

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO



CONTROL DE RUIDO EN EQUIPO INDUSTRIAL

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN
CIENCIAS DE LA INGENIERIA ELECTRICA
CON ESPECIALIDAD EN CONTROL

PRESENTA:

ING. SERGIO A VALDERRABANO SALAZAR

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.
DICIEMBRE DE 1997.

1997

TM
Z5853
.M2
FIME
1997
y34

CONTROL DE RUIDO EN EQUIPO INDUSTRIAL

S.A.V.S.



1020120838

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO



CONTROL DE RUIDO EN EQUIPO INDUSTRIAL

T E S I S

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN
CIENCIAS DE LA INGENIERIA ELECTRICA
CON ESPECIALIDAD EN CONTROL

PRESENTA:

ING. SERGIO A. VALDERRABANO SALAZAR



FONDO
TESIS

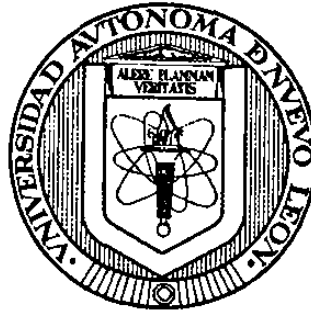
281098

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.
DICIEMBRE DE 1997

0119-55660

TA
25253
- 1c
- NE
72T
V31

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO**



CONTROL DE RUIDO EN EQUIPO INDUSTRIAL

TESIS

**EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA
INGENIERIA ELECTRICA CON ESPECIALIDAD EN CONTROL**

PRESENTA

ING. SERGIO ALEJANDRO VALDERRABANO SALAZAR


SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N.L. DICIEMBRE DE 1997

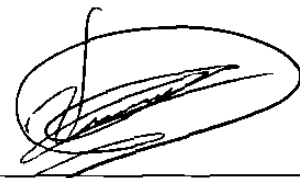
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO


Los miembros del comité de tesis recomendamos que la presente tesis: **Control de Ruido en Equipo Industrial** realizada por el Ing. Sergio A. Valderrabano, sea aceptada como opción para obtener el grado de maestro en Ciencias de la Ingeniería Eléctrica con especialidad en Control.

El comité de tesis


Asesor
M.C. Víctor Miguel Trejo Ramón


Co-Asesor
M.C. Juan Diego Garza González


Co-Asesor
M.C. Roberto Villarreal Garza


M.C. Roberto Villarreal Garza
División de Estudios de Post-Grado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León a Diciembre de 1997

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por permitirme terminar mi Maestría y darme los medios necesarios para poder culminarla .

A mis Padres : Ing. Javier Valderrabano y Sra. Ma. del Rosario Salazar, por su comprensión y cariño con que siempre me ayudaron e impulsaron .

Con toda intención hago por separado esta dedicatoria a los seres que más feliz y dichoso me han hecho, los cuales con su paciencia y disposición a apoyarme en todo momento me ha permitido llegar hasta el final de mi tesis.

Mi esposa: Leticia Villalobos Acosta

Mis Hijos : Jessica Valderrabano Villalobos , Leticia Valderrabano Villalobos , Alejandro Valderrabano Villalobos .

Mi agradecimiento también :

Al Ing. Roberto Villarreal Garza, Ing. Victor Trejo e Ing. Juan Diego Garza por su apoyo desinteresado y sus asesorías para la realización de mi tesis .

A mis compañeros y amigos por los momentos alegres que compartimos y sus consejos proporcionados.

Finalmente a los becarios Jose de Jesus Villalobos Luna y Jose Manuel Torres Vargas por su tiempo y entrega para apoyarme en cualquier momento para la transcripción de mi tesis.

PROLOGO

Este trabajo fue desarrollado con el fin de tener una fuente de apoyo para futuras investigaciones y material necesario de complemento para aplicaciones en el Campo Industrial. El material que se encuentra en esta tesis es una recopilación de los avances en el campo del Control de Ruido y Vibraciones así como Experiencias Personales en esos Temas.

El material que se incluye permite conocer las teorías básicas del área de vibraciones y acústica.

Por otra parte se explica los procedimientos adecuados para tener una metodología adecuado en el estudio de un problema vibratorio o acústico.

También este material permite seleccionar la maquinaria necesaria par prevenir futuros problemas de ruido o fatiga de las maquinas al trabajar, y a su vez nos da información suficiente y completa para hacer programas de mantenimientos predictivos.

Una de las ventajas de conocer el tema de Control de Ruido es que permite comprar equipo industrial y determinar su calidad de funcionamiento al momento en que se recibe la máquina y trabaja por primera vez .

Finalmente se hace una descripción de las aplicaciones del control de ruido y la forma mas adecuada para llegar a determinar los posibles problemas en maquinaria.

Espero y deseo que el material contenido en esta tesis sirva como una fuente de información para todas aquellas personas que deseen tener un conocimiento mas completo en el campo de Control de Ruido Industrial .

CONTROL DE RUIDO EN EQUIPO INDUSTRIAL

INDICE

	PAGINA
Agradecimientos	
Prólogo	
Índice	
Síntesis	
Cap. 1 . Introducción	
1.1 Antecedentes Históricos	1
1.2 Objetivo	3
1.3 Metodología	3
Cap. 2 Fundamentos de Acústica	
2.1 Definiciones Básicas sobre Sonido y Ruido	4
2.2 Propagación del Sonido	6
2.3 Sonidos Puros y Sonidos Compuestos	11
2.4 Frecuencias y Anchos de Banda	14
2.5 Ruido de Fondo	16
2.6 Recintos	16
2.7 Resonancia	18
2.8 Magnitudes Acústicas	19
Cap. 3 Medición Del Ruido	
3.1 Conceptos Fundamentales	21
3.2 Sonómetro	28
3.3 Analizador de Frecuencias	33
3.4 Registrador Gráfico	36
3.5 Dosímetro	40
3.6 Audiómetro	42
Cap. 4 Fundamentos de Control de Ruido	
4.1 Generalidades	44
4.2 Absorción Sonora	49
4.3 Materiales Absorbentes	62
4.4 Aislamiento Acústico	68

4.5 Aislamiento Mediante Particiones	75
4.6 Puertas y Ventanas	77
4.7 Aislamiento al Impacto	78
Cap. 5 Control de Ruido en Sistemas de Acondicionamiento de Aire	
5.1 Control de Ruido en Maquinaria	80
5.2 Control de Ruido en Abanicos	81
5.3 Atenuación de Sonido en Ductos	84
5.4 Control de Ruido en Terminales	85
5.5 Etapas del Control de Ruido	85
5.6 Identificación de Problemas	87
Cap. 6 Tratamientos Antivibratorios	
6.1 Aislamiento de las Vibraciones	95
6.2 Tratamientos y Dispositivos Antivibratorios	97
6.3 Precauciones Constructivas	100
6.4 Dispositivos en las Instalaciones	106
6.5 Máquinas . Montajes Antivibratorios	107
Cap. 7 Control de Ruido en dos Sistemas Industriales .	
7.1 Control de Ruido en un Molino Granulador	111
7.1.1 Mediciones de Ruido	111
7.1.2 Planteamiento de Solución al Problema	112
7.1.3 Solución del Problema	112
7.1.4 Conclusiones	114
7.2 Control de Ruido en un Sistema de Aire Acondicionado	114
7.2.1 Antecedentes del Problema	114
7.2.2 Niveles de Ruido	115
7.2.3 Solución del Problema	116
7.2.4 Conclusiones	117
Bibliografía.	122
Listado de Tablas	123
Listado de Gráficas	124
Resumen Autobiográfico	127

SINTESIS

Cap 1.- Introducción.

Este capítulo describe la historia del ruido y como a través del tiempo con el avance tecnológico se ha venido convirtiendo en un problema que tiene que tomarse a consideración. Estos problemas han provocado que se generen leyes y regulaciones del control de ruido en ambientes laborales y de la vida diaria. Por otra parte se plantean los objetivos y la metodología necesaria para efectuar el control de ruido en maquinaria industrial.

Cap 2.- Fundamentos de Acústica.

En este capítulo se explicarán las características básicas del comportamiento del sonido, su forma de propagación, frecuencias de generación para su clasificación, así como también conceptos sobre resonancia y las magnitudes acústicas utilizadas.

Cap. 3.- Medición del Ruido.

El capítulo hace un planteamiento de los pasos iniciales para poder cuantificar un sonido, y fundamentar la instrumentación adecuada para su medición, también se plantean los diferentes tipos de medidores utilizados y sus características para su selección.

Cap. 4.- Fundamentos de Control de Ruido.

La información de este capítulo inicia por definir las características de absorción sonora, los diferentes tipos de materiales absorbentes. Las formas de determinar materiales absorbentes o aislantes, su uso y aplicación de un material acústico y las formas de utilizar un aislamiento en máquinas de impacto en transmisión de sonido por aire y sólidos.

Cap. 5.- Control de Ruido en Sistemas de Acondicionamiento de Aire.

En el capítulo se analizan las fuentes de ruido en sistemas de aire acondicionado y se plantean los diferentes tipos de abanicos que se utilizan en ellos. También se detallan las características de los ductos y difusores utilizados a la salida de un aire acondicionado y en su parte final un resumen de las fallas más comunes en sistemas de acondicionamiento de aire y las formas de identificarlas.

Cap 6.- Tratamientos Antivibratorios.

Este capítulo considera las características de un aislamiento vibratorio con el fin de poder determinar las diferentes formas en que se puede aislar el dispositivo antivibratorio adecuado, a su vez conocer las precauciones constructivas para poder evitar que una máquina al funcionar genere un ruido o vibraciones excesivas, paralelo a estas precauciones el capítulo nos proporciona información de los diferentes tipos de dispositivos antivibratorios que existen, así como la forma de utilizarlos, complementando esta información con una descripción de las diferentes opciones de montajes antivibratorios.

Cap 7.- Control de Ruido en los Sistemas Industriales.

En este capítulo se describe como primer caso en forma detallada el uso del control de ruido en maquinaria industrial iniciando su uso en un molino granulador de plástico, al cual se le realizó un estudio de ruido con el fin de abatir el ruido durante su tiempo de operación.

Como segundo caso se trabajó en un sistema de aire acondicionado de una oficina corporativa donde se hizo un estudio de ruido y vibraciones en el cual se determinó un falla de desbalance y desalineamiento, planteando en su parte final las recomendaciones necesarias para solucionar los problemas.

Capítulo 1

INTRODUCCION

1.1 Antecedentes Históricos.

El tema del ruido y sus efectos sobre el hombre no es nuevo. En documentos antiguos ya los romanos mencionaban la prohibición de hacer rodar los pesados carros sobre el pavimento de piedra en la ciudad imperial durante la noche, para no perturbar el descanso de los ciudadanos. Otra curiosa ordenanza en el movimiento en el medioevo prohibía a los ciudadanos londinenses pegar a sus mujeres durante la noche, para evitar que sus gritos produjeran el mismo efecto indeseado

Durante el siglo pasado, como consecuencia de la revolución industrial, el elevado nivel de ruido y la frecuencia con la que éste aparece, causa un incremento considerable en el número de pérdidas de sensibilidad auditiva. El problema se generaliza al punto que se comienza a relacionar con determinadas actividades (p. ej., la enfermedad del calderero). De alguna manera la pérdida de sensibilidad auditiva se comienza a percibir como una enfermedad profesional.

El progreso de la electrónica a mediados de los años treinta permite el desarrollo de dos instrumentos indispensables para el estudio de ruido y sus efectos: el medidor de nivel sonoro y el audiómetro. Ellos hacen posible la medición de niveles sonoros y del umbral de audición con tal precisión que los científicos pueden, por primera vez realizar estudios serios y repetibles. El arte se transforma en ciencia.

Durante la segunda guerra mundial un elevado número de personas perdieron la audición por haber estado expuestos a niveles sonoros excepcionalmente altos ello hace que la comunidad científica comience a ocuparse seriamente del tema. Se trata no solamente de establecer una relación certera entre niveles sonoros y la pérdida de sensibilidad, sino de suministrar al mundo ocupacional datos certeros y medios para aliviar el problema.

Es cuando, por una parte el precio y la complejidad del instrumental de medición se reduce y por otra, aparecen los primeros protectores auditivos científicamente diseñados. En una palabra la ciencia pasa del campo académico al mundo de la industria. Esta tendencia sigue hasta el día de hoy.

¿Cuáles son los problemas con los que nos enfrentamos actualmente en la lucha contra la pérdida de sensibilidad auditiva ? Evidentemente el conocimiento de la causa y cómo controlarla son conocidas en el mundo científico. Queda el poder incorporarla en la legislación laboral para poder instruir legalmente dichos controles.

El otro problema, tal vez el más profundo, es el poder capacitar a los que están trabajando en el campo de la protección laboral, incluyendo a los profesionales de la seguridad industrial. Ellos deben aprender a reducir el riesgo de la pérdida de sensibilidad auditiva. Y por otra parte, deben transmitir estos conocimientos a los que están expuestos al ruido. Es solamente así como lograremos reducir este terrible flagelo de la sociedad actual.

1.2. Objetivos.

La finalidad de esta tesis consiste en desarrollar métodos y procedimientos adecuados para efectuar el control de ruido en equipos industriales.

Aplicar los conceptos descritos en lo relacionado con el control de ruido y vibraciones en la solución de problemas.

1.3. Metodología.

Se analizan los conceptos teóricos relacionados con el tema de control de ruido y vibraciones, se puntualizará en los conceptos generales de aplicación práctica para la solución de problemas de ruido y vibraciones en maquinaria. Finalmente se aplicaran los conceptos teórico-prácticos en la solución particular de dos problemas reales.

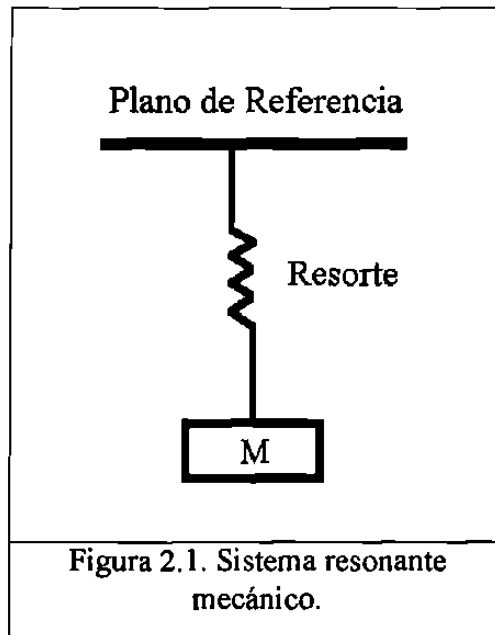
Capítulo 2.

FUNDAMENTOS DE ACUSTICA

2.1. Definiciones Básicas Sobre el Ruido y el Sonido.

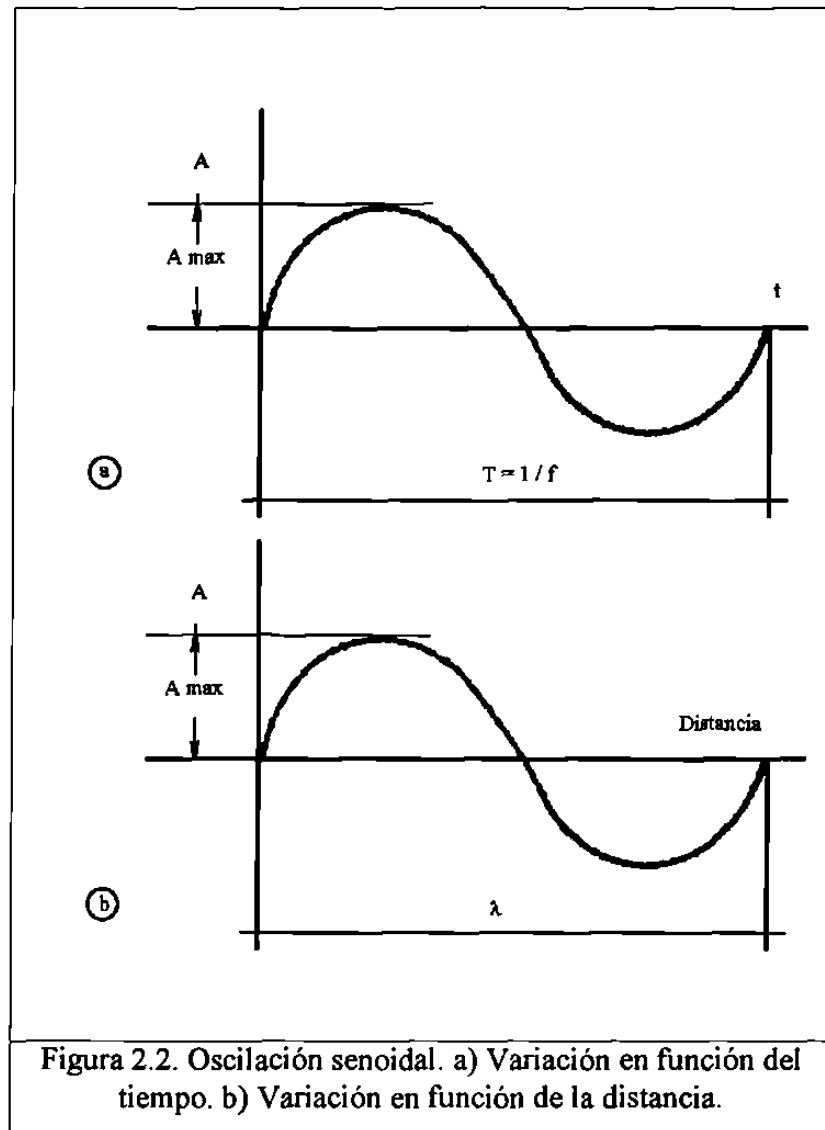
Desde el punto de vista físico, el sonido es un fenómeno esencialmente oscilatorio. Por esta razón, antes de entrar en detalle se debe hacer un breve repaso a los fundamentos del movimiento oscilatorio y definir los términos que lo caracterizan.

Se dice que una partícula está oscilando cuando pasa, en intervalos iguales de tiempo, por posiciones idénticas respecto a un punto en reposo, con la misma velocidad. El sistema ilustrado en la figura 2.1, consiste en una masa suspendida de un resorte y es un ejemplo clásico: al estirar el resorte, la masa comienza a oscilar con una frecuencia constante, pasando en intervalos iguales por posiciones idénticas. El movimiento del péndulo de reloj es otro ejemplo del movimiento oscilatorio.



Desde el punto de vista histórico, la acústica estaba relacionada únicamente con la producción de sensaciones auditivas. En la actualidad el campo de la acústica se ha expandido de tal manera que abarca sonidos inaudibles de muy alta (ultrasonidos) o de muy baja (infrasonidos) frecuencia.

El movimiento oscilatorio más sencillo es el denominado movimiento periódico simple. Se caracteriza por su amplitud y su frecuencia (figura 2.2). La primera (a), es la elongación o el distanciamiento de la partícula con respecto a su posición de reposo. Su unidad es la distancia. En la segunda, la frecuencia (f) es el número de veces por segundo que la partícula pasa por la misma posición, desplazándose en el mismo sentido. Su unidad es la inversa del tiempo.



A su vez, el tiempo que demora dicho pasaje se denomina periodo (T). Su unidad es el tiempo y su relación con la frecuencia es:

$$T = \frac{1}{frec} = seg. \quad (2.1)$$

La amplitud es una magnitud variable con el tiempo y su expresión matemática es:

$$a = A_m \text{ sen } 2\pi ft = A_m \text{ sen } \omega t \quad (2.2)$$

Donde: A es el valor máximo de a.

t es el tiempo

2.2. Propagación del Sonido.

Anteriormente se hizo referencia a una partícula dentro de un medio elástico, oscilando alrededor de un punto de reposo. Ahora bien, la partícula (molécula, en este caso) está vinculada a las partículas que lo rodean. De modo que su movimiento se transmite, de alguna manera, a las partículas vecinas, las que a su vez hacen lo propio con las que están en su proximidad. El fenómeno de la oscilación de la partícula se transmite. Este fenómeno se denomina propagación.

La propagación puede ser en la dirección de la onda o perpendicular a ella. En el primer caso se llama longitudinal y en el segundo transversal. La propagación longitudinal es propia de los gases y de algunos líquidos. En los sólidos se manifiestan ambos tipos de propagación.

En el caso del ruido industrial, el medio de propagación más frecuente es el aire. Es así como se habla de presión sonora, ya que la propagación es longitudinal y el movimiento molecular origina presiones y rarefacciones locales dentro del medio.

Desde el momento en que se habla de movimientos oscilatorios, es evidente que la imagen no es permanente, sino instantánea y transcurrido el tiempo.

$$\frac{T}{2} = \frac{1}{2f} \quad (2.3)$$

La situación se invierte y la presión máxima cambia de posición en el espacio, ocupando la anterior a la rarefacción máxima. En este caso la perturbación ha avanzado y

las partículas de aire oscilaron alrededor de su posición de equilibrio. Lo único que ha avanzado es la perturbación: el sonido se ha propagado.

La amplitud variará según la fórmula:

$$u = \frac{dA}{dt} = \omega A_m \cos \omega t \quad (2.4)$$

La onda de presión tendrá una longitud en función de la propagación c y de la frecuencia de la onda, y su expresión es:

$$\lambda = \frac{C}{f} \quad (2.5)$$

La presión instantánea en un punto del aire, producida por una fuente sonora es una función compleja tanto del tiempo como de la distancia entre la fuente y el punto en cuestión.

$$p = P \operatorname{sen} \omega t \left(t + \frac{x}{C} \right) \quad (2.6)$$

donde: p = Presión instantánea.

P = Presión máxima.

x = La distancia entre la fuente y el punto.

C = Velocidad del sonido.

La velocidad con la que se propaga el sonido esta relacionada con las características mecánicas del medio en que esta sumergida la fuente de la perturbación. En los cuerpos sólidos

$$C = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.7)$$

donde : C = La velocidad (m/s).

E = Módulo de elasticidad.

ρ = La densidad del medio (Kg / m^3)

Para los líquidos la expresión es la que sigue :

$$C = \sqrt{\frac{1}{x\rho}} \quad (2.8)$$

donde $x = 1/E$ es el índice de compresibilidad .

En el caso de los gases, se presume que las compresiones y rarefacciones de nivel molecular a las que se hizo referencia anteriormente, se suceden a tal velocidad que no permiten el intercambio de calor con el medio ambiente. Se trata de fenómenos adiabáticos. En estos casos el modulo de elasticidad será: $E = KP$, donde K es la relación de calor específico a presión y volumen constante. El valor de K para los gases diatómicos, como el aire, es 1.41; así para el aire tenemos:

$$C = \sqrt{1.41 \frac{P}{\rho}} \quad (2.9)$$

Existen expresiones donde la única variable es la temperatura . Así la velocidad del sonido en el aire se puede obtener como :

$$C = 20.05 \sqrt{^{\circ}C + 273} \quad (2.10)$$

Fenomenos de Propagacion.

a) Reflexión.

La reflexión es uno de los fenómenos más importantes relacionados con la propagación. Este fenómeno se produce cuando el sonido se encuentra con un obstáculo de dimensiones parecidas a la longitud de onda del sonido incidente.

Por ejemplo, un sonido de 1000 Hz, tiene una longitud de onda aproximada de :

$$\lambda = \frac{C}{f} = \frac{300}{1000} = 0.30 \text{ m} = 30 \text{ cm}$$

Por consiguiente, cualquier objeto de dimensiones mayores de 30 cm reflejará fácilmente el sonido de 1000 Hz.

La onda reflejada tendrá exactamente la misma frecuencia de la onda incidente y su amplitud será una función de las características acústicas de la superficie reflejante.

b) Refracción

El fenómeno de la refracción aparece cuando una onda sonora alcanza un obstáculo de dimensiones menores que la onda incidente , o cuando llega a un borde del obstáculo . Por ejemplo una esquina .

La refracción es muy importante en el diseño de las barreras acústicas, que son una de las formas del control de ruido.

c) Interferencia

Si una partícula está sometida simultáneamente a dos o más fuerzas, su desplazamiento obedecerá a la resultante de todas ellas . En el caso de ondas periódicas , el movimiento resultante será otro desplazamiento periódico cuya frecuencia y amplitud será una función de los desplazamientos y frecuencias de las ondas actuantes .

En el campo de la acústica tiene particular interés la interferencia de dos ondas de igual frecuencia, ya que corresponde al caso de una onda que es producida por una fuente y reflejada por un obstáculo tal como una pared, un techo, una barrera, etc. En este caso se producen las llamadas “ondas estacionarias “ .

Todo sucede como si el obstáculo se convirtiera en otra fuente sonora de igual frecuencia que la original.

La combinación de ambas presiones sonoras , la directa y la reflejada , producen una presión resultante

$$p = (P_1 + P_2) \left[\cos 2\pi \left(1 - \frac{x}{\lambda}\right) \right] \cos \omega t \quad (2.11)$$

Al comparar la ecuación 2.6 (onda progresiva) con la 2.11 (onda estacionaria) se comprueba que en la última los valores de x son :

$$X = \frac{\lambda}{4}, \frac{3\lambda}{4}, \frac{5\lambda}{4}, \dots, (2n-1) \frac{\lambda}{4}$$

son siempre $p = 0$. En cambio para los valores de x :

$$X=0, \frac{\lambda}{2}, \frac{3\lambda}{2}, \dots, \frac{n\lambda}{2}$$

la amplitud varia $\omega / 2P$ veces por segundo entre $(P_1 + P_2)$ y $-(P_1 - P_2)$ pasando por cero.

En los puntos intermedios (valores de x diferentes de los arriba enunciados) la amplitud varia periódicamente , con la misma frecuencia y sus valores máximos están comprendidos entre 0 y $(P_1 + P_2)$.

Todo sucede como si la onda estuviera detenida en el espacio. De ahí su nombre de estacionaria .

Los puntos donde la amplitud es 0 se llaman nodos. A los puntos donde la presión es máxima se les llama antinodos .

Las ondas estacionarias son la causa de que en los recintos existan áreas , en las que la audición sea deficiente . En algunas partes el sonido no existe y en otras es mayor al que sería si ni existiera onda estacionaria .

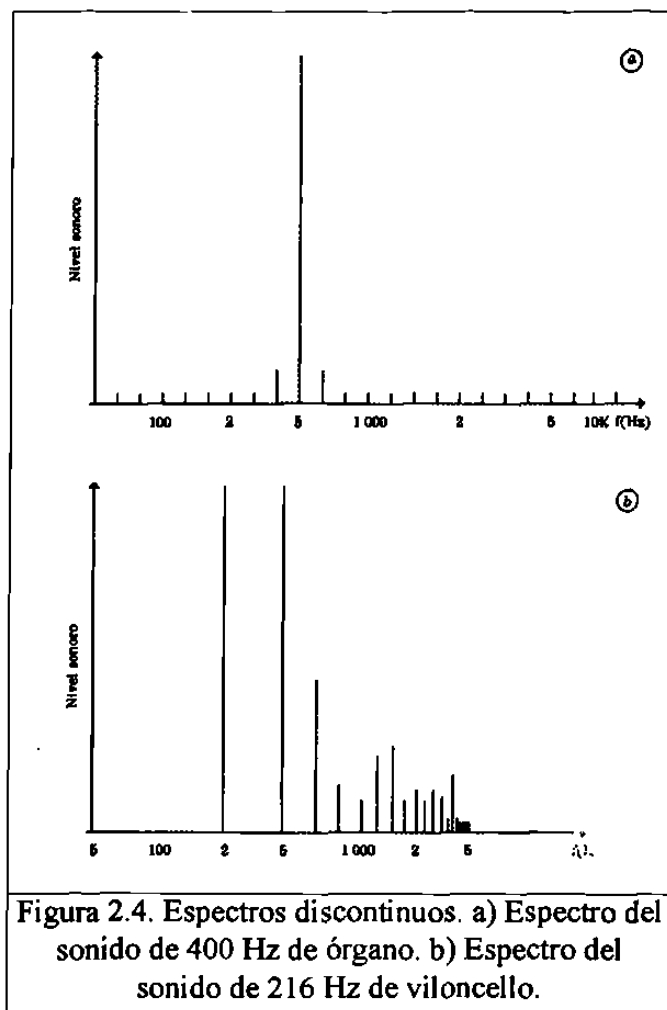
Otra aplicación de la interferencia es el llamado control activo de ruido . En este caso, se genera artificialmente un ruido igual al que se quiere controlar, pero de fase opuesta . Por el momento las aplicaciones están limitadas al ruido de aire acondicionado y al de los grandes ventiladores que se encuentran en algunos procesos fabriles .

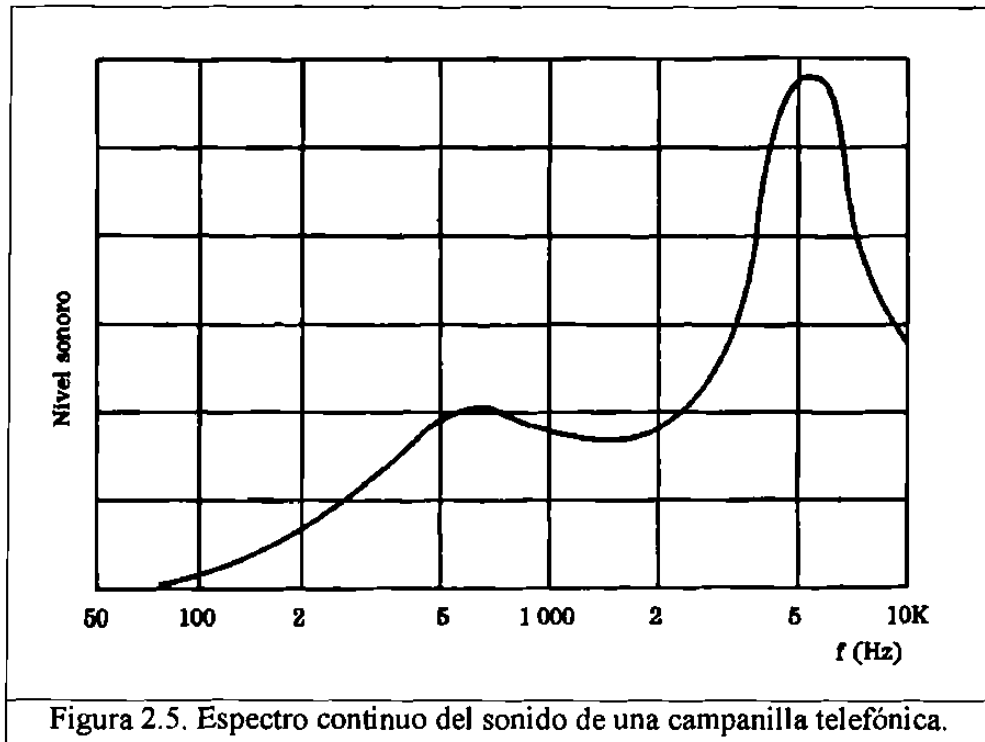
2.3. Sonidos Puros y Sonidos Compuestos .

Se denomina sonido puro a aquel que tiene una sola frecuencia . Los sonidos puros no existen en la naturaleza , solamente pueden ser creados de manera artificial por el hombre.

El sonido compuesto contiene varios tonos puros de diferentes frecuencias. Un ejemplo es el sonido de una locomotora .

Hay ocasiones en las que nos interesa conocer los diferentes tonos puros que componen un ruido compuesto: sus amplitudes y frecuencias . Este proceso se denomina análisis de frecuencias. Los aparatos que realizan esta función se denominan analizadores de espectros o filtros .





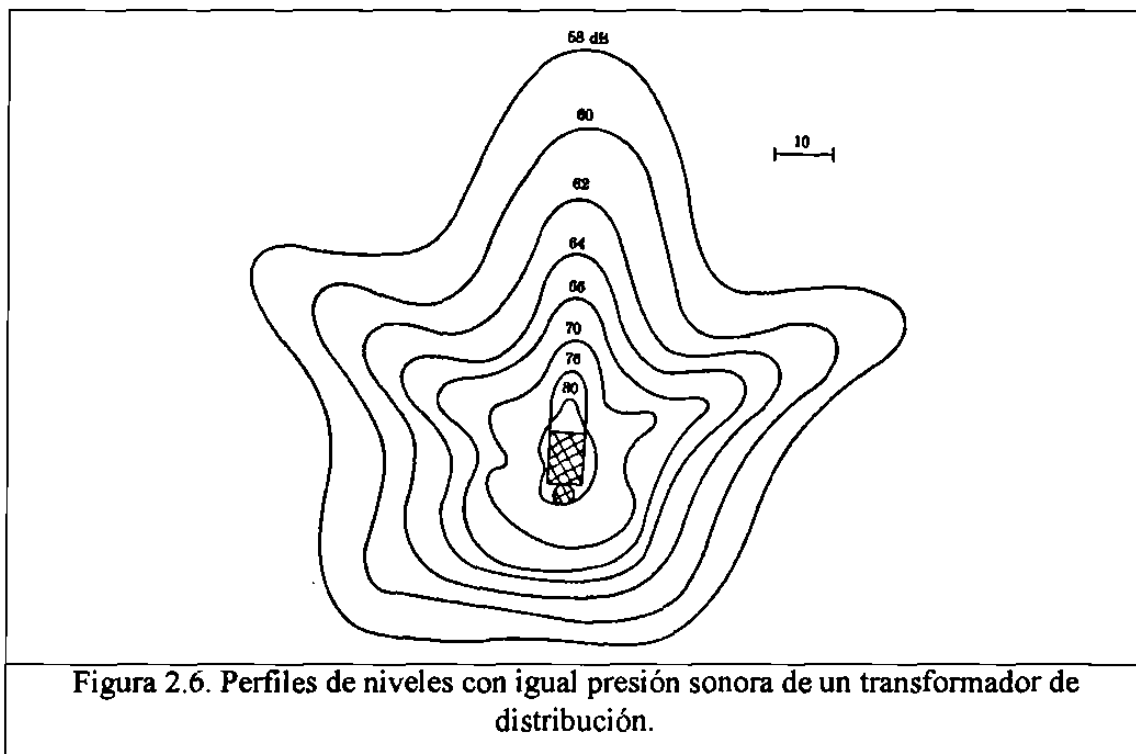
REPRESENTACIONES GRAFICAS

a) Espectros Sonoros

Para representar los distintos componentes de un sonido compuesto se recurre a los espectros sonoros. En ellos aparecen todos los componentes tanto en forma discontinua como (fig. 2.4 a y b) como en forma continua (fig. 2.5). El eje de abscisas es siempre logarítmico, si bien ello no está indicado (aparece como frecuencia , Hz y no como log frecuencia ,Hz). Ello es producto de que la sensación de altura de un sonido es logarítmica y no lineal .

Un sonido se oye dos veces más agudo cuando su frecuencia se ha duplicado , y por ello las frecuencias normalizadas , que son las utilizadas para las mediciones acústicas , se encuentran en relación 1:2 . El panel semilogarítmico (logx en abscisas) permite una

representación muy cómoda de este tipo de fenómenos , ya que , por ejemplo , la distancia entre 100 y 200 Hz es igual a la que está entre 200 y 400 Hz .



Cuando se quiere describir o visualizar el comportamiento de una fuente o de un receptor con respecto a su direccionalidad , se recurre a los diagramas direccionales (fig. 2.6) , que son muy útiles sobre todo en la descripción de altoparlantes , micrófonos , fuentes de ruido etc. . Las propiedades direccionales son diferentes a distintas frecuencias , razón por la cual dicha variable debe mencionarse de una manera explícita.

b) Representacion Temporal

El nivel sonoro del ruido industrial varía con el tiempo . En muchas ocasiones es necesario mantener un registro de estas variaciones . Ejemplo de ello puede ser el ruido de tráfico en un punto de la ciudad o la variación del nivel sonoro debido a un proceso fabril intermitente.

En estos casos se recurre a gráficas donde el tiempo aparece en las abscisas y el nivel sonoro en las ordenadas .

2.4. Frecuencias y Anchos de Banda .

Las mediciones acústicas se realizan a determinadas frecuencias , de acuerdo con las normas correspondientes .Estas frecuencias se establecen con base en la frecuencia de 1000Hz (1 KHZ) . Tres series de frecuencias han sido establecidas : las denominadas octavas (1/1) , medias octavas (1/2) y tercios de octava (1/3) . Todas ellas se obtienen de la frecuencia base mediante las relaciones que se detallan en la tabla 2.1 donde f_1 y f_2 son dos frecuencias consecutivas

Denominación	f_2 / f_1
Octava	2
1 / 2 Octava	1.41
1 / 3 Octava	1.25

El conjunto completo de las frecuencias normalizadas aparece en la tabla 2.2 , donde cada x indica la definición de cada frecuencia . Así , por ejemplo , la frecuencia de 500 Hz es a la vez 1/1 , 1/2 y 1/3 , en cambio la de 630 lo es de 1/3 y la 710 , de • . En la actualidad las medias octavas han caído prácticamente en desuso .

Muchas veces las mediciones no se realizan a una frecuencia fija , sino en una fracción del espectro . Para este propósito , el espectro se divide en bandas de diferentes ancho : bandas de octavas y tercios de octava .

El ancho de banda se define como la relación entre las frecuencias superior e inferior que la limitan y donde la potencia cae a la mitad . Las frecuencias límite se obtienen multiplicando la frecuencia central por el coeficiente indicado en la tabla 2.3

BANDA	K
OCTAVA	0.707
1/2	0.348
1/3	0.231

Las bandas toman la denominación de su frecuencia central . Por ejemplo , se puede hablar de la banda de octava centrada en los 1000Hz , o de la de tercio de octava de 2500 Hz , etc.

Frecuencia normalizada a	1/1 oct.	1/2 oct.	1/3 oct.	Frecuencia normalizada a	1/1 oct.	1/2 oct.	1/3 oct.	Frecuencia normalizada a	1/1 oct.	1/2 oct.	1/3 oct.
16	x	x	x	160			x	1 600			x
18				180		x		1 800			
20			x	200			x	2 000	x	x	x
22.4		x		224				2 240			
25			x	250	x	x	x	2 500			x
28				280				2 800		x	
31.5	x	x	x	315			x	3 150			x
35.5				355		x		3 550			
40			x	400			x	4 000	x	x	x
45		x		450				4 500			
50			x	500	x	x	x	5 000			x
56				560				5 600		x	
63	x	x	x	630			x	6 300			x
71				710		x		7 100			
80			x	800			x	8 000	x	x	x
90		x		900				9 000			
100			x	1 000	x	x	x	10 000			x
112				1 120				11 200		x	
125	x	x	x	1 250			x	12 500			x
140				1 400		x		14 000			
160			x	1 600			x	16 000	x	x	x

Tabla 2.2 Frecuencias Normalizadas

Por último, la relación entre los límites superior e inferior de una banda se obtiene multiplicando la frecuencia central por los factores de la tabla 2.4

Tabla 2.4 . Límites de Banda .		
BANDA	$f_{inferior}$	$f_{superior}$
OCTAVA	0.707	1.414
1/2	0.841	1.189
1/3	0.891	1.122

Las mediciones de acústica arquitectónica se realizan en las frecuencias de 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 Hz en las bandas de octavas que tienen dichas frecuencias como centro, o en tercios de octava entre 100 Hz y 400 KHz.

En cambio las mediciones de ruido se suelen realizar en bandas de octava comprendidas entre 125 y 8000 Hz o en tercios de octavas entre 100 y 10,000 Hz.

2.5. Ruido de Fondo.

El rango de frecuencias audibles oscila entre 20 y 20,000 Hz . sin embargo , el rango de audición depende de la edad , el sexo y también de los antecedentes auditivos del sujeto .

La teoría de la información se refiere al ruido como señal indeseable . Se cita el caso del operario de una máquina , para quien los ruidos constituyen “la señal “de que todo va bien . Si en el momento de esta apreciación se conversa , la voz humana constituye ruido . En cambio si lo que desea el operario es conversar , el ruido de la máquina será el “ruido de fondo “ .

El ruido de fondo está siempre presente y en todas partes .Es el de tránsito , la conversación continua en la oficina , el silbido del viento , etc. Su efecto consiste en enmascarar el ruido que estamos midiendo . En rigor , constituye el nivel mínimo que podemos medir , ya que un ruido de menor nivel queda “cubierto“ por el mismo .

2.6. Recintos.

Cuando se estudia la propagación del sonido dentro de un recinto cerrado , aparecen varios conceptos cuyo significado es conveniente aclarar .

Considérese el caso de una fuente sonora que irradia energía en el centro de un recinto . Esta fuente tiene , evidentemente , dimensiones físicas . A su vez , el sonido que emite tendrá una determinada frecuencia cuya longitud de onda ($\lambda = C / f$) tendrá una relación con las dimensiones de la fuente . Si las dimensiones de ésta última son mucho mas pequeñas que λ se le denomina fuente puntual . A la vez , para cumplir con dicho requisito , debe irradiar con la misma intensidad en todos los sentidos . En la práctica es posible obtener fuentes que cumplan en forma aproximada con lo antes mencionado .

La onda emitida por la fuente sonora alcanza las paredes , se refleja , vuelve hacia atrás , se vuelve a reflejar , etc., en determinadas condiciones , se puede llegar a un

estado en que la densidad de la energía acústica por unidad de área sea la misma en todas las direcciones . Al sonido que posee estas características se le denomina “sonido difuso“ .

El concepto de eco es uno de los más conocidos , para que éste aparezca es necesario emitir una señal discontinua (por ejemplo un grito) frente a un obstáculo , como una pared , una depresión del terreno , un bosque , etc. .La señal que se refleja y es percibida por el observador como distinta de la emitida , constituye el eco .

Es evidente la importancia del tiempo que media entre la recepción del sonido directo y el reflejado . Debido a cierta inercia sensorial , “fundimos” las dos sensaciones auditivas . Si el tiempo entre ellas es menor que $1/10$ de segundo , el segundo sonido aparece como una prolongación del primero. En cambio , si este tiempo es mayor percibimos claramente ambos sonidos como separados y cuyo resultado es el eco .

Este tiempo determina a la vez la distancia mínima que debe existir entre el oyente y la pared reflectora . Para $C = 340$ m/ seg aproximadamente en el aire , esta distancia resultante es de 17 m , es decir , 34 m de ida y vuelta .

Se puede dar el caso de varios ecos resultantes de un solo origen . A este defecto acústico , que se observa en varias salas , se le conoce como eco de flauta

En cambio , si el eco no se alcanza a percibir como sonido distinto sino como una prolongación de la señal original , aparece la reverberación .

Si se está muy cerca de la fuente sonora , la importancia del sonido reflejado se hace despreciable con respecto al sonido directo . Es el caso típico del hombre que trabaja en la proximidad de la máquina . Evidentemente la determinación de este campo próximo es función de la potencia acústica de la fuente y de su diagrama de radiación . Además , interviene como siempre la frecuencia , la distancia y la naturaleza de las paredes . El conocimiento del campo próximo es muy importante en los casos en que se requiere disminuir el nivel del ruido en un recinto con el fin de proteger al personal empleado .

Cuando se pretende proteger al hombre que está en la vecindad de la fuente es evidente lo poco que se puede obtener al colocar superficies absorbentes en las paredes . no es éste el caso del personal situado en la proximidad de las paredes , vale decir en campo lejano y que se beneficia con la interferencia de dicho material absorbente .

2.7. Resonancia.

Toda vez que se trata de vibraciones u oscilaciones aparecen el concepto de la resonancia. Un modo de visualizar el fenómeno dentro del campo de la mecánica podría ser la siguiente: imaginemos un elemento inercial (una masa) y un elemento elástico (un resorte), que vincule al primero con un plano de referencia (figura 1.1).

Si mientras está el sistema en equilibrio, se estira el recorte dejándolo luego en libertad, la masa comenzará a oscilar alrededor de su punto de equilibrio. La frecuencia de dicha oscilación será independiente de la elongación inicial ocasionada y dependerá únicamente de las constantes de la masa y del resorte. Dicho de otro modo, la frecuencia es algo propio del sistema, por lo que se le denomina propia o de resonancia. Si en vez de la excitación brusca (al estirar el resorte), le aplicamos una fuerza variable con el tiempo y de una frecuencia igual a la del resonancia, las oscilaciones adquieren una amplitud máxima. A esta frecuencia el sistema necesita un mínimo de energía para ponerse a oscilar. En rigor necesita solamente reponer la energía que disipa por fricciones internas del resorte, roce con el aire, etcétera.

Por otra parte, si se excita el sistema mediante una fuerza de otra frecuencia, los desplazamientos que se obtendrán serán de mucho menor amplitud. Vale decir que en última instancia, el fenómeno de resonancia de un sistema mecánico. Exactamente lo mismo ocurre en un sistema eléctrico que contenga un elemento inercial (una inductancia) y otro elástico (un capacitor).

Todo cuerpo físico lleva en sí los elementos de masa y elasticidad mencionados. Al ser excitado vibra con mayor o menor frecuencia, lo cual depende de la magnitud de sus componentes. La amplitud de dicha vibración y su frecuencia puede presiones acústicas no detectables por el oído humano. Por otra parte los cuerpos físicos no son por lo general uniformes ni homogéneos, de modo que pueden vibrar simultáneamente a más de una frecuencia y con distintas amplitudes en cada caso.

La excitación puede realizar también como un impacto. Un ejemplo típico son los instrumentos de cuerda punteados (guitarra, arpa) o golpeados (piano). En estos casos, la cuerda vibra a su propia frecuencia. Otro ejemplo común es la vibración del vaso al ser percutido con un cuchillo o aun con la uña del dedo.

Se puede excitar la vibración del vaso por otros medios, por ejemplo haciendo que un parlante emita sonidos de la misma frecuencia que la del vaso. Puede ocurrir incluso, la destrucción del mismo, si la excitación es suficiente elevada. (El anecdotario de los grandes cantantes incluye episodios de destrucción de copas de cristal, simplemente son la emisión de un sonido de amplitud y de frecuencia determinadas).

Otro ejemplo típico es la frecuencia de resonancia de un recinto. Es muy conocida la tendencia natural a cantar en el baño, esto se debe a que las paredes de los baños son pocos absorbentes y hacen que la potencia de la voz aparezca multiplicada. Por otra parte, si se imita el sonido de la sirena, puede notarse que hay frecuencia para las cuales todo el recinto vibra; son las frecuencias de resonancia del mismo.

En este caso, que es similar a los recintos acústicos (denominados cajas de altoparlantes o baffles), el aire cumple la doble función de elemento inercial y elástico.

El fenómeno de la resonancia mecánica adquiere especial importancia desde el punto de vista de la seguridad de estructura tales como edificios, puentes, líneas de alta tensión, etc. Tanto es así que una falla en la apreciación de las fuerzas actuantes (y sus frecuencias) puede llevar a la destrucción de las estructuras citadas.

2.8. MAGNITUDES ACUSTICAS

a) Presión Sonora (P)

Se debe diferenciar entre la presión estática, que es debida a la presencia del aire que rodea al individuo, y la sonora, que es producida por el sonido, y resulta ser la diferencia entre la presión estática y la existente. La unidad que se utiliza más comúnmente en acústica, es el pascal:

$$1 \text{ pascal} = 1 \frac{\text{newton}}{\text{m}^2} = 10 \mu\text{B} = 10 \frac{\text{dina}}{\text{cm}^2}$$

Por tratarse de un fenómeno periódico, se tiene valores instantáneos, máximos y eficaces, relacionados entre sí en la forma ya conocido para estas magnitudes.

b) Densidades de Energía (L)

Es la energía sonora comprendida dentro de la unidad de volumen. Se mide en erg/cm³.

c) Intensidad Sonora (I)

Es el valor medio de la potencia acústica instantánea que atraviesa la unidad aérea y se mide en erg o en watt/m².

Para el caso de una onda plana senoidal, resulta:

$$I = u^2 \rho C = \frac{p^2}{\rho C} \quad (1.11)$$

Ya que el sonido es un fenómeno periódico la intensidad es el producto de la densidad por la velocidad de propagación.

d) Impedancia Acústica (Z)

Es la relación compleja entre la presión sonora en un punto y la velocidad de las partículas en el mismo punto de una onda plana. Su valor es:

$$Z = \frac{P}{u} = C \rho \quad (1.12)$$

Se mide en g • cm⁻² • seg en ohms acústicos. Su valor para el aire es de 41 ohms acústicos.

Si la onda se propaga en forma libre, sin reflexiones ni interferencias, de presión y la velocidad están en fase, por lo cual la impedancia es un número real. En caso contrario, por ejemplo dentro de un material poroso, aparecen desfasados, por lo impedancia resulta compleja. Su expresión entonces contiene dos componentes: la real y la imaginaria.

También se define la impedancia acústica de un material como la relación compleja entre la presión y la velocidad de las partículas sobre la superficie del mismo.

Capítulo 3

MEDICION DEL RUIDO

3.1. Conceptos Fundamentales.

Es innegable la importancia de la cuantificación de los fenómenos, en este caso del sonido y del ruido. Las preguntas más comunes que surgen son: medir el qué y el cómo del ruido. Seguidamente se pregunta sobre la exactitud de las mediciones y sobre las precauciones que hay que tomar para disminuir los errores que seguramente se cometen.

Si bien la medición es una ciencia en sí y requiere ejercitación prolongada antes de poder asegurar resultados, en esta obra se enumerarán sólo algunos conceptos básicos vinculados sobre el tema, pasando revista al instrumental comúnmente utilizado, su empleo y los resultados que pueden obtenerse con su uso. Simultáneamente se hace referencia a las unidades prácticas que se emplean y se ejemplifican algunas magnitudes para relacionarlas con la vida diaria.

Antes de entrar en materia se prestara atención a una de las dificultades con que se tropieza cuando se quiere medir o controlar el ido: su propagación.

Tal como se señaló en el capítulo anterior, el ruido se propaga por vía sólida y por vía aérea. La segunda es la mas común y consiste en avance de las ondas de presión dentro del aire. La propagación sólida en cambio, es la que se observa por ejemplo cuando oímos la vibración de una pared producida por un motor fijado en el otro lado de la misma. El hecho de que el sonido se propague en todos los sentidos y la imposibilidad de obtener un haz sónico, hace difícil la medición delas características de una fuente sonora o la distribución de la energía dentro de un recinto. Todo lo contrario a lo que sucede cuando se quiere medir, por ejemplo, la potencia que entrega o recibe un circuito eléctrico. En este ultimo caso las magnitudes que hay que medir están confinadas dentro de los conductores; con simplemente conectar los instrumentos, se puede realizar la medición.

En cambio, en el campo acústico la energía se dispersa y es necesario medirla punto por punto dentro del espacio circundante, para obtener resultados concretos. Estas operaciones suelen ser de tal naturaleza que exigen que la medición se realice en recintos especialmente diseñados para funcionar como cámaras anecoidas o de reverberación.

Hechas estas advertencias, completamos algunos conceptos necesarios para abordar el tema.

Presion Sonora.

Anteriormente se hizo referencia a la presión sonora, en términos generales. Se aclaró la diferencia que existe entre la presión atmosférica, debida a la atmósfera que nos rodea, y la sonora, provocada por fuentes acústicas. La primera se mide en atmósferas, o en pascals (N/m^2):

$$1 \text{ atmósfera} = 101\,325 \text{ Pa} = 101\,325 \text{ N/m}^2.$$

Los sonidos que percibe el hombre son ocasionados por presiones mucho más pequeñas. Como resultado de múltiples mediciones se ha establecido como umbral de audibilidad (nivel mínimo de percepción auditiva) $2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$ (20m Pa) a 1000 Hz.

El otro extremo de la escala de percepciones auditivas es el denominado umbral del dolor, que es el sonido mas intenso que se puede soportar sin peligro de daño inmediato, el cual es de 20 N/m^2 . De modo que entre ambos sonidos (el mínimo perceptible y el mas intenso) se observa una relación aproximada de 1 000 000.

El Decibel.

Este rango tan extendido, así como la respuesta logarítmica del oído, obligaron al uso de relaciones logarítmicas, lo que dio por resultado el uso generalizado del decibel (dB).

Se trata de una expresión que se utiliza también en otros campos de la física, especialmente en electricidad. La expresión de la potencia en dB es:

$$\text{Nivel de potencia eléctrica} = 10 \log_{10} W \quad (3.1)$$

donde: W es la potencia cuyo nivel en dB se desea expresar y W_0 la potencia utilizada como referencia.

Es oportuno hacer las siguientes observaciones:

a) La expresión de una magnitud en dB no tiene unidades, ya que se trata de una relación y, en este caso, nos referimos no a la magnitud sino a su nivel.

b) Dicha expresión no tiene valor, a menos que se especifique el valor de la magnitud tomada como referencia.

Con base en la definición anterior, se obtienen las siguientes expresiones para las magnitudes fundamentales en el campo de la acústica:

a) Nivel de Potencia Sonora (NPS):

$$(NPS) = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (3.2)$$

Puesto que el valor normalizado de $W_0 = 10^{-13} \text{ W}$, resulta:

$$NPS = 10 \log \frac{W}{10^{-13}} = 10 \log W + 130 \text{ (dB)} \quad (3.3)$$

La figura 2.1 ilustra las potencias sonoras de algunas fuentes.

b) Nivel de intensidad sonora (NIS)

$$NIS = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (3.4)$$

Siendo el valor normalizado de $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$, resulta:

$$NIS = 10 \log \frac{I}{10^{-12}} = 10 \log I + 120 \text{ (dB)} \quad (3.5)$$

c) Nivel de presión sonora (NPS)

$$NPS = 10 \log \frac{P^2}{P_0^2} = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (3.6)$$

Potencia (watts)	Nivel de potencia (dB re 10 ⁻¹³ watts)	Fuente
100 000	180	Turbo Jet con doble compresión
10 000	170	Turbo Jet con 7 000 libras de empuje
1000	160	Cuatrimotor
100	150	
10	140	Orquesta de 75 intérpretes Pequeño motor de avión
1	130	Piano. Nivel máximo en un intervalo de 1/8 seg.
0.1	120	
0.01	110	Automóvil
0.001	100	Gritos humanos
0.0001	90	
0.00001	80	Conversación
0.000001	70	
0.0000001	60	
0.00000001	50	
0.000000001	40	Murmullo

Figura 3.1 Niveles de potencia sonora de diversas fuentes

Siendo el valor normalizado de $P_o = 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$, resulta:

$$NPS = 10 \log \frac{P^2}{P_o} = 20 \log \frac{P}{P_o} \quad (3.7)$$

La figura 3.2 ilustra los niveles existentes en algunos recintos o en la vecindad de algunas fuentes. Si bien los valores de potencia, intensidad y presión de referencia están normalizados, conviene siempre citarlos, ya que existen todavía normas antiguas con otros valores. Es por ello, que se acostumbra indicar, por ejemplo, 80 dB re 2×10^{-5} N/m², etcétera.

<i>A una distancia dada de una fuente sonora</i>	<i>dB re 2×10^{-5} N/m²</i>	<i>Dentro de un recinto</i>
Sirena (30m)	140	
F-84 al despegar (24m de la cola)	130	Calderería (nivel máximo)
Prensa hidráulica (1m)		
Remachadora neumática Grandt	120	
Bocina de coche (1m)	110	Sala de máquinas en un submarino (plena marcha)
Horno de templado (1m)	100	Dentro de un D C 6
Subterráneo (6m)	90	Dentro de un coche en la calle con tránsito
Coche liviano (6m)	80	Tránsito pesado (7-15m)
Conversación	70	Tránsito normal (30m)
15 000 KVA, 115KV, transformador (60m)	60	
	50	Oficina
	40	
	30	Estudios de radiodifusora (palabra)
	20	Estudio de cine sonoro
	10	
Umbral de audiabilidad	0	
Hombre joven 1 000-4 000Hz		

Figura 3.2 Niveles típicos de presión sonora.

Suma de Decibeles.

Por tratarse de magnitudes logarítmicas, es evidente que no se pueden sumar de manera directa. Vale decir que si una máquina sola produce un nivel de ruido de 70 dB en un punto del espacio, y otra, también sola, ocasiona otro tanto, las dos juntas no producirán 140 dB.

En el caso de ruidos de amplio espectro, con presión P_1 y P_2 , se obtiene una presión resultante (P_{res}), que es el caso más común en la industria:

En el caso de $P_1 = P_2$, o sea de dos presiones sonoras iguales, la presión resultante será:

$$P_{res}^2 = 2P^2 \quad y$$

$$P_{res} = P\sqrt{2} \quad , \text{ con lo cual}$$

$$P_{res} \text{ (dB)} = 20 \log \frac{P_{res}}{P_o}$$

$$= 20 \log \frac{P\sqrt{2}}{P_o} \quad , \quad H \quad 20 \log \sqrt{2} + 20 \log \frac{P}{P_o} = 3 \text{dB} + N_1 \text{ (dB)}$$

siendo $N_1 = 20 \log \frac{P}{P_o}$ el nivel sonoro debido a una de las dos fuentes.

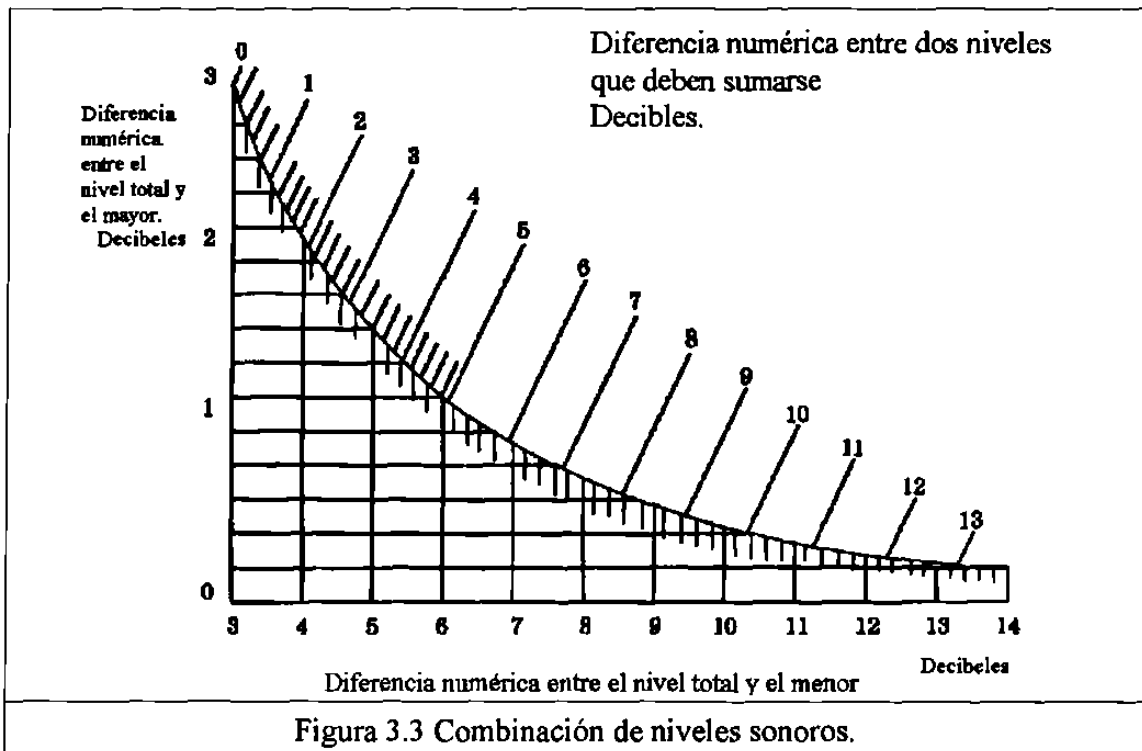
En este caso el nivel de presión sonora resultante sería 3 dB por encima del valor original de 70 dB, es decir 73 dB

La figura 3.3 ilustra un monograma para calcular la suma de dos niveles sonoros. Esta gráfica resulta de suma utilidad para el trabajo diario, donde generalmente se requiere medir el ruido que produce una máquina en presencia de ruido de fondo y determinar el incremento de nivel que se produce por la introducción de otra máquina.

Como ejemplo de ambos casos, supongamos un recinto cuyo ruido de fondo es de 78 dB. Dentro del recinto se tiene ubicada una máquina, se requiere saber qué nivel de ruido produce la máquina dentro del recinto, es decir el nivel total de máquinas y ruido de fondo.

Los datos son, entonces: ruido de fondo = 78 dB y ruido de fondo más ruido de máquina = 82 dB. La incógnita es: ruido de la máquina sola = ?

El segundo caso es el inverso. ¿En cuánto se incrementará el ruido ambiente de 78 dB al ser introducida una máquina cuyo ruido es de 79.8 dB?



Entrando con la diferencia (parte curva) de $79.80 - 1.80$ dB se puede encontrar, hacia abajo, la diferencia entre el nivel total (el nuevo) y el menor (el del ambiente) que es de 4 dB. Por tanto el nivel de ruido del ambiente se incrementará en 4 dB y el total será $78 + 4 = 82$ dB.

Por otra parte, al partir del mismo dato (la diferencia), hacia la izquierda, se observa que el nivel mayor en este caso el de la máquina ($= 79.80$ dB), se incrementará en 2.20 dB, llegando al mismo resultado antes, o sea 82 dB.

La gráfica de la figura 3.3 ilustra además algunos aspectos muy importantes de la medición de ruidos.

Veamos qué sucede si se quiere sumar dos niveles iguales: entrando en la escala curva con la diferencia de ambos ($= 0$) vemos que el incremento es de sólo 3 dB, el incremento del nivel mayor (hacia la izquierda) es de sólo 1 dB. Al ser el error de medición de este orden, se llega a la conclusión, de que la introducción de una máquina dentro de un ambiente ruidoso puede no modificar el nivel total de manera apreciable si la diferencia entre el nivel existente y el propio es mayor de 6 dB.

Lo mismo vale a la inversa: pretendiendo medir el nivel de una máquina dentro de un sitio ruidoso; si la diferencia es de 6 dB (o mejor que 10 dB), no es necesario corregir el valor obtenido, ya que el error que se comete es mínimo.

3.2. Sonómetro (MNS).

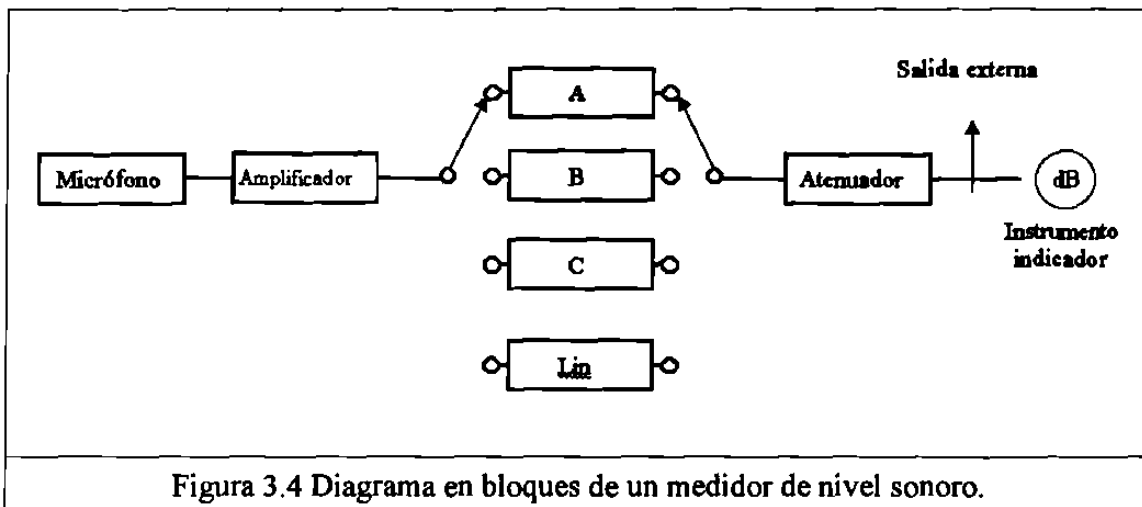
El medidor de nivel sonoro es el instrumento básico para toda medición acústica. Si bien la información que brinda no es completa, tiene una gran variedad de usos, entre los cuales se destacan la calificación de ruidos de máquinas, del tránsito y del medio ambiente. Es un instrumento indispensable para los higienistas industriales en la determinación de la aceptabilidad o la peligrosidad de ruidos.

El MNS se puede acoplar con analizadores de espectro, registradores magnéticos o gráficos, etc., con lo que se amplía la gama de informaciones que se puede brindar.

Como se verá más adelante, el oído humano es un instrumento muy complejo, una de cuyas características es la alinealidad en la percepción del nivel sonoro con la frecuencia e igual nivel, el oído humano los percibe como si no fueran igualmente fuertes.

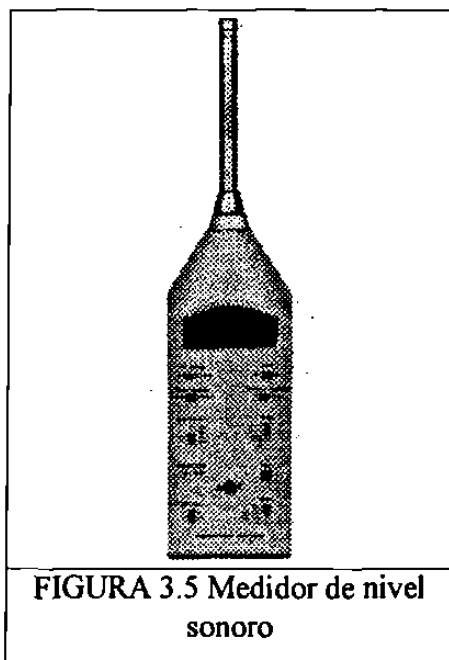
Este efecto se toma en cuenta cuando se mide el nivel del sonido para fines relacionados con el oído humano. Para ello los medidores de nivel sonoro están provistos de filtros correctores para distintas frecuencias, como se verá a continuación.

Un diagrama en bloques simplificado del MNS está representado en la figura 3.4. El micrófono, de características especiales, transforma las señales acústicas en tensiones eléctricas. Estas son amplificadas por el amplificador, que está equipado con un atenuador calibrado en dB. Se ubican a continuación tres filtros eléctricos "A", "B" y "C" cuyas respuestas se asemejan a la respuesta del oído humano para ruidos de distinto nivel. Vale decir que con su ayuda, el MNS permite apreciar valores de niveles sonoros proporcionales a la sensación auditiva que produce un determinado ruido. Finalmente, un instrumento indicador permite leer el nivel en dB. La fotografía de la figura 3.5 ilustra el MNS producido por una conocida firma dina marquesa.



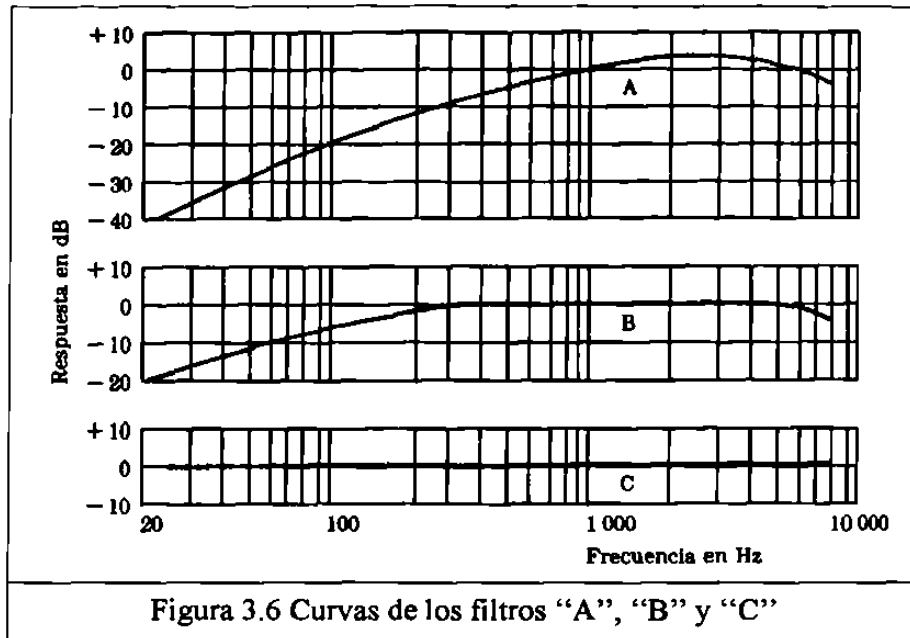
Las lecturas se hacen en dB re $2 \times 10^{-5} \text{ M/m}^2$ y abarcan el rango entre 20 y 140 dB. Estas lecturas son las correspondientes a la presión sonora, cuando el selector de compensación está en la posición "lin", o sea lineal. En este caso, todos los sonidos de distintas frecuencias pero de igual presión sonora producen la misma lectura en el instrumento.

Ya se ha indicado anteriormente que el oído humano no percibe de la misma manera sonidos de igual nivel pero de distinta frecuencia. En general se oyen peor los sonidos por debajo de 1 KHz y por encima de 5 KHz, dependiendo del nivel de los mismos.



Para que el medidor de una indicación similar a la sensación auditiva se emplean los filtros "A", "B" y "C", cuyas curvas de respuesta se ilustran en la figura 3.6 y en la tabla 3.1. La red A se emplea para los niveles comprendidos entre 0 y 55 dB; la B entre 55 y 85, y la C para niveles mayores de 85 dB.

Las medidas de presión sonora, compensadas mediante los filtros "A", "B" o "C", toman denominaciones dB (A), dB (B) o dB (C).



El MNS sirve también como fuente de señal para analizadores, registradores, etc., utilizando la conexión salida externa ilustrada en la figura 3.4. Vale decir, se aprovecha el micrófono y el amplificador con las redes de compensación.

Una gran cantidad de normas nacionales e internacionales se refieren a los dB (A) cuando se trata de calificar los niveles relacionados con la audición (niveles peligrosos o molestos). Esto hace que los dB (B), que son los niveles medidos en las escalas B estén actualmente fuera de uso. La escala E se utiliza para calcular el nivel de ruido del oído con protección, como se verá en el capítulo correspondiente a los protectores auditivos. La comparación entre las lecturas en dB (A) y dB (C) puede dar una idea de la composición armónica de un sonido .

En efecto, los dB (A) eliminan gran parte de la información contenida en la frecuencias bajas; la lectura en dB (C) la mantiene invariable. Esto hace que la lectura en

Frecuencia Hz	"A" dB	"B" dB	"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
250	-8.6	-1.3	0
315	-6.6	-0.8	0
400	-4.8	-0.5	0
500	-3.2	-0.3	0
630	-1.9	-0.1	0
800	-0.8	0	0
1 000	0	0	0
1 250	+0.6	0	0
1 600	+1.0	0	-0.1
2 000	+1.2	-0.1	-0.2
2 500	+1.3	-0.2	-0.3
3 150	+1.2	-0.4	-0.5
4 000	+1.0	-0.7	-0.8
5 000	+0.5	-1.2	-1.3
6 300	-0.1	-1.9	-2.0
8 000	-1.1	-2.9	-3.0
10 000	-2.5	-4.3	-4.4
12 500	-4.3	-6.1	-6.2
16 000	-6.6	-8.4	-8.5
20 000	-9.3	-11.1	-11.2

Tabla 3.1 Respuestas relativas de los filtros "A", "B" y "C"

dB (A) sea similar a la dB (C), cuando la mayor parte de la energía sonora esta contenida en las frecuencias altas. En cambio, si la energía esta distribuida uniformemente en el espectro, la lectura dB (A) será sensiblemente menor que la dB (C).

Resumiendo: si $dB(A) < dB(C)$, existe premonición de bajas frecuencias y si $dB(A) = dB(C)$, predominan los agudos.

La medición del nivel sonoro se realiza apuntando el micrófono hacia la fuente de ruido y leyendo el instrumento que ya viene calibrado en dB. Las precauciones mas

comunes consisten en alejar al mismo del cuerpo del observador, ya que este último perturba el campo sonoro al absorber y/o reflejar energía sonora. Lo mismo sucede con paredes próximas. Es por ello que se recomienda efectuar las mediciones a cierta distancia de obstáculos (es un hecho normal cuando se realizan mediciones de ruido ambiente en locales fabriles, que varias de las personas que se encuentran allí se aproximen para observar la labor del técnico. Nada más perjudicial, sobre todo si se sitúan entre este y la fuente sonora). Otra precaución importante consiste en evaluar el ruido ambiente, para que no enmascare el nivel que se desea medir.

Los medidores se encuentran provistos de manuales que deben ser cuidadosamente leídos con el fin de evitar errores graves. Además, las fábricas de los mismos suelen proveer folletos en los que se detallan las técnicas comunes de medición. El resto viene con la práctica diaria.

Finalmente, debemos mencionar un complemento indispensable para usarse con el MNS. Se trata del calibrador externo (pistonphone o pistófono), representado en la figura 3.7. Debe usarse antes de cada medición, de modo que el operador pueda asegurarse de que el instrumento está en condiciones correctas de funcionamiento.

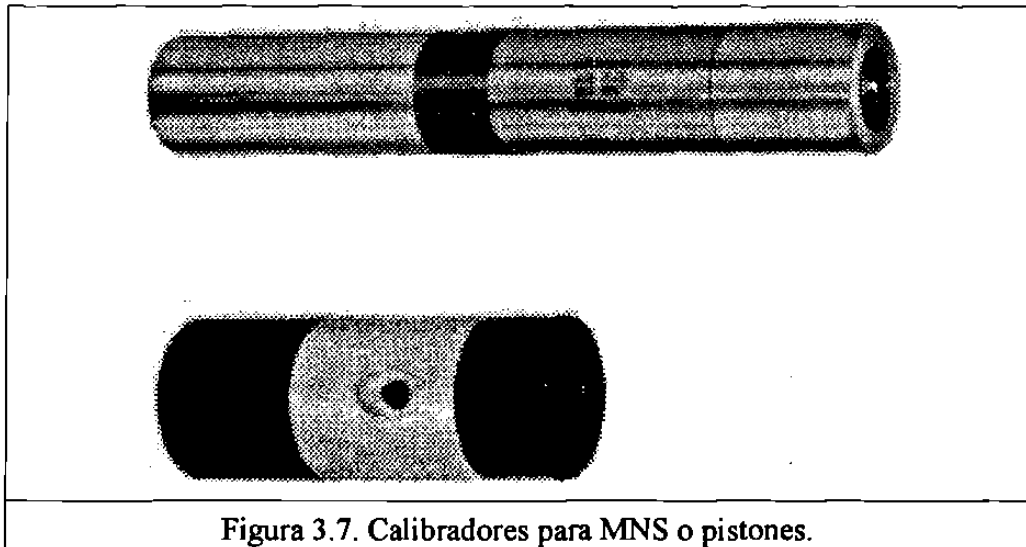


Figura 3.7. Calibradores para MNS o pistones.

3.3. Analizador de Frecuencia (espectrómetro).

Este es otro de los instrumentos necesarios para trabajos en acústica. El medidor del nivel sonoro proporciona una información integral del sonido, o del ruido, sin discriminar el nivel relativo a cada frecuencia. Un ruido de un nivel elevado, pero de banda estrecha o de un tono puro puede ser muy peligroso para el oído si esta comprendido dentro del rango de 104 KHz. No obstante, la lectura del MNS puede no ser alterada mayormente por su presencia, o sea que la deflexión podría ser igual con este ruido o sin el.

Por otra parte, se puede tener igual lectura de los ruidos, uno con predominio de graves y otro con agudos. Vale decir que, igual en el MNS, lo que fundamenta una de las necesidades del uso de un instrumento capaz de discriminar entre los sonidos o ruidos de distintas frecuencias.

Finalmente, es fundamental conocer el espectro del ruido cuando se trata de su control, ya que dependiendo de las frecuencias dominantes, tanto las técnicas como los materiales utilizados pueden ser totalmente diferentes.

El analizador cumple con esta misión ya que puede medir el nivel de los ruidos comprendidos en una determinada banda de frecuencias prescindiendo del resto, para lo que contiene una serie de filtros de frecuencia variable y de mayor o menor agudeza, de acuerdo con sus especificaciones.

Existe una gran variedad de tipos de analizadores, de acuerdo con sus características. A su vez, lógicamente, existen firmas comerciales que los fabrican, ya que se trata de instrumental muy útil y por tanto muy solicitado.

Las diferencias fundamentales consisten por lo general en el ancho de banda que se utiliza. Al respecto existen tres grandes grupos: analizadores de ancho de banda constante; de ancho de banda porcentual constante y de bandas nominales (octavas, medias y tercios).

a) El primer grupo, como su nombre lo indica, mide el nivel de los ruidos confinados dentro de una gama de frecuencias, cuyo ancho es constante e independiente de la frecuencia central. Por ejemplo un analizador comercial mide ruidos de frecuencias comprendidas entre 20y 50 000 H, con un anchó de banda que puede ser de 3, 10 o 50

Hz. Vale decir que por ejemplo, sintonizando 1 000Hz, se puede medir el nivel de los ruidos comprendidos entre: 998.50 y 1 0041.520 Hz (ancho 3 Hz): 995 y 1 005 Hz (ancho 10 Hz) y 975: y 1 025 Hz (ancho 50 Hz).

Del mismo modo, sintonizado 2 000 Hz podemos optar entre los anchos de banda comprendidos entre 1 998.50 y 2 001.50 Hz: 1 995 y 2 005 Hz; y 1 975 y 2 025 Hz.

b) En el segundo grupo, lo que se mantiene constante es el porcentaje respecto a la frecuencia central. Así, por ejemplo, otro analizador permite medir en el rango 20-20 000 Hz con anchos de banda que son 6, 5, 8, 12, 16, 21, o 29% de la frecuencia central. De modo que, por ejemplo, con un ancho de 12% se tiene a 1 000 Hz un ancho de banda de 120 Hz, y a 2 000 Hz un ancho de banda de 240 Hz, etcétera.

c) El tercer grupo es similar al anterior, con la diferencia que trabaja con bandas fijas determinadas por normas internacionales.

Así, para las bandas de octavas la relación entre las frecuencias límites superior e inferior es 2: para las medias octavas $\sqrt{2}$; para los $3\sqrt{2}$, tal como se vio en el capítulo anterior.

La tabla 3.2 ilustra el funcionamiento de distintos analizadores o espectrómetros a dos frecuencias distintas.

Espectrómetro	Frecuencia central (1000 Hz)		Frecuencia central (2000 Hz)	
	Banda Pasante	Ancho de banda	Banda pasante	Ancho de banda
Ancho de banda constante	995-1000	10	1995-2005	10
Ancho porcentual Constante (12%)	940-1060	120	1880-2120	240
Octava	707-1414	707	1414-2828	1414
1/2 Octava	841-1414	348	1682-2378	696
1/3 Octava	891-1122	231	1782-2424	462

Las necesidades de utilizar los diversos analizadores es obvia. Cuanto más angosta es la banda, mayor es la definición que se puede obtener, uno del tipo de banda angosta detecta picos de frecuencias discretas, lo que no puede realizar un analizador por bandas de octavas. Aparentemente, este razonamiento inclinaría a desechar los equipos que no tengan ancho de banda constante. No obstante abstracción hecha del menor precio, no siempre necesitamos una información muy detallada de un espectro. Existe un sinnúmero de aplicaciones, para las cuales es suficiente un sencillo análisis por bandas de octavas que se puede utilizar en un lapso del orden del minuto (hay que realizar sólo ocho lecturas correspondientes a las bandas normalizadas). En cambio un análisis por tercio de octavas requiere 33 lecturas y abundantes cinco minutos, durante los cuales no tiene que variar ni el nivel, ni la composición armónica de los ruidos, lo que no siempre ocurre.

Muchas fábricas proveen ahora baterías de filtros, por lo general de octavas, para ser conectadas directamente a sus medidores de nivel sonoro, convirtiéndolos en analizadores. Son de poco peso y su precio no es muy elevado.

Para el caso extremo de necesitar un análisis de ancho constante, la realización (por puntos) se torna poco menos que imposible y se hace necesario recurrir al uso de un registrador gráfico.

El Analizador de Tiempo Real.

Tal como se indicó anteriormente, el espectrómetro convencional contiene una serie de filtros. La señal pasa sucesivamente a través de cada uno de ellos y al final del proceso el instrumento indicador mide el nivel sonoro de cada banda (de cada octava, tercio, angosta, etc.). La medición con este tipo de instrumento consume tiempo y se torna imprecisa cuando la señal cambia de características durante el tiempo de medición.

El analizador de tiempo real corrige este problema. La señal en este caso se aplica simultáneamente a todos los filtros del instrumento indicador (una pantalla en la mayoría de los casos) mediante un sistema electrónico de barrido ultrarápido. El resultado de la medición en vez de aparecer en un indicador único (instrumento de aguja o digital), está desplegado en pantalla donde aparece el espectro completo de la señal. Si uno desea una mayor precisión en la medición del nivel de las ganadas, puede usar un "señalador" electrónico, que permite seleccionar la frecuencia cuyo nivel se desea medir y leer el nivel desplegado digitalmente sobre la pantalla. Otra posibilidad que permite el analizador en tiempo real, es el de desplegar en la pantalla una tabla con los valores numéricos del espectro. Esta tabla también puede ser impresa si uno lo desea.

Evidentemente, los analizadores de tiempo real son equipos más complejos y, consecuentemente, mucho más caros que los espectrómetros convencionales.

Algunos equipos más económicos y sencillos utilizan diodos luminiscentes en vez de pantalla. Así se permite una visión simplificada del espectro además de la lectura digital inmediata del nivel sonoro a cada frecuencia.

Se puede hacer una señal en la pantalla sea el promedio de varias "barridas" de frecuencia de duración predeterminada. Esto es especialmente útil para señales de características que varían con el tiempo.

3.4. Registrador Gráfico.

Como su nombre lo indica, su función es inscribir sobre papel la forma de las tensiones aplicadas, registro que puede ser realizado con pluma y tinta, con estilete sobre papel encerado, con estilete que va quemando papeles especiales, también con rayo luminoso sobre papel fotosensible, etcétera (véase fig. 3.8).

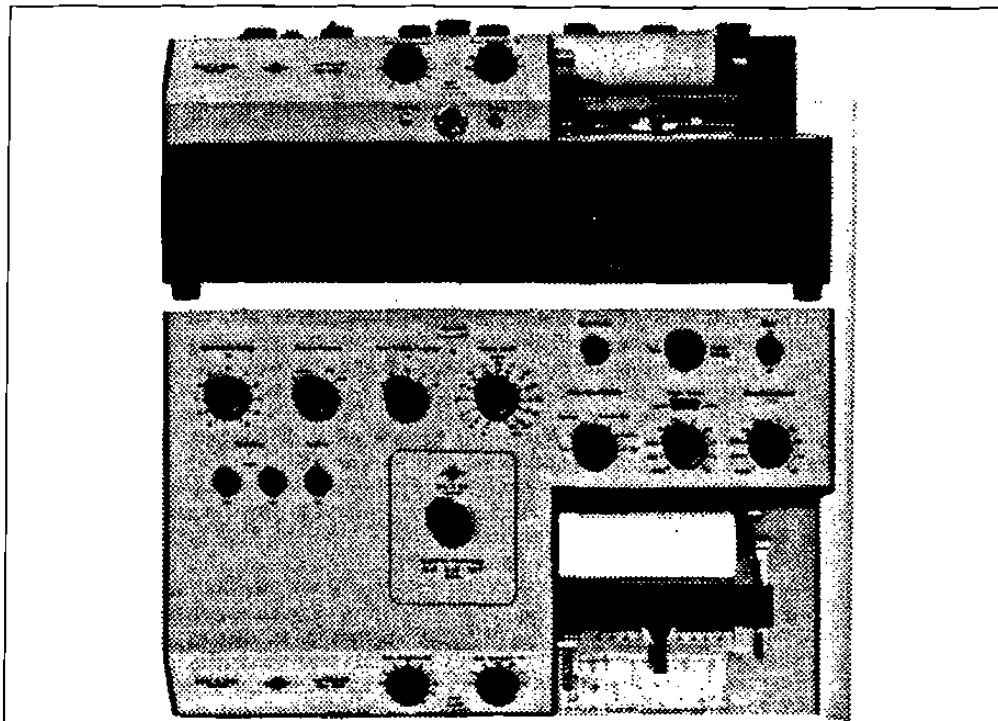


Figura 3.8. Registrador Gráfico.

Una de las variables es la velocidad del papel. Es evidente que a mayor velocidad se obtiene escritura más “abierta”, por lo que aparece mayor cantidad de detalles. Pero a su vez ello obliga al mayor gasto de papel y a un cambio más frecuente de los rollos. Esta velocidad se varía según la necesidad, y puede ser, por ejemplo, desde 0.0003 hasta 100 mm/s, en un registrador comercial.

Otra característica del registrador es la velocidad de escritura, ya que indudablemente la máxima está limitada por las características que mecánicas del sistema. Pero para una gran variedad de usos, una gran velocidad significa exceso en los trazos, que puede llegar a enmascarar el desarrollo fundamental del fenómeno, por lo que otro control se encarga de actuar sobre esta característica, variándola entre 2 y 6 000 mm/s (en otro registrador comercial).

Una de las mayores facilidades que suelen brindar los registradores es acoplarse mecánica o eléctricamente a osciladores, analizadores, etcétera

Considérese, por ejemplo, la combinación oscilador-registrador aplicada al estudio de un amplificador de audiofrecuencia (figura 3.9). El oscilador inyecta su tensión al amplificador bajo estudio, y la salida va aplicada al registrador. El papel que utiliza este último lleva la escala de frecuencia en abscisas. La velocidad del papel está sincronizada con la velocidad en que varía la frecuencia del oscilador. De este modo, la deflexión de la aguja del registrador es proporcional en cada instante a la tensión cuya frecuencia coincide con la figura en abscisa en el papel. Es así como la combinación registrador-oscilador en contados minutos permite obtener curvas de respuestas de equipos de audiofrecuencia, grabadores, etcétera.

Otro acoplamiento muy usado es el analizador-registrador, que se ilustra en la figura 3.10. En este caso se trata de registrar la composición armónica de un sonido o de un ruido, para lo que el sonido se inyecta en el analizador y la salida de este último en el registrador. Lógicamente, el papel que se usa debe ser el mismo que el del caso anterior, ya que se necesita la escala de frecuencias en abscisas.

Para otras aplicaciones es conveniente graficar la variación del nivel sonoro a lo largo del tiempo. Entonces se recurre al uso de papel sin escala de frecuencias, y se deduce la duración del fenómeno en función del largo del papel y de la velocidades del mismo.

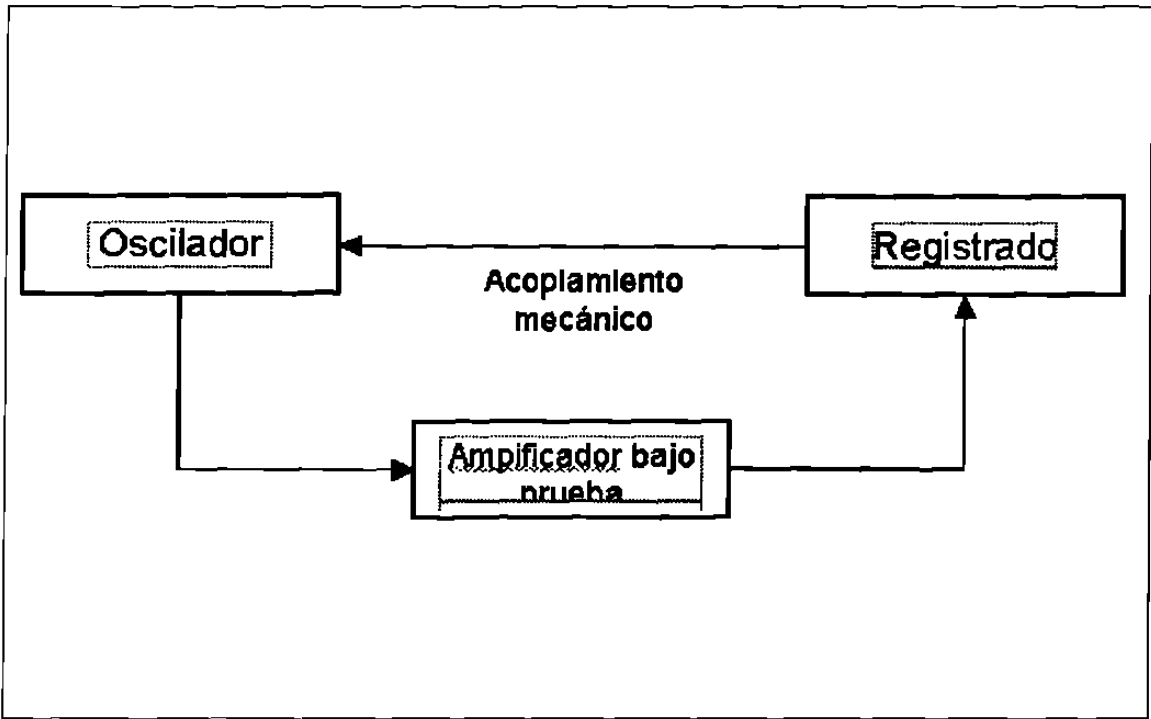


Figura 3.9. Obtención de las características de un amplificador de audio frecuencias.

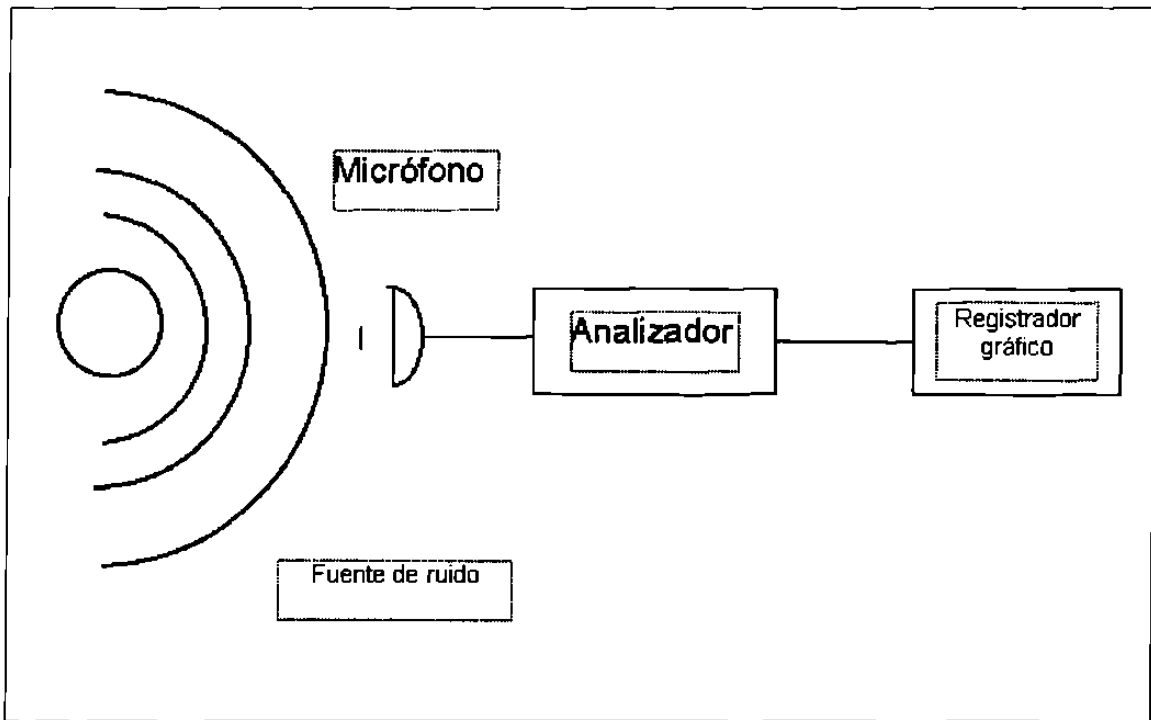


Figura 3.10. Análisis de un ruido.

El Registrador Magnetofónico (grabador magnético)

Es un instrumento cuyo uso es tan común como el radioreceptor o televisor, para lo que ha contribuido la simplificación y mayor eficiencia de sus componentes y lo moderado de su precio.

El uso del grabador en el campo de la acústica es “transportar” señales desde el sitio de toma hasta el de elaboración, es decir, hasta el laboratorio y “almacenarlas” en caso necesario.

Es evidente que este “transporte” no debe de efectuar en lo absoluto las características de la señal “almacenada”. La grabación y la reproducción deben distorsionar lo menos posible, ya que, de lo contrario, se pueden obtener resultados y conclusiones erróneas. Para cumplir con estos requisitos, el grabador profesional posee algunas características y tal vez la más importantes es la constancia de la velocidad de la cinta. Las variaciones flutter y wow (expresiones de amplio uso práctico conocidas como lloro y trino).

La respuesta en frecuencia de un grabador es función de la velocidad de la cinta, normalizada en 4.25, 9.5, 19 y 39 cm /seg. Los grabadores profesionales por lo general tienen por lo menos dos de estas velocidades cuyas constancias se aseguran dentro de 0.1%.

La respuesta en frecuencia suele ser muy amplia, y puede llegar hasta 20 000 Hz. Por lo general el límite inferior alcanza 35 Hz y dentro de este rango se encuentran la mayoría de las señales acústicas que es necesario grabar.

Las vibraciones mecánicas, como se indicó en el capítulo 1, se estudian generalmente en el rango inferior del espectro, entre 2 y 2 000 Hz. Para poder registrar frecuencias tan bajas, se recurre a registradores magnéticos, que hacen uso de la denominada modulación de frecuencia. Algunos grabadores profesionales incorporan a la grabación convencional (en amplitud), la de frecuencia, ampliando su rango de trabajo y por consiguiente su capacidad de trabajo.

La grabación se hace en una o a lo sumo de dos pistas (grabación en media o en pista completa). Se demuestra que a medida que se estrecha la pista grabada, disminuye la relación señal-ruido. Ello va directamente en contra del rango dinámico que debe ser

superior a los 50 dB. Recientemente han aparecido equipos digitales que graban hasta en cuatro pistas con rangos dinámicos extendidos.

El grabador viene provisto de un indicador de nivel de grabación en forma de instrumento a aguja o digital con el fin de evitar la distorsión por sobremodulación. Algunas de estas características se cumplen holgadamente en equipos de precios relativamente moderados, sin que ello signifique que estamos frente a grabadores profesionales. Es que una de las condiciones mas importantes es la confiabilidad, que se expresa en términos de tiempo de uso intensivo, sin problemas mecánicos ni eléctricos.

3.5. Dosímetro.

El dosímetro es un instrumento que se utiliza para medir la exposición sonora de una persona.

Es este el momento de aclarar la diferencia entre nivel sonoro y nivel de exposición sonora, o simplemente exposición sonora, como se le suele denominar.

El medidor de nivel sonoro, tal como se explico anteriormente permite la medición de la presión sonora instantánea. El instrumento indicador lee exactamente lo que sucede en cada momento pero no permite hacer promedios.

Como se vera mas adelante, el efecto del ruido sobre el oído humano esta relacionado no solamente con el nivel sonoro, sino también con la duración de la exposición. Por esta razón, para evaluar el peligro para la audición del obrero expuesto al ruido, se ha introducido el termino de exposición sonora. Su expresión matemática es:

$$L_{eq} = 10 \log \frac{1}{N} 10^{L_i/10} \quad (3.8)$$

Donde: L_{eq} : es el nivel de exposición sonora,
 L_i : el nivel sonoro instantáneo y
 N : el numero de mediciones instantáneas.

Prácticamente, se trata de un promedio logarítmico del nivel sonoro durante el período de medición.

El dosímetro trabaja como un MNS integrador, es decir que recibe la señal de una manera similar a como lo hace el MNS convencional, acumula y procesa la información utilizando la fórmula (3.8)

Al final del periodo de medición (generalmente igual a la jornada laboral), la lectura sobre el instrumento (en dB A) es el nivel de exposición sonora.

Físicamente, el dosímetro (véase figura 3.11) consta de una cajita de tamaño reducido que puede llevarse en el bolsillo de la camisa o del pantalón. Un cable extendido conecta el dosímetro al micrófono, que se suele llevar prendido al cuello de la camisa. De esta manera, el micrófono recoge señales similares a las que le llegan al oído de la persona que lo lleva.

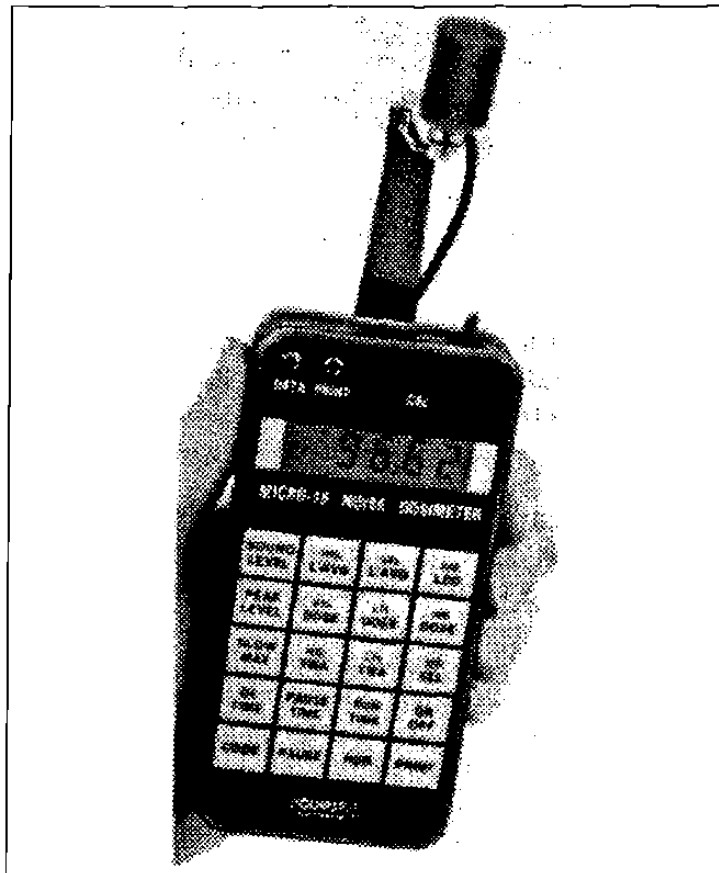


Figura 3.11. Dosímetro.

Tal como se indicó más arriba, el uso del dosímetro permite la medición mas correcta de la exposición sonora y, consiguientemente, la evaluación del peligro para la audición de la persona expuesta.

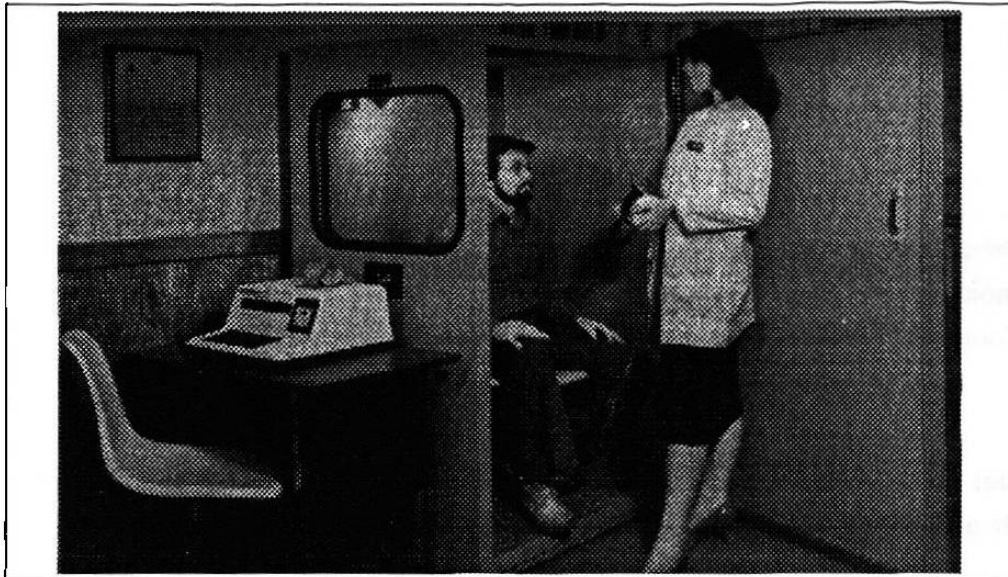
3.6. El Audiómetro.

Este es un instrumento que sirve para la medición de umbrales auditivos. Existen dos tipos de audiómetros: el clínico y el de seguimiento (screening) El primero como su nombre lo indica, es un instrumento de mayor precisión que permite un análisis detallado de las funciones del oído. Está diseñado para servir de ayuda al audiólogo en el diagnóstico de enfermedades del oído

El audiómetro de seguimiento, que es al que nos vamos a referir en lo sucesivo, sirve para la medición de umbrales auditivos de personas expuestas al ruido .Su aplicación principal es para detectar cambios del umbral auditivo. Si bien la medición de la audición se tratará con mayor detalle en el capítulo siguiente , aquí nos referimos solamente al instrumento en sí.

De acuerdo con las normas existentes, el audiómetro se compone de un generador de tonos puros de las frecuencias de 500, 1 000, 2 000, 3 000, 4 000 y 6 000 ciclos, que pueden ser continuos o pulsantes. Algunos instrumentos incluyen también los tonos de 250 y 8000 Hz. Los tonos se aplican mediante un par de audífonos, primero al oído izquierdo y luego al derecho, al sujeto que se desea examinar. En los equipos automáticos, que son los que se usan más en la actualidad, la señal sube y baja de nivel de acuerdo con la sensibilidad del sujeto examinado. El sujeto está instruido de apretar el botón de mando durante todo el tiempo que oiga la señal. Mientras mantenga el botón apretado, la señal reduce su nivel y lo incrementa mientras el botón no está apretado. El nivel mínimo percibido por el sujeto para cada frecuencia y para cada oído (su umbral auditivo) se imprimen al final del examen (o son almacenados por una computadora para uso posterior).

Es muy importante que el sujeto esté ubicado en una cámara audiométrica o silente durante el examen audiométrico, para evitar que el sonido sea enmascarado por el ruido ambiente. Las normas nacionales e internacionales indican los niveles máximos aceptables dentro del recinto de prueba, para que los resultados de la medición audiométrica sean aceptables (figura 3.12).



3.12. Recinto de prueba para la medición audiométrica.

Capítulo 4

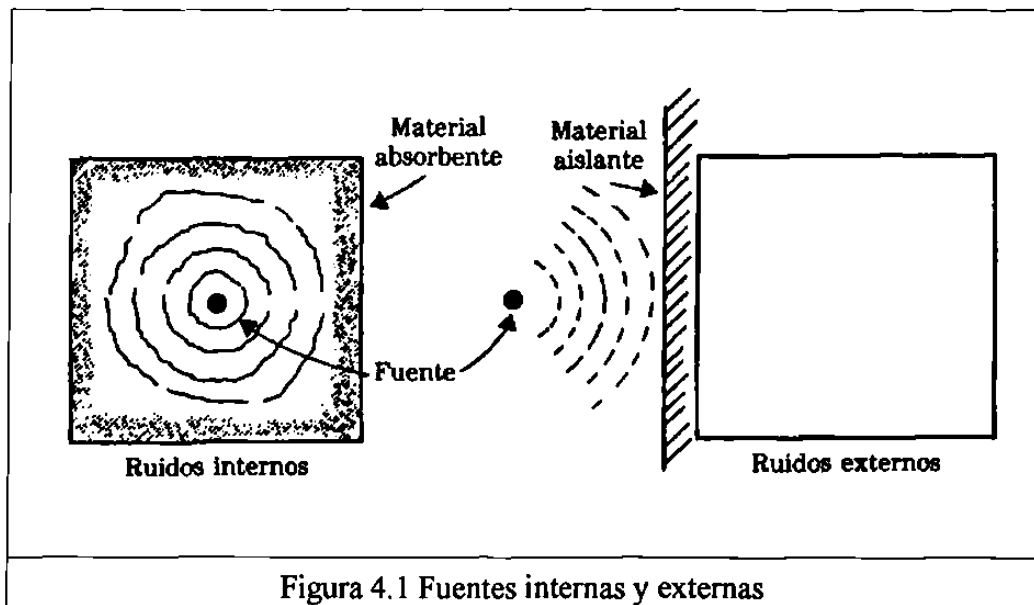
FUNDAMENTOS DE CONTROL DE RUIDO

4.1. Generalidades.

El control de ruido exige ante todo un perfecto conocimiento de sus características. Es necesario estar al tanto de su nivel de la composición armónica, de la duración a lo largo de la jornada laboral y de su naturaleza (si es del tipo continuo, discontinuo o de impacto).

Otro dato imprescindible es saber si se trata de un ruido externo o interno, característica de fundamental importancia por que es la que define el método de ataque que se debe de emplear.

Aclarando este concepto (véase figura 4.1), la calificación de interno o externo va siempre en relación con el sujeto perturbado por el ruido.



Así, la radio del vecino es ruido interno para él y ruido interno para uno. Para reducir el nivel sonoro en la casa del vecino habrá que revestir las paredes que limitan la casa con los materiales fonoabsorbentes. O sea que habrá que recurrir a la absorción sonora. Con ello disminuirá el nivel de ruido en el interior de la casa del vecino, pero no en el de uno. Para lograr esto último, hace falta incrementar el aislamiento sonoro entre los vecinos.

El aislamiento y la absorción del sonido son dos fenómenos distintos que obedecen las leyes dispares y que exigen el uso de material por lo general distinto. Un buen absorbente es casi siempre mal aislante, y viceversa.

El ruido, según se ha señalado anteriormente, se propaga. Esta propagación puede ser aérea o sólida. La primera utiliza al aire como medio de transmisión; la segunda los materiales sólidos (o líquidos), tales como vigas, caños, pisos, estructuras, etc. Para un buen control del ruido es indispensable el correcto conocimiento de la vía de propagación, ya que los medios que se emplean para impedir una u otra propagación son muy distintos.

Como ejemplo típico se puede citar el ruido que en un grupo motor generador produce en un local contiguo. Si la propagación se efectúa por medio aéreo debe de tratarse de aislar ambos locales entre sí, lo que significará tal vez construir una pared más gruesa o de mayor densidad superficial, como veremos en capítulo correspondiente. En cambio, en una propagación sólida se aísla el basamento del grupo en forma conveniente, mediante el uso de un bloque de hormigón soportado por un elemento elástico (colchón de lana de vidrio o mineral, corcho o simplemente resortes). Si el ruido de un motor es ocasionado por un traqueteo de válvulas, se tiene evidentemente un ruido de transmisión aérea y la segunda solución no aportará beneficio alguno. Si en cambio se trata de un desbalance en el rotor se tiene ruido con propagación sólida (unido a vibraciones) y la solución principal resultará totalmente equivocada.

Si bien en los ejemplos expuestos es fácil rastrear la forma de propagación, existe otros casos en los que aparece, incluso, propagación mixta, lo que obliga a estudios serios antes de atacar el problema.

El nivel de ruido producido por la máquina varía mucho según donde se ubique. La influencia de la naturaleza que tiene las paredes del recinto es un factor que puede llegar a variar el nivel hasta en 10 dB, lo cual no es despreciable. Por otra parte se puede dar el caso de que el recinto resuene alguna de las frecuencias emitidas por la fuente del ruido, y en tal caso aparecerá un refuerzo de la amplitud de dicho tono que puede hacerlo perceptible. Así, un motor que produce ruido uniforme sin ninguna frecuencia audible en forma especial, cambia de espectro por el simple hecho de ser introducido en otro recinto. Lo mismo puede suceder por un cambio de montaje, si el soporte resuena a alguna frecuencia audible.

Estas algunas de las consideraciones básicas cuyo único fin es señalar la variedad de factores importantes a tener en cuenta cuando se encara un problema de control de ruido.

Ruido de Tránsito.

Si bien éste escapa a lo que generalmente se considera ruido de fábrica, es el caso más típico de ruido externo. Su importancia se hace cada vez más notable al contribuir en ello el mayor peso de los vehículos y el incremento en la potencia de sus motores. A los ruidos típicos de motos, automotores y camiones se suma cada día con mayor frecuencia el ruido de los aviones.

Los niveles del ruido de tránsito son del orden de: 100-110dB(A) para un avión de transporte volando bajo; 80-90 dB(A) a unos 10 m de un tren de pasajeros y 85-89 dB(A) en una calle de tránsito intenso.

Estos últimos son valores promedio, que se pueden incrementar hasta en 10-20 dB por el pasaje de un camión pesado a una moto con escape libre.

Por otra parte la naturaleza de la calle, si es asfaltada o empedrada, el ancho a la altura de los edificios linderos influyen grandemente en los niveles de ruido que se pueden alcanzar.

Por su naturaleza, se trata de un ruido externo, discontinuo y unido a menudo con trepidaciones. La lucha contra él mismo se lleva con base en diseños urbanísticos, ordenamientos del tránsito, colocación de asfalto en la calzada, etc. Evidentemente, cuando se dan todos estos factores lo único que se puede hacer es considerarlo un ruido externo más y luchar contra él con base en los principios clásicos.

Ruidos de Oficina.

Este tipo de ruidos se pueden considerar como internos o externos. En general se trata de la campanilla del teléfono, el tableteo de las máquinas de escribir, las conversaciones, etc. A ello se debe de añadir la creciente popularidad de las computadoras y las impresoras.

Por otra parte, los niveles admitidos deben asegurar la posibilidad de trabajo intelectual y la facilidad de tanto hablar, como de escuchar sin esfuerzos; este punto se tocó anteriormente cuando se consideraron los conceptos relacionados con el enmascaramiento, inteligibilidad, SIL, etc. (capítulo 3).

Las formas de combatir los ruidos dentro de la oficina son similares a las que se emplean con los ruidos internos. Se trata básicamente de absorber la energía sonora, revistiendo el techo y las paredes con elementos absorbentes. Otro medio que se utiliza frecuentemente para aislar sectores dentro de un mismo recinto es el de las separaciones. En este caso se debe tener en cuenta que este aislamiento tiene efectividad únicamente cuando las separaciones son totales o sea cuando abarcan desde el piso hasta el techo. Cualquier orificio o separación que existe entre la partición y el techo, por ejemplo, permite la transmisión aérea y por tanto disminuye la eficiencia de el aislamiento acústico.

Ruidos de Fábrica

Estos ruidos presentan la más grande variedad tanto en espectro como en niveles y duración.

Comenzaremos por referirnos a esta última característica y con base en ella dividirse los ruidos en continuos, discontinuos y de impacto. Esta división es muy importante, ya que la reacción humana y el efecto que producen son muy distintos.

Se considera ruido continuo aquel cuya duración ocupa la mayor parte de la jornada laboral como el caso del operario que está trabajando con una máquina automática durante las ocho horas o que está en vecindad de otro aparato con las mismas características (un extractor de aire, por ejemplo). Las curvas de peligrosidad ya han sido vistas y discutidas con anterioridad. Si el ruido no persiste durante las ocho horas de labor, o si el operario no trabaja durante todo ese tiempo en el ambiente ruidoso, el nivel admisible varía, incrementándose en relación inversa con el tiempo de exposición.

Si bien un ruido discontinuo se asemeja más a otro de impacto, la diferencia entre ambos resulta importante. El primero es un sonido continuo interrumpido, como el de una máquina de coser que se pone en marcha a intervalos, pero cuyo funcionamiento es

del tipo continuo. En cambio el ruido de impacto es siempre de duración muy breve (por debajo del segundo). El ejemplo típico es el martilleo, pero existen también las tandas de ruidos de impacto, como es el de tableteo de martillo neumático.

Los sonidos de impacto son más difíciles de medir y aislar y tienen un efecto psíquico adverso, ya que la persona no termina de acostumbrarse a ellos, como sucede con los ruidos continuos. El oído humano cuenta con elementos de defensa en contra de los ruidos de nivel elevado: endurecimiento de los musculosa del tímpano y de la cadena de huesecillos, que frente a un ruido excesivo hacen que la ganancia del oído medio disminuya de modo que la presión aplicada a la ventana oval baje. Para que este mecanismo actúe, es necesario que el ruido persista. Por otra parte, entre que el ruido aparece y comienza a actuar, pasa un cierto tiempo. Si el ruido es del tipo de impacto, el oído no alcanza a defenderse y por tanto impacto actúa sobre un oído desprotegido.

Direccionalidad de las Fuentes

Las fuentes sonoras son casi siempre complejas en lo que a sus estructuras se refiere. Además suelen tener varios componentes de distintos materiales, formas, etc. Considérense si no, las partes que componen un telar, por ejemplo, o simplemente un motor eléctrico.

Con el telar, las fuentes del ruido son varias: el impacto de la lanzadera, el zumbido del motor, la transmisión, etc. Vale decir que el telar no es una fuente única sino varias fuentes concentradas y discretas, lo que explica su espectro complejo; además estas fuentes irradian en distintas direcciones, y con distinta intensidad. El diagrama direccional al cual nos hemos referido en el primer capítulo, ilustra el comportamiento de las fuentes de este sentido. La figura 1.6 representa el diagrama direccional de un transformador eléctrico de elevada potencia; las líneas son isobaras, que unen puntos de igual presión sonora.

El conocimiento del diagrama direccional de una fuente puede resultar de mucha utilidad para combatir el ruido generado por la misma. Tomemos como ejemplo el mismo transformador de la figura 1.6, donde observamos en el diagrama una marcada direccionalidad hacia arriba. Suponiendo que debemos instalar esta transformador en el patio de una usina, es evidente la conveniencia de su instalación apuntando dicho pico

hacia algún descampado dentro del patio y no hacia las oficinas. En el caso de una máquina dentro del recinto fabril, será conveniente orientar el cono de emisión máxima de ruido (girar la máquina) de modo que irradie hacia la pared con material fonoabsorbente para evitar que la energía sonora se refleje y vuelva al recinto elevando el nivel sonoro. Cuando se desea medir la potencia acústica que irradia de una fuente, es necesario también el conocimiento del diagrama.

4.2. Absorción Sonora.

En los puntos anteriores se estableció la diferencia entre los ruidos interiores y los exteriores; también sobre los medios empleados para combatir unos y otros. En el caso de los ruidos interiores, se señaló la absorción como único medio para controlarlos, puesto que cuando la fuente sonora esta radiando dentro de un recinto, las ondas sonoras se propagan en todas direcciones e inciden finalmente sobre paredes, piso y cielorraso. Si en ese lugar existe algún material capaz de transformar dicha energía en calor (de degradarla) cuando esta se refleje será menor y no podrá ayudar a elevar el nivel sonoro existente. En este caso el campo sonoro se debe únicamente a la radiación directa de la fuente. Si además de la radiación directa existe también la que se refleja en las paredes, el nivel sonoro que resulte será mas elevado.

La acción de la degradación de energía cinética de la onda incidente se desarrolla en la superficie y en el interior de los materiales denominados absorbentes acústicos. El fenómeno es bastante complejo. En el intervienen no solo diferentes tipos de materiales, sino también la forma como están montados, el ángulo de incidencia de la onda sonora, el material instalado detrás del absorbente, etc. Todo se complica aun mas cuando intervienen exigencias de orden estético. En este fenómeno la naturaleza de la superficie es muy importante, y es necesario conciliar lo que se ve con su función absorbente. Pretender que absorba pero que a su vez mantenga la unidad estética y arquitectónica del recinto, suele ser un problema bastante difícil de resolver.

En recintos destinados a la audición y desde el punto de vista de la acústica la absorción del sonido constituye un factor de primer orden. Si una sala tiene las paredes reflejantes, la inteligibilidad tiende a disminuir porque las palabras persisten en el aire. Para la música esta situación se torna intolerable, debido a que todo sucede como si se ejecutara sobre un piano manteniendo el pedal continuamente oprimido. Los sonidos que se emiten se confunden con los anteriores que aun no se han extinguido y crean una verdadera situación de caos.

Lo contrario sucede si las paredes son muy absorbentes, en cuyo caso se observa una sensación de molestia causada por el hecho de que las palabras mueren inmediatamente después de ser emitidas. En ese momento se percibe un estado de sofocación que dista mucho de ser agradable.

Evidentemente el confort exige un balance apropiado entre salas vivas y salas muertas. Esta cualidad está estrechamente relacionada con el denominado tiempo de reverberación, que es perfectamente medible, y tabulado con base en múltiples mediciones realizadas en salas acústicamente correctas de todo el mundo.

Insistiendo sobre el problema de la supresión de los ruidos mediante la absorción, resulta necesario llamar la atención sobre excesiva confianza que se tiene en los resultados por lograr. En efecto, la absorción actúa únicamente sobre los ruidos reflejados, a los que puede eliminar en mayor o menor grado. En cambio, los ruidos directos quedan en el mismo nivel, exista o no material absorbente en las paredes. Teóricamente la máxima reducción que se puede obtener sobrepasa los 8-9 dB.

Considerando el caso de una fuente de ruidos ideal que, suspendida en el espacio (ausencia total de energía reflejada) genera un nivel de por ejemplo 60dB, a una distancia dada, al introducirla en un recinto de seis paredes totalmente reflejantes (cuatro paredes, techo y piso) nos encontraremos como si a nuestra fuente le hubiéramos añadido otras seis fuentes iguales.

Maquina	60	+	63	+	66	+	68.5
		+	63				
Techo	60		+	63	+	66	
		+	63				
Piso	60			+	64.8	+	
			60				
Pared núm. 1	60		+	63	+		
			60				
Pared núm. 2	60		+	63	+		
			60				
Pared núm. 3	60			+	64.8	+	
			60				
Pared núm. 4	60	+					

Vale decir, que por el hecho de reflejar íntegramente la energía sonora proveniente de la fuente el nivel de ruido se ha incrementado en solo 8.5 dB, que es la diferencia entre los 60 dB existentes y los 68.5 dB resultantes. Esto indica que la máxima reducción

del ruido que podemos obtener por este medio no supera los 9 dB, tal como lo habíamos anunciado, y que equivale a una reducción subjetiva del 50% (el sonido se percibe como si fuera reducido a la mitad).

Resumiendo, la reducción sonora que se puede obtener mediante la absorción no es muy elevada, de modo que los problemas de ruidos excesivos se deben tratar combinando absorción con aislamiento.

Cuando se trata de la acústica en ambientes, problemas de inteligibilidad, etc., es imprescindible apelar a este medio.

De todos modos, el hecho de revestir las paredes y el hecho de un local ruidoso que reduce el nivel en unos 4-6 dB puede mejorar apreciablemente. Por otra parte, existe un efecto psíquico proveniente de la falta de rebotes, que hace que la persona se sienta más cómoda.

Absorción Sonora.

Cuando una onda sonora incide sobre una superficie discontinua, parte de su energía se refleja y vuelve hacia el interior del recinto. Con el resto de la energía suceden dos cosas: parte se transmite hacia el otro lado de la partición y otra es absorbida por la misma. Desde el punto de vista interior del recinto, todo lo que no vuelve se absorbe. Al hablar de la absorción, nos interesamos únicamente por las energías incidentes y reflejada, de modo que la absorción máxima se representa por una ventana abierta, donde la energía es absorbida sin reflejarse hacia atrás.

La capacidad o bondad de absorción de un material o de un montaje acústico resulta ser, entonces, la relación entre las energías absorbida e incidente de acuerdo con:

$$\alpha = \frac{L_a}{L_i} = \frac{P_i^2 - P_r^2}{P_i^2} = 1 - \frac{(P_r)^2}{P_i^2} = 1 - R^2 \quad (4.1)$$

L_a = energía absorbida (también la transmitida) ; L_i = energía incidente; P_i = presión incidente; P_r = presión reflejada, y R = coeficiente de reflexión, (relación entre las presiones reflejada e incidente).

1020120838

El coeficiente de absorción se deduce con esta fórmula adimensional. Su medición en forma directa es muy difícil, ya que las potencias sonoras no son magnitudes que pueden medirse fácilmente.

En cambio la presión sonora puede evaluarse con facilidad. En consecuencia las mediciones de absorción se realizan midiendo las presiones sonoras.

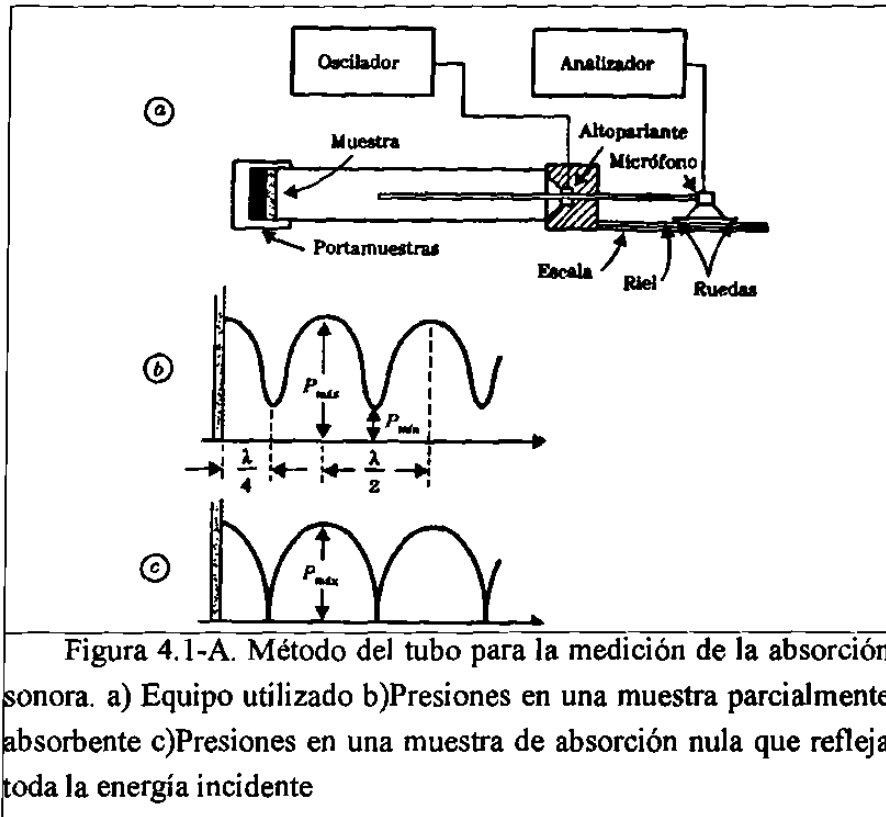
El coeficiente de absorción sonora resulta, como casi todas las magnitudes acústicas, esencialmente variables con la frecuencia. Su simple enunciación no tiene mayor sentido, a menos que se le acompañe de la frecuencia con la cual se midió.

Medición de la Absorción Mediante el Método del Tubo.

Este tipo de método permite medir la absorción que aparece cuando la onda sonora incide en forma normal sobre la muestra. Por eso el resultado se denomina absorción normal y se lo designa con un expresándolo en porcentaje.

La medición se realiza con la ayuda del instrumental que aparece en la figura 4.1-A. Consta esencialmente de un oscilador cuya salida excita al altoparlante encerrado en uno de los extremos de un tubo de metal que tiene un metro de longitud y 10 cm de diámetro. La onda sonora que se genera se propaga a lo largo del tubo e incide sobre la muestra para medir su coeficiente. La onda se debe ubicar en el otro extremo del tubo. La presión sonora existente en su interior se mide con la ayuda de un micrófono, ubicado sobre el carrito móvil. Como el micrófono es muy grande para introducirlo en el tubo sin distorsionar el campo sonoro, se le tiene que conectar un tubito de metal. El otro extremo recorre el interior del tubo grande, de modo que las presiones internas a lo largo del mismo actúan sobre el extremo libre y por ende sobre el micrófono. La salida esta convenientemente filtrada con el fin de evitar los ruidos externos y se mide en el analizador.

La energía sonora se desplaza desde el parlante hacia la muestra, y la energía reflejada hace lo propio en sentido inverso. Ambas ondas sonoras se interfieren entre sí, generando ondas estacionarias. En estas los vientres (las amplitudes máximas) son la



suma de las presiones, incidente y reflejada. En cambio, los nodos (las amplitudes mínimas) corresponden a las diferencias. Lo que se mide es la relación entre las presiones correspondientes a un vientre y un nodo sucesivos, que denominaremos n , y su valor es:

$$n = \frac{P_i + P_r}{P_i - P_r} = \frac{P_{\text{máx.}}}{P_{\text{mín.}}}$$

Recordando que:

$$\alpha = 1 - \frac{(P_r)^2}{P_i^2} = 1 - R^2$$

resulta:

$$\alpha = \frac{4}{n + 1 + 2} \quad \% \approx \frac{400}{n + 2}$$

El método del tubo (también conocido como el de Kundt o de interferencia) tiene limitaciones en cuanto a su uso. Por ejemplo, el rango de frecuencia dentro del cual se puede usar se extiende entre 200 y 2 000 Hz. Existen tubos experimentales para trabajar en frecuencias menores y mayores. Tradicionalmente sus límites se indican arriba; además los instrumentos que se pueden obtener comercialmente trabajan en este rango de frecuencias. La incidencia de la onda sonora al material es normal, pero es raro que

sucedan. Otra limitación es el tamaño de la muestra (un círculo de 10 cm de diámetro) que puede no ser representativo en muestras uniformes.

A pesar de estas limitaciones y de algunas otras de menor importancia, el método del tubo es de uso difundido, ya que permite medir rápidamente y no exige instrumental especial ni instalaciones costosas. Los resultados que se obtienen con ese método se pueden usar en la práctica con bastante confianza. Resulta particularmente útil para comparar materiales entre sí, controlar la uniformidad de una producción, y en el desarrollo de materiales nuevos.

Reverberación

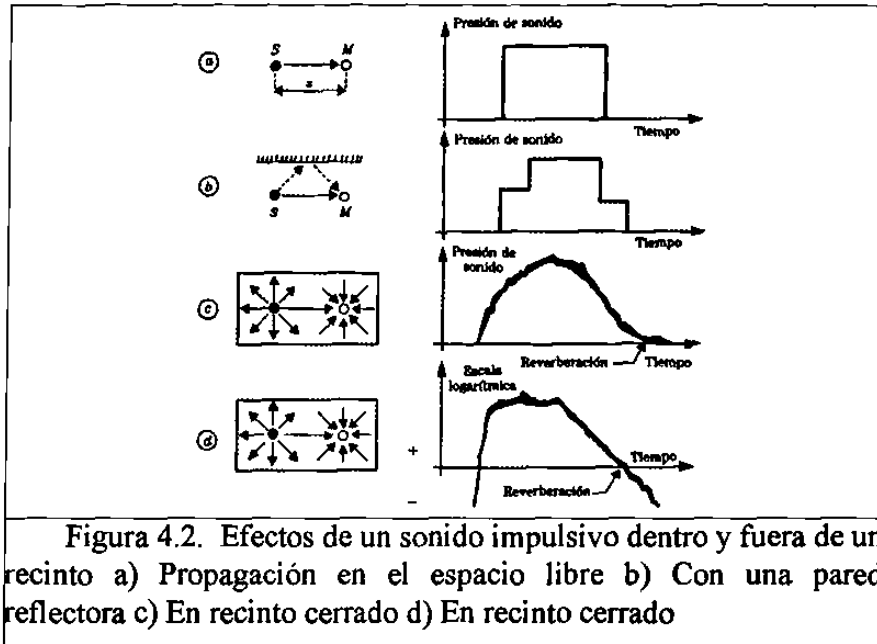


Figura 4.2. Efectos de un sonido impulsivo dentro y fuera de un recinto a) Propagación en el espacio libre b) Con una pared reflectora c) En recinto cerrado d) En recinto cerrado

Imaginemos una fuente sonora dentro de un recinto cerrado que emite su energía en forma de pulsos. Vale decir, que comienza a emitir en forma brusca, mantiene su nivel constante durante un lapso, y luego interrumpe bruscamente la emisión del mismo modo como comenzó (onda rectangular). El nivel sonoro que se observará en dicho recinto no se podrá establecer en forma instantánea, ya que su valor final dependerá no sólo de la energía emitida, sino también de la reflejada por las paredes, el cielorraso y el piso. A la vez, al detener la emisión de la fuente, el nivel no bajará a cero instantáneamente, sino que irá decreciendo paulatinamente hasta confundirse con el nivel de ruido ambiental.

Este fenómeno se conoce como reverberación. La figura 6.2 ilustra su generación a medida que se encierra una fuente dentro de un recinto.

En el primer gráfico (4.2 a) se ilustra la fuente (S) y el receptor (M) ubicados al aire libre. La única onda sonora que alcanza al receptor es la directa, por lo que al cesar ésta, el micrófono deja de recibir y la onda captada resulta exactamente igual a la emitida.

El colocar una pared reflectora (figura 4.2b) la situación cambia. Al comenzar la emisión llega primero la onda directa; tiempo después llega la reflejada, reforzando a la directa. Cuando la fuente deja de emitir, se anula primero la onda directa, pero el micrófono sigue recibiendo la señal reflejada hasta su anulación total. Lógicamente todos estos fenómenos se desarrollan en forma muy veloz, y para percibirlos hacen falta instrumentos sensibles, como generadores de pulsos, osciloscopios, etcétera.

El tercer gráfico (4.3 c) ilustra la situación creada al encerrar a la fuente emisora y el micrófono receptor en un recinto. Las reflexiones son múltiples al comenzar a emitir la fuente, por lo que el receptor capta un sonido en nivel creciente. Luego, al interrumpir esta, la emisión sigue recibiendo el sonido reverberado, que decrece en forma exponencial..

En el cuarto gráfico (4.2 d), dichas variaciones se representan con una escala logarítmica para la presión P que también son logarítmicas y su representación resulta lineal.

La velocidad con que se extingue el sonido, determina el denominado tiempo de reverberación T . Por definición, es el tiempo que tarda el nivel sonoro en decrecer a 60 dB, después de haberse detenido la fuente sonora. En la figura 4.3 se ilustra su medición a partir de la curva de decrecimiento descrita en la figura 4.2 d. Se prolonga la curva de decrecimiento hasta alcanzar los -60 dB y se mide el tiempo con base en la velocidad del papel del registrador gráfico.

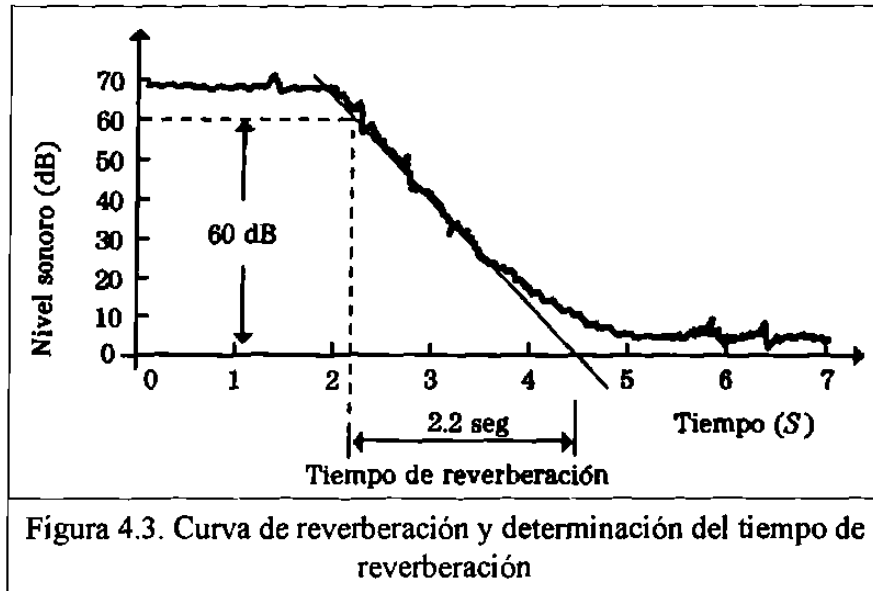


Figura 4.3. Curva de reverberación y determinación del tiempo de reverberación

En la práctica la medición se realiza emitiendo ruido blanco o con densidad de energía constante, en función de la frecuencia o ruido rosa, cuya energía decrece en 3 dB cada vez que la frecuencia se duplica. La señal se emite dentro del recinto que se quiere medir, a un nivel suficientemente elevado para cubrir el ruido de fondo. La recepción se realiza con un micrófono cuya salida filtrada en 1/3 de octava se conecta a un registrador gráfico con un instrumento digital.

Las variaciones del NS, cuyas pendientes se miden nunca llegan a 60 dB. Por eso en la práctica, el tiempo de reverberación se determina a partir de la pendiente o la velocidad de decrecimiento del nivel sonoro. Dicha velocidad será mayor a medida que se incremente la absorción del recinto, o sea que dependerá fundamentalmente de la absorción de los elementos contenidos dentro del mismo, así como también de las superficies límites: paredes, piso y techo.

Aceptando que las ondas sonoras se distribuyen estadísticamente en todas las direcciones, y suponiendo la existencia de una fuente puntual ubicada dentro de un recinto, podemos deducir el l_m o libre camino medio. Este es el promedio de las distancias recorridas por las ondas sonoras entre dos reflexiones sucesivas que es:

$$l_m = \frac{4V}{S} \quad (4.3)$$

V = volumen del recinto y S = superficie interior. El tiempo empleado para recorrer lm , cuando C o la velocidad del sonido en el aire es:

$$t = \frac{lm}{C} \quad (4.4)$$

en un tiempo t cada onda sonora efectúa:

$$\frac{Ct}{lm} = \frac{S Ct}{4V} \text{ Reflexiones} \quad (4.5)$$

Aceptando una absorción promedio del recinto:

$$\alpha = \frac{S_1 \alpha_1 + S_2 \alpha_2 + \dots + S_n \alpha_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n} \quad (4.6)$$

donde α , absorción promedio; S_t , superficie total del recinto, y S_n , superficie cuya absorción es de α_i , resulta que al transcurrir dicha unidad de tiempo la intensidad sonora habrá disminuido a:

$$I = I_o(1 - \alpha) \frac{Ct}{lm} \quad (4.7)$$

siendo I = intensidad final, e I_o = intensidad inicial.

Si posteriormente queremos saber cuanto tiempo tarda la intensidad en llegar a un valor 60 dB inferior a su valor original, entonces se necesita la conocida formula de Sabine-Eyring:

$$T = 0.161 \frac{V}{S[-2, 3\text{Log}_{10}(1 - \alpha)]} \quad (4.8)$$

Para valores pequeños de α , la formula original de Sabine suele ser una aproximación muy aceptable y es:

$$T = \frac{0.16 V}{S \alpha}$$

La tabla 4.1 proporciona los valores para la absorción de algunos materiales comunes a distintas frecuencias.

Desde el punto de vista acústico, el tiempo de reverberación es una de las características fundamentales que definen la bondad de un recinto. Esto es importante cuando se trata de salas de espectáculos (música, conferencias, teatros, etcétera).

Las características que definen una sala como buena son extensas, pero el tiempo de reverberación es tal vez la única constante sobre cuya importancia existe unidad de opiniones. Sus valores óptimos son el resultado de múltiples mediciones en las salas consideradas "buenas" por los músicos. Se encuentran en los textos especializados, donde por lo general aparecen como funciones de las dimensiones de los recintos y del uso que se le da a las mismas.

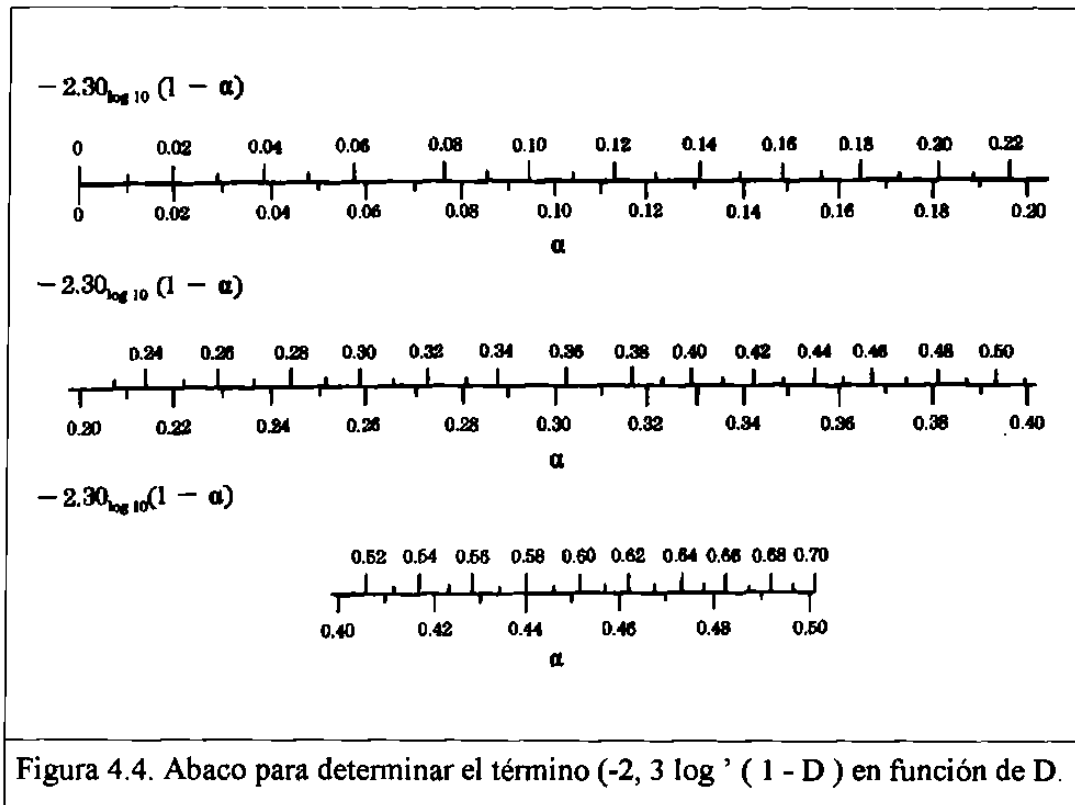
Tabla 4.1 Valores para la Absorción de algunos materiales comunes a distintas frecuencias.

Material	Espesor cm	Coeficientes					
		125	250	500	1000	2000	4000
Paredes de ladrillo sin pintar	45.00	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.05
Pared de ladrillo pintada	45.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02
Revoque, yeso, sobre ladrillos huecos pintado o no	0.02	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04
Revoque, yeso, 1a. y 2a capa de enduido sobre metal desplegado, sobre tarugos de madera.	0.04	0.04	0.04	0.06	0.06	0.03
Revoque, mortero de cal, terminación a la arena sobre metal desplegado.	2.00	0.04	0.05	0.06	0.08	0.04	0.06
Revoque sobre lana de madera.	0.04	0.30	0.20	0.15	0.10	0.10
Revoque fibroso.	5.00	0.35	0.30	0.20	0.55	0.10	0.10
Hormigón, sin pintar.	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
Hormigón pintado.	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02
Madera maciza y pulida.	5.00	0.1	0.05	0.04	0.04
Madera en paneles, con espacio de aire (5 a 10 cm) detrás.	11.50	0.30	0.25	0.20	0.17	0.15	0.10
Madera, plataforma con gran espacio de aire abajo.	0.40	0.30	0.20	0.17	0.15	0.10
Vidrio.	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.20
Pisos:							
Pizarra sobre contrapiso	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02

Corcho, linoleum, yeso o goma sobre contrapiso	4.50	0.04	0.03	0.04	0.04	0.03	0.02
Bloques de madera, pino resinoso	0.05	0.03	0.06	0.09	0.10	0.22
Alfombras:	1.50	0.20	0.25	0.35	0.40	0.50	0.75
De lana, acolchonadas							
De lana, sobre hormigón	1.00	0.08	0.09	0.21	0.26	0.27	0.37
Colgaduras y tejidos:	0.04	0.05	0.11	0.18	0.30	0.35
0.35 kg/m ²							
0.45 kg/m ²	0.05	0.07	0.13	0.22	0.32	0.35
0.60 kg/m ²	0.05	0.12	0.35	0.48	0.38	0.36
Aterciopelados, drapados a la mitad de la superficie:	0.07	0.31	0.49	0.75	0.70	0.60
0.45 kg/m ²							
0.60 kg/m ²	0.14	0.35	0.55	0.75	0.70	0.60
Asiento y personas (α_a S en metro cuadrado por persona o por asiento)							
Asientos:							
Sillas, respaldo sin tapizar, asiento de cuero	0.20	0.25	0.30	0.30	0.30	0.25
Butacas de teatro, tapizado grueso	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
Sillas de orquesta, de madera	0.01	0.015	0.02	0.035	0.05	0.06
Cojines para banco de iglesia, por persona	4.00	0.10	0.15	0.17	0.17	0.17	0.14
Personas:							
En asiento sin tapizar (sumar la absorción de las sillas con asiento de cuero)	0.07	0.06	0.05	0.13	0.16	0.2
En asientos de tapizado grueso	0.07	0.06	0.06	0.10	0.10	0.12
Personas:							
En asiento sin tapizar (sumar la absorción de las sillas con asiento de cuero)	0.07	0.06	0.05	0.13	0.16	0.2
En asientos de tapizado grueso	0.07	0.06	0.06	0.10	0.10	0.12
En asientos de orquesta con instrumentos (sumar la absorción de sillas de madera)	0.4	0.75	1.10	1.30	1.30	1.10
Jóvenes en la escuela secundaria, incluso el asiento	0.22	0.3	0.33	0.40	0.44	0.45
Niños en la escuela primaria sentados, incluso el asiento	0.18	0.23	0.28	0.32	0.35	0.40
De pie	0.2	0.35	0.47	0.45	0.50	0.40
Sentados en bancos de iglesia (sin almohadón)	0.25	0.27	0.33	0.38	0.40	0.38

Medición de la Absorción Mediante la Cámara de Reverberación.

Para medir la absorción mediante el método del tubo raramente el sonido incide en forma normal porque en la incidencia interviene el azar; a la vez las muestras son muy pequeñas y suelen ser poco representativas. Por otra parte es imposible estudiar montajes absorbentes. Estas son algunas de las deficiencias que se trata de evitar midiendo la



absorción en las cámaras de reverberación, recintos amplios de 200 m³ o mas, cuyas paredes, piso y techo están revestidos de materiales sumamente reflectantes (azulejos, mármol o simplemente cementadas). Sus caras no son paralelas e incluso pueden ser onduladas. Todo ello se hace para tratar de obtener campo sonoro difuso, en su interior. El material que se quiere medir debe tener por lo menos 10 m² para absorber la eventual falta de uniformidad del mismo. Se extiende en el piso y en dos paredes no opuestas y se mide el tiempo de reverberación antes y después de la colocación del mismo dentro de la cámara.

Así se obtiene el valor del coeficiente de absorción α para el material en cuestión:

$$\alpha = \frac{0.16 V}{S} = \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \quad (4.10)$$

Aquí S = superficie de la muestra; V = volumen de la cámara; T₁ = T después de la introducción de la muestra, y T₂ = T antes de la introducción de la muestra.

El coeficiente α que se obtiene es el de Sabine y no tiene unidades. La medición de la absorción por este método, es la que mas se aproxima al fenómeno físico que se

produce en la practica, pero exige instalaciones e instrumental costosos, por lo cual solamente algunos laboratorios los poseen.

EL NRC

Hasta aquí se ha tratado acerca del coeficiente de absorción sonora, que se expresa en Sabine o en m^2 de ventana abierta.

Su máximo valor sería uno, en cuyo caso se trataría de un absorbente ideal. Este, como la ventana abierta, deja salir toda la energía sin reflejar nada.

En la practica, aclaramos mas arriba, que se incrementa con la frecuencia. Esto se ve muy bien en la tabla 4.1a, donde, se ilustran los valores de absorción de una alfombra de lana acolchonada.

Frecuencia (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
Sabine	0.20	0.25	0.35	0.40	0.50	0.75

Un m^2 de esta alfombra absorbe aproximadamente $0.20 m^2$ de una ventana abierta a 125 Hz y aproximadamente $0.75 m^2$ a 4 000 Hz.

Trabajar con valores que dependen de la frecuencia se hace difícil, sobre todo cuando se trata de comparar materiales. Por esta razón se creó el factor NRC (Noise Reduction Coefficient - coeficiente de reducción sonora). Su valor es en promedio de 250, 500, 1 000 y 2 000 Hz.

$$NRC = \frac{(250 + 500 + 1000 + 2000)}{4} \quad (4.11)$$

Así por ejemplo, para el caso de la alfombra en cuestión, tendremos que:

$$NRC = \frac{(0.25 + 0.35 + 0.40 + 0.50)}{4} = 0.375.$$

4.3. Materiales Absorbentes.

De acuerdo con la forma de absorber la energía sonora se distingue entre materiales porosos y tipos de montaje resonantes y de membrana.

Absorbentes Porosos

Como su nombre lo indica se trata de materiales mas o menos esponjosos con cavidades de aire comunicadas entre si, por ejemplo; lana mineral o de vidrio, celotex, cortinados y alfombras, poliuretano etcétera.

En todos ellos el mecanismo de absorción consiste en la degradación de la energía sonora por el roce de las moléculas del aire contra

Fibras del material. Debido a esto resulta imprescindible que el material sea poroso y permeable. Otro factor que influye en gran medida, es la resistencia al flujo que es el tiempo que tarda en pasar la unidad del volumen de aire por la unidad de superficie de la muestra al aplicar la unidad de presión.

Los absorbentes porosos tienen una absorción y una frecuencia baja. En algunos materiales se observa otra caída a muy alta frecuencia (mas de 2 KHz) pero no es muy común. La figura 4.5 muestra la absorción típica para materiales porosos. Si se incrementa el espesor del material la absorción crece pero tiene un limite, ya que el material no aumenta su absorción en forma proporcional con el espesor y después de unos 7.5 cm el incremento es mínimo.

Frecuentemente, por razones estéticas es necesario ocultar el material poroso, recurriendo a paneles perforados de aluminio, yeso o poliestireno. Su papel es exclusivamente decorativo, ya que no absorben ruido a menos que se encuentren ubicados detrás, caso que con mayor frecuencia se aplica para la solución de problemas de cielorraso. En las paredes se colocan baldosas absorbentes y decorativas o medias canas de madera lustrada con ranuras entre ellas. Así se oculta el material absorbente que se encuentra detrás.

Absorbentes de membrana.

Al adosar a un absorbente poroso una membrana impermeable elástica, como madera terciada, material plástico, papel, etc., se modifican sus propiedades,

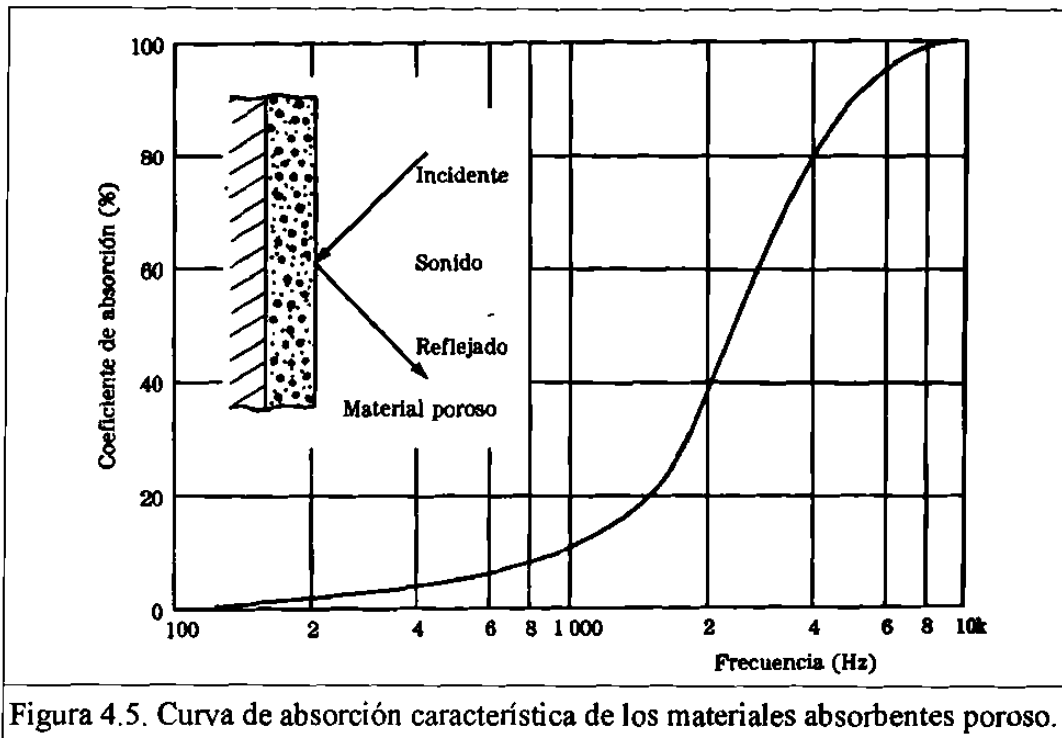


Figura 4.5. Curva de absorción característica de los materiales absorbentes poroso.

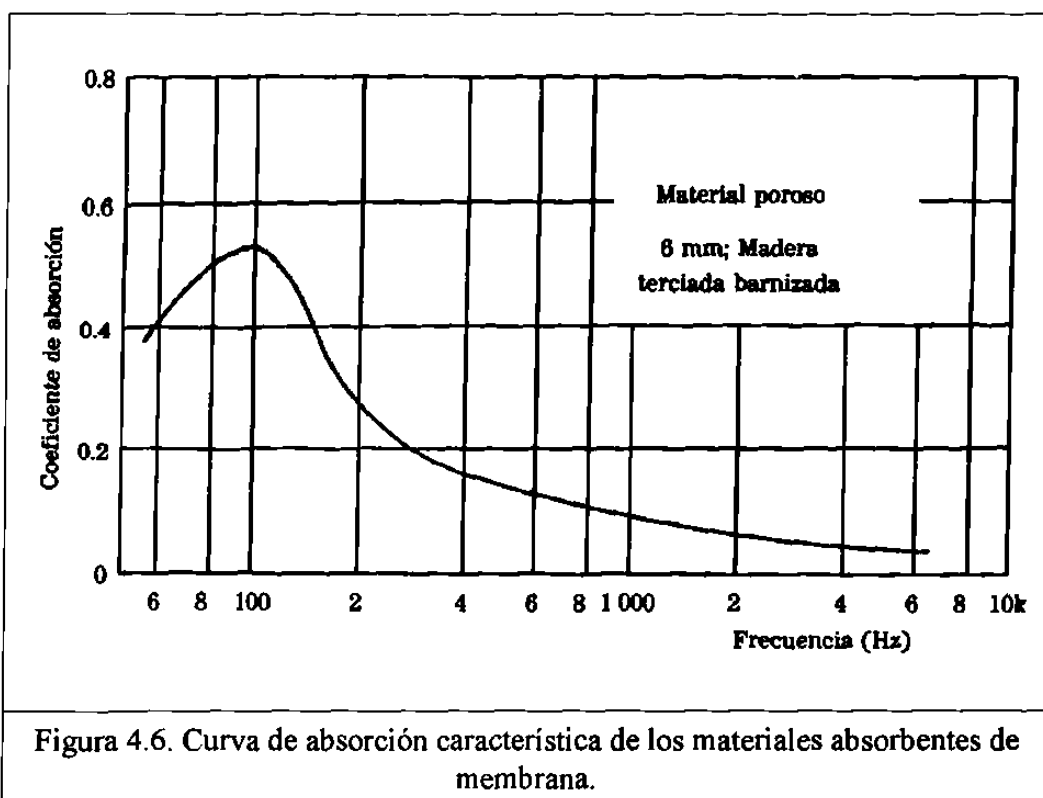
convirtiéndolo en absorbente de membrana. La onda sonora pone en movimiento la membrana y esta a su vez mueve el aire encerrado detrás de ella. Hay frecuencia de resonancia que depende de la masa de la membrana y del volumen de aire encerrado detrás. Para esta frecuencia la amplitud del movimiento es máxima y la absorción obtiene su pico por la misma razón, como se observa en la figura 4.6. Este pico será mas o menos pronunciado, o mas o menos ancho, de acuerdo con el material absorbente encerrado detrás de la membrana.

La frecuencia de absorción resulta ser:

$$f_o = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho}{Qd}} \text{ enHz} \quad (4.12)$$

ρ = densidad del aire en g/cm^3 ; Q = densidad superficial de la membrana en g/cm^2 , que se obtiene multiplicando su densidad por el espesor de la misma, y d = distancia en cm entre la membrana y la pared.

La membrana de por si no es absorbente o lo es en grado mínimo, ya que no es permeable. De este modo el aire en movimiento no puede penetrar y degradar su energía



por efectos del roce con los alvéolos del material, como sucede con los materiales porosos y permeables. La absorción se realiza únicamente por efectos del montaje.

En la tabla 4.2 se registra el efecto del montaje de la absorción, que presenta una placa de vidrio sola o colocada en una ventana.

Tabla 4.2. Absorción de un paño de vidrio sin montar y montado en una ventana						
Material	Coeficiente de Absorción α (porcentaje)					
	125	250	500	1000	2000	4000
Ventana	35	25	18	12	7	4
Vidrio	3	3	3	3	2	2

Los absorbentes de membrana frecuentemente se utilizan en forma de placas en estudio de radio o televisión, para asegurar un tiempo de reverberación óptimo en bajas frecuencias. Para las frecuencias altas se utilizan casi siempre absorbentes porosos; para las frecuencias medias y bajas se recurre a los montajes de membrana o a los absorbentes resonantes.

Absorbentes Resonantes.

Estos son absorbentes muy importantes (lo que no significa que son los mas usados) ya que presentan una máxima ductilidad, permitiendo la absorción selectiva a una frecuencia dada, y con el valor que se desee. Tal es así que si se necesita una severa absorción para una frecuencia (o una banda angosta de frecuencia) la única solución es el uso de absorbentes resonantes.

Esta clase de absorbentes se presenta en los siguientes tipos:

- a) Resonadores Simples;
- b) Acoplados, y
- c) de Ranura

Resonadores Simples

El absorbente resonante mas simple es el de Helmholtz. Fue ideado por el fisico cuyo nombre lleva, como elemento de ayuda en sus trabajos científicos. Además tiene un valor histórico, ya que ha sido usado con el fin de bajar el tiempo de reverberación en iglesias romanas antiguas, bajo la forma de pótes embutidos en las paredes.

Consta de un recinto (V) comunicado con el exterior, mediante un tubo de menor sección denominado cuello de largo d . La onda sonora incide sobre el orificio de entrada, provocando el desplazamiento de la masa encerrada dentro del cuello, que trasmite la presión al volumen contenido en el recinto. La menor sección del cuello hace que este "tapón" de aire se desplace aproximadamente como un todo, comprimiendo el aire del recinto.

El conjunto se comporta como un sistema resonante donde el tapón actúa como masa y el aire del recinto como resorte. Este sistema tiene una frecuencia propia en la que la absorción es máxima. Cuando se aleja la medida de resonancia las frecuencias disminuyen.

La frecuencia de resonancia es una función directa de las dimensiones del cuello y del recinto de acuerdo con la expresión

$$f_o = \frac{C}{2\pi} \quad S \approx 5,500 \frac{S}{V V^{\frac{1}{3}}} \text{ Hz} \quad (4.13)$$

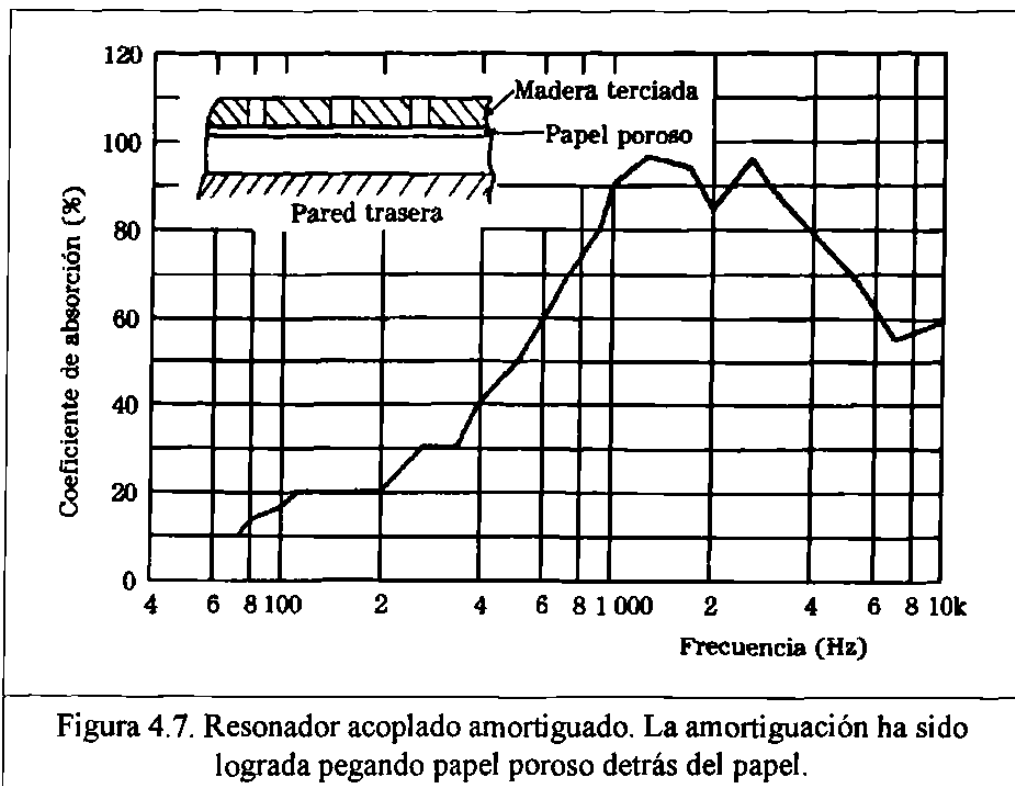
C = velocidad del sonido en el aire; S = sección del cuello; V = volumen del recinto; d = largo del cuello; y V^1 = volumen del cuello.

En la ultima de las expresiones la superficie esta dada en cm^2 y el volumen en cm^3 .

Para aumentar la disipación se deben colocar mallas metálicas atravesando el cuello, o elementos disipativos (lana de vidrio, espuma de poliuretano, etc.) en el recinto del resonador (en antiguos potes empotrados en las iglesias se encontraron cenizas colocadas con el mismo objeto).

Resonadores Acoplados.

El resonador simple se usa poco por razones de economía y ello solo en frecuencias muy bajas, ya que entonces el recinto resulta de un gran volumen. En la practica se recurre a los resonadores acoplados, que constan de varios resonadores simples con un solo recinto de volumen, igual a la suma de los volúmenes individuales (véase figura 4.7). Una forma de obtenerlo consiste en perforar un panel e instalarlo a cierta distancia de la pared.



La frecuencia de resonancia se obtiene de la misma manera, como en el caso de los resonadores simples. El volumen resulta entonces igual al volumen total, dividido por la cantidad de orificios. Todo sucede como si se eliminaran las paredes que separan resonadores simples contiguos, trasformándolos en acoplados.

La frecuencia resulta ser, para el caso de perforaciones circulares:

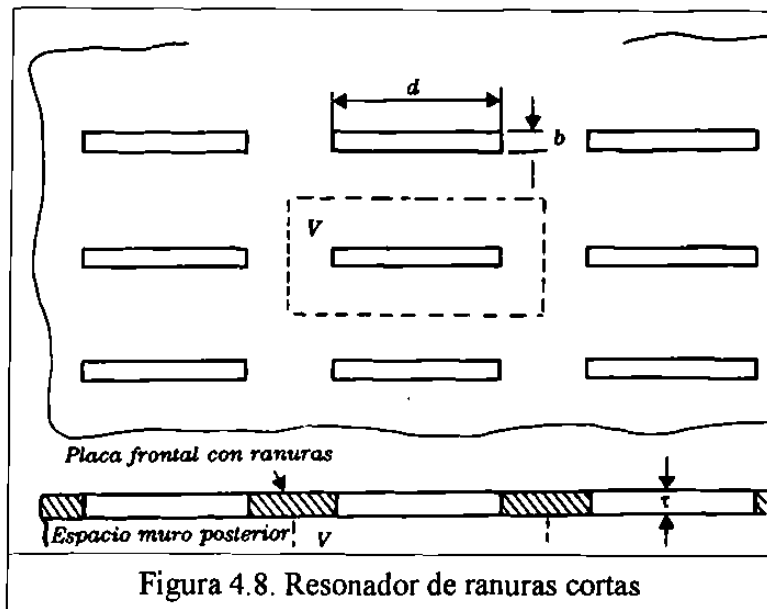
$$F_o = \frac{2\pi}{C} \frac{n}{100d(b + 1.66)} \text{ Hz} \quad (4.14)$$

donde n = relación entre el área de la perforación y el de la placa multiplicado por 100; b = espesor de la placa; r = radio de la perforación y d = distancia entre la placa y la pared.

Resonadores de Ranura

Siempre sobre la base de los resonadores acoplados, se han diseñado resonadores en forma de ranuras cortas o largas, la figura 4.8 ilustra el primero de los dos tipos. En los resonadores de ranura larga, como su nombre lo indica, ésta ocupa todo el largo de la placa.

Los resonadores de ranura se utilizan mucho porque resultan cómodos para ejecutar y además son estéticos, lo que hace que se les prefiera cada vez más en recubrimiento de paredes.



Algunos Materiales Absorbentes

Resumiendo lo expresado con anterioridad, los absorbentes que se expenden en forma comercial son del tipo poroso. En cambio los montajes son resonadores o del tipo de membrana. Los folletos contienen una breve descripción de algunos de los materiales que se consiguen en el mercado. En todos los casos los datos provienen de folletos que le pueden proporcionar los mismos fabricantes.

4.4. Aislamiento Acústico.

Generalidades.

El aislamiento es el medio que se emplea comúnmente cuando se requiere una reducción sustancial del nivel sonoro. Las aplicaciones más comunes son:

- Control del ruido externo (tránsito, construcción adyacente, etc.).
- Separación de dos recintos, uno ruidoso y el otro no (oficinas dentro de un establecimiento fabril).
- Control del ruido de una máquina ruidosa.
- Tratamiento de un recinto dentro de una planta.

Si bien, el término aislamiento tiene un sentido en la vida diaria, en nuestro caso el significado es mucho más preciso. Se refiere a una característica física, perfectamente definida y medible.

En este sentido hablamos de dos tipos de aislamiento. El primero y más común es el aislamiento aéreo. Trata a los sonidos que se propagan por esta vía y que son los más comunes. El segundo aislamiento al impacto tiene especial significado en la industria de la construcción de viviendas, ya que se refiere casi exclusivamente al aislamiento de ruidos de pasos, tacones, caída de objetos, etcétera.

Definiciones y Mediciones

Aislamiento Aereo.

Perdida de Transmisión de una Partición.

El aislamiento de una partición o la pérdida de transmisión, como también se le denomina, es la relación logarítmica entre las energías transmitida e incidente y se define mediante las siguientes expresiones:

$$TL = 10 \log_{10} \frac{L_{tr}}{L_{in}} = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} \quad (4.15)$$

L_{tr} = energía transmitida; L_{in} = energía incidente y τ = coeficiente de transmisión.

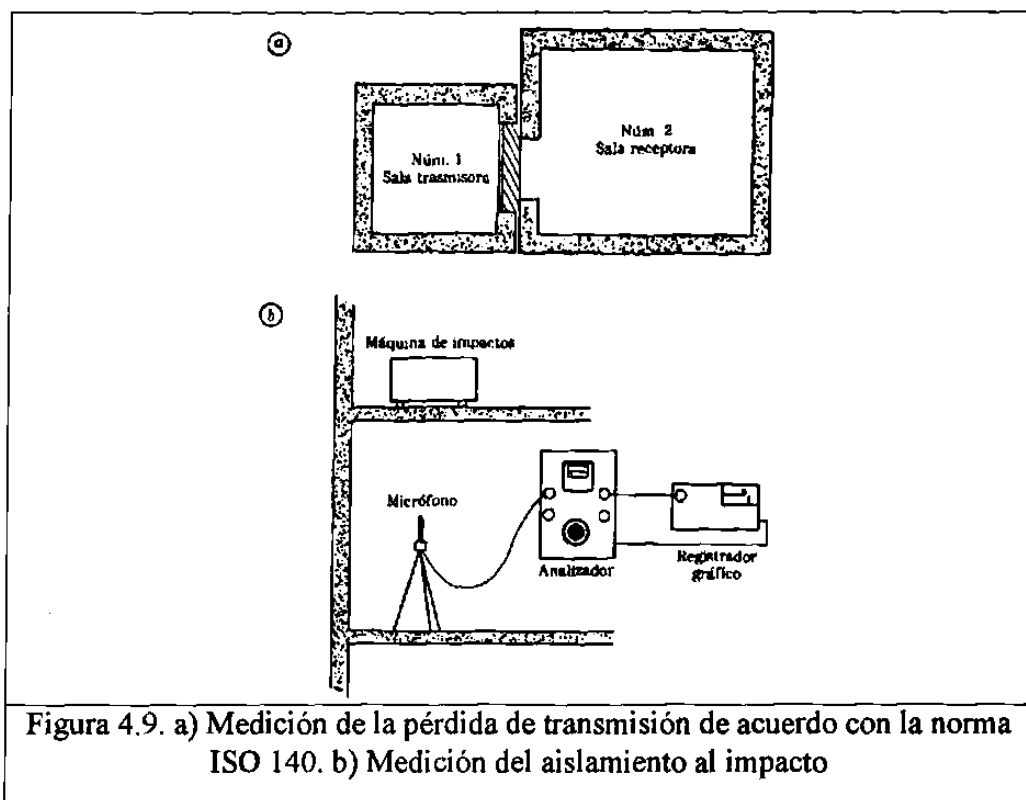
De acuerdo con la norma ISO 140, para medir la pérdida de transmisión se necesitan dos recintos perfectamente aislados del exterior y entre si. Entre ellos existe una abertura de unos 1.80 m y 2.20 m. La partición a medir se introduce en dicho orificio tratando de obturarlo lo mas perfectamente posible. Ambos recintos tienen características reverberantes, o sea que sus paredes, piso y cielorraso están tratados de modo que reflejen al máximo las ondas sonoras; a la vez se trata de que estas se difundan en todos los sentidos. En uno de los recintos se ubica una fuente sonora en forma de parlantes múltiples y un micrófono ubicado en el centro mide el nivel de ruido que producen. En el otro recinto, otro micrófono mide el nivel de las ondas sonoras que han atravesado a la partición en prueba.

La expresión para la pérdida de transmisión que se mide por este método es la siguiente:

$$TL = N_1 - N_2 + 10 \log_{10} \frac{S}{\alpha} \quad (4.16)$$

donde N_1 = nivel sonoro del recinto en que esta ubicada la fuente; N_2 = nivel sonoro en el recinto contiguo (receptor); S = superficie de la muestra bajo ensayo y α = absorción en Sabine en el recinto receptor.

El sonido que se genera en el recinto emisor es ruido blanco (ruido en el cual la energía por unidad del ancho de banda es constante) o rosado (energía inversamente proporcional a la frecuencia). Generalmente se filtra en bandas de octavas para poder



obtener un nivel de energía elevado en el rango de frecuencias, donde se desea medir y sin necesitar parlantes demasiado poderosos.

En el recinto receptor, la salida del micrófono se filtra en tercios de octava. Como con el resto de los fenómenos acústicos, el aislamiento sonoro varía en función de la frecuencia. Generalmente es bajo a bajas frecuencias, crece, llega a un plato y luego continúa creciendo.

La figura 4.10 representa el aislamiento de una partición de ladrillos con 10 cm de espesor. En la tabla 4.3 se presentan aislamientos de diversos materiales. Es necesario aclarar que se trata de materiales y no de particiones hechas de estos materiales, donde interviene el fenómeno de flanqueo, que se aclarara mas adelante.

Ambas particiones reúnen características reverberantes, con el fin de asegurar la obtención de un campo sonoro difuso. De este modo la incidencia de la energía sonora sobre la partición será al azar.

En la practica los recintos contienen siempre elementos absorbentes (muebles, cortinados, alfombras, personas, etc.), de modo que el campo no resulta difuso ni la incidencia es al azar. Por otra parte, la señal con que se trabaja es ruido blanco o rosado (energía constante por ancho de banda o inversamente proporcional con la frecuencia).

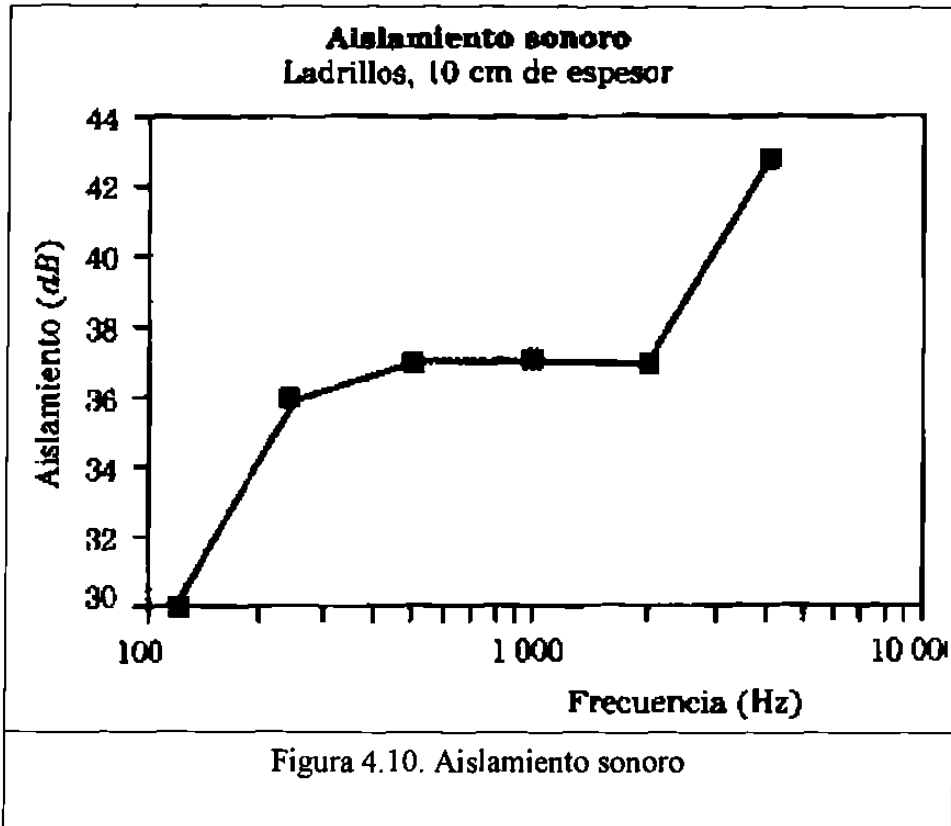


Tabla 4.3 Aislamiento sonoro de materiales

Materiales	Frecuencia Hz					
	125	250	500	1000	2000	4000
Ladrillos, 10cm	30	36	37	37	37	43
Bloque de cemento, 20cm, hueco	33	33	33	39	45	51
Bloque de cemento, 15cm, liviano	38	36	40	45	50	56
Cortinas, plomo vinilo, 7.5 Kg/m ²	22	23	25	31	35	42
Puerta maciza, 7cm	26	33	40	43	48	51
Panel de vidrio, 0.6cm	25	29	33	36	26	35
Vidrio laminado, 1.25cm	23	31	38	40	47	52
Panel metálico perforado, con lana mineral de 10cm de espesor	28	34	40	48	56	62
Madera terciada, 0.6cm, 3.5 Kg/m ²	17	15	20	24	28	27
Madera terciada, 1.8cm, 10 Kg/m ²	24	22	27	8	25	27
Chapa de hierro, 18, 10 Kg/m ²	15	19	31	32	35	48
Chapa de hierro, 16, 12.5 Kg/m ²	21	30	34	37	40	47

Tanto la señal de salida de los parlantes, como salida de los micrófonos se filtra en octavas o en tercios de octavas, para que de este modo se pueda obtener la pérdida de transmisión en función de la frecuencia.

Esta forma de medir, si bien dista de aplicación en la práctica, se ha impuesto internacionalmente porque permite efectuar un proceso de resultados concordantes entre laboratorios de distintos países.

Otra situación que se presenta en la realidad y que no analizaremos aquí, es la transmisión por flanqueo y que consiste en el flujo de energía que no pasa a través de la partición y que se va a medir, pasa por el piso, el techo y las paredes laterales.

Al emitirse el sonido en el recinto emisor, estos vibran las cuatro paredes, el piso y el techo del mismo. Por estar unidos rígidamente con el recinto receptor, parte de esta energía se trasmite por vía sólida. A este proceso se le conoce como de transmisión por flaqueo.

Aislamiento entre Recintos

La pérdida de transmisión que se definió y midió anteriormente toma en cuenta sólo el panel o el elemento de construcción en cuestión. Cuando se desea conocer el aislamiento existente entre dos recintos o entre una habitación y el exterior, el planteo que debe hacerse es distinto. Ya que ahora interviene no sólo el panel separador, sino también las aberturas (puertas y ventanas), la transmisión por vía sólida del cielorraso y piso, las paredes laterales, etc. El cómputo teórico de la influencia de todos estos factores es poco menos que imposible, por lo que se impone la medición.

El aislamiento sonoro entre recintos se define como la diferencia entre los niveles existentes en dichos recintos:

$$D_o = N_1 - N_2 \quad (4.17)$$

D_o es el aislamiento sonoro en dB

La medición se efectúa mediante una fuente sonora que se ubica en el recinto transmisor. Allí se mide N_1 . En el cuarto vecino se mide N_2 en donde influye la

absorción existente en dicho recinto. El nivel N_2 será mayor si las paredes absorben menos ruido. Con fines de normalizado que toma en cuenta dicha influencia.

Su expresión es:

$$Dn = N_1 - N_2 + 10 \log \frac{\alpha_o}{\alpha} \text{ dB} \quad (4.18)$$

α_o = es absorción normalizada y α = absorción del recinto receptor.

En algunos textos aparecen las expresiones reducción de ruido (Noise Reduction), que no es más que el aislamiento normal. En este caso se toma como absorción normal un tiempo de reverberación, que resulta de:

$$NR = N_1 - N_2 + 10 \log \frac{t_2}{t_1} \text{ dB} \quad (4.20)$$

donde t_1 = es el tiempo de reverberación de referencia, generalmente de 0.50 s y t_2 el correspondiente al recinto receptor.

Aislamiento al Impacto .

El aislamiento al impacto se mide con una fuente de señal (Tapping Machine) normalizada internacionalmente por la ISO en la norma R-140. Consta básicamente de cinco martillos de 0.50 Kg. de peso, que van cayendo en forma alternativa desde una altura fija. La altura como la frecuencia de los golpes se especifican en dicha norma .La máquina se pone a funcionar sobre el entrepiso que se quiere ensayar, así se mide el nivel sonoro que produce en la habitación inferior

El aislamiento al impacto se expresa mediante el nivel de ruido normalizado .

$$Nn = 10 \log \frac{\alpha_o}{\alpha} \text{ dB} \quad (4.21)$$

N = nivel del ruido en el recinto inferior; α = absorción del recinto inferior y, α_o = absorción de referencia (de 10 sabine métricos por lo general)

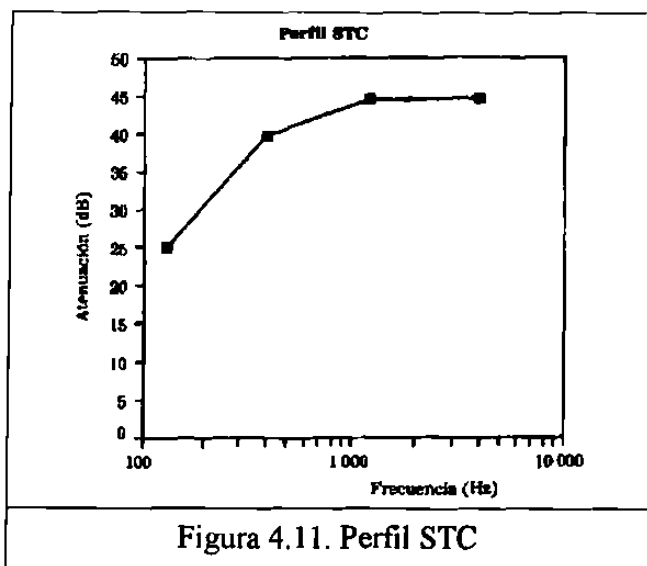
Presentación de los Resultados de las Mediciones

Tanto el aislamiento aéreo, como el impacto dependen de la frecuencia. El comportamiento de las particiones con este factor es variable. Por lo general resulta mucho más fácil aislar en frecuencias altas que en bajas, lo que obliga efectuar las mediciones en todas las frecuencias útiles (por lo general octavas o tercios entre 125 y 4 000 Hz) y presentar los resultados en forma de gráfica

El uso de estas gráficas se torna poco práctico cuando se desea especificar aislamientos en proyectos, o cuando se quieren comparar aislamientos de diversos materiales. Por esta razón (parecida al caso de NRC) se ha ideado un método que utiliza un solo número para especificar un material. Para ello se recurre al uso de las curvas STC (Standar Transimission Class - Clase de transmisión normalizada), introducidas por la ASTM (American Standards for Testing of Materials - Normas americanas para las medición de materiales).

Para determinar el STC de un material, lo primero que se hace es medir su pérdida de transmisión como se describió anteriormente. Con los resultados de la medición se confecciona una gráfica (similar a la figura 4.11).

Esta se superpone a un juego de perfiles paralelos, similar al ilustrado en la figura, siguiendo un procedimiento determinado. Los perfiles son una especie de pérdidas normalizadas. El STC de la partición en cuestión es igual a la pérdida de transmisión del perfil que mejora se ajusta a la curva, y cuyo STC es la pérdida de transmisión del perfil a los 500 Hz.



4.5. Aislamiento Mediante Particiones Simples.

Este tipo de aislamiento es el que se usa más por su bajo costo y fácil colocación. Puede tomar la forma de una pared de ladrillos o de un panel de madera aglomerada. Su aparente sencillez encierra no obstante una serie de problemas que exigen una solución adecuada si no quieren malograr los resultados deseados. Algunos de estos factores son la porosidad del material, elasticidad, prolijidad en la ejecución, perfecto asentamiento de la partición sin dejar intersticios etcétera.

El aislamiento que ofrece una partición simple depende fundamentalmente de su densidad superficial, que es el producto de la densidad por el espesor:

$$Q = \rho b \quad (4.22)$$

Q = densidad superficial en kg/m^2 ; ρ = densidad en kg/m^3 y b = espesor en m.

El aislamiento que ofrece una partición simple se puede calcular con la ley de masas y que se expresa de la siguiente manera:

$$TL = 20 \log_{10} (Q \times f - 47) \quad (\text{dB}) \quad (4.23)$$

Esta expresión se deduce y confirma en forma teórica por múltiples mediciones. En la práctica se observa que cada vez que Q se duplica, TL aumenta en aproximadamente 4 dB. En cambio cada vez que se duplica, la frecuencia, este aumento es del orden 4-6 dB. En cambio cada vez que se duplica la frecuencia, este aumento es del orden 4-6 dB.

Como en la práctica es tedioso efectuar los cálculos de la fórmula 7.9, en la figura 7.4 se incluye una curva empírica. Esta es el resultado de mediciones realizadas sobre varias muestras y representa un aislamiento de 500 Hz, en función de la densidad superficial.

Como regla técnica se puede usar los siguientes pasos:

a) 100 kg/m^2 a 500 Hz resulta en $TL = 40$ dB.

b) Cada vez que la densidad superficial o la frecuencia se doblan, TL se incrementa en 6 dB.

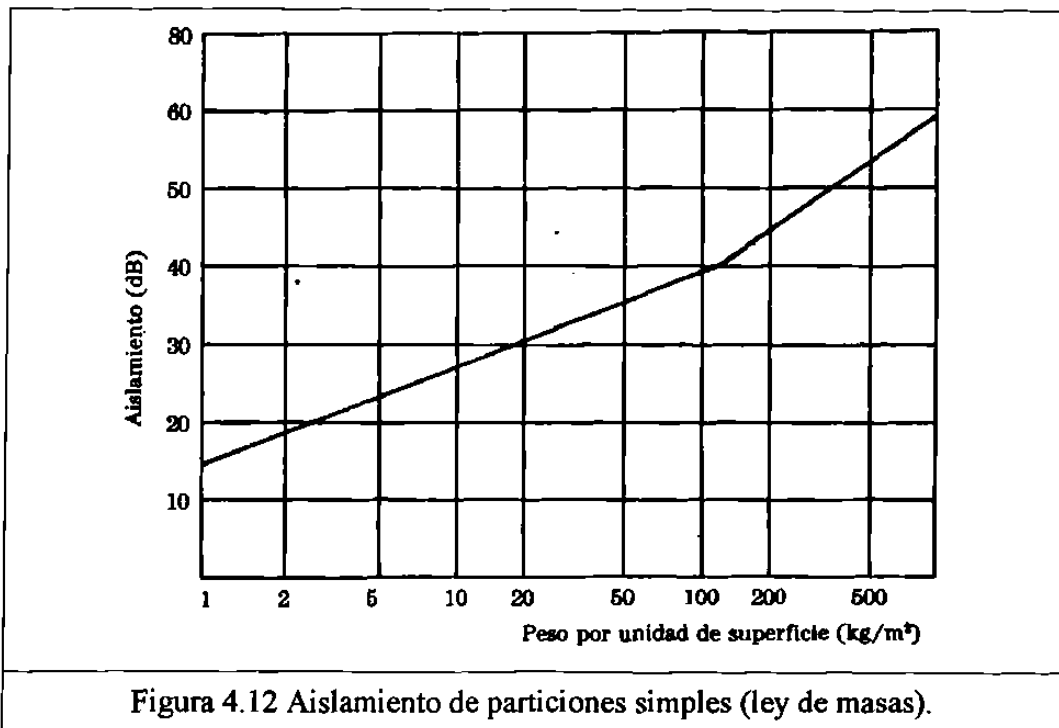
c) Cada vez que la densidad superficial o la frecuencia se divide por la mitad, TL se reduce en 6 dB.

En la figura 4.12 se incluye una curva empírica como resultado de las mediciones en varias muestras y en función de la densidad superficial.

Particiones Porosas

Es poco común realizar particiones utilizando material poroso, pero se puede dar el caso de que el resultado de una mano de obra poco prolija lo sea. Ocurre frecuentemente que en un muro de mampostería la mezcla entre los ladrillos deje verdaderos intersticios. En este caso el mecanismo de la transmisión es mixto: la onda sonora incidente hace vibrar la partición y ésta a su vez transmite dicha vibración al otro lado. Pero, además, la onda atraviesa el muro por los intersticios y pasa con muy poca atenuación. El resultado es a todas luces desastroso.

Un buen revoque puede mejorar indudablemente esta situación pero tal mejora no es decisiva, ya que oscila en el mejor de los casos entre 3 y 7 dB. En el caso de materiales con mayor porosidad, como son algunos tipos de madera aglomerada, se puede obtener cifras mayores.



Influencias de la Elasticidad

Cuando se inicia la onda sonora sobre la partición, ésta vibra. La amplitud de la vibración es una función que tiene el módulo de elasticidad del material, de las dimensiones de la partición, de la longitud de la onda sonora y del ángulo de incidencia. Bajo determinadas condiciones (efecto de coincidencia) esta amplitud puede llegar a valores importantes, malogrando el aislamiento.

Si bien el análisis de l fenómeno trasciende los alcances de este libro, acotaremos solamente las siguientes dos conclusiones:

- a) Es conveniente bajar la frecuencia de resonancia de la partición (por ejemplo, aumentando su masa)
- b) La elasticidad del material conspira contra el buen aislamiento; una menor rigidez puede mejorar los resultados.

4.6. Puertas y Ventanas.

Cuando se trata de aislamiento los punto más débiles, desde el punto de vista acústico, son las puertas y ventanas. Los problemas que presentan son: el cierre y el peso, que debe mantener bajo por razones obvias.

El cierre deberá ser lo más perfecto posible. Cualquiera deficiencia en este sentido deja pasar las ondas sonoras por vía aérea sin atenuación alguna. Este problema se ve agravado con la aplicación de la carpintería metálica, ya que los diferentes elementos no se adaptan perfectamente. Cuando de trata de elementos deslizantes, el aislamiento se reduce aún más, porque en este caso las aberturas son una necesidad constructiva.

Una forma de solucionar, o más bien de pilar problemas de ventanas, es la colocación de burletes a la largo de las mismas. Los resultados que se obtienen suelen ser espectaculares. Si las exigencias son severas, hay que recurrir a ventas dobles, cerradas y de vidrios gruesos, que es lo que se emplea en los estudios de grabación, de televisión, etc. Esta solución no se puede aplicar siempre, ya que es necesario ventilar los locales en forma indirecta, lo cual suele resultar bastante caro.

El problema del peso llega a ser de gran importancia cuando de puertas se trata. Evidentemente mejora el aislamiento cuanto más pesada es la puerta no se puede exagerar en este sentido por problemas mecánicos. La solución se presenta en la forma de puertas dobles. La puerta común tiene una pérdida de transmisión de unos 20 a 30 dB, según si es maciza o de placa.

En construcciones especiales (puertas metálicas, o con hojas de plomo interpuestas) se puede llegar a 40 dB. En cambio con un par de puertas macizas, se llega fácilmente a los 50 o más dB con costo mucho menor.

El aislamiento que ofrecen las puertas dobles mejora acolchonado las superficies enfrentadas con materiales fonoabsorbentes. Lo mismo si se refiere a las paredes, piso y cielorraso encerrados por las puertas. Esta solución se observa a menudo en las salas de espectáculos, donde la entrada a la sala desde el foyer se realiza a través de puertas dobles.

4.7. Aislamiento al Impacto.

Como se explicó anteriormente, este tipo de aislamiento adquiere especial importancia en los entresijos y en las bases de algunos tipos de máquinas. Los primeros deben cumplir con la doble misión de aislar el sonido, desde el punto de vista de transmisión aérea (conversación, radio, etc.) como los impactos resultantes del desplazamiento de personas y objetos.

Desde el punto de vista de transmisión aérea, in entre piso se comporta casi siempre muy bien en virtud de su elevada densidad superficial. Por otra parte se trata frecuentemente de particiones múltiples (losa, contrapiso y terminación), lo cual favorece aun más el aislamiento.

El aislamiento a los impactos aumenta también con la densidad superficial, de modo que una losa pesada aísla tanto por su densidad como por su espesor. Claro que en este sentido no se puede ir muy lejos por razones económicas.

La solución óptima se presenta bajo la forma del denominado piso flotante, que consta de una capa de material elástico (lana mineral o de vidrio corcho, etc.), que se introduce entre la losa y el contrapiso. Durante la colocación del contrapiso es muy importante evitar todo contacto sólido entre el mismo y la estructura portante. Cualquier

corto circuito mecánico del tipo de cascote suelto o mezcla solidificada puede malograr totalmente el resultado de la ejecución.

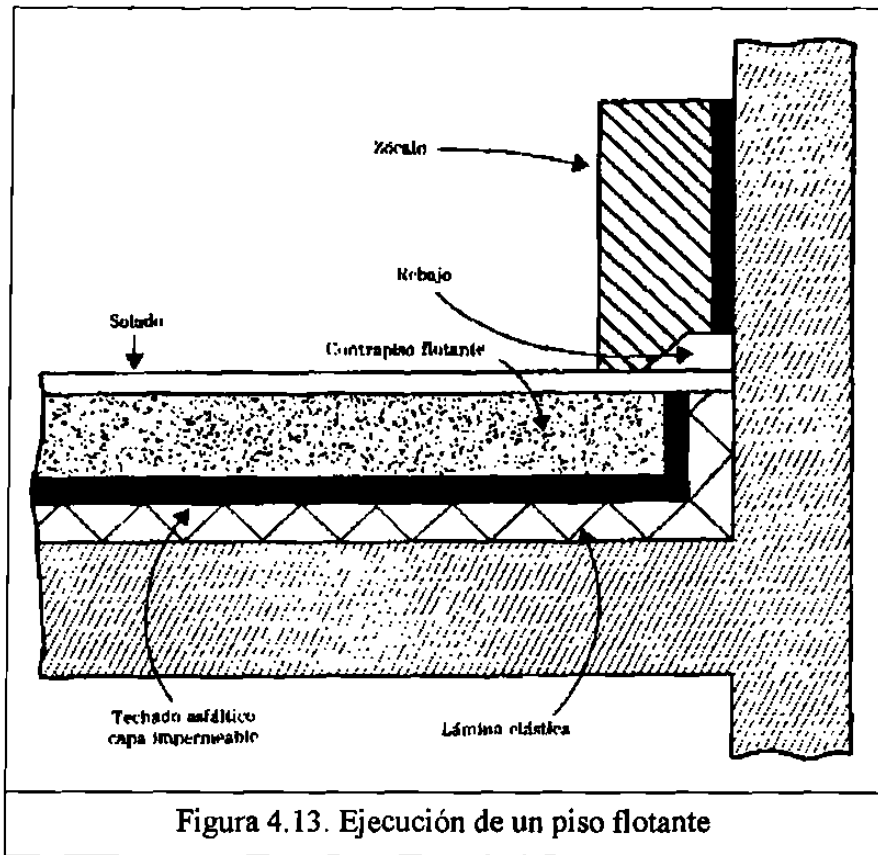


Figura 4.13. Ejecución de un piso flotante

Capítulo 5

Control de Ruido en Sistemas de Acondicionamiento de Aire

5.1.- Control de Ruido en Maquinaria

En este capítulo consideraremos la mejor fuente de ruido en calefacción, ventilación y sistemas de aires acondicionados (HVAC), como el ruido de esa fuente es comunicado a los cuartos que son servidos, y como la transmisión de ruido puede ser controlado. Mejores tópicos incluyen ruido en abanicos, dispositivos de aire terminal (como difusores) atenuación de sonidos en ductos, atenuadores de sonido, equipos de abanicos elevados, unidades de aire acondicionado encerrados, absorción de sonido pleno, unidades de control terminales, procedimientos de balanceo de aire, conversiones entre nivel de potencia del sonido de una fuente y el nivel de presión de sonido en un cuarto (L_w - L_p). En especial en este capítulo haremos énfasis en el control de ruido de baja frecuencia.

El mejor componente de un sistema HVAC, relaciona a la generación y al control de ruido, como se observa en la fig. 5.1. Eso incluye a los abanicos en el aire alimentado y los sistemas de retorno, control de amortiguamiento para regulación de volumen de flujo de aire, dispositivos de aire terminal como difusores y rejillas usadas para la distribución de aire, ductos lineales y no lineales, atenuadores de sonido, cajas mezcladoras, válvulas de aire variables. La fig. 5.2 ilustra cualquiera de los términos usados en este capítulo.

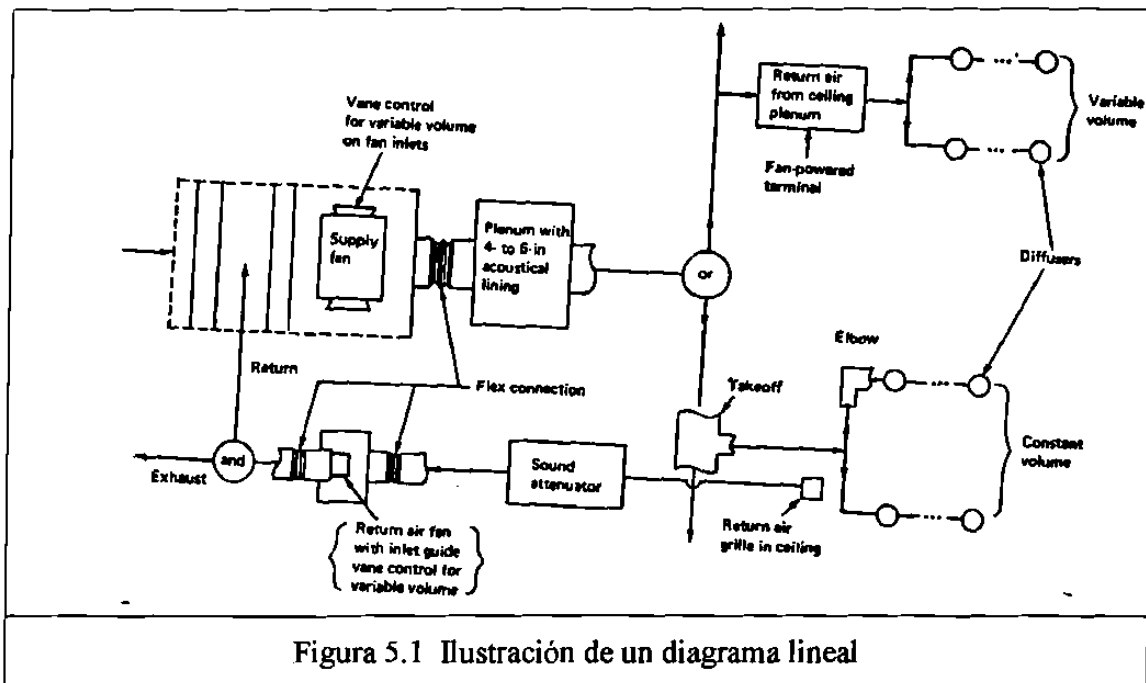
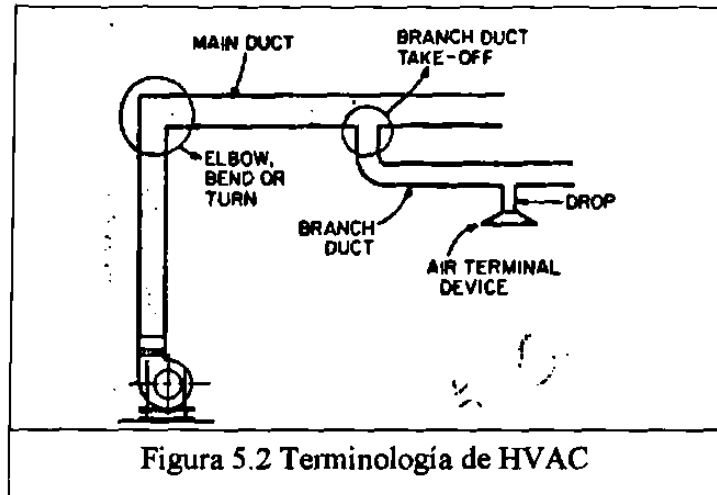


Figura 5.1 Ilustración de un diagrama lineal



Las especificaciones para un sistema de aire acondicionado usualmente limita los niveles de ruido permitidos, en los espacios donde va ser utilizado, por uno o varios métodos. Estos métodos establecen un diseño global .

5.2.- Control de Ruido en Abanicos

Un abanico es un dispositivo para mover aire utilizando un operador de potencia con un impulsor rotativo.

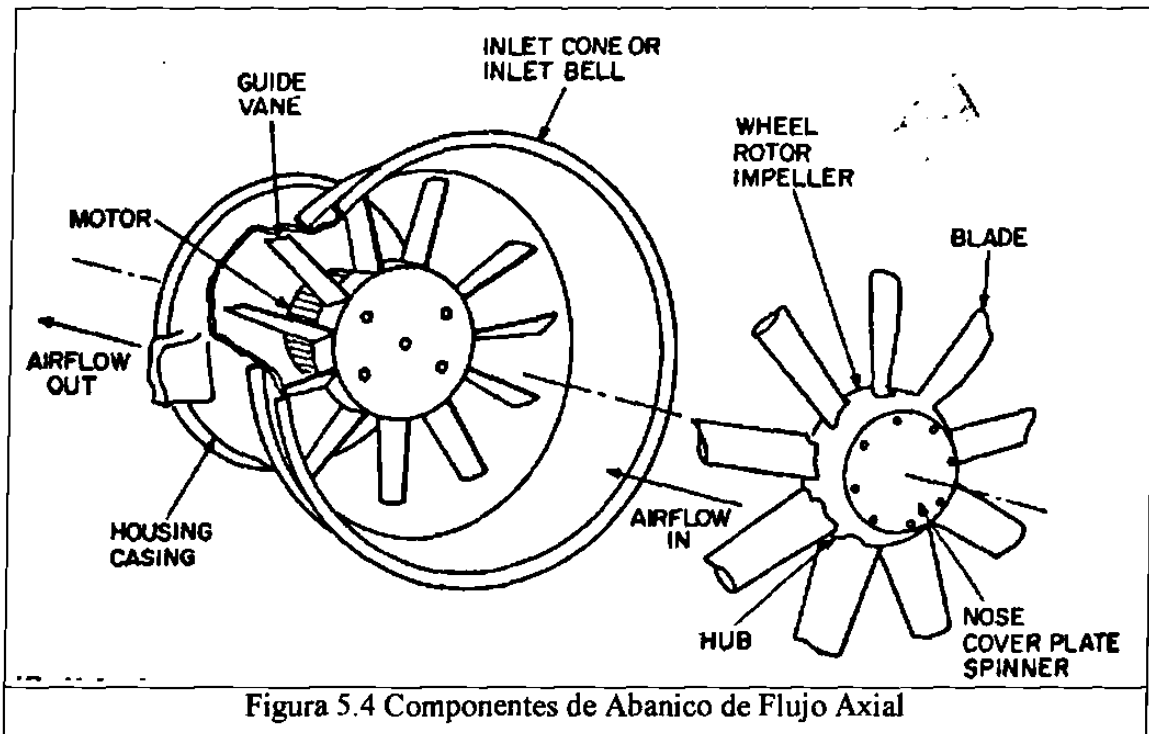
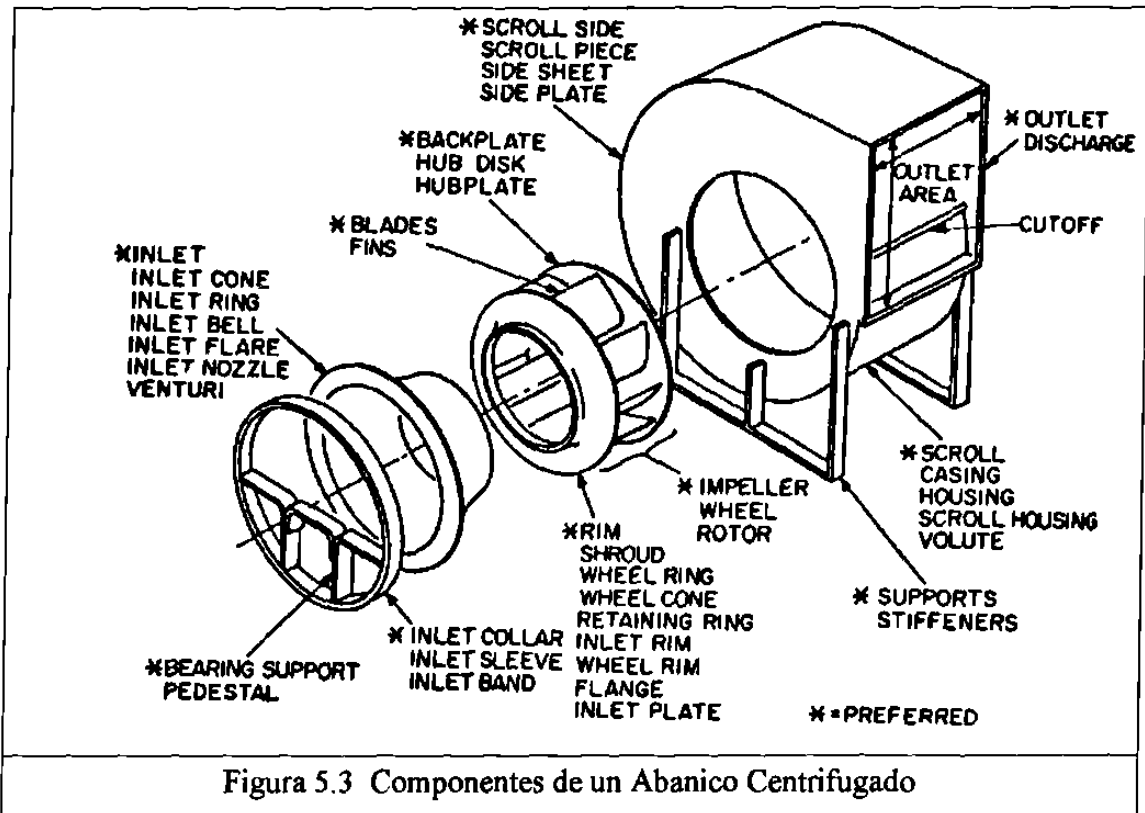
El impulsor rotativo transfiere energía mecánica desde la flecha del abanico a la salida de aire. La energía del aire aparece en la forma de velocidad de aire y presión de aire . Es importante notar que toda la energía agregada a el aire es proporcionada por el impulsor rotativo.

Diferentes aplicaciones de abanicos requiere abanicos con diferentes características de ejecución . Las características de operación, incluidas las características de ruido, de un abanico están determinadas por el diseño del impulsor rotativo.

Loa tipos de abanicos descritos son abanicos centrifugados y flujo axial los cuales son normalmente utilizados en estaciones centrales de sistemas de aire acondicionado, sistemas industriales y en aplicaciones de procesos industriales .

En la fig. 5.3 aparece un abanico centrifugado y en la fig. 5.4 un abanico de flujo axial.

Los abanicos centrifugados pueden ser clasificados por el tipo de hoja utilizado.



En la fig. 5.5 están representados : abanico curvado hacia adelante, radial y airfoil.

Los abanicos de flujo axial se dividen en tres categorías como se observa en la fig.5.6 que son : Abanicos de vena axial, abanicos de tubo axial y abanicos de propela.

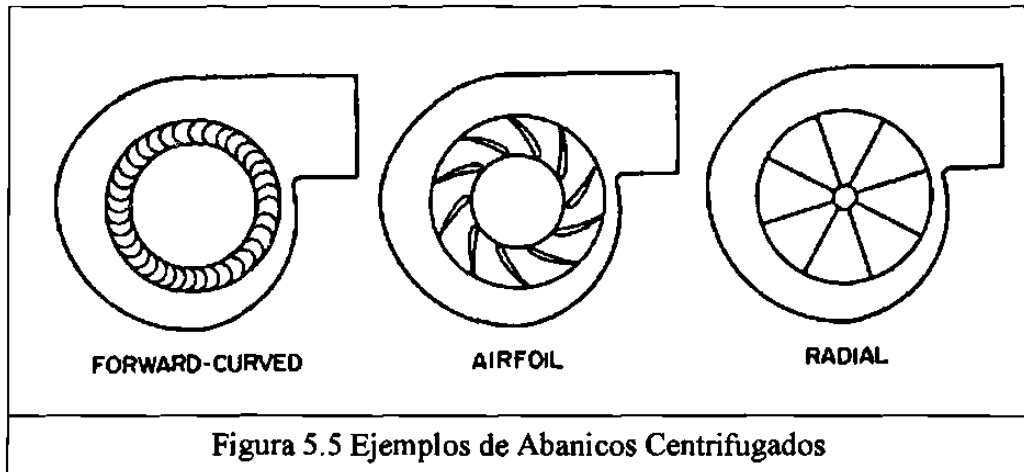


Figura 5.5 Ejemplos de Abanicos Centrifugados

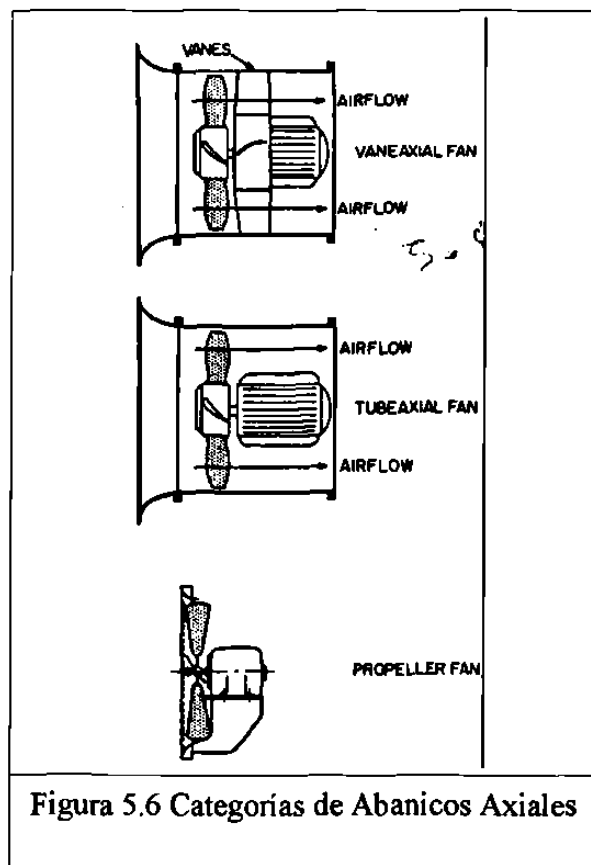


Figura 5.6 Categorías de Abanicos Axiales

En un sistema HVAC, la componente que generalmente más ruido hace son los abanicos alimentadores (sistema de suministro de aire) y los abanico de retorno.

Generalmente los abanicos de centrifugado producen ruido a través de espectro de la entrada de audio frecuencia, teniendo un valor máximo en el rango de bajas frecuencias, usualmente entre 31.5 a 250 Hz . Como un resultado, abanicos en un típico sistema HVAC los limites del ruido están en las bajas frecuencias en un espacio ocupado.

Los tipos de abanicos mas utilizados se encuentran en sistemas HVAC para edificios están los curvados hacia atrás y curvados hacia adelante de abanicos centrifugados y abanicos de venas axiales. A través de las características de cada abanico la diferencia en términos en nivel de ruido es una función de la frecuencia, ellos tienen un factor en común; por distancia, y el más bajo nivel de ruido son producidos cuando el abanico es operado en la región del pico de eficiencia sobre su curva de ejecución de aire.

5.3.- Atenuación de Sonido en Ductos

En sistemas que no tienen un buen diseño aerodinámico y un eficiente operación en varios de sus componentes, el nivel de ruido de la fuente descrito antes puede incrementar su nivel y su espectro puede ampliarse bien, particularmente en la zona de bajas frecuencias, específicamente los abanicos operan a bajas eficiencias y condiciones de operación inestables. Entonces las entradas de aire y sus salidas deben ser suaves como una forma de minimizar la generación de turbulencias; el resultado de una turbulencia es generación de ruido y un incremento en la presión estática en el sistema.

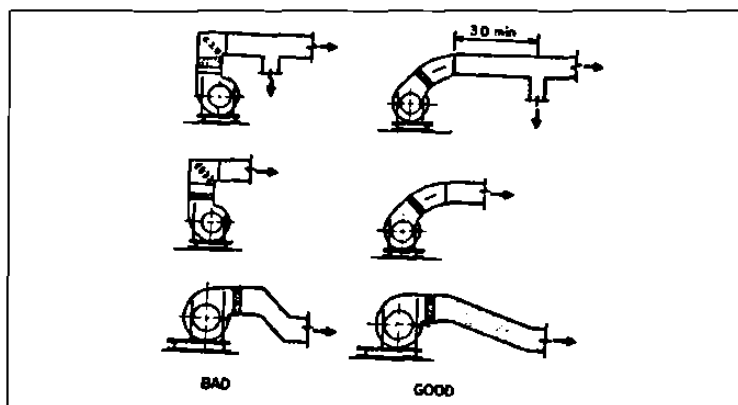


Figura 5.7
Ejemplo de condiciones
buenas y malas en abanicos

Por esta razón los cambios de dirección en la salida de inyección de aire no deben tener colocados más de 3 cambios de diámetro en los ductos para un abanico (ver fig. 5.7). La generación de ruido oscila entre 10 a 30 dB .

5.4.- Control de Ruido en Terminales

Un dispositivo de aire terminal es un dispositivo al final de un ducto y a través del cual el aire es liberado o movido desde un cuarto. En un sistema de suministro de aire, un dispositivo terminal de aire (usualmente llamado difusor) alimenta aire a los espacios y distribuye en más o menos de manera predecible. En un sistema de retorno de aire , los dispositivos son usualmente llamados registros, rejillas, dependen de la forma.

Difusores

Los difusores son usualmente redondos, rectangulares, difusores lineales.

Deflectores. Los difusores usualmente incorporan aire a los deflectores, los cuales tienen forma cónica, y ayudan a distribuir el aire a través de los espacios a servir. El más alto nivel de ruido lo producen los difusores los cuales incrementan 16 dB por cada doble de la velocidad en el centro de la octava de 500 Hz y de 18 a 24 dB para la octava de 1000 Hz .

5.5.- Etapas de Control de Ruido

En los sistemas de aire acondicionado las fallas se manifiestan como problemas de vibraciones y/o de ruido, de ahí la conveniencia de que una persona que se enfrenta a este tipo de problemas en la práctica profesional pueda recurrir a una “tabla de fallas”, en la que se asocien los diferentes problemas o fallas con los sonidos característicos a los mismos.

Esta información representa por lo tanto un sistema de relaciones causas-efectos elaborada en base a observaciones y experimentos desde la causa hasta el efecto. El utilizar en sentido inverso dichas tablas de fallas nos proporcionan una gran herramienta que permite, en base a observaciones y mediciones de efectos, deducir las causas, identificador lo tanto el problema, pudiéndose así tomar acciones precisas para solucionarlo.

Pasos para identificar problemas en sistemas de aire acondicionado.

Preguntas Básicas

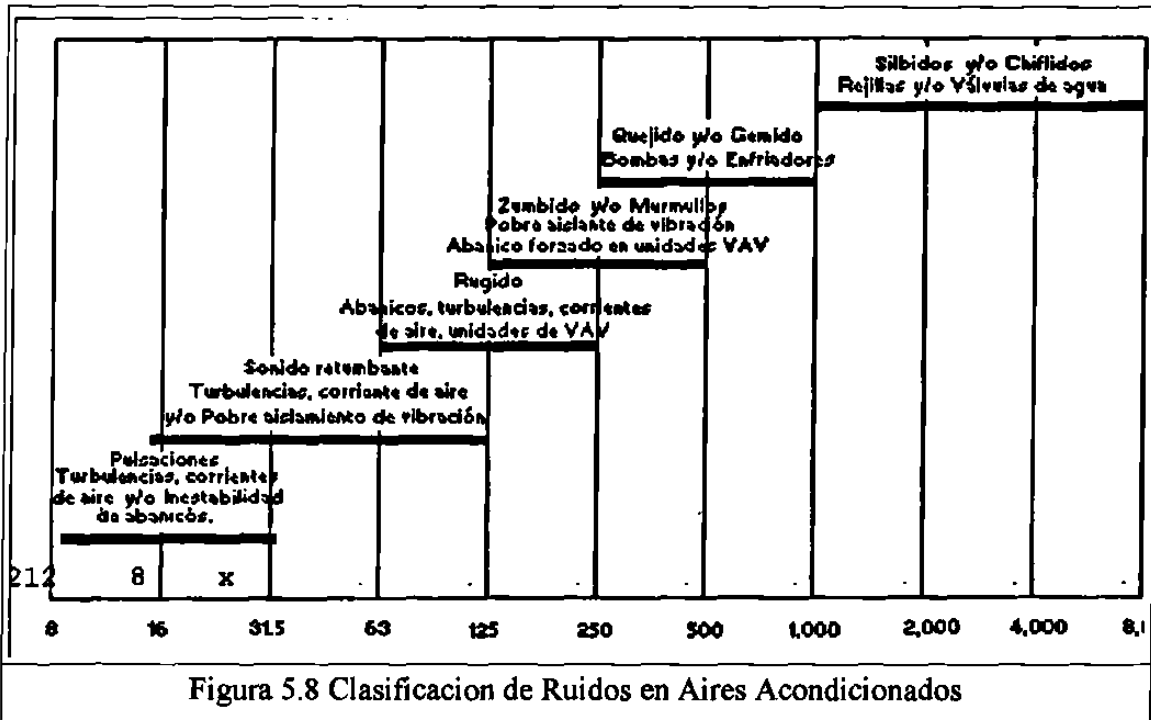
El primer paso para analizar y solucionar un problema en un sistema de aire acondicionado es describiendo apropiadamente, para lo cual es de gran utilidad efectuarlas las siguientes preguntas:

- 1.-¿El problema es de ruido, de vibraciones o de ambos ?
- 2.-¿El problema se siente o se escucha ?
- 3.-¿Cómo describen los quejosos el problema? ¿Como sonidos sordos, retumbantes, ululantes, silbantes, etc. ?
- 4.-¿El problema ocurre en el día, en ciertos días o en ocasiones especiales ?
- 5.-¿Es el problema continuo o intermitente ?
- 6.-¿El problema empeora en un tiempo particular del día o del año ?
- 7.-¿Puede el problema ser relacionado con la operación particular de una máquina?
- 8.-Cuando ocurre el problema
¿ Alguna cosa se mueve visiblemente o vibra excesivamente ?
- 9.-¿Cómo esta configurado el sistema de aire acondicionado?
¿ Cuáles son las características de sus partes ?
- 10.- ¿ Cómo se distribuye el aire ?

El registro de las respuestas a las cuestiones anteriores puede conducir no solo a la fuente específica del problema si no a la solución del mismo sin la necesidad de complicadas mediciones o análisis , por lo que es altamente recomendable contestar dichas preguntas antes de empezar una investigación sofisticada.

5.6. Identificación del Problema.

Determine la parte del sistema que es responsable del ruido. Este es normalmente la parte mas difícil del procedimiento ya que existen varias posibles fuentes en un mismo sistema. Incluyendo algunas que no forman parte del equipo de calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado (HVAC).



En general la forma en que las personas describen los sonidos producidos por un sistema de aire acondicionado, nos da información sobre las causas. En la figura 5.8 se presenta una relación general entre la descripción del sonido, su rango de frecuencia y las causas mas comunes. Esta información se describirá posteriormente en forma mas detallada.

El aislamiento de la fuente puede ser a menudo hecho, apagando o desacoplando piezas individuales del sistema de aire acondicionado y observando si el ruido continua. Este procedimiento de trabajo puede ser tan largo como el número de piezas que tengan que estar conectadas. Desafortunadamente, este procedimiento no puede ser usado para aislar una bomba de agua helada, por ejemplo, por que su enfriador asociado debe ser apagado también para prevenir un daño en el mismo. Por lo anterior, si el sistema de ruido/vibración desaparece cuando ambas máquinas son apagadas, entonces un más detallado análisis será requerido para aislar la causa exacta y determinar la trayectoria.

Identificar la Trayectoria de Propagación

Una vez identificadas las fuentes de energía que producen el ruido o vibración hay que determinar como esta se propaga hasta el lugar donde se evidencia.

Recuerde que una fuente simple puede ser la causante de mas de un problema; esto es, excesivo ruido y vibraciones pueden transmitidos desde una fuente siguiendo diferentes trayectorias.

Revise las posibles trayectorias acústicas como son: los ductos, retornos, rejillas, huecos en paredes y techos, etc., y las trayectorias vibratorias como son: aisladores de vibración, placas, paredes, tuberías, etc., para identificar el o los caminos que sigue la energía. No olvide que una vibración puede inducir sonido y viceversa.

Analice las Posibles Soluciones

Después de identificar el problema, revise las posibles soluciones viendo pros, contras, tiempos y costos. La eficacia de un rediseño depende de muchos factores y esta frecuentemente limitado por el espacio disponible y la flexibilidad del sistema para aceptar un cambio. Por ejemplo, agregar un silenciador a un ducto para resolver un problema de abanico ruidoso puede empeorar el problema si las restricciones de espacio nos obligan a colocar el silenciador demasiado cerca de la descarga del abanico, puesto que la turbulencia causada por su colocación puede resultar en una excesiva inducción de ruido en el silenciador, además de poner al abanico en una condición de atascamiento.

Causa - Efecto - Solución.

Como ya se menciona anteriormente, apartir de como las personas describen, en el lenguaje cotidiano, los ruidos producidos por los sistemas de aire acondicionado, se puede inferir los posibles problemas en los mismos y, por lo tanto, se pueden proponer acciones para solucionarlos .

La tabla 5.1a y 5.1b relaciona, para problemas en sistemas de aire acondicionado, los efectos observado, sus causas y posibles soluciones.

EFEECTO OBSERVADO	CAUSA	SOLUCION
Zumbido (Buzz).	Abanico mal alineado - espas golpeando contra la cubierta.	Realignar y balancear el abanico.
	Aislamiento vibratorio inefectivo o inexistente en una máquina de alta velocidad por ejemplo en un chiller.	Asegurarse de que el equipo flota libremente sobre el aislamiento. Instalar el aislamiento donde sea necesario para permitir que el equipo flote libremente sin contacto con el edificio.
	Aislamiento vibratorio inefectivo o ausente en un motor de frecuencia variable.	Este seguro de que el equipo y todos los conductos de enlace sean aislados del edificio usando neopreno o aislamiento de resorte.
Click (Click) Golpeteos (Tap).	Accesorios flojos o restos de material dentro de los ductos.	Inspección visual en los ductos. Apretar conexiones dañadas o remover restos.
Rechinido / chillido. (Squeal).	Deslizamiento de la banda durante el arranque de un abanico.	Esto es normal.
	Deslizamiento de la banda durante una operación normal.	Ajustar bandas, chequear alineamiento de poleas.
Tamborileo (Drumming) : "un sonido como un retumbar de tambor o el de una ametralladora".	Ruido de compresores recíprocos transmitido a través de paredes ligeras.	Construir un enclaustramiento alrededor del equipo, sellar todas las paredes.
	Los compresores recíprocos transmiten ruido a través de placas ligeras.	Construir un enclaustramiento alrededor del equipo, sellar todos los huecos en la placa. Instalar un cielo falso aislante, con montaje anti vibratorio entre el equipo y el área afectada.
	La vibración que proviene de un compresor recíproco transmitida.	Este seguro de que el equipo flota libremente sobre los aisladores vibratorios, que todas las conexiones de las
Rugido (Roar) "Es como el sonido que se escucha en una autopista cuando uno va manejando".	Excesiva velocidad en los ductos.	Reemplace el ducto por uno más grande o agregue otro ducto. Mejore la aerodinámica.
	Excesivo ruido de abanico debido a pobre selección de abanico.	Reemplace el abanico con una selección más eficiente.
	Excesivo rugido del abanico debido a la carencia de una trampa de sonido o de recubrimiento absorbente en ductos.	Reemplace una sección del ducto con una trampa de sonido.
	Excesivo sonido de abanico debido a la carencia de material absorbente en ductos.	Agregue un recubrimiento absorbente en la sección de ductos entre el abanico y el área problema.
	Cielo falso ligero cerca de un cuarto de máquinas con abertura de aire de retorno por plenum.	Instale una trampa de sonido o un codo recubierto en la abertura del retorno de aire.
	Cielo falso ligero debajo de un ducto de alta velocidad.	Enclaustre el ducto en la zona problema, reemplace el cielo falso por uno más sólido.
	Ductos de alta velocidad con adaptadores muy cercanos unos de otros.	Reconfigure los ductos para que la distancia entre adaptadores sea equivalente a 3 diámetros del ducto.
Siseo (Hiss).	Fugas de aire en ductos	Inspeccione visualmente los ductos y selle las fugas.
	Excesivo flujo de aire en la caja de variación de volumen de aire o en las rejillas.	Reduzca el flujo de aire a través del dispositivo de distribución de aire
	Fugas de sonido alrededor de puertas o a través de rejillas en puertas.	Instalar sellos en puertas y colocar una trampa con material absorbente sobre las rejillas de la puerta.
	Fugas de aire en sistemas neumáticos de control.	Siga la tubería en busca de fugas y repárelas o reemplace el componente dañado.
	Ruido turbulento transmitido por ductos circulares delgados o tuberías.	Raramente un problema. Recubra el ducto o la tubería.
Murmullo (Hum).	Equipo de aislamiento vibratorio inefectivo o inexistente.	Estar seguro de que el equipo flota libremente sobre el aislamiento.
	La tubería o los conductos forman una unión rígida entre el equipo de vibraciones y el edificio.	Separe la tubería o los conductos del edificio y reconecte con montajes elásticos.
	Fuentes no pertenecientes al HVAC, Falta o inapropiado aislador de vibraciones en transformador.	Instale neopreno o aisladores de resortes debajo del transformador.
Fluctuante (Surge) "El Chillido o zumbido viene y va aproximadamente cada segundo."	Inestabilidad del abanico debido a una pobre condición de flujo de aire tanto por la entrada como por la salida.	Mejore las condiciones de flujo de aire.
	Inestabilidad del abanico debido a que opera al lado izquierdo de la curva.	Cambiar las r.p.m. del abanico o mueva el punto de operación a la derecha de la curva. Mejore el sistema de ductos para reducir la caída de presión, o reselecte un abanico apropiado a la situación
Pulsaciones (Trob).	Inestabilidad de la bomba a causa de baleros del rotor gastados	Reemplace los baleros del rotor.
	Operación de abanicos paralelos con una mínima diferencia de r.p.m.	Igualar las r.p.m. exactamente, o separarlas al menos un 10%.
	Desajuste del control del sistema de enfriamiento.	Reajustar el sistema de control para cargar el compresor apropiadamente.

Tabla 5.1a. Relación de causas y posibles en sistemas de acondicionamiento de aire.

Retumbo (Rumble) "Se pueden ver las paredes sacudiéndose y casi puede oírse sentirse el aire vibrando alrededor de uno".	Flujo de aire turbulento, diseño e instalación fuera de requerimientos establecidos.	Reduzca la velocidad del flujo de aire y/o reconfigure los ductos con los requerimientos para un flujo de aire más lento y menor caída de presión. Agregue ductos solo si se justifica. Considere reemplazar ductos rectangulares por otros de forma espiral u oval.
	Excesiva presión estática en el sistema de ductos debida a un balance impropio.	Rebalancee el sistema abriendo amortiguadores para reducir la presión del sistema. Entonces reduzca las r.p.m. de los abanicos para igualar la eficiencia en la nueva condición.
	Pobres condiciones de entrada de aire en un abanico.	Mover el abanico o su obstrucción y proveer una clara y adecuada entrada.
	Pobre condición de descarga del abanico.	Reconfigure los ductos de descarga
	Excesiva vibración del abanico debida a desbalance.	Balancear el abanico.
	Excesiva vibración del abanico a causa de alguna en polea ajustable.	Cambie la polea ajustable por una fija de la medida.
	Excesiva vibración del abanico a causa de una flecha o baleros gastados o desalineamiento de flechas.	Realinear o reemplazar flechas y baleros de ser necesario.
	Pulsaciones del abanico a causa de bandas flojas.	Ajustar o reemplazar bandas.
	Abanico operando en un punto inestable a causa de una mala selección.	Esto usualmente sucede cuando un sistema de ductos presenta muchas caídas de presiones y fuerza la operación del abanico. Modificar el sistemas de ductos para tener una caída de presión aceptable o reemplace el abanico por uno apropiado al sistema de ductos.
	Ductos o tuberías en contacto con paredes y techos.	Romper el contacto entre las tuberías/ductos y las paredes y techos.
	La rejilla del techo esta suspendida de la ductería.	Remover los soportes del techo de la ductería e instalarlos a la estructura del edificio.
	Quejido / Gemido (Whine).	El tono del paso de aspas de un abanico axial, inadecuado control de ruido en o cerca del abanico.
El tono del peso de aspas de un abanico axial, inadecuado aislamiento de vibración del abanico.		Estar seguro que los abanicos flotan libremente en estos aisladores de vibración.
El tono de paso del impulsor de la bomba, inadecuado aislamiento de vibración en la bomba o tuberías.		Estar seguro que las bombas floten libremente en estos aisladores de vibración, así como el montaje de la tubería.
Silbidos / Chiflidos (Whistle).	Inestabilidad de válvula de agua.	Inspeccione la válvula hasta estar seguro que el mecanismo de control esta funcionando apropiadamente.
	Excesiva corriente de aire tanto a la entrada como a la salida.	Reducir la cantidad de aire a través de la salida.
	Desigual corriente de aire tanto a la entrada como a la salida.	Corregir el ducto para dirigir correctamente el aire al collar de salida.
	Amortiguador o extractor muy cerca de la salida de aire.	Quite el amortiguador o el extractor o muevalos al menos una distancia igual a 3 veces el ancho del ducto con respecto a la salida.
	Un filo de la lamina de metal expuesto a alguna corriente de aire.	Cortar el filo hasta estar tan corto como sea posible o doblela hasta quedar redondeada.

Tabla 5.1b. Relación de causas y posibles en sistemas de acondicionamiento de aire.

Criterios de Aceptabilidad.

La siguiente discusión sobre procedimientos para establecer la aceptabilidad de niveles de ruido producidos por sistemas de aire acondicionado (HVAC) en recintos puntualiza que además de la sonoridad total, otros factores tienen influencia en como la gente percibe los ruidos producidos por los mismos.

Por ejemplo, si el volumen del sonido es determinado principalmente por los niveles en la región de frecuencias bajas del espectro (R), dicho ruido puede ser juzgado como un rumor o ronroneo grave (rumbly) y de este modo ser menos aceptable, en la comparación con un ruido con distribución más balanceada (neutra) de energía (N). La misma reacción ocurre cuando el volumen en conjunto es determinado primariamente por los niveles de la región de alta frecuencia del espectro (H), solo que en este caso el ruido es denominado siseo o silbido (hissy). Los componentes audibles como tonos puros en un ruido (T) también provocan una reacción negativa en el juicio de la gente sobre la aceptabilidad de un ruido, incluso si el volumen total es moderado.

El nivel de ruido es un recinto producido por un sistema de aire acondicionado, es considerado una parte del sonido de fondo en el ambiente. Por lo tanto, para ser juzgado aceptable, este no debe enmascarar notablemente los sonidos que la gente quiere escuchar, o de lo contrario será considerados de carácter intrusivo o molesto.

En un ambiente de oficina, el nivel aceptable de ruido de fondo es generalmente establecido por los requerimientos de comunicación verbal, los que pueden variar ampliamente en función de tipo de espacio usado. Por otro lado, un nivel aceptable de sonido de fondo en un espacio para presentaciones sin amplificación, es basado en los sonidos mas débiles que tienen que ser comunicados claramente a la audiencia.

Existen criterios sobre los ruidos de fondo, producidos por sistemas de aire acondicionado, recomendables para una variedad de recintos. Para propósitos de diseño estos criterios son establecidos en términos de curva de clasificación de ruidos RC o NC. Para tener una idea “aproximado” de esta situación es posible utilizar un criterio basado en la comparación con los niveles de ruido totales en dB (A). La tabla 5.2 se presenta dichos criterios.

CRITERIOS DE ACEPTABILIDAD PARA RUIDO DE FONDO ESTABLE EN RECINTOS VACIOS		
TIPO DE RECINTO	Criterio RC	Nivel Sonoro en dB (A)
Residencias privadas	RC 25-30 (N)	33-38
Cuartos de conferencias	RC 25-30 (N)	33-38
Salones de clases	RC 25-30 (N)	33-38
Oficinas ejecutivas	RC 25-30 (N)	33-38
Oficinas privadas	RC 30-35 (N)	38-43
Oficinas abiertas	RC 35-40 (N)	43-48
Lobbies-áreas públicas	RC 35-40 (N)	43-48
Oficinas públicas grandes	RC 40-45 (N)	48-53
Restaurantes	RC 40-45 (N)	48-53

Tabla 5.2 Criterios de aceptabilidad para ruido de fondo estable en resintos vacios.

Capítulo 6

TRATAMIENTOS ANTIVIBRATORIOS

Vibraciones.

El punto material que está vibrando realiza un movimiento que en el caso más simple será armónico, y que por lo tanto vendrá definido por su desplazamiento d , su velocidad v y la aceleración a . Si A es el desplazamiento máximo, o amplitud, y w la pulsación, las ecuaciones clásicas de estas tres componentes son:

$$d = A \operatorname{sen} \omega t \quad v = A \omega \cos \omega t \quad a = -A \omega^2 \operatorname{sen} \omega t \quad (6.1)$$

y siendo $w = f 2 \pi$ pueden hallarse en función de la

$$d = A \operatorname{sen} f 2 \pi t \quad v = A f 2 \pi \operatorname{Cos} f 2 \pi t \quad a = -A f 2 \pi^2 \operatorname{sen} f 2 \pi t. \quad (6.2)$$

Obsérvese que la aceleración es de signo opuesto al desplazamiento, lo cual supone que es una aceleración de frenado.

Estas tres variables quedan ligadas entre sí por las conocidas expresiones:

$$v = \frac{d d}{d t} \quad a = \frac{d v}{d t} = \frac{d^2 v}{d^2 t} \quad (6.3)$$

Los valores máximos de las mismas serán:

$$d = A \quad v = A f 2 \pi \quad a = (A f 2 \pi)^2 \quad (6.4)$$

La medición de las vibraciones se realiza mediante aparatos genéricamente llamados vibrómetros, y que según midan el desplazamiento, la velocidad o la aceleración de la

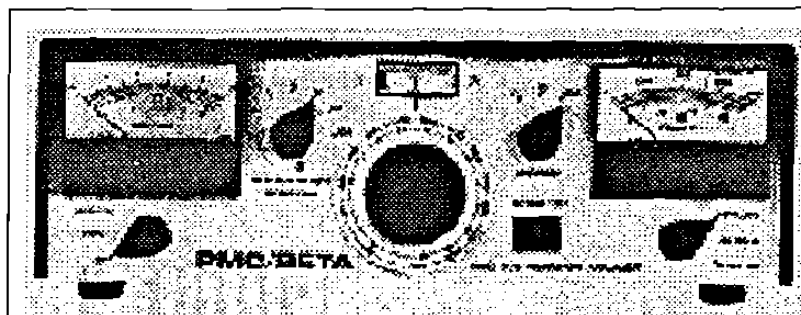


Figura 6.1 Analizador de Vibraciones PMC/BETA

vibración se llaman respectivamente, captor de desplazamiento, captor de velocidad y acelerómetro, siendo este último el más usado. (Figura 6.1)

Los efectos de las vibraciones sobre los individuos son parecidos a los ocasionados por los ruidos, y van desde la fatiga y dolor de cabeza hasta la alteración del pulso y de la presión sanguínea, trastornando la visión y los reflejos.

El monograma Lippert (Figura 6.2) indica la percepción de las vibraciones en función de su frecuencia y amplitud. Se obtuvo colocando a un grupo de personas sobre una plataforma de vibración sinusoidal.

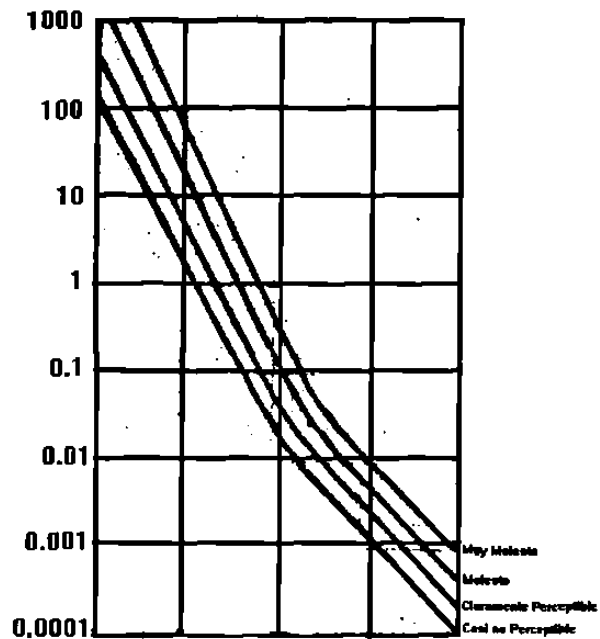
Las normas antes aludidas dan como valores máximos tolerables los siguientes, en función de la frecuencia y aceleración:

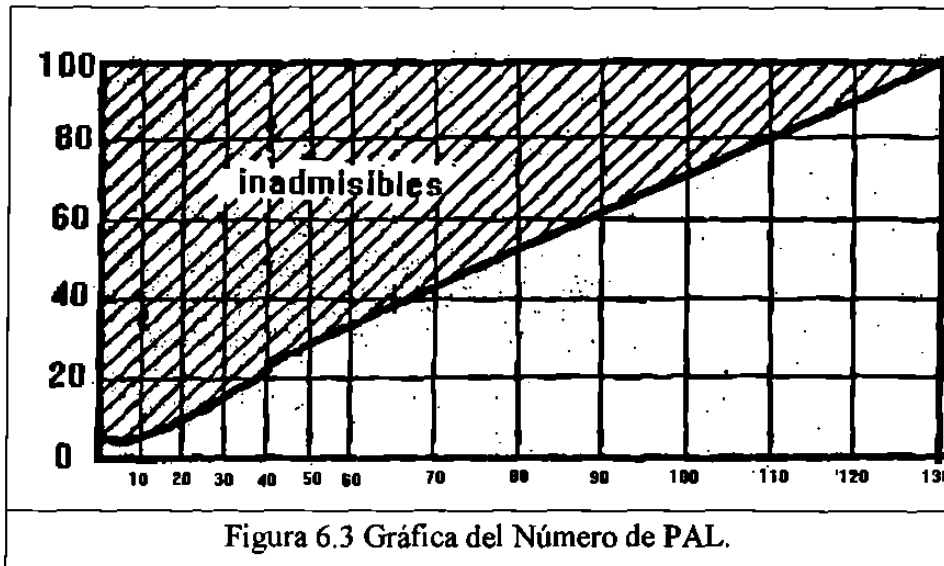
f (hertzios) =	1	2	5	10	20	30	40	50	100	200
a (cm/seg ²) =	5	4.5	4	5.5	10	16	21	30	52	100

Gráficamente, esta tabla queda representada en la Figura 6.3. Según el número de PAL, la sensación que producen en la siguiente:

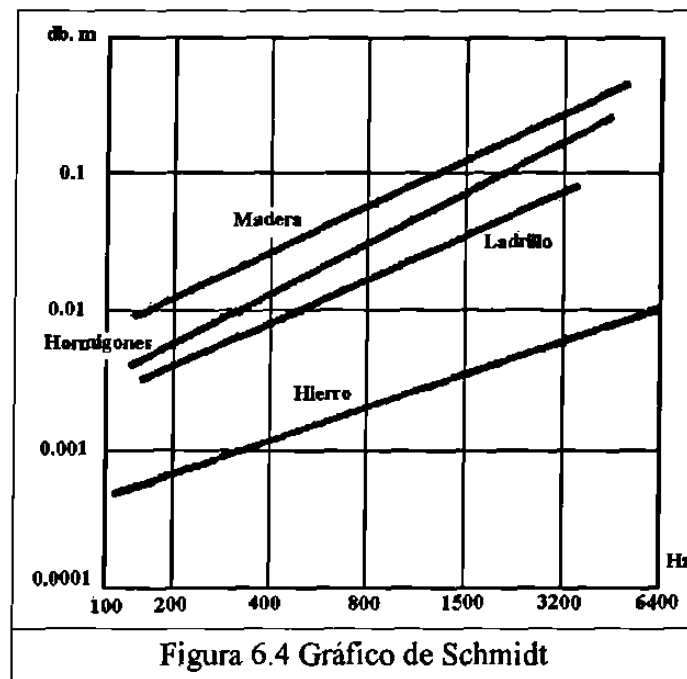
- 5 PAL :Casi no perceptible
- 10PAL:Claramente perceptible
- 20 PAL:Molesto
- 40 PAL:Muy molesto.

Figura 6.2. Nomograma de Lippert; sensación que produce la percepción de vibraciones según la frecuencia y la amplitud de la misma.





Las vibraciones se transmiten a lo largo de los elementos materiales que se hallan en contacto con el cuerpo vibrante, amortiguándose con la distancia y de forma variable según el material que constituye el elemento transmisor. La figura 4 (devida a Schmidt) informa sobre el amortiguamiento que sufren las vibraciones que se propagan a lo largo de distintos materiales; el más transmisor es el hierro y el menos, la madera. Las bajas frecuencias se amortiguan menos que las altas.



6.1. Aislamiento en las Vibraciones.

Al pretender aislar un cuerpo vibrante de los elementos que se hallan en su zona de influencia, que es el problema práctico a resolver, la solución consistirá en interponer en el medio material que sirve para su propagación un elemento que, al recibir la vibración, presenta una oposición a transmitirla, lo que constituye una cortadura elástica.

Si un cuerpo (una máquina por ejemplo) cuya frecuencia de vibración es F_1 y en su apoyo se intercala un medio o amortiguador que proporciona al conjunto una frecuencia propia F_2 , la relación de estas frecuencias manifestará la eficacia del medio intercalado.

Si las frecuencias F_1 y F_2 resultan iguales aparecerá el fenómeno de resonancia, y entonces el medio intercalado actuará como resorte amplificador, por lo que en lugar de amortiguar la vibración se incrementará.

Cuando mayor sea el valor de coeficiente F_1/F_2 tanto más serán distintas estas frecuencias y por lo tanto mayor el amortiguamiento. Interesa, pues, que la cuantía de este coeficiente sea lo mayor posible. La experiencia califica el valor de este coeficiente, en las siguientes apreciaciones:

$F_1 / F_2 > 5$	Amortiguamiento bueno
$3 < F_1 / F_2 < 5$	Amortiguamiento regular
$\sqrt{2} < F_1 / F_2 < 3$	Poco amortiguamiento
$F_1 / F_2 = \sqrt{5}$	Amortiguamiento Nulo
$F_1 / F_2 < \sqrt{2}$	Aparece la resonancia

En cualquier caso, la reducción de la vibración viene dada, aproximadamente, por la fórmula:

$$\text{Amortiguamiento} = \frac{(F_1 / F_2)^2 - 2}{(F_1 / F_2)^2 - 1} \quad (6.5)$$

Como puede observarse, el numerador será siempre menor que el denominador, por lo que nunca alcanzará el valor uno o reducción total de la vibración.

La transmisión será

$$\text{Transmisión} = 1 - \text{Amortiguamiento} \quad (6.6)$$

Ejemplo: Un cuerpo vibra con una frecuencia $F_1 = 30$ Hertz; se le proporciona un amortiguador que ocasiona que el conjunto, cuerpo vibrante más amortiguador, vibre con una frecuencia $F_2 = 6.5$ Hertz. Calificar su amortiguamiento y hallar su valor y el de la transmisión.

Siendo $F_1/F_2 = \frac{30}{6.5} = 4.61 < 5$, el amortiguamiento es regular.

$$\text{Su cuantía es: } \frac{(F_1/F_2)^2 - 2}{(F_1/F_2)^2 - 1} = \frac{(4.61)^2 - 2}{(4.61)^2 - 1} = 0.95$$

La transmisión $1 - 0.95 = 0.05$

La energía vibratoria absorbida por el amortiguador lo será a costa de la deformación o aplastamiento del mismo. La Oscilación del cuerpo vibrante P (Figura 5) Somete de forma periódica al amortiguador a una presión dinámica que se traduce en un aplazamiento P del mismo; la dimensión de este aplazamiento condicionará la frecuencia F_2 del conjunto, quedando los valores de p y F_2 relacionados con la formula:

$$p (c m) = \frac{24.5}{F_2^2} \quad (6.7)$$

Así pues, partiendo del valor conocido F_1 de la vibración a aislar y de la clase o valor del amortiguamiento a conseguir se hallará F_2 , y en función de este último el aplazamiento P que ha de sufrir el amortiguador.

Ejemplo. en el caso del ejemplo anterior, para el valor $F_2 = 6.5$ Hertz se obtenía un amortiguamiento regular cuyo valor era 0.95; el amortiguador usado sufrirá un aplazamiento:

$$p = \frac{24.5}{6.5^2}$$

El espesor h del amortiguador y su superficie (Figura 5) dependerá del material usado y del peso p a soportar. Si E es su módulo de elasticidad dinámico y σ la presión

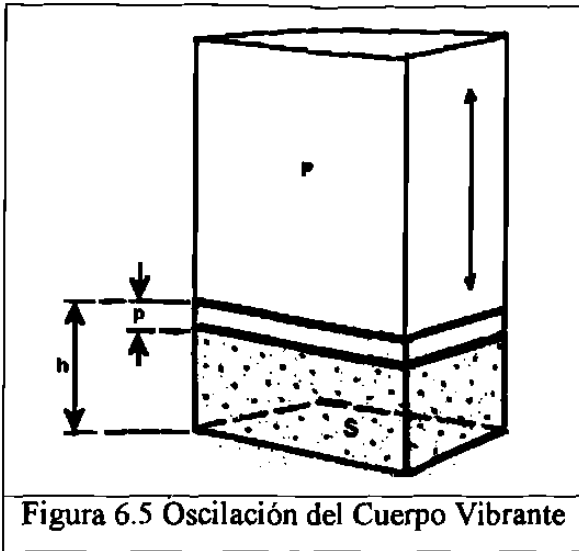


Figura 6.5 Oscilación del Cuerpo Vibrante

unitaria a la que está sometido debido al peso P , por definición de lo que es módulo de elasticidad, o de Young, puede escribirse:

$$E = \frac{\sigma}{p/h} \quad (6.8)$$

ya que p es la deformación impuesta ; de donde

$$h = \frac{Ep}{\sigma} \quad (6.9)$$

La presión debe quedar dentro de los límites admisibles que cada material permite y que podrá ser ajustada , en la mayoría de los casos , variando la superficie S que presente el amortiguamiento (ténganse presente la conocida fórmula $\sigma = P/S$ (6.10)).

6.2. Materiales Amortiguadores.

Por principio , el amortiguador ha de estar constituido por un material de fácil deformación elástica. Siendo un cuerpo tanto más deformable o plástico cuanto más bajo sea su módulo de elasticidad , los materiales a usar como amortiguadores serán aquellos cuyos módulos de elasticidad sean de valores mínimos.

Por ejemplo , el módulo de un material amortiguador como el corcho tiene un módulo de elasticidad $E=150 \text{ Kg / cm}^2$, valore que resulta muy pequeño si se le compara con el acero , que es $E=2,150,000$.

Otro factor a considerar es si el material presenta en su deformación fatiga elástica , consiste en una cierta lentitud en sufrir el aplastamiento definitivo; reciba la presión, la dimensión de la deformación que le corresponde no es inmediata , sino que requiere de cierto tiempo. Esta reacción retardada del material le confiere una mayor capacidad para reducir las vibraciones, debido a la casi inexistencia de frecuencia propia que ello

supone. El plomo y algunos materiales sintéticos (como el plasticel, por ejemplo) posee esta propiedad.

Las limpiezas químicas que puede tener el material aumentan su cohesión molecular, reduciendo con ello su poder amortiguador. En el caso del plomo, por ejemplo, presenta los siguientes amortiguamientos según su grado de pureza:

Plomo dulce extra refinado	{	En el sentido del laminado $6,59 \times 10^2$
		En sentido perpendicular $5,96 \times 10^2$
Plomo con 1% de antimonio	{	En sentido del laminado $2,81 \times 10^2$
		En sentido perpendicular $2,76 \times 10^2$
Plomo antiguo laminado	{	En sentido del laminado $1,64 \times 10^2$
		En sentido perpendicular $1,72 \times 10^2$

(Datos facilitados por el laboratorio francés del conservatorio de artes y oficios).

Dado que por su función el material va estar sometido a un esfuerzo dinámico, ha de ser mecánicamente resistente. Aglomerados de corcho de tipo especial se fabrican con este fin; por el mismo motivo, las colchonetas de seda de vidrio ofrecen mejores resultados que si son de lana de vidrio, debido a que sus fibras, además de ser de mayor longitud, se hallan entre cruzadas, lo que le conviene una mayor resistencia mecánica.

El caucho se deteriora rápidamente si se somete a temperaturas mayores a los 70° . El caucho sintético, neopreno, resiste bien los 100° , pero para bajas temperaturas el comportamiento del caucho natural es mejor que el sintético.

El neopreno se está revelando como un material de grandes posibilidades. Resistente al ozono, a los cambios de temperatura, a la mayoría de productos químicos y a los agentes atmosféricos, inmune a los insectos, prácticamente indeformable por una compresión permanente, de larga duración sin necesidad de entretenimiento, su uso se intensifica constantemente.

La densidad y la fatiga admisible de los aglomerados de corcho dependen de su fabricación. Es muy importante que la presión a que se somete el corcho corresponda a la carga unitaria admisible. El aglomerado vibrador, por ejemplo, ofrece tres tipos, cuya fatiga varía desde 0.35 hasta 4.5 Kg/cm^2 .

Si el material es sobrecargado superando la fatiga admisible, el amortiguador sufre un aplastamiento permanente que anula gran parte de su función. Si la carga es inferior también se pierde poder amortiguador al no llegar a producirse el aplastamiento deseable, se ha de verificar la correcta corrección entre su cuantía y los valores del modulo de elasticidad mecánico E, la fatiga r y la altura h.

También se han ensayado con buenos resultados cojinetes neumáticos; en este caso, el material elástico en el aire a la debía presión.

Los resortes permiten dimensiones de aplastamiento imposibles de conseguir con materiales amortiguadores. No obstante conseguir con su uso una elevada amortiguación, transmiten los ruidos aéreos, lo cual tiene importancia si se pretende conseguir silencio en un punto inferior a aquel donde se realiza el tratamiento amortiguamiento.

Cojines compuestos por dos o mas laminas de materiales de distinta densidad también reduce la vibración; debido a la desigualdad de frecuencias propias entre sus componentes, se dificulta la transmisión de la frecuencia vibratoria, la cual genera una fricción entre las laminas que se transforma en un ruido débil y desagradable.

La elección del material presenta como planeamiento del problema la frecuencia F_1 a aislar y la amortiguación que se desea. El peso P del cuerpo vibrante sera también un dato, susceptible de ser aumentado si ello interesa (utilizando, por ejemplo, un bloque de hormigón como soporte). Con estos datos se hallara la frecuencia F_2 que el sistema tendrá que presentar y el consiguiente aplastamiento que esta osilación necesaria para verificarse. Según la disponibilidad de materiales, espacio y criterio economico se eligira el material que se juzgue oportuno; por ello, y dentro de los limites que cada caso permita, se condicionara $s=Kg/cm^2$, variando el asiento S del amortiguador.

Finalmente, se considerara si las características de observación que el material ofrece son las adecuadas a las condiciones ambientales de su colocación (comportamiento respecto a las humedades, insectos, etc.). Es de especial importancia la perenidad de sus propiedades.

Los tratamientos y dispositivos antivibratorios plantean el problema en tres aspectos:

Precauciones Constructivas.

Dispositivos en las Instalaciones.

Maquinas. Montajes Antivibratorios.

6.3. Precauciones Constructivas.

Los edificios están sometidos a las trepidaciones que pueden generarse en su interior y a las que provienen del exterior.

Respecto a las primeras quedaran reducidas si se siguen las indicaciones que se exponen en los otros dos aparatos. En cuanto a las segundas son motivadas casi en su totalidad por la circulación; la proximidad de alguna industria pasada o cualquier movimiento sísmico que excepcionalmente pueda presentarse completan las causas que, en cualquier caso, se prolongan por subsuelo.

Los medios a oponer para que el edificio quede afectado en al menor medida posible son, principalmente:

1.- Impedir que la perturbación llegue a el. La consecución de este objetivo es prácticamente imposible. No obstante, es relativamente fácil obtener una notable disminución tomando cuidados especiales en los cimientos como elementos que, por estar en el subsuelo, son los receptores de la vibración. Siendo su función especifica la de soportar el edificio, los cimientos, en su contacto con el terreno, presentarán la necesaria superficie para que la presión transmitida sea la admisible por este. Esta resistencia admisible es muy variable según la clase de terrenos; la siguiente tabla da una idea de ello:

Tabla 6.1 Relación entre clase de terreno y presión admisible	
Clase de Terreno	Presión Admisible $\sigma = Kg/cm^2$
Tierras flojas	0.50-1
Terreno Vegetal	2
Terreno pedregoso	3
Arcilla Compacta	4
Terreno Rocoso	12 - 25

Para conseguir una amortiguación de la vibración, ha de interponerse entre el terreno y los cimientos una lamina de material elástico que lo envuelve totalmente (fig.6.6). Esta envoltura puede descomponerse en dos partes: la de la base y la lateral.

La de la base AB soportara una presión que, cuando los cimientos se han calculado teniendo en cuenta únicamente su función sustentante y según la tabla 6.1, dicha presión sera igual a la admisible del terreno; por tanto, el material elegido deberá presentar un coeficiente de presión admisible igual a la del terreno para que las condiciones aislantes sean óptimas. Cuando por la calidad del terreno (su excesiva dureza) no se posea ningún material que alcance su presión admisible, tendrá que aumentarse la sección de los cimientos hasta que la presión unitaria que trasmita en la base sea la admisible por el material de que se dispone. El plomo es el mas usado.

Cuando los cimientos reciben una carga de tipo asimétrico o un efecto de flexión, la presión que ejercen en su base no es uniforme. Las condiciones resistentes del material amortiguador deberían seguir en este caso las que solicita la zapata en sus distintos puntos.

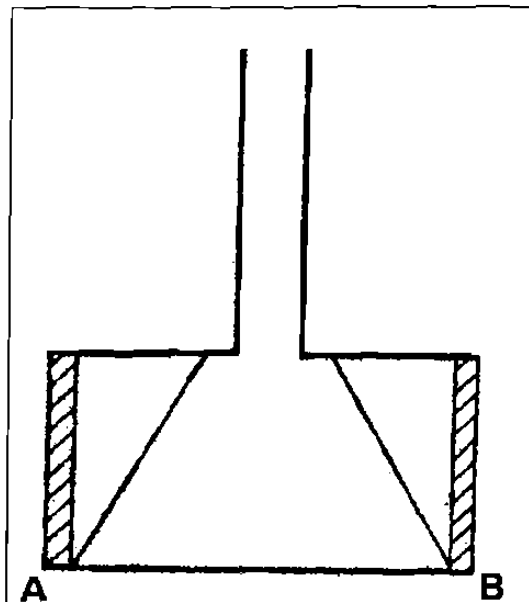
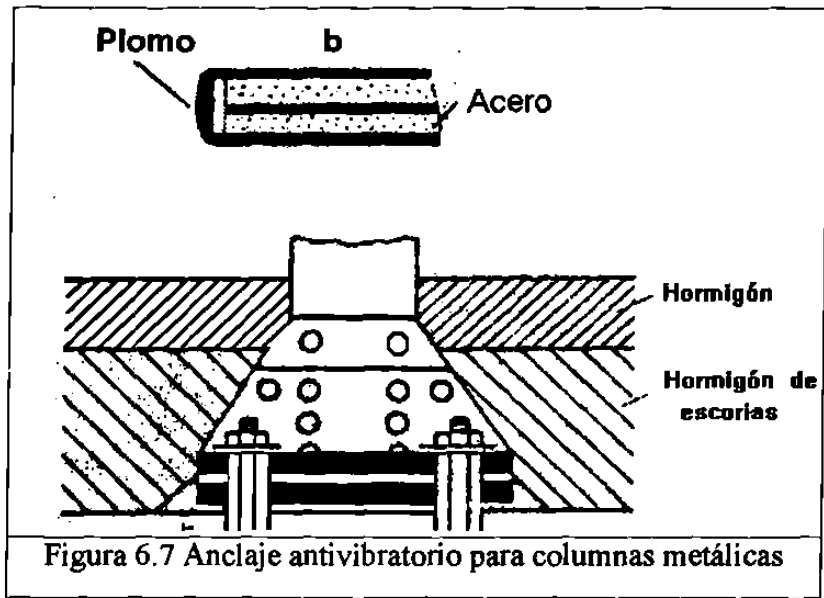


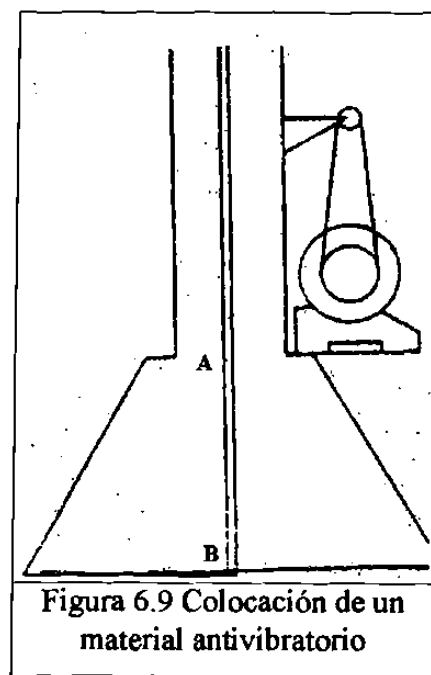
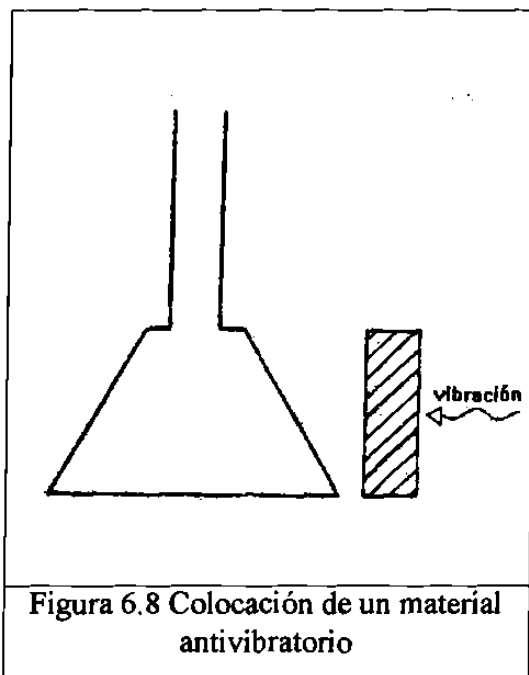
Figura 6.6 Representación de una cimentación usando material elástico.

Los laterales de los cimientos no ofrecen el inconveniente que supone el tener en cuenta las condiciones resistentes. Bastara que el material a usar tenga propiedades antivibratorias.

Si las columnas son metálicas, las placas antivibratiles se colocaran también en su anclaje con los cimientos (fig. 6.7).



Esta disposición de “cimiento flotante” es muy eficaz, pero imposible de realizar, naturalmente, cuando el edificio ya esta construido. Se puede recurrir entonces a rodearlo con una zanja cuya profundidad sea la misma que la de los cimientos, y llenarla con un material antivibratorio (fig. 6.8 y 6.9) o simplemente de calidad inerte.



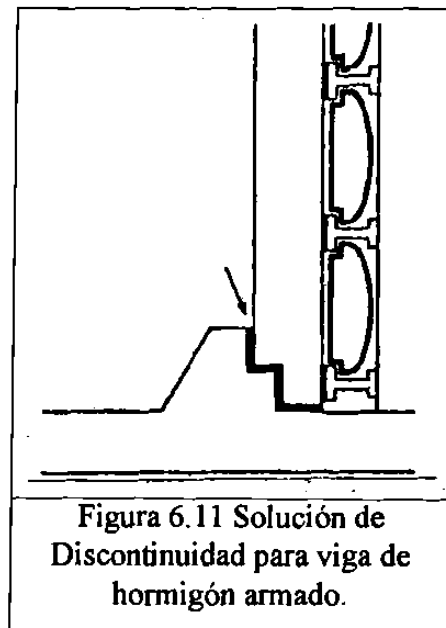
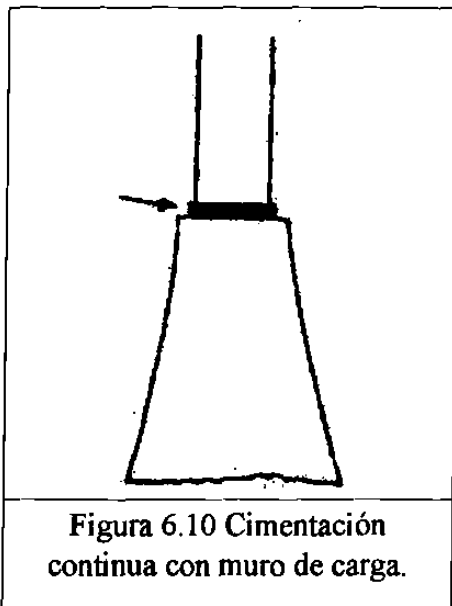
Oponer a la trepidación la mayor masa posible. Este principio es general; la misma energía ocasionará una oscilación tanto menor cuanto mayor sea la masa a agitar.

Por razones de economía, al calcular una estructura los materiales que la integran son sometidos a su máxima capacidad de resistencia, lo cual trae consigo que resulten ligeras y esbeltas y, por tanto, muy vibrátiles.

Los gruesos muros y los pesados suelos de los edificios antiguos son a este respecto mas convenientes.

3.- Aminorar su prolongación por el edificio. Esto se consigue fraccionando sus partes aislándolas entre si. Este principio es opuesto al concepto estático de estructura continua. Una estructura de hormigón armado, o metálica, presentará las optimas condiciones de trabajo, con la correspondiente repercusión económica, si su función y su cálculo se basan en la unidad de sus distintas partes, resultando afectado el conjunto por la variación de un esfuerzo en cualquier punto del mismo.

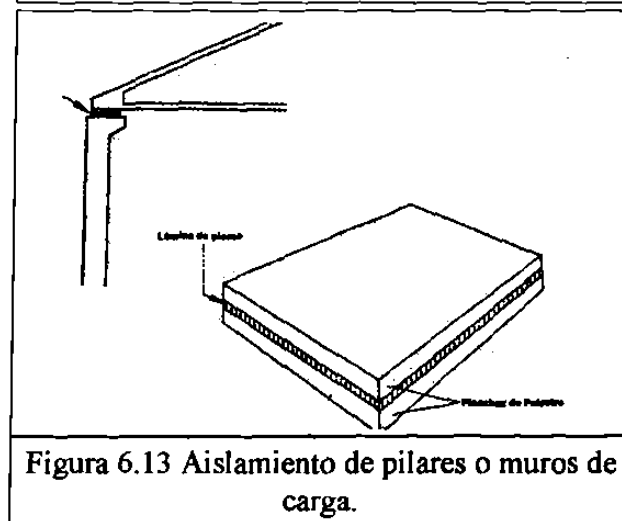
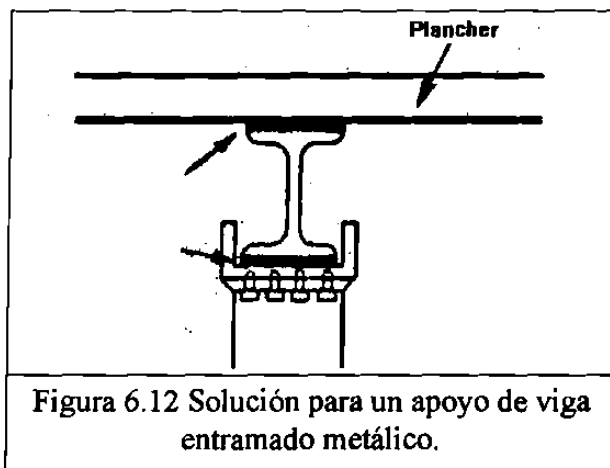
Esta concepción estructural monolitica trae consigo la propagación a todo el edificio de una vibración captada en cualquier lugar; partiendo de la base de una transmisión de los esfuerzos a través de todos sus elementos, se transmitirá igualmente cualquier perturbación. La "cortadura" que requiere el tratamiento antivibratorio sera imposible en este caso.



Comenzando por los crecimientos, únicamente si se trata de cimentación continua con muro de carga corrido sobre la misma, se podrá interponer entre ambos (fig. 6.10) una lamina de material apropiado que intercepte la vibración. Para la elección de esta lamina se tendra en cuenta la presión que el muro proporciona.

Tiras de neopreno envueltas con papel tipo kraft dan excelente resultado. Cuando sobre los cimientos gravita un pilar metálico o de hormigón armado, el anclaje es inevitable.

La figura 6.11 muestra una solución de discontinuidad para la viga de hormigón armado. Además, como la viga pasa a ser apoyada, se incrementara su sección para resistir la flexión, por lo que se opone una mayor masa. Este es un recurso propio de junta de dilatación. Las juntas de dilatación, necesarias en toda estructura de cierto tamaño para que los cambios térmicos no motiven variaciones de longitud capaces de provocar grietas, pueden también aprovecharse como dispositivo amortiguador mediante la oportuna interposición del material conveniente.



La figura 6.12 indica la solución para un apoyo de viga entramado metalico.

Para aislar una cubierta de tipo clástico, el lugar mas oportuno es el asiento de cuchillos sobre los pilares o muros de carga (fig. 6.13).

Una lamina de plomo entre dos planchas de palastro constituirá, ademas de un amortiguador, un elemento deslizante para que las contracciones o dilataciones que realice la cubierta no motiven un sobre esfuerzo de flexión en los pilares.

El plancher en su apoyo (fig. 6.14) también puede quedar convenientemente independizado; con ello las condiciones de trabajo han variado notablemente.

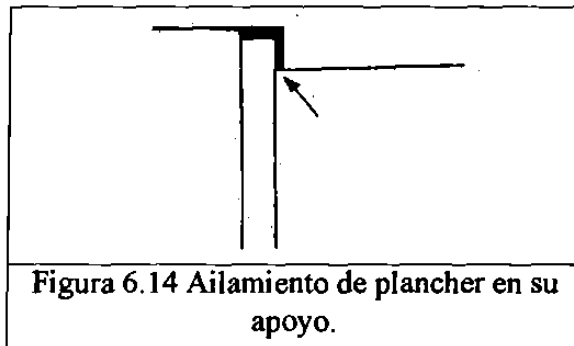


Figura 6.14 Aislamiento de plancher en su apoyo.

En estos casos en que intervienen elementos cuya carga es concentrada, el material amortiguador sera casi obligatoriamente el plomo.

Como es lógico, los dispositivos aislantes se realizan siempre en las zonas de los elementos que trabajan a compresión.

También se ha usado almohadillas de neopreno en la construcción del viaducto de la avenida perimental de Rio de Janeiro, disponiendolas en los apoyos de las vigas; de está forma la cazada queda flotante sobre la infraestructura, que así no recibe y, por lo tanto, no transmite las vibraciones causadas por el tráfico rodado. En este caso, las almohadillas tienen un espesor de 8 mm y están vulcanizadas entre planchas de acero de una pulgada (25,4 mm).

En el Palacio de la Radio de París se han utilizado también almohadillas de neopreno para aportar los techos.

Como puede observarse, toda medida de tipo constructivo para amortiguar la propagación de vibraciones afecta a las condiciones de estabilidad de la obra. Por lo

tanto, es al técnico responsable en su dirección a quién compete llevarlas a cabo, y que sin su intervención sería peligroso adoptar cualquiera de las medidas apuntadas.

La propagación de las vibraciones por el edificio también se reduce si las frecuencias propias de sus elementos estructurales son distintas, lo cual es opuesto a la modulación de formas, a la que se tiene actualmente.

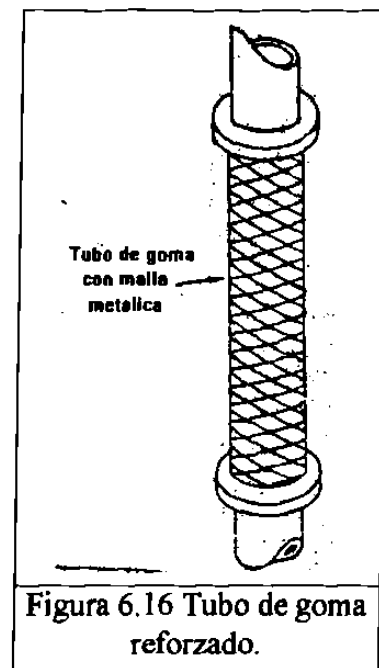
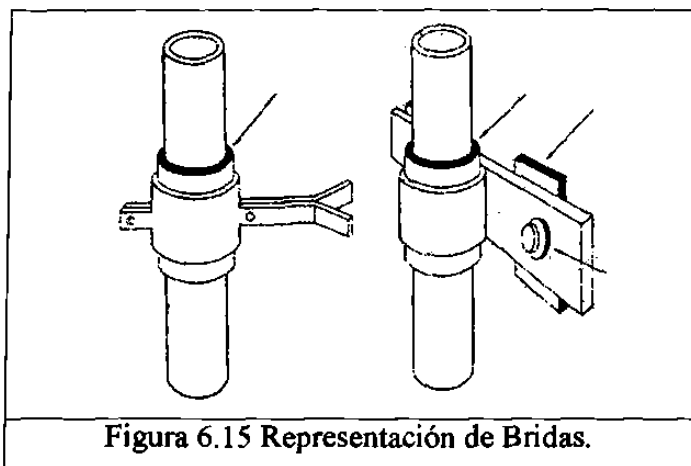
Más adelante, al estudiar los ruidos de impacto, se indicarán realizaciones útiles también para combatir la trepidación que pueda propagar el armazón del edificio.

6.4 Dispositivos en las Instalaciones.

Las instalaciones de fontanería, calefacción, saneamiento y ascensores, provocan generalmente trepidaciones que aún siendo, por lo general, poco intensas producen molestias por su proximidad.

Las precauciones, en lo que corresponde a la parte de motores, se indican en el siguiente apartado.

La elemental precaución de dotar del correspondiente manguito elástico a toda la tubería en los puntos en que atraviesa un suelo o pared proporcionará resultados positivos.



Las bridas (fig. 6.15)y elementos de sujección serán provistos también de brazales elásticos.

Acoplando en la inmediación de todo grifo una porción de tubo de goma reforzado (fig.6.16) se suprime la agitación que da un un funcionamiento defectuoso del grifo trasmite a la tubería.

Estos tubos elásticos especiales son de muy conveniente utilización, ya que pueden suprimir en su origen la causa perturbadora.

También existen tuberías metálicas, generalmente de aleaciones de cobre, con revestimiento aislante que suprime las vibraciones y ruidos que pueden producirse en su interior . Las tuberías de plomo ofrecen también un excelente comportamiento insonoro.

Para fijar las guías de los ascensores cabe el empleo de láminas amortiguadoras .

La colocación de arandelas y manguitos elásticos en todos los puntos en que la tuberías tengan algún contacto, es la recoendación más simple y eficaz a utilizar. El plomo, el fieltro, la seda de vidrio y el caucho resolverán satisfactoriamente la cuestión.

6.5 Máquinas, Montajes Antivibratorios.

La instalación de máquinas es una de las principales causas que motivan la existencia de trepidaciones en los edificios .

Sin embargo, el montaje antivibratorio de las mismas no ofrece en general ninguna dificultad; siendo conocidas las características que determinan el tratamiento, peso y frecuencia de la vibración o revoluciones de la máquina, su montaje se podrá realizar con la mayor eficacia. Además, la máquina que se ha instalado tomando precauciones antivibratorias funciona con mayor suavidad y se retarda su desgaste.

La amplitud de la vibración depende en gran parte a la altura, que se halle el centro de gravedad. Por ello, los elementos sustentantes o de apoyo de la máquina deben ser lo más cortos posibles. Fijandola sobre un bloque, de hormigón por ejemplo, de mucha masa, se consigue reducir esta altura , ya que el centro de gravedad será ahora el del sistema de la máquina-bloque, añadiendo a ello el efecto de masa que el bloque ofrece.

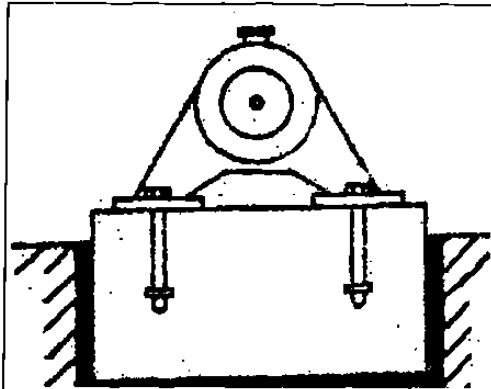


Figura 6.17 Disposición ideal de máquina - bloque.

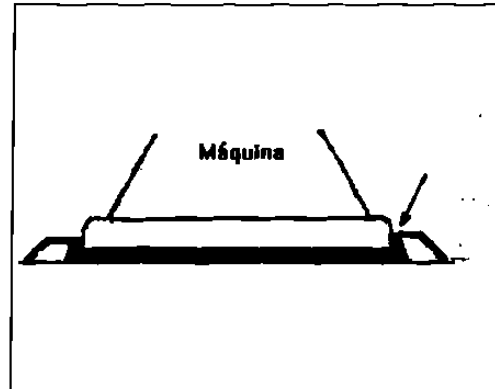


Figura 6.18 Disposición ideal para máquinas ligeras.

La disposición ideal se ha indicado en la fig. 6.17; el conjunto máquina-bloque queda empotrado en el suelo con la correspondiente lámina envolvente de material elástico. Los pernos de anclaje no han de atravesar esta lámina, ya que entonces

actuarían como medio transmisor. Para máquinas ligeras puede realizarse lo indicado en la fig.6.18.

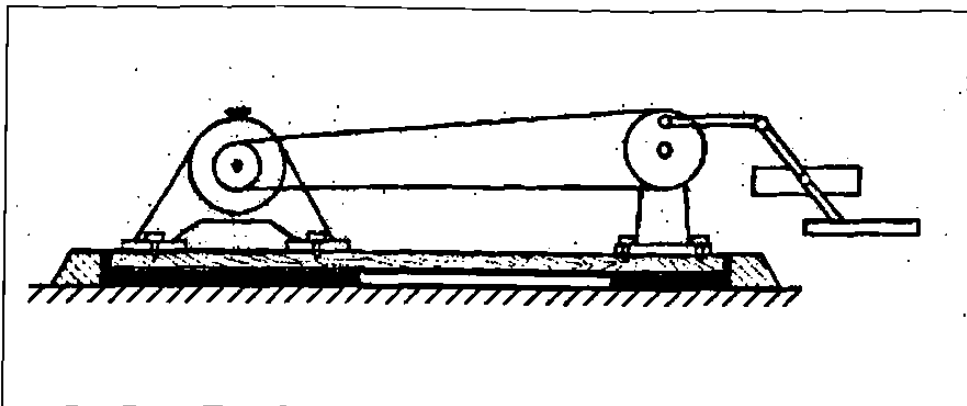
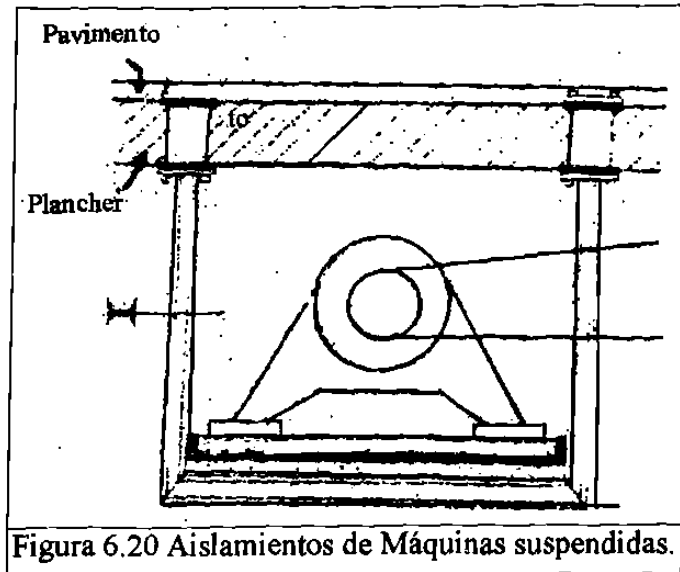
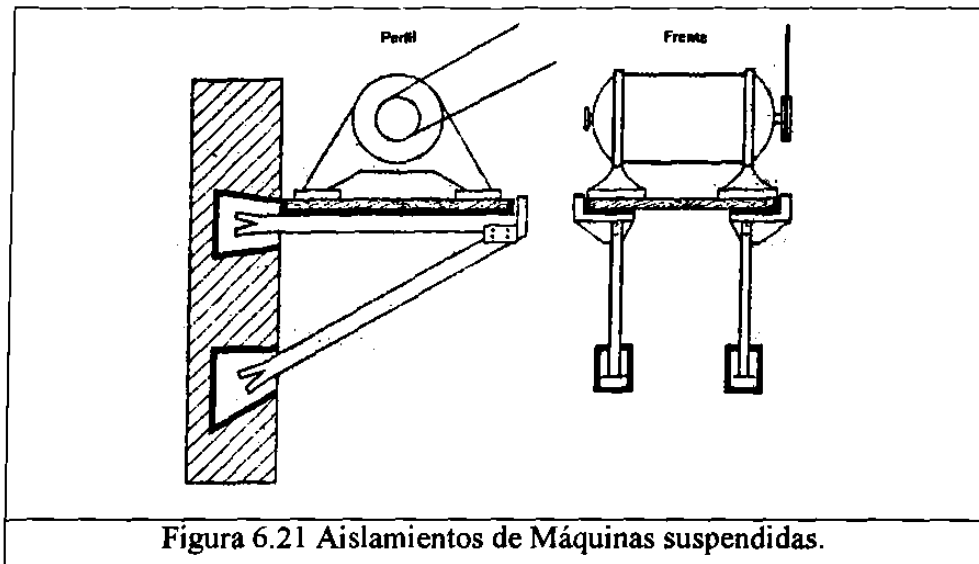


Figura 6.19 Tratamiento Amortiguador en Mecanismos.

Cuando dos máquinas, o partes independientes que integran un mecanismo, han de funcionar simultáneamente se sujetarán sobre una misma pieza (con preferencia de madera) y será ésta la que recibirá el tratamiento amortiguador (fig. 6.19). De no tener esta precaución , el funcionamiento se entorpecera al no quedar sincronizados los movimientos del conjunto, ya que cada una de sus partes vibrará sobre amortiguadores distintos, con lo consiguiente producción de ruido y vibraciones .



Si la máquina ha de quedar suspendida, bien del techo (fig. 6.20) o de una pared (fig. 6.21), se seguirán las mismas precauciones, tal como se indican en las figuras respectivas. Para que la vibración no sea ampliada, la máquina quedará muy próxima al techo de la pared.



Los resortes mecánicos resuelven también convenientemente el problema, con la ventaja de que pueden regularse (fig. 22) y conseguir la frecuencia propia que se desea. Este dispositivo será especialmente ventajoso cuando el funcionamiento de la máquina, por sus características de utilización, presente varios grados de régimen.

Los aglomerados de corcho y los cojinetes de caucho y seda de vidrio, son ampliamente utilizados.

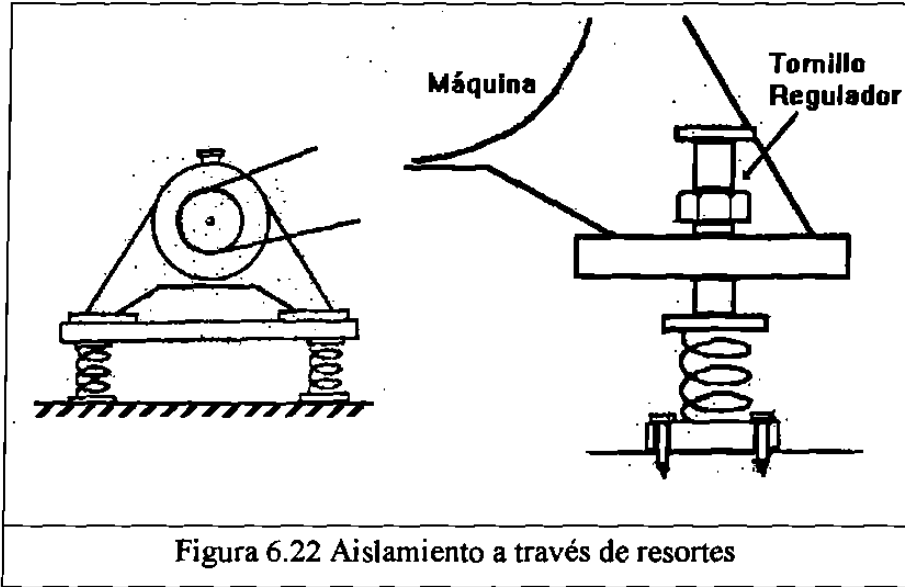


Figura 6.22 Aislamiento a través de resortes

Capítulo 7

CONTROL DE RUIDO EN DOS SISTEMAS INDUSTRIALES

7.1. Control de Ruido en un Molino Granulador

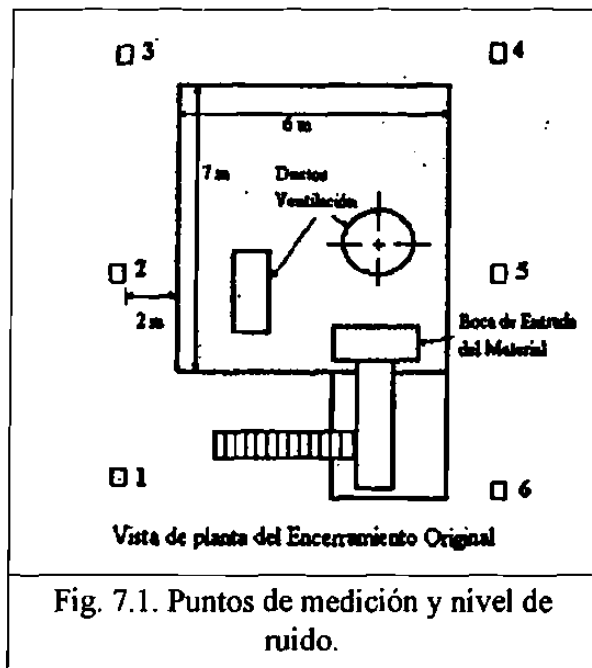
Descripción del Sistema.

El sistema consiste originalmente de un Molino Granulador de Plástico Reciclable aislado acústicamente por un encerramiento de doble pared con empaque de cartón de huevo entre ellas y cada pared construida de acero con poliuretano inyectado en su interior. Las dimensiones del sistema son : 7 metros de largo por 6 metros de ancho y 3 metros de altura aproximadamente.

7.1.1. Medición de Ruido.

a) Procedimiento de Medición.

Las lecturas de nivel de ruido en dB(A) se levantaron en seis diferentes puntos a una distancia de 2 metros delo encerramiento y a una altura de 1.5 metros del piso. Además en el punto No. 2 se tomaron lecturas de ruido en bandas de octava para conocer las frecuencias dominantes.



b) Resultados de Lecturas.

Los resultados de las lecturas se presentan en la figura 7.1 donde podemos observar que los niveles de ruido están dentro del rango de 90 a 95 dB(A). Asimismo podemos observar de la figura 7.2 que los niveles mas altos de ruido en dB se presentan a bajas frecuencias , destacando el nivel de 110 dB a 31.5 Hz y 105 dB a 63 Hz.

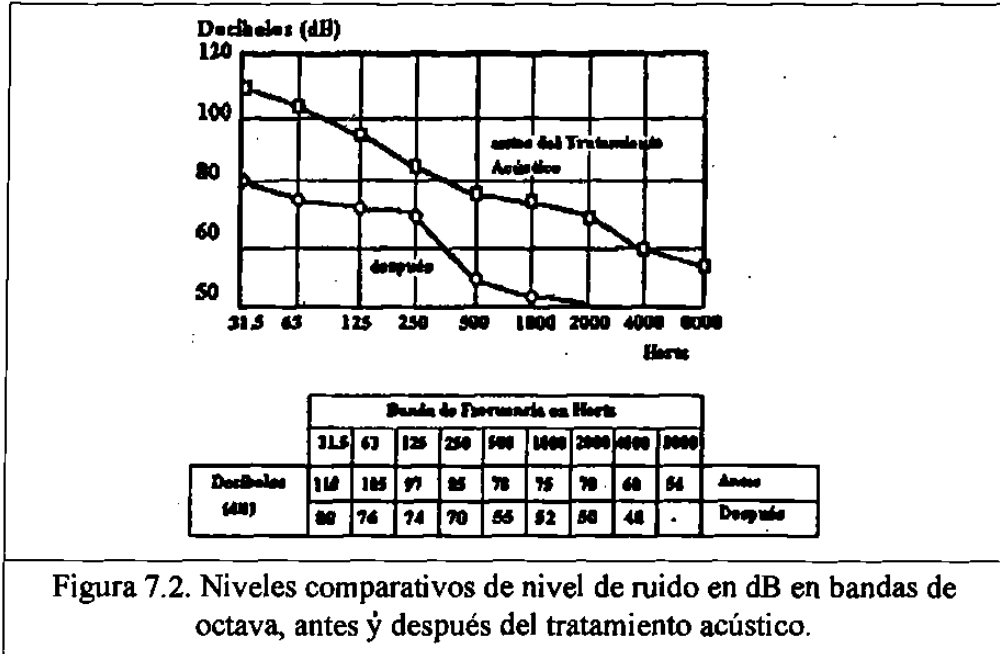


Figura 7.2. Niveles comparativos de nivel de ruido en dB en bandas de octava, antes y después del tratamiento acústico.

7.1.2.Plantamiento de Solución al Problema.

La solución básica del problema se planteo de la siguiente manera:

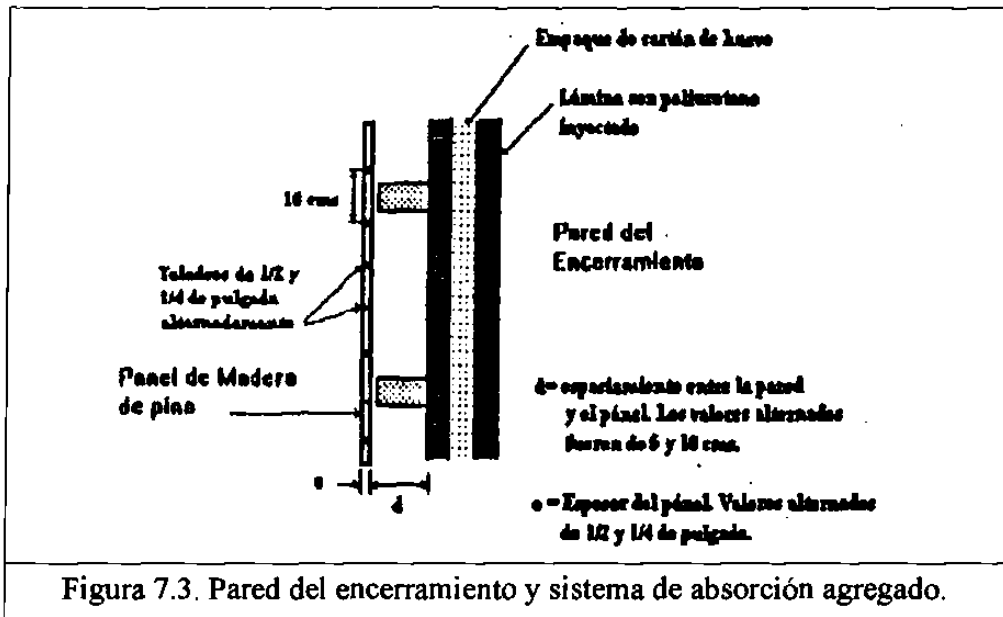
1.- Darle tratamiento Acústico al interior del encerramiento buscando conseguir una máxima absorción sobre todo a baja frecuencias

2.- Resolver el problema de diseño que el encerramiento presentaba en su parte superior, donde se encontraban los ductos de ventilación y la boca de entrada del material , expuestos directamente sin aislamiento acústico.

7.1.3. Solución al Problema.

1.- Para obtener una máxima capacidad de absorción a las bajas frecuencias se procedió a utilizar tableros resonadores de absorción, ver fig.7.3, consistentes en listones

de madera de pino de espesor de 1/2 y 1/4 de pulgada, colocados a distancias de 5 y 10 cm de separación de la pared. Esto permite tener varios frecuencias de máxima absorción a bajas frecuencias, ya que estas, están en función inversa de la raíz cuadrada del producto de las masas por el espacio del aire entre la pared y el tablero.



2.- Para la incrementar la absorción a las frecuencias medidas, obteniendo efectos de resonadores de Helmholtz se practicaron taladros a los listones de madera de 1/2 y 1/4 de pulgada, con un espaciado equidistante de 10 cms, ver fig. 7.3, con el fin de obtener también varios puntos de máxima absorción.

3.- Se diseño un encerramiento adicional para la parte superior del encerramiento adicional para la parte superior del encerramiento original en donde se encuentran localizados los ductos de ventilación y la boca de entrada del material. Ver fig.7.4

Tabla comparativa de niveles de ruido

Punto de Medición	Antes del tratamiento acústico dB(A)	Después del tratamiento acústico dB(A)
1	90/93	80/84
2	90/94	79/85
3	90/93	81/83
4	91/93	83/84
5	92/94	85/86
6	93/95	87/88

4.- Al Ducto de Ventilación circular que sale por encima del encerramiento y al ducto de ventilación rectangular se le colocaron en su interior alternadamente piezas de madera revestidas de lana mineral para incrementar el área de absorvencia y de esa manera bajar el nivel de ruido que pueda emanar el exterior. Ala boca de entrada del material se le agrego una cortina de plástico.

RESULTADOS.

1.- De los resultados finales presentados en la figura 7.2 podemos observar que los niveles de ruido en dB bajaron significativamente en las bajas frecuencias teniéndose reducciones de hasta 30 dB en las bandas de 31.5 y 63 Hz.

2.- También podemos observar de la tabla comparativa que las lecturas de ruido en dB(A) medidos en los puntos del entorno del encerramiento se redujeron hasta 10 dB(A).

7.1.4 Conclusiones

Las lectura finales del nivel de ruido en dB(A) en el entorno del encerramiento disminuyendo hasta 10 dB(A), por lo que el rango de ruido medido en la proximidad del encerramiento es de 80 a 89 dB(A). Estos niveles de ruido no representan riesgos ni molestias para el personal que labora en su proximidad, por lo que no se requiere que utilicen protectores auditivos.

7.2. Control de Ruido en un Sistema de Aire Acondicionado.

7.2.1 Antecedentes del Problema.

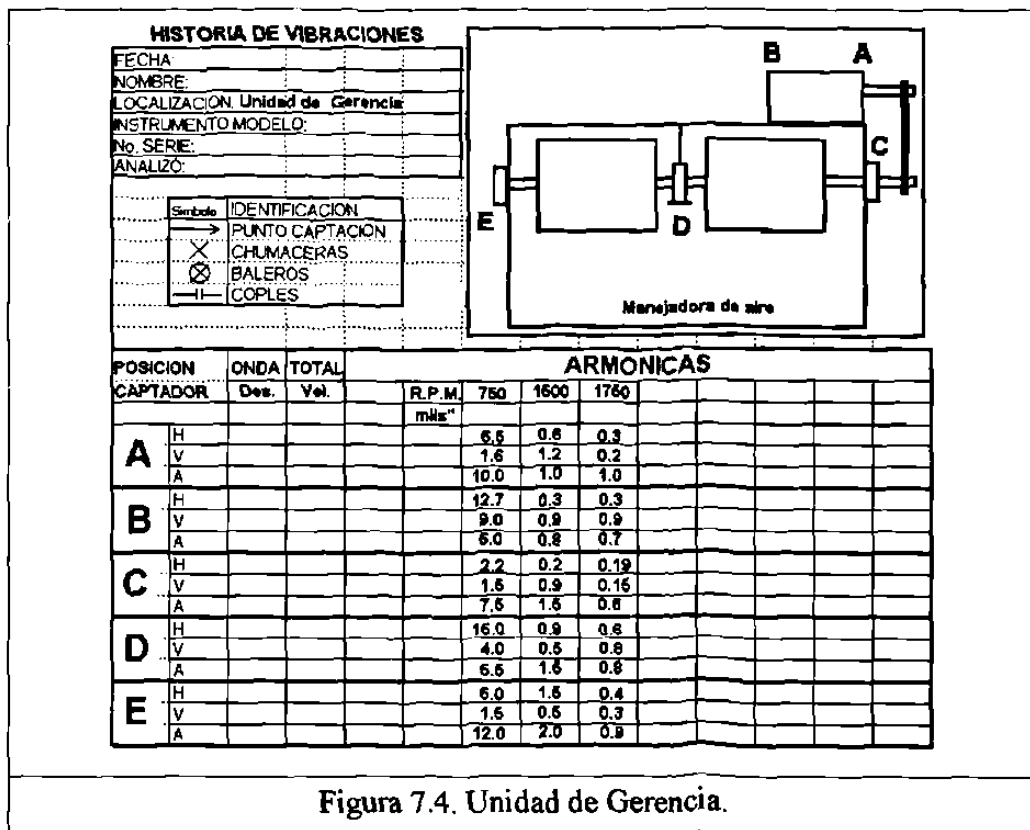
El sistema consiste en un sistema de Aire Acondicionado instalado en una Edificio Corporativo de una Empresa Industrial de capacidad de 5 Ton y 750 R.P.M la cual presentaba problemas de ruidos y vibraciones que interferían con las actividades propias de la oficina.

7.2.2. Nivel de Ruido.

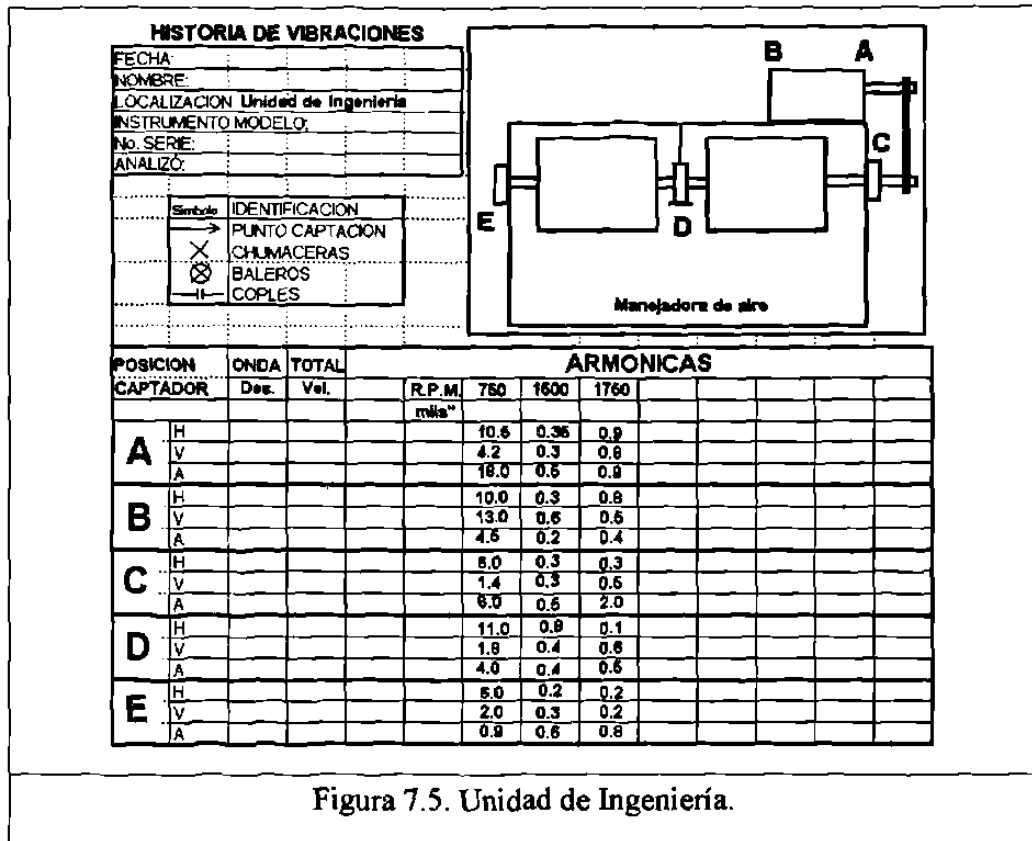
a) Procedimiento de Medición.

Se realizaron lecturas de ruido y vibración con el fin de obtener los datos necesarios para evaluar el problema, tomándose lecturas en las Manejadoras de Aire de la Unidad de Gerencia y la Unidad de Ingeniería y niveles de ruido en las oficinas .

b) Resultados de las Mediciones.



Los resultados de las mediciones se presentan en la figura 7.4.



7.2.3 Solución al Problema.

Analizando los datos de obtenidos en las lecturas de vibración en las manejadoras se encontró según la carta de severidad de vibración (fig 7.8) lo siguiente:

a) Unidad de Gerencia . El punto D dirección horizontal tiene una magnitud de 16 mils de pulgada a una frecuencia de 750 R.P.M encontrándose este valor en zona mala.

b) En lo referente a los niveles sonoros se encontró que los niveles no sobrepasaban los valores permitidos para oficinas para los cuales se recomiendan de 45 a 50 Db en Oficinas Públicas y de 46 dB en oficinas Privadas .

Para resolver el problema de vibración debido a la amplitud de 16 mils se diagnosticó un desalineamiento en las poleas motor - abanico así como un desbalance en las unidades de acuerdo a la figura 7.9

Se recomienda alinear las poleas de las dos unidades y efectuar un balanceo en las unidades.

Medición de ruido en edificio Oficinas Generales.

Equipo utilizado: Decibelímetro portátil marca Bruel & Kjaer.

Las recomendaciones para máximos niveles son:

Oficinas Públicas: 45 - 50 dB(A)

Oficinas Privadas: 46 dB(A)

Las mediciones anteriores fueron tomadas en oficinas donde se encuentran varias secretarías y donde existe movimiento de personal, en éstos lugares el nivel que prevalece es de 50 dB(A) en recepción y en las escaleras son lugares por donde son lugares por donde el retorno de aire tiene su flujo y oscila entre los 62 y 75 dB(A).

Lecturas de niveles de ruido en Edificio Corporativo.

Lugar de Medición	Amplitud de dB(A)
Recepción	62 dB(A)
Area de ventas	50 dB(A)
Principio de escaleras	60 dB(A)
Primer descanso de escaleras	72 dB(A)
Segundo piso escaleras	72 dB(A)
Oficinas corporativas	50 dB(A)
Descanso escaleras entre segundo y tercer piso.	75 dB(A)

7.2.4. Conclusiones.

Una vez efectuado el alineamiento y el balanceo recomendado se procedió a efectuar lecturas comprobatorias quedando las unidades con lecturas dentro de tolerancia, ver gráficas de datos figuras 7.6 y 7.7.

En lo que corresponde a los niveles de ruido en las oficinas donde se encuentran las secretarías y existe movimiento de personal las lecturas estaban en 50 dB (A) Que corresponde a un rango tolerable y en las áreas de recepción y escaleras que son lugares por donde el retorno de aire tiene su flujo y la amplitud oscila entre 62 y 75 dB que son valores permisibles debido a estos retornos .

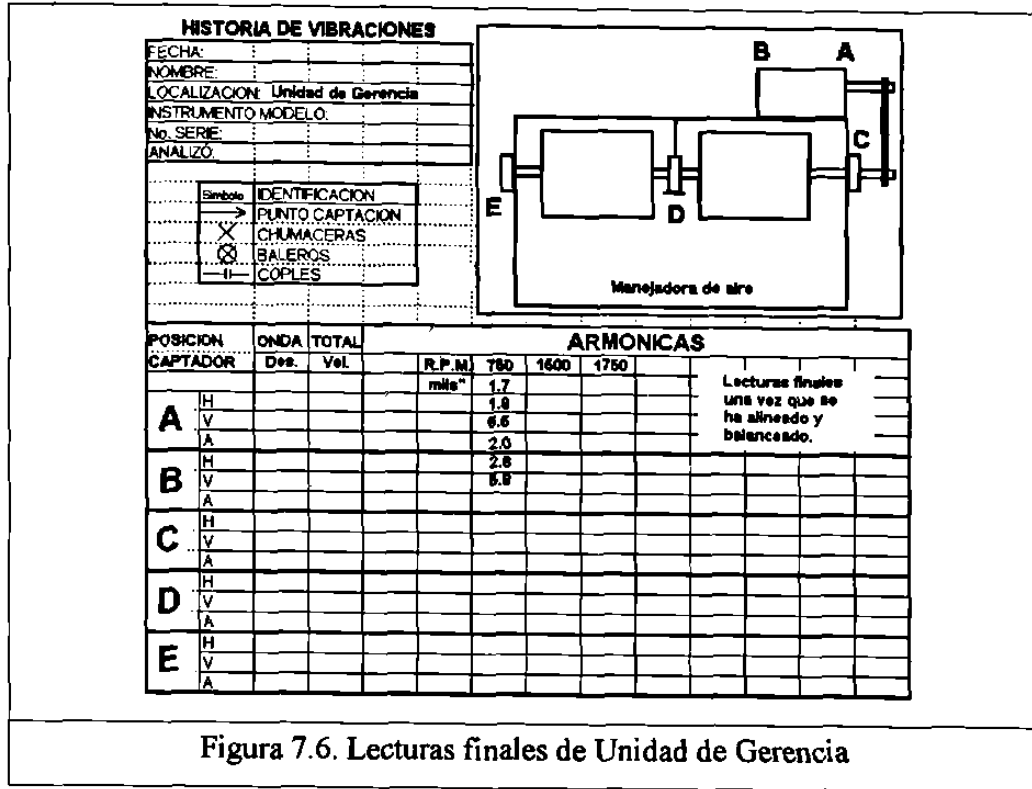


Figura 7.6. Lecturas finales de Unidad de Gerencia

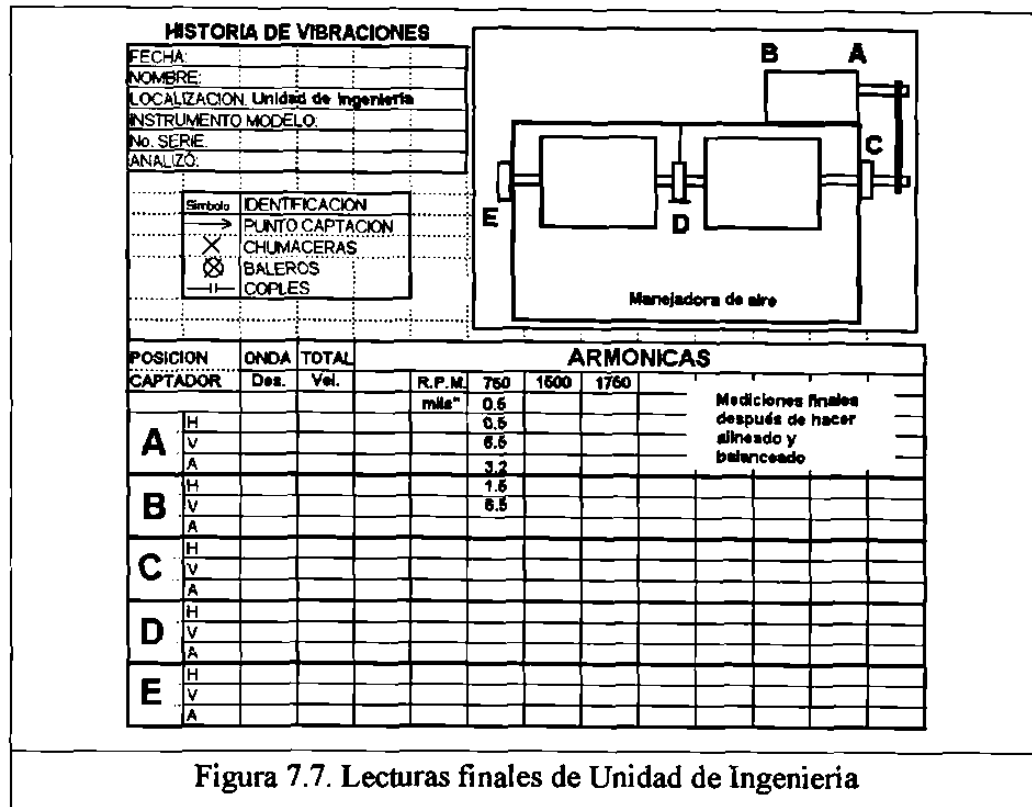


Figura 7.7. Lecturas finales de Unidad de Ingeniería

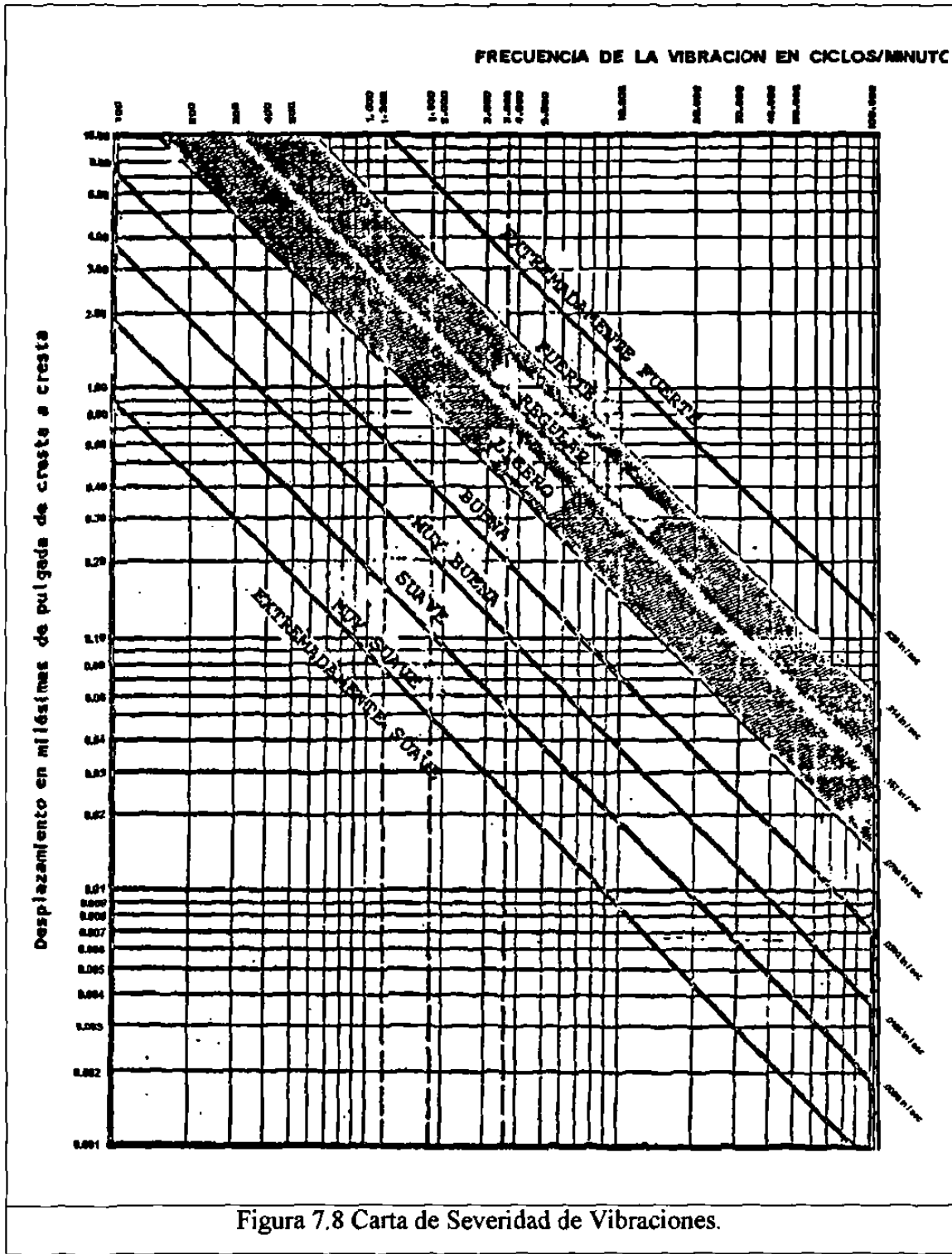


Figura 7.8 Carta de Severidad de Vibraciones.

CAUSA	AMPLITUD	FRECUENCIA	FASE	OBSERVACIONES
Desbalance mecánico	Proporcional al desbalance gran amplitud en dirección radial.	1 x R:P:M:	El Estroboscopio observa una sola marca	Problema más común en la Industria.
Desalineamiento en coples, chumaceras y flechas arqueadas.	Gran amplitud en dirección axial, 50% ó más de la dirección radial.	1 x R:P:M: 2 x R:P:M: 3 x R:P:M: Algunas veces	Estroboscopio se observa una, dos y tres veces la marca.	Para un diagnóstico mejor utilice relojes indicadores. Si corrige las chumaceras antifricción y el alineamiento y la vibración persiste, entonces efectúe balanceo
Chumacera antifricción en mal estado	Inestable, mejor captar vector de velocidad.	Muy alta, varias veces las R:P:M:	Errática	Las fallas en chumaceras o baleros antifricción generan vibración de alta frecuencia.
Engranés en mal estado	Mínimo, captar lecturas de velocidad	Alta frecuencia el número de dientes por los R:P:M: 2 x R:P:M:	Errática	Usualmente la vibración genera ruido.
Anclaje flojo en máquina			Se observan dos marcas	Usualmente acompañado por desbalance y desalineamiento mecánico

Figura 7.9. El Origen de las Fallas.

CAUSA	AMPLITUD	FRECUENCIA	FASE	OBSERVACIONES
Problema Eléctrico	Desaparece al cortar la corriente	1 x R.P.M: ó 1 ó 2 x la frecuencia eléctrica	Una sola marca ó múltiplos de la frecuencia eléctrica	Si la vibración se reduce violentamente , cuando el interruptor es quitado , entonces el problema es eléctrico.
Mala instalación de bandas	Errática ó pulsante	1 x 2 x 3 x 4 R.P.M: de las bandas	Usualmente inestable	El estroboscopio puede observar el estado de las bandas.
Fuerzas hidráulicas y aerodinámicas		1,2,3,4,y hasta 5 R.P.M:		La vibración puede ser reducida por el cambio de diseño interno o aislamiento vibratono.

BIBLIOGRAFIA

- 1.-Mark E. Schaffer, **A practical guide to noise and vibration control for HVAC systems**, 2nd Printing, American Society of Heating , Refrigerating and Air - Conditioning Engineers, Inc. USA,1992.
- 2.- Cyril M. Harris , **Handbook of acoustical measurements and noise control** , 3a Ed. ; Mc Graw Hill , USA 1991.
- 3.- Bell L. H . **Industrial Noise Control Fundamental and Applications . Marcel Dekker, Inc.**
- 4.- Allen H. C . **Guidelines for Designing Quieter Equipment , Mechanical Engineering**
- 5.- Gerges , Samyr . **Ruido: Fundamentos de control . Florianópolis : UFSC , 1994**
- 6.- Cyril M . Harris . **Shock and Vibration Handbook**, 3d Ed. Mc. Graw Hill.
- 7.- Alberto Behar. **El Ruido y su Control** Ed. Trillas, Oct de 1994.
- 8.- J. D. Irwin & E.R. Graf. **Industrial Noise and Vibration Control . Ed.Prentice Hall**
- 9.- Beranek, L.L . **Noise and Vibration Control**, Mc Graw Hill Book Company.
- 10.- Crocker, M. J. and A.J. Price. **Noise and Noise Control**. CRC Press, Inc.
- 11.- Fowler, D. F. **Instrumentation for Noise and Vibration**.
- 12.- M.J. Crocker. **Reduction of Machinery Noise**.Purdue University

LISTADO DE TABLAS

CAPITULO	TABLA NUMERO	DESCRIPCION	PAGINA
CAP.2.	2.1	Relación de frecuencias por octavas	14
	2.2	Frecuencias normalizadas	15
	2.3	Ancho de banda	14
	2.4	Límites de banda	15
CAP.3.	3.1	Respuestas relativas de los filtros "A", "B", "C"	31
	3.2	Funcionamiento de distintos analizadores o espectrómetros a dos frecuencias distintas	34
CAP.4.	4.1	Valores para la absorción de algunos materiales comunes a distintas frecuencias	58
	4.1a	Valores de absorción de una alfombra de lana acolchonada	61
	4.2	Absorción de un paño de vidrio sin montar y montado en una ventana	64
	4.3	Aislamiento sonoro de materiales	71
CAP.5.	5.1a	Relación de causas y posibles soluciones en sistemas de aire acondicionado	89
	5.1b		
	5.2	Criterios de aceptabilidad para ruido de fondo estable en recintos vacíos	90
CAP.6.	6.1	Relación entre clase de terreno y presión admisible	91

LISTADO DE GRAFICAS.

CAPITULO	GRAFICA NUMERO	DESCRIPCION	PAGINA
CAP.2.	2.1	Sistema resonante mecánico.	4
	2.2	Oscilación senoidal.	5
	2.4	Espectros discontinuos.	11
	2.5	Espectro continuo del sonido.	12
	2.6	Perfiles de niveles con igual presión.	13
	CAP.3.	3.1	Niveles de potencia sonora.
3.2		Niveles típicos de presión sonora.	25
3.3		Combinación de niveles sonoros.	27
3.4		Diagrama en bloques de un medidor de nivel sonoro.	29
3.5		Medidor de nivel sonoro.	29
3.6		Curvas de filtros.	30
3.7		Calibradores para MNS.	32
3.8		Registrador gráfico.	36
3.9		Obtención de las características de un amplificador de audio frecuencias..	38
3.10		Análisis de un ruido.	38
3.11		Dosímetro.	41
3.12		Resintro de prueba para la medición audiométrica.	43
CAP.4.	4.1	Fuentes internas y externas.	44
	4.1a	Método del tubo para la medición de la absorción sonora.	53
	4.2	Efectos de un sonido impulsivo dentro y fuera de un recinto.	54
	4.3	Curva de reverberación.	56
	4.4	Abaco para determinar el término en función de D.	60
	4.5	Curva de absorción característica de los materiales absorbentes porosos.	63
	4.6	Curva de absorción característica de los materiales absorbentes de membrana.	64
	4.7	Resonador acoplado amortiguado.	66
	4.8	Resonador de ranuras cortas.	67
	4.9	a) Medición de la pérdida de transmisión de acuerdo con la norma ISO.b) Medición del aislamiento al impacto.	70
	4.10	Aislamiento sonoro.	71
	4.11	Perfil STC.	74
	4.12	Aislamiento de particiones simples (ley de masas).	76
4.13	Ejecución de un piso flotante.	79	

CAPITULO	GRAFICA NUMERO	DESCRIPCION	PAGINA
CAP.5.	5.1	Ilustración de un diagrama lineal.	80
	5.2	Terminología de HVAC.	81
	5.3	Componentes de un abanico centrifugado.	82
	5.4	Componentes de un abanico de flujo axial.	82
	5.5	Ejemplos de abanicos centrifugados.	83
	5.6	Categorías de abanocos axiales.	83
	5.7	Ejemplo de condiciones buenas y malas en abanicos.	84
	5.8	Clasificación de ruidos en aires acondicionados.	87
CAP.6.	6.1	Analizador de vibraciones PMC/BETA.	92
	6.2	Nomograma de Lippert.	93
	6.3	Gráfica del número de PAL.	94
	6.4	Grafico de Schmidt.	94
	6.5	Oscilación del cuerpo vibrante.	97
	6.6	Representación de una cimentación usando material elástico.	101
	6.7	Anclaje antivibratorio para columnas metálicas.	102
	6.8	Colocación de un material antivibratorio.	102
	6.9	Colocación de un material antivibratorio.	102
	6.10	Cimentación continua con muro de carga.	103
	6.11	Solución de discontinuidad para viga de hormigón armado.	103
	6.12	Solución para un apoyo de viga entamado metálico.	104
	6.13	Aislamiento de pilares o muros de carga.	104
	6.14	Aislamiento de Plancher en su apoyo.	105
	6.15	Representación de Bidas.	106
	6.16	Tubo de goma reforzado.	106
	6.17	Disposición ideal de máquina-bloque.	108
	6.18	Disposición ideal para máquinas ligeras.	108
	6.19	Tratamiento amortiguador en macanismos.	108
	6.20	Aislamientos de máquinas suspendidas.	109
	6.21	Aislamientos de máquinas suspendidas.	109
	6.22	Aislamiento a través de resortes.	110
CAP.7.	7.1	Puntos de medición y nivel de ruido.	111
	7.2	Niveles comparativos de nivel de ruido en dB en bandas de octava, antes y después del tratamiento acústico.	112
	7.3	Pared de encerramiento y sistema de absorción agregado.	113
	7.4	Unidad de Gerencia.	115
	7.5	Unidad de Ingeniería	116
	7.6	Lecturas finales de Unidad de Gerencia	118
	7.7	Lecturas finales de Unidad de Ingeniería.	118

CAPITULO	GRAFICA NUMERO	DESCRIPCION	PAGINA
	7.8	Carta de Severidad de Vibraciones	119
	7.9	El Origen de las Fallas	120

RESUMEN AUTOBIOGRAFICO

Ing. Sergio Alejandro Valderrabano Salazar

Candidato para el Grado de :

Maestro en Ciencias de la Ingeniería Eléctrica con Especialidad en Control.

Tesis : CONTROL DE RUIDO EN EQUIPO INDUSTRIAL

Campo de Estudio : Ingeniería Mecánica y Eléctrica .

Biografía.

Datos Personales: Nacido en Cd. Valles S.L.P el 18 de Abril de 1949, hijo del Ing. Javier Valderrabano Hernández y María del Rosario Salazar .

Educación : Egresado de la Universidad Autónoma de Nuevo León en 1972 , en la carrera de Ingeniero Mecánico Eléctricista .

Experiencia Profesional : Tostadores Monterrey , Departamento de Producción en 1970, Fibras Químicas , Departamento de Ingeniería en 1971, Asesor del Departamento de Transito en 1973, Consultor de Mecánica Aplicada y Acustica en el Sector Industrial de 1972 a la fecha, Maestro de Tiempo Completo de de la Universidad Autónoma de Nuevo León desde 1979 a la fecha.

Organizaciones Profesionales: INTERNOISE(Asociación de Ruido Internacional), A.S.A. (Asociación Acústica Americana), Instituto de Investigaciones Eléctricas, Sociedad Americana de Metales, American Institute of Physic.

