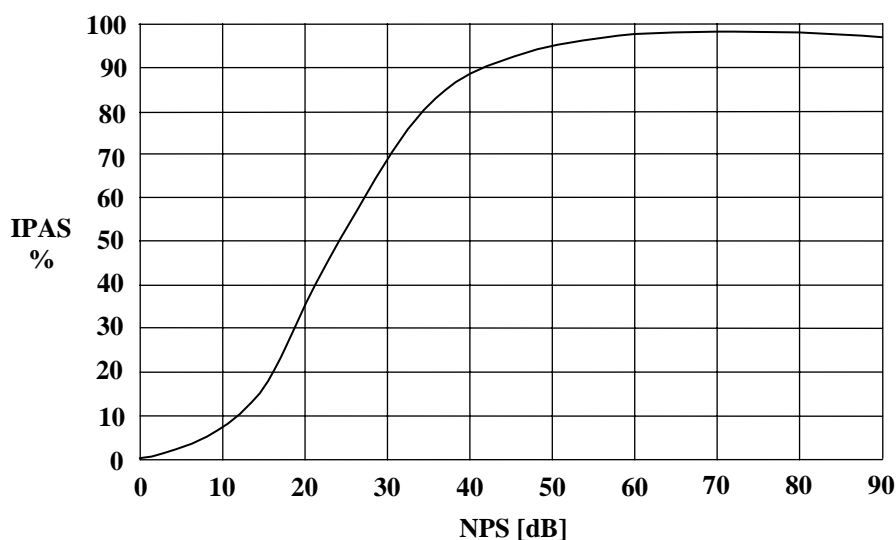


Figura 2.19. Índice porcentual de articulación silábica en función del nivel de presión sonora de la voz, en ausencia de ruido.

en la figura 2.20 se da la relación entre el índice porcentual de articulación silábica y el índice porcentual de articulación de palabras. Finalmente, en la figura 2.21 se muestra la relación entre los índices porcentuales de articulación de palabras y de frases.

Para la realización del test conviene utilizar personal entrenado, tanto para la escucha como para la locución. Habitualmente los miembros del plantel se entrenan en condiciones ambientales silenciosas, y con conjuntos de sílabas, palabras o frases similares pero no iguales a las que luego se utilizarán. El entrenamiento se prolonga

hasta que en condiciones óptimas de escucha no existe ulterior mejora en el índice porcentual de articulación.

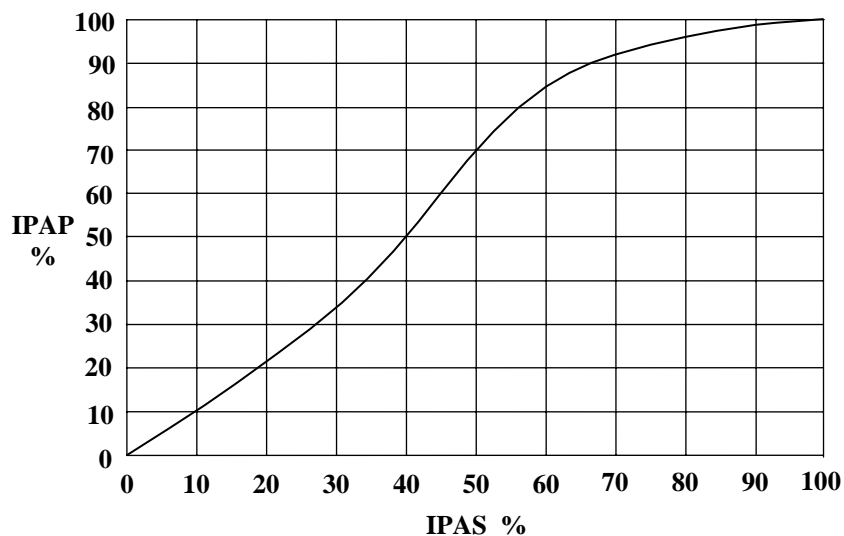


Figura 2.20. Índice porcentual de articulación de palabras en función del índice porcentual de articulación silábica.

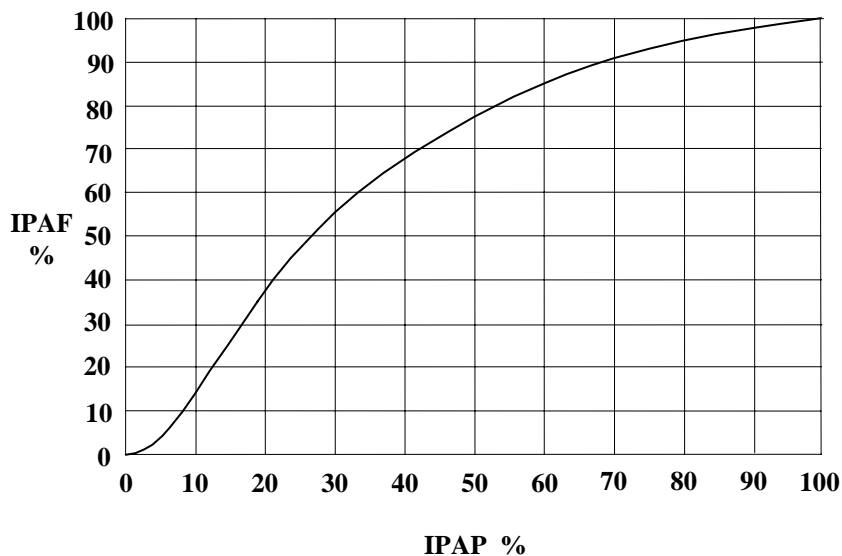


Figura 2.21. Índice porcentual de articulación de frases en función del índice porcentual de articulación palabras.

La siguiente es una lista de sílabas sin sentido fonéticamente balanceadas, es decir en la cual los distintos fonemas se presentan con igual frecuencia:

| | | | | | | | | | |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| FAZ | MAX | DEB | XEG | DEP | LAM | SAT | SEF | TUK | ROK |
| ZON | NUR | NEG | LUF | XOJ | SUK | KEK | TIM | ZOK | LUP |
| LEG | PEB | ZEG | GIJ | ZOL | SIL | KOR | KAG | GEK | LAT |

BUM POF RAJ BOZ ZAF PEZ LID SAL LEP MEX
 DOG FIJ KIR LIP PIK JOX ZAN BUT SUR MET

Este tipo de listado puede obtenerse por medio de un pequeño programa de computadora como el que se lista en la página siguiente, escrito en QBASIC. Para la confección de este programa sólo se tuvieron en cuenta los fonemas diferentes. Así, las letras como la **C** y la **Q** se han eliminado porque sus sonidos pueden representarse con la **S** (o la **Z** en algunos países hispanohablantes como España) y la **K** respectivamente. Tampoco se ha incluido la letra **V** dado que en castellano no existe distinción entre la **B** y la **V**. De no haberse procedido de esta forma, la probabilidad de aparición de ciertos fonemas hubiera sido mayor que la de otros.

Debe aclararse que la letra **G** representa el valor fonético y no ortográfico, y por ello debe pronunciarse suave (como en *gato*) aún cuando preceda a una **E** o una **I**. La pronunciación fuerte (como en *genio*) se reserva a la **J**.

PROGRAMA 2.1. Obtención de 4 listas de sílabas al azar con la estructura consonante-vocal-consonante

```
CLS
DIM voc(5), cons(15)
RANDOMIZE TIMER

'Fonemas A,E,I,O,U
DATA 65,69,73,79,85
'Fonemas B,D,F,G,J,K,L,M,N,P,R,S,T,X,Z
DATA 66,68,70,71,74,75,76,77,78,80,82,83,84,88,90

FOR i = 1 TO 5          'Lee los códigos ASCII de las vocales
  READ voc(i)
NEXT i
FOR i = 1 TO 15        'Lee los códigos ASCII de las consonantes
  READ cons(i)
NEXT i
FOR k = 1 TO 4         'Prepara 4 listas
  FOR j = 1 TO 5       'ordenadas en 5 filas y 10 columnas
    FOR i = 1 TO 10
      PRINT CHR$(cons(INT(1 + RND * 15)));
      PRINT CHR$(voc(INT(1 + RND * 5)));
      PRINT CHR$(cons(INT(1 + RND * 15))); " ";
    NEXT i
    PRINT
  NEXT j
  IF k < 4 THEN        'Imprime en pantalla e impresora
    PRINT
    LPRINT
  END IF
NEXT k
END
```

Este programa genera 4 listas de 50 sílabas cada una, y presenta el resultado por pantalla o por impresora.

NOTA: Antes de utilizar las listas generadas por el programa es conveniente revisarlas, dado que en algunos casos aparecen varias sílabas seguidas sobre una misma vocal, o algún otro defecto por el estilo.

2.4.2. RELACIÓN SEÑAL/RUIDO E INTELIGIBILIDAD

Si se repite el test silábico en presencia de ruido, la curva de la figura 2.19 se desplaza hacia la derecha cierta cantidad de **dB**, con lo cual disminuye el índice porcentual de articulación silábica. En la figura 2.22 se ilustra esta situación para un ruido de fondo de **43 dB** de nivel de presión sonora, similar en espectro al de cualquier habitación. En este caso el desplazamiento alcanza los **20 dB** aproximadamente.

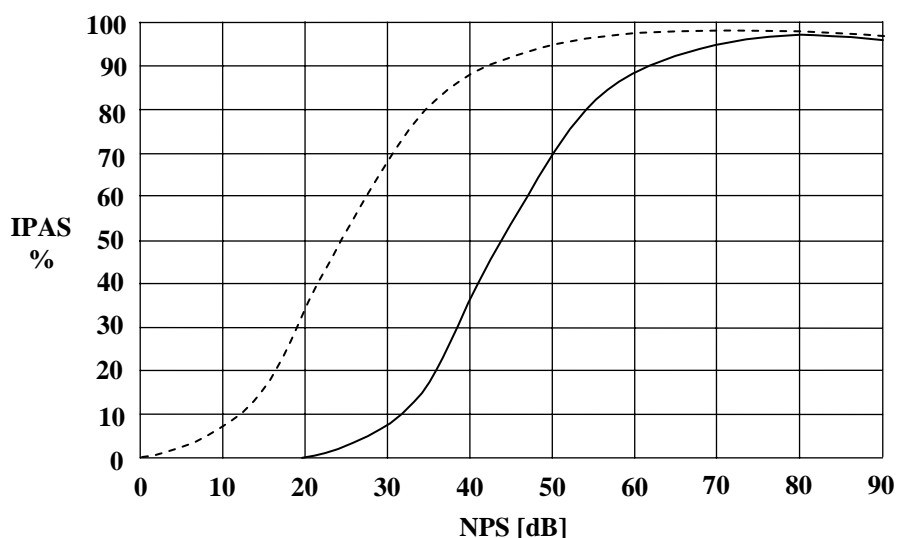


Figura 2.22. Índice porcentual de articulación silábica en función del nivel de presión sonora de la voz, en presencia de ruido de **43 dB** de nivel de presión sonora. En línea de puntos se ha reproducido la curva medida sin ruido, con fines comparativos.

2.5. EFECTOS NO AUDITIVOS DEL RUIDO

2.5.1. EFECTOS SOBRE LA VOZ

El ruido intenso tiene un efecto indirecto sobre la voz, debido al **reflejo cócleorrecurrente**, que consiste en que si una persona está hablando, ante un aumento del nivel sonoro ambiental tenderá a “subir” la voz. Subir la voz implica una doble acción: aumentar la potencia sonora emitida y aumentar la frecuencia. El aumento de la frecuencia se debe a que en la región central de la voz, a mayor frecuencia mayor es la potencia sonora que es posible emitir, y por consiguiente mayor el nivel de presión sonora (figura 2.23). Concordante con lo anterior, si se pide a un sujeto que pronuncie una frase sucesivamente con diversas intensidades, la frecuencia con que espontáneamente lo hará irá aumentando aproximadamente a razón de una octava cada **12 dB**, tal como se muestra en la figura 2.24.

En grupos laborales que requieren del uso de la voz estando expuestos a ruidos, como por ejemplo los docentes escolares (en especial los de enseñanza primaria), se encuentran frecuentemente alteraciones o disfunciones crónicas del aparato fonatorio, debidos al efecto mencionado anteriormente, que conduce a un esfuerzo excesivo del aparato vocal.

También en los ambientes educativos se ha observado que el ruido ocasiona problemas de aprendizaje. El rendimiento escolar de dos grupos de alumnos de similares características difiere considerablemente cuando uno de ellos asiste a clase en un aula que da a un patio interior mientras el otro lo hace en un salón a la calle, expuesto al ruido del tránsito. Observaciones similares se han hecho en zonas próximas a aeropuertos, debido en este caso al ruido de los aviones despegando y aterrizando.

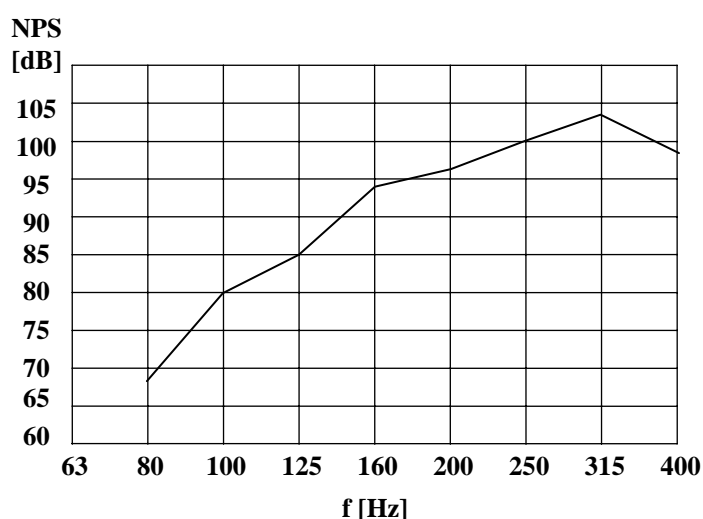


Figura 2.23. Máximo nivel de presión sonora a **40 cm** de la boca en función de la frecuencia emitida por una voz masculina. En el caso ilustrado la mínima frecuencia que podía emitir el sujeto era de **80 Hz**.

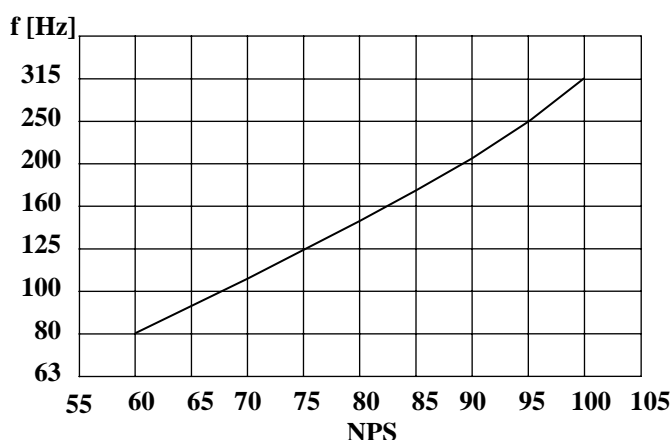


Figura 2.24. Frecuencia emitida espontáneamente por una voz masculina al hablar con diferentes niveles de presión sonora. La mínima frecuencia que podía emitir el sujeto era de **80 Hz**.

2.4.2. OTROS EFECTOS CLÍNICOS

Se han descrito numerosos efectos clínicos¹⁶ no auditivos del ruido. Entre ellos pueden citarse la hipertensión arterial pasajera, las taquicardias, las cefaleas, el nerviosismo, el estrés, la reducción del rendimiento físico y la pérdida de la concentración y de la atención. También hay variaciones del ritmo respiratorio, disminución de la secreción salival y del tiempo de tránsito intestinal.

En relación con la eficiencia en el trabajo, se observa que la misma se reduce ante un ruido repentino o inusual, pero al volverse éste repetitivo el individuo se acostumbra y recupera la eficiencia. Esto es especialmente cierto para el caso de los trabajos manuales o que no requieren una gran elaboración intelectual. Las tareas intelectuales se ven más afectadas por el ruido que las físicas.

A partir de estudios epidemiológicos se han comprobado incrementos significativos en la incidencia de accidentes cardiovasculares, neurológicos, digestivos y endócrinos, los cuales llegan a ser hasta 4 veces más frecuentes en la población expuesta a ruidos muy intensos, como sucede en los alrededores de los aeropuertos. Según los especialistas, esto podría deberse a que las vías nerviosas colaterales a la vía nerviosa auditiva podrían verse afectadas cuando la señal neurológica es muy intensa, influyendo presumiblemente en varios aspectos de diversas funciones fisiológicas no auditivas.

El ruido incide de dos formas sobre los canales semicirculares. Primero, porque en el **vestíbulo**, es decir la zona que comunica los canales semicirculares con la cóclea, existen vibraciones fluidas que afectan las células sensorias de dichos canales, y segundo porque las vías nerviosas de dichos canales y del órgano de Corti están muy próximas espacialmente.

Es bien sabido que el ruido muy intenso provoca insomnio, pero aún cuando el nivel sea suficientemente bajo como para no ocasionar la vigilia, se producen efectos perniciosos sobre las etapas del sueño profundo. Esto es especialmente perjudicial en los niños pequeños, ya que la hormona del crecimiento se segrega especialmente durante el sueño profundo, por lo cual también se ve afectado el crecimiento y desarrollo.

2.4.3. EFECTOS PSICOLÓGICOS

Por último, el ruido produce también simplemente molestia, lo cual no está en relación directa con el nivel sonoro ni con su frecuencia ni con su contenido espectral. Por ejemplo, una gota de agua que se desprende cada unos pocos segundos no es especialmente intensa, ni tiene un espectro particularmente molesto, y sin embargo es capaz de afectar a muchas personas, especialmente al intentar conciliar el sueño o concentrarse en actividades intelectuales, por cierto mucho más que millones de gotas

¹⁶ Los efectos clínicos son aquellos que se manifiestan a través de alguna patología o sintomatología de la persona cuya determinación puede realizarse objetivamente a través de un examen médico. Por lo general no desaparecen inmediatamente, aún cuando hubiera desaparecido el agente causante de la afección.

de lluvia, aunque el nivel en este caso sea mucho más alto. Los ruidos con contenido semántico (por ejemplo la música o la palabra), en muchos casos provocan mayor interferencia y molestia que otros ruidos de espectro y nivel similares, aunque en esto existe una gran variabilidad individual. No existen hasta el momento criterios ampliamente difundidos que puedan tener en cuenta estos efectos.

2.6. ALGUNOS CRITERIOS PSICOACÚSTICOS

Existen varios criterios destinados a evaluar el efecto del ruido sobre diversas actividades desde el punto de vista del bienestar. Son, desde luego, más exigentes que los criterios de riesgo. Comentaremos dos de estos criterios, pertinentes en particular a la inteligibilidad de la palabra hablada y al nivel de ruido admisible para diversos tipos de ambientes.

2.6.1. CRITERIO PARA LA PALABRA HABLADA

El criterio de evaluación utiliza el **Nivel de Interferencia a la Palabra (SIL)**, definido como el promedio aritmético de los niveles de presión sonora del ruido interferente en las bandas de octava de **500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz y 4000 Hz**, es decir

$$\text{SIL} = \frac{\text{NPS}_{500} + \text{NPS}_{1000} + \text{NPS}_{2000} + \text{NPS}_{4000}}{4}. \quad (2.7)$$

Este parámetro se utiliza en combinación con la gráfica de la figura 2.25. En dicha gráfica se establece el máximo nivel de interferencia a la palabra en función de la distancia para diversos grados de esfuerzo vocal, desde la voz suave hasta la máxima emisión posible. El criterio presupone un índice de articulación silábico del **85 %**, que garantiza un índice de articulación de palabras del **97 %**. La zona sombreada corresponde a rangos de distancias típicas que dos personas tienden a mantener naturalmente ante diversos valores del **SIL**. Las gráficas indicadas en la figura corresponden a voces femeninas o mixtas. Para voces masculinas solas las rectas se elevan en unos **4 dB**.

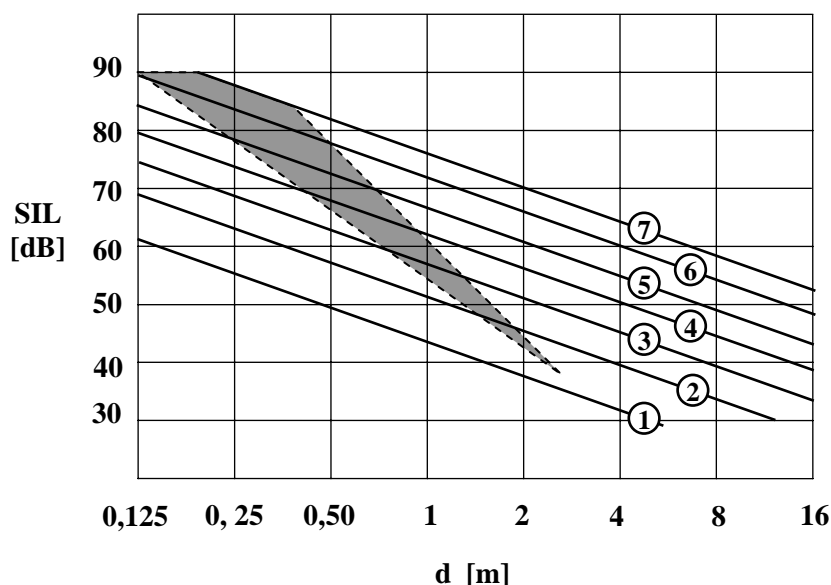


Figura 2.25. Criterio de interferencia a la palabra hablada para comunicación oral. Se indica el máximo nivel de interferencia a la palabra **SIL** aceptable en función de la distancia para diversos grados de esfuerzo vocal: **1)** Suave, **2)** Normal, **3)** Moderadamente fuerte, **4)** Fuerte, **5)** Muy fuerte, **6)** Gritando, **7)** Máxima emisión vocal.

EJEMPLO 2.2

En un ambiente existe un ruido blanco en la banda de audiofrecuencias cuyo nivel de presión sonora es de **75 dB**. Estimar el esfuerzo vocal de dos personas conversando a **1 m** de distancia.

Solución: La densidad espectral del ruido será constante e igual a

$$\overline{p^2} = \frac{P_{\text{ref}}^2 \cdot 10^{75/10}}{20.000 - 20}$$

En la banda de **500 Hz**, que está comprendida entre **353 Hz** y **707 Hz**, el valor eficaz al cuadrado será

$$P_{\text{ef}}^2 = \overline{p^2} \cdot (707 - 353),$$

lo cual implica a cálculo hecho que el nivel de presión sonora en dicha banda será de **57,5 dB**. Dado que las siguientes bandas son cada una el doble de la anterior, el nivel de presión sonora se incrementará en **3 dB**. Entonces:

$$\text{SIL} = \frac{57,5 + 60,5 + 63,5 + 66,5}{4} \text{ dB} = 62 \text{ dB} .$$

A **1 m** de distancia, la figura 2.25. establece que la comunicación deberá realizarse en un nivel *fuerte*. De tratarse de voces masculinas, probablemente alcanzaría con un nivel *moderadamente fuerte*.

2.6.2. CRITERIO PARA EL RUIDO EN DIVERSOS AMBIENTES

En un ambiente para una aplicación determinada, por ejemplo una oficina pública o un aula, existe cierto ruido de fondo máximo compatible con un buen desempeño de

Figura 2.26. Curvas de criterio **NR** para la evaluación del ruido de fondo de un ambiente según las normas **ISO 1966** e **IRAM 4070**. En línea gruesa se ha indicado el espectro de bandas correspondiente al ejemplo 2.3.

EJEMPLO 2.3.

El ruido en una oficina pública tiene un espectro entre **31,5 Hz** y **8 kHz** con los siguientes niveles de presión sonora: **50 dB, 65 dB, 55 dB, 50 dB, 46 dB, 35 dB, 30 dB, 35 dB**. Determinar si es apta desde el punto de vista del ruido.

Solución: Del trazado del espectro de bandas de octava se obtiene (por interpolación) que el valor correspondiente de **NR** es **42**. De la tabla 2.5 resulta que para una oficina pública el valor **NR** debe estar entre **35** y **45**, por lo tanto esta oficina cumple con la recomendación.

Tabla 2.5. Valores de **NR** recomendados para diversos ambientes según la aplicación. No se incluye el ruido causado por las personas o por la actividad normal.

| Ambiente | NR recomendado |
|---|----------------|
| Clínicas y cabinas audiométricas | 10 - 20 |
| Estudios de Radio y Televisión | 15 - 20 |
| Salas de concierto | 20 - 25 |
| Teatros | 20 - 25 |
| Residencias rurales | 20 - 30 |
| Residencias suburbanas | 25 - 35 |
| Templos | 25 - 35 |
| Salas de conferencia | 25 - 35 |
| Cines | 25 - 35 |
| Aula de escuela | 25 - 35 |
| Salas de lectura de escuela | 25 - 30 |
| Habitaciones de hospital | 25 - 35 |
| Residencias urbanas | 30 - 40 |
| Habitaciones de hotel | 30 - 40 |
| Oficinas privadas | 30 - 40 |
| Bibliotecas | 30 - 40 |

| | |
|---------------------------------------|----------------|
| Quirófanos | 30 - 40 |
| Pasillos de hospital | 35 - 45 |
| Restaurantes, bares, comedores | 35 - 45 |
| Oficinas públicas | 35 - 45 |
| Gimnasios | 35 - 50 |
| Piscinas | 40 - 55 |
| Salones de venta comerciales | 40 - 50 |
| Grandes tiendas | 50 - 55 |
| Estacionamientos | 50 - 55 |
| Talleres | 60 - 70 |

CAPÍTULO 3

LEGISLACIONES SOBRE RUIDO Y VIBRACIONES

3.1. GENERALIDADES

Existen varios tipos de legislaciones y normativas en relación con el ruido, algunas de las cuales se refieren específicamente al ruido, y otras lo incluyen como parte de una problemática más amplia.

En primer lugar están las legislaciones laborales, que protegen directa o indirectamente al trabajador, para lo cual regulan los niveles de exposición a ruidos (procurando limitarlos a valores seguros) así como las posibles medidas de prevención. Luego existen las disposiciones ambientales, que protegen a la comunidad, y establecen límites en general muy inferiores a los de las laborales, ya que contemplan por ejemplo la tranquilidad y el descanso. En tercer lugar se encuentran los reglamentos de habilitación, que enfocan los permisos para diversas actividades que involucren la producción de ruido, como el transporte o los espectáculos. Por último, existe una serie de normas y recomendaciones emitidas por comités técnicos especializados pertenecientes a organismos nacionales e internacionales, que si bien no alcanzan el rango de disposiciones legales suelen ser adoptadas en leyes, ordenanzas o reglamentos debido a la autoridad técnica de la entidad en que se originan.

En lo que sigue comentaremos y analizaremos algunos ejemplos importantes de cada una de estas categorías. Debe advertirse que por no ser esta una obra referida específicamente a legislación, se han seleccionado sólo unos pocos aspectos que a juicio del autor están vinculados con el ruido o las vibraciones.

3.2. LEGISLACIÓN LABORAL

En la República Argentina existen dos leyes laborales que incluyen in extenso la cuestión del ruido: la **Ley N° 19.587/72, de Higiene y Seguridad en el Trabajo**, con su decreto reglamentario N° 351/79, y la **Ley N° 24.557/95, de Riesgos del Trabajo**, que va acompañada por los decretos reglamentarios N° 170/96 y N° 333/96, la Resolución N° 38/96 SRT y el Laudo N° 156/96 MTSS. Estas leyes protegen directa o indirectamente al trabajador y establecen límites de exposición a ruidos y vibraciones.

3.2.1. LEY DE HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO

Esta ley, N° 19.587, fue promulgada el 21/4/72 (fecha posteriormente declarada como Día Anual de la Higiene y Seguridad en el Trabajo), y reglamentada inicialmente por el decreto N° 4160/73, posteriormente sustituido por el decreto 351/79. La filosofía central de esta ley queda establecida en su artículo 4, que expresa textualmente:

“Art. 4. La higiene y seguridad en el trabajo comprenderá las normas técnicas y medidas sanitarias, precautorias, de tutela o de cualquier otra índole que tengan por objeto:

a) Proteger la vida, preservar y mantener la integridad psicofísica de los trabajadores.

b) Prevenir, reducir, eliminar o aislar los riesgos de los distintos centros o puestos de trabajo.

c) Estimular y desarrollar una actitud positiva respecto de la prevención de los accidentes o enfermedades que puedan derivarse de la actividad laboral.”

Se cubren por lo tanto tres aspectos: *protección, prevención, y concienciación*. Estos aspectos son aplicables a cada uno de los rubros en los que exista algún riesgo para el trabajador, en particular el referido a ruidos y vibraciones.

El artículo 5 indica como básicos ciertos principios y métodos, entre los cuales se destacan la *“aplicación de técnicas de corrección de los ambientes de trabajo en los casos en que los niveles de los elementos agresores, nocivos para la salud, sean permanentes durante la jornada de labor”*, la *“difusión y publicidad de las recomendaciones y técnicas de prevención que resulten universalmente aconsejables o adecuadas”*, y la *“realización de exámenes médicos preocupacionales y periódicos, de acuerdo a las normas que se establezcan en las respectivas reglamentaciones”*.

En los artículos 6 y 7 se establece que las reglamentaciones deberán considerar, entre las condiciones de higiene, *“factores físicos: ... ruidos, vibraciones...”*, y entre las condiciones de seguridad, los *“equipos de protección individual de los trabajadores”*.

Los artículos 8 y 9 obligan al empleador *“al suministro y mantenimiento de los equipos de protección personal”*, a *“eliminar, aislar o reducir los ruidos y/o vibraciones perjudiciales para la salud de los trabajadores”*, y a *“promover la capacitación del personal en materia de higiene y seguridad en el trabajo, particularmente en lo relativo a la prevención de los riesgos específicos de las tareas asignadas”*.

El artículo 10, finalmente, obliga al trabajador a *“cumplir con las normas de higiene y seguridad y con las recomendaciones que se le formulen referentes a las obligaciones de uso, conservación y cuidado del equipo de protección personal...”*

Según puede apreciarse, la ley pone el acento en los aspectos preventivos, otorgando responsabilidades específicas a las partes involucradas.

3.2.2. DECRETO N° 351/79, REGLAMENTARIO DE LA LEY N° 19.587

El decreto N° 351/79, que reglamenta a la ley de Higiene y Seguridad en el Trabajo, fue sancionado el 5/2/79. Es de carácter muy técnico, y está organizado en 8 anexos. El anexo I reglamenta la ley en general, con 24 capítulos y 232 artículos, mientras los restantes 7 anexos se ocupan de temas específicos; por ejemplo, el anexo V se refiere a ruido y vibraciones.

Veamos primeramente algunos aspectos de interés en relación con el ruido y las vibraciones contenidos en el anexo I. En el artículo 23, perteneciente al capítulo 3, se establece que *“los exámenes de salud serán los siguientes: de ingreso, de adaptación, periódicos...”*. En el artículo 24, se indica que el *“examen médico de ingreso”* incluirá *“... audiometría en los casos de trabajo en ambientes ruidosos.”* Además, se practicarán *“exámenes clínicos y complementarios”* con frecuencia semestral entre otras cosas cuando se deban utilizar *“herramientas manuales de aire comprimido que produzcan*

vibraciones”, y a quienes estén “*expuestos a nivel sonoro continuo equivalente¹ de 85 dB(A)² o más*”) se les examinará “*al mes de ingreso, a los seis meses, y posteriormente cada año, debiendo efectuar las audiometrías como mínimo 16 horas después de finalizada la exposición al ruido*”. Esto muestra que, a pesar de que el límite máximo tolerado, según veremos, es de **90 dBA**, esta normativa considera los **85 dBA** como un nivel de precaución.

El capítulo 13 de este anexo I, que comprende los artículos 85 a 94, trata específicamente la cuestión de los ruidos y vibraciones. El artículo 85 expresa que “*ningún trabajador podrá ser expuesto a una dosis de nivel sonoro continuo equivalente superior a la establecida en el Anexo V.*” El artículo 87 resume las estrategias para corregir problemas de ruido, y dice textualmente:

“Art. 87. Cuando el nivel sonoro continuo equivalente supere en el ámbito de trabajo la dosis establecida en el Anexo V, se procederá a reducirlo adoptando las correcciones que se enuncian a continuación y en el orden que se detalla:

- 1. Procedimientos de ingeniería, ya sea en la fuente, en las vías de transmisión o en el recinto receptor.*
- 2. Protección auditiva del trabajador.*
- 3. De no ser suficiente las correcciones indicadas precedentemente, se procederá a la reducción de los tiempos de exposición.”*

Se observa que de todas las soluciones resultan preferibles aquellas que implican la reducción del ruido. Los artículos que siguen, 88 y 89, van aún más lejos, requiriendo una fundamentación ante la autoridad competente en caso de que no puedan aplicarse las dos primeras correcciones, y en ese caso establecen la “*obligatoriedad del uso de protectores auditivos por toda persona expuesta*” o la “*reducción de los tiempos de exposición*” según corresponda.

El artículo 92 establece que cuando en un trabajador expuesto a una dosis superior a **85 dBA** de nivel sonoro continuo equivalente “*se detecte un aumento persistente del umbral auditivo, el afectado deberá utilizar en forma ininterrumpida protectores auditivos*”, y que “*en caso de continuar dicho aumento, deberá ser transferido a otras tareas no ruidosas*”. Este artículo tiene en cuenta el hecho de que la susceptibilidad individual a experimentar daño auditivo es muy variable, y respalda por lo tanto al porcentaje de trabajadores que estadísticamente llegan a la hipoacusia con los niveles admitidos por la ley. Si bien esto impide la profundización del problema, de hecho tiene la inocultable limitación de que se basa en el *hecho consumado*, es decir, que se protege al trabajador cuando *ya ha sufrido un daño irreversible*. Esto es consecuencia de que los niveles tolerados son excesivamente altos.

Por último, los artículos 93 y 94 se refieren, respectivamente, a los límites admisibles de ultrasonidos e infrasonidos y de vibraciones, haciendo referencia al Anexo V.

Pasemos ahora al ya mencionado Anexo V. En lo referente a ruidos y vibraciones es la parte más técnica del decreto N° 351/79. En primer lugar se introduce el concepto

¹ Ver más adelante en esta sección la definición de nivel sonoro continuo equivalente.

² El dBA, unidad que tiene en cuenta los efectos diferentes de las altas y bajas frecuencias, será definido formalmente en el capítulo 4. Nótese que se admiten tres notaciones equivalentes para esta unidad referenciada: dB(A), dB “A” y dBA. Aún cuando preferimos dBA, en las citas utilizaremos la versión original.

de **Nivel Sonoro Continuo Equivalente** (NSCE o N_{eq} o L_{eq}) como “*el nivel sonoro medido en dB(A) de un ruido supuesto constante y continuo durante toda la jornada, cuya energía sonora sea igual a la del ruido variable medido estadísticamente a lo largo de la misma*”. Esta definición no es correcta, ya que no coincide con el procedimiento de cálculo que más adelante sugiere el mismo anexo³. Una definición más correcta sería “*el nivel sonoro medido en dB(A) de un ruido supuesto constante y continuo durante toda la jornada, **cuya energía después de atravesar la red A sea igual a la correspondiente al ruido variable a lo largo de la jornada***”. Matemáticamente,⁴

$$NSCE = 10 \log_{10} \frac{\frac{1}{T} \int_0^T p_A^2(t) dt}{P_{ref}^2} \quad (3.1)$$

donde $p_A(t)$ es la salida de la red de compensación A, es decir, que corresponde a la presión $p(t)$ filtrada por la red A.⁵ El tiempo T puede ser la duración de una jornada de trabajo, o bien una semana, en caso de que las tareas o actividades varíen de un día a otro.

En el caso en que sea posible subdividir el tiempo T en intervalos T_i en los que el ruido pueda considerarse de nivel aproximadamente constante (por ejemplo cuando la actividad durante la jornada se compone de diversas tareas cada una con su ruido asociado), la integral se puede reemplazar por una suma:

$$NSCE = 10 \log_{10} \frac{\frac{1}{T} \sum_{i=1}^n p_{Ai}^2 T_i}{P_{ref}^2} = 10 \log_{10} \frac{1}{T} \sum_{i=1}^n \frac{p_{Ai}^2 T_i}{P_{ref}^2}$$

es decir

$$NSCE = 10 \log_{10} \frac{1}{T} \sum_{i=1}^n 10^{\frac{NS_i}{10}} T_i \quad (3.2)$$

EJEMPLO 3.1

Consideremos una jornada laboral de **8 h** en la cual se tiene un intervalo de **2 h** con un nivel sonoro de **80 dBA**, luego **1,5 h** con **85 dBA**, luego **1,5 h** con **90 dBA** y finalmente **3 h** con **82 dBA**. Se pretende calcular el NSCE.

Solución: En la figura 3.1 se muestran en forma de gráfico los diversos niveles.

³ De hecho, es una definición inconsistente, ya que un ruido constante y continuo de baja frecuencia, puede tener la misma energía que un ruido constante y continuo de alta frecuencia, y sin embargo su nivel sonoro en dB(A) es menor porque la escala A da menor peso a las bajas frecuencias.

⁴ Esta expresión integral no forma parte del decreto.

⁵ En realidad, no es la presión lo que se hace pasar por el filtro A, sino la tensión eléctrica proporcional a ella que entrega el micrófono. Debido a la proporcionalidad (ideal) entre la presión y la tensión, aceptaremos esta forma de referirnos a la ponderación.

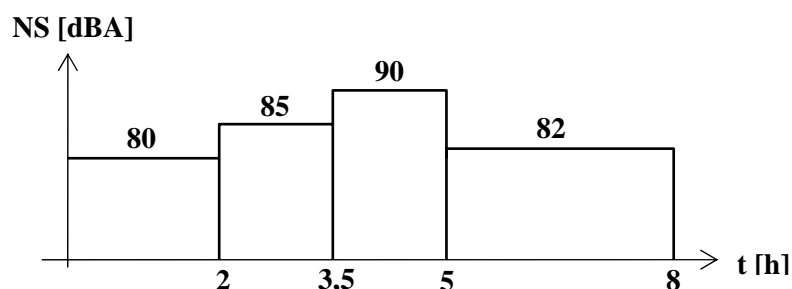


Figura 3.1. Diagrama que representa 4 intervalos de tiempo en los cuales el nivel de ruido permanece constante.

Aplicando la fórmula anterior,

$$NSCE = 10 \log_{10} \frac{1}{8} (10^{\frac{80}{10}} \cdot 2 + 10^{\frac{85}{10}} \cdot 1,5 + 10^{\frac{90}{10}} \cdot 1,5 + 10^{\frac{82}{10}} \cdot 3),$$

es decir

$$NSCE = 85,2 \text{ dBA} .$$

Esta reglamentación propone dos formas de cálculo para el nivel sonoro continuo equivalente diferentes de la propuesta aquí. La primera es un método gráfico basado en un ábaco, que no es recomendable dado que en algunas versiones publicadas del Decreto dicho ábaco contiene errores. La segunda utiliza los conceptos de **índice parcial de exposición**, e **índice compuesto de exposición**. El índice parcial de exposición, E_i , se define como

$$E_i = \frac{T_i}{48} 10^{\frac{NS_i - 70}{10}}, \quad (3.3)$$

donde T_i es el tiempo de exposición semanal (en horas) al nivel sonoro NS_i (en **dB**A). Este valor es proporcional a la energía después de atravesar la red A, de modo que si se tienen varios intervalos de duraciones T_i , la suma de los respectivos índices parciales de exposición será proporcional a la energía total ponderada por la red A a lo largo de una semana laboral de **48 h**. Dicha suma es el índice compuesto de exposición:

$$E = \sum_i E_i . \quad (3.4)$$

El índice compuesto de exposición permite obtener el nivel sonoro continuo equivalente mediante la ecuación inversa de la 3.3:

$$NSCE = 70 + 10 \log_{10} E . \quad (3.5)$$

Estos índices son una forma de representar la energía por medio de cifras adimensionales y en un rango cómodo para su fácil manejo. En esta reglamentación

ambos índices se encuentran tabulados de manera de simplificar el cálculo del NSCE, como se muestra en las tablas 3.1 y 3.2. Los valores se han redondeado al próximo múltiplo de 5.

Tabla 3.1. Índices parciales de exposición en función del nivel sonoro y de la duración, según el decreto N° 351/79.

| Duración por semana | | Nivel sonoro en dBA | | | | | | | |
|---------------------|---------|---------------------|----|-----|-----|------|------|-------|-------|
| Horas | Minutos | 80 | 85 | 90 | 95 | 100 | 105 | 110 | 115 |
| | ≤ 10 | | | | | 5 | 10 | 35 | 110 |
| | 12 | | | | | 5 | 15 | 40 | 130 |
| | 14 | | | | | 5 | 15 | 50 | 155 |
| | 16 | | | | | 5 | 20 | 55 | 175 |
| | 18 | | | | | 5 | 20 | 60 | 195 |
| | 20 | | | | | 5 | 20 | 70 | 220 |
| | 25 | | | | 5 | 10 | 25 | 85 | 275 |
| | 30 | | | | 5 | 10 | 35 | 105 | 330 |
| | 40 | | | | 5 | 15 | 45 | 140 | 440 |
| | 50 | | | | 5 | 15 | 55 | 175 | 550 |
| 1 | 00 | | | 5 | 5 | 20 | 65 | 220 | 660 |
| 1 | 10 | | | 5 | 10 | 25 | 75 | 245 | 770 |
| 1 | 20 | | | 5 | 10 | 25 | 85 | 275 | 880 |
| 1 | 30 | | | 5 | 10 | 30 | 100 | 300 | 990 |
| 1 | 40 | | | 5 | 10 | 35 | 110 | 345 | 1100 |
| 2 | 00 | | | 5 | 15 | 40 | 130 | 415 | 1320 |
| 2 | 30 | | | 5 | 15 | 50 | 165 | 520 | 1650 |
| 3 | 00 | | | 5 | 20 | 60 | 195 | 625 | 1980 |
| 3 | 30 | | 5 | 5 | 25 | 75 | 230 | 730 | 2310 |
| 4 | | | 5 | 10 | 25 | 85 | 265 | 835 | 2640 |
| 5 | | | 5 | 10 | 35 | 105 | 330 | 1040 | 3290 |
| 6 | | | 5 | 15 | 40 | 125 | 395 | 1250 | 3950 |
| 7 | | | 5 | 15 | 45 | 145 | 460 | 1460 | 4610 |
| 8 | | | 5 | 15 | 50 | 165 | 525 | 1670 | 5270 |
| 9 | | | 5 | 20 | 60 | 185 | 595 | 1880 | 5930 |
| 10 | | 5 | 5 | 20 | 65 | 210 | 660 | 2080 | 6590 |
| 12 | | 5 | 10 | 25 | 80 | 250 | 790 | 2500 | 7910 |
| 14 | | 5 | 10 | 30 | 90 | 290 | 920 | 2900 | 9220 |
| 16 | | 5 | 10 | 35 | 105 | 335 | 1050 | 3330 | 10500 |
| 18 | | 5 | 10 | 35 | 120 | 375 | 1190 | 3750 | 11900 |
| 20 | | 5 | 15 | 40 | 130 | 415 | 1320 | 4170 | 13200 |
| 25 | | 5 | 15 | 50 | 165 | 520 | 1650 | 5210 | 16500 |
| 30 | | 5 | 20 | 60 | 195 | 625 | 1980 | 6250 | 19800 |
| 35 | | 5 | 25 | 75 | 230 | 730 | 2310 | 7290 | 23100 |
| 40 | | 10 | 25 | 85 | 265 | 835 | 2640 | 8330 | 26400 |
| 44 | | 10 | 30 | 90 | 290 | 915 | 2900 | 9170 | 29000 |
| 48 | | 10 | 30 | 100 | 315 | 1000 | 3160 | 10000 | 31600 |

Tabla 3.2. Nivel sonoro continuo equivalente en función del índice compuesto de exposición, según el decreto N° 351/79.

| Índice compuesto de exposición | NSCE en dBA |
|--------------------------------|-------------|
| 10 | 80 |
| 15 | 82 |
| 20 | 83 |
| 25 | 84 |
| 30 | 85 |
| 40 | 86 |
| 50 | 87 |
| 60 | 88 |
| 80 | 89 |
| 100 | 90 |
| 125 | 91 |
| 160 | 92 |
| 200 | 93 |
| 250 | 94 |
| 315 | 95 |
| 400 | 96 |
| 500 | 97 |
| 630 | 98 |
| 800 | 99 |
| 1000 | 100 |
| 1250 | 101 |
| 1600 | 102 |
| 2000 | 103 |
| 2500 | 104 |
| 3150 | 105 |
| 4000 | 106 |
| 5000 | 107 |
| 6300 | 108 |
| 8000 | 109 |
| 10000 | 110 |
| 12500 | 111 |
| 16000 | 112 |
| 20000 | 113 |
| 25000 | 114 |
| 31500 | 115 |

Para la aplicación de la Tabla 3.1 el Decreto sugiere utilizar un clasificador estadístico, que clasifique el ruido en niveles de a **5 dB**, con determinación del tiempo total correspondiente a cada nivel. Esto es especialmente útil en el caso en que el ruido es intermitente o fluctúa considerablemente. En los casos en que, como en el ejemplo anterior, el ruido sea uniforme en intervalos de tiempo considerables, la determinación puede efectuarse con un medidor de nivel sonoro común y un cronómetro.

EJEMPLO 3.2

Resolver el problema del ejemplo 3.1 utilizando las tablas precedentes.

Solución: Dado que los datos originales corresponden a una jornada de **8 h**, y las tablas 3.1 y 3.2 están confeccionadas para exposiciones semanales, a razón de **48 h** laborables por semana, deberemos multiplicar por **6** los diversos intervalos de exposición. Tomando como ejemplo el primer intervalo, que era de **2 h**, lo normalizamos a **12 h**. Luego buscamos en la tabla la intersección entre la fila de **12 h** y la columna de **80 dBA**, obteniendo un índice parcial de **5**. Análogamente con el resto. Entonces

$$E = 5 + 5 + 20 + 5 = 35 ,$$

de donde, por la tabla 3.2 resulta (interpolando)

$$NSCE = 85,5 \text{ dBA} ,$$

valor similar al obtenido anteriormente, atribuyéndose la pequeña diferencia al redondeo.

El cálculo anterior puede realizarse también por medio de un pequeño programa de computadora en el cual se ingresen los niveles sonoros y los respectivos tiempos de exposición. El programa 3.1, escrito en QBASIC, realiza dicha función.

PROGRAMA 3.1. Cálculo del nivel sonoro continuo equivalente.

```
CLS
PRINT "CALCULO DEL NIVEL SONORO CONTINUO EQUIVALENTE"
PRINT
PRINT "Oprima ENTER sin ingresar datos para terminar"
PRINT
VIEW PRINT 5 TO 24
DO
S = S + Ti * 10 ^ (NSi / 10)
INPUT "Nivel sonoro en dBA: ", NSi
IF NSi <> 0 THEN INPUT "Tiempo de exposición en h/día: ", Ti
LOOP WHILE NSi <> 0
IF S > 0 THEN NSCE = 10 * LOG(S / 8) / LOG(10)
PRINT
PRINT "NSCE = "; NSCE; "dBA"
```

En la actualidad son cada vez más accesibles los instrumentos integradores, que permiten determinar el nivel sonoro continuo equivalente en forma directa. Entre éstos se encuentran los dosímetros, capaces de determinar la dosis respecto al máximo NSCE admitido. Este tipo de instrumentos será estudiado oportunamente.

Hasta ahora hemos utilizado valores de nivel sonoro sin especificar cómo se medía. En primer lugar, el reglamento establece que debe utilizarse un medidor de nivel

sonoro (decibelímetro) según recomendación **IEC R 123** y normas **IEC 179** e **IRAM 4074** (cabe destacar que con respecto a normas internacionales, la mayoría de los instrumentos responden hoy en día a la norma **IEC 651**, que ha sustituido a las anteriores; la Norma IRAM 4074 equivale a ésta). En segundo lugar se indica que la medición se realizará con la red de compensación A en respuesta lenta,⁶ y “*con el micrófono ubicado a la altura del oído del trabajador, preferentemente con éste ausente*”.

Existen algunas circunstancias que requieren modificar el valor del nivel sonoro medido antes de utilizarlo en las fórmulas correspondientes. Ellas son que el ruido contenga tonos puros audibles, o que contenga impactos o impulsos de muy corta duración.

Los **tonos puros audibles**, son “*aquellos que incrementen el nivel de una banda de tercio de octava⁷ en por lo menos 10 dB con respecto a las bandas contiguas*” (ver figura 3.2). El decreto estipula que cuando existan tonos puros audibles *se debe agregar 10 dB a la lectura del medidor de nivel sonoro*. Esto obedece a que a igual nivel sonoro los tonos puros son mucho más perjudiciales para el oído que los ruidos de espectro continuo, ya que excitan una zona muy estrecha de la membrana basilar y por lo tanto su energía se concentra sobre unas pocas células auditivas, sobrecargándolas. Los ruidos de espectro distribuido, en cambio, “diluyen” su energía en un número mucho mayor de células, que funcionan así menos exigidas.

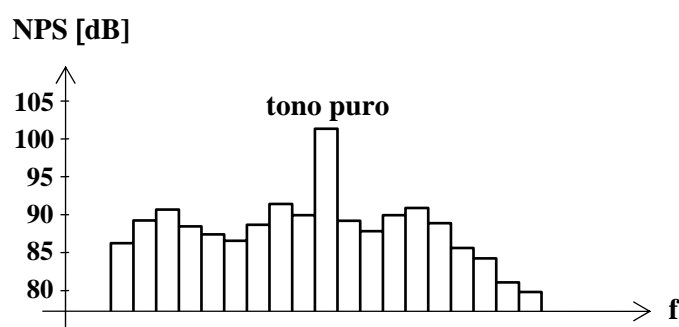


Figura 3.2. Un espectro de bandas de tercio de octava en el cual se evidencia un tono puro dado que una banda excede en más de **10 dB** a las contiguas.

Los **ruidos de impacto** se definen como “*aquellos que tienen un crecimiento casi instantáneo, una frecuencia de repetición menor de 10 por segundo, y un decrecimiento exponencial*” (figura 3.3). Se sugiere la medición con un medidor de impulso de acuerdo a la recomendación **IEC R 179**, con el selector en posición de respuesta impulsiva y con retención de lectura. En los casos en que no se disponga de tal

⁶ Los instrumentos suelen tener dos velocidades de respuesta: lenta y rápida. La respuesta lenta es menos sensible a los picos de corta duración. Para más detalles, referirse al capítulo sobre mediciones acústicas.

⁷ Una banda de tercio de octava es una banda de frecuencias comprendida entre una frecuencia y otra aproximadamente un **25%** mayor (por ejemplo entre **1000 Hz** y **1250 Hz**).

instrumento, la medición se puede hacer con un medidor de nivel sonoro común, con la red de compensación A y respuesta rápida, pero *se deberá sumar 10 dB a la máxima lectura obtenida*⁸. Como ejemplos de ruidos de impacto se pueden citar los causados por el choque de objetos en un ambiente reverberante.

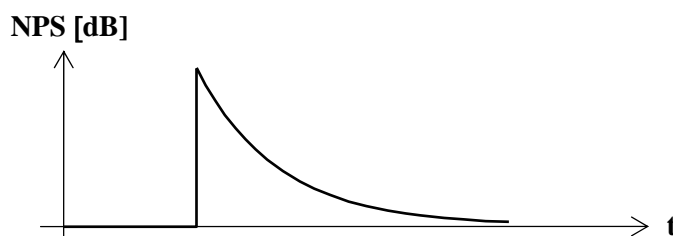


Figura 3.3. Evolución en el tiempo de un ruido de impacto.

Los **ruidos impulsivos** se definen como “*aquellos que tienen un crecimiento casi instantáneo y una duración menor de 50 milisegundos*” (figura 3.4). Debido a su duración extremadamente corta, los ruidos impulsivos sólo se pueden medir con un osciloscopio o con un instrumento de valor de pico (con retención). En el caso de los ruidos impulsivos deja de tener sentido el concepto de nivel sonoro continuo equivalente, ya que la energía promedio que contienen puede llegar a ser muy pequeña. Su carácter deletéreo reside en que están muy concentrados en el tiempo, a lo cual se agrega el hecho de que el oído no llega a advertir cuán intensos son en realidad, debido a que su propio tiempo de respuesta es mayor que la duración de estos ruidos. Esto lleva a no reconocer la agresión como tal. Ejemplos de ruidos impulsivos son las explosiones en ambientes abiertos.

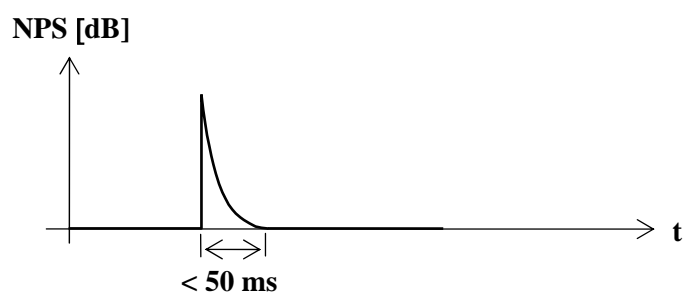


Figura 3.4. Evolución en el tiempo de un ruido impulsivo.

La cuestión central en el Anexo V del decreto **351/79** es la *fijación de límites de exposición para el trabajador*. En primer lugar se establece una cota para el nivel sonoro continuo equivalente, estipulándose que “*ningún trabajador podrá estar expuesto a una dosis superior a 90 dB(A) de nivel sonoro continuo equivalente, para*

⁸ En realidad sería más apropiado realizar la medición en **dB** y no en **dB(A)**. Dado que en los instrumentos de bajo costo sólo están disponibles las redes de compensación **A** y **C**, se admitiría la utilización de la red **C**, que implica un menor filtrado de las bajas frecuencias. A pesar de ello en este decreto se ha optado por utilizar la red **A**. El incremento de **10 dB** de la máxima lectura tiene en cuenta que la respuesta rápida no es lo suficientemente rápida como para responder a los impulsos.

una jornada de 8 horas y 48 horas semanales”. Si bien el concepto de **dosis** no se ha explicitado, se interpreta en este contexto como *valor*. El valor máximo de **90 dBA** adoptado en este decreto es en realidad demasiado permisivo, ya que de acuerdo a la Norma Internacional **ISO 1999** relativa a estimación de los riesgos, sobre la base de un régimen laboral de **40** horas por semana y **50** semanas al año, a los **20** años de exposición un **16 %** de los expuestos sufrirán un deterioro auditivo de **25 dB** en las frecuencias centrales. Como se señaló anteriormente, la reglamentación prevé, en su artículo 92, la detección precoz de los casos potencialmente riesgosos.

Un valor máximo para el nivel sonoro continuo equivalente no implica un máximo nivel sonoro, dado que el **NSCE** es un valor promedio, por lo cual en algunos intervalos de tiempo el nivel sonoro podría ser mayor y en otros menor. Así, si sobre el total de horas de la jornada **T** se tiene que durante un tiempo **T₀** hay un nivel sonoro **N₀** y durante el resto hay un nivel mucho menor, entonces el **NSCE** será

$$NSCE \cong 10 \log_{10} \frac{T_0}{T} 10^{\frac{N_0}{10}},$$

lo cual significa que si queremos que sea **NSCE < 90 dBA** el nivel sonoro **N₀** deberá estar acotado por

$$N_0 < 90 \text{ dBA} + 10 \log \frac{T}{T_0}. \tag{3.6}$$

Si **T₀ < T**, resulta **N₀ > 90 dBA**, observándose un aumento de **3 dBA** cada vez que el tiempo se reduce a la mitad. El decreto admite esta situación, con **T = 8 h**, obteniéndose la tabla 3.3. Se observa que la tabla llega solamente hasta los **115 dBA**. Ello se debe a que algunas personas pueden sufrir daño auditivo irreversible a corto plazo con exposición a niveles sonoros tan elevados, y por eso el decreto establece, además, que *“por*

Tabla 3.3. Tiempos máximos de exposición a diversos niveles sonoros, de acuerdo al decreto N° 351/79.

| Exposición diaria | | Nivel máximo permisible |
|-------------------|---------|-------------------------|
| Horas | Minutos | dBA |
| 8 | | 90 |
| 7 | | 90,5 |
| 6 | | 91 |
| 5 | | 92 |
| 4 | | 93 |
| 3 | | 94 |
| 2 | | 96 |
| 1 | | 99 |
| | 30 | 102 |
| | 15 | 105 |
| | 1 | 115 |

encima de **115 dB(A)** no se permitirá ninguna exposición sin protección individual ininterrumpida mientras dure la agresión sonora.” Además, se dispone que “en niveles mayores de **135 dB (A)** no se permitirá el trabajo ni aun con el uso obligatorio de protectores individuales.” De esta manera se evita el riesgo de daño auditivo instantáneo en caso de que el trabajador se quite o simplemente se desacomode, ya sea intencional o inintencionalmente, la protección auditiva.

En segundo lugar se establece un límite de **115 dB** para los ruidos de impacto (Art. 6.2). Esto resulta en realidad ambiguo, dado que al hacerse la distinción entre ruidos continuos y ruidos de impacto, parecería que el límite de **90 dBA** correspondiente al nivel sonoro continuo equivalente no se aplica aquí. Sin embargo, una sucesión de **10 impactos de 115 dB** por segundo durante **8 horas** constituiría por cierto una agresión acústica inadmisibles. Debe interpretarse entonces este límite de **115 dB** como el límite para impactos individuales. Para sucesiones de impactos correspondería un tratamiento similar al de los ruidos impulsivos, que se analiza a continuación.

Para los ruidos de carácter impulsivo, el decreto N° 351/79 establece un gráfico que indica el nivel de pico de la presión sonora en función de la duración del impulso y de la cantidad de impulsos diarios (figura 3.5).

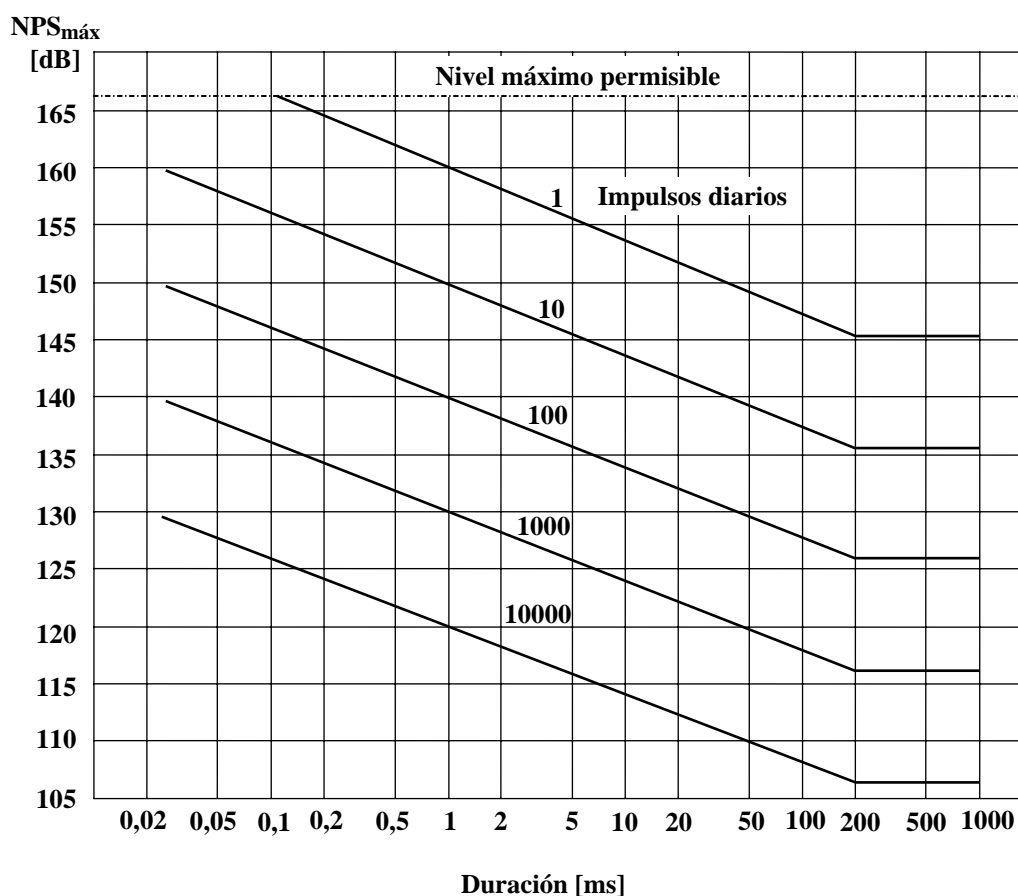


Figura 3.5. Gráfico para determinar los límites de exposición diaria para ruidos impulsivos a partir de la cantidad de impulsos diarios y de su duración.

Aunque las rectas no tienen exactamente la misma pendiente, podemos aproximarlas por rectas paralelas al peor caso, es decir, a la recta correspondiente a **1** impulso diario. Si además tenemos en cuenta que para duraciones muy pequeñas se produce una reducción de **10 dB** por cada década de aumento de la cantidad de impulsos diarios, podemos obtener la siguiente expresión, válida por debajo de los **200 ms** :

$$\text{NPS}_{\text{máx}} = 145 + 6,52 \log_{10} \frac{200 \text{ ms}}{T} - 9,5 \log_{10} n , \quad (3.7)$$

donde **T** es la duración del impulso y **n** es la cantidad de impulsos diarios. Esta fórmula se puede reescribir de un modo que permitirá generalizarla. Si **NPS** es el nivel de presión sonora de pico,

$$\text{NPS} < 145 + 9,5 \log_{10} \frac{1}{n \left(\frac{T}{200 \text{ ms}} \right)^{0,686}} , \quad (3.8)$$

o bien

$$n \left(\frac{T}{200 \text{ ms}} \right)^{0,686} 10^{\frac{\text{NPS} - 145}{9,5}} < 1.$$

Esta expresión sugiere que el primer miembro es una especie de *dosis* de impulsos que debe mantenerse por debajo de **1**. Si observamos que cada nuevo impulso en realidad aporta *una vez* el término $\left(\frac{T}{200 \text{ ms}} \right)^{0,686} 10^{(\text{NPS} - 145)/9,5}$ a la dosis total, podemos pensar en impulsos de diferente duración y nivel de pico, cada uno de los cuales agrega un término similar. Resulta, entonces, que debe cumplirse:

$$\sum_i n_i \left(\frac{T_i}{200 \text{ ms}} \right)^{0,686} 10^{\frac{\text{NPS}_i - 145}{9,5}} < 1. \quad (3.9)$$

EJEMPLO 3.3

En un taller de chapería un sacabocados accionado neumáticamente perfora **6** orificios por minuto, produciendo un ruido de **10 ms** de duración y **110 dB** de nivel de presión de pico durante el corte propiamente dicho y otro ruido de **150 ms** y **105 dB** debido a la descarga de aire comprimido, siendo ambos niveles medidos en la posición del operario que controla la máquina. Determinar si el puesto de trabajo cumple con lo estipulado por el decreto N° 351/79.

Solución: Durante la jornada laboral de **8 horas** tenemos $8 \times 60 \times 6 = 2880$ impulsos de cada tipo. Resulta

$$2880 \left(\frac{150}{200} \right)^{0,686} \frac{105-140}{10^{9,5}} + 2880 \left(\frac{10}{200} \right)^{0,686} \frac{110-140}{10^{9,5}} = 0,7456 < 1 ,$$

por lo tanto la exposición resulta admisible, de manera que el puesto de trabajo satisface los requerimientos reglamentarios.

Con respecto a la exposición a infrasonidos y ultrasonidos, el reglamento establece ciertos límites provisorios. Para infrasonidos (presiones acústicas de **20 Hz** ó menos) el límite está dado por la siguiente expresión:

$$\text{NPS}_{\text{máx}} = 144 - 10 \log_{10} \frac{f \cdot T}{80} , \quad (3.10)$$

donde **f** es la frecuencia en **Hz**, **T** es la duración de la exposición diaria en **minutos**, y **NPS_{máx}** es el límite máximo admisible. Esta expresión muestra que el límite se va reduciendo al aumentar la frecuencia (acercándose a las frecuencias audibles más graves), y también se reduce al aumentar el tiempo de exposición. En caso de resultar el segundo miembro mayor que **150 dB**, para frecuencias mayores de **0,5 Hz** se toma

$$\text{NPS}_{\text{máx}} = 150 \text{ dB} . \quad (3.11)$$

Para ultrasonidos el criterio es que entre **8 kHz** y **16 kHz** el máximo nivel de presión sonora en bandas de tercio de octava debe ser de **74 dB**, entre **16 kHz** y **20 kHz** dicho máximo sube hasta **110 dB**, y por encima de **20 kHz** permanece en este último valor de **110 dB**. Debe insistirse en el carácter provisorio de estos valores, aunque hasta la fecha no han sido actualizados.

Con respecto a vibraciones, para cada duración de exposición diaria **T** se estipula una curva de aceleración eficaz máxima **A_{ef máx}** en función de la frecuencia **f**. Tal como se muestra en la

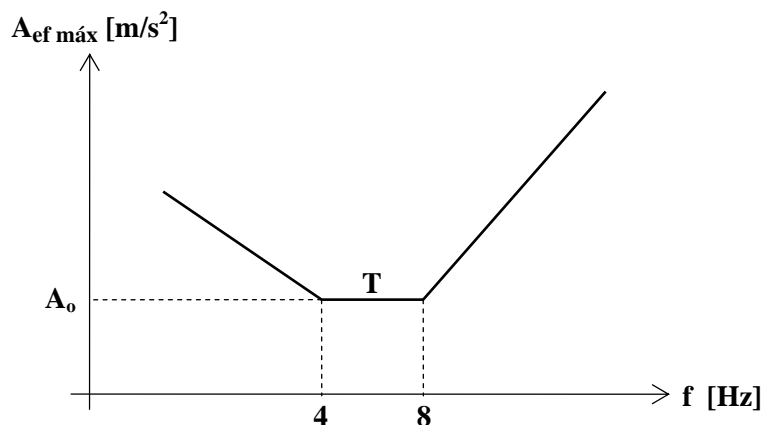


Figura 3.7. Curva de la aceleración eficaz máxima admisible en función de la frecuencia f , para una exposición de duración T .

figura 3.7, cada una de estas curvas está formada por tres tramos de recta (en diagrama doblemente logarítmico) que responden a las ecuaciones siguientes:

$$A_{efm\acute{a}x} = \begin{cases} A_0 \sqrt{\frac{4}{f}} & f < 4 \\ A_0 & 4 \leq f \leq 8 \\ A_0 \frac{f}{8} & 8 < f \end{cases} \quad (3.12)$$

El valor central A_0 (es decir entre **4 Hz** y **8 Hz**) de la aceleración eficaz máxima se determina por medio de la tabla 3.4.

Tabla 3.4. Valores centrales A_0 de aceleración eficaz máxima (correspondientes a la banda entre **4 Hz** y **8 Hz**).

| Exposición [h] | Aceleración eficaz máxima [m/s ²] |
|----------------|---|
| 0,017 | 5,9 |
| 0,25 | 4,5 |
| 0,5 | 3,5 |
| 1 | 2,4 |
| 2,5 | 1,4 |
| 4 | 1,1 |
| 8 | 0,63 |
| 16 | 0,32 |
| 24 | 0,24 |

Además de los límites dados por las ecuaciones 3.12 se indica que no debe sobrepasarse una aceleración de pico de **1 g**, donde g es el valor de la aceleración de la gravedad, es decir **9,81 m/s²**. A los efectos de las mediciones requeridas, se deberá utilizar un instrumento que verifique las recomendaciones **IEC 184** y **IEC 224**, así como filtros de octava, media octava y tercio de octava según recomendación **IEC R 225** y norma **IRAM 4081**.

Finalmente, el Anexo V del decreto N° **351/79** indica cómo se calcula el nivel sonoro continuo equivalente cuando el trabajador se encuentra utilizando protectores auditivos. Pospondremos dicho cálculo hasta el momento en que nos refiramos específicamente a la protección auditiva (capítulo 8).

3.2.3. LEY SOBRE RIESGOS DEL TRABAJO

Esta ley, N° **24.557**, fue publicada en el Boletín Oficial el 4/10/95, y reglamentada por medio de varios decretos del poder ejecutivo y resoluciones y laudos de los entes de

aplicación y consulta. Los objetivos de esta ley están declarados en el artículo 1 inciso 2, que dice:

“Art. 1 inc. 2. Son objetivos de la Ley sobre Riesgos del Trabajo (LRT):

a) Reducir la siniestralidad laboral a través de la prevención de los riesgos derivados del trabajo;

b) Reparar los daños derivados de accidentes de trabajo y de enfermedades profesionales, incluyendo la rehabilitación del trabajador damnificado;

c) Promover la recalificación y la recolocación de los trabajadores damnificados;

d) Promover la negociación colectiva laboral para la mejora de las medidas de prevención y de las prestaciones reparadoras”.

En el punto a) se hace referencia a la reducción de la *siniestralidad laboral*, es decir la reducción de la tasa de accidentes y enfermedades de trabajo. Según el artículo 6 inciso 1, un accidente de trabajo es *“todo suceso súbito y violento ocurrido por el hecho o en ocasión del trabajo, o en el trayecto entre el domicilio del trabajador y el lugar de trabajo”*, mientras que las enfermedades profesionales son *“aquellas que se encuentran incluidas en el listado de enfermedades profesionales que elaborará y revisará el Poder Ejecutivo anualmente...”*, aclarándose que *“el listado identificará agente de riesgo, cuadros clínicos y actividades, en capacidad de determinar por sí la enfermedad profesional.”*

Según se aprecia, podría suceder que una enfermedad sea consecuencia de la actividad laboral, y sin embargo, por no estar incluida en la lista, no se la considere como enfermedad profesional, por lo cual no dará derecho a reparación ninguna. Esta objeción es especialmente válida para la cuestión del ruido, dado que existen numerosas afecciones auditivas y no auditivas para las cuales se ha encontrado correlación estadística con la exposición a niveles altos de ruido, mientras que en la lista que se provee a la fecha (1996) *sólo se incluye la hipoacusia*.

En cuanto a la reparación de los daños, la lectura detenida del articulado de la ley revela que es sólo parcial, ya que se desvaloriza notablemente al individuo al establecer límites máximos bastante exigüos en lo que respecta a las reparaciones en dinero.

En cambio es muy acertado el objetivo de prevención de riesgos para evitar llegar al accidente o a la enfermedad laboral. La idea central es introducir mejoras paulatinas en las normas de prevención de cada empresa, lo cual, en teoría, permite reducir los siniestros. Este objetivo, de hecho, estaba contemplado en el artículo 4 inciso b de la Ley de Higiene y Seguridad en el Trabajo, y en la misma ley (artículo 5) se disponen varias medidas para instrumentar esta prevención, entre las cuales se encuentran, además de las ya comentadas, la institucionalización de la medicina laboral, las investigaciones de los factores determinantes de los accidentes y enfermedades del trabajo, y la promoción de la capacitación del personal en materia de higiene y seguridad en el trabajo.

La ley de Riesgos del Trabajo difiere en la forma de instrumentar tal prevención. En esta ley se ha procurado reorientar los costos laborales en seguros, indemnizaciones por accidentes y enfermedades, ausentismo, etc. destinando una parte de los gastos a inversiones y medidas efectivas de prevención. Para ello se crean compañías de seguros denominadas **Aseguradoras de Riesgos del Trabajo (ART)** que no sólo cumplen la finalidad de reparar los daños derivados de accidentes o enfermedades laborales (como lo hacían las aseguradoras de *accidentes* de trabajo), sino que actúan como una especie de entes auditores de las condiciones de higiene y seguridad (artículos 4.4 y 31.1), así como prestadores de servicios de asesoramiento, capacitación, etc. (artículo 31.2) .

Las **ART**, salvo caso de dolo, pasan a asumir todas las responsabilidades civiles ante los trabajadores frente a los eventuales accidentes de trabajo o enfermedades profesionales (artículo 39 inciso 5), que consisten en las prestaciones en especie (*asistencia médica y farmacéutica, prótesis y ortopedia, rehabilitación*, etc. [artículo 20]) y las prestaciones dinerarias (*pago único, pagos mensuales* [artículo 13 y siguientes]). A cambio de esto perciben del empleador afiliado a ellas una cuota mensual de aseguramiento. El valor de dicha cuota dependerá, entre otras cosas, de la cantidad de empleados, y de la siniestralidad presunta y efectiva⁹ de la empresa. Como idea global, el monto de la cuota irá decreciendo a medida que se vaya avanzando en cuanto a la aplicación de medidas y normas de higiene y seguridad. De esta forma el sistema busca seducir al empleador para que éste mejore las condiciones que permiten reducir la siniestralidad.

La ley establece, en su artículo 4 inciso 2, que dentro del contrato entre una **ART** y un empleador se incorporará “*un Plan de Mejoramiento de las condiciones de higiene y seguridad, que indicará las medidas y modificaciones que los empleadores deban adoptar en cada uno de sus establecimientos para adecuarlos a la normativa vigente, fijándose en veinticuatro meses el plazo máximo para su ejecución*”. Este Plan de Mejoramiento está reglamentado por el Decreto **170/96**.

Además de los aspectos ya comentados, esta ley crea la **Superintendencia de Riesgos del Trabajo (SRT)**, organismo autárquico de aplicación de la ley, dependiente del Ministerio de Trabajo y Seguridad Social de la Nación, y el **Comité Consultivo Permanente de la Ley de Riesgos del Trabajo**, que, entre otras cosas, propondrá actualizaciones para la lista de enfermedades profesionales y asesorará sobre acciones de prevención de los riesgos del trabajo.

Por último, crea dos fondos: el **fondo de reserva de la Ley de Riesgos del Trabajo**, que prevé la falta de cumplimiento de las obligaciones de una **ART** debido a su liquidación, y el **fondo de garantía de la Ley de Riesgos del Trabajo**, que permitirá solventar los incumplimientos por parte de los empleadores. Además, los excedentes de este fondo se destinarán a investigación, publicaciones, campañas publicitarias y actividades de capacitación.

3.2.4. DECRETO N° 170/96 (Plan de Mejoramiento)

Este decreto, publicado el 26/2/96, reglamenta algunos aspectos de la ley de Riesgos del Trabajo, entre ellos lo referente al Plan de Mejoramiento correspondiente al artículo 4 inciso 2 de dicha ley. Dicho Plan de Mejoramiento (a convenir entre el empleador y la **ART**) se estructurará en 4 niveles.

El primer nivel consiste en el *no cumplimiento* de ciertas *obligaciones básicas en materia de higiene y seguridad* dispuestas por la Superintendencia de Riesgos del Trabajo, y el empleador podrá permanecer en este nivel como máximo 12 meses. El conjunto de obligaciones básicas vigente, que es un subconjunto de las obligaciones estipuladas por la Ley de Higiene y Seguridad en el Trabajo, está establecido en la Resolución N° **38/96** de la **SRT**. Esta resolución va aún más lejos, definiendo un

⁹ La *siniestralidad presunta* se refiere a la tasa de accidentes o enfermedades que estadísticamente se presume pueden producirse en una empresa en función de la actividad específica y del grado de avance en cuanto a medidas de higiene y seguridad. La *siniestralidad efectiva* se refiere al historial de accidentes o enfermedades que una empresa ha evidenciado.

conjunto aún más reducido de *medidas mínimas* que el empleador deberá cumplir dentro de los 20 días de iniciado el Plan de Mejoramiento.

Con respecto al ruido, las medidas mínimas consisten en “*proveer a los trabajadores a su cargo de: ... protectores auditivos cuando se encuentren expuestos a ruidos*” e “*...información acerca de los riesgos a que se encuentran expuestos en función de las tareas que realizan.*” En cuanto a las obligaciones básicas, se establece que “*los trabajadores expuestos a niveles de ruido que superen los 85 dBA, contarán con protección auditiva.*” Además, los trabajadores que reciben elementos de protección personal “*deberán dejar **constancia firmada de la recepción de los mismos y el compromiso de su uso***” y “*serán instruidos sobre su uso*”. Dentro del aspecto de la capacitación, la resolución estipula que “*los trabajadores estarán informados acerca de los riesgos específicos a los que se encuentren expuestos en su puesto de trabajo y en las estrategias y medios disponibles en la empresa para la prevención de accidentes y enfermedades*”, agregándose que debe llevarse “*un registro de la información transmitida y la firma del trabajador como constancia de su capacitación*”.

En materia de ruido, por lo tanto, la diferencia entre “*medidas mínimas*” y “*obligaciones básicas*” reside en que en las últimas hay una mejor delimitación de responsabilidades así como una mayor capacitación e información del trabajador. Cabe preguntarse, no obstante, si al momento de suscribir las constancias y compromisos antedichos, un trabajador medio, probablemente de escasa formación académica y cívica, será verdaderamente consciente del compromiso que adquiere, así como del deslinde de responsabilidades que otorga al empleador y a su **ART**. De la respuesta a esta pregunta puede depender el éxito o el fracaso de esta ley como instrumento de prevención.

El segundo nivel se alcanza una vez que se han completado las obligaciones básicas, pero no la totalidad de las normas legales referidas a higiene y seguridad en el trabajo. Se puede permanecer en este nivel hasta cumplidos los 24 meses del comienzo del Plan de Mejoramiento.

El tercer nivel implica el cumplimiento completo de las disposiciones legales relativas a higiene y seguridad en el trabajo. A diferencia de los anteriores niveles, el empleador puede optar por permanecer en el tercer nivel.

El cuarto nivel, que es, por consiguiente, optativo, corresponde a la instrumentación de pautas y medidas de higiene y seguridad en el trabajo que exceden lo requerido por la legislación vigente.

El empleador, al momento de formalizar el contrato con la **ART**, realizará un *autodiagnóstico* sobre el estado de su cumplimiento de la normativa de higiene y seguridad, para lo cual llenará un formulario específico (artículo 5 y resolución N° **38/96 SRT**). A partir de la firma del contrato de afiliación, el empleador y la **ART** deberán acordar el Plan de Mejoramiento en un plazo no mayor de 3 meses (artículo 9). En el artículo 18 se puntualiza el tipo de asesoramiento que las **ART** deben brindar a los empleadores, por ejemplo sobre la “*selección de elementos de protección personal*”, mientras que en el artículo 19 se establece la obligación de las **ART** de “*realizar actividades permanentes de prevención de riesgos*”, entre otras “*brindar capacitación a los trabajadores en técnicas de prevención de riesgos*”. En este sentido, el artículo 4 inciso d) de la resolución N° **2/96 SRT** especifica que las **ART** deberán contar con “*recursos técnicos y humanos suficientes para capacitar en Higiene y Seguridad a los empleadores afiliados y a sus trabajadores*”

3.2.5. LAUDO N° 156/96 MTSS (Listado de enfermedades profesionales)

El Ministerio de Trabajo y Seguridad Social de la Nación publicó el 6/3/96 este laudo aprobado por el Comité Consultivo Permanente. El documento contiene en primer lugar un preámbulo en el cual se explicitan los criterios para aceptar la inclusión de una enfermedad en el listado. Dichos criterios se basan en algunos factores que determinan las enfermedades profesionales, a saber:

a) Variabilidad biológica: no todas las personas expuestas a un mismo riesgo adquieren la enfermedad.

b) Multicausalidad: una misma enfermedad puede tener diferentes causas, algunas laborales y otras extralaborales.

c) Inespecificidad clínica: en la mayoría de los casos no existe una correlación directa entre una sintomatología y un determinado trabajo.

d) Condiciones de exposición: un mismo agente puede presentar efectos nocivos diversos según las condiciones de exposición.

Los criterios implican considerar los siguientes elementos capaces de diferenciar una enfermedad de origen laboral de otras:

a) Agente: debe existir un agente en el ambiente laboral cuyas propiedades lo conviertan en dañino para la salud.

b) Exposición: debe probarse que el contacto con dicho agente sea capaz de provocar daño a la salud del trabajador.

c) Enfermedad: debe existir una enfermedad claramente definida y comprobable según criterios médicos o un daño al organismo.

d) Relación de causalidad: deben existir pruebas clínicas, patológicas, experimentales o epidemiológicas, aisladas o concurrentes, que permitan establecer una relación causa-efecto entre la aparición de los elementos anteriores en el ámbito laboral y una patología determinada.

Con estos criterios el listado queda limitado a aquellas enfermedades de las cuales prácticamente la única causa posible sea la de origen laboral, dejando afuera otras enfermedades que, en casos específicos, pueden haber sido en efecto causadas por el desempeño del trabajo. En el caso específico del ruido, por ejemplo, se dejan afuera multitud de dolencias que son ocasionadas por el ruido (aunque no únicamente por dicho agente). Por ejemplo, se considera que algunas enfermedades profesionales del aparato fonatorio, como algunos tipos de *disfonías*, están originadas por el agente “*Sobrecarga del uso de la voz*”, sin tener en cuenta que en muchos casos dicha sobrecarga es en realidad consecuencia del ruido, debido al reflejo cócleorrecurrencial (que hace aumentar la tensión en las cuerdas vocales en presencia de niveles elevados de ruido).

El listado correspondiente al agente “*Ruido*” incluye, pues, en el listado correspondiente a 1996, la “*Hipoacusia perceptiva*” como única enfermedad profesional aceptada. Luego se detallan las “*actividades laborales que pueden generar exposición*”, reproducidas a continuación:

- Trabajos de la industria metalúrgica con percusión, abrasión, proyección, perforación de piezas metálicas.
- Laminado, trefilado, estiramiento, corte, cizallamiento de piezas metálicas.
- Utilización de herramientas neumáticas (perforadores, martillos, taladros).
- La operación de maquinarias textiles de hilados y tejidos.

- Trabajo en motores de aviación, en especial reactores y todo otro motor de gran potencia para grupos electrógenos, hidráulicos, compresores, motores eléctricos de potencia y turbinas.
- El empleo y destrucción de municiones y explosivos.
- La molienda de piedras y minerales
- La corta de árboles con sierras mecánicas.
- El empleo de maquinarias de transformación de la madera, sierras circulares, de cinta, cepilladoras, tupíes, fresas.
- La molienda de caucho, de plástico y la inyección de esos materiales para moldeo.
- El trabajo en imprenta rotativa en la industria gráfica.
- El empleo de vibradores para concreto en la construcción.
- La instalación y prueba de equipos de amplificación de sonido.
- La recolección de basura doméstica.
- Todo trabajo que importe exposición a una intensidad de presión sonora (*sic*) superior a 85 decibeles de nivel sonoro continuo equivalente.

Es de destacar que otras secciones de este listado reconocen a la hipoacusia, lesiones del oído interno y trastornos auditivos como consecuencia de trabajos realizados en condiciones de presión atmosférica superior e inferior a la estándar, y también como consecuencia de la exposición al bromuro de metilo, considerado una sustancia ototóxica.

Finalmente, se consideran los agentes “*Vibraciones transmitidas a la extremidad superior por maquinarias y herramientas*” y “*Vibraciones de cuerpo entero*”, detallándose una serie de afecciones reconocidas como enfermedades profesionales y algunas actividades que pueden ocasionar exposición (se omite esta información por no ser específicamente relativa al ruido).

3.3. LEGISLACIÓN AMBIENTAL

Consideraremos ahora las disposiciones de tipo ambiental, de las cuales existen algunas de carácter general o global, que no abundan en detalles técnicos sino que toman en forma amplia el problema de la contaminación o la molestia, y otras más específicas y de cariz más técnico en las cuales se indican niveles máximos, procedimientos de medición, etc.

3.3.1. LEGISLACIÓN DE CARÁCTER GENERAL

En este tipo de disposiciones se encuadra primeramente el **Artículo 41** de la **Constitución de la Nación Argentina** (1994), que dice textualmente:

“Art. 41. Todos los habitantes gozan del derecho a un ambiente sano y equilibrado, apto para el desarrollo humano y para que las actividades productivas satisfagan las necesidades presentes sin comprometer las de las generaciones futuras; y tienen el deber de preservarlo. El daño ambiental generará prioritariamente la obligación de recomponer, según lo establezca la ley.”

Este artículo, inexistente en las versiones anteriores de la Constitución Nacional, da derechos ambientales específicos que incluyen indirectamente el problema del ruido.

En las nuevas Constituciones de varias provincias se han incorporado también diversos temas ambientales. Entre éstas se destaca la nueva **Constitución de la Provincia de Formosa** (3/4/1991) por la inclusión explícita de la cuestión del ruido en su **Artículo 38**, que establece que “*todos los habitantes tienen derecho a vivir en un medio ambiente adecuado para el desarrollo de la persona humana, así como el deber de conservarlo*”, y que “*es deber de los poderes políticos públicos proteger el medio ambiente...*” para lo cual “*se dictarán normas que aseguren*”, entre otras cosas, “*el derecho de gozar de un aire puro, libre de contaminantes gaseosos, térmicos o acústicos*”.

También cabe consignar el **Artículo 2618 del Código Civil**, que estipula que “*las molestias que ocasionen el humo, calor, olores, luminosidad, ruidos, vibraciones o daños similares por el ejercicio de actividades en inmuebles vecinos no deben exceder la normal tolerancia teniendo en cuenta las condiciones del lugar y aunque mediare autorización administrativa para aquéllas*”.

En el **Código Aeronáutico**, el **Artículo 155** establece que “*la persona que sufra daños en la superficie tiene derecho a reparación en las condiciones fijadas en este Capítulo, con sólo probar que los daños provienen de una aeronave en vuelo o de una persona o cosa caída o arrojada de la misma o del ruido anormal de aquélla...*”

También en esta categoría reviste el **Código de Faltas** de la Provincia de Santa Fe (**Ley Provincial N° 10.703/91**), en cuyo **Artículo 65** impone penalidades para quien “*con ruidos o sonidos de cualquier especie o ejercitando un oficio ruidoso provocare molestias que excedieran la normal tolerancia*”. La **Ley N° 1550/82** de la Provincia de Río Negro (14/1/82) establece un Régimen tendiente a erradicar los ruidos molestos. En la Provincia de Córdoba tenemos la **Ley de Preservación, Conservación, Defensa y Mejoramiento del Ambiente**, N° 7343/85, cuyo **Artículo 40** especifica que “*deberán regularse las acciones, actividades u obras públicas y privadas que por contaminar el ambiente con sólidos, líquidos, gases y otros materiales residuales y/o ruido, calor y demás deshechos energéticos lo degraden en forma irreversible, corregible o incipiente y/o afecten directa o indirectamente la salud de la población*”. Es interesante la clasificación implícita del ruido como un *deshecho energético*. En su **Artículo 52 inciso g)**, se sindicán como “*actividades degradantes o susceptibles de degradar el ambiente*”, entre otras, “*las que emitan directa o indirectamente ruidos, calor, luz, radiación ionizante y otros residuos energéticos molestos o nocivos*”.

Dentro de la legislación ambiental existe un tipo muy particular de instrumento, representado por la **Ley N° 10.000/86** de la Provincia de Santa Fe (9/1/87), denominada de **Intereses Simples o Difusos**, en cuyo **Artículo 1** dice que “*procederá el recurso contencioso administrativo-sumario contra cualquier decisión, acto u omisión de una autoridad administrativa provincial, municipal o comunal, o de entidades o personas privadas en ejercicio de funciones públicas que violando disposiciones del orden administrativo local, lesionaren intereses simples o difusos de los habitantes de la Provincia en la tutela de la salud pública, en la conservación de la fauna, de la flora y del paisaje, en la protección del medio ambiente...*”. Desde luego, se entiende que el ruido y las vibraciones son factores que alteran el (medio) ambiente. Este tipo de ley protege a la comunidad como grupo indefinido de personas, a diferencia de las otras. Jurídicamente, se diferencia un interés difuso de un interés legítimo (concedido por ley) o subjetivo (correspondiente a un “sujeto”), ya que este último es de carácter individual, es decir cualquier individuo puede reclamar una compensación personal si alguien

lesiona un interés de tipo legítimo o subjetivo. En el caso de la **Ley N° 10.000/86**, la autoridad está obligada a recomponer la situación, es decir corregir la violación de la norma jurídica que lesionó un interés de la comunidad según resuelva la justicia.

En la Provincia de La Pampa, existe una ley de similares características, la **Ley de amparo de los intereses difusos o derechos colectivos, N° 1352/91** (29/11/91), la cual “regulará el procedimiento para el amparo de los intereses difusos o derechos colectivos” relacionados, entre otros rubros, con “la defensa del medio ambiente y del equilibrio ecológico, preservando de las depredaciones o alteraciones el aire, las aguas, el suelo y sus frutos, los animales y vegetales, incluyendo la defensa contra la **contaminación sonora**”. Se prevé como correctivo “la acción de prevención”, “la acción de reparación en especie” y “la acción de reparación pecuniaria ante el daño colectivo”. La acción puede ser impulsada por cualquier entidad o particular que accione en nombre de un interés colectivo, y podrá hacerlo contra cualquier persona física o jurídica que realice los hechos u omisiones que generen el daño o amenaza a los intereses colectivos. El proceso se tramitará en forma sumaria.

Este tipo de leyes constituye un avance jurídico ya que permiten realizar acciones por daños potenciales a toda una comunidad. No existen, sin embargo iniciativas relativas a otro problema que sería interesante resolver, que es el de lo que podría llamarse “responsabilidad distribuida”, es decir la responsabilidad que le cabe no a un agresor específico sino a un conjunto de personas, posiblemente indefinido, que con la suma de sus acciones produce un daño individual o colectivo. A modo de ejemplo consideremos un puesto de venta a la calle frente al cual circulan permanentemente vehículos automotores. A causa de la exposición continuada al ruido que causan dichos vehículos, es posible que quien atiende dicho puesto al cabo de algunos años sufra hipoacusia. Como no es posible identificar a un responsable, ya que las legislaciones vigentes establecen límites de emisión individuales y no colectivos, no existe jurídicamente ningún responsable de ese hecho. Tampoco son aplicables leyes como la N° 10.000 de la provincia de Santa Fe, ya que no existen disposiciones de orden local que contemplen tal circunstancia.

El problema planteado podría resolverse si se impusiera constitucionalmente la obligación de legislar en tiempo perentorio cuando los miembros de la sociedad planteen situaciones como la ejemplificada, proveyendo herramientas jurídicas que efectivamente brinden protección a la comunidad. En el ejemplo, la legislación debería contemplar límites colectivos, que de superarse impliquen la intervención de la autoridad con medidas de control de tránsito, o simplemente una mejor planificación del recorrido del transporte, de modo de evitar grandes acumulaciones de vehículos.

3.3.2. LEGISLACIÓN AMBIENTAL ESPECÍFICA

Dentro de la legislación ambiental más específica tenemos, en general, disposiciones de orden local, tales como las Ordenanzas de los Municipios o Comunas sobre ruidos o protección del ambiente en general. Algunas de ellas se comentan a continuación.

3.3.2.1. Ordenanza N° 39.025/83 de la Ciudad de Buenos Aires

La **Ordenanza N° 39.025/83** de la Ciudad de Buenos Aires (13/6/83), denominada **Código de Prevención de la Contaminación Ambiental**, contempla una

amplia gama de cuestiones ambientales y está dividida en secciones, de las cuales la **Sección 5** se refiere específicamente a *ruidos y vibraciones*.

Con respecto al ruido, se consideran separadamente los casos de las fuentes de ruido fijas y móviles (vehículos). El motivo de ello es que esta Ordenanza, si bien no prevé *per se* sanciones, está orientada a delimitar responsabilidades individuales, no colectivas (ver los comentarios finales de la sección 3.3.1.), y por eso sólo establece niveles máximos para aquellos ruidos que sean claramente atribuibles a una fuente determinada. Así, para fuentes fijas, se estipulan valores máximos en el lugar receptor (la residencia afectada), mientras que para fuentes móviles (vehículos) se estipulan máximos para los ruidos emitidos por vehículos individuales en condiciones de ensayo controladas (Normas IRAM-AITA 9C y 9C1). En consecuencia, la sociedad no está protegida contra el ruido proveniente de una gran acumulación de vehículos en tanto cada uno respete sus respectivos máximos.

El apartado referido al ruido de fuente fija se basa en la idea de establecer lo que se denomina un *criterio básico*, es decir un nivel de ruido ambiental máximo aplicable en determinadas condiciones idealizadas. Como tales condiciones en general no se verifican, se corrige dicho criterio básico en función del grado de apartamiento de esas condiciones. El criterio básico corresponde a **45 dBA**, y las correcciones se efectúan por *día* (laborable, hábil o feriado) y *hora* (diurna o nocturna), por *ámbito de percepción* (por ejemplo residencial, comercial, predominantemente industrial), y por *las características del ruido* (tonal, impulsivo, etc.). Las correcciones se detallan en la tabla 3.5.

Tabla 3.5. Correcciones al criterio básico de **45 dBA** según la hora y día, el ámbito de percepción y las características del ruido.

CORRECCIONES POR HORAS Y DÍAS

| Horas y días | Corrección en dBA |
|--|-------------------|
| Entre las 6 y 22 hs. | 0 |
| Entre las 22 y 6 hs. | - 10 |
| Sábados por la tarde y domingos y feriados | - 10 |

CORRECCIONES POR ÁMBITO DE PERCEPCIÓN

| Ámbito de percepción | Corrección en dBA |
|--|-------------------|
| Hospitales, establecimientos asistenciales, de reposo o geriátricos. | 0 |
| Residencial o predominantemente residencial | 10 |
| Comercial, financiero o administrativo | 15 |
| Predominantemente industrial | 20 |

CORRECCIONES POR CARACTERÍSTICAS DEL RUIDO

| Características del ruido | Corrección en dBA |
|---------------------------|-------------------|
| Con notas predominantes | - 5 |
| Impulsivos | - 5 |
| Mixtos | - 5 |

Cuando las fuentes fijas son de carácter transitorio esta disposición especifica que su nivel máximo se considerará como el correspondiente a un ámbito de percepción predominantemente industrial.

El procedimiento de medición, que establece qué es exactamente lo que debe contrastarse con este valor del criterio básico corregido, está expresado de un modo sumamente confuso. Textualmente, se indica que “*la medición de los ruidos se hará en escala dB(A) lenta en L_{eq} en dB(A) y a 1,20 m por encima del suelo y en el centro del lugar receptor con sus puertas y ventanas abiertas en horas de descanso*”.

En primer lugar, la escala lenta (ver el capítulo 4) implica una promediación durante un tiempo del orden de **1 s**, mientras que L_{eq} representa un nivel sonoro continuo equivalente, es decir un promedio extendido a un tiempo en general bastante mayor que **1 s** y que debería especificarse. En opinión del autor, una promediación durante un periodo de varias horas no sería lo más adecuado, porque podría no poner de manifiesto algunos ruidos molestos que por ser intermitentes, tienen poca energía (y consecuentemente bajo L_{eq}). Tampoco es conveniente regirse por el nivel sonoro leído directamente de un decibelímetro en respuesta lenta, ya que algunos picos de cierto nivel pero muy infrecuentes quedarían sindicados como molestos. En consecuencia podría adoptarse un tiempo de promediación de unos 10 minutos mientras esté presente la agresión sonora (esto último es necesario pues de lo contrario sería imposible evaluarla y posteriormente calificarla).

En segundo lugar, la exigencia de realizar la medición en horas de descanso colisiona con la mayor flexibilidad de horarios implícita en la corrección por horas y días (a menos que se pretenda que el damnificado declare y justifique cuáles son sus horarios de descanso). Por otra parte, podría suceder que la agresión sonora tuviera lugar fuera del horario de descanso, y no por ello dejaría de ser molesta.

EJEMPLO 3.4

Supongamos que en una calle céntrica, un domingo a la mañana, se está trabajando con una máquina cortadora de baldosas. Si en el dormitorio de un departamento vecino, y en las condiciones estipuladas, se mide un nivel sonoro de **63 dBA**, determinar si se está o no en contravención.

Solución: Por ser un día domingo, se restan **10 dBA** al criterio básico. Por tratarse de una calle céntrica, eminentemente comercial, correspondería sumar **15 dBA**; sin embargo, la actividad es aparentemente de tipo transitorio, por lo cual la corrección requerida es la correspondiente a ámbito predominantemente industrial, es decir, **20 dB**. Por último, cualquier máquina rotativa ocasiona ruidos con fuerte contenido tonal (notas predominantes), por lo cual deben restarse **5 dBA**. El valor máximo corregido será entonces,

$$45 \text{ dBA} - 10 \text{ dBA} + 20 \text{ dBA} - 5 \text{ dBA} = 50 \text{ dBA} ,$$

y como es superado por el valor medido de **63 dBA**, la actividad contraviene la Ordenanza municipal.

En cuanto a las fuentes móviles, es decir los vehículos, se establece que las unidades nuevas (0 km) a partir de la entrada en vigencia del artículo correspondiente (31/7/86 para vehículos con motor delantero y 12/1/87 para aquellos con motor trasero) deben satisfacer la tabla 3.6., que indica el máximo nivel de ruido admisible medido según el método dinámico.¹⁰ Esta tabla está inspirada en una directiva de la Comunidad Económica Europea. Dado que el método dinámico no es apto para verificaciones de rutina (por

Tabla 3.6. Valores máximos admisibles de nivel sonoro del ruido emitido por vehículos 0 km nacionales o importados, según la categoría, en la Ciudad de Buenos Aires (a partir del 31/7/86 para motor delantero y del 12/1/87 para motor trasero).

| Categoría de Vehículos | Valor en dBA |
|---|--------------|
| a) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad no mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor. | 82 |
| b) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un peso máximo que no exceda los 3500 kg. | 84 |
| c) Vehículos para el transporte de cargas con un peso máximo que no exceda los 3500 kg. | 84 |
| d) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un peso máximo mayor a los 3500 kg. | 89 |
| e) Vehículos para el transporte de cargas con un peso máximo mayor a los 3500 kg. | 89 |
| f) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un motor cuya potencia sea igual o mayor a 147 kW (200 CV) | 91 |
| g) Vehículos para el transporte de cargas que tienen una potencia igual o mayor a 147 kW (200 CV) y un peso máximo mayor a los 12.000 kg. | 91 |
| h) Automotores con tres ruedas con una cilindrada mayor de 50 cm ³ . | 80 |

¹⁰ En el método dinámico, descrito por la Norma IRAM-AITA 9C (ver sección 4), se mide el ruido del vehículo en movimiento, que incluye el ruido del motor, de la transmisión, del escape, de rodadura (neumáticos) y aerodinámico.

| | |
|--|----|
| i) Automotores con dos ruedas con motor de 2 tiempos y una cilindrada entre 50 cm ³ y 125 cm ³ . | 80 |
| j) Automotores con dos ruedas con motor de 2 tiempos y una cilindrada mayor de 125 cm ³ . | 83 |
| k) Automotores con dos ruedas con motor de 4 tiempos y una cilindrada entre 50 cm ³ y 125 cm ³ . | 80 |
| l) Automotores con dos ruedas con motor de 4 tiempos y una cilindrada mayor de 125 cm ³ y hasta 500 cm ³ . | 83 |
| m) Automotores con dos ruedas con motor de 4 tiempos y una cilindrada mayor de 500 cm ³ . | 86 |

requerir instalaciones por lo general poco accesibles), la Ordenanza prevé también la posibilidad de realizar la medición según el método estático.¹¹ En este caso se aplica a *todos* los vehículos (y no únicamente a los 0 km), con vigencia a partir del 12/12/86. Para el ruido estático no se especifican los valores en forma de tabla porque se toma como referencia el valor indicado por el fabricante o importador para el correspondiente modelo de vehículo, con una tolerancia de hasta + 3 dBA.¹² Podría parecer poco conveniente dejar librado al fabricante la cota de emisión de ruido. Lo que sucede es que el ruido estático para determinado modelo de vehículo es función de su ruido dinámico, por lo cual estando éste regido por la Ordenanza, queda definido el estático.

En relación con los dispositivos de señalización acústica (bocinas), se establece que no deben ser estridentes, no deben tener más de dos tonos, y debe poder escuchárselos a **100 m** en campo libre. Los límites y las pautas para su medición se especifican haciendo mención a la Norma CETIA 13D.

Finalmente, la Ordenanza establece un límite máximo para las vibraciones que, proviniendo de fuentes fijas, trascienden dentro de un domicilio. Dicho valor se expresa como una aceleración eficaz de **0,01 m/seg²**. Esta aceleración es equivalente, para una frecuencia de **1 Hz** (vibraciones lentas) a una amplitud de oscilación de **0,35 mm**.

Es interesante observar, a modo de comentario final, que esta Ordenanza indica sólo los límites, no estableciendo (a pesar del título) reglas de prevención, ni responsabilidades ni penalidades. En este sentido, existen otros elementos normativos, como el **Decreto 6313/74** (23/10/74) sobre el procedimiento para tramitar denuncias por molestias, y la Ordenanza **Nº 39.874/84** (2/7/84) sobre el régimen de penalidades de las faltas municipales, cuyo capítulo III está referido a las faltas contra la sanidad y la higiene. También merece ser citada la Ordenanza **46.488/93** (25/2/93), por la cual se incluye la materia "Ecología" en los programas de estudio en todos los establecimientos de enseñanza de la comuna, dentro de la cual cabría desarrollar algunos contenidos en relación con el ruido, obrando así como un elemento preventivo.

3.3.2.2. Ordenanza Nº 8.167/86 de la Ciudad de Córdoba

¹¹En el método estático, definido por la Norma IRAM-AITA 9C1, se mide el ruido emitido por el vehículo detenido pero con el motor en aceleración, por lo cual sólo incluye el ruido del motor y del escape.

¹²Esta tolerancia contempla la dispersión de fabricación, el error de medición, particularmente debido al ruido ambiente, y la degradación normal aceptable para el escape.

La Ordenanza N° 8.167/86 de la Ciudad de Córdoba (31/3/86) prohíbe causar o estimular ruidos innecesarios o excesivos, así como vibraciones, capaces de afectar a las personas. Esta Ordenanza actualiza la anterior Ordenanza (N° 4977/65) referida a ruidos y está reglamentada por los decretos N° 40/86 (26/9/86) y N° 55/86 (28/11/86).

El criterio global seguido en esta Ordenanza es similar al de la Ciudad de Buenos Aires, en cuanto a que está orientada a delimitar responsabilidades y por eso trata en forma diferente las emisiones de fuentes fijas y móviles (vehículos). Sin embargo introduce un concepto que no está presente en aquella Ordenanza, y es la clasificación de los ruidos en **innecesarios** y **excesivos**. Los ruidos innecesarios son aquellos que “*siendo causados por hecho o acto no derivado de actividad habitual o transitoria del uso normal y adecuado de elementos (automotores, maquinarias, etc.) sean por su naturaleza de producción superflua, pudiendo por tanto ser evitados*”. Los ruidos excesivos en cambio, son aquellos que “*necesariamente causados o estimulados por cualquier acto, hecho o actividad de índole industrial, comercial, social, deportiva, etc., supere los niveles sonoros establecidos por la presente Ordenanza*”. Es decir que hay ruidos que no son admitidos (los innecesarios), y en cambio otros se admiten mientras no excedan los valores establecidos (en cuyo caso pasan a ser excesivos).

Tabla 3.7. Listado de ruidos considerados innecesarios por decreto reglamentario N° 40/86 de la Ciudad de Córdoba.

| Ruidos innecesarios |
|--|
| a) Circulación de vehículos con tracción mecánica desprovistos de silenciador de escape. |
| b) La circulación de vehículos que produzcan ruidos por arrastre de objetos. |
| c) La circulación de vehículos que provoquen ruidos debido a ajustes defectuosos o desgaste del motor, frenos, carrocerías, rodajes u otras partes del mismo; carga mal distribuida o asegurada, etc. |
| d) La circulación de vehículos dotados con bocinas de tonos múltiples o desagradables, salvo si fueren de dos tonos graves con un intervalo musical; bocinas de aire comprimidos, sirenas o campanas salvo que fueran necesarias debido al servicio público que prestan (vehículos policiales, de bomberos, hospitalarios, etc.). |
| e) El uso de bocinas, silbatos, sirenas o cualquier elemento, salvo en casos de emergencia para evitar accidentes de tránsito |
| f) El uso de bocinas, campanas, silbatos u otros dispositivos sonoros cuando se circula por zona de restricción a velocidad inferior a 20 km/h o vehículos detenidos. |
| g) Acelerar a fondo vehículos, aún so pretexto de ascender por calles empinadas, calentar o probar motores, etc. |
| h) Mantener los vehículos con el motor en marcha a altas revoluciones. |
| i) El armado e instalación por particulares de tarimas, cercas, quioscos o cualquier otro implemento en ámbitos públicos entre las 22:00 y 7:00 horas. |
| j) Toda clase de propaganda por difusión comercial realizada de viva voz con altavoces, tanto del interior de locales y hacia el ámbito público como desde su exterior, sea efectuada mediante vehículos o sin ellos. Se excluye de esta prohibición el pregón de diarios entre las 7:00 y |

| |
|--|
| 22:00 horas. |
| k) El patinaje en ámbitos públicos, salvo en lugares especialmente destinados para ello. |
| l) La utilización de fuegos de artificio, ejecución de cantos o músicas en ámbitos públicos, salvo casos excepcionales, previamente autorizados por la autoridad competente. |
| m) El funcionamiento de cualquier tipo de maquinaria, motor o herramienta fijada rígidamente a paredes medianeras y/o elementos estructurales ligados a las mismas. |
| n) La operación de carga o descarga de bultos u objetos que se realice en la vía pública y que produzca ruidos reiteradamente molestos dentro del lapso comprendido entre las 22:00 y 7:00 horas. |
| ñ) Cualquier otro acto, hecho o actividad semejante a los enumerados precedentemente que se incluya mediante posterior reglamentación. |

La lista de ruidos considerados como innecesarios se establece en el decreto reglamentario, y se ha transcrito en la tabla 3.7. El último punto abre la posibilidad de continuar ampliando la lista por vía reglamentaria.

En cuanto a los ruidos excesivos, tal como ya se mencionó, existe una limitación para los ruidos causados producidos o estimulados por vehículos automotores y otra para los correspondientes a las fuentes fijas. En la tabla 3.8 se indican los valores para vehículos y en la tabla 3.9 los referidos a las fuentes fijas. En este último caso, el criterio se basa en un criterio de intermitencia más que de un valor básico corregido, y en este sentido se aparta del criterio adoptado por la Ciudad de Buenos Aires.

Tabla 3.8. Valores máximos del ruido ocasionado por diversas categorías de vehículos, por encima de los cuales se consideran ruidos excesivos (según decreto reglamentario N° 40/86 de la Ciudad de Córdoba).

| Vehículos | Niveles en dBA |
|---|-----------------------|
| Motocicletas de cualquier tipo | 80 |
| Automotores hasta 3.500 kg de tara | 85 |
| Automotores de más de 3500 kg de tara y a Diesel | 90 |

Tabla 3.9. Valores máximos en dBA del ruido ocasionado por fuentes fijas según el ámbito de percepción y el grado de intermitencia, por encima de los cuales se consideran ruidos excesivos (según decreto reglamentario N° 40/86 de la Ciudad de Córdoba). Se considera “Noche” al horario de 22:00 a 7:00 hs y “Día” al horario de 7:00 a 22:00 hs

| Ámbito de percepción | Ruido Ambiente | | Picos Frecuentes (más de 6/hora) | | Picos escasos (menos de 6/hora) | |
|-----------------------------|-----------------------|------------|---|------------|--|------------|
| | Noche | Día | Noche | Día | Noche | Día |
| I. Hospitalario | 35 | 45 | 45 | 50 | 55 | 60 |
| II. Vivienda | 45 | 55 | 55 | 65 | 65 | 70 |
| III. Mixto | 50 | 60 | 60 | 70 | 65 | 75 |

| | | | | | | |
|----------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| IV. Industria | 55 | 65 | 60 | 75 | 70 | 80 |
|----------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|

Según la reglamentación de esta Ordenanza, el ruido emitido por los vehículos puede medirse, al igual que en la Ciudad de Buenos Aires, por el método estático o por el dinámico. El método de rutina es el estático, reservándose el dinámico “*para los casos de reconsideración de una medición estática*”. Dicha reconsideración podrá aplicarse “*cuando los valores leídos no excedan en más de 3 dBA a los correspondientes a la categoría del vehículo*”. La medición estática se realiza con el vehículo detenido y el motor funcionando a $\frac{2}{3}$ de su máxima potencia, con el instrumento ubicado a **7 m** de distancia de la salida del caño de escape, perpendicularmente al eje de éste. Para la medición dinámica se utiliza un procedimiento similar (aunque con algunas variantes) al indicado en la Norma **IRAM-AITA 9C**.¹³

Con referencia al ruido proveniente de fuentes fijas, en la tabla 3.9 se consideran cuatro ámbitos de percepción. El ámbito hospitalario (I) “*comprende el predio donde se hallan localizados establecimientos asistenciales de las distintas complejidades que contienen unidades de internación*”. El ámbito de la vivienda (II) “*se refiere a las áreas caracterizadas como de dominancia residencial de baja y media densidad, con comercios distribuidos y establecimientos industriales o de servicio de poca envergadura*”. El ámbito mixto (III) “*se refiere a las áreas caracterizadas como de concentración de equipamientos y comercios, con media y alta densidad de viviendas y establecimientos industriales y/o de servicio de mediana envergadura*”. Por último, el ámbito industrial (IV) “*comprende las áreas de dominancia industrial, las áreas mixtas de concentración de equipamiento permisivas para un uso industrial intensivo, como así también los bordes de las grandes rutas de acceso a la ciudad*”. Se observa una cierta ambigüedad en la definición de estos ámbitos, originado posiblemente en un esfuerzo por correlacionar los ámbitos con zonas delimitadas geográficamente.

Se hace una mención especial a algunas actividades ruidosas, como el uso de martillos neumáticos en la vía pública, cuyo horario queda restringido al lapso entre las **8:00** y las **20:00** los días de semana, y de **8:00** a **13:00** los sábados, y la construcción, cuyo horario tiene la misma limitación anterior, y cuyo nivel sonoro a **15 m** del vallado no podrá superar los **80 dBA**. También se imponen límites a la emisión de propaganda por altavoces (en los casos en que sea autorizada por el municipio), considerándose la ruido excesivo cuando a **25 m** de distancia supere en **10 dBA** al nivel del ruido ambiental, o cuando a igual distancia y máxima potencia cause un nivel sonoro que exceda los **60 dBA** en ambiente silencioso.

La Ordenanza y su reglamentación establecen también límites para las vibraciones excesivas, entendiéndose por tales aquellas cuyo valor eficaz de aceleración excede lo indicado en la tabla 3.10, que también proporciona valores que dependen del ámbito de percepción.

¹³ En realidad la Ordenanza original de la Ciudad de Córdoba, la N° **4977/65**, es anterior a las norma **IRAM-AITA 9C**. Dicha norma, referida a la medición dinámica, se origina en la **IRAM 4071/70**, la cual a su vez se basa en la recomendación **ISO R 362** de la International Organization for Standardization. Al parecer también la Ordenanza N° **4977/65** se apoyó en dicha recomendación, aunque con algunas variantes. La diferencia más importante (ver sección 4 sobre normas) en la medición dinámica es que la distancia entre el eje del vehículo y el medidor de nivel sonoro es de **7,00 m** en lugar de **7,50 m** como en la norma **IRAM-AITA 9C**.

Esta Ordenanza incorpora un elemento preventivo al disponer la creación de una **Comisión Coordinadora de Control de Ruidos y Vibraciones**, dependiente de la **Secretaría de Salud Pública**, entre cuyas facultades se encuentran “*coordinar las acciones de prevención y control de ruidos y vibraciones, apoyo y supervisión de planes, proyectos y programas de Control de Ruidos y Vibraciones, además de campañas educativas masivas instrumentadas a tal fin*”. Por el **decreto N° 55/86**, se delegan en la **Comisión de Control Alimentario y Ambiental** las funciones de esta Comisión. Las atribuciones detalladas de la Comisión mencionada, entre las que se encuentran la de ser autoridad de aplicación de la Ordenanza, asesorar a la administración municipal, promover el contacto con centros científicos, organizar y supervisar campañas educativas y de prevención, etc., se encuentran especificadas en la reglamentación.

Tabla 3.10. Valores máximos de aceleración eficaz en m/s^2 de las vibraciones que trascienden hacia el interior de un predio según el ámbito de percepción, por encima de los cuales se consideran vibraciones excesivas (según decreto reglamentario N° 40/86 de la Ciudad de Córdoba).

| Ámbito de percepción | Máximo permisible en m/s^2 |
|----------------------|------------------------------|
| I. Hospitalario | 0,04 ± 0,004 |
| II. Vivienda | 0,125 ± 0,012 |
| III. Mixto | 0,125 ± 0,012 |
| IV. Industria | 0,25 ± 0,050 |

Por último, con respecto a las responsabilidades y penalidades se hace referencia al **Código de Faltas** de la Ciudad de Córdoba.

3.3.2.3. Decreto-Ordenanza N° 46.542/72 de la Ciudad de Rosario

Este **Decreto-Ordenanza N° 46.542/72** de la Ciudad de Rosario (5/12/72) tiene por finalidad “*reprimir la producción y difusión de ruidos innecesarios o excesivos que afecten o sean capaces de perturbar la tranquilidad y reposo de la población o provocar daños temporarios o permanentes en sus bienes materiales*”. La estructura es muy similar a la de la Ordenanza de Córdoba, ya que ambas se inspiran en la anterior Ordenanza de dicha ciudad, la **4977/65**, hoy sustituida por la vigente. Nuevamente nos encontramos con una norma legal que se propone delimitar responsabilidades, más que proteger incondicionalmente a la comunidad del ruido, y por ese motivo las fuentes de ruido tienen diferente tratamiento según sean fijas o móviles.

Comienza definiendo una larga lista de *ruidos innecesarios*, es decir aquellos ruidos que pueden evitarse por no ser resultado de actividades normales. Esta lista es muy similar a la utilizada en Córdoba, y se incluye en la tabla 3.11.

Luego se refiere a los *ruidos excesivos*, distinguiendo, como ya se dijo, las fuentes móviles de las fijas. Dentro de las fuentes móviles (vehículos), se establecen primero niveles máximos para los dispositivos sonoros o bocinas, como se muestra en la tabla 3.12. Como se puede apreciar, estos valores son demasiado elevados, y de hecho superan, según veremos, lo que hoy prescribe la ley de tránsito y su reglamentación.

Ello es producto de que esta Ordenanza data de hace más de veinticinco años y no ha experimentado actualizaciones. Luego se estipulan niveles máximos para la emisión del ruido “*de escape o cualquier deficiencia del vehículo*”, indicados en la tabla 3.13. La medición puede efectuarse en forma dinámica o estática, y aunque es sabido que los resultados no son equivalentes, no se hace ninguna valoración relativa de ambos métodos.¹⁴ El procedimiento de medición dinámica es básicamente el que corresponde a la Norma **IRAM 4071/70** (precursora de la **IRAM-AITA 9C**; ver Sección 4). Resulta llamativo que no se mencionen otros ruidos, particularmente el de la transmisión y el de rodadura, que en efecto quedan incluidos en la medición dinámica de dicha norma. La medición estática se realiza con el vehículo detenido y el motor funcionando a $\frac{2}{3}$ de su máxima potencia,

Tabla 3.11. Listado de ruidos considerados innecesarios por Decreto-Ordenanza N° 46.542/72 de la Ciudad de Rosario.

| Ruidos innecesarios |
|--|
| a) Circulación de vehículos con tracción mecánica desprovistos de silenciador de escape o con el mismo en malas condiciones. |
| b) La circulación de vehículos que provoquen ruidos debido a ajustes defectuosos o desgaste del motor, frenos, carrocerías, rodajes u otras partes del mismo; carga mal distribuida o asegurada, etc. |
| c) La circulación de vehículos dotados con bocinas de tonos múltiples o desagradables, salvo si fueren de dos tonos graves con un intervalo musical; bocinas de aire comprimidos, sirenas o campanas salvo que fueran necesarias debido al servicio público que prestan (vehículos policiales, de bomberos, hospitalarios, etc.). |
| d) El uso de la bocina rutera. |
| e) Las aceleradas a fondo (“picadas”), aún con el pretexto de ascender por calles en pendientes, calentar motores o probarlos. |
| f) El uso de la bocinas, salvo en casos de emergencia para evitar accidentes de tránsito. |
| g) Mantener los vehículos con el motor en marcha a altas revoluciones. |
| h) La circulación de vehículos con altavoces para propagandas comerciales o pregonando la venta de mercancías. |
| i) La circulación de camiones o carros pesados o ultrapesados , así como cualquier vehículo que, por la distribución o importancia de la carga, produzca oscilaciones de las estructuras de los edificios, susceptibles de transformarse en sonidos, siempre y cuando su circulación se realice por lugares prohibidos para ello. |
| j) Desde las 22 horas hasta las 6:00 horas, el armado e instalación por particulares de tarimas, cercos, kioscos o cualquier otro implemento en ámbitos públicos. |
| k) El patinaje en ámbito público, salvo en lugares especialmente destinados para ello. |
| l) Toda clase de propaganda o difusión comercial realizada a viva voz, con amplificadores o altavoces, tanto desde el interior de locales y hacia el ámbito público, como desde éste. <i>Se excluye de esta prohibición el pregón de diarios entre las 7:00 y 22:00 horas.</i> |
| m) La realización de fuegos de artificio, cantos o ejecuciones musicales en ámbitos públicos, salvo en casos excepcionales, previamente autorizados por la autoridad competente. |
| n) Desde las 22 horas a las 6 horas, el uso de campanas en iglesias de cualquier credo |

¹⁴ Es probable que esto se deba a que en los vehículos de la época los ruidos del motor y del escape fueran predominantes frente al de rodadura y el aerodinámico que afectan a la medición dinámica.

| |
|--|
| religioso. |
| o) Transitar en la vía pública o viajar en vehículos de transportes colectivos con radios o tocadiscos y demás reproductores de sonido aún a bajo volumen. Se incluye en esta previsión al personal en servicio de transportes de colectivos. Sólo se permite escuchar estos aparatos en público mediante auriculares individuales de inserción. |
| p) Desde las 22 horas a las 6 horas la carga y descarga de mercaderías u objetos de cualquier naturaleza, salvo en las zonas comprendidas entre las calles establecidas por la autoridad competente. |
| q) El funcionamiento de cualquier tipo de maquinaria, motor o herramienta fijados rigidamente a paredes medianeras y/o elementos estructurales sin tomarse las medidas de aislación necesarias para atenuar suficientemente la propagación de las vibraciones. |
| r) Cualquier otro acto, hecho o actividad semejante a los enumerados precedentemente, que la autoridad competente incluya mediante posterior reglamentación. |

con el instrumento ubicado a **7,50 m** de distancia de la salida del caño de escape, perpendicularmente a la línea de marcha del vehículo. En este sentido difiere de la disposición cordobesa, ya que para el caso de escapes laterales cambia la posición y orientación del micrófono.

Siempre con respecto a los ruidos excesivos, se considera que la propaganda o difusión efectuada con amplificadores no configura ruido excesivo siempre y cuando a **20 m** de distancia según el eje del emisor no supere el nivel del ruido ambiente y además en ambientes silenciosos el nivel sonoro a máxima potencia no exceda los **60 dBA** (a la misma distancia).

Tabla 3.12. Valores máximos del ruido ocasionado por los dispositivos de señalización acústica para diversos tipos de vehículos, por encima de los cuales se consideran como ruidos excesivos (según el Decreto-Ordenanza N° 46.542/72 de la Ciudad de Rosario).

| Tipo de vehículo | Nivel máximo en dBA |
|---|---------------------|
| Motocicletas y motonetas | 90 – 105 |
| Automóviles, vehículos de carga y del transporte público de pasajeros | 100 – 125 |
| Ambulancias, vehículos policiales, bomberos y las brigadas de servicios públicos de apuntalamiento y derrumbe | 120 – 140 |

Tabla 3.13. Valores máximos del ruido ocasionado por el escape y cualquier deficiencia para diversos tipos de vehículos, por encima de los cuales se consideran como ruidos excesivos (según el Decreto-Ordenanza N° 46.542/72 de la Ciudad de Rosario).

| Tipo de vehículo | Nivel máximo en dBA |
|---|---------------------|
| Motocicletas livianas; incluye bicicletas, triciclos con motor acoplado (cilindrada hasta | 75 |

| | |
|---|----|
| 50 cm ³). | |
| Motocicletas de 50 cm ³ a 125 cm ³ de cilindrada. | 82 |
| Ídem a las anteriores pero de 4 tiempos. | 86 |
| Automotores hasta 3.500 kg de tara. | 86 |
| Automotores de más de 3.500 kg de tara. | 90 |

Dentro de las fuentes fijas se incluye “cualquier acto, hecho o actividad de índole industrial, comercial, social, deportiva, etc.”, y se estipula que el correspondiente nivel sonoro dentro de cualquier predio (preferentemente frente a la ventana abierta de un dormitorio) no puede exceder los valores indicados en la tabla 3.14, según el ámbito (de percepción). Se consideran cuatro ámbitos de percepción. El ámbito hospitalario o de reposo (I) “abarca los alrededores de todos los edificios hospitalarios, sanatorios y clínicas del Municipio”. El ámbito de la vivienda (II) incluye “las zonas residenciales, los alrededores de colegios y zonas de negocios pequeños”. El ámbito mixto (III) “comprende los alrededores de grandes negocios y edificios de departamentos que coexisten generalmente con aquellos”. Por último, el ámbito industrial (IV) “abarca los alrededores de grandes fábricas e industrias y complejos industriales del Municipio” incluyéndose “los bordes de las grandes rutas de acceso a la ciudad”.

Complementariamente, este instrumento legal establece responsabilidades y penalidades, fundamentalmente en la forma de multas, sin que se disponga ningún destino específico para lo percibido en tal concepto. Tampoco se plantea ninguna pauta de prevención, como podrían ser campañas educativas o de información y esclarecimiento de la comunidad.

Tabla 3.14. Valores máximos en **dB**A del ruido ocasionado por fuentes fijas según el ámbito y el grado de intermitencia, por encima de los cuales se consideran ruidos excesivos (según el Decreto-Ordenanza N° 46.542/72 de la Ciudad de Rosario). Se considera “Noche” al horario de 22:00 a 6:00 hs y “Día” al horario de 6:00 a 22:00 hs

| Ámbito | Ruido Ambiente | | Picos Frecuentes (7 a 60/hora) | | Picos escasos (1 a 6/hora) | |
|------------------------|----------------|-----|-----------------------------------|-----|-------------------------------|-----|
| | Noche | Día | Noche | Día | Noche | Día |
| I. Hospitalario | 35 | 45 | 45 | 50 | 55 | 55 |
| II. Vivienda | 45 | 55 | 55 | 65 | 65 | 70 |
| III. Mixto | 50 | 60 | 60 | 70 | 65 | 75 |
| IV. Industria | 55 | 65 | 60 | 75 | 70 | 80 |

En Rosario existen legislaciones muy antiguas sobre el Ruido. La primera Ordenanza (N° 175/39) que figura en los archivos del Consejo Municipal data de 1939. Pero ya mucho antes, en las cercanías del año 1780, se habría obligado a los carreteros a amortiguar el ruido de las ruedas de sus vehículos al transitar por arterias empedradas, enfundándolas para ello con cintas de cuero.

3.3.2.4. Ordenanza 7.061/87 de la Ciudad de Paraná

Esta Ordenanza, promulgada el 9/12/87, prohíbe “dentro de los límites del ejido municipal causar, producir o estimular ruidos innecesarios o excesivos que afecten o sean capaces de afectar al público, sea en ambientes públicos o privados”. Combina algunas de las características de las Ordenanzas ya descriptas. De Córdoba y Rosario toma el concepto de clasificar los ruidos en innecesarios o excesivos, y de Buenos Aires la utilización de un nivel básico corregido para los ruidos de fuentes no vehiculares. De hecho, la descripción de los ruidos innecesarios es básicamente la misma que las de Córdoba y Rosario, mientras que los valores del criterio básico y sus correcciones coinciden con los de Buenos Aires (tabla 3.5).

Los ruidos provenientes de los vehículos están en realidad regulados por otra disposición muy anterior, la Ordenanza N° 5064/71 (12/4/71), relativa a bocinas y escapes, organizada según categorías de vehículos. Con respecto a las bocinas, se aplica lo estipulado en la tabla 3.15, observándose el hecho llamativo de que el nivel sonoro se mide en **dB**C y no en **dB**A, como es habitual. En cuanto a los niveles de emisión de ruidos, sólo se acepta una medición dinámica, pero no de acuerdo a la Norma **IRAM-AITA 9C** ni la **IRAM 4071/70**, sino por medio de un procedimiento propio: “se efectuará con el vehículo en marcha, y en el ámbito acústico normal en ciudad, incluyendo ruidos provenientes de la transmisión.” Los límites correspondientes a las diversas categorías de vehículos son iguales a los de Rosario, según la tabla 3.13 ya vista.

Tabla 3.15. Valores máximos del ruido ocasionado por los dispositivos de señalización acústica para diversos tipos de vehículos (según la Ordenanza N° 5.604/71 de la Ciudad de Paraná).

| Tipo de vehículo | Nivel máximo en dBC |
|---|---------------------|
| Motocicletas y motonetas y vehículos semejantes | 90 - 105 |
| Automóviles, camiones, vehículos del transporte público de pasajeros y automotores semejantes | 100 - 125 |

La Ordenanza N° 7061/87 incluye también la delimitación de responsabilidades y las penalidades a los infractores, consistentes en multas sin destino específico, o en casos extremos, la intervención sobre el elemento contaminante (precintado, prohibición de uso). Por la Ordenanza N° 7561/93 (21/4/93) se introdujeron algunas variantes en la anterior, de las cuales la más significativa es la incorporación de un elemento de prevención: “será a cargo del Departamento Ejecutivo realizar a través del Órgano de Aplicación, campañas de prevención de los ruidos excesivos a través de la adquisición de los equipos necesarios para la detección de los mismos; y su utilización según las factibilidades técnicas, en cuantas oportunidades pueda efectuarse, así como la instrumentación de periódicas campañas publicitarias contra ruidos molestos”. La iniciativa es, no obstante, incompleta, ya que sólo propende a hacer una supervisión más ceñida del cumplimiento de la norma (lo cual es impracticable por la cantidad de inspectores que ello requeriría, y por el efecto social

negativo que podría causar el aplicar en efecto todo el peso de la reglamentación) y a la difusión publicitaria del problema. En cambio, no existen controles sobre las causas del ruido, ni programas educativos explícitos.

En Paraná existe también un **Código Ambiental**, reglamentado por **Ordenanza 7.717/95**, cuyo título XIV se refiere, entre otros agentes, al ruido y las vibraciones. En el anexo I, se establecen procedimientos de medición acordes con la **Norma IRAM 4062** (modificada) para ruidos de cualquier origen excepto del tránsito. En el anexo II se trata “*del ruido proveniente de vehículos, aparatos y máquinas móviles*”, estableciéndose valores de planificación, valores límites, y valores de alarma, según la tabla 3.16.

3.3.2.5. Ordenanza N° 2976/13353/90 de la Ciudad de Mendoza

La **Ordenanza N° 2976/13353/90** de la Ciudad de Mendoza (3/12/90), titulada “*Instrumentando medios tendientes a prevenir la contaminación ambiental en el ejido de la ciudad de Mendoza*”, se refiere a diversos aspectos ambientales. En el Título V, “*Contaminación Sonora*”, se trata el tema de los ruidos, prohibiéndose “*producir, causar, estimular, no impedir cuando fuere factible, o provocar ruidos vibraciones u oscilaciones, cualquiera sea su origen, cuando por razones de horario, lugar, calidad y/o grado de intensidad puedan ser calificados como ruidos molestos...*” En forma análoga a la ordenanza correspondiente a las ciudades de Córdoba y Rosario, se establece una

Tabla 3.16. Valores para planificación, límites y de alarma según el Código Ambiental de la ciudad de Paraná (en dBA). Se considera “Noche” al horario de 22:00 a 6:00 hs y “Día” al horario de 6:00 a 22:00 hs

| Zona | Valores de planificación | | Valores límites | | Valores de alarma | |
|------------------------|--------------------------|-----|-----------------|-----|-------------------|-----|
| | Noche | Día | Noche | Día | Noche | Día |
| I. Hospitalaria | 40 | 50 | 45 | 55 | 60 | 65 |
| II. Vivienda | 45 | 55 | 50 | 60 | 65 | 70 |
| III. Mixta | 50 | 60 | 55 | 65 | 65 | 70 |
| IV. Industria | 55 | 65 | 60 | 70 | 70 | 75 |

serie de fuentes de ruido que sin ser denominadas, como en aquélla, “ruidos innecesarios”, se prohíben especialmente. Con respecto a las fuentes fijas, se utilizan los límites establecidos por la **Norma IRAM 4062** sobre ruidos molestos al vecindario, así como el procedimiento de medición allí indicado. Con respecto al ruido emitido por vehículos automotores, se establecen límites por categorías de vehículos idénticos a los de Rosario (tabla 3.13). La Ordenanza contempla en su parte final medidas punitivas que involucran una detallada descripción de infracciones y sus correspondientes multas. No se proponen medidas de prevención.

3.3.2.6. Ordenanza N° 7942/90 de la Ciudad de Mar del Plata

La **Ordenanza N° 7942/90** (11/10/90) sobre Ruidos Molestos vigente en la Ciudad de Mar del Plata (Partido de General Pueyrredón) prohíbe “*producir, causar, estimular o provocar ruidos molestos, cualquiera sea su origen, cuando por razones de la hora y lugar o por su calidad o grado de intensidad se perturbe o pueda perturbar la tranquilidad o reposo de la población o causar perjuicios o molestias de cualquier naturaleza*”, y rige en todo tipo de ambientes públicos, privados o habitacionales. Más específicamente, se prohíbe en primer lugar una serie de fuentes de ruidos del tipo de los innecesarios (tabla 3.17), así como la trascendencia ostensible al exterior de sonidos provenientes del interior de locales cerrados (como podrían ser discotecas). Se faculta al **Departamento Ejecutivo (DE)** para disponer restricciones (por ejemplo de circulación) en las proximidades de hospitales. Es de destacar que a pedido de un vecino enfermo, el DE podrá cerrar una calle al tránsito vehicular por 48 horas (renovable). Luego se prohíbe la emisión de los denominados Ruidos Parásitos, es decir, los que pueden perturbar las emisiones radiofónicas. También se prohíbe producir, estimular, etc. vibraciones, facultándose al DE para establecer los niveles máximos de vibraciones admisibles, su control, su efecto sobre personas y estructuras, etc. Es interesante señalar que no se indican niveles máximos de los ruidos ni se faculta al DE para reglamentarlos, sino que se hace mera referencia a su carácter de molestos o perturbadores. Esto podría dificultar la verificación objetiva de la infracción, por ser la calidad de “molesto” una apreciación subjetiva con gran dispersión individual. Se destaca la existencia previa de legislación en la materia (derogada por la actual) desde 1932.

Tabla 3.17. Actividades que quedan prohibidas en la Ciudad de Mar del Plata (Partido de General Pueyrredón) según Ordenanza N° 7942.

| Actividades prohibidas |
|---|
| a) Las transmisiones por redes de altavoces en la vía pública. |
| b) Cualquier otra de emisiones radiotelefónicas o fonográficas en y hacia la vía pública. |
| c) La circulación de rodados y el sobrevuelo de aviones con altavoces para propaganda comercial, lo que no excluye que se pueda autorizar la difusión, por el último medio mencionado, de informaciones oficiales o de interés público. |
| d) Las habilitaciones o circulación de vehículos que no utilicen silenciadores de escape. |
| e) El uso o la tenencia en vehículos automotores de bocinas, estridentes y de cualquier mecanismo o aparato de la misma índole para la producción de sonidos . |
| f) El uso de silbatos, sirenas, campanas u otros aparatos semejantes para los establecimientos industriales o comerciales de cualquier naturaleza, salvo en los casos de fuerza mayor debidamente aprobados. |
| g) La reparación de motores en la vía pública cuando, a tal fin, deba mantenerse su actividad. |
| h) Las ventas por pregón con amplificadores. |
| i) La circulación de camiones o carros pesados y ultra pesados, así como cualquier vehículo que, por la distribución o importancia de la carga, produzca oscilaciones de las estructuras de los edificios susceptibles de transformarse en sonidos. El Departamento Ejecutivo fijará, en cada, caso, la zona donde no podrán circular los vehículos comprendidos en este inciso. |

| | |
|----|---|
| j) | El uso de bombas de estruendo, petardos, fuegos artificiales, y todo otro elemento productor de esta clase de ruidos, salvo en caso de fiestas populares debidamente autorizadas por el Departamento Ejecutivo. |
| k) | El uso de radios, televisores, tocadiscos y demás reproductores de sonido en medios de transporte colectivo de personas, calles, paseos, lugares y establecimientos públicos. |
| l) | Toda otra actividad que produzca ruidos o sonidos comprendidos en la prohibición del artículo 2. |

3.3.2.7. Ordenanza N° 9623/92 de la ciudad de Santa Fe

La Ordenanza N° 9623/92 (10/10/92) de la ciudad de Santa Fe, reguladora de los ruidos molestos, prohíbe, al igual que en la Ordenanza de Córdoba, los ruidos innecesarios y excesivos, definidos de la misma manera, tanto para fuentes fijas como para vehículos. La medición de los ruidos excesivos de fuente fija se realizará de acuerdo a la Norma IRAM 4062/84 inc. 2.3.2, y los límites son los indicados en la tabla 3.18. El ruido de los vehículos se medirá de acuerdo a la Norma IRAM 4071/70 y estará limitado por los valores de la tabla 3.19. Después fija responsabilidades y penalidades para las infracciones. Desde el punto de vista preventivo hay algún avance en el sentido de que se dispone la instalación de un puesto de medición voluntaria y gratuita del ruido de vehículos. También existe algún elemento de planificación urbana en función del problema del ruido, al prohibir la instalación de actividades que ocasionen ruidos a menos de **100 m** de distancia de los establecimientos hospitalarios o educacionales.

Tabla 3.18. Valores máximos en **dB**A del ruido ocasionado por fuentes fijas según el ámbito y el grado de intermitencia, por encima de los cuales se consideran ruidos excesivos (según la Ordenanza N° 9652/92 de la Ciudad de Santa Fe). Se considera “Noche” al horario de 22:00 a 6:00 hs y “Día” al horario de 6:00 a 22:00 hs

| Ámbito | Ruidos Continuos | | Picos Frecuentes (más de 7/hora) | | Picos escasos (1 a 6/hora) | |
|-----------------|------------------|-----|----------------------------------|-----|----------------------------|-----|
| | Noche | Día | Noche | Día | Noche | Día |
| I. Hospitalario | 35 | 45 | 45 | 50 | 50 | 55 |
| II. Vivienda | 45 | 55 | 55 | 65 | 65 | 70 |
| III. Industria | 50 | 60 | 60 | 70 | 65 | 70 |

Tabla 3.19. Valores máximos del ruido producido por diversos tipos de vehículos, por encima de los cuales se consideran como ruidos excesivos (según la Ordenanza N° 9623/92 de la Ciudad de Santa Fe).

| Tipo de vehículo | Nivel máximo en dB A |
|------------------|-----------------------------|
|------------------|-----------------------------|

| | |
|--|----|
| Motocicletas livianas de 50 cm ³ de cilindrada, triciclos con motor acoplado. | 75 |
| Motocicletas de 50 cm ³ a 125 cm ³ de cilindrada. | 82 |
| Motocicletas de más de 150 cm ³ de cilindrada y dos tiempos. | 84 |
| Motocicletas de más de 150 cm ³ de cilindrada y cuatro tiempos. | 86 |
| Automotores hasta 3.500 kg de tara. | 85 |
| Automotores de más de 3.500 kg de tara. | 89 |

3.3.2.8. Ordenanza N° 7845/91 del Partido de La Plata

En el Partido de la Plata rige la **Ordenanza N° 7845/91**, que “*regula las acciones municipales para la protección del medio ambiente contra las perturbaciones producidas por ruidos y vibraciones*”. Es de cumplimiento obligatorio cualquiera sea la actividad y en lugares públicos o privados, abiertos o cerrados y fue sancionada el (5/12/91). Tiene en cuenta el aspecto urbanístico contemplando que todo trabajo de planeamiento urbano, ya sea de ordenamiento territorial, nuevas vías vehiculares, organización del tránsito y el transporte o de recolección de residuos requerirá un análisis del impacto ambiental de los ruidos y vibraciones. Luego se establecen niveles de referencia para zonas residenciales, comerciales e industriales, según los días y horas (tabla 3.20). En torno

Tabla 3.20. Valores máximos en **dB**A del ruido ocasionado por fuentes fijas según el ámbito y días y horas, por encima de los cuales se consideran ruidos excesivos (según la Ordenanza N° 7845/91 de la Ciudad de La Plata). Se considera “Noche” al horario de 22:00 a 6:00 hs y “Día” al horario de 6:00 a 22:00 hs

| Tipo de zona | Días hábiles | Días feriados | Horario nocturno |
|---------------------|--------------|---------------|------------------|
| Zonas Residenciales | 50 | 45 | 40 |
| Zonas Comerciales | 60 | 55 | 45 |
| Zonas industriales | 65 | 60 | 55 |

de las avenidas se toleran hasta 5 dBA más. También se admite que a causa de emisiones de fuentes fijas cada nivel de referencia sea excedido en hasta 5 dBA, salvo en zonas industriales en que el exceso tolerable será de a lo sumo 10 dBA. Estos valores se tomarán en cuenta también para la habilitación de cualquier establecimiento, pudiendo requerirse una evaluación del impacto ambiental. Para las actividades ruidosas de carácter temporario (construcción, demolición) se estipula que no deberán emitir sonidos de más de 90 dBA a 5 m. 90 dBA será también el máximo tolerado en el interior de locales de reunión, espectáculo, etc., destacándose que en las zonas en las cuales se excediere dicho valor, deberán colocarse carteles con la leyenda: "El nivel de ruidos de este lugar puede provocarle lesiones permanentes en el oído". En forma un tanto dispersa, se detallan y prohíben diversos ruidos del tipo de los innecesarios. La medición de fuentes estáticas se hará siguiendo la norma **IRAM 4062/84**. En cuanto a las fuentes

móviles (automotores) establece límites de emisión por categorías, según lo expresado en la norma **IRAM 4071/74**, realizándose las correspondientes mediciones de acuerdo a esa misma norma. Luego se trata la cuestión de las vibraciones, aunque los detalles se dejan para una reglamentación posterior, siendo válido entre tanto lo que prescribe el decreto provincial N° **7488/72**. Finalmente, se establece que las reglamentaciones correspondientes a la Ordenanza, deberán actualizarse cada dos años en función del monitoreo que se realice.

3.3.2.9. Ley de Tránsito y Seguridad Vial N° 24.449/95

Esta ley, promulgada el 6/2/95, contiene algunas disposiciones de carácter ambiental, y otras más específicas que se encuadran dentro de las normativas de habilitación (ver sección 3.4). Así, el **Artículo 24** contempla el aspecto de la planificación urbana entre otras cosas en relación con el efecto de la circulación vehicular sobre el ambiente. Estipula que *“la autoridad local, a fin de preservar la seguridad vial, el medio ambiente, la estructura y la fluidez de la circulación, puede fijar en zona urbana, dando preferencia al transporte colectivo y procurando su desarrollo: a) Vías o carriles para la circulación obligatoria de vehículos de transporte público de pasajeros o de carga... etc.”*.

El **Artículo 48** prohíbe acciones como *“usar la bocina o señales acústicas salvo en caso de peligro”*, y *“circular con vehículos que emitan gases, humos, ruidos, radiaciones u otras emanaciones contaminantes del ambiente, que excedan los límites reglamentarios”*.

El **Artículo 77**, por otra parte, sanciona como *“faltas graves”*, entre otras, *“las que afecten por contaminación al medio ambiente”*.

3.4. REGLAMENTOS O DISPOSICIONES DE HABILITACIÓN

Existen numerosas actividades que requieren el contralor de una autoridad pública para salvaguardar los intereses y derechos de la comunidad o sus miembros. Concentrándonos específicamente en la cuestión del ruido, nos encontramos con dos tipos característicos de situaciones: la circulación vehicular, en particular del transporte de pasajeros, y los espectáculos y actividades de esparcimiento en general.

En relación con los vehículos, la legislación vigente es la **Ley de Tránsito y Seguridad Vial, N° 24.449** y su decreto reglamentario **N° 779/95**. Esta ley es de realidad de jurisdicción nacional, aunque las provincias están invitadas a adherirse en forma integral a la ley y a su reglamentación en sus respectivas jurisdicciones. En cuanto a las habilitaciones para espectáculos y afines, en general están regidas por normas locales, en algunos casos específicas y en otros cubriendo diversos aspectos con partes de otras disposiciones.

3.4.1. LEY DE TRÁNSITO Y SEGURIDAD VIAL N° 24.449/95 Y DECRETO N° 779/95

Ya habíamos comenzado a analizar esta ley en relación con su incidencia ambiental. Tanto la ley como su reglamentación regulan también las condiciones de aceptabilidad de un determinado vehículo. Así, entre las condiciones de seguridad, el **Artículo 29** exige para los vehículos de transporte de pasajeros que cuenten con

“*aislación termoacústica ignífuga o que retarde la propagación de la llama*”. En el **Artículo 30**, que establece los requisitos generales para automotores, se encuentra, entre otros, la “*bocina de sonoridad reglamentada*”. El **Artículo 33** contiene requisitos adicionales, entre otros que “*los automotores deben ajustarse a los límites sobre emisión de contaminantes, ruidos y radiaciones parásitas*”, agregándose que “*tales límites y el procedimiento para detectar las emisiones son los que establece la reglamentación, según la legislación en la materia*”. El **Artículo 34**, establece que “*todos los vehículos automotores... destinados a circular por la vía pública están sujetos a la revisión técnica periódica a fin de determinar el estado de funcionamiento de las piezas y sistemas que hacen a su seguridad activa y pasiva y a la emisión de contaminantes*”. La revisión técnica obligatoria tiene, al menos teóricamente, carácter preventivo, ya que permite detectar un apartamiento de los niveles requeridos mucho antes de que llegue a profundizarse excesivamente.

La reglamentación, más específica, está contenida en el Anexo 1 del decreto N° 779/95 (20/11/95), cuyo articulado lleva el mismo orden y numeración de los artículos de la ley. El **Artículo 29** refiere a las Resoluciones N° 395/89, N° 401/92 y N° 72/93 de la Secretaría de Transporte para las características de la aislación termoacústica.

El **Artículo 30**, en relación con la bocina, indica que “*todos los vehículos automotores deben tener un dispositivo de señalización acústica que se ajuste a los niveles sonoros máximos admisibles en función de la categoría de vehículo*”. Si bien dicha correspondencia entre categoría de vehículo y nivel máximo de la bocina no se incluye en el decreto, se da una cota máxima de **104 dBA** para la emisión de los dispositivos de señalización acústica instalados en vehículos automotores, aclarando que “*los niveles mínimos y los procedimientos de medición deberán estar establecidos en la norma IRAM «Determinación del Nivel Sonoro de Dispositivos de Señalización Acústica»*” (la cual hasta el momento, 1999, es inexistente).

El **Artículo 33 inciso a)** establece los niveles de emisión sonora para vehículos automotores. Se proponen dos metodologías diferentes de medición: el *método dinámico* y el *método estático* (correspondientes a los métodos establecidos en las **Normas IRAM-AITA 9C** e **IRAM-AITA 9C1** respectivamente). El método dinámico es el más confiable, ya que al ensayar el vehículo en movimiento contempla los ruidos del motor, del escape, de la transmisión, de rodadura (neumáticos) y aerodinámico. La dificultad está en que requiere un ambiente de medición muy particular (ver sección 4), en general poco accesible, y por lo tanto se reserva para la etapa de homologación de una determinada configuración de vehículo y para cuando sea necesario realizar comprobaciones fehacientes. La medición estática, en contraposición, por realizarse con el vehículo detenido sólo tiene en cuenta el ruido del motor y del escape, pero es mucho más sencilla de llevar a cabo en las condiciones habituales de una arteria urbana. Por esa razón el reglamento acepta esta medición para comprobaciones de rutina. Con respecto a la determinación dinámica, el decreto establece que a partir del 29/11/95 (su entrada en vigencia) el nivel sonoro del ruido emitido por todo vehículo, ya sea nacional o importado, deberá ser menor o igual que los valores indicados en la tabla 3.21, mientras que a partir del 1/1/97, toda nueva configuración¹⁵ de vehículo, así como todo

¹⁵ Una configuración es, por definición, “una combinación única de una configuración de carrocería [es decir, una combinación única de partes, piezas y componentes que caracterizan a la carrocería, por su estilo, volumen y aerodinámica], una configuración de motor [esto es, una combinación única de una familia de motores, cilindrada, sistema de control de emisión de gases, sistema de alimentación de

vehículo importado, debe cumplir con la tabla 3.22. Para los vehículos con motores Diesel que no superen los **3.500 kg** se admite incrementar los valores en **1 dBA**. Según puede apreciarse, se ha adoptado un criterio de gradualidad o transición entre la situación actual y la situación deseable en un futuro a mediano plazo. Esto, al menos en teoría, facilita el cumplimiento efectivo de lo reglamentado, ya que proporciona un adecuado periodo de adaptación. No obstante, cabe observar que el plazo para la aplicación generalizada de los nuevos valores no es el lapso de algo más de un año entre las fechas mencionadas anteriormente, sino mucho mayor e indefinido, ya que un vehículo nuevo fabricado según un diseño *homologado antes del 1/1/97* (y por lo tanto con una configuración anterior a esa fecha) sólo está obligado a cumplir con la tabla 3.21 y no con la 3.22. Recién cuando se haya operado una reconversión mayoritaria del parque automotor a vehículos con diseños posteriores al 1/1/97, podrá completarse el proceso. Cabe consignar que la mencionada fecha fue prorrogada.

Una vez hecha la medición por el método dinámico del nivel del ruido emitido, durante los ensayos para la homologación, se realizará la medición por el método estático a fin de contar con un valor de referencia característico de la configuración. Este valor, con una tolerancia de hasta **+ 3 dBA** (que cubre los errores de medición, las tolerancias de fabricación y el desgaste normal del sistema de escape), se considera como el límite máximo para el ruido (verificado por el método estático) que deben verificar los vehículos que responden a esa configuración para que se les permita circular.

Tabla 3.21. Valores máximos admisibles de nivel sonoro del ruido emitido por todo vehículo nacional o importado, según la categoría, a partir del 29/11/95 (decreto N° 779/95).

| Categoría de Vehículos | Valor en dBA |
|---|--------------|
| a) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad no mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor. | 82 |
| b) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un peso máximo que no exceda los 3500 kg. | 84 |
| c) Vehículos para el transporte de cargas con un peso máximo que no exceda los 3500 kg. | 84 |
| d) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un peso máximo mayor a los 3500 kg. | 89 |
| e) Vehículos para el transporte de cargas con un peso máximo mayor a los 3500 kg. | 89 |
| f) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un motor cuya potencia sea igual o mayor a 147 kW (200 | 91 |

combustible y sistema de ignición], inercia del vehículo y relaciones de transmisión desde el volante del motor hasta la rueda”.

| | |
|---|----|
| CV) | |
| g) Vehículos para el transporte de cargas que tienen una potencia igual o mayor a 147 kW (200 CV) y un peso máximo mayor a los 12.000 kg. | 91 |

En el mismo **Artículo 33**, este Reglamento confiere a la **Secretaría de Recursos Naturales y Ambiente Humano** el carácter de Autoridad Competente en “*todos los aspectos relativos a emisión de gases contaminantes, ruidos y radiaciones parásitas provenientes de automotores*”. Dicha Secretaría queda específicamente facultada para modificar los límites máximos de las tablas anteriores, así como los procedimientos de medición, y también para aprobar configuraciones de modelos de vehículos automotores en los aspectos citados, particularmente en lo atinente al nivel sonoro, para lo cual se aceptan explícitamente las homologaciones realizadas según las Directivas **81/334/CEE** (del 13/4/81), **84/424/CEE** (del 3/9/84) o posteriores de la Comunidad Económica Europea. También se estipula que las certificaciones técnicas podrán ser delegadas en otros organismos. El **Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI)** está automáticamente habilitado para emitir los certificados pertinentes.

Tabla 3.22. Valores máximos admisibles de nivel sonoro del ruido emitido por toda nueva configuración de vehículo nacional y todo vehículo importado, según la categoría, a partir del 1/1/97.

| Categoría de Vehículos | | Valor en dBA |
|---|--|--------------|
| a) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad no mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor. | | 77 |
| b) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un peso máximo que no exceda los 3.500 kg; vehículos para el transporte de cargas. | Con un peso máximo que no exceda los 2.000 kg. | 78 |
| | Con un peso máximo mayor a los 2.000 kg pero que no exceda los 2.000 kg. | 79 |
| d) Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un peso máximo mayor a los 3.500 kg. | Con un motor de una potencia máxima menor a 150 kW (204 CV). | 80 |
| | Con un motor de una potencia máxima igual o mayor a 150 kW (204 CV). | 83 |
| e) Vehículos para el transporte de cargas con un peso máximo mayor a los 3.500 kg. | Con un motor de una potencia máxima menor a 75 kW (102 CV). | 81 |
| | Con un motor de una potencia máxima igual o mayor a 75 kW (102 CV) pero menor a 150 kW (204 CV). | 83 |
| | Con un motor de una potencia | 84 |

| | | |
|--|--|--|
| | máxima igual o mayor a 150 kW (204 CV). | |
|--|--|--|

Con respecto a la Revisión Técnica Obligatoria periódica, el **Artículo 34** de la reglamentación establece que la misma tendrá una vigencia de 24 meses a partir de la fecha de revisión para vehículos particulares, y de 12 meses para vehículos no particulares (por ejemplo, transporte público de pasajeros).

3.4.2. HABILITACIONES PARA ESPECTÁCULOS Y AFINES

En cuanto a las habilitaciones para espectáculos y afines, en general están regidas por normas locales, en algunos casos específicas y en otros cubriendo diversos aspectos con partes de otras disposiciones. A modo de ejemplo podemos citar las siguientes.

3.4.2.1. Ordenanza N° 33.266/76 de la Ciudad de Buenos Aires

La **Ordenanza N° 33.266/76** de la Ciudad de Buenos Aires, denominada **Código de Habilitaciones y Verificaciones** (cuyo texto está ordenado por la **Ordenanza 34.421/78**) es la normativa que rige para toda actividad comercial o industrial desde su publicación, el 22/12/76. En el **inciso 10.2.3**, correspondiente a Locales de Baile, se impone el requisito de contar con una certificación (de la Superintendencia de Bomberos de la Policía Federal) de verificación del cumplimiento completo de la ya comentada **Ley de Higiene y Seguridad en el Trabajo N° 19.587** (la cual según hemos visto contempla el aspecto del ruido). En relación con las Salas de Juegos (electrónicos, electromecánicos, videojuegos), el **inciso 10.6.7** estipula que el máximo nivel sonoro en cualquier sector del local no podrá exceder los **60 dBA** (la red de compensación A se ha supuesto, ya que no se aclara en el texto). Este valor es bastante bajo, probablemente de difícil cumplimiento en locales de este rubro. También hay un capítulo referido a los anuncios publicitarios, cuyo **inciso 13.6.1 c)** prohíbe afectar la higiene ambiental entre otros agentes por ruidos o sonidos molestos.

3.4.3.2. Ordenanza N° 6326/96 de la Ciudad de Rosario

La **Ordenanza N° 6326/96** (19/12/96), de la Ciudad de Rosario, regula los espectáculos públicos, entendiéndose por tales las reuniones, funciones, representaciones o actos sociales, deportivos o de cualquier género cuyo objetivo sea el entretenimiento, con acceso del público, ya sea en locales cerrados o abiertos.¹⁶ En el artículo 4, en el cual se establecen requisitos generales que deben cumplir los diversos rubros, dedica el extenso inciso 4.1 al ruido. En primer lugar estipula que *“En lo referente a sonoridad externa al local, deberán ajustarse al Decreto Ordenanza N° 46542/72 sobre «Ruidos innecesarios y excesivos». Además, deberán contar con aislación acústica apropiada para evitar que el sonido trascienda al exterior.”* En realidad, tal como está enunciado, este último requisito no puede satisfacerse, ya que es inevitable que trascienda algo de sonido. En su lugar debería requerirse, por ejemplo, que el sonido emitido hacia el

¹⁶ Esta Ordenanza ha sustituido al **Decreto-Ordenanza N° 2.876/77** (15/3/77), de la Ciudad de Rosario, intitulado **Código de Espectáculos Públicos** y a sus modificatorias.

exterior tenga un nivel sonoro menor que determinado valor, según el ámbito de percepción. A continuación, dispone que *“todo local con habilitación municipal y autorizado para emitir música amplificada deberá ajustarse a rangos de sonoridad interna compatibles con la salud del oído humano, para lo cual el Departamento Ejecutivo deberá confeccionar la reglamentación correspondiente. La misma deberá incluir una forma de medición fija y/o la potencia máxima de los equipos amplificadores de música.”* Este punto aún (1999) no ha sido reglamentado por el Departamento Ejecutivo,¹⁷ a pesar de que los artículos 21 y 22 otorgan un plazo de 30 días para ello. Para su aplicación, por lo tanto, correspondería utilizar un instrumento legal vigente que contemple la *salud del oído humano*, tal como la Ley de Higiene y Seguridad en el Trabajo, ya discutida con anterioridad.¹⁸ Por último, el inciso 4.1 establece que *“Cuando la autoridad de aplicación constatare la emisión de mayores decibeles de los permitidos y/o autorizados, se considerará ruido molesto”*.

Más adelante, en el artículo 11, inciso 11.2, referido a los casos de restaurantes, bares y confiterías en los que se propale música por medios electrónicos se estipula que *“El volumen de la música emitida no podrá superar, bajo ninguna circunstancia, los 45 decibeles. En ningún caso se autorizará que el volumen se asimile a los niveles permitidos para los locales bailables.”* Caben aquí varias observaciones. En primer lugar, no se especifica si es en *decibeles* o en *decibeles A*, aunque por analogía correspondería esta última interpretación. En segundo lugar, tampoco se establece si se trata de valores instantáneos o promedio (nivel equivalente), y en realidad el uso de la palabra “volumen” en lugar de “nivel sonoro” se presta a confusiones. Tercero, el nivel admitido de **45 dB**, aunque adecuado, es bastante bajo comparado con el ruido de fondo imperante en este tipo de comercios, siendo probable que en la mayoría de los casos el mismo no se respete. Cuarto, debido a la imprecisión de los términos utilizados no queda del todo claro si se refiere al nivel dentro del local o fuera de él, sobre todo si se tiene en cuenta lo que establece el decreto reglamentario (N° **2164/97**) en relación con este inciso: *“Cuando la autoridad de aplicación constate el incumplimiento de las referidas normas, los inspectores intervinientes labrarán actas de comprobación con expresa indicación del exceso sonoro detectado por los medios técnicos correspondientes. Si de los mismos surgieren ruidos molestos conforme determinaciones proporcionadas por la ordenanza N° 46542/72, se dispondrá en forma inmediata y sin dilación alguna la clausura preventiva del local...”*.

En el artículo 10, inciso 10.3 referido a confiterías bailables y discotecas, se establece que las mismos deberán garantizar *“Seguridad interna privada y/o policía Provincial adicional en las condiciones que establezca la reglamentación - Seguridad externa con agente de policía - Inspectores de tránsito a fin de asegurar la normal circulación peatonal y el correcto estacionamiento vehicular...”* El propósito de esto puede rastrearse hasta el **Decreto N° 10.405/94** (que modificaba a la **Ordenanza N° 2.876/77**, ya derogada), que requería medios similares para evitar la generación de ruidos molestos. Este es un ejemplo más de una disposición en la cual se sustituye la prevención y educación por la represión.

3.4.2.3. Ordenanza N° 044/95 de la localidad de Maciel

¹⁷ Este punto formaba parte de una Ordenanza anterior (la N° **5.455/92**), que al parecer nunca fue reglamentada.

¹⁸ De hecho, en varios artículos posteriores (9, 10 y 11) se requiere explícitamente el cumplimiento de dicha ley de Higiene y seguridad en el Trabajo.

La **Ordenanza N° 044/95** de la localidad de Maciel, Provincia de Santa Fe, promulgada por su Comisión Comunal el 16/11/95, muestra con un ejemplo reciente la génesis de las legislaciones sobre ruidos. En dicha localidad funcionan dos discotecas, una de las cuales generaba ruidos molestos al vecindario. Las gestiones realizadas por los vecinos tuvieron como resultado la sanción de esta Ordenanza, cuyo **Artículo 2 inciso p)** establece que “*la intensidad del sonido (sic) no deberá superar en ningún caso los 90 decibeles, encuadrándose en el marco del Artículo 65 de la Ley N° 10.703*” (el ya mencionado Código de Faltas de la Provincia de Santa Fe) “*que expresamente reprime a quien ocasione ruidos molestos que excedan la normal tolerancia*”.

Como advertencia final, debe aclararse que cada una de las disposiciones comentadas contiene una gran cantidad de detalles que fueron omitidos, por lo cual en caso de requerirse la aplicación de alguna de ellas, debería consultarse el texto completo respectivo.

3.5. NORMAS Y RECOMENDACIONES

Existen diversos organismos nacionales e internacionales que emiten normas de carácter técnico relativas a numerosas cuestiones, entre las cuales se tratan problemas de acústica, ruidos, mediciones, etc. La diferencia entre una norma y una legislación es que las normas son de *adhesión voluntaria*, y en cambio las legislaciones (leyes, decretos, reglamentos, ordenanzas, etc.) son de *cumplimiento obligatorio* en la correspondiente jurisdicción. A pesar de ello, en las reglamentaciones se suelen adoptar métodos, procedimientos, valores, límites o criterios descriptos en normas, en cuyo caso dichos métodos, procedimientos, etc. pasan a ser de observación obligada en relación con el objeto de la legislación.

En la Argentina existen dos organismos que han emitido normas sobre estos temas: **IRAM** y **AITA**. El **IRAM (Instituto Argentino de Normalización)**, es el organismo nacional más importante desde el punto de vista de la emisión de normas, abarcando toda clase de temas, entre los cuales se encuentra lo atinente a acústica, ruido y vibraciones. La **AITA (Asociación de Ingenieros y Técnicos del Automotor)** propone normas relativas a vehículos automotores, algunas de las cuales se refieren a la emisión de ruidos.

Las Normas **IRAM** referidas a acústica, ruido y vibraciones son numerosas, y podrían clasificarse en normas referidas a *definiciones*, a *métodos de medición*, a la *audición humana*, a *psicoacústica*, a *efectos del ruido y las vibraciones en el hombre*, a *propagación*, *aislación* y *evaluación de ruido* y a *clasificación acústica de materiales y estructuras*. En la tabla 3.23 se incluye una lista de los números de normas que responden a esta clasificación. Aunque no es posible en poco espacio comentar todas estas

Tabla 3.23. Normas IRAM sobre acústica, ruido y vibraciones, clasificadas según los temas.

| Tema | Norma IRAM |
|--------------|--|
| Definiciones | IRAM 4036/72 (Acústica), 4090/81 (Vibraciones) |

| | |
|--|---|
| Métodos de medición | IRAM 4060/85, 4060-1/98, 4060-3/98, 4061/91, 4065/70, 4071/73, 4074/72, 4074-1/88, 4074-2/88, 4077/97, 4081/77, 4111/89, 4112, 4115/91, 4117/89, 4119/89, 4120/90, 4123/92, 4124/98, e IRAM-AITA 9C y 9C1 |
| Audición humana | IRAM 4026/86, 4028-2, 4075/74 y 4091/81 |
| Psicoacústica | IRAM 4064/90, 4066/97 |
| Efectos del ruido y las vibraciones en el hombre | IRAM 4070/86, 4078-1/89, 4078-2/90, 4078-3/90, 4079/86 y 4097/88 |
| Propagación, aislación y evaluación de ruido | IRAM 4062/74, 4063/82, 4070/86 |
| Clasificación acústica de materiales, estructuras y dispositivos | IRAM 4043/84, 4044/85, 4121/92, 4125/98, 4126-1/98, 4126-2/98 |

normas, dado que ello obligaría a ahondar en detalles demasiado específicos, nos referiremos brevemente a algunas de ellas, particularmente las que se mencionan en las diversas disposiciones ya comentadas. Debe advertirse, no obstante, que la información presentada en cada caso no es completa, y por lo tanto no sustituye a la norma respectiva, la cual debería consultarse en su totalidad antes de su aplicación a casos concretos.

3.5.1. NORMA IRAM 4074/88

La Norma **IRAM 4074/88**, “*Medidor de nivel sonoro*,” introduce el concepto de **decibel A (dBA)**, que difiere del decibel a secas (**dB**) en que este último mide el nivel físico del sonido (**nivel de presión sonora** ó **nivel de presión acústica**), mientras que el **dBA** tiene en cuenta el hecho de que los sonidos muy graves y muy agudos son percibidos con menor sensación de sonoridad o fuerza que los medios, para lo cual interpone un filtro que atenúa los sonidos graves y los muy agudos (ver detalles en el capítulo 4), en forma similar a la respuesta del oído. Esta escala ha sido universalmente adoptada en todas las reglamentaciones porque brinda una medida única de un fenómeno tan complejo como lo es el ruido que se correlaciona muy bien con el daño auditivo, con la molestia causada por un ruido, y con la interferencia que ocasiona a la palabra hablada. La norma establece las compensaciones **A**, **B** y **C**, juntamente con sus tolerancias para los diversos tipos de instrumento (ver el capítulo 4). Además establece las características dinámicas de respuesta lenta y rápida. Responde esencialmente a la norma **IEC 651**.

3.5.2. NORMA IRAM 4062/84

La Norma **IRAM 4062/84**, titulada “*Ruidos molestos al vecindario. Método de medición y clasificación*”, se refiere a la determinación de los niveles de ruido de cualquier origen (excepto el del tránsito) capaces de provocar molestias al vecindario. Esta norma abarca el aspecto de la medición y de la clasificación como “molesto” o “no molesto.” En primer lugar se mide, con compensación **A**, el nivel sonoro continuo equivalente L_{eq} del ruido presuntamente molesto en varios periodos de medición t_j a lo

largo de una jornada, de modo que en cada periodo tenga características más o menos uniformes. Cada uno de estos valores se corrige sumándole dos términos de corrección K_T y K_I según el carácter del ruido en el respectivo periodo de medición:

$$L_{E,j} = L_{eq,j} + K_T + K_I \quad (3.13)$$

$$K_T = \begin{cases} 5 \text{ dB} & \text{tonal} \\ 0 & \text{no tonal} \end{cases} \quad K_I = \begin{cases} 5 \text{ dB} & \text{impulsivo} \\ 0 & \text{no impulsivo} \end{cases} \quad (3.14)$$

Con estos valores corregidos o **niveles de evaluación**, $L_{E,j}$, se obtienen, por promediación energética, **los niveles de evaluación total**, $L_{r,8}$ y $L_{r,16}$ extendidos a los horarios nocturno (de 22 hs a 6 hs) y diurno (de 6 hs a 22 hs) respectivamente. Por ejemplo:

$$L_{r,8} = 10 \log_{10} \sum_j \frac{t_j}{8} 10^{L_{E,j}/10}, \quad (3.15)$$

donde t_j está expresado en horas.

Luego se obtiene el nivel de ruido de fondo L_f en ausencia del ruido presuntamente molesto, ya sea por medición, si es posible eliminar transitoriamente la fuente, o por cálculo en función de diversas características del ambiente receptor. Para dicho cálculo se supone un nivel básico L_b de **40 dBA** al que se le suman términos de corrección por el tipo de zona, K_z , por la ubicación dentro del domicilio, K_u , y por horario K_h :

$$L_c = L_b + K_z + K_u + K_h. \quad (3.16)$$

K_z varía entre **-5 dB** para zonas rurales residenciales y **20 dB** para zonas predominantemente industriales con pocas viviendas, siendo **5 dB** en el caso de zonas residenciales urbanas; K_u vale **-5 dB** en habitaciones internas, **0 dB** en habitaciones que dan a la calle, y **5 dB** en patios, jardines, etc. internos; y K_h vale **-5 dB** en horario nocturno, **0 dB** en horario diurno de día feriado, y **5 dB** en horario diurno de días laborables.

Se considera que el ruido es *molesto* cuando la diferencia entre el nivel de evaluación total correspondiente al horario bajo estudio y el nivel de ruido de fondo resulte mayor de **8 dBA**, o bien cuando contenga picos que superen a dicho ruido de fondo en **30 dB** en horario diurno y en **20 dB** en horario nocturno.

Se debe aclarar que esta norma se basa principalmente en la existencia de instalaciones de carácter permanente, por lo cual no se aplica a ruidos de vehículos ni a ruidos transitorios, como podrían ser los de una máquina utilizada para realizar un trabajo de mantenimiento en la calzada, por ejemplo. Esto no significa que el ruido provocado por tales fuentes no sea molesto, sino simplemente que esta norma no fue desarrollada específicamente para evaluar ese tipo de ruidos.

3.5.3. NORMA IRAM 4071/73

La Norma **IRAM 4071/73**, “*Método de medición del ruido emitido por vehículos automotores*”, reproduce la Recomendación **ISO R 362**. Indica los métodos para medir el ruido emitido por el vehículo en movimiento (prueba dinámica) y detenido (prueba estática). La diferencia entre ambas situaciones es que con el vehículo detenido sólo se miden los ruidos del *motor* y del *escape*, mientras que con el vehículo moviéndose se agregan además los ruidos debidos a la *rodadura* (neumáticos), a la *transmisión*, al *efecto aerodinámico* y a *deficiencias del automotor* (partes sueltas o desajustadas que se entorchocan, desgaste de diversas partes).

La prueba dinámica se realiza en una pista pavimentada con material duro (cemento o asfalto) a lo largo de **20 m** centrados en el punto de medición, y la zona debe estar preferentemente despejada en un radio de **50 m** alrededor de dicho punto y sin obstáculos importantes en un radio de **25 m** (figura 3.8). La medición se realiza desde ambas márgenes de la pista, a **7,50 m** del vehículo y a **1,20 m** sobre el suelo, con el vehículo ingresando a la zona de medición a **50 km/h**, y acelerando a fondo durante la medición.

Para la prueba estática se realizan mediciones desde los costados, desde adelante y desde atrás, a una distancia de 7 m, en punto muerto y a 3/4 de la potencia máxima. A modo de complemento, esta norma establece valores máximos tentativos para diversas categorías de vehículos (tabla 3.25).

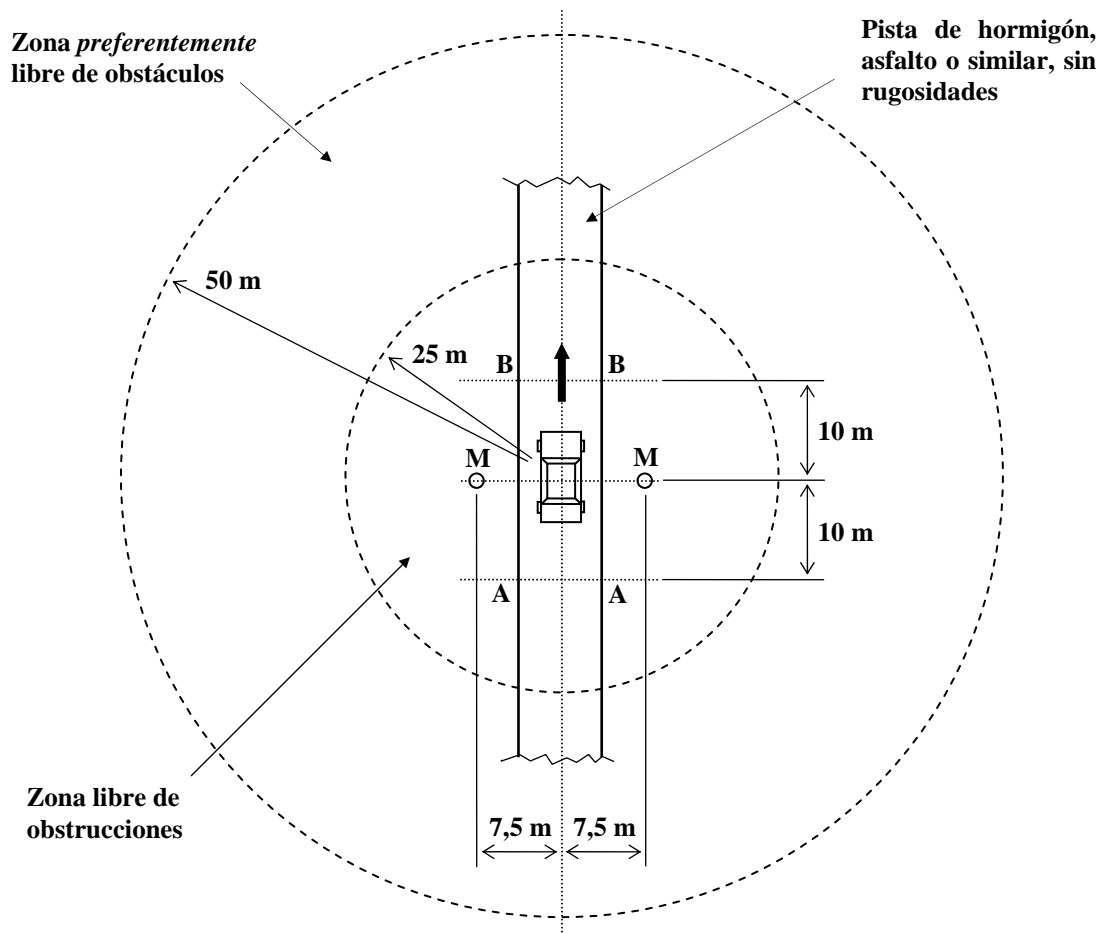


Figura 3.8. Ambiente acústico para medición de ruido de vehículos por el método dinámico según las normas **IRAM 4071** e **IRAM-AITA 9C**. Dentro de un círculo de **25 m** de radio alrededor del centro de la pista no debe haber obstrucciones, y dentro de otro círculo de **50 m** de radio preferentemente no existirán obstáculos. El vehículo se dirige a una velocidad aproximada de **50 km/h**, y al pasar por **AA** se acelera a fondo hasta llegar a **BB**. En las posiciones **M** está ubicado el micrófono del medidor de nivel sonoro.

3.5.4. Normas IRAM-AITA 9C y 9C1

La Norma **IRAM-AITA 9C** es una adaptación de la anterior en lo que respecta a la medición dinámica, y no merece mayores comentarios.

La Norma **IRAM-AITA 9C1**, en cambio, modifica considerablemente la medición estática para adaptarla a las verificaciones rápidas en la vía pública. La medición se realiza a cielo abierto, a **1 m** de la salida de gases de escape, a **45°** de elevación, y sin obstáculos a **2 m** del punto de medición. Para motores a nafta se indican en forma de tabla los valores preestablecidos de velocidad de giro del motor según el número de cilindros (tabla 3.26), y para motores Diesel se especifica que se utilizará la “*velocidad máxima que permite el regulador*”. Se deja establecido que el elemento de decisión final será la medición dinámica, que se considera más confiable.

Tabla 3.25. Valores máximos tentativos del ruido producido por diversos tipos de vehículos, de acuerdo a la Norma **IRAM 4071/73**.

| Tipo de vehículo | Nivel máximo en dBA |
|--|---------------------|
| Automóviles particulares | 83 |
| Vehículos utilitarios, con un peso total de carga menor o igual a 3.500 kg | 83 |
| Vehículos utilitarios, con un peso total de carga mayor de 3.500 kg | 90 |
| Vehículos de transporte de pasajeros | 90 |
| Motocicletas hasta 125 cm ³ | 80 |
| Motocicletas de más de 125 cm ³ | 84 |

Tabla 3.26. Velocidad de giro del motor para el ensayo estático de ruido de automotores de acuerdo a la Norma **IRAM 4071/73**.

| Cantidad de cilindros | Velocidad de giro del motor en r.p.m. |
|-----------------------|---------------------------------------|
| 8 | 3000 ± 100 |
| 6 | 3200 ± 100 |
| 4 | 3400 ± 100 |
| 3 | 3500 ± 100 |
| 1 y 2 | 3800 ± 100 |

3.5.5. NORMA IRAM 4078-2/90

La Norma **IRAM 4078-2/90**, “*Guía para la evaluación de la exposición humana a vibraciones del cuerpo entero*”, se ocupa de la molestia que sufren los seres humanos ante vibraciones continuas e intermitentes inducidas por choque en los edificios. Se establecen los límites máximos de la aceleración (magnitud utilizada para dar los niveles de vibración) para diversas frecuencias, y se dan factores (multiplicativos) de corrección de dichos límites según el tipo de ambiente o ámbito, la hora, y según si la vibración es continua, intermitente o impulsiva repetitiva.

3.6. OBSERVACIONES

Sobre las legislaciones estudiadas pueden hacerse varios comentarios. Es evidente que de todos los aspectos importantes que podría tener una normativa de cualquier especie, hay uno que está casi totalmente ausente en la gran mayoría de los casos: la prevención, es decir una serie de medidas o estrategias que permitan anticiparse a los hechos consumados. Las mediciones efectuadas en diversos lugares y ámbitos revelan que en materia de ruido existe *un estado de impunidad colectivo y permanente*, ya que una parte importante de la población no respeta las legislaciones respectivas *en muchos casos por desconocimiento supino o por simple desidia*.

Podría decirse que los niveles que requieren las legislaciones son correctos desde un punto de vista idealizado, ya que en la mayoría de los casos provienen o son adaptaciones de normas internacionales basadas en los conocimientos disponibles sobre el tema, aportados por numerosas investigaciones. Sin embargo, tales niveles son inalcanzables tal como están las cosas en la actualidad, ya que la diferencia entre los valores presentes y los deseados es demasiado grande, lo cual requiere en muchos casos no sólo una adaptación de medios técnicos con la consecuente inversión, sino *un cambio de mentalidad de la sociedad*.

Por otra parte las legislaciones analizadas toman aspectos como la preservación de la salud (auditiva) del trabajador y la preservación del ambiente público, pero no se ocupan del derecho individual de las personas, en especial las que por su incapacidad de discernimiento o falta de información se encuentran expuestas a riesgo auditivo. Por ejemplo, los equipos de audio para uso individual o familiar, o los juguetes ruidosos, no son objeto de regulación alguna, *a pesar de su comprobada peligrosidad*.

Otra observación se refiere a que los procedimientos de medición del ruido ocasionado por vehículos son complejos y requieren instalaciones especiales, lo cual lleva a que en la práctica no se realicen casi nunca las verificaciones correspondientes, o bien sean muy incompletos, pasando por alto importantes fuentes de ruido. Tampoco se tiene en cuenta la incidencia distribuida del gran número de vehículos que circulan por una arteria urbana en el ruido global de la misma, lo cual hace imposible controlar el nivel de ruido resultante. Por ejemplo, se especifica el máximo nivel admisible de ruido emitido por un vehículo, pero ese máximo, reproducido en cinco o seis vehículos similares que pueden afectar simultáneamente una vivienda con dormitorios a la calle incrementa en varios **dB**A el nivel resultante, el cual resulta mucho mayor que lo tolerable.

Profundizando lo expresado en el párrafo anterior, es llamativo que (salvo por la consideración sobre la emisión individual de los automotores) se encuentre ausente de todas las legislaciones analizadas el ruido del tránsito como fenómeno global de origen colectivo, precisamente el más conspicuo contaminante acústico de las grandes urbes.

Finalmente, en la generalidad de los casos no se especifican otras penalidades que las multas, y no se indica el destino de los fondos recaudados por tal concepto, con lo cual por ejemplo no se aprovechan esos dineros para crear mejores condiciones desde los puntos de vista de la educación (sistemática y asistemática) y el contralor.

3.7. PROPUESTAS PARA LAS ORDENANZAS SOBRE RUIDOS Y VIBRACIONES

Nos encontramos ante una legislación que además de permisiva en algunos aspectos es inaplicable en otros sin ocasionar importantes perjuicios sociales. En una ciudad como Rosario, los estudios realizados demuestran que el **50%** de las unidades de transporte urbano *está en contravención con una o más disposiciones en lo referente a ruido*. Aplicar sistemáticamente dichas legislaciones equivaldría a una virtual suspensión por tiempo indeterminado del servicio de transporte público, con las graves consecuencias que ello acarrearía. Esto implica que es necesario introducir mejoras en las actuales disposiciones tendientes a corregir el problema en el menor tiempo posible.

A continuación se detalla una serie de pautas y sugerencias para encarar la solución a este problema:

1) Introducir una nueva categoría de ruido, a considerarse separadamente de las fuentes fijas y de los vehículos individuales: el ruido del tránsito como fenómeno colectivo. Esta categoría deberá enfocarse de acuerdo a sus características propias, lo cual entre otras cosas implica reconocer que se trata de una categoría en la cual la responsabilidad está distribuida, y por consiguiente no es punible, por lo cual el efecto de la legislación debe estar orientado hacia una mejor planificación de la distribución del tránsito y el transporte. Al mismo tiempo es necesario redefinir los máximos niveles de emisión de ruido admisible para los vehículos individuales para que el ruido total (que es consecuencia de la superposición de los ruidos de varios vehículos circulando al mismo tiempo por una arteria) no supere el máximo tolerable.

2) Adoptar un procedimiento de medición del nivel del ruido emitido por un vehículo en condiciones reales, es decir que pueda llevarse a cabo en una calle normal, sin instalaciones especiales y por lo tanto inaccesibles.

3) Establecer planes progresivos o escalonados de reducción del ruido urbano a aplicarse a lo largo de varios años, que sean realistas y por lo tanto aplicables. Esta es la política que se ha adoptado en las ciudades con mayor tradición en el cuidado ambiental. A modo de ejemplo, si se exigiera que de la noche a la mañana una empresa de transporte redujese la emisión de ruido de sus vehículos en **10 dBA**, ello no sería posible sin reducir drásticamente el servicio. Si en cambio se permitiera realizar la reducción a lo largo de **5 años**, reduciendo **2 dB** cada año, el impacto sería muchísimo menor, y por ser una meta mucho más realista, su cumplimiento sería más fácilmente exigible. La Ley de Tránsito ya comentada ha incorporado esta modalidad.

4) Estudiar posibles reducciones de tasas para estimular inversiones tendientes a reducir la contaminación sonora.

5) Modificar el carácter meramente punitivo de la actual normativa, incorporando la acción de prevención. Por ejemplo, debe incluirse un requisito de homologación de los procesos de fabricación que aseguren a la vez la eficacia y la durabilidad de los recursos de control de ruido aplicados en determinado vehículo. También deben exigirse planes de mantenimiento que incluyan las posibles emisiones de ruido. Por ejemplo, deberían corregirse periódicamente los frenos y silenciadores en mal estado, los desgastes en las transmisiones de los vehículos, etc. Según ya fue señalado, la nueva Ley de Tránsito y Seguridad Vial incorpora la Revisión Técnica Obligatoria periódica, lo cual constituye una herramienta para lo que aquí se propone, en la medida en que se efectivice su aplicación.

6) Planificar y ejecutar una campaña educativa *permanente* en todos los niveles, incluyendo los medios de comunicación tales como la radio, la televisión, el periodismo, etc. acerca del problema del ruido, sus causas, sus efectos, y sus soluciones. Las pautas de esta campaña no deberían dejarse en manos de los departamentos ejecutivos, sino que deberían quedar plasmadas en el texto de la ordenanza.

7) Incorporar como obligatorio para la obtención de la licencia de conductor reglamentaria el tener conocimientos sobre el problema del ruido, sus causas, efectos, etc.

8) Incorporar tres tipos de sanciones para los infractores. La primera sanción consiste en la obligatoriedad de realizar y *aprobar* cursos o cursillos sobre el problema del ruido. Ante reincidencias, la sanción incluiría la participación activa en actividades de difusión y esclarecimiento sobre el tema. La segunda es la tradicional multa. Debe establecerse clara y detalladamente cual será el destino de los fondos recaudados en concepto de multas. Por ejemplo, un porcentaje debería destinarse a la realización de convenios con universidades nacionales para la investigación de problemas de ruido ambiental y su solución. Otra parte debería destinarse a medidas preventivas, tales como dotar a las reparticiones encargadas de aplicar la Ordenanza de instalaciones y equipamiento adecuados para llevar eficientemente a cabo su labor de supervisión y contralor, así como financiar campañas de difusión y educación. El tercer tipo de sanción consiste en realizar un depósito de dinero hasta resolver el problema técnico que origine la infracción. Los intereses devengados serían afectados a la misma finalidad que las multas.

8) Obligar a los administradores de diversos locales de esparcimiento (confiterías, discotecas, cines, salones de fiestas, etc.) a mantener el nivel sonoro por debajo del promedio admitido por la ley y las reglamentaciones aplicables, y en aquellos en que dicho nivel se encuentre cerca del máximo, como las discotecas y confiterías bailables, exigir la inclusión en las entradas de un letrero impreso advirtiendo que "*el nivel sonoro excesivo dentro de este local puede provocar sordera*". Un texto similar debería ubicarse en el interior de los locales en forma suficientemente visible en todos los sectores con niveles sonoros peligrosamente altos. Exigir para habilitar dichos locales una adecuada aislación acústica que asegure el cumplimiento de la normativa sobre emisión de ruidos molestos al vecindario.

9) Automatizar en lo posible los monitoreos de nivel sonoro en los locales en los que los ruidos sean excesivos, de manera de llevar un registro permanente sin intervención humana que permita establecer posibles violaciones a la normativa.

10) Establecer que los inspectores deben poseer gran capacidad técnica (la cual deberá acreditarse por medio de la realización y *aprobación* de cursos específicos), y que además deberán tener una remuneración acorde con su responsabilidad, de manera

de evitar toda posibilidad de cohechos u otros actos de corrupción, los cuales en caso de producirse deberán ser enérgicamente castigados.

11) Incorporar en diversas calles monitores de ruido ambiental que permitan adquirir información a lo largo de una jornada y así realizar una evaluación permanente del ruido.

12) Prohibir la venta de juguetes que emitan ruidos peligrosos para la salud auditiva de los niños, y establecer que aquellos que estén en los niveles máximos deberán venderse con una advertencia escrita acerca de los peligros del nivel sonoro excesivo (por ejemplo: *“Este dispositivo, juguete, etc. puede emitir sonidos intensos capaces de provocar daño auditivo permanente e irreversible en los niños, y por lo tanto debe ser utilizado bajo la supervisión de personas mayores”*). El mismo tipo de advertencia escrita con recomendaciones sobre el uso deberá acompañar todo artículo de consumo que pueda producir potencialmente niveles sonoros elevados, tales como equipos de audio, walkmans, discmans, televisores, herramientas, etc.

13) Pavimentar con asfalto todas las arterias aledañas a los establecimientos hospitalarios, y rediseñar los recorridos de las líneas de transporte que pasan actualmente frente a ellos de manera de reducir el tránsito vehicular a un mínimo sin dificultar el acceso del público a los nosocomios.

14) Incorporar a la legislación ambiental la cuestión de las vibraciones, ya que además de propagarse con facilidad a lo largo de grandes distancias transformándose luego en sonido, pueden también ocasionar daños en las estructuras de viviendas y edificaciones.

15) Crear una Comisión de Control de Ruidos y Vibraciones encargada de asesorar al Concejo Deliberante y al Departamento Ejecutivo sobre cuestiones de ruido, de elaborar recomendaciones sobre actualizaciones de los reglamentos, de coordinar programas educativos, y de mantener contacto con diversas instituciones como universidades, escuelas, entidades intermedias, otros municipios, etc., entre otras funciones.

Estas sugerencias están orientadas a mejorar y completar las disposiciones sobre protección ambiental en relación con el ruido y las vibraciones en las jurisdicciones comunales, con la finalidad de subsanar errores y omisiones por los que resulta imposible dar cumplimiento generalizado a la actual normativa. La implementación práctica final estará sin duda sobrecargada de dificultades, en razón de que se verán afectadas por ellas diversos intereses políticos, económicos e institucionales. Sin embargo, creemos que constituyen un punto de partida para la superación del actual statu quo en materia de contaminación acústica.

3.8. CONCLUSIÓN

Existen numerosas reglamentaciones y normas relativas al problema del ruido y las vibraciones, pero las mismas en general no se aplican porque no incluyen una estrategia real para la lucha contra este flagelo de la sociedad, sino que más bien son expresiones de deseo inspiradas en normas nacionales e internacionales. Si se desea realmente corregir este problema, será necesario plantear una estrategia integral de acción que permita una transición gradual y aceptable para los componentes de la sociedad hacia un estado de cosas superior del que prevalece hoy en día. Algunas pautas para ello han sido volcadas en la sección anterior. En el Apéndice se encontrará

una propuesta presentada por el autor en las Segundas Jornadas Internacionales Multidisciplinarias sobre Violencia Acústica (Rosario, Argentina, octubre de 1998). Se trata de un anteproyecto de Ordenanza sobre Prevención y Control de Ruido y Vibraciones para la ciudad de Rosario, aunque puede adaptarse fácilmente a cualquier otra ciudad.

APÉNDICE

ANTEPROYECTO DE ORDENANZA SOBRE PREVENCIÓN Y CONTROL DE RUIDO Y VIBRACIONES

Federico Miyara

POLÍTICA

Artículo 1: Déjase establecido que es política del Municipio de Rosario prevenir, controlar y combatir toda forma de contaminación por ruido y vibraciones en el ejido urbano.

OBJETO

Artículo 2: La presente Ordenanza tiene por objeto establecer las pautas que regirán la prevención y el control de la contaminación por ruido y vibraciones en el ámbito del Municipio de Rosario.

DEFINICIONES

Artículo 3: A los fines de la presente Ordenanza adóptanse las definiciones incluidas en el Anexo 1 que forma parte integral e inseparable de la misma.

MEDIOS DE REALIZACIÓN

Artículo 4: Créase en el ámbito de la Municipalidad de Rosario la Oficina de Control de Ruido y Vibraciones, que funcionará en el área, sector o dependencia municipal que la reglamentación disponga.

Artículo 5: Son funciones de la Oficina de Control de Ruido y Vibraciones:

- a) Velar por el cumplimiento pleno de lo dispuesto en la presente Ordenanza, así como en toda otra reglamentación complementaria
- b) Desarrollar, encomendar o realizar conjuntamente con otras instituciones programas y campañas de información y educación pública acerca de las causas y efectos del ruido y las vibraciones, de las estrategias para su control, de la higiene y profilaxis sonora y de lo prescripto en la presente Ordenanza.
- c) Desarrollar, encomendar o realizar conjuntamente con otras instituciones programas de investigación sobre ruido y vibraciones en la comunidad, su diagnóstico, evaluación y corrección.
- d) Desarrollar, encomendar o realizar conjuntamente con otras instituciones monitoreos o estudios específicos sobre el estado de la contaminación por ruido y vibraciones en el Municipio.
- e) Impulsar y desarrollar acciones conjuntas con organismos similares de otras jurisdicciones regionales, provinciales y nacionales tendientes a acordar políticas comunes o dar solución a problemas específicos de ruido y vibraciones que excedan el ámbito del Municipio.
- f) Alentar a organizaciones ambientalistas y otras entidades intermedias a colaborar en la difusión pública de las temáticas relativas al ambiente acústico.
- g) Requerir estudios de impacto acústico en todo proyecto o emprendimiento urbanístico, comercial, industrial, educativo, sanitario o recreacional que por sus características pudiere afectar negativamente el ambiente acústico o que, por el contrario, pudiera verse afectado por condiciones acústicas incompatibles con el uso propuesto.

- h) Coordinar acciones con otras reparticiones municipales en relación con actividades que a pesar de corresponder prioritariamente al control de aquéllas afectaren o pudieren afectar negativamente el ambiente acústico.
- i) Emitir dictámenes u opiniones a requerimiento de otras reparticiones municipales sobre situaciones en las que pudiere verse comprometido el ambiente acústico.
- j) Realizar inspecciones de oficio en instalaciones, fincas, comercios, etc. cuando existan razones para sospechar que alguna o algunas de las prescripciones de la presente Ordenanza no se cumplen.
- k) Responder ante denuncias de incumplimiento de lo prescripto en la presente Ordenanza mediante verificaciones o comprobaciones técnicas in situ y el labrado de actas de infracción cuando correspondiere.
- l) Proponer, al Director General del cual dependa, la clausura preventiva de aquellas instalaciones, comercios, etc. que no cumplieren lo prescripto en la presente Ordenanza.
- m) Confiscar preventivamente aquellos elementos, dispositivos o equipos mediante los cuales se cometieren infracciones a la presente Ordenanza
- n) Otorgar certificados de aptitud acústica requeridos para la habilitación de instalaciones, comercios, etc. o para la homologación de artículos de venta pública.
- ñ) Administrar el Fondo para el Control de Ruido y Vibraciones indicado en el artículo 6.
- o) Evaluar con periodicidad al menos trianual la efectividad de lo prescripto en la presente Ordenanza o en sus eventuales actualizaciones y proponer al Honorable Concejo Municipal las modificaciones que fueren pertinentes.

Artículo 6: Créase el Fondo para el Control de Ruido y Vibraciones, cuya finalidad será solventar las acciones de prevención y control de la contaminación por ruido y vibraciones prescriptas en la presente Ordenanza

Artículo 7: El Fondo para el Control de Ruido y Vibraciones se constituye con aportes provenientes de:

- a) El Municipio, con afectación al presupuesto anual de cada ejercicio.
- b) Las multas que se cobren por infracciones a la presente Ordenanza.
- c) Las tasas o aranceles percibidos por inspecciones o certificaciones de aptitud acústica.
- d) Los intereses devengados y las rentas.
- e) Las donaciones efectuadas por terceros.
- f) Los remanentes no utilizados de ejercicios vencidos.

Artículo 8: El Fondo para el Control de Ruido y Vibraciones será administrado en forma autárquica por la Oficina de Control de Ruido y Vibraciones salvo en lo relativo a sueldos, sin perjuicio de las auditorías que ordenare el Tribunal Municipal de Cuentas, el Honorable Concejo Municipal o cualquier instancia administrativa de superior jerarquía.

Artículo 9: Establécese que un porcentaje no menor del 50% del Fondo para el Control de Ruido y Vibraciones deberá destinarse anualmente a la acción preventiva.

Artículo 10: Créase la Comisión de Ruido y Vibraciones, destinada a asesorar a la Oficina de Control de Ruido y Vibraciones y al Honorable Concejo Municipal en relación con aspectos técnicos sobre el ruido y las vibraciones, y con las posibles mejoras a la presente Ordenanza o a su reglamentación.

Artículo 11: La Comisión de Ruido y Vibraciones estará integrada por representantes de entidades científicas, técnicas y ambientalistas, y organizaciones no gubernamentales, requiriéndose para integrarla una solicitud firmada por el titular de la entidad u organización detallando los antecedentes de la misma y las razones por lo que solicita que la entidad esté representada. El Honorable Concejo Municipal resolverá en forma expeditiva sobre la incorporación o no. Son miembros naturales la Universidad Nacional de Rosario, la Universidad Tecnológica Nacional y la Asociación de Logopedia, Foniatría y Audiología del Litoral a través de los representantes que dichas entidades elijan. El Departamento Ejecutivo dictará el Reglamento Interno de funcionamiento a propuesta de la propia Comisión de Ruido y Vibraciones.

RESPONSABILIDAD INDIVIDUAL

Artículo 12: Prohíbense en el ámbito del municipio los siguientes actos, hechos o actividades específicos:

- a) La propaganda o difusión comercial realizada a viva voz, gritando o con altavoces tanto desde el interior de locales o establecimientos hacia ámbitos públicos como desde éstos.
- b) La detonación de explosivos y el disparo de armas de fuego fuera de ámbitos acondicionados adecuadamente para evitar el escape o filtración de ruidos. Se exceptúan las detonaciones de elementos de pirotecnia de baja potencia autorizados por el organismo competente, únicamente en vísperas de Navidad y Año Nuevo y adoptando las medidas de seguridad pertinentes, y el disparo de armas por parte de miembros de la fuerza pública únicamente en ejercicio legítimo de sus funciones.
- c) La utilización en la vía pública, parques, plazas, paseos y otros espacios públicos, incluido el interior de vehículos de transporte público de pasajeros, de dispositivos y equipos reproductores de sonido de una forma tal que el sonido propalado sea audible.
- d) La utilización de silbatos, cornetas u otros elementos similares en espacios públicos excepto su uso moderado por parte de agentes de tránsito en cumplimiento de sus funciones y con el fin de evitar que se cometa una infracción.
- e) La utilización de bocinas de cualquier tipo, salvo en casos de emergencia, con el objeto de evitar accidentes.
- f) La utilización de sirenas de cualquier tipo salvo por parte de vehículos en cumplimiento de servicios de emergencia (ambulancia, bomberos, policía).
- g) La tenencia de sistemas de alarma domiciliaria o vehicular que no interrumpan automáticamente la emisión de sonido luego de 10 minutos o que produzcan falsas alarmas frecuentes.
- h) La prueba de sistemas de alarma acústica por periodos de tiempo mayores de 10 segundos consecutivos.
- i) El uso de aeromodelos, automodelos u otros dispositivos similares que emitan ruidos audibles hacia el ámbito público.
- j) El uso de campanas en templos religiosos en horario nocturno.
- k) La carga y descarga de mercadería u objetos de cualquier naturaleza en forma tal que se produzcan ruidos audibles en horario nocturno.
- l) El patinaje en ámbito público salvo en lugares especialmente destinados a ello y acondicionados adecuadamente para evitar el escape o filtración de sonidos.
- m) El funcionamiento de cualquier tipo de maquinaria, motor o herramienta fijado rígidamente a paredes medianeras o elementos estructurales sin la adecuada aislación de vibraciones requerida para evitar la propagación de éstas.
- n) La tenencia de animales de cualquier especie cuyos aullidos, ladridos, maullidos, graznidos, etc. resulten, por su frecuencia o intensidad, molestos para personas de normal tolerancia.
- ñ) Los trabajos de construcción, demolición, perforación, reparación y similares en horario nocturno o en días feriados salvo en caso de emergencia.
- o) La circulación de vehículos sin silenciador de escape, con el silenciador en malas condiciones o con éste modificado para reducir su eficacia o para producir mayor emisión sonora, o de manera que permita su eliminación o remoción por parte del usuario.
- p) La circulación de vehículos que provoquen ruidos por arrastre de objetos.
- q) La circulación de vehículos que provoquen ruidos debido a desgastes del motor, la transmisión, los frenos u otras partes funcionales, a la presencia de partes sueltas o desajustadas, a la presencia de cargas mal distribuidas o repartidas o a cualquier otra causa derivada de un mantenimiento insuficiente.
- r) La circulación acelerando a fondo o frenando bruscamente salvo para evitar accidente.
- s) La operación del motor de un vehículo detenido durante más de 3 minutos en regulación o durante más de 1 minuto en aceleración aún bajo pretexto de alcanzar la temperatura recomendada o de efectuar pruebas, salvo en ámbitos acondicionados adecuadamente para evitar el escape o filtración de ruidos.

t) Toda otra actividad análoga a las anteriores o que el Departamento Ejecutivo resolviere agregar a la lista.

Artículo 13: Prohíbese la operación de cualquier dispositivo, máquina, herramienta, maquinaria, sistema o instalación, así como la realización de cualquier acto, actividad o acción, tanto en ámbito público como privado de modo de generar ruido o vibraciones que superen los límites consignados en el Anexo 2 que forma parte integral e inseparable de esta Ordenanza. Se exceptúa la circulación de vehículos no alcanzados por la prohibición del Artículo 14.

Artículo 14: Prohíbese la circulación de vehículos de cualquier tipo que no se ajusten a lo establecido en el Anexo 3 que forma parte integral e inseparable de esta Ordenanza.

Artículo 15: Prohíbese en todo el Municipio la venta de juguetes, dispositivos, equipos, máquinas, etc. que, emitiendo ruidos potencialmente perjudiciales, no vayan acompañados de un certificado de aptitud acústica otorgado por la Municipalidad a través de la Oficina de Control de Ruido y Vibraciones, de acuerdo a las pautas establecidas en el Anexo 4 que forma parte integral e inseparable de esta Ordenanza.

Artículo 16: Prohíbese en todo el Municipio la propalación de música amplificadas en cualquier local de espectáculos públicos en cuyo interior el nivel sonoro no se adapte a lo estipulado en el Anexo 4 que forma parte integral e inseparable de esta Ordenanza.

RESPONSABILIDAD COLECTIVA

Artículo 17: Considerase el tránsito vehicular como una fuente de contaminación por ruido con entidad propia de carácter colectivo y no punible.

Artículo 18: El ruido del tránsito se analizará sobre la base de tres indicadores: el nivel sonoro continuo equivalente L_{eq} y los parámetros estadísticos L_{10} y L_{90} .

Artículo 19: Cuando el ruido proveniente del tránsito vehicular alcanzare niveles capaces de comprometer la salud y bienestar públicos, la Municipalidad estará obligada a intervenir con medidas correctivas. Establécense, a tal efecto, tres tipos de intervención, según sea el valor de L_{eq} , con arreglo a lo estipulado en la tabla siguiente:

| L_{eq} [dBA] | Calificación | Tipo de intervención |
|----------------|---------------------|---|
| 70 ó menos | Nivel de seguridad | Ninguna |
| Entre 70 y 75 | Nivel de precaución | Estado de alerta; monitoreo frecuente y acción preventiva |
| 75 ó más | Nivel de acción | Acción correctiva inmediata |

El nivel sonoro continuo equivalente estará referido a un tiempo de 24 horas. En el caso de no disponerse de monitores capaces de medir en forma continua y automática, podrán promediarse valores extendidos a periodos de duración no menor de 15 minutos y en cantidad suficiente para representar las situaciones típicas a lo largo de la jornada. Las mediciones se efectuarán sobre la acera, a 1,20 m de altura y 1,50 m de la fachada más próxima.

Artículo 20: En caso de comprobarse que en determinada zona se alcanza el nivel de precaución, la Oficina de Control de Ruido y Vibraciones llevará adelante un programa de monitoreo en puntos representativos a fin de determinar si los valores medidos se mantienen estables a lo largo del tiempo, o si, por el contrario, tienden a incrementarse. También realizará una acción preventiva, recomendando a los choferes de vehículos públicos o privados pautas de conducta vial a observar en dicha zona a fin de reducir el ruido.

Artículo 21: En caso de comprobarse que en determinada zona se alcanza el nivel de acción, la Oficina de Control de Ruido y Vibraciones acordará con otras áreas de la Municipalidad medidas correctivas tales como:

a) Circulación restringida y alternada según paridad de la patente del vehículo.

- b) Desvíos del tránsito.
- c) Modificaciones transitorias o permanentes de los recorridos del transporte público de pasajeros o de mercaderías.
- d) Implantación de barreras acústicas cuando ello no atente contra la estética del paisaje.
- e) Cualquiera otra que se estime conveniente y pueda justificarse técnicamente.

PREVENCIÓN

Artículo 22: La Oficina de Control de Ruido y Vibraciones realizará, encomendará o llevará adelante en forma conjunta con otras instituciones tareas de investigación tales como:

- a) Diagnóstico de situaciones conflictivas en materia de ruido.
- b) Desarrollo de metodologías que permitan optimizar el uso de recursos técnicos, instrumentales y humanos en las tareas de diagnóstico.
- c) Desarrollo de nuevas tecnologías aplicables al control urbano de ruido y vibraciones.
- d) Aplicación o adaptación de tecnologías que se han mostrado eficaces en otros lugares para atacar el problema del ruido.
- e) Determinación por medio de encuestas u otros medios de efectos subjetivos del ruido en la población que resulten específicos a la idiosincrasia local o regional.
- f) Confección y actualización periódica de un mapa acústico o de ruido de la ciudad de Rosario.
- g) Estudio del impacto acústico de nuevas obras, desarrollos urbanísticos y otras decisiones sobre planificación urbana.
- h) Estudios estadísticos sobre infracciones y propuestas para mejorar el cumplimiento de las disposiciones correspondientes.

Artículo 23: La Oficina de Control de Ruido y Vibraciones realizará, encomendará o llevará adelante en forma conjunta con otras instituciones tareas o programas de educación e información públicas sobre la cuestión del ruido tales como:

- a) Campañas de difusión en los medios de comunicación masiva con alcance en la ciudad de Rosario y su zona de influencia.
- b) Programas educativos a ser incorporados obligatoriamente en los programas y planes de estudio de las escuelas que dependen de la Municipalidad.
- c) Programas de aplicación voluntaria por parte de las escuelas dependientes de otras jurisdicciones (provincial, nacional, universitarias).
- d) Difusión pública a través de un boletín publicado a tal fin de los resultados de encuestas, diagnósticos, campañas de medidas, mapas acústicos o de ruido, etc. realizados o encomendados por la Municipalidad.
- e) Programas de actualización para docentes sobre el ruido, sus causas, efectos y soluciones, así como sobre metodologías para la enseñanza de higiene acústica.
- f) Evaluación de la efectividad de los programas educativos.
- g) Publicación de un boletín electrónico en INTERNET con información sobre el ruido y temas asociados, incluidos los contenidos correspondientes a los programas mencionados en incisos anteriores.
- h) Realización de concursos propios y en colaboración con otras entidades u organismos municipales y no municipales sobre el tema del ruido.
- i) Reeducación de los infractores que opten o sean obligados por el Tribunal de Faltas Municipal a tomar cursos o cursillos sobre los aspectos relativos al ruido.

Artículo 24: La Oficina de Control de Ruido y Vibraciones coordinará con la dependencia Municipal que la reglamentación disponga tareas de prevención en el Área Salud tales como:

- a) Campañas de detección o diagnóstico precoz de deficiencias auditivas, muy especialmente en el caso de recién nacidos.
- b) Conducción de estudios epidemiológicos en relación con efectos clínicos y no clínicos del ruido que contemplen la incidencia de factores concurrentes típicos de la región.

Artículo 25: La Municipalidad podrá designar determinadas zonas, áreas, propiedades o instalaciones dentro del ejido urbano como Zonas Protegidas o Reservas Sonoras,

disponiendo por vía reglamentaria que en ellas se deba mantener un nivel sonoro inferior al correspondiente por analogía a otras zonas similares. En esos casos la reglamentación deberá asimismo proveer los medios y recursos necesarios para garantizar la efectiva observancia de la correspondiente disposición.

PENALIDADES

Artículo 26: Todo infractor a las disposiciones establecidas en la presente Ordenanza será sometido a una o más de las siguientes penalidades, según corresponda:

- a) Multas
- b) Clausuras
- c) Inhabilitaciones
- d) Cursos de reeducación
- e) Servicios comunitarios

Artículo 27: Las penalidades a), b) y c) del artículo 26 serán tramitadas de acuerdo a lo dispuesto en el Código de Faltas Municipal (Decreto-Ordenanza N° 2.783/81) y sus modificatorias o cualquier otra reglamentación que en el futuro lo sustituyere. Déjase aclarado que toda referencia en el citado Código a normativas sobre "ruidos molestos", "ruidos innecesarios" o "ruidos excesivos" debe interpretarse como referida a la presente Ordenanza, salvo en aquellos casos no contemplados en la misma que se regirán por sus respectivas reglamentaciones.

Artículo 28: Las penalidades d) y e) del artículo 27 sólo se podrán aplicar cuando el infractor sea una persona de existencia física. Podrán ser solicitadas al Tribunal de Faltas Municipal por los infractores a cambio de una reducción o conmutación de las penalidades anteriores, o ser impuestas por el Juez de Faltas como parte de la condena. En cualquier caso el Juez de faltas resolverá a su solo arbitrio tras analizar los antecedentes.

Artículo 29: Los cursos aludidos en el artículo 26 serán dictados por la Municipalidad o por otras instituciones educativas a través de convenios con la Municipalidad. Los contenidos serán específicos al problema del ruido y las vibraciones, y estarán orientados hacia la persuasión sobre el cumplimiento de las disposiciones correspondientes. La organización podrá efectuarse en función de la demanda o las prioridades que los estudios estadísticos evidencien.

Artículo 30: Los servicios comunitarios aludidos en el artículo 26 serán coordinados por la Municipalidad y estarán orientados en el sentido de motivar al infractor a la reflexión sobre el comportamiento antisocial que comporta el infringir las disposiciones sobre ruido y vibraciones. Los mismos estarán en relación con la situación personal o institucional del infractor y en ningún caso deben resultar degradantes. Su cumplimiento no podrán ser delegado en otras personas.

EXCEPCIONES

Artículo 31: Además de las excepciones indicadas explícitamente en artículos anteriores de la presente Ordenanza, exceptúase del cumplimiento de las prescripciones que por analogía les corresponderían a las siguientes actividades:

- a) Las fiestas populares, siempre que a 100 m de distancia medidos desde el límite del área en la que se realiza el festejo el nivel sonoro no exceda en más de 5 dB el nivel de ruido de fondo medido como L_{90} en ausencia de los sonidos producidos como consecuencia del mismo.
- b) Las manifestaciones y marchas de protesta o adhesión.
- c) Los trabajos u operaciones realizados con el objeto de superar una situación de emergencia.
- d) Los trabajos de construcción, reparación o demolición de obras civiles públicas o privadas que cuenten con la debida autorización previa.

DISPOSICIONES COMPLEMENTARIAS Y TRANSITORIAS

Artículo 32: Establécese que toda referencia, en disposiciones anteriores, a normativas sobre "ruidos molestos", "ruidos innecesarios" o "ruidos excesivos", debe interpretarse como referida a la presente Ordenanza, salvo en aquellos casos no contemplados en la misma que se regirán por sus respectivas reglamentaciones.

Artículo 33: En aquellos casos en que, por razones debidamente fundamentadas por escrito y presentadas ante la Oficina de Control de Ruido y Vibraciones, no sea posible cumplir con lo prescripto en la presente Ordenanza en el momento de su entrada en vigencia, podrá otorgarse una prórroga de hasta 180 días, debiendo acordarse a tal efecto un cronograma de las etapas propuestas para encuadrarse en estas disposiciones.

Artículo 34: Derógase el Decreto-Ordenanza N° 46.542/72 y toda otra disposición que se oponga a la presente Ordenanza.

Artículo 35: El Departamento Ejecutivo deberá reglamentar los aspectos mínimos necesarios para su aplicación efectiva (artículos 4, 11 y 24) dentro de los 30 días hábiles de sancionada la presente Ordenanza. Las obligaciones que se desprenden de los artículos anteriores entrarán en vigencia 60 días hábiles después de sancionada la presente Ordenanza. Hasta ese momento se mantendrá en forma provisional lo dispuesto en tal sentido en el Decreto-Ordenanza N° 46.542/72.

Artículo 36: Notifíquese al Departamento Ejecutivo y dese amplia difusión pública.

ANEXO 1 - DEFINICIONES

Aceleración: Tasa de variación de la velocidad de un objeto con respecto al tiempo. Se expresa en m/s^2 o en unidades de g , donde $g = 9,81 m/s^2$ es la aceleración de la gravedad. Se utiliza para medir o expresar la magnitud de una vibración.

Aislación Acústica: Propiedad de un divisorio entre dos ambientes acústicos por la cual el ruido se atenúa al atravesarlo.

Ambiente Acústico: Conjunto de aspectos del entorno que rodea a una determinada situación, actividad, individuo, etc. relevantes desde el punto de vista acústico.

Ámbito de percepción: Tipo de ambiente acústico en el que se sitúa un oyente real o potencial según el uso del suelo predominante en la zona, área, instalación o propiedad involucrada.

Ámbito Comercial: Ámbito de percepción con predominancia de usos comerciales. Incluye comercios de venta al público, oficinas públicas y privadas, salas de entretenimiento o gastronómicas, etc.

Ámbito Educativo: Ámbito de percepción con predominancia de usos educacionales. Incluye escuelas, colegios, facultades, etc.

Ámbito Hospitalario: Ámbito de percepción con predominancia de usos hospitalarios o sanitarios, especialmente instituciones de internación.

Ámbito Industrial: Ámbito de percepción con predominancia de usos industriales

Ámbito Residencial: Ámbito de percepción con predominancia de usos residenciales. Incluye viviendas, mono y multifamiliares.

Analizador de espectro: Instrumento de medición que permite medir el espectro de un sonido o ruido. En general permiten medir en bandas de octava y/o de tercio de octava.

Banda de octava: Intervalo de frecuencia que empieza en una frecuencia y termina en el doble de esa frecuencia. La frecuencia central es una frecuencia 1,41 veces mayor que la que corresponde al extremo inferior. Las frecuencias centrales se encuentran normalizadas.

Banda de tercio de octava: Intervalo de frecuencia que empieza en una frecuencia y termina en 1,25 veces esa frecuencia. La frecuencia central es una frecuencia 1,12 veces mayor que la que corresponde al extremo inferior. Las frecuencias centrales se encuentran normalizadas.

Configuración de carrocería: Combinación única de partes, piezas y componentes que caracterizan a la carrocería, por su estilo, volumen y aerodinámica.

Configuración de motor: Combinación única de una familia de motores, cilindrada, sistema de control de emisión de gases, sistema de alimentación de combustible y sistema de ignición.

Configuración de vehículo: Combinación única de una configuración de carrocería, una configuración de motor, inercia del vehículo y relaciones de transmisión desde el volante del motor hasta la rueda.

Contaminación por ruido: Presencia de ruidos cuyo nivel sonoro excede los valores aceptables para una buena calidad de vida.

Contorno isófono: Curva imaginaria que contiene puntos de igual nivel sonoro a nivel cercano al suelo (típicamente, 1,20 m)v.

Control de ruido: Conjunto de medidas técnicas o estratégicas para corregir una situación en la cual el ruido sea o pueda ser un problema.

Control de vibraciones: Conjunto de medidas técnicas o estratégicas para corregir una situación en la cual las vibraciones sean o pueda ser un problema.

dB: Abreviatura de decibel.

dBA: Abreviatura de decibel compensado con la red de compensación A.

dBC: Abreviatura de decibel compensado con la red de compensación C.

Decibel: Unidad logarítmica de medición del nivel de presión sonora. 20 decibeles corresponden a un incremento en 10 veces de la presión sonora.

Día: Intervalo comprendido entre las 7 horas y las 22 horas

Escape: Salida de gases de un motor de combustión interna.

Espectro: Descripción (habitualmente en forma de gráfico) de las frecuencias que componen un sonido o ruido y sus respectivos niveles de presión sonora.

Filtro: Dispositivo que afecta selectivamente las frecuencias de las señales que lo atraviesan.

Frecuencia: Cantidad de ciclos por segundo correspondiente a un sonido periódico. Se mide en Hertz, abreviado Hz.

Hertz: Unidad de frecuencia igual a 1 ciclo por segundo. Se abrevia Hz

Horario nocturno: Intervalo comprendido entre las 22 horas y las 7 horas del día siguiente.

Infractor: Persona de existencia física o jurídica que por acción u omisión transgrede o permite transgredir lo dispuesto en la presente Ordenanza.

Inmisión de vibraciones: Vibraciones que llegan a un receptor (persona, local, etc.).

Mapa acústico: Mapa de ruido. Puede contener también información complementaria sobre otros parámetros acústicos como la absorción o la aislación sonora de las fachadas, calzadas, etc.

Mapa de ruido: Mapa geográfico de una zona, ciudad o región sobre el cual se ha representado, de acuerdo con alguna codificación adecuada (por ejemplo según norma DIN 18.005), el nivel sonoro u otro indicador similar correspondiente a diversos puntos seleccionados de acuerdo a algún criterio conveniente. Pueden utilizarse contornos isófonos.

Medidor de nivel sonoro: Instrumento de medición para medir nivel sonoro que cumple con la norma IRAM 4074 o la IEC 651. Está dotado de filtros de compensación que permiten medir en dBA o dBC y de al menos dos escalas temporales: F (rápida) y S (lenta).

Medidor de nivel sonoro integrador: Instrumento de medición para medir el nivel sonoro continuo equivalente que cumple con la norma IEC 804. Además de tener filtros que permiten medir en dBA y dBC permite en general fijar el periodo de tiempo desde 1 s hasta 24 h.

Nivel de presión sonora: 20 veces el logaritmo de la presión sonora dividida por la presión de referencia.

Niveles estadísticos: Conjunto de valores denotados L_n que corresponden a niveles sonoros que son superados respectivamente un $n\%$ del tiempo. Los más utilizados son L_{10} , L_{50} y L_{90} . L_{10} es habitualmente interpretado como el nivel promedio de los picos, y L_{90} como el nivel de ruido ambiente.

Nivel de ruido ambiente: Nivel sonoro continuo equivalente en un periodo determinado debido al ruido ambiente.

Nivel sonoro: Nivel de presión sonora medido intercalando un filtro apropiado (denominado red de compensación) para resaltar determinadas frecuencias y atenuar otras.

Nivel sonoro A: Nivel de presión sonora medido intercalando la red de compensación A

Nivel sonoro C: Nivel de presión sonora medido intercalando la red de compensación C

Nivel sonoro continuo equivalente: Nivel de un ruido constante que tiene igual energía que el ruido variable durante un periodo establecido de tiempo. Cuando está claro por el contexto cuál es el tiempo, se indica L_{eq} . De lo contrario, se indica $L_{eq,T}$, donde T es el tiempo correspondiente.

Noche: Intervalo comprendido entre las 22 horas y las 7 horas del día siguiente.

Onda: Fenómeno físico en virtud del cual una perturbación se propaga de un lugar a otro del espacio ya sea a través de un medio o del vacío, conservándose algún atributo (forma o carácter de la perturbación, energía, etc.)

Onda sonora: Onda de presión que se propaga en el aire, agua u otros medios sólidos, líquidos o gaseosos elásticos.

Onda acústica: Onda sonora. Incluye también las ondas ultrasónicas y subsónicas.

Persona de normal tolerancia: Individuo que no exhibe una sensibilidad o irritabilidad anormalmente alta frente al ruido.

Presión de referencia: Presión, igual a 20 millonésimas de Pascal ($20 \mu\text{Pa}$), correspondiente aproximadamente al umbral de audición para tonos puros de 1 kHz, utilizada internacionalmente para expresar la presión sonora logarítmicamente.

Presión sonora: Diferencia entre la presión instantánea del aire debida a una onda sonora y la presión estática o presión atmosférica.

Prevención: Conjunto de actividades destinadas a controlar el ruido actuando sobre las causas tecnológicas y sociales que lo originan.

Red de compensación A: Filtro interpuesto en un medidor de nivel sonoro con el fin de obtener una medición que ofrece buena correlación estadística a largo plazo con el daño auditivo y una aceptable correlación con la sensación de molestia. Atenúa las bajas y las altas frecuencias. Se especifica en las normas IRAM 4074 e IEC 651.

Red de compensación C: Filtro interpuesto en un medidor de nivel sonoro que atenúa las frecuencias muy bajas y las muy altas. Se utiliza para evaluar el contenido de bajas frecuencias de un ruido, así como para especificar el límite de los ruidos impulsivos. Se especifica en las normas IRAM 4074 e IEC 651.

Ruido: Sonido no deseado o perjudicial.

Ruido ambiente: Ruido debido a todas las fuentes de ruido cercanas y lejanas.

Ruido de fondo: Ruido debido a las fuentes sonoras cercanas y lejanas excepto aquella que se está evaluando.

Ruido de impacto: Ruido de muy corta duración característico del impacto entre objetos sólidos.

Ruido de inmisión: El ruido que llega a un receptor (persona, local, etc.).

Ruido excesivo: Ruido subproducto de una actividad lícita considerado inevitable pero que supera el nivel sonoro (u otro indicador) aceptado para dicha actividad.

Ruido impulsivo: Ruido de crecimiento muy rápido característico de las explosiones, disparos, etc.

Ruido innecesario: Ruido que, por no ser subproducto inevitable de una actividad necesaria para el normal desarrollo de la vida en sociedad, se prohíbe.

Ruido molesto: Ruido que perjudica o afecta negativamente a las personas.

Ruido tonal: Ruido en el cual son claramente audibles tonos puros. Se pueden detectar utilizando un analizador de espectro por tercios de octava cuando se observa que una banda de frecuencia excede en más de 5 dB a las dos bandas contiguas.

Silenciador: Dispositivo que se aplica al escape de los vehículos automotores para reducir la emisión de ruido.

Sonido: Variación de la presión del aire cuya frecuencia y amplitud es adecuada para estimular sensaciones auditivas.

Sonido periódico: Sonido en el cual la variación de la presión en el tiempo se repite sin cambios luego de un tiempo denominado *periodo*.

Subsonido: Variación de la presión del aire cuya frecuencia es menor que la necesaria para estimular sensaciones auditivas.

Superficie isófona: Superficie imaginaria que contiene puntos del espacio de igual nivel sonoro. Se utiliza para evaluar los efectos del ruido a grandes distancias de la fuente y con propagación libre, típicamente el producido por aeronaves.

Tiempo de reverberación: Tiempo requerido en un ambiente cerrado o semicerrado para que, una vez interrumpida la fuente sonora, el sonido reduzca su nivel de presión sonora hasta un nivel 60 dB inferior al inicial.

Tono: Sonido periódico que estimula la sensación de altura definida

Tono puro: Tono cuya forma de onda es senoidal.

Transmisión por vía sólida: Propagación del sonido a través de elementos sólidos tales como estructuras, paredes, ventanas, losas, o pisos.

Ultrasonido: Variación de la presión del aire cuya frecuencia es mayor que la requerida para estimular sensaciones auditivas

Vibración: Movimiento en general oscilatorio (regular o irregular) que experimenta un objeto, parte de él o un medio.

ANEXO 2 - FUENTES FIJAS

Artículo 1: Después de 5 años de vigencia de la presente Ordenanza el ruido de inmisión hacia el interior de una propiedad proveniente de fuentes fijas o de actividades realizadas en lugares fijos deberá ajustarse a los máximos valores consignados en la Tabla 1 para cada indicador. Los valores podrán incrementarse en 5 dB en el momento de entrada en vigencia, reduciéndose dicho incremento a razón de 1 dB por cada año de vigencia. La medición se efectuará en el centro geométrico del local, habitación o ambiente más afectado, a 1,2 m sobre el piso, con las ventanas abiertas si las hubiere. Se utilizará un medidor de nivel sonoro integrador con posibilidad de obtener los parámetros estadísticos requeridos, interponiendo la red de compensación A.

TABLA 1

| Ámbito de percepción | L _{eq} [dBA] | | L ₅ [dBA] | | L ₁ [dBA] | |
|----------------------|-----------------------|-------|----------------------|-------|----------------------|-------|
| | Día | Noche | Día | Noche | Día | Noche |
| Hospitalario | 40 | 30 | 45 | 35 | 50 | 40 |
| Residencial | 45 | 35 | 50 | 40 | 55 | 45 |
| Comercial | 55 | 45 | 60 | 50 | 65 | 55 |
| Industrial | 65 | 55 | 70 | 65 | 75 | 65 |

Artículo 2: En los casos de usos permitidos del suelo el ámbito de percepción será el correspondiente al uso real o el que resulte equivalente de acuerdo a la siguiente lista, que podrá ser ampliada o completada analógicamente por la reglamentación:

- a) Hospitalario: bibliotecas, teatros, salas de concierto
- b) Residencial: establecimientos educativos, restaurantes, cines, hoteles
- c) Comercial: bares, discotecas, confiterías bailables y otros espectáculos

Artículo 3: En los casos de usos no conformes del suelo se considerará que el ámbito de percepción corresponde a la categoría más próxima dentro de los usos permitidos para el distrito, área o zona.

Artículo 4: En los casos en que el ruido de inmisión corresponda a la palabra, la música u otros sonidos con contenido semántico (con excepción de los usos legítimos de señales de alarma o emergencia), el máximo nivel admisible será el menor entre el indicado en la Tabla 1 y el necesario para que la inteligibilidad sea despreciable.

Artículo 5: La inmisión de vibraciones hacia el interior de una propiedad proveniente de fuentes fijas o de actividades realizadas en lugares fijos deberá ajustarse a una aceleración máxima de $0,01 \text{ m/s}^2$.

Artículo 6: Después de 5 años de vigencia de la presente Ordenanza el ruido de inmisión hacia el ámbito público proveniente de fuentes fijas o de actividades realizadas en lugares fijos deberá ajustarse a los máximos valores consignados en la Tabla 2 para cada indicador. Los valores podrán incrementarse en 5 dB en el momento de entrada en vigencia, reduciéndose dicho incremento a razón de 1 dB por cada año de vigencia. La medición se efectuará en la vía pública o en el ámbito público afectado a 1,2 m sobre el piso. Se utilizará un medidor de nivel sonoro integrador con posibilidad de obtener los parámetros estadísticos requeridos, interponiendo la red de compensación A.

TABLA 2

| Ámbito de percepción | L_{eq} [dBA] | | L_5 [dBA] | | L_1 [dBA] | |
|----------------------|----------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|
| | Día | Noche | Día | Noche | Día | Noche |
| Hospitalario | 50 | 40 | 55 | 45 | 60 | 50 |
| Residencial | 55 | 45 | 60 | 50 | 65 | 55 |
| Comercial | 65 | 55 | 70 | 60 | 75 | 65 |
| Industrial | 75 | 65 | 80 | 70 | 85 | 75 |

Artículo 7: En todos los casos se considerará que el ámbito de percepción corresponde a la categoría correspondiente al uso predominante dentro de los usos permitidos para el distrito, área o zona.

ANEXO 3 - FUENTES VEHICULARES

Artículo 1: Los automotores utilizados en el municipio de Rosario cuyas configuraciones de vehículo sean anteriores al 1/1/1998 deberán ajustarse a los máximos niveles de emisión sonora detallados en la Tabla 1. Aquellos cuyas configuraciones de vehículo sean posteriores a dicha fecha se ajustarán a la Tabla 2.

Artículo 2: La medición se realizará mediante el procedimiento dinámico de la norma IRAM-AITA 9C:1994 "Acústica. Medición del ruido emitido por vehículos automotores en aceleración. Método de ingeniería".

Artículo 3: A los fines de una verificación rápida podrá utilizarse el procedimiento estático de la norma IRAM-AITA 9C1:1994 "Acústica. Medición del ruido emitido por vehículos automotores en uso, detenidos. Método de verificación". En este caso el valor máximo

admisible será hasta 3 dB mayor que el especificado por el fabricante como valor característico de la configuración de vehículo según los ensayos realizados para la homologación de la configuración según lo estipulado en la Ley de Tránsito y seguridad Vial N° 24.449/95 y su Decreto reglamentario N° 779/95. En caso de no contarse con este dato, sólo se admitirá la medición según la norma IRAM-AITA 9C1:1994.

Artículo 4: Ninguna bocina u otro dispositivo de señalización acústica instalado en vehículos no afectados a servicios públicos de emergencia (ambulancias, bomberos, policía), excederá los 104 dBA medidos en el eje longitudinal del vehículo, en campo libre, mirándolo de frente a 2 m de distancia del mismo y a 1,20 m de altura sobre el nivel del suelo.

Artículo 5: Los valores prescriptos en el presente Anexo están sujetos a modificaciones cuando la reglamentación nacional así lo estipule.

TABLA 1

| Categoría de Vehículo | Máximo nivel en dBA en aceleración |
|--|---|
| Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad no mayor de 9 asientos, incluyendo el conductor | 82 |
| Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un peso máximo que no exceda los 3.500 kg. | 84 |
| Vehículos para el transporte de cargas con un peso máximo que no exceda los 3.500 kg | 84 |
| Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un peso máximo mayor de 3.500 kg. | 89 |
| Vehículos para el transporte de cargas con un peso máximo mayor de 3.500 kg | 89 |
| Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un motor cuya potencia sea igual o mayor a 147 kW (200 CV) | 91 |
| Vehículos para el transporte de cargas que tienen una potencia igual o mayor a 147 kW (200 CV) y un peso máximo mayor de 12.000 kg. | 91 |

TABLA 2

| Categoría de Vehículo | Máximo nivel en dBA en aceleración | |
|--|--|----|
| Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad no mayor de 9 asientos, incluyendo el conductor | 77 | |
| Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo el del conductor, y con un peso máximo que no exceda los 3.500 kg. | Con un peso máximo que no exceda los 2.000 kg. | 78 |
| | Con un peso máximo mayor de 2.000 kg pero menor de 3500 kg. | 79 |
| Vehículos para el transporte de pasajeros con una capacidad mayor de 9 asientos, incluyendo | Con un motor de una potencia máxima menor a 150 kW (204 CV). | 80 |

| Categoría de Vehículo | | Máximo nivel en dBA en aceleración |
|---|---|------------------------------------|
| el del conductor, y con un peso máximo mayor de 3.500 kg. | Con un motor de una potencia máxima igual o mayor a 150 kW (204 CV). | 83 |
| Vehículos para el transporte de cargas con un peso máximo mayor de 3.500 kg | Con un motor de una potencia máxima menor a 75 kW (102 CV). | 81 |
| | Con un motor de una potencia máxima entre 75 kW (102 CV) y 150 kW (204 CV). | 83 |
| | Con un motor de una potencia máxima igual o mayor a 150 kW (204 CV). | 84 |

ANEXO 4 - CONDICIONES DE APTITUD ACÚSTICA

Artículo 1: La Oficina de Control de Ruido y Vibraciones extenderá dos tipos de certificados de aptitud acústica, que serán de presentación obligatoria cuando la autoridad lo exija:

- a) Certificados de habilitación acústica
- b) Certificados de homologación acústica

Artículo 2: Los certificados de habilitación acústica serán otorgados como prueba de que los ambientes o locales en los que han de desarrollarse actividades potencialmente ruidosas verifican lo estipulado en la presente Ordenanza y sus Anexos. Son estas actividades:

- a) Espectáculos públicos
- b) Comercios
- c) Oficinas
- d) Industrias
- e) Establecimientos escolares
- f) Otros que la reglamentación disponga.

Artículo 3: En ningún ambiente o local con acceso del público se admitirá un nivel sonoro continuo equivalente extendido al horario de atención superior a los 90 dBA. Cuando el nivel sonoro continuo equivalente supere los 85 dBA será obligatorio exhibir un letrero perfectamente visible y en lugar iluminado con el siguiente texto: *"El nivel sonoro en el interior de este local puede causar daño irreversible al oído humano"*. Los límites estipulados podrán ser reducidos por la reglamentación.

Artículo 4: En aquellos casos en que por razones técnicas no sea posible cumplir con lo estipulado en el artículo 3, no se permitirá el ingreso de público a menos que se entreguen gratuitamente protectores auditivos descartables compatibles con el nivel sonoro imperante y el criterio del artículo 3. Éstos deberán ir acompañados por un folleto en el que se explique brevemente las razones por las cuales es necesaria su utilización y cómo se lo utiliza correctamente. La persona encargada de su entrega será responsable de que quienes ingresen lo hagan con los protectores colocados.

Artículo 5: En ningún establecimiento escolar se permitirá propalar música u otras señales sonoras de manera que el nivel sonoro continuo equivalente en ninguna ubicación sea superior a los 80 dBA. En los casos en que las dimensiones del patio o del salón de actos no permitan cumplir con este límite por medio de un único sistema de parlantes, se utilizará un sistema distribuido de múltiples parlantes.

Artículo 6: Luego de 5 años de vigencia de la presente Ordenanza las aulas de todo establecimiento escolar dentro del ejido urbano de Rosario, cualquiera fuere su dependencia, deberán estar acondicionadas acústicamente de manera que el tiempo de reverberación en su

interior sin personas presentes sea inferior a 1 segundo. Asimismo, aquellas aulas con ventanas a la calle deberán estar provistas de ventanas cuya aislación acústica garantice un nivel sonoro continuo equivalente debido al ruido del tránsito no mayor de 55 dBA.

Artículo 7: Los certificados de homologación acústica serán otorgados como prueba de que un artículo o producto de venta al público satisface requerimientos mínimos de adecuación o seguridad desde el punto de vista de la emisión de ruido o sonidos intensos. Entre estos artículos se encuentran:

- a) Juguetes sonoros
- b) Artículos de pirotecnia
- c) Aparatos electrodomésticos
- d) Equipos o sistemas de audio o vídeo
- e) Herramientas
- f) Otros que la reglamentación disponga

Artículo 8: Dentro del primer año de vigencia de la presente Ordenanza no se permitirá la venta de juguetes que emitan sonidos o ruidos que, medidos en la posición del oído de un niño, superen los 90 dBA de nivel sonoro A o los 130 dBC de nivel de pico. Aquellos juguetes que superen los 80 dBA deberán venderse sólo a personas mayores de edad, y acompañados por un folleto en el que se transcriba el siguiente texto: *"Este juguete emite sonidos capaces de causar daño irreversible al oído del niño. Utilícelo con precaución"*. Luego de ese periodo de un año, el nivel sonoro máximo admisible se reducirá hasta 80 dBA.

Artículo 9: No se permitirá la venta de artículos de pirotecnia que emitan sonidos que superen los 130 dBC de nivel de pico, medidos a 3 m de distancia en campo libre. Todo artículo de pirotecnia destinado a explotar deberá ir acompañado por un folleto que transcriba el siguiente texto: *"Este explosivo emite sonidos capaces de causar daño irreversible al oído del niño. Utilícelo con precaución"*. La Oficina de Control de Ruido y Vibraciones determinará por ensayo qué explosivos pueden autorizarse para la venta.

Artículo 10: No se permitirá la venta de equipos de audio, vídeo o multimedios que sean capaces de producir sonidos cuyo nivel sonoro sea superior a 90 dBA sin estar acompañados por un folleto que explique los peligros de los niveles sonoros elevados y que además transcriba el siguiente texto: *"Este equipo puede emitir sonidos capaces de causar daño irreversible al oído humano. Utilícelo con precaución"*. En caso de que el equipo supere los 110 dBA, el comprador deberá firmar un formulario en el cual declara conocer los riesgos a que se expone y a que expone a otras personas al operar el equipo al máximo de su potencia.

Artículo 11: Todo aparato electrodoméstico o herramienta que en su operación normal en carga y/o en vacío emita ruidos cuyo nivel sonoro supere los 80 dBA deberá ir acompañado por un folleto que incluya el siguiente texto: *"Este artefacto emite ruidos capaces de causar daño irreversible al oído humano. Utilícelo con precaución."*

LEGISLACIÓN

- “Constitución de la Nación Argentina (1994) y declaraciones, convenciones y pactos”.
Editorial Antártica. Buenos Aires. (Complemento del diario Página 12)
- “Código Civil de la República Argentina”. Editorial Zavalía. Buenos Aires, 1996
- “Código Aeronáutico”
- “Constitución de la Provincia de Formosa (1991)”. Boletín Oficial, 3/4/91.
- “Ley N° 19.587/72 de Higiene y Seguridad en el Trabajo y Reglamentación Decreto 351/79”. Editorial Panamericana. Santa Fe (Argentina), 1993.
- “Ley N° 24.557/95 de Riesgos del Trabajo, Decretos reglamentarios N° 170/96 y N° 333/96, Resolución N° 38/96 SRT y Laudo N° 156/96 MTSS”. Editorial Zavalía, Buenos Aires, 1996.
- “Reglamento Nacional de Tránsito y Transporte (Decreto N° 692/92)”. Editorial Olimpia.
- “Ley de Tránsito - Ley N° 24.449/94”. Boletín Oficial 10/12/95.
- “Decreto 646/95 Reglamentación de la Ley de Tránsito”. Boletín Oficial 9/5/95.
- “Ley de Tránsito y Seguridad Vial N° 24.449/94 y decreto reglamentario N° 779/95”.
Dirección Nacional de Registro Oficial. Buenos Aires, 1996.
- “Ordenanza General N° 154/72: Ruidos molestos - Prohibición del uso de bocinas estridentes en vehículos y de sirenas en establecimientos industriales y comerciales - Multas por infracciones”. Boletín Oficial 15/11/72
- “Decreto N° 7488/72 de la Provincia de Buenos Aires” (Vibraciones).
- “Ley N° 10.000/86 de la Provincia de Santa Fe de intereses simples o difusos”. Boletín oficial de la Provincia de Santa Fe, 9/1/87. Juris, Tomo 80.
- “Ley N° 10.703/91 de la Provincia de Santa Fe, Código de Faltas”. Boletín Oficial, 30/12/91.
- “Ley N° 1352/91 de la Provincia de La Pampa: Régimen de procedimiento para el amparo de los intereses difusos o derechos colectivos”. Boletín Oficial 13/12/91.
- “Ley N° 1550/82 de la Provincia de Río Negro: Régimen tendiente a erradicar los ruidos molestos”. Boletín Oficial, 14/1/82.
- “Ley Provincial N° 7343/85 de la Provincia de Córdoba, de Preservación, Conservación, Defensa y Mejoramiento del Ambiente”. Boletín Oficial 27/9/85.
- “Ordenanza N° 39.025/83 de la Ciudad de Buenos Aires, Código de Prevención de la Contaminación Ambiental”. Boletín Municipal, Buenos Aires, 13/6/83.
- “Decreto 6313/74 de la Ciudad de Buenos Aires: Denunciar por molestias - Aprobación del procedimiento para su tramitación” Boletín Municipal, Buenos Aires, 5/11/74.
- “Ordenanza N° 33.266/76, de la Ciudad de Buenos Aires, Código de Habilitaciones y Verificaciones” (texto ordenado por la Ordenanza 34.421/78). Boletín Municipal, Buenos Aires, 22/12/76. “Ordenanza 33.387/77 de la Ciudad de Buenos Aires, Código de Planeamiento Urbano”. Copia oficial, Buenos Aires, 28/2/87.
- “Ordenanza 41.811/87 de la Ciudad de Buenos Aires: Canchas de tenis y de frontón con raqueta - Protecciones para evitar impactos y propagación de ruidos”. Boletín Municipal 6/1/87
- “Ordenanza 46.488/93 de la Ciudad de Buenos Aires: Ecología - Inclusión de la materia en los programas de estudio en todos los establecimientos de enseñanza de la comuna. Boletín Municipal 25/2/93.

- “Decreto-Ordenanza N° 46.542/72 sobre Ruidos Innecesarios o Excesivos en el Municipio de Rosario”. Departamento Ejecutivo, 5/12/72.
- “Decreto-Ordenanza N° 2.876/77, de la Ciudad de Rosario, Código de Espectáculos Públicos”. Departamento Ejecutivo, 15/3/77.
- “Decreto N° 10.405/94 Rosario” (obligatoriedad de contratar personal de Tránsito y de Seguridad Oficial para las Confiterías bailables). Sala de Sesiones, 28/12/94.
- “Ordenanza N° 5.455/92 de la Ciudad de Rosario” (establece que los locales habilitados para emitir música amplificada deberán ajustarse a rangos de sonoridad compatibles con la salud del oído humano). Sala de Sesiones, 3/9/92.
- “Ordenanza N° 044/95 de la localidad de Maciel (Provincia de Santa Fe)”. Comisión Comunal, 16/11/95
- “Ordenanza N° 7061/87 sobre Ruidos Innecesarios o Excesivos en el Municipio de Paraná”. Publicación Boletín Oficial 29/12/87.
- “Ordenanza N° 7561/93 sobre Ruidos Innecesarios o Excesivos en el Municipio de Paraná (modificatoria de la 7061/87)”. Publicación Boletín Oficial 3/5/93.
- “Ordenanza N° 7111/95 - Código Ambiental de la Ciudad de Paraná”. Publicación Boletín Oficial 29/12/87.
- “Ordenanza N° 5064/71 de la Ciudad de Paraná: Escapes y Bocinas. Paraná, 12/4/71.
- “Ordenanza N° 8167/86 sobre Ruidos y Vibraciones en la Ciudad de Córdoba”. Concejo Deliberante de la Ciudad de Córdoba, 31/3/86.
- “Decreto Reglamentario N° 40/86 de la Ordenanza sobre Ruidos y Vibraciones N° 8167/86 de la Ciudad de Córdoba. Intendencia Municipal de Córdoba, 26/9/86.
- “Ordenanza N° 9623/92 reguladora de los ruidos molestos en la Ciudad de Santa Fe”. Concejo Municipal de la Ciudad de Santa Fe, 10/12/92.
- “Ordenanza N° 2976/13 353/90 Instrumentando Medios Tendientes a Prevenir la Contaminación Ambiental en el Ejido de la Ciudad de Mendoza”. Concejo Deliberante de la Ciudad de Mendoza, 3/12/90.
- “Ordenanza N° 7845/91 regulatoria de las acciones municipales para la protección del medio ambiente contra las perturbaciones producidas por ruidos y vibraciones en el Partido de La Plata”. Concejo Deliberante de La Plata, 5/12/91.
- “Real Decreto 1.316/89 de España sobre protección a los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo”. Boletín oficial Español, 27/10/89.

NORMAS IRAM

- 4036/72** “Acústica. Definiciones”.
- 4043/84** “Aislamiento del sonido en edificios”.
- 4044/85** “Protección contra el ruido en edificios. Aislamiento acústico mínimo de tabiques y muros”
- 4060/85** “Protectores Auditivos. Método subjetivo para la medición de la atenuación sonora”.
- 4061/91** “Acústica. Frecuencias Normalizadas por utilizar en mediciones”.
- 4062/73** “Ruidos molestos al vecindario. Método de medición y clasificación”.
- 4063/82** “Transmisión de sonidos en edificios. Métodos de medición. Partes I a VII”.
- 4064/69** “Niveles físicos y subjetivos de un sonido y relación entre sonoridad y nivel de sonoridad”.

- 4065/70** “Acústica. Método de medición del coeficiente de absorción de sonido en sala reverberante”.
- 4066/70** “Acústica. Curvas de igual nivel de sonoridad”.
- 4070/86** “Ruidos. Procedimiento para su evaluación utilizando las curvas NR”.
- 4071/73** “Acústica. Método de Medición del ruido emitido por vehículos automotores”.
- 4074/72** “Medidor de Nivel Sonoro”
- 4074-1/88** “Medidor de Nivel Sonoro”
- 4074-2/88** “Medidor de Nivel Sonoro”
- 4078-1/89** “Guía para la evaluación de la exposición humana a vibraciones del cuerpo entero”
- 4078-2/90** “Guía para la evaluación de la exposición humana a vibraciones del cuerpo entero. Estimación de la exposición humana a vibraciones inducidas por choques en edificios (1 Hz a 80 Hz)”
- 4078-3/90** “Guía para la evaluación de la exposición humana a vibraciones del cuerpo entero. Evaluación de la exposición a vibraciones verticales del cuerpo entero en la dirección del eje Z en la gama de frecuencias de 0,1 Hz a 0,63 Hz.”
- 4079/86** “Ruidos. Niveles máximos admisibles en ámbitos laborales para evitar deterioro auditivo”
- 4080/75** “Acústica. Medición de la atenuación acústica de chapas de acero con tratamiento antivibratorio”
- 4081/77** “Filtros de Banda de Octava, de Media Octava y de Tercio de Octava destinados al análisis de sonidos y vibraciones”.
- 4090/81** “Vibraciones. Definiciones”
- 4091/81** “Programa de audiometrías y evaluación de audiogramas para personal expuesto a ruido de origen laboral”.
- 4097/88** “Vibraciones mecánicas. Guía para la medición y evaluación de la exposición del ser humano a vibraciones transmitidas a través de las manos”
- 4111/89** “Acústica. Métodos para la determinación de niveles de potencia sonora de fuentes de ruido. Pautas para la utilización de normas fundamentales y para la preparación de métodos de ensayo relativos al ruido”
- 4115/91** “Determinación de niveles de potencia acústica emitidos por fuentes de ruido”
- 4117/89** “Método de «control» para la determinación de niveles de potencia sonora emitidos por fuentes de ruido”
- 4119/89** “Maquinaria Agrícola y Forestal. Método para la medición de Ruido en la posición del operador”
- 4120/90** “Guía para la redacción de normas para medición para medición de ruido por vía aérea y evaluación de sus efectos sobre el hombre”
- 4121/92** “Materiales para uso bajo pisos flotantes. Determinación de la Rigidez Dinámica”

OTRAS NORMAS

- 9C (1981) (IRAM-AITA)** “Método dinámico para la medición de niveles sonoros de ruidos emitidos”. (IRAM-AITA)

9C1 (1981) (IRAM-AITA) “Método estático para la medición del ruido emitido por escape”. (IRAM-AITA)

ISO 1999/75 “Assessment of occupational noise exposure for hearing conservation purposes”

BIBLIOGRAFÍA

[1] Zeballos de Sisto, María Cristina: “Dos décadas de legislación ambiental en la Argentina”. A-Z editora, Buenos Aires, 1994.

CAPÍTULO 4

MEDICIONES ACÚSTICAS

4.1. GENERALIDADES

El sonido puede ser descrito por medio de la presión sonora $p(t)$, es decir, la presión incremental. Esta es una función del tiempo y habitualmente interesa su valor eficaz P_{ef} , definido como

$$P_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} , \quad (4.1)$$

debido a que P_{ef} está relacionado con la energía de la onda sonora a través de la ecuación de la intensidad media:

$$I = \frac{P_{ef}^2}{\rho c} . \quad (4.2)$$

El valor eficaz P_{ef} es, entonces, un valor constante que produce durante el tiempo T la misma energía por unidad de superficie que la onda sonora real que varía en el tiempo.

Por sí sola, la presión eficaz no proporciona demasiada información sobre el fenómeno sonoro que se desea evaluar, ya que no tiene en cuenta dos aspectos fundamentales: el **espectro de frecuencias** y el **tiempo**. Así, dos tonos puros de **200 Hz** y **2000 Hz** y valor eficaz de **1 Pa** (correspondiente a un nivel de presión sonora de **94 dB**) tienen efectos muy diferentes sobre el oído humano. El de **200 Hz**, aunque tal vez algo molesto, resulta inocuo, y en cambio el de **2000 Hz** es sumamente pernicioso. Análogamente, si se toma un tiempo de promediación de **1 s**, dos pulsos como los de la figura 4.1 tienen igual presión eficaz, y sin embargo el más corto es más perjudicial.

Para una evaluación más completa de un fenómeno sonoro, es necesario contemplar ambos aspectos: frecuencia y tiempo. El aspecto de la frecuencia puede ser tenido en cuenta intercalando diversos tipos de filtros entre la señal sonora detectada primariamente por el micrófono y el indicador final del instrumento de medición. Dichos filtros encuadran normalmente en dos grandes clases:

- a) Filtros de banda (de octava, de tercio de octava, de ancho de banda fijo, etc.).
- b) Redes de compensación (A, C, etc.).

El aspecto temporal, por su parte, se tiene en cuenta por medio del tipo de respuesta temporal del instrumento:

- a) Velocidad dinámica de respuesta (lenta, rápida, impulsiva)
- b) Función promediadora (valor eficaz, pico, dosis, descriptores estadísticos)

Otra cuestión que en algunos casos es importante es el tipo de incidencia, es decir, la dirección de procedencia del sonido. En este sentido, es común en ambientes laborales una diferencia a veces marcada en el deterioro auditivo de uno y otro oído de algunos operarios, lo cual puede deberse a que el sonido proviene de un lado, perjudicando entonces más al oído correspondiente. Para poner de manifiesto esto es

importante la selección del micrófono, no sólo en lo relativo a su respuesta frecuencial sino también en sus características direccionales.

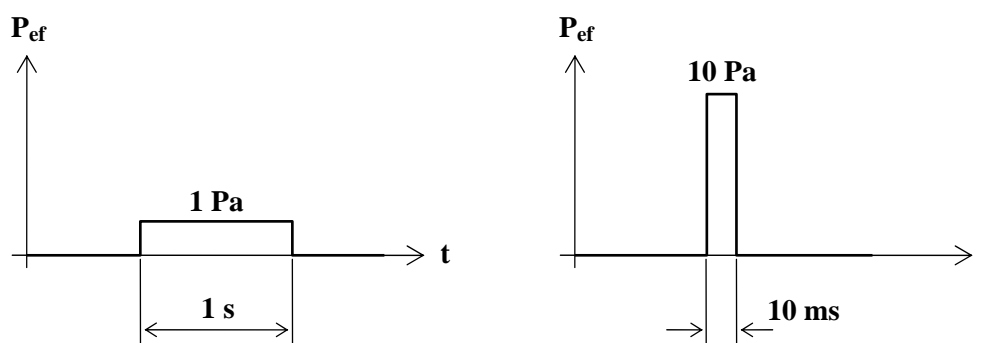


Figura 4.1. Dos pulsos de igual valor eficaz pero diferentes duraciones. El más corto es mucho más intenso (**114 dB**), y además tiene mayor contenido en alta frecuencia, por lo cual es más perjudicial para el oído

4.1.1. REDES DE COMPENSACIÓN DE FRECUENCIA

Cuando tras los trabajos de Fletcher y Munson se comprobó que la percepción de la sonoridad era un fenómeno más complejo que lo que se creía hasta entonces (ya que, por ejemplo, la sensibilidad del oído dependía fuertemente de la frecuencia), se intentó crear un instrumento de medición capaz de reflejar con una única cifra la sensación de sonoridad producida por un sonido cualquiera. Para lograr eso se propuso intercalar un filtro de ponderación de frecuencias con una curva de respuesta en frecuencia inversa de las curvas de Fletcher y Munson. Así, como para las bajas frecuencias las curvas de Fletcher y Munson suben (dado que el oído requiere mayor nivel de presión sonora por su menor sensibilidad), este filtro debía atenuar las componentes de baja frecuencia. Por ejemplo, si a **200 Hz** una curva de Fletcher y Munson sube **20 dB** por encima del valor correspondiente a **1 kHz** (ver figura 1.23), el filtro a intercalar debía atenuar en **20 dB** el valor de nivel de presión sonora medido a esa frecuencia. El filtro que se proponía intercalar debía, entonces, imitar la respuesta del oído humano, acentuando las frecuencias en las que el oído es más sensible y atenuando aquellas en que es menos sensible.

Esta idea tropezó con varias dificultades. En primer lugar, no hay una sola curva de Fletcher y Munson, sino que para cada nivel de sonoridad hay una diferente, resultando que para una misma frecuencia se requerirían diversas atenuaciones según el nivel de la señal. Esto llevó a que se propusieran *tres* curvas de ponderación diferentes: la curva **A**, válida para niveles de sonoridad próximos a los **40 fon** (nivel de sonoridad igual al de un tono senoidal de **1 kHz** y **40 dB** de nivel de presión sonora), la curva **B**, válida para niveles de sonoridad del orden de **70 fon**, y la curva **C**, destinada a los niveles de sonoridad cercanos a **100 fon**.¹ En la figura 4.2 se muestran las tres curvas de ponderación.

¹ Las curvas **A**, **B** y **C** en realidad son *aproximaciones* de las inversas de las curvas de Fletcher y Munson de **40**, **70** y **100 fon**, ya que además se pretendía que fueran realizables con redes eléctricas sencillas.

La segunda dificultad, más seria que la anterior, fue que las curvas de igual nivel de sonoridad de Fletcher y Munson sólo son válidas para tonos senoidales, por lo cual el propósito original de obtener un valor único que se correlacionara con la sensación de sonoridad no pudo cumplirse. En efecto, dos sonidos de igual nivel con ponderación **A**, por ejemplo, pero de diferente composición espectral, podían resultar de sonoridad subjetiva muy desigual².

A pesar de ello, investigaciones posteriores revelaron que las cifras medidas intercalando la curva de ponderación **A** estaban muy bien correlacionadas con el daño auditivo experimentado por las personas expuestas a ruidos intensos durante periodos considerables de tiempo, como suele ocurrir en los ambientes de trabajo en la industria. También se correlacionaba bastante bien con la sensación de molestia y con la interferencia a la palabra causadas por determinados ruidos. Por estos motivos no sólo se popularizó dicha curva, sino que además fue adoptada en numerosas normas y legislaciones, según ya se ha visto. En la tabla 4.1 se dan los valores de la curva **A** para diversas frecuencias.

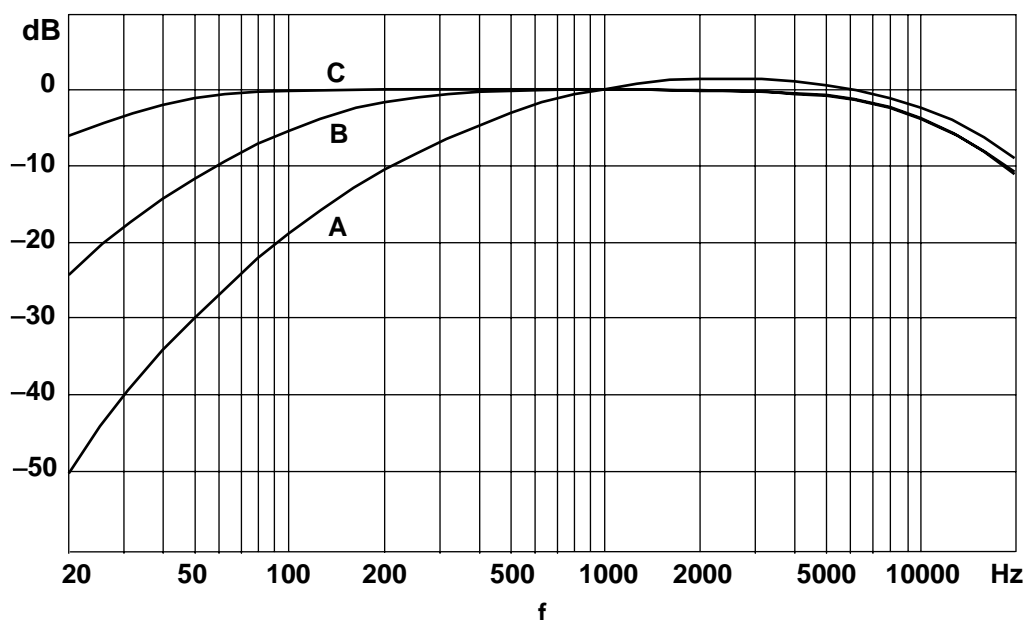


Figura 4.2. Curvas de compensación (o ponderación) **A**, **B**, y **C**. Para cada frecuencia, el valor de la ordenada representa la corrección aditiva a aplicar al **nivel de presión sonora** de un tono de esa frecuencia para obtener su **nivel sonoro**. En **1 kHz** las tres curvas coinciden en **0 dB**.

Los valores medidos con estas curvas de compensación intercaladas se denominan respectivamente **nivel sonoro A**, **nivel sonoro B** y **nivel sonoro C**, y se expresan en **dBA**, **dBB** y **dBC** (también abreviados **dB(A)**, **dB(B)** y **dB(C)**). La curva **B** en realidad prácticamente no se utiliza hoy en día, por lo cual es raro que los instrumentos la

² La manera de medir la sensación de sonoridad es a través del concepto de **sonoridad** (ver capítulo 1, sección 1.6.2.) que se determina por métodos como el ya descrito Mark VI.

incluyan. La curva **C**, en cambio, viene incorporada a la mayoría de los instrumentos, ya que algunas especificaciones requieren la lectura en **dB**C. Por otra parte, dicha medición permite, por comparación con el nivel sonoro **A**, determinar si existen o no componentes

Tabla 4.1. Valores de las correcciones de las curvas de ponderación **A**, **B** y **C** para la serie de frecuencias estándar de octavas.

| Frecuencia [Hz] | Curva A [dB] | Curva B [dB] | Curva C [dB] |
|-----------------|--------------|--------------|--------------|
| 10 | -70,4 | -38,2 | -14,3 |
| 12,5 | -63,4 | -33,2 | -11,2 |
| 16 | -56,7 | -28,5 | -8,5 |
| 20 | -50,5 | -24,2 | -6,2 |
| 25 | -44,7 | -20,4 | -4,4 |
| 31,5 | -39,4 | -17,1 | -3,0 |
| 40 | -34,6 | -14,2 | -2,0 |
| 50 | -30,2 | -11,6 | -1,3 |
| 63 | -26,2 | -9,3 | -0,8 |
| 80 | -22,5 | -7,4 | -0,5 |
| 100 | -19,1 | -5,6 | -0,3 |
| 125 | -16,1 | -4,2 | -0,2 |
| 160 | -13,4 | -3,0 | -0,1 |
| 200 | -10,9 | -2,0 | 0,0 |
| 250 | -8,6 | -1,3 | 0,0 |
| 315 | -6,6 | -0,8 | 0,0 |
| 400 | -4,8 | -0,5 | 0,0 |
| 500 | -3,2 | -0,3 | 0,0 |
| 630 | -1,9 | -0,1 | 0,0 |
| 800 | -0,8 | -0,0 | 0,0 |
| 1000 | 0,0 | 0,0 | 0,0 |
| 1250 | 0,6 | -0,0 | 0,0 |
| 1600 | 1,0 | -0,0 | -0,1 |
| 2000 | 1,2 | -0,1 | -0,2 |
| 2500 | 1,3 | -0,2 | -0,3 |
| 3150 | 1,2 | -0,4 | -0,5 |
| 4000 | 1,0 | -0,7 | -0,8 |
| 5000 | 0,5 | -1,2 | -1,3 |
| 6300 | -0,1 | -1,9 | -2,0 |
| 8000 | -1,1 | -2,9 | -3,0 |
| 10000 | -2,5 | -4,3 | -4,4 |
| 12500 | -4,3 | -6,1 | -6,2 |
| 16000 | -6,6 | -8,4 | -8,5 |
| 20000 | -9,3 | -11,1 | -11,2 |

de baja frecuencia importantes. En efecto, dado que la curva **A** atenúa las bajas frecuencias y la curva **C** no, si las lecturas en **dB**A y **dB**C son similares, es porque el contenido de baja frecuencia no es importante. Si, en cambio, la lectura en **dB**C es

mayor que la lectura en **dB**A, es porque hay presente bastante energía de baja frecuencia.

Las curvas de ponderación responden a unas ecuaciones que pueden implementarse por medio de redes de resistores y condensadores. Para el caso de las respuestas A y C, éstas son

$$A(f) = 20 \log \left(\frac{1,2588 \times 12200^2 f^4}{(f^2 + 20,6^2) \sqrt{f^2 + 107,7^2} \sqrt{f^2 + 737,9^2} (f^2 + 12200^2)} \right) \quad (4.1)$$

$$C(f) = 20 \log \left(\frac{1,0071 \times 12200 f^2}{(f^2 + 20,6^2)(f^2 + 12200^2)} \right) \quad (4.2)$$

En algunos instrumentos se incluye una **respuesta plana**, sin compensación, que es útil, entre otras cosas, para obtener la potencia sonora total de una fuente. Si la fuente es esférica, por ejemplo,

$$Pot = \frac{P_o^2}{\rho_o c} 4\pi r_o^2 . \quad (4.3)$$

Además de las curvas de compensación descriptas, hay otras varias curvas propuestas y en uso, que son aplicables en situaciones específicas. Por ejemplo, existen varias curvas **D** (según diversos autores) para evaluar la percepción de la ruidosidad, también aplicables al ruido de aviones, y una curva **SI** (speech interference) para medir la interferencia a la palabra. Algunos instrumentos proveen la posibilidad de utilizar curvas programadas por el usuario.

4.1.2. RESPUESTA TEMPORAL

En la definición de valor eficaz dada al principio (ecuación 4.1) interviene un tiempo de integración **T** de cuyo valor depende el resultado. En la figura 4.3 se muestra el valor eficaz de un pulso de **0,1 s** de duración, donde se puede apreciar esta dependencia. Para una onda periódica, al aumentar el tiempo de integración el valor eficaz se aproxima a un valor límite que equivale a integrar durante un periodo. Por ejemplo, para una onda senoidal, dicho valor es $\sqrt{1/2}$ veces su amplitud,³ como se aprecia en la figura 4.4. Para el caso más habitual de señales no periódicas, como el ruido, la música o la palabra, se observa en general un fenómeno similar, es decir que a medida que aumenta el tiempo de integración **T** el valor eficaz va tendiendo a una constante (figura 4.5).

³ En efecto, aplicando a $p(t) = P \text{ sen } \omega t$ la definición de valor eficaz en un tiempo **T**, resulta

$$P_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T P^2 \text{ sen}^2 \omega t dt} = \sqrt{\frac{1}{2}} P \sqrt{1 - \frac{\text{sen} 2\omega T}{2\omega T}} \rightarrow \sqrt{\frac{1}{2}} P \text{ si } T \rightarrow \infty .$$

Si **T** coincide con un número entero de periodos, **P_{ef}** toma un valor igual a su valor límite.

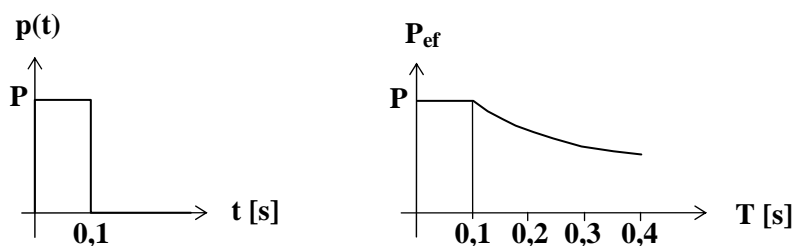


Figura 4.3. Un pulso de 0,1 s de duración y su valor eficaz en función del tiempo de integración.

En conclusión, cuanto mayor sea el tiempo de integración, menos sensible es el valor eficaz a las fluctuaciones propias del ruido o sonido, transformándose en un parámetro global más que instantáneo del sonido. Esto lleva a considerar la necesidad de establecer al menos dos tipos de respuesta, en función del tipo de fenómeno que se quiera evidenciar con la medición. Surgen así las denominadas **respuesta rápida** y **respuesta lenta**, cuya caracterización precisa veremos luego.

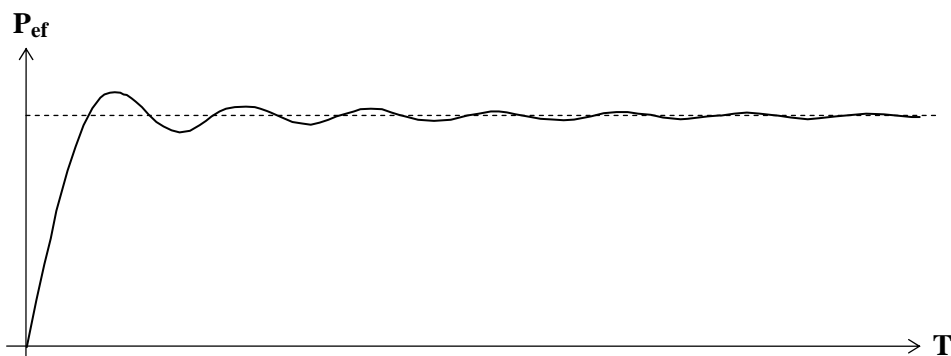


Figura 4.4. Valor eficaz de una onda senoidal en función del tiempo de integración T .

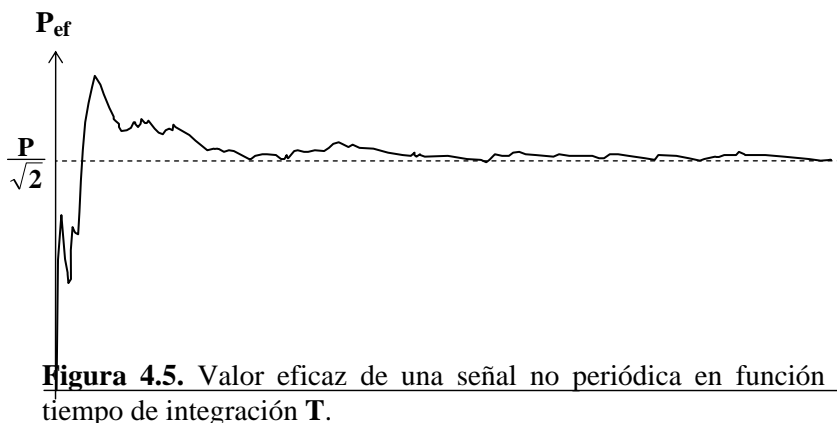


Figura 4.5. Valor eficaz de una señal no periódica en función del tiempo de integración T .

La obtención del valor eficaz en forma exacta se podría realizar con un dispositivo que realizara la elevación al cuadrado y la integración, de acuerdo al diagrama de

bloques ilustrado en la figura 4.6. Sin embargo, dado que es complicado realizar la integración de la definición en forma exacta, lo que se hace en la práctica es reemplazar dicha

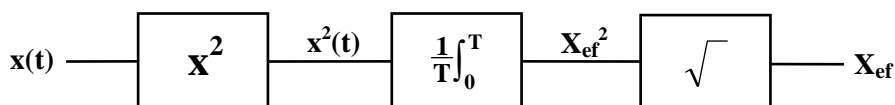


Figura 4.6. Diagrama de bloques correspondiente a un extractor de valor eficaz.

integración por un filtro de tipo pasabajos, que cumple una función similar comportándose como una especie de promediador local. Dicha disposición se muestra en el diagrama de bloques de la figura 4.7.

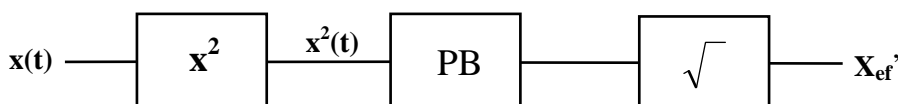


Figura 4.7. Diagrama de bloques de un extractor de valor eficaz en el cual se ha sustituido la integración por un filtro pasabajos.

El filtro pasabajos que reemplaza al bloque integrador tiene tres propiedades que determinan su respuesta ante una excitación cualquiera:

- a) Es selectivo en frecuencia
- b) Es lineal
- c) La respuesta ante una excitación periódica es siempre la suma de un régimen permanente y un régimen transitorio.⁴

a) Desde el punto de vista frecuencial, los filtros pasabajos tienen asociada una **frecuencia de corte**, f_c , que constituye el límite entre la **banda de paso** (por debajo de f_c) y la **banda de atenuación** (por encima de f_c). En la figura 4.8 se muestra la respuesta en frecuencia⁵ de un filtro sencillo (llamado de **primer orden**), cuya expresión es

$$H(f) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{f}{f_c}\right)^2}} \quad (4.4)$$

⁴ El régimen permanente es la respuesta periódica ante una excitación periódica que se obtiene luego de transcurrido un tiempo considerable. El régimen transitorio es la diferencia entre la respuesta obtenida al principio y el régimen permanente. El régimen transitorio se denomina así porque se extingue rápidamente en el tiempo.

⁵ La respuesta en frecuencia de un sistema cualquiera, en particular de un filtro, es el cociente (normalmente expresado en **dB**) entre la amplitud de la respuesta (salida) y la amplitud de la excitación (entrada), en función de la frecuencia:

$$H_{dB} = 20 \log_{10} \frac{A_{respuesta}}{A_{excitación}} \cdot$$

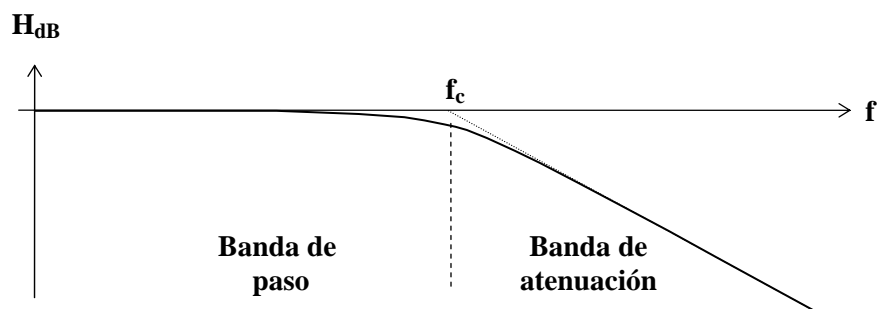


Figura 4.8. Respuesta en frecuencia de un filtro pasabajos de primer orden utilizado para realizar la función promediadora.

EJEMPLO 4.1

Si un filtro pasabajos tiene una frecuencia de corte de **1 kHz**, determinar cómo se modifican respectivamente las amplitudes de un tono de **200 Hz** y otro de **5 kHz**.

Solución: Según la ecuación 4.4, tenemos, para $f = 200 \text{ Hz}$,

$$H(200) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{200}{1000}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1,04}} = 0,981 \cong 1$$

Para $f = 5 \text{ kHz}$, en cambio,

$$H(5000) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{5000}{1000}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{101}} = 0,196 \cong 0,2.$$

Vemos que la senoide de **200 Hz** prácticamente no experimenta atenuación, mientras que la de **5 kHz** se reduce unas **5 veces**.

b) La **linealidad** significa que ante dos excitaciones superpuestas (por ejemplo la suma de dos señales senoidales de diferente frecuencia) la respuesta es la suma de las respuestas que se obtendrían ante cada excitación por separado. Así, teniendo en cuenta los resultados del ejemplo 4.1, si a un filtro pasabajos de frecuencia de corte **1 kHz** se le aplica la suma de dos señales de **200 Hz** y **5 kHz** de igual amplitud (figura 4.9 a), la respuesta estará formada por una componente de **200 Hz** de amplitud prácticamente igual a la original, más otra componente de **5 kHz** y amplitud **5 veces menor** (figura 4.9 b).

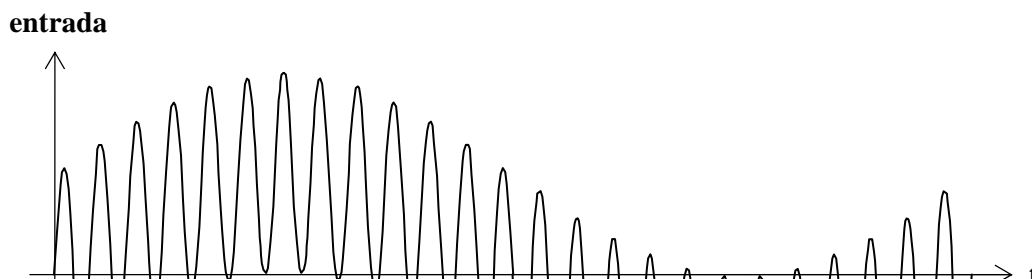


Figura 4.9. (a) Señal de entrada a un filtro pasabajos de **1 kHz**, formada por la suma de dos tonos de **200 Hz** y **5 kHz** de igual amplitud. (b) Salida del filtro, en la cual se observa que el tono de **200 Hz** prácticamente no se ha modificado mientras que el de **5 kHz** se ha reducido a $\frac{1}{5}$ de su valor original.

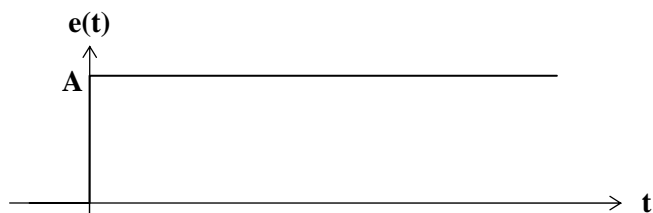
c) Si aplicamos a un filtro pasabajos una excitación en forma de escalón (salto) de amplitud **A** (figura 4.10 a), la respuesta resulta ser de la forma

$$r(t) = A \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \tag{4.5}$$

(figura 4.10 b), donde τ es un parámetro denominado **constante de tiempo** del filtro, relacionado con la frecuencia de corte a través de la ecuación

$$\tau = \frac{1}{2\pi f_c} . \tag{4.6}$$

Dicha respuesta se compone de dos partes: una constante, igual a la amplitud **A** del escalón, y una exponencial decreciente asintóticamente hacia 0. La constante constituye el



(a)

$r(t)$

Figura 4.10. (a) Una excitación en forma de escalón. (b) Respuesta transitoria de un filtro pasabajos de primer orden ante dicha excitación.

régimen permanente y la exponencial el **régimen transitorio**. Este comportamiento es común a diversas excitaciones, en particular para el caso que nos interesa, correspondiente al diagrama de bloques de la figura 4.7. Supongamos primero que la señal es una senoide de frecuencia $f \gg f_c$:

$$x(t) = A \operatorname{sen} 2\pi f t . \quad (4.7)$$

Luego del bloque cuadrador (elevador al cuadrado) se tendrá

$$y(t) = (A \operatorname{sen} 2\pi f t)^2 = \frac{A^2}{2} (1 - \cos 2\pi 2f t) . \quad (4.8)$$

Entonces estamos aplicando al filtro la suma de una constante $A^2/2$ y una cosenoide de frecuencia $2f$. La respuesta estará constituida por la suma de una constante de igual valor, es decir $A^2/2$, una senoide de frecuencia $2f$, muy atenuada por ser $2f \gg f_c$, y un régimen transitorio exponencial con una constante de tiempo $\tau = 1/2\pi f_c$. Dicha respuesta se ilustra en la figura 4.11 (c), en la cual por claridad se tomó f sólo 6 veces mayor que f_c .

Es interesante comparar, a la luz de estos resultados, la operación de los sistemas ilustrados en las figuras 4.6 (promediador puro) y 4.7 (filtro pasabajos). Analicemos primeramente el promediador puro. Este sistema, que utiliza un integrador, requiere un tiempo T fijo y bien determinado para completar la operación, y el resultado coincide en forma exacta con la definición de valor eficaz. Pero por lo que se vio en las figuras 4.3 a 4.5, no tiene sentido hablar del “valor eficaz de una señal”, ya que el valor eficaz no es una propiedad de la señal únicamente sino de la señal y del tiempo T durante el cual se evalúa. A pesar de ello, las figuras 4.4. y 4.5 muestran que, a largo plazo, el valor eficaz deja de depender del tiempo T y pasa a depender sólo de la señal.⁶ Es

⁶ Esto es válido para señales **estacionarias**, es decir cuyas propiedades estadísticas no varían considerablemente en el tiempo.

interesante determinar cuán grande debe ser el tiempo **T** para que esto suceda. Para el caso de ondas

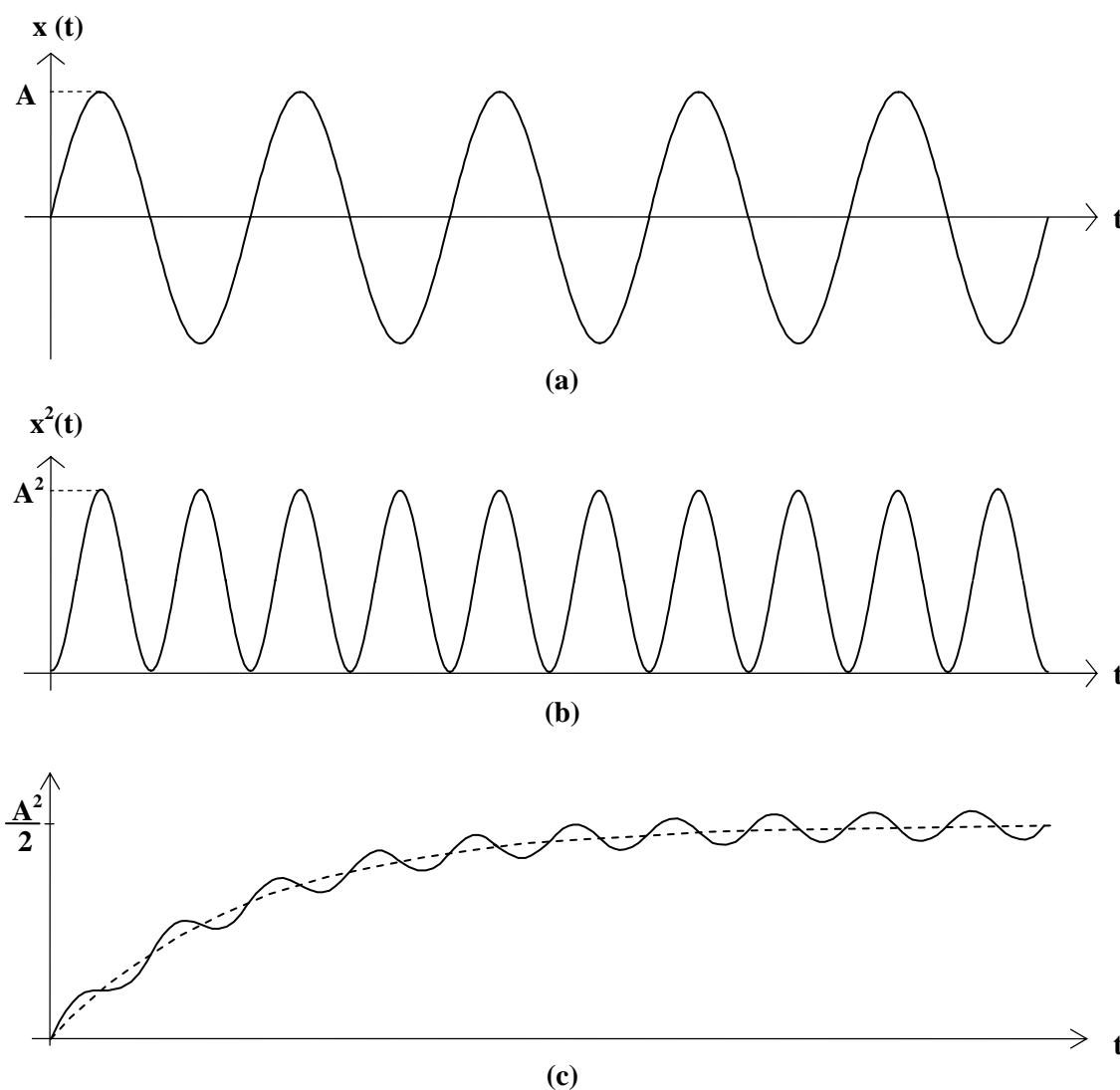


Figura 4.11. (a) Una señal senoidal de frecuencia **f**, 6 veces mayor que la frecuencia de corte **f_c** del filtro. (b) Salida del bloque cuadrador. (c) Salida del filtro pasabajos, que incluye la respuesta permanente al valor medio (valor de continua, $A^2/2$), la respuesta permanente a la frecuencia **2f**, y la respuesta transitoria con su constante de tiempo $\tau = 1/2\pi f_c$ (graficada también separadamente en línea de trazos).

senoidales el cálculo es relativamente simple. Si la amplitud es **A**, tenemos (ver nota 3 al pie de página):

$$A_{ef} = \frac{A}{\sqrt{2}} \sqrt{1 - \frac{\text{sen } 4\pi f T}{4\pi f T}} \quad (4.9)$$

Queremos determinar para qué valor de T el resultado deja de variar significativamente con T . En otras palabras, fijado un error relativo admisible ϵ_0 , nos preguntamos cuánto debe valer T , como mínimo, para que el error ϵ sea menor que ϵ_0 . El error relativo es

$$|\epsilon| = \left| \sqrt{1 - \frac{\text{sen } 4\pi f T}{4\pi f T}} - 1 \right| \cong \left| \frac{\text{sen } 4\pi f T}{8\pi f T} \right| \leq \frac{1}{8\pi f T}, \quad (4.10)$$

de modo que si queremos que sea $|\epsilon| \leq \epsilon_0$, deberá cumplirse

$$\frac{1}{8\pi f T} \leq \epsilon_0$$

o bien

$$T \geq \frac{1}{8\pi f \epsilon_0}. \quad (4.11)$$

Esta desigualdad constituye una variante del **principio de indeterminación**, que en este caso indica que *no se puede conocer a la vez con gran precisión el valor eficaz y la ubicación temporal de una onda*. Por ejemplo, para una frecuencia de **31,5 Hz** se requiere un tiempo de integración $T > 126 \text{ ms}$ para que el valor eficaz ya no varíe en más de un **1%** ante ulteriores incrementos de T .

Analicemos ahora el sistema que utiliza un filtro pasabajos. Existen aquí dos fuentes de error que conviene estudiar por separado. En primer lugar está el error debido al régimen transitorio. Dicho transitorio está dado por

$$r_{\text{transitorio}}(t) = \frac{A}{\sqrt{2}} \sqrt{1 - e^{-\frac{t}{\tau}}}, \quad (4.12)$$

por lo tanto el error relativo al cabo de un tiempo t respecto al valor final es

$$\epsilon_{\text{transitorio}} = \sqrt{1 - e^{-\frac{t}{\tau}}} - 1 \cong -\frac{1}{2} e^{-\frac{t}{\tau}}, \quad (4.13)$$

siendo la aproximación válida para $t \gg \tau$.

En segundo lugar, siempre poniendo como ejemplo una señal senoidal de entrada de frecuencia f , aparece un error debido a que la componente de frecuencia $2f$ de la salida del cuadrador, si bien es atenuada considerablemente por el filtro, no desaparece del todo, quedando un pequeño rizado (ripple). Si la entrada es

$$x(t) = A \text{sen } 2\pi f t,$$

después del cuadrador se tendrá

$$y(t) = \frac{A^2}{2} (1 - \cos 2\pi 2ft),$$

y a la salida del filtro,

$$z(t) = \frac{A^2}{2} \left(1 - \frac{\text{sen } 2\pi 2ft}{\sqrt{1 + \left(\frac{2f}{f_c}\right)^2}} \right). \quad (4.14)$$

Finalmente, después del extractor de raíz cuadrada resulta

$$x_{ef}' = \frac{A}{\sqrt{2}} \sqrt{1 - \frac{\text{sen } 2\pi 2ft}{\sqrt{1 + \left(\frac{2f}{f_c}\right)^2}}}. \quad (4.15)$$

El error relativo debido a la componente $2f$ será máximo cuando el seno es ± 1 , y vale

$$\varepsilon_{2f,\text{máx}} = \sqrt{1 + \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2f}{f_c}\right)^2}}} - 1 \cong \frac{1}{2\sqrt{1 + \left(\frac{2f}{f_c}\right)^2}} \cong \frac{f_c}{4f},$$

o, teniendo en cuenta la relación entre f_c y τ ,

$$\varepsilon_{2f,\text{máx}} \cong \frac{1}{8\pi f \tau}. \quad (4.16)$$

Esta fórmula es casi idéntica a la obtenida en la ecuación 4.10 para el caso en que se utilizaba un integrador puro, donde la constante de tiempo τ juega el papel que allí jugaba el tiempo de integración T .

Resumiendo, para el sistema con filtro pasabajos aparece un error debido al transitorio (ecuación 4.13), y otro error debido al contenido residual de frecuencias que el filtro no es capaz de eliminar por completo (ecuación 4.16). En general este último es despreciable, salvo para muy bajas frecuencias. Por ejemplo, para una constante de tiempo de **200 ms** y una frecuencia de **31,5 Hz**, la ecuación 4.16 indica que el error será de **0,63 %**, que corresponde a un error de **0,05 dB**, por cierto mucho menor que el que acredita la mayoría de los instrumentos de medición. Para frecuencias más altas, el error es todavía más insignificante.

Resulta, entonces, que el error más importante es el atribuible al transitorio (ecuación 4.13). De hecho, este error se aplica con ventaja para realizar una especie de “filtrado temporal”, por medio del cual las variaciones más rápidas de la señal son ignoradas, conservando sólo las variaciones lo bastante lentas como para que el error sea pequeño. Esto se tiene en cuenta en los selectores de **velocidad de respuesta**, que normalmente permiten tres posibilidades: respuesta **lenta**, **rápida** e **impulsiva**.

NOTA: Es importante mencionar que el análisis anterior, realizado sobre la base de señales senoidales, puede extenderse al caso de señales arbitrarias. En ese caso, la salida del extractor de raíz cuadrada puede determinarse mediante la siguiente fórmula integral:

$$X'_{ef}(t) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_0^t x(\theta)^2 e^{-\frac{t-\theta}{\tau}} d\theta} , \quad (4.17)$$

en la cual se ha supuesto que $x(t) = 0$ para $t < 0$. El radicando se conoce como **promedio temporal con ponderación exponencial**, o simplemente **promedio temporal exponencial**. El interés de esta fórmula es, no obstante, principalmente teórico, ya que su aplicación a señales como el ruido, la música o la palabra se ve dificultada por la imposibilidad de expresar analíticamente su evolución. Sí es aplicable en el caso de los instrumentos digitales (en su versión numérica), para simular las respuestas lenta, rápida e impulsiva clásicas (tal como se describirán a continuación).

4.1.2.1. Respuesta lenta

Se define la **respuesta lenta** como aquélla para la cual ante una excitación en forma de pulso senoidal de **1 kHz** y una duración de **0,5 s**, la indicación máxima obtenida está **4 dB** por debajo de la que se obtendría para una señal senoidal de igual frecuencia y amplitud en régimen permanente. Esta situación se ilustra en la figura 4.12.

Para calcular la constante de tiempo del filtro pasabajos supondremos que el error aludido en la definición se debe sólo al transitorio. Debe ser, por lo tanto,

$$20 \log_{10} \sqrt{1 - e^{-\frac{0,5 s}{\tau}}} = -4 \text{ dB} ,$$

es decir

$$\sqrt{1 - e^{-\frac{0,5 s}{\tau}}} = 10^{\frac{-4}{20}} = 0,6309 .$$

Entonces

$$1 - e^{-\frac{0,5 s}{\tau}} = 0,6309^2 = 0,3981 ,$$

de donde

$$\tau_{lenta} = \frac{-0,5 s}{\ln(1 - 0,3981)} \cong 1 s . \quad (4.18)$$

Resulta, por consiguiente, que la constante de tiempo del filtro para la denominada **respuesta lenta** es de aproximadamente **1 s**, lo cual implica (ecuación 4.4) una frecuencia de corte de **0,16 Hz**.

4.1.2.2. Respuesta rápida

La respuesta rápida se define como aquélla para la cual ante una excitación en forma de pulso senoidal de **1 kHz** y una duración de **0,2 s**, la indicación máxima obtenida está **1 dB** por debajo de la que se obtendría para una señal senoidal de igual

frecuencia y amplitud en régimen permanente. Un cálculo enteramente similar al anterior permite obtener un resultado

$$\tau_{\text{rápida}} \cong 0,125 \text{ s} , \tag{4.19}$$

que corresponde a una frecuencia de corte de **1,3 Hz**.

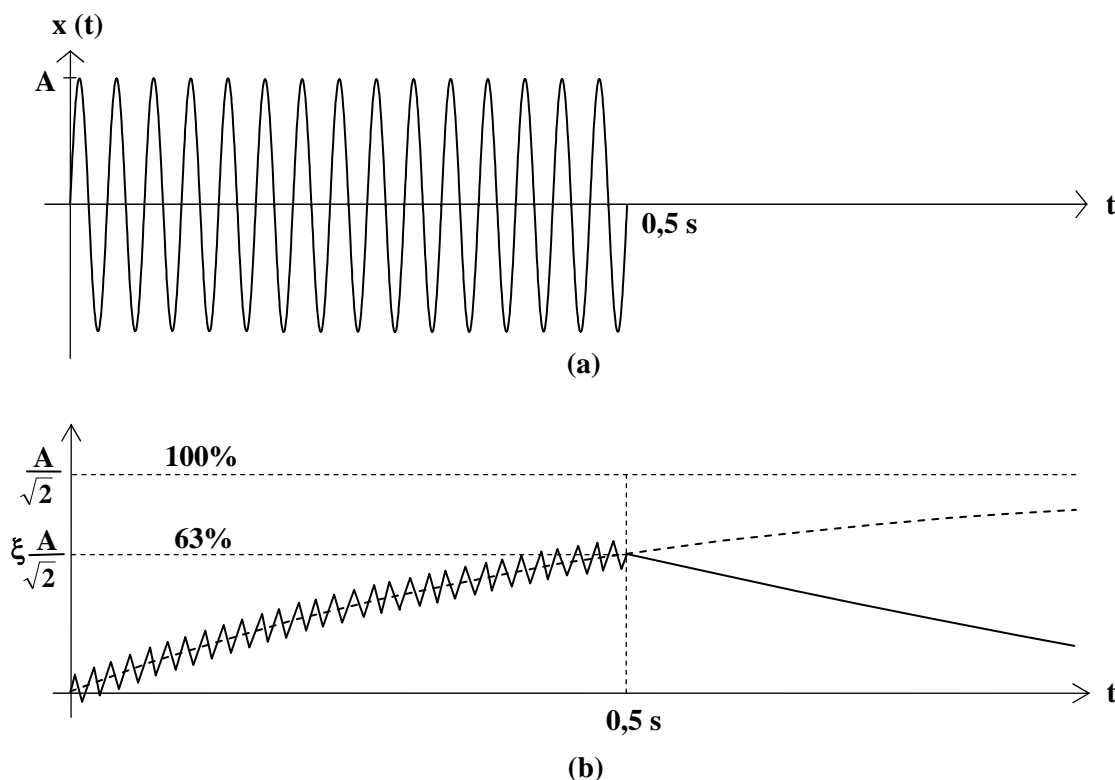


Figura 4.12. Respuesta lenta. (a) Un pulso senoidal de frecuencia **1 kHz** y duración **0,5 s** (por claridad de la ilustración la frecuencia realmente representada es de **30 Hz**). (b) Salida del extractor de raíz cuadrada. El valor máximo alcanzado debe ser **4 dB** menor que el hipotético valor final, es decir, debe ser un **63%** de dicho valor (por claridad se ha exagerado la amplitud del rizado).

4.1.2.3. Respuesta impulsiva

La respuesta impulsiva es aquélla para la cual la constante de tiempo para señales de valor absoluto creciente en el tiempo es de **35 m**, y en cambio para señales de valor absoluto decreciente es de **1,5 s**, es decir

$$\tau_{\text{impulsiva } \uparrow} = 35 \text{ ms} , \tag{4.20}$$

$$\tau_{\text{impulsiva } \downarrow} = 1,5 \text{ s} . \tag{4.21}$$

La diferencia se debe a que de esta manera el instrumento es capaz de reaccionar ante pulsos muy rápidos, como ruidos percusivos o de impacto, explosiones, etc., pero luego

retiene el valor leído durante un tiempo razonable que permite su lectura por parte del operador.

4.1.3. MICRÓFONOS

El **micrófono** es el *transductor*⁷ que transforma la señal acústica (sonido) en señal eléctrica; más precisamente, transforma presión sonora en tensión eléctrica. Aunque existen diversos métodos de conversión (electromagnética, piezoeléctrica, electrostática), en instrumentos de medición se utilizan casi exclusivamente los micrófonos electrostáticos, es decir los **micrófonos de condensador**, o **micrófonos capacitivos**, por tener excelentes características de respuesta en frecuencia y tener ruido propio relativamente bajo.

Un micrófono capacitivo típico está formado por un diafragma muy delgado (del orden de **5 μm** de espesor) generalmente bañado en oro, y una placa posterior metálica que normalmente está perforada o ranurada (figura 4.13). Ambos forman un **condensador** cuya capacidad **C** está dada por:

$$C = \epsilon_0 \frac{A}{d}, \quad (4.22)$$

donde $\epsilon_0 = 8,85 \times 10^{-12} \text{ Coul}^2/\text{N}\cdot\text{m}^2$, **A** es el área del diafragma y **d** la distancia entre el diafragma y la placa posterior. Por otra parte, la ecuación fundamental de un condensador es

$$V = \frac{q}{C}, \quad (4.23)$$

donde **V** es la tensión que aparece en los terminales del condensador, **q**, la carga eléctrica acumulada en cada una de las placas (en este caso, el diafragma y la placa posterior), y **C**, la capacidad. De las dos ecuaciones anteriores se concluye que si de alguna manera se consigue mantener una carga **q** en las placas del condensador, tendremos

$$V = \frac{q}{\epsilon_0 A} d. \quad (4.24)$$

Es decir que la tensión pasa a ser proporcional a la distancia entre el diafragma y la placa posterior. Ahora bien, si sobre el diafragma actúa una presión sonora, el diafragma vibrará como consecuencia de la diferencia de presión variable entre el exterior y el interior del micrófono. Por consiguiente variará también la distancia entre el diafragma y la placa posterior, con lo cual la presión sonora (es decir la diferencia de presión) se habrá convertido en una tensión variable proporcionalmente a ella.

La carga **q** se puede lograr de dos maneras. La primera es agregándola externamente mediante una fuente conocida como **fente de polarización** (o **fente fantasma**), a través de una resistencia, como se muestra en la figura 4.14. Esta fuente puede tener un valor tan alto como **200 V**. La segunda consiste en utilizar como soporte

⁷ Un **transductor** es cualquier dispositivo que transforma un tipo de señal en otra.

para el diafragma un material dieléctrico especialmente concebido,⁸ en el interior del cual es posible incorporar cargas intrínsecas irradiándolo con luz ultravioleta (luz de alta energía) durante el proceso de fabricación.⁹ Dichas cargas inducirán cargas opuestas sobre el baño de oro, lográndose el objetivo de generar una carga sobre las placas. Este tipo de micrófonos se conoce como **prepolarizados**, o *electret*.

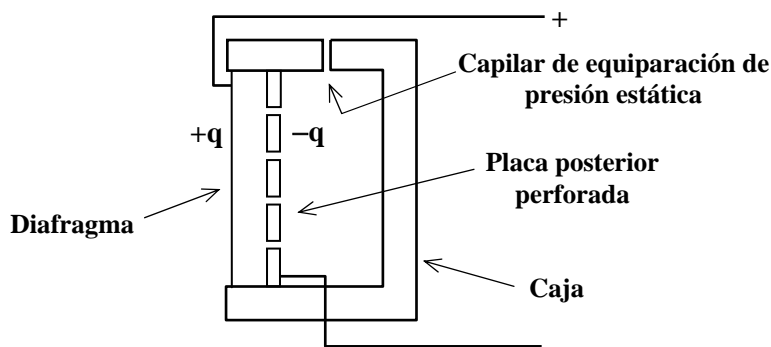
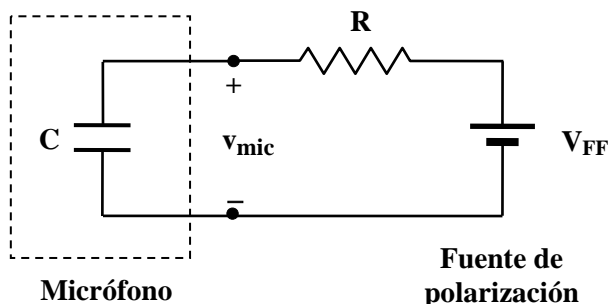


Figura 4.13. Diagrama esquemático constructivo de un **micrófono de condensador**. Las variaciones de presión causadas por una onda sonora imprimen movimiento al diafragma, y al variar consecuentemente la distancia entre éste y la placa posterior, varía también la **capacidad** del condensador formado por ambos. Si previamente se ha aplicado una carga eléctrica **q** a ambas placas, la variación de capacidad implicará una variación de tensión eléctrica entre los terminales + y - del micrófono.

La impedancia eléctrica de un micrófono a condensador es inherentemente muy elevada, por lo cual quedan expuestos a serios problemas de ruido. Para evitar esto, los



⁸ El diafragma es conductor debido al baño de oro.

⁹ Dado que las cargas quedan atrapadas en la estructura del dieléctrico (aislante), las mismas no pueden migrar debido a que el aislante no conduce la corriente eléctrica.

Figura 4.14. Polarización de un micrófono capacitivo mediante una fuente externa. La fuente V_{FF} suministra la carga q necesaria para que las variaciones de capacidad permitan obtener variaciones de tensión, y sus valores típicos son de **28 V** ó **200 V**.

micrófonos capacitivos requieren un preamplificador cuya finalidad es reducir la impedancia. Este preamplificador va ubicado en el gabinete del instrumento salvo cuando el micrófono está separado del instrumento y conectado a éste mediante cables, en cuyo caso está incorporado al propio cuerpo del micrófono, para evitar pérdidas y ruidos debido al cableado.

4.1.3.1. Sensibilidad

La tensión que entrega un micrófono ante un dado nivel de presión sonora puede obtenerse por medio de la **sensibilidad**, que se define como *el cociente entre el valor eficaz de la tensión producida y el valor eficaz de la presión que le da origen*, es decir¹⁰

$$S = \frac{V_{ef}}{P_{ef}} . \quad (4.25)$$

Se expresa en volts por pascal (**V/Pa**), o en milivolts por pascal (**mV/Pa**). Otra manera muy difundida de expresar la sensibilidad es en **dB** referidos a **1 V/Pa**. En ese caso, llamando **sensibilidad de referencia**, S_{ref} , a **1 V/Pa**, se obtiene con esta fórmula:

$$S|_{dB} = 20 \log_{10} \frac{S}{S_{ref}} . \quad (4.26)$$

Por ejemplo, si un micrófono tiene una sensibilidad de **-40 dB**, significa que con una presión eficaz de **1 Pa** (es decir **94 dB** de nivel de presión sonora) se tendrá una tensión eficaz

$$V_{ef} = 10^{\frac{-40}{20}} V = 10 \text{ mV} .$$

La sensibilidad normalmente aumenta con el diámetro del diafragma. Por ejemplo, un micrófono de $\frac{1}{8}$ " tiene, por lo general, una sensibilidad del orden de **1 mV/Pa**, mientras que uno de **1"** puede llegar a los **100 mV/Pa**. También aumenta con la tensión de polarización aplicada, ya que a mayor tensión, mayor carga q aplicada al diafragma y a la placa posterior, y por lo tanto mayor será la señal de tensión generada (ecuación 4.22).

La señal de tensión de los micrófonos es, por lo común, muy pequeña (salvo para niveles de presión sonora muy altos), lo cual implica que está muy expuesta a los ruidos eléctricos. Por esta razón *es preciso utilizar conexiones de excelente calidad para los micrófonos*, así como *preamplificadores de bajo ruido*.

Además de este ruido inducido externamente al micrófono, existe un ruido eléctrico intrínseco generado dentro del propio micrófono,¹¹ que es asimilable a un

¹⁰ Podría definirse la sensibilidad como el cociente entre los valores instantáneos, en lugar de los eficaces. En ese caso, sin embargo, la definición dejaría de tener sentido en alta frecuencia, debido al inevitable defasaje entre la presión y la tensión.

ruido acústico equivalente. Esto implica que si queremos medir niveles de presión sonora muy pequeños, debemos asegurarnos que la sensibilidad del micrófono sea lo bastante alta como para que la señal no quede inmersa debajo del propio ruido intrínseco.

4.1.3.2. Respuesta en frecuencia

Una característica importante de cualquier componente de un sistema que procesa señal, en particular de los micrófonos, es su **respuesta en frecuencia**. La **respuesta en frecuencia**, en el caso de un micrófono, se interpreta como *la variación de la sensibilidad (en dB) en función de la frecuencia*, presentada habitualmente en forma de gráfica. El aspecto típico de la respuesta en frecuencia de un micrófono se muestra en la figura 4.15. Se observa que la respuesta *no es plana*, vale decir que no es constante con la frecuencia. Esto significa que ante dos sonidos de diferente frecuencia, por ejemplo **30 Hz** y **10 kHz**, pero *idéntica amplitud*, el micrófono generará *tensiones diferentes*. En este

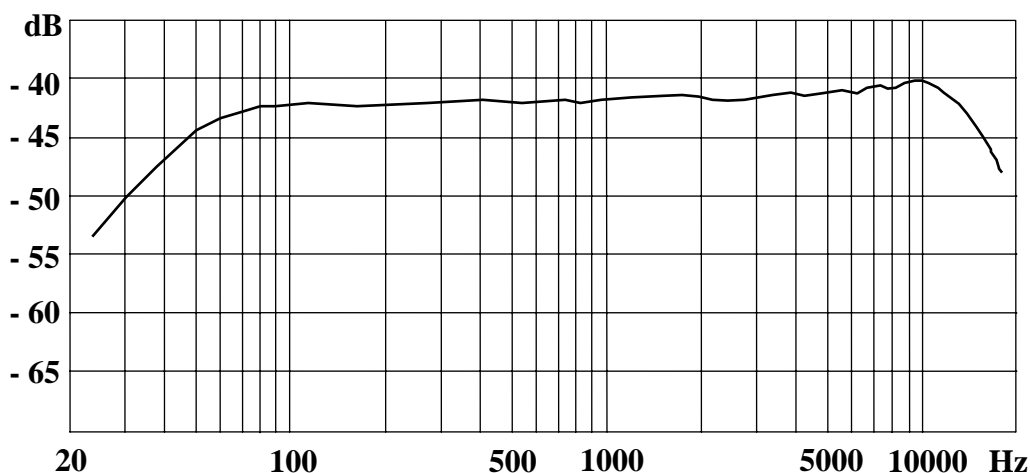


Figura 4.15. Curva de la **respuesta en frecuencia** de un micrófono típico.

ejemplo, la sensibilidad para **30 Hz** es de **-50 dB**, mientras que para **10 kHz** es de **-40 dB**, lo cual hace una diferencia de **10 dB**. Esto implica que la tensión generada por el micrófono a **10 kHz** será (a cálculo hecho) más de **3** veces mayor que la generada a **30 Hz**.

En baja frecuencia se observa una caída de la respuesta. Esto se debe a que los micrófonos poseen un pequeño orificio o tubo de diámetro muy pequeño (capilar) en algún lugar de la caja (representado en la figura 4.13), cuya finalidad es producir una equiparación entre las presiones estáticas (de equilibrio) externa e interna. Si dicha equiparación no se hiciera, es decir si la cavidad detrás del diafragma fuera estanca, ante variaciones de la presión atmosférica el diafragma se curvaría hacia adentro o hacia afuera, *reduciendo considerablemente la linealidad, eficiencia y sensibilidad del*

¹¹ Este ruido se origina principalmente por el movimiento o agitación térmica de los electrones libres dentro de las porciones conductoras del micrófono, y se denomina **ruido térmico**.

micrófono. A frecuencias altas, la cavidad opera como si fuera hermética (ya que el aire no puede entrar y salir rápidamente por un tubo tan estrecho), pero a baja frecuencia no lo es, de manera que las ondas de baja frecuencia penetran también por el capilar, igualándose las presiones a uno y otro lado del diafragma. Al no haber diferencia neta de presión sobre el diafragma, éste permanece inmóvil.

También se nota en la respuesta cierta *irregularidad* (fluctuaciones) en alta frecuencia. Esto es una consecuencia directa de que la longitud de onda a esas frecuencias ya es comparable al tamaño del micrófono (por ejemplo a **10 kHz** la longitud de onda es de **3,5 cm**), lo cual hace que el propio micrófono interfiera en el campo sonoro causando el equivalente de “sombras” acústicas sobre sí mismo, que dependen mucho de la longitud de onda.

Finalmente, se aprecia que existe una banda de frecuencias, que en el ejemplo abarca desde alrededor de **50 Hz** hasta unos **15 kHz**, en que la respuesta es bastante plana. Los extremos se denominan respectivamente **frecuencia inferior** y **frecuencia superior**, definidas como aquellas frecuencias por debajo de la cual y por encima de la cual la sensibilidad cae **3 dB** por debajo del valor a **1 kHz**. Cuando se desea dar una idea rápida de la respuesta en frecuencia de un micrófono, se especifican las frecuencias inferior y superior, lo cual en general es suficiente para decidir si un micrófono es o no adecuado para determinada aplicación.

4.1.3.3. Direccionalidad

Otra característica importante en los micrófonos es la direccionalidad. Como consecuencia de las particularidades de su diseño, la sensibilidad de un micrófono puede variar con la dirección de procedencia del sonido, como se muestra en la figura 4.16.

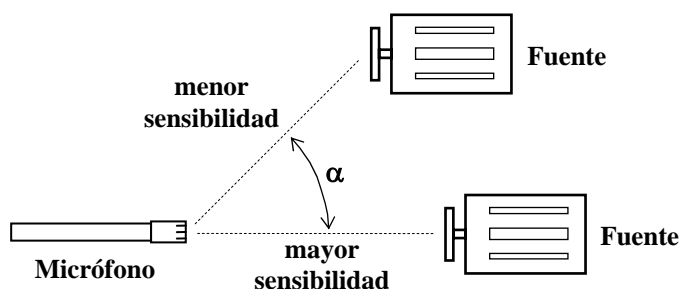


Figura 4.16. Efecto sobre la sensibilidad de un micrófono direccional (por ejemplo cardioide) de las diversas orientaciones de la fuente.

Se pueden indicar las características direccionales de un micrófono por medio de un **diagrama direccional** o **diagrama polar** como el que se muestra en la figura 4.17. En este tipo de diagrama se indica cómo varía de la sensibilidad del micrófono con el ángulo entre la fuente sonora y el **eje principal**, es decir aquella dirección de máxima sensibilidad. En el ejemplo de la figura 4.17, por ejemplo, a los **90°** la sensibilidad es unos **6 dB** menor que en el eje principal.

El **patrón direccional** (forma del diagrama polar) de un micrófono varía con la frecuencia, debido a que para altas frecuencias, la longitud de onda es pequeña, comparable al tamaño del propio micrófono, que proyecta sobre sí mismo “sombras”

acústicas dependientes de la orientación y de la longitud de onda (y por lo tanto de la frecuencia). La difracción es otro fenómeno que contribuye a esta variación del patrón polar en alta frecuencia. En la figura 4.18 se repite el diagrama polar de la figura 4.17, incluyendo otras dos frecuencias.

Como forma alternativa de interpretar esta particularidad de los micrófonos, en la figura 4.19 se ha graficado la respuesta en frecuencia de un micrófono para diversos ángulos.

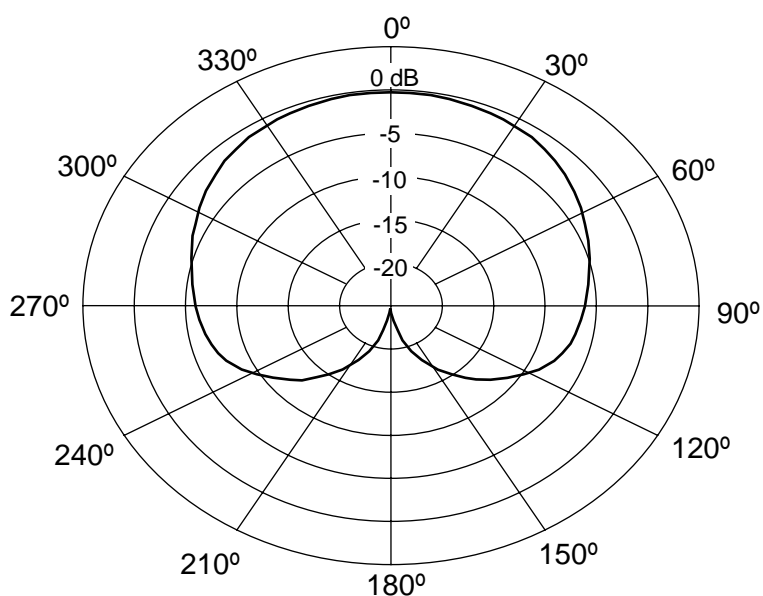
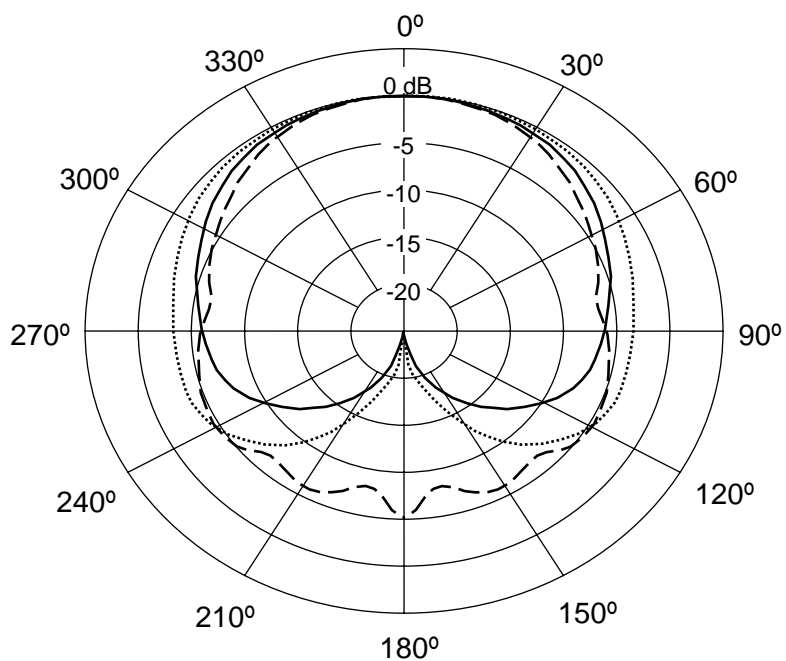


Figura 4.17. Ejemplo de **diagrama direccional** o **diagrama polar** de un micrófono. En él se indica la variación de la sensibilidad con la dirección de procedencia del sonido, respecto a la sensibilidad máxima (**0 dB**), que corresponde a la dirección principal del micrófono. Este ejemplo corresponde a un micrófono **cardioide**.



————— 1000 Hz
 5000 Hz
 - · - · - 10000 Hz

Figura 4.18. Variación con la frecuencia del diagrama polar del **micrófono cardioide** de la figura 4.17. Las diferentes curvas responden al diferente patrón de “sombras” acústicas para cada longitud de onda.

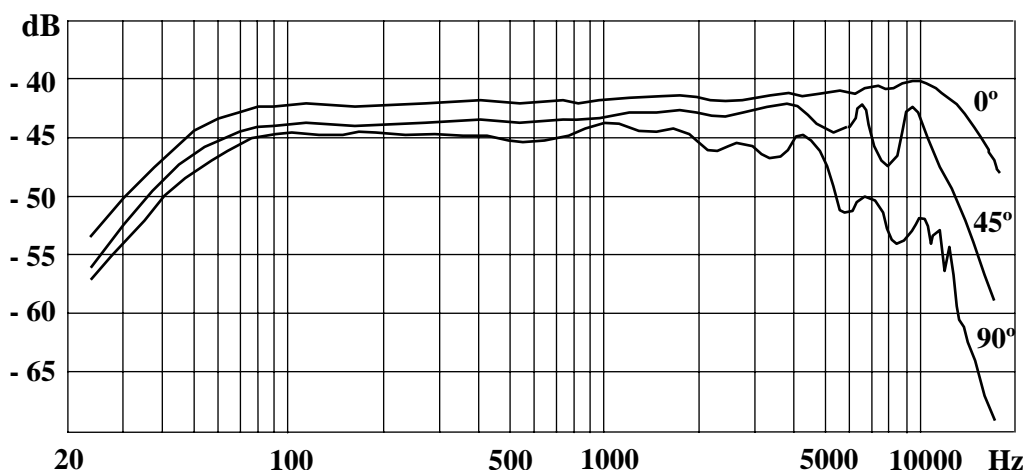


Figura 4.19. Respuesta en frecuencia de un micrófono direccional típico para diferentes ángulos respecto a la dirección principal: **0°**, **45°** y **90°**. Según se puede apreciar, las irregularidades en alta frecuencia se hacen mayores, introduciendo una mayor distorsión de frecuencia en la señal.

4.1.3.4 Tipos de incidencia

Los diagramas direccionales de las figuras 4.17 y 4.18 se han trazado a partir de mediciones realizadas en **campo libre** o **campo abierto**, vale decir *en ausencia de toda reflexión acústica*. Esto es importante para poder garantizar que el sonido proviene de la dirección especificada. En la práctica esta situación se logra en una **cámara anecoica** (sin ecos) o bien en un ámbito de ensayo abierto, con el micrófono montado lejos de cualquier superficie reflectora.

Estos resultados son importantes porque describen el comportamiento del micrófono en condiciones normalizadas, y por lo tanto fácilmente reproducibles, lo cual permite, por ejemplo, confirmar o no las especificaciones de determinado micrófono. Por añadidura, son condiciones que de hecho *se verifican* en diversas mediciones habituales de la ingeniería de control de ruido, como por ejemplo las mediciones en

exteriores o la medición del ruido de una máquina en cámara anecoica. Sin embargo, hay otras varias mediciones comunes que no pueden llevarse a cabo en esas condiciones, entre las cuales están las mediciones de ruido ambiental, las mediciones de ruido en recintos reverberantes y las mediciones de presión sonora en el interior de pequeños recintos acústicos.¹²

Lo que cambia en cada una de estas situaciones es el *tipo de campo sonoro*. Existen básicamente tres tipos de campo: el **campo libre**, el **campo de presión**, y el **campo difuso** o **aleatorio**. Cada micrófono de medición está diseñado para tener una respuesta en frecuencia óptima (es decir, lo más plana o uniforme posible) para alguno de estos tipos de campo.

El **campo libre**, que ya hemos descripto, se caracteriza por el hecho de que la dirección de procedencia de la onda sonora está perfectamente definida. El micrófono más indicado para las mediciones en campo libre es el denominado, precisamente, **micrófono de campo libre**. Este tipo de micrófono se diseña para corregir o compensar el efecto de su propia perturbación sobre el campo acústico.¹³ Sería deseable que esta compensación fuera válida para cualquier orientación del micrófono respecto a la dirección de la onda sonora,¹⁴ pero debido a dificultades de diseño *esto es posible sólo si la onda sonora incide en forma perpendicular al diafragma*. Por este motivo también se denominan **micrófonos de incidencia normal**.

El **campo de presión** se tiene, por ejemplo, al ras de una superficie, o dentro de recintos o cavidades de dimensiones reducidas, tales como tubos, acopladores acústicos, etc., en los cuales la presión sonora es consecuencia de pequeñas variaciones de volumen provocadas por la fuente. Los micrófonos indicados para este tipo de campo sonoro, es decir los **micrófonos de presión**, entregan una tensión eléctrica proporcional a la presión sonora real, que incluye la eventual perturbación del propio micrófono. En un auténtico campo sonoro de presión, el micrófono no debería causar perturbaciones, de allí la conveniencia de medir dicho campo con este tipo de micrófono .

Finalmente, el **campo difuso** o **aleatorio** es aquel en el cual la dirección de procedencia de la onda sonora en un instante y en un punto determinados es aleatoria. Es característico de los ambientes reverberantes, en los cuales los sucesivos frentes de onda se van superponiendo a las reflexiones de los anteriores, generando una onda resultante cuya dirección fluctúa en forma dinámica y aleatoria. El micrófono más apropiado para este campo sonoro es el **micrófono de incidencia aleatoria**, que es básicamente un micrófono omnidireccional.

Es posible utilizar un micrófono de un tipo dado en un campo sonoro de otro tipo, siempre y cuando se tomen ciertos recaudos. Por ejemplo, un micrófono de presión puede emplearse para medir campo libre siempre y cuando su eje esté perpendicular a la dirección de donde proviene la onda a medir. En algunos casos los fabricantes proveen adaptadores o correctores que se adosan a los micrófonos de campo libre confiriéndoles características adecuadas para medir campos difusos.

Salvo estas dos situaciones, el uso de un micrófono que no se adapta a un determinado campo sonoro implica un empeoramiento de la respuesta en frecuencia, y

¹² Por ejemplo en el interior de tubos, cajas, botellas, resonadores, etc.

¹³ Cuando el micrófono es parte inseparable de un equipo de medición, por ejemplo un sonómetro (medidor de nivel sonoro) no sólo se debe contemplar la perturbación del micrófono sino la de todo el instrumento.

¹⁴ Si bien esto podría lograrse con un micrófono muy pequeño, la sensibilidad resultaría demasiado baja y por consiguiente la relación señal/ruido sería también demasiado pequeña para lograr una medición aceptable cuando el campo no es intenso.

por consiguiente su uso no es recomendable.

4.2. MEDIDOR DE NIVEL SONORO

El **medidor de nivel sonoro**, también denominado **sonómetro** o **decibelímetro** es el instrumento de medición acústica más simple, y por esa razón, el más difundido. Está orientado a determinar el **nivel sonoro**, es decir el nivel de presión sonora con intercalación de una adecuada red de compensación (o ponderación) de frecuencias. En la figura 4.20 se muestra el diagrama de bloques de un medidor de nivel sonoro. El micrófono toma la presión sonora $p(t)$ y la convierte en una tensión $v_m(t)$, que es amplificada por un amplificador. Luego sigue un atenuador, que permite la selección de escala. Esto es necesario dado que en general el rango dinámico¹⁵ de algunos de los bloques que siguen no es tan alto como el que se pretende para el instrumento completo (por ejemplo, son comunes los medidores que permiten medir desde **30 dBA** hasta **130 dBA**, lo que corresponde a un rango dinámico de **100 dB**). Seguidamente, se tiene un filtro cuya finalidad es realizar la ponderación seleccionada (**A**, **B**, **C**, etc.), cuya salida es tratada por el cuadrador. Luego aparece el filtro pasabajos cuya constante de tiempo, en general seleccionable, permite distintas respuestas temporales del instrumento. A la salida de este filtro se tiene el valor eficaz al cuadrado. (Obsérvese que no hace falta el extractor de raíz cuadrada de la figura 4.7, dado que a continuación se coloca un amplificador logarítmico, y el logaritmo de la raíz de un número se vincula por un factor $1/2$ con el logaritmo del número.)

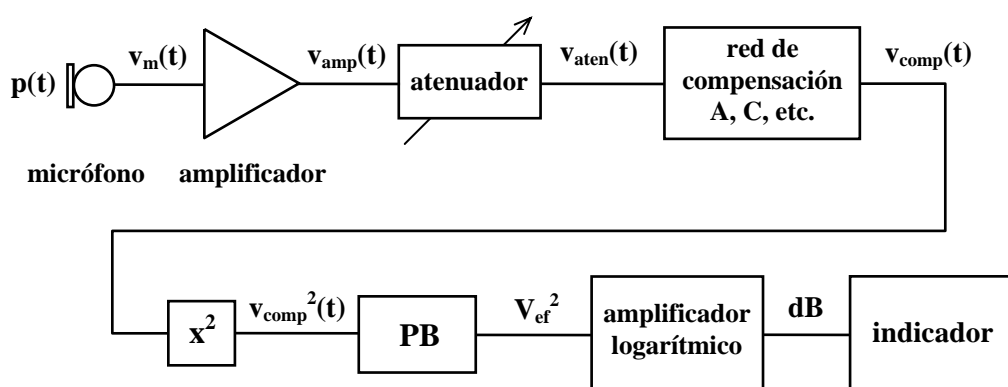


Figura 4.20. Diagrama de bloques de un **medidor de nivel sonoro** (también denominado **sonómetro**, o **decibelímetro**).

¹⁵ El **rango dinámico** es la diferencia en **dB** entre el máximo y el mínimo nivel de señal que es capaz de manejar un dispositivo en condiciones operativas adecuadas (por ejemplo, sin distorsionar o cambiar su forma de operación, o sin resultar demasiado ruidoso comparado con la señal a procesar).

El amplificador logarítmico se encarga de transformar el valor eficaz en **dBA**, y el indicador presenta el valor medido. En general el indicador es digital, y tiene intercalado un conversor analógico digital.

Existen algunas variantes de este esquema. Por ejemplo, en los instrumentos más económicos no existe amplificador logarítmico. Utilizan un indicador analógico de aguja con una graduación no lineal que realiza simultáneamente la radicación y la logaritmicación en forma gráfica. En estos casos cada rango abarca no más (y en general menos) de **20 dB**,¹⁶ lo cual obliga a disponer de una gran cantidad de rangos, y además dificulta la medición de ruidos cuyo nivel varía rápidamente entre límites amplios. En el otro extremo de la escala de precios, tenemos instrumentos con funciones como el almacenamiento de datos digitales, en general con la posibilidad de volcado de datos a una computadora personal, o como el procesamiento estadístico de las mediciones. Entre las funciones especiales pueden hallarse la indicación de **sobrecarga** (overload), que advierte que el nivel máximo de un determinado rango (o del instrumento completo) ha sido superado, o la selección automática del rango (**autorrango**). También puede proveerse la detección y retención de picos.

Los parámetros relativos a la respuesta frecuencial (redes de compensación) y temporal (velocidad de respuesta) de los medidores de nivel sonoro son los ya estudiados en forma general en las secciones anteriores. Así, tenemos que en general los instrumentos proveen las escalas **A** y **C**, a las que se agrega en algunos casos una escala impropriamente llamada **lineal** (sería preferible denominarla **plana**), cuya respuesta en frecuencia es constante prácticamente en todo el rango audible, y por lo tanto permite determinar el nivel de presión sonora. Con respecto a la velocidad de respuesta, habitualmente se dispone de las respuestas **rápida** ($\tau = 125 \text{ ms}$) y **lenta** ($\tau = 1 \text{ s}$), y en casos especiales respuesta **impulsiva** ($\tau = 35 \text{ ms}$ para la subida y $1,5 \text{ s}$ para la bajada).

Entre las aplicaciones del medidor de nivel sonoro se encuentran las mediciones requeridas en la aplicación de diversos criterios, recomendaciones, normas, reglamentaciones, legislaciones, etc. según se ha indicado en el capítulo 3, así como todo tipo de mediciones tendientes a evaluar el nivel de ruido a fin de elaborar estrategias para su reducción.

Los medidores de nivel sonoro más confiables responden a diversas normas nacionales e internacionales, como la normas **IEC 651** (1979) de la International Electrotechnical Commission (Comisión Electrotécnica Internacional), la **ANSI S 1.4-1983**, del American National Standards Institute (Instituto Nacional Norteamericano de Normas), y la **IRAM 4074**, del Instituto Argentino de Normalización (antes denominado Instituto Argentino de Racionalización de Materiales). Los instrumentos se clasifican en **tipos** según su precisión. Así, los de **Tipo 0** son los de mayor precisión, es decir los que satisfacen tolerancias más estrechas ($\pm 0,7 \text{ dB}$ entre **100 Hz** y **4 kHz**). Su campo de aplicación son las mediciones acústicas de laboratorio. Los de **Tipo 1** son de precisión algo menor ($\pm 1 \text{ dB}$ entre **100 Hz** y **4 kHz**), y son aptos para mediciones de certificación para la aplicación de legislaciones. Los de **Tipo 2** son de menor precisión ($\pm 1,5 \text{ dB}$ entre **100 Hz** y **1,25 kHz**), y se utilizan en mediciones generales de comprobación, o cuando la fluctuación de un determinado ruido hace imposible una determinación precisa.

Es importante distinguir aquellos instrumentos en cuyas especificaciones se lee “*diseñado para cumplir con la/las norma/normas...*” de los que manifiestan que

¹⁶ Una variación de **20 dB** corresponde a una variación de V_{ef}^2 de **100** a **1**, la máxima que puede representarse en un instrumento analógico de aguja con razonable precisión.

“satisface la/las norma/normas...”. Los primeros *no necesariamente* cumplen, en la práctica, con la o las normas declaradas. Es simplemente una fórmula comercial que crea la apariencia de que el medidor tiene mejores prestaciones que las que realmente puede garantizar, sin comprometer legalmente al fabricante. El cumplimiento de una o más normas debe ser certificado por un organismo competente.

4.3. ANALIZADORES DE ESPECTRO

Habíamos visto al principio de este capítulo que no siempre el valor eficaz de una señal sonora (el cual se relaciona con su potencia o energía) es suficiente para describir adecuadamente un ruido con miras a analizar sus causas o sus efectos. Las redes de ponderación (**A**, **C**, etc.) constituyen un primer intento para subsanar en forma económica esta falencia, y de hecho permiten obtener resultados útiles y significativos para resolver muchos casos. Existen, no obstante, diversas situaciones en las cuales es necesario disponer de un análisis más detallado de una señal acústica que la que brinda el medidor de nivel sonoro. A continuación se detallan algunas de ellas:

a) Cuando se desea identificar fuentes de ruido. Muchas fuentes de ruido generan, por su misma naturaleza, tonos de frecuencias definidas. Por ejemplo, los motores, ventiladores, turbinas, cajas de engranajes, etc. producen frecuencias relacionadas con la velocidad de rotación de sus diferentes partes.

b) Cuando se desea evaluar el resultado esperable al aplicar determinado tratamiento acústico. Los materiales acústicos, tales como paneles absorbentes, aislantes o difusores responden en forma diferente a las diversas frecuencias, por lo cual es necesario conocer la composición espectral del ruido.

c) Cuando se desea evaluar el efecto de determinados tipos de ruido. Es sabido que a igual energía, los tonos puros son más perjudiciales para el oído que los ruidos de banda más o menos amplia, debido a que la misma energía se encuentra concentrada en una pequeña porción del oído interno. Ante la presencia de tonos puros la red de ponderación **A** da una valoración poco satisfactoria del potencial dañoso de un ruido.

d) Cuando se quiere determinar en qué grado se transmite un sonido a través de una estructura. Las estructuras mecánicas o edilicias proporcionan un medio para la propagación por vía sólida del sonido, pero la efectividad de la transmisión varía con la frecuencia.

e) Cuando se desea seleccionar métodos, materiales y estructuras para resolver determinado problema de ruido. Debido a **b)**, el tipo de material que mejor se adapta para una dada situación depende de dónde se concentra la mayor cantidad de energía sonora, y de cuánto se desea reducir en cada banda.

f) Cuando se desea aplicar determinados criterios sobre aceptabilidad cualitativa y cuantitativa de un determinado ruido. Hay varios criterios psicoacústicos requieren un conocimiento más o menos detallado de la distribución espectral del ruido. Por ejemplo el nivel de interferencia a la palabra (**PSIL**) y las curvas **NR** para evaluación del ruido en una ambiente dado.

g) Cuando se intenta evaluar la sonoridad evocada por un sonido complejo. Por ejemplo, al aplicar el método Mark VI descrito en el capítulo 1.

h) Cuando se requiere ecualizar un sistema de audio para compensar las irregularidades acústicas de la sala y los parlantes o cajas acústicas. Por ejemplo, si existen frecuencias de resonancia o por el contrario frecuencias en las que la absorción

es excesiva, se ajustarán las bandas correspondientes de manera de atenuar o resaltar la frecuencia en la cual se produce el defecto, y para ello es necesario conocer la respuesta del sistema electroacústico ante una señal estándar (ruido rosa) con igual valor eficaz en cada banda de octava.

Las mediciones requeridas en las situaciones anteriores pueden realizarse mediante un tipo de instrumento denominado **analizador de espectro**. Tiene una estructura similar a la de un medidor de nivel sonoro, en el cual se reemplaza el filtro de ponderación por uno o más **filtros pasabanda**, es decir filtros que permiten pasar las señales comprendidas en una banda relativamente estrecha de frecuencias y rechazan las restantes. Al ser estos filtros muy selectivos en frecuencia permiten un análisis detallado del contenido espectral del ruido.

4.3.1. CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE UN FILTRO PASABANDA

La respuesta en frecuencia de un filtro pasabanda *ideal* consta de una **banda pasante** limitada por una frecuencia inferior y una superior de corte, f_i y f_s . Las bandas de frecuencia restantes, por debajo de f_i y por encima de f_s son las **bandas de atenuación** (figura 4.21). Se define la **frecuencia central**, f_o , como la media geométrica entre f_i y f_s :

$$f_o = \sqrt{f_s f_i} . \quad (4.27)$$

El **ancho de banda**, AB , es la diferencia entre las dos frecuencias de corte:

$$AB = f_s - f_i , \quad (4.28)$$

y el **ancho de banda relativo**, B , es el ancho de banda expresado como fracción (o porcentaje) de f_o :

$$B = \frac{f_s - f_i}{f_o} . \quad (4.29)$$

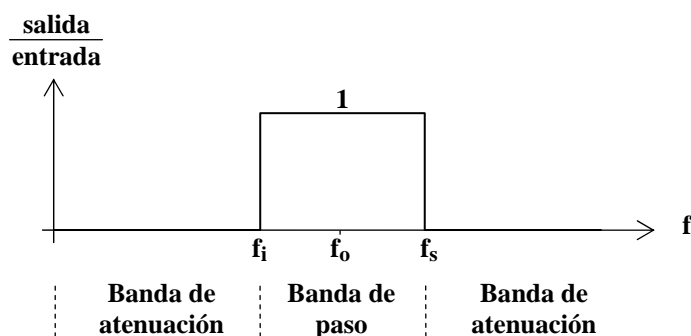


Figura 4.21. Respuesta en frecuencia de un filtro pasabanda ideal.

En la práctica no es posible realizar un filtro ideal con una cantidad finita de componentes. En los filtros reales no hay una separación neta entre la banda de paso y las bandas de atenuación, sino que aparecen intercaladas dos bandas de transición (figura 4.22). Las frecuencias inferior y superior de corte son ahora las frecuencias para

las cuales la respuesta baja **3 dB** con respecto al valor correspondiente al centro de la banda de paso (aunque no es la única posible definición; también es habitual **1 dB**).

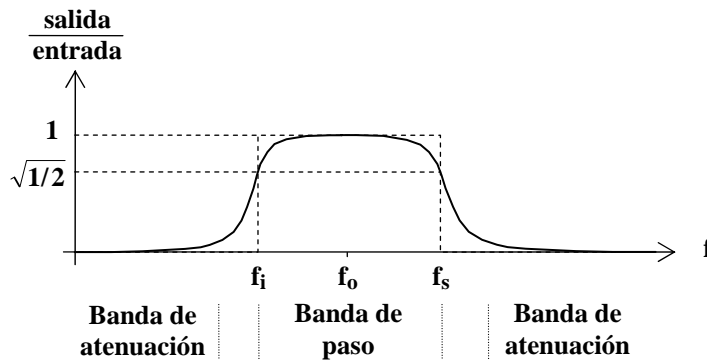


Figura 4.22. Respuesta en frecuencia de un filtro pasabanda real.

4.3.2. CLASIFICACIÓN DE LOS ANALIZADORES DE ESPECTRO

Los analizadores pueden clasificarse según las características de los filtros pasabanda que utilizan. En primer lugar se tiene la clasificación en filtros de **frecuencia central fija** y de **frecuencia central variable**.

Los analizadores con filtros de frecuencia central fija constan generalmente de un **banco de filtros**, es decir un conjunto de 7 ó más filtros cuyas frecuencias centrales están definidas por norma. En algunos instrumentos las salidas pueden visualizarse de una por vez, recorriendo sucesivamente la totalidad de los filtros, en forma manual o automática (figura 4.23), y en otros se visualizan todas las salidas simultáneamente mediante un indicador múltiple (figura 4.24).

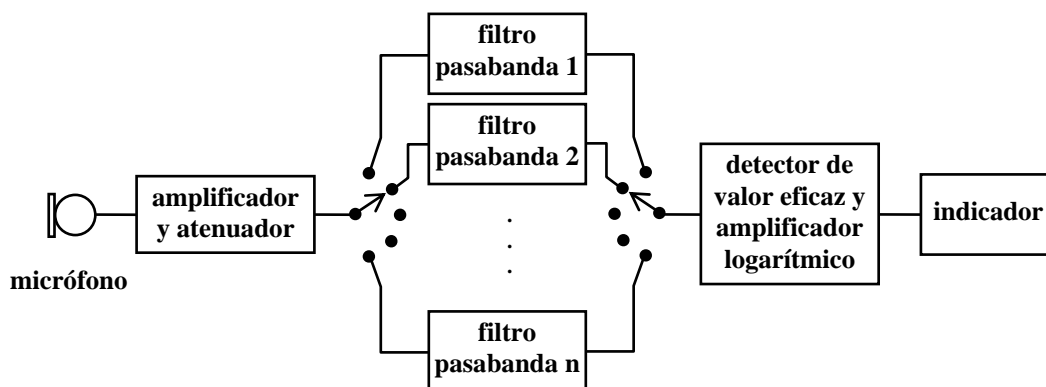


Figura 4.23. Diagrama de bloques de un analizador de espectro con indicador único y filtros de frecuencias centrales fijas seleccionables.

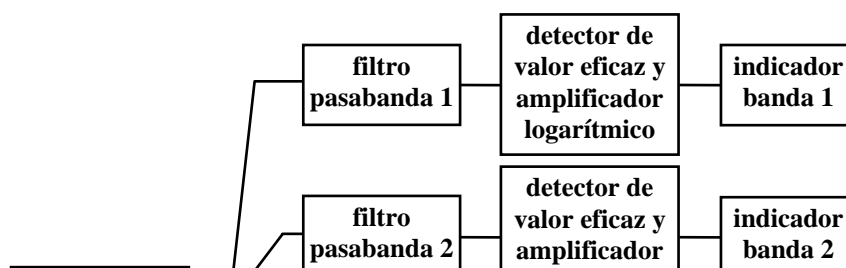


Figura 4.24. Diagrama de bloques de un analizador de espectro con filtros de frecuencias centrales fijas e indicador múltiple.

Los analizadores con filtro de frecuencia central ajustable poseen comúnmente un único filtro variable que puede controlarse manualmente mediante un dial o bien controlarse eléctricamente por medio de una tensión o una frecuencia externas (figura 4.25)

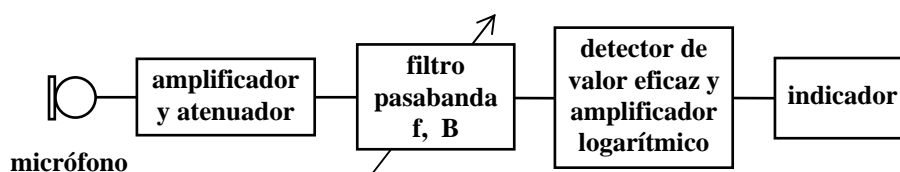


Figura 4.25. Diagrama de bloques de un analizador de espectro con un único filtro de frecuencia central ajustable.

Una segunda clasificación de los filtros de los analizadores es en filtros de **ancho de banda constante** y de **porcentaje constante**. Los analizadores que utilizan filtros de ancho de banda constante mantienen su ancho de banda absoluto (**AB**, ecuación 4.28) en todo el rango de sus frecuencias centrales. En general permiten seleccionar varios anchos de banda posibles, por ejemplo **100 Hz**, **10 Hz** y **1 Hz**. Normalmente estos analizadores son también del tipo de frecuencia ajustable, de modo que se puede hacer un barrido de frecuencias de gran precisión, y así examinar lo que sucede alrededor de una frecuencia específica. Son útiles para hacer un análisis detallado del ruido, permitiendo individualizar con gran precisión los tonos puros, especialmente cuando éstos se encuentran próximos entre sí. Cuando se utiliza un ancho de banda de **1 Hz** permiten medir directamente *la raíz cuadrada de la densidad espectral de la presión sonora* (ver sección 1.4.1).

Los analizadores de porcentaje constante, por su parte, conservan en cambio el ancho de banda relativo (**B**, ecuación 4.29), y se utilizan para evaluar todo tipo de características del ruido con trasfondo psicoacústico, es decir, para evaluar el ruido en relación con el oído humano. Esto es así porque una parte importante de las propiedades

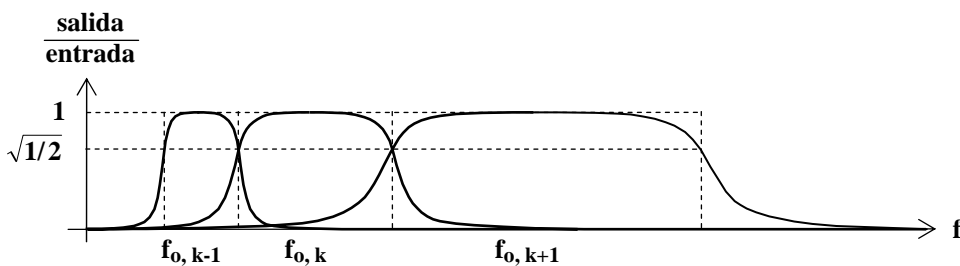
del oído se debe a las denominadas **bandas críticas** (secciones 1.6.2 y 1.6.5),¹⁷ y éstas resultan tener un ancho de banda relativo aproximadamente constante dentro del espectro audible, del orden de $\frac{1}{3}$ de octava. Esa es la razón por la cual están bastante difundidos los analizadores de espectro de tercios de octava.

Los analizadores de espectro también se pueden clasificar en analizadores de **tiempo real** y de **tiempo diferido**. Los de tiempo real obtienen el espectro completo instantáneamente, salvo el retardo combinado del filtro pasabanda (del cual nos ocuparemos luego) y del filtro pasabajos del conversor de valor eficaz. Los de tiempo diferido requieren almacenar una muestra del sonido a analizar, que luego será analizada por medio de distintos recursos. Entre éstos están los analizadores de bandas seleccionables (figura 4.23), utilizado en combinación con un grabador de instrumentación. También revistan en este grupo los analizadores digitales, por ejemplo los que utilizan el algoritmo conocido como **Transformada Rápida de Fourier (FFT)**, que permite obtener la transformada de Fourier de la porción muestreada, y por lo tanto su espectro. Sin embargo, con el avance tecnológico existen hoy en día analizadores por **FFT** que proveen resultados tan rápidamente que se comportan virtualmente como si fueran de tiempo real.¹⁸

4.3.3. ANALIZADORES DE PORCENTAJE CONSTANTE

Este es el tipo de analizador de espectro más difundido. En éstos se cubre el rango deseado del espectro (para sonidos, habitualmente desde **20 Hz** a **20 kHz**, y para vibraciones a partir de **1 Hz** ó menos) con cierto número de bandas de paso adyacentes de ancho de banda relativo constante. La cantidad de bandas depende del rango de frecuencias y del ancho de banda relativo de las bandas.

Dado que los filtros son reales y las bandas de paso son adyacentes, existe alguna superposición entre la banda de paso de un filtro y la banda de transición del siguiente. En la figura 4.26 se muestran tres bandas consecutivas de un analizador de bandas de porcentaje constante con escala lineal de frecuencia, y en la figura 4.27 con escala logarítmica.



¹⁷ Recordemos que el concepto de banda crítica se refiere a que un tono puro estimula una zona de cierta extensión en la membrana basilar (oído interno). Una banda crítica es, básicamente, el conjunto de todas las frecuencias que estimulan con suficiente amplitud un mismo punto de la membrana basilar.

¹⁸ La transformada de Fourier es una operación matemática que permite obtener el espectro de una función no periódica. Es una generalización de los coeficientes de Fourier de la ecuación 1.7, sólo que en lugar de ser coeficientes discretos es una función de la frecuencia. Para calcular la transformada de Fourier se toma una porción de la señal acotada en el tiempo, y se la extiende periódicamente. Luego se calculan los coeficientes de la serie de Fourier (ecuación 1.7), que pueden utilizarse como una aproximación de la transformada, tanto más detallada cuanto mayor sea la porción de la señal considerada. La transformada rápida de Fourier (FFT) no es más que un algoritmo para realizar esto que consume poco tiempo de cómputo.

$f_{i, k-1}$ $f_{o, k-1}$ $f_{s, k-1}$ $f_{i, k+1}$ $f_{o, k+1}$ $f_{s, k+1}$

(b)

Figura 4.27. Tres bandas consecutivas de un analizador de espectro de bandas de porcentaje constante, representadas en (a) con el eje de frecuencias en escala lineal y en (b) con el eje de frecuencias en escala logarítmica.

Con escala lineal de frecuencia se puede apreciar cómo el ancho de banda absoluto va aumentando para las bandas de mayor frecuencia central, porque éste es un porcentaje fijo de la frecuencia central. También se observa la asimetría de la respuesta a uno y otro lado de la frecuencia central.

Con escala de frecuencia logarítmica, las bandas parecen tener igual ancho de banda, debido a que en una escala logarítmica *proporciones iguales quedan representadas por longitudes iguales*. También se simetriza la respuesta de cada filtro de banda alrededor de su frecuencia central.

En general es norma describir el ancho de banda relativo expresado en fracciones de octava, como por ejemplo analizadores de octava, de tercio de octava, etc. Si llamamos α a la fracción de octava de un filtro, entonces para cualquier banda se debe cumplir que

$$f_{s,k} = 2^\alpha f_{i,k} . \quad (4.30)$$

Como además

$$f_{s,k} f_{i,k} = f_{o,k}^2 , \quad (4.31)$$

resulta

$$f_{i,k} = 2^{-\alpha/2} f_{o,k} \quad (4.32)$$

$$f_{s,k} = 2^{\alpha/2} f_{o,k}$$

de donde

$$B = \frac{f_{s,k} - f_{i,k}}{f_{o,k}} = 2^{\alpha/2} - 2^{-\alpha/2} . \quad (4.33)$$

Por otra parte, la condición de adyacencia entre las bandas contiguas

$$f_{i,k} = f_{s,k-1} \quad (4.34)$$

implica que

$$f_{o,k} = 2^\alpha f_{o,k-1} , \quad (4.35)$$

es decir que la relación entre frecuencias centrales sucesivas es la misma que entre las frecuencias superior e inferior de cada banda.

En la tabla 4.2 se dan los valores de f_s/f_i , y **B** para varias fracciones de octava α que aparecen habitualmente en los analizadores comerciales.

Las frecuencias centrales para filtros de banda de octava y tercio de octava están normalizadas nacional e internacionalmente (por ejemplo, a través de las normas **IEC 225** (1966) e **IRAM 4061** (1965, 1991)). Para ello se ha tomado el valor de **1000 Hz** como punto de partida, y se han modificado los valores ligeramente de manera de lograr a la vez una escala por décadas, por octavas, y por tercios de octava. Una escala es por décadas cuando dado cualquier valor de dicha escala, también aparece la década superior y la década inferior. Así, dado que partimos de **1000 Hz**, también debería aparecer **10 Hz**, **100 Hz** y **10000 Hz**. Ello es posible dado que **10** octavas equivale a una relación de frecuencias de **1024**, que es casi exactamente **3** décadas.

Tabla 4.2. Parámetros característicos de filtros pasabanda de diversas fracciones de octava.

| α | f_s / f_i | B |
|----------|--------------|---------------|
| 1 | 2 | 0,707 |
| $1/2$ | 1,414 | 0,348 |
| $1/3$ | 1,260 | 0,232 |
| $1/6$ | 1,122 | 0,116 |
| $1/10$ | 1,072 | 0,0693 |
| $1/12$ | 1,059 | 0,0578 |
| $1/24$ | 1,029 | 0,0289 |

En la tabla 4.3 se incluyen las frecuencias normalizadas correspondientes a las tres décadas del rango audible. Las frecuencias pueden extenderse a otras bandas por encima (ultrasonidos) y por debajo (infrasonidos, vibraciones) multiplicando o dividiendo por **10**. Podemos apreciar que las décadas son exactas, así como la mayoría de las “octavas”. Algunas “octavas” son sólo aproximadas. Por ejemplo, **315** no es exactamente el doble de **160**, ni **125** el doble de **63**, aunque el error es en todos los casos menor de un **2 %**.

Tabla 4.3. Frecuencias centrales normalizadas de tercio de octava para utilizar en analizadores de espectro para el rango audible. Las señaladas con un asterisco (*) también son frecuencias centrales de octava.

| | | | |
|-----------|-------------|------------|-------------|
| 25 | * | 250 | 2500 |
| * | 31,5 | 315 | 3150 |
| 40 | | 400 | * |
| 50 | * | 500 | 5000 |

| | | | |
|---|------------|---------------|----------------|
| * | 63 | 630 | 6300 |
| | 80 | 800 | * 8000 |
| | 100 | * 1000 | 10000 |
| * | 125 | 1250 | 12500 |
| | 160 | 1600 | * 16000 |
| | 200 | * 2000 | 20000 |

4.3.4. DENSIDAD ESPECTRAL Y ESPECTRO DE BANDAS

Dada una señal acústica aleatoria, es posible relacionar el concepto de densidad espectral (sección 1.4.1) con el correspondiente al espectro de bandas determinado mediante filtros como ya se comentó. Para ello, supongamos que hacemos pasar una señal $p(t)$ a través de un filtro pasabanda de ancho de banda Δf centrado en la frecuencia f (ver

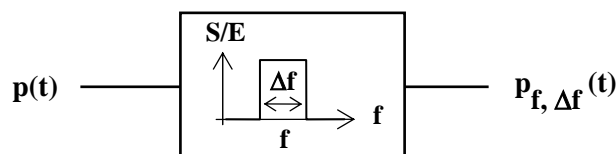


Figura 4.28. Una señal $p(t)$ que atraviesa un filtro pasabanda de frecuencia central f y ancho de banda Δf .

figura 4.28). La señal obtenida, $p_{f, \Delta f}(t)$, contiene la energía comprendida en dicha banda, la cual es proporcional al valor eficaz al cuadrado (valor cuadrático medio):

$$P_{f, \Delta f} \text{ ef}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T p_{f, \Delta f}^2(t) dt . \tag{4.36}$$

La densidad espectral permite calcular de otra manera este valor cuadrático medio (utilizando la ecuación 1.21):

$$P_{f, \Delta f} \text{ ef}^2 = \int_{f - \Delta f / 2}^{f + \Delta f / 2} \overline{p^2(f)} df . \tag{4.37}$$

Si Δf es pequeño, la integral se puede aproximar por

$$P_{f, \Delta f} \text{ ef}^2 = \overline{p^2(f)} \cdot \Delta f . \tag{4.38}$$

Puede obtenerse una relación entre la densidad espectral y la respuesta de los filtros de fracción α de octava. Para ello escribimos

$$P_{\alpha \text{ oct}}^2 = \int_{2^{-\alpha/2} f_0}^{2^{\alpha/2} f_0} \overline{p^2(f)} df \cong (2^{\alpha/2} - 2^{-\alpha/2}) \cdot f_0 \cdot \overline{p^2(f_0)} \tag{4.39}$$

y por definición de nivel de presión sonora (ecuación 1.20),

$$\text{NPS}_{\alpha \text{ oct}} \cong 10 \log_{10} \frac{(2^{\alpha/2} - 2^{-\alpha/2}) \cdot f_0 \cdot \overline{p^2}(f_0)}{\text{Pref}^2} . \quad (4.40)$$

De aquí se puede despejar la densidad espectral:

$$\overline{p^2}(f_0) \cong \frac{\text{Pref}^2}{(2^{\alpha/2} - 2^{-\alpha/2}) \cdot f_0} 10^{\frac{\text{NPS}_{\alpha \text{ oct}}}{10}} . \quad (4.41)$$

En Acústica la densidad espectral se utiliza sólo para cálculos teóricos (al igual que la presión sonora). Cuando se desea *especificar* este parámetro, se lo expresa en la forma de **nivel espectral**, $\text{NE}(f)$. El nivel espectral en una frecuencia f es el nivel de presión sonora medido en una banda de **1 Hz** alrededor de f . Podemos calcular el nivel espectral por medio de las ecuaciones 4.38 y 1.20:

$$\text{NE}(f) = 10 \log_{10} \frac{\overline{p^2}(f) \cdot 1 \text{ Hz}}{\text{Pref}^2} . \quad (4.42)$$

Combinando ésta con la ecuación 4.41,

$$\text{NE}(f) \cong \text{NPS}_{\alpha \text{ oct}} - 10 \log_{10} \frac{(2^{\alpha/2} - 2^{-\alpha/2}) \cdot f}{1 \text{ Hz}} . \quad (4.43)$$

EJEMPLO 4.2

A partir del espectro de bandas de tercio de octava de la figura 4.29 estimar la densidad espectral en las frecuencias centrales de dichas bandas.

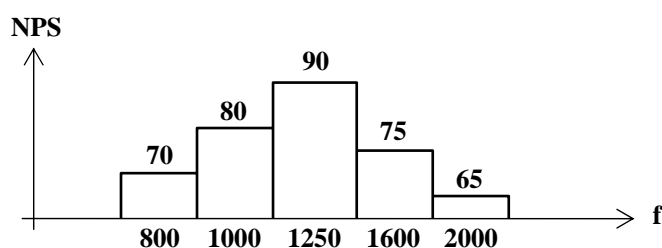


Figura 4.29. Espectro de bandas de tercio de octava del Ejemplo 4.2.

Solución: Basta aplicar reiteradamente la ecuación 4.41. Por ejemplo, para la banda correspondiente a **1600 Hz**

$$NE(1600 \text{ Hz}) \cong 75 - 10 \log_{10} \frac{0,232 \times 1600 \text{ Hz}}{1 \text{ Hz}} = 49 \text{ dB}$$

En la figura 4.30 se dan los resultados para las otras frecuencias. Obsérvese que la diferencia entre el nivel de presión sonora y el nivel espectral se va acrecentando conforme aumenta la frecuencia, debido a que las bandas se van ensanchando y por lo tanto la misma energía está más distribuida.

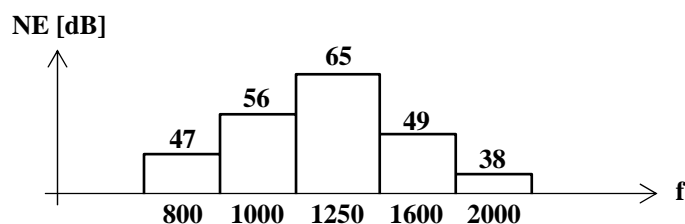


Figura 4.30. Nivel espectral del ejemplo 4.2.

Es importante observar, finalmente, que el nivel espectral no es en realidad constante en cada banda, sino que podría tener fluctuaciones más o menos importantes que no se ponen de manifiesto en la aproximación de la ecuación 4.43. Por ejemplo, de existir en alguna banda un tono puro, el nivel espectral se haría muy alto en dicha frecuencia, ya que toda la energía se concentraría en una banda de **1 Hz**.

4.3.5. CONVERSIÓN DE BANDAS

En ocasiones es necesario pasar del espectro correspondiente a un tipo de banda al de otro tipo de banda, por ejemplo de tercio de octava a octava. Esta situación se suele dar cuando se desea comparar mediciones realizadas con distintos anchos de banda relativos (distintos porcentajes), o cuando se va a aplicar algún criterio o utilizar ciertas especificaciones que se basan en un tipo de banda pero se han realizado las mediciones con un instrumento apropiado para otro tipo. Para realizar la conversión debe utilizarse la densidad espectral, que es un parámetro invariante ante el tipo de medición.

4.3.5.1. 1^{er} caso: Pasaje de una banda mayor a una menor

En este caso (figura 4.31) debemos suponer que la densidad espectral es constante dentro de la banda mayor, lo cual por las razones antes mencionadas probablemente no

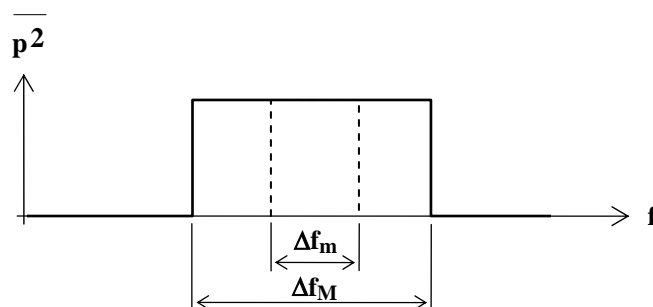


Figura 4.31. Conversión de una banda mayor en una banda menor.

sea cierto, y entonces el resultado será sólo aproximado. Llamando Δf_M al ancho de banda de la banda mayor y Δf_m al de la banda menor (figura 4.31),

$$P_{\Delta f_M}^2 = \overline{p^2(f)} \Delta f_M$$

$$P_{\Delta f_m}^2 = \overline{p^2(f)} \Delta f_m$$

Dividiendo miembro a miembro y pasando a decibeles, se tiene

$$NPS_{\Delta f_M} - NPS_{\Delta f_m} = 10 \log_{10} \frac{\Delta f_M}{\Delta f_m}. \quad (4.44)$$

EJEMPLO 4.3

Si el nivel de presión sonora en la banda de octava de **1000 Hz (707 Hz a 1414 Hz)** es de **90 dB**, ¿Cuánto vale en la banda de tercio de octava centrada en **800 Hz (713 Hz a 898 Hz)**?

Solución: Resulta, aplicando la fórmula anterior,

$$\begin{aligned} NPS_{1/3\text{octava}(800)} &= NPS_{\text{octava}(1000)} - 10 \log_{10} \frac{707}{185} = \\ &= 90 \text{ dB} - 5,8 \text{ dB} = 84,2 \text{ dB} \end{aligned}$$

El resultado muestra que a igual densidad espectral, una banda de octava presenta mayor nivel de presión sonora que una de tercio de octava incluida en ella.

4.3.5.2. 2^{do} caso: Pasaje de una banda menor a una mayor

En este caso hay **n** bandas menores dentro de la banda mayor. Podemos calcular la densidad espectral en las diferentes frecuencias **f₁, ..., f_k, ..., f_n** a partir de la presión

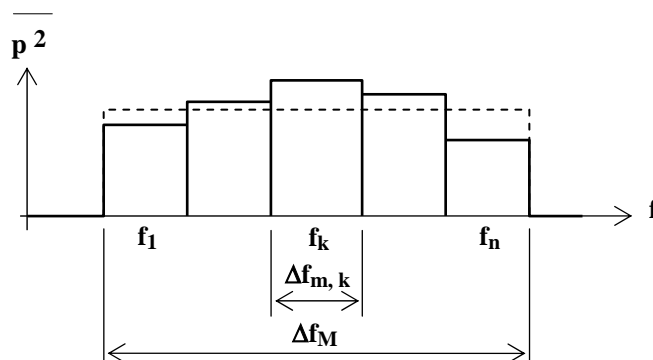


Figura 4.32. Conversión de n bandas menores en una banda mayor.

sonora eficaz en la banda respectiva,

$$\overline{p^2}(f_k) = \frac{P_{f_k \text{ ef}}^2}{\Delta f_{m,k}} = \frac{P_{\text{ref}}^2 10^{\frac{NPS_k}{10}}}{\Delta f_{m,k}} \quad (4.45)$$

y luego determinar la presión sonora eficaz total en la banda mayor realizando la correspondiente integración (ecuación 1.21), calculada en este caso como la suma de tres términos:

$$P_{\text{ef}}^2 = \sum_{k=1}^n \frac{P_{\text{ref}}^2 10^{\frac{NPS_k}{10}}}{\Delta f_{m,k}} \Delta f_{m,k} = P_{\text{ref}}^2 \sum_{k=1}^n 10^{\frac{NPS_k}{10}} \quad (4.46)$$

de donde

$$NPS = 10 \log_{10} \left(\sum_{k=1}^n 10^{\frac{NPS_k}{10}} \right). \quad (4.47)$$

EJEMPLO 4.4

Si los niveles de presión sonora en las bandas de tercio de octava de **1600 Hz**, **2000 Hz** y **2500 Hz** son de **85 dB**, **93 dB** y **89 dB** respectivamente, determinar el nivel de presión sonora en la banda de octava centrada en **1000 Hz**.

Solución: Aplicando la expresión anterior, se tiene

$$NPS = 10 \log_{10} \left(10^{\frac{85}{10}} + 10^{\frac{93}{10}} + 10^{\frac{89}{10}} \right) = 95 \text{ dB}$$

Desde luego, el valor resulta mayor que los de cada banda individual, pues la banda de octava comprende la energía de las tres bandas de tercio de octava.

4.3.6. CONVERSIÓN DE ESPECTRO DE BANDAS A NIVEL SONORO

Si se ha medido un espectro de bandas es posible estimar el nivel sonoro con una ponderación determinada (por ejemplo, la **A**), correspondiente a la misma velocidad de respuesta. Para ello se corrige el valor en cada banda a través de la curva de compensación, ya que esta curva actúa como un filtro con una respuesta en frecuencia

determinada. Para el caso de la ponderación **A**, si llamamos **A(f)** a su respuesta frecuencial, dada para varias frecuencias en la columna correspondiente de la Tabla 4.1, resulta

$$NS = 10 \log_{10} \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{NPS(f_i) + A(f_i)}{10}} \right). \quad (4.48)$$

La sumatoria representa la superposición en energía (es decir en presión eficaz al cuadrado) previamente corregida por la curva **A**. Si se elimina la ponderación, en lugar del *nivel sonoro* se obtiene el *nivel de presión sonora*.

EJEMPLO 4.5

Determinar el nivel sonoro **A** de un ruido con el espectro de octavas de la figura 4.33.

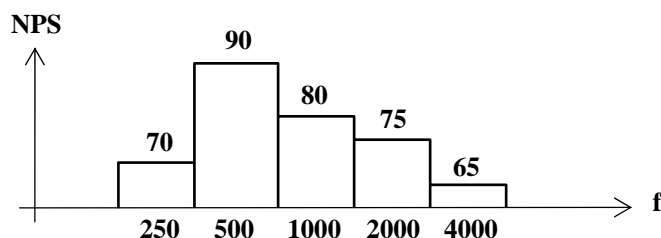


Figura 4.33. Espectro de bandas de octava para el ejemplo 4.5.

Solución: Utilizando los valores de **A(f_i)** de la tabla 4.1 en la ecuación anterior, resulta

$$NS = 10 \log_{10} \left(10^{\frac{70-8,6}{10}} + 10^{\frac{90-3,2}{10}} + 10^{\frac{80}{10}} + 10^{\frac{75+1,2}{10}} + 10^{\frac{65+1}{10}} \right) = 88 \text{ dBA}$$

Obsérvese que el valor resultante es menor que el máximo valor (**90 dB**), debido a que dicho máximo se encuentra en una zona en la cual la ponderación **A** actúa atenuando, y los valores que no son atenuados son de nivel bastante menor. De no aplicar la ponderación **A** se obtendría un nivel de presión sonora total de **90,5 dBA**.¹⁹

4.3.7. RESPUESTA EN FRECUENCIA DE UN FILTRO DE BANDA

Los filtros de banda (pasabanda) se construyen en la práctica utilizando filtros elementales denominados **células de segundo orden** (normalmente entre 2 y 4 células). Cada una de estas células constituye en sí un filtro pasabanda más estrecho cuya

¹⁹ El valor es apenas mayor que el máximo porque los otros valores son bastante menores y por lo tanto contribuyen con muy poca energía.

respuesta en frecuencia (cociente entre las amplitudes de la salida y de la entrada) viene dada por

$$H_i(f) = \frac{B_i \frac{f}{f_{oi}}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{f}{f_{oi}}\right)^2\right)^2 + \left(B_i \frac{f}{f_{oi}}\right)^2}}, \quad (4.49)$$

donde f_{oi} es la frecuencia central y B_i el ancho de banda relativo de la célula i . La respuesta en frecuencia del filtro completo será

$$H(f) = H_1(f) \cdots H_n(f) = \prod_{i=1}^n H_i(f). \quad (4.50)$$

En la figura 4.34 se muestra el caso de un filtro con dos células de segundo orden, indicándose la respuesta de cada célula y la completa. Obsérvese que se ha utilizado un diagrama con escala logarítmica en las ordenadas (en **dB**), por lo cual la gráfica del producto de las respuestas se transforma en la suma de las gráficas de cada célula. También debe observarse que debido a la gran atenuación que presenta cada célula fuera de su respectiva banda de paso, debe agregarse un factor multiplicativo o ganancia a cada célula para que en la banda de paso del filtro completo no haya atenuación (es decir que la ganancia sea **1**, ó **0 dB**). Esto implica un desplazamiento hacia arriba de todas las gráficas.

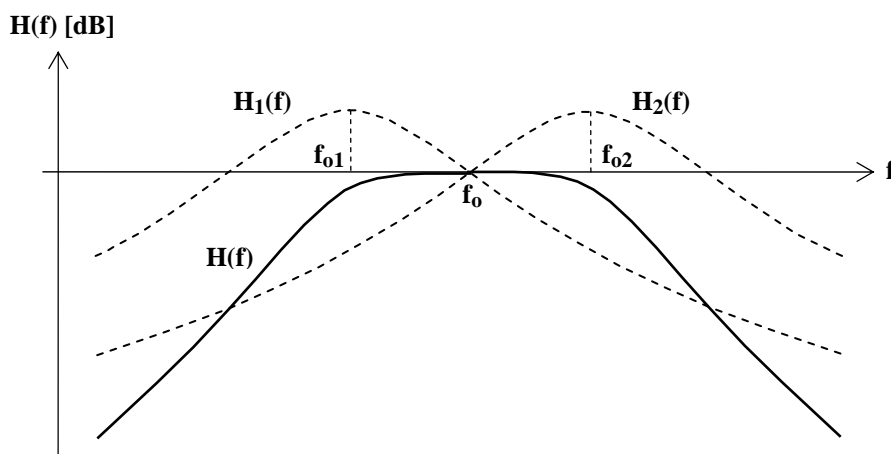


Figura 4.34. Obtención de un filtro pasabanda a partir de dos células de segundo orden. Para lograr que en la banda de paso el filtro posea ganancia **1** (**0 dB**) se le ha dado cierta ganancia a cada célula. Obsérvese que la gráfica de $H(f)$ es la suma de las gráficas de $H_1(f)$ y $H_2(f)$, debido a que se está utilizando una escala logarítmica en las ordenadas.

Cuanto más selectivo sea el filtro de banda requerido, es decir cuanto más empinadas sean las pendientes de las zonas de transición, mayor será la cantidad necesaria de células y más pequeño el ancho de banda relativo de cada una de ellas. La selectividad está determinada por diversas normas nacionales e internacionales. Así, en la Norma **IRAM 4081/77**, se establecen diversas **clases** de filtros, correspondiendo a cada clase y cada ancho de banda relativo una determinada pendiente mínima en la banda de atenuación. Por ejemplo, para un filtro de tercio de octava de **clase II** se requiere que a una frecuencia menor que $f_0/5$ o mayor que $5f_0$ la ganancia debe ser menor que **-62 dB**, mientras que para uno de **clase III** dicha ganancia debe ser menor que **-75 dB**. Por consiguiente, un filtro de clase III requerirá más células de segundo orden que uno de clase II.

4.3.8. RESPUESTA TRANSITORIA DE UN FILTRO DE BANDA

La respuesta de un filtro pasabanda ante un tono senoidal, del mismo modo que la de cualquier sistema lineal, está formada por un régimen permanente $r_p(t)$ y un régimen transitorio $r_t(t)$. El régimen permanente es una senoide cuya amplitud puede calcularse multiplicando la amplitud de la señal de entrada por la respuesta en frecuencia del filtro (ecuación 4.48). El régimen transitorio es la suma de los transitorios de cada una de las células que lo componen, cuya forma es:

$$r_{t,i}(t) = e^{-\pi B_i f_{oi} t} \operatorname{sen} \left(2\pi f_{oi} \sqrt{1 - \left(\frac{B_i}{2}\right)^2} t + \varphi \right), \quad (4.51)$$

donde φ es un ángulo de fase que carece de importancia para nuestro análisis. Para $B_i \ll 1$, vale la aproximación

$$r_{t,i}(t) \cong e^{-\pi B_i f_{oi} t} \operatorname{sen} (2\pi f_{oi} t + \varphi). \quad (4.52)$$

Si, para simplificar el análisis, suponemos que el filtro se reduce a una sola célula elemental de segundo orden, la respuesta será como se muestra en la figura 4.35. Vemos

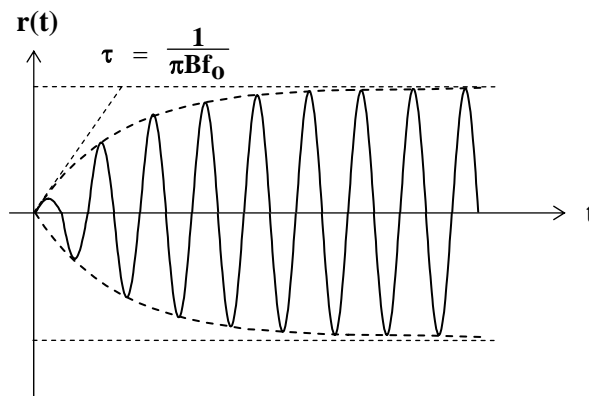


Figura 4.35. Respuesta de un filtro formado por una sola célula de segundo orden ante una excitación de forma senoidal. La curva representada es la superposición del régimen permanente y el transitorio.

que la amplitud de salida se aproxima en forma exponencial a la amplitud final con una constante de tiempo

$$\tau = \frac{1}{\pi B f_0} . \quad (4.53)$$

Investiguemos cuál es el tiempo T_ϵ requerido para que el error relativo en la amplitud respecto a la amplitud final (es decir la del régimen permanente) sea inferior a una cota dada ϵ . Para ello debe cumplirse que

$$e^{-\frac{T_\epsilon}{\tau}} = \epsilon , \quad (4.54)$$

es decir

$$T_\epsilon = -\tau \ln \epsilon . \quad (4.55)$$

Finalmente,

$$T_\epsilon = \frac{-\ln \epsilon}{\pi B f_0} . \quad (4.56)$$

En otras palabras, cuanto más selectivo es el filtro, es decir cuanto menor es su ancho de banda relativo B , mayor resulta el tiempo requerido para alcanzar un determinado error. Esto se suele expresar como

$$T_\epsilon B = \frac{-\ln \epsilon}{\pi f_0} , \quad (4.57)$$

es decir que para determinada frecuencia central y determinado error, el producto del tiempo de análisis por el ancho de banda relativo es constante. Se suele denominar a esto **principio de indeterminación**, ya que no es posible lograr a la vez gran discriminación en el tiempo y en la frecuencia.²⁰

Este resultado es de gran importancia, dado que impone limitaciones prácticas para las mediciones de espectro. Así, para realizar un análisis espectral en el menor tiempo posible, será preciso seleccionar la banda más ancha compatible con la discriminación frecuencial requerida; de lo contrario, el análisis perderá precisión.

EJEMPLO 4.6

Determinar cuál es el tiempo mínimo para un análisis espectral de tercio de octava en toda la banda de frecuencias audibles si se utilizan filtros clase III que contienen células con $B = 7,2 \%$ y si se desea un error menor que **1 dB**.

²⁰ En la ecuación 4.11 se había llegado a un resultado similar en cuanto a que no era posible lograr a la vez una gran discriminación en tiempo y en energía (representada por el valor eficaz)

Solución: Según la ecuación 4.54, el mayor tiempo lo requerirá la frecuencia más baja, esto es $f_0 = 20 \text{ Hz}$. Por otra parte, un error de **1 dB** corresponde a un error relativo de alrededor de un **12 %**. Resulta, entonces

$$T_\varepsilon = \frac{-\ln \varepsilon}{\pi B f_0} = \frac{-\ln 0,12}{3,14 \times 0,072 \times 20} \cong 0,47 \text{ seg.}$$

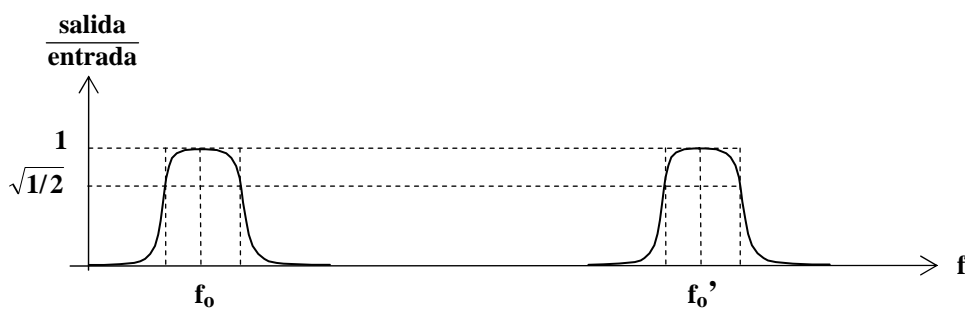
Este tiempo es considerable, y si se deseara reducirlo, habría que utilizar filtros clase II, que requieren células menos selectivas (mayor **B**), o no exigir un error tan reducido. Llegado el caso, será necesario sustituir los filtros de tercio de octava por los de octava, al menos para las bajas frecuencias.

4.3.9. ANALIZADORES DE ANCHO DE BANDA CONSTANTE

En los analizadores de porcentaje constante, al aumentar la frecuencia central también aumenta el ancho de banda absoluto (figura 4.27a), lo cual impide realizar un análisis lo suficientemente detallado como para identificar y localizar tonos puros. Los analizadores de ancho de banda constante, en cambio, conservan la resolución en toda su extensión de frecuencias, por lo cual son especialmente aptos para esa aplicación.

Cada instrumento opera con frecuencias centrales en un intervalo $[f_{\text{mín}}, f_{\text{máx}}]$, el cual se encuentra subdividido en rangos seleccionables. El ancho de banda también es seleccionable entre varias opciones, y en algunos equipos se expresa directamente en **Hz** y en otros como una fracción o porcentaje del rango seleccionado.²¹ Estos analizadores son, por lo común, del tipo de frecuencia central ajustable. El ajuste (denominado **barrido de frecuencias**) puede hacerse en forma manual, automática o controlada por medio de una tensión externa o, a veces, una frecuencia externa. En algunos casos el barrido es continuo y en otros por pasos, proveyéndose una cantidad de frecuencias centrales suficiente como para cubrir el rango de frecuencias seleccionado. Habitualmente el barrido de frecuencias es lineal, pero en algunos casos es logarítmico.

Los analizadores de ancho de banda constante son secuenciales, ya que la determinación de los niveles correspondientes a diversas frecuencias se realiza en forma sucesiva y no simultánea, por ello la determinación completa de un espectro no se realiza en tiempo real.



²¹ Por ejemplo, un **1 %** del rango seleccionado, lo que implica que si el rango seleccionado es hasta **1 kHz**, el ancho de banda será de **10 Hz**.

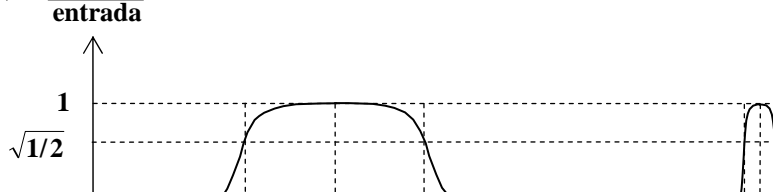


Figura 4.36. Dos bandas de un analizador de espectro de bandas de ancho de banda constante, representadas en **(a)** con el eje de frecuencias en escala logarítmica y en **(b)** con el eje de frecuencias en escala logarítmica.

4.3.10. ANALIZADORES POR FFT

Actualmente se encuentran bastante difundidos unos analizadores de espectro digitales²² que utilizan el algoritmo de cálculo de espectro conocido como **Transformada Rápida de Fourier (FFT)**. Estos analizadores se comportan *a la vez como analizadores de ancho de banda constante y en tiempo real*. En general proporcionan una cantidad seleccionable (normalmente entre potencias de 2) de líneas espectrales (que equivalen a bandas). Suelen tener algunas funciones especiales como el **zoom** y la **selección de ventanas**. La función zoom permite restringir el rango de frecuencias analizado aumentando la discriminación de frecuencias y por lo tanto la resolución del análisis. La selección de ventanas está relacionada con la forma en que opera la transformada rápida de Fourier. En primer lugar toma una porción de la onda de duración **T**. Luego la supone extendida periódicamente, y finalmente calcula sus armónicos, que tendrán frecuencias múltiplos de la fundamental $f = 1/T$. La dificultad con este enfoque es que la porción muestreada comienza y termina abruptamente (figura 4.37a), por lo cual la onda extendida periódicamente (figura 4.37b) contendrá saltos (discontinuidades) no presentes en el original. De la teoría de las series de Fourier se sabe que las ondas discontinuas contienen más armónicos de alta frecuencia que las ondas continuas, por lo tanto el proceso anterior implicará un mayor contenido aparente de frecuencias altas. La manera de resolver este problema consiste en multiplicar la porción por una “ventana” adecuada que se reduzca *suavemente* a 0 fuera del intervalo de tiempo **T** (figura 4.37c).

4.3.11. SELECCIÓN DE ANALIZADORES DE ESPECTRO

En la selección de analizadores de espectro es necesario tener en cuenta algunas características accesorias relativas a la versatilidad, comodidad de operación,

²² No debe confundirse la operación digital, que consiste en tomar muestras de la onda a intervalos regulares (con una **frecuencia de muestreo** determinada) y digitalizarlas, para luego realizar un procesamiento digital, con el eventual uso de un *indicador digital* (ver sección 4.3.11).

posibilidad de ampliación y/o incorporación como parte de un sistema más grande. Veamos algunas de estas características.

a) Rango de frecuencias: Los analizadores pueden utilizarse para analizar ruidos o vibraciones, según que el transductor utilizado sea un **micrófono** o un **acelerómetro**. Para el caso de ruidos normalmente es suficiente con una frecuencia inferior de **20 Hz** y superior de **16 kHz** (en ciertos casos **20 kHz**). Para medir vibraciones el rango inferior se reduce hasta valores tan bajos como **0,1 Hz** en algunos casos, siendo el rango superior como mínimo de **1 kHz**.

b) Indicador: Es el dispositivo mediante el cual se realiza la lectura. Puede ser analógico, cuasianalógico o digital. Los indicadores analógicos son instrumentos de deflexión, con aguja y escala, o bien pantallas de rayos catódicos como las de los osciloscopios. Los instrumentos con este tipo de indicador suelen estar divididos en rangos, cada uno con una extensión limitada (en general no mayor de **20 dB**). Los indicadores cuasianalógicos en base a diodos emisores de luz (**LED**) o pantallas de cristal líquido (**LCD**) se han popularizado bastante en los últimos tiempos. Están

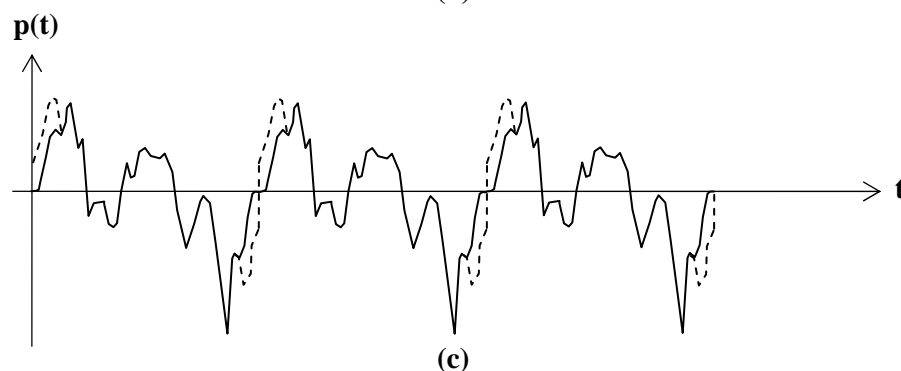
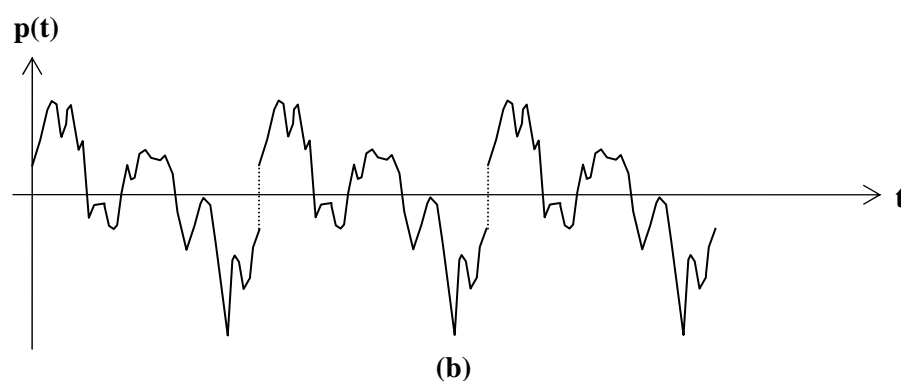
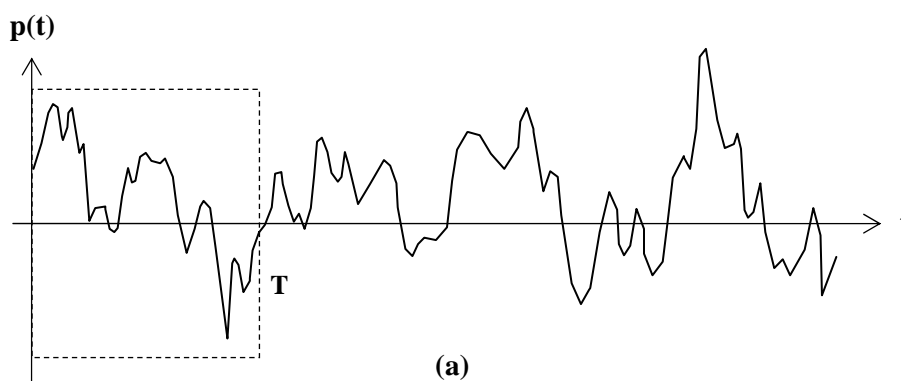


Figura 4.37. (a) Evolución temporal de un ruido. (b) Extensión periódica de la porción recuadrada en (a). (c) Extensión periódica luego de multiplicarla por una ventana que suaviza las discontinuidades (en línea de trazos se repite la versión original).

distribuidos en forma de columnas, una para cada frecuencia, divididas en cierto número de niveles, como se muestra en la figura 4.38. El nivel de presión sonora en una banda está indicado por el último elemento activado de la respectiva columna. Normalmente el indicador cubre cierto rango de niveles seleccionable por el operador. En algunos equipos es posible ampliar el rango abarcado, lo cual es útil cuando se investiga un ruido con componentes espectrales de nivel muy dispar, o bien reducirlo, lo cual permite una mayor precisión en la medida. Aunque los analizadores de espectro propiamente dichos proveen siempre una indicación gráfica simultánea de las diversas frecuencias, el indicador cuasianalógico puede aplicarse también a los analizadores que utilizan filtros conmutables.

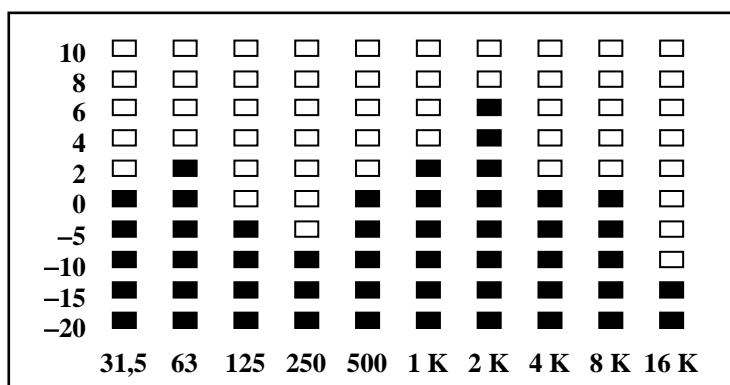


Figura 4.38. Indicador gráfico de un analizador de espectro en tiempo real de bandas de octava. El valor de **0 dB** está referido al rango seleccionado. Así, por ejemplo, si se está midiendo en el rango de **80 dB**, el nivel de presión sonora correspondiente a **1 kHz** es de **82 dB**.

Por último, los indicadores digitales dan la lectura directamente en forma numérica y permiten aprovechar toda la resolución del instrumento. Generalmente son utilizados por analizadores con filtros conmutables, que proporcionan el nivel correspondiente a sólo una frecuencia por vez. Ello se debe a la dificultad para interpretar varios valores numéricos al mismo tiempo. Algunos analizadores de bandas simultáneas permiten una lectura digital de algunos parámetros globales como el nivel sonoro.

c) Memoria: Es conveniente en muchos casos poder tomar diversos espectros y memorizarlos para su estudio o análisis posterior. Esto ocurre particularmente cuando se deben realizar mediciones rápidamente en planta o campo. La capacidad de memoria se va incrementando paulatinamente, conforme avanza la tecnología.

d) Conexión con computadoras: Esta es una característica importante ya que con una computadora personal (PC) es posible llevar a cabo una gran variedad de procesamientos diferentes sobre los mismos datos, en general difíciles de incorporar en equipos de medición de aplicación específica, y sobre todo difíciles de actualizar. En algunos casos el instrumento posee una interfaz ya incorporada, y en otros es un accesorio opcional. Algunas interfaces utilizadas son la **RS-232** y la **IEEE 488 / IEC 625-1**.

e) Resistencia a condiciones ambientales: La resistencia a condiciones ambientales adversas debe tenerse especialmente en cuenta en los equipos portátiles para uso en campo. Así, la temperatura y humedad tienen importancia en casos en que las condiciones atmosféricas son muy severas o cambiantes, como en las proximidades de hornos, calderas o máquinas térmicas, pudiendo ocasionar lecturas erróneas o menos precisas cuando se exceden ciertos límites. La resistencia a vibraciones tiene importancia en ambientes con máquinas rotativas o de impacto. En este sentido es importante distinguir entre los equipos con el micrófono incorporado al cuerpo del instrumento y los que poseen micrófono remoto, ya que la vibración en el primer caso se transmite directamente al micrófono, alterando la medición. La resistencia a choques puede ser importante en lugares reducidos o incómodos, en los cuales el instrumento podría golpearse accidentalmente. Los campos eléctricos y magnéticos pueden introducir errores, por lo cual debe conocerse su efecto al trabajar en las proximidades de grandes transformadores, o de líneas de transmisión de energía eléctrica de medias y altas tensiones.

f) Cumplimiento de normas: El cumplimiento de normas nacionales e internacionales (que no debe confundirse con que sólo haya sido “*diseñado* para cumplir” con ellas) es un requerimiento básico cuando se trata de dar cumplimiento a diversas reglamentaciones que así lo exigen. Algunas normas utilizadas para los filtros son la norma internacional **IEC 225** y la ya mencionada norma nacional **IRAM 4081**.

g) Otras: Otras especificaciones que pueden orientar la selección son el tamaño, peso y portabilidad, el tipo de alimentación, el consumo de energía eléctrica (por ejemplo la autonomía con un juego de pilas y/o baterías), el costo, la garantía y el respaldo técnico, etc.

4.4. INSTRUMENTOS INTEGRADORES Y ESTADÍSTICOS

Los instrumentos vistos anteriormente brindan resultados puntuales, por ejemplo, el nivel sonoro en un determinado instante de tiempo. En muchas situaciones es necesario, en cambio, obtener una medida global del ruido durante un intervalo de tiempo considerable. El ejemplo más común es la determinación del nivel de exposición al ruido de un operario en su ambiente laboral. Otro ejemplo es la obtención de parámetros estadísticos del ruido comunitario. En estos casos se requieren **instrumentos integradores**, (Norma **IEC 804**, 1985), capaces de obtener la energía acumulada o **instrumentos estadísticos**, que determinan diversos tipos de promedios.

Entre los instrumentos integradores se encuentran los **dosímetros**, cuya finalidad es determinar la dosis porcentual recibida por un trabajador con respecto al máximo

nivel sonoro continuo equivalente. Dentro de los instrumentos estadísticos están los **clasificadores estadísticos**, destinados a la obtención de la distribución estadística a lo largo del tiempo de los diversos niveles sonoros.

4.4.1. DEFINICIONES

Existen varios tipos de parámetros utilizados tanto en las legislaciones como en diversas recomendaciones y criterios de evaluación del ruido, según se detalla a continuación.

4.4.1.1. Nivel Sonoro Continuo Equivalente (NSCE, L_{eq})

El Nivel Sonoro Continuo equivalente, abreviado **NSCE** en la Argentina y L_{eq} en la Comunidad Económica Europea y en América del Norte, ya había sido definido en relación con la **Ley N° 19.587** de Higiene y Seguridad en el Trabajo por medio de la ecuación 3.1, reproducida a continuación:

$$NSCE = 10 \log_{10} \frac{\frac{1}{T} \int_0^T p_A^2(t) dt}{P_{ref}^2}, \quad (4.58)$$

donde $p_A(t)$ es la presión sonora ponderada por la red de compensación **A**, P_{ref} es la presión de referencia (**20 μ Pa**), y **T** el tiempo durante el cual se realiza el estudio, que puede ser la duración de una jornada de trabajo, o bien una semana, en caso de que las tareas o actividades varíen fundamentalmente de un día a otro.

4.4.1.2. Dosis porcentual de ruido (D)

Este parámetro mide el porcentaje de “ruido acumulado” en una jornada laboral relativo al máximo “ruido acumulado” admisible. El concepto específico de “ruido acumulado” depende de la reglamentación a aplicar. Existen básicamente dos tipos de reglamentaciones: la adoptada en los países miembros de la Comunidad Económica Europea, en Argentina (decreto N° **351/79**), en Australia, etc., y la adoptada en Estados Unidos (**OSHA**), Canadá, etc.

En el primer caso (por ejemplo la reglamentación argentina) la **dosis porcentual de ruido** se define como

$$D = \frac{\int_0^T p_A^2(t) dt}{10^9 \cdot P_{ref}^2 \cdot T} \cdot 100\%, \quad (4.59)$$

donde $p_A(t)$ es la presión sonora ponderada por la red **A** y **T** es la duración de una jornada laboral (en general **8 horas**). Dado que la presión elevada al cuadrado es proporcional a la potencia (energía por unidad de tiempo), para este tipo de legislación *la dosis expresa la energía sonora acumulada como porcentaje de la máxima admisible* (que en este caso corresponde a un nivel sonoro de **90 dB** durante **8 horas**).

En el segundo caso (reglamentación norteamericana, OSHA) la dosis porcentual de ruido está dada por

$$\text{DOSHA} = \frac{\int_0^T p_A^{1,2}(t) dt}{2,51 \cdot 10^5 \cdot P_{\text{ref}}^{1,2} \cdot T} \cdot 100\% . \quad (4.60)$$

Aquí el ruido acumulado *no es sinónimo de energía sonora acumulada*, ya que se substituyó el exponente **2** por uno diferente (**1, 2**).

En cualquier caso la legislación establece que la máxima dosis aceptable es del **100 %**, que corresponde al máximo “ruido acumulado” admisible. La dosis porcentual de ruido se mide con **dosímetros**, cuya escala permite en general medir dosis entre el **1 %** y el **10000 %**. En la legislación argentina, por ejemplo, una dosis del **10000 %** implicaría una energía acumulada **100** veces mayor que la máxima admisible (correspondería a una exposición permanente a **110 dBA** durante **8 hs**).

Consideremos ahora que durante un tiempo $T' < T$ se aplica un nivel sonoro **NS** y el resto del tiempo hay relativo silencio. Nos preguntamos cual será el máximo nivel sonoro $\text{NS}_{\text{máx}}$ admisible, es decir el que provoca una dosis del **100 %**. La respuesta dependerá del tipo de reglamentación. Para la reglamentación argentina y europea, deberá cumplirse

$$\frac{P_A^2 T'}{10^9 P_{\text{ref}}^2 T} = 1 ,$$

de donde

$$\text{NS}_{\text{máx}} = 90 \text{ dBA} + \log_{10} \frac{T}{T'} . \quad (4.61)$$

Esto significa que por cada reducción a la mitad del tiempo de exposición el nivel sonoro máximo se incrementa en **3 dBA**. Para las reglamentaciones vigentes en EEUU y Canadá, en cambio, debe ser

$$\frac{P_A^{1,2} T'}{2,51 \cdot 10^5 P_{\text{ref}}^{1,2} T} = 1 .$$

Elevando ambos miembros al exponente $2/1,2$, puede despejarse el nivel sonoro, que resulta

$$\text{NS}_{\text{OSHA máx}} = 90 \text{ dBA} + \frac{5}{3} \log_{10} \frac{T}{T'} . \quad (4.62)$$

En este caso por cada reducción a la mitad del tiempo de exposición se admite un incremento del nivel sonoro máximo de **5 dBA** en lugar de sólo **3 dBA**. Esta cuestión había sido analizada en el capítulo 2 (sección 2.3.12) en relación con los riesgos. En la figura 2.18 (reproducida aquí como figura 4.39) se grafican las ecuaciones 4.61 y 4.62.

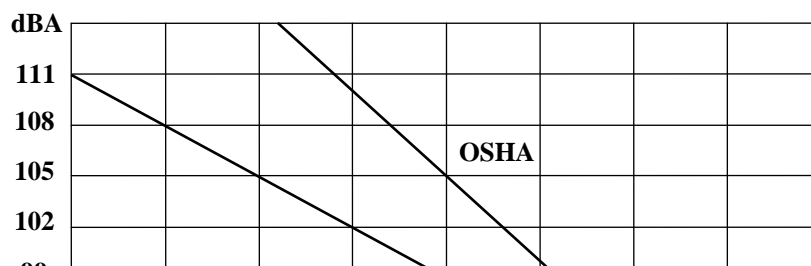


Figura 4.39. Criterios de exposición a ruido adoptados en el Decreto N° 351/79 (reglamentario de la ley N° 19.597) y en la OSHA (EEUU). Las rectas corresponden a los máximos niveles sonoros aceptables en función del tiempo de exposición, suponiendo que el resto del tiempo hay relativo silencio.

Existe una forma alternativa de definir la dosis, bajo el supuesto de que la exposición pueda descomponerse en n periodos de tiempo de duraciones T_1, \dots, T_n , en los cuales el nivel sonoro tome valores aproximadamente constantes, NS_1, \dots, NS_n respectivamente. En ese caso la dosis será

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{T_i}{T_{\text{máx } i}}, \quad (4.63)$$

donde $T_{\text{máx } i}$ es el máximo tiempo admisible en la reglamentación que se esté aplicando para el nivel NS_i (que puede obtenerse de la Figura 4.39).

EJEMPLO 4.7

Un operario trabaja durante **4 hs** en un ambiente con un nivel sonoro de **85 dBA**, luego durante **2 hs** expuesto a un nivel sonoro de **95 dBA** y finalmente durante otras **2 hs** expuesto a **80 dBA**. Determinar la dosis desde el punto de vista de las reglamentaciones argentina y norteamericana.

Solución: Para la reglamentación argentina podemos aplicar la ecuación 4.59:

$$D = \frac{10^{8,5} \cdot 4 + 10^{9,5} \cdot 2 + 10^8 \cdot 2}{10^9 \cdot 8} \cdot 100 \% = 97 \% .$$

Para la reglamentación norteamericana (OSHA), podríamos aplicar la ecuación 4.60, pero por la presentación de los datos (niveles sonoros de **5 en 5 dBA**) resulta más cómodo utilizar la ecuación 4.63, ya que sabemos que a **90 dBA** se admiten **8 horas**, por lo cual a **95 dBA** se admiten **4 horas**, a **85 dBA**, **16 horas** y a **80 dBA**, **32 horas**, de donde:

$$\text{DOSH A} = \left(\frac{4}{16} + \frac{2}{4} + \frac{2}{32} \right) \cdot 100 \% = 81 \% .$$

Vemos que la legislación norteamericana resulta más permisiva que la argentina.

4.4.1.3. Nivel de exposición sonora (SEL)

Este parámetro se aplica a eventos sonoros discretos o de corta duración, como por ejemplo impactos, explosiones, descargas de gas, etc. Se define como un nivel constante durante un tiempo de referencia de **1 s** que posee la misma energía total que el evento. Es una especie de nivel sonoro continuo equivalente con un tiempo de promediación de **1 s** en lugar de **8 hs**. Es útil cuando se describen ruidos ambientales formados por una cierta cantidad de eventos cortos y no superpuestos, como por ejemplo el ruido de los aviones en las inmediaciones de un aeropuerto, o en la vecindad de un polígono de tiro.

4.4.1.4. Parámetros estadísticos (L_n , $L_{\text{máx}}$, $L_{\text{mín}}$)

Se define L_n como el valor de nivel sonoro que es superado un **n %** del tiempo. Cuanto mayor es **n**, más pequeño es L_n y viceversa. $L_{\text{máx}}$, $L_{\text{mín}}$ son respectivamente el nivel máximo y mínimo. Así, resulta $L_{100} = L_{\text{mín}}$ y $L_0 = L_{\text{máx}}$. En todos los casos los valores se refieren al tiempo durante el cual se realiza la medición, que puede ser tan corto como **1 minuto** o tan largo como **8 horas** ó más. Los valores más frecuentemente implementados en los instrumentos son L_{10}/L_{90} , L_5/L_{95} , L_1/L_{99} , y L_{50} . Los instrumentos más modernos proporcionan por impresora la lista completa desde L_0 hasta L_{100} .

4.4.1.5. Nivel de pico

El **nivel de pico** es el valor instantáneo máximo durante un intervalo de **1 s** de duración. No debe confundirse con el nivel máximo $L_{\text{máx}}$, ya que $L_{\text{máx}}$ es el máximo valor *eficaz* y no *instantáneo*, y se refiere además a un tiempo considerable. Tiene importancia en la medición de ruidos impulsivos, en los cuales por su corta duración no contienen gran energía sonora ni son percibidos como muy ruidosos, a pesar del riesgo de causar daño auditivo que conllevan.

4.4.1.6. Nivel sonoro promedio día-noche (L_{dn})

Es un nivel sonoro continuo equivalente con **T = 24 hs**, penalizando con **10 dBA** (es decir incrementando) cada valor entre las 22 hs y las 7 hs:

$$L_{\text{dn}} = 10 \log_{10} \frac{\frac{1}{24} \left(10 \int_{22}^{24} p_A^2(t) dt + 10 \int_0^7 p_A^2(t) dt + \int_7^{22} p_A^2(t) dt \right)}{P_{\text{ref}}^2} . \quad (4.64)$$

Este parámetro mide el nivel de ruido en la comunidad, teniendo en cuenta que los ruidos en horario nocturno son más molestos o menos tolerables que en horario diurno.

4.4.1.7. Nivel personal de exposición diaria ($L_{EP,d}$)

Este parámetro es el nivel sonoro de un ruido supuesto constante que posee la misma energía que el ruido al que estuvo expuesto un trabajador durante su jornada real de trabajo, que puede tener una duración mayor o menor de **8 hs**. Se diferencia del nivel sonoro continuo equivalente en que contempla la energía total recibida con independencia de la cuestión administrativa de la dedicación horaria diaria.

4.4.2. FRECUENCIA DE MUESTREO

Tanto los instrumentos integradores como los estadísticos operan en base a la toma de muestras del nivel sonoro (o de pico) a intervalos regulares de tiempo. La frecuencia de toma de muestras, o **frecuencia de muestreo**, suele estar comprendida entre **10** y **20** muestras por segundo, aunque muchos instrumentos permiten seleccionarla entre varios valores, tales como **10** muestras por segundo, **1** muestra por segundo o **1** muestra por minuto. Las frecuencias más bajas se utilizan en aquellos casos en los que el ruido varía lentamente, y especialmente en los instrumentos con capacidad de almacenamiento de datos, ya que de esa manera se aprovecha mejor la memoria evitando guardar datos redundantes. En cambio no se permiten, ordinariamente, frecuencias mayores de **10** ó **20** muestras por segundo, dado que existen dificultades para obtener rápidamente el valor eficaz en el caso de los ruidos de baja frecuencia, a causa del principio de indeterminación (ecuación 4.11).

Conviene aclarar que las muestras que se toman no corresponden a un muestreo de la *forma de onda* sino del *nivel sonoro*. En ciertos casos no es suficiente con un análisis estadístico del ruido, sino que se requiere realizar detallados análisis espectrales, lo cual puede no ser factible de llevar a cabo en campo. En esos casos suele utilizarse grabadores de instrumentación, que hoy en día son digitales, y entonces *sí* se muestrea la forma de onda, siendo la frecuencia de muestreo mucho más alta (típicamente, **48 kHz**)

4.3.3. DOSÍMETROS

Los **dosímetros** son instrumentos destinados a medir la dosis porcentual de ruido, aunque muchas versiones permiten otras funciones, como la lectura directa del nivel sonoro (actuando así como un decibelímetro), el cálculo del nivel sonoro continuo equivalente, la energía acumulada, etc. Son instrumentos pequeños, compactos y a la vez robustos, y lo habitual es que el trabajador lo lleve sujeto al cuerpo, con el micrófono sobre el casco a la altura del oído, de manera de captar los ruidos a los que realmente está expuesto. En la figura 4.40 se muestra el diagrama de bloques básico de un dosímetro. El micrófono convierte la señal acústica en eléctrica, y luego de ser amplificada es tratada por la red de ponderación frecuencial **A**. Luego un selector permite optar entre los dos tipos de legislaciones, elevando la señal a una potencia **2** ó **1,2** según el caso. El pasabajos asigna un tiempo de respuesta. Como no es fácil lograr un integrador

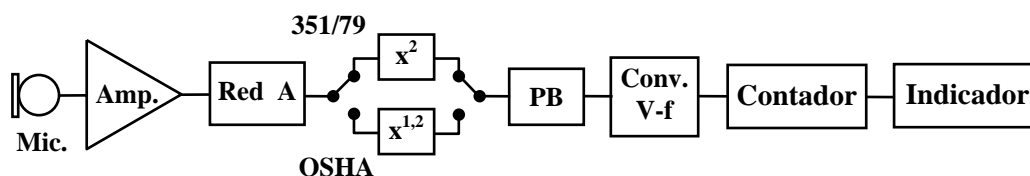


Figura 4.40. Diagrama de bloques simplificado de un **dosímetro**. El selector permite elegir el tipo de legislación.

analógico que integre una señal durante varias horas, se sustituye por un conversor de tensión en frecuencia y un contador de pulsos. Así, una mayor salida del pasabajos provocará una mayor frecuencia del conversor, lo que implicará que el contador se incrementará más frecuentemente. El valor de la cuenta del contador será así equivalente a la integral de la definición de dosis. Por último, un indicador digital irá mostrando el valor de la cuenta. Si se elige adecuadamente la constante de proporcionalidad entre la tensión y la frecuencia, el indicador mostrará directamente el valor de la dosis.

Los dosímetros poseen un circuito (no indicado en el diagrama de bloques de la figura 4.40) que inhibe la integración de valores menores de un determinado valor **umbral** (generalmente, **80 dBA**), debido a que las legislaciones establecen un tal límite por debajo del cual los niveles sonoros no se tienen en cuenta. En algunos instrumentos el usuario puede seleccionar el valor del umbral. También poseen un indicador de nivel excesivo cuando se superan los **115 dBA**.

Los instrumentos más versátiles permiten seleccionar el criterio correspondiente a la dosis máxima, es decir el nivel sonoro continuo equivalente máximo. Ello se debe a que si bien dicho criterio es de **90 dBA** en la mayoría de los países, existen algunos en los cuales el criterio es menor. Por ejemplo, en Suecia y en Noruega se ha adoptado un máximo de **85 dBA**. Inclusive podría suceder que una determinada compañía comprometida con el cuidado de la salud de sus empleados fije otros valores. De hecho, la Ley N° **24.557** de Riesgos del Trabajo (ver capítulo 3) y sus decretos reglamentarios establecen como valor de alarma **85 dBA**. Algunos criterios utilizados y provistos por los dosímetros comerciales son: **70 dBA** (correspondiente a ruido comunitario), **84 dBA**, **85 dBA** y **90 dBA**.

Dentro de los instrumentos integradores del tipo de los dosímetros están también los **monitores de ruido ambiental**. Estos dispositivos determinan en general parámetros estadísticos que tienen importancia para la evaluación del ruido en la comunidad, por ejemplo el nivel sonoro promedio día-noche, pero además pueden realizar otras funciones que dependerán del tipo de información a recoger. Por ejemplo es posible obtener correlaciones entre niveles y horarios, o entre el flujo vehicular y el nivel sonoro, etc. Estos instrumentos cuentan generalmente con memorias masivas que permiten el almacenamiento de gran cantidad de datos para su posterior volcado y análisis por computadora.

4.5. CALIBRADORES

Los instrumentos de medición acústica requieren ser calibrados periódicamente debido a que la sensibilidad de los micrófonos va variando a lo largo del tiempo. En los micrófonos electret (sección 4.1.3), por ejemplo, se producen lentas fluctuaciones en la carga total acumulada en las placas, lo cual modifica la sensibilidad. Por otra parte, pequeñas variaciones en la fuerza tensora del diafragma, así como las variaciones climáticas o ambientales de la presión, temperatura y humedad provocan también variaciones de sensibilidad. Por último, la deposición de polvillo o partículas de humo en el delicado y ligero diafragma puede alterar su masa u otras propiedades y por lo tanto su respuesta.

El proceso de calibración de un instrumento cualquiera consiste en ajustar ligeramente la ganancia de su amplificador de entrada de modo de compensar las variaciones de sensibilidad mencionadas. Dicho ajuste se realiza actuando sobre un potenciómetro, accesible desde afuera del equipo con un pequeño destornillador.

También se habla de la **calibración de un micrófono**. En este caso no nos referimos a ningún ajuste, ya que los micrófonos carecen de parámetros ajustables por el usuario, sino a la determinación precisa de la sensibilidad *real* (en contraposición con la *nominal*). Los micrófonos pueden calibrarse por diversos métodos, que pueden clasificarse en dos tipos: calibración por reciprocidad y por aplicación de un campo sonoro de nivel de presión sonora conocida. Los métodos recíprocos se utilizan en el laboratorio para realizar calibraciones primarias²³ de gran precisión, pero por la secuencia de operaciones requeridas no son aptos para calibraciones in situ.

En cuanto a las calibraciones por medio de campos sonoros conocidos, se apela en general a fuentes acústicas en las cuales existan relaciones físicas sencillas y conocidas que permitan determinar en forma directa el campo sonoro, o bien a generadores cuya estabilidad frente a las condiciones ambientales o al simple transcurso del tiempo sea suficientemente alta como para garantizar un campo constante (calibrados previamente en el laboratorio para garantizar su valor).

Entre los primeros se encuentra el pistófono, basado en la compresión adiabática generada por la oscilación de un pequeño pistón en un receptáculo cerrado, que a modo de ejemplo se analiza en la sección siguiente. Entre los generadores estables tenemos los accionados por un cristal piezoeléctrico, el cual al ser excitado con una tensión oscilatoria, produce deformaciones mecánicas también oscilatorias, las cuales se acoplan a un diafragma que radia sonido.

4.5.1. PISTÓFONO

En la figura 4.41 se muestra esquemáticamente la estructura conceptual de un pistófono. Está formado por un receptáculo cilíndrico cerrado en un extremo por el micrófono a calibrar, y en el otro por un pistón que oscila senoidalmente comprimiendo y descomprimiendo el aire encerrado en el cilindro. El pistón es arrastrado por una leva excéntrica que rota por medio de un pequeño motor eléctrico.

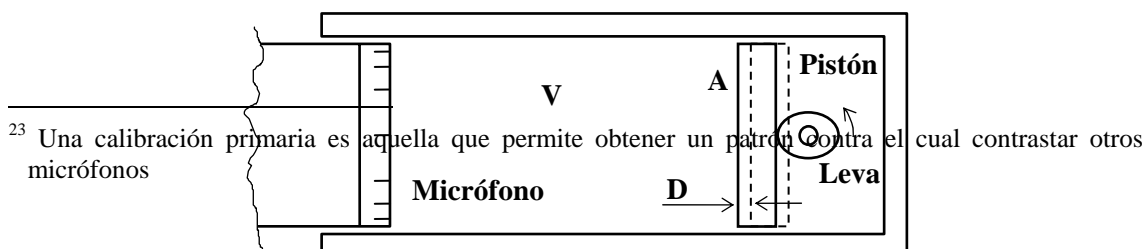


Figura 4.41. Esquema simplificado de un pistófono. El pistón tiene un área **A**, el volumen de la cavidad con el micrófono en su lugar es **V**, y la oscilación pico a pico del pistón es **D**

Para el análisis, supondremos que la distancia entre el pistón y el micrófono es mucho menor que la longitud de onda de la señal generada, de manera que podemos despreciar el efecto de propagación de ondas dentro de la cavidad, es decir que podemos suponer que la presión en todo momento es constante en la cavidad. También supondremos que la frecuencia es lo bastante rápida como para que los cambios sean de tipo adiabático, es decir sin intercambio de calor. Esto implica que

$$PV^\gamma = \text{cte} , \quad (4.65)$$

donde $\gamma = 1,4$ para gases diatómicos (como es el caso del aire). Entonces, ante un incremento de volumen v resulta un incremento de presión p respecto a la presión de equilibrio P_0 dado por:

$$p = -\gamma P_0 \frac{v}{V} . \quad (4.66)$$

En nuestro caso, por consideraciones geométricas tenemos que

$$v = \frac{A \cdot D}{2} \text{sen } \omega t , \quad (4.67)$$

de donde

$$p = -\gamma P_0 \frac{A \cdot D}{2V} \text{sen } \omega t . \quad (4.68)$$

De aquí podemos obtener el valor eficaz de la presión sonora generada:

$$P_{\text{ef}} = \gamma P_0 \frac{A \cdot D}{\sqrt{8V}} . \quad (4.69)$$

Vemos, por lo tanto, que la presión sonora eficaz responde a una ecuación perfectamente definida, en la cual sólo intervienen constantes físicas y geométricas, y esta es la razón por la cual el pistófono puede utilizarse como calibrador. Debe notarse que el ruido del motor podría, en apariencia, restar exactitud al calibrador. Sin embargo, dado que el tono generado es de gran nivel de presión sonora (generalmente **94 dB** ó **114 dB**), el efecto es despreciable.

EJEMPLO 4.8

Un pistófono tiene un diámetro de **2 cm**, y una distancia de **10 cm** entre el diafragma del micrófono y la posición media del pistón. Determinar cuál debe ser la excursión pico a pico del pistón si se desea generar un campo sonoro de **94 dB** en la cavidad.

Solución: El área del pistón es $\pi \times (0,01)^2 \text{ m}^2$ y el volumen $\pi \times (0,01)^2 \times 0,1 \text{ m}^3$. Podemos suponer una presión atmosférica normal de **101.300 Pa**. Por otra parte, el nivel de presión sonora de **94 dB** corresponde a una presión de **1 Pa**, de donde

$$D = \frac{P_{\text{ef}} \sqrt{8V}}{P_0 \gamma A} = \frac{1}{101.300} \frac{2,84 \times 0,1}{1,4} = 1,994 \mu\text{m} .$$

Este pequeño valor requiere una gran precisión mecánica. En la práctica se utilizan dos pistones laterales cuyo diámetro es bastante menor que el del tubo.

El mayor inconveniente de los pistófonos reside en que sólo se pueden aplicar para la generación de bajas frecuencias. Para frecuencias mayores la inercia del o los pistones se hace demasiado notoria, incrementándose enormemente la fuerza que debería aplicarse sobre los pistones, con un desgaste mecánico demasiado prematuro. Así, las frecuencias máximas están en el orden de los **250 Hz**. A pesar de lo anterior, en general es suficiente con la calibración a una frecuencia, ya que el corrimiento se produce simultáneamente en las diversas frecuencias.

CAPÍTULO 5

ACÚSTICA DE RECINTOS

5.1. INTRODUCCIÓN

El comportamiento del sonido en un recinto es completamente diferente de su comportamiento en campo libre, es decir, en ausencia de restricciones u obstáculos para la propagación de las ondas. En el capítulo 1 habíamos estudiado algunas fuentes elementales, como la fuente esférica y la fuente plana, y habíamos obtenido expresiones para la amplitud de la presión en función de la distancia. Vimos, por ejemplo, que en el caso de una fuente esférica la presión varía en forma inversamente proporcional a la distancia (sección 1.5).

Al encerrar la fuente en un recinto, aparece el fenómeno de reflexión, equivalente a la existencia de un creciente número de **fuentes secundarias**, lo cual trae aparejadas varias consecuencias de gran importancia para el control de ruido, como la acumulación de energía acústica, el aumento del nivel sonoro, la reverberación, las resonancias, etc.

5.2. ABSORCIÓN DE LA ENERGÍA SONORA

Idealmente, la energía sonora radiada se conserva. En una onda plana, esto significa que la densidad de energía (energía sonora por unidad de volumen) es constante con la distancia a la fuente. En una onda esférica, significa que la densidad de energía disminuye con el cuadrado de la distancia (pues la misma energía debe distribuirse sobre una superficie que aumenta).

En el caso real, en cambio, parte de la energía sonora se transforma en calor u otras formas de energía debido a la absorción que tiene lugar en el propio aire y en las superficies sobre las cuales incide la onda sonora.

5.2.1. ABSORCIÓN DE LA ENERGÍA SONORA EN EL AIRE

En el aire suceden dos tipos de fenómenos que conducen a la absorción de energía: la **atenuación clásica**, que incluye el rozamiento viscoso y la conducción del calor en el aire, y la **atenuación molecular**, que involucra el intercambio de energía vibracional, rotacional y traslacional de las moléculas. A frecuencias inferiores a **30 kHz** predomina la atenuación molecular, que es fuertemente dependiente de la frecuencia, la temperatura, y la humedad relativa ambiente.¹

¹ Para una temperatura dada, la **humedad relativa ambiente** es la concentración de agua en el aire expresada como porcentaje respecto a la máxima concentración admisible a esa temperatura sin que se produzca condensación. Ver ecuación 5.4.

Estos fenómenos causan una reducción de la densidad de energía sonora con respecto al valor teórico que resulta ser exponencial con la distancia recorrida por la onda:

$$D(\mathbf{r}) = D_0 e^{-\gamma_m r}, \quad (5.1)$$

donde D_0 es la densidad de energía en un punto cualquiera, $D(\mathbf{r})$ es la densidad de energía a una distancia r del punto anterior (en la dirección de propagación de la onda), y γ_m es el **coeficiente de atenuación de energía**,² que involucra las atenuaciones clásica y molecular. Debido a esta relación exponencial, es fácil ver que la densidad de energía se reduce una determinada cantidad de decibels por unidad de distancia. Debido a que los valores usuales de γ_m son pequeños, es más práctico expresar esta atenuación en $\frac{\text{dB}}{100 \text{ m}}$. Si llamamos Γ_m a la atenuación así expresada, debe cumplirse

$$\Gamma_m = -10 \log_{10} \frac{D(100\text{m})}{D_0} = -10 \log_{10} e^{-\gamma_m \cdot 100\text{m}},$$

es decir

$$\Gamma_m = 10 \cdot \gamma_m \cdot 100\text{m} \cdot \log_{10} e \cong 434 \gamma_m. \quad (5.2)$$

En la tabla 5.1. se incluyen los valores de Γ_m para diversos valores de frecuencia, temperatura y humedad relativa ambiente.

EJEMPLO 5.1

Una fuente aproximadamente esférica al aire libre produce un tono de **2 kHz** de **95 dB** de nivel de presión sonora a **1 m** de distancia. Suponiendo que la temperatura es de **25 °C** y que la humedad relativa ambiente es de un **80 %**, determinar el nivel de presión sonora a **60 m** de la fuente y comparar con el valor que se obtendría si no existiera la atenuación en el aire.

Solución: Dado que la fuente es esférica, el nivel de presión sonora sin atenuación en el aire sería

$$\text{NPS}_{60\text{m}} = 95 \text{ dB} - 20 \log_{10} \frac{60}{1} = 59,43 \text{ dB}.$$

Veamos ahora el efecto de la atenuación atmosférica. Para ello, de la tabla obtenemos primero $\Gamma_m = 1,05 \frac{\text{dB}}{100 \text{ m}}$. Entonces la reducción del nivel de presión sonora será

$$\Delta \text{NPS} = -\frac{60}{100} 1,07 = -0,64 \text{ dB}$$

y entonces

² En la bibliografía sobre acústica es común llamarle m a este coeficiente. Hemos preferido llamarle γ_m para que no se confunda con la abreviatura de la unidad de distancia, el metro, siendo que su unidad es, precisamente, $\frac{1}{\text{m}}$.

$$\text{NPS} = 59,43 - 0,64 = 58,8 \text{ dB}$$

La reducción no ha sido demasiado significativa. A frecuencias más altas, o a mayor distancia, el efecto hubiera sido más notorio.

Tabla 5.1. Atenuación en el aire Γ_m en $\text{dB}/100 \text{ m}$, en función de la frecuencia, la temperatura centígrada (T) y la humedad relativa ambiente (HRA). Los casilleros en blanco corresponden a datos no disponibles.

| HRA [%] | T [°C] | Frecuencia [Hz] | | | | | | |
|---------|--------|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 125 | 250 | 500 | 1.000 | 2.000 | 4.000 | 8.000 |
| 20 | 10 | 0,058 | 0,120 | 0,327 | 1,100 | 3,62 | 9,15 | 15,4 |
| | 15 | 0,065 | 0,122 | 0,270 | 0,817 | 2,82 | 8,88 | 20,2 |
| | 20 | 0,071 | 0,139 | 0,260 | 0,653 | 2,15 | 7,41 | 21,5 |
| | 25 | 0,074 | 0,164 | 0,286 | 0,587 | 1,70 | 5,88 | 19,6 |
| | 30 | 0,073 | 0,187 | 0,341 | 0,600 | 1,45 | 4,71 | 16,5 |
| | 35 | 0,068 | 0,200 | 0,412 | 0,682 | 1,37 | 3,93 | 13,6 |
| 30 | 10 | 0,055 | 0,105 | 0,228 | 0,677 | 2,35 | 7,66 | 18,7 |
| | 15 | 0,060 | 0,121 | 0,223 | 0,545 | 1,77 | 6,20 | 19,0 |
| | 20 | 0,062 | 0,142 | 0,252 | 0,501 | 1,41 | 4,85 | 16,6 |
| | 25 | 0,059 | 0,160 | 0,304 | 0,527 | 1,22 | 3,88 | 13,7 |
| | 30 | 0,054 | 0,168 | 0,367 | 0,615 | 1,18 | 3,27 | 11,3 |
| | 35 | 0,049 | 0,165 | 0,422 | 0,755 | 1,28 | 2,97 | 9,45 |
| 40 | 10 | 0,052 | 0,104 | 0,198 | 0,507 | 1,68 | 5,90 | 17,7 |
| | 15 | 0,054 | 0,123 | 0,218 | 0,451 | 1,31 | 4,57 | 15,6 |
| | 20 | 0,052 | 0,139 | 0,263 | 0,465 | 1,12 | 3,60 | 12,8 |
| | 25 | 0,048 | 0,147 | 0,319 | 0,539 | 1,07 | 3,01 | 10,4 |
| | 30 | 0,043 | 0,145 | 0,370 | 0,663 | 1,14 | 2,70 | 8,71 |
| | 35 | 0,038 | 0,136 | 0,400 | 0,815 | 1,34 | 2,65 | 7,59 |
| 60 | 10 | 0,045 | 0,105 | 0,190 | 0,386 | 1,10 | 3,84 | 13,4 |
| | 15 | 0,043 | 0,118 | 0,231 | 0,406 | 0,95 | 3,03 | 10,8 |
| | 20 | 0,039 | 0,123 | 0,279 | 0,480 | 0,93 | 2,54 | 8,78 |
| | 25 | 0,034 | 0,118 | 0,318 | 0,596 | 1,02 | 2,32 | 7,34 |
| | 30 | 0,030 | 0,109 | 0,336 | 0,729 | 1,22 | 2,34 | 6,47 |
| | 35 | 0,026 | 0,098 | 0,332 | 0,845 | 1,51 | 2,58 | 6,07 |
| 80 | 10 | 0,038 | 0,102 | 0,197 | 0,357 | 0,88 | 2,87 | 10,3 |
| | 15 | 0,034 | 0,107 | 0,240 | 0,415 | 0,83 | 2,37 | 8,28 |
| | 20 | 0,030 | 0,104 | 0,277 | 0,515 | 0,90 | 2,13 | 6,86 |
| | 25 | 0,026 | 0,096 | 0,295 | 0,635 | 1,07 | 2,11 | 5,98 |
| | 30 | 0,023 | 0,086 | 0,291 | 0,741 | 1,33 | 2,31 | 5,57 |
| | 35 | 0,020 | 0,076 | 0,273 | 0,803 | 1,64 | 2,74 | 5,60 |
| 100 | 10 | 0,032 | 0,096 | 0,203 | 0,355 | 0,77 | 2,35 | 8,37 |
| | 15 | 0,029 | 0,096 | 0,241 | 0,435 | 0,80 | 2,03 | 6,81 |
| | 20 | 0,025 | 0,090 | 0,283 | 0,542 | 0,92 | 1,94 | 5,81 |
| | 25 | 0,021 | 0,080 | 0,266 | 0,647 | 1,14 | 2,06 | 5,28 |
| | 30 | 0,018 | 0,071 | 0,252 | 0,717 | 1,42 | 2,40 | 5,18 |
| | 35 | 0,016 | 0,061 | 0,230 | 0,737 | 1,71 | 2,93 | 5,50 |

La Norma ISO 9613-1: 1993 establece un procedimiento de cálculo que permite obtener valores no incluidos en la tabla anterior. Para ello se introducen dos frecuencias de relajación, para el oxígeno y el nitrógeno:

$$f_{rO} = \frac{P_a}{101325} \left(24 + 40400 h \frac{0,02 + h}{0,391 + h} \right) \quad (5.3)$$

$$f_{rN} = \frac{P_a}{101325} \sqrt{\frac{293,15}{T}} \left(9 + 280 h e^{-4,17 \left(\sqrt[3]{\frac{293,15}{T}} - 1 \right)} \right),$$

donde P_a es la presión atmosférica en pascal, T la temperatura absoluta en kelvin, y h la fracción molar de vapor en porcentaje, dada en función de la humedad relativa ambiente porcentual, h_r , por

$$h = h_r \frac{P_a}{101325} 10^{-6,8346 \left(\frac{273,16}{T} \right)^{1,261} + 4,6151}. \quad (5.4)$$

El coeficiente de atenuación de energía γ_m está dado, entonces, por

$$\gamma_m = 8,686 f^2 \left[1,842 \cdot 10^{-11} \frac{101325}{P_a} \sqrt{\frac{T}{293,15}} + \left(\frac{293,15}{T} \right)^{5/2} \left(\frac{0,01278 e^{-\frac{2239,1}{T}}}{f_{rO} + \frac{f^2}{f_{rO}}} + \frac{0,01068 e^{-\frac{3352,1}{T}}}{f_{rN} + \frac{f^2}{f_{rN}}} \right) \right]. \quad (5.5)$$

Debido a la cantidad de cálculos involucrados, la aplicación de esta ecuación requiere un pequeño programa de computadora o una planilla de cálculo. La discusión sobre los rangos de validez puede consultarse en la citada norma ISO 9613-1.

Dado que la onda sonora demora un tiempo en recorrer una distancia r , puede reescribirse la ecuación 5.1 de manera de expresar la atenuación en función del tiempo. Para ello basta utilizar la velocidad c de la onda:

$$D(t) = D_0 e^{-\gamma_m c t}. \quad (5.6)$$

Esta ecuación se interpreta considerando $D(t)$ como la densidad en puntos homólogos de la onda, por ejemplo en un pico.

5.2.2. ABSORCIÓN SUPERFICIAL DEL SONIDO

Cuando una onda sonora incide sobre una superficie idealmente rígida, se refleja sin pérdida alguna de energía. Si la superficie, en cambio, posee elasticidad, parte de la energía es utilizada para desplazar la superficie comunicándole energía cinética. Se genera así una **onda reflejada** con menor energía y otra onda que se propaga hacia el interior de la superficie, denominada **onda refractada** u **onda transmitida**. En la figura 5.1 se ilustra este fenómeno. Si la onda incidente es plana y llega con un ángulo de

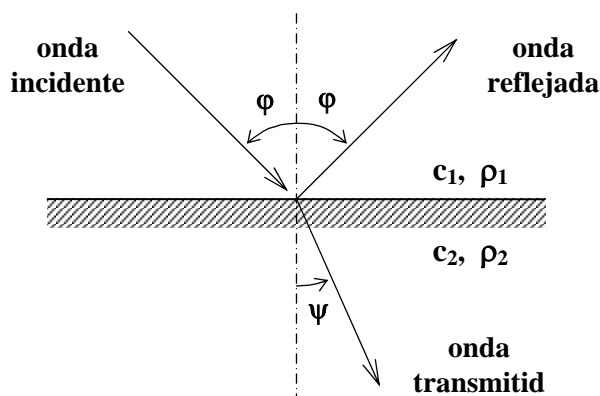


Figura 5.1. Cuando una onda sonora incide sobre la superficie de separación entre dos medios, se generan dos nuevas ondas: la onda reflejada, y la onda transmitida, cuyos ángulos verifican la Ley de Snell.

incidencia ϕ (ángulo entre la dirección de propagación de la onda y la normal a la superficie), la onda reflejada también formará un ángulo ϕ en sentido opuesto, propiedad denominada **ley de la reflexión**, mientras que la onda transmitida formará respecto a la normal un ángulo ψ que satisface la **ley de Snell**:

$$\frac{\text{sen}\phi}{c_1} = \frac{\text{sen}\psi}{c_2} . \quad (5.7)$$

Esta ley es bien conocida en Óptica, y en realidad tiene vigencia para cualquier fenómeno ondulatorio que se produce en la interfase entre dos medios.

Supongamos ahora que la onda incidente tiene una presión sonora eficaz sobre la superficie de valor $P_{i\text{ef}}$. Entonces las ondas reflejada y transmitida tendrán valores eficaces $P_{r\text{ef}}$ y $P_{t\text{ef}}$ respectivamente, dados por

$$P_{r\text{ef}} = R \cdot P_{i\text{ef}} , \quad (5.8)$$

$$P_{t\text{ef}} = T \cdot P_{i\text{ef}} , \quad (5.9)$$

donde **R** es el **coeficiente de reflexión** y **T** el **coeficiente de transmisión**, que se calculan por medio de las expresiones³

$$\mathbf{R} = \frac{\mathbf{Z}_2 \cos\varphi - \mathbf{Z}_1 \cos\psi}{\mathbf{Z}_2 \cos\varphi + \mathbf{Z}_1 \cos\psi}, \quad (5.10)$$

$$\mathbf{T} = \frac{2\mathbf{Z}_2 \cos\varphi}{\mathbf{Z}_2 \cos\varphi + \mathbf{Z}_1 \cos\psi}, \quad (5.11)$$

en las cuales **Z₁** y **Z₂** son las impedancias acústicas de los medios emisor y receptor:

$$\mathbf{Z}_1 = \rho_1 c_1, \quad (5.12)$$

$$\mathbf{Z}_2 = \rho_2 c_2. \quad (5.13)$$

Calculemos ahora la potencia sonora que incide sobre un fragmento de superficie de área **S** y las potencias reflejada y absorbida. Para ello tengamos en cuenta que las intensidades vienen dadas por la ecuación 1.14, que aplicada a las ondas incidente, reflejada y transmitida da

$$\mathbf{I}_i = \frac{\mathbf{P}_{i\text{ef}}^2}{\mathbf{Z}_1}, \quad \mathbf{I}_r = \frac{\mathbf{P}_{r\text{ef}}^2}{\mathbf{Z}_1}, \quad \mathbf{I}_t = \frac{\mathbf{P}_{t\text{ef}}^2}{\mathbf{Z}_2}.$$

Para convertir la intensidad en una potencia, hay que multiplicarla por la superficie transversal a la dirección de propagación de la onda. Debido a la inclinación de las ondas (ver figura 5.2), la superficie transversal a la dirección de propagación que corresponde a la superficie **S** es su proyección según el ángulo φ , vale decir **S cos φ**. Entonces la potencia que incide sobre la superficie **S** será

$$\mathbf{Pot}_i = \mathbf{I}_i \mathbf{S} \cos\varphi = \mathbf{P}_{i\text{ef}}^2 \frac{\mathbf{S} \cos\varphi}{\mathbf{Z}_1}, \quad (5.14)$$

y análogamente, las potencias reflejadas y transmitidas por la superficie **S** resultan

$$\mathbf{Pot}_r = \mathbf{P}_{r\text{ef}}^2 \frac{\mathbf{S} \cos\varphi}{\mathbf{Z}_1}, \quad (5.15)$$

$$\mathbf{Pot}_t = \mathbf{P}_{t\text{ef}}^2 \frac{\mathbf{S} \cos\psi}{\mathbf{Z}_2}. \quad (5.16)$$

³ La demostración de estas fórmulas excede el alcance de este texto. Se realiza planteando la expresión de tres ondas planas sujetas a la condición de que las velocidades de las partículas en ambos lados de la superficie de separación deben coincidir, al igual que las presiones.

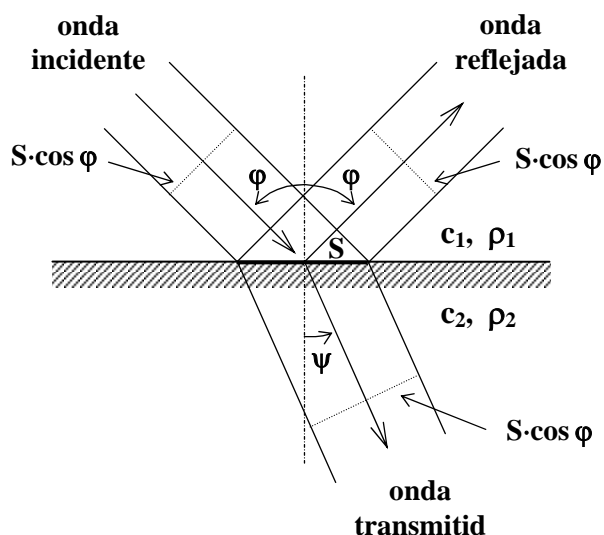


Figura 5.2. Disposición geométrica que permite calcular las potencias incidente, reflejada y transmitida cuando una onda plana alcanza la superficie que limita dos medios.

Sustituyendo las ecuaciones 5.8 y 5.9,

$$\text{Pot}_r = R^2 P_{\text{ief}}^2 \frac{S \cos \varphi}{Z_1} = R^2 \text{Pot}_i, \quad (5.17)$$

$$\text{Pot}_t = T^2 P_{\text{ief}}^2 \frac{S \cos \psi}{Z_2} = T^2 \frac{Z_1 \cos \psi}{Z_2 \cos \varphi} \text{Pot}_i. \quad (5.18)$$

Esta última también puede expresarse como

$$\text{Pot}_t = (1 - R^2) \text{Pot}_i, \quad (5.19)$$

debido a que la potencia transmitida es igual a la incidente menos la reflejada (probarlo como ejercicio).

Podemos comprobar que si Z_1 y Z_2 son muy diferentes la mayor parte de la energía sonora incidente será reflejada. En efecto, si $Z_1 \gg Z_2$, como sucede por ejemplo en una onda que proviene del interior de un líquido o un sólido y se dirige hacia el aire, resulta $T \ll 1$ y $R \cong -1$, por lo cual

$$\text{Pot}_r \cong \text{Pot}_i, \quad (5.20)$$

$$\text{Pot}_t \ll \text{Pot}_i. \quad (5.21)$$

Si, en cambio, $Z_1 \ll Z_2$, como sucede con las ondas aéreas que inciden sobre una superficie líquida o sólida, resulta $T \cong 2$ y $R \cong 1$, y, nuevamente se cumplen las aproximaciones 5.19 y 5.20.

Observemos que si bien la onda transmitida tiene el doble de amplitud que la incidente, una presión algo mayor en un medio cuya impedancia acústica es mucho más alta de hecho transporta mucho menos energía, como se desprende de la ecuación 5.18.

Podemos definir el **coeficiente de absorción sonora**, α , como el cociente entre la potencia transmitida y la incidente:

$$\alpha = \frac{\text{Pot}_t}{\text{Pot}_i} = T^2 \frac{Z_1 \cos \psi}{Z_2 \cos \varphi} = 1 - R^2, \quad (5.22)$$

o bien, reemplazando,

$$\alpha = \frac{4 Z_1 Z_2 \cos \varphi \cos \psi}{(Z_2 \cos \varphi + Z_1 \cos \psi)^2}. \quad (5.23)$$

Vemos que el valor del coeficiente de absorción α depende del ángulo de incidencia. Sin embargo, dado que en los recintos el campo sonoro en general es **difuso**,⁴ normalmente es más útil el valor promedio para los diversos ángulos de incidencia.

Debe hacerse notar que el análisis anterior fue hecho bajo el supuesto tácito de que ambos medios son **homogéneos**⁵ e **isotrópicos**,⁶ lo cual sólo es estrictamente cierto en el caso en que el cambio de fase es entre dos medios fluidos (aire y agua, por ejemplo). Dado que en la mayoría de los materiales acústicos esta hipótesis no se cumple por tener una gran complejidad estructural, carece de sentido práctico profundizar el estudio de las ecuaciones anteriores, *que fueron expuestas sólo para ilustrar el fenómeno físico*. Por otra parte, también se supuso tácitamente que los dos medios se extendían infinitamente, lo cual en la práctica no sucede. En lugar de ello es habitual que uno de los medios sea el aire, y el otro, cierto espesor de material acústico, que puede estar apoyado directamente sobre un tercer material (una pared) o separado del mismo mediante un espacio de aire. En cualquier caso existen ordinariamente dos ó más superficies límite entre dos medios, y en cada una de ella se producen los efectos mencionados. El resultado es que el coeficiente de absorción puede depender fuertemente del montaje, tal como se verá en el capítulo sobre estructuras y materiales acústicos.

Para ciertos tipos de materiales porosos es posible realizar un estudio estadístico que permite predecir el comportamiento como absorbente acústico, aunque tal análisis generalmente resulta ser de utilidad sólo para el diseñador de materiales acústicos.

Desde el punto de vista del usuario, el enfoque suele ser más empírico, utilizando valores especificados por el fabricante o medidos en el laboratorio. Lo más habitual es proporcionar el coeficiente de absorción sonora para **incidencia aleatoria** (para campo

⁴ Un campo sonoro es **difuso** cuando en un instante determinado es igualmente probable que la onda sonora se propague en cualquier dirección, ya que es el resultado de la superposición de ondas que viajan en todas direcciones.

⁵ Un medio es **homogéneo** cuando no existen en su seno cambios de composición, estructura, etc. Por ejemplo, una chapa de hierro puede considerarse homogénea, no así una pared de hormigón, que contiene diversos componentes, ni tampoco una espuma de poliuretano, que alterna porciones del material propiamente dicha con intersticios de aire.

⁶ Un medio es **isotrópico** cuando sus propiedades no cambian con la dirección examinada. Así, un fluido (gas o líquido) es isotrópico respecto a la velocidad del sonido, no así un sólido, en el cual la velocidad del sonido puede depender de si se está en presencia de una chapa delgada, una barra esbelta, o un volumen de dimensiones considerables.

difuso), aunque en algunos casos puede indicarse también el coeficiente para **incidencia normal** ($\varphi = 0$), α_N , cuyo valor será de utilidad en aquellos casos en que el material acústico esté sometido a ondas planas normales.

Por último podemos obtener un fórmula que vincula la densidad de energía de las ondas incidente D_i y reflejada D_r . Para ello basta tener en cuenta que para una onda plana hay una relación directa entre la densidad de energía y la intensidad dada por la ecuación 1.11. Entonces la densidad de energía absorbida será αD_i , por lo tanto

$$D_r = D_i(1 - \alpha) . \quad (5.24)$$

5.3. RECINTOS REVERBERANTES

En lo que sigue aplicaremos el concepto de absorción sonora a recintos de forma irregular y estudiaremos la relación entre la absorción y la acumulación y la disipación de energía acústica.

5.3.1 CAMINO LIBRE MEDIO

Dado un recinto, una misma onda sonora se refleja una y otra vez en las diversas superficies del mismo (figura 5.3), perdiéndose en cada reflexión algo de energía como resultado de la absorción superficial y, si el recinto es grande, de la atenuación en el aire.

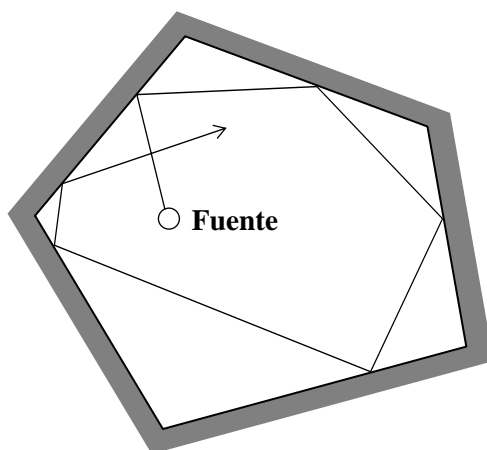


Figura 5.3. Un recinto irregular con una fuente sonora. El sonido radiado se refleja sucesivamente en las diversas superficies del recinto. Aún cuando inicialmente el sonido es radiado en todas direcciones, por simplicidad se muestra una sola dirección.

Si elegimos una dirección inicial de propagación de la onda, es fácil obtener las direcciones sucesivas después de reflejarse en cada superficie, tomando ángulos iguales pero opuestos respecto a la normal (ley de la reflexión). El resultado será un conjunto de

trayectorias rectilíneas cuyas direcciones y longitudes serán pseudoaleatorias. Cuando el recinto es de forma algo irregular, después de un gran número de reflexiones es posible obtener un promedio de las longitudes recorridas entre dos reflexiones consecutivas. Tal promedio se denomina **camino libre medio**, y es un hecho afortunado que sea posible determinarlo mediante una fórmula muy sencilla:

$$\bar{d} = 4 \frac{V}{S}, \quad (5.25)$$

donde V es el volumen del recinto, y S la superficie total que encierra a dicho volumen.

5.3.2. RÉGIMEN DE EXTINCIÓN DEL SONIDO

Consideremos un recinto cuyas superficies interiores tienen un coeficiente de absorción sonora α , en el cual existe inicialmente una densidad de energía sonora media D_0 . Supongamos que en el instante $t = 0$ se interrumpe la fuente. Si llamamos D_1 , D_2 , etc. a la densidad de energía después de 1, 2, etc. reflexiones, entonces, por la ecuación 5.24,

$$\begin{aligned} D_1 &= D_0(1 - \alpha) \\ D_2 &= D_0(1 - \alpha)^2 \\ &\vdots \\ D_n &= D_0(1 - \alpha)^n. \end{aligned} \quad (5.26)$$

Nos interesa determinar de qué manera evoluciona D en función del tiempo, más que en función del número de reflexiones. Para ello tengamos en cuenta que en un tiempo t la onda recorrió una distancia $c \cdot t$, y el número de reflexiones puede aproximarse dividiendo dicha distancia por el camino libre medio:

$$n \cong \frac{ct}{\bar{d}} \cong \frac{Sct}{4V}, \quad (5.27)$$

de donde la densidad de energía en el instante t resulta

$$D(t) = D_0(1 - \alpha)^{\frac{Sct}{4V}}, \quad (5.28)$$

o bien

$$D(t) = D_0 e^{\ln(1 - \alpha) \frac{Sct}{4V}}. \quad (5.29)$$

Esta fórmula contempla sólo el efecto de la absorción superficial y por consiguiente es una aproximación válida sólo para recintos relativamente pequeños, en los que la atenuación del aire sea despreciable. Para recintos mayores, debe aplicarse el factor de atenuación del aire:

$$D(t) = D_0 e^{\ln(1-\alpha) \frac{S}{4V} t} e^{-\gamma_m c t}, \quad (5.30)$$

o bien

$$D(t) = D_0 e^{-\left(\gamma_m - \frac{S}{4V} \ln(1-\alpha)\right) c t}. \quad (5.31)$$

Hasta ahora hemos considerado el caso en que la absorción sonora era constante sobre toda la superficie del recinto. En el caso más habitual, las diversas superficies de una habitación o sala están recubiertas con materiales de diferente absorción sonora. Si tenemos n porciones de área S_i y coeficiente de absorción α_i , podemos obtener un **coeficiente de absorción promedio**, $\bar{\alpha}$, dado por

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_1 S_1 + \alpha_n S_n}{S} = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i S_i}{S}. \quad (5.32)$$

Como se observa, cada coeficiente α_i ha sido ponderado por el área S_i correspondiente. Dado que la absorción superficial de sonido no se realiza solamente en las superficies que rodean al recinto, sino también en los objetos y personas presentes, es necesario contemplar su efecto absorbente. Pero en muchos casos es difícil determinar en forma precisa el área de dichos objetos o personas, por lo cual en lugar de especificar el coeficiente de absorción α se especifica el *área absorbente total*, es decir el valor αS (como un valor inseparable). Si bien dicha magnitud tiene dimensiones de área, no debe confundírsela con un área ordinaria. Por ese motivo se expresa en una unidad equivalente al m^2 , el **sabine**,⁷ **sb**, que representa una absorción equivalente a una ventana abierta de $1 m^2$.

Si los valores de α_i no son muy diferentes, o si el valor de $\bar{\alpha}$ es pequeño ($< 0,3$), entonces se puede reemplazar α por $\bar{\alpha}$ en la fórmula de la densidad de energía, obteniéndose

$$D(t) = D_0 e^{-\left(\gamma_m - \frac{S}{4V} \ln(1-\bar{\alpha})\right) c t}. \quad (5.33)$$

Cuando $\bar{\alpha} \ll 1$, es decir cuando las superficies son poco absorbentes, se puede aproximar

$$\ln(1-\bar{\alpha}) \cong -\bar{\alpha}, \quad (5.34)$$

y entonces

$$D(t) \cong D_0 e^{-\left(\gamma_m + \frac{\bar{\alpha} S}{4V}\right) c t} \quad (\text{si } \bar{\alpha} \ll 1). \quad (5.35)$$

Si las superficies son muy absorbentes ($\bar{\alpha} \cong 1$), la aproximación 5.27 deja de ser válida. En efecto, debido a que en muy pocas reflexiones la energía sonora se reduce a niveles despreciables, la cantidad de reflexiones no llega a ser lo bastante alta para que

⁷ El **sabine** definido es en realidad el **sabine métrico**. En Estados Unidos de América se utiliza el **sabine inglés**, definido como una absorción equivalente a una ventana abierta de 1 pie^2 .

su promedio se aproxime al camino libre medio (ya que éste es un promedio sobre *gran cantidad de reflexiones*). Esto implica que la mayor exactitud que parecería brindar la ecuación 5.33 debe tomarse con cautela para valores grandes de $\bar{\alpha}$. Por ejemplo, si $\bar{\alpha} = 0,4$, la aproximación 5.34 tiene un error del **28 %**, que no se comete si se utiliza la ecuación 5.33 en lugar de la 5.35, pero al mismo tiempo observamos que la energía se reduce a la millonésima parte (valor considerado despreciable) en sólo **27** reflexiones.

5.3.3. TIEMPO DE REVERBERACIÓN

El **tiempo de reverberación** es un concepto muy útil para evaluar acústicamente distintos tipos de ambientes. Se define como el tiempo **T** necesario a partir de la interrupción de una fuente sonora para que la densidad de energía se reduzca en **60 dB**,⁸ es decir que se reduzca a una millonésima parte de la densidad de energía original:

$$D(T) = 10^{-6} D_0 . \quad (5.36)$$

Esta reducción de **60 dB** fue adoptada porque es suficientemente grande como para causar la sensación perceptiva de que el sonido se extinguió. Reemplazando la expresión de la densidad de energía se obtiene

$$T = \frac{4 \ln 10^6}{c} \frac{V}{4V\gamma_m + S \ln(1 - \bar{\alpha})} . \quad (5.37)$$

Para una temperatura de **20 °C**, resulta

$$T = 0,161 \frac{V}{4V\gamma_m + S \ln(1 - \bar{\alpha})} . \quad (5.38)$$

Para $\bar{\alpha} < 0,2$ puede aproximarse el logaritmo como en 5.34, y entonces

$$T \cong 0,161 \frac{V}{4V\gamma_m + \bar{\alpha}S} . \quad (5.39)$$

EJEMPLO 5.2

Si $\bar{\alpha} = 0,05$, determinar el tiempo de reverberación para una humedad relativa del **60 %** y una temperatura de **25 °C**, correspondiente a una sala de **10 m × 20 m × 40 m** si se la excita con una frecuencia de **2 kHz**.

Solución: Resulta

$$A = 2 \times (10 \times 20 + 10 \times 40 + 20 \times 40) \text{ m}^2 = 2.800 \text{ m}^2$$

$$V = 10 \times 20 \times 40 \text{ m}^3 = 8.000 \text{ m}^3$$

⁸ También se suele notar el tiempo de reverberación con los símbolos **T₆₀** ó **RT60**.

$$\gamma_m = \frac{1}{434} \Gamma_m = \frac{1}{434} 1,10 = 0,0025 \frac{1}{m} .$$

Entonces

$$T = 0,16 \frac{8000}{80 + 140} = 5,8 \text{ seg} .$$

Vemos que la atenuación debida al aire tiene un efecto importante, ya que reduce el tiempo de reverberación de **9,1 seg** a **5,8 seg**. Ello se debe a que el tamaño de la sala es considerable. En habitaciones más pequeñas la atenuación en el aire puede despreciarse.

EJEMPLO 5.3

Repetir el ejemplo anterior reduciendo las dimensiones a un tercio de las originales (es decir **3,33 m × 6,66 m × 13,33 m**).

Solución: En este caso resulta

$$A = 311 \text{ m}^2$$

$$V = 296 \text{ m}^3$$

y por lo tanto

$$T = 0,16 \frac{296}{2,96 + 15,6} = 2,6 \text{ seg} .$$

El efecto de la atenuación en el aire es mucho menor, reduciendo el tiempo de reverberación de **3 seg** a **2,6 seg**.

5.3.4. MEDICIÓN DEL TIEMPO DE REVERBERACIÓN

Una dificultad para medir el tiempo de reverberación tal como se lo define consiste en que salvo con niveles de presión sonora iniciales muy elevados el sonido no alcanza a decaer **60 dB** debido a que antes se alcanza el nivel de ruido ambiente. Dicha dificultad se resuelve midiendo en realidad el tiempo requerido para bajar **15 ó 20 dB** (respectivamente, T_{15} y T_{20}) en lugar de **60 dB** (ver figura 5.4). Entonces

$$T = T_{60} = 4 T_{15} = 3 T_{20} . \quad (5.40)$$

En realidad, el tiempo de reverberación es función de la frecuencia. Por ese motivo el ensayo debería realizarse a diversas frecuencias. Existen tres alternativas posibles:

a) Excitar el recinto por medio de un tono puro correspondiente a la frecuencia de interés.

b) Excitar con un ruido de banda angosta (por ejemplo un tercio de octava) centrado en la frecuencia de interés.

c) Excitar con un ruido aleatorio de banda ancha y filtrar la respuesta con un filtro de banda centrado en la frecuencia de interés.

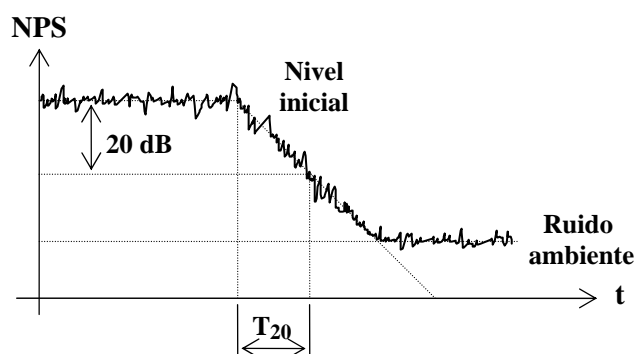


Figura 5.4. Medición del tiempo de reverberación. La gráfica corresponde a la salida impresa de un graficador.

La primera alternativa daría en realidad los resultados más precisos, pero adolece de un inconveniente: la posible existencia de ondas estacionarias o modos normales (véase la sección 5.6) de frecuencias próximas a la frecuencia de ensayo, que incrementan notablemente el tiempo de reverberación. Dicha alternativa sería, por lo tanto, la más indicada cuando se desea descubrir deficiencias acústicas de una sala, pero requeriría una búsqueda minuciosa con un barrido continuo de frecuencias.

Las otras dos alternativas son más o menos equivalentes, dependiendo principalmente del instrumental disponible para realizar la medición. Una forma sencilla de generar el ruido aleatorio de c) es haciendo explotar un globo, o efectuando un disparo de salva. Debido a que se trata de un pulso de presión muy corto, tiene un amplio contenido espectral. El procedimiento consiste en esperar a que se alcance el máximo nivel de presión sonora en la banda de interés, y a partir de allí medir el tiempo que demora en bajar **20 dB**. La manera más precisa de medir dicho tiempo es con un graficador, o con un grabador digital y posterior análisis por computadora. Sin embargo, cuando el tiempo de reverberación es mayor de **3 ó 4 seg** podría realizarse una estimación aproximada mediante el uso de un cronómetro por un operador entrenado. Existen también equipos que miden directamente el tiempo de reverberación.

En general, el tiempo de reverberación depende de la ubicación del punto de medición, debido a que la hipótesis de que el campo sonoro era perfectamente difuso no se cumple estrictamente en la realidad. Así, por ejemplo, en las recovas de los teatros el sonido tiene un comportamiento propio que puede modificar el tiempo de reverberación. También puede haber acoplamientos entre ambientes con diferente reverberación que hace que en las proximidades de la abertura entre ambos pueda haber diferencias con respecto a los puntos más alejados. Por este motivo, es recomendable realizar la medición en diversos puntos representativos y promediar, o directamente informar los valores obtenidos en cada ubicación.

5.3.5. APLICACIONES DEL TIEMPO DE REVERBERACIÓN

La medición del tiempo de reverberación es útil en varias situaciones. En primer lugar, permite evaluar las características acústicas de un recinto en relación con su aptitud para una aplicación determinada. En segundo lugar, es una forma indirecta de evaluar el coeficiente de absorción promedio de un recinto, sin tener que efectuar un laborioso relevamiento de cada una de las superficies del mismo. Por último, permite

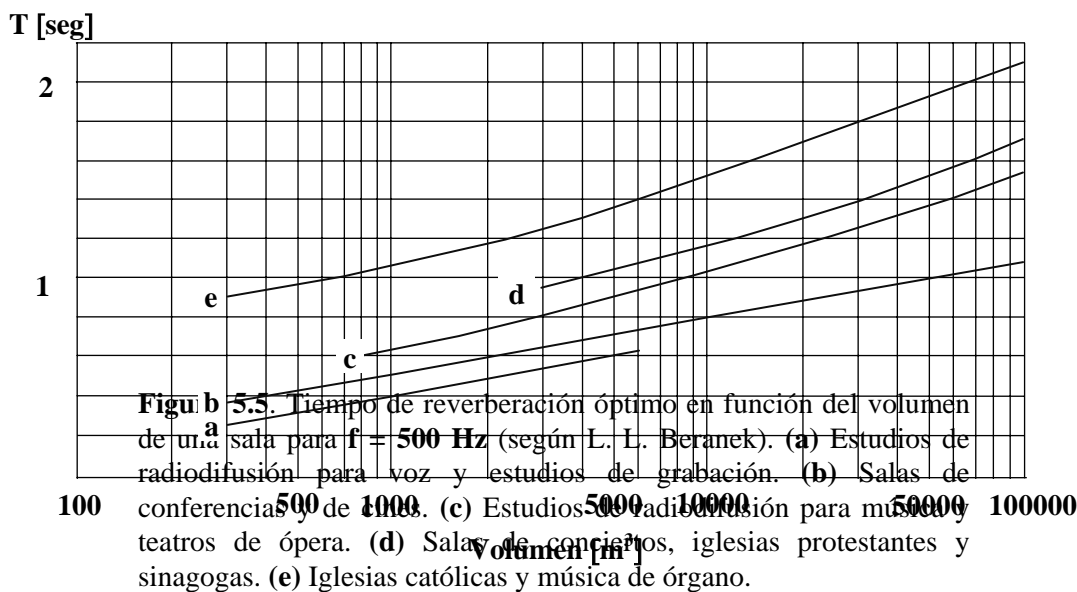
medir en el laboratorio el coeficiente de absorción de un material a partir de una muestra relativamente pequeña.

5.3.5.1. Evaluación de características acústicas

Varias investigaciones han revelado que existe una importante correlación entre el tiempo de reverberación y la calidad acústica de los recintos dedicados a aplicaciones específicas (estudios de grabación, salas de concierto, salas de conferencia, etc.). En general dichas investigaciones se han realizado mediante un análisis estadístico de datos obtenidos en diversas salas del mundo consideradas de gran calidad acústica para cada finalidad, y aunque los valores no coinciden exactamente entre diversos autores,⁹ hay acuerdo en que para cada aplicación existe un tiempo de reverberación óptimo que aumenta con el volumen del recinto. En la figura 5.5 se muestra como ejemplo el resultado de los trabajos de Beranek para una frecuencia de **500 Hz**. Para otras frecuencias es posible dar la siguiente relación empírica:

$$T_{\text{ópt}}(f) = T_{\text{ópt}}(1\text{KHz}) \left(1 + \left(\frac{f_0}{f} \right)^\zeta \right) \tag{5.41}$$

donde f_0 y ζ son parámetros que dependen de la aplicación. Por ejemplo, para la palabra, se recomienda $f_0 = 0$ (en este caso ζ carece de importancia); para cines, $f_0 = 15$ Hz y $\zeta = 1,07$; y para salas de concierto, $f_0 = 53$ Hz y $\zeta = 1,25$.



El hecho de que exista un tiempo de reverberación óptimo (o al menos un entorno óptimo) puede justificarse del siguiente modo. Si el tiempo T es demasiado pequeño, la energía sonora se disipa rápidamente y por lo tanto no llega a acumularse en el recinto. En consecuencia, el nivel sonoro es demasiado bajo, y se dificulta la inteligibilidad del mensaje (en general la palabra hablada o la música). Si, por el contrario, T es demasiado alto, tiende a producirse una superposición de sonidos originalmente

⁹ Una razón para esto es que probablemente existan cuestiones culturales en las audiencias que evalúan la acústica de las diversas salas o diversidad de criterios para los estudios de grabación o de radio o televisión.

generados en sucesión, llegando a enmascarse algunos sonidos débiles por la reverberación de otros más fuertes emitidos previamente. Por ejemplo, algunas consonantes podrían quedar enmascaradas por las vocales anteriores, perjudicándose considerablemente la inteligibilidad de la palabra. En la figura 5.6 se muestra el índice porcentual de articulación silábica (**IPAS**) correspondiente a la palabra *no amplificada* en función del tiempo de reverberación, para varios volúmenes de salas. Según se aprecia, a partir de **T = 1 seg** el **IPAS** disminuye aún para volúmenes grandes, debido a las razones expuestas anteriormente.

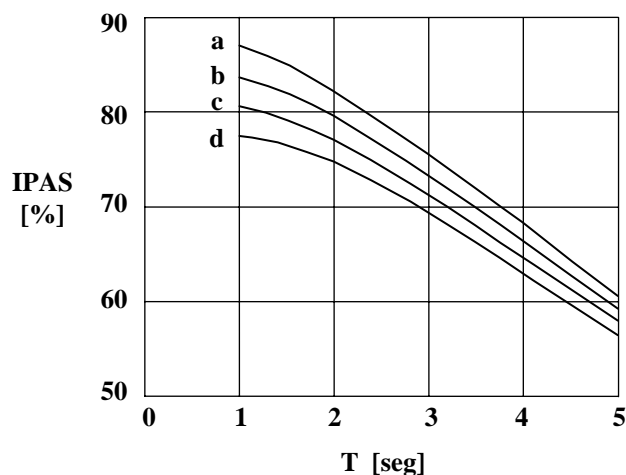


Figura 5.6. Índice porcentual de articulación silábica en función del tiempo de reverberación para salas de diversos volúmenes: (a) **700 m³**, (b) **2.800 m³**, (c) **11.000 m³**, y (d) **23.000 m³**. Las mediciones se hicieron sin amplificación en ambientes con un nivel de ruido de **30 dB**.

La anterior discusión de carácter general muestra por qué las reverberaciones demasiado bajas o demasiado altas resultan inconvenientes. Profundizando el análisis, podemos explicar también el por qué del ordenamiento correspondiente a las diversas actividades.

En los estudios de radio y televisión para la palabra, se busca la máxima claridad posible, ya que la señal transmitida puede deteriorarse a gran distancia de la emisora, por lo cual se requiere un bajo tiempo de reverberación. Por otra parte, si se desea crear la sensación de una mayor reverberación, existen equipos electrónicos que agregan artificialmente reverberación con varios parámetros controlables por el usuario.¹⁰

Con respecto a las salas de grabación, el criterio que prima es tener un tiempo de reverberación bajo, ya que artificialmente es posible aumentarlo pero no reducirlo. Se adopta entonces el mínimo tiempo de reverberación compatible con el confort auditivo¹¹ de los músicos, locutores o actores.

En las salas de conferencia, el tiempo de reverberación debe ser algo mayor, ya que se requiere una mayor acumulación de energía acústica para aumentar el nivel de

¹⁰ Entre ellos, el tiempo de reverberación y diversas distribuciones en el tiempo de las reflexiones tempranas.

¹¹ Una reverberación excesivamente corta resulta poco natural y por lo tanto desagradable para el artista.

presión sonora, lo cual sucede, según veremos, cuando se incrementa T . En el caso de salas con amplificación de la voz, a pesar de que el nivel sonoro aumenta a causa del refuerzo electrónico de sonido, se espera un tiempo de reverberación similar al que se encontraría en una sala similar sin amplificación. Por otra parte, los esfuerzos tendientes a reducir el tiempo de reverberación más de lo estrictamente necesario no se justifican.

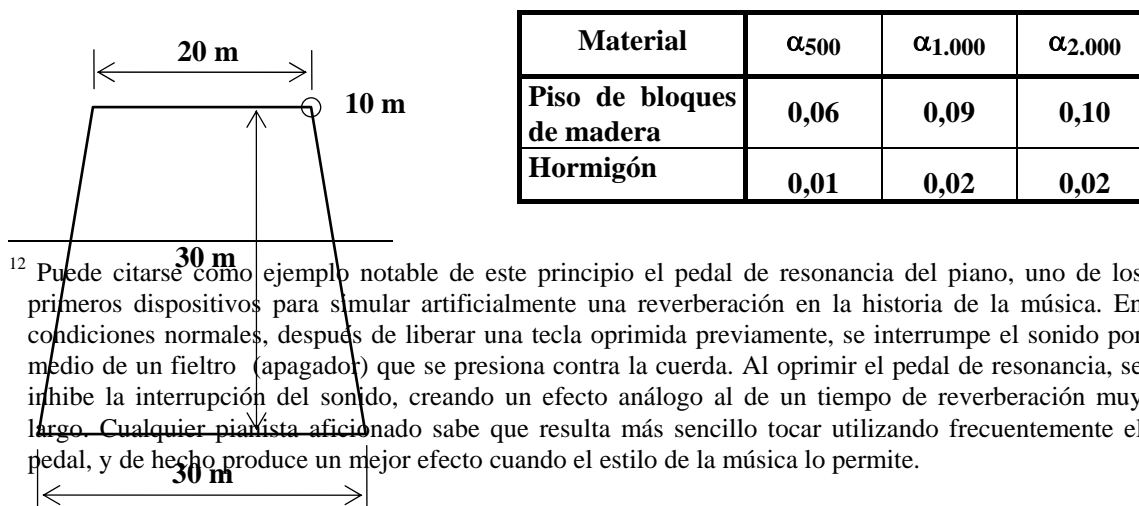
En las salas de concierto, es deseable cierta fusión entre sonidos sucesivos, ya que favorece la percepción de las armonías y atenúa las pequeñas deficiencias o imperfecciones de los sonidos individuales,¹² y esto requiere un tiempo de reverberación moderadamente alto. Un aumento desmesurado de T no es, sin embargo, recomendable, ya que en una rápida escala produciría un amontonamiento de sonidos causando un efecto cacofónico y reduciendo la inteligibilidad de la música.

En el caso de los teatros para ópera, se requiere un tiempo algo menor dado que además se desea conservar la inteligibilidad de la palabra cantada, aunque los cantantes experimentados acomodan la intensidad de sus consonantes para lograr hacer entender su canto en ámbitos muy disímiles.

Finalmente, el caso de los templos correspondientes a diversos credos no puede explicarse exclusivamente sobre la base de criterios acústicos o de inteligibilidad de la palabra o la música. Las costumbres, la tradición, y los efectos psicológicos producidos por una sensación de gran amplitud espacial, como la predisposición a la meditación o reflexión, pueden justificar la elección de tiempos de reverberación en general bastante altos. De hecho, un tiempo de reverberación elevado favorece la música coral lenta, que ha acompañado tradicionalmente a los oficios religiosos de diversas confesiones. Es interesante observar que en las iglesias tradicionales, esta cualidad acústica ha llevado a los oficiantes a utilizar una voz pausada y monótona, a fin de no crear cacofonías a causa de frecuentes inflexiones de la voz. En la actualidad, las iglesias suelen contar con amplificación y gran cantidad de parlantes distribuidos cerca de los asistentes.

EJEMPLO 5.4

Un teatro tiene la forma indicada en la figura 5.7 y posee capacidad para **600** personas. El piso es de bloques de madera, el techo de hormigón pintado y las paredes son de hormigón con revoque de arena y cal. Los asientos son con tapizado de terciopelo.



¹² Puede citarse como ejemplo notable de este principio el pedal de resonancia del piano, uno de los primeros dispositivos para simular artificialmente una reverberación en la historia de la música. En condiciones normales, después de liberar una tecla oprimida previamente, se interrumpe el sonido por medio de un fieltro (apagador) que se presiona contra la cuerda. Al oprimir el pedal de resonancia, se inhibe la interrupción del sonido, creando un efecto análogo al de un tiempo de reverberación muy largo. Cualquier pianista aficionado sabe que resulta más sencillo tocar utilizando frecuentemente el pedal, y de hecho produce un mejor efecto cuando el estilo de la música lo permite.

| | | | |
|------------------------|------|------|------|
| pintado | | | |
| Revoque de cal y arena | 0,06 | 0,08 | 0,04 |

| Indivisibles | $\alpha_{500 S}$ | $\alpha_{1.000 S}$ | $\alpha_{2.000 S}$ |
|-------------------------|------------------|--------------------|--------------------|
| Asientos con terciopelo | 0,27 sb | 0,30 sb | 0,33 sb |
| Personas sentadas | 0,35 sb | 0,43 sb | 0,46 sb |

Figura 5.7. Datos relativos al ejemplo 5.4

a) Determinar el tiempo de reverberación para las frecuencias de **500 Hz**, **1.000 Hz**, y **2.000 Hz** en las siguientes situaciones: teatro vacío, ocupado en $\frac{2}{3}$ de la capacidad, y teatro lleno. b) Proponer un tratamiento acústico sobre las superficies para lograr **T** óptimo para la palabra.

Solución: a) El volumen se calcula como

$$V = \frac{20 + 30}{2} \cdot 30 \cdot 10m^3 = 7.500 m^3 .$$

Calculemos la absorción total:

$$\bar{\alpha} S = \sum \alpha_i S_i \tag{5.42}$$

Los valores de los coeficientes de absorción en el caso de las superficies y de las absorciones en el de los asientos y las personas se obtienen de la figura 5.7. Por ejemplo, para la frecuencia de **500 Hz** y la sala con $\frac{2}{3}$ de las localidades ocupadas (**400** personas sentadas y **200** asientos vacíos), el procedimiento de cálculo es

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}S \Big|_{500 \text{ Hz}} &= \frac{20 + 30}{1 \cdot 4^2 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4} \cdot 30 \cdot (0,06 + 0,01) + \left(\frac{20 + 30 + 2 \cdot \sqrt{30^2 + 5^2}}{2 \cdot 4} \right) \cdot 10 \cdot 0,06 + \\ &\quad \frac{400 \cdot 0,35 + 200 \cdot 0,27}{1 \cdot 4} \\ &\quad \text{PERSONAS} \\ &\quad \text{Y ASIENTOS} \\ &= 119 + 194 = 313 \text{ sabine.} \end{aligned}$$

Es interesante observar que debido a la escasa absorción de las superficies, la mayor absorción corresponde al rubro de asientos y personas.

Al valor anterior hay que agregarle la absorción en el aire. A **500 Hz**, y suponiendo una temperatura de **22 °C** y humedad del **60 %**, interpolando en la tabla 5.1 resulta $\Gamma_m = 0,25 \text{ dB}/_{100m}$, y entonces

$$\gamma_m = \frac{1}{434} \Gamma_m = \frac{1}{434} 0,25 = 0,00058 \frac{1}{m} .$$

Finalmente, sustituyendo en la ecuación 5.39,

$$T_{500\text{Hz}} = 0,161 \frac{7500}{17,3 + 313} = 3,7 \text{ seg} .$$

Con el mismo procedimiento repetimos el cálculo para las otras situaciones, obteniendo la siguiente tabla:

| | T ₅₀₀ [seg] | T _{1.000} [seg] | T _{2.000} [seg] |
|--------------|------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Sala vacía | 4,0 | 3,3 | 3,4 |
| 400 personas | 3,7 | 2,9 | 3,0 |
| 600 personas | 3,5 | 2,7 | 2,8 |

Se puede apreciar que no existen grandes diferencias entre los distintos grados de ocupación de la sala. Ello se debe a que las personas sentadas absorben sólo un poco más que los asientos de terciopelo. La selección de este material permite independizar bastante el tiempo de reverberación del estado de ocupación.

b) De acuerdo a la curva **b** de la figura 5.5, el tiempo de reverberación óptimo para la palabra es de **0,78 seg**, que se encuentra muy por debajo del obtenido según la tabla anterior. Suponiendo que el tiempo óptimo se dará para el teatro lleno, podemos plantear

$$T = 0,161 \frac{V}{4V\gamma_m + (\alpha S)_{\text{personas y asientos}} + \bar{\alpha}_{\text{superficies}} S} ,$$

ecuación de la cual pretendemos obtener el valor de $\bar{\alpha}$ para obtener dicho **T**. Haremos el cálculo sólo para **500 Hz**. Sustituyendo valores,

$$0,78 = 0,161 \frac{7500}{4 \cdot 7500 \cdot 0,00061 + 600 \cdot 0,35 + \bar{\alpha}_{\text{superficies}} S} ,$$

de donde resulta

$$\bar{\alpha}_{\text{superficies}} S = 1.320 \text{ sabine} .$$

Dado que la superficie es

$$S = 2 \cdot \frac{20+30}{2} \cdot 30 + \left(20 + 30 + 2 \cdot \sqrt{30^2 + 5^2} \right) \cdot 10 = 2608 \text{ m}^2$$

resulta que el coeficiente de absorción promedio debería ser

$$\bar{\alpha} = 0,51 .$$

Este valor es bastante grande, lo cual muestra las dificultades para realizar un teatro de estas dimensiones para la voz. Para lograr dicha absorción podría agregarse a un **73 %** de las superficies fieltro de lana de vidrio de **50 mm** de espesor y **14 kg/m³** de densidad, que posee un coeficiente de absorción de **0,70**. Ello implicará tapizar todo el techo y las paredes con dicho material, agregando alguna cubierta acústicamente transparente (ver capítulo sobre materiales acústicos) como podrían ser placas perforadas o listones de madera paralelos y con un espacio entre pares sucesivos.

Debe observarse que con el teatro vacío el tiempo de reverberación resultará mayor que el óptimo, por lo cual podría verse algo deteriorada la inteligibilidad de la palabra. Ello es preferible a que con el teatro lleno el sonido se escuche demasiado débil, lo cual también conduce a una inteligibilidad pobre.

5.3.5.2. Determinación de la absorción de un recinto

A partir de la medida del tiempo de reverberación puede calcularse el coeficiente de absorción promedio $\bar{\alpha}$ de un recinto:

$$\bar{\alpha} = \frac{V}{S} \left(\frac{0,161}{T} - 4\gamma_m \right) . \quad (5.43)$$

Este valores útil para evaluar las posibilidades de mejorar la acústica de un ambiente por medio de materiales absorbentes adicionales. Lo interesante de esta determinación está en que exime de tener que realizar un relevamiento de los diferentes materiales que constituyen las diversas superficies. En algunos casos permite estimar el coeficiente de absorción de un material desconocido, conociendo los otros materiales.

EJEMPLO 5.5

En una sala rectangular de **8 m × 5 m × 4 m** el piso es de bloques de madera ($\alpha = 0,06$), el techo es de yeso ($\alpha = 0,05$), y las paredes de revoque pintado ($\alpha = 0,02$), pero hasta la mitad están cubiertas por un material desconocido tapado por una arpillera. Si el tiempo de reverberación es de **1,5 seg**, estimar el coeficiente de absorción del material desconocido. Todos los datos están dados para **500 Hz**.

Solución: En primer lugar tenemos $S = 184 \text{ m}^2$ y $V = 160 \text{ m}^3$. Debido a las dimensiones pequeñas de la sala podemos despreciar la absorción en el aire. Entonces

$$\bar{\alpha} = \frac{160 \cdot 0,161}{184 \cdot 1,5} = 0,093 .$$

Llamando α_x al coeficiente incógnita, sabemos, además, que

$$\bar{\alpha} = \frac{8 \cdot 5 \cdot (0,06 + 0,05) + 2 \cdot (8 + 5) \cdot 2 \cdot (0,02 + \alpha_x)}{184} ,$$

de donde

$$\alpha_x = 0,23 .$$

5.3.5.3. Medición del coeficiente de absorción α de un material

Si en un recinto muy reverberante se mide el tiempo de reverberación antes y después de colocar una muestra de material absorbente, puede obtenerse el coeficiente α del mismo. Suponiendo despreciable la atenuación en el aire, si llamamos T y T_α respectivamente al tiempo de reverberación antes y después de incluir la muestra, resulta

$$T = 0,161 \frac{V}{\bar{\alpha}S}, \quad (5.44)$$

$$T_\alpha = 0,161 \frac{V}{\bar{\alpha}(S - S_\alpha) + \alpha S_\alpha}, \quad (5.45)$$

donde S_α es el área de la muestra. Eliminando $\bar{\alpha}$ y despejando α , resulta

$$\alpha = \frac{0,161 V}{S_\alpha} \left(\frac{1}{T_\alpha} - \frac{1}{T} \left(1 - \frac{S_\alpha}{S} \right) \right). \quad (5.46)$$

Esta forma indirecta de medir α hace que en algunos casos resulte $\alpha > 1$, lo cual es en apariencia contradictorio, ya que estaría indicando que el material absorbe más energía sonora que la que incide sobre él, para lo cual debería *crear energía*. En realidad, ello es el resultado de efectos de difracción en los bordes de la muestra, y del hecho de que las ecuaciones utilizadas, 5.44 y 5.45, son sólo aproximadas. Conceptualmente, correspondería ajustar dicho valor a **1** ó a **0,99** (ya que no es técnicamente posible una absorción absoluta). Sin embargo, conviniendo en usar la ecuación 5.44 tanto para la medición del coeficiente α como para su aplicación al cálculo de T , dicho error se reduce, y así, es frecuente encontrar especificaciones de materiales muy absorbentes en las que se indican valores superiores a **1** para algunas frecuencias.

En los grandes laboratorios de acústica siempre existe un recinto de gran reverberación apto para medir α , denominado **cámara reverberante**. Por lo general cuentan con un tiempo de reverberación cercano a los **10 seg**, y su volumen es algo mayor a los **200 m³**. Se procura que no sean de forma exactamente rectangular, para lo cual sus paredes están inclinadas entre sí cierto ángulo, de manera de obtener una mejor difusión del sonido y por consiguiente acercarse a las hipótesis planteadas con anterioridad¹³. En muchos casos se utilizan además paneles giratorios que contribuyen a mejorar aún más la difusión.

Para la medición se suele ubicar en el suelo una muestra de tamaño no muy grande (por ejemplo unos **3 ó 4 m²**), por lo cual resulta $S_\alpha \ll S$. Se hace esto para evitar incrementar significativamente la absorción total de recinto, y así lograr un buen cumplimiento de las aproximaciones.

EJEMPLO 5.6

¹³ Al estar las paredes inclinadas se evita la existencia ondas estacionarias, que conducen a resonancias prominentes. Más adelante en este capítulo se analiza la cuestión de las ondas estacionarias.

En una cámara reverberante de $7 \text{ m} \times 6 \text{ m} \times 5 \text{ m}$ de forma aproximada aunque no exactamente rectangular, se mide un tiempo de reverberación a 500 Hz de $8,5 \text{ seg}$ antes de introducir una muestra de 4 m^2 de cierta espuma de poliuretano afacetada, y de $6,25 \text{ seg}$ luego de colocar la muestra. Determinar el coeficiente de absorción de la muestra a la frecuencia ensayada.

Solución: La superficie aproximada será de 214 m^2 , y el volumen, de 210 m^3 . Entonces

$$\alpha = \frac{0,161 \cdot 210}{4} \left(\frac{1}{6,25} - \frac{1}{8,5} \left(1 - \frac{4}{214} \right) \right) = 0,38 .$$

Es interesante constatar que un error del 1% en T_α implicaría un error del $3,6 \%$ en el coeficiente de absorción, lo cual se debe a que se está obteniendo la diferencia entre valores muy similares, y esto acentúa los errores.

5.3.6. RÉGIMEN DE CRECIMIENTO DEL SONIDO

Nos interesa ahora determinar cómo se establece el estado de régimen del campo sonoro. Consideraremos el caso de un campo que puede suponerse que es en todo momento difuso, es decir que su densidad de energía es constante a lo largo del recinto y que no existen direcciones privilegiadas para las ondas sonoras.

Sea P_{ot} la potencia acústica¹⁴ entregada por la fuente y P_{abs} la potencia absorbida en el aire y en las superficies. Entonces se tiene

$$P_{ot} - P_{abs} = \frac{dD(t)}{dt} V . \quad (5.47)$$

Calculemos P_{abs} . Para ello tengamos en cuenta que en una reflexión la densidad de energía se reduce afectándose por el factor

$$(1 - \bar{\alpha}) e^{-\gamma_m \bar{d}} = e^{\ln(1 - \bar{\alpha}) - \gamma_m \bar{d}} . \quad (5.48)$$

En un tiempo Δt hay $n = \Delta t \cdot c / \bar{d}$ reflexiones (dado que cada reflexión requiere un tiempo \bar{d}/c). La energía absorbida en ese tiempo es la diferencia entre la energía original y la que hay ahora, después de haberse reducido n veces a través del factor de la ecuación 5.48, es decir

$$\Delta E_{abs} = \left(1 - e^{(\ln(1 - \bar{\alpha}) - \gamma_m \bar{d}) \frac{c}{\bar{d}} \Delta t} \right) V D(t) . \quad (5.49)$$

Podemos obtener la potencia absorbida P_{abs} dividiendo por Δt y pasando al límite cuando $\Delta t \rightarrow 0$. Resulta

¹⁴ No debe confundirse potencia acústica con la potencia eléctrica que se entregaría a un parlante. La potencia eléctrica siempre resulta mucho mayor que la potencia acústica efectivamente radiada debido al rendimiento energético muy bajo de los parlantes (1% a 10%).

$$\mathbf{P}_{\text{abs}} = \left(\gamma_m - \frac{1}{d} \ln(1 - \bar{\alpha}) \right) c V \mathbf{D}(t). \quad (5.50)$$

es decir

$$\mathbf{P}_{\text{abs}} = \left(\gamma_m - \frac{S}{4V} \ln(1 - \bar{\alpha}) \right) c V \mathbf{D}(t). \quad (5.51)$$

Combinando la 5.51 con la 5.47 resulta la siguiente ecuación diferencial de primer orden

$$\frac{d\mathbf{D}(t)}{dt} + \left(\gamma_m - \frac{S}{4V} \ln(1 - \bar{\alpha}) \right) c \mathbf{D}(t) = \frac{\text{Pot}}{V}, \quad (5.52)$$

que para condiciones iniciales nulas (es decir, silencio inicial) tiene la solución siguiente:

$$\mathbf{D}(t) = \frac{\frac{\text{Pot}}{Vc}}{\gamma_m - \frac{S}{4V} \ln(1 - \bar{\alpha})} \left(1 - e^{-\left(\gamma_m - \frac{S}{4V} \ln(1 - \bar{\alpha}) \right) ct} \right). \quad (5.53)$$

Podemos obtener la presión eficaz teniendo en cuenta que según la ecuación 1.10,

$$\mathbf{D} = \frac{\mathbf{P}_{\text{ef}}^2}{\rho_0 c^2}.$$

Resulta¹⁵

$$\mathbf{P}_{\text{ef}}^2(t) = \frac{\rho_0 c \frac{\text{Pot}}{Vc}}{\gamma_m - \frac{S}{4V} \ln(1 - \bar{\alpha})} \left(1 - e^{-\left(\gamma_m - \frac{S}{4V} \ln(1 - \bar{\alpha}) \right) ct} \right). \quad (5.54)$$

Para $\bar{\alpha} \ll 1$, podemos aplicar la aproximación de la ecuación 5.34:

$$\mathbf{P}_{\text{ef}}^2(t) = \rho_0 c \frac{\text{Pot}}{\gamma_m V - \frac{\bar{\alpha} S}{4}} \left(1 - e^{-\left(\gamma_m + \frac{\bar{\alpha} S}{4V} \right) ct} \right). \quad (5.55)$$

Finalmente, cuando el efecto de la atenuación en el aire es despreciable (salas pequeñas), puede aproximarse

¹⁵ Tal vez parezca extraño hablar de un valor eficaz que depende del tiempo. El sentido es el dado en el capítulo 3, es decir el valor eficaz obtenido con un tiempo de integración relativamente corto, que permite un seguimiento de la evolución de la energía en el tiempo.

$$P_{ef}^2(t) = \rho_0 c \frac{4Pot}{\bar{\alpha}S} \left(1 - e^{-\frac{\bar{\alpha}S}{4V} ct} \right). \quad (5.56)$$

Podemos hacer las siguientes observaciones:

a) Se tiene un crecimiento exponencial hacia un valor final, cuya constante de tiempo es, por supuesto, la misma que en el caso de la extinción del sonido:

$$\tau = \frac{4V}{\bar{\alpha}Sc} = 0,0116 \frac{V}{\bar{\alpha}S}. \quad (5.57)$$

Igual que el tiempo de reverberación T , dicha constante de tiempo se reduce al aumentar $\bar{\alpha}$ (sala muy “seca” o “apagada”), y aumenta al reducirse $\bar{\alpha}$ (sala muy “viva” o reverberante). De hecho, su valor corresponde a aproximadamente un **7 %** de T . Es interesante observar que luego de transcurrido 3τ (es decir un **21 %** de T) se alcanzó el **95 %** del valor final de la energía sonora, lo cual corresponde a un error de **-0,22 dB**. Vemos así que el crecimiento del sonido hasta su estado final parece mucho más rápido que su extinción. Ello se debe a que el primer tramo de la curva de crecimiento es casi lineal, mientras que el decrecimiento es siempre exponencial decreciente.

b) El crecimiento y decrecimiento del sonido en el interior de un recinto sigue la misma ley que la carga y descarga de un condensador eléctrico a través de una resistencia.

c) El valor de la presión cuadrática en el estado estacionario,¹⁶ es decir,

$$P_{ef}^2 = \rho_0 c \frac{4Pot}{\bar{\alpha}S}, \quad (5.58)$$

es tanto mayor cuanto menor sea la absorción, es decir cuanto más reverberante sea el recinto. Esto se debe a que la mayor parte de la energía acústica es reflejada nuevamente hacia el interior del recinto, produciéndose una acumulación de la misma.

d) Si el tiempo de reverberación T es grande, resulta que mientras los sonidos largos alcanzan su nivel estacionario (con un nivel sonoro considerable) los muy cortos no llegan al valor estacionario que les correspondería. Esta situación se da entre las vocales y las consonantes. Las vocales (que son en general más largas), desarrollan un nivel sonoro considerable. Las consonantes, en cambio, por ser cortas, no. Las consonantes se ven, por consiguiente, doblemente perjudicadas en un recinto con gran reverberación. Por un lado, son débiles, y por el otro, no alcanzan a acumular energía acústica en el recinto, y por lo tanto son fácilmente enmascaradas por las vocales que además de alcanzar un nivel mayor, se prolongan en su periodo de extinción sobre las consonantes que les siguen. Esto explica las curvas de la figura 5.6. referidas a inteligibilidad de la palabra.

¹⁶ El estado estacionario se alcanza cuando la potencia acústica radiada por la fuente dentro de la sala iguala a la potencia absorbida por el aire y las superficies.

5.4. CAMPOS DIRECTO Y REVERBERANTE

En la sección anterior obtuvimos el estado estacionario del campo sonoro en un recinto reverberante bajo el supuesto de que el campo es perfectamente difuso, esto es, que en todo momento y en toda ubicación dentro del recinto el campo es constante. En la práctica este no suele ser el caso, dado que en general existe una fuente sonora concentrada, y en las proximidades de la misma el campo sonoro es más intenso y más direccional.

Procuraremos obtener una expresión más precisa para la distribución de la presión a lo largo del recinto. Para ello descompondremos el campo sonoro estacionario total en dos componentes, denominadas **campo directo** y **campo reverberante**. El campo directo está formado por la onda sonora *antes* de la primera reflexión, y el campo reverberante por la superposición de las diversas ondas *posteriores* a dicha primera reflexión.

Consideremos una fuente que emite un sonido periódico y supongamos que ya se ha alcanzado el estado estacionario. En una posición determinada del recinto y en un instante dado, el campo sonoro es el resultado de un frente de onda que acaba de emitirse y que aún no ha alcanzado ninguna superficie, y de numerosos frentes de onda provenientes de todas las reflexiones anteriores. El primero pertenece al campo directo, y los restantes, al campo reverberante. Debido a la gran cantidad de frentes de onda que integran el campo reverberante, y que provienen de diversas direcciones, este campo resulta estadísticamente difuso.

Resulta entonces que el campo directo tiene características de un campo libre, es decir sin reflexiones, mientras que el campo reverberante posee características de un campo difuso.

5.4.1. FUENTES PUNTUALES O ESFÉRICAS

Para el caso de una fuente puntual o esférica, despreciando la atenuación en el aire,

$$I = \frac{P_{\text{ef DIR}}^2}{\rho_0 c} = \frac{\text{Pot}}{4\pi r^2},$$

de donde el campo directo estará dado por

$$P_{\text{ef DIR}}^2 = \rho_0 c \frac{\text{Pot}}{4\pi r^2}, \quad (5.59)$$

donde **Pot** es la potencia acústica emitida por la fuente y **r** es la distancia entre el punto de medición y el centro acústico de la fuente.

Llamemos \mathbf{Pot}_{DIR} a la potencia acústica que abandona el recinto en la primera reflexión¹⁷ y \mathbf{Pot}_{REV} a la potencia acústica que abandona el recinto en las reflexiones siguientes. Al alcanzarse el estado estacionario deberá ser

$$\mathbf{Pot} = \mathbf{Pot}_{DIR} + \mathbf{Pot}_{REV} , \quad (5.60)$$

ya que una vez alcanzado el estado estacionario no se acumula más energía en el campo sonoro. Dado que \mathbf{Pot}_{DIR} involucra una sola reflexión, se tiene que

$$\mathbf{Pot}_{DIR} = \bar{\alpha} \mathbf{Pot} , \quad (5.61)$$

y por lo tanto

$$\mathbf{Pot}_{REV} = (1 - \bar{\alpha}) \mathbf{Pot} . \quad (5.62)$$

Calculemos ahora esta \mathbf{Pot}_{REV} por otro procedimiento. Si suponemos que la parte reverberante del campo es difusa, entonces la energía acumulada en el campo reverberante está distribuida uniformemente en el espacio (densidad constante), y por consiguiente

$$\mathbf{E}_{REV} = \mathbf{D}_{REV} V . \quad (5.63)$$

Despreciando la absorción en el aire, en cada reflexión se pierde una energía

$$\mathbf{E}_{REV \text{ Ireflexión}} = \mathbf{D}_{REV} V \bar{\alpha} , \quad (5.64)$$

y como el tiempo medio entre reflexiones es \bar{d}/c , donde \bar{d} es el camino libre medio, resulta:

$$\mathbf{Pot}_{REV} = \frac{\mathbf{D}_{REV} V \bar{\alpha}}{\bar{d}/c} = \mathbf{D}_{REV} \frac{\bar{\alpha} S c}{4} , \quad (5.65)$$

de donde

$$\mathbf{D}_{REV} \frac{\bar{\alpha} S c}{4} = \mathbf{Pot} (1 - \bar{\alpha}) . \quad (5.66)$$

Esto permite expresar la densidad de energía reverberante a partir de la potencia de la fuente:

$$\mathbf{D}_{REV} = \mathbf{Pot} \frac{4(1 - \bar{\alpha})}{\bar{\alpha} S c} . \quad (5.67)$$

Pero más que la densidad de energía del campo reverberante nos interesa la presión eficaz. La relación entre ambas es

$$\mathbf{D} = \frac{\mathbf{P}_{ef}^2}{\rho_0 c^2} , \quad (5.68)$$

de donde

¹⁷ La onda sonora está formada por una sucesión en el tiempo de frentes de onda. \mathbf{Pot}_{DIR} se refiere a la energía que pierden los sucesivos frentes de onda en las respectivas primeras reflexiones.

$$P_{ef\ REV}^2 = \rho_0 c \frac{4(1 - \bar{\alpha})}{\bar{\alpha}S} P_{ot} . \tag{5.69}$$

Sumando las ecuaciones (5.59) y (5.69), que dan respectivamente las presiones eficaces cuadráticas del campo directo y del campo reverberante, se obtiene

$$P_{ef}^2 = \rho_0 c \left(\frac{1}{4\pi r^2} + 4 \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha}S} \right) P_{ot} . \tag{5.70}$$

Esta ecuación reviste una importancia fundamental en la acústica de recintos, y se presenta frecuentemente en el control de ruido.

Observaciones:

1) Si $\bar{\alpha}$ es grande el campo sonoro está dominado por su componente directa, cuya presión eficaz varía inversamente con la distancia a la fuente. Es el caso de una **cámara anecoica**, recinto tratado acústicamente para lograr $\bar{\alpha} \cong 1$, que se utiliza para realizar experimentos de acústica que requieren un campo libre (por ejemplo para medir la directividad de una fuente).

2) Si $\bar{\alpha}$ es moderado, entonces en las proximidades de la fuente predomina el campo directo (también denominado, por este motivo, **campo próximo**), y a mayor distancia predomina el campo reverberante (denominado entonces **campo distante**). Si bien no existe un límite definido entre ambos, existe una **distancia crítica, r_c** , más allá de la cual predomina el campo distante, y por debajo de la cual predomina el campo próximo (figura 5.8). Dicha distancia surge de igualar los términos correspondientes en la ecuación 5.70. Resulta

$$r_c = \sqrt{\frac{\bar{\alpha} S}{16\pi (1 - \bar{\alpha})}} . \tag{5.71}$$

3) Si $\bar{\alpha} \ll 1$, entonces salvo muy cerca de la fuente, predomina el campo reverberante. En este caso el resultado se aproxima al valor de equilibrio obtenido en la sección 5.3.6.

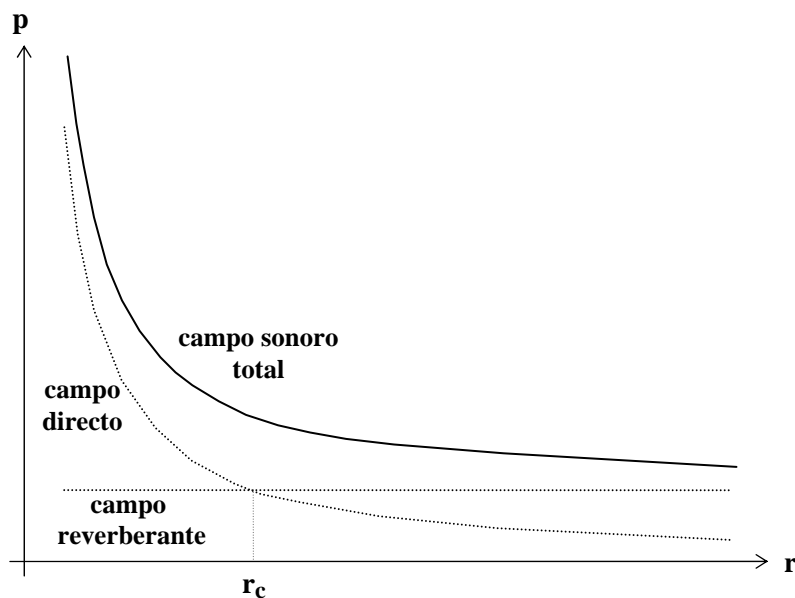


Figura 5.8. Campo directo y campo reverberante. Se indica también la distancia crítica, que limita las regiones donde predomina una u otra componente del campo sonoro.

4) En el caso de un teatro, se busca que en la mayor parte de las localidades predomine el campo reverberante, de manera de tener un nivel sonoro relativamente uniforme a lo largo de la sala. Sin embargo, en las primeras filas puede tener importancia el

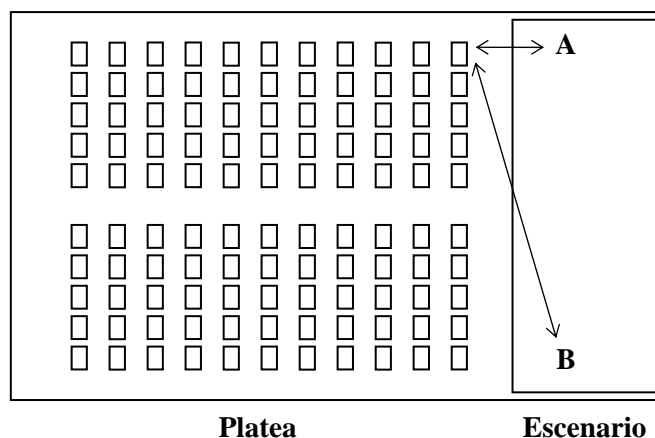


Figura 5.9. En un teatro, las primeras filas no siempre son la mejor opción. Así, para un asiento como el indicado, en el sonido de A predominará el campo directo, mientras que en el sonido de B predominará el campo difuso.

campo directo debido a la cercanía al escenario, por lo que puede llegar a percibirse con diferentes niveles el sonido procedente de distintos puntos del escenario (figura 5.9). En el caso de escenarios muy extensos, hasta es posible una pequeña diferencia de tiempos para sonidos producidos simultáneamente en puntos distantes del escenario. Por este motivo, para la escucha de música de sinfónica, en donde los integrantes de la orquesta ocupan un área muy extensa, y en donde a la vez es muy importante respetar la simultaneidad, no se recomiendan las primeras filas.

5) La fórmula de la ecuación 5.70 fue deducida suponiendo que la atenuación de la energía sonora en el aire era despreciable, es decir que $\gamma_m = 0$. para todas las frecuencias. En el caso real, podemos replantear la deducción del siguiente modo. La potencia Pot_{DIR} que abandona el recinto en la primera reflexión será, ahora,

$$Pot_{DIR} = \frac{\bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} \frac{Pot}{4\bar{d}} e^{-\gamma_m \bar{d}} + \frac{Pot}{1 - e^{-\gamma_m \bar{d}}} \quad (5.72)$$

absorción superficial
atenuación en el aire

Obsérvese que la absorción superficial tiene lugar sobre una potencia ya atenuada en el aire. En cuanto al término debido a la atenuación en el aire, es la diferencia entre la potencia total y la potencia ya atenuada en el aire. Reordenando puede escribirse

$$Pot_{DIR} = Pot \left(1 - e^{\ln(1 - \bar{\alpha}) - \gamma_m \bar{d}} \right). \quad (5.73)$$

Entonces

$$\mathbf{Pot}_{\text{REV}} = \mathbf{Pot} - \mathbf{Pot}_{\text{DIR}} = \mathbf{Pot} e^{\ln(1 - \bar{\alpha}) - \gamma_m \bar{d}} \quad (5.74)$$

Por otra parte, la energía que pierde el campo reverberante en cada reflexión es

$$\mathbf{E}_{\text{REV } 1 \text{ reflexión}} = \mathbf{D}_{\text{REV}} V \bar{\alpha} + \mathbf{D}_{\text{REV}} V \left(1 - e^{-\gamma_m \bar{d}} \right) \quad (5.75)$$

y dividiendo por el tiempo medio entre reflexiones, se obtiene la potencia proveniente del campo reverberante que abandona el recinto, es decir la potencia que abandona el recinto en las reflexiones posteriores a la primera, que habíamos denominado $\mathbf{Pot}_{\text{REV}}$:

$$\mathbf{P}_{\text{REV}} = \mathbf{D}_{\text{REV}} \frac{cS}{4} \left(\bar{\alpha} + 1 - e^{-\gamma_m \frac{4V}{S}} \right) . \quad (5.76)$$

Comparando esta ecuación con la 5.71, resulta

$$\mathbf{D}_{\text{REV}} = \frac{4\mathbf{Pot}}{cS} \frac{(1 - \bar{\alpha}) e^{-\gamma_m \frac{4V}{S}}}{\bar{\alpha} + 1 - e^{-\gamma_m \frac{4V}{S}}} . \quad (5.77)$$

Finalmente,

$$\mathbf{P}_{\text{ef}}^2 = \rho_0 c \left(\frac{e^{-\gamma_m r}}{4\pi r^2} + \frac{4}{S} \frac{(1 - \bar{\alpha}) e^{-\gamma_m \frac{4V}{S}}}{\bar{\alpha} + 1 - e^{-\gamma_m \frac{4V}{S}}} \right) \mathbf{Pot} , \quad (5.78)$$

Esta ecuación generaliza a la 5.67 incluyendo la atenuación en el aire. Si tanto $\bar{\alpha}$ como γ_m son pequeños, puede aproximarse por

$$\mathbf{P}_{\text{ef}}^2 = \rho_0 c \left(\frac{e^{-\gamma_m r}}{4\pi r^2} + \frac{4}{S} \frac{1 - \left(\bar{\alpha} + \gamma_m \frac{4V}{S} \right)}{\bar{\alpha} + \gamma_m \frac{4V}{S}} \right) \mathbf{Pot} . \quad (5.79)$$

En esta ecuación, el campo reverberante es formalmente idéntico al correspondiente a la ecuación 5.70, sustituyéndose $\bar{\alpha}$ por $\bar{\alpha} + \gamma_m \frac{4V}{S}$.

5.4.2. CONSTANTE DE UN RECINTO

En la expresión simplificada del campo sonoro,

$$P_{\text{ef}}^2 = \rho_0 c \left(\frac{1}{4\pi r^2} + 4 \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S} \right) \text{Pot} ,$$

podemos hacer la sustitución

$$R = \frac{\bar{\alpha} S}{1 - \bar{\alpha}} , \quad (5.80)$$

con lo cual se obtiene

$$P_{\text{ef}}^2 = \rho_0 c \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \text{Pot} . \quad (5.81)$$

El valor R se denomina **constante del recinto**, y representa el total de la superficie absorbente para las ondas reverberantes. Así, si $\bar{\alpha} \rightarrow 1$, entonces $R \rightarrow \infty$, lo cual es consistente con el hecho de que el campo reverberante tiende a desaparecer. Si, en cambio, $\bar{\alpha} \rightarrow 0$, resulta $R \rightarrow 0$, es decir que prácticamente no hay superficie que absorba las ondas reverberantes, de ahí que el campo reverberante sea muy grande.

EJEMPLO 5.7

En un salón de $20 \text{ m} \times 35 \text{ m} \times 10 \text{ m}$ con $\bar{\alpha} = 0,15$ se desea establecer un campo reverberante de **85 dB**. a) Determinar la potencia acústica y eléctrica necesaria, si los parlantes tienen una sensibilidad de **90 dB** a **1 m** de distancia, con **1 W** de potencia eléctrica aplicada. b) ¿Cuál es el nivel de presión sonora a **2 m** de los parlantes? c) ¿Cuánto demora en llegar a **82 dB** y a **84 dB**?

Solución: a) En primer lugar calculemos

$$S = 2 \cdot (20 \cdot 35 + 20 \cdot 10 + 35 \cdot 10) \text{ m}^2 = 2.500 \text{ m}^2 .$$

$$R = \frac{0,15 \cdot 2500}{0,85} \text{ m}^2 = 441 \text{ m}^2 .$$

$$\rho_0 c = 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 344 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 406 \text{ rayl} .$$

$$P_{\text{efREV}}^2 = (20 \mu\text{Pa})^2 \cdot 10^{\frac{85}{10}} = 0,126 \text{ Pa}^2 .$$

Entonces, dado que

$$P_{\text{efREV}}^2 = \rho_0 c \frac{4}{R} \text{Pot} ,$$

resulta

$$\text{Pot} = 0,126 \text{ Pa}^2 \frac{441 \text{ m}^2}{4 \cdot 406 \text{ rayl}} = 34,3 \text{ mW} .$$

Para determinar la potencia eléctrica requerida tengamos en cuenta que la sensibilidad de los parlantes se mide en campo libre, por lo cual, si **Pot** es la potencia acústica, entonces

$$\left(20 \cdot 10^{-6}\right)^2 10^{\frac{90}{10}} = 406 \frac{1}{4\pi (1)^2} \text{Pot}$$

de donde

$$\text{Pot} = 12,4 \text{ mW}$$

Dado que la potencia eléctrica que se le está suministrando al parlante es de **1 W**, su rendimiento energético es de sólo un **1,24 %**. Por lo tanto, para obtener **34,3 mW** se requiere una potencia eléctrica de

$$\text{Pot}_{el} = \frac{34,3 \text{ mW}}{0,0124} = 2,8 \text{ W} .$$

b) Ahora aplicamos la ecuación 5.81 completa:

$$P_{ef}^2 = 406 \text{ rayl} \left(\frac{1}{4\pi (2 \text{ m})^2} + \frac{4}{441 \text{ m}^2} \right) 0,0334 \text{ W} = 0,393 \text{ Pa}^2 .$$

$$\text{NPS} = 10 \log_{10} \frac{0,393}{\left(20 \cdot 10^{-6}\right)^2} = 90 \text{ dB} .$$

c) Si llamamos con t al tiempo que demora el nivel de presión sonora en llegar a **3 dB** por debajo del valor final, deberá ser, por ecuación 5.56,

$$1 - e^{-\frac{\bar{\alpha} S}{4V} c t_{-3dB}} = 10^{-\frac{3}{10}} ,$$

de donde

$$t_{-3dB} = 0,151 \text{ seg} .$$

Análogamente,

$$t_{-1dB} = 0,343 \text{ seg} .$$

Hagamos algunos comentarios. De **a)** vemos que para tener **85 dB** se requiere una potencia acústica pequeña. La potencia eléctrica es mucho mayor, debido al bajo rendimiento de los parlantes, pero de todas maneras es moderada, ya que **85 dB** no es un nivel de presión sonora desmesurado. En **b)** se pone de manifiesto el hecho de que cerca de la fuente hay un predominio del campo directo por sobre el reverberante. Finalmente, de **c)** se puede concluir que el salón no responderá igual a los transitorios muy rápidos que a los sonidos prolongados. Los sonidos prolongados parecerán más sonoros debido a que el campo correspondiente tiene tiempo de alcanzar el estado estacionario.

EJEMPLO 5.8

En una sala de máquinas rectangular cuyas dimensiones son **20 m × 12 m × 6 m** y que originalmente posee $\bar{\alpha} = 0,05$, un operario ubicado a **50 cm** de una sierra está sometido a un nivel sonoro de **93 dB**. **a)** Calcular la potencia sonora radiada por la sierra. **b)** Calcular el nivel sonoro al que se halla expuesto otro operario a **10 m** de distancia. **c)** Se recubre parcialmente el techo con paneles acústicos, de manera de tener $\bar{\alpha} = 0,25$. Determinar en cuánto se reduce el nivel sonoro para uno y otro operario.

Solución: **a)** Tenemos $S = 864 \text{ m}^2$ y $V = 1.440 \text{ m}^3$. Determinemos la potencia acústica radiada por la sierra:

$$\left(20 \cdot 10^{-6}\right)^2 \cdot 10^{\frac{93}{10}} = 406 \cdot \left(\frac{1}{4\pi \cdot 0,25} + \frac{4 \cdot 0,95}{0,05 \cdot 864}\right) \text{Pot} ,$$

de donde

$$\text{Pot} = 4,8 \text{ mW} .$$

La potencia acústica es muy pequeña.

b) El valor anterior nos permite evaluar el nivel de presión sonora a **10 m** de distancia:

$$P_{\text{ef}}^2 = 406 \cdot \left(\frac{1}{4\pi \cdot 100} + \frac{4 \cdot 0,95}{0,05 \cdot 864}\right) \cdot 0,0048 = 0,173 \text{ Pa}^2 ,$$

$$\text{NPS} = 10 \log_{10} \frac{0,173}{\left(20 \cdot 10^{-6}\right)^2} = 86 \text{ dB}$$

c) Recalculemos ahora los valores anteriores con el valor $\bar{\alpha} = 0,25$. Resulta, a **50 cm**,

$$P_{\text{ef}}^2 = 406 \cdot \left(\frac{1}{4\pi \cdot 0,25} + \frac{4 \cdot 0,75}{0,25 \cdot 864}\right) \cdot 0,0048 = 0,647 \text{ Pa}^2 .$$

$$\text{NPS} = 92 \text{ dB}$$

Resulta una reducción de sólo **1 dB** . Para el operario que se encuentra a **10 m**,

$$P_{\text{ef}}^2 = 406 \cdot \left(\frac{1}{4\pi \cdot 100} + \frac{4 \cdot 0,75}{0,25 \cdot 864}\right) \cdot 0,0048 = 0,0286 \text{ Pa}^2 .$$

$$\text{NPS} = 79 \text{ dB} .$$

En este caso la reducción fue de **7 dB** con respecto al valor previo. El “apagado” acústico favoreció considerablemente al segundo operario, pero en cambio muy poco al

primero. Veremos que para favorecer al empleado más próximo a la sierra se requerirían otras medidas de control de ruido.

5.4.3. FUENTES DIRECCIONALES

Las fuentes sonoras normalmente no son ni puntuales ni esféricas. Dos casos típicos son los altavoces en cajas acústicas (baffles) y las máquinas electromecánicas. La radiación sonora en esos casos es direccional, lo cual implica que existirá una dirección privilegiada, en la cual la radiación es máxima. Esto se pone de manifiesto en un diagrama polar como el de la figura 5.10. La información representada corresponde al nivel

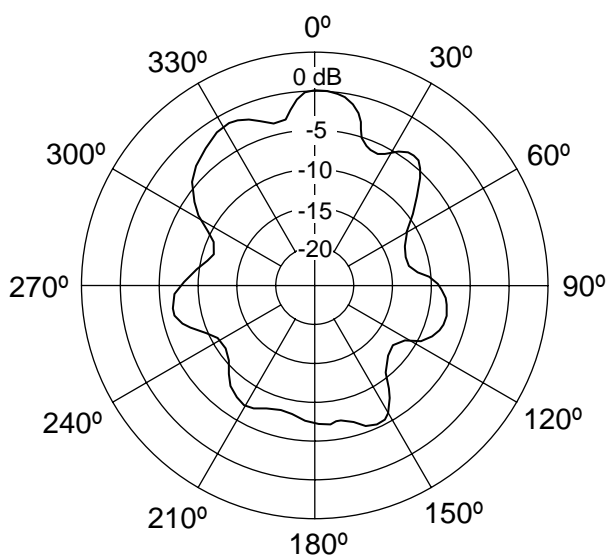


Figura 5.10. Diagrama polar de radiación sonora de una fuente direccional asimétrica para determinada frecuencia. La estructura lobular observada es característica de este tipo de diagramas. Los diagramas de banda ancha son más regulares.

de presión sonora a igual distancia del centro de la fuente y a igual frecuencia o dentro de la misma banda de frecuencias, en función del ángulo respecto a una dirección de referencia, medido en campo libre (cámara anecoica, o en su defecto un lugar abierto de bajo nivel de ruido ambiente). También podría representarse el nivel sonoro **A**.

Una manera alternativa de especificar las características direccionales de las fuentes es por medio del **factor de directividad**. El factor de directividad de una fuente para una frecuencia (o longitud de onda) y una dirección dada se define como

$$Q(f, \theta) = \frac{I_F(f, \theta)}{I_P}, \quad (5.82)$$

donde $I_F(\mathbf{f}, \theta)$ es la intensidad de la fuente en dicha dirección e I_P es la intensidad de una fuente puntual de igual potencia acústica, ambas a la misma distancia. Teniendo en cuenta que

$$I_P = \frac{\text{Pot}}{4\pi r^2}, \quad (5.83)$$

resulta

$$I_F(\mathbf{f}, \theta) = \frac{\text{Pot } Q(\mathbf{f}, \theta)}{4\pi r^2}. \quad (5.84)$$

Si ahora ubicamos una fuente direccional en un recinto, podemos suponer que el campo reverberante no va a ser modificado por ser la fuente direccional, ya que después de las primeras reflexiones la direccionalidad se pierde rápidamente. Resulta entonces la siguiente versión para la ecuación 5.70:

$$P_{ef}^2 = \rho_0 c \left(\frac{Q(\mathbf{f}, \theta)}{4\pi r^2} + 4 \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S} \right) \text{Pot}. \quad (5.85)$$

5.4.3.1 Dependencia de Q de la ubicación de la fuente

Aunque las características direccionales de una fuente se deben determinar en una cámara anecoica, evitando los ecos o reflexiones, cuando la fuente se ubica en las proximidades de una o más superficies muy reflectoras ($\alpha \ll 1$), a los efectos de la aplicación de la fórmula anterior el factor Q parece modificarse. Ello se debe a la insuficiencia del modelo al subdividir el campo sonoro en *antes* y *después* de la primera reflexión, ya que la primera reflexión se produce casi instantáneamente, y por lo tanto está en fase con la emisión directa, no pudiendo diferenciarse de ésta. Aparecen así una o más **fuentes secundarias coherentes**¹⁸. En la figura 5.11 se ilustra esta situación para una fuente próxima a una superficie y para una fuente próxima a una arista o intersección entre dos superficies. En el primer caso, aparece una fuente secundaria que refuerza a la fuente principal. Dado que la energía que debería atravesar la superficie es devuelta (por reflexión) hacia el interior del recinto, la intensidad resultará aproximadamente el doble, y por consiguiente

$$Q_{\text{plano}} \cong 2. \quad (5.86)$$

En el caso de una fuente cerca de una arista, aparecen tres fuentes secundarias que suman su energía y por lo tanto su intensidad a la de la fuente principal, resultando

$$Q_{\text{arista}} \cong 4. \quad (5.87)$$

¹⁸ Dos fuentes son **coherentes** si están en fase. Mientras que para fuentes no coherentes vale en general la superposición de las potencias (y, por consiguiente, de las presiones cuadráticas), para fuentes coherentes ello no sucede.

En forma análoga, cerca de una esquina o vértice donde se intersectan tres superficies (caso no representado en la figura 5.10), aparecen 7 fuentes secundarias que suman su intensidad a la de la fuente principal, y entonces

$$Q_{\text{vértice}} \cong 8. \quad (5.88)$$

En realidad la anterior es una interpretación simplificada de lo que realmente sucede. En primer lugar, la fuente emite sonido en todas direcciones, y si tomamos el caso más sencillo (el caso de la figura 5.11a) es fácil ver que el retardo que experimenta la señal aumenta para los frentes de onda con mayor ángulo de incidencia (ángulo respecto a la normal a la superficie), y por lo tanto hasta podría producirse una cancelación.

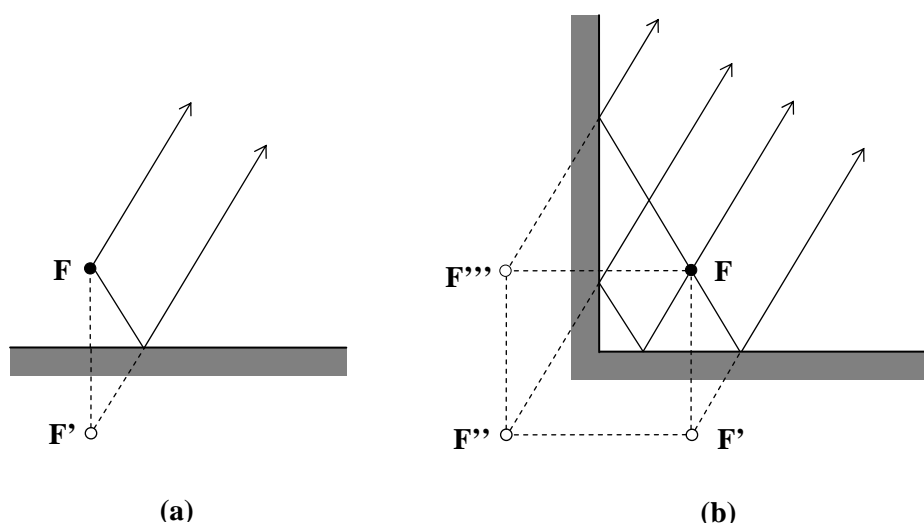


Figura 5.11. (a) Una fuente puntual F cerca de una superficie: aparece una fuente secundaria F' que produce ondas sonoras casi en fase con las de F . (b) Una fuente puntual F cerca de la intersección de dos superficies en ángulo recto: aparecen tres fuentes secundarias F' , F'' y F''' , que producen ondas sonoras casi en fase con las de F .

En segundo lugar, para frecuencias bajas la onda reflejada estará prácticamente en fase con la original, pero para altas frecuencias, en donde la longitud de onda es muy pequeña, también podría haber cancelaciones y, en todo caso, el resultado será muy sensible a la distancia exacta de la fuente a la superficie. En tercer lugar, las superficies podrían tener un coeficiente de absorción moderado o alto, en cuyo caso la energía reflejada se reduciría considerablemente, disminuyendo en consecuencia el Q aparente.

Aún cuando no sea cuantitativamente exacta, esta discusión revela que la posición de una fuente relativa a las superficies reflectoras es importante para el nivel de presión sonora del campo directo, y por lo tanto puede tener consecuencias para el control de ruido. Una conclusión sería que resulta preferible ubicar una máquina ruidosa en el centro de una habitación y no en una esquina. Si es necesario colocarla en una esquina, será provechoso recubrir las superficies vecinas con material absorbente.

EJEMPLO 5.9

En el ejemplo 5.8 se supuso tácitamente que la sierra estaba alejada de toda superficie (aun cuando no pueda evitarse la cercanía del piso). Recalcular lo solicitado en **a)** y **b)** suponiendo que la sierra se encuentra sobre el piso, junto a una pared.

Solución: a) En este caso $Q \cong 4$. Entonces

$$\left(20 \cdot 10^{-6}\right)^2 \cdot 10^{\frac{93}{10}} = 406 \cdot \left(\frac{4}{4\pi \cdot 0,25} + \frac{4 \cdot 0,95}{0,05 \cdot 864}\right) \text{Pot} ,$$

de donde

$$\text{Pot} = 1,44 \text{ mW}.$$

Vemos que la potencia acústica es menor que en el caso anterior. Ello se debe a que una menor potencia es capaz de producir igual nivel sonoro debido a las reflexiones sobre las superficies.

b) A **10 m** de distancia

$$\text{NPS} = 10 \log_{10} \frac{406 \cdot \left(\frac{4}{4\pi \cdot 100} + \frac{4 \cdot 0,95}{0,05 \cdot 864}\right) \cdot 0,00144}{\left(20 \cdot 10^{-6}\right)^2} = 81 \text{ dB} .$$

Vemos que se acentúa la diferencia entre el nivel de presión sonora que experimentan ambos operarios. En efecto, cerca de la fuente predomina el campo directo, que es relativamente más intenso que en el ejemplo anterior debido a las reflexiones. Lejos de la fuente, el campo sonoro es el reverberante, que ahora es menor por ser menor la potencia.

5.4.4. FUENTE PLANA

El caso de una fuente aproximadamente plana es importante cuando se analiza el ruido en un recinto proveniente de un recinto contiguo. Consideremos una sala y supongamos que una de sus paredes radia una potencia acústica **Pot** como resultado del ruido transmitido desde el otro lado (figura 5.12). El campo reverberante generado por esta

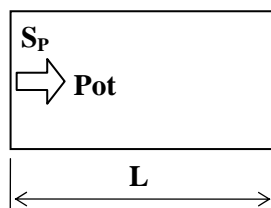


Figura 5.12. Cálculo del campo directo en el caso de una sala rectangular con una pared radiante.

potencia será similar al proveniente de una fuente puntual de igual potencia, que ya calculamos en la ecuación 5.69. Para calcular el campo directo, tengamos en cuenta que si las dimensiones del recinto son grandes comparadas con la longitud de onda, la energía sonora acumulada en el campo directo, esto es, antes de la primera reflexión, es

$$E_{\text{DIR}} = \text{Pot} \cdot t_r, \quad (5.89)$$

donde t_r es el tiempo que transcurre hasta la primera reflexión, que tiene lugar en la pared opuesta, por haber supuesto que la onda directa es aproximadamente plana. Dicho tiempo será

$$t_r = \frac{L}{c}, \quad (5.90)$$

de donde

$$E_{\text{DIR}} = \text{Pot} \frac{L}{c}. \quad (5.91)$$

Ahora calculemos la densidad de energía debida a la parte directa del campo, con lo cual podremos obtener la presión eficaz cuadrática. Si la pared tiene un área S_p , el volumen de la habitación es $L \cdot S_p$, de donde

$$D_{\text{DIR}} = \frac{\text{Pot} \frac{L}{c}}{L \cdot S_p} = \frac{\text{Pot}}{c \cdot S_p}. \quad (5.92)$$

Entonces

$$P_{\text{ef DIR}}^2 = \frac{\rho_0 c \text{Pot}}{S_p}, \quad (5.93)$$

y finalmente,

$$P_{\text{ef}}^2 = \rho_0 c \left(\frac{1}{S_p} + 4 \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S} \right) \text{Pot}. \quad (5.94)$$

Esta fórmula se generaliza fácilmente al caso de n paredes radiantes con áreas S_i y potencias Pot_i :

$$P_{\text{ef}}^2 = \rho_0 c \left(\sum_{i=1}^n \frac{\text{Pot}_i}{S_i} + 4 \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S} \right) \text{Pot}. \quad (5.95)$$

Tal vez podría objetarse el utilizar la misma expresión para la parte reverberante del campo, ya que en su cálculo se utilizó el camino libre medio obtenido mediante

$$\bar{d} = 4 \frac{V}{S}, \quad (5.96)$$

mientras que en el caso presente parecería que el camino libre medio es exactamente L . Sin embargo, en toda habitación real existen pequeñas desviaciones de los ángulos de las paredes respecto al ángulo recto, que en pocas reflexiones provocan una inclinación importante de la onda sonora. Así, un error de paralelismo de tan sólo 1° en una sala de 10 m de longitud implica que por cada reflexión existirá un corrimiento de $17,4 \text{ cm}$, de

modo que en unas pocas decenas de reflexiones la onda dejará de incidir sobre la pared opuesta para pasar a hacerlo en una de las laterales. El resultado es un campo razonablemente difuso, en el cual vale la ecuación 5.96.

5.5. TRANSMISIÓN DEL SONIDO A TRAVÉS DE TABIQUES

Si a una pared llega una potencia acústica Pot_1 , del otro lado ésta radia una potencia acústica Pot_2 , siempre menor que Pot_1 (figura 5.13). El **coeficiente de transmisión**, τ , se define como

$$\tau = \frac{Pot_2}{Pot_1} . \quad (5.97)$$

Más útil desde el punto de vista de las aplicaciones es la **pérdida de transmisión**, PT , que se expresa en **dB** y se define como

$$PT = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} = 10 \log_{10} \frac{Pot_1}{Pot_2} , \quad (5.98)$$

Obsérvese que tanto τ como PT son independientes del área de la pared considerada. Si el área cambia, tanto Pot_1 como Pot_2 se modifican en igual proporción.

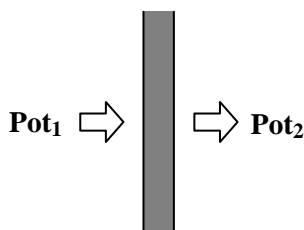


Figura 5.13. Transmisión de energía sonora a través de una superficie.

5.5.1. LA LEY DE LA MASA

Aunque los mecanismos, cálculos y especificaciones relativos a la pérdida de transmisión se verán en el capítulo sobre materiales acústicos, haremos aquí el análisis de un caso sencillo, que es el de un tabique simple con apoyo sin rozamiento. Este análisis será aplicable a paredes simples de menos de **30 cm** de espesor.

Consideremos una fuente plana normal al tabique que produce una presión sonora $p_1(t)$. Nos proponemos calcular la presión $p_2(t)$ del otro lado de la pared, ya que disponiendo de los valores de $p_1(t)$ y $p_2(t)$ podemos calcular la potencia que incide sobre el tabique y la radiada por éste y de allí determinar PT :

$$PT = 10 \log_{10} \frac{I_1 \cdot S}{I_2 \cdot S} = 10 \log_{10} \frac{\frac{P_{1ef}^2}{\rho_0 c}}{\frac{P_{2ef}^2}{\rho_0 c}} = 10 \log_{10} \frac{P_{1ef}^2}{P_{2ef}^2} . \quad (5.99)$$

Para calcular $p_2(t)$ nos basaremos en el siguiente esquema. Sobre la pared actuará una presión de cada lado, dando lugar a una fuerza neta aceleradora que le imprimirá movimiento. La velocidad de movimiento de la pared $v(t)$ se transmitirá al aire del lado opuesto, generando allí una presión

$$p_2(t) = v(t) \rho_0 c . \quad (5.100)$$

Determinemos la presión $p(t)$ actuante del lado emisor del tabique. A primera vista podría parecer que dicha presión es $p_1(t)$, pero no es así. En primer lugar, si el tabique es rígido, su impedancia acústica será mucho mayor que la del aire, provocando una onda reflejada de igual presión que la onda incidente, ya que el coeficiente de reflexión R será, de acuerdo con la ecuación 5.7, aproximadamente 1. En segundo lugar, si la pared es rígida, un desplazamiento hacia el lado receptor provocará una presión $p_2(t)$ en dicho lado, pero también una presión $-p_2(t)$ del lado emisor. Estas tres presiones se suman, dando

$$p(t) = p_1(t) + p_1(t) - p_2(t) . \quad (5.101)$$

Si A es el área de la pared, la fuerza total que actúa sobre ésta es

$$F(t) = (p(t) - p_2(t)) A = 2(p_1(t) - p_2(t)) A . \quad (5.102)$$

Esta fuerza constituye una fuerza aceleradora que actúa sobre la masa de la pared. Designemos con δ a la densidad superficial de la pared, y tengamos en cuenta que la aceleración es la derivada de la velocidad, es decir $v'(t)$. Resulta, por la segunda ley de Newton (después de simplificar el área A),

$$p_1(t) - p_2(t) = \delta v'(t) , \quad (5.103)$$

y por 5.100,

$$p_1(t) - p_2(t) = \frac{\delta}{2\rho_0 c} p_2'(t) , \quad (5.104)$$

o bien

$$p_2(t) + \frac{\delta}{2\rho_0 c} p_2'(t) = p_1(t) . \quad (5.105)$$

Esta es una ecuación diferencial de primer orden cuya solución nos interesa especialmente para excitaciones senoidales de la forma

$$p_1(t) = P_1 \text{ sen } 2\pi f t . \quad (5.106)$$

Esta solución resulta también senoidal de frecuencia f . La relación más importante desde nuestro punto de vista es entre los valores eficaces. Luego de resolver la ecuación 5.105 y calcular el valor eficaz de la respuesta, se obtiene:

$$P_{2\text{ef}}^2 = P_{1\text{ef}}^2 \frac{1}{1 + \left(\frac{\pi f \delta}{\rho_0 c}\right)^2} \quad (5.107)$$

y aplicando la ecuación 5.99 resulta

$$PT = 10 \log_{10} \left(1 + \left(\frac{\pi f \delta}{\rho_0 c}\right)^2 \right) \quad (5.108)$$

Este resultado se conoce como **ley de la masa**, y muestra que para frecuencias relativamente altas (donde puede despreciarse el sumando 1 dentro del logaritmo) la pérdida de transmisión crece **6 dB** con cada duplicación de la densidad superficial del tabique. Asimismo, fijada la densidad superficial, la pérdida de transmisión crece con la frecuencia. Esta es la razón por la cual los sonidos graves (baja frecuencia) atraviesan fácilmente las paredes, y en cambio los agudos (alta frecuencia), no. Así, es común que de la música a gran volumen en una vivienda vecina se perciban principalmente la percusión y algunos instrumentos graves como el bajo, y en cambio se pierda casi totalmente la melodía, en general a cargo de instrumentos de tesitura más aguda.

La ecuación anterior puede generalizarse para un ángulo de incidencia θ diferente de 0° respecto a la normal al tabique. Resulta

$$PT = 10 \log_{10} \left(1 + \left(\frac{\pi f \delta \cos \theta}{\rho_0 c}\right)^2 \right) \quad (5.109)$$

Lo más habitual es que el campo sonoro del lado emisor sea aproximadamente difuso, por lo cual lo más recomendable sería utilizar un promedio para los diversos ángulos. El cálculo puede realizarse por computadora, y se comprueba que para diversos valores de $f \delta$ se obtienen promedios que están cerca de

$$PT = PT_0 - 6 \text{ dB} , \quad (5.110)$$

donde PT_0 es el valor para incidencia normal obtenido con la fórmula 5.109.

En la práctica los valores que se obtienen son todavía menores que lo que predice la ecuación corregida por el efecto del campo difuso, obteniéndose la siguiente ecuación empírica:

$$PT = 18 \log_{10} \frac{f \delta}{300} , \quad (5.111)$$

donde f está en **Hz** y δ en **kg/m²**. Esta ecuación es válida sólo para valores moderadamente altos de $f \delta$. En la figura 5.14 se comparan la curva teórica para incidencia normal y la empírica para campo difuso. En la tabla 5.2 se dan las densidades de varios materiales.

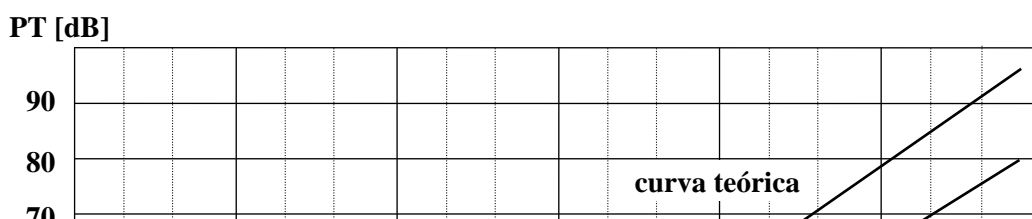


Figura 5.14. Curvas teórica y empírica correspondiente a la ley de la masa. La curva teórica se ha obtenido para incidencia normal.

Tabla 5.2. Densidades de varios materiales típicos.

| MATERIAL | DENSIDAD [kg/m ³] |
|-------------------------|-------------------------------|
| Hormigón | 2.400 |
| Ladrillo | 1.600 - 2.400 |
| Placa de Yeso | 1.200 - 1.300 |
| Aldrillo (roca de yeso) | 950 |
| Yeso | 1.000 |
| Aluminio | 2.700 |
| Hierro | 7.800 |
| Plomo | 11.350 |
| Vidrio | 2.500 - 2.900 |
| Policarbonato | 160 |
| Poliestireno expandido | 33 |
| Madera | 400 - 800 |

EJEMPLO 5.10

Obtener la pérdida de transmisión de una plancha de **1 mm** de plomo para una frecuencia de **1000 Hz**.

Solución: En este caso, $\delta = 11.300 \times 0,001 \text{ kg/m}^2 = 11,3 \text{ kg/m}^2$. Entonces

$$PT = 18 \log_{10} \frac{1000 \cdot 11,35}{300} = 28 \text{ dB} .$$

Por su alta densidad, el plomo resulta un buen material para aislación acústica en aquellos casos en que se requiere una considerable pérdida de transmisión en poco espacio. Se aplica, por ejemplo para aislar pequeños recintos insonorizados, como las cabinas para realizar audiometrías. Veremos más adelante que tiene aún otra propiedad que lo hace atractivo para este tipo de aplicaciones.

Cabe aclarar que los resultados que se obtienen en forma directa por aplicación de la ecuación 5.111 dependen de que pueda garantizarse que la transmisión se produce sólo a través del material, y no a través de **flancos** o caminos **laterales**. Por ejemplo, podría suceder que en una instalación, el sonido en un ambiente genere vibraciones en la estructura que se propagan a través de la estructura hasta alcanzar una pared o gran superficie en el recinto receptor que incremente la radiación sonora respecto a la que predice la ley de la masa. Otra limitación aparece con relación al denominado **efecto de coincidencia**, que estudiaremos más adelante, en el capítulo sobre materiales acústicos.

También es importante tener en cuenta que la pérdida de transmisión es un parámetro con el cual se especifica un determinado material o estructura desde el punto de vista de su capacidad como aislador acústico, pero ello no significa que pueda utilizarse para calcular directamente la diferencia entre los niveles de presión sonora en los recintos transmisor y receptor, según veremos en la sección 5.5.3. Así, si en una habitación hay un nivel de presión sonora de **90 dB** y la pared que la separa de otra habitación posee una pérdida de transmisión de **40 dB**, el nivel de presión sonora en la segunda habitación debido a la filtración sonora *no necesariamente* es **90 dB – 40 dB = 50 dB**.

5.5.2. PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN COMPUESTA

Si tenemos ahora un tabique constituido por la yuxtaposición de varios materiales (por ejemplo una parte de hormigón, otra de ladrillo, y una ventana de vidrio), cada uno con una pérdida de transmisión PT_i y un área S_i , nos proponemos obtener la pérdida de transmisión equivalente de todo el tabique (figura 5.15). Para ello tengamos en cuenta que si del lado expuesto a la fuente (recinto emisor) se recibe una potencia acústica total Pot , la potencia acústica recibida por cada material será

$$Pot_i = Pot \frac{S_i}{S} , \quad (5.112)$$

donde S es el área de la pared. Por consiguiente, la potencia Pot_i' radiada hacia el recinto receptor por cada material resulta ser

$$Pot_i' = \tau_i Pot \frac{S_i}{S} = 10^{-\frac{PT_i}{10}} Pot \frac{S_i}{S} . \quad (5.113)$$

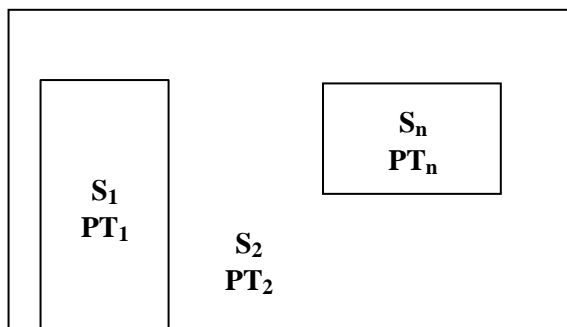


Figura 5.15. Un tabique compuesto por la yuxtaposición de varios materiales o estructuras con diversas propiedades aislantes.

Sumando estas potencias parciales puede obtenerse la potencia acústica total radiada por el tabique hacia el recinto receptor:

$$\text{Pot}' = \sum_{i=1}^n 10^{-\frac{\text{PT}_i}{10}} \frac{S_i}{S} \text{Pot} , \quad (5.114)$$

y de allí,

$$\text{PT} = 10 \log_{10} \frac{\text{Pot}}{\text{Pot}'} = 10 \log_{10} \frac{S}{\sum_{i=1}^n S_i 10^{-\frac{\text{PT}_i}{10}}} . \quad (5.115)$$

EJEMPLO 5.11

Una pared de $5 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 10 \text{ cm}$ de hormigón tiene un ventiluz abierto de $30 \text{ cm} \times 20 \text{ cm}$. Obtener la pérdida de transmisión a 1000 Hz .

Solución: Las áreas del hormigón y del ventiluz son, respectivamente,

$$S_H = (5 \cdot 3 - 0,3 \cdot 0,2) \text{ m}^2 = 14 \text{ m}^2 ,$$

$$S_V = 0,3 \cdot 0,2 \text{ m}^2 = 0,06 \text{ m}^2 ,$$

y las densidades

$$\delta_H = 2.400 \cdot 0,1 \text{ kg/m}^2 = 240 \text{ kg/m}^2 ,$$

$$\delta_V = 0 .$$

Con estos valores, resulta

$$\text{PT}_H = 52 \text{ dB} ,$$

$$\text{PT}_V = 0 .$$

Con respecto a la PT_V , conviene aclarar que por ser la densidad $\delta_V = 0$, no puede aplicarse la ecuación 5.111 directamente, pues se obtendría un valor de $-\infty$. En este caso, prevalece la ecuación 5.108. El valor obtenido de **0 dB** significa que no existe aislación ninguna, lo cual es lógico, ya que toda la potencia que llega a una ventana abierta es radiada hacia el exterior.¹⁹ Finalmente,

$$\begin{aligned}
 PT &= 10 \log_{10} \frac{15}{14,94 \cdot 10^{-\frac{52}{10}} + 0,06 \cdot 10^{-0}} = \\
 &= 10 \log_{10} \frac{15}{\underset{\substack{14 \ 2 \ 43 \\ \text{hormigón}}}{0,000094} + \underset{\substack{1 \ 4 \ 2 \ 43 \\ \text{ventiluz}}}{0,06}} = 24 \text{ dB}
 \end{aligned}$$

Vemos que la gran aislación del hormigón se pierde debido a la existencia del ventiluz. Más aún, podríamos haber colocado una pared de **10 cm** de plomo macizo y no habríamos obtenido ninguna mejora. Veremos más adelante que esta situación es bastante frecuente, y podría sintetizarse en lo siguiente: una pequeña superficie sin aislación acústica puede destruir el efecto de un masivo y costoso tabique aislador en el resto. Es el caso de los intersticios en los cierres de las aberturas.

EJEMPLO 5.12

Repetir el ejemplo anterior pero cerrando herméticamente el ventiluz con una hoja de vidrio de **2.700 kg/m²** y **4 mm** de espesor.

Solución: En este caso la densidad del vidrio es

$$\delta_V = 2.700 \cdot 0,004 \text{ kg/m}^2 = 10,8 \text{ kg/m}^2 .$$

Con este valor, resulta

$$PT_V = 28 \text{ dB} .$$

Entonces,

$$\begin{aligned}
 PT &= 10 \log_{10} \frac{15}{14,94 \cdot 10^{-\frac{52}{10}} + 0,06 \cdot 10^{-\frac{28}{10}}} = \\
 &= 10 \log_{10} \frac{15}{\underset{\substack{14 \ 2 \ 43 \\ \text{hormigón}}}{0,000094} + \underset{\substack{14 \ 2 \ 43 \\ \text{ventiluz}}}{0,000095}} = 49 \text{ dB}
 \end{aligned}$$

La mejora ha sido sustancial. De todas maneras podemos ver que el aporte de “filtraciones” de la pequeña área de vidrio equipara a la del resto de la pared de hormigón.

¹⁹ Salvo posibles efectos de difracción si la ventana es demasiado pequeña.

5.5.3. PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN Y NIVEL DE PRESIÓN SONORA

Desde el punto de vista práctico, más interesante que la pérdida de transmisión es la relación entre los niveles de presión sonora NPS_1 y NPS_2 en los recintos emisor y receptor (ver figura 5.16). A primera vista puede parecer que la diferencia entre dichos niveles de presión sonora debería ser igual a la pérdida de transmisión, pero no es así. El motivo es esencialmente el mismo que lleva a que una fuente sonora determinada pueda generar campos acústicos con mayor o menor nivel de presión sonora según las características del recinto en el cual se la ubique.

Supondremos, para el análisis, que el campo es difuso en ambos recintos, y que el nivel de presión sonora en cada recinto se promedia en las zonas en que el campo directo no es predominante (lejos de la fuente y de las paredes).

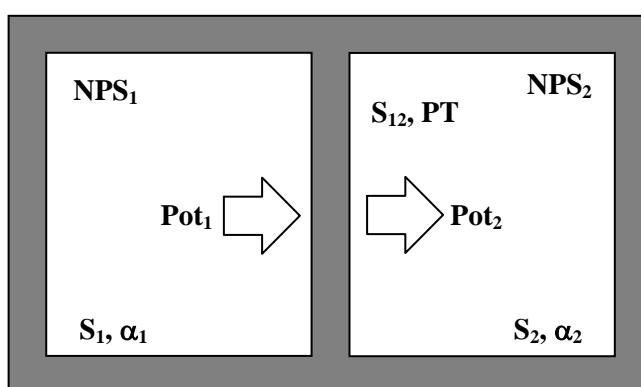


Figura 5.16. Diagrama para el cálculo del nivel de presión sonora en el recinto receptor cuando media un tabique divisorio entre dos recintos.

Calculemos, en primer lugar, la potencia Pot_1 que incide sobre el tabique. Si el campo sonoro fuera plano, entonces su intensidad sería P_{ef}^2/ρ_0c , y entonces tendríamos que $Pot_1 = S_{12} P_{ef}^2/\rho_0c$. Pero como el campo *es, en realidad, difuso*, existen cancelaciones que hacen que la potencia incidente sea menor. Para calcular dicha potencia supondremos que $\bar{\alpha}$ es pequeño y despreciaremos el campo directo. La ecuación del campo reverberante es, entonces,

$$P_{1ef}^2 = \rho_0c \frac{4}{\bar{\alpha}_1 S_1} Pot , \quad (5.116)$$

donde Pot es la potencia acústica radiada por la fuente en el recinto emisor, la cual puede despejarse para obtener:

$$Pot = \frac{P_{1ef}^2}{4\rho_0c} \bar{\alpha}_1 S_1 . \quad (5.117)$$

Esta potencia radiada por la fuente, una vez alcanzado el estado estacionario debe igualarse a la que es absorbida por las paredes, es decir

$$\mathbf{Pot} = \bar{\alpha}_1 \mathbf{Pot}_{\text{incidente}} . \quad (5.118)$$

De 5.117 y 5.118 resulta

$$\mathbf{Pot}_{\text{incidente}} = \frac{\mathbf{P}_{1\text{ef}}^2}{4\rho_{\text{oc}}} \mathbf{S}_1 . \quad (5.119)$$

Lo que acabamos de calcular es la potencia que incide sobre *la totalidad* de las superficies del recinto emisor. De ésta, una fracción $\mathbf{S}_{12}/\mathbf{S}_1$ incide sobre el tabique limítrofe entre los dos recintos, de manera que

$$\mathbf{Pot}_1 = \frac{\mathbf{P}_{1\text{ef}}^2}{4\rho_{\text{oc}}} \mathbf{S}_{12} . \quad (5.120)$$

Ahora que disponemos del valor de la potencia que incide sobre el tabique, podemos aplicar la definición de pérdida de transmisión para obtener la potencia que atraviesa el tabique hacia el recinto receptor:

$$\mathbf{Pot}_2 = 10^{-\frac{\mathbf{PT}}{10}} \mathbf{Pot}_1 = 10^{-\frac{\mathbf{PT}}{10}} \frac{\mathbf{P}_{1\text{ef}}^2}{4\rho_{\text{oc}}} \mathbf{S}_{12} . \quad (5.121)$$

Ahora podemos aplicar la ecuación del campo reverberante en el recinto receptor

$$\mathbf{P}_{2\text{ef}}^2 = \rho_{\text{oc}} \frac{4}{\bar{\alpha}_2 \mathbf{S}_2} \mathbf{Pot}_2 , \quad (5.122)$$

de donde

$$\mathbf{P}_{2\text{ef}}^2 = 10^{-\frac{\mathbf{PT}}{10}} \mathbf{P}_{1\text{ef}}^2 \frac{\mathbf{S}_{12}}{\bar{\alpha}_2 \mathbf{S}_2} \quad (5.123)$$

En decibelios,

$$\mathbf{NPS}_2 = \mathbf{NPS}_1 - \mathbf{PT} + 10 \log_{10} \frac{\mathbf{S}_{12}}{\bar{\alpha}_2 \mathbf{S}_2} \quad (5.124)$$

La ecuación 5.124 muestra que el nivel de presión sonora en el recinto receptor puede ser igual, mayor o menor que el que se obtendría simplemente restando la pérdida de transmisión. El valor depende no sólo del nivel de presión sonora en el recinto emisor y de la pérdida de transmisión del tabique, sino también de las características geométricas y acústicas del receptor. Así, si el tabique es muy pequeño ($\mathbf{S}_{12} \ll \mathbf{S}_2$), como por ejemplo una ventanilla, \mathbf{NPS}_2 resultará menor. Si en cambio es moderadamente grande, como un pared principal o un cielorraso, una absorción pequeña puede incrementar \mathbf{NPS}_2 .

Dado que en muchos casos es más fácil determinar el tiempo de reverberación que la absorción, la ecuación anterior puede expresarse en la forma

$$\mathbf{NPS}_2 = \mathbf{NPS}_1 - \mathbf{PT} + 10 \log_{10} \frac{\mathbf{T}_2 \mathbf{S}_{12}}{0,161 \mathbf{V}_2} . \quad (5.125)$$

Esta ecuación se utiliza para determinar **PT** a partir de datos fácilmente medibles:

$$PT = NPS_1 - NPS_2 + 10 \log_{10} \frac{T_2 S_{12}}{0,161 V_2}, \quad (5.126)$$

NOTA: NPS_1 y NPS_2 deben determinarse promediando las mediciones en varios puntos no muy próximos entre sí ni a la fuente ni a las paredes.

EJEMPLO 5.13

Determinar la **PT** de una muestra de tabique de placa de yeso doble de **2,5 m × 2,5 m** si al colocarla entre dos cámaras reverberantes se obtienen los resultados siguientes: $NPS_1 = 102 \text{ dB}$; $NPS_2 = 75 \text{ dB}$. La cámara receptora tiene una área de **43 m²** y un tiempo de reverberación $T_2 = 6,5 \text{ seg}$.

Solución: De 5.126 obtenemos

$$PT = 102 - 75 + 10 \log_{10} \frac{6,5 \cdot 6,25}{0,161 \cdot 43} = 35\text{dB} .$$

La pérdida de transmisión es unos **8 dB** mayor que la diferencia entre los niveles de presión sonora en ambas cámaras.

EJEMPLO 5.14

Se desea aislar acústicamente una puerta entre una sala de estar y una sala de música. Suponiendo que se cuide especialmente el buen cierre de las juntas, determinar qué nivel de presión sonora se obtendrá en la sala de estar si el nivel de presión sonora en la sala de música es de **95 dB** y se utiliza un material aislante con **PT = 40 dB**. La sala de estar tiene un $T = 1,2 \text{ seg}$ y sus medidas son **4 m × 3 m × 3,50 m**. La puerta tiene **0,80 m × 2 m**.

Solución: Suponiendo que la pared que rodea a la puerta posea una aislación acústica mucho más alta que ésta podremos considerar que el tabique es la puerta. Entonces

$$NPS_2 = 95 - 40 + 10 \log_{10} \frac{1,2 \cdot 2 \cdot 0,8}{0,161 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 3,5} = 50\text{dB}$$

Obsérvese que la reducción del nivel de presión sonora es superior a la propia pérdida de transmisión. Ello se debe a que en este caso el área del tabique (la puerta) es pequeña. Si fuera todavía más pequeño (por ejemplo del tamaño de la abertura de un buzón) habría que empezar a considerar la transmisión a través del resto de la pared.

EJEMPLO 5.15

Adyacente a una sala de máquinas se halla una pequeña oficina cuyas dimensiones son **5 m × 3 m × 2,50 m**, construida de hormigón de **12 cm** hasta una

altura de **1 m**, y luego cerrada con vidrio de **8 mm** de espesor hasta el techo (figura 5.17 a). La distribución espectral en bandas de octavas se indica en la figura 5.17 b. **(a)** Determinar el nivel sonoro que existirá dentro de la oficina. **(b)** Determinar el grado de interferencia a la palabra en la oficina.

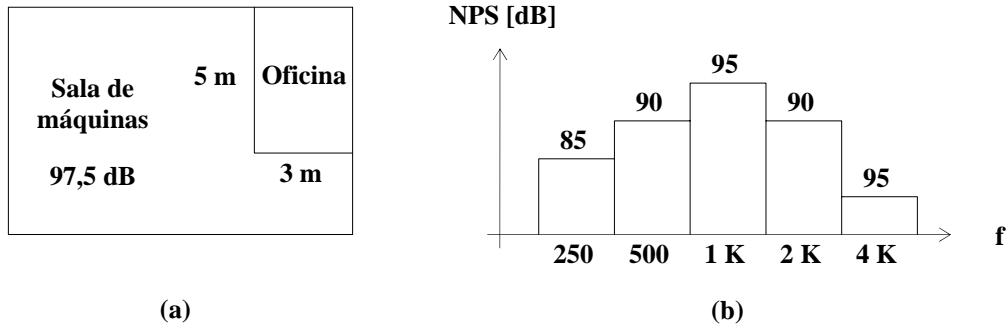


Figura 5.17. (a) Planta esquemática de la sala de máquinas del ejemplo 5.15. (b) Espectro del campo reverberante en la sala.

Solución: a) Se tiene, para el hormigón $S_H = 8 \text{ m}^2$, $\delta_H = 288 \text{ kg/m}^2$, y para el vidrio, $S_V = 12 \text{ m}^2$, $\delta_V = 21,6 \text{ kg/m}^2$. Con estos valores se puede calcular, para cada frecuencia, los valores de la pérdida de transmisión para cada material, la pérdida de transmisión total, el nivel de presión sonora en la sala y el nivel de presión sonora en la oficina. Los valores se consignan en la tabla 5.3. Como en los ejemplos anteriores, predomina el efecto de la PT más pequeña. Para calcular el nivel de presión sonora en la oficina, aplicamos la ecuación 5.125, que indica que dicho nivel de presión sonora debe corregirse en $10 \log (1,5 \cdot 20 / 0,161 \cdot 37,5) = 7 \text{ dB}$ respecto al valor obtenido sólo restando PT.

Tabla 5.3. Resultados relativos al Ejemplo 5.15.

| f | Hormigón | | Vidrio | | PT _{TOTAL} | NPS _{SALA} | NPS _{OFICINA} |
|-------|-----------|----|--------|----|---------------------|---------------------|------------------------|
| | f · δ | PT | f · δ | PT | | | |
| 250 | 72.000 | 43 | 5.400 | 23 | 25 | 85 | 60 |
| 500 | 144.000 | 48 | 10.800 | 28 | 30 | 90 | 60 |
| 1.000 | 288.000 | 54 | 21.600 | 33 | 36 | 95 | 59 |
| 2.000 | 576.000 | 59 | 43.200 | 39 | 41 | 90 | 49 |
| 4.000 | 1.152.000 | 65 | 86.400 | 44 | 46 | 80 | 34 |

Utilizando la corrección A obtenemos el nivel sonoro en la sala y en la oficina:

$$NS_{\text{sala}} = 10 \log_{10} \left(10^{\frac{85-8,6}{10}} + 10^{\frac{90-3,2}{10}} + 10^{\frac{95}{10}} + 10^{\frac{90+1,2}{10}} + 10^{\frac{80+1}{10}} \right) = 97 \text{ dB}$$

$$NS_{\text{oficina}} = 10 \log_{10} \left(10^{\frac{67-8,6}{10}} + 10^{\frac{67-3,2}{10}} + 10^{\frac{66}{10}} + 10^{\frac{56+1,2}{10}} + 10^{\frac{40+1}{10}} \right) = 69 \text{ dB}$$

La reducción fue considerable, debido a que la pérdida de transmisión en alta frecuencia es pronunciada.

b) Para determinar el efecto de este ruido sobre la inteligibilidad de la palabra, utilizaremos el criterio de la sección 2.6.1. Obtengamos el nivel de interferencia a la palabra (**SIL**):

$$\text{SIL} = \frac{67 + 66 + 56 + 40}{4} = 57 \text{ dB} .$$

De acuerdo a la figura 2.25, podrá conversarse con voz moderadamente fuerte a una distancia de **1 m**, y fuerte a **2 m**. Si se tiene en cuenta que en dicha oficina probablemente se desempeñe personal masculino, las rectas de la figura 2.25 deberán elevarse en unos **4 dB**, lo que equivale a restar **4 dB** al valor de **SIL** antes de utilizar dichas rectas. En ese caso, podrá mantenerse una conversación con voz moderadamente fuerte hasta cerca de **2 m** de distancia. Estos valores parecerían razonables teniendo en cuenta el nivel sonoro extremadamente alto que prevalece en la sala de máquinas.

Es interesante aplicar también el criterio de las curvas **NR** (figura 2.26) para evaluación del ruido. Contrastando el espectro dentro de la oficina con las curvas **NR** se concluye que el ruido en esta oficina responde a un valor de **NR** de **65**. De acuerdo con la tabla 2.5, el máximo admisible para oficinas es de **45**, por lo cual se concluye que este ambiente no sería apropiado para una oficina administrativa típica.

De todos modos, un establecimiento de este tipo constituye un problema en sí, más allá de las relativas dificultades de comunicación oral en la oficina aledaña a las máquinas, ya que con un nivel sonoro tan alto un operario podría permanecer en la sala de máquinas durante **1 h 35 m** diarios (suponiendo que el resto del tiempo trabaja a menos de **80 dBA**).

5.6. MODOS NORMALES DE UN RECINTO. RESONANCIAS

La reverberación es una consecuencia de las reflexiones y fue estudiada en el caso en que el campo sonoro era difuso. En realidad dicho campo sólo puede ser *aproximadamente* difuso, debido a otra de las consecuencias de la reflexión sonora: la existencia de **modos normales de vibración** del aire encerrado en el recinto. Un **modo normal de vibración** de cualquier sistema vibratorio es una frecuencia con la cual el sistema puede oscilar durante algún tiempo después de interrumpida toda excitación. En ausencia de elementos disipativos en el sistema, dicha oscilación se prolongaría infinitamente, manteniendo su amplitud y siguiendo una evolución senoidal. En los casos reales, la energía se va transformando gradualmente en calor y por consiguiente la oscilación termina por extinguirse.

Una característica de los modos normales es que cuando se excita el sistema vibratorio con un tono de frecuencia igual a alguno de ellos, se produce una gran acumulación de energía vibratoria, incrementándose notablemente la amplitud de la vibración. Este fenómeno se denomina **resonancia**.²⁰

A los fines comparativos, es interesante examinar algunos ejemplos sencillos de sistemas vibrantes antes de analizar el caso específico de los recintos. El ejemplo más

²⁰ En realidad la **frecuencia de resonancia**, es decir la frecuencia para la cual la amplitud de la vibración es máxima, no coincide exactamente con el respectivo modo natural, pero en general está muy próxima a él.

simple es el de un sistema formado por un bloque suspendido de un resorte. En este caso existe un único modo normal de vibración, dado por²¹

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (5.127)$$

donde k es la constante elástica del resorte y m la masa del bloque. En el caso de una cuerda, existen infinitos modos normales, dados por

$$f_n = \frac{n}{2L} \sqrt{\frac{\tau}{\mu}}, \quad (5.128)$$

donde n es cualquier número entero positivo, τ es la tensión de la cuerda, μ su densidad lineal, y L su longitud. Según se observa, las frecuencias están equiespaciadas, es decir que son múltiplos (armónicos) de una frecuencia fundamental. Lo mismo sucede en el caso del sistema formado por un tubo delgado cerrado en sus extremos, obteniéndose

$$f_n = n \frac{c}{2L}, \quad (5.129)$$

donde c es la velocidad del sonido en el aire y L la longitud del tubo. Tanto en el caso de la cuerda como en el del tubo los modos normales pueden atribuirse a la aparición de **ondas estacionarias**. Una **onda estacionaria** está formada por la superposición de dos ondas senoidales que se propagan en sentidos opuestos:

$$y(x,t) = \cos \frac{2\pi f}{c}(x + ct) + \cos \frac{2\pi f}{c}(x - ct). \quad (5.130)$$

Por aplicación de una conocida identidad trigonométrica se transforma en

$$y(x,t) = 2 \cos \frac{2\pi f}{c} x \cos 2\pi f t. \quad (5.131)$$

Vemos así que todos los puntos de la cuerda o del tubo vibran en fase. Se tiene así una oscilación de tipo pulsante

En el caso de un recinto, la cuestión se complica, ya que aparece una gran cantidad de modos normales. Si el recinto tiene forma rectangular, con aristas de longitudes L_x , L_y y L_z , se puede demostrar que los modos normales son

$$f_{l,m,n} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2}, \quad (5.132)$$

²¹ La demostración de esta fórmula se realiza resolviendo la ecuación diferencial del sistema. Puede encontrarse en el capítulo sobre control de vibraciones.

donde \mathbf{l} , \mathbf{m} y \mathbf{n} son enteros positivos cualesquiera. Cuando el aire dentro del recinto está vibrando con alguno de los modos naturales, también se demuestra que la distribución de la presión en el espacio y en el tiempo está dada por

$$p(x,y,z,t) = P \cos \frac{\pi \mathbf{l}x}{L_x} \cos \frac{\pi \mathbf{m}y}{L_y} \cos \frac{\pi \mathbf{n}z}{L_z} \cos 2\pi f_{\mathbf{l},\mathbf{m},\mathbf{n}} t . \quad (5.133)$$

La dependencia del espacio es, en cada dirección, cosenoidal, con máximos sobre las paredes del recinto. Para el análisis de las ecuaciones 5.132 y 5.133, es conveniente clasificar los modos normales en tres categorías: los **modos normales axiales**, en los cuales sólo uno de los tres números \mathbf{l} , \mathbf{m} y \mathbf{n} es no nulo, los **modos normales tangenciales**, caracterizados por tener sólo dos de los números no nulos, y los **modos normales oblicuos**, en los que \mathbf{l} , \mathbf{m} y \mathbf{n} son todos diferentes de $\mathbf{0}$.

Cada modo axial corresponde a 2 ondas planas que se mueven en sentido opuesto en la dirección de uno de los ejes, reflejándose cíclicamente en las paredes perpendiculares a dicho eje. La superposición de ambas ondas planas da una onda plana estacionaria, en forma similar al caso de un tubo. En la figura 5.18 se muestra el ejemplo en que $\mathbf{l} = \mathbf{0}$, $\mathbf{m} = \mathbf{1}$ y $\mathbf{n} = \mathbf{0}$, denominado **modo (0,1,0)**, habiéndose indicado la distribución de presiones a lo largo del eje y en dos instantes determinados ($t = \mathbf{0}$ y $t > \mathbf{0}$). Dado que se trata de ondas planas perpendiculares al eje y , la presión sonora es constante sobre planos paralelos al plano x - z . Sobre uno de dichos planos, ubicado en $y = L_y/2$, la presión es siempre nula. Dicho plano se denomina **plano nodal**.

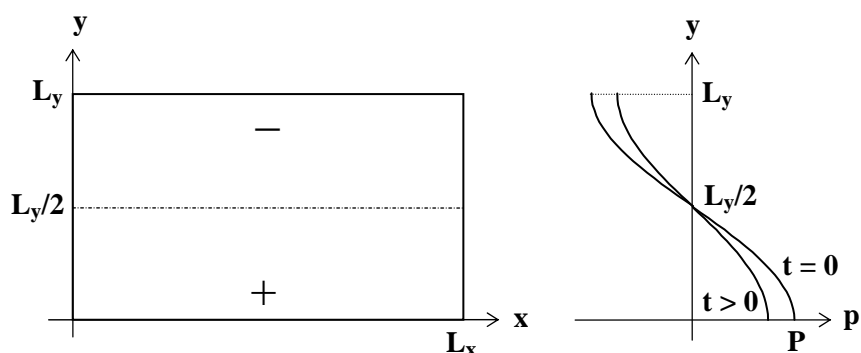


Figura 5.18. Distribución espacial de presiones sonoras para un modo axial según el eje y ($\mathbf{l} = \mathbf{0}$, $\mathbf{m} = \mathbf{1}$, $\mathbf{n} = \mathbf{0}$). Se muestra dicha distribución para dos instantes de tiempo. La presión es constante sobre planos verticales perpendiculares al eje y . La línea de trazo y punto es la proyección de un **plano nodal**, es decir un plano sobre el cual la presión sonora es siempre nula. Los signos + y - indican el signo de la presión sonora en $t = \mathbf{0}$. Medio ciclo después, los signos se invierten.

Los modos tangenciales corresponden a la superposición de 4 ondas planas que se mueven en forma oblicua pero paralela a uno de los ejes (aquel cuyo correspondiente entero es $\mathbf{0}$). Intuitivamente se puede pensar que es una onda que se refleja sucesivamente en cuatro paredes, retornando cíclicamente a la misma posición. Dado que las ondas se desplazan en forma oblicua, el resultado es una onda estacionaria pero

no plana. En la figura 5.19 se ilustra el ejemplo en que $l = 2$, $m = 1$ y $n = 0$ (modo $(2, 1, 0)$). En este caso se muestra la distribución de presiones según los ejes x e y . Vemos que para este modo existen tres planos nodales: dos perpendiculares al eje x y uno perpendicular al eje y .

Finalmente, los modos oblicuos corresponden a 8 ondas que se desplazan de a pares en 4 direcciones diferentes. El resultado es una onda que se refleja sucesivamente en todas las superficies del recinto. No presentaremos un ejemplo de modo oblicuo porque es difícil representarlo en el plano del papel con un esquema suficientemente claro.

A diferencia de lo que sucede en un campo difuso, en una onda estacionaria correspondiente a determinado modo normal la distribución del campo sonoro no es uniforme. Así, en las proximidades de una pared, la presión sonora será considerable, mientras que sobre los planos nodales será nula. En modos de alta frecuencia, en los cuales hay numerosos planos nodales, un desplazamiento relativamente pequeño de la cabeza puede ocasionar variaciones importantes en la sonoridad percibida. Estas irregularidades constituyen defectos acústicos capaces de afectar la inteligibilidad de la palabra o la música.

Los diversos modos normales comentados en general no aparecen aisladamente sino superpuestos, aunque es posible excitarlos individualmente mediante un tono puro generado electrónicamente cuya frecuencia coincida con el modo normal requerido.

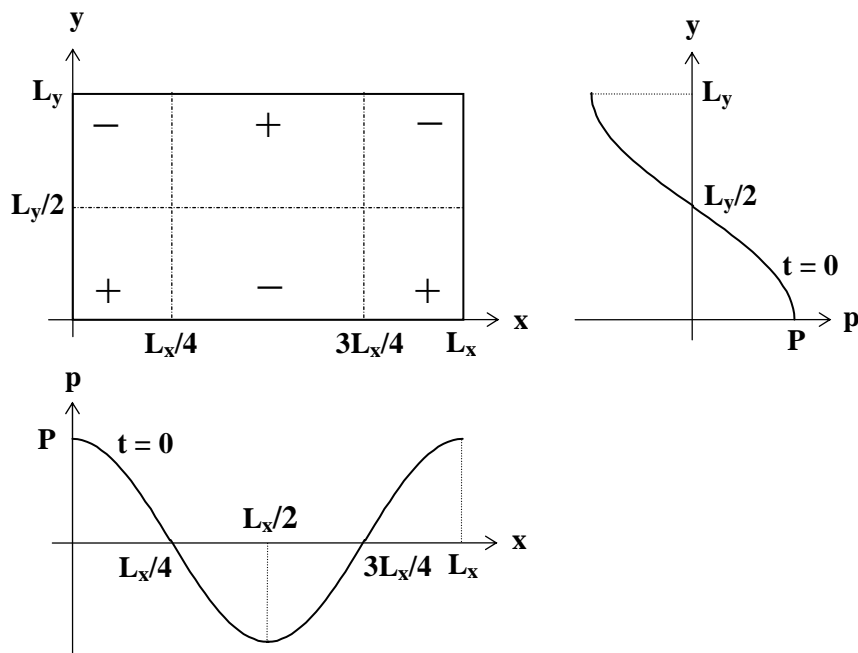


Figura 5.19. Distribución espacial de presiones sonoras para un modo tangencial según el plano x - y ($l = 2$, $m = 1$, $n = 0$). Se muestra dicha distribución para $t = 0$, y sobre dos paredes: la $x = 0$ y la $y = 0$. Para este modo hay tres planos nodales: dos perpendiculares al eje x , y uno correspondiente al eje y . Los signos $+$ y $-$ indican el signo de la presión sonora en $t = 0$. Medio ciclo después, los signos se invierten.

5.6.1. DISTRIBUCIÓN DE LOS MODOS NORMALES

Volviendo a la ecuación 5.132, la existencia de tres parámetros enteros de los cuales depende la frecuencia ($\mathbf{l}, \mathbf{m}, \mathbf{n}$) indica que la cantidad de modos normales es en principio mucho mayor que en otros sistemas vibratorios más sencillos, como una masa y un resorte o una cuerda. Es interesante calcular la cantidad de modos normales comprendidos entre $\mathbf{f} = \mathbf{0}$ y $\mathbf{f} = \mathbf{f}_0$, donde \mathbf{f}_0 es un valor cualquiera de frecuencia. Para ello, podemos basarnos en que la expresión de los modos normales de la ecuación 5.132 tiene la misma forma que el teorema de Pitágoras aplicado al cálculo de la distancia de un punto al origen de un sistema de coordenadas tridimensional cuyos ejes están graduados en frecuencia; en otras palabras, la distancia al origen de un punto de un espacio tridimensional de frecuencias. Si llamamos a dichos ejes f_x , f_y y f_z , entonces los modos normales son, en este espacio de frecuencias, “puntos” cuyas coordenadas según esos ejes son $lc/2L_x$, $mc/2L_y$ y $nc/2L_z$. Pero estas coordenadas sólo pueden tomar, como se puede apreciar, valores múltiplos de $c/2L_x$, $c/2L_y$ y $c/2L_z$ respectivamente. Cada modo normal representa, entonces, la distancia al origen de un punto de un reticulado en este espacio de frecuencias formado por paralelepípedos con lados iguales a $c/2L_x$, $c/2L_y$ y $c/2L_z$ (ver figura 5.20).

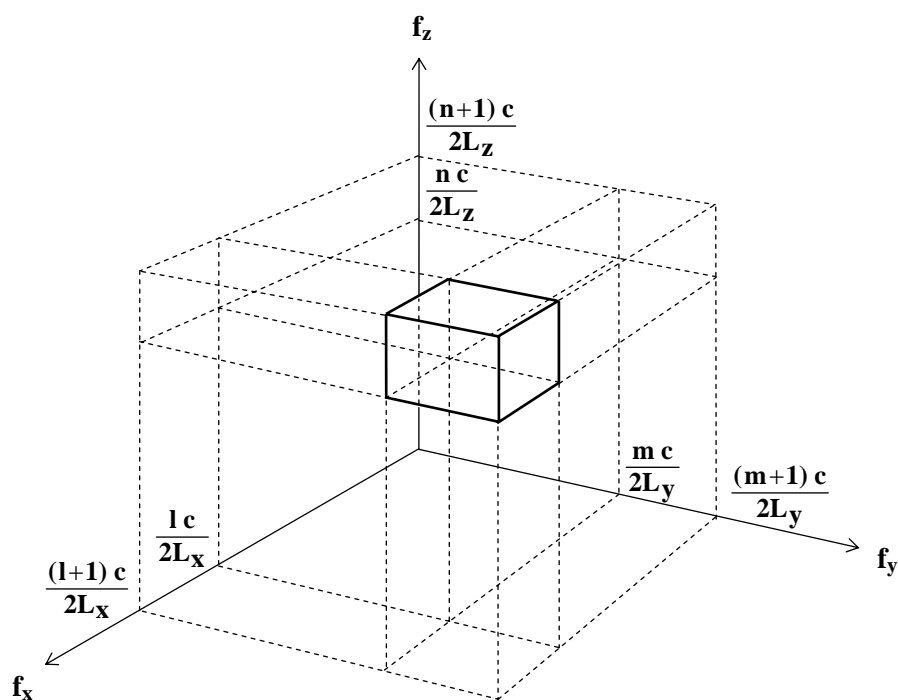


Figura 5.20. En el espacio de frecuencias, un paralelepípedo de lados $c/2L_x$, $c/2L_y$ y $c/2L_z$ correspondiente al modo normal $(\mathbf{l}, \mathbf{m}, \mathbf{n})$.

Una vez formulada esta interpretación, podemos considerar que los modos normales comprendidos entre $\mathbf{0}$ y \mathbf{f}_0 son los correspondientes a los puntos del reticulado que se encuentran a una distancia $\leq \mathbf{f}_0$ del origen, es decir los puntos dentro de un octavo de esfera de radio \mathbf{f}_0 (sólo se consideran aquí los puntos del primer octante).

Dado que hay un punto por cada paralelepípedo del reticulado, y dado que el volumen de dicho octavo de esfera es $\pi f_0^3/6$, resulta que la cantidad aproximada²² de modos normales entre 0 y f_0 es

$$N(f_0) \cong \frac{\pi f_0^3 / 6}{8L_x L_y L_z} = \frac{4}{3} \pi V \frac{f_0^3}{c^3} . \quad (5.134)$$

donde $V = L_x L_y L_z$ es el volumen del recinto. Esta expresión confirma lo que habíamos intuido: la cantidad de modos normales crece muy rápidamente con la frecuencia. También resulta interesante calcular la densidad de modos normales. Para ello, simplemente derivamos la ecuación 5.134 con respecto a la frecuencia:

$$\frac{dN(f)}{df} = \frac{4\pi V f_0^2}{c^3} . \quad (5.135)$$

La densidad de modos aumenta cuadráticamente con la frecuencia. Esta fórmula permite obtener la cantidad aproximada de modos normales en un pequeño intervalo de frecuencias $[f_0, f_0 + \Delta f]$:

$$\Delta N \cong \frac{dN}{df} \Delta f = \frac{4\pi V f_0^2}{c^3} \Delta f . \quad (5.136)$$

Estas expresiones no proporcionan una buena aproximación en baja frecuencia, donde es preferible determinar los modos directamente o por medio de un pequeño programa de computadora como el siguiente, escrito en lenguaje BASIC (programa 5.1). El programa solicita las dimensiones del recinto, calcula todos los modos normales hasta $l, m, n = 20$, y luego busca y separa los 100 más pequeños.²³ Sustituyendo los comandos **PRINT** por **LPRINT** se puede obtener una versión impresa.

EJEMPLO 5.16

Un pequeño estudio de grabación tiene dimensiones **4 m × 3 m × 2,70 m**. a) Determinar los primeros **10** modos normales. b) Determinar cuántos modos normales existen entre **200 Hz** y **210 Hz**. c) Determinar cuántos modos normales hay entre **1.000 Hz** y **1.010 Hz**.

PROGRAMA 5.1. Cálculo de los primeros 100 modos normales de un recinto rectangular

²² Esta ecuación no es exacta porque una superficie esférica inevitablemente corta a algunos de los paralelepípedos por la mitad.

²³ En un recinto extremadamente largo y angosto, como por ejemplo un tubo rectangular, puede ser necesario que alguno de los multiplicadores l, m, n sea mayor que 20. Para habitaciones rectangulares de proporciones usuales, el límite de 20 alcanza para cubrir ampliamente los primeros 100 modos.

```

CLS
PRINT "Cálculo de los primeros 100 modos normales de un recinto"
PRINT
DIM q(20, 20, 20), ll(100), mm(100), nn(100), qq(100)
INPUT "Largo = ", Lx
INPUT "Ancho = ", Ly
INPUT "Alto = ", Lz
max = (20 / Lx) ^ 2 + (20 / Ly) ^ 2 + (20 / Lz) ^ 2
FOR i = 1 TO 100
  qq(i) = max
  FOR l = 0 TO 20
    FOR m = 0 TO 20
      FOR n = 0 TO 20
        IF i = 1 THEN
          q(l, m, n) = (l / Lx) ^ 2 + (m / Ly) ^ 2 + (n / Lz) ^ 2
        END IF
        IF q(l, m, n) < qq(i) THEN
          ll(i) = l
          mm(i) = m
          nn(i) = n
          qq(i) = q(l, m, n)
        END IF
      NEXT n
    NEXT m
  NEXT l
  q(ll(i), mm(i), nn(i)) = max
  IF i > 1 THEN PRINT i - 1, 172 * SQR(qq(i))
NEXT i

```

Solución: a) Utilizando el programa 5.1 con $L_x = 4$, $L_y = 3$, $L_z = 2.7$, obtenemos los siguientes resultados:

| Modo N° | l | m | n | $f_{l,m,n}$ [Hz] |
|---------|---|---|---|------------------|
| 1 | 1 | 0 | 0 | 43,00 |
| 2 | 0 | 1 | 0 | 57,33 |
| 3 | 0 | 0 | 1 | 63,70 |
| 4 | 1 | 1 | 0 | 71,66 |
| 5 | 1 | 0 | 1 | 76,86 |
| 6 | 0 | 1 | 1 | 85,70 |
| 7 | 2 | 0 | 0 | 86,00 |
| 8 | 1 | 1 | 1 | 95,89 |
| 9 | 2 | 1 | 0 | 103,35 |
| 10 | 2 | 0 | 1 | 107,02 |

Los tres primeros corresponden a modos axiales, y los otros son tangenciales excepto el modo **8**, que es oblicuo. Se observa que estos primeros modos normales corresponden a frecuencias bastante bajas.

b) Podemos calcular la cantidad de modos en un intervalo de frecuencias mediante la ecuación 5.136:

$$\Delta N = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2,7 \cdot 200^2}{344^3} 10 = 4 .$$

c) Análogamente,

$$\Delta N = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2,7 \cdot 1.000^2}{344^3} 10 = 100 .$$

En la región de **1 KHz** en sólo **10 Hz** hay **100** modos normales, ya que los modos se encuentran mucho más cerca unos de otros.

5.6.2. RÉGIMEN DE EXTINCIÓN DE LOS MODOS NORMALES

En la sección 5.3.2 habíamos obtenido una expresión para el régimen de extinción del sonido para el caso de un campo difuso. No es posible extender la validez de dicha fórmula para el caso de los modos normales, por dos motivos. En primer lugar, el campo correspondiente a un modo normal está formado por dos, cuatro u ocho ondas planas superpuestas, según que el modo sea axial, tangencial u oblicuo respectivamente,²⁴ y cada una de éstas posee una dirección perfectamente definida y *no aleatoria*. Esto se manifiesta en el tipo de incidencia de los coeficientes de absorción a utilizar,²⁵ ya que cada pared sólo recibirá ondas en determinadas direcciones. En segundo lugar, tampoco es válido utilizar el camino libre medio que corresponde a un campo difuso, ya que para cada modo normal los caminos posibles para un frente de onda están perfectamente definidos.

Teniendo en cuenta las consideraciones expuestas, es posible obtener la siguiente fórmula para el régimen de extinción de un modo normal (omitimos la demostración):

$$D(t) = D_0 e^{-\frac{\alpha_x \frac{l}{L_x^2} + \alpha_y \frac{m}{L_y^2} + \alpha_z \frac{n}{L_z^2}}{\sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2}} ct} \quad (5.137)$$

donde α_x , α_y , α_z son los coeficientes de absorción correspondientes a las paredes perpendiculares a los ejes **x**, **y**, **z** según los ángulos de incidencia del modo normal bajo análisis, D_0 es la densidad de energía inicial y **l**, **m**, **n** los multiplicadores enteros que definen el modo normal.

Aunque esta fórmula pueda tener escaso valor práctico dado que en general sólo se especifica el valor de α para incidencia aleatoria, en cambio muestra

²⁴ Esto se puede comprobar aplicando reiteradamente la identidad trigonométrica

$$\cos a \cos b = \frac{1}{2} (\cos (a + b) + \cos (a - b))$$

a la expresión de la presión sonora como producto de cuatro cosenos de la ecuación 5.133.

²⁵ Recuérdese que los coeficientes de absorción dependen del ángulo de incidencia de la onda sonora. Normalmente se especifican para incidencia aleatoria.

conceptualmente la existencia de constantes de tiempo diferentes para cada modo. Esto implica a su vez que los tiempos de reverberación serán también distintos, ya que de

$$D(T) = 10^{-6} D_0 \quad (5.138)$$

se desprende que

$$T = 0,04 \frac{\sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2}}{\alpha_x \frac{l}{L_x^2} + \alpha_y \frac{m}{L_y^2} + \alpha_z \frac{n}{L_z^2}} \quad (5.139)$$

Hasta ahora supusimos que se excitaba un solo modo normal. En caso de excitarse más de uno, podría suceder que uno de ellos se extinguiera más rápido que el otro, provocando un quiebre en la curva de decrecimiento en **dB**, como sucede la figura 5.20, en la cual se ilustra el caso de dos modos normales inicialmente excitados. En la práctica esto se percibirá como dos tonos (en general graves) que se suceden durante la etapa de extinción. Antes del punto de cruce entre las curvas de extinción predominará el modo que se extinga más rápido, y luego el que lo haga más lentamente. Esto impone una dificultad para medir el tiempo de reverberación, ya que la pendiente de caída en **dB/seg** no es constante, y por consiguiente no sería válido calcular **T** a partir de **T₂₀**.

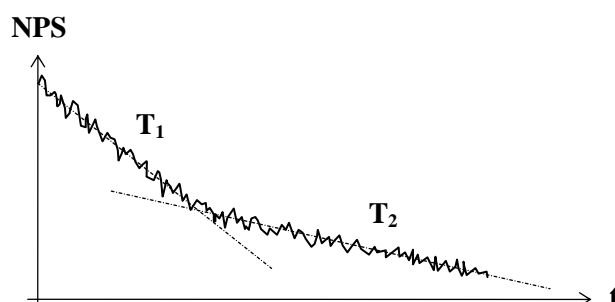


Figura 5.20. Régimen de extinción de dos modos normales excitados simultáneamente, representado en un diagrama semilogarítmico (escala vertical en dB).

Otro caso que puede ocurrir es aquél en que dos modos normales muy próximos entre sí son excitados con similar intensidad. Entonces, debido a la proximidad de los modos, las absorciones son similares, y por lo tanto durante la extinción no hay predominio de uno sobre otro. Esto lleva a que se produzcan **batidos**²⁶ entre los tonos correspondientes, como se muestra en la figura 5.21. Cuando este efecto tiene lugar, es a la vez notorio y desagradable, constituyendo un defecto acústico bastante común en habitaciones aproximadamente cuadradas. También son posibles interferencias

²⁶ Cuando se superponen dos tonos de frecuencias angulares ω_1 y ω_2 muy parecidas, el resultado es un tono de frecuencia igual al promedio de las frecuencias y de amplitud fluctuante con una frecuencia igual a la diferencia:

$$\text{sen } \omega_1 t + \text{sen } \omega_2 t = 2 \cos\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t\right) \text{sen}\left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} t\right)$$

similares entre más de dos modos. En general cuando el número de modos excitados crece, el problema se vuelve menos ostensible, tendiéndose, de hecho, a un campo más difuso.

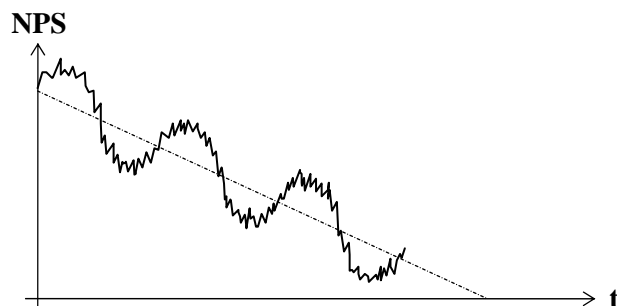


Figura 5.21. Pulsaciones durante el régimen de extinción de dos modos normales muy próximos excitados simultáneamente.

Aunque en lo anterior no tuvimos en cuenta la absorción en el aire, la misma puede ser importante en salas grandes, debido a que la constante de atenuación de energía γ_m depende de la frecuencia, contribuyendo al decaimiento desparejo de los modos normales. El efecto se contempla agregando en el exponente el término $-\gamma_m ct$:

$$D(t) = D_0 e^{-\left[\gamma_m + \frac{\alpha_x \frac{l}{L_x^2} + \alpha_y \frac{m}{L_y^2} + \alpha_z \frac{n}{L_z^2}}{\sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2}} \right] ct}, \quad (5.140)$$

de donde

$$T = \frac{0,04}{\gamma_m + \frac{\alpha_x \frac{l}{L_x^2} + \alpha_y \frac{m}{L_y^2} + \alpha_z \frac{n}{L_z^2}}{\sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2}}}. \quad (5.141)$$

Este efecto, sin embargo, sólo es apreciable en frecuencias del orden de **2 KHz** o mayores, donde los modos normales se encuentran muy próximos entre sí, lo cual asegura que la cantidad de modos excitados por vez sea bastante mayor que dos, tendiendo a producirse un batido *aleatorio*, irregular y de pequeña amplitud.

5.6.3. RÉGIMEN DE CRECIMIENTO DE LOS MODOS NORMALES

Siguiendo un razonamiento similar al de la sección 5.3.6. se obtiene

$$P_{ef}^2 = P_{ef\text{ estacionaria}}^2 \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right), \quad (5.142)$$

donde

$$P_{ef\text{ estacionaria}}^2 = \frac{\rho_0 c}{\gamma_m + \frac{\alpha_x \frac{l}{L_x^2} + \alpha_y \frac{m}{L_y^2} + \alpha_z \frac{n}{L_z^2}}{\sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2}}} \frac{Pot}{V}, \quad (5.143)$$

$$\tau = \frac{1}{\left(\gamma_m + \frac{\alpha_x \frac{l}{L_x^2} + \alpha_y \frac{m}{L_y^2} + \alpha_z \frac{n}{L_z^2}}{\sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2}} \right) c}. \quad (5.144)$$

El transitorio de crecimiento está gobernado por la misma constante de tiempo τ que el de extinción, lo cual significa que los diversos modos normales tardarán tiempos diferentes en ser excitados. Estos tiempos serán, no obstante, considerablemente menores desde el punto de vista perceptivo que los tiempos de extinción.

5.6.4. RESPUESTA EN FRECUENCIA Y RESONANCIAS

En las secciones anteriores nos habíamos ocupado del comportamiento transitorio del sonido en un recinto, para lo cual examinamos la extinción y el crecimiento de los modos normales. Ahora estudiaremos la **respuesta en frecuencia** del recinto, es decir la forma en que varía la amplitud de la presión sonora cuando se lo excita con una fuente senoidal de amplitud constante y frecuencia variable.

Antes de comenzar, recordemos algunas características de los sistemas lineales gobernados por ecuaciones diferenciales lineales (como lo es el aire dentro de un recinto). Al ser excitado por una señal cualquiera, el sistema reacciona con una respuesta que es la superposición de una **respuesta libre** y una **respuesta forzada**:

$$r(t) = r_{libre}(t) + r_{forzada}(t). \quad (5.145)$$

La respuesta libre está constituida a su vez por la superposición de los diversos modos normales, y corresponde a la evolución natural del sistema, a partir de unas condiciones iniciales dadas, cuando no tiene excitación. Debido a que todo sistema real (en particular el aire en un recinto) es disipativo, la respuesta libre tiende a 0 al crecer el tiempo. En otras palabras, la energía acumulada inicialmente por el hecho de ser las condiciones iniciales no nulas tiende a disiparse hasta desaparecer. La respuesta forzada aparece, en cambio, cuando se aplica alguna excitación, y es fuertemente dependiente

de ésta. En el caso en que la excitación sea un tono puro (senoide) de frecuencia f , la respuesta forzada también será un tono puro de igual frecuencia. Esta respuesta, denominada **régimen permanente**, se pone de manifiesto al transcurrir un tiempo suficiente para que la respuesta libre se haya extinguido. En la figura 5.22 se muestra un caso simple en el que hay un solo modo normal.

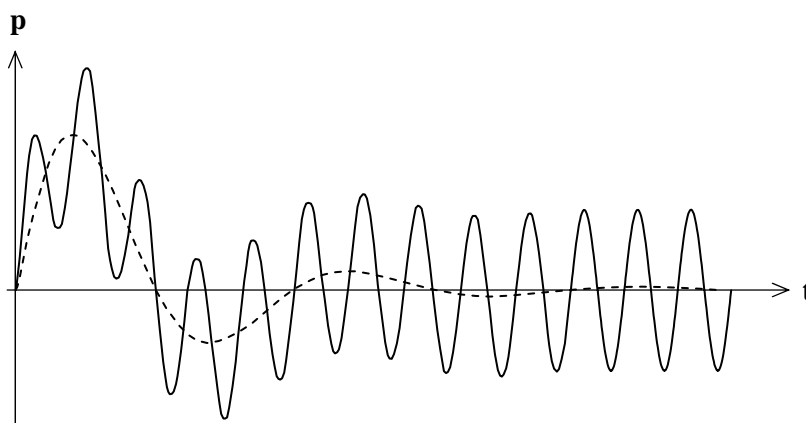


Figura 5.22. Evolución en el tiempo de la presión sonora (línea llena) en el caso simple en que hay un solo modo normal (línea de trazos).

En resumen, al excitar el sistema con un tono puro, la respuesta es otro tono puro de igual frecuencia al cual se agregan, inicialmente, oscilaciones decrecientes o *transitorias* debidas a los modos normales.

Cuando la frecuencia f es cercana a un modo normal se produce una resonancia, es decir que ante igual amplitud de la excitación la amplitud de la respuesta forzada aumenta notablemente. Este efecto puede verificarse experimentalmente cantando sonidos de diferentes alturas en un recinto pequeño y reverberante como un baño. Al acercarse a la frecuencia de algún modo normal se observará un incremento en la sonoridad lograda con igual esfuerzo vocal.²⁷ De hecho, en las proximidades de un modo normal el recinto se comporta en forma muy similar a un filtro pasabanda, como los descritos en el capítulo 4. En otras palabras, cerca de cada modo responde con gran amplitud a excitaciones de frecuencias próximas a él, y con pequeña amplitud a excitaciones de frecuencias alejadas. Si bien un análisis riguroso de esta cuestión escapa al alcance de esta obra, es posible realizar algunas analogías con dichos filtros que permiten interpretar conceptualmente fenómeno.

Consideremos el modo normal (l,m,n) , cuya frecuencia $f_{l,m,n}$ está dada por la ecuación 5.132. Dado que dicho modo puede asimilarse a un filtro pasabanda, su respuesta en frecuencia puede calcularse mediante la ecuación 4.47, resultando en este caso,

²⁷ En general conviene elegir modos axiales, que son los que se encuentran más distanciados entre sí y en los cuales el efecto es más notorio. Salvo en recintos muy pequeños, este experimento funciona mejor con voces masculinas.

$$H_{1,m,n}(f) = \frac{B_{1,m,n} \frac{f}{f_{1,m,n}}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{f}{f_{1,m,n}}\right)^2\right)^2 + \left(B_{1,m,n} \frac{f}{f_{1,m,n}}\right)^2}}, \quad (5.146)$$

donde $B_{1,m,n}$ es el ancho de banda relativo del modo. Nótese que esta es una relación de presiones, no de potencias. No tenemos una forma directa sencilla de evaluar $B_{1,m,n}$, pero podemos obtenerlo indirectamente a partir de la constante de tiempo $\tau_{1,m,n}$ con la cual decrece exponencialmente el modo normal durante su extinción. De la ecuación 4.49, correspondiente a los filtros pasabanda, se obtiene

$$p_{1,m,n}(t) = e^{-\pi B_{1,m,n} f_{1,m,n} t} \operatorname{sen} \left(2\pi f_{1,m,n} \sqrt{1 - \left(\frac{B_{1,m,n}}{2}\right)^2} t + \varphi \right), \quad (5.147)$$

de donde resulta

$$\tau_{1,m,n} = \frac{1}{\pi B_{1,m,n} f_{1,m,n}}. \quad (5.148)$$

De aquí puede obtenerse $B_{1,m,n}$:

$$B_{1,m,n} = \frac{1}{\pi \tau_{1,m,n} f_{1,m,n}}. \quad (5.149)$$

El valor de $f_{1,m,n}$ se obtiene de la ecuación 5.132. El de $\tau_{1,m,n}$, de la 5.144 o bien a partir del tiempo de reverberación determinado experimentalmente para el modo correspondiente, teniendo en cuenta que²⁸

$$\tau_{1,m,n} = T / \ln 10^3. \quad (5.150)$$

Con el valor calculado de $B_{1,m,n}$, puede aplicarse la ecuación 5.146 para obtener la respuesta de un recinto en las proximidades del modo normal.

EJEMPLO 5.17

En el estudio de grabación del ejemplo 5.16, determinar el ancho de banda relativo del modo $(1,1,0)$ suponiendo que $\alpha_x = \alpha_y = 0,2$.

Solución: Aplicando la ecuación 5.132, resulta $f_{1,1,0} = 71,67$ Hz. Para aplicar la ecuación 5.144, podemos suponer que la atenuación en el aire es despreciable, por ser el recinto pequeño. Entonces

²⁸ Obsérvese que esta constante de tiempo es la correspondiente a la extinción de la presión y no de la potencia, de allí que aparezca $\ln 10^3$ en lugar de $\ln 10^6$.

$$\tau_{1,1,0} = \frac{\sqrt{\left(\frac{1}{4}\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\right)^2}}{\left(0,2\frac{1}{4^2} + 0,2\frac{1}{3^2}\right)^{344}} = 0,03488\text{seg}.$$

Finalmente,

$$B_{1,1,0} = \frac{1}{3,1416 \cdot 0,03488 \cdot 71,67} = 0,127$$

Esto significa, por ejemplo, que para una frecuencia de **71,67 (1 ± 0,127/2) Hz** (es decir **67,12 Hz** ó **76,22 Hz**) la respuesta de este modo será $\sqrt{0,5}$ veces la respuesta correspondiente a la frecuencia **71,67 Hz**, es decir **3 dB** menor.

NOTA: En la práctica es más probable que podamos medir el tiempo de reverberación correspondiente al modo normal. Como ejercicio, volver a resolver este problema sabiendo que **T = 0,48 seg**.

La ecuación 5.146 revela que al alejarse de un modo normal la respuesta del recinto se reduce. También se reduce la amplitud del transitorio correspondiente a dicho modo normal. Existe así una interesante relación entre la respuesta libre y la forzada.

Un hecho notable (que aceptaremos sin demostrar) es que si conocemos la respuesta en frecuencia en las proximidades de los diversos modos normales (es decir cómo varía la amplitud de *cada modo* con la frecuencia), podremos obtener la respuesta en frecuencia global del recinto como combinación lineal de las respuestas correspondientes a todos los modos:

$$H(f) = \sum_{l,m,n=0}^{\infty} K_{l,m,n} H_{l,m,n}(f), \quad (5.151)$$

donde las constantes $K_{l,m,n}$ dependen de la posición de la fuente y del receptor. Por ejemplo, si una fuente de velocidad²⁹ se ubica en un punto nodal de un determinado modo normal, el mismo prácticamente no será excitado. Si en cambio se ubica donde un modo normal tiene un **vientre** (es decir un máximo espacial), se lo excitará máximamente. Dado que los primeros modos normales están bastante distanciados entre sí, la respuesta presenta notorias irregularidades en las bajas frecuencias. En alta frecuencia, la gran proximidad de los modos normales hace que un mismo tono excite simultáneamente a muchos de ellos, y las irregularidades sean menos significativas. Esta es, precisamente, la situación en la que se alcanza un campo difuso, ya que al haber numerosos modos excitados coexisten gran cantidad de ondas con direcciones muy variadas.

Es interesante observar que mientras se excita un local con un tono puro de frecuencia f_0 , la respuesta, una vez alcanzado el régimen permanente, también será un tono puro de frecuencia f_0 . Al interrumpir la fuente, sin embargo, cada modo normal

²⁹ Una fuente de velocidad es una fuente que imprime a las partículas en sus proximidades una velocidad cuya evolución en el tiempo no depende de la carga, es decir de la impedancia acústica sobre la cual actúe. Un ejemplo es un parlante ideal.

excitado decaerá con su propia frecuencia. Si el tono excitador se encontraba en la región de alta

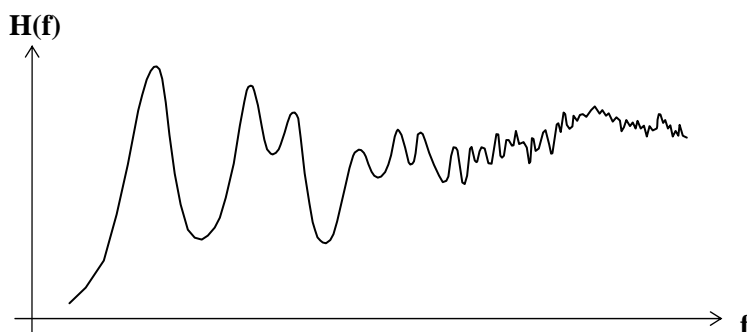


Figura 5.22. Respuesta en frecuencia de un recinto. Las irregularidades provienen de los diversos modos normales.

frecuencia, lo más probable es que haya habido numerosos modos normales muy próximos a la frecuencia f_0 excitados, por lo cual durante la extinción la frecuencia promedio coincidirá con f_0 , creando la sensación de que es el mismo sonido que se prolonga. Si, contrariamente, la excitación era de baja frecuencia, podría suceder que se hubiera excitado sólo un modo de frecuencia algo diferente, por lo cual al interrumpir la excitación parecerá que la altura cambia (recordar los comentarios finales de la sección 5.6.2).

5.6.5. CRITERIOS PARA LA DIFUSIÓN DEL CAMPO SONORO

Hemos visto con algún detalle la importancia de una adecuada difusión del sonido para la calidad acústica de un recinto. En general sería deseable que los modos normales de vibración estuvieran distribuidos de la manera más densa y uniforme posible, y que recién para frecuencias extremadamente bajas comenzaran a separarse. Se han formulado diversos criterios para conseguir este objetivo, así como para evaluar hasta qué punto se lo ha alcanzado.

Un primer criterio de difusión consiste en encontrar una **frecuencia crítica**, f_c , por encima de la cual el campo pueda considerarse difuso. Se han propuesto diversas expresiones para tal frecuencia crítica, todas ellas proporcionales a la raíz cuadrada de T/V . La idea es lograr que el ancho de banda de los modos normales sea mayor que la separación promedio entre dos modos consecutivos. Las diversas fórmulas difieren en cuánto mayor debe ser. De la ecuación 5.149 se desprende que el ancho de banda absoluto de un modo normal es

$$\Delta f = B f = \frac{1}{\pi\tau} = \frac{\ln 10^3}{\pi T} . \quad (5.152)$$

De la ecuación 5.136, por otra parte, podemos obtener la cantidad de modos que hay en un intervalo de frecuencias Δf cualquiera centrado alrededor de una frecuencia f_0 . En este caso, necesitamos que en el intervalo de frecuencias de la ecuación 5.152 haya por lo menos un modo normal, por lo tanto

$$\Delta N \cong \frac{4\pi V f_c^2}{c^3} \Delta f = \frac{4\pi V f_c^2}{c^3} \frac{\ln 10^3}{\pi T_{l,m,n}} \geq 1 ,$$

de donde

$$f_c \geq \sqrt{\frac{c^3}{27,64}} \sqrt{\frac{T}{V}} = 1214 \sqrt{\frac{T}{V}} . \quad (5.153)$$

Bolt, Beranek y Newman han propuesto la fórmula

$$f_{c \text{ BBN}} = 1893 \sqrt{\frac{T}{V}} , \quad (5.154)$$

en tanto Schroeder propone

$$f_{c \text{ S}} = 2000 \sqrt{\frac{T}{V}} = \frac{802}{\sqrt{\bar{\alpha} S}} . \quad (5.155)$$

EJEMPLO 5.18

Determinar la frecuencia crítica según Schroeder para la sala del ejemplo 5.16 suponiendo $\bar{\alpha} = 0,2$.

Solución: El volumen es de $32,4 \text{ m}^3$ y la superficie de $61,8 \text{ m}^2$, luego el tiempo de reverberación será

$$T = 0,161 \frac{32,4}{0,2 \cdot 61,8} = 0,42 \text{ seg} .$$

Entonces

$$f_{c \text{ S}} = 2000 \sqrt{\frac{0,42}{32,4}} = 228 \text{ Hz} .$$

En esta sala, por consiguiente, el sonido podrá considerarse difuso de acuerdo con el criterio mencionado, solamente para las frecuencias por encima de los **228 Hz**.

Los criterios anteriores permiten determinar la frecuencia por encima de la cual se obtiene un campo difuso. Existen otros criterios que permiten evaluar si un recinto será acústicamente aceptable aún reconociendo las dificultades para obtener una buena difusión en baja frecuencia. Uno de ellos es el **criterio de la densidad de modos**, propuesto por Bonello, que consiste en subdividir el espectro de frecuencias hasta **200 Hz** en bandas de tercios de octava y determinar la cantidad de modos por cada una de dichas bandas, denominada **densidad de modos**. El criterio de aceptabilidad exige que esta densidad sea monótona creciente (o al menos no decreciente), y que no existan modos múltiples, salvo si la densidad de modos en el correspondiente tercio de octava es mayor que **5**. Los modos múltiples, denominados **modos degenerados**, implican una mayor concentración de energía en una frecuencia del espectro en detrimento de otras zonas en las cuales no existirán modos normales, lo cual hace más irregular la respuesta.

La aplicación de este criterio puede realizarse con un sencillo programa de computadora basado en el algoritmo del programa 5.1 que se propuso para determinar los primeros modos normales. El programa 5.2, escrito en QBASIC cumple este objetivo. El programa solicita las dimensiones de la habitación (rectangular), y luego calcula los modos normales de la habitación hasta llegar a los **200 Hz**. Posteriormente, calcula la densidad de modos por bandas de tercio de octava y adjunta las frecuencias a fin de localizar modos dobles.

PROGRAMA 5.2. Criterio de la densidad de modos de Bonello para determinar si un recinto es acústicamente aceptable.

```

CLS
PRINT "Criterio de Bonello"
PRINT
DIM f(20, 20, 20), q(20, 20, 20), ll(200), mm(200), nn(200), qq(200)
DIM oct3(11), d(11), modo(200)
INPUT "Largo = ", Lx
INPUT "Ancho = ", Ly
INPUT "Alto = ", Lz
DATA 20,25,31.5,40,50,63,80,100,125,160,200
FOR p = 1 TO 11
  READ oct3(p)
NEXT p
PRINT
PRINT "Calculando el modo normal N° 1"
max = (20 / Lx) ^ 2 + (20 / Ly) ^ 2 + (20 / Lz) ^ 2
FOR i = 1 TO 200
  qq(i) = max
  FOR l = 0 TO 20
    FOR m = 0 TO 20
      FOR n = 0 TO 20
        IF i = 1 THEN
          q(l, m, n) = (l / Lx) ^ 2 + (m / Ly) ^ 2 + (n / Lz) ^ 2
        END IF
        IF q(l, m, n) < qq(i) THEN
          ll(i) = l
          mm(i) = m
          nn(i) = n
          qq(i) = q(l, m, n)
        END IF
      NEXT n
    NEXT m
  NEXT l
  q(ll(i), mm(i), nn(i)) = max
  modo(i) = 172 * SQR(qq(i))
  IF modo(i) > 200 THEN EXIT FOR
  LOCATE 7, 29
  PRINT i
  PRINT
  IF i > 1 THEN PRINT modo(i);
  FOR p = 1 TO 10
    IF oct3(p) < modo(i) AND modo(i) <= oct3(p + 1) THEN
      d(p) = d(p) + 1
    END IF
  NEXT p

```

```

NEXT i
CLS
PRINT
dd = 1
FOR p = 1 TO 10
  PRINT
  PRINT d(p)
  FOR h = dd + 1 TO dd + d(p)
    PRINT modo(h);
    IF CSRLIN = 24 THEN
      PRINT
      PRINT "Oprima cualquier tecla..."
      SLEEP
      CLS
    END IF
  NEXT h
  dd = dd + d(p)
NEXT p

```

EJEMPLO 5.19

En la sala del ejemplo 5.16, determinar si los modos normales de vibración satisfacen el criterio de Bonello.

Solución: Por medio del programa 5.2 se obtiene la lista siguiente:

| Banda [Hz] | | Densidad | Frecuencias incluidas [Hz] | | | | |
|------------|------|----------|----------------------------|---------|----------------|----------------|----------------|
| 20 | 25 | 0 | | | | | |
| 25 | 31,5 | 0 | | | | | |
| 31,5 | 40 | 0 | | | | | |
| 40 | 50 | 1 | 43 | | | | |
| 50 | 63 | 1 | 57,3333 | | | | |
| 63 | 80 | 3 | 63,7037 | 71,6666 | 76,8580 | | |
| 80 | 100 | 3 | 85,7045 | 86,0000 | 95,8867 | | |
| 100 | 125 | 5 | 103,359 | 107,024 | 114,666 | 121,413 | 122,464 |
| 125 | 160 | 13 | 127,407 | 129,000 | 131,174 | 134,468 | 138,042 |
| | | | 139,713 | 141,167 | 143,333 | 143,872 | 146,180 |
| | | | 153,716 | 154,875 | 156,852 | | |
| 160 | 200 | 20 | 164,060 | 171,409 | <i>172,000</i> | <i>172,000</i> | 172,596 |
| | | | 176,720 | 177,293 | 181,303 | 181,310 | <i>183,418</i> |
| | | | <i>183,418</i> | 183,977 | 188,391 | 190,159 | 191,111 |
| | | | 191,773 | 192,169 | 192,301 | 195,888 | 199,525 |

La lista está dividida en bandas de tercio de octava con los modos normales correspondientes. Encabezando cada banda se encuentra la respectiva densidad de modos. Vemos que la cantidad de modos no decrece, y que en la banda entre **160 Hz** y **200 Hz**, en la cual aparecen modos repetidos (en cursiva), la densidad es mayor que **5**.

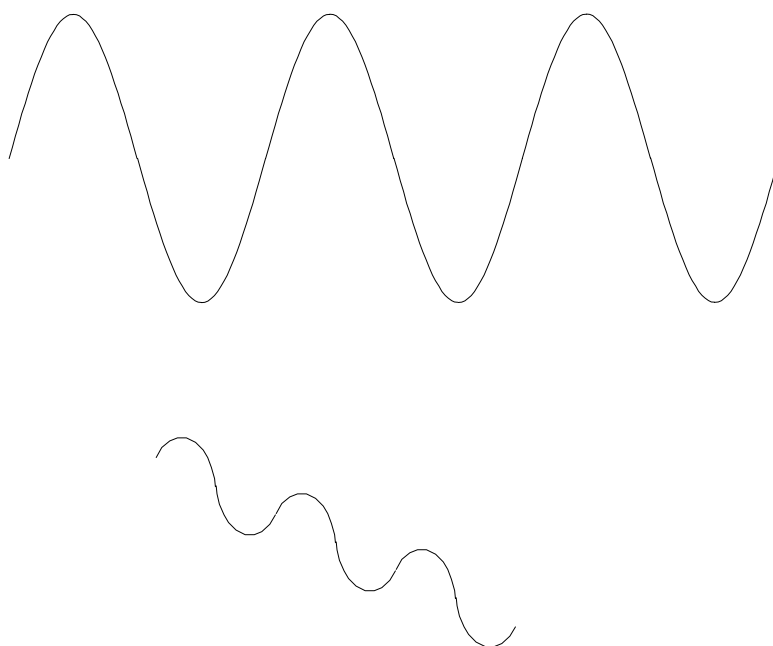
En conclusión, a pesar de que según el criterio de difusión enunciado previamente resulta que el campo en baja frecuencia no es difuso, resulta acústicamente aceptable.

5.7. REFLEXIONES TEMPRANAS

(5.156)

(5.157)

(5.158)



Al excitar un recinto con un tono puro de frecuencia f , no sólo se excita aquel modo normal de vibración que eventualmente coincida con f , sino todos los modos simultáneamente, y tanto más intensamente cuanto más cerca se encuentren de f . Pero ¿qué significa exactamente *excitar un modo normal*? Significa estimular un conjunto de ondas que tiene las mismas direcciones que las que corresponden al modo normal. Por ejemplo, excitar el modo $(0,0,1)$ implica crear una onda plana que se desplaza verticalmente hacia arriba, y otra que lo hace hacia abajo.

CAPÍTULO 6

CONTROL DE VIBRACIONES

6.1. INTRODUCCIÓN

Gran cantidad de problemas de ruido se originan en la generación y propagación de vibraciones, en especial aquellas producidas por motores, máquinas herramientas, vehículos, equipos de ventilación y aire acondicionado, ascensores, etc., y por lo tanto pueden corregirse atacando las causas de dichas vibraciones, o aislándolas de manera que no se propaguen.

Las vibraciones tienen además otras consecuencias indeseables aparte de la potencial emisión de ruidos, que hacen que sea muy conveniente reducir su efecto. Por ejemplo, pueden deteriorar las máquinas que las producen más rápidamente que en ausencia de ellas. También perjudican la estructura de los edificios o instalaciones, y afectan al ser humano, causando estrés y posibles afecciones al sistema óseo.

Las vibraciones pueden ser inherentes a la operación de determinada máquina, como por ejemplo el caso de un martinete o un martillo neumático, o pueden ser el resultado de defectos tales como desbalances de masas, excentricidades, desajuste entre piezas móviles, etc., debido al desgaste o a un inadecuado o insuficiente mantenimiento técnico. En una proporción nada despreciable de los casos la causa está en un diseño deficiente de la máquina o del proceso en el cual la máquina se encuentra incluida.

En este capítulo analizaremos las técnicas para amortiguar vibraciones y para aislarlas de la estructura sobre la cual se monta una máquina.

6.2. MATERIALES AMORTIGUADORES DE VIBRACIONES

El propósito de estos materiales es *absorber energía vibratoria de placas o láminas de pequeño espesor*, que constituyen eficientes radiadores de sonido. Estos amortiguadores no son efectivos cuando las placas son de gran espesor, como por ejemplo paredes de ladrillo u hormigón, pero sí en cambio en diversas chapas metálicas o de madera terciada, etc., como en el caso de cubiertas protectoras de maquinarias. El límite de espesor está en el orden de los 5 ó 6 mm.

Aunque el análisis de la vibración de placas es analíticamente complejo, conceptualmente se puede realizar un símil con un sistema masa-resorte-rozamiento viscoso (figura 6.1). Si a este sistema se le aplica una fuerza $f(t)$, se desplazará de su posición de equilibrio una distancia x , tal que cumple la ecuación diferencial:

$$f(t) - kx - rx' = mx'' \quad (6.1)$$

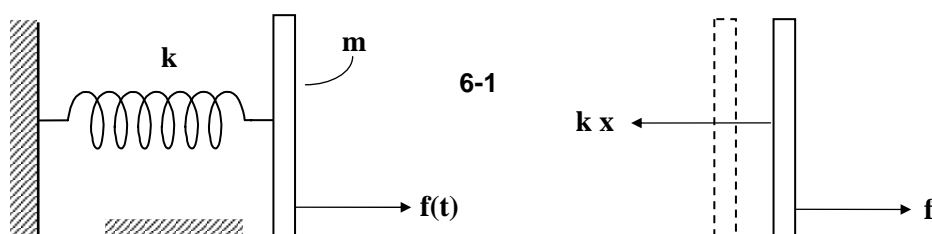


Figura 6.1. Modelo **masa-resorte-viscosidad** de una placa que vibra con respecto a un sistema inercial. Se incluye también el diagrama de fuerzas sobre la placa. $f(t)$ es la fuerza que actúa sobre la placa.

Esta ecuación puede reescribirse como

$$\mathbf{x}'' + \frac{\mathbf{r}}{\mathbf{m}} \mathbf{x}' + \frac{\mathbf{k}}{\mathbf{m}} \mathbf{x} = \frac{\mathbf{f}}{\mathbf{m}} . \quad (6.2)$$

Las expresiones se simplifican (y generalizan) si llamamos

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\mathbf{k}}{\mathbf{m}}} \quad (6.3)$$

$$\xi = \frac{\mathbf{r}}{2\mathbf{m}\omega_0} . \quad (6.4)$$

Queda

$$\mathbf{x}'' + 2\xi\omega_0 \mathbf{x}' + \omega_0^2 \mathbf{x} = \frac{\mathbf{f}(t)}{\mathbf{m}} . \quad (6.5)$$

Dado que cualquier vibración se puede descomponer en una serie de componentes senoidales, es importante determinar cómo se comporta el sistema ante excitaciones senoidales. Resolviendo la ecuación anterior cuando $\mathbf{f}(t) = \mathbf{F} \text{ sen } \omega t$, resulta que $\mathbf{x}(t)$ también es senoidal y su **amplitud** es:

$$\mathbf{X} = \frac{\mathbf{F}}{\mathbf{k}} \frac{\frac{\omega_0}{\omega}}{\sqrt{\left(\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 + (2\xi)^2}} . \quad (6.6)$$

La **potencia media** absorbida por el rozamiento puede calcularse como

$$\text{Pot}_{\text{media}} = \frac{F^2 \omega_0}{2k} \frac{2\xi}{\left(\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 + (2\xi)^2} . \quad (6.7)$$

Esta expresión indica que la mayor absorción se produce cuando $\omega = \omega_0$, es decir en **resonancia**. En esa condición se tiene:

$$\mathbf{X} = \frac{\mathbf{F}}{2 \xi k} \quad (6.8)$$

$$\text{Pot}_{\text{media}} = \frac{F^2 \omega_0}{4 \xi k} . \quad (6.9)$$

La segunda igualdad parecería indicar que cuanto menor sea ξ , es decir cuanto menor sea el rozamiento r , más potencia se absorbe. Si bien eso es cierto, la primera igualdad muestra que *también la amplitud crece*, volviéndose la placa un radiador de sonido. En realidad, buena parte de la potencia absorbida en ese caso se convierte en sonido, y sólo ulteriormente termina convirtiéndose en calor (de hecho, la radiación de sonido agrega cierta cantidad equivalente de rozamiento que se traduce en un valor no nulo de ξ). Por consiguiente, es más conveniente aumentar ξ . Por otra parte, fuera de la resonancia (situación más probable en la práctica), la $\text{Pot}_{\text{media}}$ crece con ξ .

La discusión anterior muestra tres cosas:

- a) El amortiguamiento r a agregar es más efectivo cuando se aplica en casos en que la vibración se produce cerca de la resonancia.
- b) Al aumentar ξ se consigue reducir la amplitud de la vibración, y por lo tanto se reduce la cantidad de energía sonora radiada.
- c) La ubicación más efectiva para un amortiguamiento es en los puntos en que la amplitud de la vibración es máxima. (Cubrir toda la superficie con un amortiguamiento puede no ser más efectivo que cubrir sólo los puntos adecuados, y de hecho resultaría mucho más costoso.)

Los materiales utilizados para amortiguar vibraciones son generalmente materiales viscoelásticos como gomas, cauchos, neopreno, espumas poliuretánicas, masillas no endurecibles, etc. Algunos ejemplos de aplicación son la fijación de planchas de neopreno en el lado interno de la cubierta de una máquina, o de discos de caucho presionados contra la hoja de una sierra circular.

El amortiguamiento de vibraciones logra una reducción de la vibración *en la fuente*, aunque en muchos casos su utilización no es efectiva o no es posible, quedando la alternativa de la aislación del elemento vibrante.

6.3 AISLADORES DE VIBRACIONES

Una situación muy común en máquinas rotativas o de impacto, es la generación de esfuerzos sobre la superficie en la cual se encuentran montadas que la hacen vibrar. Las vibraciones así generadas se transmiten fácilmente a toda la estructura del edificio,

provocando emisión de sonido cuando dichas vibraciones alcanzan superficies grandes tales como pisos, cielorrasos, paredes, etc., por ser estas superficies radiadores acústicos muy eficientes. El problema a resolver consiste en evitar que dichas vibraciones se transmitan a la estructura.

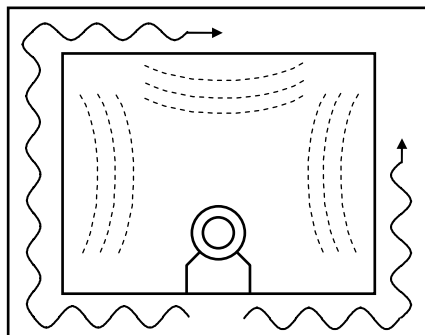


Figura 6.2. La máquina rotativa genera vibraciones mecánicas que se transmiten a la estructura, la cual a su vez las transmite a las superficies del recinto (paredes, techo y piso), provocando radiación sonora.

EJEMPLO 6.1

Una máquina rotativa se mueve a **2000 rpm** (revoluciones por minuto) y tiene una masa excéntrica de **20 kg** a **2 mm** del eje. Si la constante elástica del piso es de **10^8 N/m** y su superficie es de **40 m^2** , estimar el **NPS** del campo reverberante debido a las vibraciones si **$\alpha = 0,08$** y **$S = 184 \text{ m}^2$** .

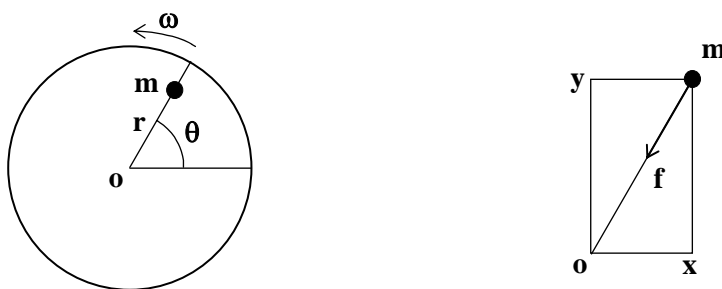


Figura 6.3. Una masa excéntrica en una máquina rotativa y su correspondiente diagrama de fuerzas. La fuerza **f** es ejercida por la máquina.

Solución

Calculemos la fuerza actuante sobre el piso (figura 6.3). Dicha fuerza será el resultado de la fuerza de aceleración a la que está sometida la masa, que es ejercida por la máquina. Por la ley de acción y reacción, la masa ejerce a su vez una fuerza sobre la máquina, la cual se transmite, por la rigidez de ésta, al piso. Esta fuerza de aceleración

puede calcularse por medio de la segunda ley de Newton. Para ello tengamos en cuenta que la posición de la masa excéntrica es, vectorialmente,

$$(\mathbf{x}, \mathbf{y}) = (r \cos \omega t, r \sin \omega t) \quad (6.10)$$

y su aceleración

$$(\mathbf{x}'', \mathbf{y}'') = -(\omega^2 r \cos \omega t, \omega^2 r \sin \omega t), \quad (6.11)$$

de donde la fuerza vertical estará dada por

$$\mathbf{f}_y(t) = -\omega^2 r m \sin \omega t. \quad (6.12)$$

En nuestro caso, la amplitud de la fuerza será

$$\mathbf{F}_y = \omega^2 r m = \left(2\pi \frac{2000}{60}\right)^2 \cdot 0,002 \cdot 20 = 1754 \text{ N}. \quad (6.13)$$

Esta fuerza interactúa con la elasticidad del piso produciendo un desplazamiento, vertical de amplitud

$$\mathbf{Y} = \frac{\mathbf{F}_y}{\mathbf{k}} = \frac{1754}{10^8} = 1,75 \times 10^{-5} \text{ m} \quad (6.14)$$

La velocidad vertical resulta, entonces

$$\mathbf{V}_y = \mathbf{Y}\omega = 3,67 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{seg}}. \quad (6.15)$$

A partir de la velocidad podemos obtener la intensidad, teniendo en cuenta las ecuaciones (1.4) y (1.5):

$$\mathbf{I} = \frac{\mathbf{P}_{ef}^2}{\rho_0 c} = \mathbf{V}_{yef}^2 \rho_0 c = \frac{1}{2} \mathbf{V}_y^2 \rho_0 c = 2,75 \frac{\text{mW}}{\text{m}^2}, \quad (6.16)$$

de donde resulta la potencia radiada

$$\mathbf{Pot} = \mathbf{I} \cdot \mathbf{S}_{piso} = 0,11 \text{ W}. \quad (6.17)$$

Entonces el campo reverberante es (ver Acústica de Recintos):

$$\mathbf{P}_{ef}^2 = 4 \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S} \mathbf{Pot} \rho_0 c = 11,2 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)^2, \quad (6.18)$$

de donde se obtiene, finalmente, el nivel de presión sonora:

$$\text{NPS} = 10 \log \frac{P_{\text{efrev}}^2}{P_{\text{pref}}^2} = 104 \text{ dB} . \quad (6.19)$$

NOTA: Este cálculo ha supuesto varias simplificaciones gruesas, por ejemplo, que el piso vibra *en fase*, es decir como un todo (cuando en realidad vibra ondulatoriamente, con ondas que se alejan de la fuente), que la vibración tangencial al piso no produce desplazamientos del mismo, que el campo radiado es plano, etc. Sin embargo, el análisis realizado sirve para ilustrar conceptualmente la naturaleza del problema.

6.4. AISLACIÓN DE VIBRACIONES

La aislación de vibraciones se logra por medio de un apoyo elástico, como por ejemplo un resorte. La idea para reducir los esfuerzos mecánicos sobre el apoyo (piso, pared, etc.) es permitir que el dispositivo o máquina que los genera se desplace. Dado que los desplazamientos serán oscilatorios, el dispositivo experimentará aceleraciones. Entonces, de la fuerza total que de otro modo quedaría aplicada directamente al apoyo, una parte importante será “consumida” para acelerar al dispositivo (figura 6.4).

La ecuación que gobierna el movimiento de la máquina sometida a una fuerza $\mathbf{f}(t)$ es, cuando la misma está aislada del piso con un resorte de constante elástica \mathbf{k} ,

$$\mathbf{x}'' + \frac{\mathbf{k}}{\mathbf{m}} \mathbf{x} = \frac{\mathbf{f}}{\mathbf{m}} . \quad (6.20)$$

Resuelta esta ecuación se obtiene que la amplitud de vibración de la masa es:

$$\mathbf{X} = \frac{\mathbf{F}}{\mathbf{k}} \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right|} , \quad (6.21)$$

donde

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\mathbf{k}}{\mathbf{m}}} \quad (6.22)$$

Resulta entonces que la amplitud de la fuerza que ahora actúa sobre el piso es:

$$\mathbf{F}_1 = \mathbf{kX} = \mathbf{F} \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right|} . \quad (6.23)$$

Se define el **coeficiente de transmisión de fuerza, TF**, como el cociente entre el esfuerzo después de la aislación y antes de la misma:

$$TF = \frac{F_1}{F} = \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right|}. \quad (6.24)$$

Vemos que si $f \ll f_0$, la fuerza se transmite *casi sin alteraciones*, ya que la fuerza de inercia es despreciable frente a la fuerza elástica, existiendo en todo momento un **equilibrio quasiestático**.

Para $f \gg f_0$, la fuerza del resorte es despreciable frente a fuerza de inercia, que prácticamente equilibra en todo momento a la fuerza aplicada, por lo cual la fuerza sobre el piso (que es la fuerza elástica) es mucho más pequeña que la fuerza aplicada.

Vemos así que conviene adoptar una frecuencia de resonancia $f_0 \ll f$ para todas las posibles frecuencias de trabajo.

Finalmente si la frecuencia está próxima a la frecuencia de resonancia f_0 de resonancia, la fuerza efectiva sobre el piso (así como la amplitud de las vibraciones) es muy alta, por lo cual es ésta la situación más perjudicial. Si $f = f_0$, la fuerza idealmente sería infinita. En la práctica actúan las fuerzas de rozamiento, que hacen que haya un pico finito.

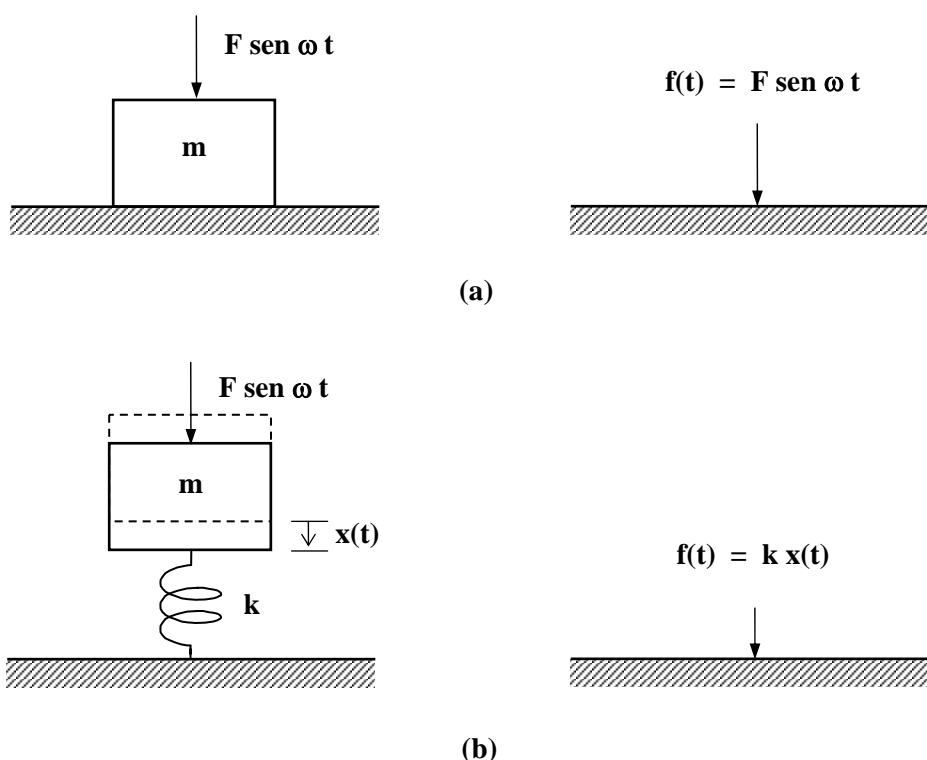


Figura 6.4 . (a) Un dispositivo de masa m apoyado directamente sobre el suelo, al ser sometido a un esfuerzo vibratorio $F \text{ sen } \omega t$, transmite dicho esfuerzo al suelo. (b) El mismo dispositivo, aislado del suelo mediante una suspensión elástica, transmite al suelo únicamente el esfuerzo elástico. El resto del esfuerzo se dedica a acelerar al dispositivo, que ahora tiene mayor libertad de movimiento.

La gráfica de **TF** se muestra en la figura 6.5, donde $f = \omega / 2\pi$.

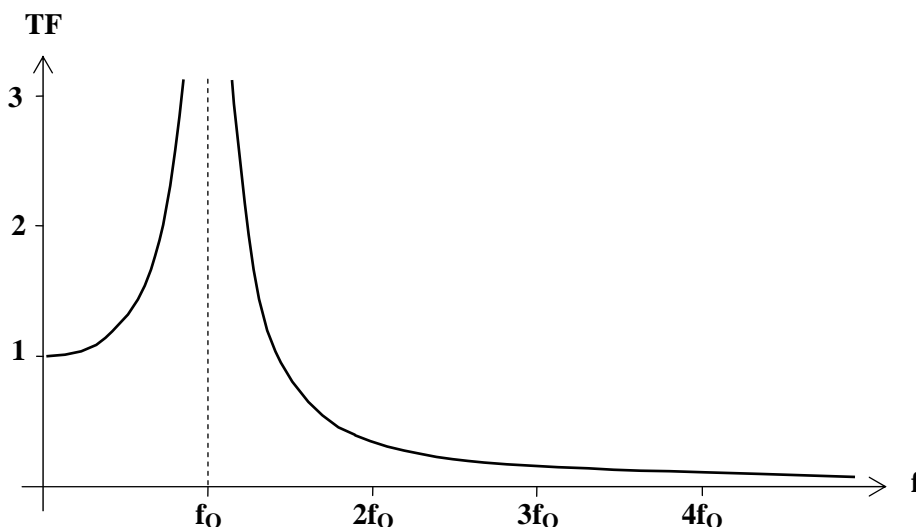


Figura 6.5. Curva del coeficiente de transmisión de fuerza **TF** en función de la frecuencia.

Esta situación en sí no sería problemática si pudiera asegurarse que la máquina *siempre* funciona con $f \gg f_0$, pero sucede que en el arranque pasa durante un momento por $f = f_0$. Si la aceleración es alta, no existe inconveniente, ya que la amplitud no crece instantáneamente y por lo tanto antes de que se vuelva peligrosa la frecuencia de la vibración entra dentro del rango más favorable. Pero si el proceso de puesta en marcha es gradual, como sucede en máquinas de gran inercia, la situación puede constituir un problema serio.

La solución consiste en agregar **amortiguadores**, cuyas propiedades son similares a las ya estudiadas en la sección 6.2.

EJEMPLO 6.2

Determinar la constante elástica de un aislador de vibraciones para la máquina del ejemplo anterior, suponiendo que su masa total es de **120 kg**, si se desea un coeficiente de transmisión de fuerza **TF = 0,1**.

Solución: Para $\omega > \omega_0$, se tiene

$$TF = \frac{1}{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - 1},$$

de donde

$$\omega_0 = \omega \sqrt{\frac{TF}{1 + TF}} = 2\pi \frac{2000}{60} 0,3 = 63 \frac{1}{\text{seg}}, \quad (6.25)$$

que corresponde a unos **10 Hz**. Dado que

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

podemos despejar k :

$$k = m \omega_0^2 = 4,78 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 49 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}}$$

La aislación deseada condiciona la frecuencia de resonancia y ésta a su vez condiciona la constante elástica requerida. Vamos a ver a continuación que es posible evitar este rodeo por medio del concepto de **deflexión estática**.

6.5. DEFLEXIÓN ESTÁTICA

La masa vibrante que se quiere aislar, por su propio peso produce un desplazamiento de la suspensión elástica. En ausencia de vibraciones dicho desplazamiento se denomina **deflexión estática**, δ .

Veamos que para cada frecuencia **TF** depende solamente de δ . Para calcular δ , tengamos en cuenta que la fuerza ejercida por la masa sobre la suspensión es su propio peso, $m \cdot g$ (donde g es la aceleración de la gravedad). Entonces, siendo k la constante elástica de la suspensión, resulta

$$\delta = \frac{m \cdot g}{k} = \frac{g}{\omega_0^2}, \quad (6.26)$$

de donde

$$\text{TF} = \frac{1}{\left| 1 - \frac{\delta \omega^2}{g} \right|} \quad (6.27)$$

Por medio de la tabla 6.1 se puede calcular la frecuencia de resonancia requerida para tener un determinado **TF**, y luego puede utilizarse la tabla 6.2. para obtener la deflexión estática δ . La última columna de la tabla 6.1. indica el límite por encima del cual se produce un efecto amplificador del esfuerzo transmitido a la estructura, debido a la resonancia.

Tabla 6.1. Frecuencia de resonancia f_0 (relativa a la frecuencia de operación f) para obtener determinado valor de **TF**.

| TF [%] | 1 | 2 | 4 | 8 | 10 | 20 | 40 | 80 | 100 |
|---------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| f_0 / f | 0.10 | 0.14 | 0.20 | 0.27 | 0.30 | 0.41 | 0.53 | 0.67 | 0.71 |

Tabla 6.2. Deflexión estática δ requerida para obtener diversos valores de frecuencia de resonancia f_0 .

| | | | | | | | | | |
|-----------------|-----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| f_0 (Hz) | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 15 | 20 |
| δ (mm) | 250 | 62 | 16 | 6,9 | 3,8 | 2,5 | 1,7 | 1,1 | 0,6 |

EJEMPLO 6.3

Para la máquina de los ejemplos anteriores especificar el valor de la deflexión estática δ requerido y obtener la amplitud de las vibraciones cuando la máquina está en funcionamiento.

Solución:

Tenemos $f = \frac{2000}{60} \text{ Hz} = 33 \text{ Hz}$. De la primera tabla, para $TF = 0,1$ (10%) resulta

$$f_0 = 0,3 f = 10 \text{ Hz} .$$

De allí

$$\delta = \frac{980}{(2\pi \times 10)^2} = 0,25 \text{ cm} ,$$

que también puede obtenerse de la segunda tabla. Para obtener la amplitud de la vibración, tengamos en cuenta que

$$X = \frac{F_1}{k} = TF \frac{F}{k} = TF \frac{F}{m g / \delta} .$$

Entonces

$$X = 0,1 \frac{1754 \text{ N} \times 0,0025 \text{ m}}{120 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/seg}^2} = 0,37 \text{ mm} .$$

La atenuación en un factor de **10** se consigue porque a la máquina se le permite vibrar con gran amplitud (gracias al apoyo elástico), absorbiendo gran parte de la fuerza original para lograr la aceleración requerida por dicha amplitud.

6.6. AISLADORES AMORTIGUADOS

En muchos casos es necesario acotar la amplitud de las vibraciones de una máquina. Por ejemplo en los casos en que la aceleración es gradual y por consiguiente la frecuencia de las vibraciones permanece un tiempo considerable en las proximidades de la resonancia. El agregado de un amortiguamiento de tipo viscoso (figura 6.6) es un recurso efectivo para ello, aunque una consecuencia negativa es que *empeora el coeficiente de transmisión de fuerza en alta frecuencia*, por dos razones:

- 1) La amplitud de vibración se reduce, con lo cual el efecto de absorción de fuerza por la inercia es menor.
- 2) Aparece la fuerza de amortiguación, que a diferencia de la fuerza de inercia, se transmite al piso.

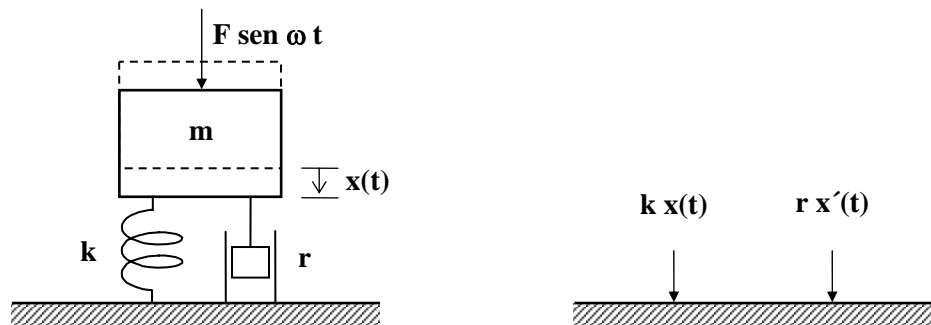


Figura 6.6. Un aislador con amortiguamiento. Se indica el diagrama de fuerzas sobre el piso.

El conjunto verifica la ecuación diferencial:

$$x'' + \frac{r}{m} x' + \frac{k}{m} x = \frac{F}{m} \text{sen } \omega t \quad (6.28)$$

Esta ecuación es en realidad la misma que las obtenidas para el análisis simplificado del amortiguamiento aplicado a una placa. La solución de esta ecuación es otra senoide:

$$x(t) = X \text{sen} (\omega t + \varphi) \quad (6.29)$$

El ángulo φ carece de importancia para el análisis, y la amplitud de la vibración viene dada por:

$$X = \frac{F}{k} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (6.30)$$

Donde

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{frecuencia natural}) \quad (6.31)$$

$$\xi = \frac{r}{2m\omega_0} \quad (\text{coeficiente de amortiguamiento}) \quad (6.32)$$

Ahora la fuerza transmitida vale:

$$\mathbf{f}_1(\mathbf{t}) = \mathbf{k} \mathbf{x}(\mathbf{t}) + \mathbf{r} \mathbf{x}'(\mathbf{t}) . \quad (6.33)$$

Sustituyendo en la expresión anterior se obtiene $\mathbf{f}_1(\mathbf{t})$, que también es senoidal. Con su amplitud \mathbf{F} , puede obtenerse \mathbf{TF} :

$$\mathbf{TF} = \frac{\mathbf{F}_1}{\mathbf{F}} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_0}\right)^2}} . \quad (6.34)$$

Para $\omega \rightarrow \infty$, $\mathbf{TF} \rightarrow 2\xi\omega_0/\omega$, es decir que \mathbf{TF} decrece con ω . Esto contrasta con el caso inamortiguado, en el cual $\mathbf{TF} \rightarrow (\omega_0/\omega)^2$, es decir que \mathbf{TF} decrecía con ω^2 . Comprobamos así que en alta frecuencia hay un empeoramiento del coeficiente de transmisión de fuerza.

En la figura 6.7. se grafica \mathbf{TF} para varios valores de ξ . Según se puede apreciar, para cada ξ existe un máximo coeficiente de transmisión. Dicho valor se tiene a una frecuencia

$$\omega_{\text{máx}} \cong \omega_0 ,$$

y su valor se puede aproximar por¹

$$\mathbf{TF}_{\text{max}} \cong \frac{1}{2\xi} . \quad (6.35)$$

Vemos que en torno a la frecuencia natural la transmisión se reduce, tanto más cuanto mayor sea el amortiguamiento.

Es interesante disponer de una expresión para la amplitud de las oscilaciones en resonancia. Aunque la resonancia no coincide exactamente con $\omega_{\text{máx}}$ (ya que en un caso se maximiza la amplitud del desplazamiento y en el otro la fuerza transmitida), ambas situaciones se aproximan bastante, especialmente para ξ pequeño. La frecuencia de resonancia es:

$$\omega_{\text{res}} = \omega_0 \sqrt{1 - 2\xi^2} , \quad (6.36)$$

¹ Los valores exactos, calculados anulando la derivada de \mathbf{TF} respecto a ω son:

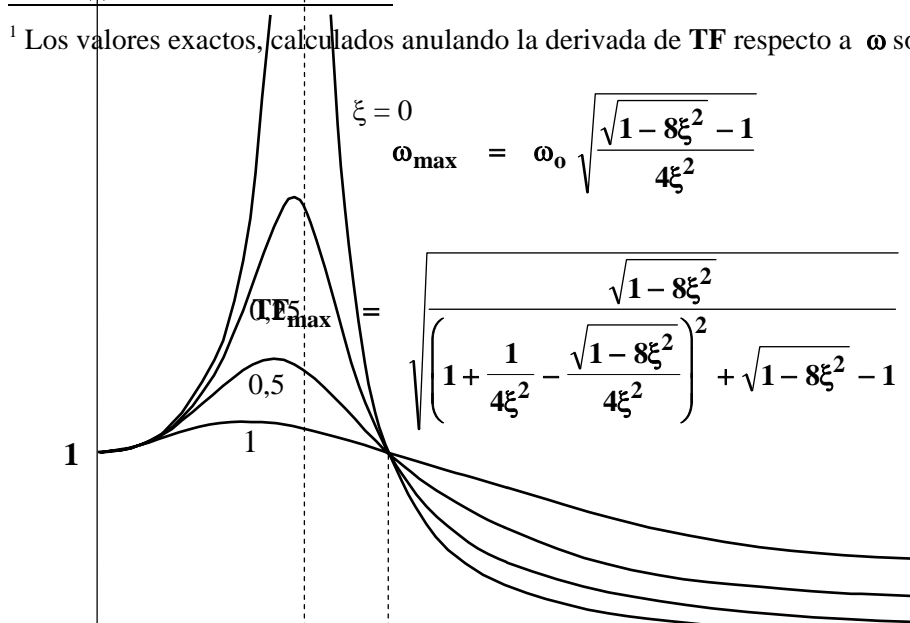


Figura 6.7. Curvas de **TF** en función de ω / ω_0 para varios valores de ξ (0; 0,25; 0,5; 1).

y la amplitud del desplazamiento en dicha frecuencia,

$$\mathbf{X}_{\text{res}} = \frac{\mathbf{F}}{\mathbf{k}} \frac{1}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}}. \quad (6.37)$$

Llamando

$$\mathbf{X}_0 = \frac{\mathbf{F}}{\mathbf{k}} \quad (6.38)$$

se puede normalizar la ecuación anterior:

$$\frac{\mathbf{X}_{\text{res}}}{\mathbf{X}_0} = \frac{1}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}}. \quad (6.39)$$

En la tabla 6.3. se indican $\mathbf{TF}_{\text{máx}}$ y $\mathbf{X}_{\text{res}} / \mathbf{X}_0$, así como las frecuencias correspondientes, para varios valores de ξ .

Para el caso de máquinas rotativas, la fuerza producida es proporcional al cuadrado de la velocidad angular (ecuación 6.13):

$$\mathbf{F} = \omega^2 \mathbf{r} \mathbf{m},$$

entonces la fuerza transmitida al piso es

$$F = \omega^2 r m \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_0}\right)^2}}, \quad (6.40)$$

que se ha representado en la figura 6.8. para algunos valores de ξ . Esta expresión muestra que para grandes velocidades angulares F crece con ω . Sin embargo, cuando ξ es pequeño ese fenómeno sucede recién para $\omega \gg \omega_0$ (rango en el cual normalmente es poco práctico trabajar) y entonces la fuerza tiene un pico cerca de ω_0 .

Tabla 6.3. Valores relativos de ω_{\max} , ω_{res} , y los correspondientes valores TF_{\max} y X_{res} (relativo al valor para bajas frecuencias), todos en función de ξ .

| ξ | $\frac{\omega_{\max}}{\omega_0}$ | TF_{\max} | $\frac{\omega_{\text{res}}}{\omega_0}$ | $\frac{X_{\text{res}}}{X_0}$ |
|-------|----------------------------------|-------------|--|------------------------------|
| 0,05 | 0,9975 | 10,06 | 0,9975 | 10,01 |
| 0,10 | 0,9903 | 5,123 | 0,9899 | 5,025 |
| 0,15 | 0,9791 | 3,514 | 0,9772 | 3,371 |
| 0,20 | 0,9647 | 2,734 | 0,9592 | 2,552 |
| 0,25 | 0,9481 | 2,283 | 0,9353 | 2,066 |
| 0,30 | 0,9302 | 1,995 | 0,9055 | 1,747 |
| 0,35 | 0,9115 | 1,797 | 0,8689 | 1,525 |
| 0,40 | 0,8926 | 1,655 | 0,8246 | 1,364 |
| 0,45 | 0,8739 | 1,549 | 0,7714 | 1,244 |
| 0,50 | 0,8556 | 1,468 | 0,7071 | 1,155 |
| 0,55 | 0,8378 | 1,404 | 0,6285 | 1,089 |
| 0,60 | 0,8206 | 1,353 | 0,5292 | 1,042 |
| 0,65 | 0,8041 | 1,311 | 0,3937 | 1,012 |
| 0,70 | 0,7883 | 1,276 | 0,1414 | 1 |
| 0,75 | 0,7732 | 1,248 | 0 | 1 |
| 0,80 | 0,7588 | 1,223 | 0 | 1 |
| 0,85 | 0,7450 | 1,202 | 0 | 1 |
| 0,90 | 0,7318 | 1,184 | 0 | 1 |
| 0,95 | 0,7192 | 1,168 | 0 | 1 |
| 1 | 0,7071 | 1,155 | 0 | 1 |

EJEMPLO 6.4

Especificar el amortiguamiento necesario para la máquina de los ejemplos anteriores si se desea evitar que la fuerza sobre el piso llegue a ser mayor que el 50% del valor que había sin aislación a la velocidad de régimen (2000 rpm).

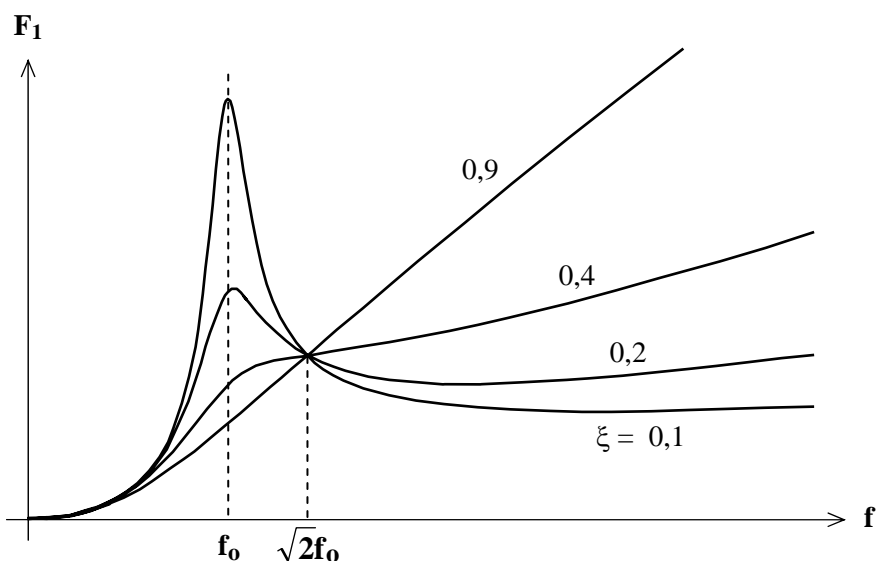


Figura 6.8. Fuerza transmitida por una máquina rotativa montada sobre una aislación elástica amortiguada en función de la frecuencia f para diversos valores de ξ .

Solución: Supondremos que se utiliza el aislador que ya habíamos calculado y que sólo nos proponemos complementarlo con un amortiguamiento apropiado. Entonces la frecuencia de resonancia deberá ser la obtenida en el ejemplo 6.2:

$$\omega_0 = 63 \frac{1}{\text{seg}}$$

Aunque todavía no hemos calculado ξ podemos suponer que es pequeño (lo cual luego debería verificarse) y que por lo tanto la fuerza sobre el piso es máxima cerca de ω_0 . La fuerza original a esta velocidad es

$$F(\omega_0) = \omega_0^2 r m = 159 \text{ N}$$

A la velocidad de régimen, sin aislación, teníamos

$$F(\omega) = \omega^2 r m = 1754 \text{ N}$$

Dado que la fuerza máxima transmitida (que por nuestra suposición se da en ω_0) debe ser menor que el 50% de este valor, deberá cumplirse

$$F_1(\omega_0) = TF(\omega_0) F(\omega_0) < 0,50 \times 1754 \text{ N} = 877 \text{ N} ,$$

de donde

$$TF_{\text{máx}} = TF(\omega_0) = \frac{877 \text{ N}}{159 \text{ N}} = 5,5 .$$

De la tabla 6.3 resulta que

$$\xi \cong 0,1 .$$

Con este valor (que en efecto es pequeño, corroborando nuestra suposición), podemos calcular el verdadero **TF**. Resulta

$$\mathbf{TF} = 0,12 .$$

Vemos que, a causa del amortiguamiento **TF** ha aumentado ligeramente respecto a su valor anterior de **0,1**.

NOTA: Observemos que a la velocidad angular $\omega_{\text{máx}}$, es decir donde **TF** es máximo (aproximadamente igual a ω_0), la fuerza es todavía pequeña, ya que la fuerza crece con el cuadrado de la velocidad angular. Por esa razón no son tan graves las consecuencias de atravesar la resonancia durante el proceso de aceleración. En nuestro ejemplo, $\omega_{\text{máx}} = 63 \text{ 1/seg}$, mientras que $\omega = 209 \text{ 1/seg}$, lo cual implica que la fuerza aumenta **11** veces entre la resonancia y la velocidad nominal. Mientras tanto, **TF** se redujo de **5,5** a **0,12**, es decir que se redujo **46** veces. El resultado neto es que la fuerza en resonancia es sólo $46/11 = 4,2$ veces mayor que en estado de régimen.

6.7. BASES INERCIALES

En algunos casos es necesario montar la máquina que se quiere aislar sobre una **base inercial**, es decir un soporte rígido masivo, que a su vez se encuentra aislado de la estructura del edificio en la forma ya analizada. En la figura 6.9. se muestra una disposición de este tipo.

Algunas de las situaciones que conducen a este tipo de montaje son las siguientes:

a) Cuando la frecuencia natural requerida para cumplir con determinado requisito de transmisión de fuerza **TF** es demasiado baja. En este caso, dado que $\omega_0 = \sqrt{k/m}$, la constante elástica del aislador resultaría también demasiado baja, lo cual tiene dos consecuencias:

- 1) la amplitud de las vibraciones sería también grande, lo cual en muchos casos no es compatible con el funcionamiento de la máquina, y
- 2) al ser el aislador tan blando, sería sensible a las vibraciones laterales, provocando una inestabilidad del montaje.

En este caso, el agregado de una masa considerable solidaria a la máquina permite aumentar **k**, ya que

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m + M}} . \quad (6.41)$$

Como la masa equivalente $m + M$ es mayor que la de la máquina, se puede incrementar **k** sin modificar ω_0 .

b) Cuando el centro de masa está muy por encima de los aisladores (resortes). En este caso también cabe esperar inestabilidad del montaje, que puede corregirse colocando una base masiva, ya que de esa forma el nuevo centro de gravedad descende. Éste debería estar en un plano que corte a los aisladores, y un criterio práctico es que la distancia vertical entre el centro de gravedad y los apoyos sea menor que $1/3$ de la distancia entre apoyos sucesivos (figura 6.10).

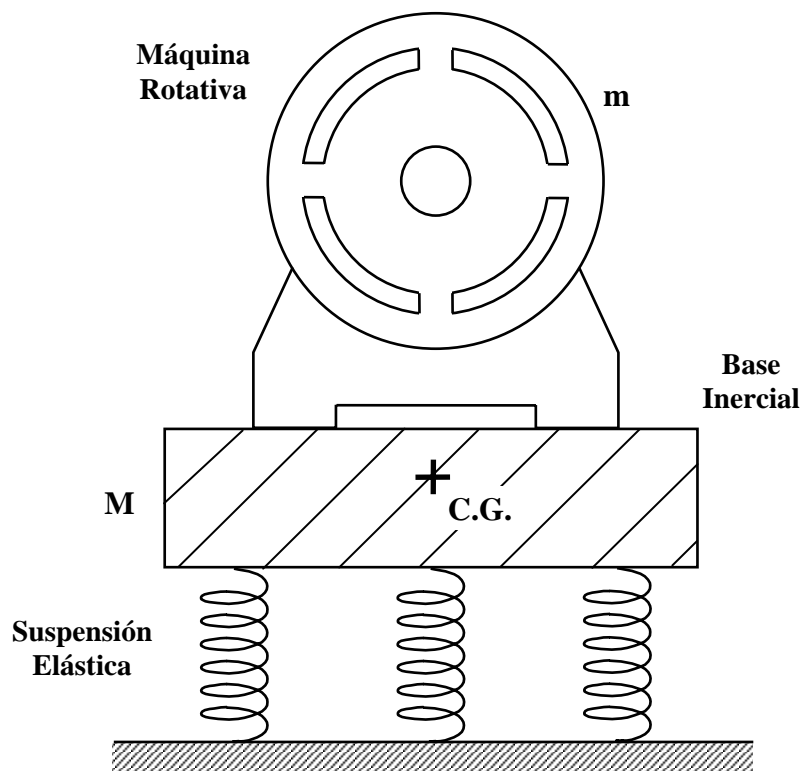


Figura 6.9. Máquina rotativa sobre una base inercial. La cruz indica la posición final del centro de gravedad (C.G.) del conjunto.

c) Cuando la máquina requiere una base rígida. Algunas maquinarias carecen de la suficiente rigidez estructural, y por lo tanto deben estar amuradas a una base rígida. El apoyo directo sobre los aisladores provocaría deformaciones inadmisibles de la maquinaria dado que no necesariamente todos los aisladores vibrarían con la misma fase. La base inercial cumple también esta función.

Las bases inerciales se fabrican en general de hormigón, ya sea en forma de bloques prefabricados, o volcado in situ por medio de diversas técnicas.

EJEMPLO 6.5

Un compresor con una masa de **150 kg** produce vibraciones de **40 Hz** que se transmiten a la estructura con una fuerza máxima en dirección vertical de **2200 N**. Se requiere reducir la fuerza transmitida hasta un valor menor de **20 N**. Si la máxima

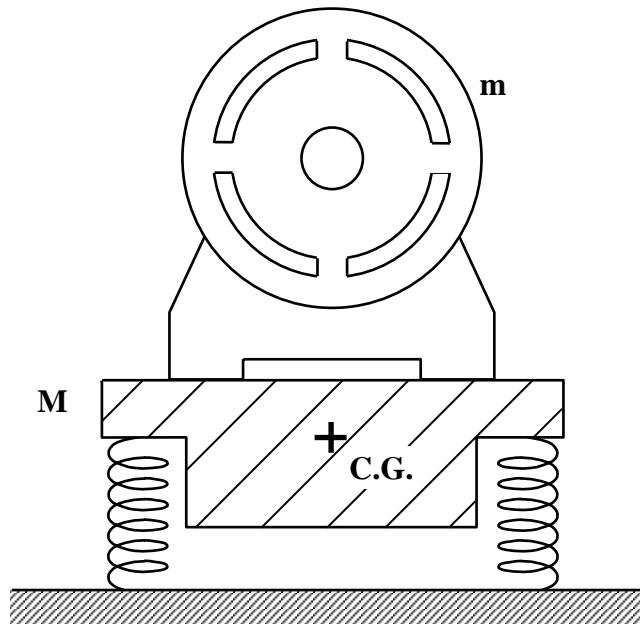


Figura 6.10. La base inercial ha sido conformada de tal modo que el centro de masa quede próximo a la línea de apoyo sobre los aisladores.

amplitud de vibración admisible es, por especificación, **0,1 mm**, dimensionar la constante elástica y la masa de una base inercial apropiadas.

Solución: Se requiere $TF \leq 20/2200 \approx 0,0091$. De la ecuación 6.25 resulta

$$f_0 = f \sqrt{\frac{0,0091}{1 + 0,0091}} = 3,8 \text{ Hz} .$$

Dado que la máxima fuerza resultante es proporcional a través de la constante elástica a la amplitud de las vibraciones, resulta

$$k = \frac{F_1}{X} = \frac{20}{0,0001} = 200000 \text{ N/m} .$$

y por consiguiente

$$M + m = \frac{k}{(2\pi f_0)^2} = 351 \text{ kg} .$$

De aquí resulta que la base inercial tendrá que tener una masa $M = 201 \text{ kg}$.

6.8. IMPORTANCIA DE LAS CAÑERÍAS DE CONEXIÓN

En muchas máquinas existen conexiones semirrígidas con la estructura mediante cañerías que llevan o traen líquidos, gases o electricidad. Dichos caños constituyen

sistemas mecánicos cuya constante elástica puede ser varias veces superior a la de los aisladores.

Si llamamos k_a a la constante de los aisladores y k_c a la de los caños, la constante resultante es:

$$k = k_c + k_a . \quad (6.42)$$

Vemos que si $k_c \gg k_a$ se tiene $k \cong k_c$, de manera que la función de los aisladores *queda totalmente desvirtuada*. La frecuencia de resonancia se eleva, y *hasta es posible que resulte TF > 1*.

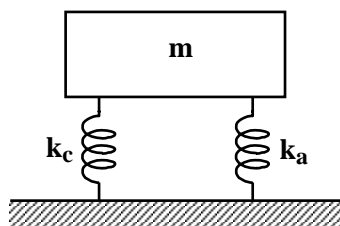


Figura 6.11. Modelo de un dispositivo con aislación elástica (k_a) conectado a la estructura por medio de caños semirrígidos (k_c).

La solución a esto es utilizar en todos los casos conexiones flexibles cuya elasticidad residual pueda despreciarse frente a k_a .

6.9. PISOS FLOTANTES

Se denomina **piso flotante** a un piso independiente de la estructura (cimientos o losa), apoyado sobre ésta por medio de algún material o estructura elástica. El concepto de piso flotante es, pues, muy similar al de base inercial, agregándose el efecto de aislación acústica del propio piso flotante entre la losa original y el ambiente acústico. En la figura 6.12 se muestra un ejemplo esquemático de piso flotante y su modelo de masa y resorte asociado.

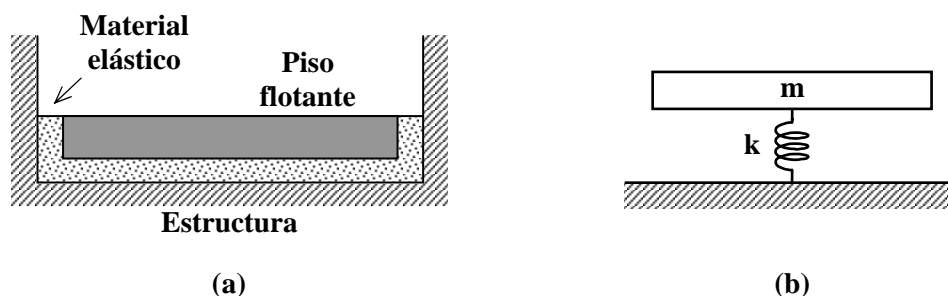


Figura 6.12. (a) Esquema de instalación de un piso flotante sobre un colchón de material elástico (b) Modelo físico con una masa y un resorte.

El piso flotante permite no sólo reducir la transmisión a la estructura de las vibraciones generadas en el recinto (por ejemplo el ruido de impacto ocasionado por la caída de objetos o por las pisadas) sino también reducir el ruido aéreo.

EJEMPLO 6.6

Se construye un piso flotante de hormigón de **8 cm** de espesor sobre paneles de lana de vidrio de **20 mm** de espesor cuya rigidez dinámica por unidad de superficie es de $10 \times 10^6 \text{ N/m}^3$. Determinar en cuanto se reducen los esfuerzos transmitidos a la estructura en la región de **100 Hz** en adelante.

Solución: Dado que el hormigón tiene una densidad de 2400 kg/m^3 , la densidad superficial es de $2400 \times 0,08 = 192 \text{ kg/m}^2$. Esto implica que la frecuencia natural del conjunto será

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{10 \times 10^6}{192}} = 36,3 \text{ Hz}.$$

Resulta

$$TF \leq \frac{1}{(100/36,3)^2 - 1} = 0,15.$$

En realidad, para frecuencias mayores la atenuación crecerá rápidamente.

6.9.1. RUIDO DE IMPACTO

Uno de los principales beneficios de los pisos flotantes es la reducción de los **ruidos de impacto**, entendiéndose por tales los ruidos generados por golpes o contacto directo entre un objeto y la superficie. Algunos ejemplos importantes son la caída de objetos y los pasos. Es interesante analizar el caso más simple de un objeto de masa **m** que cae desde una altura **h**. Para simplificar el estudio analítico convendrá suponer que esta caída se repite con una frecuencia **f_r**, ya que de esa forma podremos descomponer la fuerza resultante en serie de Fourier, y luego aplicar a cada componente de frecuencia **n** el coeficiente de transmisión de fuerza correspondiente.²

Supondremos que el impacto es de duración **τ** muy corta con respecto al periodo de repetición **T_r = 1/f_r**, y que el objeto no rebota al chocar contra el piso. Llamando **F(t)** a la fuerza generada durante el contacto, resulta ser una función periódica (ver figura 6.13 a) cuyo desarrollo en serie de Fourier se expresa como

$$F(t) = \sum_{n=0}^{\infty} F_n \cos n 2\pi f_r t, \quad (6.43)$$

donde los coeficientes **F_n** se pueden obtener de

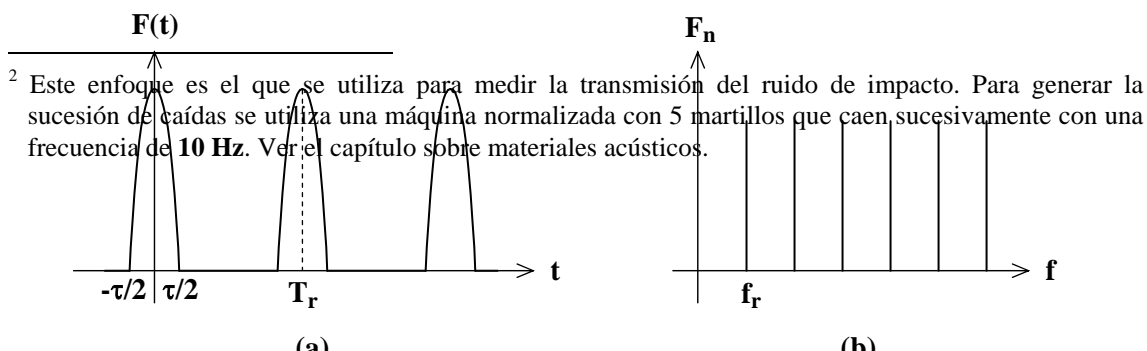


Figura 6.13. (a) Sucesión de impactos de corta duración (b) Espectro resultante

$$\mathbf{F}_n = \frac{2}{T_r} \int_{-T_r/2}^{T_r/2} \mathbf{F}(t) \cos n 2\pi f_r t dt . \quad (6.44)$$

Dado que en el periodo T_r la función $\mathbf{F}(t)$ sólo es no nula muy cerca de $\mathbf{0}$, para frecuencias no demasiado altas es válido suponer que $\cos n 2\pi f_r t \cong 1$, de manera que

$$\mathbf{F}_n \cong 2 f_r \int_{-T_r/2}^{T_r/2} \mathbf{F}(t) dt . \quad (6.45)$$

La integral es el *impulso* de la fuerza $\mathbf{F}(t)$ en el periodo de repetición de la caída, que, por la segunda ley de Newton es igual al cambio en la *cantidad de movimiento* (o *momentum*):

$$\int_{t_1}^{t_2} \mathbf{F}(t) dt = \Delta(\mathbf{m} \cdot \mathbf{v}) . \quad (6.46)$$

Nótese que, en tanto el impacto sea muy corto, la forma específica de $\mathbf{F}(t)$ no tiene importancia. En este caso, la velocidad con que el objeto cae es

$$\mathbf{v} = -\sqrt{2gh} , \quad (6.47)$$

donde \mathbf{g} es la aceleración de la gravedad y \mathbf{h} la altura desde la cual cae. Dado que no se produce rebote, la velocidad luego del choque es $\mathbf{0}$, por lo cual

$$\Delta(\mathbf{m} \cdot \mathbf{v}) = m\sqrt{2gh} . \quad (6.48)$$

Resulta, finalmente:

$$\mathbf{F}_n \cong 2f_r m \sqrt{2gh} . \quad (6.49)$$

En otras palabras, las componentes de la fuerza tienen amplitud constante (figura 6.13 b), ya que el segundo miembro no depende de n (al menos para frecuencias no demasiado altas). Esto implica que la densidad espectral (es decir el valor cuadrático medio por unidad de ancho de banda)

$$\overline{F^2}(f) = \frac{1}{f_r} \left(\frac{F_n}{\sqrt{2}} \right)^2 = 4 m^2 g h f_r, \quad (6.50)$$

es también independiente de la frecuencia f , lo cual se interpreta como que la fuerza es “blanca” (es decir, espectralmente similar al ruido blanco). Según se vio oportunamente, esto implica que el espectro de bandas de octava (o de tercio de octava) crece con la frecuencia.

Al interponer el piso flotante, por encima de la resonancia dichas componentes se atenuarán con el cuadrado de la frecuencia, lo cual muestra la efectividad del piso flotante para atenuar los ruidos de impacto. Subsisten, desde luego, las componentes de baja frecuencia, pero su energía es suficientemente baja como para que en general no constituyan un inconveniente severo.

En caso de recubrir el piso flotante con algún material blando como por ejemplo goma o una alfombra, se incrementará la duración del impacto, y entonces ya no será posible suponer que $\cos n 2\pi f_r t \cong 1$, sobre todo en alta frecuencia. En consecuencia, las componentes espectrales se reducirán todavía más, mejorando considerablemente el resultado obtenido. De hecho, el simple agregado de una alfombra es a menudo una solución económica para controlar buena parte de los ruidos de impacto. El piso flotante permite un control adicional que interpone, además, el efecto de tabique doble (ver capítulo sobre materiales acústicos), constituyéndose además en una excelente barrera para los ruidos puramente acústicos.

Del lado receptor, la potencia acústica radiada puede estimarse mediante la expresión siguiente, válida para una placa excitada por una fuerza senoidal $F \text{ sen } \omega t$, cuya demostración omitiremos:

$$\text{Pot}_{\text{rad}} \cong F_{\text{ef}}^2 \frac{\rho_o}{2\pi \rho_p^2 e^2} \left(\frac{1}{c} + \frac{\sqrt{3} c}{4c_p e f} \frac{\sigma_{\text{rad}}}{\eta} \right), \quad (6.51)$$

donde F_{ef} es la fuerza eficaz aplicada,

ρ_o la densidad del aire,

c la velocidad del sonido en el aire,

ρ_p la densidad de la placa,

c_p la velocidad longitudinal del sonido en la placa,

e el espesor de la placa,

f la frecuencia,

σ_{rad} la eficiencia de radiación y

η el factor de pérdidas por disipación y por transmisión desde la placa a la estructura.

El primer término dentro del paréntesis corresponde a la potencia radiada por la zona inmediatamente próxima al punto del impacto (campo vibratorio “directo”), mientras que el segundo corresponde a la potencia radiada por el campo vibratorio “reverberante”. Para frecuencias menores que la frecuencia crítica (es decir la frecuencia a partir de la cual se produce el efecto de coincidencia), σ_{rad} es muy pequeño, y para frecuencias superiores se aproxima a 1. Para muy bajas frecuencias (subsónicas en la mayor parte de los casos prácticos) predomina el primer término, y a

partir de cierta frecuencia bastante menor que la frecuencia crítica pasa a predominar el segundo término (excepto a muy alta frecuencia). Vemos que a igualdad de la fuerza eficaz, la potencia radiada disminuye con la frecuencia, y también se observa que cada vez que se duplica el espesor de la placa, la potencia radiada disminuye **8** veces, es decir que el nivel de presión sonora se reducirá en **9 dB**. Con un piso flotante sobre una losa se evita tener que controlar la transmisión del ruido de impacto por medio de un aumento excesivo del espesor de la losa.

6.10. MATERIALES PARA AISLACIÓN DE VIBRACIONES

Para $\delta = 10$ a **100 mm**, aproximadamente, se utilizan resortes helicoidales. Para $\delta = 2$ a **10 mm**, se suelen utilizar apoyos elásticos como goma, neopreno, etc.. También se utilizan almohadillas de fibra de vidrio en compresión, así como hojas de corcho. Existen algunos productos que combinan simultáneamente aislación y amortiguamiento. Tal es el caso de los resortes cubiertos de neopreno (o caucho) o bien resortes rellenos de viruta metálica.

Para pisos flotantes se utilizan también pads (almohadillas) de neopreno, que consisten en estructuras ranuradas como la indicada en la figura 6.14. Esta estructura reduce

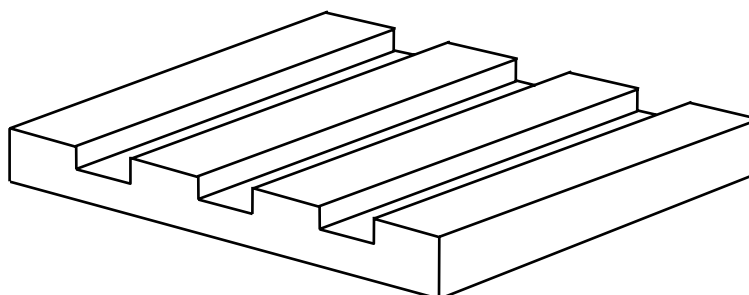


Figura 6.14. Pad de neopreno ranurado para reducir la constante elástica resultante.

la constante elástica, permitiendo obtener una menor frecuencia natural. También se utilizan paneles rígidos de lana de vidrio que actúan en compresión. En este caso, se colocan los paneles cubriendo ajustadamente la losa, y se complementa con “zócalos” perimetrales del mismo material, formando una especie de encofrado. Luego de aplicar polietileno de **0,1 mm** para evitar escurrimientos, se hace un contrapiso de hormigón de varios centímetros de espesor, que constituirá el piso flotante propiamente dicho. Es necesario tener en cuenta que el comportamiento del material es no lineal, ya que su rigidez dinámica (constante elástica) aumenta al aumentar la carga. En otras palabras, si la carga es excesiva la frecuencia de resonancia puede resultar mayor de lo previsto, por lo cual el piso flotante pierde efectividad³.

³ Al aumentar la rigidez, el material intermedio va perdiendo su cualidad de aislador de vibraciones, tendiendo a comportarse más como un puente mecánico.

A los efectos de aislar vibraciones a través de cañerías se utilizan conexiones flexibles articulables como la indicada en la figura 6.15. Según la aplicación se los fabrica de goma, plástico reforzado o acero.

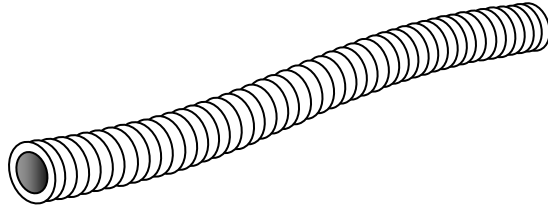


Figura 6.15. Caño flexible para conexiones y articulaciones antivibratorias.

En el caso en que se deba utilizar cañerías que atraviesan un piso flotante será, desde luego, necesario recurrir a este tipo de conexiones.

CAPÍTULO 7

MATERIALES ACÚSTICOS

7.1. INTRODUCCIÓN

Hemos visto en capítulos anteriores que las propiedades acústicas de los materiales que constituyen un recinto acústico determinan en gran medida el comportamiento del sonido dentro y fuera del mismo. Sin embargo, cuando se trata de lograr un control del ruido con especificaciones rigurosas, las características naturales o espontáneas que presentan los materiales de construcción, revestimiento o ensamblado no son suficientes para satisfacer tales especificaciones. En ese caso se hace necesario recurrir a materiales y estructuras especialmente formulados o acondicionados para tener propiedades acústicas sobresalientes. Estos materiales se denominan materiales acústicos.

En términos generales, la finalidad de los diversos materiales acústicos es reducir la energía acústica indeseable o perjudicial y optimizar la distribución de los sonidos útiles. Aunque un mismo material puede cumplir varias funciones a la vez, resulta interesante establecer las siguientes categorías:

a) Materiales absorbentes: absorben la energía acústica de las ondas que inciden en su superficie transformándola en calor, y reduciendo por consiguiente la energía acumulada en un recinto. Poseen un coeficiente de absorción sonora considerable.

b) Materiales aislantes: impiden la propagación del sonido de un recinto a otro. Su pérdida de transmisión es elevada.

c) Materiales difusores: contribuyen a lograr un campo sonoro más difuso en un recinto, y por consiguiente permiten controlar resonancias y otros defectos acústicos.

Antes de entrar en profundidad en cada categoría, hagamos una descripción somera de cada una de ellas.

a) Materiales absorbentes

Son en general materiales porosos con poros abiertos e interconectados (figura 7.1). La absorción de energía acústica se realiza por dos mecanismos: 1) la transformación de la energía acústica en energía mecánica (a través de la elasticidad del material) y su posterior disipación por fricciones internas del propio material, y 2) la fricción viscosa entre el aire y el material en los intersticios comunicados de la estructura, con disipación de calor.

Los materiales absorbentes, por su propia estructura suelen ser livianos, y por consiguiente no son en general buenos aisladores del sonido. A esto se agrega el hecho de que son permeables (es decir, que el aire puede fluir a través de ellos), lo cual contribuye al pasaje de las ondas sonoras a través de los espacios interconectados. Estas características tienen otra importante consecuencia, y es que el desempeño de esos materiales, en particular su coeficiente de absorción, depende considerablemente del tipo de montaje de los mismos sobre las superficies a tratar acústicamente. La razón de ello es que al ser atravesados por una fracción importante de la energía, la misma puede reflejarse sobre la superficie tratada (en general muy reflectora) y retornar al recinto. Como ejemplo extremo, una ventana abierta absorbe el 100% de la energía sonora

incidente. Sin embargo, la misma ventana apoyada sobre una pared cerrada de hormigón ¡reflejará el 98% de la energía recibida!

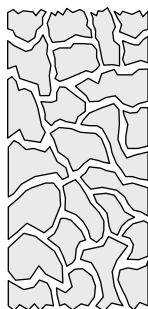


Figura 7.1. Estructura con poros abiertos interconectados típica de un material absorbente acústico.

b) Materiales aislantes

En general son poco o nada porosos y muy masivos, ya que según vimos la pérdida de transmisión de un tabique aumenta con el logaritmo de su masa por unidad de superficie. Por tener gran densidad, la impedancia acústica ($Z = \rho_0 c$) es mucho mayor que la del aire, y por consiguiente la mayor parte de la energía incidente es reflejada. En otras palabras, el coeficiente de absorción sonora es pequeño, resultando entonces malos absorbentes.

De las expresiones de la pérdida de transmisión se concluye que si se duplica el espesor de una pared o tabique la pérdida de transmisión se incrementa en menos de **6 dB**. Esa misma cantidad de material aislante puede utilizarse mucho más eficientemente si se subdivide en dos o más tabiques separados entre sí cierta distancia por aire u otra sustancia elástica. Esta mejora puede explicarse del siguiente modo. Con referencia a la figura 7.2, si en la superficie 1 incide una onda con presión p_1 , la pared se mueve con una velocidad v_1 , y por la relativa rigidez de los tabiques, la velocidad de la superficie 2 será $v_2 = v_1$. Si la capa de aire es suficientemente gruesa, la vibración de la superficie 2 producirá una presión $p_2 = \rho_0 c \cdot v_2$. Esta presión se propaga hacia la superficie 3, provocando un movimiento del segundo tabique con velocidad $v_3 \ll v_2$ debido a que la impedancia acústica de dicho tabique es mucho más alta que la del aire. Si la pared fuera maciza, es decir, si las superficies 2 y 3 estuvieran en contacto, sería $v_3 = v_2$ (en este caso v_1 y por lo tanto v_2 sería la mitad de su valor para paredes divididas pues la masa de la pared maciza es el doble). En conclusión, la pérdida de transmisión resulta **más elevada.** Este

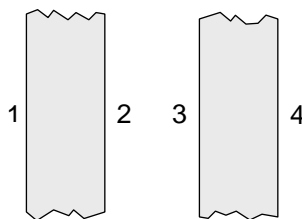


Figura 7.2. Tabique doble utilizado para mejorar la aislación acústica de una pared divisoria.

efecto es más notorio cuanto mayor sea la separación en relación a la longitud de onda que se quiere bloquear. Cuando, por el contrario, la separación es pequeña, la capa de aire se torna demasiado rígida y entonces v_3 se aproxima a v_2 .

c) Materiales difusores

Son materiales acústicos cuyo propósito es lograr una mayor difusión del campo sonoro, lo cual tiende a corregir la existencia de modos normales y resonancias, así como puntos focales (donde se concentran ondas sonoras) y de vacíos acústicos (donde se anula el campo sonoro). Su utilización no es muy frecuente en nuestro medio todavía, recurriéndose a la metodología clásica consistente en distribuir materiales absorbentes en forma algo irregular, o en diseñar geoméricamente los recintos evitando las simetrías, incluyendo cuñas, protuberancias, paredes inclinadas, etc.

Los materiales difusores, en cambio, poseen estructuras superficiales complejas, a menudo dictadas por consideraciones teóricas que llevan a utilizar canaletas de dimensiones y separación bien definidas según el rango de frecuencias para el cual se quiere mejorar la difusión, o bien cavidades de diversas profundidades, o protuberancias prismáticas de varias alturas. En todos los casos se busca lograr una interferencia entre ondas reflejadas a diferentes distancias. Esta interferencia genera ondas secundarias divergentes. En otras palabras, cuando una onda plana incide sobre este tipo de materiales, la misma se refleja en todas direcciones.

7.2. LOS MATERIALES ABSORBENTES

Las especificaciones más usuales de estos materiales son el **coeficiente de absorción sonora** de incidencia aleatoria, α , y el **coeficiente de reducción de ruido**, **NRC**. El coeficiente α fue definido anteriormente como la fracción de la energía acústica incidente en la superficie que es absorbida, promediada sobretodos los ángulos de incidencia posibles. Si bien es posible medir un coeficiente de absorción sonora de incidencia normal, ello sólo tendría aplicación para calcular la constante de tiempo o el tiempo de reverberación correspondiente a modos normales axiales de vibración de un recinto. El coeficiente de absorción sonora depende mucho de la frecuencia, tendiendo en general a aumentar con ella. Se especifica en bandas de octava o d tercios de octava, utilizando en cada caso las correspondientes frecuencias normalizadas.

El coeficiente de reducción de ruido **NRC** se define como el promedio de los valores de α a **250 Hz, 500 Hz, 1 kHz y 2 kHz**:

$$\text{NRC} = \frac{\alpha_{250} + \alpha_{500} + \alpha_{1000} + \alpha_{2000}}{4} \quad (7.1)$$

Este coeficiente permite establecer comparaciones rápidas entre diversos materiales absorbentes por medio de un valor único, pero debe tomarse con cautela, ya que materiales con comportamiento muy diferente podrían tener similares valores de NRC.

Al proporcionar los valores de α y **NRC** es importante especificar el tipo de montaje utilizado en la determinación de dichos parámetros, ya que como se consignó anteriormente, la absorción sonora depende mucho del montaje. El montaje más sencillo, denominado tipo A, consiste en apoyar directamente el material absorbente

sobre la superficie a tratar, y es el que se utiliza más habitualmente en la medición. Cuando no se indica el montaje, se supone que la medición fue realizada con montaje tipo A. Esta suposición es conservativa, dado que en general la absorción mejora al separar el material de la superficie tratada.

7.2.1. INFLUENCIA DEL TIPO DE MONTAJE

Los mecanismos de disipación de energía acústica requieren que exista movimiento relativo entre el aire y el material para que el proceso de fricción pueda llevarse a cabo. Más cuantitativamente, si R es el coeficiente de amortiguamiento y v es la velocidad, entonces la potencia disipada será

$$\text{Pot}_D = \text{Fuerza} \times \text{Velocidad} = R \cdot v^2 . \quad (7.2)$$

De aquí se desprende que cuanto más alta sea la velocidad relativa entre las moléculas del aire y el material, mayor será la energía sonora absorbida. Ahora bien, si el material absorbente se encuentra apoyado directamente sobre una superficie rígida, la velocidad de las moléculas de aire en las inmediaciones de la superficie es prácticamente nula, ya que al ser la pared rígida no admite desplazamientos (ver figura 7.3). A medida que nos alejamos de la superficie la velocidad de las partículas irá creciendo hasta alcanzar un máximo cuando la distancia sea igual a $\lambda/4$ (donde $\lambda = \text{longitud de onda} = c/f$). Esto muestra la conveniencia de ubicar el material absorbente alejado de la superficie a tratar (que es en general mucho más rígida). En realidad, dada una separación d entre la pared y el material absorbente, para todas las frecuencias

$$f_n = (2n-1) \frac{c}{4d} \quad (7.3)$$

la velocidad será máxima en la posición del material absorbente y por lo tanto éste se comportará más eficientemente. Sin embargo, habrá otras frecuencias no tan privilegiadas. Particularmente, para las frecuencias $2n \cdot c/4d$, la absorción será mínima. Esto muestra que el simple recurso de separar el material de la pared no resuelve todos los problemas. Una manera segura de obtener resultados óptimos a todas las frecuencias

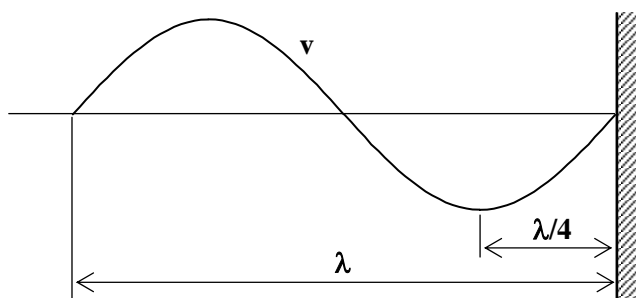


Figura 7.3. Velocidad de las moléculas de aire en una onda sonora senoidal en función de la distancia a la pared.

de interés sería elegir el espesor del material acústico igual a $\lambda_{\text{máx}}/4$, pero ello en general no es muy práctico debido a que para baja frecuencia la longitud de onda se vuelve demasiado grande. Si, por ejemplo, queremos una elevada absorción para $f \geq 250 \text{ Hz}$, ello significará que $\lambda_{\text{máx}} = 1,4 \text{ m}$, lo cual obligaría a elegir un material acústico de **35 cm** de espesor. En la práctica suele ser suficiente con un espesor del orden de $\lambda_{\text{máx}}/10$, lo cual de todos modos implica un tamaño considerable si deseamos una muy buena absorción en las bajas frecuencias.

En algunas situaciones existe una frecuencia predominante (por ejemplo en el caso de una máquina herramienta rotativa), y entonces es posible optimizar el tratamiento superficial mediante una adecuada separación entre la pared y el material acústico. Lo interesante de esto es que el comportamiento de un material de menor espesor se aproxima a uno de espesor mucho mayor, con la consiguiente economía.

Dado que muchos materiales absorbentes son muy blandos (como el poliuretano, la melamina o la lana de vidrio), es necesario protegerlos, en particular cuando se encuentran accesibles. En el caso de la lana de vidrio, también se hace necesario proteger a los usuarios, quienes inadvertidamente podrían tocar la superficie o respirar partículas desprendidas, lo cual constituye un peligro para la salud. Una solución muy difundida es el uso de paneles de madera terciada, placas de chapadur o planchas metálicas perforadas. Las perforaciones hacen que estos materiales se comporten como acústicamente "transparentes", interfiriendo poco con el pasaje de las ondas sonoras hacia el material acústico efectivamente encargado de la absorción. Existen en el mercado materiales fibrosos (celulósicos) perforados que son aún más efectivos, ya que por ser fibrosos por sí solos absorben parte de las altas frecuencias.

En la Tabla 7.1 se detallan los diferentes tipos de montaje y sus designaciones normalizadas (ver figura 7.4).

Tabla 7.1. Tipos de montaje de los materiales acústicos.

| Montaje | Descripción |
|---------------|---|
| Tipo A | El material acústico se apoya directamente contra una superficie rígida. |
| Tipo B | El material acústico se cementa en puntos aislados a una placa de yeso dejando un mínimo espacio de aire (3 a 4 mm) entre ambos. |
| Tipo C | El material acústico se encuentra protegido por una placa perforada directamente yuxtapuesta al mismo, y el conjunto separado por una distancia en mm especificada después de la "C". |
| Tipo D | El material se encuentra separado por una distancia en mm (especificada luego de la "D") de la superficie a tratar, por medio de listones de madera. |
| Tipo E | El material se instala colgando de un cielorraso por medio de una suspensión metálica, dejando un espacio de aire cuyo espesor en mm se especifica a continuación de la "E". |
| Tipo F | El material se encuentra montado sobre una chapa metálica a una distancia en mm especificada luego de la "F". |

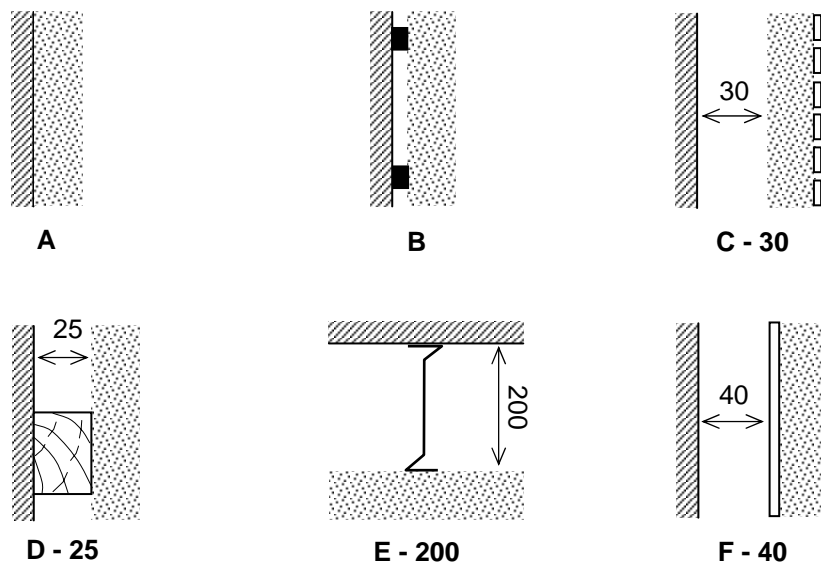


Figura 7.4. Tipos de montaje de los materiales absorbentes acústicos.

Teniendo presente lo que se ha indicado en la sección anterior, para una misma muestra de material acústico los distintos tipos de montaje pueden exhibir diferentes coeficientes de absorción sonora. Por esta razón siempre debería especificarse el montaje sobre el cual se realiza el ensayo, aunque lamentablemente no siempre es así.

7.2.2. INFLUENCIA DE LA FRECUENCIA

Para un material de composición, textura y geometría dados, el coeficiente de absorción sonora depende fuertemente de la frecuencia. Ello se debe, entre otras cosas a la relación entre la efectividad de la disipación de energía sonora en forma de calor y la proporción de la longitud de onda sobre la que actúa el material. El análisis es similar al de la sección anterior. En general la absorción aumenta con la frecuencia, como se ilustra en la figura 7.5, aunque puede haber excepciones, sobre todo en los montajes C a F.

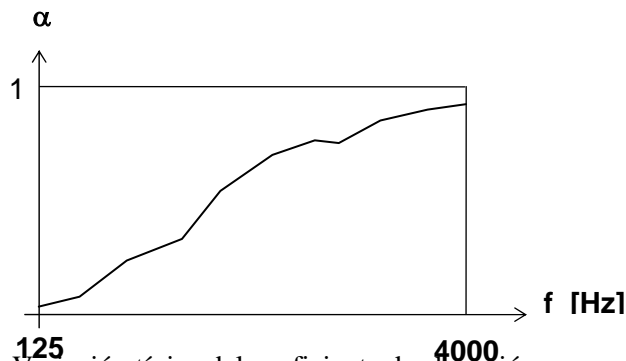


Figura 7.5. Variación típica del coeficiente de absorción sonora con la frecuencia

7.2.3. INFLUENCIA DEL ESPESOR

A diferencia de lo que sucede con un tabique rígido, que se comporta a la vez como una masa y como transmisor de la velocidad, un material absorbente de gran porosidad se comporta en cierta forma como una tubería en la cual el efecto de atenuación de energía sonora en el aire se incrementa debido a las múltiples oportunidades de fricción que encuentra la onda en su trayecto. Por este motivo, la energía de una onda sonora que incide sobre este tipo de material se reduce exponencialmente con la distancia de penetración, o, lo que es lo mismo, el nivel de presión sonora en **dB** se reduce linealmente con el espesor de la muestra.

En el caso ideal de un material absorbente de espesor infinito, la absorción sonora sería función exclusivamente de la relación entre las impedancias acústicas específicas del aire y del material. Para un buen material absorbente formado en su mayor parte por aire (como la lana de vidrio o la espuma de poliuretano), estas impedancias acústicas no son muy diferentes y por lo tanto el coeficiente de absorción sonora sería muy alto, o, lo que es lo mismo, la energía reflejada sería muy pequeña.

En el caso real, siempre hay detrás (tal vez a cierta distancia, como en el montaje tipo C) alguna superficie de mayor rigidez sobre la cual se refleja la mayor parte de la onda. Esta energía reflejada es de hecho mucho mayor que la que refleja la superficie del recubrimiento absorbente por el efecto de desadaptación de las impedancias acústicas. Entonces, la cantidad de energía que en apariencia se refleja de la superficie absorbente agregada, dependerá principalmente del espesor atravesado dos veces por la onda, ya que cuanto mayor sea éste, mayor será la energía disipada (ver figura 7.6) en la estructura absorbente.

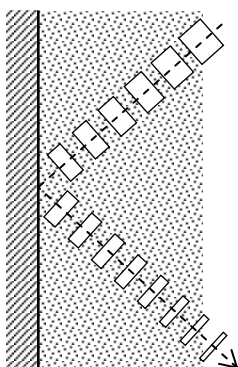


Figura 7.6. Una onda que incide en un material absorbente apoyado sobre una superficie reflectora se atenúa al atravesar el material dos veces.

En resumen, un incremento de espesor aumentará la energía transformada en calor en la estructura porosa interna del material absorbente, lo cual implica un aumento del coeficiente de absorción sonora α en todas las frecuencias. En la figura 7.7 se muestra un caso típico de dos muestras de espesores e_1 y e_2 , donde $e_1 > e_2$. El aumento de α es notable en altas frecuencias. Sin embargo, lograr, mejoras substanciales por debajo de **250 Hz** resulta prohibitivo en general, debido al excesivo espesor que se requeriría. En la práctica se recurre a una conformación superficial en forma de cuñas (**cuñas anecoicas**), que aumenta el número de reflexiones, aumentando así el área equivalente

(ver sección 7.2.6). Cuando los requisitos en bajas frecuencias son muy exigentes, se recurre a estructuras resonantes, las que se estudiarán más adelante.

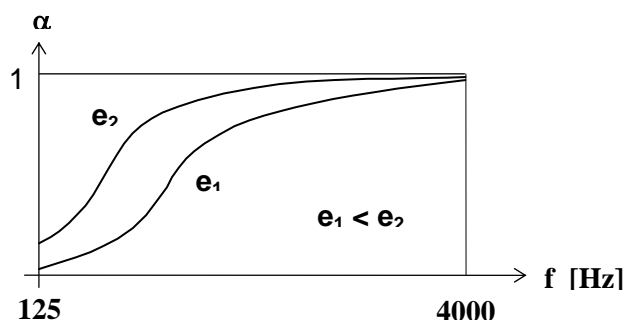


Figura 7.7. Efecto del espesor sobre el coeficiente de absorción sonora en función de la frecuencia.

7.2.4. MATERIALES ABSORBENTES COMO AISLANTES ACÚSTICOS

Llegamos a un punto crucial por las confusiones a que se presta habitualmente, y es la cuestión de si es posible aislar dos recintos vecinos mediante material absorbente. Examinaremos cuidadosamente este punto por medio de un ejemplo.

Consideremos un fieltro de lana de vidrio liviana (14 kg/m^3) de 50 mm de espesor, cuyo coeficiente de absorción a 1 kHz y con montaje estándar tipo A es $\alpha = 0,8$. A partir de estos datos obtendremos una aproximación de la atenuación de energía sonora por unidad de longitud del material a granel. Con referencia a la figura 7.8 (a), podemos plantear

$$\frac{\text{atenuación}}{\text{cm}} = \frac{-10 \log \frac{0,2}{1}}{10 \text{ cm}} = 0,7 \frac{\text{dB}}{\text{cm}} . \quad (7.4)$$

Supongamos que deseamos obtener con este mismo material utilizado como aislante una pérdida de transmisión de 50 dB (ver figura 7.8 b). Veamos qué espesor se requeriría, suponiendo por simplicidad que el ambiente receptor tiene escasa reverberación:

$$PT = 50 \text{ dB} = 0,7 \frac{\text{dB}}{\text{cm}} \cdot e . \quad (7.5)$$

Resulta

$$e = 72 \text{ cm} . \quad (7.6)$$

Este "tabique" es excesivamente grueso, sin contar que se requeriría una importante estructura para sostenerlo, dado que este tipo de fieltro no es autoportante.

Veamos ahora qué espesor se requeriría si en lugar de lana de vidrio se utilizara hormigón (ver figura 7.8 c). Para ello supondremos válida la versión empírica de la *ley de la masa*:

$$PT = 50 \text{ dB} = 18 \log \frac{1000 \cdot 24 \cdot e}{300} , \quad (7.7)$$

de donde resulta

$$e = 7,5 \text{ cm} . \quad (7.8)$$

El espesor necesario es aproximadamente un **10%** del que se requeriría para lograr igual resultado con fieltro de lana de vidrio.

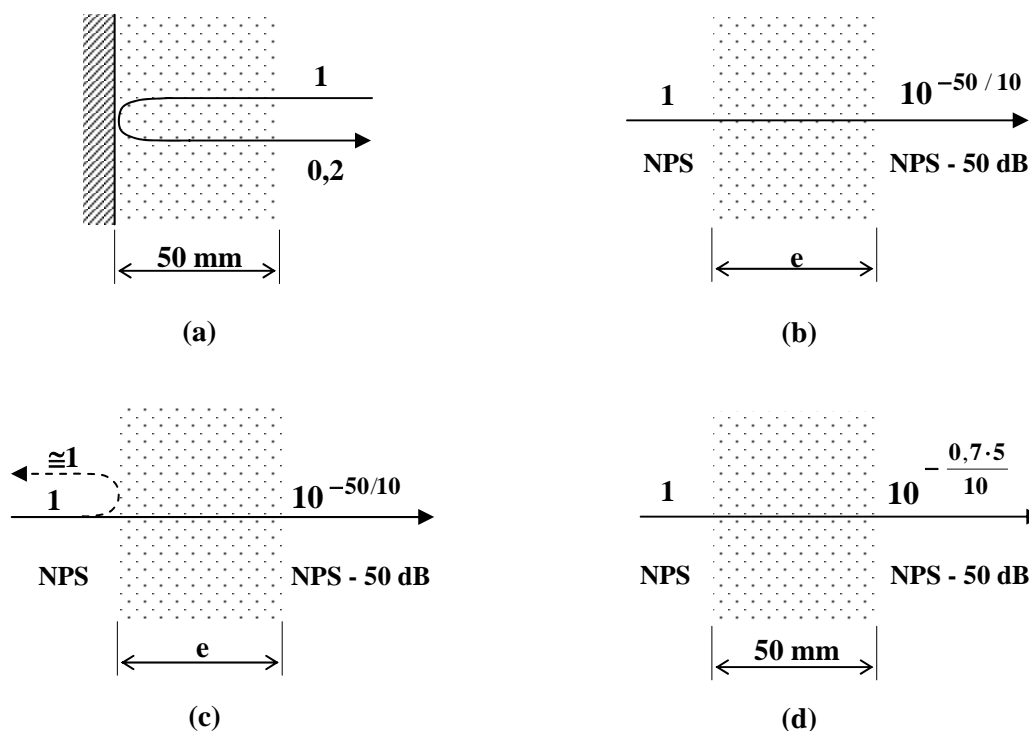


Figura 7.8. Funcionamiento de un material absorbente como aislante acústico. (a) Cálculo de la atenuación por unidad de longitud. (b) Espesor necesario para obtener una pérdida de transmisión de **50 dB**. (c) Ídem anterior reemplazando el material absorbente por un tabique de hormigón. (d) Atenuación obtenida por una capa relativamente delgada de material absorbente.

Calculemos a continuación la pérdida de transmisión **PT** que cabría esperar de una sola hoja de lana de vidrio de **50 mm** de espesor (figura 7.8 d). Dado que ahora la onda cruza una sola vez el fieltro, la atenuación corresponde a **5 cm**, de donde

$$PT = 0,7 \frac{\text{dB}}{\text{cm}} \cdot 5 \text{ cm} = 3,5 \text{ dB} . \quad (7.9)$$

Como se puede apreciar, es una pérdida de transmisión absolutamente insignificante. Obsérvese el contraste entre el buen desempeño como *absorbente sonoro* (ya que $\alpha = 0,8$ es un valor bastante alto) y el pésimo desempeño como *aislante sonoro*.

NOTA: Obsérvese que si se expresa en **dB** la reflexión residual debida a la absorción con montaje tipo A (figura 7.8 a) se obtiene una atenuación de sólo **7 dB** (es decir que el sonido que vuelve al recinto es sólo **7 dB** más débil que el incidente). ¿Por qué **7 dB** equivale a una excelente absorción sonora y en cambio correspondería a una

pobre aislación? La respuesta está en el hecho de que mientras el efecto de la aislación se produce una sola vez, la disipación de energía sonora por absorción se produce a lo largo de cientos o aun miles de reflexiones sucesivas, en cada una de las cuales se pierden **7 dB**.

Como ejemplo final, volvamos al "tabique" de **72 cm** de fieltro de lana de vidrio, y calculemos qué pérdida de transmisión ocasionaría si en lugar de ser un material poroso fuese rígido. En ese caso tendría validez la ley de la masa y entonces la densidad sería

$$\delta = 14 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,72 \text{ cm} \cong 10 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}, \quad (7.10)$$

de donde

$$\text{PT} = 18 \log \frac{1000 \cdot 10}{300} = 27 \text{ dB}. \quad (7.11)$$

Vemos que si fundiéramos toda la lana de vidrio y formáramos una única placa sólida, la aislación no sería tan alta como lo es en su forma original. Esto se debe a las pérdidas por fricción que en el caso en que se compacta y homogeneiza el material se reducen considerablemente.

Este ejemplo nos permite obtener las siguientes conclusiones:

- a) Un material absorbente en general no sirve como aislante acústico.
- b) Si se deseara que funcione como aislante se requeriría un espesor excesivo
- c) Como aislador se comporta mejor que si respondiera a la ley de la masa, pero sucede que por su estructura altamente porosa es demasiado liviano para aprovechar esta cualidad.
- d) En cambio, en un material rígido y de alta densidad hay pocas pérdidas por fricción interna, por lo que la energía que no se transmite es reflejada, volviéndose un absorbente pobre.

7.2.5. INFLUENCIA DE LA DENSIDAD

Ciertos materiales absorbentes, como la lana o fibra de vidrio pueden asumir diversos grados de compactación, aglomerándose con resinas ligeras de endurecimiento por calor. Una vez endurecida, según la proporción de resina se obtienen placas rígidas semirrígidas o fieltros. En todos los casos existe una densidad de equilibrio (esto es, la densidad espontánea al no someterse el material a esfuerzos de compresión), la cual incide en la magnitud de la absorción sonora. Así, se encuentra que para densidades muy bajas la absorción es pequeña. Mientras la densidad se mantenga por debajo de unos **100 kg/m³**, al aumentar la densidad aumenta el coeficiente de absorción sonora. Por encima de dicho valor las fibras están muy aprisionadas, lo cual hace que la resistencia al flujo sea tan alta como para obstruir la propagación de las ondas sonoras por los intersticios, de modo que el coeficiente de absorción sonora vuelve a disminuir. En este caso el material va perdiendo su porosidad para transformarse en casi rígido y homogéneo, de allí que deje de ser un buen absorbente.

7.2.6. TIPOS DE MATERIALES ABSORBENTES

Existen varios tipos de materiales absorbentes disponibles comercialmente. Algunos de ellos, como las alfombras y cortinas están en realidad diseñados para cumplir otro tipo de funciones, como de adorno, protección de superficies, etc., pero cumplen complementariamente un respetable papel en lo que se refiere a absorción sonora. Otros materiales se diseñan especialmente para permitir absorber importantes proporciones de energía acústica. Entre éstos se encuentran las **fibras de vidrio** o **lana de vidrio**, y la **lana mineral** (obtenida por soplado de escoria fundida), que, dotadas de mayor o menor densidad por medio de resinas aglomerantes, permiten diversos grados de absorción. Se fabrican en forma de fieltros o de paneles semirrígidos, que requieren alguna estructura auxiliar para sostenerlos, y en forma de tabiques **autoportantes**. Éstos suelen ser de mayor densidad y alcanzan coeficientes de absorción muy elevados.

Luego están las espumas polímeras de células abiertas, como el **poliuretano** (poliéter y poliéster), la **poliimida** y la **melamina**. Por ser compuestos orgánicos, estas espumas son sensibles en mayor o menor grado a la llama. La melamina tiene la particularidad de no producir llama autopropagante, de modo que en caso de exposición a la llama sólo produce un chamuscamiento local, previniendo la posibilidad de un incendio. Esta es una característica deseable, que justifica la mayor inversión en aquellos casos en que la seguridad sea un factor importante o en los que el riesgo de llama pudiera ser considerable. Estas espumas se fabrican con relieves en forma de **cuñas anecoicas**, como se muestra en la figura 7.9. La designación como “cuñas anecoicas” surge de su aplicación, en otra escala, como material absorbente en las **cámaras anecoicas** (recinto

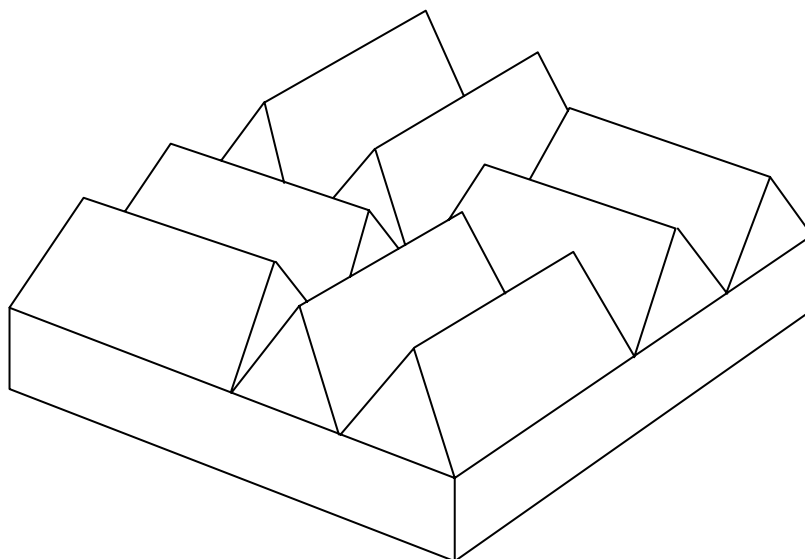


Figura 7.9. Porción de material acústico de espuma polímera siguiendo un patrón superficial con forma de cuñas anecoicas.

sin ecos). Este relieve permite incrementar considerablemente la absorción (reduciendo además la cantidad de material), ya que la superficie equivalente se multiplica por 3 ó más. El principio de las cuñas anecoicas se basa en que dos cuñas vecinas se comportan

como una *trampa de sonido*, es decir que las ondas sonoras quedan momentáneamente confinadas entre ambas, experimentando numerosas reflexiones antes de retornar al ambiente (figura 7.10). En cada reflexión se pierde una fracción de la energía, de manera que la energía final es bastante pequeña.

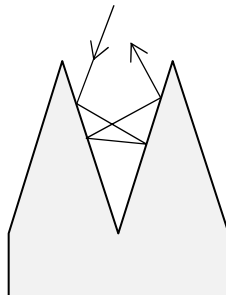


Figura 7.10. Mecanismo por el cual las cuñas anecoicas logran una gran absorción sonora.

Este principio funciona bien mientras la longitud de onda del sonido incidente sea menor que 4 veces las dimensiones de la cuña. Así, una cuña de **15 cm** de altura producirá una absorción casi total hasta una longitud de onda de **60 cm**, esto es, unos **575 Hz**, pero será cada vez menos absorbente para frecuencias menores.

Hay situaciones en las cuales por la forma irregular de la superficie no se puede aplicar un recubrimiento acústico como los ya mencionados, que son esencialmente planos. Si bien las espumas de poliuretano de espesor reducido admiten cierta curvatura, pierden, al curvarse, algo de su eficacia. Para tales casos existen materiales pulverizables a base de fibras de vidrio o celulósicas aglutinadas por medio de resinas, que se aplican sobre la superficie. Cuando el medio aglutinante se seca el material conserva su porosidad. En general la absorción lograda no es muy alta, aunque hay algunas excepciones.

Con respecto a las cortinas y alfombras, su absorción depende del espesor y del tipo. En general aumenta con la frecuencia y con el espesor. El montaje, como en los otros tipos de materiales, incide notablemente en el coeficiente de absorción. Así, una alfombra colocada sobre el piso directamente absorberá menos que si se coloca sobre un bajoalfombra o almohadilla absorbente con poros abiertos de fibras vegetales (como el yute) o de poliéster. Por otra parte, una cortina colocada a cierta distancia de la pared o ventana, aumentará su absorción. También la relación entre el largo real y el del vano que cubre (a veces denominada **relación de drapeado**) influye en la absorción, ya que ésta aumenta al aumentar la cantidad de pliegues y su espesor. Por esta razón, los cortinados densos de los teatros contribuyen a mejorar la acústica reduciéndose el tiempo de reverberación.

En la Tabla 7.2 se proporcionan los coeficientes de absorción sonora de algunos materiales comunes.

7.2.7. ABSORCIÓN POR MEDIO DE ESTRUCTURAS RESONANTES

Los materiales descriptos anteriormente se caracterizan por un rendimiento pobre en las bajas frecuencias, por lo cual en la práctica no son aplicables para corregir deficiencias acústicas en dicha banda originadas en los modos normales de los recintos. Hay dos tipos de estructuras

que pueden utilizarse en este caso. Ambas se basan en la propiedad de los sistemas

Tabla 7.2. Coeficientes de absorción de diversos materiales en función de la frecuencia (según varias referencias). Los valores no suministrados no estaban disponibles.

| Material | Coeficiente de absorción α a la frecuencia | | | | | |
|---|---|------|------|-------|-------|-------|
| | 125 | 250 | 500 | 1.000 | 2.000 | 4.000 |
| Hormigón sin pintar | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,04 |
| Hormigón pintado | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| Ladrillo visto sin pintar | 0,02 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,05 | 0,05 |
| Ladrillo visto pintado | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| Revoque de cal y arena | 0,04 | 0,05 | 0,06 | 0,08 | 0,04 | 0,06 |
| Placa de yeso (Durlock) 12 mm a 10 cm | 0,29 | 0,10 | 0,05 | 0,04 | 0,07 | 0,09 |
| Yeso sobre metal desplegado | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,06 | 0,06 | 0,03 |
| Mármol o azulejo | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,02 |
| Madera en paneles (a 5 cm de la pared) | 0,30 | 0,25 | 0,20 | 0,17 | 0,15 | 0,10 |
| Madera aglomerada en panel | 0,47 | 0,52 | 0,50 | 0,55 | 0,58 | 0,63 |
| Parquet | 0,04 | 0,04 | 0,07 | 0,06 | 0,06 | 0,07 |
| Parquet sobre asfalto | 0,05 | 0,03 | 0,06 | 0,09 | 0,10 | 0,22 |
| Parquet sobre listones | 0,20 | 0,15 | 0,12 | 0,10 | 0,10 | 0,07 |
| Alfombra de goma 0,5 cm | 0,04 | 0,04 | 0,08 | 0,12 | 0,03 | 0,10 |
| Alfombra de lana 1,2 kg/m ² | 0,10 | 0,16 | 0,11 | 0,30 | 0,50 | 0,47 |
| Alfombra de lana 2,3 kg/m ² | 0,17 | 0,18 | 0,21 | 0,50 | 0,63 | 0,83 |
| Cortina 338 g/m ² | 0,03 | 0,04 | 0,11 | 0,17 | 0,24 | 0,35 |
| Cortina 475 g/m ² fruncida al 50% | 0,07 | 0,31 | 0,49 | 0,75 | 0,70 | 0,60 |
| Espuma de poliuretano (Fonac) 35 mm | 0,11 | 0,14 | 0,36 | 0,82 | 0,90 | 0,97 |
| Espuma de poliuretano (Fonac) 50 mm | 0,15 | 0,25 | 0,50 | 0,94 | 0,92 | 0,99 |
| Espuma de poliuretano (Fonac) 75 mm | 0,17 | 0,44 | 0,99 | 1,03 | 1,00 | 1,03 |
| Espuma de poliuretano (Sonex) 35 mm | 0,06 | 0,20 | 0,45 | 0,71 | 0,95 | 0,89 |
| Espuma de poliuretano (Sonex) 50 mm | 0,07 | 0,32 | 0,72 | 0,88 | 0,97 | 1,01 |
| Espuma de poliuretano (Sonex) 75 mm | 0,13 | 0,53 | 0,90 | 1,07 | 1,07 | 1,00 |
| Lana de vidrio (fieltro 14 kg/m ³) 25 mm | 0,15 | 0,25 | 0,40 | 0,50 | 0,65 | 0,70 |
| Lana de vidrio (fieltro 14 kg/m ³) 50 mm | 0,25 | 0,45 | 0,70 | 0,80 | 0,85 | 0,85 |
| Lana de vidrio (panel 35 kg/m ³) 25 mm | 0,20 | 0,40 | 0,80 | 0,90 | 1,00 | 1,00 |
| Lana de vidrio (panel 35 kg/m ³) 50 mm | 0,30 | 0,75 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Ventana abierta | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Vidrio | 0,03 | 0,02 | 0,02 | 0,01 | 0,07 | 0,04 |
| Panel cielorraso Spanacustic (Manville) 19 mm | – | 0,80 | 0,71 | 0,86 | 0,68 | – |
| Panel cielorraso Acustidom (Manville) 4 mm | – | 0,72 | 0,61 | 0,68 | 0,79 | – |
| Panel cielorraso Prismatic (Manville) 4 mm | – | 0,70 | 0,61 | 0,70 | 0,78 | – |
| Panel cielorraso Profil (Manville) 4 mm | – | 0,72 | 0,62 | 0,69 | 0,78 | – |
| Panel cielorraso fisurado Auratone (USG) 5/8" | 0,34 | 0,36 | 0,71 | 0,85 | 0,68 | 0,64 |
| Panel cielorraso fisurado Cortega (AWI) 5/8" | 0,31 | 0,32 | 0,51 | 0,72 | 0,74 | 0,77 |
| Asiento de madera (0,8 m ² /asiento) | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,06 | 0,08 |
| Asiento tapizado grueso (0,8 m ² /asiento) | 0,44 | 0,44 | 0,44 | 0,44 | 0,44 | 0,44 |
| Personas en asiento de madera (0,8 m ² /persona) | 0,34 | 0,39 | 0,44 | 0,54 | 0,56 | 0,56 |
| Personas en asiento tapizado (0,8 m ² /persona) | 0,53 | 0,51 | 0,51 | 0,56 | 0,56 | 0,59 |

| | | | | | | |
|---|------|------|------|------|------|------|
| Personas de pie (0,8 m ² /persona) | 0,25 | 0,44 | 0,59 | 0,56 | 0,62 | 0,50 |
|---|------|------|------|------|------|------|

resonantes de disipar una importante cantidad de energía en las proximidades de su frecuencia de resonancia. Dado que es posible elegir esta frecuencia mediante un adecuado diseño de la estructura, se dispone de un valioso recurso para atacar situaciones que no pueden resolverse con materiales absorbentes convencionales.

Como los modos normales son, de hecho, resonancias, podría preguntarse por qué es posible compensar una resonancia con otra resonancia. Hay dos razones. La primera es que la resonancia agregada está confinada, según veremos, a un volumen separado del ambiente acústico que se quiere controlar. La segunda razón es que en dicho volumen existe una absorción pequeña, pero dado que la energía acumulada allí es muy alta, la potencia disipada también lo será. Por supuesto que es posible agregar material absorbente en el interior del volumen, pero, aunque parezca extraño, el coeficiente de absorción resultante se reduce. Ello se debe a que de esa manera se reduce el campo sonoro acumulado, y la potencia absorbida depende del cuadrado de la presión.

A continuación estudiaremos la absorción por **membrana resonante** y por **resonador de Helmholtz**.

a) Membrana resonante

Consiste en una lámina o placa delgada de madera o metal ubicada sobre un marco o bastidor, encerrando cierto volumen de aire. En la figura 7.11 a se muestra un ejemplo, en el cual parte de la lámina ha sido removida. Si la lámina es poco rígida (lo cual se consigue en la práctica haciéndola suficientemente delgada), el conjunto puede asimilarse a una masa (la lámina) y un resorte (el aire encerrado entre la lámina y la pared). Entonces la frecuencia de resonancia está dada por¹

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho}{d \cdot \rho_{\text{sup}}}} = \frac{60}{\sqrt{d \cdot \rho_{\text{sup}}}} \quad (7.12)$$

donde c es la velocidad del sonido, d la distancia entre la lámina y el fondo, ρ la densidad del aire, y ρ_{sup} la densidad superficial de la lámina (masa por unidad de superficie). En todos los casos las unidades son las del Sistema Internacional (mks).

Este tipo de resonador, debido a la gran superficie, se comporta también como radiador de sonido, razón por la cual su gran absorción teórica se ve reducida

¹ Para demostrarlo, llamemos v a la velocidad de la lámina, p_1 a la presión del lado exterior, p_2 a la presión dentro del volumen, A al área de la lámina, y $V = A \cdot d$ al volumen de aire encerrado. Entonces, por la Tercera Ley de Newton, $(p_1 - p_2) A = \rho_{\text{sup}} A v'$. Suponiendo que las variaciones de presión son rápidas, las compresiones resultan adiabáticas, y entonces $P_2 V^\gamma = \text{cte}$, donde $\gamma = 1,4$ para el aire. Entonces, incrementalmente, $dV = -(V/\gamma P_2) dp_2$. Pero también $dV = -A v dt$, de donde resulta $v = -(V/\gamma P_2 A) dp_2'$. Teniendo en cuenta que $\gamma P_2/\rho = c^2$, y que $V/A = d$, se tiene $v = -(d/c^2) p_2'$. Derivando y reemplazando en la ecuación de Newton, resulta la siguiente ecuación diferencial en p_2 :

$$\frac{\rho_{\text{sup}} \cdot d}{c^2 \rho} p_2'' + p_2 = p_1$$

Esta ecuación tiene una respuesta natural senoidal de frecuencia

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho}{d \cdot \rho_{\text{sup}}}}$$

considerablemente. El coeficiente de absorción que puede lograrse en general es del orden de **0,5**, que a baja frecuencia es todavía un valor bastante alto.

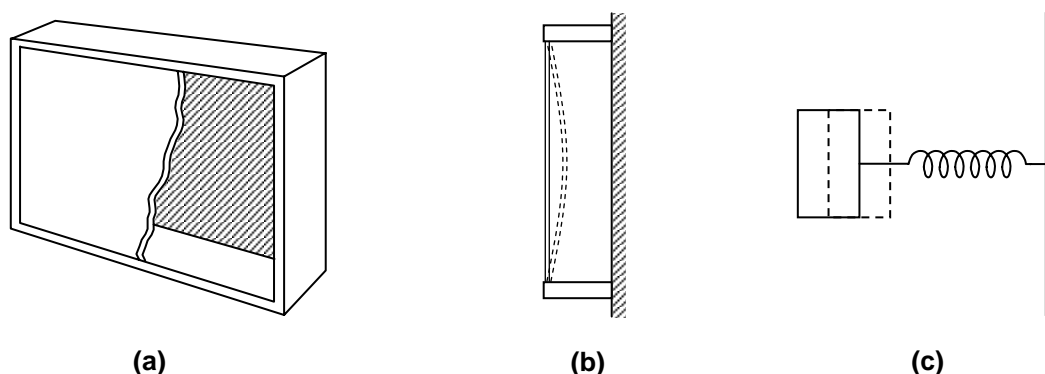


Figura 7.11. (a) Montaje de una membrana resonante. (b) Corte transversal de la estructura en la cual se muestra el desplazamiento hacia adentro como resultado de una sobrepresión externa. (c) Modelo mecánico con una masa y un resorte.

Si se agrega material absorbente dentro de la cavidad, la banda de frecuencias en la que el resonador es efectivo se ensancha, pero el valor de α obtenido se reduce, según puede apreciarse en la figura 7.12.

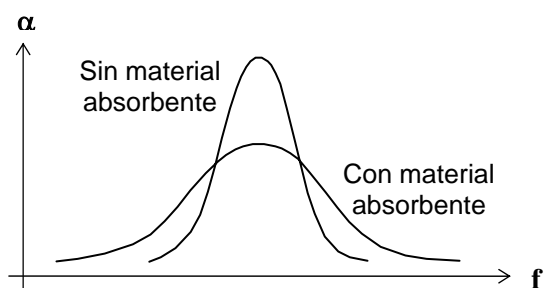


Figura 7.12. (a) Montaje de una membrana resonante. (b) Corte transversal de la estructura en la cual se muestra el desplazamiento hacia adentro como resultado de una sobrepresión externa. (c) Modelo mecánico con una masa y un resorte.

EJEMPLO 7.1.

Con una membrana resonante de aluminio de **0,5 mm** de espesor se quiere controlar una resonancia en **123 Hz** de una habitación de **16 m³** y **76 m²**. Si en esa frecuencia el tiempo de reverberación original es de **3,2 s**, dimensionar el resonador para reducirlo a la mitad. Suponer que $\alpha_{\text{res}} = 0,5$.

Solución: Determinemos primero la distancia de la membrana a la pared. La densidad superficial es $0,0005 \text{ m} \times 2700 \text{ kg/m}^3 = 1,35 \text{ kg/m}^2$. Entonces:

$$d = \frac{1}{\rho_{\text{sup}}} \left(\frac{60}{f} \right)^2 = 17,6 \text{ cm.}$$

Ahora obtengamos la superficie requerida. Para ello tengamos en cuenta que

$$T \cong 0,161 \frac{V}{\bar{\alpha} S}.$$

Entonces, para reducir T a la mitad bastará con aumentar $\bar{\alpha}$ al doble. Tenemos

$$\bar{\alpha} = 0,16 \frac{V}{T \cdot S} = 0,0105.$$

Requerimos ahora que

$$\frac{\bar{\alpha} (S - S_{\text{res}}) + \alpha_{\text{res}} \cdot S_{\text{res}}}{S} = 2\bar{\alpha},$$

de donde

$$S_{\text{res}} = \frac{\bar{\alpha} S}{\alpha_{\text{res}} - \bar{\alpha}} = 1,63 \text{ m}^2.$$

Esta superficie se consigue con una membrana de $1 \text{ m} \times 1,63 \text{ m}$. En un caso práctico podría mejorarse el aspecto estético con una pintura o póster adherido a la lámina de aluminio.

b) Resonador de Helmholtz

Consiste en un volumen semicerrado que se comunica con el ambiente acústico por medio de un pequeño conducto. Si la longitud de onda es mucho mayor que la longitud del conducto, el aire contenido en éste se mueve en bloque como si fuera un pistón (figura 7.13). Nuevamente nos encontramos ante un sistema análogo a una masa (el aire en el cuello del resonador) y un resorte (el aire que se comprime en el interior de la cavidad.). Si el volumen de ésta es V , la

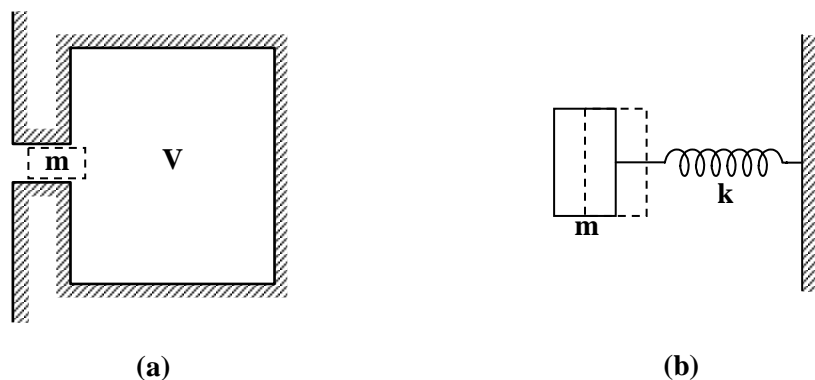


Figura 7.13. (a) Esquema de un resonador de Helmholtz. (b) Modelo mecánico con una masa y un resorte.

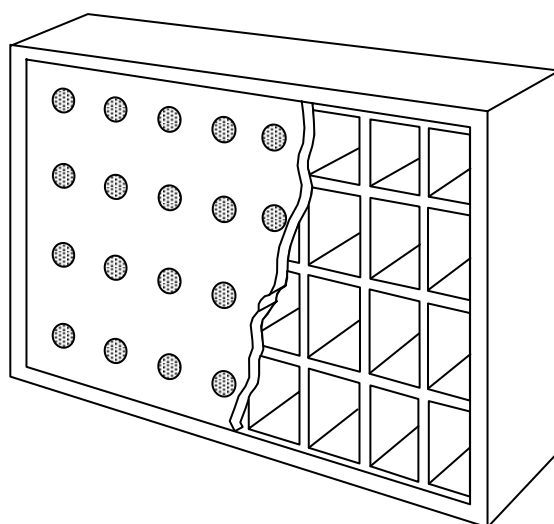
sección del cuello es A y su longitud es longitud es l , entonces la frecuencia de resonancia estará dada aproximadamente por²

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V \cdot l}} \cong 55 \sqrt{\frac{A}{V \cdot l}} \quad (7.13)$$

siendo esta última expresada en el Sistema Internacional de unidades (mks).

El resonador de Helmholtz es mucho más sintonizado que la mebrana resonante, y debido a que no es un buen radiador, conserva una absorción muy elevada. Utilizando las fórmulas aproximadas para determinar α a partir de del tiempo de reverberación, es posible obtener valores de α del orden de ¡3.000!³ Por este motivo, casi invariablemente se introducen materiales absorbentes en la cavidad de estos resonadores, como lana de vidrio, arena, o inclusive ceniza (como se ha encontrado en ciertos templos suecos y daneses del medioevo).

Un ejemplo muy conocido de resonadores de Helmholtz lo constituyen las botellas. De hecho es la forma en que los utilizaba el propio Helmholtz (quien los estudió analíticamente por primera vez) para efectuar un primitivo análisis de espectro. Los resonadores utilizados con fines acústicos suelen ser bloques huecos de cemento con ranuras que se comportan como conductos. Otra variedad son placas perforadas con un reticulado interior de cavidades estancas como se muestra en la figura 7.14. Otra disposición es una placa o panel perforado de cierto espesor ubicado a cierta distancia de la pared, sin reticulado alguno. Esta disposición es más económica pero mucho más inefectiva, debido entre otras cosas a que el sonido que llega a diferentes orificios lo hace con diferentes



² La demostración es similar a la anterior con pequeños cambios formales. Ahora $(p_1 - p_2)A = \rho A l v'$ y $v = (V/Ac^2) p_2'$, de donde

$$\frac{V \cdot l}{A \cdot c^2} p_2' + p_2 = p_1,$$

que es nuevamente una ecuación cuya respuesta natural tiene la frecuencia indicada en el texto.

³ Por supuesto, como se recordará, esto no significa que se genere energía, sino que se está utilizando la aproximación $\ln(1 + x) \cong x$, que sólo vale para $x \ll 1$.

Figura 7.14. Disposición práctica de un resonador de Helmholtz.

fases, lo cual puede reducir la energía sonora que ingresa simultáneamente al volumen detrás de la placa perforada, disminuyendo por consiguiente la energía absorbida. Una solución de compromiso puede ser que cada cavidad estanca abarque varios orificios, pero cuidando que las dimensiones de las cavidades sean mucho menores que la longitud de onda que se quiere absorber.

EJEMPLO 7.2.

En el tratamiento acústico de un ambiente se coloca un panel perforado que cubre una pared de **5 m** de largo hasta una altura de **1,8 m**. El panel está relleno con material absorbente y a **15 cm** de distancia de la pared. Su espesor es de **6 mm** y las perforaciones tienen **5 mm** de diámetro y están ubicadas en un patrón cuadrícula, separadas **5 cm** entre sí. Si el coeficiente de absorción del resonador que se forma resulta de **125**, calcular la frecuencia de resonancia y el coeficiente de absorción equivalente a esa frecuencia.

Solución: Si bien hay numerosas perforaciones, podemos asimilarlas a una sola de sección igual a la suma de todas las secciones. Por cada cuadrícula se agrega una perforación. El área total de perforaciones es, entonces,

$$A = \frac{1,8}{0,05} \cdot \frac{5}{0,05} \cdot \pi \cdot \frac{(0,005)^2}{4} = 0,071 \text{ m}^2 .$$

El volumen encerrado es

$$V = 1,8 \cdot 5 \cdot 0,15 = 1,35 \text{ m}^3 .$$

Entonces la frecuencia resulta

$$f = 55 \sqrt{\frac{A}{V \cdot l}} = 162 \text{ Hz} .$$

Para calcular el coeficiente de absorción equivalente, tengamos en cuenta que el área de Helmholtz es de **0,71 m²**, pero el área total del panel es de **1,8 m · 5 m = 9 m²**. Entonces

$$\alpha = \frac{0,071 \cdot 125}{9} = 0,98 .$$

Debe destacarse que esta absorción se da en un rango muy limitado de frecuencias alrededor de 162 Hz, de modo que sólo resulta útil para controlar una resonancia importante en esa frecuencia. De no ser así, de hecho podría significar una importante deficiencia acústica, ya que habría una frecuencia virtualmente eliminada, es decir, una muesca en la respuesta en frecuencia del recinto. En caso de que la placa perforada se hubiera puesto al solo efecto de proteger el material absorbente, esto podría corregirse dejando abierto el volumen, por ejemplo eliminando la cubierta superior, o sustituyéndola por una tela de punto suelto.

7.2.8. SILENCIADORES

Los tubos de ventilación constituyen un medio por el cual se transmite fácilmente el sonido de un ambiente a otro, o desde los ventiladores hasta el ambiente a ventilar. En la figura 7.15 se muestran esquemáticamente varios caminos por los cuales se transmite el sonido lo largo de las tuberías (por simplicidad no se han indicado los retornos). De manera que la aislación acústica puede ser por lo demás perfecta, y verse deteriorada completamente por la comunicación a través de las tuberías. Por esta razón se hace necesario introducir atenuación del sonido transmitido por las tuberías, lo cual se logra con **silenciadores**. Hay dos tipos básicos: los **silenciadores disipativos**, que disipan la energía sonora en forma de calor, y los **silenciadores reactivos**, que tienden a reflejar la energía sonora devolviéndola a la fuente.

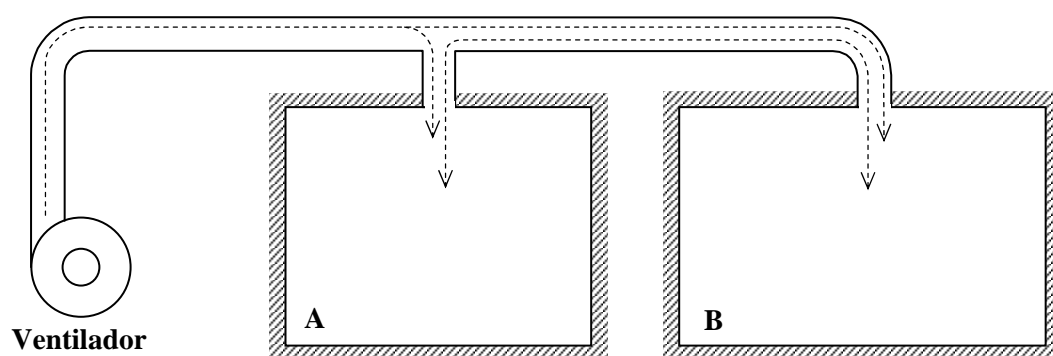


Figura 7.15. Caminos de transmisión del sonido a través de tuberías de ventilación.

a) Silenciadores disipativos

Se logran recubriendo interiormente el tubo con material absorbente, en general lana de vidrio o lana mineral aglomerada con resinas y cubierta con un fino velo o película polímera que es acústicamente transparente (es decir que no modifica la impedancia acústica que presenta la superficie sobre la cual se aplica). Existe una fórmula empírica obtenida por Sabine para tuberías cuya sección rectangular tiene proporciones no mayores que **2:1**, para coeficientes de absorción en el rango **0,2 a 0,4** y en un rango de frecuencias entre **250 Hz** y **2 kHz**. Dicha fórmula da la atenuación **Aten** por unidad de longitud. Para el Sistema Internacional de unidades es:

$$\text{Aten} = 1,05 \alpha^{1,4} \frac{P}{A} \quad [\text{dB/m}] \quad (7.15)$$

donde α es el coeficiente de absorción para incidencia al azar del material absorbente, P el perímetro de la sección transversal, y A su área.

EJEMPLO 7.3

Una tubería de un sistema de refrigeración central comunica dos habitaciones, estyando las bocas de ventilación a **5 m** de distancia. La tubería tiene **20 cm × 15 cm** de sección transversal. Determinar el coeficiente de absorción para el recubrimiento interior de la tubería si se requiere una atenuación de por lo menos **35 dB**.

Solución: La atenuación deseada es $\text{Aten} = 35 \text{ dB} / 5 \text{ m} = 7 \text{ dB/m}$. Entonces

$$\alpha = 1,4 \sqrt{\frac{7}{1,05} \frac{0,2 \cdot 0,15}{2 \cdot (0,2 + 0,15)}} = 0,41 .$$

El valor obtenido está apenas afuera del límite de validez de la fórmula anterior, por lo cual puede considerarse aceptable. En realidad puede utilizarse la fórmula aún para valores de α mayores, obteniéndose al menos una estimación de la atenuación.

b) Silenciadores reactivos

Se utilizan para atenuar las bajas frecuencias, ya que en ellas los silenciadores disipativos son ineficaces. El principio de funcionamiento es similar al de los resonadores. Un primer ejemplo lo constituye un resonador de Helmholtz ubicado como rama lateral, en la disposición indicada esquemáticamente en la figura 7.16 (a). La frecuencia de resonancia, es decir aquella para la cual el silenciador será más efectivo, está dada por

$$f_0 \cong \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V \cdot l}} \quad (l \gg \sqrt{A}). \quad (7.16)$$

La pérdida de transmisión no sólo es función de la frecuencia sino también del cociente $\eta = \sqrt{A \cdot V / l} / 2S$, como se indica en la figura 7.17. Así, para S dado será necesario incrementar A y V para lograr una pérdida de transmisión razonablemente elevada.

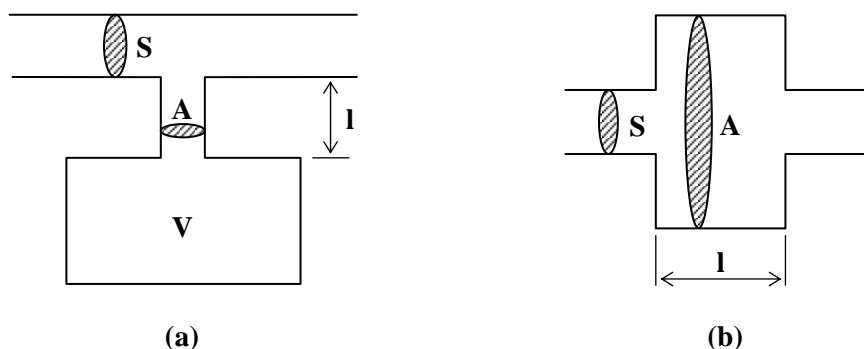


Figura 7.16. (a) Utilización de un resonador de Helmholtz en una rama lateral para lograr atenuación en baja frecuencia en una tubería. (b) Cámara de expansión interpuesta en el trayecto de una tubería

Otro ejemplo lo constituye una **cámara de expansión** como la indicada en la figura 7.16 (b). La pérdida de transmisión PT en este caso viene dada por

$$PT = 10 \log \left(1 + \frac{1}{4} \left(\frac{A}{S} - \frac{S}{A} \right) \text{sen}^2 \frac{2\pi f \cdot l}{c} \right) \quad (7.17)$$

donde **S** es el área de la sección transversal del conducto, **A** el área de la sección de la cámara de expansión, **l** su longitud, y **c** la velocidad del sonido. Puede verse que cuanto más alto sea el cociente **A/S**, mayor será la pérdida de transmisión, aunque debe notarse que para las frecuencias $f = nc/2l$, con **n** entero⁴, la atenuación se reduce a **0**. Para las frecuencias $f = (n + 1/2)c/2l$, en cambio, la pérdida de transmisión es máxima, aproximándose a $10 \log A/4S$. En la práctica se suelen combinar dos o más de estas unidades en serie para lograr que en las frecuencias en las que una de las cámaras carece de atenuación la o las otras sí la tengan.

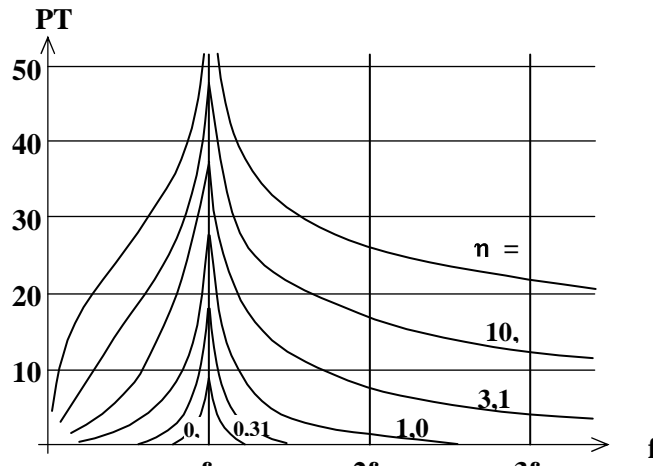
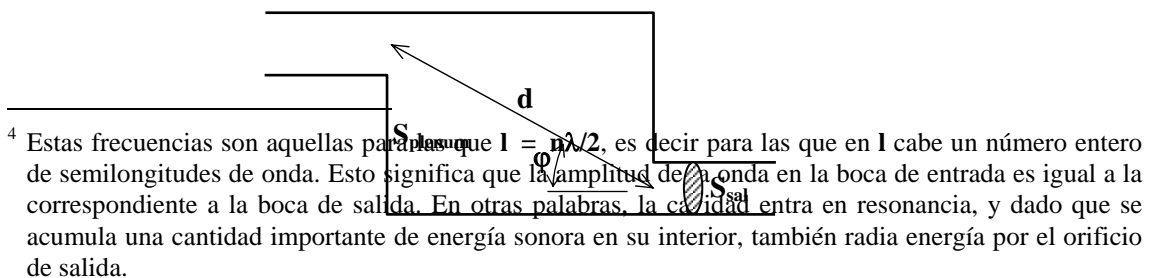


Figura 7.17. Pérdida de transmisión de la configuración de la figura 7.16 en función de la frecuencia y del parámetro $\eta = \sqrt{A \cdot V} / l / 2S$

Por último, como caso límite de la cámara de expansión se tiene el **plenum**, es decir un recinto de tamaño considerable interpuesto en el trayecto de una tubería, ubicándose los orificios de entrada y salida lo más alejados que sea posible de acuerdo con la geometría del plenum (figura 7.18), es decir en esquinas opuestas. Por lo general el plenum está recubierto interiormente con material absorbente.

Puede estimarse la pérdida de transmisión utilizando la teoría de acústica de recintos, suponiendo que la distribución del campo sonoro dentro de la cavidad es difusa. Para ello calcularemos la intensidad sonora en la boca de salida del plenum en función de la potencia sonora entrante, y a partir de ella, la potencia a la salida. El cálculo de la intensidad puede efectuarse, si se conoce la presión sonora eficaz, aplicando la ecuación siguiente, válida para un campo difuso:

$$I = \frac{P_{ef}^2}{4\rho_0 c} \quad (7.18)$$



⁴ Estas frecuencias son aquellas para las que $l = n\lambda/2$, es decir para las que en **l** cabe un número entero de semilongitudes de onda. Esto significa que la amplitud de la onda en la boca de entrada es igual a la correspondiente a la boca de salida. En otras palabras, la cavidad entra en resonancia, y dado que se acumula una cantidad importante de energía sonora en su interior, también radia energía por el orificio de salida.

Figura 7.18. Disposición de un **plenum** en el trayecto de un conducto de ventilación.

Recordemos ahora la ecuación 5.82, que proporciona la presión eficaz cuadrática en función de la potencia de la fuente:

$$P_{ef}^2 = \rho_0 c \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + 4 \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S} \right) Pot . \quad (7.19)$$

En nuestro caso la potencia de la fuente es Pot_1 , la superficie es S_{plenum} , el factor de directividad es **8** por estar la entrada en una esquina (ver sección 5.4.3.1), y la distancia entre la fuente (la entrada) y el receptor (la salida) es d . Incorporando estos datos y reemplazando en la ecuación 7.18 se obtiene

$$I = \left(\frac{1}{2\pi d^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S_{plenum}} \right) Pot_1 . \quad (7.20)$$

Para calcular la potencia Pot_2 a la salida bastará multiplicar la intensidad correspondiente a cada componente del campo sonoro por el área vista en el orificio de salida. La componente reverberante ve la totalidad del área S_{sal} , mientras que la directa ve un área $S_{sal} \cos \varphi$, donde φ es el ángulo entre la línea que une ambos orificios y el eje del tubo de salida (figura 7.18). Resulta finalmente,

$$PT = 10 \log \frac{Pot_1}{Pot_2} = 10 \log \frac{1}{\left(\frac{\cos \varphi}{2\pi d^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S_{plenum}} \right) S_{sal}} \quad (7.21)$$

Esta ecuación muestra que cuanto más absorbente sea el recubrimiento del plenum y mayor sea su superficie, mayor resultará la pérdida de transmisión, y, por consiguiente, la atenuación lograda.

EJEMPLO 7.4

Dimensionar un plenum para obtener una pérdida de transmisión de **30 dB** en una tubería de ventilación de **0,30 m × 0,40 m** si el mismo va a ser recubierto con material absorbente con un coeficiente de absorción de **0,60**.

Solución: Del requisito sobre la **PT** resulta

$$\left(\frac{\cos \varphi}{2\pi d^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S_{\text{plenum}}} \right) S_{\text{sal}} = 0,001$$

Para comenzar, supondremos unas dimensiones rectangulares proporcionales a $1 : 1,2 : 1,4$. Si el lado más corto es a , entonces la superficie total resulta

$$S_{\text{plenum}} = 2 a^2 (1 \cdot 1,2 + 1 \cdot 1,4 + 1,2 \cdot 1,4) = 8,56 a^2 .$$

Asimismo, suponiendo la entrada y la salida en las esquinas opuestas y por las caras mayores, tendremos

$$d = a \sqrt{1^2 + 1,2^2 + 1,4^2} = 2,1 a$$

y

$$\cos \varphi = \frac{1}{\sqrt{1^2 + 1,2^2 + 1,4^2}} = 0,477 .$$

Resulta:

$$a = \sqrt{\left(\frac{0,477}{2\pi \cdot 2,1^2} + \frac{0,4}{0,6 \cdot 8,56} \right) \frac{0,3 \cdot 0,4}{0,001}} = 3,38 \text{ m} ,$$

por lo cual las dimensiones serán $3,38 \text{ m} \times 4,05 \text{ m} \times 4,72 \text{ m}$. Una habitación de este tamaño es demasiado grande para ser práctica, razón por la cual se suele combinar el plenum con otras técnicas para lograr grandes atenuaciones.

NOTA 1: En realidad la *relación de forma* ($1 : 1,2 : 1,4$) se adoptó arbitrariamente. Es posible optimizar esta relación según diversos criterios. Así, si el criterio es minimizar la arista de mayor longitud, la relación de forma óptima es $1 : 1 : 1$, vale decir, un plenum cúbico. Si el criterio es minimizar el área interior a recubrir (lo cual puede ser importante desde el punto de vista del costo del material absorbente), el óptimo sería $1 : \infty : 0$, es decir que en la práctica se reduciría a una simple cavidad chata y larga. Iguales proporciones óptimas se aplican si el criterio es el de volumen mínimo.

NOTA 2: En muchos casos se aprovecha un espacio ya existente (como una baulera, sótano o depósito) para su utilización como plenum. Es necesario considerar, sin embargo, que cuanto más grande sea el ambiente aprovechado, más necesario será tener en cuenta el problema de la aislación térmica del mismo para no degradar la eficiencia del sistema. Puede aprovecharse más eficientemente el espacio agregando tabiques divisorios, de manera de crear una especie de laberinto, como se muestra en la figura 7.19.

Por último, cabe mencionar los silenciadores de alto rendimiento que se emplean para controlar el ruido emitido por los conductos de escape de motores de combustión interna como los utilizados en vehículos, maquinarias, grupos electrógenos, etc. Si bien el diseño de los mismos es una cuestión demasiado específica que escapa al propósito de este texto, la idea es combinar varias de las técnicas de atenuación descriptas, tales como ondas reflejadas hacia la fuente, resonancias y cámaras de expansión. En la figura 7.20 se muestra un ejemplo. Debido a las grandes presiones sonoras involucradas,

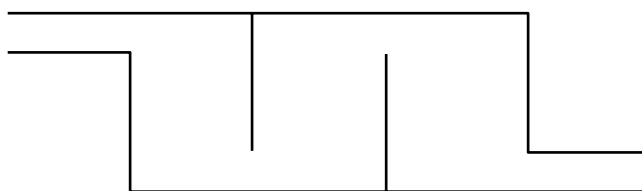


Figura 7.19. Plenum con tabiques divisorios creando un laberinto.

existen también algunos fenómenos macroacústicos (es decir vinculados con la falta de linealidad del aire cuando el nivel de presión sonora se vuelve mayor de alrededor de **110 dB**) que cooperan. Es importante tener en cuenta que las ondas reflejadas hacia la fuente podrían interferir con la operación de los motores, creando contrapresiones importantes. Por esta razón la longitud de los segmentos de tubería entre el motor y el silenciador es de vital importancia.

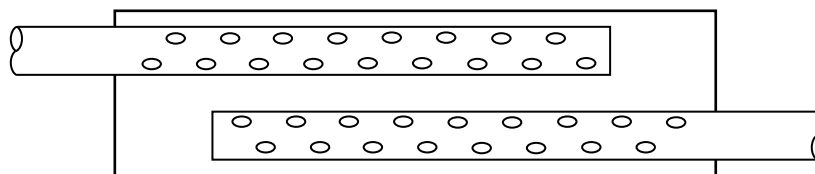


Figura 7.20. Ejemplo de silenciador reactivo para salidas de gases de combustión. Se ha removido la mitad de la cubierta.

7.2.9. CARACTERÍSTICAS COMPLEMENTARIAS

Además de las especificaciones referidas particularmente al comportamiento acústico, los materiales absorbentes poseen otras cualidades a las cuales hay que prestar atención en muchas situaciones. Por ejemplo: resistencia a la llama, densidad, flexibilidad o rigidez, acabado superficial, durabilidad, rango de temperatura propicio, color, reflectancia lumínosa, lavabilidad, resistencia a la humedad, estabilidad dimensional, pintabilidad, facilidad de instalación para la aplicación específica, disponibilidad comercial, requisitos de mantenimiento, normas bajo las que se realizaron los ensayos y laboratorios a cargo de los mismos, garantía y costo.

Estas características podrían condicionar la aceptabilidad de un material para una determinada aplicación. Por ejemplo, un material demasiado oscuro para un ambiente que requerirá máxima luminosidad obligaría a pintarlo, y si ello alterara las características absorbentes el material no serviría para dicha aplicación. Para estos casos existen pinturas que al secar no cierran los poros, pero no son aplicables sobre todos los productos.

La durabilidad es un factor decisivo en instalaciones en las que no resulta posible realizar mantenimientos frecuentes. Por ejemplo, las espumas poliuretánicas pueden ser de tipo **poliéster** o **poliéter**. Las de poliéster son mucho más estables y duraderas, siendo por lo tanto las indicadas en esos casos.

7.3. MATERIALES AISLANTES

Los materiales aislantes se especifican utilizando la **pérdida de transmisión**⁵, ya definida anteriormente como

$$PT = 10 \log \frac{Pot_1}{Pot_2} .$$

Este parámetro depende de la frecuencia, por lo cual se mide y se especifica en bandas de octava o de tercio de octava. En todos los casos la medición se realiza suponiendo que no existe **transmisión por flancos** (o que ésta es despreciable). La transmisión por flancos comprende el sonido que pasa de un ambiente a otro por un camino diferente del material que se está evaluando (figura 7.21). Eliminarla implica garantizar que el elemento más débil en cuanto a aislación es el que se quiere ensayar.

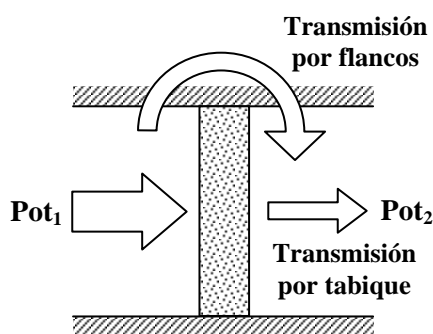


Figura 7.21. Comparación entre la transmisión por tabique y la transmisión por flancos.

En los casos en que no hace falta un conocimiento tan detallado del comportamiento de la pérdida de transmisión con la frecuencia es posible disponer de un valor único que describe globalmente el rendimiento del material como aislador sonoro. Este valor recibe dos denominaciones según la norma bajo la cual se determine: **Índice de reducción acústica compensado, R_w** , según la Norma IRAM 4043/84, que reproduce los usos europeos (Norma ISO 717 : 1982), y **clase de transmisión sonora (sound transmission class), STC**, según las normas norteamericanas ASTM E 90-83 y ASTM E 413-73. Es de hacer notar que ambos valores difieren ligeramente, aunque rara vez en más de ± 1 dB.

La principal aplicación de R_w es para estimar la aislación sonora con respecto a la palabra, y por ello comprende las frecuencias dentro del rango de la voz, es decir de **100 Hz a 3150 Hz**. Según veremos, es posible dar recomendaciones sobre el valor correspondiente a muros y tabiques divisorios entre ambientes correspondientes a diversos usos. Sin embargo la aplicación directa a fuentes no vocales puede conducir a resultados poco satisfactorios, por lo cual es necesario proceder con cautela. Un ejemplo de ello sería un tabique con muy pobre aislación por debajo de los **100 Hz** pero bastante buena por encima. El ruido de baja frecuencia de una caldera se percibiría claramente del otro lado del tabique, a pesar de su elevado R_w .

⁵ En la Norma IRAM 4063/82 la pérdida de transmisión se denomina **índice de reducción acústica, R** .

7.3.1. DETERMINACIÓN DE R_w

Para determinar el valor R_w de un determinado material se parte de los datos de pérdida de transmisión **PT** medidos en bandas de tercio de octava y se aplica el procedimiento que sigue, que utiliza un **contorno de referencia**, mostrado en la figura 7.22. Este contorno se superpone (en la misma escala) a la gráfica de **PT** y se va desplazando verticalmente hacia arriba o hacia abajo (según sea necesario) hasta que la suma de todos los valores en que el contorno de referencia *supera* a la gráfica de **PT** sea **32 dB**.⁶ El valor de R_w estará dado entonces por el valor que asuma el contorno de referencia así desplazado en la frecuencia de **500 Hz**.

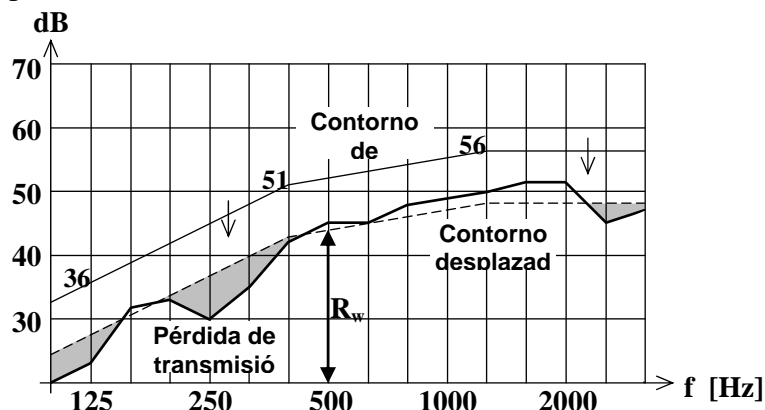


Figura 7.22. Obtención del índice de reducción acústica compensado, R_w , a partir del contorno de referencia y la pérdida de transmisión en bandas de tercio de octava. El contorno normalizado está formado por tramos rectilíneos que pasan por **36 dB** en **125 Hz**, **51 dB** en **400 Hz**, y **56 dB** a partir de **1250 Hz**.

En el ejemplo de la figura 7.22 se ha dibujado en línea gruesa la curva con los datos de **PT** medidos, en línea fina el contorno de referencia original, y en línea de trazos el contorno desplazado. Las zonas sombreadas son aquellas en las que el contorno desplazado excede a la gráfica de la **PT**. El valor resultante es $R_w = 44$ dB.

La determinación manual de R_w es tediosa, ya que es necesario proceder por prueba y error, desplazando el contorno de referencia y verificando si la suma de los excesos es o no mayor que 32. Puede utilizarse un pequeño programa de computadora como el programa 7.1 escrito en BASIC. Al ejecutar dicho programa se solicita ingresar los datos de la **PT** para cada frecuencia entre **100 Hz** y **3150 Hz**, entregando al término de la ejecución el valor de R_w . También es posible utilizar una planilla de cálculo.

PROGRAMA 7.1. Cálculo de R_w a partir de la **PT** en bandas de tercio de octava.

```
CLS
PRINT "CALCULO DEL INDICE DE REDUCCION ACUSTICA COMPENSADO, Rw"
PRINT
DIM f(16), PT(16), CR(16)
```

⁶ El contorno normalizado para R_w está formado por tramos rectilíneos que pasan por **36 dB** en **125 Hz**, **51 dB** en **400 Hz**, y **56 dB** a partir de **1250 Hz**. Para **STC**, el único cambio en el contorno es que el quiebre se realiza en **500 Hz**, donde asume un valor de **52 dB**. Además, se agrega el requisito de que en ninguna frecuencia la diferencia supere los **8 dB**.

```

DATA 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800
DATA 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150
DATA 33, 36, 39, 42, 45, 48, 51, 52, 53, 54
DATA 55, 56, 56, 56, 56, 56

PRINT "Ingrese la pérdida de transmisión para cada frecuencia"
PRINT
FOR i = 1 TO 16
  READ f(i)
  PRINT "PT("; f(i); ") = ";
  INPUT "", PT(i)
NEXT i
FOR i = 1 TO 16
  READ CR(i)
NEXT i

a = 56
supera = 0
DO
  suma = 0
  FOR i = 1 TO 16
    delta = CR(i) - a - PT(i)
    IF delta > 0 THEN suma = suma + delta
  NEXT i
  IF suma < 32 AND supera = 0 THEN a = a - 1 ELSE supera = 1
  IF supera = 1 THEN EXIT DO
LOOP

Rw = CR(8) - a - 1

PRINT
PRINT "Rw ="; Rw; "dB"

```

En el caso de tabiques que responden estrictamente a la ley de la masa, es decir $PT = 18 \log(f \cdot \delta / 300)$, puede obtenerse una relación general:

$$R_w = PT(500 \text{ Hz}) + 4,6 \text{ dB} \quad (7.22)$$

7.3.2. RELACION ENTRE R_w Y LA PRIVACIDAD DE LA PALABRA

Tal como se señaló anteriormente, el valor único R_w es un buen indicador de la aislación sonora para el caso particular de la palabra no amplificada, y por lo tanto puede utilizarse para evaluar el grado de privacidad logrado con determinada aislación. Suponiendo que no existan otros caminos alternativos para el sonido (transmisión por flancos) que el tabique que se quiere evaluar, tal criterio viene dado por la tabla 7.3.

Tabla 7.3. Criterio de privacidad de la palabra en función de R_w .

| R_w | Grado de privacidad de la palabra |
|-----------|--|
| ≤ 25 | La voz normal se entiende perfectamente |
| 30 | La voz alta se entiende bastante bien |
| 35 | La voz alta es audible pero no se entiende |
| 42 | La voz alta se escucha como un murmullo |

| | |
|------|---------------------------------------|
| 45 | La voz alta se percibe con esfuerzo |
| 48 | La voz alta es escasamente audible |
| > 50 | La voz alta no se escucha en absoluto |

En función de éstas y otras consideraciones se han establecido cotas inferiores para la aislación acústica admisible entre locales adyacentes según el tipo de aplicación o uso. Por ejemplo, la Norma IRAM 4044/85 proporciona una serie de pautas al respecto, dadas en la tabla 7.4.

Tabla 7.4. Aislación acústica mínima entre locales según el uso previsto (adaptado de la Norma IRAM 4044/85).

| Divisorio entre | R _w mínimo [dB] |
|---|----------------------------|
| Ambientes de una misma vivienda (casa o departamento) | 37 |
| Aulas y pasillos o escaleras en establecimientos educativos | 40 |
| Aulas en establecimientos educativos | 44 |
| Departamentos u oficinas en un mismo edificio | 44 |
| Departamentos y espacios comunes | 44 |
| Casas colindantes | 48 |
| Departamentos u oficinas de edificios colindantes | 48 |
| Locales públicos y viviendas | 56 |
| Locales ruidosos y habitaciones de hospedaje u hospital | 56 |
| Salas de música en establecimientos educativos | 56 |
| Salas de música y aulas en establecimientos educativos | 56 |

EJEMPLO 7.5

Suponiendo que el efecto de los flancos empeora R_w en 5 dB, determinar el espesor de una pared de hormigón para funcionar como tabique entre dos aulas de un colegio.

Solución: Por simplicidad, haremos el cálculo a 500 Hz. Se requiere R_w ≥ 44 dB. A este valor habrá que sumarle los 5 dB que luego se pierden a causa de los flancos. Entonces, aplicando 7.22 y la ley de la masa, deberá ser

$$44 \text{ dB} + 5 \text{ dB} - 4,6 \text{ dB} = 18 \log \frac{500 \cdot 24 \cdot e}{300}$$

donde e es el espesor expresado en cm. Entonces

$$e = \frac{300}{500 \cdot 24} 10^{\frac{44,4}{18}} = 7,3 \text{ cm}.$$

De no haber transmisión por flancos alcanzaría con alrededor de 4 cm de espesor.

NOTA: Este resultado no tiene en cuenta el efecto de coincidencia, que estudiaremos en breve.

7.3.3. IMPORTANCIA DE LAS FUGAS

En un sistema de aislación acústica se denominan **fugas** a los caminos parásitos por vía aérea que conectan los dos recintos a aislar. Algunos ejemplos son las grietas, juntas, ranuras y orificios que permanecen sin obturar. Veremos que es necesario prestar especial atención a estos defectos, ya que tienen una influencia notoria en la calidad de la aislación realmente obtenida.⁷ Consideremos un tabique cuya pérdida de transmisión sea **PT** y su área, **S**, en el cual existe una ranura de área **S_r** (figura 7.23). De acuerdo con lo

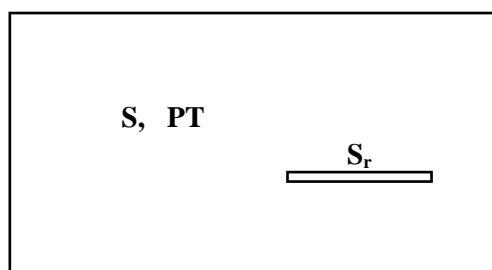


Figura 7.23. Pequeña fisura, ranura o rendija en un tabique.

visto en la sección 5.5.2, y despreciando la diferencia entre el área del tabique con y sin ranura, resulta

$$PT_{\text{real}} = 10 \log \frac{S}{S \cdot 10^{-PT/10} + S_r}, \quad (7.23)$$

donde se ha supuesto que la pérdida de transmisión de la ranura es nula. Vemos que solamente si $S_r = 10^{-PT/10}$, es decir si

$$10 \log \frac{S}{S_r} \gg PT,$$

podrá despreciarse el efecto de la ranura. En general, podemos establecer la aproximación

⁷ En la sección 5.5.2 se había visto un ejemplo.

$$PT_{\text{real}} \cong \begin{cases} 10 \log \frac{S}{S_r} & \text{si } 10 \log \frac{S}{S_r} < PT \\ PT - 3 \text{ dB} & \text{si } 10 \log \frac{S}{S_r} = PT \\ PT & \text{si } 10 \log \frac{S}{S_r} > PT \end{cases} \quad (7.24)$$

En la figura 7.24 se ha graficado PT_{real} en función de $10 \log S/S_r$. En el ejemplo que sigue se pondrá de manifiesto el efecto de esta relación en un caso muy común.

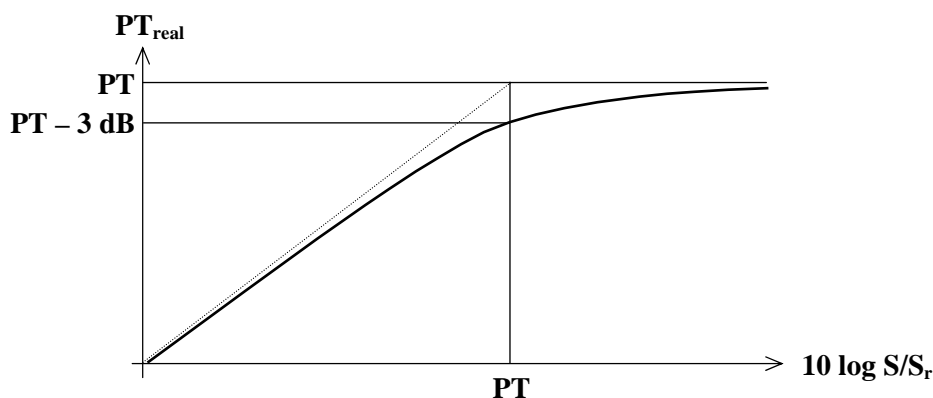


Figura 7.24. Pérdida de transmisión real de una pared con una ranura en función de $10 \log S/S_r$.

EJEMPLO 7.6

En una pared de mampostería de $3,5 \text{ m} \times 3 \text{ m}$ hay instalada una puerta. Se ha determinado que el valor teórico de PT debido a la pared y la puerta es de 46 dB . La puerta se ajusta bien en su marco pero en la parte inferior queda una rendija de $3 \text{ mm} \times 80 \text{ cm}$. Determinar la pérdida de transmisión obtenida realmente.

Solución: El área del conjunto pared – puerta es de $10,5 \text{ m}^2$ y el área de la rendija es de $0,0024 \text{ m}^2$. Entonces

$$10 \log \frac{S}{S_r} = 36,4 < PT = 46.$$

Por lo tanto se tendrá

$$PT_{\text{real}} = 36,4 \text{ dB}.$$

Vemos que una pequeña ranura debajo de una puerta es capaz de deteriorar en 10 dB la aislación lograda con una pared y una costosa puerta. Si quisiéramos preservar la PT original debería reducirse la ranura a un orden de $0,05 \text{ mm}$. El problema empeoraría si se consideraran también los intersticios a lo largo del marco de la puerta.

El ejemplo anterior muestra la dificultad real que se origina con respecto a la aislación en el caso de las aberturas. El mismo problema surge en las construcciones en seco (mediante placas de roca de yeso) respecto a la junta entre paredes y cielorrasos, por ejemplo.

7.3.4. LAS TRES REGIONES DE LAS PAREDES SIMPLES

En la sección 5.5 vimos que si la pared puede considerarse rígida, entonces la pérdida de transmisión se calcula como

$$PT = 18 \log \frac{f \cdot \delta}{300}.$$

Esta expresión se conoce como **ley de la masa** porque sólo interviene la inercia del tabique, despreciándose los efectos de su elasticidad. Esta suposición es válida en la región central de la banda de frecuencias. Para muy bajas frecuencias la inercia de la pared no implica una resistencia importante al movimiento, que queda entonces limitado por las fuerzas de la elasticidad.

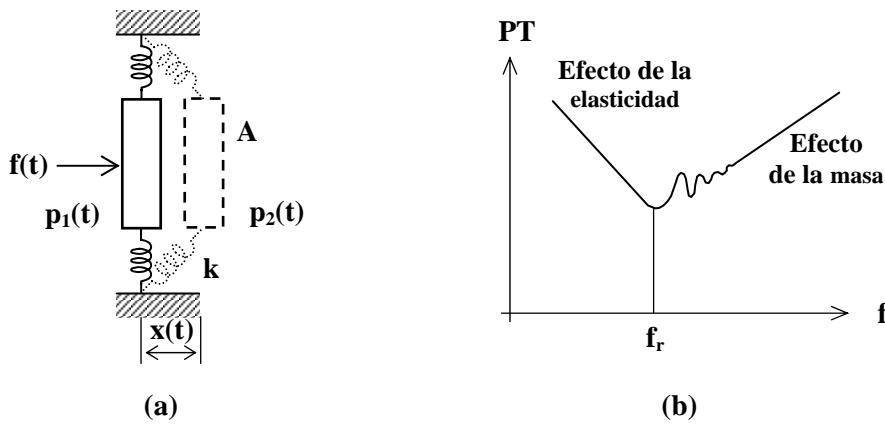


Figura 7.25. (a) Modelo de un tabique en frecuencias bajas, donde su comportamiento está gobernado por la elasticidad. **(b)** Interacción entre los efectos de la elasticidad y la masa, dando origen a una resonancia en la cual la pérdida de transmisión alcanza un mínimo

Un modelo conceptual altamente simplificado es el de una masa y un resorte, como se muestra en la figura 7.25 (a). Si

$$p_1(t) = P_1 \text{ sen } 2\pi\omega t , \tag{7.25}$$

entonces la fuerza que actúa sobre la cara receptora del tabique es

$$f(t) = A p_1(t) = A P_1 \text{ sen } 2\pi\omega t .$$

Esta fuerza se equilibra en todo momento con la fuerza recuperadora elástica (suponemos que por la baja frecuencia la fuerza de inercia es pequeña):

$$f(t) = k x(t) .$$

De aquí se obtiene x , y derivando, la velocidad

$$v(t) = \frac{2\pi f A P_1}{k} \cos 2\pi f t ,$$

de donde, si esta velocidad se transmite al otro lado, se tendrá:

$$p_2(t) = \rho_0 c v(t) = \frac{2\pi f A P_1 \rho_0 c}{k} \cos 2\pi f t .$$

Entonces

$$\tau = \left(\frac{\rho_0 c 2\pi f A}{k} \right)^2$$

o bien

$$PT = 20 \log \frac{k}{\rho_0 c 2\pi f A} . \quad (7.26)$$

Vemos que la pérdida de transmisión decrece con la frecuencia. Existe una frecuencia para la cual los efectos de la masa y de la elasticidad se igualan, es decir

$$20 \log \frac{k}{\rho_0 c 2\pi f A} = 20 \log \frac{2\pi f \delta}{\rho_0 c} .$$

Dicha frecuencia es

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{\delta A}} . \quad (7.27)$$

A esta frecuencia se produce una resonancia, que es la primera de una serie de resonancias que se van aproximando entre sí y reduciendo su amplitud a medida que f crece. Cuando $f > 2f_r$ las resonancias son tan pequeñas que predomina el efecto puro de la masa.

Para frecuencias más altas, se produce otro tipo de fenómeno denominado **coincidencia**. Tiene su origen en las ondas de flexión (figura 7.26) generadas en el tabique por una adecuada excitación. Este tipo de ondas se desplazan a lo largo del tabique con una velocidad que depende de la frecuencia⁸, dada por

⁸ Este comportamiento difiere de lo que sucede en los medios fluidos como el aire o el agua, en los cuales las ondas se propagan con velocidad independiente de la frecuencia. En los medios sólidos intervienen otras fuerzas, como las fuerzas de flexión, que llevan a que la velocidad de propagación dependa de la frecuencia.

$$c_p = \sqrt[4]{\frac{(2\pi f)^2 E J}{\rho S}} \quad (7.28)$$

donde E es el *módulo de Young* del material del que está constituida la pared, J es el *momento de inercia superficial* de una sección transversal de la pared respecto a su eje central (marcado con línea de trazo y punto en la figura 7.26), S es el área de la sección transversal, y ρ la densidad de la pared. El momento de inercia vale:

$$J = \int_S h^2 dS = \frac{e^3 a}{12} \quad (7.29)$$

La longitud de onda λ_p de las ondas de flexión sobre la pared a la frecuencia f puede calcularse como $\lambda_p = c_p/f$. Sustituyendo la ecuación 7.29 en la 7.28, resulta

$$\lambda_p = \sqrt[4]{\frac{\pi^2 E e^2}{3\rho f^2}} \quad (7.30)$$

Para frecuencias pequeñas la longitud de onda de la correspondiente onda de flexión es muy grande, y para frecuencias altas es, en cambio, pequeña. Conceptualmente, la coincidencia se da a una frecuencia en la cual la longitud de la onda de flexión coincide con la longitud de onda acústica en el aire. El resultado es que se produce una resonancia,

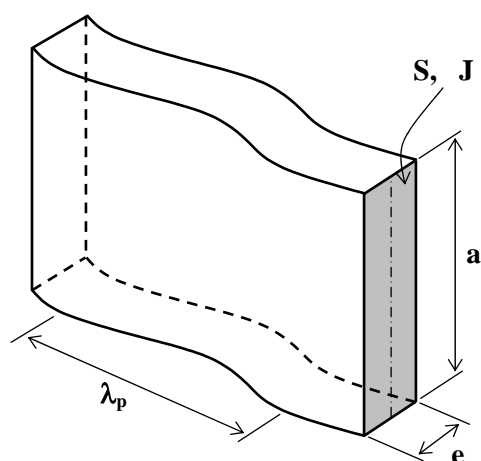


Figura 7.26. Ejemplo de ondas de flexión en una pared. La longitud de onda λ_p depende de la frecuencia.

tabique vibra ahora con mayor amplitud (y por lo tanto mayor velocidad) que la debida al efecto de la masa ya estudiado. Esa mayor velocidad implica mayor radiación de energía sonora hacia el lado receptor, produciéndose una disminución de PT con respecto al esperado según la ley de la masa.

En realidad, no es imprescindible que λ coincida con λ_p , sino con la proyección de λ_p sobre la dirección de la onda incidente, según se detalla en la figura 7.27 (a). En otras palabras, se verifica la coincidencia cuando

$$\lambda = \lambda_p \cos \theta . \quad (7.31)$$

Teniendo en cuenta que $\lambda = c/f$, podremos escribir

$$\frac{c}{f} = 4 \sqrt{\frac{\pi^2 E e^2}{3 \rho f^2}} \cos \theta ,$$

de donde, despejando la frecuencia, resulta

$$f = \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{c^2}{\pi e} \sqrt{\frac{3 \rho}{E}} . \quad (7.32)$$

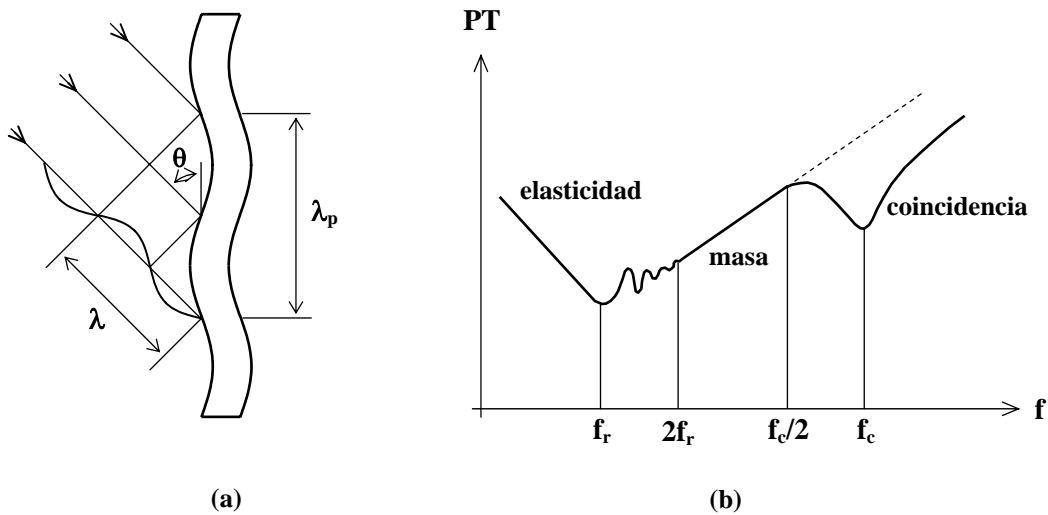


Figura 7.27. (a) Efecto de coincidencia para una onda oblicua. (b) Las tres zonas de un tabique simple.

Si la frecuencia de la onda incidente es demasiado baja, es decir,

$$f < \frac{c^2}{\pi e} \sqrt{\frac{3 \rho}{E}} ,$$

entonces no existe ningún ángulo para el cual sea posible la coincidencia, ya que para ello debería ser $\cos \theta > 1$. Para frecuencias mayores siempre habrá algún ángulo θ que satisface la ecuación 7.32. La frecuencia

$$f_c = \frac{c^2}{\pi e} \sqrt{\frac{3 \rho}{E}} \quad (7.33)$$

se denomina **frecuencia crítica**, y a partir de ella la coincidencia es posible. En el caso de un campo sonoro difuso, dado que las ondas sonoras que inciden sobre la pared lo hacen con ángulos variables aleatoriamente, el fenómeno de coincidencia tendrá,

efectivamente, lugar, reduciéndose la pérdida de transmisión como se ilustra en la figura 7.27 (b). Es interesante observar que a diferencia de otras situaciones mecánicas en las que existen resonancias, aquí la resonancia puede producirse a cualquier frecuencia superior a la frecuencia crítica y no sólo a una frecuencia determinada. Por ello la curva de pérdida de transmisión decae y no vuelve a recuperarse.

En resumen, hay tres regiones en el funcionamiento de un tabique como aislador sonoro: la región controlada por la elasticidad, en baja frecuencia, la región controlada por la masa, a frecuencias medias, y la región controlada por la coincidencia, correspondiente a las frecuencias más altas.

EJEMPLO 7.7

Calcular la frecuencia crítica de una lámina de plomo de **2 mm** y repetir para una lámina de acero de igual masa superficial.

Solución: a) La densidad del plomo es **11.300 kg/m³**, y su módulo de Young **1,5×10¹⁰ N/m²**. Por consiguiente,

$$f_{c,Pb} = \frac{345^2}{3,1416 \cdot 0,002} \sqrt{\frac{3 \cdot 11300}{1,5 \times 10^{10}}} = 28,6 \text{ kHz}.$$

b) Dado que la densidad del acero es **7.800 kg/m³**, para tener igual densidad superficial se requiere un espesor de **2,9 mm**. A su vez el módulo de Young vale **2×10¹¹ N/m²**, de donde

$$f_{c,Fe} = \frac{345^2}{3,1416 \cdot 0,002} \sqrt{\frac{3 \cdot 7800}{2 \times 10^{11}}} = 4,5 \text{ kHz}.$$

Vemos que $f_{c,Fe} \ll f_{c,Pb}$. Esto se debe a la menor rigidez del plomo. Esta es la razón por la cual el plomo es un excelente aislador acústico, permitiendo extender el rango de frecuencias controlado por la masa a todo el espectro audible.

En lo anterior no hemos tenido en cuenta el amortiguamiento. Con un amortiguamiento considerable las resonancias se reducen,⁹ aproximándose la curva más a la ideal, controlada por la elasticidad en baja frecuencia y por la ley de la masa en alta frecuencia.

En la tabla 7.4 se indican las frecuencias críticas para varios materiales aislantes, normalizando el espesor a **0,1 m**. Para otros espesores se utiliza la fórmula

$$f_c(e) = f_c(0,1 \text{ m}) \frac{0,1 \text{ m}}{e}. \quad (7.34)$$

Vemos que la coincidencia es un problema importante en materiales de construcción habituales, como el ladrillo y el hormigón. La variación con el espesor dada por la ecuación 7.34 implica que para espesores de tabique muy grandes (mayores de unos

⁹ Esto es válido para cualquier sistema mecánico, y ya lo habíamos visto en relación con los resonadores.

30 cm) ya no pueda confiarse en la ley de la masa en ningún rango de frecuencias. Ello se debe a que al aumentar el espesor la frecuencia crítica disminuye más rápidamente que la frecuencia de resonancia (ecuación 7.27).

TABLA 7.5. Frecuencias críticas de diversos materiales, normalizados a un espesor de **10 cm**. Para otros espesores multiplicar por **10 cm** y dividir por el espesor real.

| Material (espesor 10 cm) | Frecuencia crítica [Hz] |
|--------------------------|-------------------------|
| Acero | 130 |
| Vidrio | 130 |
| Aluminio | 130 |
| Hormigón | 190 |
| Yeso | 270 |
| Ladrillo | 270 |
| Madera aglomerada | 270 |
| Hormigón liviano | 450 |
| Plomo | 560 |

NOTA: En general las resonancias inferiores (en la región controlada por la elasticidad) suelen caer debajo del rango de frecuencias de interés, por ejemplo del rango de la palabra (aproximadamente desde **80 Hz** a **8 kHz**).

7.3.5. TABIQUES DOBLES

De acuerdo con la ley de la masa, si se duplica el espesor, el incremento en la pérdida de transmisión conseguido es apenas

$$\Delta PT = 18 \log 2 = 5,4 \text{ dB} . \quad (7.35)$$

Para espesores pequeños esto no es un inconveniente, dado que con poco agregado de material se consiguen mejoras importantes. Pero cuando el espesor es grande, un incremento ulterior en la pérdida de transmisión resulta prohibitivo, tanto por el peso excesivo como por el costo, no sólo del material empleado sino de la estructura capaz de soportarlo. Por otra parte, hemos visto que más allá de los **30 cm** de espesor el incremento será todavía menos significativo.

Una misma cantidad de material puede aprovecharse más eficientemente si se divide en dos partes y se las separa por un espacio de aire, y más aún si en dicho espacio se agrega algún material absorbente.

Consideremos primero una única pared. Del lado receptor, en las proximidades de la pared, la distribución de presiones es la que se indica en la figura 7.28 (a). En ausencia de otras superficies reflectoras cercanas, se tiene una onda plana que se propaga alejándose de la pared. En la figura se muestra la onda sonora en dos instantes, y la envolvente espacial, de amplitud constante. El valor máximo de la presión se había obtenido en la

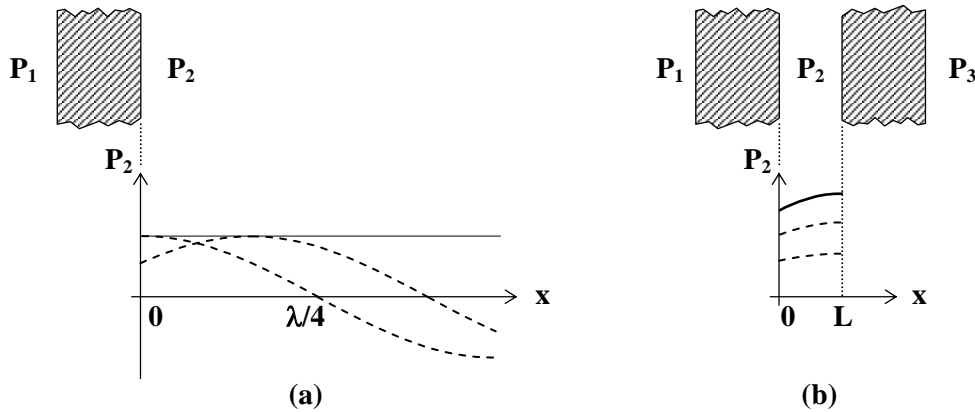


Figura 7.28. (a) Distribución de la presión del lado receptor en el caso de un tabique simple, para dos instantes de tiempo sucesivos. En línea llena se muestra la envolvente espacial constante. (b) Distribución de la presión dentro de la cavidad de un tabique doble con $L \ll \lambda$, en dos instantes de tiempo. Nuevamente, se ha indicado la envolvente espacial, en este caso sólo aproximadamente constante.

sección 5.5, suponiendo que la impedancia acústica vista por la pared del lado receptor es $Z_a = \rho_0 c$ (lo cual es cierto en ausencia de reflexiones). Dicho valor máximo es

$$P_2 = \frac{\rho_0 c}{2\pi f \delta} P_1 = \frac{\rho_0 \lambda}{2\pi \delta} P_1. \quad (7.36)$$

Si ahora agregamos un segundo tabique y lo suponemos buen reflector, en lugar de una onda plana que se aleja se tendrá una *onda estacionaria*.¹⁰ En el caso en que la distancia L entre ambos tabiques sea mucho menor que la longitud de onda λ , la presión será aproximadamente constante en la cavidad (figura 7.28 (b)), pero su valor máximo será ahora mucho mayor, ya que la impedancia acústica vista pasa a ser¹¹

$$Z_a = \rho_0 c \cot \frac{2\pi L}{\lambda} \gg \rho_0 c. \quad (7.37)$$

Resulta

$$P_2 = \frac{\rho_0 \lambda}{2\pi \delta} \cot \frac{2\pi L}{\lambda} P_1. \quad (7.38)$$

Dado que se supone que el primer tabique es aislante, se cumple $P_1 \ll P_2$, y entonces, de la ecuación 7.36, resulta que $\rho_0 \lambda / 2\pi \delta \ll 1$. A pesar de ello, si L es suficientemente pequeño, la cotangente puede crecer hasta el punto de que el efecto de la primera pared sea poco significativo. Cuando L es ya demasiado pequeño, la rigidez del aire se vuelve tan grande que el segundo tabique ya no puede considerarse rígido ni

¹⁰ Esta onda estacionaria es, en realidad, la superposición entre dos ondas viajeras que se mueven en sentidos opuestos.

¹¹ Equivale a la impedancia acústica de un tubo semicerrado, cuyo cálculo puede hallarse en los textos de Acústica (véase, por ejemplo, [5]). Obsérvese que esta impedancia, es en realidad, imaginaria, ya que existe un desfase de 90° entre la presión y la velocidad. Aquí nos interesa sólo el módulo.

fijo.¹² En ese caso conviene abandonar el modelo *ondulatorio* para pasar a un modelo de *parámetros concentrados*, es decir, en el cual el espacio de aire entre los dos tabiques se considere como un resorte y ambas paredes como masas (figura 7.29). Para que esto sea posible, debe cumplirse que $L \ll \lambda/4$, lo cual sucede salvo en alta frecuencia.

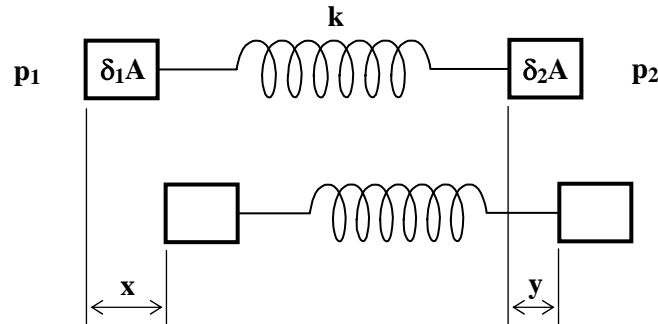


Figura 7.29. Modelo de un tabique doble formado por dos masas (las hojas) y un resorte (el aire entre ambas hojas).

Cuando las compresiones y descompresiones del aire comprendido entre ambos tabiques son rápidas, el proceso es adiabático, resultando

$$\Delta P = -\gamma P_0 \frac{\Delta V}{V}, \quad (7.39)$$

donde $\gamma = 1,4$ para el aire. Teniendo en cuenta que $V = L \cdot A$, $\Delta V = \Delta L \cdot A$, y que la fuerza neta sobre el resorte es $\Delta P \cdot A$, tenemos

$$k = -\frac{\Delta P \cdot A}{\Delta L} = \gamma \frac{P_0 A}{L}. \quad (7.40)$$

Pero $\gamma P_0 = \rho_0 c^2$, por lo tanto

$$k = \frac{\rho_0 c^2 A}{L}. \quad (7.41)$$

Con este valor pueden plantearse las ecuaciones dinámicas que rigen este sistema mecánico. En primer lugar, igual que en la sección 5.5.1, la presión p que actúa realmente sobre el tabique 1 se compone de tres partes: la propia p_1 , la presión de la onda reflejada, igual a p_1 , y la presión radiada por el propio movimiento del tabique, que se calcula a partir de la impedancia acústica y de la velocidad, x' :

$$p = 2 p_1 - \rho_0 c x' \quad (7.42)$$

La presión del lado receptor depende del movimiento del segundo tabique, y también se calcula mediante la impedancia acústica y la velocidad de dicho tabique, y' :

$$p_2 = \rho_0 c y'. \quad (7.43)$$

¹² En realidad, cuando Z_a se vuelve muy alto, la impedancia vista es la de la segunda pared, y el comportamiento es similar a una pared homogénea de densidad superficial igual a la suma.

También podemos aplicar la segunda ley de Newton a cada tabique. Para el primer tabique, luego de simplificar el área A ,

$$p + (y - x) \frac{\rho_0 c^2}{L} = \delta_1 x'', \quad (7.44)$$

Para el segundo tabique,

$$-(y - x) \frac{\rho_0 c^2}{L} - p_2 = \delta_2 y''. \quad (7.45)$$

Las ecuaciones 7.42 a 7.45 constituyen un sistema de cuatro ecuaciones diferenciales ordinarias con cuatro incógnitas: p , x , y , p_2 . Nos interesa resolver este sistema para el caso en que la presión p_1 del lado emisor es

$$p_1(t) = P_1 \text{ sen } \omega t, \quad (7.46)$$

donde $\omega = 2\pi f$. Se obtiene¹³

$$P_2 = \frac{2 \rho_0 c k' P_1}{\sqrt{\left[\delta_1 \delta_2 \omega \left(k' \frac{\delta_1 + \delta_2}{\delta_1 \delta_2} - \omega^2 \right) \right]^2 + \left[2 \rho_0 c k' - (\delta_1 + \delta_2) \rho_0 c \omega^2 \right]^2}}, \quad (7.47)$$

donde $k' = k/A$ (es decir, la constante elástica del aire por unidad de área). Podemos, entonces, obtener la pérdida de transmisión

$$PT = 10 \log \left(\left[\frac{\delta_1 \delta_2 \omega}{2 \rho_0 c k'} \left(k' \frac{\delta_1 + \delta_2}{\delta_1 \delta_2} - \omega^2 \right) \right]^2 + \left[1 - \frac{(\delta_1 + \delta_2)}{2 k'} \omega^2 \right]^2 \right). \quad (7.48)$$

De los dos términos cuadráticos dentro del logaritmo, salvo a muy baja frecuencia, predomina el primero, es decir que

$$PT \cong 20 \log \left(\frac{\delta_1 \delta_2 \omega}{2 \rho_0 c k'} \left(\omega^2 - k' \frac{\delta_1 + \delta_2}{\delta_1 \delta_2} \right) \right). \quad (7.49)$$

Vemos que existe una frecuencia de resonancia

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k' \frac{\delta_1 + \delta_2}{\delta_1 \delta_2}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c^2}{L} \frac{\delta_1 + \delta_2}{\delta_1 \delta_2}} = 59,6 \sqrt{\frac{1}{L} \frac{\delta_1 + \delta_2}{\delta_1 \delta_2}}, \quad (7.50)$$

para la cual la pérdida de transmisión se reduce notablemente. Esto implica que, a esa frecuencia, la atenuación del tabique doble es muy débil o aún inexistente. Dicha

¹³ Para resolverlo se utiliza la transformación de Laplace \mathcal{L} que transforma funciones del dominio tiempo, t , al dominio de la frecuencia compleja, s . Si $\mathcal{A}f(t) = F(s)$, resulta $\mathcal{A}f'(t) = sF(s)$, lo cual permite transformar las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas, de resolución más sencilla. No entraremos, sin embargo, en los detalles de la resolución.

situación se ilustra en la figura 7.30. Para frecuencias menores que f_0 , predomina la ley de la masa, mientras que para frecuencias mayores que f_0 , la curva se aproxima a la denominada ley de la masa-resorte-masa, es decir:

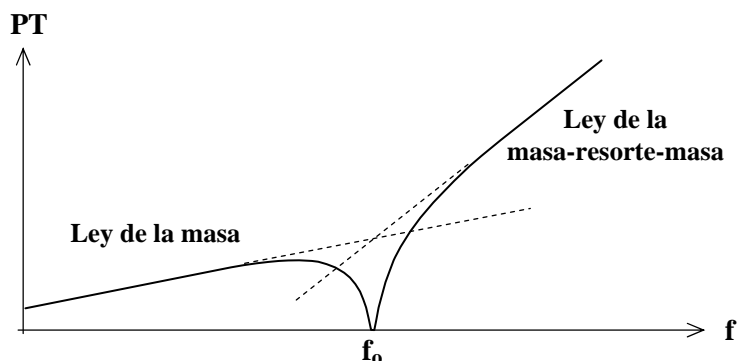


Figura 7.30. Dependencia con la frecuencia de la pérdida de transmisión de una pared doble (la frecuencia está en escala logarítmica).

masa, mientras que para frecuencias mayores que f_0 , la curva se aproxima a la denominada ley de la masa-resorte-masa, es decir:

$$PT \cong 20 \log \frac{\delta_1 \delta_2 \omega^3}{2 \rho_0 c k'} \quad (7.51)$$

Esta ley indica un crecimiento tres veces más rápido que el correspondiente a la ley de la masa, lo cual explica el porqué de la mayor efectividad de los tabiques dobles.

En la práctica, sin embargo, no es posible obtener valores de la pérdida de transmisión tan espectaculares en alta frecuencia debido a varias razones:

1) Para frecuencias mayores deja de ser válido el modelo de parámetros concentrados, ya que deja de ser cierto que $L \ll \lambda/4$. En ese caso prevalece el modelo ondulatorio, que presenta otros fenómenos de resonancia similares a los que se producen en un tubo cerrado, y que tienden a incrementar la transmisión en alta frecuencia.

2) No se ha tenido en cuenta el fenómeno de coincidencia, que, al igual que para tabiques simples, tiende a reducir la pérdida de transmisión a frecuencias superiores a la frecuencia crítica.

3) A menudo la rigidez del resorte del modelo no se reduce sólo a la del aire, sino que existen vínculos rígidos debidos a la estructura de sostén de los tabiques. Esto incrementa la resonancia situándola en frecuencias suficientemente elevadas como para afectar la zona del espectro que se quiere aislar.

EJEMPLO 7.8

Una pared doble está formada por dos tabiques de placa de roca de yeso de 16 kg/m^2 (12,5 mm), separados 70 mm entre sí. (a) Determinar la frecuencia de resonancia del conjunto. (b) Estimar la pérdida de transmisión a 250 Hz y comparar con valores de tablas (ver tabla 7.6).

Solución: (a) Aplicamos la ecuación 7.50:

$$f_0 = 59,6 \sqrt{\frac{1}{L} \frac{\delta_1 + \delta_2}{\delta_1 \delta_2}} = 59,6 \sqrt{\frac{1}{0,07} \frac{16 + 16}{16 \cdot 16}} = 79,7 \text{ Hz}.$$

Para campo difuso, será

$$f_{0, \text{difuso}} \cong 1,41 f_0 \cong 112,4 \text{ Hz}$$

(b) Ahora utilizamos la ecuación 7.49:

$$PT \cong 20 \log \left(\frac{16 \cdot 16 \cdot 2\pi \cdot 250}{2 \cdot 407^2 \cdot 345} 0,07 \left((2\pi \cdot 250)^2 - \frac{407 \cdot 345}{0,07} \cdot \frac{16 + 16}{16 \cdot 16} \right) \right) = 54,7 \text{ dB}.$$

Este valor es muy alto, ciertamente mucho más que lo que se obtiene realmente con esta configuración a esa frecuencia, que es de alrededor de **21 dB**.¹⁴

El ejemplo anterior muestra la escasa utilidad práctica de las ecuaciones 7.48 y 7.49, cuya importancia reside únicamente en que permiten, en un caso simplificado, una interpretación física cualitativa del comportamiento de un tabique doble.

Es posible mejorar considerablemente la pérdida de transmisión en los tabiques dobles introduciendo en la cavidad materiales muy absorbentes, como la lana de vidrio. Esto permite disipar la energía sonora en forma de calor, por lo cual la energía mecánica disponible para mover el segundo tabique se reduce. En particular, esto introduce una atenuación de la resonancia, incrementando la pérdida de transmisión obtenida en la zona de resonancia. A pesar de ello, la resonancia sigue siendo un problema, por lo cual al diseñar un tabique doble es muy recomendable ubicar la frecuencia de resonancia por debajo del rango de frecuencias en el que se desea obtener una elevada aislación. Ello puede lograrse aumentando las masas de ambos tabiques, y reduciendo la rigidez de la capa intermedia, lo cual se consigue separando más los tabiques y evitando las conexiones rígidas.

Debe tenerse en cuenta, sin embargo, que en la deducción anterior se supuso tácitamente que cada componente de la pared era rígido, y que la presión era uniforme sobre toda la pared, vale decir, que la onda sonora incidente era normal (perpendicular) a la pared. En una situación real, el campo sonoro será aproximadamente difuso, lo cual significa que en cada instante de tiempo la onda tendrá una dirección diferente. Se puede demostrar que la frecuencia de resonancia para un ángulo de incidencia φ con respecto a la normal es

$$f_{0, \varphi} = \frac{f_0}{\cos \varphi}. \quad (7.52)$$

Si el campo es difuso, el ángulo promedio será $\varphi = \pi/4$, por lo cual la frecuencia de resonancia promedio será

$$f_{0, \pi/4} \cong 1,41 f_0. \quad (7.53)$$

¹⁴ En este caso hay que tener en cuenta que el valor se ha medido con las placas instaladas con perfiles estructurales de sostén, que incrementan notablemente la rigidez.

Una consecuencia de esto es que la resonancia será menos pronunciada y más ancha para un campo difuso que para incidencia normal.

Debido a la influencia de multitud de factores difíciles de tener en cuenta en un modelo simple, no es sencillo, en general, predecir la pérdida de transmisión de los tabiques dobles. Por esta razón es aconsejable recurrir a valores medidos en laboratorio (especificados por los fabricantes o suministrados a pedido), algunos de los cuales se indican en la tabla 7.6.

Si se cumplen ciertas condiciones, empero, es posible dar fórmulas simplificadas que permiten una estimación bastante aceptable. Un ejemplo lo constituyen los tabiques rellenos con material poroso fuertemente absorbente sin conexión estructural (ver las figuras 7.34 a 7.36). En este caso, si se conocen las pérdidas de transmisión PT_1 y PT_2 de ambas caras, la pérdida de transmisión se estima por medio de

$$PT \cong \begin{cases} PT_1 + PT_2 + 20 \log \frac{4\pi f L}{c} & \text{si } f < \frac{c}{2\pi L} \\ PT_1 + PT_2 + 6 \text{ dB} & \text{si } f > \frac{c}{2\pi L} \end{cases} \quad (7.54)$$

donde f es la frecuencia, c es la velocidad del sonido y L es la separación entre las placas.¹⁵ Las condiciones indicadas están relacionadas con el tamaño relativo entre la separación y la longitud de onda. Para frecuencias muy altas, dado que la energía es transformada en calor en el material absorbente, la pérdida de transmisión llega a ser inclusive mayor que la suma de las correspondientes a ambas placas.

EJEMPLO 7.9

Estimar la PT de un tabique doble formado por dos hojas de placa de roca de yeso de **12,5 mm**, montaje elástico, una separación de **90 mm** rellena casi totalmente con lana de vidrio, y luego una hoja de placa de roca de yeso de **12,5 mm**.

Solución: En este caso tenemos, según la tabla 7.6., que las placas individualmente tienen $PT_1 = 26 \text{ dB}$ y $PT_2 = 20 \text{ dB}$ a **250 Hz**. Entonces, teniendo en cuenta que $c/2\pi L = 610 \text{ Hz}$, corresponde utilizar la expresión superior de la aproximación 7.54:

$$PT \cong 26 + 20 + 20 \log \frac{4\pi \cdot 250 \cdot 0,09}{345} \cong 44 \text{ dB} .$$

El resultado tabulado es de **48 dB**, valor bastante próximo al estimado.

Otra situación en la que se puede obtener una estimación de la PT es cuando la distancia entre ambas hojas es mucho mayor que la longitud de onda, ya que en ese caso puede pensarse la cavidad como un pequeño recinto en el cual el campo sonoro es difuso. Aplicando razonamientos similares a los de la sección 5.5.3 se obtiene

¹⁵ La aproximación para $f < c/2\pi L$ puede obtenerse a partir de la ecuación 7.51 si se supone que la pérdida de transmisión de cada componente es la correspondiente a la ley de la masa teórica.

$$PT = PT_1 + PT_2 - 10 \log \frac{S_{1 \text{ hoja}}}{\bar{\alpha} S_{\text{interior}}} . \quad (7.55)$$

En el caso en que $S_{\text{interior}} = 2S_{1 \text{ hoja}}$, se puede reescribir como

$$PT \cong PT_1 + PT_2 + 10 \log 2\bar{\alpha} . \quad (7.56)$$

Si $\bar{\alpha} \cong 1$, se obtiene un resultado cercano al de la aproximación 7.54. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que si $\bar{\alpha} \cong 1$ el campo entre ambos paneles no será difuso, por lo cual la 7.56 debe utilizarse con precaución. Una situación en el cual sería provechoso aplicarla es en el caso de puertas dobles, o puertas cancelas.

7.3.6. ESTRUCTURAS AISLANTES TÍPICAS

Las ideas puestas de manifiesto en las secciones anteriores se aplican para obtener diversas estructuras que cumplen la función de aislantes acústicos. La situación más sencilla es cuando se requiere incrementar la aislación de una pared de mampostería ya existente. Para ello se suele utilizar una capa adicional de diversos materiales, como placas de roca de yeso, barreras vinílicas de alta densidad, planchas de plomo, etc. Dado que el tabique preexistente suele tener una considerable densidad superficial (por ejemplo una pared de ladrillos revocada a ambos lados de **15 cm** de espesor), la simple yuxtaposición de un material menos denso no proporcionará resultados muy significativos, por lo cual será necesario separar cierta distancia el material agregado, creando el efecto de masa-resorte-masa.

Un ejemplo típico lo constituye la aplicación de una *placa de roca yeso*. Este material, sumamente utilizado en Estados Unidos y en países europeos, está formado por una base de yeso (sulfato de calcio bihidratado, $\text{SO}_4 + 2\text{H}_2\text{O}$) recubierta en ambas caras con una capa de fibras celulósicas que conforman un cartón de gran resistencia. Sus características principales son una importante flexibilidad y gran resistencia a la compresión.

Si podemos suponer que la placa está separada de la pared sólo por la elasticidad del aire, dado que su densidad superficial es mucho menor que la de la pared original, puede aproximarse la frecuencia de resonancia normal por

$$f_0 \cong \frac{59,6}{\sqrt{L \cdot \delta}} . \quad (7.57)$$

Adoptando como criterio que la frecuencia de resonancia se encuentre por debajo de los **50 Hz**, se obtiene

$$L > \frac{1,2}{\delta} , \quad (7.58)$$

que, para una placa de **12,5 mm** (alrededor de **16 kg/m²**) implica una separación mínima de **74,5 mm**. En realidad es difícil garantizar que la elasticidad residual sea la del aire cuando la estructura portante está solidaria a la pared, ya que se crean

“cortocircuitos” acústicos. Por ese motivo, lo más aconsejable es un montaje independiente, como se muestra en la figura 7.31.

En caso de utilizar plomo u otros materiales de gran densidad pero sin características autoportantes, los mismos podrán adherirse a algún material elástico que los separe de la pared original.

Un segundo caso lo constituye la pared formada por dos hojas de placa de yeso. En la figura 7.32 se puede apreciar el detalle de la estructura de sostén, formada por una serie de perfiles verticales de chapa galvanizada, denominados **montantes**, encajados dentro de un perfil horizontal fijado al piso, denominado **solera**. Las placas de roca de yeso se fijan a dicha estructura por medio de tornillos autorroscantes. Si bien esta estructura proporciona mayor aislación que dos placas de roca de yeso yuxtapuestas,

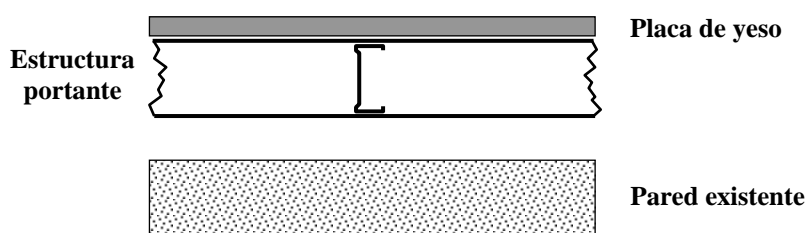


Figura 7.31. Revestimiento acústico de una pared con estructura portante independiente para eliminar “cortocircuitos” acústicos.

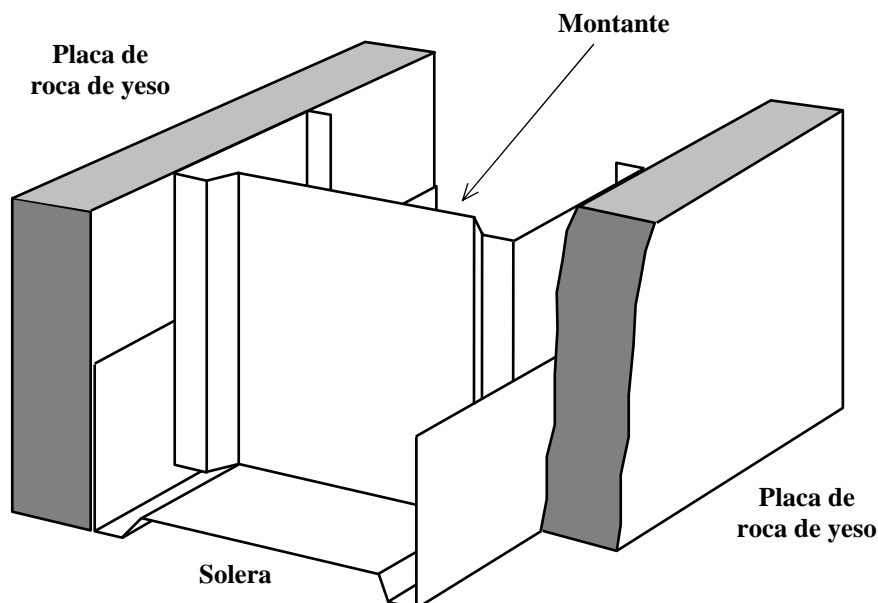


Figura 7.32. Pared sencilla que utiliza dos placas de roca de yeso sujetas a una estructura portante.

no permite todavía lograr altas pérdidas de transmisión. El agregado de algún material absorbente como lana de vidrio o lana mineral en la cavidad entre ambas placas incrementa en **3 a 7 dB** la pérdida de transmisión (figura 7.33). Puede lograrse una

aislación más efectiva si una de las placas se monta en forma elástica con perfiles en forma de **Z** estirada con ranuras (figura 7.34). Estos perfiles deben su elasticidad al hecho de que sólo una fracción de la longitud total está ocupada con chapa. La rigidez resultante es mayor que la del propio aire, pero menor que en el montaje no elástico. Dado que esta perfilería elástica aún no está muy difundida en el mercado local, una solución alternativa consiste en realizar el montaje interponiendo bandas vinílicas o de neopreno. Los tornillos, sin embargo, podrían actuar como cortocircuitos acústicos.

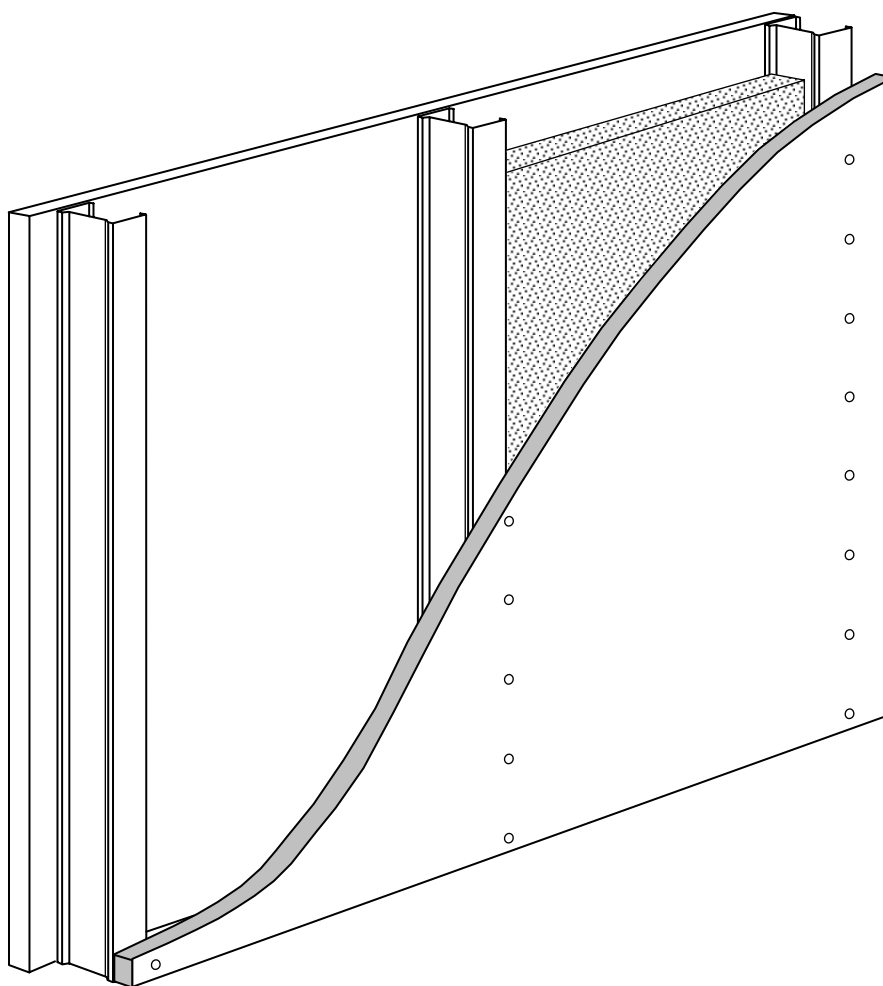


Figura 7.33. Detalle del montaje de una pared formada por dos placas de roca de yeso y lana de vidrio absorbente en su interior.

El agregado de más capas de yeso de cada lado permite incrementar la aislación, aunque no demasiado, ya que cada duplicación de la masa equivale a un incremento de alrededor de **5 dB** en la pérdida de transmisión. Es posible utilizar hasta 3 capas de cada lado. El uso de hojas de diverso espesor es un recurso útil para evitar que la frecuencia de coincidencia sea la misma de los dos lados. De esa forma, la resonancia de una hoja por efecto de coincidencia será bloqueada por la otra hoja.

Otra solución para paredes de placa de roca de yeso que requieren una pérdida de transmisión particularmente alta consiste en utilizar estructuras portantes separadas para ambos lados de la pared, ya sea doble o alternada. Esto permite acercarse al ideal de que

no haya conexión rígida entre ambos tabiques, reduciendo la transmisión. En este tipo de paredes se utiliza una doble o triple placa de cada lado.

En la estructura *doble* existe una hilera de montantes con sus correspondientes soleras para cada tabique. Se trata esencialmente de dos paredes de una hoja (similares a la de revestimiento acústico de la figura 7.31) con sus estructuras internas enfrentadas (figura 7.35). Una desventaja de esto es que el espesor total de la pared es muy grande, dado que la separación entre las caras internas de las placas de roca de yeso debe ser mayor que el doble del espesor de los montantes.

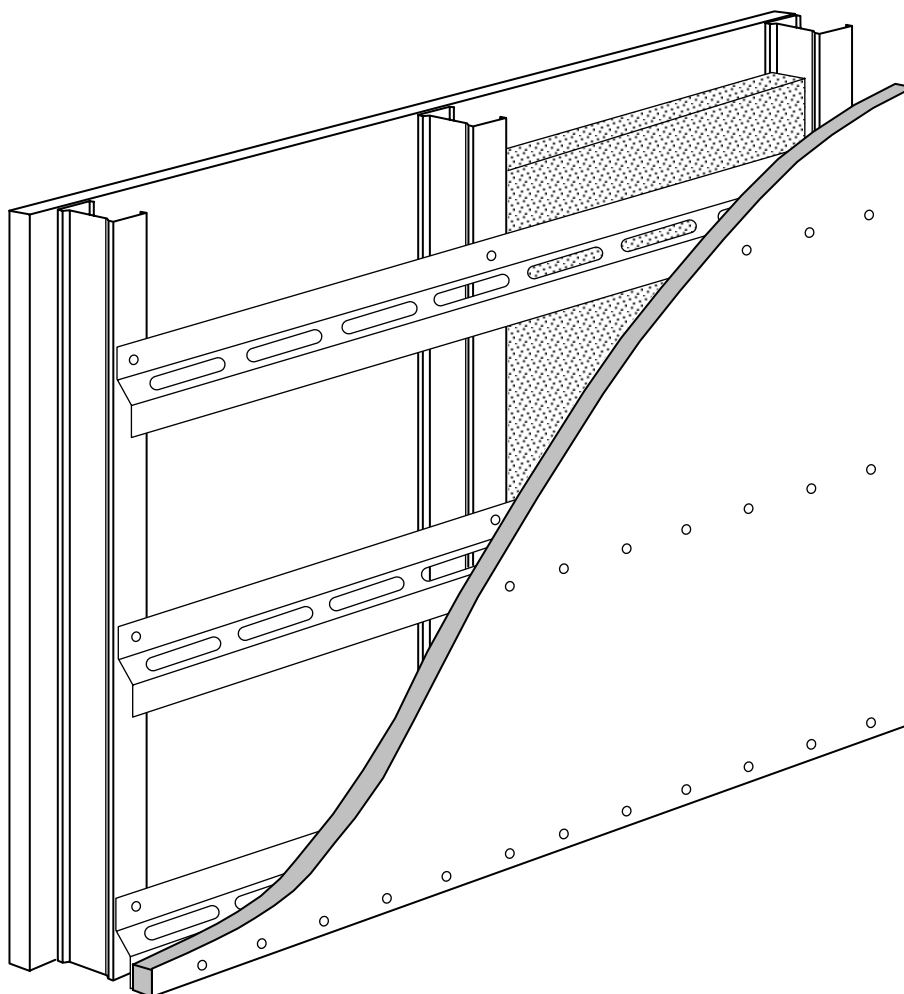


Figura 7.34. Detalle del montaje elástico de una pared formada por dos placas de roca de yeso y lana de vidrio absorbente en su interior.

La estructura *alternada* (figura 7.36) consiste en utilizar un doble juego de montantes pero con distancia entre las caras internas de los tabiques menor que el doble del espesor de los montantes, permitiendo así reducir el espacio requerido. Se utiliza en aquellos casos en que es necesaria una aislación acústica considerable en poco espacio. Sin embargo, la menor distancia entre los tabiques reduce la pérdida de transmisión con respecto a la estructura doble. Otra desventaja es que su colocación es más dificultosa, ya que se hace necesario utilizar ángulos metálicos en lugar de soleras para posibilitar la alternancia de los montantes.

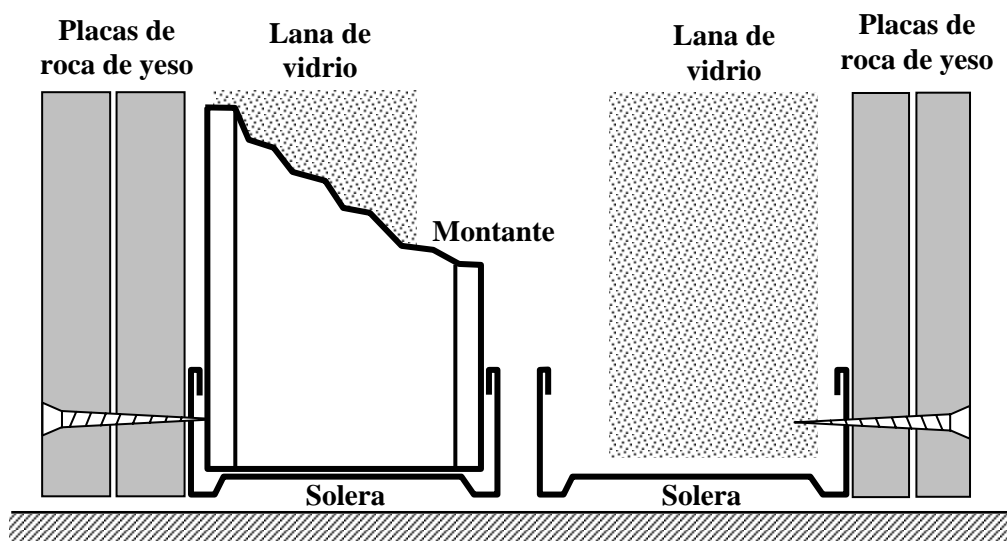


Figura 7.35. Detalle del montaje de una pared con estructura doble. Se muestra un solo montante. Notar la diferencia de espesores.

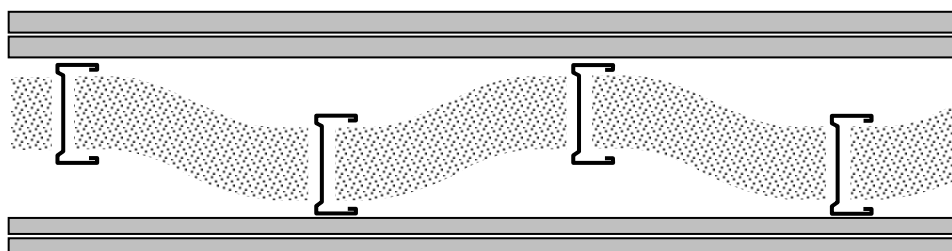


Figura 7.36. Vista superior en corte de un montaje con estructura alternada. Notar la diferencia de espesores a uno y otro lado de la pared.

En la instalación de paredes de placa de yeso es necesario tomar varios recaudos para garantizar que no se produzca transmisión por flancos. En primer lugar debe asegurarse que toda junta entre bordes de placas adyacentes se encuentre adecuadamente sellado, para lo cual se utiliza masilla de yeso y encintado de papel, aprovechando la depresión para la toma de juntas que las placas de roca de yeso tienen en sus bordes. Dado que la cinta de papel recubre la junta y luego ésta es cubierta por masilla, es práctica frecuente por parte de los instaladores no cuidar lo que sucede *debajo* del papel. La masilla *debe ser presionada con la espátula hasta penetrar en la junta antes de colocar la cinta de papel*, como se muestra en la figura 7.37. Debe tenerse cuidado especialmente en las juntas derivadas de la unión entre paredes. En efecto, en ese caso, dado que en general la longitud de la pared no puede cubrirse con una cantidad entera de placas, la unión se efectúa a partir de bordes cortados, con irregularidades y pequeñas melladuras o desprendimientos de material, además de que la longitud de la placa recortada carece de la precisión necesaria para evitar una luz

considerable en la junta. A esto se agrega el hecho de que no se dispone de la depresión mencionada anteriormente, por lo cual hay

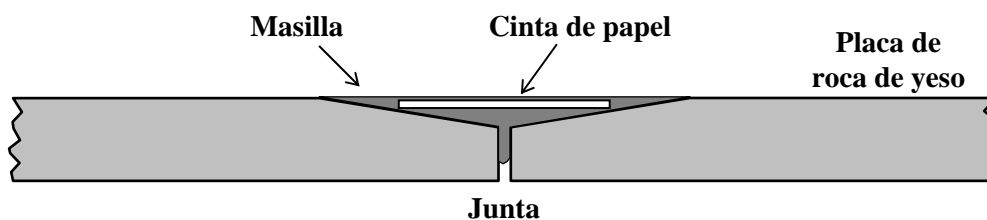


Figura 7.37. Masillado y encintado correctos para una junta entre dos placas de roca de yeso.

menos espacio para ser ocupado por la masilla. Por último, dado que las normas habituales de instalación indican que la cinta debe ser doblada, es común que se formen pequeñas ampollas, creando intersticios por los cuales el sonido puede transmitirse con el consecuente deterioro de la aislación general. En estos casos es muy importante un masillado abundante, ya que la función de la masilla no es sólo la de permitir el pegado de la cinta sino también, y muy especialmente, rellenar la junta (figura 7.38).

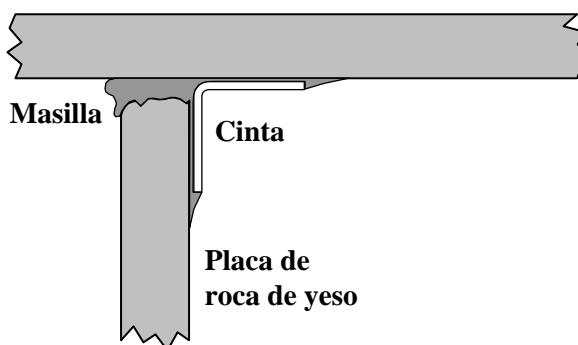


Figura 7.38. Masillado correcto para una junta entre placas de roca de yeso en una unión de paredes.

En el caso de paredes que utilicen doble placa de roca de yeso de cada lado, las juntas deberán alternarse, es decir que nunca deben estar enfrentadas. No obstante esta precaución, igualmente deben sellarse con masilla las juntas de la placa interna antes de colocar la externa (figura 7.39).

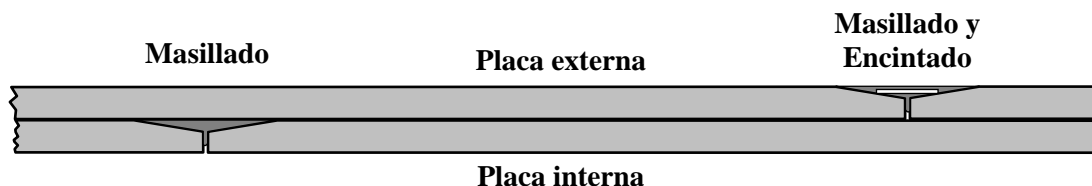


Figura 7.39. Disposición y masillado correctos para las juntas entre placas de roca de yeso en las paredes con doble placa de cada lado.

Con respecto a las terminaciones en las proximidades del piso, se recomienda habitualmente dejar algunos milímetros entre el piso y el borde inferior de la placa.

Dicho espacio debe ser rigurosamente sellado con masilla no endurecible, por ejemplo una masilla siliconada, sin que queden intersticios. Luego es recomendable la colocación de un zócalo, cuya junta con el piso también deberá estar sellada.

Las mismas precauciones son necesarias en los bordes con las cajas de distribución de energía eléctrica o de interruptores de luz. Las juntas deben ser selladas cuidadosamente para evitar intersticios por los cuales pudiere haber filtraciones de sonido. También deben masillarse las perforaciones para la fijación de cargas colgantes.

En la Tabla 7.6. se dan los valores de la pérdida de transmisión en función de la frecuencia para varios materiales y estructuras típicas.

7.3.7. VENTANAS

Las ventanas convencionales, formadas por una hoja de vidrio, tienen escaso rendimiento como aisladores acústicos, debido a que por su reducido espesor tienen baja densidad superficial y consecuentemente baja pérdida de transmisión. Por ejemplo, para una ventana de **4 mm** de espesor, resulta a **500 Hz**

$$PT \cong 18 \log \frac{500 \cdot 2700 \cdot 0,004}{300} = 22,6 \text{ dB},$$

que corresponde a un R_w de unos **27 dB** (ecuación 7.22). A esto se agrega el efecto de coincidencia, que para este espesor comienza a producirse una octava antes de

$$f_c = \frac{130 \cdot 0,1}{0,004} = 3250 \text{ Hz},$$

es decir, aproximadamente a partir de los **1600 Hz**. En lugar de vidrios comunes, es posible utilizar **vidrios laminados**, que están constituidos por dos (o más) láminas de vidrio unidas por una capa (o más) de material plástico (polivinil butiral, **PVB**) de entre **0,3 mm** y **1,5 mm**. Esta inhomogeneidad, a la que se agrega el efecto amortiguador del **PVB**, permite un aumento en la pérdida de transmisión de hasta **5 dB** en algunas frecuencias.

Cuando se requiere un grado de privacidad importante o un bajo nivel de ruido a uno u otro lado de la ventana (como en el caso de las “peceras” que separan la sala de control de la sala de grabación de los estudios), es necesario aumentar considerablemente esta aislación. La solución de incrementar el espesor no es práctica, ya que para obtener valores adecuados de **PT** se requeriría una ventana demasiado gruesa, pesada y costosa. Se recurre, nuevamente, al concepto de tabique doble. En este caso se utilizan dos láminas de vidrio grueso de distintos espesores (por ejemplo **6 mm** y **8 mm**), fijadas en dos marcos a cierta distancia (por ejemplo **50 mm**) mediante masillas no endurecibles de silicona (figura 7.40). Se puede obtener una fórmula empírica para estimar el índice de reducción acústica compensado R_w :

$$R_w \cong 17 + 10 \log L \cdot d, \quad (7.59)$$

Tabla 7.6. Pérdida de transmisión de diversos materiales en función de la frecuencia, y clase de transmisión sonora (según varias fuentes)*.

| Material o estructura | R _w | PT a la frecuencia | | | | | |
|---|----------------|--------------------|-----|-----|------|------|------|
| | | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 |
| Hormigón (90 mm) | 37 | 30 | 30 | 37 | 35 | 38 | 41 |
| Hormigón (140 mm) | 45 | 30 | 34 | 41 | 48 | 56 | 55 |
| Hormigón (190 mm) | 53 | 37 | 46 | 46 | 54 | 59 | 60 |
| Hormigón (290 mm) | 50 | 33 | 41 | 45 | 51 | 57 | 61 |
| Hormigón (90 mm) + aire (25 mm) + fibra de vidrio (65 mm) + hormigón (90 mm) + placa de yeso (16 mm) | 62 | 49 | 54 | 57 | 66 | 71 | 81 |
| Hormigón (90 mm) + aire (60 mm) + panel rígido de fibra de vidrio (65 mm) + hormigón (90 mm) + placa de yeso (16 mm) | 77 | 57 | 65 | 76 | 82 | 86 | 83 |
| Placa de yeso (Durlock, Placo) (12 mm) | 28 | 15 | 20 | 25 | 29 | 32 | 27 |
| Placa de yeso (Durlock, Placo) (2×12 mm) | 31 | 19 | 26 | 30 | 32 | 29 | 37 |
| Placa de yeso (12 mm) + aire (70 mm) + placa de yeso (12 mm) | 34 | 13 | 21 | 33 | 43 | 44 | 39 |
| Placa de yeso (2×12 mm) + aire (70 mm) + placa de yeso (12 mm) | 38 | 18 | 25 | 39 | 47 | 49 | 44 |
| Placa de yeso (2×12 mm) + aire (90 mm) + placa de yeso (12 mm); montantes cada 600 mm | 45 | 29 | 35 | 48 | 51 | 53 | 46 |
| Placa de yeso (2×12 mm) + aire (90 mm) + placas de yeso (12 mm); montantes cada 400 mm | 37 | 16 | 26 | 36 | 42 | 45 | 48 |
| Placa de yeso (2×12 mm) + aire (70 mm) + placa de yeso (2×12 mm) | 44 | 23 | 30 | 45 | 49 | 52 | 52 |
| Placa de yeso (12 mm) + aire (20 mm) + fibra de vidrio (50 mm) + placa de yeso (12 mm) | 45 | 21 | 35 | 48 | 55 | 56 | 43 |
| Placa de yeso (2×12 mm) + aire (40 mm) + fibra de vidrio (50 mm) + placa de yeso (2×12 mm); montantes cada 600 mm | 56 | 34 | 47 | 56 | 61 | 59 | 57 |
| Placa de yeso (2×12 mm) + perfiles elásticos + aire (15 mm) + fibra de vidrio (75 mm) + placa de yeso (12 mm) | 57 | 33 | 48 | 56 | 56 | 61 | 58 |
| Placa de yeso (2×12 mm) + perfiles elásticos + aire (15 mm) + fibra de vidrio (75 mm) + placa de yeso (2×12 mm) | 61 | 38 | 53 | 61 | 60 | 65 | 63 |
| Placa de yeso (2×12 mm) + perfiles elásticos + aire (25 mm) + fibra de vidrio (125 mm) + placa de yeso (2×12 mm) | 64 | 43 | 54 | 63 | 65 | 69 | 66 |
| Vidrio (6 mm) | 31 | 25 | 28 | 31 | 34 | 30 | 37 |
| Vidrio laminado (6 mm) | 35 | 26 | 29 | 32 | 35 | 35 | 43 |
| Vidrio (3mm) + aire (50 mm) + vidrio (3 mm) | 38 | 18 | 26 | 38 | 43 | 48 | 35 |
| Vidrio (3mm) + aire (100 mm) + vidrio (6 mm) | 45 | 29 | 35 | 44 | 46 | 47 | 50 |
| Puerta madera maciza (24 kg/m ²) sin burlete | 22 | 19 | 22 | 26 | 24 | 23 | 20 |
| Puerta madera maciza con burlete | 26 | 22 | 25 | 29 | 25 | 26 | 28 |
| Puerta de madera maciza (24 kg/m ²) + aire (230 mm) + Puerta acero chapa # 18 hueca (26 kg/m ²) + burlete magnético en el marco | 49 | 35 | 44 | 48 | 44 | 54 | 62 |

* NOTA: Los valores son indicativos, recomendándose recurrir a lo especificado por cada fabricante.

donde **L** es la separación entre las láminas y **d** el espesor medio, ambos en **mm**. Esta fórmula muestra que la atenuación obtenida se incrementa aproximadamente **3 dB** por cada duplicación de la separación.

Teóricamente podría aumentarse la aislación agregando absorción sonora entre las láminas. Dado que por razones de visibilidad no es posible colocar material absorbente *entre* ambas láminas, se lo coloca en el perímetro, oculto detrás del marco. Para mayor efectividad, se suele evitar el paralelismo inclinando ligeramente uno de los paños de vidrio. Esto va desviando las ondas sonoras hacia la periferia, donde actúa el material absorbente (generalmente, lana de vidrio). La inclinación entre ambos vidrios impide, además, la resonancia a cierta frecuencia, que incrementaría la transmisión. En algunos casos se emplean ventanas triples, con el vidrio intermedio inclinado, lo cual permite una atenuación algo mayor. El uso de vidrio semiespejado de un lado es una posibilidad interesante para algunas aplicaciones, por ejemplo las cámaras Gesell.

Para evitar que por diferencias de temperatura a ambos lados de la ventana se produzcan condensaciones por dentro que empañarían el vidrio más frío, es necesario asegurarse de que el aire intermedio esté muy seco. Para ello se colocan cristales deshidratados de **sílica gel** (un poderoso deshumectante) antes de sellar herméticamente el conjunto.

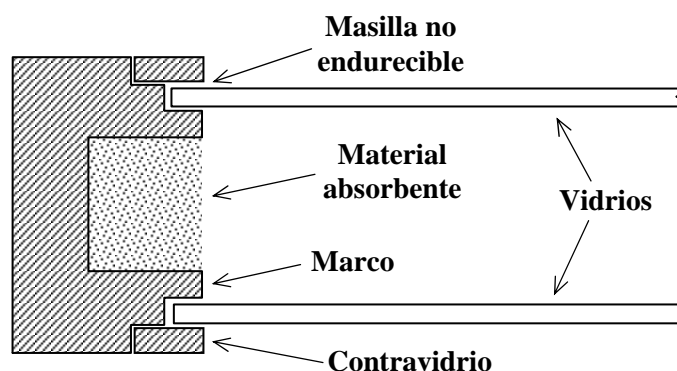


Figura 7.40. Corte según un plano horizontal de una ventana de doble vidrio.

En los casos en que la aislación acústica requerida no sea excepcionalmente alta, pueden utilizarse los denominados **paneles doble vidriados herméticos (DVH)**, cuya finalidad principal es, en realidad, la aislación térmica (figura 7.41). Conceptualmente son similares a las ventanas ya vistas, con la diferencia de que vienen armados de fábrica sobre un bastidor metálico (en general se arman por encargo según medidas especificadas). Debido a que el perfil del bastidor tiene sección constante, no es posible lograr una inclinación entre los paños. Por este motivo es necesario tener en cuenta muy especialmente la resonancia, que puede obtenerse a partir de la ecuación 7.50:

$$f_0 \cong 1150 \sqrt{\frac{d_1 + d_2}{L \cdot d_1 \cdot d_2}}, \quad (7.60)$$

donde d_1 y d_2 son los espesores de ambas láminas y L la separación entre ellas, en todos los casos en **mm**. Esta frecuencia resulta casi siempre de algunos cientos de **Hz**, por lo cual no debe sorprender que en algunos casos el comportamiento acústico sea peor que el de un vidrio simple. Estos paneles no llevan absorción perimetral, pero sí deshumectantes. En general la distancia entre los paños de vidrio es menor que en las ventanas anteriores (entre **6** y **20 mm**), aunque superponiendo varios perfiles se

consiguen distancias mayores. Si bien no es la práctica usual, llenando la cavidad con un gas diferente del aire, como por ejemplo anhídrido carbónico (CO_2), se consigue incrementar la aislación hasta niveles similares a lo que se obtendría intercalando absorción sonora.

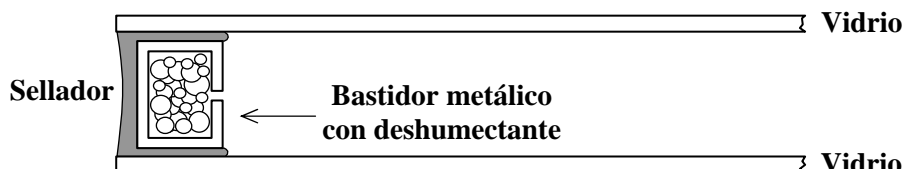


Figura 7.41. Corte según un plano horizontal de un panel doble vidriado hermético.

Una solución interesante consiste en utilizar una estructura como la de la figura 7.40 sustituyendo los vidrios por paneles doble vidriados. Debido a las múltiples capas, la aislación obtenida resulta mayor, en tanto se cuide que las resonancias no coincidan.

En el caso en que, por razones de ventilación se requiera una ventana rebatible, es evidente que sólo se podrá obtener un aislamiento aceptable mientras la ventana se encuentre cerrada. Pero, aún así, será necesario en primer lugar que el marco sea macizo, por lo cual deben evitarse los marcos huecos de chapa, y más todavía si son marcos livianos de aluminio. En segundo lugar, los ajustes deben ser sumamente precisos, además de utilizar en todo el perímetro burletes adecuados en las juntas, los cuales deberán ser suficientemente blandos pero a la vez herméticos (no de espuma de poros abiertos).

7.3.8. PUERTAS

Uno de los problemas de mayor dificultad en el control de ruido en recintos lo constituyen las puertas, debido a que por un lado está el problema acústico de lograr la máxima aislación posible, y por otro, el problema mecánico que implica el peso y el espesor habitualmente necesarios. Este último problema se agrava por la precisión requerida para lograr buenos ajustes y evitar las filtraciones o fugas sonoras (sección 7.3.3).

Tradicionalmente existen tres tipos de puertas para usos no específicamente acústicos: las puertas macizas, las puertas placa, formadas por dos hojas de madera terciada a ambos lados de un bastidor estructural, y las puerta metálicas, realizadas con una o dos chapas soldadas a un bastidor metálico. Las denominadas “blindadas” o “reforzadas” agregan una chapa de hierro a una puerta placa. En el caso de las puertas macizas, la solución del problema acústico exige una hoja de gran densidad superficial para obtener, a través de la ley de la masa, una pérdida de transmisión considerable. Pero también se requiere una baja rigidez debido a la coincidencia y a la resonancia en baja frecuencia. Esta última es consecuencia de que tanto el área como la densidad superficial de una puerta son pequeñas con respecto a las correspondientes a las paredes, por lo cual, según la ecuación 7.27, la frecuencia de resonancia tiende a ser mayor que para una pared. La utilización de burletes blandos en la junta perimetral

permite reducir la rigidez mejorando algo el rendimiento. Sin embargo, la principal ventaja del burlete es lograr un ajuste más hermético entre la puerta y el marco, ya que el burlete se adapta a las irregularidades que suele haber entre ambos. Esto puede apreciarse en los valores consignados para puertas macizas en la Tabla 7.6, que se reproducen en forma gráfica en la figura 7.42. Para que la efectividad del burlete sea completa, el marco deberá abarcar la totalidad del perímetro de la puerta, incluyendo la parte inferior, lo cual exigirá disponer un umbral.

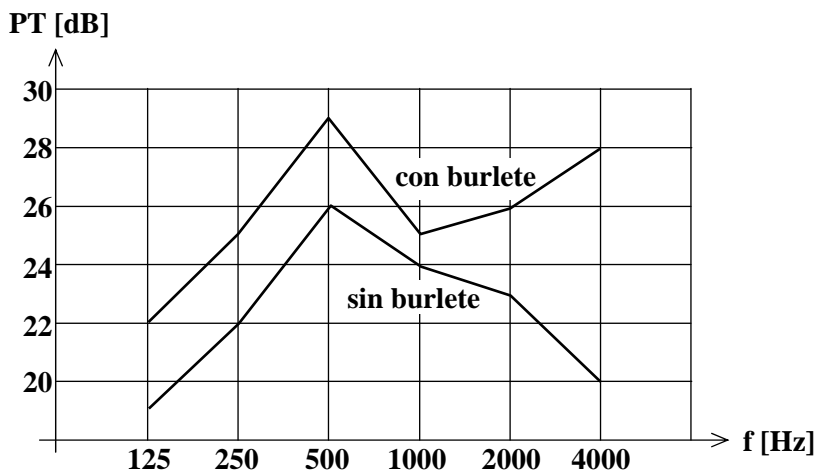


Figura 7.42. Pérdida de transmisión de una puerta maciza de 24 kg/m² con y sin burlete perimetral.

Las mismas dificultades se encuentran en el caso de las puertas placa, con el agravante de que al tener una parte de su volumen ocupado por aire, la densidad total se reduce, o bien es necesario aumentar el espesor. Una primera mejora consiste en el agregado de material absorbente en la cavidad entre ambas planchas, como se muestra en la figura 7.43, sobre todo si se reemplazan las hojas de madera terciada por placas de aglomerado fino de alta densidad, tipo Guillermina, o Fibrafácil (materiales cuya densidad es de alrededor de 700 kg/m³). Nuevamente, el uso de un burlete en la totalidad del perímetro es esencial si se desea sacar el mayor provecho a esta estructura.

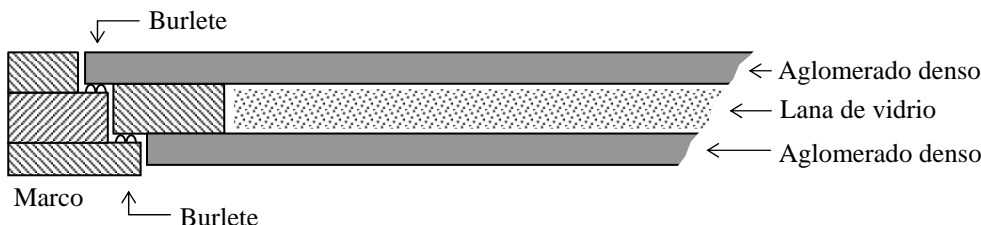


Figura 7.43. Detalle constructivo de una puerta con características acústicas mejoradas (corte según plano horizontal). La pérdida de transmisión es superior a la de una puerta placa convencional.

Otra solución utilizada a veces consiste en rellenar la cavidad con arena seca. La arena, además de ser absorbente del sonido, es un excelente amortiguador de

vibraciones, y a la vez agrega masa sin contribuir a la rigidez. Su densidad es de 1550 kg/m^3 . Una puerta de $0,7 \text{ m} \times 2 \text{ m}$ formada por dos capas de Fibrafácil de 16 mm separadas por 22 mm de arena, por ejemplo, tendrá una masa total de 79 kg , lo cual obliga a utilizar herrajes de gran resistencia, además de un marco apropiado a la carga a la cual estará sometido.

En los casos en que se requieren pérdidas de transmisión mayores, por ejemplo en los estudios de sonido, salas de ensayo, etc., se recurre a intercalar una o más láminas de plomo de 1 a $1,5 \text{ mm}$ de espesor, como se muestra en la figura 7.44. Las cavidades se rellenan con lana de vidrio de alta densidad (35 kg/m^3 o más), que cumple la función de absorbente acústico. En general se da a estas puertas una forma tronco-piramidal, con el fin de asegurar un mejor contacto, aún teniendo en cuenta las tolerancias y variaciones dimensionales por temperatura, humedad, etc. Debido al gran peso resultante, y a la necesidad de asegurar una presión considerable sobre los burletes, se utilizan mecanismos de cierre especiales con manijas más largas que un picaporte normal, que por el principio de la palanca consiguen convertir un gran desplazamiento rotacional con pequeña fuerza en un desplazamiento mucho más corto pero con mayor fuerza, permitiendo el ajuste entre la solapa de la puerta y el burlete. En algunos casos en los que por razones de seguridad no se admita este tipo de cierres, una solución frecuente consiste en utilizar burletes magnéticos como los de las puertas de los refrigeradores.

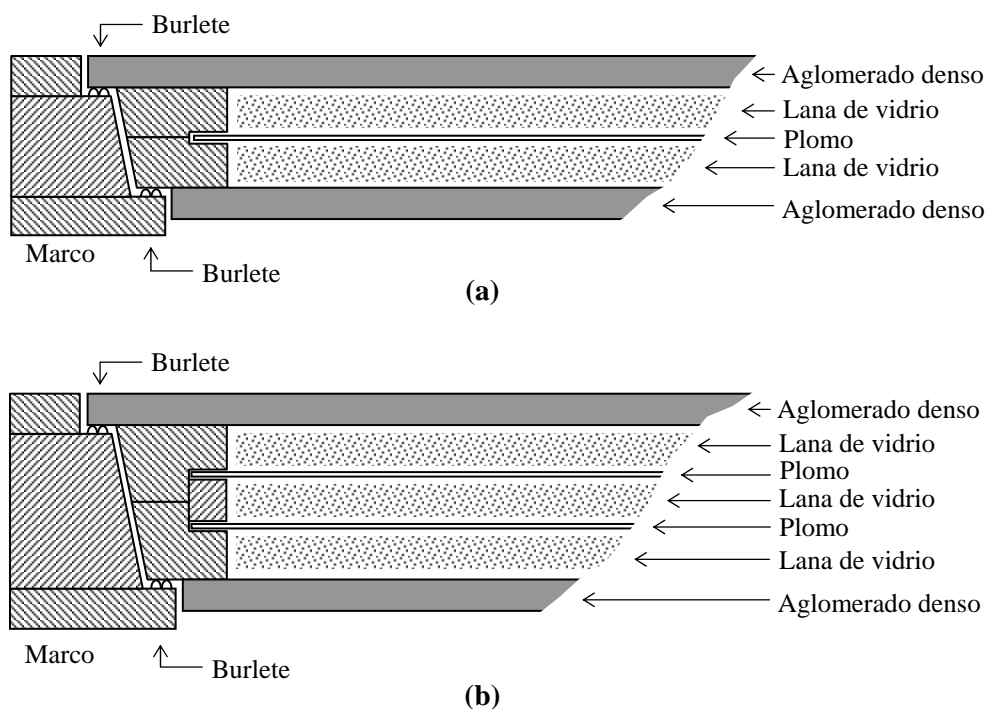


Figura 7.44. Detalles constructivos de dos puertas acústicas de elevada pérdida de transmisión (corte según plano horizontal). (a) Con una lámina de plomo. (b) Con dos láminas de plomo. Obsérvese el doble burlete y la construcción tronco-piramidal que permite un ajuste más perfecto.

7.3.9. CIELORRASOS Y PISOS

Si bien no hay, en lo conceptual, diferencias notables entre un tabique vertical (pared) y un tabique horizontal (losa o estructura piso-cielorraso), en este último caso aparece con mayor frecuencia el fenómeno del impacto, ocasionando vibraciones directas del tabique (es decir, no estimuladas por un sonido incidente) que se transforman en ruido del otro lado. Estos impactos provienen, por lo general, de objetos que caen, o de pisadas o pasos, y, salvo que se tomen las medidas apropiadas, se transmiten con gran efectividad al otro lado. Esta particularidad hace que sea especialmente importante evaluar, comparar y clasificar las estructuras de pisos y cielorrasos desde el punto de vista del impacto.

El enfoque para la especificación de la capacidad de aislación de un tabique en el caso del sonido aéreo, era, según vimos, proporcionar la pérdida de transmisión **PT** en cada banda de octava o de tercio de octava, y, complementariamente, el índice de reducción acústica compensado **R_w**. La utilidad práctica de la pérdida de transmisión reside en que si se conoce el espectro del ruido del lado emisor, puede determinarse fácilmente el correspondiente al lado receptor. En el caso de los impactos, la situación es diferente, ya que la transmisión del ruido aéreo del local emisor (es decir donde se produce el impacto) al local receptor es sólo *parte* del ruido estimulado en éste, y en general una parte minoritaria. Por este motivo, la medición del espectro del ruido *aéreo* producido por el impacto del lado emisor no es demasiado útil para estimar el espectro del ruido del lado receptor.

El procedimiento de medición en este caso involucra la utilización de *impactos normalizados*, obtenidos mediante una *máquina de impacto normalizada*, y la medición del espectro resultante en el recinto receptor.

La **máquina de impacto normalizada** (figura 7.45) está formada por 5 martillos cilíndricos de **3 cm** de diámetro y **500 g** de masa cada uno, separados **10 cm** entre sí, que golpean el piso alternativamente con una energía equivalente a una caída libre desde **4 cm** con una frecuencia total de impactos de **10 Hz** (cada martillo impacta 2 veces por

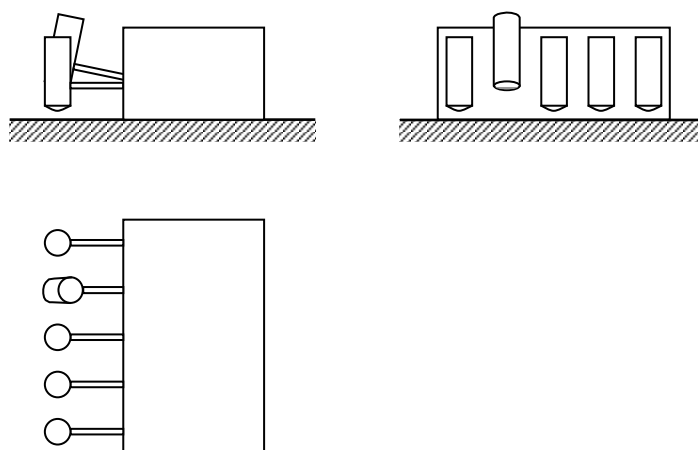


Figura 7.45. Ejemplo de máquina de impacto normalizada. Los 5 martillos cilíndricos golpean alternativamente el piso a razón de un total de 10 golpes por segundo.

segundo).¹⁶ Este tipo de máquina está normalizada por varios organismos, por ejemplo **IRAM**, a través de la Norma IRAM 4063, parte V, e **ISO**, por medio de la norma ISO 140. Durante la operación de la máquina de impacto normalizada se genera una sucesión de impactos como los estudiados en la sección 6.9.1, que a su vez producen ruido en el recinto inferior. Una vez medido el nivel de presión sonora¹⁷ de este ruido en bandas de tercio de octava desde **100 Hz** hasta **3150 Hz**, se le aplica una corrección que tiende a independizar el resultado obtenido (a igualdad de las otras condiciones) de la absorción del recinto receptor, obteniéndose el **nivel del sonido de impacto normalizado, N_n** :

$$N_n = NPS + 10 \log \frac{\bar{\alpha} S_2}{S_0}, \quad (7.61)$$

donde **NPS** es el nivel de presión sonora en la banda de frecuencia en la cual se desea obtener N_n , $\bar{\alpha}$ el coeficiente de absorción promedio del recinto receptor correspondiente a dicha banda de frecuencia, S_2 el área total del mismo, y S_0 una absorción de referencia elegida convenientemente igual a **10 sabine** (es decir, **10 m²**).¹⁸

Puede apreciarse que, a diferencia del caso de la aislación del ruido aéreo, no se especifica aquí una *propiedad física* del piso, sino el resultado de un *ensayo arbitrario normalizado*. Otra diferencia es que cuanto mejor sea la aislación, menor será N_n , ya que se trata de un nivel de ruido y no un valor de aislación.

Nótese que N_n no tiene aplicabilidad directa a casos prácticos (como sí la tenía la pérdida de transmisión), dado que los impactos reales no tienen por qué parecerse a los impactos normalizados. Por ello, en general no se suministra N_n en bandas de tercio de octava, sino el **nivel del sonido de impacto compensado, $N_{n,w}$** , que se obtiene a partir de N_n mediante una técnica similar (dada en las normas IRAM 4043, parte II, e ISO 717, parte 2) a la que permitía obtener R_w mediante la pérdida de transmisión.

Para encontrar el valor $N_{n,w}$ de una determinada estructura se miden los valores de N_n en bandas de tercio de octava y se aplica el siguiente procedimiento, que utiliza el **contorno de referencia**¹⁹ de la figura 7.46. Este contorno se superpone (en la misma escala) a la gráfica de N_n y se va desplazando verticalmente hacia arriba o hacia abajo (según sea necesario) hasta que la suma de todos los valores en que la gráfica de N_n supera al contorno de referencia sea **32 dB** (observar que el criterio empleado aquí es

¹⁶ Los martillos deben ser de acero, bronce o latón. En caso de ser de acero, su longitud es de aproximadamente **9 cm**. La superficie que impacta debe ser levemente convexa, con radio de curvatura de **50 cm**, a fin de asegurar un contacto localizado y uniforme con el piso. En caso de ser el piso frágil se admite un recubrimiento de caucho según se especifica en las normas.

¹⁷ En realidad, si no puede asegurarse que el campo sonoro es difuso, el nivel de presión sonora debe medirse en varios puntos y promediarse.

¹⁸ Esta corrección actúa del siguiente modo. Supongamos que en un recinto receptor muy reverberante ($\bar{\alpha}$ pequeño) se obtiene un valor determinado de **NPS**. Entonces, en un recinto menos reverberante ($\bar{\alpha}$ grande) se medirá un valor **NPS'** menor. El término corrector será ahora más grande, compensando la reducción en el nivel de presión sonora medido. La corrección es mejor para $\bar{\alpha}$ pequeño.

¹⁹ El contorno normalizado para $N_{n,w}$ está formado por tres tramos rectilíneos: uno constante en **62 dB** hasta **315 Hz**, otro que baja hasta **57 dB** en **1000 Hz**, y el último que baja hasta **42 dB** en **3150 Hz**. Para **IIC** puede utilizarse el mismo contorno.

inverso al que correspondía a R_w). El valor de $N_{n,w}$ estará dado entonces por el valor que asuma el contorno de referencia así desplazado en la frecuencia de **500 Hz**.²⁰

En el ejemplo de la figura 7.46 se muestra en línea gruesa la curva con los valores medidos de N_n , en línea fina el contorno de referencia original, y en línea de trazos el contorno desplazado. Las zonas sombreadas corresponden a los rangos de frecuencia en que la curva N_n excede al contorno desplazado. El valor resultante es, en este ejemplo, $N_{n,w} = 47$ dB.

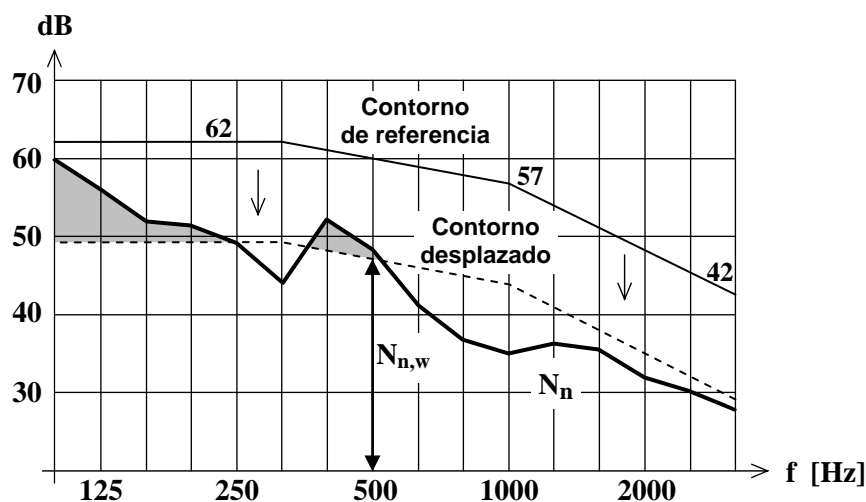


Figura 7.46. Obtención del nivel del sonido de impacto compensado, $N_{n,w}$, a partir del contorno de referencia y del nivel del sonido de impacto normalizado, N_n , en bandas de tercio de octava.

La determinación manual de $N_{n,w}$ es, al igual que la de R_w , tediosa, debido a que se requiere proceder por prueba y error, desplazando de a **1 dB** el contorno de referencia y verificando cada vez si la suma de los excesos es o no mayor que **32**. En su lugar puede utilizarse un programa de computadora como el 7.2, o una planilla de cálculo.

Debido a la dificultad para determinar en forma directa la absorción $\bar{\alpha} S_2$ para la aplicación de la ecuación 7.61, a menudo se reemplaza esta determinación por la medición del tiempo de reverberación en el local receptor, T_2 , que puede llevarse a cabo sencillamente grabando el estallido de un globo y luego graficando la envolvente de la señal por computadora (pueden utilizarse para ello potentes programas shareware como el Cool Edit 96, si no se dispone de paquetes de procesamiento matemático que en general son de costo elevado). Recordando que

$$T_2 = 0,161 \frac{V_2}{\bar{\alpha} S_2},$$

²⁰ En la norma norteamericana ASTM E989 se incluye el requisito adicional de que la diferencia no supere en ninguna frecuencia los **8 dB**. En dicha norma el valor obtenido debe restarse de **110 dB**, obteniéndose el indicador denominado **impact insulation class, IIC**, es decir *clase de aislación de impactos*. El contorno es idéntico al de las normas IRAM e ISO.

PROGRAMA 7.2. Cálculo de $N_{n,w}$ a partir de N_n en bandas de tercio de octava

```

CLS
PRINT "CALCULO DEL NIVEL DEL SONIDO DE IMPACTO COMPENSADO, Nn,w"
PRINT
DIM f(16), Nn(16), CR(16)

DATA 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800
DATA 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150
DATA 62, 62, 62, 62, 62, 62, 61, 60, 59, 58
DATA 57, 54, 51, 48, 45, 42

PRINT "Ingrese el nivel del sonido de impacto normalizado Nn";
PRINT "para cada frecuencia"
PRINT
FOR i = 1 TO 16
  READ f(i)
  PRINT "Nn("; f(i); ") = ";
  INPUT "", Nn(i)
NEXT i
FOR i = 1 TO 16
  READ CR(i)
NEXT i

a = 100
supera = 0
DO
  suma = 0
  FOR i = 1 TO 16
    delta = Nn(i) - (CR(i) + a)
    IF delta > 0 THEN suma = suma + delta
  NEXT i
  IF suma <= 32 AND supera = 0 THEN a = a - 1 ELSE supera = 1
  IF supera = 1 THEN EXIT DO
LOOP

Nnw = CR(8) + a + 1

PRINT
PRINT "Nn,w ="; Nnw; "dB"

```

podemos escribir

$$\bar{\alpha}S_2 = 0,161 \frac{V_2}{T_2}, \quad (7.62)$$

de donde

$$N_n = NPS + 10 \log \frac{V_2}{S_0 T_2} - 8 \text{ dB}, \quad (7.63)$$

en donde V_2 y S_0 están expresados en m^3 y m^2 respectivamente. Inspirándose en esta igualdad, las normas definen también otra versión del nivel del sonido de impacto normalizado, N_{nT} , fijando un tiempo de reverberación de referencia $T_0 = 0,5$ s:

$$N_{nT} = NPS + 10 \log \frac{T_0}{T_2}, \quad (7.64)$$

el cual sólo coincide con el anterior para $V_2/S_0 = 3,2 \text{ m}$.

En la tabla 7.7 se indican valores de $N_{n,w}$ requeridos para diversas situaciones, adaptado de lo establecido por la Housing and Urban Development (Desarrollo Urbano y Habitacional) de Estados Unidos de Norteamérica.

Tabla 7.7. Valores recomendados para pisos entre departamentos según el destino de la habitación.

| Departamento inferior | Departamento superior | Valor máximo de $N_{n,w}$ | | |
|-----------------------|-----------------------|---------------------------|----------|-----------|
| | | Grado I | Grado II | Grado III |
| Dormitorio | Dormitorio | 55 | 58 | 62 |
| | Líving | 50 | 53 | 57 |
| | Cocina | 45 | 48 | 52 |
| | Comedor | 45 | 48 | 52 |
| | Pasillo | 45 | 48 | 52 |
| Líving | Dormitorio | 55 | 58 | 62 |
| | Líving | 55 | 58 | 62 |
| | Cocina | 50 | 53 | 57 |
| | Comedor | 48 | 50 | 54 |
| | Pasillo | 50 | 53 | 57 |

En muchos casos, sobre una losa ya existente (típicamente de hormigón, aunque podría ser también de madera o cualquier otro material) se aplica un revestimiento, ya sea por razones de terminación o para mejorar la aislación sonora y de impacto. En un extremo de la gama de posibilidades se encuentra un delgado piso de goma o una alfombra, y en el otro, un piso flotante completo (incluyendo una capa elástica, el contrapiso flotante sobre ésta, un cubrimiento de baldosas, y una alfombra sobre bajoalfombra). Resulta interesante conocer cuál será la mejora en el comportamiento frente a impactos obtenida en cada caso, y para ello las normas prevén un ensayo utilizando un piso normalizado. Dicho **piso normalizado** es un piso de hormigón reforzado de **10 a 14 cm** de espesor, suficientemente plano y liso y de un área no menor de **10 m²**. Se realiza entonces, para cada banda de frecuencia, una medición de los niveles del sonido de impacto normalizado sin el recubrimiento, $N_{n,o}$, y con él, $N_{n,o}'$, y luego se obtiene el valor de **reducción del nivel de sonido de impacto** como

$$\Delta N = N_{n,o} - N_{n,o}'. \quad (7.65)$$

Es de hacer notar que ΔN no depende de las características particulares del piso, en tanto éste sea de hormigón macizo. Por consiguiente, si se conoce el valor N_n para una determinada losa, es posible obtener el nuevo valor N_n' cuando se aplica sobre ésta un revestimiento mediante la siguiente expresión:

$$N_n' = N_n - \Delta N. \quad (7.66)$$

Si la losa original no es de hormigón macizo, esta ecuación se vuelve sólo una estimación, tanto mejor cuanto más similar sea dicha losa al piso normalizado.

Nuevamente, resulta interesante obtener un número único correspondiente a ΔN , que denominaremos **índice de reducción del sonido de impacto compensado**, ΔN_w . Una primera idea para obtenerlo sería restar los niveles del sonido de impacto compensado del piso normalizado sin revestimiento y con él:

$$\Delta N_w = N_{n,w,0} - N_{n,w,0}'. \quad (7.67)$$

Lamentablemente, el valor así obtenido depende demasiado de las características del piso normalizado, observándose que el valor dado por la ecuación 7.67 no tiene suficiente repetibilidad entre laboratorios. Esta dificultad se resuelve mediante el empleo de un **piso de referencia** ficticio (teórico) al cual se refieren todos los valores antes de efectuar la determinación de ΔN_w . El nivel del sonido de impacto normalizado de este piso es, por definición, de **67 dB** en **100 Hz**, sube hasta **72 dB** en **1000 Hz**, y luego se mantiene constante en dicho valor hasta **3150 Hz**.²¹ Denotando con un subíndice **r** los parámetros correspondientes al piso de referencia, tenemos, de la ecuación 7.66,

$$N_{n,r}' = N_{n,r} - \Delta N. \quad (7.68)$$

Entonces

$$\Delta N_w = N_{n,w,r} - N_{n,w,r}'. \quad (7.69)$$

Dado que las características del piso de referencia son conocidas, es posible, aplicando el procedimiento anteriormente detallado (figura 7.46), determinar que $N_{n,w,r} = 78 \text{ dB}$,²² de donde

$$\Delta N_w = 78 \text{ dB} - N_{n,w,r}'. \quad (7.70)$$

Como se ve fácilmente, cuanto mejor sea el revestimiento desde el punto de vista de la reducción de impactos, menor será $N_{n,w,r}'$ y por lo tanto mayor ΔN_w .

Veamos ahora algunos ejemplos típicos de estructuras piso-cielorraso con características acústicas. En la mayoría de las estructuras piso-cielorraso la losa se encuadra en una de estas tres variantes: hormigón macizo, ladrillos (generalmente huecos) sobre viguetas de hierro y cemento, y madera sobre viguetas o tirantes de madera. En los dos primeros casos, para obtener el cielorraso casi siempre se revoca directamente o se aplica un enlucido de yeso sobre metal desplegado. En el tercero, se suele colocar madera machihembrada (ensamblada) o placas de roca de yeso directamente fijadas a las viguetas de madera. Ninguna de estas estructuras resulta enteramente satisfactoria desde el punto de vista acústico. Las dos primeras, debido a la

²¹ Estos valores corresponden a una idealización segmento-lineal de las características promedio de un piso normalizado.

²² En este caso, para las frecuencias más altas se supera la diferencia de **8 dB** (véase la nota al pie de página número 20).

masa involucrada, tienen una aislación acústica marginalmente aceptable, pero no tienen un comportamiento adecuado frente a impactos. La losa de madera, por otra parte, debido a su mayor elasticidad podría tener potencialmente una mejor respuesta a los impactos, pero su aislación es muy insuficiente, con lo cual llega a percibirse el ruido *acústico* que el impacto genera del lado emisor, resultando entonces inaceptable para cualquier aplicación con requisitos acústicos importantes.

Una primera mejora es la utilización de algún revestimiento blando sobre el piso, por ejemplo una alfombra, ya que de esa forma se consigue aumentar la duración del impacto, y reducir las componentes de alta frecuencia. Las alfombras son aún más efectivas si se utiliza un *bajoalfombra*. En realidad, utilizando una alfombra más gruesa y compacta podrían lograrse resultados similares, pero a un costo más alto. Los bajoalfombras pueden ser de fibras vegetales (como el yute) o sintéticas (poliéster), y, como ya se consignó anteriormente, también hacen un aporte importante a la absorción sonora. Las alfombras de bucle son algo menos efectivas que las de hebras recortadas, ya que éstas distribuyen mejor los esfuerzos debidos al impacto. A igual estructura, tanto la absorción de una alfombra como su aislación del ruido de impacto aumenta con el espesor. Para alfombras de espesores medios (**6 a 8 mm**), por ejemplo, se logran valores de ΔN_w del orden de **20 dB** o más. El tipo de fibra constitutiva (lana, nylon), en cambio, no afecta significativamente a su comportamiento acústico. Debe tenerse en cuenta que una alfombra demasiado gruesa implica una creciente incomodidad para caminar sobre ella.

Otros tipos de revestimiento son los pisos vinílicos y de goma, aunque los resultados son menos significativos que los correspondientes a las alfombras, siendo ΔN_w del orden de **10 dB**. Tienen la ventaja de ser más económicos, además de proveer una superficie más lisa y más fácil de lavar.

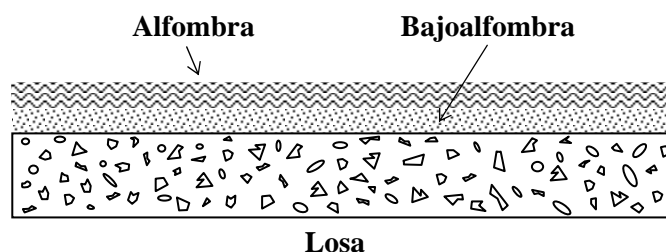


Figura 7.47. Ejemplo de revestimiento de un piso por medio de una alfombra sobre bajoalfombra.

Cuando se requiere una aislación ante ruidos de impacto mayor que la que se consigue con revestimientos superficiales como los descritos, se recurre a los pisos flotantes, introducidos en el capítulo sobre control de vibraciones. Hay varias razones por las que un piso flotante es efectivo contra los ruidos de impacto. En primer lugar, distribuye notablemente los esfuerzos sobre la losa estructural a través de la acción de la capa elástica intermedia. En segundo lugar, reduce la transmisión por flancos, al estar desvinculado de la estructura. En tercer lugar, por encima de la frecuencia de resonancia la fuerza neta transmitida se reduce con el cuadrado de la frecuencia, y dado que los impactos tienen un alto contenido de energía en alta frecuencia, esto implica una reducción importante del esfuerzo total transmitido. Estas ventajas aumentan si, además, se recubre el piso flotante con revestimientos superficiales blando.

Los pisos flotantes son más efectivos cuando son masivos, ya que en ese caso se reduce la frecuencia de resonancia, a partir de la cual el coeficiente de transmisión de fuerza empieza disminuir. Además, por la ley de la masa, también se incrementa la pérdida de transmisión. Por cuestiones de resistencia estructural, sin embargo, no siempre es posible agregar una masa muy grande. En estos casos conviene que la rigidez de la capa elástica sea baja. Sin embargo, cuando esta capa se hace demasiado blanda, la deflexión estática que provoca el peso de una persona puede volverse incómoda. Cuando no hay problemas serios de vibraciones de baja frecuencia, una frecuencia de resonancia de **20 Hz** debería ser suficiente en todos los casos. De acuerdo a la tabla 6.2, esto implica una deflexión estática total de **0,6 mm**, que resulta aceptable.

Un ejemplo primitivo de piso flotante lo constituye el piso de parquet sobre asfalto, aunque el asfalto tiende a endurecerse con el tiempo. Esto, combinado con la escasa masa superficial de las tablillas, da lugar a una frecuencia natural demasiado alta para ser efectivo, aunque al menos se controlan las altas frecuencias. Este tipo de pisos puede mejorarse si se monta un entarimado sobre tirantes de madera apoyados sobre un material elástico, por ejemplo neopreno o paneles de lana de vidrio de alta densidad, como se muestra en la figura 7.48. Una ventaja de esto es que la absorción que proporciona

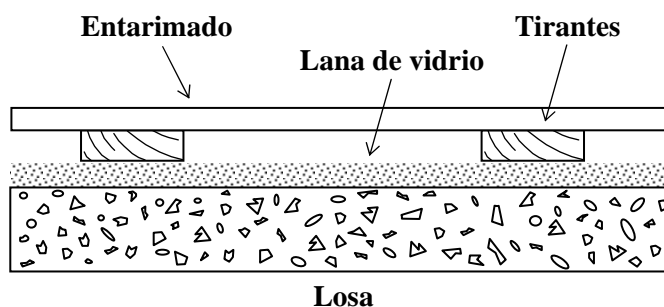


Figura 7.48. Ejemplo de piso flotante de madera sobre tirantes de madera apoyados en lana de vidrio.

lana de vidrio ayuda a obtener un efecto de tabique doble entre el entarimado y la losa original. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que es difícil sellar perfectamente todas las juntas. En algunos casos puede utilizarse un entarimado doble, el de arriba en dirección perpendicular con respecto al de abajo, lo cual minimiza las fugas.

En la figura 7.49 se muestra otro tipo de piso flotante muy efectivo, consistente en una capa de hormigón apoyada directamente sobre la lana de vidrio, o interponiendo una lámina de polietileno de unos **0,1 mm** de espesor en caso de que el hormigón se vuelque in situ para evitar filtraciones que luego podrían convertirse en conexiones rígidas espurias.

Los esquemas analizados son aplicables también al caso de techos de madera sobre viguetas de madera, muy difundidos para la ejecución de entrepisos, aunque debe tenerse en cuenta que la pérdida de transmisión resultará menor. También debe tenerse en cuenta que las viguetas presenten una resistencia estructural adecuada para sportar un piso flotante.

En todos los casos debe evitarse que exista contacto entre los bordes del piso flotante y las paredes, ya que ello reduciría o aún anularía las virtudes de aquél. Debe

preverse una junta que deberá ser cuidadosamente sellada con material no endurecible, según el caso. En el caso de los pisos flotantes de hormigón volcados in situ se utiliza un zócalo de lana de vidrio. Otro cuidado especial a tener en cuenta es que no existan conexiones entre la losa estructural y el piso flotante, lo cual podría originarse por ejemplo en cañerías o desagües. En tales casos deben preverse conexiones flexibles entre ambos estratos.

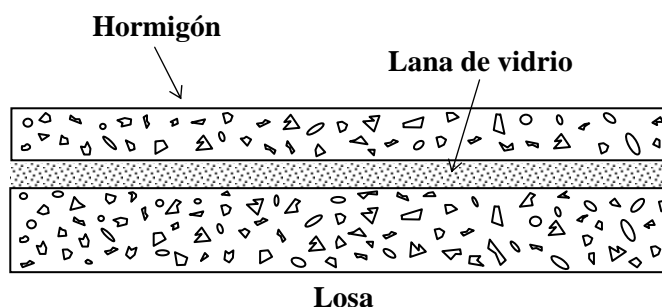


Figura 7.49. Piso flotante de hormigón sobre paneles de lana de vidrio. Si el hormigón se vuelca in situ debe aplicarse sobre la lana de vidrio una lámina de polietileno para evitar filtraciones.

Del lado receptor es posible lograr mejoras en la aislación acústica y de ruido de impacto por medio de un **cielorraso suspendido**, es decir un cielorraso, generalmente de placa de roca de yeso, montado sobre una estructura metálica colgada a cierta distancia por debajo de la losa (figura 7.50). Aquí intervienen dos mecanismos. En primer lugar, el **plenum** o cavidad de aire entre el cielorraso y la losa permite crear un sistema masa-resorte-masa que puede ser especialmente efectivo si su altura es considerable (por ejemplo en el caso del reciclado o refacción de una construcción antigua con techos altos). La efectividad aumenta en caso de que se coloque lana de vidrio u otro material

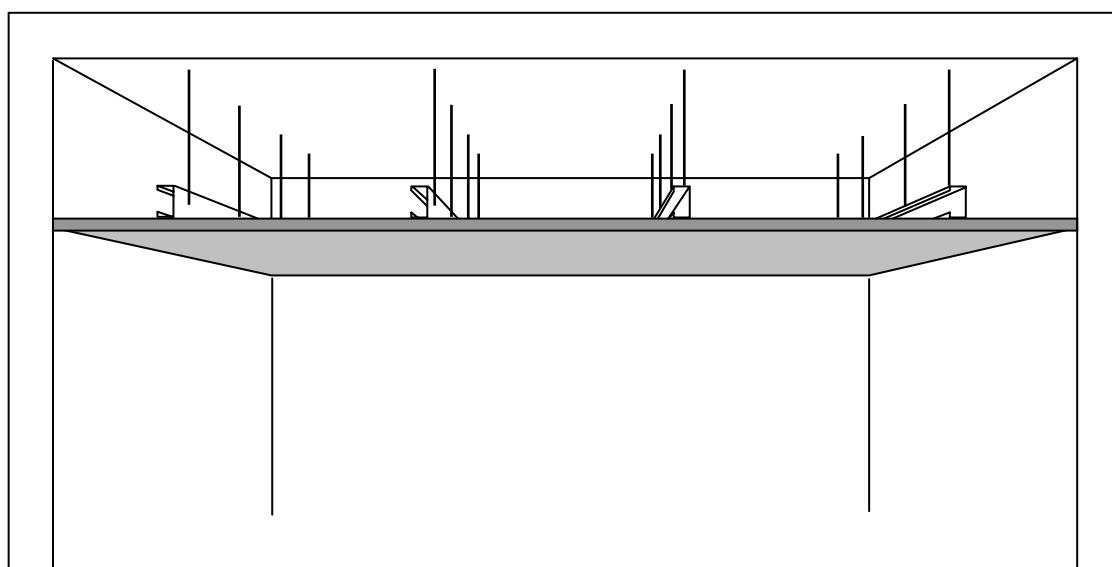


Figura 7.50. Cielorraso suspendido de la losa estructural. Es muy importante un adecuado sellado flexible de todas las juntas.

absorbente en esta cavidad, en forma similar al caso de las paredes dobles. En segundo lugar, es relativamente sencillo utilizar suspensiones elásticas, ya sea a través de resortes o de elastómeros, como se muestra en el ejemplo de la figura 7.51. Esto aumenta la pérdida de transmisión. Obsérvese que el ruido de impacto llega a la cavidad, radiado por la losa, como un ruido acústico. La suspensión elástica, junto con la lana de vidrio, reducirá ese ruido acústico, tanto más cuanto mayor sea la masa del cielorraso. En casos críticos es posible agregar una o dos capas más de placa de roca de yeso, o, mediando una nueva estructura metálica, directamente un cielorraso que a su vez sea un tabique doble horizontal. Esta solución es interesante cuando el techo original es un precario techado de chapa. Dicho techo es efectivo contra las inclemencias del tiempo, pero no constituye una barrera acústica adecuada. Sin embargo, el costo de removerlo y reemplazarlo por ejemplo por una losa de hormigón es, en la mayoría de los casos, inadmisibles, por lo cual un cielorraso suspendido doble o aún triple puede resolver el problema. En todos los casos debe prestarse especial atención al sellado elástico de las juntas entre el cielorraso y las paredes, evitándose, en lo posible, fijar la estructura colgante a éstas, debido a que las vibraciones estructurales hallarían en el cielorraso un efectivo radiador acústico de gran área.

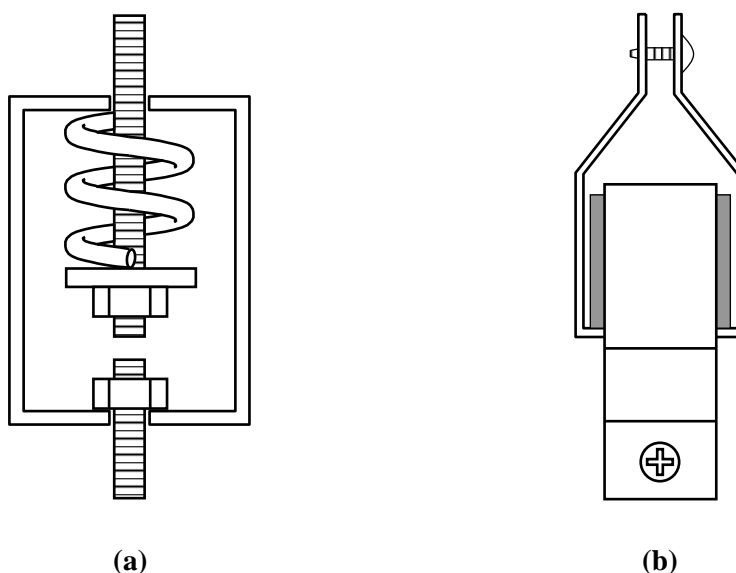


Figura 7.51. Ejemplos de suspensiones elásticas para cielorrasos: (a) con resorte helicoidal; (b) con materiales elastómeros o viscoelásticos.

Para tratamiento acústico de cielorrasos se pueden emplear plafones fonoabsorbentes basados en fibras minerales (basalto), fibra de vidrio, fibras

celulósicas, corcho, etc. con diversas terminaciones superficiales de fantasía. En general se instalan suspendidas por medio de bastidores de perfiles metálicos a cierta distancia del cielorraso. En casos en que la aislación acústica a obtener no sea crítica, los bastidores pueden colgarse directamente de la losa. Cuanto mayor sea la separación, mejor será la absorción resultante.

En la tabla 7.8 se indican algunos valores de $N_{n,w}$ típicos para diversas estructuras piso-cielorraso, que pueden utilizarse como valores indicativos para estimar el comportamiento de las mismas ante impactos. Puede apreciarse que el agregado de alfombra sobre bajoalfombra produce efectos muy notorios en pisos duros como el hormigón, pero no tan significativos en pisos de madera u otros materiales de menor rigidez. Debe notarse, sin embargo, que pequeñas variantes constructivas pueden producir variaciones importantes en la aislación resultante, por lo cual se recomienda procurar obtener valores medidos para la estructura que finalmente se decida incluir en el proyecto.

Tabla 7.8. Valores típicos de $N_{n,w}$ para estructuras piso-cielorraso, adaptado de varias fuentes.

| Estructuras piso-cielorraso | $N_{n,w}$ [dB] |
|---|----------------------------------|
| Losa de hormigón de 15 cm de espesor con alfombra sobre bajoalfombra | 24 |
| Piso de madera sobre viguetas de madera con cielorraso de doble placa de yeso suspendida elásticamente de las viguetas y lana de vidrio en la cavidad (espesor igual a la altura de las viguetas) con contrapiso de hormigón directamente apoyado en la madera y alfombra sobre bajoalfombra | 26 |
| Piso de madera sobre viguetas de madera con cielorraso de doble placa de yeso suspendida elásticamente de las viguetas y lana de vidrio en la cavidad (espesor igual a la altura de las viguetas) con alfombra sobre bajoalfombra | 37 |
| Piso de hormigón de 15 cm de espesor con piso flotante de hormigón sobre lana de vidrio | 39 |
| Piso de madera sobre viguetas de madera con cielorraso de yeso fijado a tirantes de madera transversales con alfombra sobre bajoalfombra | 45 |
| Losa de hormigón de 12 cm con alfombra de bucles de 6 mm | 57 |
| Losa de hormigón de 12 cm de espesor con piso de goma de 3,5 mm | 62 |
| Piso de madera sobre viguetas de madera con cielorraso de doble | 64 |

| | |
|--|-----------|
| placa de yeso suspendida elásticamente de las viguetas y lana de vidrio en la cavidad (espesor igual a la altura de las viguetas) | |
| Piso de madera sobre viguetas de madera con cielorraso de yeso fijado a listones de madera transversales y bajo éste un cielorraso suspendido con montaje elástico y lana de vidrio en la cavidad | 68 |
| Losa de viguetas de 13 cm más 5 cm de hormigón liviano con piso de goma de 3,5 mm | 70 |
| Piso de madera sobre viguetas de madera con cielorraso de yeso fijado a tirantes de madera transversales | 73 |
| Losa de hormigón de 12 cm de espesor | 73 |
| Losa de hormigón de 15 cm de espesor | 85 |
| Losa de viguetas de 13 cm más 5 cm de hormigón liviano | 91 |

7.4. MATERIALES DIFUSORES

Entre las suposiciones realizadas para obtener las ecuaciones del campo sonoro en los recintos se encontraba la de que el campo fuera *difuso*, es decir que la dirección de la onda sonora en cada punto fuera variando aleatoriamente con el transcurso del tiempo. La buena difusión del campo sonoro no se limita, sin embargo, sólo a una hipótesis simplificatoria para el análisis de dicho campo, sino que es una característica esencial para lograr un comportamiento acústico de buena calidad en una sala, especialmente si el uso que se le va a dar requiere una buena inteligibilidad de la palabra o de la música, como en el caso de un estudio radiofónico o un teatro.

Entre los factores que más perjudican la difusión del sonido se destaca la aparición de modos normales bastante separados entre sí, ya que los sonidos de frecuencia próxima a uno de ellos excitarán sólo dicho modo, provocándose un campo con la distribución correspondiente a dicho modo, que sabemos que no es uniforme (ver sección 5.6). Además de la falta de uniformidad espacial, esto implica una falta de uniformidad frecuencial y temporal. En efecto, la presencia de varias frecuencias de resonancia separadas provoca una irregularidad notoria en la respuesta en frecuencia, es decir que el nivel de presión sonora obtenido por una fuente de potencia constante depende fuertemente de la frecuencia, como se muestra en la figura 7.52. En cuanto al tiempo de reverberación, también hay fluctuaciones considerables, ya que en las proximidades de una resonancia T aumenta debido a que con muy poca energía se logran mantener oscilaciones importantes.

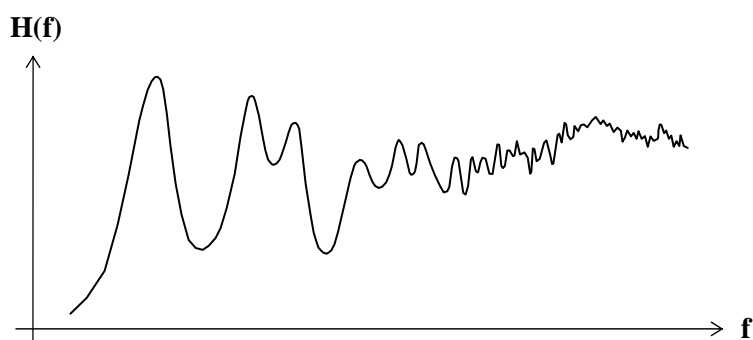


Figura 7.52. Respuesta en frecuencia de un recinto. Las irregularidades en baja frecuencia provienen de que los primeros modos normales se encuentran muy separados entre sí.

Lo anterior muestra que es conveniente que los modos normales se encuentren próximos, ya que de esa forma cada tono puro excitará varios de ellos, tendiendo a producirse una compensación de los picos de resonancia individuales. En la figura 7.53 se muestra cómo tres resonancias vecinas, al superponerse dan origen a una curva de respuesta más uniforme.

El problema planteado aparece principalmente en baja frecuencia, que es donde los modos normales se encuentran más espaciados. En alta frecuencia, la densidad de modos, es decir la cantidad de modos por unidad de ancho de banda, aumenta (ecuación 5.135), produciéndose la compensación mencionada.

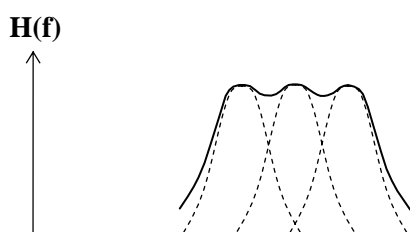


Figura 7.53. Ejemplo que muestra como varios modos normales muy próximos producen una respuesta en frecuencia más regular (se omitieron todos los otros modos normales).

Schroeder, quien estudió con detenimiento el problema de lograr buena difusión del campo sonoro, propuso una frecuencia crítica para un recinto, por encima de la cual el campo es aproximadamente difuso. Dicha frecuencia puede obtenerse por medio de la ecuación 5.155, reproducida aquí:

$$f_c = \frac{802}{\sqrt{\alpha S}} \quad (7.71)$$

donde T es el tiempo de reverberación medio en s, V es el volumen en m^3 , y S el área total interior del recinto en m^2 . Aunque la distribución de los modos normales es una cuestión puramente geométrica, y parecería, por lo tanto, que el coeficiente de absorción sonora no debería intervenir, lo hace porque el ancho de banda de cada pico de resonancia aumenta al incrementarse la absorción, disminuyendo a su vez la amplitud del pico y haciendo menos nítida la separación, como se muestra en la figura 7.54.

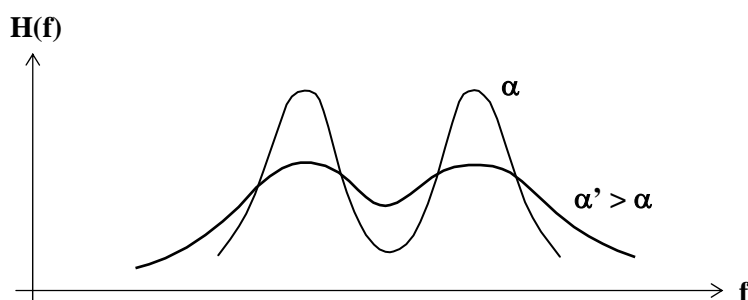


Figura 7.54. Efecto de la absorción sonora en la regularidad de la respuesta en frecuencia, para modos ubicados en las mismas frecuencias.

7.4.1. DIFUSORES CLÁSICOS

Las técnicas tradicionales para lograr una buena difusión del campo sonoro consisten en: **a)** evitar las simetrías, **b)** agregar superficies convexas en el recinto, por ejemplo columnas o protuberancias cilíndricas en las paredes, y **c)** distribuir los materiales acústicos (absorbentes) de manera irregular sobre la superficie del recinto. Veamos cada una de ellas con más detalle.

a) Las simetrías tienden a provocar la agrupación de los modos normales, llegando a fundirse varios de ellos en uno solo (modos degenerados). Un ejemplo de ello es el de una sala cúbica. Si L es la longitud de cada arista, las frecuencias normales, obtenidas de la ecuación 5.132, son

$$f_{l,m,n} = \frac{c}{2L} \sqrt{l^2 + m^2 + n^2} , \quad (7.72)$$

donde l , m y n son enteros y c la velocidad del sonido en el aire. La gran simetría hace que cada frecuencia contenga no menos de 6 modos coincidentes (las permutaciones de tres números), reduciéndose las posibilidades de que dichos modos se compensen entre sí. También es conveniente evitar las paredes paralelas, lo cual modifica las ondas estacionarias, provocando un efecto de separación de modos.

b) En la figura 7.55 se muestra un difusor semicilíndrico. Según puede observarse una onda que incide sobre el difusor se refleja en todas las direcciones. Esta solución (utilizada a veces), requiere bastante espacio para obtener una difusión adecuada en baja frecuencia, ya que cuando una onda tiene longitud de onda mayor que el obstáculo sobre el que incide, no es mayormente afectada por éste. El tamaño resultante para lograr alguna efectividad en baja frecuencia es, en general, prohibitivo.

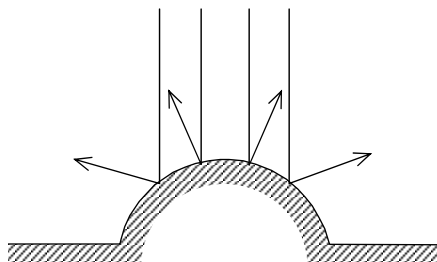


Figura 7.55. Difusor cilíndrico. Las ondas unidireccionales se reflejan multidireccionalmente.

c) Para frecuencias relativamente altas la distribución irregular de los materiales absorbentes provoca efectos de difracción en los bordes, que al combinarse dan lugar a una mejor difusión del sonido, ya que un elemento muy absorbente equivale prácticamente a una ventana abierta..

7.4.2. DIFUSORES DIFRACTIVOS

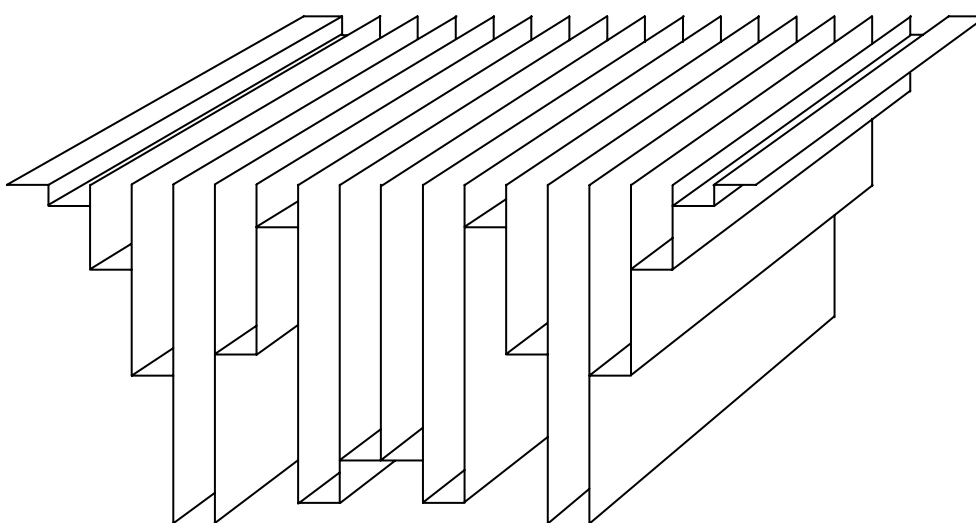
Recientemente, debido a los resultados obtenidos por Schroeder, se han construido estructuras especialmente diseñadas para que sin ocupar demasiado espacio permitan una excelente difusión. Se basan en general en estructuras que cumplen ciertas relaciones numéricas bajo las cuales se asegura una reflexión multidireccional de un sonido unidireccional. A modo de ejemplo, veamos los **difusores de resto cuadrático** (figura 7.56). Están formados por una serie de cavidades de distintas profundidades separadas por pequeños tabiques que llegan hasta la superficie. Las profundidades están dadas por los restos o residuos de dividir los sucesivos enteros elevados al cuadrado por un número primo **N** fijo, es decir

$$R = n^2 \bmod N, \tag{7.73}$$

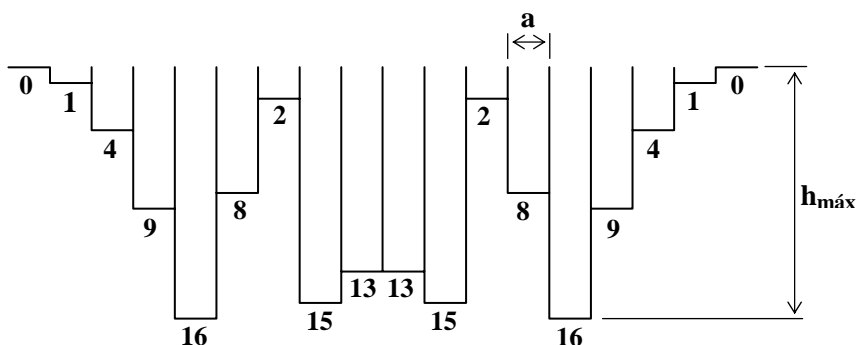
donde **n** son los sucesivos números enteros. Así, por ejemplo, para **N = 17** y **n = 7** se tiene

$$R = 7^2 \bmod 17 = 49 - 2 \times 17 = 15.$$

Es de notar que al cabo de los primeros **N** residuos se completa una secuencia que luego se repetirá cada **N** residuos.



(a)



(b)

Figura 7.56. (a) Difusor por restos cuadráticos. **(b)** Sus parámetros característicos.

El principio de funcionamiento de los difusores por resto cuadrático consiste en que las ondas que penetran en cada cavidad se reflejan en el fondo, emergiendo con distintas fases debido a las distintas profundidades. Todas las ondas producen emisiones secundarias al volver a pasar por la abertura de cada cavidad, provocando interferencias similares a las de la difracción. El patrón de directividad de la onda equivalente reflejada resulta mucho más amplio que el de la onda incidente.

La profundidad máxima corresponde a $\frac{1}{2}$ de la mayor longitud de onda, es decir

$$h_{\text{máx}} = \frac{1}{2} \lambda_{\text{máx}}, \quad (7.74)$$

y el ancho de cada cavidad deberá ser del tamaño de $\frac{1}{2}$ de la menor longitud de onda de interés, vale decir.

$$a = \frac{1}{2} \lambda_{\text{mín}}. \quad (7.75)$$

EJEMPLO 7.10

Calcular un difusor por restos cuadráticos con $N = 17$ que difunda adecuadamente las frecuencias entre **500 Hz** y **10 kHz**.

Solución: Tenemos

$$\lambda_{\text{máx}} = \frac{c}{f_{\text{mín}}} = 0,68 \text{ m}$$

$$\lambda_{\text{mín}} = \frac{c}{f_{\text{máx}}} = 0,034 \text{ m}.$$

Entonces la profundidad máxima será

$$h_{\text{máx}} = 0,68/2 = 0,34 \text{ m},$$

y el ancho

$$a = 0,034/2 = 0,017 \text{ m}.$$

Cada unidad de profundidad corresponderá a $0,34/2 = 0,0213 \text{ m}$. El largo de cada secuencia completa es de $17 \times 0,0213 = 0,36 \text{ m}$. Estos bloques se repetirán, y se colocarán alternando la dirección de las canaletas para lograr buena difusión en las dos direcciones. Convendrá que sean de forma cuadrada para posibilitar su alternancia.

Si bien hoy en día se fabrica una gran variedad de difusores, en el mercado local recién se están comenzando a comercializar hace relativamente poco tiempo. Últimamente se han introducido baldosas difusoras bidimensionales, en las cuales se tiene una serie de protuberancias prismáticas de diversas alturas.

Es necesario efectuar aquí dos advertencias. La primera se refiere al poliestireno expandido (telgopor). Si bien es un excelente aislante térmico, *sus características acústicas son muy pobres*, contrariamente a lo que mucha gente supone, y por lo tanto

no debería utilizarse en aplicaciones en las que la absorción acústica sea crítica. La segunda advertencia es con respecto a la costumbre de recubrir los cielorrasos con cajas de huevos, bajo la creencia de que son buenos absorbentes del sonido. En realidad no son efectivas para esta aplicación, debido a que carecen de la porosidad y el volumen necesarios. Tal vez el origen de la confusión esté en la semejanza que presentan con las cuñas anecoicas. No son recomendables para ninguna aplicación acústica seria.

El tratamiento de pisos se realiza normalmente con alfombras, las cuales son más efectivas si se colocan sobre bajoalfombras porosos de fibra vegetal (arpillera, yute). El efecto de las alfombras no se reduce a absorber el sonido, sino que atenúan los ruidos de pisadas u objetos que caen o rozan el suelo (por ejemplo, cables de micrófonos).



7.3.10. MEDICIÓN DE LA PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN

Plomo

Densidad: 11350 kg/m³

Velocidad longitudinal: 1119 m/s

Velocidad de placa: 2160 m/s

Módulo de Young: 1,6×10¹⁰ Pa

Factor de pérdidas: 0,0005 a 0,002

Coefficiente de Poisson: 0,44

| | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | Rw |
|--|-----|-----|-----|------|------|------|----|
| Puerta placa estándar con madera terciada de 3,2 mm | 9 | 15 | 17 | 21 | 25 | 31 | 21 |
| Idem con agregado de plancha de plomo de 0,5 mm a ambos lados | 19 | 36 | 39 | 44 | 49 | 56 | 42 |

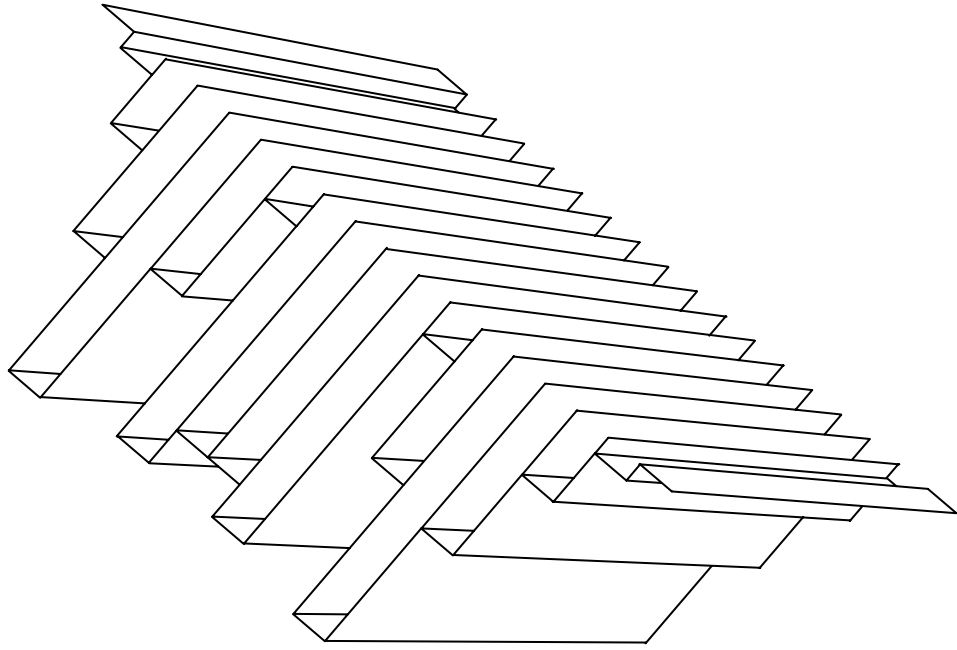
TABLA 3. Índice de reducción acústica de la estructura de la Figura 2

| Frecuencia Hz | R dB |
|---------------|------|
| 100 | 39,6 |
| 125 | 44,2 |
| 160 | 40,4 |
| 200 | 45,8 |
| 250 | 53,1 |
| 315 | 56,3 |
| 400 | 58,4 |
| 500 | 59,7 |
| 630 | 60,7 |
| 800 | 59,0 |
| 1000 | 62,1 |
| 1250 | 62,6 |

| | |
|-------------|-------------|
| 1600 | 62,4 |
| 2000 | 63,3 |
| 2500 | 58,9 |
| 3150 | 59,5 |
| 4000 | 64,4 |

Por último, los cortinados también pueden aprovecharse como absorbentes sonoros, especialmente cuando forman parte del diseño arquitectónico con algún fin estético o funcional. Hay que tener en cuenta que a mayor separación de la pared, mayor efectividad en la absorción. También es importante la porosidad, ya que una cortina plástica impermeable no tiene propiedades absorbentes. Por el contrario, una cortina de tela gruesa, de terciopelo, etc., será bastante absorbente. La absorción también aumenta con el plegado, fruncido o drapeado, es decir la relación entre el área efectivamente ocupada por la cortina y el área de la cortina estirada. Una cortina fruncida al **50 %** puede llegar casi a duplicar su coeficiente de absorción.

Una aplicación interesante de las cortinas es la obtención de una acústica variable. Para ello se coloca una cortina frente a una pared relativamente reflectora. Al correr la cortina se va descubriendo la pared, y el conjunto se vuelve menos absorbente.



CAPÍTULO 8

CONTROL DE RUIDO

8.1. INTRODUCCIÓN

El **control de ruido** es una serie de pautas, técnicas y medidas específicas para mantener los niveles de ruido dentro de los márgenes requeridos para un mayor bienestar o para no poner en peligro la salud auditiva, según el caso. Dichos márgenes están definidos en diversas reglamentaciones y normas como las vistas en el capítulo 2, y se basan en criterios clínicos, psicoacústicos y socioacústicos, algunos de los cuales se analizaron en el capítulo 1.

Existen dos tipos de situaciones en control de ruido:

- a) El diseño de una nueva instalación, maquinaria o equipo capaz de producir bajos niveles de ruido.
- b) La necesidad de corregir una instalación, maquinaria o equipo ya en funcionamiento y con problemas de ruido (niveles excesivos para determinada aplicación).

En general, en el caso a) el objetivo suele ser lograr el cumplimiento de determinadas normas (por ejemplo las que se exigen en tratados de comercio internacional), y en el caso b), en cambio, satisfacer las legislaciones laborales, códigos de edificación y disposiciones comunales o municipales sobre ruidos al vecindario y preservación del ambiente.

El control de ruido previsto en la etapa de proyecto es en general más económico y más efectivo, e impone menos restricciones que cuando se lo realiza sobre instalaciones ya funcionando.

Independientemente de cuál de los dos situaciones descriptas haya originado la necesidad de realizar un control de ruido, la solución sigue una serie de pautas que se estudian en la próxima sección.

8.2. PAUTAS A SEGUIR PARA EL CONTROL DE RUIDO

Para el análisis y solución de los problemas de ruido es conveniente seguir las pautas siguientes:

- 1) Identificar las fuentes de ruido y medir o estimar los niveles de ruido de cada uno de ellas.
- 2) Evaluar el aporte relativo de los campos directo y reverberante
- 3) Determinar la importancia del ruido transmitido por la estructura:
 - a) Aislación del sonido
 - b) Aislación de vibraciones estructurales que se convierten en sonido.

- 4) Evaluar la importancia del sonido transmitido por los flancos (fugas, pérdidas, etc.)
- 5) Establecer prioridades y niveles requeridos de reducción
- 6) Proponer, evaluar y seleccionar medidas de control.

Examinaremos cada una de ellas con mayor detalle.

8.2.1. IDENTIFICACIÓN DE LAS FUENTES DE RUIDO

La identificación de las fuentes de ruido consiste no sólo en descubrir qué elementos contribuyen a incrementar el campo sonoro de un ambiente acústico (lo cual en la mayoría de los casos es casi evidente) sino también en determinar cuantitativamente la importancia relativa de cada fuente. Este conocimiento será esencial, posteriormente, para establecer prioridades sobre las medidas correctivas a aplicar.

Cuando el control de ruido se encara desde la etapa del proyecto de una instalación se tiene la ventaja de que es posible conocer a priori las especificaciones sobre la emisión de ruido de los equipos a utilizar. Sin embargo no siempre serán dichas especificaciones todo lo completas que sería deseable. Por ejemplo, no es común disponer de información sobre la direccionalidad del ruido emitido, ni sobre su espectro frecuencial. En lugar de ello se suele especificar la potencia acústica radiada bajo determinadas condiciones (que no siempre se indican con claridad), o bien el nivel sonoro en dBA a cierta distancia o en cierta posición (por ejemplo en el puesto de operación).

En máquinas grandes, puede justificarse requerir ensayos específicos entre las condiciones de compra, especialmente cuando por la naturaleza del proceso que realizan se prevea una considerable emisión de ruido.

Otra dificultad es que no es fácil pronosticar el incremento en la emisión a causa del envejecimiento de una máquina, por lo cual un determinado conjunto de medidas de control de ruido puede ser efectivo cuando la instalación es nueva pero no algunos años más tarde, al acumularse el desgaste de partes.

Estos inconvenientes para estimar el ruido provocado por una fuente determinada no existen en una instalación en funcionamiento, ya que es posible realizar in situ todas las mediciones que sean necesarias. Sin embargo, surge otra dificultad, que consiste en que en general no es posible hacer operar de a una las diversas fuentes de ruido, ya sea porque no se puede interrumpir un proceso productivo o porque el funcionamiento de una máquina requiere simultáneamente el de otra (por ejemplo, una máquina que genera grandes cantidades de calor, no puede prescindir de su sistema de ventilación forzada).

El problema pasa a ser entonces el de realizar suficientes mediciones como para individualizar el aporte de cada fuente individual al ruido general. Los recursos disponibles para ello son :

- a) Medición de espectro del campo directo de cada fuente
- b) Medición de espectro del campo reverberante
- c) Medición de espectro de las vibraciones de cada fuente.
- d) Correlación entre los resultados anteriores
- e) Correlación con los diversos mecanismos de generación de ruido presentes, por ejemplo sierras, cajas reductoras, ventiladores.

- f) Verificación de la consistencia entre los resultados obtenidos y los esperados de acuerdo a las características del ambiente acústico (absorción, volumen, superficie, relación entre las dimensiones de las fuentes y la longitud de onda, etc.)

Exploremos estos recursos.

a) Medición de espectro del campo directo de cada fuente

Estrictamente, el campo directo sólo puede medirse en una cámara anecoica, en la cual, por ser la absorción casi ideal, el campo reverberante es prácticamente nulo. Evidentemente, en la mayoría los casos no es posible trasladar la fuente de ruido a un laboratorio para efectuar esta determinación. Si fuera posible hacer actuar cada fuente independientemente, entonces de la fórmula

$$P_{ef}^2 = \rho_0 c \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + 4 \frac{1-\bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S} \right) P_{ot} \quad (8.1)$$

se deduce que para r pequeño predomina el campo directo, el cual puede obtenerse, por lo tanto, midiendo el nivel de presión sonora muy cerca de la fuente.

Si, en cambio, no es posible aislar las fuentes, entonces puede suceder que el campo reverberante causado por otras fuentes sea mucho mayor que el de la fuente a medir, y como r no puede hacerse menor que las propias dimensiones de la fuente, resultará imposible obtener el campo directo de dicha fuente. Afortunadamente, en esos casos la fuente jugará seguramente un papel muy secundario en el conjunto.

Es importante realizar mediciones en varias frecuencias, ya que en muchos casos una fuente es irrelevante en cierta banda pero fundamental en otra.

b) Medición de espectro del campo reverberante

El campo reverberante se puede medir alejándose suficientemente de todas las fuentes y, en lo posible, también de las paredes y otras grandes superficies reflectoras. Si el campo es difuso, bastaría una medición. En la práctica convendrá tomar 4 ó más valores en otras tantas ubicaciones que satisfagan la condición anterior (lejos de las fuentes sonoras y superficies). Los problemas de difusión comienzan por debajo de la frecuencia

$$f_c = \frac{800}{\sqrt{\bar{\alpha} S}} \quad (8.2)$$

(ver 5.3), por lo cual para $f < f_c$ deberá prestarse atención a las variaciones del campo reverberante. En general esto representa un inconveniente sólo para habitaciones relativamente pequeñas, o en aquellos casos en que estén involucradas frecuencias inusualmente bajas.

EJEMPLO 8.1

Consideremos un salón en el cual hay tres máquinas, como se muestra en la figura 8.1 (las medidas están en **m**). Se indican los niveles de presión sonora medidos en 4 puntos, en la banda de **1000 Hz**. Se desea estimar los campos directo y reverberante de cada máquina y la potencia acústica que radian. Complementariamente, estimar $\bar{\alpha}$.

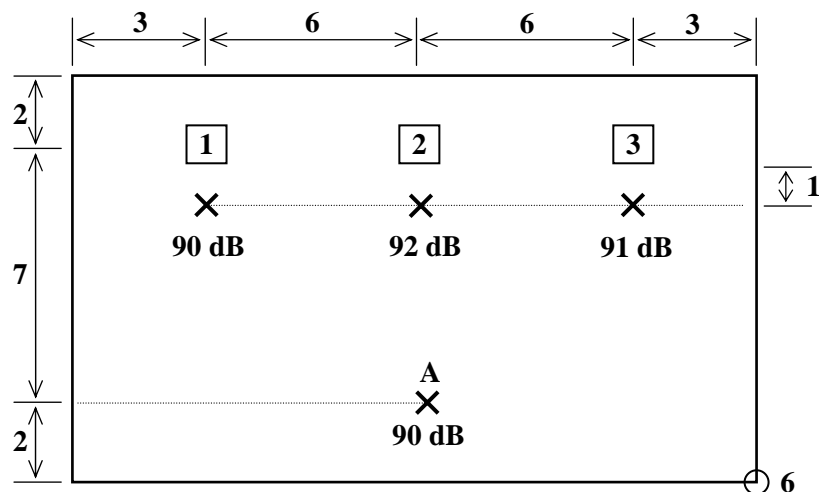


Figura 8.1. Ubicación de las tres máquinas del ejemplo 8.1, y los valores del nivel de presión sonora en la banda de **1000 Hz** según se midieron en 4 posiciones. Las medidas están en **m**.

Solución: Para obtener el campo directo $NPS_{dir, i}$ de una fuente **i**, deberemos plantear

$$10^{NPS_{total, i} / 10} = 10^{NPS_{dir, i} / 10} + 10^{NPS_{rev} / 10} \quad (8.3)$$

donde $NPS_{total, i}$ es el valor medido en cada posición. Entonces

$$NPS_{dir, i} = 10 \log \left(10^{NPS_{total, i} / 10} - 10^{NPS_{rev} / 10} \right). \quad (8.4)$$

Supondremos que el campo reverberante es el medido lejos de las fuentes, es decir, $NPS_{rev, 1} = 90 \text{ dB}$. En el caso de la primera fuente, su campo directo es lo bastante pequeño como para que sea $NPS_{total, i} \cong NPS_{rev}$ dentro de los márgenes del error de medición. En este caso la aplicación estricta de la fórmula 8.4 arrojaría el resultado absurdo de que $NPS_{dir, 1} = -\infty$. En realidad no es posible obtener $NPS_{dir, 1}$ con estos datos. En los otros casos se obtiene

$$NPS_{dir, 2} = 88 \text{ dB}$$

$$NPS_{dir, 3} = 84 \text{ dB}$$

Para obtener la potencia acústica, aplicamos la fórmula que proporciona el campo directo (supondremos $Q = 1$):

$$P_{ef,i}^2 = \frac{\rho_{oc} Pot_i}{4\pi r_i^2}. \quad (8.5)$$

es decir

$$Pot_i = \frac{4\pi r_i^2}{\rho_{oc}} P_{ef,i}^2 = \frac{4\pi r_i^2}{\rho_{oc}} P_{ref}^2 10^{\frac{NPS_{dir,i}}{10}}. \quad (8.6)$$

Sólo tiene sentido calcular Pot_2 y Pot_3 . Resulta

$$Pot_2 = 7 \text{ mW}$$

$$Pot_3 = 3 \text{ mW}$$

Podemos estimar ahora $\bar{\alpha}$ a partir del campo reverberante total:

$$P_{ef,rev}^2 = \rho_{oc} 4 \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha}} (Pot_1 + Pot_2 + Pot_3). \quad (8.7)$$

En este caso $Pot_1 \ll Pot_2, Pot_3$. Resulta

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{1 + S \frac{P_{ref}^2 10^{NPS_{rev}/10}}{4 \rho_{oc} \sum Pot_i}}. \quad (8.8)$$

La superficie interior del salón es

$$S \cong 2 \times (18 \times 11 + 18 \times 6 + 11 \times 6) = 744 \text{ m}^2,$$

y entonces,

$$\bar{\alpha} \cong 0,054.$$

Finalmente, podemos calcular el campo reverberante que ocasionaría cada fuente individualmente:

$$NPS_{rev,i} = 10 \log \frac{\rho_{oc} 4 \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S} Pot_i}{P_{ref}^2}. \quad (8.9)$$

Sustituyendo, resulta

$$NPS_{rev,2} = 88 \text{ dB}$$

$$NPS_{rev,3} = 85 \text{ dB}$$

EJEMPLO 2

En el salón anterior se realizan las mismas mediciones en varias bandas de octava, según se indica en la tabla adjunta. Obtener los mismos valores del ejemplo anterior,

agregando los niveles sonoros correspondientes en **dB**A. Utilizar la información obtenida para determinar la importancia de cada fuente en el punto **A**.

| f [Hz] | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 |
|------------------------|-----|-----|------|------|------|
| NPS _{rev} | 94 | 87 | 90 | 94 | 85 |
| NPS _{total,1} | 97 | 90 | 90 | 94 | 85 |
| NPS _{total,2} | 94 | 87 | 92 | 98 | 90 |
| NPS _{total,3} | 94 | 88 | 91 | 95 | 91 |

Solución: Mediante las ecuaciones anteriores, implementadas en un pequeño programa de computadora, se obtiene la tabla siguiente:

| f [Hz] | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | Red A |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| NPS _{rev} [dB] | 94 | 87 | 90 | 94 | 85 | 97 |
| NPS _{total, 1} [dB] | 97 | 90 | 90 | 94 | 85 | 88 |
| NPS _{total, 2} [dB] | 94 | 87 | 92 | 98 | 90 | 101 |
| NPS _{total, 3} [dB] | 94 | 88 | 91 | 95 | 91 | 99 |
| NPS _{directo, 1} [dB] | 94 | 87 | - | - | - | 88 |
| NPS _{directo, 2} [dB] | - | - | 88 | 96 | 88 | 98 |
| NPS _{directo, 3} [dB] | - | 81 | 84 | 88 | 90 | 94 |
| Pot _{fuerza 1} [W] | 0,031 | 0,006 | - | - | - | |
| Pot _{fuerza 2} [W] | - | - | 0,007 | 0,047 | 0,008 | |
| Pot _{fuerza 3} [W] | - | 0,002 | 0,003 | 0,008 | 0,012 | |
| $\bar{\alpha}$ | 0,083 | 0,078 | 0,054 | 0,107 | 0,258 | |
| NPS _{rev, 1} [dB] | 94 | 88 | - | - | - | 87 |
| NPS _{rev, 2} [dB] | - | - | 88 | 93 | 81 | 96 |
| NPS _{rev, 3} [dB] | - | 80 | 85 | 86 | 83 | 90 |

Vemos que la fuente 1 predomina en baja frecuencia, ya que el campo reverberante que produciría actuando sola sería igual al campo reverberante total. En las frecuencias medias, predomina la fuente 2 y en alta frecuencia predomina levemente la fuente 3. Sin embargo, desde el punto de vista de la peligrosidad para el aparato auditivo humano, es la fuente 2 la dominante, debido a su mayor potencia en la banda más perjudicial (la de **2000 Hz**). Esto se manifiesta como un mayor nivel sonoro en **dB**A.

c) Medición de espectro de las vibraciones de cada fuente.

Las vibraciones se miden con un acelerómetro. La importancia de este tipo de medición estriba en que las vibraciones se transmiten eficientemente a través de las estructuras semirrígidas como paredes, pisos, cielorrasos, cañerías, etc., y al alcanzar superficies externas se transforman en sonido. Es posible, por lo tanto, que la medición del campo directo de las diversas fuentes de ruido no permita determinar cuál de todas ellas es responsable de una componente espectral medida en el campo reverberante.

EJEMPLO 3

En una sala de $15 \text{ m} \times 8 \text{ m} \times 6 \text{ m}$ con 4 máquinas se observa que en la banda de octava de 250 Hz el nivel de presión sonora medido a 50 cm de cada máquina no difiere significativamente del nivel de 85 dB que se mide lejos de ellos. Luego se realizó una medición del espectro de vibraciones en las proximidades de la base de las máquinas, obteniéndose en dicha banda aceleraciones eficaces de $0,05 \text{ m/seg}^2$, $1,2 \text{ m/seg}^2$, $0,2 \text{ m/seg}^2$ y $0,08 \text{ m/seg}^2$. Dar una interpretación completa de lo que ocurre. Suponer que $\bar{\alpha} = 0,02$ a 250 Hz .

Solución: Verificaremos que tal nivel de presión sonora no puede obtenerse con la sola radiación sonora de las máquinas. Para ello estimemos primero la potencia sonora radiada por las máquinas. Sabemos que

$$P_{\text{ef rev}}^2 = 4 \frac{1 - \bar{\alpha}}{\bar{\alpha} S} \rho_0 c \sum \text{Pot}_i . \quad (8.10)$$

De aquí resulta

$$\sum \text{Pot}_i = \frac{\bar{\alpha} S}{4 \rho_0 c (1 - \bar{\alpha})} P_{\text{ef rev}}^2 . \quad (8.11)$$

Analicemos dos casos extremos: que el total de la potencia se deba a una sola de las máquinas, y que sea la suma de 4 potencias muy similares. En el primer caso, si llamamos x a la máquina que ocasiona la emisión, será

$$\text{Pot}_x = \sum \text{Pot}_i .$$

El campo directo radiado por ésta a una distancia $r = 50 \text{ cm}$ será

$$P_{\text{ef dir}_x} = \frac{\rho_0 c}{4\pi r^2} \text{Pot}_x ,$$

y el campo total que debería medirse será

$$P_{\text{ef med}}^2 = P_{\text{ef dir}_x}^2 + P_{\text{ef rev}}^2 = \left(1 + \frac{\bar{\alpha} S}{16\pi r^2 (1 - \bar{\alpha})} \right) P_{\text{ef rev}}^2 ,$$

es decir,

$$\begin{aligned} \text{NPS}_{\text{med}} &= 10 \log \left(1 + \frac{\bar{\alpha} S}{16\pi r^2 (1 - \bar{\alpha})} \right) + \text{NPS}_{\text{rev}} = \\ &= \text{NPS}_{\text{rev}} + 2,6 \text{ dB} \end{aligned}$$

Esto se contradice abiertamente con el hecho de que $\text{NPS}_{\text{med}} \cong \text{NPS}_{\text{rev}}$.

En el segundo caso, la potencia sonora radiada por una cualquiera de las máquinas resultará

$$\mathbf{Pot} = \frac{\sum \mathbf{Pot}_i}{4},$$

de modo que

$$\begin{aligned} \mathbf{NPS}_{\text{med}} &= 10 \log \left(1 + \frac{\bar{\alpha} S}{64\pi r^2(1 - \bar{\alpha})} \right) + \mathbf{NPS}_{\text{rev}} = \\ &= \mathbf{NPS}_{\text{rev}} + 0,83 \text{ dB} \end{aligned}$$

Este valor es casi **1 dB** mayor que el realmente medido, resultando nuevamente contradictorio con la evidencia.

En los casos intermedios, el valor medido deberá hallarse entre **0,83 dB** y **2,6 dB** por encima del $\mathbf{NPS}_{\text{rev}}$. En consecuencia, hay *otra* fuente sonora que es la principal responsable del nivel de ruido observado en la banda de **250 Hz**, y es, indudablemente, alguna superficie importante, tal como el piso o una pared, sometida a vibración. También es evidente que de todas las máquinas, la que estimula vibraciones de **1,2 m/s²** en su base es la que con mayor probabilidad está generando las vibraciones que terminan convirtiéndose en sonido.

Es importante distinguir los mecanismos por los cuales la segunda máquina es la responsable. Si el sonido se generara en la propia fuente, una posible solución sería encapsular la fuente. Pero si, como ocurre en este caso, el sonido es causado por las vibraciones de la fuente, de nada serviría encapsularla, resultando más efectivo (y más económico) utilizar aisladores de vibraciones.

d) Correlación entre los resultados anteriores

En los tres ejemplos anteriores se pudieron apreciar algunas de las vinculaciones que pueden establecerse entre las mediciones efectuadas, que permiten finalmente desentrañar el origen de las diversas componentes espectrales presentes con miras a su eliminación o atenuación.

Un caso importante lo constituye la correlación entre el espectro de las vibraciones medido en una fuente y el espectro del ruido, o **correlación vibroacústica**. La presencia de las mismas bandas frecuenciales en ambos espectros es reveladora de un vínculo causal entre la fuente y el ruido detectado.

e) Correlación con los diversos mecanismos de generación de ruido

Muchas máquinas con partes rotativas producen ruidos con componentes espectrales bien definidas, asociadas con la velocidad angular. Por ejemplo, en una sierra circular o sin fin, cada vez que un diente pasa por un mismo lugar se produce una perturbación sonora. Si **R** es la velocidad angular en revoluciones por minuto, y **N** el número de dientes, entonces la frecuencia generada en **Hz** es:

$$\mathbf{f} = \frac{\mathbf{R} \times \mathbf{N}}{60} \quad (8.12)$$

Si la sierra está en vacío el sonido producido será más débil, ya que se deberá sólo a la interacción entre los dientes y el aire (dejando de lado por el momento el ruido del motor eléctrico). Cuando la sierra está cortando, se produce una sucesión de ruidos de impacto con la misma frecuencia pero mayor intensidad. Este ruido a menudo se refuerza por las resonancias de la hoja. En efecto, los modos de vibración de una hoja circular son muchos y muy complejos, y su cantidad por unidad de frecuencia crece rápidamente con la frecuencia¹. Esto lleva a que la sierra pueda resonar fácilmente a la frecuencia de los dientes dada por la ecuación 8.12

Otro caso es el de los ventiladores y extractores, en los cuales vale la misma fórmula, aunque en general la frecuencia resulta mucho menor debido a que la velocidad angular y el número de aspas son menores.

Las cajas reductoras de engranajes son otra fuente de ruido asociable con la velocidad de giro, a través del número de dientes. Ello es especialmente cierto cuando hay desgastes y juegos entre los dientes.

EJEMPLO 4

Una caja reductora de 4 engranajes como se muestra en la figura 8.2 es alimentada a través del primer engranaje con una velocidad de **2000 rpm**. Si los engranajes tienen **30, 80, 25 y 50** dientes respectivamente, calcular la frecuencia de los tonos puros por el entrechocamiento de dientes.

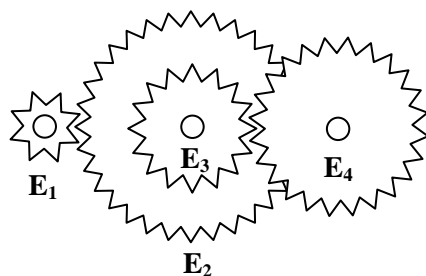


Figura 8.2. Componentes de la caja reductora de 4 engranajes del Ejemplo 8.2.

Solución: La velocidad angular en el primer eje es **$R_1 = 2000$ rpm**, y en el segundo, debido a la reducción entre los engranajes **E_1** y **E_2** ,

$$R_2 = 2000 \cdot \frac{30}{80} = 750 \text{ rpm} .$$

La frecuencia generada por la interacción entre **E_1** y **E_2** es

$$f_{1,2} = \frac{R_1 \cdot 30}{60} = 1000 \text{ Hz} .$$

Por otra parte, la generada por **E_3** y **E_4** es

¹ Esto es similar a lo que sucede con la distribución de modos normales en un recinto acústico, estudiado en el capítulo 5.

$$f_{3,4} = \frac{R_2 \cdot 25}{60} = 312 \text{ Hz}.$$

También es posible encontrar frecuencias armónicas de éstas, especialmente en el caso de engranajes que han sufrido desgastes o en operación a plena carga. El funcionamiento con una buena lubricación atenúa el desgaste y a su vez amortigua la emisión de ruidos.

f) Verificación de la consistencia entre resultados obtenidos y esperados

Cuando se realizan suposiciones equivocadas acerca de los orígenes de determinado ruido, es posible que ello salte claramente a la vista calculando las mismas cosas de dos maneras diferentes. En el ejemplo 3 se vio uno de tales casos. Otro caso podría encontrarse en el ejemplo 2. Si bien no es necesariamente una imposibilidad, los valores de absorción obtenidos para bajas frecuencias parecen ser altos. En ese caso sería importante estimar el valor a partir de los materiales constructivos utilizados y de sus absorciones tabuladas. Si bien este método de cálculo de $\bar{\alpha}$ no es demasiado preciso (debido a que los valores de tablas son valores promedio), al menos proporciona una aproximación suficiente como para verificar si el orden es correcto. La determinación experimental indirecta a través del tiempo de reverberación arroja resultados más precisos.

Otro caso es el de fuentes pequeñas que parecen radiar una importante cantidad de energía sonora en baja frecuencia. Si la longitud de onda es mayor que las dimensiones de la fuente, lo más probable es que la mayor parte de la energía sonora se deba a una reconversión de la energía vibratoria que la fuente *sí estaría en condiciones de generar*, y no a la propia emisión sonora. Este conocimiento es importante en el momento de decidir la estrategia más apropiada para el control de dicho ruido.

8.2.2. APOORTE RELATIVO DE LOS CAMPOS DIRECTO Y REVERBERANTE

Algunas técnicas de control de ruido son efectivas sólo cuando en la ubicación en la cual existe el problema de ruido predomina el campo reverberante, y otras, por el contrario, cuando predomina el campo directo. Por ejemplo, tratar acústicamente un local con material absorbente reducirá el campo reverberante, pero dejará intacto el directo.² En cambio, alejar una fuente de las paredes o interponer una pantalla acústica contribuirá a reducir el campo directo sin influir apreciablemente en el campo reverberante. En el ejemplo 5.8 de la sección 5.4.2 se vio un ejemplo de este tipo.

Por este motivo, al evaluar la naturaleza del problema es importante discriminar qué componente del campo sonoro es la que predomina. En este sentido resulta útil establecer cuál es la distancia crítica r_c , es decir aquella para la cual ambos campos coinciden. Vimos en el capítulo 5 que, para una fuente puntual o esférica

$$r_c = \sqrt{\frac{\bar{\alpha} S}{16\pi(1 - \bar{\alpha})}}. \quad (8.13)$$

² Salvo cuando la fuente está en un rincón o en una esquina, en cuyo caso las reflexiones en las superficies cercanas contribuyen más al campo directo que al reverberante.

Para fuentes direccionales,

$$r_c = \sqrt{\frac{\bar{\alpha} S Q}{16\pi(1 - \bar{\alpha})}} \quad (8.14)$$

Se observa que para una fuente direccional la distancia crítica depende de la dirección considerada, siendo menor en aquellas direcciones en las que la fuente emite menos sonido.

Es interesante normalizar la distancia con respecto al factor de directividad y la superficie del local, ya que en ese caso la distancia crítica normalizada resulta dependiente sólo de $\bar{\alpha}$. Si calculamos dicha distancia normalizada como r/\sqrt{QS} , obtendremos

$$\frac{r}{\sqrt{QS}} = \sqrt{\frac{\bar{\alpha}}{16\pi(1 - \bar{\alpha})}} \quad (8.15)$$

Esta relación se encuentra graficada en la figura 8.3, en doble escala logarítmica.

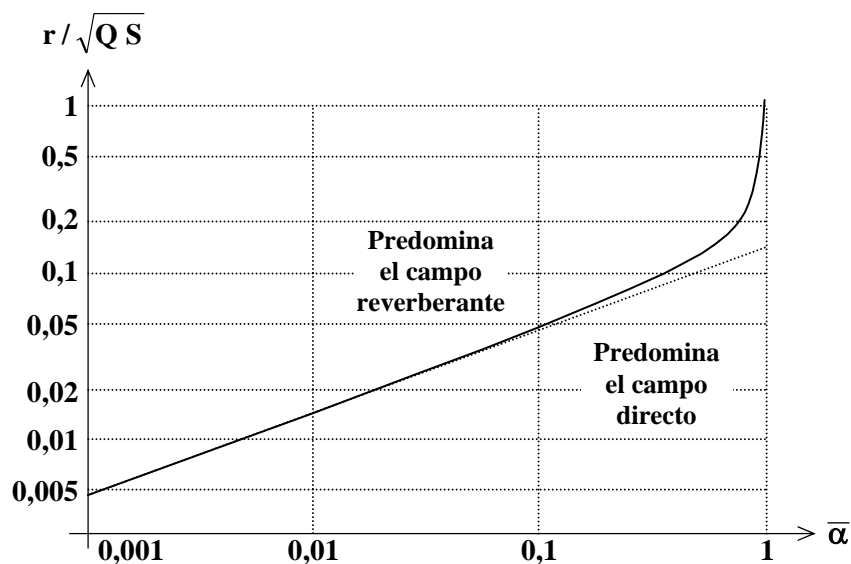


Figura 8.3. Criterio para determinar la componente predominante del campo sonoro.

EJEMPLO 8.5

Encontrar la distancia crítica en un local de 744 m^2 y $\bar{\alpha} = 0,03$ para una fuente ubicada en una esquina.

Solución: Por estar la fuente ubicada en una esquina, podemos suponer que $Q = 8$. Entonces

$$r_c = \sqrt{\frac{8 \times 744 \times 0,03}{16\pi(1 - 0,03)}} = 1,9 \text{ m}.$$

Este límite debe tomarse con precaución, ya que el sólo superarlo no garantiza que el campo directo pueda despreciarse. Más allá de $3r_c$ el campo reverberante es cerca de **10 dB** más intenso que el directo, y más cerca de $r_c/3$, en cambio, el campo directo supera al reverberante en unos **10 dB**.

Otra cosa a tener en cuenta es que la distancia crítica sólo puede obtenerse por comparación entre el campo directo y el reverberante *cuando actúa una única fuente* (la que se quiere evaluar). Cuando hay varias fuentes operando simultáneamente, la potencia total es mayor y por lo tanto el campo reverberante también, sin que por ello cambie el campo directo de cada fuente individual. El resultado será una aparente disminución de la distancia crítica. Esto limita también la aplicación de la distancia crítica como criterio para decidir si una fuente específica es importante o no.

8.2.3. RUIDO TRANSMITIDO POR LA ESTRUCTURA

El ruido presente en un recinto no se limita al generado por las diversas fuentes ubicadas dentro del mismo, sino que puede deberse en parte a fuentes externas, separadas por uno o más tabiques que actúan como transmisores de sonido y/o vibraciones.

Si se conoce la pérdida de transmisión del tabique y el nivel de presión sonora del lado de la fuente, puede aplicarse la fórmula

$$\text{NPS}_2 = \text{NPS}_1 - \text{PT} + 10 \log \frac{S_{12}}{\bar{\alpha}_2 S_2} \quad (8.16)$$

obtenida en 5.5.3, donde S_{12} es la superficie del tabique separador, y S_2 la del interior del recinto. Este valor deberá compararse, y si es necesario sumarse en términos de energía (es decir, cuadráticamente) al ruido propio del recinto.

EJEMPLO 8.6

En la sala de un banco en plena actividad hay un nivel de presión sonora de **62 dB** a **500 Hz**. Entre dicha sala y la oficina de un empleado jerárquico hay una puerta de madera hueca (7 kg/m^2) de **70 cm** \times **2 m**, con buena aislación en las juntas. La oficina mide **4 m** \times **3,5 m** \times **2,7 m**, tiene un tiempo de reverberación de **0,7 s** y posee un acondicionador de aire cuyo nivel de presión sonora en funcionamiento es de **45 dB**. Determinar si el ruido en la sala influye apreciablemente en la oficina.

Solución: Tenemos

$$S_2 = 2 \times (4 \times 3,5 + 4 \times 2,7 + 3,5 \times 2,7) = 68,5 \text{ m}^2$$

$$V = 4 \times 3,5 \times 2,7 = 37,8 \text{ m}^3$$

de donde

$$\bar{\alpha} = 0,161 \frac{V}{S_2 T} = 0,13.$$

Por otra parte, la puerta tiene una pérdida de transmisión a **500 Hz**

$$PT \cong 18 \log \frac{7 \cdot 500}{300} = 19 \text{ dB.}$$

Entonces resulta

$$NPS_{\text{oficina, debido a la sala}} = 62 - 19 + 10 \log \frac{0,7 \cdot 2}{0,12 \cdot 68,5} = 35 \text{ dB.}$$

El murmullo exterior queda enmascarado por el ruido propio del aire acondicionado. Cuando éste no funciona, en cambio, el ruido predominante es precisamente el murmullo originado en la sala.

NOTA: Se despreció la transmisión a través de la pared común entre la sala y la oficina por considerarse que su **PT** es mucho mayor que la de la puerta hueca. Tampoco se tuvo en cuenta el efecto de las rendijas entre el perímetro de la puerta y su marco debido a que se supuso que la aislación era buena. Sin embargo, en la mayor parte de los casos reales, al menos queda sin proteger la rendija entre la puerta y el piso, lo cual podría incrementar el ruido transmitido.

El caso analizado corresponde a la transmisión de sonido aéreo a través de un tabique, es decir, la transmisión de un ruido cuya forma de energía original era sonora. Otra situación importante se da cuando la estructura propaga energía originalmente vibratoria. Para tener una adecuada imagen del fenómeno, debe observarse que para que un tabique radie un ruido de **60 dB**, por ejemplo, su amplitud de vibración debe ser mucho mayor que la que se produce en el tabique cuando es sometido a un ruido de **60 dB**. Tales niveles de vibraciones son, no obstante, fácilmente comunicados a la estructura por máquinas como el motor de un ascensor. Dichas vibraciones se propagan casi sin atenuación a lo largo de distancias considerables, y así es que puede encontrarse el mismo tipo de ruido en varios ambientes diferentes. De hecho, esta característica permite comprobar que se trata de ruidos generados por vibraciones de la estructura.

Estos ruidos son muy difíciles de eliminar si no es tratando la fuente misma, utilizando, por ejemplo, aisladores de vibraciones.

8.2.4. TRANSMISIÓN POR LOS FLANCOS

La transmisión por flancos consiste en el sonido que pasa de un lado al otro de un tabique pero no a través del tabique mismo. Dos ejemplos típicos son las rendijas en las aberturas y la transmisión a través de un cielorraso.

Si se tiene una estimación aceptable de la pérdida de transmisión de un tabique, puede determinarse con facilidad la presencia de transmisión por flancos, ya que los niveles medidos serán mayores a los esperados.

Es importante detectar las fugas por los flancos ya que de lo contrario puede caerse fácilmente en el error de procurar aumentar la pérdida de transmisión del tabique, lo cual dará resultados pobres o mucho menos significativos de lo esperado. En la sección 7.3.3 se vio un ejemplo sobre la rendija debajo de una puerta. Por más que se incremente la pérdida de transmisión de la puerta en sí, el efecto de la ranura no podrá corregirse a menos que se tape la misma.

Es difícil en realidad predecir o calcular los efectos de la transmisión por flancos. El enfoque es más bien cualitativo, buscando localizar la vía de transmisión parásita para luego intentar neutralizarla.

8.2.5. NIVEL DE REDUCCIÓN REQUERIDO Y PRIORIDADES

El nivel de reducción necesario para corregir un determinado problema de ruido depende tanto del ruido existente como de los valores considerados aceptables según el tipo de actividad. Así, en un ambiente laboral de pocas exigencias en cuanto a concentración en el trabajo o a la comunicación oral, el nivel requerido será el que establece la reglamentación correspondiente (por ejemplo el Decreto N° 351/79 de la Ley de Higiene y seguridad en el Trabajo). En un ambiente más exigente, por ejemplo un teatro para la ejecución de conciertos, el nivel aceptable será mucho menor, lo cual implicará adoptar medidas de control muchísimo más severas.

EJEMPLO 8.7

Un obrador tiene un tiempo de reverberación de **3,3 s** y en él trabaja intermitentemente un operario durante **3 horas** por día con una sierra circular cuyo espectro compensado con la red **A** se indica en la figura 8.4. Determinar la reducción necesaria del nivel sonoro **A**.

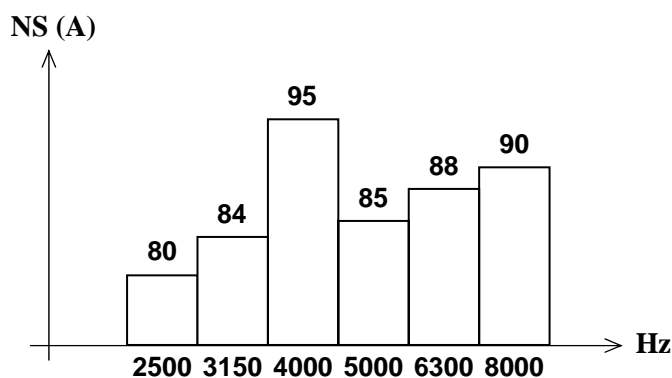


Figura 8.4. Espectro de bandas de tercio de octava de la sierra circular del Ejemplo 8.7.

Solución: Por tratarse de una situación laboral, el criterio a aplicar es el decreto N° 351/79 de la Ley de Higiene y seguridad en el Trabajo. Dado que hay una banda que sobresale **10 dB** con respecto a las bandas adyacentes, se considera que el ruido es de carácter tonal, lo cual obligará a elevar en **10 dB** el nivel sonoro continuo equivalente. El nivel sonoro total se calcula como superposición cuadrática:

$$NS = 10 \log (10^{80/10} + 10^{84/10} + 10^{95/10} + 10^{85/10} + 10^{88/10} + 10^{90/10}) = 97 \text{ dBA}$$

Antes de efectuar la corrección por carácter tonal, el nivel sonoro continuo equivalente resulta

$$\text{NSCE}^* = 10 \log \frac{10^{97/10} \cdot 3}{8} = 93 \text{ dBA},$$

donde se ha supuesto que el resto del tiempo el operario está expuesto a menos de **90 dBA**. El nivel sonoro continuo equivalente corregido será entonces

$$\text{NSCE} = 103 \text{ dBA}.$$

Será necesaria una reducción de **13 dB** para llegar a los **90 dBA** que requiere la reglamentación correspondiente.

Pasemos ahora a la cuestión de las prioridades. En términos generales, cuando se enfrenta un problema de ruido (existente o potencial) originado por varias fuentes, será conveniente comenzar el tratamiento por aquella fuente que permita la máxima reducción global con el mínimo costo y esfuerzo.

EJEMPLO 8.8

Establecer prioridades si se desea reducir a **83 dBA** el ruido ocasionado por dos máquinas que individualmente producen **85 dBA** y **92 dBA** respectivamente.

Solución: Si las máquinas fueran similares, convendría reducir ambas hasta **80 dBA**, ya que dos fuentes de igual potencia sonora son equivalentes a una sola fuente **3 dB** más sonora. Ahora bien, según el caso, podría argumentarse que la fuente de **92 dBA** se está silenciando en **12 dB**, mientras que la de **85 dBA** sólo en **5 dB**. Otro criterio podría ser reducir ambas máquinas en una cantidad similar de **dB**. Si llamamos **R** a dicha reducción, deberá ser

$$10^{\frac{85-R}{10}} + 10^{\frac{92-R}{10}} = 10^{\frac{83}{10}},$$

de donde resulta

$$R \cong 10 \text{ dB},$$

y así se tendrá que reducir a **75 dB** y **82 dB** respectivamente el nivel sonoro de ambas máquinas. Finalmente podría ocurrir que fuera más fácil reducir el ruido de la máquina más ruidosa, ya sea porque su ruido no es inherente al proceso que realiza sino a una pobre instalación, o porque la reducción necesaria es tan severa que requiere una corrección de fondo que otorga mayores libertades en cuanto a la adopción de soluciones (por ejemplo, sustituir la máquina por otra). Este ejemplo muestra que la decisión sobre las prioridades no puede tomarse sin tener en cuenta las características específicas de los componentes.

EJEMPLO 8.9

En el ejemplo anterior, suponer que las soluciones posibles, junto con los resultados esperables y los costos son las siguientes:

| Máquina A (92 dBA) | | | Máquina B (85 dBA) | | |
|--------------------|-----------|-------|--------------------|-----------|-------|
| Solución | Reducción | Costo | Solución | Reducción | Costo |
| | | | | | |

| | | | | | |
|---|-------|-----|---|-------|-----|
| 1 | 5 dB | 200 | 1 | 2 dB | 150 |
| 2 | 7 dB | 300 | 2 | 5 dB | 300 |
| 3 | 9 dB | 400 | 3 | 7 dB | 350 |
| 4 | 10 dB | 500 | 4 | 9 dB | 500 |
| 5 | 12 dB | 800 | 5 | 10 dB | 550 |

Solución: Para resolverlo simplemente calculamos el nivel sonoro resultante y el costo para cada combinación de soluciones. Dado que la cantidad de cálculos repetitivos es muy grande, implementamos un pequeño programa escrito en BASIC que permitirá obtener un listado de las combinaciones de soluciones cuyo nivel resultante sea ≤ 83 dBA, junto con el costo total.

```
CLS

DATA 5,200,2,150
DATA 7,300,5,300
DATA 9,400,7,350
DATA 10,500,9,500
DATA 12,800,10,550

FOR i = 1 TO 5
  READ RA : A(i) = 92 - RA
  READ CA(i)
  READ RB : B(i) = 85 - RB
  READ CB(i)
NEXT i

PRINT " A", " B", " Reducción", " Costo"
PRINT

FOR i = 1 TO 5
  FOR j = 1 TO 5
    X = 10 * LOG(10 ^ (A(i) / 10) + 10 ^ (B(j) / 10)) / LOG(10)
    C = CA(i) + CB(j)
    IF X <= 83 THEN PRINT i, j, X, C
  NEXT j
NEXT i
```

Corriendo este programa, se obtienen los siguientes resultados:

| A | B | Reducción | Costo |
|---|---|-----------|-------|
| 4 | 4 | 82.97323 | 1000 |
| 4 | 5 | 82.79010 | 1300 |
| 5 | 3 | 82.12443 | 1200 |
| 5 | 4 | 81.45541 | 1300 |
| 5 | 5 | 81.19331 | 1600 |

La solución elegida es la **4** para ambas máquinas, es decir, reducir en **10 dB** el nivel sonoro debido a la máquina **A** y en **9 dB** el correspondiente a la máquina **B**

8.2.6. PROPUESTA DE MEDIDAS DE CONTROL

Una vez identificadas las fuentes, establecida la relativa importancia de cada camino de transmisión y determinadas las prioridades, se deben proponer medidas específicas de control de ruido. Para ello se aplicarán diversas técnicas tales como las que se describen en la sección que sigue.

8.3. ALGUNAS TÉCNICAS DE CONTROL DE RUIDO

Las medidas de control de ruido pueden clasificarse según en qué punto del trayecto de la onda sonora o vibratoria se apliquen: en la propia fuente, en la vía de transmisión, o en el receptor.

Las soluciones más efectivas son las que se realizan en la misma fuente, es decir, reduciendo la propia emisión sonora o de vibraciones. La filosofía básica consiste en que el sonido que no se genera, no se propaga y por consiguiente no llega al receptor. En el caso de instalaciones o equipos que se encuentran ya en funcionamiento este tipo de solución suele ser la más costosa y difícil de lograr, pues implica modificaciones importantes que obligan, por ejemplo, a retirar o desmontar una máquina, interrumpir servicios o procesos de producción, etc. En la etapa de proyecto, en cambio, se tienen mayores libertades en cuanto a la toma de decisiones y a las alternativas disponibles, y debe dársele prioridad.

Las soluciones en la vía de transmisión incluyen el aislamiento sonoro, el tratamiento de superficies con materiales absorbentes, la ubicación de pantallas o barreras acústicas y el encapsulamiento. Es el tipo de solución que se adopta habitualmente en instalaciones ya terminadas en las que aparecen problemas de ruido que no se habían previsto en el proyecto.

Las soluciones en el receptor abarcan desde la aislación o encapsulamiento del mismo, hasta la protección auditiva o reducción del tiempo de exposición.

En las secciones que siguen se analizan algunas técnicas de control según la clasificación anterior.

8.3.1. TÉCNICAS DE CONTROL EN LA FUENTE

a) Evitar grandes superficies radiantes

Las superficies extensas vibrantes son radiadores sonoros muy efectivos en un rango amplio de frecuencias, resultando difícil amortiguar las correspondientes vibraciones. Conviene, pues, subdividir las superficies en fragmentos separados o hacerlas cruzar interiormente por una serie de nervios de mayor grosor que quiebren la homogeneidad de la gran superficie. Esto produce cambios de impedancia mecánica en el trayecto de las ondas que se propagan a lo largo de la superficie, creando reflexiones que elevan la frecuencia a la cual cada porción es eficiente radiando sonido (es decir, frecuencias cuyas longitudes de onda sean comparables al tamaño de la porción). De esta forma no sólo se elimina la radiación de sonidos de baja frecuencia sino que se traslada la emisión a un rango de frecuencias en el cual es más fácil de controlar, por ejemplo mediante el uso de amortiguación.

Un ejemplo es subdividir una ancha correa de transmisión en varias correas paralelas más angostas (figura 8.5). Otro ejemplo consiste en perforar la cubierta protectora de una máquina rotativa o sustituirla por una malla de alambre. En general, la protección que proporcionan dichas cubiertas está limitada a evitar que el usuario

introduzca accidentalmente la mano y no requiere necesariamente una superficie continua.

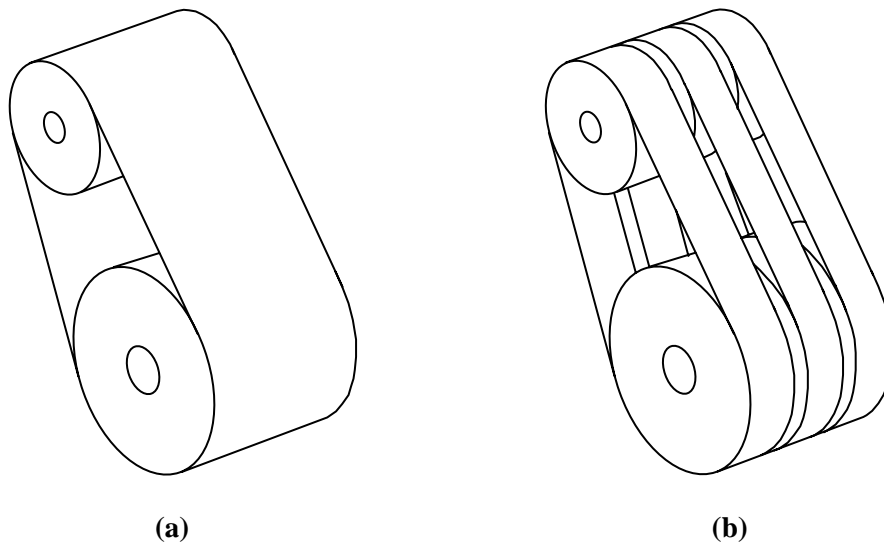


Figura 8.5. Subdivisión de una correa de transmisión para reducir el área radiadora de sonido.

b) Desplazar la frecuencia de operación o de resonancia

Esta técnica implica desplazar algunas frecuencias características hacia una región del espectro audible en la cual sean menos molestas o dañosas, o bien sean más fácilmente absorbidas y atenuadas. Un ejemplo es cambiar la cantidad de dientes de la hoja de una sierra, o la cantidad de aspas de una hélice o turbina. Otro ejemplo es subdividir una ventana grande en varias hojas pequeñas. Al reducirse las dimensiones, los modos normales de resonancia se desplazan hacia frecuencias más altas, donde es más fácil controlarlos.

c) Evitar choques o impactos

Por lo general, los cambios bruscos de velocidad producen ruidos de gran intensidad, ya que una gran cantidad de energía cinética no puede convertirse instantáneamente en calor, quedando transitoriamente transformada en otra forma de energía cinética: la energía vibratoria, que es radiada como sonido o propagada por la estructura. Es lo que sucede cuando dos objetos chocan. Si los objetos son grandes existe otro fenómeno que contribuye a la generación de sonido, y es el rápido incremento de presión que tiene lugar durante las últimas instantes del acercamiento. Esto da origen a ruidos explosivos o impulsivos, de gran intensidad y corta duración.

Ambos fenómenos pueden controlarse evitando que la velocidad de choque sea alta. La forma de lograrlo depende de la naturaleza del choque. En el caso de objetos que caen en caída libre, habrá que limitar la distancia de la caída, o subdividir la caída en etapas, en cada una de las cuales parte de la energía sea absorbida por algún

elemento viscoelástico. En el caso de elementos que caen o impactan sobre una superficie, convendrá sustituir o cubrir ésta con materiales más blandos, como caucho, neopreno, teflón, siliconas, etc.

También debe evitarse, en lo posible, el rozamiento de superficies muy rugosas a altas velocidades, ya que ello equivale a pequeños choques que originan emisión de ruido de alta frecuencia.

Las partes sueltas o mal ajustadas son también un caso particular de esto, ya que producen ruido al entrechocarse como consecuencia de la vibración general de una máquina o vehículo. En este caso, las medidas a tomar corresponden a un buen mantenimiento de los equipos e instalaciones. En la etapa de proyecto, pueden tomarse algunas medidas eficaces, como por ejemplo la selección de medios de fijación duraderos y de fácil mantenimiento. Los remaches de aluminio, por ejemplo (remaches “pop”), son muy económicos en cuanto a costo y mano de obra, pero no son aptos para su empleo en dispositivos, equipos o máquinas sometidos a importantes vibraciones o sacudidas. En estos casos son preferibles los tornillos con arandelas de presión o las soldaduras.

d) Aislar vibraciones

En el capítulo correspondiente a control de vibraciones se estudió extensamente esta cuestión. A modo de resumen, la aislación impide la propagación de vibraciones que más tarde se convertirán en sonido. La función del aislador consiste en llevar la frecuencia natural del sistema muy por debajo de la frecuencia de operación normal, ya que de esa manera la vibración queda confinada en la máquina o equipo tratado.

Debe proveerse un adecuado amortiguamiento, especialmente en aquellos sistemas que cambian frecuentemente de velocidad, o bien que arrancan y paran a menudo. Muchas veces es conveniente proveer una base inercial rígida que se apoyará sobre los aisladores, mejorando la estabilidad lateral al bajar el centro de gravedad, reduciendo la frecuencia natural, y proveyendo rigidez estructural que en muchos casos es imprescindible para la operación segura de los equipos.

Hay que tener en cuenta que una conexión rígida como un simple caño de conexión puede “cortocircuitar” la aislación, inyectando vibraciones en la estructura. Por ello, si se desea máxima efectividad deberán utilizarse conexiones flexibles.

e) Flujos líquidos

Deberá cuidarse que no se produzcan grandes turbulencias ni cambios bruscos de caudal o presión. Las turbulencias se producen cuando el caudal (y por consiguiente la velocidad de circulación) es muy alto. El criterio universalmente aceptado para que el flujo pueda considerarse *laminar* (no turbulento) se expresa en términos del **Número de Reynolds** N_R :

$$N_R = \frac{\rho D v}{\eta} \leq 2000, \quad (8.17)$$

donde η es el coeficiente de viscosidad, ρ la densidad del fluido, D el diámetro del caño, y v la velocidad de circulación. En términos de caudal q , el fluido será laminar si

$$q \leq 1571 \frac{\eta}{\rho} D. \quad (8.18)$$

Para un flujo laminar, el ruido producido por la circulación puede considerarse despreciable. Lamentablemente, en la mayor parte de las aplicaciones no es posible garantizar que el flujo sea laminar. Para el agua a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, por ejemplo, $\eta \cong 0,001\text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ y $\rho = 1000\text{ kg}/\text{m}^3$, por lo tanto para un caño de $1/2''$ de diámetro interno el caudal máximo admisible es $2\cdot 10^{-5}\text{ m}^3/\text{s}$, es decir $1,2\text{ lt}/\text{min}$. Este caudal puede considerarse muy pequeño para los usos habituales en edificios, por lo cual es de esperar algo de ruido debido a la turbulencia. El ruido puede reducirse si el montaje de la cañería es elástico. Este tipo de montaje no es habitual en las construcciones de mampostería, pero en este caso, al ir el caño embutido en la pared, se aprovecha el efecto aislador de ésta. En el caso de construcción seca por medio de paneles de roca de yeso, en donde los caños van sujetos al bastidor interno de montantes, es conveniente el montaje elástico por medio de una cubierta de espuma de polietileno.

Cuando el caudal es grande, también conviene evitar las curvas pronunciadas y los quiebres a 90° . También hay que tener cuidado con los cambios de diámetro en las cañerías, que ocasionan turbulencias que se traducen en vibraciones. Es preferible que dichos cambios sean graduales (tronco-cónicos). Las válvulas que actúan con demasiada rapidez crean cambios bruscos de presión³ que generan ondas de choque en el fluido conocidas como **golpe de Ariete**. Esto no sólo genera ruidos claramente audibles sino que además provoca vibraciones importantes que se propagan por la estructura, transformándose ulteriormente en ruido. Si hay partes de la cañería sueltas, también es posible que se produzcan sacudidas que pueden derivar en una disminución de la vida útil de la cañería. Este tipo de problema suele ocurrir en el caso de válvulas electromecánicas. Nuevamente, la aislación elástica reduce la propagación del ruido. El uso de válvulas de cierre gradual corrige el problema. Cuando ello no es posible, se puede utilizar trampas especiales, consistentes en una cámara de aire sobre una rama lateral, como se muestra en la figura 8.6. Dicha cámara de aire absorbe la onda de choque por ser un camino de menor impedancia mecánica, impidiendo su propagación. Se colocan antes de la válvula o llave.

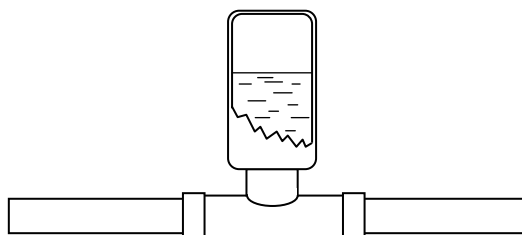


Figura 8.6. Trampa para las ondas de choque originadas en los estrangulamientos de los cañerías o válvulas.

³ Este cambio de presión se debe al brusco cambio de velocidad del fluido. Para un flujo laminar, la pérdida de presión entre un extremo y otro de una cañería horizontal es

$$p_1 - p_2 = \frac{32\eta L}{D^2} v,$$

donde η es el coeficiente de viscosidad, L la longitud de la cañería, D su diámetro, y v la velocidad del fluido. Suponiendo que la presión p_1 a la entrada del caño es constante, al variar la velocidad bruscamente se produce un cambio brusco en la presión en el otro extremo.

Otro problema que puede causar ruido en las cañerías es la **cavitación**. Este fenómeno se da cuando hay estrechamientos bruscos de la sección del conducto. Debido a que el caudal es constante, en ellos la velocidad aumenta repentinamente, produciéndose una brusca descompresión,⁴ suficiente como para que la temperatura de ebullición disminuya por debajo de la temperatura ambiente⁵. Esto produce un intenso burbujeo, con importante emisión de ruido. Al colapsar las burbujas cuando la presión vuelve a aumentar se crean nuevos cambios bruscos de presión que también producen ruido, además de acelerar el desgaste de la cañería. El problema de la cavitación se presenta en los desagües de piletas, bañeras, inodoros, en los codos y en las bifurcaciones o ramificaciones, y en las válvulas o llaves de agua. Las canillas o grifos con picos aireadores producen en general menos ruido. En la selección de las llaves debe tenerse en cuenta que produzcan un mínimo de turbulencia o cavitación.

f) Flujos gaseosos

Los flujos de aire u otros gases siguen lineamientos parecidos a los de los flujos líquidos. En el caso de conductos de ventilación o de escape, sin embargo, existe una importante diferencia, y es que las impedancias acústicas del medio dentro y fuera del conducto son similares, por lo cual la efectividad de la radiación es mayor.⁶ Por ello, en los casos en que se requieran bajos niveles de ruido es preciso evitar a toda costa las turbulencias. A pesar de que el coeficiente de viscosidad y la densidad son mucho menores que para los líquidos,⁷ el diámetro del tubo es generalmente mucho mayor, por lo cual las velocidades admisibles para mantener el flujo laminar no son muy altas. Por ejemplo, en un conducto de **15 cm** de diámetro, la velocidad del aire para evitar las turbulencias no debería exceder los **0,2 m/seg**. Lamentablemente, las velocidades requeridas para satisfacer las necesidades del servicio suelen ser mucho más altas.

Los mayores inconvenientes se tienen en los codos o bifurcaciones necesarios para la distribución. Los codos cuadrados o en ángulo recto (figura 8.7a) son más propensos a producir turbulencias que los curvos (figura 8.7b). En la tabla 8.1 se han indicado las máximas velocidades recomendables según el valor **NR** (ver capítulo 2) requerido en el ambiente receptor.



⁴ Según el teorema de Bernoulli de la Hidrodinámica, para una cañería horizontal se tiene

$$p + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{cte},$$

por lo cual si en un punto se produce un incremento notable de velocidad (debido, por ejemplo, a un angostamiento o estrangulamiento parcial como el que tiene lugar en una válvula), tendrá lugar una importante descompresión.

⁵ La ebullición se produce cuando la presión externa se iguala a la presión de vapor. A **100 °C** la presión de vapor del agua es igual a **1 atm**, pero a temperatura ambiente es del orden de **0,02 atm**. En consecuencia, cuando la presión externa baja hasta ese valor por una descompresión súbita, el agua entra en ebullición.

⁶ En el caso de los líquidos, aun cuando sean vertidos directamente al aire, el ruido emitido por el propio líquido (excepto el que produce por choque contra otras superficies) es débil, debido a la diferencia de impedancias acústicas.

⁷ Por ejemplo, para el aire se tiene $\eta = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{seg}/\text{m}^2$ y $\rho = 1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$.

Figura 8.7. Tipos de codos utilizados para conductos de ventilación

Tabla 8.1. Máxima velocidad de circulación de aire a través de codos rectos y curvos en función del valor NR requerido en el ambiente receptor.

| NR requerido | Máxima velocidad [m/s] | |
|--------------|------------------------|--------------------|
| | Codos rectos a 90° | Codos curvos a 90° |
| 50 | 10 | 12,5 |
| 45 | 8 | 10 |
| 40 | 6,5 | 8,5 |
| 35 | 5 | 6,5 |
| 30 | 4 | 5 |
| 25 | 3 | 4 |
| 20 | - | 2,5 |

También se debe tener en cuenta que la separación entre la turbina o ventilador y los codos, o entre éstos, o entre los codos y las tomas o salidas de aire debe ser mayor que **3** veces la máxima dimensión transversal del tubo.

En el caso de gases de escape de motores de combustión interna deberá, invariablemente, colocarse un silenciador de tipo reactivo como los estudiados en el capítulo sobre materiales acústicos. En los escapes de otros gases, por ejemplo las descargas de equalización de presión en los compresores, también será necesario este tipo de silenciadores.

Debe evitarse también el flujo de aire o gases cerca de aberturas huecas, ya que se corre el riesgo de emisión de potentes ruidos tonales, por efecto “flauta”.

8.3.2. TÉCNICAS DE CONTROL EN LA VÍA DE TRANSMISIÓN

La vía de transmisión incluye el campo directo, el campo reverberante, las estructuras, los tabiques y pantallas, las tuberías⁸ (de ventilación, por ejemplo), etc. Pueden aplicarse las siguientes técnicas.

a) Ubicar las fuentes adecuadamente

La posición de una fuente sonora incide poco en la potencia sonora total que emite, y por consiguiente afecta poco al campo reverberante (que se manifiesta lejos de la fuente). En cambio, puede ser definitiva en cuanto al campo directo o cercano.

Según se vio en 5.4.3, el factor de directividad **Q** aparente de una fuente sonora es **2** cerca de una superficie (por ejemplo el piso o una mesa o banco de trabajo), **4** cerca de una arista (por ejemplo acomodada sobre una mesada y contra la pared), y es **8** cerca de una esquina (la intersección entre dos paredes y el piso). La conclusión es evidente. Para el operario que trabaja directamente junto a la máquina, la posición (práctica) más conveniente es en el centro de la planta, incrementándose el ruido soportado en **6 dB**

⁸ Nótese que en la sección anterior nos ocupábamos de la tubería como *generador* de ruido, en tanto que ahora lo consideramos como *transmisor* del ruido generado en un punto anterior (por ejemplo en el ventilador, o en otra habitación interconectada con la habitación receptora por dicha tubería).

cuando está en una esquina. La situación mejora algo si se reemplaza el rincón por una ochava amplia, y más aún si se recubren las paredes cercanas con material absorbente, que tiende a restituir el factor de directividad a valores más próximos a los que se medirían en campo libre (o en una sala anecoica).

b) Utilizar materiales absorbentes

El uso de materiales absorbentes es recomendable en aquellos casos en que el campo reverberante sea un problema. Si bien en teoría el campo reverberante no es muy influido por la posición del material absorbente, en la práctica se obtienen mejores resultados si el material se ubica cerca de las fuentes. Por ejemplo, la ubicación en el piso y las paredes de una esquina en la cual se encuentra una máquina de material muy absorbente ($\alpha \cong 1$ en todo el rango de frecuencias de interés), reducirá la potencia efectiva que ésta comunica al recinto a la octava parte (**12,5 %**), lo cual a su vez repercute reduciendo en **9 dB** el campo (no sólo el directo, sino también, y muy especialmente, el reverberante). Ello se debe a que el material absorbente está actuando sobre el campo directo, un caso no contemplado en la deducción de la fórmula que permite calcular los campos directo y reverberante. Lo que sucede en este caso es que al ser mayor la densidad de energía de la onda que llega al material absorbente, la cantidad neta de energía que éste absorbe es mayor.

En algunos casos es conveniente utilizar paneles absorbentes colgantes, incrementando su cantidad en las proximidades de las fuentes de ruido.

c) Introducir aislación sonora

Existen tres formas básicas de aislación: la pantalla o barrera acústica (aislación del campo directo), el encapsulamiento de la fuente y el encapsulamiento del receptor. La pantalla es bastante efectiva en el caso de ruido en exteriores, donde el efecto preponderante es el del campo directo. En los locales, requieren un refuerzo con material absorbente así como el tratamiento de algunas superficies reflectoras, como el cielorraso en la zona inmediatamente encima de la barrera, como se aprecia en la figura 8.8.

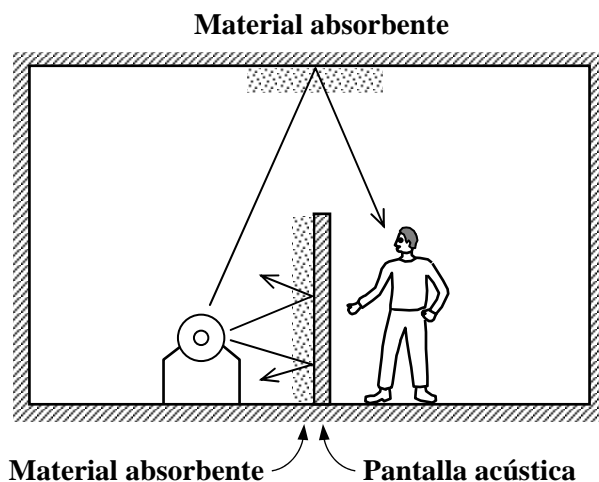


Figura 8.8. Uso de una pantalla acústica para reducir la propagación del ruido por campo directo entre la fuente y el receptor.

la pantalla no resultará muy efectiva para controlar el campo reverberante a menos que esté recubierta con material muy absorbente. La principal aplicación es para casos de predominancia del campo directo.

En exteriores la efectividad de una pantalla o barrera acústica (figura 8.9) puede predecirse mediante la siguiente ecuación, derivada de la teoría de difracción de ondas, que proporciona la atenuación debida a la barrera:

$$\text{Aten} = \begin{cases} 20 \log \frac{\sqrt{2\pi N}}{\text{Th} \sqrt{2\pi N}} + 5 \text{ dB} & \text{si } N \geq -0,2 \\ 0 & \text{si } N < -0,2 \end{cases}, \quad (8.19)$$

donde N es el **número de Fresnel**,⁹ dado por

$$N = \begin{cases} \frac{2}{\lambda}(A + B - C) & \text{en la zona de sombra} \\ -\frac{2}{\lambda}(A + B - C) & \text{en la zona visible} \end{cases}, \quad (8.20)$$

siendo A , B y C las distancias indicadas en la figura 8.9, y λ la longitud de onda del sonido. La atenuación anterior se agrega a la atenuación en el aire y a la atenuación por divergencia esférica o cilíndrica de la fuente.

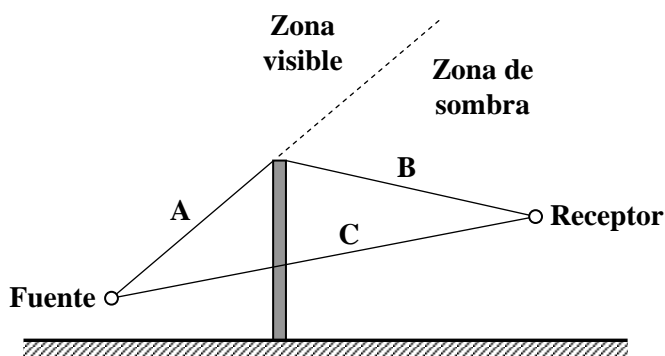


Figura 8.9. Distancias utilizadas en la ecuación 8.20 para obtener el número de Fresnel.

En el proyecto de una barrera acústica deben tenerse en cuenta algunos detalles sin los cuales la efectividad puede reducirse considerablemente. En primer lugar, la

⁹ Cuando $N < 0$, puede reemplazarse por $|N|$ y la tangente hiperbólica por la tangente trigonométrica (considerando el argumento en radianes).

pérdida de transmisión del material o la estructura a utilizar debe ser mayor que la atenuación adicional que se pretende de la barrera. Una diferencia de **10 dB** podría considerarse aceptable. En segundo lugar, debe tenerse en cuenta que si la barrera no es suficientemente ancha, los cantos verticales se comportarán a su vez según a las ecuaciones 8.19 y 8.20, por lo cual el campo sonoro resultante se incrementará por las contribuciones laterales. El peor caso se da cuando la barrera tiene forma cuadrada, ya que el sonido de ambos laterales y el que pasa por sobre la barrera llegan *en fase*, sumándose directamente sus amplitudes. El campo resultante es, entonces, casi **10 dB** mayor que el que predice la ecuación 8.19. Por este motivo se recomienda que la barrera se extienda hacia cada lado de la fuente *al menos el doble de su altura*.

De la inspección de la figura 8.9 se concluye que cuanto más cerca se encuentre la barrera de la fuente de ruido, mayor será **A + B - C** y por consiguiente **N**. Sin embargo, no siempre es posible un acercamiento pronunciado, por ejemplo en el caso frecuente en que la fuente de ruido sea una salida de ventilación (extractor de aire). Una solución puede ser la utilización de encapsulamientos parciales como el indicado en la figura 8.10, con el agregado de aleros y solapas laterales.

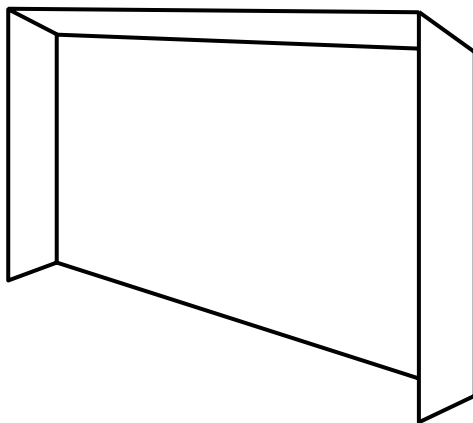


Figura 8.10. Ejemplo de pantalla acústica con alero y solapas laterales

EJEMPLO 8.10

Diseñar una barrera acústica para reducir en **15 dB** el ruido de **500 Hz** proveniente de una fuente aproximadamente cúbica de **80 cm** de lado apoyada en el suelo si el receptor es un operario de altura media que trabaja parado a **8 m** de distancia.

Solución: Llamando $x = \sqrt{2\pi N}$, necesitamos

$$20 \log \frac{x}{Th x} + 5 \geq 15,$$

es decir

$$x \geq 10^{0.5} Th x = \sqrt{10} Th x.$$

Esta ecuación es trascendente, pero dado que $Th x \rightarrow 1$ muy rápidamente para $x \rightarrow \infty$, tomando $x = \sqrt{10}$ conseguimos una buena aproximación. Entonces debe ser

$$N \geq \frac{10}{2\pi} = 1,59,$$

para lo cual

$$\sqrt{(h-0,8)^2 + 1^2} + \sqrt{(h-1,7)^2 + 7^2} - \sqrt{(1,7-0,8)^2 + 8^2} \geq \frac{1,59 \cdot 345}{2} = 0,5491$$

Para obtener **h**, lo más simple es implementar un pequeño programa iterativo que incremente **h** gradualmente hasta que se verifique esta relación. Se obtiene

$$h = 2,05 \text{ m}.$$

Una forma más directa es aplicar el programa 8.1, que a partir de los datos permite obtener la altura de la barrera.

Para que la barrera sea efectiva, deberá extenderse unos **4 m** a uno y otro lado de la fuente. Con respecto a la pérdida de transmisión, adoptamos **PT ≥ 25 dB**, lo cual puede lograrse con una densidad superficial

$$\delta = \frac{300}{f} 10^{\frac{PT}{18}} \geq 14,7 \text{ kg/m}^2.$$

PROGRAMA 8.1. Diseño de una barrera acústica

```
CLS
PRINT "Diseño de una barrera acústica"
PRINT
INPUT "Altura de la fuente = ", hf
INPUT "Altura del receptor = ", hr
INPUT "Distancia fuente-barrera = ", dfb
INPUT "Distancia fuente-receptor = ", dfr
INPUT "Frecuencia = ", f
INPUT "Atenuación = ", Aten
PRINT
pi = 3.14159
lambda = 345 / f
FOR h = 1 TO 10 STEP .1
  A = SQR((h - hf) ^ 2 + dfb ^ 2)
  B = SQR((h - hr) ^ 2 + (dfr - dfb) ^ 2)
  C = SQR((hr - hf) ^ 2 + dfr ^ 2)
  N = 2 * (A + B - C) / lambda
  x = SQR(2 * pi * N)
  Thx = (EXP(x) - EXP(-x)) / (EXP(x) + EXP(-x))
  At = 20 * LOG(x / Thx) / LOG(10) + 5
  IF At >= Aten THEN
    PRINT "Altura de la barrera ="; h; "m"
    PRINT "Atenuación lograda ="; At; "dB"
    EXIT FOR
  END IF
NEXT h
```

Otra consideración importante al decidir usar una barrera acústica es que si bien la misma bloquea la onda sonora directa desde la fuente al receptor, también incrementa el ruido radiado en la dirección opuesta debido a la reflexión. Para bajas frecuencias, si la fuente está muy próxima a la pantalla puede llegar a producirse un incremento de hasta **6 dB**. Como se sugirió en la figura 8.8, esto puede evitarse recubriendo la pantalla con material absorbente. Si se utiliza un material con $\alpha = 0,75$ el incremento se reduce a sólo **1 dB**. En el caso de exteriores, debe protegerse la superficie absorbente, dado que los materiales acústicos son delicados. Ello puede hacerse con una chapa perforada, que resulta acústicamente *transparente*, interponiendo un film de polietileno sin tensar, como se observa en la figura 8.11.

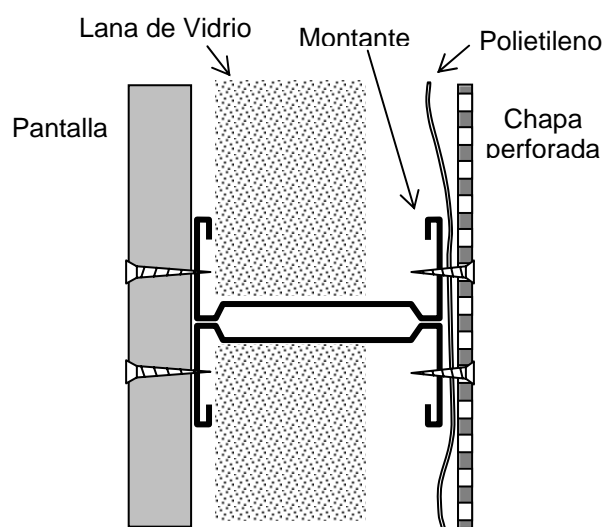


Figura 8.11. Estructura constructiva de una pantalla acústica con material absorbente y cubierta protectora

Pasemos ahora a las técnicas de encapsulamiento de la fuente. Este tipo de soluciones está muy difundido, y abarca desde pequeñas cubiertas para un dispositivo de reducido porte hasta la construcción de grandes recintos de mampostería con aberturas de ingreso, conductos de ventilación, etc., para alojar una máquina o todo un proceso industrial.

El encapsulamiento se basa en dos principios: la desvinculación acústica (y posiblemente vibratoria) entre la fuente y el receptor por medio de una cubierta aislante, y la disipación de energía sonora con elementos absorbentes de alto rendimiento ubicados principalmente en las proximidades de la fuente, donde el campo sonoro es más intenso, y por consiguiente, la disipación mayor.

EJEMPLO 8.11

Un galpón tiene **10 m × 15 m × 7 m**. El piso y las paredes son de hormigón ($\alpha = 0,02$ a **500 Hz**) y el techo, de chapa ($\alpha = 0,05$ a **500 Hz**). En el mismo funciona un equipo que produce un nivel de presión sonora de **95 dB** a **10 m** de distancia. Se decide encapsularla con una cubierta de ladrillo de **10 cm** de espesor cuyas medidas son **2 m × 1,5 m × 2 m**, teniendo una puerta de acero doble de **1,8 m × 0,6 m × 5 cm**, con

chapa de **2 mm** a cada lado y relleno de arena (figura 8.12). **I)** Calcular la **pérdida por inserción** (diferencia entre el nivel de presión sonora antes y después de colocar la cubierta) **II)** Repetir si, además, se cubren las paredes y el techo del cerramiento con lana de vidrio de **5 cm** aplicada directamente sobre la superficie. Suponer que la puerta ajusta bien.

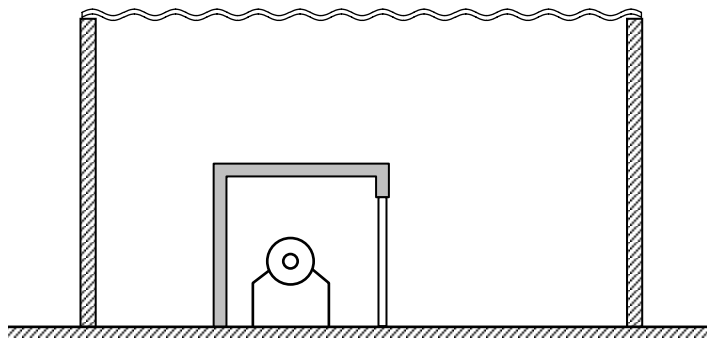


Figura 8.12. Encapsulamiento de un equipo dentro de un galpón (ejemplo 8.11)

Solución: La densidad superficial del ladrillo es

$$\delta_{\text{ladrillo}} = 16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{cm}} \times 10 \text{ cm} = 160 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2},$$

y la de la arena

$$\delta_{\text{arena}} = 16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{cm}} \times 5 \text{ cm} = 8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}.$$

Con estos datos podemos estimar la pérdida de transmisión del ladrillo y de la puerta a **500 Hz**:

$$PT_{\text{ladrillo}} \cong 18 \log \frac{160 \times 500}{300} = 44 \text{ dB},$$

$$PT_{\text{puerta}} \cong 18 \log \frac{(2 \times 7800 \times 0,002 + 80) \times 500}{300} = 41 \text{ dB}.$$

Para calcular la pérdida de transmisión total, deben tenerse en cuenta las áreas relativas. El área total del cerramiento excluyendo el piso (que no contribuye a transmitir sonido al recinto¹⁰) es

$$2 \times (2 \times 1,5 + 2 \times 2) + 2 \times 1,5 = 17 \text{ m}^2,$$

y la de la puerta,

$$1,8 \times 0,6 \cong 1 \text{ m}^2.$$

¹⁰ Suponemos que el equipo a encapsular ha sido previamente tratado para aislar las vibraciones, de modo que la única vía de transmisión sean las paredes y el techo del cerramiento.

La diferencia entre ambas corresponde a ladrillos. Entonces la pérdida de transmisión total vale

$$PT = 10 \log \frac{17}{16 \cdot 10^{-44/10} + 1 \cdot 10^{-41/10}} \cong 44 \text{ dB}.$$

Este valor (muy similar al correspondiente al ladrillo por ser el área de esta parte mucho mayor que la de la puerta) no es todavía la pérdida por inserción, ya que ésta depende de no sólo de la pérdida de transmisión sino también de las condiciones acústicas dentro y fuera del recinto.

Determinemos, como paso previo, qué potencia acústica radia la fuente. Para ello consideremos que por haberse efectuado la medición del NPS a **10 m** de distancia, el valor medido corresponde prácticamente al campo reverberante, es decir:

$$10^{\text{NPS}/10} P_{\text{ref}}^2 = \rho_0 c^4 \frac{1 - \bar{\alpha}_{\text{galpón}}}{\bar{\alpha}_{\text{galpón}} S_{\text{galpón}}} \text{Pot}.$$

La superficie del galpón es

$$2 \times (10 \times 15 + 10 \times 7 + 15 \times 7) = 650 \text{ m}^2,$$

de los cuales **150 m²** corresponden al techo ($\alpha = 0,05$) y el resto, **500 m²**, corresponden a las paredes y el piso ($\alpha = 0,02$). Resulta

$$\bar{\alpha}_{\text{galpón}} = \frac{500 \times 0,02 + 150 \times 0,05}{650} = 0,027$$

De aquí puede obtenerse la potencia acústica emitida:

$$\text{Pot} = \frac{10^{95/10} (20 \times 10^{-6})^2}{4 \times 407} \frac{0,027 \times 650}{1 - 0,027} = 14 \text{ mW}.$$

I) Calculemos el campo sonoro dentro del cerramiento. Para ello evaluemos primero $\bar{\alpha}_{\text{cubierta}}$. La superficie total del cerramiento es $17 + 1,5 \times 2 = 20 \text{ m}^2$, de los cuales **16 m²** corresponden al ladrillo ($\alpha = 0,03$), **1 m²** a la puerta ($\alpha = 0,05$) y **3 m²** al hormigón del piso ($\alpha = 0,03$). Entonces

$$\bar{\alpha}_{\text{cubierta}} = \frac{16 \times 0,03 + 1 \times 0,05 + 3 \times 0,02}{20} \cong 0,03.$$

Resulta, aplicando 8.1,

$$P_{\text{ef}}^2 \cong \rho_0 c \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}_{\text{cubierta}}}{\bar{\alpha}_{\text{cubierta}} S_{\text{cubierta}}} \right) \text{Pot} = 37,7 \text{ Pa}^2$$

Nótese que hemos utilizado $r = 0,75 \text{ m}$, que es la mínima distancia entre el equipo y la cubierta¹¹. El valor correspondiente de **NPS** es

$$\text{NPS}_{\text{con cubierta}} = 110 \text{ dB}.$$

Vemos que hubo un incremento de **15 dB** respecto al campo reverberante original. Sin embargo, esto es lo que ocurre *dentro* del encapsulamiento, y estamos interesados más bien en lo que sucede *fuera* de él. Para ello aplicamos la ecuación 8.12:

$$\begin{aligned} \text{NPS}_{\text{afuera}} &= \text{NPS}_{\text{adentro}} - \text{PT} + 10 \log \frac{S_{12}}{\bar{\alpha}_{\text{galpón}} S_{\text{galpón}}} = \\ &= 110 - 44 + 10 \log \frac{17}{0,027 \times 650} = 66 \text{ dB} \end{aligned}$$

La pérdida por inserción es, entonces,

$$\text{PI} = \text{NPS}_{\text{antes}} - \text{NPS}_{\text{después}} = 95 - 66 = 29 \text{ dB}.$$

En este caso la pérdida por inserción es menor que la pérdida de transmisión, ya que como consecuencia de la escasa absorción de las superficies internas del cerramiento el nivel de presión sonora dentro del mismo aumentó de **95 dB** a **110 dB**. El propósito de agregar material absorbente (lana de vidrio) será, justamente, reducir este nivel.

II) Repitamos ahora el cálculo anterior con el agregado de la lana de vidrio de **50 mm** en las superficies interiores del cerramiento, excepto el piso y la puerta. Admitiendo un $\alpha = 0,7$ para la lana de vidrio a **500 Hz**, se tendrá

$$\bar{\alpha}_{\text{cubierta}} = \frac{16 \times 0,7 + 1 \times 0,05 + 3 \times 0,02}{20} \cong 0,57.$$

Nuevamente aplicando 8.1,

$$\begin{aligned} P_{\text{ef}}^2 &\cong 407 \left(\frac{1}{4\pi \times 0,75^2} + 4 \frac{1 - 0,57}{0,57 \times 20} \right) 0,014 = \\ &= 407(0,14 + 0,15) 0,014 = 1,66 \text{ Pa}^2 \end{aligned}$$

En este caso el campo directo y el reverberante son casi iguales. Esto corresponde a

$$\text{NPS}_{\text{con cubierta y absorción}} = 95 \text{ dB}.$$

¹¹ El cálculo de la distancia crítica en este recinto arroja un resultado de alrededor de **15 cm**, por lo cual podríamos haber despreciado el campo directo.

El valor dentro del cerramiento es ahora igual al correspondiente al campo reverberante sin el cerramiento. Hemos conseguido reducir **15 dB** el nivel de presión sonora en su interior, por lo cual cabe esperar una reducción igual para el nivel fuera del cerramiento. Tenemos, entonces,

$$\mathbf{NPS}_{\text{afuera con cerramiento y lana de vidrio}} = 66 - 15 = 51 \text{ dB} .$$

Finalmente,

$$\mathbf{PI}_{\text{cerramiento con absorción}} = 44 \text{ dB} .$$

En este caso, por haber reducido el **NPS** dentro del cerramiento, la pérdida por inserción coincidió (por casualidad) con la **PT**. En este caso el término logarítmico no es significativo.

Del análisis de los resultados obtenidos se desprende que el cerramiento sin absorción permite una reducción apreciable, pero *con* absorción ésta resulta mucho mayor. Teniendo en cuenta que la misma es, por ser pequeña el área a cubrir, una solución muy económica, en general es de práctica realizar dicho tratamiento absorbente complementario.

NOTA: Es interesante comparar esta solución con el simple agregado de absorción acústica en todo el galpón. Para obtener igual **NPS** debería cumplirse que

$$10^{51/10} (20 \times 10^{-6})^2 = 407 \times \frac{1 - \bar{\alpha}_{\text{galpón}}}{\bar{\alpha}_{\text{galpón}} \times 650} \times 0,014 ,$$

de donde, despejando el coeficiente de absorción, resulta

$$\bar{\alpha}_{\text{galpón}} = 0,9928 .$$

Lograr este valor en todo el galpón implicaría transformarlo en una enorme cámara anecoica. El costo sería varios órdenes de magnitud superior al del cerramiento.

Cabe preguntarse por qué con tan poca reflexión habría un campo reverberante comparativamente tan alto como **52 dB**. Ello es por el gran volumen, que implica que habrá muy pocas reflexiones.

De todos modos, a **10 m** tendríamos un campo directo que no puede despreciarse:

$$\mathbf{P}_{\text{efdir}} = 407 \frac{1}{4\pi 10^2} 0,014 = 0,0045 \text{ Pa}^2$$

que corresponde a **71 dB**. Con el cerramiento no sólo se reduce el campo reverberante, sino también el campo directo, ya que la mayor parte de la potencia acústica radiada por la fuente quedaría confinada en el cerramiento, transformándose finalmente en calor en la lana de vidrio.

En este ejemplo pudimos apreciar cómo el agregado de una absorción importante mejora el aislamiento aparente, ya que reduce el nivel sonoro dentro de la cubierta. Debe tenerse claro, sin embargo, que la mejora no es a causa de las propiedades

aislantes del propio material absorbente, que son en realidad muy pobres según vimos en el capítulo sobre materiales acústicos.

En casos severos, puede mejorarse la aislación acústica utilizando paredes dobles. Esto posibilita una mayor aislación por unidad de peso superficial utilizada. Esto suele ser inevitable al proyectar ventanas.

Otro elemento a cuidar es el de las rendijas en las aberturas. El cierre deberá ser muy preciso, so pena de desmejorar notablemente el rendimiento que podría lograrse con una gruesa pared o una costosa puerta o ventana acústica. Debido al gran peso, las puertas deberán estar sostenidas con bisagras suficientemente resistentes y precisas, y, eventualmente, apoyadas sobre rodillos.

Finalmente, existen muchos casos en los que el balance térmico, la necesidad de deshacerse de gases de combustión u otras razones hacen imposible un encapsulamiento total. En estos casos deben preverse la adecuada circulación de gases o ventilación, y los tratamientos acústicos necesarios para minimizar el escape de ruido por los conductos.

El encapsulamiento del receptor es una técnica similar a la ya vista, consistente en la instalación, por ejemplo, de una oficina o sala acústicamente aislada en el medio de una planta industrial, de una playa de maniobras, etc. Hasta cierto punto, cualquier vivienda puede considerarse como un “encapsulamiento” de sus moradores.

Existe, sin embargo, una diferencia significativa. Mientras que al encapsular la fuente es posible en buena medida controlar la energía sonora que irradia la fuente fuera del cerramiento, y por lo tanto se beneficia todo el ambiente acústico que rodea a la fuente encapsulada, al encapsular el receptor sólo se beneficia el ambiente receptor. Además deben preverse sistemas de ventilación o aire acondicionado, dado que para que el encapsulamiento sea efectivo es necesario minimizar todo contacto directo del cerramiento con el resto.

d) Evitar conexiones directas a través de tuberías

Los conductos de ventilación, calefacción o aire acondicionado son caminos propicios para la transmisión de sonido entre diversos locales. En este sentido, es imprescindible evitar los tramos cortos conectando habitaciones o locales contiguos (figura 8.13) a través de entradas o salidas. Esto se debe a que la pérdida de transmisión de una tubería es proporcional a la longitud (véase el capítulo sobre materiales acústicos).

El mismo criterio debe primar para el caso menos obvio de los caños por los cuales van los conductores eléctricos, y si bien su sección es menor, lo que incrementa la pérdida de transmisión, suele ser común colocar abundancia de cajas para facilitar el cableado. En tal caso, las aberturas en cada caja deben taparse cuidadosamente con masilla no endurecible para facilitar su ulterior remoción en caso de requerirse efectuar reparaciones o mantenimiento. Un caso particular lo constituye la instalación de cajas eléctricas en la misma posición a ambos lados de una pared. Aunque sin duda esto simplifica el tendido eléctrico, desde el punto de vista acústico no es conveniente en los casos en que sea importante un gran aislamiento. El tabique entre la sala de control y la de toma de sonido de un estudio radiofónico o de grabación es un ejemplo de esto.

En el caso de tuberías de grandes sistemas de aire acondicionado, deberá utilizarse silenciadores de tipo reactivo, como las cámaras de expansión comentadas oportunamente, además de las precauciones mencionadas.

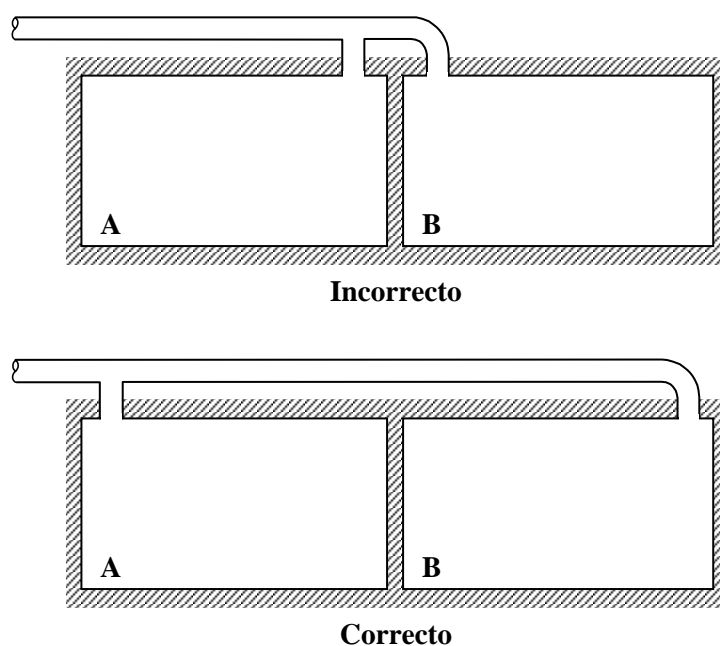


Figura 8.13. Ubicación de las entradas o salidas para circulación de aire en locales contiguos. Cuanto mayor sea la distancia más efectiva será la aislación.

8.3.3. TÉCNICAS DE CONTROL EN EL RECEPTOR

Desde el punto de vista técnico, las medidas de control practicadas sobre el receptor (un ser humano) son las más sencillas, aunque su efectividad es difícil de garantizar ya que depende fuertemente del factor personal, particularmente de cuán consciente sea el usuario de la necesidad de cumplir en forma estricta con los preceptos de seguridad impuestos. Además del encapsulamiento (que se encuadra mejor dentro de las técnicas de control en la vía de transmisión), las dos principales formas de control de ruido en el receptor son la protección auditiva y la reducción del tiempo de exposición.

8.3.3.1. Protección auditiva

Consiste en la utilización de diversos tipos de **protectores auditivos**, es decir, dispositivos que, colocados en el oído o cerca de él, atenúan las ondas sonoras incidentes de manera de atemperar los efectos perjudiciales sobre la audición.

La decisión de recurrir a la protección auditiva sólo es recomendable cuando otras medidas de control no son factibles a un costo razonable.

Los protectores auditivos pueden clasificarse en **pasivos** y **activos**. Los protectores pasivos actúan, conceptualmente, como aisladores acústicos, aunque algunos tipos particulares cumplen también funciones de filtro acústico. Se clasifican, a su vez en **tapones intraaurales**, es decir dispositivos que, introducidos parcialmente en el canal auditivo obturan el ingreso al mismo de las ondas sonoras, y **orejeras**, **casquetes** o **copas**, que actúan externamente, recubriendo el pabellón auditivo u oreja mediante almohadillas perimetrales.

Los protectores activos utilizan diversas disposiciones electroacústicas, que contienen un micrófono, un amplificador, un altavoz o parlante pequeño (audífono), y algún circuito de control. Existen dos estrategias de protección activa. La primera, denominada **control activo de ruido**, consiste en administrar una señal acústica generada electrónicamente que se contraponga al ruido incidente. La forma más simple (si bien poco efectiva) de implementar esta idea es invertir la fase de la señal acústica captada por el micrófono. El inconveniente práctico de esto es la dificultad para garantizar una respuesta de fase suficientemente previsible en los transductores (tanto el micrófono como el audífono).

La segunda estrategia combina una importante atenuación pasiva con un sistema de **amplificación controlada** (o inclusive **filtros controlados**), cuya función es permitir la escucha de señales acústicas inocuas, como la palabra o los ruidos de nivel moderado, y en cambio bloquear los ruidos intensos.

8.3.3.1.1. Tipos de protectores auditivos

Veremos a continuación los tipos principales de protectores auditivos que pueden utilizarse, junto con las principales características de cada uno de ellos.

a) Tapones intraaurales

Son dispositivos pequeños y en general blandos que se introducen en el canal auditivo. Los hay de varios tipos, formas y materiales. Los confeccionados con siliconas suelen tener una serie de aletas ligeramente cónicas alrededor de un núcleo (figura 8.14a) o una única punta cónica (figura 8.14b). Luego existen modelos constituidos por lana

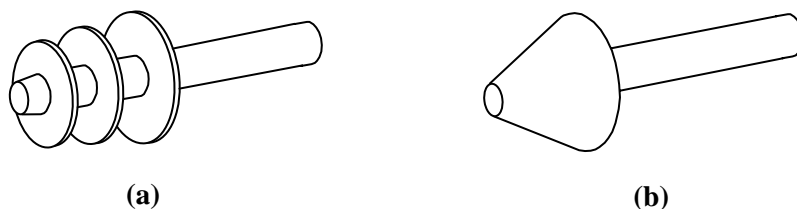


Figura 8.14. Dos formatos de protectores auditivos intraaurales de silicona

mineral (es preferible a la lana de vidrio) o guata envuelta por una delgada funda de polietileno (figura 8.15a). Un tercer modelo está formado por un cono truncado de espuma plástica con la punta redondeada (figura 8.15b), cuya característica distintiva es que puede comprimirse considerablemente (figura 8.15c), recuperando lentamente sus dimensiones originales. De esa forma es posible introducirlos en el canal auditivo, ajustándose perfectamente, al descomprimirse, a la anatomía individual del usuario.

Los protectores de siliconas son reutilizables, requiriendo únicamente, por razones de higiene, su lavado después (y posiblemente antes) de cada uso. Los de espuma pueden reutilizarse, aunque hay que tener en cuenta que inmediatamente después de su lavado conservan parte del agua (y si no se los enjuaga bien también del detergente utilizado en su lavado), por lo cual su volumen es mayor que el original hasta

que el agua se evapora. En cualquier caso, el uso repetitivo es individual, a menos que pudiera garantizarse no sólo su limpieza sino su esterilización. De todas maneras no se recomienda la reutilización por otras personas diferentes del usuario original, máxime teniendo en cuenta que se trata de elementos de muy bajo costo.

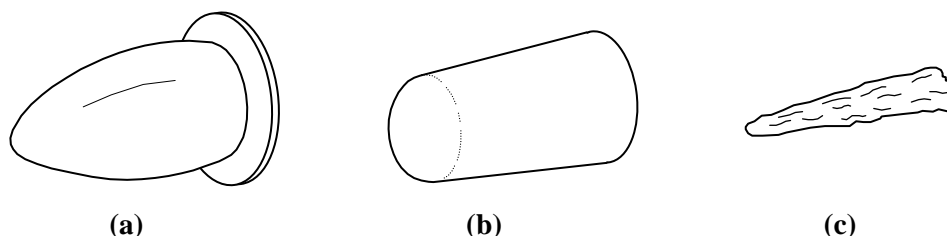


Figura 8.15. (a) Protectores auditivos intraurales de lana mineral o guata recubierto con una funda de polietileno. (b) Protector auditivo de espuma plástica expansible. (c) Igual que en (b), comprimido para facilitar su introducción en el canal auditivo.

Los protectores de lana mineral son descartables, y están especialmente indicados para suministrarlos a personas que deban ingresar transitoriamente un área de riesgo auditivo, por ejemplo los visitantes o el personal jerárquico o de mantenimiento. Su costo por cantidad es sumamente reducido.

Una característica de los tipos de protectores mencionados es que su atenuación varía considerablemente con la frecuencia, siendo en general mayor en las altas que en las bajas frecuencias. En la mayoría de las aplicaciones esto no constituye un inconveniente, ya que el objetivo primario de los protectores es la preservación de la audición, que se consigue atenuando las frecuencias más perjudiciales, sin importar demasiado el resto. En ciertos casos, sin embargo, como el de los músicos profesionales que ejecutan instrumentos muy sonoros (trompeta, violín), es necesario un mejor balance espectral que garantice que lo que se escuche sea una versión sólo atenuada (y no distorsionada) del sonido original. Para estos casos se fabrican protectores intraurales especiales que, mediante el uso de adecuados filtros acústicos, logran una atenuación aproximadamente plana con la frecuencia.

b) Protectores de orejera

Son dispositivos que recubren la oreja o pabellón auditivo con una almohadilla perimetral adosada a un casquete de plástico (en general de alto impacto). Este casquete está cubierto en su interior con una espuma absorbente. En algunos casos la almohadilla se encuentra protegida por un forro que impide la deposición de suciedad o el efecto de la transpiración. Cada par está sujeto a una vincha (ver figura 8.16) cuya finalidad es ejercer cierta fuerza entre las almohadillas y la cabeza, de manera que el cierre sea lo más hermético posible. Dicha fuerza no debe ser mayor de lo necesario para evitar incomodidad en el uso. La vincha es ajustable mediante una corredera para adaptarse a diferentes tamaños de cabeza. En ocasiones es necesario combinar la protección auditiva con otros dispositivos de seguridad personal, tales como protectores visuales (antiparras), cascos o pantallas faciales. En algunos modelos comerciales las orejeras se encuentran incorporadas al propio casco o protector visual o facial.

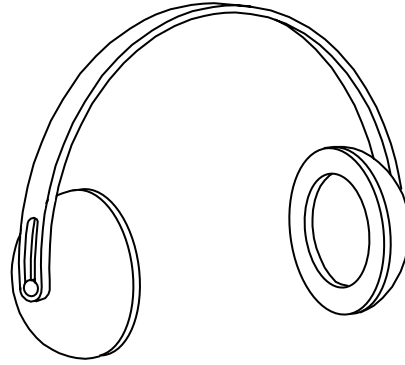


Figura 8.16. Protectores auditivos de orejera. Los casquetes están cubiertos en su interior con materiales absorbentes.

Desde luego, todos estos protectores son reutilizables, y si bien es conveniente mantenerlos limpios, habitualmente no es necesario observar normas de higiene tan estrictas. En algunos casos, sin embargo, y debido a la presión que se ejerce contra la piel que rodea a la oreja, pueden ocasionar irritaciones o reacciones alérgicas que se incrementan con la deposición de sales debida a la transpiración, lo cual obliga a un mayor cuidado.

Debido a que las almohadillas perimetrales se encuentran sometidas a esfuerzos mecánicos y al contacto con la transpiración, se gastan más rápidamente que otras partes, por lo cual es necesario sustituirlas periódicamente por repuestos nuevos. Cada fabricante suministra las correspondientes indicaciones en cuanto a frecuencia y procedimiento de recambio.

c) Protectores por control activo de ruido

Las técnicas de control activo de ruido involucran por lo general un micrófono de entrada que capta el campo acústico cerca del punto donde se desea reducir el ruido, un altavoz que generará la onda sonora que interferirá destructivamente con la onda recibida, un segundo micrófono que captará el “error” o ruido residual en el punto a controlar, y un sistema de control que recibe señal de ambos micrófonos y genera la señal para el altavoz. Esta estructura se muestra en el diagrama de bloques de la figura 8.17. A primera vista podría parecer que con el micrófono de entrada sería suficiente, y que el sistema de control podría reducirse a un simple amplificador inversor. La necesidad de un sistema

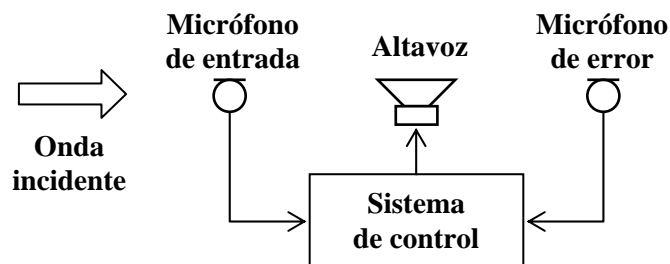


Figura 8.17. Diagrama de bloques de un sistema de control activo de ruido.

más elaborado obedece a varias razones. En primer lugar, existe un retardo entre la onda captada por el micrófono de entrada y la señal acústica recibida en el punto a controlar, que puede depender de la frecuencia. Dicho retardo no es fácil de predecir. En el caso de la aplicación en protectores auditivos, por ejemplo, no sólo depende de las características del oído externo del usuario, sino de cómo se coloca los protectores. En segundo lugar, la atenuación acústica “natural” (es decir sin intervención del control activo) que sufre la señal también depende de la frecuencia de una forma poco predecible. En tercer lugar, tanto el retardo como la atenuación acústica son variables en el tiempo debido a factores como la temperatura y la disposición física del controlador, que en el caso de los protectores auditivos involucra la forma específica en que son colocados cada vez.

Por todas estas razones se utilizan sistemas adaptables (adaptativos), cuyos parámetros se van obteniendo dinámicamente a partir de la señal de error, de manera de minimizarla.

En general estos protectores son más efectivos en baja frecuencia, debido a que las dificultades apuntadas anteriormente se profundizan para las altas frecuencias. Por ejemplo, para una señal de **10 kHz**, cuya longitud de onda es de **34,5 mm**, un desplazamiento de **5 mm** en la ubicación de una orejera implica un error de hasta el **79 %** de la amplitud de la señal, error que claramente desvirtúa cualquier intento de cancelación de la onda incidente. De todas maneras, esto no es un inconveniente demasiado severo, ya que es posible complementar un protector pasivo de gran efectividad en alta frecuencia con este tipo de control activo para obtener un dispositivo que abarque un rango más amplio del espectro.

d) Protectores por amplificación o filtrado controlados

Este tipo de protectores tiene la finalidad de permitir una comunicación oral adecuada en ausencia de ruido o con ruido ambiente de bajo nivel, y en cambio una elevada atenuación en presencia de ruido. Los que actúan por amplificación controlada únicamente son, en lo esencial, compresores de audio cuya ganancia es constante mientras el nivel sonoro del campo incidente se mantenga por debajo de cierto umbral (por ejemplo, **80 dBA**) y luego van reduciendo la ganancia de manera que en ningún caso se superen los **85 dBA** (por ejemplo) en el oído del usuario.¹² Los protectores por filtrado controlado utilizan, además, un filtro pasabanda cuya frecuencia inferior de corte es de alrededor de **100 Hz** y cuya frecuencia superior se controla según el nivel de salida de un filtro pasaaltos, como se muestra en la figura 8.18. Cuando el contenido de alta frecuencia no es muy grande, y por lo tanto el ruido no compromete al aparato auditivo, la ganancia y la frecuencia superior de corte del filtro controlado se mantienen en sus valores máximos. Cuando el contenido de alta frecuencia aumenta, la ganancia se mantiene elevada pero la frecuencia superior comienza a reducirse, hasta que en determinado punto también comienza a disminuir la ganancia.

El resultado es que mientras el ruido no sea muy elevado, especialmente en lo que a altas frecuencias se refiere, la comunicación oral se ve favorecida, ya que se reduce la banda eliminando el ruido sin alterar la parte del espectro de la voz imprescindible para una aceptable inteligibilidad (**100 Hz a 3000 Hz** aproximadamente). Cuando el ruido se

¹² Por supuesto que si el nivel sonoro externo es suficientemente elevado, no puede evitarse superar este límite. En ese caso el amplificador se desconecta, continuando como protector pasivo.

vuelve ya muy intenso, se prioriza el resguardo del aparato auditivo, reduciendo más todavía la banda de paso y actuando simultáneamente sobre la ganancia.

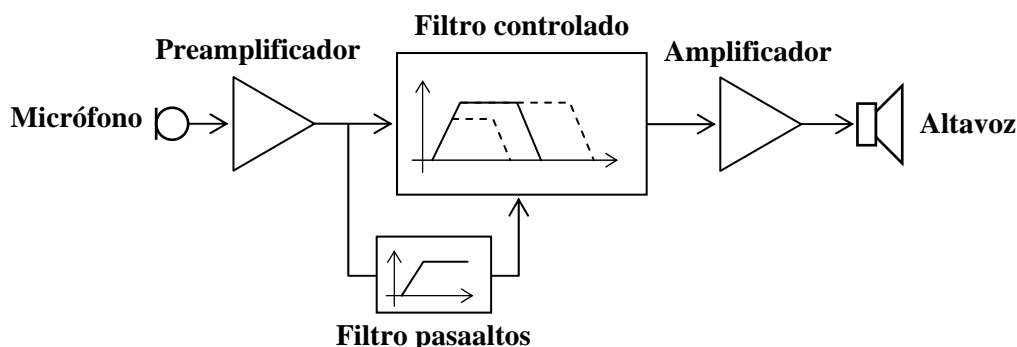


Figura 8.18. Diagrama de bloques de un protector auditivo por filtrado controlado.

Este tipo de protectores resulta útil cuando una persona (por ejemplo un supervisor) debe pasar frecuentemente de lugares ruidosos a lugares más silenciosos, ya que no requiere quitarse los protectores y por lo tanto se evita el efecto de exposición residual.

8.3.3.1.2. Especificaciones de los protectores auditivos

Desde el punto de vista acústico, los protectores auditivos pueden especificarse por medio de medidas *subjetivas* y *objetivas*. Las mediciones subjetivas se realizan comparando el efecto de los protectores sobre el umbral de audición de una persona promedio en condiciones estipuladas (ver, por ejemplo, Norma IRAM 4060-1/1998). Se define la **atenuación acústica** como la diferencia entre los umbrales de audición de un sujeto con el protector y sin él:

$$A_P = U_{\text{con protector}} - U_{\text{sin protector}} \quad (8.21)$$

Se mide con ruido rosa filtrado por medio de filtros de banda de tercio de octava centrado en las frecuencias centrales de las bandas de octava **63 Hz, 125 Hz, ..., 4000 Hz, 8000 Hz.**¹³ Los valores de la atenuación acústica serán de utilidad para estimar el nivel sonoro al cual está expuesto el usuario a partir del espectro de bandas del ruido en cuestión (ver sección 8.3.3.1.3).

Las mediciones objetivas sólo se utilizan, actualmente, para el control de calidad o la investigación del efecto del envejecimiento en los protectores de orejera (véase la Norma IRAM 4060-3). La medición se realiza utilizando un dispositivo especial normalizado que simula la cabeza, dotado de un micrófono calibrado dentro de un orificio lateral (que sustituye al canal auditivo). Se determina la diferencia en decibeles entre la señal captada por el micrófono sin el protector y con él, la cual se denomina **pérdida por inserción**:

$$PI = N_{\text{sin protector}} - N_{\text{con protector}} \quad (8.22)$$

¹³ La razón para no utilizar tonos puros es evitar posibles resonancias o cancelaciones a frecuencias específicas debidas a modos normales de alguna parte del protector o sus cavidades.

Se mide con ruido rosa filtrado mediante filtros de banda de tercio de octava, con frecuencias centrales entre **63 Hz** y **8000 Hz**, bajo condiciones especificadas. Obsérvese que la atenuación acústica no necesariamente debe coincidir con la pérdida por inserción, aunque para un mismo protector cada una de estas especificaciones debería ser aproximadamente estable en el tiempo.

Además de las especificaciones anteriores pueden suministrarse especificaciones simplificadas, por ejemplo el juego de datos **HML** (High, Middle, Low, es decir frecuencias altas, medias y bajas), que son útiles para la selección de los protectores cuando no se dispone de mediciones espectrales completas sino, por ejemplo, los valores del nivel sonoro con ponderación **A** y **C**. Estos datos, así como su aplicación, pueden consultarse en las normas específicas (por ejemplo, IRAM 4060-2 y 4126-2).

8.3.3.1.3. Estimación del nivel sonoro en dBA con protectores auditivos

Dado que en última instancia lo que interesa es el nivel sonoro en el oído de la persona expuesta, es necesario determinar cuál será dicho nivel cuando se utiliza un determinado modelo de protectores auditivos. Supondremos que conocemos la atenuación acústica de los protectores obtenida por el método subjetivo. Entonces el nivel sonoro con ponderación **A** efectivo será:

$$L_{A'} = 10 \log \sum_{i=1}^7 10^{(L(f_i) + A(f_i) - A_P(f_i))/10} \quad (8.23)$$

donde f_i son las frecuencias centrales de las bandas de octava desde **125 Hz** hasta **8000 Hz**, $L(f_i)$ es el nivel de presión sonora en la banda de octava centrada en f_i , $A(f_i)$ es la ponderación **A** correspondiente a la banda de octava centrada en f_i , y $A_P(f_i)$ es la atenuación acústica del protector en la banda de octava centrada en f_i .

EJEMPLO 8.12

Calcular el nivel sonoro **A** efectivo al cual está expuesto un usuario mientras utiliza protectores auditivos cuya atenuación se indica en la tabla que sigue en presencia de un ruido blanco de **103 dB** en la banda audible.

| | | | | | | | |
|------------------------------|------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| f [Hz] | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| A_P(f) [dB] | 7 | 11 | 16 | 20 | 25 | 33 | 30 |

Solución: Tratándose de un ruido blanco, podemos aplicar los procedimientos del capítulo 1, calculando previamente la densidad espectral. Resultará, por ejemplo para la banda de **125 Hz**,

$$NPS(125 \text{ Hz}) = 10 \log \frac{125\sqrt{2} - 125/\sqrt{2}}{20000 - 20} 10^{103/10} = 79,5 \text{ dB} .$$

En las otras bandas, dado que el correspondiente ancho de banda se va duplicando sucesivamente, simplemente se van agregando **3 dB**. Resulta entonces la siguiente tabla, en la que se han volcado los valores de la compensación **A**:

| | | | | | | | |
|------------------------------|--------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| f [Hz] | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| L(f) [dB] | 79,5 | 82,5 | 85,5 | 88,5 | 91,5 | 94,5 | 97,5 |
| A(f) [dB] | -16,1 | -8,6 | -3,2 | 0 | 1,2 | 1,0 | -1,1 |
| A_P(f) [dB] | 7 | 11 | 16 | 20 | 25 | 33 | 30 |
| Total [dB] | 56,4 | 62,9 | 66,3 | 68,5 | 67,7 | 62,5 | 66,4 |

Aplicando la fórmula 8.23, obtenemos

$$L_A' = 73,7 \text{ dBA} .$$

En este caso se ha determinado por cálculo el espectro de bandas del ruido, bajo el supuesto de que es ruido blanco. En el caso típico, dispondremos de valores *medidos* de dicho espectro.

8.3.3.1.4. Efectos de la exposición residual

Una cuestión de gran trascendencia en la aplicación de protección auditiva la constituye el tiempo efectivo durante el cual se utiliza, o, lo que es equivalente, el porcentaje del tiempo total de exposición durante el cual no se utiliza protección. Esta consideración es importante debido a que es una práctica habitual en operarios expuestos a ruido el “descansar” de su protección auditiva durante algunos periodos.

Veremos que aun para porcentajes del tiempo total muy pequeños sin protección la efectividad de un protector puede degradarse enormemente. Esta situación es comparable al caso ya estudiado de una fisura en una pared o una rendija debajo de una puerta, en el que la buena aislación del resto quedaba desvalorizada.

Para llevar a cabo el análisis, consideremos que el nivel de presión sonora en determinada banda de frecuencia es **L**, y que la atenuación acústica del protector en dicha banda es **A_P**. Si el tiempo total de exposición diaria es **T**, y llamamos **τ** al tiempo total sin protección (ver figura 8.19), resulta

$$NSCE = 10 \log \frac{\tau \cdot 10^{L/10} + (T - \tau) \cdot 10^{(L - A_P)/10}}{T}$$

es decir

$$NSCE = L + 10 \log \frac{\tau + (T - \tau) \cdot 10^{-A_P/10}}{T}, \quad (8.24)$$

o bien, para **A_P** muy elevado,

$$NSCE \cong L + 10 \log \frac{\tau}{T}. \quad (8.25)$$

Como ejemplo, supongamos que un usuario se quita los protectores auditivos durante un total de **10 minutos** por jornada laboral de **8 horas**. Esto corresponde a un **2 %** del tiempo sin protección auditiva, por lo cual

$$NSCE = L - 17 \text{ dB.}$$

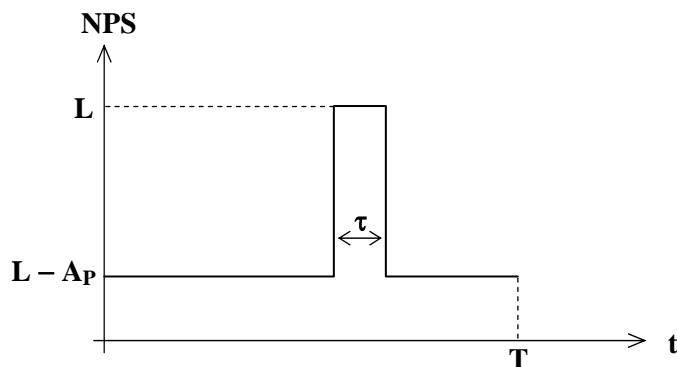


Figura 8.19. Diagrama de bloques de un protector auditivo por filtrado controlado.

Este resultado indica que la máxima atenuación *efectiva* que cabe esperar de cualquier protector es de **17 dB**, no importa cuán elevada sea su atenuación acústica nominal. En caso de que, además, la atenuación acústica del protector sea baja, el resultado será todavía peor. En la figura 8.20 se da la gráfica de la atenuación máxima en función del porcentaje del tiempo total que transcurre sin protección.

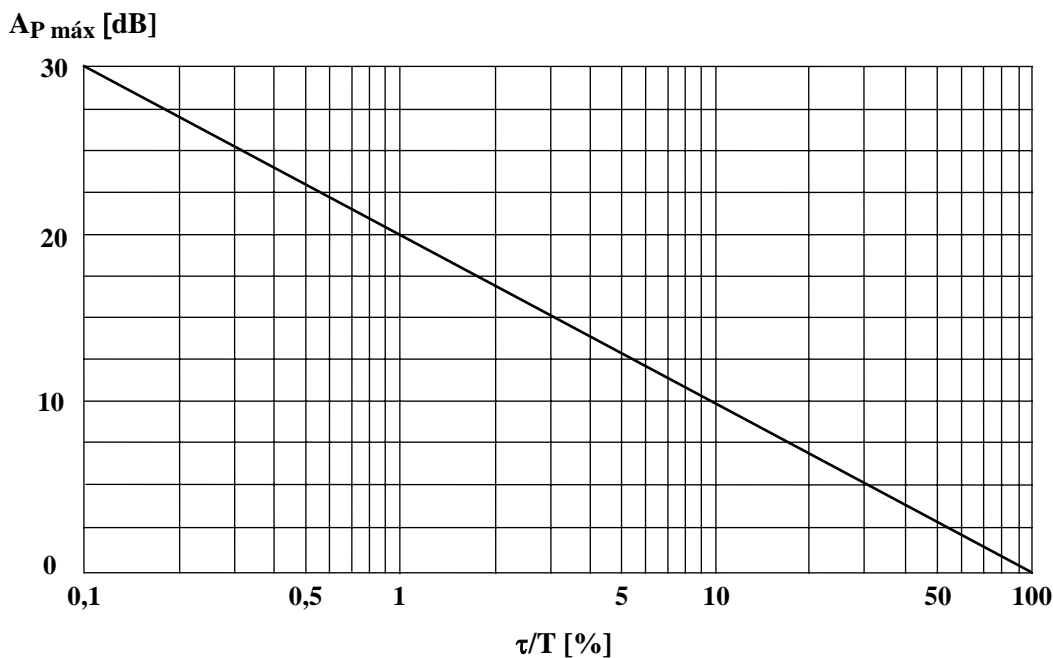


Figura 8.20. Máxima atenuación efectiva que cabe esperar de un protector auditivo en función del porcentaje de tiempo sin protección.

Denominamos a este efecto **exposición residual**. Es interesante destacar que la exposición residual puede deberse a que los protectores resultan incómodos, por lo cual al seleccionar protectores auditivos deberá rechazarse aquellos que ocasionen molestias o incomodidad en el usuario. Por ejemplo, algunas orejeras ejercen una fuerza excesiva

sobre la cabeza, lo cual garantiza que no queden intersticios entre las almohadillas y la piel. Esto les permite acreditar atenuaciones sorprendentemente altas, pero como al mismo tiempo irritarán la piel del usuario, obligándole a quitarse periódicamente la protección durante al menos unos instantes, con las consecuencias ya comentadas.

Otra fuente de incomodidad puede ser, aún en protectores mecánicamente cómodos, la excesiva atenuación con respecto a la estrictamente necesaria para cumplir con determinado límite, ya que ocasiona al usuario una sensación de excesivo aislamiento de su entorno. En particular puede hacerle inaudible la voz humana, lo cual le lleva a quitarse los protectores cada vez que necesita comunicarse.

8.3.3.2. Reducción del tiempo de exposición

Esto puede lograrse ya sea con una jornada de trabajo heterogénea, es decir en la cual se alternen las actividades que deban realizarse en ámbitos ruidosos, o por medio de la rotación de tareas, es decir asignando periódicamente a diferentes empleados las tareas más ruidosas. Este enfoque no siempre es posible, ya que requiere una capacitación para múltiples tareas por parte del personal que se irá reemplazando mutuamente.

Por otra parte, según se ha visto, una reducción a la mitad del tiempo de exposición corresponde a un **NSCE** que resulta sólo **3 dB** más bajo. Por consiguiente, si el nivel sonoro en un ambiente de trabajo alcanza los **99 dB** será necesario reducir tres veces a la mitad el tiempo de exposición, lo cual significa una reducción total de **8** veces para alcanzar los valores aceptable por ley.

En general este enfoque suele ser un enfoque transitorio hasta que se proporciona la protección auditiva o hasta que se practican las correspondientes soluciones de ingeniería (tratamiento de la fuente o de la vía de transmisión).

8.3.3. TÉCNICAS DE CONTROL EN EL RECEPTOR

8.3.4.

8.3.5.

8.3.6.

8.3.7.

8.3.8.

8.3.9.

8.4.

8.4.1.

8.4.2.

8.4.3.

8.4.4.

En el caso de la primera fuente, su propio campo directo se confunde con el error de medición por lo cual \dots En este caso la aplicación estricta de la fórmula anterior arrojaría el resultado absurdo \dots . En realidad no es posible obtener \dots . En realidad no es posible \dots . En los otros casos se obtiene \dots .

Para obtener la potencia acústica, tenemos en cuenta que actuando una máquina por vez, el campo medido en los puntos indicados sería el directo, es decir (suponiendo $Q = 1$)

Sólo tiene sentido calcular Pot 2 y Pot 3. Se tiene

Podemos estimar a partir del campo reverberante total:

En este caso Resulta

La superficie interior del salón es

$$S = 2 (18.11 + 18.6 + 11.6) = 744\text{m}^2$$

y entonces, considerando sólo Pot2 y Pot 3

Finalmente, podemos calcular el campo reverberante que ocasionaría cada fuente individualmente:

Sustituyendo resulta

Ejemplo 2: En el salón anterior se realizan las mismas mediciones en varias bandas de octava, según se indica en la tabla adjunta. Obtener los mismos valores del ejemplo anterior, agregando los niveles sonoros correspondientes en dBA(A).

Utilizar la información obtenida para determinar la importancia de cada fuente en el punto X.

Solución: Mediante las ecuaciones anteriores, implementadas en un pequeño programa de computadora, se obtiene la tabla siguiente.

Vemos que la fuente 1 predomina en baja frecuencia, ya que su campo reverberante coincide con el campo reverberante general. En las frecuencias medias, predomina la fuente 2 y en alta frecuencia predomina levemente la fuente 3. Sin embargo, desde el punto de vista de la peligrosidad para el aparato auditivo, es la fuente 2 la dominante, debido a su mayor potencia en la banda más perjudicial. Esto se manifiesta como un mayor nivel sonoro (A).

c) Las vibraciones se miden con un acelerómetro. La importancia de este tipo de medición estriba en que las vibraciones se transmiten eficientemente a través de las estructuras semirrígidas como paredes, pisos, cielorrasos, cañerías, etc., y al alcanzar superficies externas se transforman en sonido. Es posible, por lo tanto, que la medición del campo directo de las diversas fuentes de ruido no permita determinar cuál de todas ellas es responsable de una componente espectral medida en el campo reverberante.

Ejemplo 3: En una sala de 15m . 8m . 6m con 4 máquinas se observa que en la banda de octava de 250Hz el nivel de presión sonora medido a 50m de cada máquina no difiere significativamente del nivel de 85db que se mide lejos de ellos. Luego se realizó una medición del espectro de vibraciones en las proximidades de la base de las máquinas, obteniéndose en dicha banda aceleraciones eficaces de 0,05m /seg², 1,2m/seg², 0,2m/seg² y 0,08m/seg². Dar una interpretación completa de lo que ocurre. Suponer que

Solución:

o

PROBLEMAS¹

Capítulo 1

- 1.1. Calcular la longitud de onda de un tono puro de 1 kHz en a) el aire, b) el hidrógeno, c) el agua.
- 1.2. Un sonido tiene dos componentes senoidales de 330 Hz y 440 Hz superpuestas. Indicar si tiene sentido referirse a la longitud de onda del mismo y, en caso afirmativo, calcularla.
- 1.3. Calcular la presión eficaz sonora de un sonido constituido por tres componentes senoidales de las siguientes frecuencias y amplitudes: 250 Hz y 0,2 Pa, 750 Hz y 0,4 Pa y 1000 Hz y 0,05 Pa.
- 1.4. Dos tonos senoidales tienen la misma frecuencia f y amplitud P_0 . Si el desfase entre ambos es de 36° calcular la amplitud y el valor eficaz de la superposición de ambos.
- 1.5. El nivel de presión sonora de un tono de 500 Hz es de 80 dB y el de otro tono de 700 Hz, 70 dB. Calcular el nivel de presión sonora de la superposición de ambos.
- 1.6. Si el nivel de presión sonora de un tono de 300 Hz es 80 dB, a) determinar la velocidad máxima de las moléculas de aire perturbadas por la onda sonora correspondiente, b) determinar su aceleración máxima c) repetir a) y b) para una frecuencia de 3 kHz.
- 1.7. Una chapa plana vibra con una amplitud de 0,5 mm a una frecuencia de 130 Hz. Determinar el nivel de presión sonora en las proximidades de la chapa. *Sugerencia: cerca de la chapa las moléculas de aire vibran con la misma amplitud que la chapa.*
- 1.8. Un ruido blanco en la banda audible tiene un nivel de presión sonora de 75 dB. a) Determinar su densidad espectral en Pa^2/Hz . b) Determinar su nivel espectral. c) Obtener el nivel de presión sonora en las bandas de octava de 20 Hz a 40 Hz y de 2000 Hz a 4000 Hz.
- 1.9. Repetir el problema anterior para un ruido rosa.
- 1.10. El ruido browniano se define como aquél cuya densidad espectral disminuye con el cuadrado de la frecuencia. Si un ruido browniano tiene una densidad espectral de $0,02 \text{ Pa}^2/\text{Hz}$ a 80 Hz, a) determinar su nivel de presión sonora en la banda de audio, b) repetir a) para la banda de 20 Hz a 200 Hz.
- 1.11. El ruido de un ventilador es aproximadamente rosa más dos componentes tonales. Si un análisis de espectro por bandas de tercio de octava muestra picos de 70 dB en 80 Hz, 80 dB en 160 Hz y 60 dB en 1 kHz, determinar a) la expresión de la densidad espectral de la parte rosa del ruido, b) el nivel de presión sonora de cada tono individual y c) El nivel de presión sonora total.

¹ Este listado de problemas sigue aproximadamente el orden de aparición de los temas en el texto. Sin embargo, con el propósito de que además de servir como ejercicios sobre los conceptos desarrollados ilustren situaciones prácticas, a veces se ha sacrificado dicho ordenamiento. En general, los problemas de un capítulo requieren un conocimiento de los capítulos anteriores. Los problemas señalados con un asterisco son de mayor dificultad que los demás.

Sugerencia: Una banda de tercio de octava alrededor de la frecuencia f_o es aquella que se extiende desde $2^{-1/6}f_o$ hasta $2^{1/6}f_o$.

- 1.12. Una fuente sonora puntual tiene una potencia sonora de 0,012 W. Si dicha fuente se encuentra a 10 m de una ventana abierta de 1 m \times 1,20 m, determinar qué potencia sonora debida a dicha fuente ingresa por la ventana. *Sugerencia: despreciar toda potencia que como consecuencia de las reflexiones dentro del ambiente detrás de la ventana pudiera ser devuelta al exterior.*
- 1.13. Una fuente sonora puntual produce en el descampado (campo libre) un nivel de presión sonora de 62 dB a 18 m de distancia. a) Determinar el nivel de presión sonora a 2 m de la fuente. b) Determinar la potencia sonora total de la fuente.
- 1.14. Una autopista muy transitada puede considerarse como una fuente sonora lineal. Si a 50 m de distancia el nivel de presión sonora es de 70 dB, determinar a) el nivel de presión sonora a 200 m, b) la potencia sonora emitida por km. *Sugerencia: suponer que por ser la superficie de la calzada muy reflectora del sonido, la potencia se distribuye sobre un semicilindro con eje en la autopista.*
- 1.15. Una fuente sonora puntual produce una intensidad sonora de 0,002 W/m² a 15 m de distancia en campo libre. a) Obtener la potencia sonora de la fuente. b) Calcular el NPS a 5 m de la misma.
- 1.16*. Obtener la expresión de la presión eficaz sonora producida a una distancia y en una dirección dadas del centro de dos fuentes puntuales senoidales iguales y en fase, distantes una distancia d. *Sugerencia: tener en cuenta que la presión sonora producida por de una fuente puntual en un instante t y a una distancia r está dada por $p(r,t) = (P/r)f(t - c \cdot r)$.*
- 1.17. En Acústica Musical una *quinta justa* es un intervalo cuya relación de frecuencias es 3:2. Verificar que una *quinta temperada*, es decir, un intervalo formado por 7 semitonos, coincide con mucha aproximación con una quinta justa.
- 1.18. Obtener la frecuencia de un fa 2 octavas por debajo de la octava central.
- 1.19. Determinar si un tono puro de 100 Hz y 70 dB es más o menos sonoro que uno de 700 Hz y 64 dB.
- 1.20. Obtener el nivel de sonoridad en *fon* de un tono de 60 dB y 200 Hz.
- 1.21. Luego de mejorar el aislamiento acústico de una habitación en la cual se produce un sonido de 90 Hz y 100 dB se obtiene, fuera de ella, un nivel sonoro de 35 dB. ¿Qué puede afirmarse de la efectividad del tratamiento? ¿Por qué?
- 1.22. ¿Cuál es la sonoridad en *son* de un tono de 7 kHz y 61 dB?
- 1.23. ¿Cuál es la sonoridad de una onda cuadrada de 300 Hz y 80 dB? *Sugerencia: Los armónicos de una onda cuadrada son de orden impar y sus amplitudes vienen dadas por $4 P_{m\acute{a}x}/(n\pi)$, donde n es el orden del armónico impar considerado.*
- 1.24. Desde el momento en que el motor de un avión a hélice que pasa sobrevolando comienza a hacerse audible hasta que vuelve a ser inaudible se aprecia un descenso aparente del tono del sonido que produce que, comprobado con un instrumento musical, es de 8 semitonos. ¿Cuál era la velocidad del avión?
- 1.25. a) Determinar cuánto sube el umbral de audición para un tono de 1170 Hz en presencia de un ruido blanco enmascarante de 54 dB en la banda de audio. b) Repetir para un ruido de igual densidad espectral pero restringido a 1/6 de octava alrededor de dicha frecuencia. c) Repetir los apartados anteriores para el caso de un ruido rosa. *Sugerencias: 1/6 de octava alrededor de f_o corresponde al*

intervalo de frecuencias desde $2^{-1/12}f_o$ hasta $2^{1/12}f_o$. Suponer que el ruido rosa es aproximadamente constante dentro de una banda crítica.

Capítulo 2

- 2.1. a) Calcular la potencia sonora que llega al tímpano cuando se escucha un sonido de 60 dB. b) Determinar qué fracción de esa potencia llega al oído interno (ventana oval). *Sugerencia: trabajar con la intensidad sonora, teniendo en cuenta las áreas del tímpano y la ventana oval, así como la ganancia mecánica del oído medio, suponiendo que éste no tiene pérdidas.*
- 2.2. Un operario industrial está sometido durante largos años a un tono de 3000 Hz y gran intensidad. Indicar a qué distancia de la ventana oval dentro de la cóclea se encontrarán lesiones.
- 2.3. Un individuo exhibe una audiometría tonal casi perfecta por vía ósea, pero tiene pérdidas importantes en alta frecuencia en la audiometría por vía aérea. ¿Qué sucede?
- 2.4. Determinar las diez primeras frecuencias que cabe esperar en una audiometría por otoemisiones acústicas cuando se excita el oído con dos tonos simultáneos de 800 Hz y 960 Hz.
- 2.5. Un individuo es capaz de entender un 40% de las palabras tomadas de una lista de palabras fonéticamente balanceadas pronunciadas de manera de tener 20 dB en su oído. Indicar si su audición es normal o no.
- 2.6. Un individuo comprende un 50% de las palabras fonéticamente balanceadas cuando éstas se pronuncian con un nivel de presión sonora de 50 dB, pero su comprensión es casi perfecta por encima de los 75 dB. ¿Qué posibilidades tiene de ganar un juicio por hipoacusia de origen laboral?
- 2.7. Determinar el porcentaje de individuos que, sometidos durante 30 años a partir de los 20 años a un nivel sonoro de 95 dBA durante 3 horas diarias, tendrán algún grado de incapacidad auditiva para la comprensión oral. Suponer que el resto del tiempo el nivel sonoro al que se exponen es bajo. *Sugerencia: Determinar el nivel que durante 8 horas produce igual energía que los 95 dBA durante 3 horas.*
- 2.8. Luego de un proceso judicial, una empresa textil en la que trabajan 250 operarios a un régimen de 4 horas diarias a 98 dBA y las otras 4 horas a 83 dBA es obligada a indemnizar a los empleados que han sufrido hipoacusia. a) ¿Cuántos empleados deben ser indemnizados, según la orden del juez, si en promedio los mismos llevan trabajando 20 años en la empresa? b) La empresa decide apelar la decisión, y finalmente consigue reducir la cantidad de indemnizaciones. Señalar bajo qué argumentos presenta la apelación y cuál es la cantidad final de empleados a indemnizar.
- 2.9. En una pequeña población se instalan varias discotecas y confiterías bailables. El nivel sonoro promedio dentro de ellas es de 105 dBA y los asistentes permanecen allí un promedio de 5 horas por semana (2 horas los viernes y 3 los sábados). Si un 40% de los jóvenes concurren a estos locales desde los 15 años hasta los 25 en promedio, determinar el porcentaje del total que sufrirá pérdidas auditivas permanentes debido a ello.
- 2.10. Una empresa metalúrgica en la que trabajan 700 empleados decide adoptar una política de protección de la salud de sus empleados, reubicando a los empleados más susceptibles de experimentar daños auditivos, según el dictamen que su oficina de medicina laboral está en condiciones de preparar luego de seis meses.

Estimar la cantidad de empleados que deberán ser reubicados, si el 40% de la planta trabaja 4 horas por día a 87 dBA, 2 horas a 90 dBA, y 2 horas a 93 dBA, desempeñando el resto de los empleados actividades en ambientes con niveles sonoros por debajo de los 80 dBA. Se calcula que un 20% de los empleados permanece en la empresa durante 30 años, un 50% durante 20 años, y un 30% durante 10 años.

- 2.11. Determinar el máximo riesgo porcentual de adquirir hipoacusia para exposiciones a ruido de media hora diaria admitidas por ley según las legislaciones norteamericana y argentina, considerando una vida laboral de 40 años.
- 2.12. Determinar el índice porcentual de articulación de frases cuando el nivel de presión sonora es de 30 dB, en ausencia de ruido.
- 2.13. Repetir el problema anterior cuando el nivel de presión sonora es de 40 dB pero el ruido ambiente es de 43 dB.
- 2.14. En un ambiente hay un ruido rosa de 75 dB. Determinar si será posible comunicarse oralmente sin gritar a 2 m de distancia. Sugerencia: para calcular el espectro del ruido rosa tener en cuenta que el mismo tiene la misma energía en todas las bandas de octava.
- 2.15. El espectro promedio de la música de rock típica sube a razón de 18 dB por octava hasta los 80 Hz, y luego baja a razón de 6 dB por octava. a) Si el nivel sonoro máximo dentro de una discoteca es de 105 dB, determinar el espectro de bandas de octava entre 31,5 Hz y 8 kHz. b) Si la atenuación provista por la pared medianera con una casa vecina se incrementa a razón de 12 dB por octava arrancando en 30 dB en la octava de 31,5 Hz, determinar si dicha casa cumple con el criterio NR para residencias urbanas.

Capítulo 3

- 3.1. Calcular el nivel sonoro continuo equivalente en una planta industrial en la cual durante tres horas se van agregando una a una 30 máquinas que producen, cada una individualmente, 80 dBA, permaneciendo encendidas hasta el final del turno de 8 horas.
- 3.2. Calcular el nivel sonoro continuo equivalente referido a 48 horas semanales al cual están sometidos los empleados de la barra de una confitería bailable si los mismos trabajan 3 días por semana durante 4 horas a un nivel sonoro de 85 dBA y los otros 3 días durante 1 hora a 90 dB, 1 hora a 95 dBA y 2 horas a 105 dBA.
- 3.3. Obtener el nivel sonoro continuo equivalente con las correcciones que correspondan para un local en el cual se tienen tres máquinas. La primera produce un ruido de amplio espectro cuyo nivel sonoro promedio es de 76 dBA, y permanece encendida de 8:00 a 16:00; la segunda genera ruido fuertemente tonal de 80 dBA y opera de 12:00 a 15:00, y la tercera, que se utiliza de 14 a 16, ocasiona un nivel sonoro de 92 dBA con respuesta rápida siendo su ruido de tipo impulsivo. Todos los niveles sonoros descriptos han sido medidos en la posición de un operario específico y con las otras fuentes apagadas. *Sugerencia: las correcciones por simultaneidad de tonalidad e impulsividad son aditivas.*
- 3.4. En un polígono de tiro se disparan alrededor de 1200 proyectiles por día, cada uno de los cuales tiene, en promedio, un nivel máximo de 135 dB a 1 m del arma, y una duración de 20 ms. Determinar si el empleado que atiende un puesto

de venta de bebidas a 25 m de distancia de la posición de tiro está sometido a una exposición aceptable desde el punto de vista de la reglamentación sobre higiene y seguridad en el trabajo. *NOTA: El autor no acuerda con la existencia de los polígonos de tiro ni con la fabricación, comercialización ni empleo de armas de ningún tipo.*

- 3.5. En un puesto de control de calidad de una gran cristalería que produce vajilla de alta resistencia al impacto se someten 100 muestras por día a 5 impactos normalizados cada una. Estos impactos generan un ruido impulsivo de 120 dB de nivel de pico y 40 ms de duración si la muestra sobrevive, y de 135 dB y 120 ms si se destruye. Determinar si el puesto verifica la reglamentación teniendo en cuenta que un 3% de las muestras se destruye al tercer impacto en promedio.
- 3.6. Una gran caldera cuya estructura tiene una resonancia en 12,5 Hz genera un tono infrasónico algo fluctuante de 135 dB en promedio a lo largo de todo el día. Determinar si un empleado que trabaja un turno completo de 8 horas junto a la caldera está sometido a una dosis aceptable de infrasonido.
- 3.7. En un sistema ultrasónico de limpieza de cañerías se utilizan tonos de 80 kHz y 125 dB. Si se admite una atenuación de cerca de 10 dB entre el punto de emisión y el operador, determinar si la situación es o no aceptable reglamentariamente.
- 3.8. El conductor de un vehículo con martillo neumático está sometido, durante la operación del percutor, a una vibración de 17 Hz y aceleración eficaz 0,1 g. Si el martillo neumático se utiliza durante la mitad de la jornada laboral, determinar si la exposición a vibraciones es o no aceptable.
- 3.9. En una zona comercial de la ciudad de Buenos Aires una confitería bailable de funcionamiento nocturno produce un ruido, debido a la música, de 62 dB en un dormitorio vecino. Indicar si cumple con la Ordenanza municipal sobre contaminación ambiental, justificando la respuesta.
- 3.10. Repetir el problema anterior en caso de que la confitería operara en la ciudad de Córdoba teniendo en cuenta que el ruido es más o menos constante.
- 3.11. La playa cubierta de maniobras de un supermercado en una zona comercial de Córdoba, pese a tener una aceptable aislación acústica, genera vibraciones en un domicilio vecino que alcanzan aceleraciones del orden de $0,09 \text{ m/s}^2$. ¿Es aceptable según la Ordenanza correspondiente?
- 3.12. Un martinete que opera en una pequeña industria metalúrgica de un área industrial de la ciudad de Rosario produce un golpe cada un minuto y medio, el cual estimula en un domicilio vecino un ruido de 66 dBA en horario comercial. Determinar si cumple con la Ordenanza sobre ruidos innecesarios y excesivos.
- 3.13. Indicar si el tañido de campanas de una iglesia de la ciudad de Rosario dando las 12 de la noche, cuyo nivel sonoro medido en un dormitorio vecino alcanza los 53 dBA, es un ruido aceptable, innecesario o excesivo.
- 3.14. La medición del ruido emitido por un vehículo del transporte urbano de pasajeros según la determinación dinámica arroja un nivel sonoro de 92 dBA. Dictaminar si se encuentra o no dentro de lo prescrito por la Ley de Tránsito y Seguridad Vial y su reglamentación específica.
- 3.15. En el caso del problema 3.12 aplicar la Norma IRAM 4062/84 para determinar si el ruido es o no molesto. Suponer que la fábrica opera de 8 a 18 horas, que la habitación afectada tiene una ventana a la calle.
- 3.16. Repetir el problema anterior para el caso del problema 2.15. *Sugerencias: tener en cuenta que las discotecas operan de noche, y para el cálculo del nivel sonoro A aplicar las correcciones de la tabla 4.1 y la metodología de la sección 4.3.6.*

Capítulo 4

- 4.1. Calcular la presión eficaz sonora de un tren de pulsos de valor pico a pico P_{pp} en el cual el periodo positivo es una fracción ξ del periodo total. *Sugerencia: el área encerrada por un periodo completo debe ser nula ya que la componente de continua (término constante de la serie de Fourier) no aporta energía sonora y por lo tanto no contribuye al valor eficaz de la presión sonora.*
- 4.2. a) Obtener el nivel sonoro A de un ruido blanco de 80 dB. b) Repetir para un ruido rosa de igual nivel de presión sonora.
- 4.3. Obtener el nivel sonoro A de un ruido cuyos niveles de presión sonora en las bandas de octava desde 63 Hz a 4000 Hz son 40 dB, 80 dB, 70 dB, 65 dB, 70 dB, 80 dB y 85 dB.
- 4.4. Obtener el nivel sonoro A y C dentro de la discoteca del problema 2.15.
- 4.5. Una máquina emite pulsos tonales formados 40 ciclos consecutivos de 800 Hz, los cuales aparecen cada 5 ó 6 segundos. Si se realiza la medición en respuesta rápida y sin ponderación de frecuencia, el máximo valor leído es de 80 dB. Determinar el nivel de presión sonora real de los pulsos.
- 4.6. La sensibilidad de un micrófono es de -50 dB referidos a 1 V/Pa. Escribir la expresión de la tensión de salida en función del tiempo cuando se lo ubica en un campo sonoro senoidal de 80 dB y 500 Hz.
- 4.7. ¿Cuál es la sensibilidad de un micrófono en mV/Pa si al someterlo a un campo sonoro de 94 dB y 1 kHz produce, después de un preamplificador de ganancia 100, una tensión de 0,3 V?
- 4.8. Se mide un campo sonoro de 3 kHz con un medidor de nivel sonoro tipo 1. ¿Cuál es la incertidumbre de la medición si el instrumento ha sido calibrado con un calibrador cuya tolerancia es de $\pm 0,2$ dB?
- 4.9. Calcular el ancho de banda relativo de un filtro pasabanda cuyas frecuencias de corte son 950 Hz y 1050 Hz.
- 4.10. a) Estimar la densidad espectral del ruido del problema 4.3 en las frecuencias centrales de las bandas de octava. b) Estimar su nivel espectral en las mismas frecuencias.
- 4.11. Obtener el espectro de bandas de tercio de octava correspondiente al ruido del problema 4.3 admitiendo que en cada banda de octava dicho espectro es constante.
- 4.12.* Repetir el problema anterior proponiendo algún criterio más realista de variación del espectro del ruido en las bandas intermedias. *Sugerencia: tener en cuenta que con los valores que se propongan el nivel en las bandas de octava provistas deberá coincidir con los datos.*
- 4.13. El filtro pasabanda centrado en 31,5 Hz de un analizador de espectro está constituido por dos células pasabanda de segundo orden de frecuencias 22,95 Hz y 43,25 Hz respectivamente, y anchos de banda relativos iguales a 0,369. Determinar el tiempo de medición necesario para tener un error de medición menor que 0,5 dB. *Sugerencia: tener en cuenta que hay un transitorio por cada célula de segundo orden y suponer que ambos son iguales al principio; convertir el error en dB en un error relativo.*
- 4.14. Se ha determinado que la presión sonora con ponderación A en cierto ambiente laboral sigue una evolución parabólica en el tiempo, arrancando en 75 dBA, llegando a un máximo de 93 dBA y retornando al valor inicial al cabo de 8

- horas. a) Determinar el nivel sonoro continuo equivalente. b) Determinar la dosis porcentual de ruido según la legislación argentina. c) Repetir b) para la legislación norteamericana. *Sugerencia: en la parte c) realizar la integración en forma numérica.*
- 4.15. En una fábrica se realizan procesos de producción que siguen repetitivamente cierto ciclo formado por tres fases. En la primera se emite un ruido de 95 dB durante 5 minutos, en la segunda un ruido de 88 dB durante 10 minutos, y en la última un ruido de 92 dB durante 3 minutos. Luego se produce un periodo de descanso de 2 minutos en el cual el ruido ambiente es de 73 dB. (Todos los niveles se miden en la posición del operario). Si esto se repite durante todo un turno de 8 horas, determinar la dosis según las legislaciones nacional y norteamericana.
- 4.16. Un avión sobrevuela una plaza, generando un ruido que en 2 minutos comienza a hacerse audible por encima del nivel de ruido ambiente de 60 dB, llega a los 90 dB y luego retorna al valor anterior. Suponiendo que el crecimiento y decrecimiento del nivel es aproximadamente lineal, determinar el nivel de exposición sonora (SEL) correspondiente.
- 4.17. En el ejemplo del problema 4.14 determinar los parámetros estadísticos L_5 , L_{10} , L_{50} , L_{90} y L_{95} .
- 4.18. En una importante calle céntrica el ruido alcanza su nivel mínimo de 52 dBA entre las 3 y las 4 de la mañana. A partir de las 4:00 el nivel sonoro aumenta en forma aproximadamente lineal hasta que a las 9:00 alcanza un valor de 75 dB, que se mantiene constante hasta las 11:00, cuando comienza a aumentar nuevamente hasta las 13:00, hora en la que alcanza su pico de 80 dBA. A partir de este momento disminuye hasta 70 dB a las 14:00, luego aumenta hasta 75 dB a las 16:00, manteniéndose aproximadamente constante hasta las 20:00, cuando empieza a disminuir nuevamente hasta su valor mínimo a las 3:00. Determinar: a) el nivel sonoro continuo equivalente extendido a 24 horas, b) el nivel sonoro promedio día-noche, c) los parámetros estadísticos L_{10} y L_{90} , d) el índice de ruido de tránsito (traffic noise index), TNI, definido como $TNI = 4(L_{10} - L_{90}) + L_{90} - 30$.

Capítulo 5

- 5.1. a) Calcular el nivel de presión sonora a 150 m de una fuente aproximadamente puntual cuya frecuencia es 1 kHz y su potencia acústica 0,25 W suponiendo que no hubiera absorción en el aire. b) Repetir el punto anterior en condiciones reales si la temperatura ambiente es 60 % y la temperatura es 25 °C.
- 5.2. Una fuente emite ruido aproximadamente blanco entre 125 Hz y 8000 Hz cuyo nivel de presión sonora es 90 dB a 1 m. a) Calcular el nivel de presión sonora a 100 m de distancia en condiciones ideales. b) Repetir a) en las condiciones reales del problema anterior. c) Calcular el nivel sonoro A a 100 m de distancia en condiciones ideales. d) Repetir c) en las condiciones reales del problema anterior.
- 5.3. Repetir el problema anterior con ruido rosa.
- 5.4. Determinar el coeficiente de absorción de la pared vertical de un acantilado distante 65 m si al gritar frente a él con un nivel de presión sonora de 93 dB

- (medido a 1 m del locutor) el eco retorna con un nivel de presión sonora de 45 dB. *Sugerencia: despreciar la atenuación de energía en el aire.*
- 5.5. Una habitación tiene 4 m × 7 m de planta con un techo a un agua cuyo extremo superior tiene 5 m de altura y su extremo inferior 3 m, cayendo en la dirección de mayor longitud. Determinar el tiempo de reverberación si el coeficiente de absorción del techo de madera es de 0,08, el de las paredes 0,05, y el del piso alfombrado 0,23.
 - 5.6. En un galpón de 53 m × 23 m × 14 m el coeficiente de absorción promedio de las paredes a 4 kHz es 0,07. a) Determinar el tiempo de reverberación considerando la absorción en el aire si la humedad relativa ambiente es 90 % y la temperatura 20 °C. b) Repetir a) despreciando el efecto de la absorción en el aire.
 - 5.7. Se desea transformar el galpón anterior en un ambiente apto para la música instrumental sin amplificación. a) Determinar el tiempo óptimo de reverberación para dicha aplicación en las frecuencias 125 Hz, 500 Hz y 2 kHz. b) Determinar el índice porcentual de articulación de frases para dicho ambiente suponiendo que se alcance el tiempo óptimo de reverberación. c) Determinar el coeficiente de absorción promedio requerido para obtener el tiempo de reverberación óptimo a 500 Hz. d) Suponiendo que el salón va a ser ocupado como máximo por 900 personas, repetir c) teniendo en cuenta una ocupación de $\frac{2}{3}$ del total y que cada persona representa una absorción de 0,35 sabin. *Sugerencia: la presencia de las personas reduce las exigencias en materia de absorción superficial.*
 - 5.8. El tiempo de reverberación de un local de 8 m × 6 m × 4 m es de 1,6 s. Determinar cuál será el nuevo tiempo de reverberación al revestir el piso con una alfombra sobre bajoalfombra cuyo coeficiente de absorción es 0,35.
 - 5.9. Una cámara reverberante de 6,25 m × 7 m × 5,12 m tiene un tiempo de reverberación de 7,6 s. Determinar el coeficiente de absorción de una muestra de 4 m² si el tiempo de reverberación baja a 4,9 s.
 - 5.10. a) Calcular el nivel de presión sonora final alcanzado en el local del problema 5.8 antes y después de colocar la alfombra, si se enciende una fuente de 20 mW de potencia sonora. b) En ambos casos determinar cuánto tiempo demora el establecimiento del sonido hasta llegar a ± 1 dB del valor final.
 - 5.11. Repetir la parte a) del problema anterior teniendo en cuenta el campo directo y el reverberante, si el instrumento de medición se ubica a 1,5 m de la fuente.
 - 5.12. Calcular la distancia crítica para el galpón del problema 5.6 antes y después del tratamiento.
 - 5.13. En un cine cuyo volumen y área son 960 m³ y 592 m² y cuyo tiempo de reverberación es 1,1 s, determinar la distancia entre la primera fila y la pantalla si se desea que el nivel de presión sonora en todas las localidades se mantenga constante con una tolerancia de ± 0,5 dB. *Sugerencia: considerar que los parlantes se encuentran detrás de la pantalla.*
 - 5.14. En un estadio cubierto muy reverberante se llevan a cabo espectáculos musicales con un sistema de amplificación cuyos bafles están localizados sobre la tarima empleada como escenario próxima a una de las paredes. El resultado es muy deficiente, por lo cual se resuelve repartir las vías electroacústicas en varias distribuidas a lo largo de la platea. Las dimensiones son 35 m × 25 m × 12 m y el tiempo de reverberación de 3,8 s. El área ocupada por la platea es 525 m². a) Si se desea que el nivel de presión sonora sea por lo menos de 94 dB en toda la

- platea, y si la fuente se encuentra localizada, determinar la potencia acústica necesaria. b) Si ahora se distribuye en n parlantes de manera que la distancia entre cada localidad y el parlante más próximo sea no mayor que la distancia crítica, calcular la potencia acústica total necesaria para cumplir con el requisito de los 94 dB. c) Determinar en uno y otro caso la relación entre la energía directa y reverberante y comparar. d) ¿Qué conclusiones pueden obtenerse? *Sugerencias: a) considerar que en los asientos más alejados sólo interviene el campo sonoro reverberante; b) Dividir el área de la platea por el área cubierta por cada parlante, y tener en cuenta que cada ubicación es cubierta por más de un parlante a la vez con respecto al campo directo, y por los n en cuanto al campo reverberante.*
- 5.15.* En el ambiente anterior se pincha un globo aproximadamente esférico de 10 cm de radio que contiene aire a una presión de 110 kPa. a) Mediante razonamientos de teoría de gases calcular la energía potencial acumulada al inflar el globo. b) Calcular la evolución de la presión sonora en un punto distante si el globo demora 20 ms en desinflarse, graficando sus valores característicos. *Sugerencias: Utilizar la ecuación de los gases y la expresión del trabajo de una fuerza para obtener el trabajo realizado al comprimir un gas; esto permite conocer la energía potencial elástica acumulada (se desprecia la energía acumulada en el látex ya que la misma produce comparativamente poco ruido). Suponer, luego, que la densidad de energía inicial es la energía acumulada dividida por el volumen. Finalmente, aplicar la ecuación 1.10.*
- 5.16. Calcular la potencia acústica radiada por un equipo si en un ambiente cuyo tiempo de reverberación es 2,5 s con el equipo funcionando se mide, lejos de él y de las superficies, un nivel de presión sonora de 100 dB.
- 5.17. Si el equipo del problema anterior se traslada a una esquina, determinar el nivel de presión sonora a 1 m de distancia del mismo. Suponer que la esquina es fuertemente reflectante.
- 5.18. a) Calcular la pérdida de transmisión ideal a 500 Hz de un tablero aglomerado de 700 kg/m^3 de densidad cuyo espesor es 19 mm. b) Repetir utilizando la curva empírica.
- 5.19. a) Calcular la pérdida de transmisión compuesta de una pared externa de $8 \text{ m} \times 3 \text{ m}$ en la cual hay una puerta de $0,8 \text{ m} \times 2 \text{ m}$ y una ventana de $1,8 \text{ m} \times 1,5 \text{ m}$ si la pérdida de transmisión de la pared es 47 dB, la de la puerta 28 dB y la de la ventana cerrada es de 24 dB. b) Repetir en el caso en que la ventana esté abierta. c) Si el ambiente cerrado por dicha pared tiene una profundidad de 6,5 m y su tiempo de reverberación con la ventana cerrada es 1,3 s, calcular el nivel de presión sonora causado por un ruido exterior debido al tránsito de 74 dB.
- 5.20. Se desea medir la pérdida de transmisión de una estructura de piso y cielorraso y para ello se la ensaya en una cámara de transmisión vertical con las siguientes características: local receptor, $4 \text{ m} \times 5,3 \text{ m} \times 2,8 \text{ m}$ de altura; coeficiente de absorción promedio de 3 % entre 125 Hz y 500 Hz, y de 7 % desde 1000 Hz en adelante, excepto en la abertura en su techo en la cual se sitúa la muestra, de $2,5 \text{ m} \times 3 \text{ m}$. El lado inferior de la muestra está tratado con un cielorraso acústico con coeficiente de absorción 0,25, 0,35, 0,43, 0,47, 0,56 y 0,69 en las bandas de octava de 125 Hz a 4000 Hz. En el recinto emisor se generan bandas de ruido de octava en las bandas de 125 Hz a 4000 Hz cuyo campo sonoro es de 96 dB, midiéndose en el local receptor niveles de presión sonora promedio de

- 65 dB, 58 dB, 55 dB, 48 dB, 43 dB y 40 dB en dichas bandas. Determinar la pérdida de transmisión de la estructura en cada frecuencia
- 5.21. La estructura del problema anterior se utiliza en una vivienda entre una sala de ensayo para música de cámara y un dormitorio de $3\text{ m} \times 3,7\text{ m} \times 2,7\text{ m}$ de altura cuyo tiempo de reverberación disminuye desde 0,8 s hasta 0,3 s entre 125 Hz y 4000 Hz. El espectro promedio de la música a ejecutar es constante hasta 500 Hz, donde empieza a caer a razón de 12 dB por octava y su máximo nivel sonoro A en condiciones normales es de 100 dBA. a) Determinar el espectro promedio por bandas de octava en la sala de ensayo. b) Repetir para el dormitorio. c) Determinar el nivel de interferencia a la palabra SIL en el dormitorio. d) Indicar si el dormitorio cumple con los criterios NR.
- 5.22. a) Determinar los primeros 10 modos normales del dormitorio del problema anterior y clasificarlos en axiales, tangenciales y oblicuos. b) Estimar la cantidad de modos entre 500 Hz y 510 Hz.
- 5.23. En la sala de control de un estudio radiofónico de $2\text{ m} \times 3,08\text{ m} \times 2,56\text{ m}$ se observa que el modo normal ubicado en 86,25 Hz (verificarlo) se extingue con un tiempo de reverberación de 2.5 s. a) Determinar el ancho de banda de dicho modo. b) Calcular la frecuencia crítica según Schroeder suponiendo que a partir de 125 Hz el tiempo de reverberación es menor que 1 s. c) Aplicar el criterio de la densidad de modos para evaluar si la sala será o no aceptable.
- 5.24. El elemento acústicamente más débil que separa cada departamento del palier en un edificio de propiedad horizontal es la puerta. Las dimensiones del palier son $3\text{ m} \times 2\text{ m} \times 2,8\text{ m}$, y las puertas, de $0,75\text{ m} \times 2\text{ m}$, tienen una pérdida de transmisión a 500 Hz de 24 dB. Los ambientes a uno y otro lado de la puerta miden $3,5\text{ m} \times 5\text{ m} \times 2,8\text{ m}$, y tienen un coeficiente de absorción (estimado) de 0,18, en tanto que el coeficiente de absorción del palier es 0,09. a) Determinar la atenuación en dB entre un departamento y el vecino con las puertas cerradas. b) Repetir si se coloca en el piso del palier una alfombra cuyo coeficiente de absorción sea 0,35. *Sugerencia: suponer un nivel de presión sonora en un departamento y calcular primero el nivel de presión sonora en el palier.*

Capítulo 6

- 6.1. Un grupo electrógeno gira a 3000 rpm, produciendo vibraciones originadas en los ciclos de los pistones. Si la masa total del equipo es de 245 kg, a) determinar la constante elástica de cada uno de los 4 aisladores utilizados si se desea reducir la fuerza transmitida a la estructura unas 10 veces; b) determinar la frecuencia de resonancia del sistema.
- 6.2. En el problema anterior, determinar la deflexión estática requerida.
- 6.3. Se decide agregar al equipo del problema 6.1 una base inercial de hormigón de 10 cm de espesor y $1\text{ m} \times 0,8\text{ m}$. a) Determinar la nueva frecuencia de resonancia y el coeficiente de transmisión de fuerza. b) Recalcular los aisladores si se desea conservar la frecuencia de resonancia correspondiente a 6.1.
- 6.4. Determinar el valor de ξ requerido para que en ningún caso (ni siquiera durante la aceleración) la fuerza transmitida a la estructura por el grupo del problema 6.1 sea mayor que un 150% del valor nominal en régimen.

- 6.5. Un piso flotante para una sala de práctica de instrumentos musicales de percusión se construye con una capa de 7 cm de hormigón sobre lana de vidrio comprimida cuya rigidez dinámica es $12 \times 10^6 \text{ N/m}^3$. a) Determinar la frecuencia natural del sistema formado por el hormigón y la lana de vidrio. b) Obtener la máxima transmisión de fuerza para las frecuencias de audio (20 Hz en adelante). c) Comentar las implicancias del resultado anterior.
- 6.6. Un compresor cuya masa total es 350 kg produce vibraciones de 30 Hz. Al ser ensayado sobre un apoyo elástico con una deflexión estática de 15 mm se midió una aceleración eficaz de 1,3 g. Posteriormente, al instalarlo directamente sobre el piso la aceleración eficaz en la dirección vertical resultó ser 0,2 g. a) Calcular la fuerza eficaz actuante sobre la fundación. b) Se desea reducir dicha fuerza hasta un valor no mayor de 300 N. Calcular la deflexión estática de los aisladores de vibraciones a utilizar. c) Calcular la nueva aceleración del compresor. d) Calcular la nueva aceleración del piso. e) Estimar la reducción del nivel sonoro en otros ambientes debido a la transmisión estructural. *Sugerencia: comenzar calculando la fuerza que ejercería el compresor si estuviera sujeto a un piso rígido.*

Capítulo 7

- 7.1. Utilizando los valores consignados en la tabla 7.1 determinar el coeficiente de reducción de ruido (NRC) de las placas de roca de yeso, de una alfombra de lana de 2,3 kg/m³ y de la lana de vidrio de 35 kg/m³ y 25 mm de espesor.
- 7.2. Una habitación de 2,5 m × 3,7 m × 2,7 m debe ser tratada acústicamente para reducir su tiempo de reverberación a 0,4 s a 500 Hz. Seleccionar los materiales a utilizar. La habitación tiene dos puertas de madera enfrentadas en las paredes menores, de 0,8 m × 2 m.
- 7.3. En la habitación anterior, diseñar un resonador de chapa de acero de 0,56 mm para reducir el tiempo de reverberación a 1 s en la frecuencia del segundo modo normal, eligiendo además la pared en la cual conviene colocarlo. Suponer que $\alpha_{\text{res}} = 0,4$. *Sugerencia: el resonador será menos efectivo para las ondas que se desplacen paralelamente a él.*
- 7.4. Repetir el problema anterior con un resonador de Helmholtz, suponiendo un coeficiente de absorción equivalente de los orificios de 97.
- 7.5. El ventilador centrífugo de un sistema de ventilación tiene un espectro de potencia cuyo nivel de potencia sonora en bandas de tercio de octava es de 70 dB (referidos a 10^{-12} W) entre 125 Hz y 400 Hz, luego decrece hasta 62 dB en 1 kHz, tiene un pico de 67 dB en 1,25 kHz, para luego caer hasta 58 dB en 10 kHz. La salida del ventilador comunica con un plenum de 1 m × 1,22 m × 1,85 m tapizado interiormente con lana de vidrio de 25 mm y 14 kg/m³ (recubierta con una delgada hoja de polietileno), del cual sale una tubería de 0,41 m × 0,25 m y 12 m de largo hasta una habitación en la cual el ruido es crítico, también recubierta con el mismo tipo de lana de vidrio. a) Determinar el espectro del nivel de presión sonora en el plenum en bandas de tercio de octava. b) Estimar el espectro del nivel de presión sonora en la habitación debido a la salida de ventilación. c) Obtener el número NR que corresponde a dicho ruido.

- 7.6. Si en el sistema del problema anterior hay una segunda boca de ventilación a 4,5 m de la primera en otra habitación, a) determinar si una conversación llevada a cabo con un nivel de presión sonora de 60 dB en la segunda habitación provocará en la primera un nivel de presión sonora mayor o menor que el correspondiente a la ventilación. b) repetir para el nivel sonoro A. El espectro de la voz puede considerarse que es, en promedio, aproximadamente constante entre 100 Hz y 300 Hz para luego caer a razón de 6 dB/octava hasta 10 kHz.
- 7.7. Diseñar un resonador de Helmholtz para aplicar lateralmente en una tubería de ventilación de 20 cm × 30 cm por la cual circula aire enviado por un ventilador axial cuyo espectro de potencia sonora presenta un fuerte pico en la banda de tercio de octava de 250 Hz. Se pretende que la pérdida de transmisión en esa frecuencia sea al menos 10 dB. *Sugerencias: obtener primero un valor de η que asegure la pérdida de transmisión requerida; luego obtener el volumen de la cavidad resonante, proponer una sección apropiada para el cuello y obtener su longitud. En caso necesario, descomponer este cuello en varios conductos en paralelo.*
- 7.8. En el caso del problema anterior diseñar una cámara de expansión que permita al menos 10 dB de pérdida de transmisión.
- 7.9. En las mismas condiciones del problema 7.7 se decide aprovechar una pequeña habitación de 1 m × 1,6 m × 2,7 m como plenum, haciéndose entrar y salir el aire por aberturas próximas a vértices opuestos. Si se utiliza lana de vidrio de 50 mm y 35 kg/m³ como revestimiento de todas las superficies, obtener la pérdida de transmisión resultante.
- 7.10. Determinar el valor del índice de reducción acústica compensado R_w para un material aislante cuya pérdida de transmisión a 100 Hz es de 25 dB, subiendo a razón de 6 dB por octava hasta 1000 Hz, donde comienza a bajar por efecto de coincidencia hasta 35 dB en 2000 Hz, para luego volver a subir a razón de 8 dB por octava.
- 7.11. a) Determinar el grado de privacidad de la palabra que ofrece un cerramiento que utiliza el material del problema anterior. b) Indicar si puede utilizarse entre ambientes de una misma vivienda.
- 7.12. a) Determinar cuánto se reduce la pérdida de transmisión en el caso de un tabique de 4 m × 2,8 m constituido por el material del problema 7.10. si en el mismo se emplea una ventana de vidrio de 1,15 m × 1,15 m de vidrio de 6 mm con un intersticio perimetral de 2 mm. b) Repetir en el caso en que se consigue eliminar, mediante un burlete adecuado, el intersticio.
- 7.13. Obtener la frecuencia de coincidencia para un tabique de hierro forjado de 7 mm de espesor, cuyo módulo de Young es $0,186 \times 10^9$ N/m² y cuya densidad es 7800 kg/m³.
- 7.14. a) Estimar la pérdida de transmisión en bandas de tercio de octava entre 100 Hz y 4000 Hz de un tabique doble formado por una estructura doble de triple placa de roca de yeso de 12,5 mm a cada lado, estando ambas caras a una distancia de 22 cm y el interior lleno hasta la mitad con lana de vidrio de 35 kg/m³. b) Calcular el índice de reducción acústica compensado R_w .
- 7.15. Para ingresar a un estudio de grabación de sonido se utiliza una doble puerta cancel con una separación de 0,9 m. Si las puertas las paredes y el cielorraso del espacio entre ambas están recubiertas con Sonex de 35 mm, y las puertas miden 0,8 m × 2,1 m, siendo las mismas de madera maciza de 24 kg/m² con burletes

- perimetrales, estimar la pérdida de transmisión de dicha estructura en las bandas de octava entre 125 Hz y 4000 Hz.
- 7.17. Con el objeto de mejorar la aislación acústica ofrecida por una pared de mampostería de 20 cm de espesor se aplica un revestimiento de placa de roca de yeso de 12,5 mm y densidad 1200 kg/m^3 cuya estructura portante es independiente de la pared. Si la distancia entre la pared y el revestimiento es de 80 mm, determinar a qué frecuencia se producirá la resonancia e indicar cuál será el efecto cualitativo de la misma.
- 7.18. a) Calcular las frecuencias de coincidencia de unas hojas de vidrio de 6 mm y 8 mm. b) Se utilizan dichas hojas en una estructura de ventana doble sobre marcos independientes separados 12 cm. Obtener la frecuencia de resonancia del conjunto. c) Estimar el índice de reducción acústica compensado R_w .
- 7.19. Se ensaya la aislación ante ruido de impacto entre dos departamentos linderos verticalmente, obteniéndose los siguientes valores del nivel de presión sonora del sonido de impacto en la habitación inferior (en las bandas de tercio de octava entre 100 Hz y 3150 Hz): 60 dB, 63 dB, 58 dB, 57 dB, 50 dB, 50 dB, 52 dB, 48 dB, 45 dB, 40 dB, 45 dB, 38 dB, 37 dB, 32 dB, 35 dB, 30 dB. a) Determinar el nivel del sonido de impacto normalizado N_n , si la habitación receptora es de $3 \text{ m} \times 5 \text{ m} \times 2,85 \text{ m}$, sus paredes son de mampostería revocada a la cal y arena, su cielorraso de yeso sobre metal desplegado y el piso de parquet. b) Determinar el nivel del sonido de impacto compensado $N_{n,w}$. c) Obtener la clase de aislación de impacto IIC según las normas norteamericanas. d) Indicar si la habitación receptora puede utilizarse como comedor.
- 7.20. Diseñar un difusor por restos cuadráticos con $N = 19$ para operar en el rango de 200 Hz a 12 kHz.

Capítulo 8

- 8.1. En una planta industrial cuyas dimensiones son $25 \text{ m} \times 20 \text{ m} \times 13 \text{ m}$ operan tres fuentes, las que medidas a una distancia de 1 m actuando de a una arrojan respectivamente los niveles de presión sonora 87 dB, 92 dB y 93 dB. Además, el nivel de presión sonora promedio cuando actúan simultáneamente, obtenido a una distancia no menor de 11 m de cada fuente, es 89 dB. Determinar cuál será el nuevo nivel de presión sonora a 1 m de la fuente de 93 dB si se agrega otra máquina cuyo nivel de potencia sonora referido a 1 pW es de 95 dB. Todas las fuentes se encuentran alejadas entre sí.
- 8.2. En el problema anterior, determinar si es adecuado intentar reducir en 5 dB la emisión de ruido de la máquina de 92 dB a fin de reducir el ruido que percibe su operador ubicado a un promedio de 0,8 m de la misma.
- 8.3. El campo sonoro generado por una máquina ubicada en un galpón similar al del problema 8.1 tiene un nivel de presión sonora de 85 dB a 0,6 m, mientras que a 15 m de distancia es de sólo 80 dB. Explicar qué puede estar sucediendo y qué mediciones adicionales permitirían confirmar o desestimar dicha hipótesis.
- 8.4. En un sistema de ventilación se utiliza un ventilador axial con 11 aspas y cuya velocidad de giro es de 1200 rpm. En una habitación servida por el sistema se determina que el espectro del ruido ambiente contiene un tono predominante de 275 Hz. Indicar si se debe o no al sistema de ventilación.

- 8.5. Un transformador de potencia genera un ruido cuyo espectro contiene componentes armónicas de 100 Hz y sus múltiplos. A pesar de que el mismo se encapsula dentro de una caja con buena pérdida de transmisión cuyas dimensiones son $1,72 \text{ m} \times 1,50 \text{ m} \times 1,20 \text{ m}$ se encuentra que el zumbido no se reduce apreciablemente. ¿A qué se debe?
- 8.6. Determinar la distancia crítica en una oficina de $5 \text{ m} \times 7 \text{ m} \times 3,4 \text{ m}$ de altura cuyas paredes tienen un coeficiente de absorción de 0,2, su techo de 0,37 y su piso de 0,15.
- 8.7. La oficina del problema anterior linda con un taller a través de una de las paredes de $5 \text{ m} \times 3,4 \text{ m}$. Si dicha pared tiene una pérdida de transmisión de 40 dB y el nivel de presión sonora del ruido producido en el taller es de 85 dB, determinar el nivel de presión sonora en la oficina.
- 8.8. Un aula de $6 \text{ m} \times 4,3 \text{ m} \times 3,1 \text{ m}$ tiene dos ventanas a la calle de $1,3 \text{ m} \times 1,5 \text{ m}$ en una de sus paredes mayores. El piso es de parquet, las paredes de ladrillo revocado con cal y arena y el techo está revestido con panel cielorraso fisurado. La pared a la calle es de hormigón de 30 cm salvo las ventanas, que son de vidrio de 4 mm, y el ruido de la calle tiene un espectro de bandas de octava desde 31,5 Hz a 8000 Hz dado por los valores siguientes (en dB): 60, 66, 72, 67, 64, 72, 72, 62, 50. a) Determinar el nivel de presión sonora en el aula con las ventanas cerradas debido al tránsito si las ventanas tienen un ajuste adecuado en su marco. b) Determinar el nivel sonoro A. c) Repetir a) y b) suponiendo que las ventanas se abren un 20 %. d) Determinar si con la ventana cerrada se cumplen los criterios NR para aulas.
- 8.9. Una habitación de 75 m^2 de superficie total y coeficiente de absorción promedio 0,23 linda con otras dos a través de paredes de 12 m^2 y $9,5 \text{ m}^2$ respectivamente. Si la pérdida de transmisión de ambas paredes es de 43 dB, determinar el nivel de presión sonora en la habitación cuando en las habitaciones vecinas se miden niveles de presión sonora de 70 dB y 83 dB respectivamente. *Sugerencia: sumar las energías sonoras.*
- 8.10. Se ha determinado que en la habitación del problema anterior hay 45 dB cuando del otro lado de la pared pequeña opera una máquina que produce un nivel de presión sonora de 80 dB. a) Indicar por qué tal resultado parece contradictorio. b) Proponer varias posibles explicaciones que lo justifiquen.
- 8.11. Si por razones de ventilación una puerta de $80 \text{ cm} \times 2 \text{ m}$ debe tener una abertura de $1 \text{ cm} \times 40 \text{ cm}$ en su parte inferior, a) determinar cuál es el límite para la pérdida de transmisión de su material constitutivo por encima del cual la aislación acústica provista por la puerta ya no mejorará apreciablemente y b) determinar el valor de la pérdida de transmisión total de la puerta en tal caso.
- 8.12. El espectro de la potencia sonora emitida por una maquinaria ubicada en un galpón en las bandas de octava entre 63 Hz y 8 kHz es de 80 dB, 90 dB, 85 dB, 80 dB, 70 dB, 70 dB, 58 dB, 43 dB (dB referidos a 10^{-12} W). Si las dimensiones del galpón son $12 \text{ m} \times 17 \text{ m} \times 5 \text{ m}$, y el tiempo de reverberación medido es de alrededor de 3 s, determinar: a) el nivel de presión sonora a 5 m de la maquinaria, b) el nivel sonoro A, c) la reducción necesaria para adecuarse a la ley de Higiene y Seguridad en el trabajo si un trabajador pasa 2 h por día dentro del galpón.
- 8.13. El ruido en un puesto de trabajo es generado principalmente por dos máquinas, que producen, cuando actúan por separado, niveles sonoros A de 93 dBA y 89 dBA respectivamente. Se ha estimado que mediante un tratamiento apropiado

en las fuentes es posible reducir hasta en 5 dB el nivel sonoro causado por cada máquina, a un costo aproximado de \$ 300 por cada dB de reducción. Si la primera máquina actúa durante 5 h y la segunda durante las 8 h de cada jornada laboral, planificar el tratamiento económicamente más adecuado para conformar el puesto de trabajo a lo prescrito en la Ley de Higiene y Seguridad en el Trabajo.

- 8.14. Una máquina tiene una cubierta protectora de chapa cuya única finalidad es evitar que el usuario sufra un accidente al introducir involuntariamente las manos en su interior, donde hay partes rotativas. Se observa, sin embargo, que con la cubierta colocada el ruido es 8 dB mayor que en ausencia de ésta. Explicar las causas y sugerir un cambio en el diseño que permita reducir el ruido emitido.
- 8.15. Una tolva de chapa recibe piedras que caen desde una gran canaleta para su descarga en un camión. El impacto de las piedras produce un ruido intenso. Sugerir posibles soluciones a este problema.
- 8.16. Se ha observado que un tiempo después de entrar en operación el ruido producido por cierto modelo de máquina se incrementa, y se ha determinado que una causa posible es el aflojamiento de los remaches que sostienen varias partes no estructurales de la misma a causa de las vibraciones. Sugerir un cambio de diseño que permita corregir este defecto.
- 8.17. Una máquina rotativa cuyo ruido, ensayado en un laboratorio, se caracteriza por un nivel de potencia sonora de 98 dB (referido a 10^{-12} W). La misma se instala amurada al piso en una sala de 8 m × 5 m × 3,8 m, ubicada en la planta superior de una fábrica, cuyo tiempo de reverberación es de 2,3 s. Las mediciones de ruido en el lugar sin otras fuentes importantes de ruido en funcionamiento arrojan un nivel de presión sonora a 4 m de distancia de 95 dB. a) Calcular el nivel de presión sonora esperable si el ruido tuviera sólo origen acústico. b) A través de mediciones complementarias de vibraciones se confirma que la máquina genera ruido estructural, por lo cual se resuelve utilizar aisladores de vibraciones. Si la masa de la máquina es de 200 kg y su velocidad principal de giro 3900 rpm, determinar la constante elástica y la deflexión estática de tales aisladores para que el ruido total no sea apreciablemente mayor que el acústico. *Sugerencia: suponer que hay proporcionalidad entre la fuerza transmitida a la estructura y la presión sonora.*
- 8.18. Un caño que debe doblar una esquina entre dos paredes lo hace en ángulo recto si llega perpendicular a la vertical que pasa por la esquina, lo cual es desventajoso desde el punto de vista acústico. Estudiar la posibilidad de aumentar el ángulo haciendo que el caño llegue a dicha esquina y salga de ella oblicuamente. ¿Cuál es el ángulo máximo que puede conseguirse de esta forma?
- 8.19. Un conducto de ventilación suministra aire a tres aulas y a una sala de lectura. Si el caudal total es de 2,5 m³/minuto por cada ambiente, y teniendo en cuenta que el conducto tiene algunos codos en ángulo recto, determinar la sección mínima del mismo para garantizar el cumplimiento del criterio NR.
- 8.20. Una pequeña máquina tiene un factor de directividad de 2,5 según su eje horizontal principal, y de 0,5 en la dirección opuesta, y en principio funciona bien cualquiera sea su orientación, siempre y cuando esté apoyada sobre una superficie dura. Indicar cuál sería la mejor ubicación y el tratamiento acústico adicional para reducir lo más posible el campo reverberante del ruido producido

- por la máquina. *Sugerencia: considerar el efecto de un material absorbente cercano.*
- 8.21. Un equipo de aire acondicionado central ubicado en la terraza de un edificio de 3 plantas (a una altura estimada de 11 m) produce un ruido de 69 dBA sobre los balcones del sexto piso (18 m) de un edificio vecino distante unos 40 m, según la dirección horizontal, del equipo. Si la altura del equipo es 1,5 m, diseñar una barrera acústica para reducir al menos en 14 dB las frecuencias mayores de 100 Hz. La pantalla debe guardar una distancia mínima de 1,2 m del equipo, por cuestiones de ventilación.
- 8.22.* Repetir el problema anterior si el requerimiento es que el *nivel sonoro A* se reduzca en 14 dB. Suponer que el espectro del ruido del equipo de aire acondicionado tiene un pico en 250 Hz, cayendo a uno y otro lado de esa frecuencia a razón de 4 dB/octava. *Sugerencia: obtener primero el espectro de bandas de octava del ruido original; luego tener en cuenta que para N (número de Fresnel) moderadamente grande la atenuación aumenta 3 dB/octava (verificarlo).*
- 8.23. En el problema anterior, complementar el diseño con un tratamiento absorbente que posibilite un incremento en la dirección opuesta no mayor de 2 dB..
- 8.24. Un estadio cubierto mide 35 m × 28 m × 12 m y sus plateas están formadas por 10 escalones de 0,4 m × 0,4 m a todo lo largo de los laterales. Todas las superficies son de hormigón o ladrillo revocado, excepto el techo, que es de chapa. Se va a instalar una bomba de agua que genera ruido cuyo espectro de potencia por bandas de octava a partir de 63 Hz es: 60 dB, 70 dB, 75 dB, 70 dB, 65 dB, 55 dB, 45 dB, 40 dB (referidos a 10^{-12} W). Diseñar un encapsulamiento para reducir el nivel sonoro, cuando funciona la bomba, a menos de 40 dB. Las dimensiones de la bomba son, aproximadamente, 35 cm × 40 cm × 80 cm, y requiere al menos 50 cm de espacio en todos sus lados, a excepción de la base.
- 8.25. El espectro del nivel de presión sonora en una gran nave industrial entre 63 Hz y 8 kHz es 90 dB, 84 dB, 81 dB, 77 dB, 80 dB, 91 dB, 89 dB, 74 dB. Proyectar una oficina de 3,5 m × 2,2 m × 2,5 m dentro de dicho ambiente, utilizando una puerta con buenos ajustes perimetrales y una ventana doble de 1,15 m × 1,15 m de modo que haya en ella un nivel sonoro no mayor que 55 dBA. Indicar cuál será el nivel sonoro cuando se abra la puerta.
- 8.26. Los valores de la atenuación de un protector auditivo de inserción, en las bandas de octava desde 125 Hz a 8000 Hz, son los siguientes: 22 dB, 25 dB, 29 dB, 34 dB, 37 dB, 46 dB, 38 dB. Un operario trabaja durante 6 horas diarias en un ambiente con un ruido cuyo espectro de bandas de octava entre 63 Hz y 8000 Hz es 112 dB, 108 dB, 106 dB, 100 dB, 108 dB, 108 dB, 103 dB, 95 dB, Determinar si el uso de dicho protector permite al operario una exposición compatible con lo estipulado por la legislación laboral.
- 8.27. De acuerdo con la norma IRAM 4125 se considera que un protector auditivo protege excesivamente si el nivel sonoro efectivo está por debajo del nivel de acción (límite de exposición de acuerdo a la reglamentación o criterio que corresponda). Se utiliza el protector del problema 8.26 en el ambiente industrial del problema 8.25. Determinar si la protección es excesiva o no.
- 8.28. En el caso del problema 8.26, una serie de inspecciones revelan que un operario determinado se quita el protector durante 3 a 5 minutos por hora. Determinar si la protección efectiva resultará suficiente o no.

GLOSARIO DE TÉRMINOS Y ABREVIATURAS¹

A: Abreviatura de *amper*.

Absorción sonora: (sound absorption) **1.** Proceso físico por el cual la energía de una onda sonora en un medio es parcialmente transformada en calor. **2.** Medida de la capacidad de absorber el sonido que exhibe un objeto o persona, expresado como la cantidad de m^2 de superficie totalmente absorbente a que equivale. La unidad es el **sabin**.

Aceleración: (acceleration) Tasa de cambio de la velocidad con respecto al tiempo, expresada en m/s^2 . Se calcula como la derivada de la velocidad con respecto al tiempo. Se utiliza en la medición de vibraciones.

Acondicionamiento acústico: (acoustic conditioning) Tratamiento de las superficies de un recinto mediante materiales absorbentes o difusores con el fin de mejorar sus características acústicas.

Acoustical Society of America: Sociedad Acústica de América (por *Norteamérica*). Sociedad científica dedicada a casi todos los aspectos de la acústica, cuyo publicación mensual (The Journal of the Acoustical Society of America) goza de gran prestigio a nivel internacional. Publica además libros clásicos sobre diversos temas dentro de la acústica, y organiza congresos bianualmente. Se abrevia **ASA**.

Acústica: (Acoustics) **1.** Es la disciplina que estudia el sonido en todos sus posibles aspectos: generación, radiación, propagación, confinamiento, etc., así como los recursos para mejorar la aptitud de un ambiente para la música y/o la palabra. **2.** Conjunto de cualidades de un ambiente en relación con su aptitud para la escucha de la música y/o la palabra (por ejemplo: buena o mala acústica).

Acústico/ca: **1.** (acoustic, acoustical) Relativo a la acústica (por ejemplo: propiedades acústicas, materiales acústicos). **2.** (acoustician) Especialista en acústica.

AdAA: Abreviatura de *Asociación de Acústicos Argentinos*.

AENOR: Asociación Española de Normalización y Certificación. Organismo español de normalización.

AFNOR: L'Association Française de Normalisation. Organismo francés de normalización.

Aislación acústica: (acoustical insulation) Acción que lleva a cabo cualquier tabique divisorio entre dos ambientes impidiendo en mayor o menor medida el paso de energía acústica de uno a otro lado (puede incluir ondas inaudibles, ultrasónicas y subsónicas).

Aislación de vibraciones: (vibration isolation). Acción que lleva a cabo un resorte u otro componente elástico, reduciendo la fuerza efectiva que un dispositivo que vibra transmite a su estructura de apoyo.

Aislación sonora: (sound insulation, sound isolation, soundproofing) Acción que lleva a cabo cualquier tabique divisorio entre dos ambientes impidiendo en mayor o menor medida el paso de energía sonora de uno a otro lado.

α : Abreviatura de coeficiente de absorción sonora.

Altavoz: (loudspeaker) Transductor que convierte señales eléctricas (en general de potencia) en sonido. También denominado *parlante*.

Altura: (pitch) Sensación de mayor o menor gravedad o agudeza del sonido.

Ambiencía: (ambience) Sensación auditiva por la cual es posible tener una idea de las características de un ambiente: tamaño, posición de las paredes, etc.

Ambiente: (environment) Entorno en el cual se desenvuelve la vida humana, animal y vegetal.

¹ Este glosario contiene terminología técnica multidisciplinaria con una breve explicación o definición de cada término y su equivalencia en inglés (salvo en los casos en que no se pudo encontrar tal equivalencia, o en los que la palabra original está en inglés).

- Ambiente acústico:** (acoustic environment) Un espacio de aire en el cual suceden fenómenos de propagación de ondas acústicas.
- ANSI:** American National Standards Institute. Instituto normalizador de Estados Unidos de Norteamérica. Emite normas de validez nacional dentro de los Estados Unidos, algunas de las cuales tienen ciertas diferencias con respecto a las Normas Internacionales (ISO) correspondientes.
- Ámbito Comercial:** (commercial area, commercial district) Ámbito de percepción con predominancia de usos comerciales. Incluye comercios de venta al público, oficinas públicas y privadas, salas de entretenimiento o gastronómicas, etc.
- Ámbito de percepción: 1.** Clasificación de los usos del suelo en relación con la mayor o menor sensibilidad respecto al ruido. Por ejemplo, el ámbito *hospitalario* sería el más sensible, y el ámbito *industrial* el menos sensible. **2.** (zoning district) Denominación según la clasificación anterior que le corresponde a una zona geográfica en función del uso del suelo predominante en la misma.
- Ámbito Educativo:** (educational area, educational district) Ámbito de percepción con predominancia de usos educativos. Incluye escuelas, colegios, facultades, etc.
- Ámbito Hospitalario:** (health-care district) Ámbito de percepción con predominancia de usos hospitalarios o sanitarios, especialmente instituciones de internación.
- Ámbito Industrial:** (industrial district) Ámbito de percepción con predominancia de usos industriales
- Ámbito Residencial:** (residential area, residential district) Ámbito de percepción con predominancia de usos residenciales. Incluye viviendas, mono y multifamiliares.
- Amortiguación de vibraciones:** Acción de reducir la amplitud de una vibración mediante el agregado de materiales con fricción que disipan parte de la energía en forma de calor.
- amper:** Unidad de intensidad de corriente eléctrica, también llamada, en castellano, *amperio*.
- Amplificador:** (amplifier) Un dispositivo electrónico con una entrada (generalmente una tensión eléctrica) y una salida (también una tensión en general), cuya función es multiplicar el nivel de la entrada por un valor **G** denominado **ganancia**.
- Amplificador logarítmico:** (logarithmic amplifier) Amplificador cuya salida es proporcional al logaritmo de la señal de entrada. Se utiliza para conversión a **dB**.
- Amplitud:** (amplitude) En una señal periódica o cuasiperiódica, el máximo valor (o valor de pico) en un periodo.
- Análisis de espectro:** (spectrum analysis) Medición cuyo objeto es determinar el espectro de un sonido o una señal.
- Análisis estadístico:** (statistical analysis) Análisis de una señal para obtener su distribución estadística de niveles, sus parámetros estadísticos o su correlación con otras señales.
- Analizador de espectro:** (spectrum analyzer) Instrumento de medición que obtiene el espectro de una señal. Puede ser de *ancho de banda constante*, en el cual todas las bandas en que descompone el espectro de la señal tienen igual ancho de banda, o *de porcentaje constante*, en el cual el ancho de banda es proporcional a la frecuencia central de esa banda.
- Analizador de espectro de ancho de banda constante:** (constant-bandwidth spectrum analyzer) Analizador de espectro que permite desplazar una banda de ancho fijo, en general pequeño (seleccionable entre **1 Hz** o menos y **100 Hz**) y medir la señal dentro de dicha banda. Se utilizan para identificar o localizar componentes tonales.
- Analizador de espectro de porcentaje constante:** (constant percentage spectrum analyzer) Analizador de espectro que tiene un cierto número de bandas centradas en diversas frecuencias de una lista normalizada y cuyos anchos de banda son un porcentaje fijo de la frecuencia central.
- Analizador de espectro en tiempo real:** (real-time spectrum analyzer) Analizador de espectro que proporciona el valor de todas las bandas en el mismo momento en que recibe la señal. En algunos casos, como por ejemplo en los analizadores por transformada rápida de

Fourier (FFT), si bien no son realmente en tiempo real, el cómputo interno es tan veloz que parece como si fuera en tiempo real.

Ancho de banda: (bandwidth) Referido a un filtro, rango de frecuencias que el mismo permite pasar. Técnicamente, es la diferencia entre las frecuencias de corte superior e inferior, es decir, donde la respuesta baja una cantidad determinada de decibeles (generalmente **1 ó 3 dB**).

Ápex: (apex) Extremo de la cóclea más alejado del vestíbulo.

Armónico: (harmonic) Sonido armónico.

Asociación de Acústicos Argentinos: Entidad científica que agrupa a los acústicos de la República Argentina. Se abrevia **AdAA**.

Audición: (hearing) Sentido por medio del cual se percibe el sonido.

ASA: Abreviatura de Acoustical Society of America.

Atenuador: (attenuator) Dispositivo que atenúa la entrada a un amplificador u otro sistema o parte de él para evitar la saturación en el caso de señales muy altas.

Audifonos: (hearing aids) Dispositivo, en general intraaural, que amplifica controladamente el sonido permitiendo mejorar la audición (particularmente la inteligibilidad oral) de personas que padecen hipoacusia no profundas.

Audio: **1.** Rango de frecuencias audibles. **2.** Técnicas y tecnologías aplicadas al procesamiento y la reproducción del sonido.

Audiofrecuencias: Frecuencias de audio.

Audiograma: (audiogram) Diagrama en el cual se indican, en una audiometría, los umbrales auditivos a diversas frecuencias relativos a los considerados normales

Audiometría: (audiometry) **1.** Técnica para la medición de la capacidad auditiva. **2.** Proceso para medir la capacidad auditiva. **3.** Por abuso de lenguaje, resultado de una audiometría.

Audiometría de alta frecuencia: (high frequency audiometry) Audiometría que utiliza frecuencias audiométricas superiores a las de la audiometría tradicional (**8 kHz** en adelante). Se utiliza para detectar precozmente alteraciones en la zona de la cóclea no involucrada en la percepción de la palabra.

Audiometría por potenciales evocados: Ver *potenciales evocados*.

Audiometría por otoemisiones acústicas: Ver *otoemisiones acústicas*.

Audiometría por vía aérea: Audiometría realizada mediante sonidos que ingresan al oído en forma normal.

Audiometría por vía ósea: Audiometría realizada mediante sonidos que ingresan al oído a través de un transductor que hace vibrar el hueso temporal. Comparando con la audiometría por vía aérea permite determinar si existen trastornos conductivos, es decir, de oído externo o medio.

Audiometría tonal: (tonal audiometry) Audiometría subjetiva realizada a partir de las respuestas del sujeto en estudio con respecto a si oye o no diversos tonos puros a diversos niveles.

Audiométrico/a: (audiometric) Relativo a la audiometría.

Auditivo: (auditory) Relativo a la audición.

Auricular: Relativo al oído externo.

Auriculares: (headset) Dispositivo electroacústico similar al parlante pero de dimensiones reducidas y utilizado muy cerca de los oídos.

Baffle: (baffle) **1.** Panel de material absorbente que colocado en cantidades importantes colgando del cielorraso proveen una efectiva manera de incrementar la absorción sonora en recintos industriales, estadios cubiertos, etc. **2.** Recinto de pequeñas dimensiones utilizado como sonodeflector para mejorar la eficiencia de radiación de un altavoz.

Banco de filtros: (filter bank) En ciertos medidores de nivel sonoro, un conjunto de filtros pasabanda que pueden intercalarse, de a uno por vez, en lugar de la red de compensación **A** ó **C**. Permiten efectuar un análisis de espectro, cuando el ruido en cuestión es

suficientemente estacionario en el tiempo, sin recurrir a un analizador de espectro propiamente dicho.

Banda: (band) Un rango de frecuencias especificado. Por ejemplo, banda de audio (**20 a 20.000 Hz**).

Banda crítica: (critical band) **1.** Banda de frecuencia dentro de la cual las intensidades se suman a los efectos de la sensación de sonoridad. **2.** Banda alrededor de una frecuencia tal que un ruido blanco filtrado por un filtro de igual ancho de banda produce el máximo enmascaramiento posible sobre un tono de esa frecuencia. Ante cualquier incremento ulterior del ancho de banda del filtro ya no aumentará el enmascaramiento. **Nota:** ambas definiciones son equivalentes.

Banda de atenuación: (stop band) Banda de frecuencias en la que un filtro reduce considerablemente la señal de entrada.

Banda de octava: (octave band) Un rango de frecuencias comprendido entre una frecuencia y el doble de esa frecuencia

Banda de paso: (pass band) Banda de frecuencias en la que un filtro deja pasar la señal de entrada sin atenuación importante.

Banda de tercio de octava: (one third octave band) Un rango de frecuencias comprendido entre una frecuencia y **1,26** veces esa frecuencia

Barrera acústica: (acoustic barrier) Tabique que, interpuesto entre una fuente sonora y un receptor bloquea el campo directo, atenuando, por consiguiente, el campo sonoro total.

Basilar: Ver *membrana basilar*.

Bastidor: (frame, framework) Estructura, en general de varillas de madera, sobre la cual se instalan planchas, revestimientos, etc.

Batido: (beat) Variación de la amplitud de la onda resultante de superponer dos señales de frecuencias parecidas.

Bel: (bel) Unidad logarítmica igual a diez decibeles.

BS: British Standards Institution. Organismo inglés de normalización.

Burlete: (gasket) Junta elástica de goma, neopreno, siliconas, etc. que se coloca en el perímetro de una abertura con el fin de garantizar la hermeticidad del cierre de la misma.

Cadena osicular: (ossicle chain) Huesecillos del oído medio.

Caja timpánica: Cavidad en la que se encuentra el oído medio. Se encuentra llena de aire.

Calibrador: (calibrator) Instrumento que genera un tono de nivel calibrado (en general **1 kHz** y **94 dB** ó **114 dB**) que se utiliza para contrastar y ajustar sonómetros u otros instrumentos de medición acústica.

Cámara anecoica: (anechoic chamber, anechoic room) Recinto revestido en todas sus superficies con materiales acústicos de muy alta absorción en el cual se ha eliminado prácticamente toda reflexión sonora. Se utiliza para simular en el laboratorio situaciones de campo libre cuando el nivel de ruido ambiente debe ser además muy bajo, por ejemplo para medir el diagrama direccional de fuentes sonoras.

Cámara de transmisión horizontal: Conjunto formado por dos cámaras reverberantes adyacentes, con una abertura en común sobre la cual se ubica una muestra de material o estructura aislante a fin de medir su pérdida de transmisión en el laboratorio.

Cámara de transmisión vertical: Conjunto formado por dos cámaras reverberantes adyacentes verticalmente, con una abertura en común sobre la cual se monta una muestra de estructura de piso y cielorraso aislante a fin de medir su pérdida de transmisión y su aislación de ruidos de impacto en el laboratorio.

Cámara reverberante: (reverberant room) Recinto cuyas superficies han sido tratadas con materiales muy reflectores (como por ejemplo pinturas epoxi) y que por consiguiente refleja una gran proporción del sonido incidente. Se utiliza para medir la potencia sonora emitida por una fuente y para medir en el laboratorio el coeficiente de absorción sonora de una muestra de material absorbente.

- Cámara semianecoica:** (hemi-anechoic chamber, hemi-anechoic room) Recinto revestido con materiales acústicos de muy alta absorción en todas sus superficies excepto el piso, en el cual la única reflexión sonora es la que tiene lugar en el piso.
- Camino libre medio:** (mean free path) En un recinto, distancia promedio recorrida por la onda sonora entre reflexiones consecutivas.
- Campo aleatorio:** (random field) Campo difuso.
- Campo cercano:** (near field) Campo directo.
- Campo directo:** (direct field) Parte del campo sonoro debido a las ondas sonoras que llegan desde la fuente sin haber experimentado ninguna reflexión.
- Campo difuso:** (diffuse field) Campo sonoro tal que en un punto dado es igualmente probable cualquier dirección instantánea de la onda sonora.
- Campo lejano:** (far field) Campo reverberante.
- Campo libre:** (free field) Campo sonoro en el cual no existen obstáculos para las ondas sonoras.
- Campo reverberante:** (reverberant field) Parte del campo sonoro debido a las reflexiones en las diversas superficies de un recinto.
- Campo sonoro:** (sound field) Distribución de la presión sonora en el tiempo y en el espacio.
- Canal auditivo:** (ear canal) Tubo que une el pabellón u oreja con el tímpano. Si bien está ligeramente curvado, tirando del lóbulo suavemente hacia atrás es posible tomar contacto visual del tímpano por medio del otoscopio.
- Canales semicirculares:** Tres conductos en el oído interno con forma de semicírculo que funcionan como detectores de rotación, cada uno alrededor de un eje perpendicular a los otros. Es el órgano sensor del equilibrio.
- Cantidad de movimiento:** (momentum) Producto de la masa por la velocidad de un cuerpo.
- Cápsula:** (enclosure) Cerramiento relativamente pequeño alrededor de una máquina u otra fuente de ruido con el fin de reducir la emisión sonora.
- Caracol:** (cochlea) Cóclea.
- Células ciliadas:** (hair cells) Conjunto de células con terminación en forma de pelos que transforman en electricidad el movimiento de pandeo de estos pelos causado por la vibración entre las membranas basilar y tectoria.
- Células ciliadas externas:** (outer hair cells) Células ciliadas que se encuentran hacia afuera de la cóclea. Tienen funciones sensorias y contráctiles.
- Células ciliadas internas:** (inner hair cells) Células ciliadas que se encuentran hacia adentro de la cóclea. Tienen funciones sensorias.
- Células pilosas:** (hair cells) Células ciliadas.
- Cemento hidrofugado:** Material en forma de placas apto para su utilización en construcción seca en exteriores. Es resistente a la humedad pero admite en general el paso del vapor.
- Cero audiométrico:** (audiometric zero) Nivel de presión sonora para cada frecuencia audiométrica considerado como el umbral auditivo cuando se utiliza un modelo específico de auricular. Se especifica en la Norma Internacional **ISO 389** para algunos modelos de auriculares.
- Cerramiento:** (Enclosure) Conjunto de tabiques destinado a aislar una fuente de un receptor.
- Cerumen:** (ear wax) Fluido viscoso segregado por el canal auditivo con funciones protectoras e higiénicas.
- Ciclo:** (cycle) Referido a una onda periódica o cuasiperiódica, cada porción que se repite.
- Clase de transmisión sonora:** (sound transmission class) Número único utilizado en EEUU para especificar materiales y estructuras aislantes del sonido, similar al R_w . Se abrevia **STC**.
- Clase de aislación de impacto:** (impact insulation class) Número único utilizado en EEUU para especificar la capacidad de atenuar los ruidos de impacto de diversos materiales y estructuras, similar al $N_{n,w}$. Se abrevia **IIC**.
- Clasificador estadístico de decibeles:** Dispositivo que permite obtener el porcentaje del tiempo que un ruido pasa por cada intervalo de **5 dB** o de **1 dB** dentro del rango audible.

- Clima de ruido:** (noise climate) Diferencia $L_{10} - L_{90}$
- Cóclea:** (cochlea) Cavidad con forma de caracol en el hueso temporal que contiene el oído interno: membrana basilar, órgano de Corti y nervio auditivo.
- Código:** (code) **1.** Cualquier conjunto de símbolos para representar algo (una cantidad o magnitud, información, etc.). **2.** En Informática, conjunto de instrucciones de un programa. **3.** En Derecho, conjunto de disposiciones legales emitidas separadamente pero que se han reunido en un cuerpo único por referirse a una misma materia.
- Coefficiente de absorción sonora:** (sound absorption coefficient) Cociente α entre la energía sonora que es absorbida por una superficie y la que incide sobre ella.
- Coefficiente de amortiguamiento:** (damping coefficient) coeficiente normalizado que representa la fricción en un sistema de segundo orden. Se abrevia ξ .
- Coefficiente de atenuación de energía:** (energy attenuation coefficient) Coeficiente λ_m que multiplicado por la distancia proporciona la atenuación logarítmica del sonido en nepers debida a la absorción de energía sonora por el propio aire.
- Coefficiente de correlación:** (correlation coefficient) Parámetro estadístico adimensional r que indica cuan correlacionadas están dos variables aleatorias x e y . Si $r = \pm 1$ entonces dependen linealmente una de otra, y si $r = 0$, son independientes. $r = \text{Cov}(x, y) / \sigma_x \sigma_y$, donde $\text{Cov}(x, y)$ es la covarianza entre x e y , (ver) y σ_x y σ_y son los respectivos desvíos estándar (ver).
- Coefficiente de Fourier:** (Fourier coefficient) En un desarrollo en serie de Fourier, cada uno de los coeficientes que multiplican a las funciones senoidales y cosenoidales. Representan la amplitud de cada componente armónica.
- Coefficiente de reducción de ruido:** (noise reduction coefficient) Promedio de los coeficientes de absorción a las frecuencias de **250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz**. Se abrevia **CRR** (en inglés **NRC**).
- Coefficiente de transmisión:** (transmission coefficient) Cociente entre la potencia sonora transmitida al otro lado de una partición y la potencia incidente. Se abrevia τ .
- Coefficiente de transmisión de fuerza:** (force transmission coefficient) Cociente entre la fuerza transmitida a una estructura después y antes de intercalar un aislador de vibraciones. Se abrevia **TF**.
- Coincidencia:** (coincidence) Fenómeno que se produce en una pared cuando la onda sonora incidente tiene la misma longitud de onda que la onda de flexión que se propaga a lo largo de la pared. Debido a ello la pared entra en resonancia, radiando sonido hacia el otro lado. La principal consecuencia es la reducción de la pérdida de transmisión de la pared.
- Compensación:** (weighting) Filtrado por medio de un filtro normalizado, por ejemplo el filtro A.
- Condensador:** (condenser, capacitor) Dispositivo eléctrico con dos placas conductoras separadas por un dieléctrico (material aislante). Cuando se le aplica una tensión eléctrica V en sus placas se acumulan cargas opuestas de valor $Q = C \cdot V$, donde C es la denominada *capacidad* del condensador, la cual depende de su geometría. Se utiliza para impedir el paso de las componentes de continua de la corriente. También es parte esencial de los micrófonos capacitivos.
- Conducto auditivo:** ver *canal auditivo*.
- Configuración de carrocería:** Combinación única de partes, piezas y componentes que caracterizan a la carrocería, por su estilo, volumen y aerodinámica.
- Configuración de motor:** Combinación única de una familia de motores, cilindrada, sistema de control de emisión de gases, sistema de alimentación de combustible y sistema de ignición.
- Configuración de vehículo:** Combinación única de una configuración de carrocería, una configuración de motor, inercia del vehículo y relaciones de transmisión desde el volante del motor hasta la rueda.

- Constante de tiempo:** (time constant) Tiempo requerido para que un sistema dinámico simple (de primer orden), como un condensador que se descarga a través de una resistencia, disminuya al **36,79 %** de su valor inicial.
- Constante de un recinto:** (room constant) Valor **R** que representa la superficie absorbente total para la parte reverberante del campo. $R = \bar{\alpha}S / (1 - \bar{\alpha})$.
- Constante elástica:** (spring constant) Cociente **k** entre la fuerza aplicada a un resorte y el acortamiento experimentado por éste.
- Contaminación:** (pollution) Alteración perjudicial de un sistema por el agregado de sustancias extrañas o diversas formas de energía.
- Contaminación acústica:** (acoustic pollution) Contaminación del ambiente por ondas acústicas perjudiciales, cualquiera sea su frecuencia.
- Contaminación ambiental:** (environmental pollution) Contaminación del ambiente, ya sea por sustancias extrañas, residuos biológicos (vivos o no), energía radiante o sonora, etc.
- Contaminación por ruido:** Presencia de ruidos cuyo nivel sonoro excede los valores aceptables para una buena calidad de vida.
- Contaminación sonora:** Contaminación acústica en el caso correspondiente a ondas audibles.
- Contorno de referencia:** (reference contour) Contornos utilizados para clasificar los tabiques desde el punto de vista de su aislación sonora y su aislación al ruido de impacto.
- Contorno isófono:** Curva imaginaria que contiene puntos de igual nivel sonoro a nivel cercano al suelo (típicamente, 1,20 m). Se utiliza en mapas de ruido.
- Control activo de ruido:** (active noise control) Técnicas de control de ruido que utilizan una fuente secundaria que genera ruido en oposición al que se quiere reducir, cancelándolo. En la práctica se consiguen reducciones de entre **10 y 20 dB**.
- Control activo de vibraciones:** (active vibration control) Técnicas de control de vibraciones que utilizan un actuador o fuente secundaria que genera vibraciones en oposición a las que se quiere reducir, cancelándolas.
- Control de ruido:** (noise control) Conjunto de medidas técnicas o estratégicas para corregir una situación en la cual el ruido sea o pueda ser un problema.
- Control de vibraciones:** (vibration control) Conjunto de medidas técnicas o estratégicas para corregir una situación en la cual las vibraciones sean o puedan ser un problema.
- Convertor analógico/digital:** (analog to digital converter) Dispositivo que convierte valores de una señal eléctrica en números, en general binarios.
- Convertor digital/analógico:** (digital to analog converter) Dispositivo que convierte números, en general binarios, en valores de tensión o corriente eléctrica.
- Correlación:** (correlation) **1.** En Estadística, ocurrencia simultánea de dos sucesos con significación estadística. **2.** Operador matemático que actúa sobre dos funciones del tiempo (que representan típicamente la evolución de dos señales) e indica cuán similares son. Por ejemplo, para dos señales de diferente frecuencia la correlación es nula, mientras que para dos senoides en fase es máxima. Se obtiene como $R_{f_1 f_2}(\tau) = \int_0^T f_1(t) f_2(t - \tau) dt$, donde **T** es un tiempo suficientemente grande como para cubrir el intervalo de interés.
- Correlador:** (correlator) Dispositivo para obtener la correlación entre dos señales.
- Correlograma:** (correlogram) Gráfico que muestra la correlación entre dos señales.
- Corti:** Ver *Órgano de Corti*.
- Covarianza:** (covariance) Esperanza matemática del producto de dos variables aleatorias a las cuales se les ha restado las respectivas esperanzas: $Cov(x,y) = E[(x - \mu_x)(y - \mu_y)]$. Ver *coeficiente de correlación*.
- Cuadripolo:** (quadrupole) Conjunto de cuatro fuentes sonoras puntuales dispuestas de algún modo especificado.
- Cuadripolo longitudinal:** (longitudinal quadrupole) Conjunto de cuatro fuentes sonoras puntuales dispuestas linealmente de modo que las dos extremas tienen la misma fase, opuesta a las internas.

Cuasiperiódico: (quasiperiodic) Un fenómeno que se repite en el tiempo casi exactamente igual después de transcurrido cierto tiempo, por ejemplo las vocales o los sonidos musicales.

Cuñas anecoicas: (anechoic wedges) Terminación superficial en forma de cuñas de un material absorbente acústico a fin de aumentar la superficie efectiva y por lo tanto su coeficiente de absorción.

Curva de transferencia: (transfer graph) Representación gráfica de la relación entre la entrada y la salida de un sistema, dispositivo, etc.

Curvas de Fletcher y Munson: (Fletcher and Munson contours) Representación gráfica de las combinaciones de frecuencia y nivel de presión sonora que producen la misma sensación de sonoridad entre sí (ver *nivel de sonoridad*).

Curvas NC: (noise criterion contours) Conjunto de curvas similares a las **NR** de validez en EEUU.

Curvas NR: (noise rating contours) Conjunto de curvas que permiten evaluar el ruido de fondo mediante un valor único si se conoce el espectro de dicho ruido por bandas de octava.

Curvas PNC: (preferred noise criterion contours) Conjunto modificado de curvas NC, de validez en EEUU.

Daño auditivo: (hearing damage) **1.** Deterioro detectable de la capacidad auditiva. **2.** Deterioro de la capacidad auditiva suficiente como para producir dificultades funcionales, típicamente dificultades para la comprensión oral. **3.** Deterioro expresable, de acuerdo a algún criterio acordado en determinado contexto, en términos del desplazamiento del umbral en una o varias frecuencias, por ejemplo un aumento promedio de **25 dB** en las frecuencias **500 Hz**, **1000 Hz** y **2000 Hz**.

DAT: (digital audio tape) Cinta para audio digital (siglas en inglés). Formato de cinta algo más pequeño que el cassette tradicional para grabar audio digital de alta calidad. Es apto para la grabación de señales con un micrófono y un preamplificador calibrados, o con la salida de un sonómetro de precisión para su posterior análisis espectral, estadístico, etc. por computadora.

dB: Abreviatura de **decibel**.

dBA: Abreviatura de **decibel A**.

dB C: Abreviatura de **decibel C**.

Década: (decade) Una relación de **10** ó **0,1** entre dos magnitudes.

Decibel: unidad en la que se expresa el nivel de presión sonora, y en general la relación entre dos valores de presión, tensión eléctrica, o potencia.

Decibel A: Unidad de nivel sonoro en la cual se expresan habitualmente los resultados de las mediciones de ruido con fines legales o para la determinación de riesgo auditivo. Se abrevia **dBA**.

Decibel C: Unidad de nivel sonoro utilizada para algunas mediciones de ruido impulsivo o en aquellos casos en que se requiere una aproximación del nivel de presión sonora. También permite, en conjunción con la medición en **dBA**, deducir si un determinado ruido tiene predominio de bajas frecuencias. Se abrevia **dB C**.

Decibelímetro: (sound level meter) Nombre menos formal del medidor de nivel sonoro.

Decreto: Disposición dictada por un órgano ejecutivo de gobierno.

Decreto reglamentario: Conjunto de disposiciones legales muy específicas, dictadas por un órgano ejecutivo de gobierno, que se proponen complementar aspectos no contemplados en una ley u ordenanza, ya sea porque se refieren a detalles muy particulares, o porque han cambiado algunas condiciones, o porque se refieren a cuestiones de rápida obsolescencia.

Defasaje: (phase shift) Diferencia de fase entre dos señales.

Deflexión estática: (static deflection) Desplazamiento que se produce en un sistema masa-resorte por la acción propia de la gravedad. Se abrevia δ .

δ : Abreviatura de *deflexión estática*.

ΔN : Abreviatura de *reducción del nivel del sonido de impacto*.

ΔN_w : Abreviatura de *índice de reducción del sonido de impacto compensado*.

Densidad: (density) Cantidad de masa por unidad de volumen.

Densidad de energía sonora: (sound energy density) Cantidad de energía por unidad de volumen.

Densidad de modos: (mode density) Cantidad de modos normales de un recinto por unidad de frecuencia. Es función creciente de la frecuencia.

Densidad de probabilidad: (probability density) Para una variable aleatoria ξ , una función cuya integral desde $-\infty$ a x da la probabilidad de que $\xi \leq x$. Es la derivada de la función de probabilidad acumulada.

Densidad superficial: (surface density) Cantidad de masa por unidad de superficie

Densidad espectral de potencia: (power spectral density) Valor cuadrático medio (valor eficaz al cuadrado) de una señal después de filtrarla con un filtro de ancho de banda de **1 Hz**, centrado alrededor de una frecuencia. Se expresa en función de la frecuencia. Representa la potencia por unidad de ancho de banda para cada frecuencia.

Desplazamiento del umbral: (threshold shift) Incremento en el umbral auditivo.

Desplazamiento temporario del umbral: (temporary threshold shift) Incremento reversible del umbral auditivo debido a enfermedades o a exposición a ruidos intensos por periodos cortos de tiempo.

Desplazamiento permanente del umbral: (permanent threshold shift) Incremento irreversible del umbral auditivo característico de las hipoacusias.

Desvío estándar: (standard deviation) Medida de la dispersión estadística de una variable aleatoria x , es decir de cuán alejados pueden hallarse sus valores del valor medio o esperanza matemática, μ_x . Se abrevia σ_x y tiene las mismas unidades de la variable. Se calcula a partir de $\sigma_x^2 = E[(x - \mu_x)^2]$.

Detector de valor eficaz: (RMS converter) Parte de un medidor de nivel sonoro que obtiene el valor eficaz de la señal de entrada.

Diafragma: (diaphragm) **1.** En un micrófono, lámina delgada que vibra en concordancia con la onda sonora. **2.** En un altavoz, pistón cónico o en forma de domo que puesto a vibrar por acción del excitador genera sonido.

Diagrama de bloques: (block diagram) Esquema simplificado para representar las partes constitutivas de un sistema.

Diagrama direccional: (directional pattern) Diagrama que representa las características direccionales de un dispositivo (micrófono, altavoz, antena, etc.).

Diagrama polar: (polar pattern) Tipo de diagrama utilizado para trazar el diagrama direccional, formado por círculos concéntricos graduados en dB y segmentos de recta radiales.

Diapasón: (tuning fork) Dispositivo en forma de horquilla utilizado para afinar instrumentos musicales a la afinación patrón (**LA 440 Hz**). Puede utilizarse, ayudándose con un oído adecuadamente entrenado, para deducir la frecuencia de tonos puros o ruidos fuertemente tonales.

Difracción: (diffraction) Cambio producido en la propagación de una onda en presencia de un obstáculo.

Digital: Se dice de cualquier sistema o dispositivo que opera procesando números, que pueden o no representar magnitudes físicas concretas. Por ejemplo, una computadora procesa números que en algunos casos representan símbolos (procesador de texto) y en otros señales (placa de sonido).

Digitalización: (digitization) Acción de digitalizar o aproximar por un número con una dada precisión (resolución) una magnitud continua.

DIN: Deutsches Institut für Normung. Organismo alemán de normalización.

Dipolo: (dipole) Dos fuentes sonoras próximas y en contrafase.

Direccional: (directional) Característica de algunos dispositivos (micrófonos, bocinas) de presentar una direccionalidad marcada.

- Direccionalidad:** (directivity) Característica de una fuente sonora de radiar un campo sonoro que varía según la orientación, o de un micrófono de captar con diferentes sensibilidades según la orientación con respecto a un campo sonoro plano.
- Distancia crítica:** (critical distance) Distancia medida desde una fuente más allá de la cual predomina el campo reverberante por sobre el directo.
- Distorsión:** (distortion) Alteración de la forma de onda de una señal.
- Distorsión lineal:** (linear distortion) Distorsión ocasionada por un dispositivo lineal, consistente en la alteración del espectro de un sonido a causa de una respuesta en frecuencia no constante (por ejemplo, la reducción de las altas frecuencias debido a un filtro pasabajos). En este tipo de distorsión sólo varía la amplitud de las frecuencias ya presentes en la señal.
- Distorsión no lineal:** (non-linear distortion) Distorsión causada por un dispositivo no lineal. Se caracteriza por la aparición de frecuencias no presentes en el espectro de la señal original.
- Distorsión armónica:** (harmonic distortion) Distorsión de una senoide por un dispositivo no lineal. Se caracteriza por la aparición de armónicos de la frecuencia de la senoide.
- Distorsión por intermodulación:** (intermodulation distortion) Distorsión no lineal sobre una señal constituida por la superposición de dos senoides de diferente frecuencia f_1 y f_2 . Se caracteriza por la aparición de productos de intermodulación (ver).
- Distorsión total armónica:** (total harmonic distortion, THD) Una medida de la distorsión por la cual se expresa porcentualmente el valor eficaz del conjunto de los armónicos de orden 2, 3, etc., generados por un dispositivo no lineal, dividido por el valor eficaz del primer armónico. Se abrevia **DTA** o **THD** (siglas en inglés).
- Distribución:** Función de distribución de probabilidad.
- Distribución de Gauss:** (gaussian distribution) También llamada distribución gaussiana. Una función de distribución de probabilidad para variables reales con forma de campana, típica de variables que representan errores de medición, o que son la suma de un gran número de otras variables aleatorias. La función de densidad de probabilidad está dada por $e^{-[(x-m)/\sigma]^2/2} / \sqrt{2\pi\sigma}$, donde m es la esperanza matemática y σ el desvío estándar de la variable x .
- Distribución de Poisson:** (Poisson's distribution) Distribución de probabilidad que describe los fenómenos en los cuales ocurren sucesos discretos a lo largo del tiempo, por ejemplo el pasaje de vehículos por una posición dada. Cuando un fenómeno está descrito por la distribución de Poisson, la probabilidad de que en un intervalo de tiempo t se produzcan m sucesos es $e^{-\lambda t} (\lambda t)^m / m!$, donde λ es la cantidad media de sucesos por unidad de tiempo y $m! = 1 \times 2 \times \dots \times m$ (factorial de m).
- Distribución Normal:** (normal distribution) ver *distribución de Gauss*.
- Divergencia:** (divergence) Forma en que una fuente radia sonido.
- Divergencia esférica:** (spherical divergence) Forma de radiación del sonido típica de una fuente esférica o puntual.
- Divergencia hemisférica:** (hemispherical divergence) Forma de radiación del sonido típica de una fuente puntual ubicada sobre un plano totalmente reflector.
- Doblete acústico:** (dipole) Dipolo.
- Dosis:** (dose) Dada una exposición a ruido, porcentaje en energía que aquella representa con respecto a la máxima exposición admitida por ley para un intervalo de tiempo de referencia. Por ejemplo, para un intervalo de referencia de **8 hs**, si el máximo admitido es **90 dBA**, entonces una exposición durante **4 hs** a **90 dB** corresponde a una dosis del **50 %**.
- Dosímetro:** (dosimeter) Medidor de dosis de exposición sonora.
- Eco:** (echo) Reflexión del sonido que llega más de **100 ms** más tarde que el sonido directo.
- Ecuador:** (equalizer) Dispositivo electrónico constituido por una serie de filtros sintonizados a diversas frecuencias (en general coincidentes con las frecuencias centrales

normalizadas de los filtros de octava o de tercio de octava) cuyas ganancias pueden ajustarse independientemente. Se utiliza para conformar la respuesta en frecuencia de un sistema de sonido para corregir o compensar defectos acústicos tales como resonancias o absorciones excesivas a frecuencias específicas.

Efecto de precedencia: (precedence effect) Efecto Haas.

Efecto Doppler: (Doppler effect) Aumento aparente de la frecuencia de una fuente sonora que se acerca o disminución aparente de frecuencia de una fuente que se aleja.

Efecto Haas: (Haas effect) Efecto que se obtiene al aplicar dos pulsos cortos a sendos oídos mediante auriculares, con un retardo entre uno y otro que se va incrementando gradualmente. Por debajo de los **0,6 ms**, la imagen sonora corresponde a una única fuente que se desplaza hacia el oído excitado primero. Luego la fuente permanece cerca de dicho oído pero se ensancha. Por encima de los **35 ms** la imagen sonora corresponde a dos fuentes.

Elasticidad: (resiliency, elasticity) propiedad de los materiales sólidos de deformarse en mayor o menor grado al ser sometidos a esfuerzos de compresión o estiramiento, flexión, torsión, etc.

Electret: (electret) Un tipo de micrófono capacitivo prepolarizado, es decir que no requiere alimentación entre sus placas. Usualmente sí requieren alimentación para el amplificador de reducción de impedancia.

Electroacústica: (Electroacoustics) Disciplina que se ocupa del funcionamiento y diseño de dispositivos electroacústicos como micrófonos, hidrófonos o altavoces.

Emisión: (emission) generación o creación de una perturbación que se propagará en forma de ondas.

Encapsulamiento: (shielding) Técnica de control de ruido en la vía de transmisión consistente en encerrar la fuente de ruido entre paredes aislantes.

Energía: (energy) Magnitud física asociada a un determinado sistema que indica, por ejemplo, la capacidad del mismo de realizar trabajo mecánico. Es la magnitud física más importante. En un sistema cerrado (es decir sin intervención ni interacción externa) la energía cumple con el principio de conservación.

Energía acústica: (acoustic energy) Una forma de energía mecánica relacionada con las vibraciones del aire u otros medios.

Energía cinética: (kinetic energy) Energía acumulada en la forma de un movimiento.

Energía eléctrica: (electric energy) Energía acumulada o transportada mediante cargas eléctricas.

Energía mecánica: (mechanical energy) La suma de las energías cinética y potencial.

Energía potencial: (potential energy) En un sistema mecánico, energía asociada a fuerzas elásticas o gravitatorias.

Energía sonora: (sound energy) Energía acústica relativa a señales de frecuencias entre **20 Hz** y **20 kHz**.

Energía térmica: (thermal energy) Energía relacionada con el calor. Al calentar un objeto, éste gana energía térmica.

Enfermedad profesional: **1.** Enfermedad ocasionada como consecuencia de la exposición recurrente a algún agente físico, psicológico, químico, etc. presente durante el desempeño de una actividad laboral. **2.** Para la Ley de Riesgos del Trabajo (ver), cualquier enfermedad reconocida como tal (bajo algunos supuestos y la aprobación previa de la autoridad de aplicación) en un *Listado de enfermedades profesionales* que se debe actualizar anualmente. Obsérvese que si una enfermedad realmente atribuible a agentes presentes en el trabajo no figura en dicho listado, la misma no se considera como tal, no dando lugar a reclamo alguno.

Enmascaramiento: (masking) Fenómeno psicoacústico por el cual un tono débil se vuelve inaudible en presencia de otro más intenso cercano en frecuencia.

Envolvente: (envelope) Evolución relativamente lenta de algún parámetro de un sonido, típicamente su amplitud o nivel.

- Escala:** (scale) En música, conjunto de sonidos elegidos de acuerdo a un principio o serie de principios cuya combinación en sucesión y/o superposición constituyen un fragmento musical.
- Escala cromática:** (chromatic scale) En música, escala que contiene 12 sonidos por octava a partir de la cual se obtiene toda la música occidental y buena parte de la de otras culturas. Las frecuencias de dos sonidos sucesivos de esta escala están en proporción $2^{1/12}$.
- Escala diatónica:** (diatonic scale) En música, escala de 7 notas por octava compuesta por algunos tonos y semitonos. Por ejemplo, la denominada *escala mayor* tiene la siguiente estructura: **T-T-S-T-T-T-S**, donde **T** representa un tono (ver) y **S** un semitono (ver).
- Escape:** Salida de gases de un motor de combustión interna.
- Espectro:** (spectrum) Diagrama en el que se representa la amplitud de las distintas componentes frecuenciales que integran un sonido o ruido (y en algunos casos también la fase).
- Espectro armónico:** (harmonic spectrum) Un espectro discreto en el cual todas las frecuencias son múltiplos de una fundamental. Corresponde a señales periódicas.
- Espectro continuo:** (continuous spectrum) Espectro en el cual aparecen componentes de todas las frecuencias dentro de una banda. En este caso no se representa la amplitud de cada frecuencia, sino la **densidad espectral de potencia**.
- Espectro de bandas:** (band spectrum) Espectro en el cual se representa el nivel de presión sonora correspondiente a cada una de las bandas en las que se ha subdividido el eje de frecuencia. Por ejemplo, espectro de bandas de octava.
- Espectro discreto:** (discrete spectrum) Espectro en el cual las frecuencias presentes son discretas, es decir que están separadas unas de otras. Por ejemplo, el espectro de los sonidos periódicos.
- Espectrógrafo:** (spectrograph) Dispositivo para trazar el espectrograma de una señal.
- Espectrograma:** (spectrogram) Gráfica en el cual se grafica bidimensionalmente la evolución del espectro con el tiempo. Para ello se representa en el eje horizontal (abscisas) el tiempo, en el eje vertical (ordenadas) la frecuencia y los niveles en forma de un código de colores que puede ir del blanco (mínimo) al negro (máximo) o del azul al amarillo pasando por el rojo, etc.
- Espectro inarmónico:** (inharmonic spectrum) Un espectro discreto cuyas frecuencias no están relacionadas entre sí armónicamente (es decir, no son múltiplos de ninguna frecuencia fundamental).
- Espectro mixto:** (mixed spectrum) Un espectro en el cual existen todas las frecuencias, pero algunas sobresalen notoriamente.
- Esperanza matemática:** (expected value) Valor promedio de una variable aleatoria x cuando se la pondera con su probabilidad para variables discretas: $E(x) = \sum_n x_n P(x_n)$; ó con su densidad de probabilidad para variables continuas: $E(x) = \int x f(x) dx$. Se abrevia μ_x .
- Espuma:** (foam) Un tipo de material que tiene incorporado grandes cantidades de aire u otro gas dentro de su estructura. Puede ser de poros abiertos o cerrados. Los de poros abiertos constituyen en general buenos absorbentes del sonido.
- Estapedio:** (stapedium) Músculo del estribo que juega un importante papel protector para sonidos de baja frecuencia.
- Estetoscopio:** (stethoscope) Dispositivo con un diafragma y un tubo que se bifurca cuyos extremos pueden colocarse en los oídos para escuchar sonidos o vibraciones que impactan sobre el diafragma. Es utilizado por los médicos para escuchar el corazón y otros sonidos corporales, pero es muy útil supliendo cualitativamente instrumentos más costosos para detectar ruidos, en especial tonales, en máquinas. Su uso requiere cierto entrenamiento auditivo o audioperceptivo.
- Estribo:** (stapes) Huesecillo del oído medio con forma de estribo que se encuentra adosado por un lado a la ventana oval y por otro articulado con el yunque.
- Estructura absorbente:** (absorptive structure) Estructura diseñada para tener un elevado coeficiente de absorción sonora, aún cuando sus materiales constitutivos tengan menor absorción. Son ejemplos los resonadores.

Estructura aislante: (attenuating structure, insulating structure) Estructura tal que por una adecuada disposición de sus componentes alcanza una elevada pérdida de transmisión.

Estructura alternada: (staggered-stud partition) Montaje de las placas de roca de yeso en una construcción seca en el cual los montantes que sostienen una de las caras son diferentes de los que sostienen la otra, pero en forma indentada

Estructura doble: Montaje de las placas de roca de yeso en una construcción seca en el cual los montantes que sostienen una de las caras son diferentes de los que sostienen la otra, ubicándose los correspondientes a cada placa sobre soleras separadas, con el fin de minimizar la transmisión estructural.

Estructura portante: En construcción seca, la perfilería metálica o de madera que sostiene las placas de roca de yeso u otro material en su posición, dándoles resistencia estructural.

Estructura resonante: (resonant structure) Estructura capaz de vibrar con gran amplitud en las proximidades de una frecuencia (la frecuencia de resonancia). Se utiliza para absorber energía sonora concentrada en una pequeña región del espectro, generalmente en baja frecuencia.

F: En un sonómetro, abreviatura de *respuesta rápida*.

Factor de directividad: (directivity factor) Para una distancia y en una dirección dadas, cociente entre la intensidad del sonido radiado por una fuente sonora y la intensidad que radiaría una fuente omnidireccional de igual potencia sonora.

Fase: (phase) Cuando hay en consideración dos senoides de igual frecuencia, se refiere al retraso o adelanto en el tiempo de una con respecto a la otra. Se mide como un ángulo, correspondiendo un giro completo, es decir 2π radianes, a un tiempo igual a un periodo.

Fatiga auditiva: (auditory fatigue) Disminución de la sensación de sonoridad que se experimenta al escuchar un sonido de amplitud constante durante un tiempo prolongado.

Federación Iberoamericana de Acústica: Organismo que agrupa a las asociaciones de acústicos de Argentina, Brasil, Chile, España, México, Perú y Portugal.

Fenómeno de “aliasing”: (aliasing) Aparición de frecuencias espurias al reconstruir una señal muestreada sin limitar el espectro de la señal según lo requerido por el *teorema de muestreo* (ver).

FFT: (Fast Fourier Transform) Transformada rápida de Fourier.

FIA: Abreviatura de *Federación Iberoamericana de Acústica*.

Fibro cemento: Ver *cemento hidrofugado*.

Filtro: (filter) Dispositivo (por lo general) electrónico que permite pasar ciertas frecuencias y bloquea otras.

Filtro acústico: (acoustic filter) Dispositivo que aprovecha las propiedades resonantes de ciertas estructuras acústicas para atenuar o enfatizar ciertas frecuencias en forma puramente acústica.

Filtro antialias: (antialias filter) Filtro pasabajos destinado a limitar el espectro de una señal antes de ser muestreada, según lo requerido por el *teorema de muestreo* (ver).

Filtro de banda: (band filter) Filtro pasabanda. En general se usa esta denominación cuando se refiere a un tipo normalizado de banda (por ejemplo, banda de octava).

Filtro de primer orden: (first order filter) Filtro cuya respuesta está relacionada a la excitación mediante una ecuación diferencial de primer orden.

Filtro de segundo orden: (second order filter) Filtro cuya respuesta está relacionada a la excitación mediante una ecuación diferencial de segundo orden.

Filtro de tercer orden: (third order filter) Filtro cuya respuesta está relacionada a la excitación mediante una ecuación diferencial de tercer orden.

Filtro ideal: (ideal filter) Un filtro con una transición abrupta entre las bandas de paso y atenuación. Mediante técnicas de filtrado digital es posible aproximarse bastante a la idealidad.

- Filtro pasaaltos:** (highpass filter) Un filtro que deja pasar las frecuencias superiores a una frecuencia denominada frecuencia inferior de corte, bloqueando el paso de las frecuencias menores.
- Filtro pasabajos:** (lowpass filter) Un filtro que deja pasar las frecuencias inferiores a una frecuencia denominada frecuencia superior de corte, bloqueando el paso de las frecuencias superiores.
- Filtro pasabanda:** (bandpass filter) Un filtro que deja pasar las frecuencias comprendidas dentro de una banda de frecuencias limitada por una frecuencia inferior y otra superior de corte, bloqueando el paso de las otras frecuencias.
- Fon:** (phon) Unidad de **nivel de sonoridad**.
- Fonación:** Emisión vocal, particularmente en forma controlada para producir fonemas o la palabra.
- Fonatorio:** Relativo al órgano de la voz o a la emisión vocal.
- Fonema:** (phoneme) Mínima porción acústica del lenguaje hablado con identidad propia. Por ejemplo, las vocales y las consonantes.
- Forma de onda:** (waveform) La gráfica de la evolución en el tiempo de una señal. **Nota:** el uso de “onda” en esta acepción comenzó siendo abuso de lenguaje, ya que se aleja del sentido original en el cual realmente hay una onda.
- Formantes:** (formants) Resonancias características de una voz o instrumento, que determinan su timbre.
- Fórmula de Sabine:** (Sabine’s equation) Ecuación que permite calcular el tiempo de reverberación de un recinto: $T = 0,161 V/\alpha S$, donde α es el coeficiente de absorción sonora, V el volumen de la habitación y S el área total de sus superficies interiores.
- Frecuencia:** (frequency) Cantidad de ciclos o periodos de una señal periódica en la unidad de tiempo (por lo general el segundo). Se expresa en **ciclos por segundo**, o lo que es lo mismo, en **Hertz (Hz)**.
- Frecuencia alias:** (alias frequency) Una frecuencia que aparece en la señal reconstruida de un sistema digital cuando al muestrear no se procedió a eliminar las frecuencias presentes en la señal superiores a la frecuencia de Nyquist (ver).
- Frecuencia audiométrica:** (audiometric frequency) Cualquiera de una serie de frecuencias utilizadas en las audiometrías (**125 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz, 3000 Hz, 4000 Hz, 6000 Hz, 8000 Hz**).
- Frecuencia central:** (center frequency) En una banda de frecuencia, media geométrica de las frecuencias extremas.
- Frecuencia crítica: 1.** (critical frequency, coincidence frequency) Frecuencia a partir de la cual se produce el fenómeno de coincidencia en un tabique. Depende de las propiedades elásticas del material constitutivo del tabique y de su espesor. **2.** (critical frequency) Frecuencia a partir de la cual el campo sonoro en un recinto puede considerarse difuso.
- Frecuencia de corte:** (cutoff frequency) En un filtro, frecuencia límite entre una banda de paso y otra de corte.
- Frecuencia de muestreo:** (sampling frequency) Frecuencia con que se toman las muestras en un proceso de muestreo.
- Frecuencia de Nyquist:** En un sistema muestreado, máxima frecuencia admisible en el espectro de la señal a muestrear para evitar la aparición de *frecuencias alias*. Es igual a la mitad de la frecuencia de muestreo: $f_N = f_M/2$.
- Frecuencia de resonancia:** (resonant frequency) Frecuencia para la cual la respuesta en frecuencia de un sistema alcanza un máximo.
- Frecuencia inferior de corte:** (lower cutoff frequency) En un filtro pasabajos, frecuencia a partir de la cual el mismo ya no deja pasar la señal.
- Frecuencia fundamental:** (fundamental frequency) Frecuencia de una señal periódica. También la frecuencia de su primer armónico, y la frecuencia de la cual todas las componentes espectrales son múltiplos.

- Frecuencia natural:** (natural frequency) Frecuencia aproximada a la que resuena un sistema de segundo orden, y también de los transitorios del mismo sistema.
- Frecuencia superior de corte:** (upper cutoff frequency) En un filtro pasaaltos, frecuencia por debajo de la cual el mismo ya no deja pasar la señal.
- Frente de onda:** (wavefront) **1.** Parte de la onda en la cual la presión es máxima. **2.** Superficie imaginaria que reúne todos los puntos en los que la onda está en fase (por ejemplo en que la onda pasa por un máximo).
- Fuente:** (source) Un dispositivo que provee alguna forma de energía. Por ejemplo una fuente eléctrica provee energía eléctrica; una fuente sonora, energía sonora.
- Fuente acústica:** (acoustic source) Fuente que genera energía acústica, por ejemplo un parlante o un silbato ultrasónico.
- Fuente cilíndrica:** (cylindrical source) Fuente sonora con forma aproximadamente cilíndrica cuya intensidad a una distancia fija de la misma es siempre la misma, cualquiera sea la posición con relación a su eje.
- Fuente esférica:** (spherical source) Fuente sonora que genera un campo sonoro cuya intensidad no depende de la dirección en que se la mida.
- Fuente lineal:** (linear source) Fuente cilíndrica cuyas dimensiones transversales son muy pequeñas con respecto a la longitud de onda del sonido radiado.
- Fuente plana:** (plane source) Una fuente sonora que genera ondas planas.
- Fuente puntual:** (point source) Fuente esférica cuyas dimensiones físicas son muy pequeñas comparadas con la longitud de onda del sonido.
- Fuente sonora:** (sound source) Dispositivo que produce sonido.
- Fuente virtual:** (virtual source) Fuente sonora aparente que se crea como consecuencia de una reflexión, y que parece estar ubicada del otro lado de la pared.
- Función de densidad de probabilidad:** Ver *densidad de probabilidad*
- Función de distribución de probabilidad:** Ver *función de probabilidad acumulada*.
- Función de probabilidad acumulada:** (probability function) Para una variable aleatoria ξ , función $F(x)$ que indica la probabilidad de que $\xi \leq x$.
- Función de transferencia:** (transfer function) Cociente entre la amplitud de la respuesta y la amplitud de la excitación de un sistema.
- Fundamental:** (fundamental) En una señal periódica, la componente senoidal de frecuencia fundamental.
- γ : Cociente entre los calores específicos a presión constante y a volumen constante en un gas.
- Ganancia:** (gain) factor G por el cual se multiplica la entrada de un amplificador para obtener la salida. A veces se la expresa en **dB**, en cuyo caso es $G_{dB} = 20 \log_{10} G$.
- Gradiente de presión:** (pressure gradient) Derivada direccional de la presión en un campo sonoro. Depende fuertemente de la dirección. En un campo plano, por ejemplo, es máximo en la dirección de propagación, y nulo en la dirección perpendicular.
- Habilitación:** Permiso o autorización para realizar determinada actividad o utilizar determinado dispositivo, equipo o máquina, una vez que se ha comprobado que cumple con todos los requisitos reglamentarios; en el caso del ruido, por ejemplo, que el ruido emitido está por debajo de determinado nivel.
- Helicotrema:** (helicotrema) orificio en el extremo de la cóclea que comunica las rampas vestibular y timpánica.
- hertz:** Unidad de frecuencia igual a un ciclo por segundo. Se abrevia **Hz**.
- Hidrófono:** (hydrophone) Transductor que transforma ondas acústicas en el agua en señales eléctricas.
- Hipoacusia:** (hyposcousis) Disminución de la capacidad auditiva.
- Hipoacusia conductiva:** (conduction hypoacusis) Hipoacusia originada en un mal funcionamiento del oído externo o medio.
- Hipoacusia coclear:** Hipoacusia originada en la lesión de la cóclea.

Hipoacusia perceptiva: (perceptive hypoacusis) Hipoacusia originada en el mal funcionamiento del oído interno o del nervio auditivo.

Hipoacusia profesional: Hipoacusia originada en la exposición a ruidos de carácter laboral.

Hipoacusia retrococlear: Hipoacusia originada en la lesión del nervio auditivo.

Hipoacúsico: (hard of hearing) Persona que padece hipoacusia.

Hormigón: (concrete) Material de mampostería formado por cemento, arena y piedras. Tiene una gran resistencia a la compresión, pero su baja tensión de ruptura a la tracción obliga a utilizar una estructura metálica que lo soporte. Ofrece una considerable aislación sonora. Se utiliza también para pisos flotantes o bases inerciales.

Huesecillos: (ossicles) Tres pequeños huesos en el oído medio (martillo, yunque y estribo) concatenados para realizar una acción de palanca y transformar oscilaciones de gran amplitud y pequeña fuerza en oscilaciones de pequeña amplitud y gran fuerza necesarias para excitar el líquido de la cóclea. Conceptualmente son un adaptador de impedancia mecánica.

Humedad relativa ambiente: (relative humidity) Concentración de agua en el aire expresada como porcentaje con respecto a la máxima concentración que admite el aire a una temperatura dada.

Hz: Abreviatura de hertz.

I: En un sonómetro, abreviatura de *respuesta impulsiva*.

IEC: (International Electrotechnical Commission) Comisión Electrotécnica Internacional. Organismo que emite normas relativas a equipamiento eléctrico. Los instrumentos de medición acústica están sujetos a normas IEC.

IIC: Abreviatura de *impact isolation class*. Ver *nivel del sonido de impacto compensado*.

Impedancia: (impedance) concepto similar a la resistencia, con la diferencia de que varía con la frecuencia, y además introduce un defasaje entre la tensión y la corriente.

Impedancia acústica: (acoustic impedance) Cociente entre la presión sonora y la velocidad de las partículas en un medio. Cuando éstas son senoides de diferente fase, es un número complejo cuyo módulo es el cociente entre la amplitud de la presión y la de la velocidad de las partículas, y cuyo argumento es la diferencia de fase entre la presión y la velocidad. Se abrevia Z_a . Para el aire es de alrededor de **407 Rayl**.

Impedancia mecánica: (mechanical impedance) Cociente entre la fuerza y la velocidad. Cuando éstas son senoides de diferente fase, es un número complejo cuyo módulo es el cociente entre la amplitud de la fuerza y la de la velocidad, y cuyo argumento es la diferencia de fase entre la fuerza y la velocidad.

Impulso: (impulse) Una función de gran amplitud durante un tiempo muy corto. . El parámetro más significativo es el *área* del impulso, no su amplitud ni su duración. Matemáticamente se modelizan mediante la función generalizada denominada *delta de Dirac*. En general se utilizan como señales de prueba. Un ejemplo es el estallido de un globo o un disparo de salva para medir el tiempo de reverberación

Impulso de una fuerza: (impulse of a force) La integral de la fuerza durante el tiempo en que ésta actúa. Se aplica especialmente al caso de fuerzas de corta duración como las que tienen lugar durante un choque o un impacto.

INCE: Abreviatura de *Institute of Noise Control Engineerng*.

Incidencia: (incidence) Se refiere al ángulo o a las características de una onda sonora incidente en una superficie, micrófono, etc.

Incidencia aleatoria: (random incidence) Referido a un micrófono, aquél que tiene la respuesta en frecuencia optimizada para un campo sonoro aleatorio.

Incidencia de campo libre: (free field incidence) Referido a un micrófono, aquél que tiene la respuesta en frecuencia optimizada para un campo sonoro libre.

Índice compuesto de exposición: Suma de la totalidad de los índices parciales de exposición correspondientes a todos los periodos de exposición a nivel sonoro aproximadamente

constante dentro de una semana típica. Mediante una tabla permite obtener el nivel sonoro continuo equivalente.

Índice de direccionalidad: Ver *índice de directividad*.

Índice de directividad: (directivity index) Diez veces el logaritmo decimal del factor de directividad **Q** de una fuente sonora. Se expresa en **dB** y se abrevia **DI**.

Índice de reducción del sonido de impacto compensado: Valor único para la clasificación de los revestimientos o cubrimientos para pisos desde el punto de vista de la reducción del ruido de impacto. Se abrevia ΔN_w .

Índice parcial de exposición: Valor adimensional equivalente al porcentaje de la energía sonora máxima (con ponderación A) admitida por la ley semanalmente (es decir la que resulta de una exposición semanal de **48 hs a 90 dB**) que corresponde a un determinado periodo de duración **T_i** a un nivel sonoro **NS_i**. Se puede obtener por cálculo o a partir de una tabla de doble entrada (tiempo y nivel sonoro). Se utiliza para calcular el nivel sonoro continuo equivalente (ver *índice compuesto de exposición*)

Índice porcentual de articulación: (percentage articulation index) Una medida de la inteligibilidad de la palabra consistente en el porcentaje promedio de sílabas, palabras sueltas o frases que un equipo de oyentes (habitualmente entrenados) reconoce correctamente en condiciones dadas. Se abrevia **IPA**.

Índice porcentual de articulación silábica: (percentage syllabic articulation index) **IPA** cuando para el caso de sílabas. Se utilizan sílabas fonéticamente balanceadas, es decir con una frecuencia de aparición de los diferentes fonemas distribuida de alguna forma especificada (por ejemplo uniformemente, o según la distribución propia de un determinado idioma). Se abrevia **IPAS**.

Índice porcentual de articulación de palabras: (percentage word articulation index) **IPA** cuando para el caso de palabras. Se utilizan palabras fonéticamente balanceadas. Se abrevia **IPAP**.

Índice porcentual de articulación de frases: (percentage phrase articulation index) **IPA** cuando para el caso de frases. Se utilizan palabras fonéticamente balanceadas. Se abrevia **IPAF**.

Índice de reducción acústica: (Transmission Loss) Pérdida de transmisión.

Índice de reducción acústica compensado: (Sound Transmission Class) Ver **R_w**.

Infractor: Persona de existencia física o jurídica que por acción u omisión transgrede o permite transgredir lo dispuesto en la presente Ordenanza.

Infrasonido: (infrasound) Onda acústica de frecuencia menor que la mínima audible (en general, por debajo de los **16 Hz**).

Inmisión: (immission) Por oposición a *emisión*, todo fenómeno ondulatorio que llega a un receptor.

Inmisión de vibraciones: (vibration immission) Vibraciones que llegan a un receptor (persona, local, etc.).

Inmisión de ruido: (noise immission) Ruido que llega a un receptor (persona, local, etc.).

Institute of Noise Control Engineering: Instituto de Ingeniería de Control de Ruido. Organismo de Estados Unidos de Norteamérica que agrupa profesionales del control de ruido.

International Institute of Noise Control Engineering: Instituto Internacional de Ingeniería de Control de Ruido.

Instituto Mexicano de Acústica: Organismo que agrupa los acústicos de México.

Inteligibilidad de la palabra: (intelligibility of speech) Entendimiento de la palabra, habitualmente evaluada por medio de tests de articulación.

Intensidad sonora: (sound intensity) Potencia sonora por unidad de superficie en determinada dirección.

Interés difuso: En Derecho, interés simple.

Interés legítimo: En Derecho, interés acordado por ley.

Interés simple: En Derecho, interés o derecho de carácter comunitario, con independencia de los individuos, por ejemplo la preservación del ambiente.

Interés subjetivo: En Derecho, interés de un sujeto o individuo.

Interferencia a la palabra: (speech interference) Efecto del ruido por el cual se reduce, en su presencia, la inteligibilidad de la palabra hablada.

Intervalo musical: (musical interval) Relación existente entre dos tonos consecutivos o sucesivos. Musicalmente se lo designa con la cantidad de teclas blancas de un instrumento de teclado (piano, por ejemplo) entre las notas correspondientes, incluidas ambas (por ejemplo, el intervalo entre un **do** y un **sol** es una quinta porque si consideramos la escala **do, re, mi, fa, sol**, hemos abarcado cinco notas). En Acústica se prefiere utilizar la relación de frecuencias entre ambos sonidos (en el ejemplo anterior, la relación de frecuencias es de **1,5:1**).

IRAM: Instituto Argentino de Normalización (ex Instituto Argentino de Racionalización de Materiales). Emite normas nacionales para la República Argentina. Es miembro de **ISO**.

ISO: (International Organization for Standardization) Organismo internacional de normalización. Agrupa a los organismos nacionales de normalización. Emite normas de validez internacional.

J: Abreviatura de joule.

joule: Unidad de trabajo y energía en el Sistema Internacional. Equivale a 1 newton × metro. Se abrevia **J**.

Jurisprudencia: Conjunto de actos legales, argumentos emitidos y otros antecedentes previos sobre una materia del Derecho que permiten el tratamiento de nuevos casos por similitud o analogía.

k: Abreviatura del prefijo *kilo*. Se escribe siempre con minúscula.

kilo: Prefijo que denota un multiplicador por **1000** de una unidad cualquiera.

kilogramo: (kilogram) Unidad del Sistema Internacional para la masa. Se abrevia **kg**.

kilohertz: Unidad de frecuencia igual a **1000 Hz**.

kHz: Abreviatura de kilohertz.

L₁₀: Nivel sonoro que es superado el **10 %** del tiempo (ver *niveles estadísticos*).

L₉₀: Nivel sonoro que es superado el **90 %** del tiempo (ver *niveles estadísticos*).

Laboratorio de Acústica y Electroacústica: (acoustics and electroacoustics laboratory) Laboratorio dependiente de la Escuela de Ingeniería Electrónica de la facultad de Ciencias exactas, Ingeniería y Agrimensura, Universidad Nacional de Rosario, dedicado al control de ruido e investigación del ruido comunitario. Mantiene un sitio de internet en el cual puede consultarse una biblioteca virtual bilingüe sobre acústica, control de ruido, contaminación acústica, y legislación sobre ruido cuya dirección es <http://www.eie.fceia.unr.edu.ar/~acustica>.

Lámina espiral: Lámina ósea que particiona al medio la cóclea, salvo la parte ocupada por la membrana basilar.

Lana de vidrio: (fiberglass) Material formado por finas fibras de vidrio aglutinadas mediante una resina termoendurecible de manera de conservar su porosidad. Está entre los materiales absorbentes más efectivos y más económicos. Tiene el inconveniente de que la inhalación de partículas desprendidas es perjudicial para la salud.

Lana mineral: (mineral wool) Material fibroso formado por el soplado de escoria que una vez aglutinado se transforma en un excelente material absorbente.

Legislación: (regulations) Conjunto de disposiciones legales que regulan diversos aspectos del funcionamiento de las relaciones sociales.

Legislación ambiental: (environmental regulations) Conjunto de disposiciones legales que regulan diversos aspectos del cuidado del ambiente en relación con el uso de ese ambiente por los miembros de la sociedad.

Legislación laboral: (labor regulations) Conjunto de disposiciones legales que regulan diversos aspectos de las relaciones laborales entre empleadores y empleados, tales como las obligaciones mutuas.

L_{eq}: Abreviatura de *nivel equivalente*.

Ley: **1.** (regulations, law) Legislación. **2.** (act) Disposición legal específica que regula determinado tipo de relaciones sociales. En los sistemas democráticos de gobierno las leyes son debatidas y aprobadas en el congreso o parlamento, y tienen alcance nacional o provincial según corresponda. **3.** (law) En ciencias empíricas, cualquier relación que se cumple sistemáticamente según se ha podido determinar por observación empírica o según se ha deducido de otras observaciones empíricas o de otras leyes establecidas previamente.

Ley de la masa: (mass law) Ley teórica de variación de la pérdida de transmisión con la frecuencia en el caso de paredes simples de baja rigidez.

Ley de la masa-resorte-masa: (mass-spring-mass law) Ley teórica de variación de la pérdida de transmisión con la frecuencia en el caso de paredes dobles de baja rigidez.

Ley de Higiene y Seguridad en el Trabajo: Ley Nacional vigente en la República Argentina (N° 19.587) sobre diversos aspectos de la higiene y la seguridad laboral. Se detiene en diversos agentes perjudiciales, incluyendo el ruido y las vibraciones. Está reglamentada por el Decreto N° 351/79, que particulariza los detalles necesarios para su aplicación.

Ley de Newton: Cualquiera de las cuatro leyes fundamentales de la mecánica establecidas por Isaac Newton: Ley de inercia (un objeto sobre el cual no actúen fuerzas continuará en su estado de movimiento sin experimentar alteraciones), Ley de la dinámica (la fuerza actuante sobre un objeto es igual al producto de su aceleración por su masa), Ley de acción y reacción (si un cuerpo ejerce sobre otro una fuerza, éste ejercerá sobre aquél una fuerza igual y opuesta), y Ley de gravitación universal (dos objetos se atraen con una fuerza proporcional a sus masas e inversamente proporcional a la distancia entre sus centros de gravedad).

Ley de Riesgos del Trabajo: Ley Nacional vigente en la República Argentina (N° 24.557) que se propone transformar el sistema de seguros por accidentes laborales por un sistema de prevención de accidentes y enfermedades laborales. Está reglamentada por una serie de decretos, laudos y resoluciones.

Ley de Snell: (Snell's law) Ley de la refracción entre dos medios, válida tanto para las ondas ópticas como para las acústicas.

Lineal: (linear) Se dice de un sistema, ecuación, etc. lineal (ver *sistema lineal*).

Linealidad: (linearity) Propiedad de ser lineal.

Línea nodal: (nodal line) En una onda estacionaria, línea sobre el cual la presión sonora es idénticamente nula.

Líneas espectrales: (spectral lines) En un espectro discreto, cada una de las frecuencias que lo componen.

L_n: Nivel sonoro que es superado un **n** % del tiempo (ver *niveles estadísticos*).

Logaritmo: (logarithm) Función matemática que se utiliza para comprimir un rango de tal manera que todas las décadas (u octavas) se convierten en un mismo valor. Puede calcularse en distintas bases, siendo la más frecuente la base **10**. Se abrevia **log**. Para cálculos teóricos es útil el logaritmo natural o neperiano, en base **e = 2,7182818**.

Logoaudiometría: Una audiometría que se propone obtener la agudeza auditiva para la comprensión de la palabra en función del nivel de presión sonora.

Longitud de onda: (wavelength) Distancia recorrida por una onda periódica antes de que por el punto considerado pase un nuevo frente de onda idéntica al anterior. También longitud espacial de un ciclo completo de una onda.

Losa: (floor) Parte estructural (generalmente) horizontal de un piso o conjunto piso-cielorraso.

- Mapa acústico:** Mapa de ruido. Puede contener también información complementaria sobre otros parámetros acústicos como la absorción o la aislación sonora de las fachadas, calzadas, etc.
- Mapa de ruido:** Mapa geográfico de una zona, ciudad o región sobre el cual se ha representado, de acuerdo con alguna codificación adecuada (por ejemplo según norma DIN 18.005), el nivel sonoro u otro indicador similar correspondiente a diversos puntos seleccionados de acuerdo a algún criterio conveniente. Pueden utilizarse contornos isófonos.
- Máquina de impacto normalizada:** (standard tapping machine) Máquina formada por 5 martillos cilíndricos de **3 cm** de diámetro y **500 g** de masa cada uno, separados **10 cm** entre sí, que golpean el piso alternativamente con una energía equivalente a una caída libre desde **4 cm** con una cadencia total de 10 veces por segundo (es decir que cada uno cae 2 veces por segundo).
- Mark VI:** (Mark VI) Un método debido a S. Stevens para calcular la sonoridad en **son** de un sonido compuesto a partir de su espectro de bandas de octava.
- Martillo:** (hammer) Huesecillo del oído medio que transmite la vibración del tímpano al yunque.
- Material absorbente:** (absorptive material) Un material especialmente formulado para exhibir un elevado coeficiente de absorción sonora.
- Material aislante acústico:** (attenuating material) Un material formulado especialmente para tener una elevada pérdida de transmisión.
- Material difusor:** (diffusor) Material cuya estructura y/o textura superficial ha sido elegida para aumentar la difusión en todas las direcciones del sonido incidente.
- Material poroso:** (porous material) Material cuya estructura microscópica contiene pequeñas cavidades abiertas e interconectadas llenas de aire. En general son buenos absorbentes acústicos.
- Medidor de nivel sonoro:** (sound level meter) Instrumento para medir el nivel sonoro y en algunos casos el nivel de presión sonora. Normalmente se incluyen las curvas de compensación **A** y **C**. Debe cumplir con la norma IEC 651 o cualquiera que la supere.
- Medidor de nivel sonoro integrador:** Instrumento de medición para medir el nivel sonoro continuo equivalente que cumple con la norma IEC 804. Además de tener filtros que permiten medir en **dB_A** y **dB_C**, permite en general fijar el periodo de tiempo desde **1 s** hasta **24 h**.
- Medio ambiente:** (environment) Expresión redundante utilizada frecuentemente en lugar de *ambiente*.
- mega:** (mega) Prefijo que denota un multiplicador por **1000000** de una unidad cualquiera. Se abrevia **M**.
- Melamina:** (melamine) Material polímero de poros abiertos utilizado como material absorbente con propiedades antiplama.
- Membrana basilar:** (Basilar membrane) Membrana dentro del oído interno que vibra al recibir un sonido a través del oído medio en forma tal que diferentes puntos de la misma alcanzan su máxima amplitud de vibración a diferentes frecuencias. Es el órgano primario de la discriminación frecuencial.
- Membrana de Reissner:** (Reissner's membrane) Membrana dentro de la cóclea que sirve de separación entre la rampa vestibular y la rampa coclear.
- Membrana resonante:** (resonant membrane) Sistema resonante formado por una hoja o membrana delgada de metal o de madera encerrando herméticamente un volumen de aire. Se utiliza para absorber frecuencias específicas.
- Membrana tectoria:** (tectorial membrane) Membrana por sobre la membrana basilar, en la cual hacen contacto los pelos de las células ciliadas.
- micro:** (micro) Prefijo que denota un divisor por **1000000** de una unidad cualquiera. Se abrevia **μ**.

- Microfónico coclear:** (cochlear microphonics) Tensiones eléctricas que se miden en lugares apropiados de la cóclea proporcionales (hasta cierto punto) a la presión sonora. Son el resultado de la superposición de los potenciales de acción de todas las neuronas involucradas.
- Micrófono:** (microphone) Dispositivo transductor que transforma señal sonora en señal eléctrica.
- Micrófono capacitivo:** (condenser microphone) Micrófono basado en la variación de capacidad de un condensador formado por una placa fija y un diafragma que reacciona ante las ondas sonoras. Requieren en general la aplicación de una fuente de polarización para incorporar cargas en las placas que permitan detectar las variaciones de capacidad. Son los más utilizados para mediciones acústicas.
- Micrófono de gradiente:** (pressure gradient microphone) Micrófono cuya respuesta eléctrica es dependiente en mayor o menor medida del gradiente de presión y no de la presión en sí. Son bastante direccionales.
- Micrófono de presión:** (pressure microphone) Micrófono cuya respuesta eléctrica es proporcional a la presión sonora real, incluyendo la eventual perturbación del campo sonoro causada por el propio micrófono. Son omnidireccionales.
- Micrófono dinámico:** (dynamic microphone) Micrófono de bobina móvil, basado en la generación de tensión eléctrica por una bobina que se mueve en un campo magnético. No se usan en instrumentación acústica.
- Micrófono electret:** Micrófono prepolarizado.
- Micrófono prepolarizado:** (prepolarized microphone) Micrófono capacitivo que no requiere polarización dado que por un proceso especial tiene incorporadas en forma permanente cargas eléctricas en el diafragma.
- micropascal:** (micropascal) Unidad de presión igual a la millonésima parte de un pascal. Se abrevia μPa .
- mili:** (milli) Prefijo que denota un divisor por **1000** de una unidad cualquiera. Se abrevia **m**.
Nota: en el caso del **kg**, no se usa **mkg** sino directamente **g**.
- Modo normal:** (normal modes) Cualquiera de las frecuencias en las que un sistema puede oscilar, sin excitación, hasta agotar la energía previamente acumulada en el mismo.
- Modo normal axial:** (axial normal mode) Modo normal correspondiente a 2 ondas que se desplazan en sentidos opuestos según una dirección paralela a uno de los ejes de un recinto rectangular
- Modo normal tangencial:** (tangential normal mode) Modo normal correspondiente a 4 ondas que se desplazan en sentidos opuestos según direcciones paralelas a una de las caras de un recinto rectangular.
- Modo normal oblicuo:** (oblique normal mode) Modo normal que no es axial ni tangencial.
- Módulo de elasticidad:** (Young's modulus) Módulo de Young.
- Módulo de Poisson:** (Poisson's ratio) Magnitud física asociada a un material elástico, igual al cociente entre el ensanchamiento transversal de una barra cilíndrica y el acortamiento de la misma cuando se la somete a un esfuerzo de compresión.
- Módulo de Young:** (Young's modulus) Magnitud física asociada a un material elástico, igual al esfuerzo de compresión (fuerza por unidad de superficie) dividida por el acortamiento relativo que el mismo ocasiona. Se abrevia **E**.
- Momentum:** (momentum) Ver *cantidad de movimiento*.
- Montaje:** (mounting) forma en que se instala un material absorbente. Se clasifica en **Tipos (A, B, ... F)**, variando la manera de fijarlo a la estructura o la distancia a la misma.
- Monitoreo de ruido:** (noise monitoring) Registro continuo de variables acústicas del ruido ambiente, con almacenamiento en memoria o en cinta magnética para su ulterior análisis y evaluación, en general por computadora.
- Montantes:** (studs) Perfiles metálicos (o a veces de madera) ubicados verticalmente con una separación de **40 a 60 cm**, sobre los cuales se fijan los paneles de roca de yeso en la construcción seca.

Muestreo: (sampling) acción de tomar muestras de una señal a intervalos regulares.

mW: abreviatura de miliwatt.

NC: (noise criterion) Ver *curvas NC*.

Neper: (neper) Unidad logarítmica correspondiente a un incremento en un factor $e = 2,71828$.

Nervio auditivo: (acoustic nerve) Conjunto de neuronas que, provenientes del órgano de Corti, salen de la cóclea hacia el cerebro.

newton: Unidad de fuerza del Sistema Internacional, igual a un $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2$. Se abrevia **N**.

Nivel: (level) En relación con una magnitud cualquiera, expresión logarítmica de su valor **M** referido a un valor de referencia M_{ref} ($N_M = 20 \log_{10} (M/M_{\text{ref}})$). Se expresa en decibeles, pudiendo agregarse a la abreviatura **dB** algún sufijo asociado a la referencia. Por ejemplo, el nivel de tensión eléctrica referido a **1 V** se expresa en **dBV**.

Nivel de exposición sonora: (sound exposure level) Nivel constante durante un tiempo de referencia de **1 s** que posee igual energía total que el evento a medir. Se utiliza para valorar y comparar ruidos de corta duración, como impactos, pasajes de vehículos, el ruido del paso de aviones, etc.

Nivel de intensidad sonora: (sound intensity level) Expresión logarítmica de la intensidad sonora, referida a un valor de intensidad de referencia: $L_I = 10 \log_{10} (I/I_{\text{ref}})$, donde **I** es el valor medio de la intensidad sonora e $I_{\text{ref}} = 10^{-12} \text{ W}/\text{m}^2$. Se expresa en **decibeles (dB)**. Con esta referencia, el nivel de intensidad sonora y el nivel de presión sonora coinciden muy aproximadamente para ondas esféricas en el aire.

Nivel de interferencia a la palabra: (speech interference level) Promedio aritmético de los niveles de presión sonora de un ruido interferente en las bandas de octava centradas en **500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz y 4000 Hz**. Se abrevia **SIL**.

Nivel del sonido de impacto normalizado: (impact-sound-transmission level) Nivel de presión sonora promedio medido en el recinto receptor en una banda especificada de frecuencia cuando del otro lado se opera una máquina de impacto normalizada, corregido teniendo en cuenta la absorción sonora del recinto receptor. Se utiliza en general en estructuras de piso y cielorraso. Se abrevia N_n . Ver ΔN .

Nivel del sonido de impacto compensado: (impact isolation class) Valor único para la clasificación de la aislación del sonido de impacto de estructuras de piso y cielorraso, obtenido a partir de los niveles del sonido de impacto normalizado en bandas de tercio de octava. Se abrevia $N_{n,w}$.

Nivel de pico: (peak level) Valor instantáneo máximo durante un intervalo de **1 s**. No debe confundirse con $L_{\text{máx}}$, ya que éste es el máximo valor eficaz (no instantáneo) en un periodo dado.

Nivel de potencia sonora: (sound power level) Expresión logarítmica de la potencia sonora, referida a un valor de intensidad de referencia: $L_W = 10 \log_{10} (\text{Pot}/\text{Pot}_{\text{ref}})$, donde **Pot** es el valor medio de la potencia sonora y $\text{Pot}_{\text{ref}} = 10^{-12} \text{ W}$. Se expresa en **decibeles (dB)**. **Nota:** Antiguamente se utilizaba 10^{-13} W en lugar de 10^{-12} W como referencia, por lo cual es necesario prestar atención al interpretar estos valores.

Nivel de presión sonora: (sound pressure level) Expresión logarítmica de la presión sonora, referida a un valor de presión de referencia: $NPS = 20 \log_{10} (P/P_{\text{ref}})$, donde **P** es el valor eficaz de la presión sonora y $P_{\text{ref}} = 20 \mu\text{Pa}$. Se expresa en **decibeles (dB)**.

Nivel de ruido: (noise level) Nivel sonoro correspondiente al ruido en un instante determinado.

Nivel de ruido ambiente: (ambient noise level) Nivel sonoro continuo equivalente en un periodo determinado debido al ruido ambiente.

Nivel de señal: (signal level) Valor de una señal expresado logarítmicamente por medio de una referencia. Por ejemplo, el nivel de tensión está frecuentemente expresado con respecto a

una referencia igual a **1 V**, con lo cual dicho nivel se expresa en **dBV** (donde en este caso la **V** indica que la referencia es **1 V**).

Nivel de sonoridad: (loudness level) Magnitud psicofísica atribuida a un sonido de una frecuencia y un nivel de presión sonora dados, numéricamente igual al nivel de presión sonora de un tono de **1 kHz** que suena igualmente sonoro que aquél. Se expresa en **fon**.

Niveles estadísticos: Conjunto de valores denotados **L_n** que corresponden a niveles sonoros que son superados respectivamente un **n %** del tiempo. Los más utilizados son **L₁₀**, **L₅₀** y **L₉₀**. **L₁₀** es habitualmente interpretado como el nivel promedio de los picos, y **L₉₀** como el nivel de ruido ambiente debido tanto a las fuentes cercanas como lejanas. Asimismo, **L₉₅** se suele interpretar como el nivel de ruido correspondiente a las fuentes lejanas.

Nivel espectral: (spectral level) Para una frecuencia dada, el nivel de presión sonora medido en una banda de **1 Hz** alrededor de dicha frecuencia.

Nivel equivalente: (equivalent level) Nivel sonoro continuo equivalente. Se abrevia **L_{eq}**.

Nivel sonoro: (sound level) Valor corregido del nivel de presión sonora una vez que la señal eléctrica proporcional a la presión ha sido filtrada por un filtro especificado (**A**, **B**, **C**, **D**, etc.). Los filtros se han adoptado para poner de manifiesto la respuesta del oído ante determinado tipo de ruido o sonido. El filtro **A** es el más ampliamente difundido, y en este caso el nivel sonoro se mide en **dB(A)**. También denominado, especialmente en las Normas, **nivel de presión sonora compensado**.

Nivel sonoro continuo equivalente: (equivalent level) Nivel sonoro de un ruido de intensidad constante durante un tiempo **T** especificado cuya energía sonora ponderada por la red de compensación **A** sea igual a la correspondiente al ruido que está siendo evaluado. En forma equivalente, nivel promedio energético. Se abrevia **NSCE** o **L_{eq}**.

Nivel sonoro promedio día-noche: (day-night average level) Nivel sonoro continuo equivalente sobre un periodo total de **24 hs**, incrementando en **10 dB** el nivel sonoro correspondiente a horario nocturno, que aunque normalmente es de **22** a **7** debería especificarse en cualquier caso.

Neopreno: (neoprene) Un tipo de caucho sintético.

N_{n,w}: Nivel del sonido de impacto compensado.

Nodo: (node) Punto en el cual una onda estacionaria es idénticamente nula.

Noise Pollution Clearinghouse: Institución con sede en EEUU que mantiene un sitio de Internet dedicado a la contaminación sonora (<http://www.nonoise.org>) en el cual se encuentra abundante información y enlaces con otros sitios. Posee una extensa biblioteca virtual.

Norma: (standard) Recomendación emitida por un organismo técnico especializado con respecto a una cuestión de interés general o específico. A diferencia de las leyes, las normas son de adhesión voluntaria, aunque algunas leyes u ordenanzas hacen mención explícita a normas, en cuyo caso son obligatorias. En general se usan como base para acuerdos científicos, técnicos, institucionales, comerciales, etc.

Normativa: (regulations) Conjunto de disposiciones legales.

NR: (Noise rating) Ver *Curvas NR*.

NRC: Abreviatura en inglés de *coeficiente de reducción de ruido*.

NPS: (SPL) Abreviatura de nivel de presión sonora.

Número de onda: (wave number) Un valor $k = 2\pi/\lambda$, donde λ es la longitud de onda. Indica qué ángulo de fase (en radianes) representa la unidad de longitud (**m**).

Octava: (octave) **1.** Una relación de frecuencias igual a **2** (octava superior) o a **0,5** (octava inferior). **2.** Un intervalo musical cuyas frecuencias extremas están en relación de octava. Se verifica entre una nota y la obtenida contando 8 teclas blancas a partir de ella en un teclado (incluidas la primera y la última).

ohm: (ohm) Unidad de resistencia eléctrica igual a **1 V/A**. Se abrevia **Ω**.

- Oído:** **1.** (ear) Órgano de la audición o parte de él (por ejemplo, oído interno). **2.** (hearing) Sentido de la audición.
- Oído absoluto:** (absolute ear) Habilidad de un porcentaje reducido de personas de reconocer auditivamente una nota musical ejecutada aisladamente.
- Oído externo:** (outer ear) Parte visible del oído, constituida por la oreja, el canal auditivo y el tímpano.
- Oído interno:** (inner ear) Parte del oído en la cual se lleva cabo el procesamiento mecánico y neuroeléctrico del sonido. Está dentro de la cóclea
- Oído medio:** (middle ear) Parte del oído entre el tímpano y la cóclea, cuya finalidad es conducir eficientemente el sonido desde el tímpano hasta el oído interno por medio de los huesecillos, que actúan como palanca.
- Oído relativo:** (relative ear) Habilidad de la generalidad de las personas de reconocer, luego de un periodo de entrenamiento, los intervalos musicales, es decir la relación existente entre pares de sonidos sucesivos (octava, quinta, tercera, etc.).
- Ω:** Abreviatura de *ohm*.
- Omnidireccional:** (omnidirectional) Tipo de micrófono que es igualmente sensible en todas las direcciones. Tipo de fuente sonora que radia con la misma intensidad en todas las direcciones.
- Onda:** (wave) **1.** Fenómeno físico por el cual una perturbación originalmente localizada en un punto del espacio se propaga hacia otro u otros puntos. Una característica de las ondas es que en ellas no se propaga materia, sino la perturbación. También se propaga energía. Existen ondas mecánicas, electromagnéticas, etc. **2.** La **traza** de una onda en un punto determinado, es decir la forma en que varía en el tiempo una variable física asociada a la perturbación (por ejemplo, la presión sonora). Ver *Forma de onda*.
- Onda cilíndrica:** (cylindrical wave) onda cuya presión sonora instantánea a una distancia fija de un eje dado es la misma para cualquier posición con relación al origen de dicho eje.
- Onda cuadrada:** (square wave) Forma de onda con dos semiperiodos iguales en los que la señal toma alternativamente un valor constante y su opuesto
- Onda de compresión:** (compressional wave) Onda en la cual la perturbación del medio es una deformación por compresión. Son ondas longitudinales.
- Onda de flexión:** (shear wave) Onda en la cual la perturbación es una deformación por flexión. Son ondas transversales.
- Onda de torsión:** (torsional wave) Onda en la cual la perturbación es una deformación por torsión. Son ondas rotacionales.
- Onda esférica:** (spherical wave) Onda cuya presión sonora instantánea es constante sobre esferas concéntricas.
- Onda estacionaria:** (stationary wave) Onda en una habitación entre dos paredes paralelas, que va y viene reflejándose una y otra vez.
- Onda longitudinal:** (longitudinal wave) Onda en la cual el movimiento de las partículas es paralelo a la dirección de propagación; por ejemplo, las ondas sonoras en el aire.
- Onda plana:** (plane wave) Onda en la cual la presión sonora instantánea es constante en cada plano perpendicular a la dirección de propagación.
- Onda progresiva:** (progressive wave) Una onda no superpuesta a ninguna otra onda que vaya en sentido o dirección diferente.
- Onda senoidal:** (sine wave) Onda cuya forma de onda es una senoide.
- Onda sonora:** (sound wave) Una onda mecánica, principalmente en el aire, especialmente con energía en la banda de audiofrecuencias (**20 a 20000 Hz**).
- Onda transversal:** (transverse wave) Onda en la cual el desplazamiento de las partículas es perpendicular a la dirección de propagación; por ejemplo las ondas de flexión en una placa o las ondas en una cuerda.
- Onda viajera:** (travelling wave) **1.** Onda mecánica a lo largo de la membrana basilar en el oído interno. **2.** Onda progresiva.

- Ordenanza:** (ordinance) Equivale al concepto de *ley* pero con vigencia en una ciudad, municipio, distrito o departamento, según corresponda. Son debatidas y aprobadas por los concejos u órganos deliberativos apropiados.
- Oreja:** (ear) Parte más externa del oído, cuya finalidad es conducir la onda sonora hacia el canal auditivo. Funciona como adaptador de impedancia acústica, y juega un importante papel en la percepción de la direccionalidad del sonido.
- Órgano de Corti:** (Corti's organ) Conjunto de células ciliadas y de sostén que, apoyadas sobre la membrana basilar, actúan como transductores mecanoeléctricos de la vibración correspondiente al sonido.
- Oscilación:** (oscillation) Variación periódica de una magnitud física.
- Oscilador:** (oscillator) Dispositivo que genera alguna forma de oscilación.
- Oscilograma:** (oscillogram) Gráfico en un sistema de ejes con el tiempo en el eje horizontal que representa la evolución de una señal.
- Osciloscopio:** (oscilloscope) Instrumento de medición electrónica que permite visualizar en una pantalla la forma de onda de una señal en tiempo real.
- OSHA: 1.** (Occupational Safety and Health Administration) Administración de Seguridad y Salud Laboral de EEUU. Organismo del cual depende, a nivel federal, la salud laboral. **2.** (Occupational Safety and Health Act) Ley de Seguridad y Salud Laboral vigente en EEUU.
- Osículos:** (ossicles) huesecillos del oído medio.
- Otoemisiones acústicas:** (otoacoustic emissions): sonidos producidos por el propio oído, como consecuencia del funcionamiento de las células ciliadas externas, al recibir un estímulo auditivo. Conociendo las emisiones estadísticamente normales ante estímulos dados, es posible detectar anomalías o patologías.
- Otoscopio:** (otoscope) Instrumento óptico consistente en una lente de aumento y un foco de luz para mirar el tímpano a través del canal auditivo.
- Pa:** Abreviatura de *pascal*.
- Pabellón:** (ear) Oreja.
- Panel:** (plate) Un cuerpo de gran extensión y pequeño espesor.
- Panel doble vidriado hermético:** (double glazing) Panel formado por dos hojas de vidrio montadas alrededor de un bastidor metálico, sellado en su periferia de manera de asegurar la estanqueidad del aire encerrado. Se utiliza principalmente para aislamiento térmico, pero posee también propiedades de aislamiento acústico. Se abrevia **DVH**.
- Pantalla acústica:** (acoustic screen) Barrera acústica.
- Pantalla antiviento:** (windscreen) Cubierta de espuma de poliuretano con forma esférica o elipsoidal que se coloca sobre el micrófono de un instrumento de medición acústica para evitar el ruido de turbulencia que causa el viento en las mediciones a la intemperie.
- Parlante:** (loudspeaker) Altavoz.
- pascal:** Unidad del Sistema Internacional para la presión. Es igual a **1 N/m²**. Es un valor relativamente pequeño, si se tiene en cuenta que la presión atmosférica de equilibrio está próxima a los **100.000** pascales. Se abrevia **Pa**.
- Percentil:** (percentile) Cada uno de los niveles que dividen el rango audible en forma tal que el nivel sonoro se mantiene un **1 %** del tiempo entre cada par consecutivo de ellos. Alternativamente, un nivel **L** es el **n-ésimo** percentil si un **n %** del tiempo el nivel sonoro se mantiene por debajo de **L**. Así, por ejemplo, **82 dB** es el **93^{vo}** percentil si el **93 %** del tiempo el nivel sonoro está por debajo de **82 dB**.
- Pérdida auditiva:** (hearing loss) **1.** Disminución de la capacidad auditiva. **2.** Incremento del umbral auditivo a una frecuencia especificada
- Pérdida auditiva promedio:** (average hearing loss) Promedio de las pérdidas auditivas en **500 Hz**, **1000 Hz** y **2000 Hz**. Es una medida de la hipoacusia que está bastante correlacionada con la inteligibilidad de la palabra. Mientras sea inferior a unos **25 dB** no se encuentra comprometida la comunicación oral. Se abrevia **PAP**.

- Pérdida de transmisión:** (transmission loss) Diez veces el logaritmo decimal del cociente entre la potencia sonora que incide sobre un tabique y la que lo atraviesa. Se abrevia **PT**.
- Pérdida de transmisión compuesta:** (composite transmission loss) Pérdida de transmisión equivalente correspondiente a una partición formada por diversos materiales, por ejemplo una pared con una ventana y una puerta.
- Pérdida por inserción:** (insertion loss) Diferencia obtenida entre los niveles de presión sonora (o niveles sonoros) existentes antes de aplicar un encapsulamiento o tabique y después de aplicado. No debe confundirse con la pérdida de transmisión.
- Perfil:** Estructura en general de chapa o de hierro que tiene un corte transversal con dobleces de tal manera que su resistencia a la flexión es mayor que la del material original (por ejemplo perfil en **L**, en **T** o en **U**.)
- Perfiles elásticos:** (resilient channels) Perfiles en **Z** abierta ranurados longitudinalmente en su cara central, utilizados para mejorar la aislación sonora en la construcción seca. Se fijan horizontalmente a los montantes, y sobre ellos se fija la placa de roca de yeso.
- Periódico/ca:** (periodic, periodical) Un fenómeno que se repite en el tiempo exactamente igual después de transcurrido cierto tiempo.
- Periodo:** (period) En una onda periódica, el tiempo **T** transcurrido entre dos ciclos consecutivos.
- Persona de normal tolerancia:** (person of normal tolerance) Para las reglamentaciones, individuo que no exhibe una sensibilidad o irritabilidad anormalmente alta frente al ruido.
- Perturbación:** (disturbance) Cualquier alteración del estado de equilibrio de un sistema. En el caso del sonido, una alteración de la presión respecto a la presión atmosférica.
- Piso de referencia:** Un piso teórico cuyo nivel del sonido de impacto normalizado es de **67 dB** en **100 Hz**, sube hasta **72 dB** en **1000 Hz**, y luego se mantiene en dicho valor hasta **3150 Hz**. Se utiliza a los fines de determinar un valor único para la reducción del sonido de impacto de revestimientos de pisos.
- Piso flotante:** (floating floor) Un piso independiente de la estructura que lo soporta, separado de ésta por medio de materiales elásticos.
- Piso normalizado:** Un piso de hormigón reforzado de **10 a 14 cm** de espesor, suficientemente plano y liso y de un área no menor de **10 m²**.
- Pistófono:** (pistonphone) Tipo de calibrador acústico que genera sonido por medio de un pistón que vibra a alrededor de **250 Hz** en una cavidad cilíndrica en la cual, mediante un acoplador se coloca el micrófono del instrumento a calibrar.
- Placa:** (plate) Ver *panel*.
- Placa de roca de yeso:** (gypsum board) Panel para construcción seca formado por dos capas de cartón celulósico encerrando una capa de yeso.
- Plano nodal:** (nodal plane) En una onda estacionaria, plano sobre el cual la presión sonora es idénticamente nula.
- Plenum:** (plenum) Una cámara de aire recubierta con material absorbente interpuesta en un conducto de ventilación para reducir el ruido transmitido a través de él.
- PNC:** (preferred noise criterion) Ver *curvas PNC*.
- Poliuretano:** (polyurethane) Cualquier representante de una serie de materiales orgánicos polímeros con interesantes propiedades. El poliéster uretano y el poliéter uretano se utilizan en forma de espumas de poros abiertos para la fabricación de materiales absorbentes. El poliéster es más inalterable que el poliéter.
- Potencia:** (power) Energía transferida por unidad de tiempo. Se mide en watt.
- Potencia acústica:** (acoustic power) Energía acústica total que emite una fuente sonora por unidad de tiempo. En el caso en que el sonido sea audible, se denomina potencia sonora.
- Potencial de acción:** (action potential) Pulso de tensión de unos **100 mV** que genera una neurona cuando la suma de sus entradas supera un cierto umbral.
- Potencial evocado:** (evoked potential) Potencial que puede medirse con electrodos externos y que se produce en respuesta a un estímulo (por ejemplo, a un sonido). Del conocimiento de la respuesta normal esperada puede deducirse la presencia de anomalías.

- Potencia sonora:** (sound power) Energía sonora total que emite una fuente sonora por unidad de tiempo.
- Presbiacusia:** (presbycusis) Disminución de la capacidad auditiva con la edad.
- Presión acústica:** (acoustic pressure) Presión sonora. En algunos casos se le da la acepción más general admitiendo frecuencias fuera del espectro audible.
- Presión atmosférica:** (atmospheric pressure) Presión del aire en reposo, es decir en ausencia de sonido. El valor normalizado es de **101.325 Pa**.
- Presión de referencia:** Presión igual a **20 μ Pa** utilizada en la definición de nivel de presión sonora. Corresponde aproximadamente al umbral de audición a **1 kHz**.
- Presión estática:** (static pressure) Presión atmosférica.
- Presión hidrostática:** (hydrostatic pressure) Presión de un líquido en un punto debido a la columna líquida que está por encima de dicho punto.
- Presión sonora:** (sound pressure) Diferencia entre el valor de presión instantáneo del aire y el valor de reposo, en ausencia de sonido.
- Prevención:** (prevention) Conjunto coordinado de acciones, medidas o disposiciones tendientes a evitar que una situación indeseable llegue a producirse. Suele incluir legislación, educación e investigación.
- Principio de indeterminación:** (indetermination principle) **1.** Desigualdad que establece un límite a la precisión simultánea de la frecuencia y la ubicación temporal de una onda. En otras palabras, si se pretende determinar con gran precisión la frecuencia, el tiempo en que esta frecuencia tiene lugar estará dado con una tolerancia muy grande. **2.** Cualquiera de una serie de principios físicos con similar base matemática, como por ejemplo el de Heisenberg, que establece la imposibilidad de conocer simultáneamente con precisión arbitraria la posición y la velocidad de una partícula.
- Probabilidad:** (probability) La probabilidad de un resultado posible de un experimento es el cociente entre la cantidad de veces que se obtiene dicho resultado y la cantidad de veces que se realiza el experimento, cuando ésta es muy grande. También se aplica a situaciones que no se prestan a la experimentación directa, refiriéndose a las cantidades esperables de aparición del resultado dado.
- Procesamiento digital de señal:** (digital signal processing) Conjunto de técnicas de procesamiento de señal consistentes en su muestreo y digitalización y su posterior procesamiento mediante algoritmos matemáticos. Un ejemplo es el análisis de espectro por transformada rápida de Fourier (FFT).
- Productos de distorsión:** (distortion products) Productos de intermodulación.
- Productos de intermodulación:** (distortion products) Tonos que se generan cuando a un sistema que distorsiona (es decir, que no es lineal) se lo excita con la superposición de dos tonos puros. Sus frecuencias están dadas por $|n \cdot f_1 \pm m \cdot f_2|$, donde f_1 y f_2 son las frecuencias de los tonos puros y n y m dos números enteros.
- Promedio espacial:** (spatial average) Promedio del nivel de presión sonora (o nivel sonoro) medido en varios puntos de un recinto. se utiliza, por ejemplo en la medición de la pérdida de transmisión.
- Promedio temporal exponencial:** (running average) Promedio de una señal que se obtiene al hacerle atravesar un filtro pasabajos de primer orden (tal como el que se obtiene con una resistencia y un condensador). En la práctica se comporta como un promedio extendido cierto tiempo finito hacia atrás. Se utiliza en los medidores de nivel sonoro.
- Propagación:** (propagation) **1.** Desplazamiento de una perturbación. **2.** Transmisión de un punto a otro de una señal o de energía.
- Protector auditivo:** (hearing protector) Dispositivo que se introduce en el canal auditivo o que se coloca alrededor de la oreja para reducir la intensidad de las ondas sonoras que llegan al tímpano.
- Psicoacústica:** (psychoacoustics) Rama de la Acústica que se ocupa de la forma en que se percibe el sonido.
- PT:** (TL) Abreviatura de pérdida de transmisión.

Q: En un filtro pasabanda, el cociente entre la frecuencia central y el ancho de banda, también denominado factor de calidad o factor de mérito.

Quasiperiódico/a: Ver *Cuasiperiódico/a*.

Quinta: (fifth) Intervalo musical consistente en la sucesión o superposición de dos tonos cuyas frecuencias están en la relación **1,5:1**

Rampa: (scala) Cada una de las particiones internas de la cóclea.

Rampa coclear: (cochlear duct) Partición entre la membrana de Reissner y la membrana basilar. Contiene al órgano de Corti. Contiene endolinfa, líquido acuoso rico en iones de potasio.

Rampa timpánica: (scala tympani) La parte de la cóclea por debajo de la lámina espiral y la membrana basilar, que se encuentra comunicada con la ventana redonda. Contiene perilinfa, rica en iones de sodio.

Rampa vestibular: (scala vestibularis) Partición de la cóclea por encima de la membrana de Reissner. Contiene perilinfa, rica en iones de sodio.

Rango dinámico: (dynamic range) Diferencia en **dB** entre los niveles máximo y mínimo de una señal.

Rayl: Unidad del Sistema Internacional para la impedancia acústica, igual a **1 kg/m³s**.

Red de compensación: Filtro que permite ponderar las diversas frecuencias según su importancia relativa para una dada aplicación.

Red de compensación A: Filtro interpuesto en un medidor de nivel sonoro con el fin de obtener una medición que ofrece buena correlación estadística a largo plazo con el daño auditivo y una aceptable correlación con la sensación de molestia. Atenúa las bajas y las altas frecuencias. Se especifica en las normas IRAM 4074 e IEC 651.

Red de compensación C: Filtro interpuesto en un medidor de nivel sonoro que atenúa las frecuencias muy bajas y las muy altas. Se utiliza para evaluar el contenido de bajas frecuencias de un ruido, así como para especificar el límite de los ruidos impulsivos. Se especifica en las normas IRAM 4074 e IEC 651.

Reducción del nivel del sonido de impacto: Una medida de la reducción del ruido de impacto debido a un revestimiento de piso para cada banda de frecuencia de tercio de octava. Se obtiene como la diferencia entre los niveles del sonido de impacto normalizado de un piso normalizado antes de colocar el revestimiento y después de colocarlo. Se abrevia **ΔN**.

Reflejo cócleorrecurrencial: Reflejo por el cual al estimular auditivamente con sonidos intensos una persona que habla, ésta subirá el nivel de su voz.

Reflexión: (reflection) Fenómeno por el cual una onda sonora cambia de sentido al llegar a una pared rígida, retornando al ambiente acústico del cual provenía. Obedece a la ley especular, es decir el ángulo respecto a la perpendicular a la superficie se invierte.

Reflexiones tempranas: (early reflections) Primeras reflexiones del sonido en las superficies de un local, antes de que las reflexiones sucesivas se vuelvan demasiado próximas en el tiempo.

Reflexiones tardías: (late reflections) Reflexiones del sonido que se suceden con gran proximidad entre sí, dando origen al fenómeno nuevo de reverberación.

Refracción: (refraction) Fenómeno por el cual una onda es desviada al pasar de un medio a otro, por ejemplo del aire a una pared.

Régimen permanente: (steady state) Estado dinámico de un sistema que recibe una excitación senoidal, después de transcurrido mucho tiempo.

Régimen transitorio: (transient) Variación del estado dinámico de un sistema desde el momento en que se aplica la señal hasta que llega al régimen permanente.

Reglamento: (rules) Disposición complementaria a una ley u ordenanza.

Reglamentación: Conjunto de disposiciones complementarias a una ley u ordenanza.

- Relación señal/ruido:** (signal to noise ratio) Cociente entre el valor eficaz de la señal y el valor eficaz del ruido, frecuentemente expresado logarítmicamente en dB. En este caso puede calcularse como el nivel de señal menos el nivel de ruido.
- Resistencia:** (resistance) Parámetro característico de un resistor. Se abrevia **R**.
- Resistor:** (resistor) Componente eléctrico disipativo, sujeto a la ley de Ohm: si a un resistor de resistencia **R** se le aplica una tensión **V**, por él circulará una corriente $I = V/R$.
- Resistencia acústica:** (acoustic resistance) Impedancia acústica de un material cuando no depende de la frecuencia.
- Resonador:** (resonator) Un dispositivo que absorbe energía sonora al entrar en resonancia.
- Resonador de Helmholtz:** (Helmholtz's resonator) Un resonador formado por un volumen de aire comunicado con el exterior a través de un conducto angosto. Un ejemplo es cualquier botella.
- Resonancia:** (resonance) Fenómeno que tiene lugar cuando para cierta frecuencia de excitación la respuesta de un sistema es mayor que para las frecuencias vecinas. En general se produce en las cercanías de un modo normal del sistema.
- Respuesta forzada:** (forced response) Parte de la evolución de un sistema atribuible a la excitación.
- Respuesta libre:** (free response) Evolución de un sistema a partir de sus condiciones iniciales cuando no tiene excitación.
- Respuesta impulsiva:** (impulse response) En un medidor de nivel sonoro, la respuesta temporal que se obtiene cuando la constante de tiempo de la promediación es de **35 ms** para señales crecientes y **1,5 s** para señales decrecientes. Se abrevia **I**.
- Respuesta lenta:** (slow response) En un medidor de nivel sonoro, la respuesta temporal que se obtiene cuando la constante de tiempo de la promediación es de **1 s**. Se abrevia **S**.
- Respuesta rápida:** (fast response) En un medidor de nivel sonoro, la respuesta temporal que se obtiene cuando la constante de tiempo de la promediación es de **125 ms**. Se abrevia **F**.
- Respuesta temporal:** (time response) Respuesta de un sistema en función del tiempo. Habitualmente se refiere al régimen transitorio.
- Respuesta transitoria:** (transient response) Fenómeno que ocurre desde que un sistema es excitado hasta que llega a su estado de régimen permanente.
- Respuesta en frecuencia:** (frequency response) Gráfica en la cual se indica la relación entre la salida y la entrada (o ganancia) en función de la frecuencia. Normalmente se utiliza un diagrama doblemente logarítmico, expresándose dicha ganancia en **dB**. Se puede aplicar para amplificadores, para filtros, para micrófonos, para altoparlantes, para dispositivos de registro o procesamiento de señal, etc. En el caso en que la señal de entrada y de salida no son del mismo tipo (por ejemplo en un micrófono, en el cual la entrada es una presión y la salida una tensión eléctrica), se utiliza la sensibilidad en lugar de la ganancia, y se refiere en dB a una valor de sensibilidad de referencia (por ejemplo **1 V/Pa**).
- Reverberación:** (reverberation) Persistencia del sonido en un ambiente acústico cerrado o semicerrado aún después de interrumpida la fuente, debida a la acumulación de energía sonora debido a las reflexiones.
- Riesgo auditivo:** (hearing risk) Diferencia entre el porcentaje de personas que adquiere determinado grado de hipoacusia al exponerse a determinado ruido durante determinado tiempo y el porcentaje de personas que adquiere el mismo grado de hipoacusia sin estar expuesto a dichas condiciones.
- RMS:** (root mean square) Valor eficaz (siglas en inglés).
- RT60:** Abreviatura de tiempo de reverberación.
- Ruido:** (noise) **1.** Cualquier señal indeseada que interfiere la transmisión, percepción o interpretación de una señal útil. **2.** Cualquier sonido de espectro continuo o muy complejo. **3.** Cualquier sonido molesto.
- Ruido aerodinámico:** (aerodynamic noise) Ruido generado por la interacción entre el aire (u otro gas) y un objeto cuando éste se mueve o cuando se encuentra inmerso en un flujo de aire.

Ruido ambiente: Ruido debido a todas las fuentes de ruido cercanas y lejanas.

Ruido blanco: (white noise) Un tipo particular de ruido cuya densidad espectral de potencia es constante con la frecuencia. Aparece naturalmente asociado a diversos fenómenos físicos. Su denominación proviene de una analogía con la luz blanca, que contiene todos los colores con igual intensidad.

Ruido browniano: (brownian noise) Un tipo particular de ruido cuya densidad espectral de potencia disminuye con el cuadrado de la frecuencia. Es el resultado de aplicar una integración a un ruido blanco. Se utiliza como modelo de algunos ruidos con gran contenido en baja frecuencia. Es similar al movimiento browniano de las partículas en un fluido.

Ruido de banda: (band noise) Un tipo particular de ruido que se obtiene filtrando un ruido blanco o rosa por medio de un filtro de octava o de tercio de octava.

Ruido de fondo: Ruido debido a las fuentes sonoras cercanas y lejanas excepto aquella que se está evaluando.

Ruido de impacto: (impact noise) Ruido de muy corta duración típico del impacto entre dos objetos, cuyo crecimiento es muy rápido y su decrecimiento es exponencial. La frecuencia de repetición debe ser menor de **10 Hz**.

Ruido de inmisión: El ruido que llega a un receptor (persona, local, etc.).

Ruido excesivo: Ruido subproducto de una actividad lícita considerado inevitable pero que supera el nivel sonoro (u otro indicador) aceptado para dicha actividad.

Ruido impulsivo: (impulse noise) Ruido de muy corta duración (menor de **50 ms**) cuyo crecimiento y decrecimiento son muy rápidos.

Ruido innecesario: Ruido que, por no ser subproducto inevitable de una actividad necesaria para el normal desarrollo de la vida en sociedad, se prohíbe.

Ruido molesto: Ruido que perjudica o afecta negativamente a las personas.

Ruido rosa: (pink noise) Un tipo particular de ruido cuya densidad espectral de potencia disminuye con la frecuencia con la frecuencia. El espectro de bandas de octava (o de tercio de octava) es, para este tipo de ruido, constante. Por esa razón se utiliza como señal de prueba en varios ensayos acústicos.

Ruido tonal: Ruido en el cual son claramente audibles tonos puros. Se pueden detectar utilizando un analizador de espectro por tercios de octava cuando se observa que una banda de frecuencia excede en más de **5 dB** a las dos bandas contiguas.

R_w: Índice de reducción acústica compensado. Valor único que permite valorar la capacidad de un material como aislante para la palabra no amplificada. Se obtiene a partir de la pérdida de transmisión en bandas de tercio de octava.

S: En un sonómetro, abreviatura de *respuesta lenta*.

sabin: Unidad de absorción sonora equivalente a un área de **1 m²** totalmente absorbente. Aunque tiene unidades de área, no es precisamente un área. Así, una muestra de **1 m²** de un material con coeficiente de absorción **0,35** tendrá una absorción de **0,35 sabin**, al igual que una ventana abierta de **0,35 m²**. Se utiliza especialmente en aquellos casos en que no es posible asignar un área ni un coeficiente de absorción, como en el caso de las personas.

Nota: En los países que utilizan el sistema inglés de medida se denomina **sabin** o **sabin inglés** a un área de **1 pie²** totalmente absorbente, y a la unidad antes definida se le llama **sabin métrico**.

Sala anecoica: (anechoic chamber) Sala tratada acústicamente para eliminar casi completamente las reflexiones o ecos, creando una situación de campo libre. Se utiliza para medición del diagrama direccional de diversas fuentes o micrófonos.

Semiperiodo: (half period) En una forma de onda simétrica, la mitad de un periodo. En una forma de onda cuasisimétrica, cada una de las partes similares en forma pero opuestas.

Semitono: (half tone) Intervalo musical correspondiente a una relación de frecuencias de $2^{1/12} = 1,05946$.

- Senoide:** (sinusoid) Función matemática que representa la oscilación físicamente más sencilla. Se simboliza **sen x**.
- Sensibilidad:** (sensitivity) Cociente **S** entre la salida y la entrada de un transductor. Por ejemplo, para un micrófono, cociente entre la tensión eléctrica y la presión sonora. A veces se expresa en **dB**, refiriendo dicha sensibilidad a una sensibilidad de referencia: $S_{dB} = 20 \log_{10} S/S_{ref}$, donde $S_{ref} = 1 \text{ V/Pa}$, por ejemplo.
- Señal:** (signal) una magnitud física variable en el tiempo que transmite, transporta o comunica información.
- Señal cuasiestacionaria:** (quasi-stationary signal) Señal que sin ser estrictamente estacionaria puede considerarse como tal a los fines prácticos.
- Señal estacionaria:** (stationary signal) Una señal cuya densidad espectral de potencia se mantiene constante a lo largo del tiempo.
- Señal no estacionaria:** (nonstationary signal) Una señal cuya densidad espectral varía apreciablemente en el tiempo.
- Serie de Fourier:** (Fourier series) Desarrollo en serie de senos y cosenos para representar funciones periódicas: $\Sigma(A_n \cos 2\pi nft + B_n \sin 2\pi nft)$.
- SIL:** Abreviatura de *speech interference level*. Ver *Nivel de interferencia a la palabra*.
- Sílaba:** (syllabe) combinación de fonemas que contiene una sola vocal o bien dos vocales consecutivas, una de las cuales es débil (**u, i**).
- Silenciador:** (Silencer, muffler) Dispositivo utilizado en un conducto de aire, gas o vapor (particularmente en los sistemas de escape) para absorber y por lo tanto reducir su energía sonora.
- Silenciador disipativo:** (dissipative silencer) Silenciador que actúa convirtiendo parte de la energía acústica en energía térmica por medio de materiales absorbentes. Se utilizan en las tuberías de ventilación y aire acondicionado.
- Silenciador reactivo:** (reactive silencer) Silenciador que actúa creando ondas estacionarias y reflexiones internas que permiten una absorción del sonido muy eficiente. Se utilizan en los escapes de los motores de combustión interna.
- Silencio:** (silence) **1.** Ausencia de sonido. **2.** Por extensión, ruido ambiente cuyo nivel es inusualmente bajo.
- Silicona:** (silicone) Cualquiera de una serie de polímeros en los que se alternan átomos de **Si** y **O**, con grupos orgánicos unidos a cada átomo de silicio que determinan sus propiedades. Son muy estables y químicamente neutros inclusive ante grandes variaciones de temperatura. En control de ruido se utilizan las masillas de siliconas, por conservar su elasticidad durante mucho tiempo.
- Sinusoide:** (sinusoid) Senoide.
- Sistema:** (system) Cualquier ente o conjunto de entes que interactúan intercambiando energía o procesando señales, ya sea artificial o natural.
- Sistema de primer orden:** (first order system) Sistema cuya respuesta y excitación están vinculadas por una ecuación diferencial de primer orden.
- Sistema de orden n:** (n-th order system) Sistema cuya respuesta y excitación están vinculadas por una ecuación diferencial de orden **n**.
- Sistema Internacional de Unidades:** (International System of Units) Sistema coherente de unidades métricas basado en siete unidades básicas y todos sus múltiplos y submúltiplos y sus unidades derivadas. Las unidades básicas son: **metro (m)**, **kilogramo (kg)**, **segundo (s)**, **amper (A)**, **kelvin (K)**, **mol (mol)**, **candela (cd)**. Se abrevia **SI**.
- Sistema lineal:** (linear system) Sistema cuya respuesta a una combinación lineal de dos excitaciones es la misma combinación lineal de las respuestas a cada una de dichas excitaciones. En otras palabras, si **x₁** y **x₂** son dos excitaciones cuyas respuestas son, respectivamente, **y₁** y **y₂**, entonces la respuesta a la excitación **x = a·x₁ + b·x₂** será **y = a·y₁ + b·y₂**.
- Sistema no lineal:** (non linear system) Sistema que no cumple los requisitos para ser lineal.

SOBRAC: Sociedad Brasileña de Acústica.

Sobretonos: (overtones) Sonidos armónicos.

Sociedad Brasileña de Acústica: Organismo que agrupa los acústicos de Brasil (SOBRAC).
Publica la revista semestral *Acústica e Vibrações*.

Sociedad Chilena de Acústica: Organismo que agrupa los acústicos de Chile (SCHA).

Sociedad Española de Acústica: Organismo que agrupa los acústicos de España. (SEA).

Sociedad Peruana de Acústica: Organismo que agrupa los acústicos de Perú.

Sociedad Portuguesa de Acústica: Organismo que agrupa los acústicos de Portugal.

Socioacusia: (sociocucis) Disminución de la capacidad auditiva por factores sociales (alimentación, ruidos sociales, etc.)

Solera: (sole plate) Perfil metálico (o a veces de madera) de forma similar a los montantes que se instala tanto en el piso como en el cielorraso para dar sostén a los montantes, formando un bastidor portante para las placas en la construcción seca.

son: (sone) Unidad de **sonoridad**.

Sonda de intensidad: (sound intensity probe) Transductor formado por dos micrófonos con respuestas de fase muy bien apareadas que permite medir la intensidad sonora.

Sonido: (sound) Onda acústica que se propaga en el aire, agua y otros medios, cuya frecuencia está comprendida entre **20 Hz** y **20 kHz**, capaz de provocar sensación auditiva.

Sonidos armónicos: (harmonics) Cada una de los tonos senoidales que constituyen un sonido periódico. Se caracterizan porque sus frecuencias son múltiplos de la frecuencia del sonido, o **frecuencia fundamental**.

Sonido combinacional: (combinational sounds) Sonido generado en el oído a causa de sus alinealidades cuando se escuchan dos tonos puros de gran intensidad. Corresponde a los productos de distorsión (ver).

Sonido diferencial: (differential sound) Sonido combinacional obtenido como producto de distorsión sustractivo.

Sonido enmascarante: (masking sound) Sonido máscara.

Sonido máscara: (masking sound) Sonido que enmascara a otro (ver *enmascaramiento*).

Sonidos parciales: (partials) Cada uno de los tonos senoidales que constituyen un sonido de espectro discreto, ya sea éste armónico o inarmónico.

Sonómetro: (sound level meter) Medidor de nivel sonoro.

Sonoridad: (loudness) Magnitud psicoacústica que cuantifica la sensación de “mayor o menor sonoridad”. Difiere del *nivel de sonoridad* en que aquél sólo pretende representar la igualdad de sensaciones, mientras que éste se propone medir la diferencia o las relaciones entre ellas. Se expresa en **son**.

STC: Abreviatura de *sound transmission class*. Ver **R_w**.

Subarmónico: (subharmonic) Una frecuencia submúltiplo de una dada. Suele aparecer como producto de distorsión sustractivo cuando un sistema no lineal se excita con dos tonos cuyas frecuencias están en proporción **n:m**, con **n** y **m** enteros (por ejemplo dos tonos de **500 Hz** y **600 Hz** darán como resultado un subarmónico de **100 Hz**, que es el quinto subarmónico de **500 Hz** y el sexto subarmónico de **600 Hz**).

Subsónico/a: (subsonic) **1.** Referido a una velocidad cuando es menor que la del sonido. **2.** Infrasonico.

Superficie isófona: (isophone surface) Superficie imaginaria que contiene puntos del espacio de igual nivel sonoro. Se utiliza para evaluar los efectos del ruido a grandes distancias de la fuente y con propagación libre, típicamente el producido por aeronaves.

Superficie nodal: (nodal surface) En una onda estacionaria, superficie sobre la cual la presión sonora (o la velocidad de las partículas) es idénticamente nula.

Supersónico: (supersonic) Referido a una velocidad cuando es mayor que la del sonido.

Tabique: (wall) Pared o estructura que separa o aísla físicamente dos recintos.

Tabique doble: (double wall) Pared doble formada por dos paredes separadas por un espacio de aire que por lo general se rellena con materiales absorbentes.

- Tabique por estratos:** (layered wall) Tabique formado por cierta cantidad de estratos de diferentes materiales a fin de lograr un buen desempeño como aislante sonoro.
- Tasa de intercambio:** (exchange rate, halving rate) Cantidad de **dB** en que se incrementa el máximo nivel sonoro **A** admisible al reducirse a la mitad el tiempo de exposición. Para la legislación laboral de muchos países, está fijada en **3 dB**, de acuerdo con la teoría de la igualdad de la energía. En algunos países (notablemente, EEUU) se fija en **5 dB**, según lo admite la teoría de la igualdad de efectos temporarios. **Nota:** Para llegar a esta conclusión debe suponerse una intermitencia de **7** interrupciones diarias, que, evidentemente, no puede garantizarse en todos los casos (si es que tan siquiera es un promedio).
- Tensor del tímpano:** (eardrum's tensor) Un músculo del oído medio que mantiene el tímpano con la tensión adecuada.
- Tercio de octava:** (one third octave) Una relación de frecuencias igual a **1,25992**.
- Teorema de Fourier:** (Fourier's theorem) Propiedad (demostrable matemáticamente) por la cual toda forma de onda periódica es una superposición de senoides de frecuencias múltiplos de una frecuencia fundamental (ver *serie de Fourier*).
- Teorema de muestreo:** (sampling theorem) Teorema según el cual para poder reconstruir una señal muestreada sin distorsiones dicha señal no puede contener frecuencias mayores que la mitad de la frecuencia de muestreo o *frecuencia de Nyquist*. Cuando no se cumple esta condición, la señal reconstruida contiene frecuencias espurias denominadas *frecuencias alias* (ver).
- Teorema de Nyquist:** Teorema de muestreo.
- Teoría de la igualdad de la energía:** (equal-energy theory) Teoría del riesgo de daño auditivo según la cual el riesgo queda determinado por la cantidad media de energía sonora recibida por día (con ponderación **A**). Esta teoría conduce a que por cada reducción a la mitad del tiempo de exposición el nivel admisible se incremente en **3 dB**.
- Teoría de iguales efectos temporarios:** (equal temporary effect theory) Teoría del riesgo de daño auditivo según la cual el efecto a largo plazo de un determinado ruido es similar al desplazamiento temporario del umbral que ocasiona en personas jóvenes de buena audición dicho ruido. Por consiguiente, el riesgo puede estimarse conociendo el desplazamiento temporario del umbral. La teoría se complementa con las observaciones según las cuales una misma dosis de exposición diaria a un determinado nivel de ruido produce menores efectos temporarios si la exposición es intermitente que si se concentra en un solo periodo. Esta teoría conduce, bajo el supuesto de que en promedio hay **7** interrupciones diarias de la exposición, a que por cada reducción a la mitad del tiempo de exposición el nivel admisible se incremente en **5 dB**.
- Teoría tonotópica:** (tonotopic theory, "place" theory) Teoría del funcionamiento del oído interno iniciada por Helmholtz y continuada por Békésy según la cual la zona de mayor estimulación de la membrana basilar depende de la frecuencia, es decir que a cada frecuencia corresponde una posición específica en la membrana basilar.
- Terminación anecoica:** (anechoic termination) Generalmente referido a un tubo, terminación sin reflexiones, en el cual, por ejemplo, puede establecerse una onda progresiva.
- Test de articulación:** (articulation test) Una prueba para evaluar la inteligibilidad de la palabra consistente en determinar el porcentaje de sílabas, palabras sueltas o frases que una persona o conjunto de personas reconoce correctamente al ser pronunciadas en condiciones dadas (por ejemplo en un ambiente con determinada reverberación, o con determinado ruido de fondo, etc.).
- Tiempo de respuesta:** (response time) Tiempo que demora un sistema excitado con un escalón en pasar del **10 %** al **90 %** del valor final. Para un sistema de primer orden con constante de tiempo τ es igual aproximadamente a **2,2 τ** .
- Tiempo de reverberación:** (reverberation time) Tiempo que demora un sonido en bajar **60 dB** por debajo del valor que tenía al interrumpirse su fuente.

Tímpano: (eardrum) Membrana semitransparente de forma ligeramente cónica que se encuentra en el fondo del canal auditivo. El tímpano vibra a causa de las diferencias de presión entre el exterior y el interior, y comunica esas vibraciones al martillo.

Tipo: (Type) **1.** Clasificación de los instrumentos de medición acústica según su precisión. Los de tipo 0 son los instrumentos patrón de laboratorio, los de tipo 1 son los de precisión para laboratorio y campo, los de tipo 2 son para su utilización en verificaciones rápidas, y los de tipo 3, con fines orientativos. **2.** Una clasificación del montaje (ver) de los materiales absorbentes.

TNI: (traffic noise index) Un índice para valorar el ruido del tránsito. Está dado por la expresión $TNI = 4(L_{10} - L_{90}) + L_{90} - 30$.

Tono: (tone) **1.** Sonido periódico que evoca sensación de altura determinada. **2.** A veces, por abuso de terminología, tono puro. **3.** Un intervalo musical de alturas equivalente a multiplicar la frecuencia del sonido más grave por **1,12246**.

Tono puro: (pure tone) Sonido senoidal puro.

Trago: (tragus) Parte cartilaginosa del oído frente al canal auditivo. Presionándolo fuertemente contra éste se logra atenuar el sonido que ingresa al canal auditivo.

Transducción: (transduction) Acción de convertir una señal de una forma de energía a otra (por ejemplo de sonido a tensión).

Transductor: (transducer) Dispositivo que transforma una señal de una forma de energía a otra.

Transformada de Fourier: (Fourier transform) Extensión al límite del concepto de coeficientes de Fourier cuando la frecuencia de la señal se hace tender a 0. Permite una representación espectral de señales no periódicas, bajo el artificio de suponerlas periódicas con un periodo infinitamente grande (para evitar que los coeficientes tiendan todos a cero, se los multiplica por el periodo antes de pasar al límite). Se calcula como

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{j\omega t} dt.$$

Transformada discreta de Fourier: (discrete Fourier transform) Algoritmo de cálculo de la transformada de Fourier en el caso en que se la señal ha sido previamente muestreada. Se abrevia **DFT**.

Transformada Rápida de Fourier: (fast Fourier transform) Algoritmo de cómputo digital de la transformada de Fourier que incrementa notablemente la rapidez del cálculo. Su introducción ha hecho posible los analizadores de espectro digitales en tiempo real. Se abrevia **FFT**.

Transmisión: (transmission) Propagación del sonido de un lugar a otro por vía aérea, fluida o sólida.

Transmisión por flancos: (flank transmission) Transmisión del sonido por otra vía que la aparentemente más directa. Por ejemplo, en el caso de una pared, la transmisión por flancos puede deberse a la transmisión del sonido a la estructura portante y de ésta a otra pared diferente en otra habitación, radiando sonido hacia esta última, o también la filtración por una fisura.

Transmisión por vía aérea: (airborne transmission) Propagación del sonido a través del aire.

Transmisión por vía líquida: (waterborne transmission) Propagación del sonido a través del agua u otros líquidos.

Transmisión por vía sólida: (structureborne transmission) Propagación del sonido a través de elementos sólidos tales como estructuras, paredes, ventanas, losas, o pisos.

Transitorio: (transient) Régimen transitorio.

Tren de pulsos: Sucesión de pulsos de ancho dado, amplitud dada y frecuencia de repetición dada.

Trompa de Eustaquio: (Eustachian duct) Conducto que une el oído medio con la garganta. Normalmente se encuentra cerrado, manteniendo constante la presión en el oído medio. Se abre al bostezar y al tragar, permitiendo la igualación periódica de presión del oído medio con la presión atmosférica, compensando las variaciones lentas de ésta.

T₆₀: Abreviatura de tiempo de reverberación.

Ultrasonido: (ultrasound) Ondas acústicas inaudibles de frecuencias superiores a **20 kHz**.

Ultrasónico/a: (ultrasonic) Relativo al ultrasonido.

Umbral de audición: (threshold of hearing) Mínimo nivel de presión sonora a una frecuencia dada y en condiciones dadas (campo libre, campo reverberante, auriculares, etc.) necesario para evocar sensación sonora. Para **1 kHz** normalmente está cerca de los **0 dB**.

Umbral de dolor: (threshold of feeling, threshold of pain) El nivel de presión sonora que comienza a producir dolor de oído. Normalmente está cerca de los **120 dB**.

V: Abreviatura de Volt.

Valor cuadrático medio: (mean square value) Valor medio de la magnitud de una señal elevada al cuadrado. Es proporcional a la potencia media.

Valor de continua: (DC value) Valor constante superpuesto a una señal. En el caso del sonido, la presión atmosférica es el valor de continua de la presión total.

Valor de pico: (peak value) Máximo valor de una señal en un intervalo dado de tiempo. En el caso de señales periódicas, dicho intervalo se toma como el periodo.

Valor eficaz: (root mean square) Raíz cuadrada del valor cuadrático medio de una señal en un intervalo dado de tiempo. Se aplica a magnitudes como la tensión y la corriente eléctrica, la presión sonora, y la velocidad de las partículas. Representa un valor constante que produce la misma energía que la señal variable en el tiempo.

Valor máximo: (maximum) Valor de pico.

Valor pico a pico: (peak-to-peak value) Diferencia entre el valor máximo y el mínimo de una señal. Por ejemplo en una senoide sin valor de continua, es el doble de la amplitud.

Variable aleatoria: (random variable) Variable que puede ser el resultado de un experimento o que describe algún parámetro de un sistema que evoluciona en el tiempo, cuyo valor no puede predecirse. Por ejemplo, el resultado de arrojar un dado, o el nivel de ruido en un determinado instante de tiempo.

Varianza: (variance) Cuadrado del desvío estándar.

Velocidad: (speed, velocity) Distancia recorrida en la unidad de tiempo. Se calcula como la derivada de la posición con respecto al tiempo

Velocidad de las partículas: (particle speed) Velocidad instantánea de las partículas o moléculas cuando una onda sonora pasa por determinado punto. Este movimiento de materia es un fenómeno local que no debe confundirse con la velocidad de la onda sonora. Se abrevia **u**.

Velocidad del sonido: (sound speed, sound velocity) velocidad de propagación de la onda sonora. Para el aire es de aproximadamente **345 m/s**. Se abrevia **c**.

Velocidad de respuesta: Rapidez con que un sistema responde a una excitación. Generalmente se cuantifica por medio del tiempo de respuesta o de la constante de tiempo.

Ventana oval: (oval window) Orificio en la cóclea cubierto por una membrana en contacto con el estribo, por el cual ingresan al oído interno las vibraciones correspondientes al sonido.

Ventana redonda: (round window) Orificio en la cóclea cubierto con una membrana que permite compensar el líquido impulsado hacia adentro de la cóclea por la ventana oval. También se denomina tímpano secundario.

Vestíbulo: (vestibule) Parte inicial del oído interno.

Vibración: Movimiento, en general oscilatorio (regular o irregular), que experimenta un objeto, parte de él o un medio.

Vidrio doble: (double glazing) Sistema de ventana con dos hojas de vidrio separadas por una capa de aire de espesor entre algunos milímetros y algunos centímetros que permite una mejor aislación.

Vidrio laminado: (laminated glass) Vidrio formado por dos capas de vidrio separados por un material plástico (polivinil butiral, **PVB**). Tiene una pérdida de transmisión hasta **5 dB** mayor que la misma cantidad de vidrio macizo.

Viscoelástico: (viscoelastic) Se dice de los materiales que, como la goma, además de tener elasticidad tienen pérdidas por fricción interna al deformarse.

volt: Unidad de tensión eléctrica, también llamada en castellano *voltio*. Se abrevia **V**.

W: Abreviatura de Watt.

watt: Unidad del Sistema Internacional para la potencia, también llamada en castellano *vatio*. Es igual a **1** joule/segundo.

Yunque: (anvil) Huesecillo del oído medio entre el martillo y el estribo.

Z_a: Abreviatura para la impedancia acústica.