



Universidad Nacional Autónoma de México

Escuela Nacional de Estudios Profesionales Aragón

139

“Acondicionamiento Acústico de Estudios de Televisión”

21st. 29258

T E S I S

Que para obtener el Título de:
Ingeniero Mecánico Electricista

P r e s e n t a

IGNACIO VEGA HERRERA



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A mis Padres :

Juana Herrera de Vega

Rafael Vega Pérez

A mis Hermanos :

Angelina

Dolores

Rafael

Raquel

José

Héctor

Georgina

Gerardo

Tania.

También se os ha dicho que la vida es
tenebrosa y en vuestra lascitud repercutís
lo que fue dicho por el cansancio.

Y yo digo, que la vida es ciertamente
tenebrosa, salvo cuando hay actividad.

Y toda actividad es ciega, sino la acompaña
el conocimiento.

Y todo trabajo es infructuoso, sino lo acompaña
el amor.

Gibran Jalil Gibran.

A mi Asesor y Maestro :

Ing. J. Ricardo Tapia Armas

A mi Amigo :

Victor

Sé muy bien que hablando en propiedad no existen salas positivamente malas y que no se puedan acondicionar en caso necesario; sé muy bien que, con el tiempo, a las salas les sucede como el vino en las botellas y que si no cabe esperar un éxito completo, tampoco hay por qué temer un fracaso.

Garnier.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON
DIRECCION

IGNACIO VEGA HERRERA
P R E S E N T E .

En contestación a su solicitud de fecha 16 de enero del año en curso, relativa a la autorización que se le debe conceder para que el señor profesor, Ing. JESUS RICARDO TAPIA ARMAS pueda dirigirle el trabajo de Tesis denominado " ACONDICIONAMIENTO ACUSTICO DE ESTUDIOS DE TELEVISION ", con fundamento en el punto 6 y siguientes, del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por usted reúne los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobada su solicitud.

Sin otro particular, aprovecho la ocasión para reiterar a usted las bondades de mi distinguida consideración.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
San Juan de Aragón, Edo. de Méx., febrero 6 de 1984.
EL DIRECTOR


LIC. SERGIO ROSAS ROMERO

c.c p. Coordinación de Ingeniería (Mecánica Eléctrica).
Unidad Académica.
Departamento de Servicios Escolares.
Asesor de Tesis.

I N D I C E

INTRODUCCION	PAG.
RESEÑA HISTORICA	1
CAPITULO I. BASES TEORICAS DEL SONIDO	
1. Naturaleza y Propagación del Sonido	4
2. El Sonido en los Sólidos	7
3. Presión Acústica y Velocidad de Propagación	11
4. Ondas Planas Progresivas	16
5. Ondas Esféricas Progresivas	18
6. Superposición de Ondas Acústicas	22
7. Los Niveles y el Decibel	24
8. Refracción	28
9. Difracción	30
10. Reflexión	34
11. Absorción y Atenuación	36
12. Ecos	42
13. Resonancia	43
14. Discontinuidades	45
15. Voz, Música y Ruido	50
16. Aspecto Fisicosociológico del Sonido	60
CAPITULO II. REQUISITOS PARA EL ACONDICIONAMIENTO ACUSTICO DE ESTUDIOS DE TELEVISION	
1. Propagación del Sonido en el Interior de un Local	63
2. Molestias Ocasionadas por el Ruido	79
3. Principales Fuentes de Ruido en el Exterior de los Claustros	84
4. Principales Fuentes de Ruido en el Interior de los Claustros	92
5. Control del Sonido en las Construcciones	95
6. Acústica de los Locales	101

7. Anfiteatros	102
8. Salas de Concierto	104
9. Otros Tipos de Salas	106
10. Los Materiales Acústicos	110

CAPITULO III. CASO DE APLICACION : ESTUDIO DE TELEVISION DE LA
E.N.E.P. "ARAGON"

1. Ubicación del Estudio de T.V. de la E.N.E.P. "ARAGON"	118
2. Cálculos para el Acondicionamiento Acústico del Estudio de T.V.	122
3. Materiales Acústicos utilizados y su Costo	131
4. Sugerencias para el buen Funcionamiento Acústico del Estudio de T.V.	134

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

APENDICE

BIBLIOGRAFIA

T I T U L O

ACONDICIONAMIENTO ACUSTICO DE ESTUDIOS DE TELEVISION

O B J E T I V O S

- a) Se ampliarán los conocimientos de la materia de Acústica.
- b) Se efectuará un Proyecto de Aplicación.
- c) Se analizarán los diferentes tipos de Ruido que afecten a los Claustros.
- d) Se estudiará los diferentes Materiales Acústicos utilizados en la Industria de la Construcción.

I N T R O D U C C I O N

En el transcurrir de los años, nuestra sociedad ha tomado conciencia que el desarrollo de la producción nos ha traído como consecuencia, sin duda alguna, que la agresión más directa - que se le puede imputar al ruido es la lesión al oído interno, como resultado de una prolongada exposición a un ruido intenso.

Este efecto patológico se traduce en la agravación de la sordera que se podría calificar de natural, a consecuencia de la edad.

Una agresión más perniciosa es la que podemos denominar psicológica. En este caso, el ruido raramente interviene solo; constituye entonces uno de los múltiples factores de desequilibrio psíquico a los que el hombre se halla sometido continuamente, tanto en el transcurso de su vida profesional como en el de su vida familiar. La parte en la alteración de la salud que se puede achacar al ruido, por todo este proceso, no puede ser debidamente apreciada, dado que nuestros actuales conocimientos son todavía insuficientes para ello.

Esta laguna no debe, sin embargo, hacernos renunciar a proteger al hombre contra este tipo de agresión.

La lucha contra el ruido presenta múltiples aspectos, en realidad debería empezarse siempre por la búsqueda, reducción del número y de la potencia acústica de las fuentes de ruido, como es el caso de aplicación de paredes aislantes, cascos protectores, pantallas, etc.

En esta Tesis, he efectuado una recopilación de información

de gran utilidad para todas aquellas personas interesadas en el Acondicionamiento Acústico de Claustros.

Esta investigación tiene por objetivo que el estudiante de Ingeniería y Arquitectura se dé cuenta de la importancia que tiene la Acústica Arquitectónica en nuestros días, así como la motivación del estudiante a extender más el estudio de la Acústica en nuestro país.

Por último, esbozaré a grandes rasgos el contenido de la presente Tesis, la cual se divide en 3 Capítulos.

En el Primer Capítulo, se establecen los conceptos básicos de la Acústica Física y los Aspectos Subjetivos del Sonido.

En el Segundo Capítulo, se determina la Aplicación de la Acústica Arquitectónica en los diferentes Claustros, así como los diferentes tipos de problemas que se suscitan en zonas urbanas; también se dan las características que debe reunir un Estudio de T.V.

Finalmente, el Tercer Capítulo, abarca algunos de los pasos que deben seguirse para el cálculo del Acondicionamiento Acústico de un Estudio de T.V., que en este caso particular, será el Acondicionamiento teórico del Estudio de Televisión de la Escuela Nacional de Estudios Profesionales "Aragón".

Cabe señalar que, gran parte de la información obtenida (Normas) para la elaboración de esta Tesis, proviene de la Colección de Resultados obtenidos por la I.S.O. y de la División Acoustique du Centre Scientifique et technique du Batiment (Francia).

RESEÑA HISTÓRICA

Las ideas de los filósofos de la antigüedad sobre la Acústica eran bastante acertadas. Séneca (2-66) establecía que la producción de los sonidos y su propagación es posible gracias a la elasticidad del aire.

Se atribuye a Pitágoras la invención del monocordio, instrumento compuesto por una cuerda tensada entre dos clavijas. Con una clavija móvil se podía inmovilizar cierto punto de la cuerda comprendido entre dos clavijas fijas: si se colocaba la clavija en el punto medio, se producía la primera octava; si se colocaba en la cuarta parte, la parte más pequeña daba la segunda octava y así sucesivamente.

Pitágoras estudió después los demás intervalos, comparando las longitudes de la cuerda que producían los sonidos correspondientes.

Bacon y Galileo sentaron las bases de la Acústica, Otto de Guericke explicó la agudeza y la gravedad de los sonidos por la frecuencia relativa de las vibraciones, a su vez demostró que el sonido no se propaga en el vacío.

El padre Kircher explicó el fenómeno del eco, J. Sauveur (1653-1716) descubrió nudos y los vientres de vibraciones, que Chlandi (1756-1827) comprobó después.

Newton estableció la Teoría matemática de la transmisión del sonido, fundada en la elasticidad de los medios y que explica satisfactoriamente todos los hechos observados.

Taylor, Daniel Bernoulli (1762), Euler y D'Alembert establecieron la teoría analítica de las cuerdas vibrantes.

En 1738, los miembros de la Academia de Ciencias de Francia midieron la velocidad del sonido, comprobando que es de 333 m/s Sturm (1803-1855), Colladon (1802-1893) y Regnault determinaron la velocidad de propagación del sonido en diversos medios.

A finales del siglo XIX se construyó un Auditorio en la Universidad de Harvard, en el que para obtener las condiciones acústicas más correctas, se duplicó el diseño y la construcción de otro Auditorio existente, que acústicamente trabaja en for-----

ma aceptable.

Sin embargo, se observó que las condiciones acústicas del nuevo Auditorio no eran las esperadas, encargándosele al profesor Wallace C. Sabine el problema a corregir.

La primera cosa descubierta por Sabine fué que aunque el diseño de ambos auditorios era idéntico hasta en los materiales de acabado interior, el auditorio con buenas condiciones acústicas tenía acoginados totalmente los asientos, mientras que el nuevo auditorio carecía de este acabado. Por lo tanto, se decidió hacer un intercambio de asientos en los auditorios, obteniendo con sorpresa que las condiciones acústicas en ellos cambiaron cuando se hizo la permutación de asientos.

Esto fijó a Sabine la iniciación de una serie de experimentos que posteriormente confirmó mediante el análisis matemático y que fueron reducidos a una nueva fórmula, con la que pueden determinarse las condiciones audibles que podrán ser esperadas en una construcción determinada.

Básicamente lo que descubrió Sabine fué que las condiciones audibles en una habitación estaban relacionadas a su tiempo de Reverberación, el cual no es otra cosa sino el tiempo que un sonido permanece audible después de haber sido emitido por una fuente sonora.

Encontró además que el tiempo de Reverberación era directamente proporcional al volumen de una habitación, e inversamente proporcional a la capacidad de absorción, tanto en las superficies interiores de la misma, como a la de los muebles que en ella estuvieron.

De todo esto se obtuvo una simple fórmula :

$$T = \frac{.05 V}{a}$$

En la cual :

T = Tiempo de Reverberación en segundos

V = Volumen de habitación en pies cúbicos

a = Absorción total de la habitación y mobiliario en Sabinios.

Sabine también desarrolló un medio para probar distintos materiales y determinar su capacidad de absorción de tal suerte que las correcciones y análisis acústicos fueran posibles. Con lo obtenido a principios de 1900 por el profesor Sabine puede decirse que, quedó establecida la cimentación de la acústica aplicada a la arquitectura, como una ciencia definida.

Más aún los principios fundamentales encontrados por Sabine son usados todavía en la actualidad, aunque con los desarrollos alcanzados por la electrónica se han logrado análisis más perfectos y precisos.

De esta forma se justifica el estudio de la acústica, ciencia que trata de la transmisión de las vibraciones en un medio elástico y los fenómenos asociados a ella, y particularmente en el medio más importante para la percepción del sonido que es el aire, y de la conversión de las vibraciones mecánicas audibles en ondas eléctricas y viceversa (Electroacústica).

En la actualidad es común que el estudio de la acústica incluya también frecuencias ultrasónicas que son superiores a las que producen percepción auditiva y algunas veces las frecuencias infrasonicas menores que las más bajas frecuencias audibles.

La acústica es la física del sonido. Aunque la teoría fundamental de la acústica trata de las vibraciones y de la propagación de las ondas, podemos considerar el tema como una ciencia multidisciplinaria.

Los físicos, por ejemplo, investigan las propiedades de la materia mediante conceptos sobre la propagación de las ondas en medios materiales. El ingeniero acústico se interesa en la reproducción fiel del sonido, en la conversión de la energía mecánica y eléctrica en energía acústica y en el diseño de transductores acústicos. El arquitecto está más interesado en la absorción y en el aislamiento del sonido en los edificios, en la reverberación controlada y en la prevención del eco en los auditorios y salas de música. El músico desea saber cómo obtener combinaciones rítmicas de tonos por medio de la vibración de las cuerdas, columnas de aire y membranas.

Por otro lado, los fisiólogos y psicólogos estudian intensamente las características y acciones del mecanismo del oído humano y de las cuerdas vocales.

Además, debido a la conciencia general y unánime preocupación del creciente nivel de ruido producido por aviones, automóviles, industria pesada y artefactos domésticos que producen efectos perjudiciales, tales como el daño al oído e irritación física y psíquica, crece la demanda para un mejor entendimiento del sonido, sus causas, efectos y control.

CAPITULO I

BASES TEORICAS DEL SONIDO

1. NATURALEZA Y PROPAGACION DEL SONIDO.

Para nuestros propósitos definiremos el sonido como cualquier disturbio vibratorio que propagado a través de un medio elástico causa una alteración en la presión del medio capaz de producir una sensación auditiva en una persona normal o de poder ser detectada por un instrumento dentro del rango de frecuencias e intensidades de percepción del oído. Estos disturbios son originados por algún cuerpo en vibración, este movimiento vibratorio del cuerpo sonoro es conducido al receptor - auditivo por la propagación en un gas, aunque los sólidos y líquidos pueden participar en tal conducción.

Imaginemos que aislamos un pequeño cubo de aire, las propiedades físicas más aparentes de este cubo serán su peso y por lo tanto, su masa. Si una fuerza se aplica sobre ese cubo, será acelerado de acuerdo a la 2a. Ley de Newton.

Si ejercemos la fuerza comprimiendo dos lados opuestos del pequeño cubo, los otros cuatro lados se expanden hacia afuera.

Asimismo, el pequeño cubo prácticamente no opondrá resistencia a ser deformado por el desplazamiento, en sentidos opuestos y paralelos, a dos de sus caras opuestas, lo cual indica que no soporta una fuerza de corte.

Al tratar de comprimir el cubo, ejerciendo una fuerza exterior sobre todas sus caras, encontramos que este volumen de aire tiene elasticidad, es decir que se requiere una fuerza para comprimirlo y que vuelve a su volumen original al dejar de ejercerla.

El incremento de la presión producida en el gas por esta fuerza será el mismo a través de su pequeño volumen; esto resulta porque la presión en un gas no es una cantidad direccional.

La constante de elasticidad en el gas, varía con el método de compresión, si la fuerza actúa para comprimir un gas causa el desplazamiento de sus partículas. La presión de incremento producida en el gas será directamente proporcional al cambio incremental en el volumen. Si el desplazamiento tiene lugar lentamente podemos escribir :

$$\Delta P = -K \Delta V \quad \text{Proceso Lento (Isotérmico)} \quad E_{1.1}$$

dónde
 $K = \text{Constante}$

Si es desplazamiento y por lo tanto el cambio en el volumen tiene lugar rápidamente y además es aire, oxígeno, hidrógeno o nitrógeno, la presión incremental producida es igual a 1.4 k veces el cambio incremental en el volumen.

$$\Delta P = 1.4 K' \Delta V \quad \text{Proceso rápido (Adiabático).} \quad E_{1.2}$$

La compresión isotérmica de un gas resulta en un aumento de la presión debido a que un número de moléculas son forzadas a permanecer en un volumen menor y necesariamente chocan con el recipiente con más frecuencia.

La compresión Adiabática de un gas resulta en un aumento de número de colisiones por reducción del volumen, pero también por el aumento de temperatura que acompaña a la compresión debido a que la rapidez de la compresión impide el flujo de calor. La velocidad de las moléculas del gas varía con la raíz cuadrada de la temperatura absoluta. Durante la compresión el aumento de temperatura hace aumentar la velocidad y por lo tanto el número de colisiones con las paredes resultando en mayor presión para la misma reducción de volumen que en el proceso isotérmico.

Las ondas de sonido son esencialmente alteraciones adiabáticas por la rapidez en que ocurren.

Lo descrito anteriormente, nos permite comprender la forma en que se propaga el sonido en un medio gaseoso.

Una pared vibrando senoidalmente en un gas, moverá las partículas del aire adyacente y comprimirá la parte del gas más próximo a ella al desplazarse hacia adelante de su posición de reposo. Estas partículas de aire comprimidas tienen, además de sus velocidades casuales, un momento hacia adelante, obtenido por la pared, a su vez, colisionan con partículas próximas hacia adelante y durante la colisión transfieren su momento a estas partículas que se encontraban en reposo, en su turno estas partículas se aproximan a las vecinas con las cuales colisionan.

Progresivamente más y más partículas remotas del medio entrarán en movimiento; de este modo por medio de colisiones sucesivas, la fuerza desarrollada por la compresión original puede ser transferida a partes distantes del gas. Cuando la pared invierte su movimiento ocurre una rarefacción inmediatamente enfrente de ella.

Esta rarefacción hace que las partículas sean aceleradas hacia atrás y el anterior proceso se repite ahora en dirección opuesta y así sucesivamente a través de todos los ciclos de la fuente.

La presión y la velocidad de las partículas están en fase, mientras la presión y el desplazamiento tienen 90° de diferencia de fase.

Podemos considerar a la superficie vibrante y cualquier porción de las partículas alrededor de la misma como un sistema elemental no conservativo ya que la energía se propaga hacia el exterior sin reflexión.

Es conveniente comparar el sistema que utilizamos para describir el movimiento armónico simple con el sistema que estamos considerando, en aquél por ser de tipo conservativo la suma de las energías cinéticas y potencial es idealmente constante; existe un intercambio continuo de energía cinética y potencial o viceversa, para mantener el movimiento del sistema sin que la energía salga del mismo.

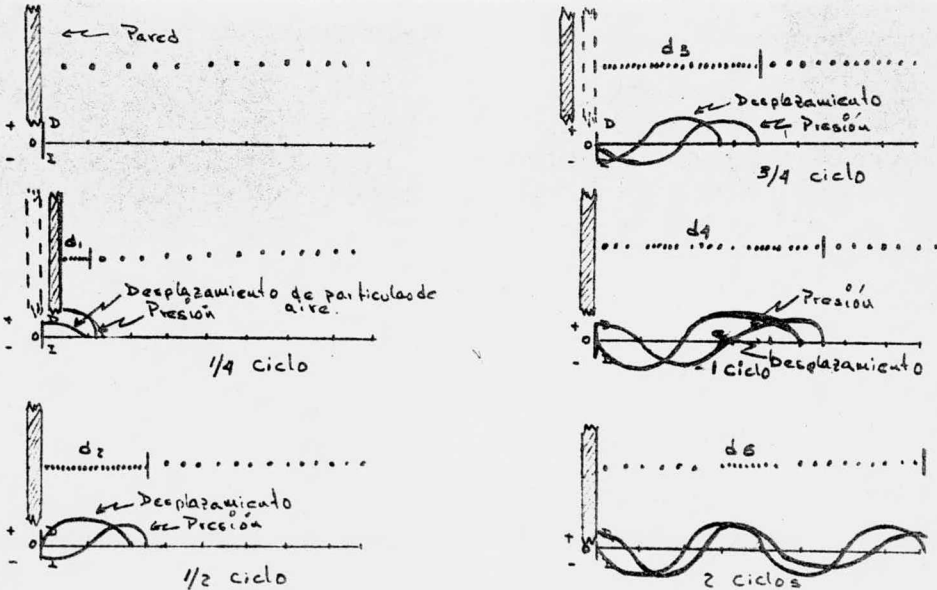


Figura 1. Presión y desplazamiento en una onda plana producida por un diafragma vibrando senoidalmente

2. EL SONIDO EN LOS SÓLIDOS

Mientras que en un gas las vibraciones sólo se propagan bajo formas de ondas longitudinales (es decir, que la velocidad de las partículas está dirigida en el sentido de la propagación de la onda), en un sólido homogéneo toda deformación inicial puede dar lugar a dos tipos de ondas :

a) ondas longitudinales (figura 2a), parecidas a las que se propagan en los gases y regidas por leyes equivalentes a las que hemos estudiado a propósito del aire

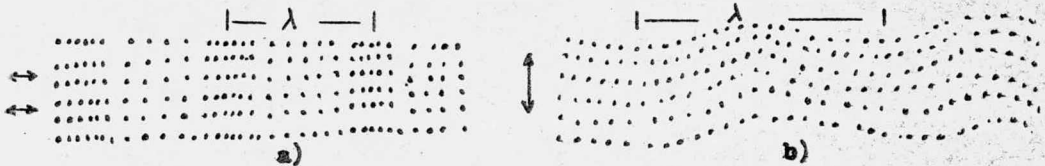


Figura 2a, y 2b

b) ondas transversales (figura 2b), para estas ondas el vector velocidad de las partículas es perpendicular a la dirección de propagación de la onda. El paso de la onda se traduce por una deformación por cizallamiento, sin variación de volumen.

Estos dos sistemas de ondas se propagan con celeridades diferentes :

Para ondas longitudinales :

$$a) \quad C_L = \sqrt{\frac{D}{\rho}} \quad E_{1.3}$$

siendo ρ , la densidad del sólido; D el módulo de elasticidad a la compresión. D está relacionado con el módulo de elasticidad de Young E , y el coeficiente de Poisson μ por la expresión :

$$D = E / (1 - 2\mu / (1 - \mu)) \quad E_{1.4}$$

en general, μ se encuentra comprendido entre .25 y .3;

Para las ondas transversales :

$$C_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}}$$

G es el módulo de elasticidad de cizallamiento que viene dado por :

$$b) \quad G = E / (2(1 + \mu)) \quad E_{1.5}$$

La comparación de las ecuaciones a) y b) muestran que las ondas longitudinales se propagan aproximadamente 1.8 veces más de prisa que las ondas transversales.

En los sólidos de dimensiones corrientes es imposible crear ondas longitudinales sin que éstas se vean acompañadas de ondas transversales.

Así, si se aplica una fuerza alternativa a la extremidad de una barra prismática, hay propagación de ondas casi longitudinales (figura 3), las deformaciones longitudinales son acompañadas de una deformación transversal.



Figura 3 . Vibración transversal de una barra con dos apoyos, excitada en el centro.

La celeridad de estas ondas es :

$$C_{QL} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

E_{1.6}

o sea, bastante aproximada a la celeridad de las ondas longitudinales puras.

Por el contrario, en una barra es posible crear ondas transversales puras; en efecto, un movimiento de torsión alterno creado en una extremidad de la barra se propaga en forma de ondas transversales con una celeridad G.

Existe un tipo de ondas compuestas extremadamente importantes bajo el punto de vista del aislamiento acústico, que son las denominadas ondas de flexión.

Las ondas de flexión son aquellas que se propagan en una barra o en una placa delgada cuando se las somete en uno o varios puntos a fuerzas perpendiculares al eje de la barra o al plano de la placa o también a un momento de eje perpendicular a la barra o sino a la superficie plana de la placa, estas ondas son resultantes de la composición de ondas longitudinales y transversales, que hacen ondular en forma de serpiente a la barra o placa (figura 4)

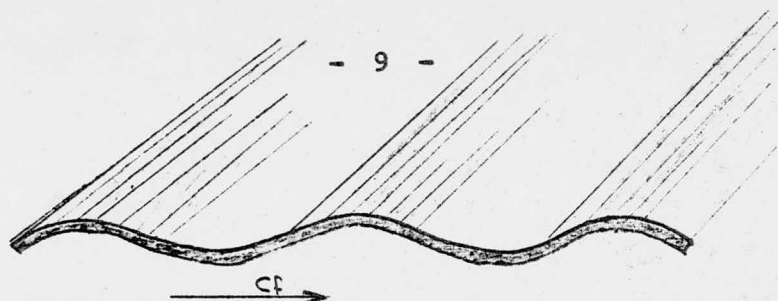


Figura 4 . Ondas de flexión en una placa delgada.

Mientras que la celeridad de las ondas ya vistas es independiente de la frecuencia, la de las ondas de flexión varía como la raíz cuadrada de la frecuencia.

Para una barra tenemos :

$$C_F = \sqrt[4]{\frac{B}{m}} \cdot \sqrt{\omega} \quad E_{1.7}$$

donde B es la rigidez de la barra a la flexión

$$B = E \frac{a h^3}{12} \quad E_{1.8}$$

E es el módulo de elasticidad del material que constituye la barra,

a es la anchura de la barra

h - el espesor

m - la masa de la barra por unidad de longitud

ω es la frecuencia angular del movimiento de la placa

Las ondas de flexión no existen en forma pura, más que en el caso de que la barra y la placa consideradas sean muy delgadas es decir, que tengan un espesor h pequeño con relación a la longitud de las ondas longitudinales. En caso contrario van a menudo acompañadas de ondas de superficie (ondas de Rayleigh) que se propagan esencialmente en la superficie, disminuyendo su amplitud con la profundidad en el material. Estas ondas de superficie no representan un papel muy importante en los problemas de aislamiento acústico de los edificios, salas, etc., en cambio adquieren mucha importancia cuando se trata de resolver los problemas de transmisión de vibraciones a través del suelo.

Las celeridades indicadas a propósito de los diferentes tipos de ondas precedentes se denominan velocidad de fase; corresponden a la celeridad de ondas sinusoidales mantenidas. En muchos casos se presenta también interés a la velocidad de grupo V_g ,

que es la velocidad a que se propaga un grupo de componentes que constituyen una señal (perturbación) es decir, la velocidad de transporte de energía acústica.

Esta velocidad de grupo no es igual a la velocidad de fase más que en el caso de que esta última sea independiente de la frecuencia de las ondas consideradas : caso de las ondas transversales y longitudinales . En el caso contrario, la velocidad de grupo y la velocidad de fase son distintas, particularmente en las ondas de flexión tenemos :

$$V_g = 2 C_f$$

E_{1.9}

3. PRESION ACUSTICA Y VELOCIDAD DE PROPAGACION.

Los movimientos de un cuerpo vibrante, los remolinos de un escape de gases, etc., perturban la atmósfera que les rodea.

Estas perturbaciones se traducen en contracciones y dilataciones de volúmenes de aire elementales, a estas vibraciones de volumen corresponden :

- una modificación de la presión que, en reposo, es la Presión Atmosférica P_0 ;
- un movimiento vibratorio de las partículas de aire.

En ciertas condiciones que precisaremos más adelante, estas perturbaciones impresionan el sentido del oído, en cuyo caso nos encontraremos ante un sonido o un ruido.

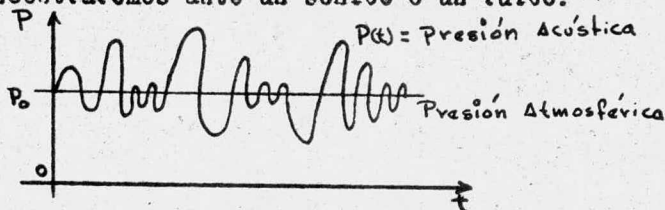


Figura 5 . Presión en un punto en presencia de una fuente sonora.

En un punto A y en un instante t dados, la presión resultante total P, que se denomina Presión Acústica :

$$P = P - P_0$$

E₁₁₀

Esta presión varía de un instante a otro, es decir, en una función $p(t)$ del tiempo t. La velocidad instantánea correspondiente a las partículas de aire situadas en A es $\vec{v}(t)$, mientras que P es una cantidad escalar, \vec{v} es una cantidad vectorial.

En el Sistema Internacional de Unidades, P se expresa en Pascuales (Pa) y en metros por segundo (m/s); P_0 , presión atmosférica, es el orden de 10^5 Pa (1 bar)*

La mecánica de los fluidos nos enseña que si se conocen las condiciones** en los límites de un volumen de aire V libre de toda fuente sonora, resulta posible determinar p y \vec{v} en cualquier punto del citado punto, utilizando las dos igualdades siguientes :

* La presión atmosférica normal (760 mm de mercurio a 0° C, bajo la aceleración normal de la gravedad, 9.80665 m/s^2) es igual a 101 325 Pascals.

** Estas condiciones pueden ser $v_n = 0$ (velocidad normal) a las paredes que limitan V es nula (paredes fámóviles, reflectantes y maticizas).

a) La Ecuación General de la propagación del sonido en el aire :

$$\nabla^2 P - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = 0 \quad E_{1.11}$$

donde :

∇^2 es el operador de Laplace $(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2})$.
x, y, y z, son las coordenadas
rectangulares.

c es la velocidad del sonido en el aire.

$$c = \sqrt{\frac{\gamma P_0}{\rho_0}} \quad E_{1.12}$$

donde :

γ es la razón del calor específico del aire (1.4)

P_0 es la presión atmosférica (Pascal)

ρ_0 es la densidad del aire en (Kg/m^3)

Sabiendo que a 22°C y bajo una presión de 10^5 Pa , P_0 vale $1.18 \text{ Kg}/\text{m}^3$ se deduce que c, a esta temperatura su valor es de 345 m/s .

A temperatura constante la relación P_0/ρ_0 , y por consiguiente c, no varían cuando la altitud del lugar considerado no cambia.

Por el contrario, las variaciones de temperatura tienen mucha influencia sobre P_0 y en consecuencia en c.

Para las temperaturas ambientales corrientes tenemos aproximadamente que :

$$c = 331.4 + \left[0.607 \text{ m/s por cada } ^\circ\text{C de aumento} \right]$$

o también

$$c = 20 \sqrt{T} \text{ m/s siendo T la temperatura absoluta.}$$

b) una relación entre P y \vec{v}

$$\frac{\partial}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \vec{\nabla} P \quad (\text{Ecuación general de la Dinámica}) \quad E_{1.13}$$

La cual permite determinar $\vec{v}(t)$ cuando se conoce $P(t)$ y v_i cevera.

Grad es el vector de coordenadas $\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z}$.

Cuando nos encontramos con un sonido puro, P y los componentes de \vec{v} son funciones sinu-soidales del tiempo, tales como:

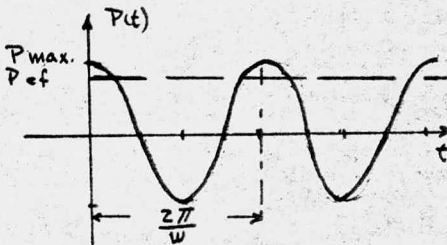


Figura 6 . Representación gráfica de $P = P_{max} \cos \omega t$

donde ω es la frecuencia angular del movimiento (rad/s) y es igual a

$$\omega = 2\pi f$$

son constantes denominadas ángulos de fase. Si $\theta_1 = \theta_2$ se dice que P y \vec{v} se hallan en fase y si $\theta_1 = \theta_2 + \pi$, P y \vec{v} se encuentran en oposición de fase, el período T del fenómeno es $1/f$.

Es de uso corriente utilizar notaciones complejas para representar la presión y la velocidad instantánea:

$$P = \text{Re} [P_{max} e^{j(\omega t + \theta_1)}]$$

$$\vec{v} = \text{Re} [\vec{v}_{max} e^{j(\omega t + \theta_2)}]$$

donde Re significa parte real del número complejo. Se ha adquirido la costumbre de no escribir Re , sino convertir sencillamente las ecuaciones de la siguiente forma:

$$P = P_{max} e^{j(\omega t + \theta_1)}$$

$$\vec{v} = \vec{v}_{max} e^{j(\omega t + \theta_2)}$$

Cuando se considera una duración igual a uno o varios períodos, el valor eficaz de la presión es

$$P_{ef} = \frac{P_{max}}{\sqrt{2}}$$

Si en lugar de tratarse de un sonido puro, es uno musical, el sonido es entonces la resultante de la superposición de un sonido puro de frecuencia f_0 y de sonidos puros de frecuencias nf_0 (sonidos armónicos), siendo n un número entero tal como 2, 3 4,

En la práctica muy pocas veces nos encontramos con sonidos puros. Los ruidos en cambio son mucho más frecuentes.

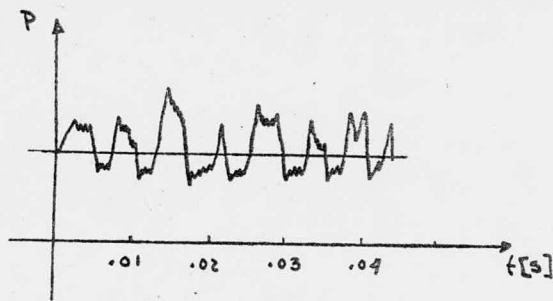


Figura 7.

c) El ruido es la sensación que corresponde a una variación aleatoria (Figura 7) de la presión acústica, pudiendo esta variación hallarse acompañada de algunos sonidos más o menos musicales, así la presión acústica resultante de la circulación de un automóvil o del paso de un avión a reacción provoca una sensación de ruido.

Debido a su carácter aleatorio, la presión acústica correspondiente a un ruido puede representarse de una manera estadística. Una de las características principales de esta presión es su valor eficaz, definido por \bar{E}_{p-3} . Si este valor eficaz es independiente del instante t a partir del cual se hace la observación y $t_2 - t_1$ tiene un valor dado suficientemente grande, se dice entonces que el ruido es Estacionario.

Este es, por ejemplo el caso del ruido producido por una cascada mientras el caudal del agua permanece constante.

Hemos determinado las fases relativas del desplazamiento y velocidad de las partículas y la presión en un punto de la onda de sonido, sin embargo, no se ha determinado la relación de fase que existe entre el desplazamiento de las partículas - medidas en dos diferentes puntos de la onda, esto es,

que las partículas no se moverán en fase entre sí, sino que estarán vibrando y se encontrarán sobre el mismo radial a partir de la fuente del movimiento, y estará separado en un número entero de longitudes de onda. Matemáticamente una longitud de onda es igual a la velocidad de propagación entre la frecuencia $\lambda = c/f$, dicho de otra forma ($T = 1/f$)

$$\lambda = cT$$

B_{1.15}

4. ONDAS PLANAS PROGRESIVAS.

Consideremos un cilindro infinitamente largo con sus paredes muy lisas (figura 8) en cuya parte inicial vibra, sin deformarse, un émbolo plano.

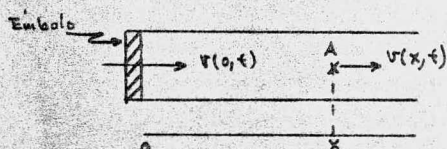


Figura 8. Cilindro en uno de cuyos extremos vibra un émbolo.

Este émbolo arrastra partículas de aire con las que se halla en contacto y estas últimas, a su vez, comunican su movimiento a las partículas un poco más alejadas. Así de una a otra, se produce la propagación de las vibraciones.

Partiendo de las ecuaciones E_{1.13} y E_{1.14} se puede demostrar que todas las partículas A situadas a la distancia x del émbolo, urp con cierto retraso de fase debido al tiempo $\frac{x}{c}$ empleado por el sonido para propagarse desde 0 hasta A.

Se dice entonces que el sonido se propaga siguiendo ondas planas progresivas (planos perpendiculares a Ox) con una celeridad C.

Si la velocidad del émbolo es

$$\vec{v}(0, t) = \vec{v}_{\max} \cos \omega t \quad E_{1.16}$$

la de las partículas de aire de la abscisa x será

$$\vec{v}(x, t) = \vec{v}_{\max} \cos \omega \left(t - \frac{x}{c} \right) \quad E_{1.17}$$

o bien

$$\vec{v}(x, t) = \vec{v}_{\max} e^{j\omega \left(t - \frac{x}{c} \right)}$$

De la ecuación se deduce fácilmente que en este caso existe una relación constante entre P y \vec{v} , sea la que fuere la frecuencia del sonido.

$$\frac{P(x, t)}{\vec{v}(x, t)} = Z_s \quad E_{1.18}$$

Z_s se denomina Impedancia característica del aire y es igual :

$$Z_s = \rho_0 c \left[\text{Kg/m}^2 \text{ s} \right] \quad E_{1.19}$$

Lo que da un valor de 407 Kg/m² s en las condiciones usuales de temperatura (22 °C) y P = 1 bar

Conociendo v en cada punto (E_{p16}) se deduce fácilmente P
 $P(x,t) = P_0 C v \max \cos w(t - \frac{x}{c})$ E1.20

o bien

$$P(x,t) = P_0 C v \max e^{jw(t - \frac{x}{c})}$$

Así pues, la presión acústica propagada desde el émbolo es sinusoidal, en fase con la velocidad particular correspondiente y tiene como valor máximo:

$$P_{\max} = P_0 C v \max$$
 E1.21

Corrientemente se expresa la presión de las siguientes maneras ($P(x,t)$)

$$P(x,t) = A e^{j(wt - \beta x)}$$

E1.22

donde

$\beta = \frac{w}{c} = \frac{2\pi}{\lambda}$ se denomina número de onda aún cuando estrictamente hablando de la rotación de fase por unidad de longitud (radian/m)

$$\text{ó } P(x,t) = \sqrt{2} P_+ e^{jk(ct - x)}$$
 E1.23

donde P_+ = Valor raíz cuadrático medio complejo

k = un factor que se requiere para hacer la conversión de distancia y tiempo a ángulo, y también es igual a

$$\beta = k = \frac{2\pi}{\lambda} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{w}{c}$$

A la transmisión del movimiento vibratorio a lo largo de la dirección Ox se asocia una transferencia de energía, pues las partículas que inicialmente se hallaban en reposo adquieren movimiento.

La cantidad promedio de energía por unidad de tiempo así transmitida, a través de una superficie unitaria (m^2) normal a la dirección de propagación (Ox), se denomina intensidad del sonido en la dirección Ox y se expresa en [w/m^2].

Suponiendo que no exista la absorción por el aire, esta intensidad es siempre la misma, sea la que fuere la abscisa x considerada. Es igual al promedio del trabajo por metro cuadrado del émbolo, para remover las partículas de aire; es decir,

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T P v dt = P_0 C v_{\text{ef}}^2 = \frac{P_{\text{ef}}^2}{\rho_0 c} \quad [w/m^2]$$
 E1.24

Para el caso general de ondas planas será :

$$I = \frac{|P_+|^2}{\rho_0 c} \cos \theta \quad \text{ó} \quad I = C D_m \cos \theta \quad E_{1.25}$$

donde D_m = Densidad media de energía.

Así pues, la intensidad acústica transmitida es proporcional al cuadrado de la velocidad de las partículas (o del émbolo) v , lo que viene a ser lo mismo, al cuadrado de la presión acústica.

Si consideramos ahora un volumen unidad (1 m^3) formando parte del cilindro, las partículas de aire tendrán en él, a consecuencia de su movimiento, una cierta cantidad de energía. La energía total acumulada en este V se denomina densidad de energía, y se expresa en $[J/m^3]$.

Sabiendo que en una unidad de tiempo la cantidad de energía I transmitida a través de una superficie perpendicular a Ox se halla en el interior de un cilindro de longitud C , podemos deducir que :

$$a) D = \frac{I}{C} = \frac{P^2 \rho_0}{\rho_0 c^2} [J/m^3] \quad \text{ó}$$

$$b) D(x,t) = \frac{2|P_+|^2}{\rho_0 c^2} = \rho_0 |v_+|^2$$

5. ONDAS ESFERICAS PROGRESIVAS.

Consideremos una esfera sólida (Figura 9) cuyo radio r_0 varía con el tiempo, de manera sinusoidal, siendo pequeña la amplitud de las variaciones respecto a r_0 .

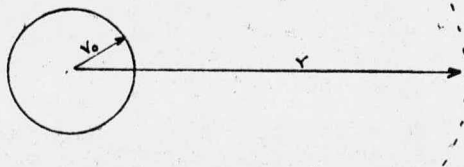


Figura 9 . Esfera pulsante.

Esta clase de deformaciones engendran ondas acústicas progresivas en forma de esferas con el mismo centro que la esfera pulsante y cuyo radio crece a la velocidad del sonido, sobre ca

da una de las ondas, la presión P es la misma en todos los puntos.

Cuando el radio r de una superficie es grande respecto a la longitud de onda del sonido correspondiente ($r \gg \lambda$), cada elemento de esta superficie puede ser considerado como un elemento de onda plana. En estas condiciones, la intensidad acústica que atraviesa un elemento de superficie unidad de la esfera imaginaria de radio r es :

$$I = \frac{P_{ef}^2}{\rho_0 c} \quad \text{ó} \quad I = \frac{|P_r|^2}{\rho_0 c} \cos \theta \quad E_{1.26}$$

donde :

P_{ef} = a la presión eficaz que reina en la esfera

ó P_r = a la presión raíz cuadrática media en un punto a la distancia r del centro de la fuente.

La energía total que atraviesa la esfera de radio r , cada segundo, es entonces :

$$W = 4\pi r^2 \frac{P_{ef}^2}{\rho_0 c} \quad [\text{Watts}] \quad E_{1.27}$$

ó mejor dicho, la potencia total emitida por una fuente de ondas esféricas pasará a través de cualquier esfera virtual de radio r que la contenga, así que, por definición, de intensidad en la dirección de cualquier radio existirá la relación :

$$I = \frac{W}{4\pi r^2}, \quad \text{en la dirección } \theta = 0^\circ \quad E_{1.28}$$

y a esta cantidad W se le denomina por definición Potencia Acústica*.

La densidad de energía a la distancia r es ,

$$a) D = \frac{W}{4\pi r^2} c$$

y la densidad media de energía para ondas esféricas es

$$b) D_m = \frac{|P_r|^2}{\rho_0 c^2} \left(1 + \frac{1}{2k^2 r^2} \right) \quad [\text{Joules/m}^3] \quad E_{1.29}$$

De la misma ecuación $E_{1.27}$ se deduce que :

$$P_{ef}^2 = \frac{W \rho_0 c}{4\pi r^2} \quad E_{1.30}$$

* Aunque la Organización Internacional de Normalización (ISO) recomienda el símbolo P para representar la Potencia Acústica, hemos preferido utilizar el símbolo W con objeto de evitar cualquier confusión entre Presión y Potencia.

Esta igualdad muestra que la presión del sonido varía inversamente al cuadrado de la distancia al centro de la esfera.

Por analogía con las ondas planas es fácil comprobar que cuando la esfera pulsante es de grandes dimensiones respecto a la longitud de onda, la potencia acústica propagada es igual

$$W = 4\pi r_0^2 \rho_0 c v_e^2 f \quad E_{1.31}$$

Siendo v_e el valor eficaz de la velocidad de deformación de radio de la esfera pulsante.

Mediante un razonamiento basado en la utilización de la ecuación fundamental del sonido, se puede demostrar que cuando la esfera pulsante es de pequeñas dimensiones con relación a la longitud de onda, la potencia propagada es :

$$W = 4\pi r_0^2 \rho_0 c v_e^2 f = \frac{4\pi r_0^2}{\lambda^2} \quad E_{1.32}$$

Así pues, vemos que una esfera pulsante propaga la potencia tanto peor cuando más pequeño resulta su radio con respecto a la longitud de onda.

Si en lugar de tratarse de una simple esfera pulsante, la fuente de sonido es más compleja, la presión acústica a gran distancia adopta todavía la forma de la ecuación $E_{1.32}$, pero provista de un factor Q que depende de la dirección considerada.

$$P_{ef}^2 = \frac{W \rho_0 c}{4\pi r^2} Q \quad E_{1.33}$$

Q se denomina factor de direccionalidad de la fuente del sonido. El factor de direccionalidad es la relación entre la intensidad propagada en una dirección determinada y la intensidad que sería propagada, en la misma dirección, por una fuente omnidireccional (esfera pulsante) de la misma potencia acústica total.

Se llama Índice de Direccionalidad G , para una dirección dada a la cantidad,

$$G = 10 \log_{10} Q$$

Cuando una fuente puede emitir sonidos de distintas frecuencias f , Q varía en general con f .

Sea $W(\theta, \phi)$ la potencia propagada por unidad de ángulo sólido en la dirección (θ, ϕ) indicada en la (figura 10), el factor de direccionalidad correspondiente es :

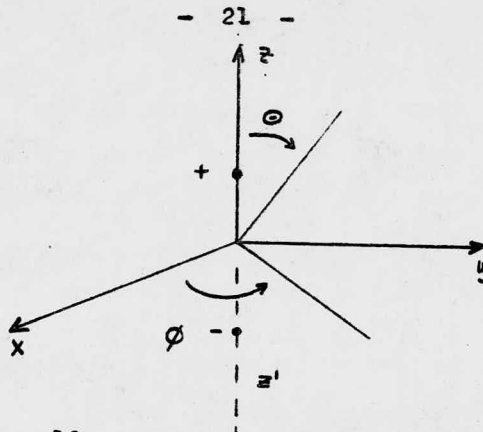


Figura 10 Angulos que definen una direcci3n (θ, φ) en el espacio.

$$Q(\theta, \phi) = \frac{W(\theta, \phi)}{\frac{1}{4\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} W(\theta, \phi) \text{Sen } \theta \text{ d}\theta \text{ d}\phi}$$

6. SUPERPOSICION DE ONDAS ACUSTICAS

Cuando dos o más fuentes de sonido originan separadamente, en un punto A, las presiones acústicas $P_1(t), P_2(t), \dots$. la presión acústica resultante $P(t)$ es igual a la suma de las presiones componentes (esto se deriva del principio de mecánica relativo a la superposición de los pequeños movimientos).

$$P(t) = P_1(t) + P_2(t) + \dots \quad E1.34$$

En el caso particular de dos fuentes sonoras engendrando, en el punto A sonidos puros de la misma frecuencia y de la misma amplitud, la presión resultante $P(t)$ es nula si los sonidos tienen fases opuestas, mientras que la citada presión será el doble de cada una de las presiones componentes en el caso de que las fases de los sonidos sean los mismos. Los fenómenos de esta índole se evidencian fácilmente en experiencias tales como la muy conocida del tubo de Kundt.

El primero de estos casos particulares pone en evidencia - que el valor eficaz de la presión resultante no es forzosamente igual a la suma de los valores eficaces de las presiones componentes, pues en este caso (oposición de fase) el valor eficaz de la presión resultante es nulo.

El valor eficaz de la presión resultante $P(t)$ se obtiene, de manera general, sustituyendo la expresión E_1 en la E_{34} .

$$P_{ef}^2 = \frac{1}{t_2 - t_1} \left[\int_{t_1}^{t_2} P_1^2(t) dt + \int_{t_1}^{t_2} P_2^2(t) dt + \dots + 2 \int_{t_1}^{t_2} P_1(t) P_2(t) dt + \dots \right]$$

En el caso corriente de la composición de ruidos distintos con carácter estacionario, las integrales de los productos $P_1 \cdot P_2$ son nulas si estos ruidos no tienen correlación entre ellos, por lo que resulta en este caso que :

$$P_{ef}^2 = P_{1ef}^2 + P_{2ef}^2 + \dots$$

diciéndose entonces que la composición de los ruidos se realiza de manera energética (a causa de los exponentes de la presión).

Si existe una cierta correlación entre los diversos ruidos componentes, como puede ser el caso de la composición de un ruido y del mismo ruido reflejado por un obstáculo, la integral

$$\int_{t_1}^{t_2} P_1(t) P_2(t) dt$$

no es forzosamente nula, entonces puede ser positiva o negativa

y el cuadrado de la presión eficaz resultante es superior o inferior a la suma de los cuadrados de los valores eficaces de las presiones componentes.

7. LOS NIVELES Y EL DECIBEL

A partir del momento en que los ingenieros idearon sistemas electroacústicos, juzgaron que era más práctico, para expresar la magnitud de una presión y de una intensidad acústica, utilizar valores logarítmicos en vez de magnitudes físicas (Pascal, W/m^2), es por ello que crearon los Niveles; el nivel de presión, el nivel de intensidad y el nivel de potencia.

Se determina el Nivel de Presión Acústica de un sonido o de un ruido como NPA :

$$NPA = 20 \text{ Log}_{10} \frac{P_{ef}}{P_0} = 20 \text{ Log}_{10} \frac{P_1}{P_0} \quad E_{1.35}$$

en la que (P_{ef}, P_1) es la presión eficaz del sonido o del ruido considerado y P_0 una presión de referencia escogida por convenio igual a 2×10^{-5} Pa.

Este nivel se expresa en Decibeles* (dB), quizás pueda extrañar un poco la aparente complejidad de tal fórmula, en efecto se podía haber imaginado una fórmula más sencilla donde el factor 20 y la presión P_0 estuviesen ausentes, en realidad esas dos cantidades tienen su utilidad, puesto que permiten expresar los niveles de presión de los sonidos, y ruidos correspondientes. La presión de referencia P_0 corresponde aproximadamente al umbral de audibilidad media de personas jóvenes, para los sonidos de frecuencia 1000 Hz.

Cuando un sonido o ruido tiene una presión acústica igual a P_0 , su nivel es igual a 0 dB, es muy poco frecuente tener que preocuparse de presiones acústicas más débiles y en consecuencia de niveles negativos, si la presión acústica de un sonido es igual a $10P_0$, $100P_0$, $1000P_0$,....., el nivel correspondiente es de 20, 40, 60,, dB.

El Nivel de Intensidad Acústica NIA, de un sonido o de un ruido en una dirección dada, viene definido por la fórmula :

$$NIA = 10 \text{ Log} \frac{I}{I_0} \quad E_{1.36}$$

Siendo I la intensidad acústica del sonido o del ruido según la dirección considerada, I_0 es una intensidad de referencia igual a 10^{-12} W/m^2 .

* El Decibel es una medida de la razón entre dos potencias

$$dB = 20 \text{ Log} \frac{P_1}{P_0}$$

Observemos que esta definición es análoga bajo todos los aspectos a la del nivel de presión, variando tan solo el factor que se halla delante del logaritmo.

El Nivel de Potencia Acústica de una fuente de sonido es

$$NWA = 10 \text{ Log } \frac{W}{W_0}$$
 E1.37

Siendo W la Potencia Acústica de la fuente expresada en - watts y W_0 una potencia de referencia igual a 10^{-12} watts, este nivel de potencia acústica se expresa también en decibelios.

Si tomamos los logaritmos de los miembros de la ecuación - encontramos que el nivel de la presión acústica producida en e espacio libre a la distancia r de una fuente puntual omnidireccional se halla ligada al nivel de potencia acústica de la fuente por la siguiente relación aproximada :

$$NPA = NWA - 10 \text{ Log } 4 \pi r^2$$

En particular $NPA = NWA$ para $r = 0.28 \text{ m}$ (es decir, cuando la superficie de la onda correspondiente es 1 m^2).

Cuando la fuente es direccional la ecuación es la siguiente

$$NPA = NWA - 10 \text{ Log } 4 \pi r^2 + G$$

siendo G el Índice de Direccionalidad.

En los cuadros siguientes se dan algunos ejemplos de niveles de presión y de potencia, así como una relación entre Potencia y Decibeles.

EJEMPLOS DE POTENCIA ACUSTICA (W)

Cohete Saturno	-----	50 000 000
4 aviones Jet	-----	50 000
Orquesta grande	-----	10
Martillo golpeando	-----	1
Gritos	-----	.001
Conversación	-----	20×10^{-6}
Soplo	-----	1×10^{-9}

EJEMPLOS DE NIVELES DE PRESION ACUSTICA

Decibelios

130	Avión a reacción a pleno empuje (30 m)
110	Claxon de automóvil (1 m)
100	Aserradero
95	Metro o gran camión a (7 m)
90	Interior de un autobús
80	Ruido en una calle de mucho tránsito
75	Automóvil a (7 m)
65	Conversación a (1 m)
40	Ambiente de estudio de radio o T.V.
20	Crujido de hojas
0	Umbral de audibilidad.

EJEMPLOS DE NIVELES DE POTENCIA

Decibelios

195	Gran cohete
160	Cuatrireactor
130	Orquesta compuesta por 75 músicos
120	Piano
100	Automóvil a gran velocidad
70	Voz normal
30	Murmullo.

EJEMPLOS DE RELACION DE POTENCIA ACUSTICA Y DECIBELES

<u>Potencia</u> (W)		<u>Decibeles</u>
100 000 000	-----	200
10 000 000	-----	
1 000 000	-----	180
100 000	-----	
10 000	-----	160
1 000	-----	
100	-----	140
10	-----	
1	-----	120
0.1	-----	
0.01	-----	100
0.001	-----	
0.000 1	-----	80
0.000 01	-----	
0.000 001	-----	60
0.000 000 1	-----	
0.000 000 01	-----	40
0.000 000 001	-----	
0.000 000 000 1	-----	20
0.000 000 000 01	-----	
0.000 000 000 001	-----	0

Nivel de Referencia
 (dB ref. Co) equivalente a :
 10^{-12} W

8. REFRACCION

En un medio homogéneo el sonido tiende a alejarse de la fuente en forma esférica. A distancias relativamente grandes de la fuente, el frente de onda se aproxima a una superficie plana, (onda plana).

Sin embargo, si la elasticidad o densidad del medio no es la misma en todas direcciones, por ejemplo por diferencia de temperatura, el frente de onda puede desviarse y cambiar de dirección de propagación. Este fenómeno se conoce como Refracción. En tales circunstancias, las líneas de propagación del sonido se flexionan, por ejemplo, durante períodos de baja temperatura, cuando el terreno está frío, la velocidad del sonido será relativamente baja cerca del piso, con el resultado de que las líneas de propagación se refractan hacia abajo, como se muestra en la (figura 11)

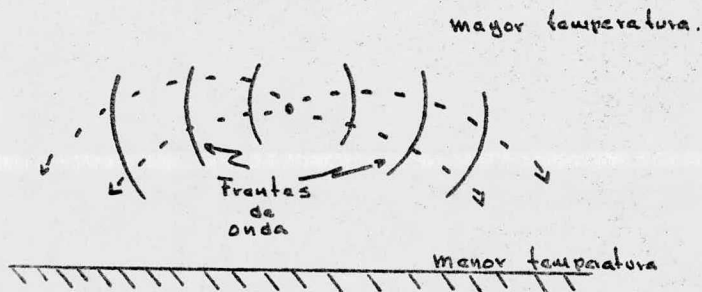


Figura 11 Refracción del sonido originada por un gradiente positivo de temperatura en el aire.

Entonces, la mayor parte de la energía quedará confinada a la capa de aire adyacente a la superficie de la tierra.

En estas condiciones, particularmente si el aire está en reposo, los sonidos pueden oírse a grandes distancias.

En general, en tiempo cálido, la temperatura del aire decrece con la altura, existe un gradiente negativo de temperatura y la velocidad del sonido decrece con la altura resultando refracción en flexión hacia arriba de las líneas de dirección de la propagación, en estas condiciones el sonido no puede escucharse a grandes distancias.

La diferencia de temperatura del aire próximo al techo de

un auditorio en relación con la temperatura cerca del piso da li
gar a efectos de refracción y resulta un factor en la acústica -
arquitectónica.

9. DIFRACCION

Es la distorsión de un campo de sonido causado por la presencia de un obstáculo.

Quando un disturbio ondulatorio incide en una abertura de una pared, algo de su energía pasa a través de la abertura. Si la abertura es pequeña comparada con la longitud de onda, el disturbio sufrirá una acentuada dispersión en la región posterior a la pared. En tal caso la abertura actúa en cierto aspecto, como una fuente de energía para la región posterior, tal situación se muestra en forma aproximada en la (Figura 12).

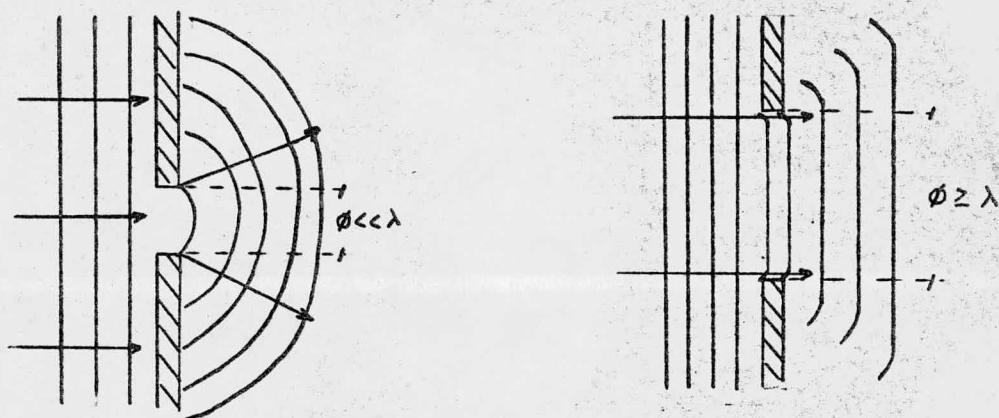


Figura 12 Efectos aproximados de Difracción.

El mismo fenómeno se presenta en los bordes de cualquier barrera que impida la propagación libre del sonido, el sonido tiende a rodear el obstáculo a las bajas frecuencias.

Si la abertura es del orden de magnitud de la longitud de onda ó mayor habrá poca dispersión.

Principio de Huygens-Fresnel (Los fenómenos de difracción).

La óptica geométrica establece una correspondencia punto por punto en los fenómenos de propagación, dado que la trayectoria de un rayo sonoro viene determinada por el punto origen del rayo y la tangente correspondiente.

Esta teoría se halla en contradicción con el principio de Huygens-Fresnel, ya que en efecto, este principio enuncia que exis-

te una relación entre la presión acústica existente en un punto cualquiera del espacio A y la que existe en el conjunto de una superficie de onda.

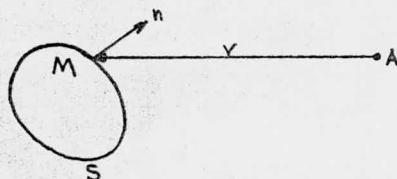


Figura 13 Ilustración del Principio de Huygens-Fresnel

Más exactamente, tenemos la relación que sigue (Figura 13)

$$P_A = \frac{1}{4\pi} \int_S \frac{e^{-jkr}}{r} \left[P \left(jk + \frac{1}{r} \right) \cos(n, r) + \frac{\partial P}{\partial n} \right] ds \quad \text{E.1.38}$$

donde S es la superficie de la onda que se supone envuelve todas las fuentes de sonido.

P_A = la presión acústica en el punto A

P = la presión acústica en un punto M; cualquiera sobre S

r = la distancia AM

n = la normal a S e M

Esta fórmula se aplica a todos los casos en que los medios son isotrópicos y homogéneos: en cuyo caso es rigurosamente exacta. Permite entonces demostrar que el sonido puede llegar - incluso a una zona de sombra, en el sentido de la óptica geométrica.

Para ilustrar este caso, consideremos un muro vertical y una fuente de sonido lejano, a la izquierda del muro (Figura 14) y sensiblemente de igual altura que el extremo superior del muro de acuerdo con la acústica geométrica, los rayos sonoros (rectas horizontales) pasan por encima del muro sin ser perturbados o bien quedan detenidos por el muro, así tenemos en la Figura, que toda la zona rayada queda en la "sombra" y en teoría el sonido no llega a ella.

De hecho, el sonido llega a la citada zona y la fórmula co-

respondiente es :

$$P_A = JK \frac{P}{4\pi} \int_s \frac{e^{-jky}}{r} \cos \phi \, ds \quad E1.39$$

donde P es la presión acústica en la vertical del muro.

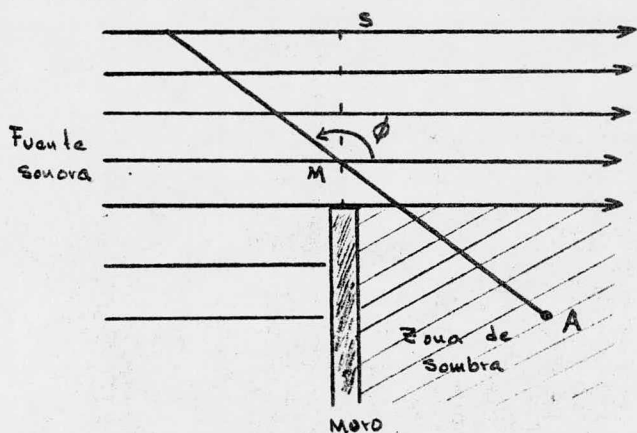


Figura 14 Difracción del sonido detrás del muro.

La observación del segundo miembro de esta igualdad muestra que todos los puntos situados en la vertical del muro no contribuyen de idéntica forma a la formación de P_A . Los que más contribuyen a la formación de la presión acústica son esencialmente aquellos para los cuales el recorrido desde la fuente sonora al punto de observación A es el más corto (con un margen de $\lambda/4$). Prácticamente el sonido que llega a A proviene de una pequeña porción de la parte superior del muro, que se comporta como una fuente sonora secundaria.

Con auxilio del principio de Hygens-Fresnel se puede demostrar que la teoría de los rayos sonoros no es válida más que en el caso de que éstos no pasen por la proximidad inmediata de obstáculos sin chocar con ellos, por proximidad inmediata entendemos una distancia del orden de la longitud de onda. Estas dos teorías, que parecen opuestas son en realidad complementarias y permiten resolver problemas diferentes.

La resolución numérica de los problemas de difracción es, (dejando aparte algunos casos particulares), muy compleja, antes de entregarse a difíciles cálculos es a menudo preferible

resolver estos problemas haciendo mediciones sobre maquetas cuyas mediciones pueden ser muy bien las de los objetos reales, divididas por un número n cualquiera a condición de multiplicar también por n la frecuencia de los sonidos estudiados. La ecuación general de propagación del sonido muestra también que la analogía es rigurosa, por lo menos mientras no se hacen intervenir los fenómenos de absorción del sonido por el aire.

10. REFLEXION

En el límite de dos medios capaces de conducir sonido, como el caso frecuente de las superficies que separan el aire ambiente de cuerpos sólidos, ocurre tanto la reflexión como la absorción de energía. Es la energía reflejada la que nos concierne ahora. Cuando una onda de sonido sufre reflexión en una superficie, el ángulo que la onda refleja forma con la normal en el punto de incidencia es igual al ángulo que el rayo incidente (Figura 15) forma con la misma normal, perteneciendo los tres al mismo plano.

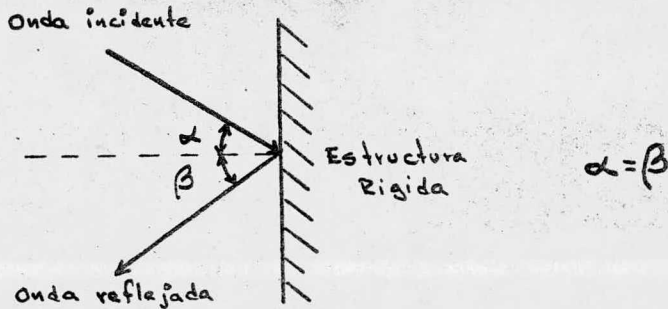


Figura 15 Ondas de Reflexión.

Hay dos tipos de reflexión: difusa y regular. Si las irregularidades de la superficie son comparables en dimensiones con la longitud de onda involucrada, tendrá lugar la reflexión difusa (Figura 16): si la superficie es relativamente uniforme, es decir, si las irregularidades de la superficie son pequeñas comparadas con la longitud de onda, ocurrirá reflexión regular.

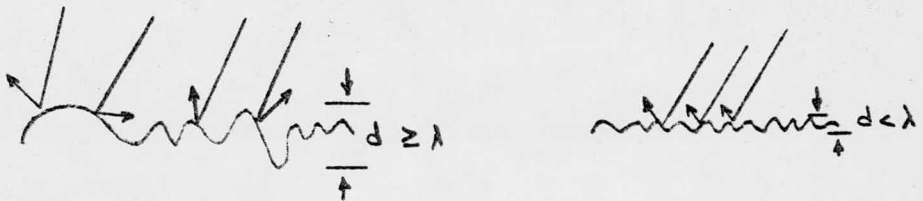


Figura 16 Reflexión de las ondas de sonido en superficies cuyas irregularidades sean grandes o pequeñas comparadas con λ

El porcentaje de la energía contenida en la onda incidente - que resulte reflejada, depende de la superficie reflectora.

Cuando una onda de sonido incide en un cuerpo rígido con una superficie relativamente uniforme, sin poros, la reflexión será - máxima.

La energía acústica que pasa a través de la superficie será en parte transmitida al otro lado del material. Algunos materiales absorben un gran porcentaje de la energía contenida en la onda incidente.

11. ABSORCION y ATENUACION

Algunas veces es deseable reducir la reflexión dentro de un recinto, con este objeto el plafón o los muros pueden ser cubiertos con un material que sea de tal naturaleza y construcción que absorba un gran porcentaje de la energía incidente. Alfombras, cortinas gruesas y varios materiales especiales, pueden usarse como medios absorbentes.

La efectividad de un material para absorber el sonido se denomina Coeficiente de Absorción (α_i) y en general varía notablemente con la frecuencia; representa la fracción de la energía absorbida comparada con la energía total incidente.

La alta absorción de una superficie lisa puede ser conveniente o inconveniente: en superficies que deben utilizarse como reflectoras de la energía para proyectar eficientemente el sonido resulta inconveniente.

Otro fenómeno independiente del anterior que también origina pérdida de energía de las ondas es la absorción en el propio medio de propagación que origina una atenuación progresiva de la onda.

a) Absorción del sonido.

Hemos visto que si no existe degradación de la energía acústica en el medio en que se propagan estas ondas, la intensidad de una onda plana permanece constante mientras que una onda esférica disminuye como $1/r^2$.

De hecho, la propagación del sonido se halla acompañada siempre de una disipación de energía bajo la forma de un desprendimiento de calor. Para el aire, esta disipación se encuentra unida a los fenómenos de viscosidad, conducción térmica y relajación de las moléculas. Cuando se trata de sólidos, fenómenos equivalentes provocan también una degradación de la energía acústica.

Por lo que se refiere a las ondas planas o esféricas, la pérdida de intensidad acústica que acompaña a estos distintos fenómenos es proporcional a la intensidad acústica que reina en el punto considerado. El resultado de todo esto es que la intensidad queda reducida, en el transcurso de la propagación de las ondas de una manera exponencial:

$$I(x) = I(x_0) e^{-2\alpha(x-x_0)}$$

para una onda plana

E 1.40

$$I(r) = I(r_0) \left(\frac{r_0}{r}\right)^2 e^{-2\alpha(r-r_0)} \quad \text{para una onda esférica} \quad E_{1.41}$$

α se denomina Constante de Atenuación del medio y se expresa en nepers/m, siendo el néber una unidad que vale aproximadamente 8.7 dB.

Tomando logaritmos en los dos miembros de las igualdades precedentes, tras haber dividido éstas por la intensidad de referencia I_0 obtenemos :

$$L(x) = L(x_0) - a(x-x_0) \quad \text{para una onda plana} \quad E_{1.42}$$

$$L(r) = L(r_0) - 20 \log \frac{r}{r_0} - a(r-r_0) \quad \text{para una onda esférica} \quad E_{1.43}$$

siendo :

L : el nivel de presión o de intensidad

a : el número de decibelios perdidos por metro recorrido a causa de las pérdidas de energía en el medio;

$$a \text{ [dB/m]} = 9.7 \alpha \text{ [nep/m]}$$

a.1) Absorción por el aire.

Varios teóricos e investigadores han demostrado que la constante de atenuación del sonido por el aire depende de :

- la frecuencia
- el tanto por ciento de la humedad relativa,
- la temperatura.

Los sonidos de frecuencia aguda son mejor absorbidos que los sonidos de frecuencia baja. Esto explica el hecho de que cuanto más nos alejamos de una fuente de ruido (avión, orquesta al aire libre...), más grave nos parece el ruido percibido.

A una temperatura dada existe un porcentaje de humedad relativa para el cual la absorción pasa por un máximo que se acentúa particularmente para las frecuencias agudas. Este porcentaje de humedad bajo, corresponde a un aire muy seco, la (Figura 17), que indica la atenuación a (en dB/m) en un caso de una temperatura de 20° C y a frecuencias comprendidas entre 1000 y 10 000 Hz, para temperaturas comprendidas entre 15 y 25° C, a aumenta alrededor de un 4% por cada grado de elevación de la temperatura.

El conocimiento de la atenuación del sonido por el aire tiene mucha importancia para la previsión del ruido de los aviones en el suelo. La Organización Internacional de Normalización (ISO) recomienda (Recomendación R 507) los valores de atenuación reproducidos en el cuadro adjunto.

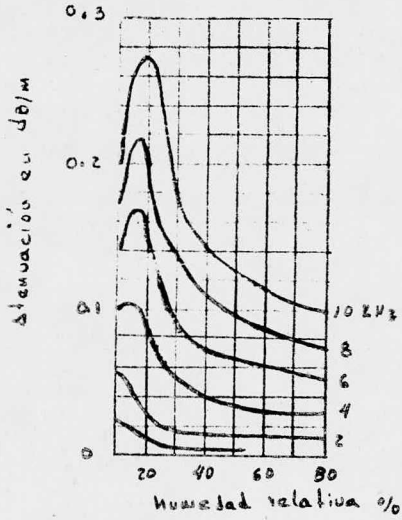


Figura 17

Atenuación del sonido en el aire

Frec. Hz	Temp. °C	Atenuación (dB/100 m) Humedad relativa %								
		20	30	40	50	60	70	80	90	100
500	— 10	0,75	0,56	0,41	0,32	0,26	0,22	0,20	0,18	0,17
	— 5	0,62	0,40	0,29	0,23	0,20	0,18	0,17	0,16	0,16
	0	0,44	0,28	0,22	0,19	0,18	0,17	0,16	0,16	0,15
	5	0,34	0,24	0,21	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,15
	10	0,27	0,22	0,20	0,18	0,17	0,16	0,15	0,15	0,14
	15	0,25	0,22	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,14
	20	0,25	0,21	0,19	0,18	0,16	0,16	0,15	0,14	0,14
	25	0,24	0,21	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13
1 000	— 10	1,38	1,53	1,35	1,07	0,88	0,75	0,65	0,57	0,51
	— 5	1,70	1,34	0,97	0,77	0,63	0,53	0,47	0,42	0,39
	0	1,48	0,96	0,69	0,55	0,47	0,42	0,39	0,38	0,36
	5	1,14	0,73	0,55	0,47	0,43	0,40	0,39	0,37	0,36
	10	0,88	0,59	0,48	0,45	0,42	0,40	0,38	0,36	0,35
	15	0,70	0,52	0,47	0,44	0,41	0,38	0,37	0,35	0,34
	20	0,61	0,51	0,46	0,42	0,40	0,38	0,36	0,34	0,33
	25	0,58	0,50	0,45	0,41	0,39	0,37	0,35	0,34	0,32
2 000	— 10	1,73	2,61	3,05	3,07	2,88	2,55	2,22	1,95	1,75
	— 5	2,92	3,44	3,20	2,65	2,16	1,85	1,60	1,40	1,26
	0	3,81	3,23	2,38	1,89	1,55	1,32	1,15	1,03	0,94
	5	3,80	2,52	1,86	1,47	1,22	1,06	0,97	0,91	0,88
	10	3,02	1,96	1,45	1,17	1,04	0,97	0,93	0,89	0,86
	15	2,41	1,55	1,21	1,07	1,00	0,95	0,91	0,87	0,84
	20	1,86	1,29	1,13	1,04	0,98	0,92	0,88	0,84	0,81
	25	1,56	1,23	1,12	1,03	0,96	0,91	0,87	0,84	0,81
4 000	— 10	2,31	3,36	4,47	5,53	6,10	6,28	6,25	6,05	5,71
	— 5	3,75	5,63	6,80	6,98	6,70	6,08	5,37	4,72	4,22
	0	6,20	7,70	7,41	6,34	5,22	4,45	3,90	3,43	3,08
	5	8,35	8,00	6,25	4,93	4,10	3,47	3,04	2,70	2,45
	10	9,10	6,58	4,90	3,85	3,21	2,76	2,46	2,28	2,16
	15	8,07	5,28	3,88	3,11	2,65	2,42	2,27	2,18	2,11
	20	6,30	4,12	3,12	2,65	2,44	2,31	2,22	2,14	2,06
	25	5,09	3,40	2,79	2,56	2,41	2,29	2,19	2,10	2,02
5 940	— 10	2,90	4,11	5,32	6,60	7,89	8,82	9,32	9,48	9,46
	— 5	4,51	6,54	8,71	10,09	10,53	10,44	10,01	9,29	8,48
	0	7,21	10,54	11,62	11,34	10,24	8,90	7,71	6,84	6,19
	5	10,98	12,79	11,86	9,81	8,07	6,95	6,05	5,35	4,84
	10	13,94	12,71	9,65	7,73	6,38	5,47	4,80	4,30	3,95
	15	14,72	10,44	7,81	6,18	5,18	4,50	4,05	3,79	3,60
	20	12,58	8,27	6,15	4,97	4,31	3,97	3,77	3,63	3,52
	25	10,26	6,76	5,17	4,44	4,09	3,90	3,74	3,61	3,49
30	8,26	5,60	4,64	4,28	4,04	3,85	3,69	3,54	3,42	

a.2) Absorción por los sólidos.

Más adelante tendremos ocasión de comprobar que la absorción del sonido en el transcurso de su propagación en los materiales de construcción desempeña un papel importante en los fenómenos de -- transmisión del sonido por las paredes.

Más que caracterizar esta absorción por la constante de atenuación α , se ha adoptado la costumbre de expresarla bajo la forma de un factor de pérdidas denominado .

Para definir η se considera un volumen definido del sólido, sin conexión con el mundo exterior y en el cual se excita una resonancia de frecuencia f . A esta resonancia resultante de la composición de ondas que se reflejan en los límites del sólido, corresponde, en un instante t , una cierta energía vibratoria W .

Durante el transcurso de movimiento vibratorio en el instante que sigue al t :

(En $t + \frac{1}{f}$), esta energía disminuye a la cantidad ΔW .

Por definición
$$\eta = \frac{1}{2\pi} \frac{\Delta W}{W} \quad E_{1.44}$$

La relación que existe entre α y η puede hallarse considerando una barra prismática en resonancia en el sentido longitudinal. Las ondas que van y vienen a lo largo de la barra transportan la energía almacenada W a la velocidad \vec{v}_g (velocidad de grupo). En el transcurso de este transporte la energía perdida por ciclo es igual a :

$$\Delta W = 2 \alpha \vec{v}_g \frac{W}{f} \quad E_{1.45}$$

de donde :
$$\eta = \frac{\alpha \vec{v}_g}{\pi f} = \frac{2 \alpha \vec{v}_g}{w} \quad E_{1.46}$$

Ahora sabemos que la variación de la energía almacenada en el sólido en vibración libre varía con el tiempo en forma exponencial como

En particular, la energía queda reducida a la millonésima - parte de su valor inicial al cabo de un tiempo t igual a

La experiencia muestra que para todos los sólidos homogéneos η es sensiblemente independiente de la frecuencia, de esto se deduce que la constante de atenuación α será proporcional a la frecuencia para las ondas longitudinales y las ondas transversales, así como a la raíz cuadrada de la frecuencia para las ondas de flexión. En el cuadro adjunto, se pueden encontrar las característi-

CARACTERISTICAS DE ALGUNOS MATERIALES
(En el Sistema de Unidades Internacional)

	Densidad ρ (Kg/m ³)	Módulo de elasticidad E (N/m ²)	Celeridad de las ondas lon- gitudinales c_L (m/s)	Impedancia de las ondas lon- gitudinales Z	Factor de pérdidas η
Acero	7 800	220.10 ⁹	5 900	46.10 ⁶	2.10 ⁻⁴
Hormigón	2 300	23.10 ⁹	3 160	7.10 ⁶	5.10 ⁻³
Madera (abeto)	600	0,3.10 ⁹	700	0,4.10 ⁶	2.10 ⁻²
Ladrillos maci- zos	1 800	16.10 ⁹	3 000	5.10 ⁶	1.10 ⁻²
Caucho	1 100	0,005.10 ⁹	67	0,07.10 ⁶	0,4
Cobre	8 900	125.10 ⁹	3 700	33.10 ⁶	2.10 ⁻³
Corcho	250	0,03.10 ⁹	346	0,09.10 ⁶	0,2
Yeso	1 200	7.10 ⁹	2 400	2,9.10 ⁶	5.10 ⁻³
Plomo	10 600	71.10 ⁹	2 400	14.10 ⁶	0,1
Policloruro de vinilo (20° C)	1 400	0,03.10 ⁹	146	0,2.10 ⁶	4.10 ⁻²
Poliestireno expandido	14	2,6.10 ⁶	425	6.10 ³	1.10 ⁻²
Vidrio	2 500	62.10 ⁹	5 000	12.10 ⁶	5.10 ⁻³

cas principales de los materiales utilizados en la construcción y en particular sus respectivos factores de pérdidas.

12. ECOS

La reflexión del sonido da lugar al familiar fenómeno del Eco

Si una superficie reflectora de tamaño considerable se localiza a unos 16 metros y si el plano de la superficie está a ángulo recto con la dirección de propagación de las ondas producidas por un impulso de sonido, se oirá no solo el sonido original, sino también, después de un intervalo de tiempo un poco menor a 0.1 segundo, una réplica del sonido primario o eco.

En condiciones favorables, es posible percibir distintamente el eco proveniente de una pared distante solo unos 9 ó 10 metros de la fuente de sonido. Cuando el eco es producido por una serie de superficies a diferentes distancias de la fuente, espaciadas uniformemente tal como las filas de concreto de un estadio, es posible distinguir la correspondiente serie de ecos de poca intensidad, que dan la impresión de una alteración periódica del sonido, semejante al trémulo. A pesar de lo molesto, interferente y desconcertante que resulta el eco en algunos casos, tiene útiles aplicaciones, como por ejemplo tenemos la localización supersónica en el mar y la exploración geofísica para la localización de petróleo

13. RESONANCIA

Uno de los fenómenos más importantes encontrados en el estudio del sonido es el de Resonancia. Muchas fuentes de sonido, tales como las cuerdas vocales y una cuerda de violín, pueden producir, vibrando libremente en el aire, solo sonidos de muy baja intensidad, ya que no logran agitar enérgicamente el aire.

El fenómeno de resonancia se presenta cuando la frecuencia de la fuerza de excitación es igual a la frecuencia natural del sistema, cualquier cuerpo es capaz de oscilar libremente y también oscilar bajo la acción de una fuerza que pueda tener una frecuencia igual o distinta a su frecuencia natural ($W/w_n = 1$).

Hay muchos casos comunes aunque las ondas libres actúan como fuentes de energía estableciendo efectos de resonancia. Si se canta una nota cerca de un instrumento de cuerda, se notará que una o más cuerdas vibran perceptiblemente según su frecuencia de resonancia. En habitaciones pequeñas, es notable la resonancia que se produce al cantar ciertas notas; en general, esta resonancia en recintos es perniciosa, porque al responder en distinta forma a la excitación de diversos sonidos, modifica el balance original entre ellos. En ambos casos la fuente real del sonido está en las cuerdas vocales y el acoplamiento se establece en forma compleja mediante el aparato fonoarticulador humano y el aire.

Un dispositivo acústico resonante clásico es el resonador que utilizó originalmente H. Helmholtz para el análisis de sonidos complejos, y en la detección de sonidos que de otra forma serían inaudibles.

Esos resonadores tenían la forma de esferas huecas, el aire en la abertura tiene libertad de movimiento y actúa como una unidad, proporcionando propiedades predominantes de inercia y el aire en la cavidad manifiesta principalmente sus propiedades elásticas por estar confinado; además, en la abertura hay resistencia por viscosidad y la comunicación con el medio ambiente proporciona resistencia de radiación. El conjunto se comporta como un sistema oscilante simple a las frecuencias en que las dimensiones sean pequeñas comparadas con la longitud de onda.

La (Figura 18a) muestra un resonador básico simple de este tipo y la (Figura 18b) el tipo de resonador real empleado por Helmholtz;

el sonido de entrada por la abertura A y la abertura B se inserta en el oído. Estaban hechos de diferentes medidas para responder a diversas frecuencias. Actualmente esos resonadores para fines de demostración se hacen de forma cilíndrica y de volumen ajustable. Dicho resonador es un componente básico en los filtros acústicos, actuando en forma similar a un circuito eléctrico de alta selectividad.

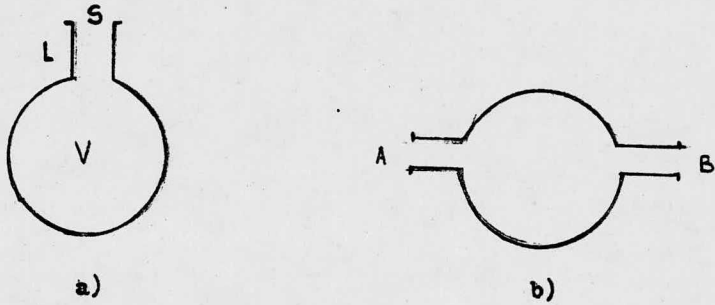


Figura 18 Resonadores Helmholtz que se comportan como osciladores mecánicos simples.

14. DISCONTINUIDADES

Las ondas que se propagan en el aire o en un sólido (medio 1) originan, cuando encuentran una discontinuidad como la que resulta de un cambio de medio (medio 2), ondas reflejadas hacia el medio 1 y ondas transmitidas hacia el medio 2.

La determinación exacta de las características de las ondas reflejadas y de las transmitidas es, en general, sumamente compleja. Por el contrario, el caso de ondas planas chocando contra una discontinuidad plana con un ángulo de incidencia cero es fácil de resolver.

a) Dos medios.

Sea una onda de compresión, sinusoidal plana, de presión acústica instantánea P_{1t} , propagándose de izquierda a derecha Figura en el medio 1.

En el momento de su encuentro con la superficie de discontinuidad da origen a una onda plana reflejada de presión acústica P_{1-} que se propaga de derecha a izquierda en el medio 1 y una onda transmitida en el medio 2, de presión P_{2+} . Las presiones P_{1+} , P_{1-} , y P_{2+} , son funciones de x y dt .

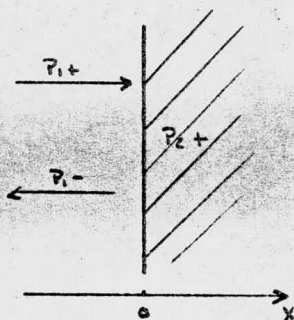


Figura 19 Discontinuidad plana (2 medios)
Con ángulo de incidencia nulo.

En cada uno de los medios supuestos homogéneos existe, una frecuencia determinada, una relación constante entre la presión acústica y la velocidad correspondiente de las partículas

$$\frac{P_{1+}}{v_{1+}} = Z_1 \quad \text{Para el medio 1} \quad , \quad \frac{P_{2+}}{v_{2+}} = Z_2 \quad \text{Para el medio 2}$$

Z_1 y Z_2 son las impedancias características de los medios 1 y 2.

Cuando los medios se hallan desprovistos de amortiguamiento estas impedancias son números reales positivos iguales al producto de la densidad ρ del medio por la celeridad C_L de las ondas longitudinales en este medio, por lo tanto :

$$Z_1 = \rho_1 C_{L1}$$

$$Z_2 = \rho_2 C_{L2}$$

Se denomina Coeficiente de Reflexión de la discontinuidad, para las ondas procedentes del medio 1, a la cantidad :

$$T = \left(\frac{P}{P_+} \right)_{x=0} \quad E_{1.47}$$

Este Coeficiente es una cantidad que caracteriza la relación existente entre la amplitud de la onda reflejada y la amplitud de la onda incidente sobre la propia discontinuidad; se halla comprendida entre -1 y $+1$. Cuando es negativa, ello significa que la onda reflejada se encuentra en oposición de fase con la onda incidente. Si se admite que en la vecindad inmediata de la discontinuidad las presiones y velocidades de las partículas son las mismas en los dos medios, se deduce que :

$$T = \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} \quad E_{1.48}$$

Si la intensidad de la onda incidente es igual a la unidad, la de la onda reflejada es T^2 y la de la onda transmitida :

$$(1 - |T|^2) = \frac{4 z_1 z_2}{(z_1 + z_2)^2} \quad E_{1.49}$$

En forma general, cuando una onda plana que se propaga a través del aire encuentra la superficie plana de un material, le cede parte de su propia energía acústica. Se denomina Coeficiente de Absorción del material a la cantidad :

$$\alpha_s = \frac{W \text{ absorbida}}{W \text{ incidente}} \quad E_{1.50}$$

donde s significa que este coeficiente se debe a Sabine.

En general α_s depende de la frecuencia del sonido considerado y del ángulo de incidencia θ de la onda sobre el material (Figura 20).

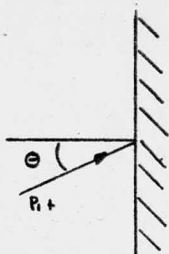


Figura 20.
Discontinuidad plana,
con ángulo de incidencia
distinto de cero.

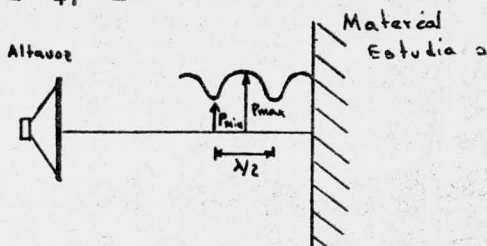


Figura 21.
Medida del coeficiente de
absorción de un material por
el método de las ondas esta-
cionarias.

En el caso particular anteriormente visto ($\theta = 0^\circ$) tenemos :

$$\alpha_s = 1 - |T|^2 \quad E_{1.51}$$

No tiene dificultad la determinación experimental de α_s para $\theta = 0^\circ$ partiendo de la observación del campo acústico que reina en este caso en el aire frente al material. En efecto, si las ondas incidentes son sinusoidales puras y mantenidas (cosa fácil de obtener con ayuda de un altavoz), observaremos (Figura 21) que el campo acústico frente al material es un campo de ondas estacionarias*, lo cual significa que en ciertos puntos (nodos), la amplitud (P_{min}) del sonido resultante de las ondas incidentes y de las ondas reflejadas es mínima, mientras en otros puntos (vientres) la citada amplitud (P_{max}) es máxima. Los nodos son los puntos en los que ondas incidentes y ondas reflejadas se encuentran en oposición de fase.

En los vientres hay concordancia de fases. Más exactamente, desplazando un micrófono siguiendo la dirección de propagación de las ondas sonoras, se observa la aparición sucesiva de un vientre, un nodo, otro vientre, etc. La distancia que separa dos nodos o dos vientres es igual a la mitad de la longitud de onda. La relación r que existe entre la amplitud de los máximos y de los mínimos

* Se forman cuando dos ó más ondas de igual período se mueven en direcciones opuestas u oblicuas. Son ondas estacionarias, porque la forma de la onda no se desplaza. Este tipo de disturbio acústico puede existir cuando una onda reflejada o secundaria se superpone a una radiación primaria o directa, en condiciones apropiadas.

mes, denominada relación de onda estacionaria, es pues, fácil de medir

$$r = \frac{P_{\text{máx}}}{P_{\text{mín}}} \quad E_{1.52}$$

Este parámetro es por lo menos igual a 1.

Su medida permite determinar inmediatamente el módulo del Coeficiente de reflexión del material, ya que entre $|T|$ y r existe la siguiente relación :

$$|T| = \frac{r-1}{r+1} \quad E_{1.53}$$

Para los materiales de pequeñas dimensiones existen en el comercio aparatos que permiten determinar α s según el método precedente. En el caso de que no pueda efectuarse el desplazamiento sobre el material sin correr el riesgo de modificar su poder de absorción (por ejemplo, un suelo de tierra), unos montajes adecuados permiten la determinación de α s por el mismo método.

b) Tres Medios.

En el aparato precedente hemos supuesto que en el segundo medio no existían más que ondas P_{2+} ; es decir, ondas que progresaban hacia la derecha de la Figura .

Esto suponía implícitamente que en el medio 2 no se encontraba ningún obstáculo, a la derecha, que pudiera reflejar las ondas. Si en lugar de ocurrir esto, el medio 2 está limitado a la derecha (Figura 22), en la abscisa $x=L$ por un medio 3, la onda P_{2+} , al encontrar la segunda discontinuidad, da origen a una sola onda transmitida al medio 3 y una onda reflejada en el medio 2; a su vez, esta última da lugar, cuando encuentra la primera discontinuidad,

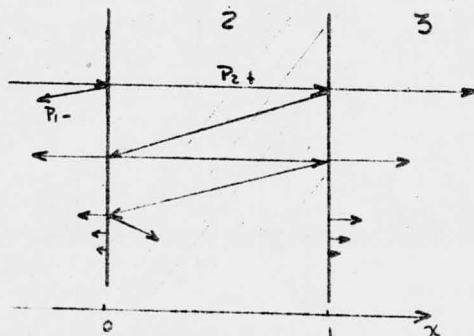


Figura 22 Reflexiones sucesivas en un medio de espesor finito.

a una onda transmitida al medio 1 y a una onda reflejada en el medio 2; esta última continúa el mismo juego anterior de reflexiones y transmisiones y así sucesivamente. Visto desde el medio 1, todo pasa, pues, como si a P_{1+} se le añadiera una infinidad de ondas precedentes del medio 2 y con amplitudes decrecientes en función de su número de orden. Si se presenta por P_{1+} la suma de P_{1+} y de todas estas ondas, el coeficiente de reflexión aparente de la primera discontinuidad será :

$$T' = \frac{P_1'}{P_{1+}} \quad E_{1.54}$$

Se demuestra que todo ocurre en el medio 1 como si el medio 2 fuera infinito, pero tuviera una impedancia Z_2' .

$$Z_2' = Z_2 \times \frac{Z_3 + j Z_2 \tan \beta L}{Z_2 + j Z_3 \tan \beta L}$$

siendo β el número de onda del medio 2 ($\frac{W}{C}$), Z_3 la impedancia característica del medio 3 y L el espesor del medio.

Esta fórmula permite comprobar que si el medio 2 tiene una impedancia tal que ;

$Z_2 = \sqrt{Z_1 Z_3}$ y un espesor L igual a $\frac{\lambda}{4}$ (siendo λ del medio 2) Z_2' es igual a Z_1 , lo que significa que las ondas que chocan con la primera discontinuidad parecen no reflejarse más; como la energía acústica no puede acumularse en el segundo medio se transfiere totalmente al medio 3, se dice entonces que el medio 2 adapta perfectamente entre sí los medios 1 y 3, que tienen impedancias diferentes. Este resultado sorprendente se explica por el hecho de que P_{1-} es, en régimen mantenido, completamente anulada por el conjunto de las demás ondas que retornan al primer medio tras haberse reflejado una o varias veces sobre la 2a. discontinuidad.

Quando los medios 1 y 3 son idénticos (el aire por ejemplo) y el medio intermediario presenta una impedancia característica Z_2 grande en comparación de Z_1 , se puede demostrar que la relación entre la intensidad de las ondas transmitidas al medio 3 y la intensidad de las ondas incidentes en el medio 1 (suponiendo siempre que dichas ondas tienen un ángulo de incidencia nulo) es :

$$T = \frac{4}{\cos^2 \beta L + (Z_2/Z_1)^2 \sin^2 \beta L} \quad E_{1.55}$$

15. VOZ, MUSICA Y RUIDO.

Clasificación:

Los sonidos naturales frecuentemente son clasificados en tres tipos principales. En general podemos decir que la voz contiene información racional y emotiva, la música tiene información emotiva y el ruido no contiene información y es sonido indeseable. Esta clasificación no es precisa y depende principalmente del individuo receptor de los sonidos. Tanto la voz como la música pueden considerarse un ruido interferente cuando no se desea escucharlos.

El ruido de un motor puede contener información útil sobre su funcionamiento, también existen ruidos que pueden ser agradables por la asociación con la sensación emotiva que establecen en un individuo. Sin embargo, cada uno de estos tres tipos de sonido tienen otras características que permiten diferenciarlos claramente y un ruido típico no puede confundirse con la voz o con la música.

Los sonidos pueden ser clasificados también como periódicos y aperiódicos, los periódicos son en los cuales la onda se repite a intervalos regulares de tiempo, tienen espectro de líneas y generalmente contienen sobre-tonos armónicos o casi armónicos. En un sonido aperiódico la onda sufre fluctuaciones casuales y por lo tanto su espectro es continuo, el ruido de las oficinas y de las calles es generalmente ruido aperiódico altamente irregular.

a) El Aparato tono-articulador y la voz.

El emisor más perfecto de sonido que se conoce es la laringe humana. En sus posibles variaciones de intensidad, tono y timbre no ha sido igualado por ninguno de los instrumentos musicales mecánicos que han diseñado. El aparato tono-articulador humano (figura 23) es esencialmente un instrumento de viento de doble lengüeta .

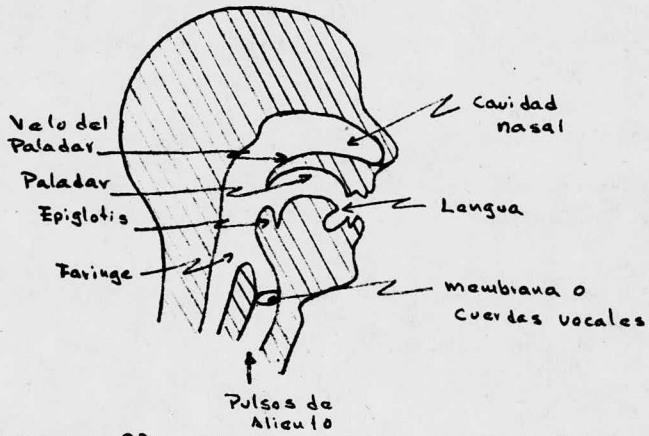


Figura 23 El Aparato fono-articulador humano

La voz se produce forzando el aire de los pulmones a través de la abertura, glotis, entre las dos partes adyacentes de tejido membranoso conocido como cuerdas vocales, haciendo que sus bordes libres vibren, como cualquier instrumento de doble lengüeta. Por medio de los músculos que conectan estos tejidos con las paredes de la laringe, se puede modificar la tensión, el grueso y la longitud de las cuerdas vocales, esto permite ajustar el tono y controlar en cierto grado el timbre. Al emitir una nota, los bordes se tocan durante cada vibración, abriendo y cerrando alternativamente la glotis.

La variación del flujo de aire resultante de esta acción es del tipo de diente de sierra y es posteriormente modificada por las cavidades asociadas de la garganta, la boca y la nariz.

Los pulmones no suministran una presión constante para la producción de los sonidos, sino una de tipo pulsatorio controlada por músculos menores del pecho para ayudar al ritmo silábico. Estos rápidos pulsos de aliento que forman las sílabas, producirían la deflacción de los pulmones, pero se mantiene el equilibrio por movimientos más lentos de los músculos mayores del pecho, los músculos abdominales y el diafragma. Estos movimientos más lentos también contribuyen a caracterizar grupos de sílabas y agregan énfasis.

La voz es bastante resistente a la distorsión y ruido de muchas clases. Esto no solo provee un medio de máxima efectividad para la comunicación aún en los ambientes naturales de nivel de ruido alto, sino conservar la inteligibilidad bajo una considerable y deliberada distorsión en laboratorio. Pueden suprimirse partes del espectro en diversas bandas y formas; puede interrumpirse la voz y la comunicación puede aún ser afectada solo en una pequeña proporción, aunque sujetando a la persona receptora a una considerable fatiga. Esto se debe a que la voz contiene muchos elementos redundantes que permiten la identificación de sus sonidos.

La potencia instantánea de la voz varía considerablemente, su valor máximo en cualquier intervalo de tiempo dado es la potencia pico. La potencia media de la voz tiene en general un valor mucho menor que el máximo y depende de los intervalos de tiempo considerados para promediar, así como de la inclusión u omisión, para determinar el promedio, de las pausas entre las palabras.

y oraciones de esos intervalos de tiempo.

En presencia de ruido tiende a aumentarse la potencia de la voz, la potencia media de la voz muy elevada sin gritar es - del orden de 200 a 300 microwatts.

En un pequeño auditorio de menos de 800 m³ las pruebas con un grupo de personas indicaron una potencia media de la voz de 27 microwatts y pruebas similares en una gran auditorio con un volumen cercano a 7 000 m³ indican un valor de 50 microwatts, la potencia media de la voz susurrada es de solo 0.001 microwatts

b) Propiedades de los sonidos musicales.

La música es un medio de expresión cuyo elemento esencial de producción es el sonido.

La música expresa especialmente sentimientos, emociones y estados de ánimo.

En la apreciación de una obra musical existen tres gradaciones principales :

- 1) La impresión general
- 2) La comprensión
- 3) La valorización.

Estas tres gradaciones corresponden a otras tantas actitudes ante la música; la primera se resume en un hecho simple y sencillo, la obra puede gustar o no, como resultado de una sensación o de un estado de ánimo especial, condicionado naturalmente a experiencias y adquisiciones musicales anteriores.

En la segunda, el mayor conocimiento de la obra proporciona mejores elementos para apreciarla.

En la tercera el conocimiento de su factura o modo cómo está hecha, de su realización, de su intensidad, belleza, etc., entrega factores suficientes para juzgarla debidamente y como consecuencia para gozarla íntegra y plenamente.

Una obra musical no puede escucharse y apreciarse instantáneamente, puesto que su sola audición nos lleva varios minutos o segundos, esto implica que el tiempo es esencial para su desarrollo y existencia.

Se ha determinado que los sonidos musicales difieren de los de la voz en varios aspectos importantes. En general, no son de naturaleza transitoria, las notas individuales de la música con frecuencia se sostienen durante una fracción apreciable de se-

gundo o más y el cambio de frecuencia se hace en conformidad con las frecuencias de las escalas musicales.

Los sobretonos de los instrumentos de cuerda y de tubo son cuando menos muy aproximadamente armónicos, en tanto que los de barras, discos, campanas, etc., no lo son. El espectro de los sonidos individuales de los instrumentos musicales es de líneas, pero naturalmente el espectro medio de algunos instrumentos al ejecutar una pieza musical o el espectro de un conjunto orquestal de instrumentos puede considerarse continuo. Además las secuencias de sonidos musicales obedecen un patrón definido de ritmos.

La Potencia Acústica generada por los instrumentos musicales incluyendo la voz de canto, es en general considerablemente mayor que la generada al hablar y el rango de frecuencias sobre el cual está distribuida esta potencia, es mucho más amplio que el de la voz (figura 24)

c) Enmascaramiento.

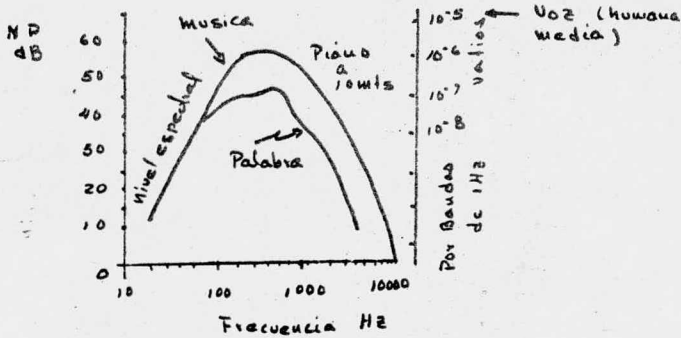
Un sonido de la gama audible sólo puede ser percibido por una persona cuando su nivel de presión acústica sobrepasa un límite inferior llamado umbral de audibilidad.

En ausencia de todo ruido parásito, este límite es el umbral absoluto de audibilidad, en presencia de un ruido parásito el mismo sonido debe tener un nivel más alto para que se pueda distinguir; entonces el umbral de audibilidad correspondiente es más alto que el umbral de audibilidad absoluto. En este caso se dice que el ruido parásito hace Enmascaramiento; el efecto de enmascaramiento es la diferencia (dB) que existe entre los dos umbrales.

El fenómeno de enmascaramiento tiene mucha importancia en la vida cotidiana; su efecto lo mismo puede ser beneficioso que perturbador.

Así gracias a él, no oímos con frecuencia en nuestra casa los sonidos de conversaciones o de aparatos de radio y televisión de los vecinos, pese a que ni las paredes, ni el pavimento los debilitan hasta el extremo de hacerlos descender por debajo del umbral de audibilidad absoluta.

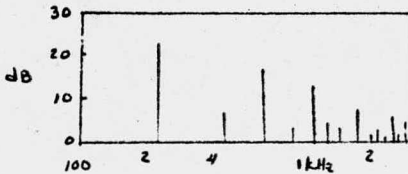
Por lo contrario, precisamente a causa del efecto de enmascaramiento es por lo que no se puede conversar tranquilamente en



a)



b)



c)

Figura 24

- a) Se representa el espectro medio del nivel de presiones o de intensidades en decibelios de la palabra hablada en voz alta a 50cm de la boca.
- b) Representa la forma de onda y el espectro del sonido de un clarinete.
- c) Forma de onda a 196 Hertz y espectros a 233 Hz del sonido de un clarinete.

una habitación con ventanas abiertas.

La Organización Internacional de Normalización (ISO) recomienda caracterizar la variación del umbral de audición por la media de pérdidas de agudeza auditiva a las frecuencias de 500, 1000, y 2000 Hz. y considera que la capacidad de audición se halla francamente alterada cuando el promedio precedente iguala o sobrepasa los 25 dB.

Estos tipos de problemas han conducido a los especialistas de la audición a suponer que el oído humano se comporta como un conjunto de receptores independientes, dotados de cierta selectividad y ajustados a distintas frecuencias.

Este límite no se puede aceptar sin reservas, dado que puede ocurrir que una pérdida media inferior a 25 dB a las frecuencias de 500, 1000, 2000 Hz, vaya acompañada de una pérdida muy acentuada a las frecuencias superiores a 2000 Hz.

El efecto de enmascaramiento debido a un ruido depende de la repartición espectral del mismo, el citado efecto se origina no solamente por sonidos que tienen la misma frecuencia que los componentes de ruido, sino también por otras frecuencias.

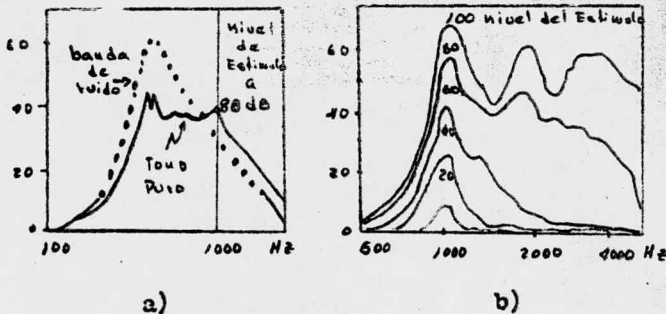


Figura 25

- a) Efecto de enmascaramiento de un tono puro a 4 000 Hz. y una banda ancha de ruido a 80 dB.
- b) Enmascaramiento producido por un tono puro de 1000 Hz. a diversos niveles.

d) El Ruido y las Conversaciones.

El ruido subjetivamente podríamos definirlo como un sonido desagradable o indeseado. Técnicamente el ruido es el resultado de la combinación de sonidos de una sola frecuencia o tonos puros y tiene esencialmente un espectro de frecuencia continuo, de amplitud y longitud irregular.

El ruido en el aire se debe a fluctuaciones de la presión del aire con respecto a la presión atmosférica media, el ruido en las estructuras se debe a vibraciones mecánicas de cuerpos elásticos.

Las palabras de una persona, la exposición de una conferencia, la emisión hablada de un aparato de radio o de televisión, solamente son comprensibles a un agente si lo que éste percibe no está excesivamente deformado y tiene un nivel suficiente con respecto al nivel de ruido ambiente y al umbral de audibilidad absoluto del agente.

Correlativamente, se puede jugar con estos factores para hacer incomprendibles las palabras de una persona o de una estación emisora.

El grado de comprensión puede caracterizarse por el porcentaje de palabras o de frases comprendidas. Para su determinación pueden efectuarse unos "tests" consistentes en hacer pronunciar por una persona (o emitir mediante un dispositivo electroacústico) palabras, frases o fonemas que unos agentes tratarán de comprender.

Los fonemas o logatomos son monosílabas carentes de significado, tales como ; vaz, mit, lus, tib, pat.

Presentan la ventaja, sobre palabras o sílabas, de que no hacen intervenir la inteligencia de los agentes.

Para ser significativos, estos tests deben llevarse a cabo con varios agentes y utilizando un número elevado de palabras o frases, en general, se considera que un porcentaje de comprensión de palabras de un 70 % por lo menos corresponde a unas condiciones de escucha buenas. Este tipo de experiencias son generalmente largas y aburridas, además cuando se trata de acústica de locales, no se puede realizar hasta que se ha terminado la construcción de los mismos, en consecuencia, es muy conveniente poder predecir el grado de inteligibilidad* mediante simples consi

* Es la propiedad que debe tener la señal (voz) para transmitir información (comprendida por el ser humano)

deraciones físicas.

Para ello, French y Steinberg han inventado un método bastante refinado del cual expondré sus fundamentos.

Una persona cuando habla emite sonidos cuyas frecuencias abren sensiblemente el dominio de las frecuencias audibles. De esos sonidos, no todos son útiles para la comprensión de la palabra. Únicamente son esenciales aquellos cuyas frecuencias se hallan comprendidas entre 200 y 6 000 Hz.

Tal como se sabe el oído constituye el sistema mecánico más complejo y delicado del organismo humano, en conjunto con el sistema auditivo tiene una sensibilidad, rango dinámico y rango de frecuencias que pueden calificarse como extraordinarias. Puede percibir presiones tan bajas como 10^2 Pa, que corresponden a un rango dinámico de intensidades de 10^{14} . Los sonidos perceptibles más débiles producen desplazamientos del tímpano del orden de 10^{-9} cm en algunas frecuencias, equivalentes a menos de un décimo del diámetro de una molécula de hidrógeno. Percibe vibraciones entre 20 y 20 000 Hz. , aproximadamente y cubriendo un rango de más de 10 octavas y se comporta también como un analizador de frecuencias.

En particular, la gama de 200 a 6 000 Hz. queda cubierta por 20 fonemas, para que la Inteligibilidad de palabras sin significado sea total, es indispensable que los sonidos que penetren en cada uno de dichos receptores tengan un nivel superior de umbral de audibilidad absoluto y que no sean enmascarados por ruidos parásitos.

Ahora bien, el nivel de presión acústica de la palabra está lejos de ser estable; fluctúa sin cesar alrededor de un valor medio, que alcanza tan pronto valores máximos como valores mínimos. La separación entre estos valores extremos se denomina Dinámica de la Palabra. French y Steinberg han considerado que esta dinámica es en general de 30 dB, de los que 12 se encuentran encima del valor medio y 18 debajo. De ello se deduce que la comprensión sólo es total (y se dice entonces que el índice de inteligibilidad es igual a 1) si, para cada receptor, el conjunto de la dinámica de la palabra se halla por encima del nivel de ruido parásito y del umbral de audibilidad.

Si por lo contrario, x decibelios (promedio para el conjun-

16. ASPECTO FISICOSOCIOLOGICO DEL SONIDO

Hemos visto que un sonido puro sostenido se caracteriza por la frecuencia y amplitud de las variaciones de la presión acústica correspondientes. A estas magnitudes corresponden, en principio sensaciones distintas :

- a) La sensación de agudeza, propia de la frecuencia, cuando más elevada es la frecuencia, más agudo parece el sonido.
- b) La sensación de intensidad, propia de la presión acústica; cuanto más alta es la presión, más intenso parece el sonido.

De hecho, la agudeza de un sonido depende no solamente de la frecuencia, sino también, aunque en menor medida de la presión acústica. Correlativamente, la intensidad de un sonido depende, aunque en pequeña escala, de la frecuencia.

Para personas jóvenes y con buena salud, el campo de frecuencias audibles se extiende entre 20 y 20 000 Hz. aproximadamente. Este campo puede descomponerse de forma algo arbitraria en 3 gamas

- I Sonidos de frecuencias graves : 20 - 360 Hz
- II Sonidos de frecuencias medias : 360 - 1400 Hz
- III Sonidos de frecuencias agudas : 1400 - 20 000 Hz

Cuando dos sonidos tienen como frecuencias respectivas f_1 y f_2 se dice que se hallan separados por el intervalo $\frac{f_1}{f_2}$ y que definen una banda de frecuencias de anchura

$\Delta f = f_2 - f_1$, siendo f_2 la mayor frecuencia s.

En acústica arquitectónica y especialmente en problemas de aislamiento, los intervalos de octava y tercio de octava, que valen respectivamente 2 y $\sqrt[3]{27} = 1.26$, tienen un papel muy importante. Por cuestión de normalización se otorga un papel preferente a las octavas cuyas frecuencias centrales son :
31, 63, 125, 250, 500, 1 000, 2 000, 4 000, 8 000,, Hz.

Por definición, la frecuencia central de una octava que se extiende de f_1 a f_2 es la frecuencia f_c que la divide en dos intervalos iguales :

$$f_c = f_1 \sqrt{2}$$

Como se ve, basta que el citado índice de inteligibilidad sea por lo menos igual a 0.4 para que la comprensión de las frases sea casi total, de todas formas, si se desean condiciones de escucha excelentes debe procurarse que el índice de inteligibilidad sea lo más próximo a 1.

Por ser relativamente engorroso el método inventado por French y Steinberg, con frecuencia resulta más práctico un sistema simplificado basado en la utilización del S.I.L. (Speech Interference Level).

El "S.I.L." es el nivel de presión de ruido parásito expresado en la forma siguiente :

$$S.I.L. = \frac{1}{3} (L_{1000} + L_{2000} + L_{4000})$$

donde L_{1000} , L_{2000} , L_{4000} , son los niveles de la presión acústica media del ruido para las octavas centradas respectivamente sobre 1000, 2000, 4000 Hz.

Si denominamos L a la media aritmética, para estas tres mismas octavas del nivel máximo de la palabra, el índice de inteligibilidad viene dado de manera aproximada por :

$$I = \frac{L - S.I.L.}{30}$$

E1.56

C A P I T U L O I I

REQUISITOS PARA EL ACONDICIONAMIENTO ACUSTICO DE
ESTUDIOS DE TELEVISION

I N T R O D U C C I O N

La Acústica Arquitectónica estudia básicamente el control de la reverberación y aislamiento del ruido, la absorción y distribución del sonido en un local.

Su objetivo es lograr una mejor claridad en la conversación así como eliminar ruidos indeseables externos y obtener - las mejores condiciones para escuchar.

Una sala bien diseñada acústicamente debe tener buena claridad para sonidos de intensidad alta, media y baja (T.R. óptimo), también debe estar libre de ruidos extraños e indeseables y además una buena distribución del sonido.

El sonido que llega a un oyente por dos caminos que difieren grandemente en longitud producen un efecto de agitación o tremulación* desagradable llamado eco.

La tremulación en una sala se produce en paredes opuestas paralelamente, lisas y de alta reflectividad.

Otros puntos importantes para tener condiciones aceptables dentro de una sala o estudio se refieren a la distribución del sonido, y al punto sordo** que es la región de deficiencia del sonido.

En esta forma la Acústica Arquitectónica participa en el diseño y acondicionamiento acústico de edificios, estudios de radio y T.V., auditorios, salas de conciertos, etc., siendo importante la participación del Ingeniero en Acústica.

* Tremulación es el efecto que sucede cuando una onda sonora es reflejada adelante y hacia atrás entre paredes provocando - una serie de múltiples ecos.

** Se determina como las interferencias destructivas de dos o más ondas sonoras.

1. PROPAGACION DEL SONIDO EN EL INTERIOR DE UN LOCAL.

En el Capítulo I hemos visto cómo se propaga el sonido, en espacio libre abierto, a partir de una fuente sonora. Si el espacio considerado, en lugar de ser abierto, está cerrado, las ondas emitidas chocan contra las superficies limitadoras, con lo que dan origen a ondas reflejadas. Tras haber puesto en acción la fuente sonora y cuando ya han tenido lugar varias reflexiones del sonido, la presión acústica que existe en un punto del volumen cerrado es la resultante de las presiones de las ondas que han sido emitidas en distintos momentos y que, en el instante de la observación, pasan por el punto considerado. Cuando estas ondas son muy numerosas, de intensidades comparables y procedentes de todas las direcciones del espacio en cantidades iguales, se dice que el campo acústico es difuso.

Veamos con mayor detalle como se puede determinar el campo acústico reinante en un local. Empecemos por un caso particular

Supongamos que la fuente de sonido haya emitido simplemente una señal de tipo impulso, es decir, de muy corta duración, (una palmada). Para conocer el campo acústico, basta buscar cuál es la posición, en cada instante, de la onda emitida inicialmente o lo que viene a ser lo mismo, encontrar el camino de los rayos sonoros salidos de la fuente. Si las paredes del local son superficies planas o sin relieve ni curvatura (dimensiones del relieve netamente inferiores a la longitud de onda de los sonidos considerados, radio de curvatura grande en comparación con la misma longitud), se comportan en relación con los rayos sonoros como reflectores ópticos con un coeficiente de reflexión que depende de su poder de absorción acústico.

Tomemos por ejemplo, el caso de una gran sala de espectáculos paralelepípeda (Figura 28), hallándose situada la fuente de sonido en S, encima del escenario. Un observador situado en O percibirá primero la señal impulsiva que se propagó directamente y se atenuó por efecto de la distancia SO. Este sonido será observado en el instante $\frac{SO}{C}$ (C es la velocidad del sonido), inmediatamente después de haber emitido el sonido.

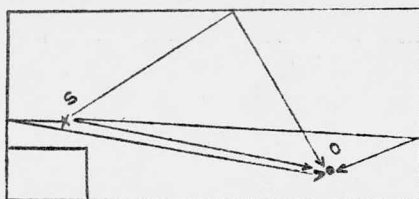


Figura (28). Propagación del sonido en un local.

El observador percibirá acto seguido los impulsos reflejados por las distintas paredes según trayectos de los rayos sonoros tales como los representados en la figura.

Estos impulsos reflejados son menos intensos que el impulso inicial, dado que han recorrido más distancia que el impulso directo y han perdido una parte de su energía en el transcurso de las diversas reflexiones. Conociendo la posición relativa de S y O, así como el coeficiente de absorción de cada superficie, es relativamente fácil, de acuerdo con lo expuesto en el Capítulo I, calcular la intensidad de cada impulso reflejado. Este tipo de cálculo puede hacerse fácilmente para los primeros rayos reflejados, pero resulta más difícil cuando se trata de reflexiones de orden elevado, son tan numerosos que se entremezclan y dan un sonido de fondo cuya intensidad va decreciendo con el tiempo a consecuencia de la absorción de la energía acústica por las paredes.

El retraso y la intensidad de los primeros impulsos reflejados, comparativamente al impulso directo, desempeñan un gran papel en la calidad acústica de la sala. Por ejemplo, un primer impulso reflejado de intensidad comparable al impulso directo y distante de este último más de 30 m, dá la impresión de eco. En general, se hace lo posible para evitar este fenómeno. Se le puede eliminar mediante la colocación de materiales absorbentes sobre la o las paredes causantes del eco.

Ciertas consideraciones geométricas en el momento de proyectar el local pueden también evitarlo. Estas consideraciones consisten en dibujar la sala de manera que la primera reflexión intensa llegue a los puntos de escucha menos de 30m después del impulso directo. Para esto se precisa que los rayos sonoros muy reflejados no tengan una longitud que sobrepase de 10 m la lon-

gitud del rayo sonoro directo.

Si la sala es muy grande, esto sólo es posible instalando reflectores especiales cerca de la fuente de sonido. La Figura (29) proporciona un ejemplo de este sistema, utilizando reflectores encima de la orquesta en una sala de conciertos.

La rapidez con la que decrece el fondo sonoro constituido por la superposición de la multitud de impulsos reflejados tiene también importancia sobre la calidad acústica de la sala.

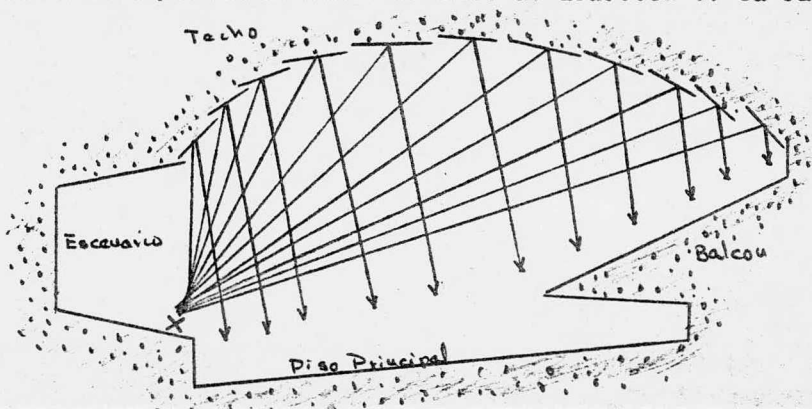


Figura (29). Construcción gráfica de las primeras reflexiones de una onda sonora dentro de una sala de concierto.

Por ejemplo, en el caso de una sala de Conferencias, si el citado decrecimiento es demasiado lento (gran reverberación *), el final de las sílabas emitidas tiene tendencia a tapar las sílabas siguientes, lo que dificulta la comprensión de la palabra. Más adelante veremos la forma de determinar el tiempo de reverberación en función de las características de la sala.

Pasemos ahora a un caso más general, el de una fuente sonora que emite un sonido puro o un ruido continuado, es decir, tiene carácter permanente. Para cada punto de observación la presión acústica es resultado de la presión del campo directo,

*La reverberación es la persistencia del sonido en un recinto debida a las continuas reflexiones del sonido en las paredes, cuando la fuente ha dejado de emitir el sonido.

La reverberación depende del tamaño y forma del recinto, también de la frecuencia tal como ocurre en la resonancia de las oscilaciones libres amortiguadas.

es decir, de las ondas que se han propagado libremente antes de chocar con cualquier pared y de la presión del campo reverberado o sea, de las ondas que se han reflejado una o varias veces contra las paredes. Cuando las paredes del local son muy reflectoras no resulta fácil determinar, mediante simples consideraciones geométricas del tipo de las que acabamos de exponer, el campo acústico reverberado. La dificultad reside entonces en el hecho de que es necesario tener en cuenta un número muy grande de reflexiones para presentar con suficiente exactitud el campo acústico. Solamente en campos acústicos simples (Locales paralelepípedos en particular) y con ayuda de una máquina calculadora se pueden hacer predicciones teóricas con este método. Para proseguir nuestra explicación vamos a examinar el problema de otra manera.

Bajo efecto de una conmoción cualquiera producida por una fuente de sonido, el conjunto del aire contenido en un local cuyas paredes son reflectoras se pone a vibrar. En general estas vibraciones son complejas, pues son la resultante de la superposición de las vibraciones de un mayor o menor número de modos de resonancia propios del local, excitados por una fuente sonora. Cada resonancia del local se explica por el hecho de que una onda acústica con forma y dirección de propagación particulares para la resonancia, tras un recorrido más o menos complejo por el local, vuelve a encontrarse en su punto de partida. Se dice entonces que la onda es estacionaria.

Mientras la fuente actúa, las resonancias tienen lugar a las frecuencias de la fuente. Se dice entonces que las oscilaciones de los modos propios son forzadas. En cuanto deja de actuar la fuente de sonido, las oscilaciones son libres. Tienen entonces una frecuencia independiente de las de la fuente, son las frecuencias propias de resonancia. Cuando son libres, las oscilaciones se amortiguan con el curso del tiempo de una manera exponencial, con un factor de amortiguamiento que depende de del poder de absorción de las paredes, del mobiliario y del aire. Sea libre o forzada, una resonancia se produce por una presión acústica en el local cuya frecuencia es la de la oscilación y cuya amplitud es variable en los distintos puntos del local, la amplitud máxima está en los llamados vientres de presión

En otros puntos es mínima, son los nudos de presión, las diferencias de nivel correspondientes pueden alcanzar varias decenas de decibeles en un local muy reverberante. En general, las paredes son la sede de vientres de presión, aunque pueden también existir vientres en otros lugares, en el interior del local.

La frecuencia propia, así como la geometría de las resonancias de un local dependen de la forma del mismo. Sólo pueden determinarse exactamente en casos sencillos: locales paralelepípedos, cilíndricos, esféricos, etc.

Para un local paralelepípedo (que es el caso más común) cuyas paredes son bien reflectoras, las frecuencias de resonancia vienen dadas por:

$$f_N = \frac{cN}{2L} = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{m^2}{L^2} + \frac{n^2}{I^2} + \frac{p^2}{h^2}} \quad E_{2.1}$$

siendo m, n, p , números enteros (0, 1, 2, 3, ...) cuyo conjunto viene designando la letra N , y además indican el número de planos de presión cero que ocurren a lo largo de x, y, z .

L, I, h , son las dimensiones del local en metros, c es la celeridad del sonido en m/s.

De la Ecuación $E_{2.1}$ sabemos que:

$$\frac{c m}{2L} = f_{Nx} \quad , \quad \frac{c n}{2I} = f_{Ny} \quad , \quad \frac{c p}{2h} = f_{Nz}$$

La Ecuación $E_{2.1}$ queda de la siguiente manera

$$f_N = \sqrt{(f_{Nx})^2 + (f_{Ny})^2 + (f_{Nz})^2} \quad E_{2.2}$$

Los cosenos directos de las trayectorias de las ondas reflejadas son:

$$\cos \theta_x = \frac{f_{Nx}}{f_N} \quad , \quad \cos \theta_y = \frac{f_{Ny}}{f_N} \quad , \quad \cos \theta_z = \frac{f_{Nz}}{f_N}$$

En el caso de paredes muy reflectoras la presión acústica originada por una de estas resonancias formada libremente es de la forma:

$$P_N = A_1 \cos \frac{m\pi x}{L} \cos \frac{n\pi y}{I} \cos \frac{p\pi z}{h} \cos 2\pi f_N t \quad E_{2.3}$$

siendo A_1 la amplitud de la presión en los vientres

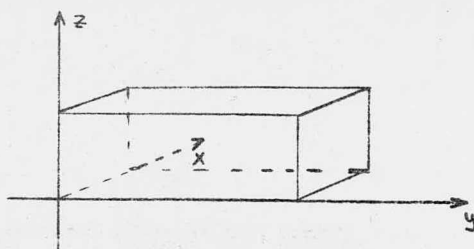


Figura (30) . Local paralelepípedo (ejes de coordenadas).

En este caso teórico la presión es nula en los nodos, las variables x, y, z , son las coordenadas rectangulares con el origen en una esquina del local (Figura 30).

Todas esas resonancias pueden explicarse por recorridos de ondas planas según la dirección cuyos parámetros directores son

$$\frac{m}{L}, \frac{n}{I}, \frac{p}{h}$$

Por ejemplo, cuando n y p son nulos, las resonancias corresponden a idas y vueltas de ondas planas en sentido longitudinal: se dice entonces que son ondas axiales.

Para estas resonancias, la presión es la misma en intensidad y fase para todos los puntos de un plano perpendicular a la longitud del local. En el caso más simple es decir, para $m=1$, la repartición de la amplitud de la presión en función de la abscisa x viene indicada en la Figura (31a) y la frecuencia correspondiente es $f_1 = \frac{c}{2L}$.

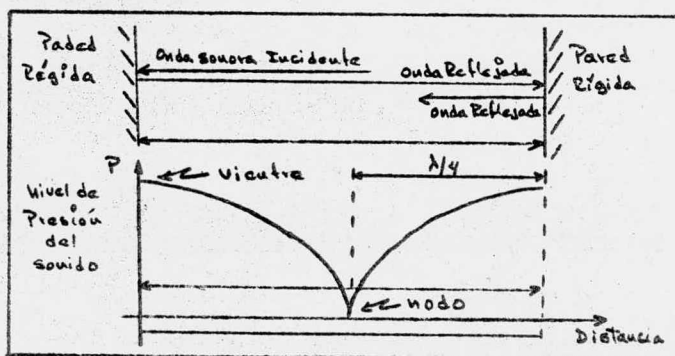


Figura 31a

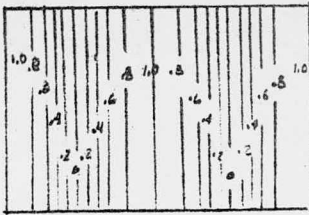


Figura 31b

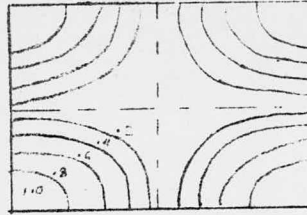


Figura 31c

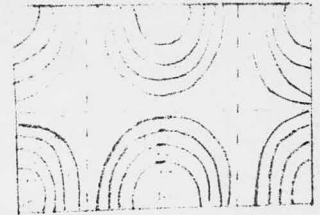


Figura 31d

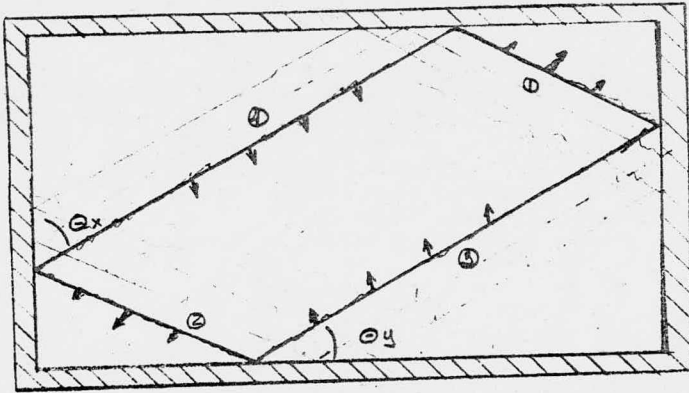


Figura 31e

De todo el conjunto de resonancias del local, ésta es la que tiene la frecuencia más baja.

Si solamente uno de los tres números m, n, p , es nulo, el modo correspondiente se denomina tangencial Figura (31 c,d) dado que la dirección de propagación de las ondas correspondientes permanece paralela al plano de una de las paredes.

Si ninguno de los números m, n, p , es nulo, el modo de vibración correspondiente se llama oblicuo.

Si en $E_{2.2}$ dan todos los valores posibles a m, n, o , se comprueba que las frecuencias de resonancia de un local paralelepípedo se reparten de una forma irregular.

Están muy espaciadas para pequeños valores m, n, p , y se aproximan cada vez más a medida que m, n, p , crecen.

Manteniendo fijo el valor de la frecuencia podemos describir un octavo de esfera en este espacio de frecuencia (Figura 32

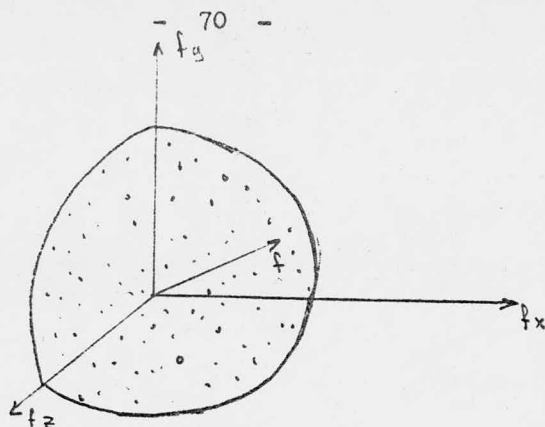


Figura 32

Dentro del octavo de esfera habrá un número de modos que re presenta el número total de modos de vibración hasta la frecuencia considerada. El volumen del octavo de esfera es :

$$V_f = \frac{1}{6} f^3 \quad E_{2.4}$$

Como cada nodo ocupa un espacio modular con dimensiones $C/2L$, $C/2I$, $C/2P$ y volumen $C^3/8LIP = C^3/8V$, el número total de modos normales abajo de la frecuencia f , será aproximadamente :

$$N \approx \frac{4}{3} \pi V (f/c)^3 \quad E_{2.5}$$

Para valores grandes de n_x , n_y , n_z se obtiene que :

$$N \approx \frac{4}{3} \pi V (f/c)^3 + 4\pi S (f/c)^2 + \frac{1}{8} L_T f/c \quad E_{2.6}$$

donde

V = Volumen del local.

$S = 2(LI + LP + IP)$, Area de las paredes.

$L_T = 4(L + I + P)$, Longitud total de las intersecciones.

Los términos adicionales resultan de incluir la parte del espacio de frecuencias fuera del octante asociada con los cruces de la retícula localizados en los planos que forman los ejes de frecuencias.

El número de modos por ciclo se obtiene derivando

$$\frac{dN}{df} = 4\pi V \frac{f^2}{c^3} + \frac{1}{2} \frac{f}{c^2} \pi S + \frac{1}{8} L_T \frac{1}{c} \quad E_{2.7}$$

Esta ecuación es de mayor importancia que la de N , porque permite determinar las frecuencias a las que el número de modos

normales es lo suficientemente alto para evitar fluctuaciones grandes en la curva de transmisión, cuando dN/df es muy grande, las frecuencias características están muy espaciadas y la curva de transmisión es más irregular.

a) Campos de sonido en recintos grandes irregulares.

En los recintos grandes, existe un número mayor de nodos normales de vibración que en los pequeños, aproximadamente en proporción al cubo de las dimensiones relativas. Si los recintos son además de forma irregular, las resonancias serán más anchas y menos altas.

Tanto el aumento de volumen como la irregularidad de la forma, hacen por lo tanto más uniforme la curva de transmisión de frecuencias y disminuyen consecuentemente el efecto negativo de las resonancias. Además, el aumento del número de modos normales implica que las ondas se propaguen y reflejen en un número mayor de trayectorias a diversos ángulos. El campo de sonido tiene entonces a volverse difuso en un rango mayor de frecuencias.

Existe otro efecto importante originado por el aumento considerable del volumen de los recintos: Como las ondas se atenúan fundamentalmente al chocar con los límites del recinto, el aumento de las dimensiones, aumenta la distancia y el tiempo medio entre choques y disminuye el valor efectivo del amortiguamiento. Cuando se emiten sonidos transitorios como los de la voz, el bajo amortiguamiento puede originar la persistencia excesiva de los sonidos reflejados que se traslapan con los sonidos recién emitidos, perdiéndose la inteligibilidad o definición.

La persistencia de los sonidos reflejados no es necesariamente perjudicial y puede cumplir una misión útil sino es excesiva, por lo que en muchas situaciones tiene un valor óptimo determinado por criterios psicoacústicos.

Por lo tanto, en los recintos grandes adquiere especial importancia el amortiguamiento de los sonidos. Basaremos el análisis de este aspecto en los sucesivos choques con las paredes de un recinto, al seguir un hipotético haz de sonido una trayectoria cualquiera.

El valor medio de la distancia entre sucesivos choques a lo

largo de una trayectoria se llama Trayectoria Media Libre (Lm) y se ha comprobado teórica y experimentalmente que independientemente del ángulo inicial del haz, tiene el valor ;

$$Lm = \frac{4V}{S} \text{ [mts]} \quad E_{2.8}$$

donde V es el volumen del recinto (m^3)

S es el área total de las superficies internas del recinto

Cada trayectoria libre termina con el choque de la onda contra una superficie, perdiendo energía. La pérdida de energía depende de la impedancia de la superficie reflectora y del ángulo de incidencia, pero debido a que hemos considerado difuso el campo de sonido por la gran cantidad de trayectorias, podemos resumir dicha pérdida en un coeficiente de absorción, medido a diversas frecuencias para cada material (Ver Anexo 1), en un campo de sonido lo más difuso posible. Como una trayectoria de choques involucra todas las superficies de un recinto, las cuales normalmente no tienen la misma absorción en cada recinto, para cada frecuencia de interés :

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum S_i^0 \alpha_{s,i}^0}{\sum S_i^0} = \frac{\sum A_i^0}{\sum S_i^0} = \frac{A}{S} \quad E_{2.9}$$

donde

S_i^0 es el área de cada superficie individual del recinto cubierto con un material con un coeficiente de absorción a la frecuencia considerada $\alpha_{s,i}^0$.

A_i^0 la absorción total de cada superficie definida por $S_i^0 \alpha_{s,i}^0$.

A la absorción total del recinto y S el área total de sus superficies internas.

La aproximación $\bar{\alpha}$ representa efectivamente las pérdidas medias en los distintos choques, aumenta cuando los coeficientes tienen un valor similar.

Como el Coeficiente de Absorción de cualquier material varía con la frecuencia, es práctica general especificarlos a 125, 500, 1000, 2000 y 4000 Hz, algunas veces se especifica un coeficiente de reducción de ruido que representa el valor promedio de los coeficientes de absorción a 250, 500, 1000, y 2000 Hz.

Si los coeficientes individuales de absorción son altos, el campo de sonido resulta menos difuso y la estimación del coeficiente medio de absorción menos confiable.

Un recinto de uso normal tiene, además de la absorción de sus superficies, absorción debida a personas y objetos que se encuentran en su interior y que contribuyen efectivamente al amortiguamiento de las ondas acústicas; dichas absorciones deben agregarse en el numerador de la ecuación $E_{2.9}$, aún cuando no se les asigna una superficie y por lo tanto no participan en la obtención del denominador S (Cuando la superficie que involucra el auditorio es comparable con S debe tomarse en el cálculo).

a.1) Tiempo de Reverberación

La persistencia de los sonidos en un recinto debida a las múltiples reflexiones en sus límites se llama Reverberación. Al cesar la emisión de un sonido se va amortiguando por dichas reflexiones hasta resultar inaudible. La forma exacta del amortiguamiento en función del tiempo es difícil de predecir por la interferencia de los distintos modos de vibración, pero puede determinarse fácilmente al decaimiento medio partiendo de los conceptos de trayectoria media libre y absorción.

El tiempo empleado por el sonido para recorrer la distancia de la trayectoria media libre es :

$$t' = \frac{L_m}{C} = \frac{4V}{Cs} \quad [\text{seg}] \quad E_{2.10}$$

donde C es la velocidad de propagación.

$L_m = 4V/S$ es la trayectoria media libre.

Después de nt' segundos el sonido habrá sufrido n reflexiones

En cada reflexión la densidad de energía que inicialmente tiene valor designado por D_0 , será reducida en α . La densidad de energía después de cada reflexión será Figura (33)

$$D(t') = D_0 (1-\alpha)$$

$$D(2t') = D_0 (1-\alpha)^2$$

$$D(nt') = D_0 (1-\alpha)^n$$

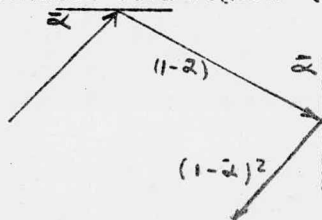


Figura 33

Como

$$n = \frac{t}{t'} \equiv \frac{t}{4V/CS} \quad E_{2.11}$$

$$D(t) = D_0 (2-1)^{(CS/4V)t} \quad E_{2.12}$$

y la relación de decaimiento será :

$$\frac{D(t)}{D_0} = (1-\alpha)^{(CS/4V)t} \quad E_{2.13}$$

Como

$$(1-\alpha) = e^{\ln(1-\alpha)} \quad E_{2.14}$$

La expresión anterior también puede quedar :

$$\frac{D(t)}{D_0} = e^{-[(CS/4V)(-\ln(1-\alpha))]t} \quad E_{2.15}$$

El tiempo de reverberación T se define como el tiempo requerido para que la densidad de energía se reduzca a 10^{-6} de su valor al suspender la emisión de sonido, es decir :

$$\frac{D(T)}{D_0} = 10^{-6} = e^{-[(CS/4V)(-\ln(1-\alpha))]T} \quad E_{2.16}$$

Sacando Ln a la igualdad de la $E_{2.16}$

$$\ln 10^{-6} = [(CS/4V)(-\ln(1-\alpha))]T$$

Se obtiene :

$$T = \frac{55.2 V}{-CS \ln(1-\alpha)} \quad \text{cuando } C = 345 \text{ m/s se tiene :}$$

$$T = \frac{.16 V}{-S \ln(1-\alpha)} \text{ [seg]} \quad \text{Fórmula de Eyring} \quad E_{2.17}$$

donde

$$\alpha = \frac{\alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \dots + \alpha_n S_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n} \quad \text{de cada uno de los coeficientes de absorción de la sala.}$$

$S = S_1 + S_2 + \dots + S_n$ las áreas de cada uno de los materiales
 $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ el coeficiente de cada material
 también

$$T = \frac{.16 V}{\sum S_i \ln(1-\alpha_i)} \text{ [seg]} \quad \text{Fórmula de Millington} \quad E_{2.18}$$

donde

S_i = al área de cada uno de los materiales

α_i = la constante de absorción de cada material.

Para los recintos en que $\bar{\alpha} < 0.1$, se puede emplear la ecuación aproximada.

$$T = \frac{.16V}{S \bar{\alpha}} = \frac{.16V}{A} \text{ [seg]} \text{ Fórmula de Sabine} \quad E2.19$$

donde

A = Capacidad total de absorción [sabios]

V = Volumen [m^3]

T = Tiempo de Reverberación [seg]

E: también se puede expresar en Sistema Inglés :

$$T = \frac{.049V}{A} \text{ [seg]} \quad E2.20$$

V = Volumen [ft^3]

La constante de amortiguamiento está dada por :

$$\alpha_n = \frac{C}{50T} \text{ [seg}^{-1}\text{]} \quad E2.21$$

Además de las superficies internas de un recinto, el aire ambiente absorbe también energía de las ondas acústicas, en los recintos pequeños en que la trayectoria media libre es muy corta y el número de reflexiones por segundo es muy alto, la atenuación originada con la pérdida debida al choque con las paredes. Sin embargo, en los recintos grandes esta absorción no puede despreciarse a las altas frecuencias. Puede demostrarse que el tiempo de reverberación es afectado por la atenuación en el aire en forma que :

$$T = \frac{55.2 V}{C [-S \ln(1-\bar{\alpha}) + 4mV]} \quad E2.22$$

donde

T = Tiempo de reverberación [seg]

V = Al volumen del recinto en [m^3]

S = Al área total de las superficies del recinto en [m^2]

C = A la velocidad de propagación en [m/s]

$\bar{\alpha}$ = Al coeficiente medio de absorción a la frecuencia considerada.

m = La constante de atenuación en el aire [neper/m].

La potencia asociada con la onda directa W_d es la que se absorbe en la primer reflexión con las superficies y la potencia asociada con todas las demás reflexiones es W_r , la potencia total emitida por la fuente es $W = W_d + W_r$.

La potencia W_d es, por definición

$$W_d = W\alpha \quad E.2.23$$

En el estado estacionario, cuando la energía originada por la fuente a alcanzado un valor de equilibrio, la densidad de energía reverberante es D_r . El número de reflexiones por segundo es, de acuerdo a la ecuación E.2.10

$$1/t' = \frac{CS}{4V} \quad \therefore \text{la energía reverberante consumida por segundo es}$$

$$W_r = W(1-\alpha) = D_r V \frac{S}{4} = D_r V \frac{CS\alpha}{4V} \quad E.2.24$$

donde

$$D_r = \frac{4W(1-\alpha)}{CS\alpha} = \text{a la densidad de energía reverberante en el estado estacionario. E.2.25}$$

[Joules/m³]

W = La potencia total suministrada a la fuente [watts]

V = Volumen del recinto [m³]

C = Velocidad de propagación [m/s]

S = Al área total de las superficies internas [m²]

α = El coeficiente de absorción medio de la energía.

Definimos como constante del recinto R en m²

$$R = \frac{S\alpha}{1-\alpha} \quad E.2.26$$

Sustituyendo en E.2.25

$$D_r = \frac{4W}{CR} \quad \therefore \quad |P_m|_r^2 = \frac{4P_0CW}{R} \quad E.2.27$$

donde

$|P_m|_r$ es la magnitud de la presión raíz cuadrática media del campo reverberante promediada en el espacio.

Considerando la absorción en el aire cuyo valor es pequeño ($4wv/s \ll 1$), la ecuación anterior es aproximadamente válida si en la ecuación E.2.26 de R se sustituye el coeficiente medio α por un coeficiente medio total α_t definido por :

$$\alpha_t = \alpha + \frac{4mV}{S} \quad E.2.28$$

Cerca de una fuente no direccional, la densidad de energía es

mayor que en puntos alejados a ella. Si la fuente es pequeña y el recinto no es demasiado reverberante, el campo acústico cerca de tal fuente es independientemente de las propiedades del recinto. Al aumentar la distancia, el campo directo disminuye y eventualmente predomina el campo reverberante. De acuerdo a una distancia mayor que media longitud de onda del centro de la fuente se establece :

$$D_m \approx \frac{|P(r)|^2}{\rho_0 c^2} \quad E 2.29$$

donde

$|P_r|$ es la magnitud de la presión raíz cuadrática media de la onda directa a una distancia r del centro de la fuente y está relacionada por :

$$\frac{|P(r)|^2}{\rho_0 c} = \frac{W}{4\pi r^2} \quad E 2.30$$

y por lo tanto, la presión raíz cuadrática media total en un punto cualquiera a una distancia r de la fuente $|P|^2$.

$$|P|^2 = W \rho_0 c \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad E 2.31$$

Esta ecuación es válida para fuentes no direccionales.

b) Tiempo Optimo de Reverberación.

Años de experiencia y millares de ejemplos han determinado que existen ciertos tiempos de reverberación con los cuales se logran las óptimas condiciones audibles en habitaciones de distintos tamaños y destinadas a diferentes usos.

Es una práctica común emplear los materiales acústicos absorbentes para regular los campos reverberantes que se producen en el interior de los locales. Sin embargo, esta práctica se realiza en forma desordenada y sin ningún criterio de unificación.

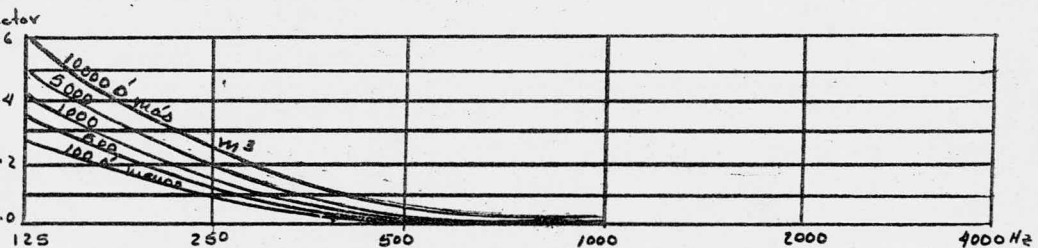
Uno de los criterios que generalmente se adoptan para determinar la función reverberante de las salas es el uso del Tiempo de Reverberación, definido por Sabine. Este concepto ha estado, sin embargo, sujeto a una gran cantidad de críticas ya que este valor no toma en cuenta elementos subjetivos de las personas que constituyen el auditorio dentro de la sala. De aquí se han desprendido una serie de numerosos conceptos, definidos para subsanar estas objeciones, tales como el de diafanidad, tiempo estadístico de reverberación, tiempo subjetivo de reverberación, resquicio sonoro inicial, índice, de presencia y otros más.

El tiempo de reverberación, fue definido por Sabine a partir

del concepto de densidad de energía acústica distribuida en trayectorias LIBRES. Este tiempo de reverberación es una función del volumen de la sala y de la absorción de la misma. Este concepto original sufrió modificaciones importantes debidas a Eyring, Jaeger, Franklin, Norris, Milington, Koster y otros autores : Estas modificaciones toman en cuenta la propagación ergódica, isotrópica, y convexa del sonido en las salas. Sin embargo, valores como los de Fokker, conducen al absurdo de que ciertas salas tienen una absorción superior a 1 (es decir, aún mayor que el aire libre). Dado que la absorción de los materiales es función de la frecuencia de la energía acústica incidente, el tiempo de reverberación también es función de la frecuencia.

La práctica de diversas instituciones ha demostrado que, con motivos de diseño, existe un valor óptimo del tiempo de reverberación de Eyring para cada tipo de sala, de acuerdo a su volumen y a su función, calculado a partir de absorciones medias de todos los materiales, sistemas construidos y objetos colocados de una manera irregular en la sala.

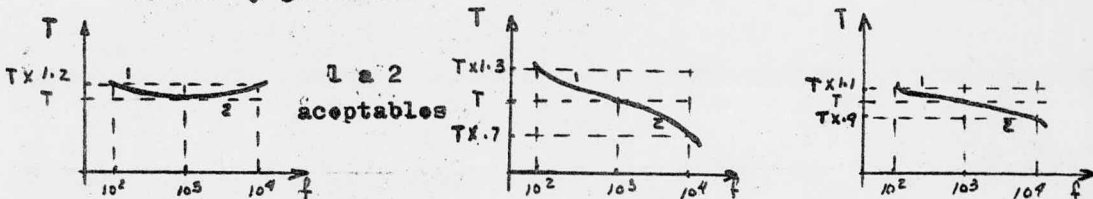
El propósito de esta norma (Figura 34) es unificar los criterios de adopción de valores óptimos del tiempo de reverberación de Eyring para que los diversos tipos de salas cumplan con la función para la que fueron diseñadas.



a) Estudios de T.V. y grabación

b) Salas de Concierto

c) Salas de Conferencia



2. MOLESTIAS OCASIONADAS POR EL RUIDO

Debido a sus efectos fisiológicos y psicológicos, el ruido puede resultar una fuente de molestias. Varios experimentadores han demostrado que la súbita producción de un ruido desacostumbrado provoca una modificación de la actividad fisiológica: aceleración del ritmo cardíaco, modificación del ritmo respiratorio, variaciones de la presión arterial, etc.

En estas condiciones es innegable que el ruido crea una perturbación, pero, ¿Cuáles son sus consecuencias? El efecto de sorpresa producido puede acarrear una reacción involuntaria perjudicial para la actividad que en aquel momento se está realizando (por ejemplo, un conductor de automóvil mueve involuntariamente el volante tras haber oído el "bang" producido por un avión supersónico) pero, en ciertos casos, puede también llamar la atención y en consecuencia aumentar el grado de alerta. Si el mismo ruido se repite con regularidad, es decir, se hace habitual, el comportamiento de los individuos puede ser completamente distinto, según su estado psicológico. Así, una persona tranquila para la cual el ruido considerado no resulta agresivo, lo aceptará de buen grado y no le prestará ninguna atención. En tal caso la modificación de su actividad fisiológica será pequeña o incluso inexistente, por lo menos mientras el nivel del ruido no sea excesivamente elevado. Por el contrario, una persona nerviosa no podrá soportar este ruido a causa de las muchas reflexiones que se hará sobre el mismo, su origen y sus consecuencias. Entre estas dos actitudes extremas existen infinidad de matices que dependen de los individuos y de las características del ruido que soportan.

Cuando se desea indagar el grado de correlación que pueda existir entre las características físicas de un ruido y las molestias que ocasiona, es ventajoso poder caracterizar el ruido mediante un solo parámetro, por ejemplo, su nivel de presión acústica media. Esta posibilidad sólo es conveniente mientras se comparan entre sí los efectos causados por ruidos de la misma estructura, es decir, de igual composición espectral y de iguales variaciones en el tiempo. Así, tiene sentido buscar la relación que existe entre las molestias sufridas por los que habitan en las cercanías de carreteras de gran circulación y el nivel medio del ruido producido en las mismas, cuando el estudio se basa sobre vías de circulación con tráficos de características estadísticas

análogas. Por el contrario, sería ridículo utilizar ese resultado para aplicarlo al caso del ruido producido por aviones.

Con motivo a un conjunto de investigaciones que se han realizado, se ha encontrado cierto número de unidades de intensidad fisiológica; las unidades de medida más comunes son :

El decibelio A [dB (A)]

Unidad con la cual se expresa un nivel de presión acústica cuando se ha sometido ésta a la ponderación del filtro A de los sonómetros.

Después que Fletcher y Munson demostraron las diferencias de sensibilidad del oído en función de la frecuencia de los sonidos, se pensó que para expresar mejor la sonoridad de un ruido era necesario medir dicho ruido con un aparato cuya variación de sensibilidad en función de la frecuencia fuese parecida a la del oído. Fué así como nacieron los sonómetros.

Como quiera que la sensibilidad auditiva varía de modo continuo con la intensidad de los sonidos, se simplificó la cuestión creando tres redes de ponderación (Figura 36)

Una para los sonidos débiles : Curva A

Una para los sonidos medios : Curva B

Una para los sonidos fuertes : Curva C

El empleo continuo de los sonómetros ha demostrado que, para los estudios sobre las molestias, incluso con ruidos intensos, solamente es útil la red A; de forma que en la práctica, es la única que se usa.

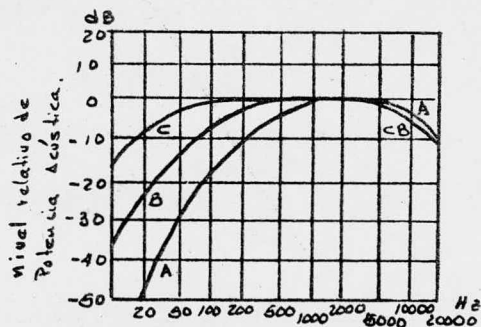


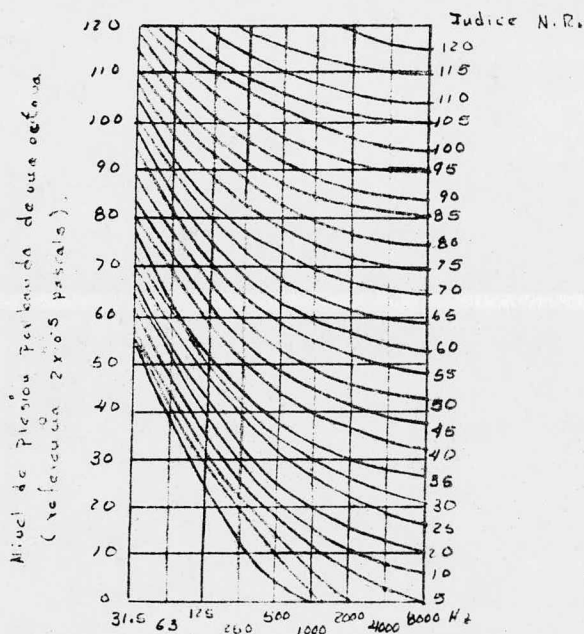
Figura (36) Curvas de ponderación A,B y C de los sonómetros.

Hasta el presente, las tolerancias de construcción admiti-

das para las características de atenuación de estos filtros eran excesivamente amplias y en consecuencia, según se utilizara uno u otro, podían aparecer en los resultados diferencias considerables. Hoy día, las tolerancias son más severas.

El RPdB (ó ruido percibido en decibeles) unidad de fuerza sonora, especialmente se utiliza para los sonidos provocados por aviones.

El Índice de Ruido IR (NR "Noise Rating"), de un ruido es el índice de la curva del haz representado en la Figura (37) que contiene el conjunto del espectro del ruido debajo de ella y le es tangente.



Frecuencias medias de las bandas de una octava.

Figura (37) Haz de curvas N.R.

Este índice ha sido incluido en la recomendación I.S.O., relativa a molestias.

Experiencias realizadas con diferentes tipos de ruidos han demostrado que esas unidades de fuerza de ruido tiene igual validez para realizar estudios sobre molestias.

Con el propósito de seguir una norma, México estableció un

criterio que limite la transmisión máxima de la energía sonora al través de los elementos de la construcción y la producida por los equipos de servicio, por medio de una serie de curvas preferentes de criterio de ruido (PCR). Esta Norma Oficial fija los valores máximos de transmisión acústica de los elementos que constituyen los claustros, de acuerdo a su función.

Para los efectos de esta norma se establece la siguiente clasificación para los diferentes tipos de edificación.

a) Sensibles

1) De Servicio

Público

b) No-sensibles

a) Fábricas, talleres y
otros centros de trabajo

2) De Servicio

Privado

b) Habitaciones

En las tablas siguientes se establecen los valores preferentes de criterio de Ruido (PCR) para que el aislamiento de los confinamientos de un claustro al ruido externo y al producido por los equipos de servicio permita que dicho claustro satisfaga la función para la que se ha diseñado.

1.a) Edificios sensibles

- Hospitales, Sanatorios y Clínicas

Áreas de servicio	60	(PCR)
Recepción	55	"
Sala de espera	50	"
Consultorios	35	"
Quirófanos y salas de curación	30	"
Cuartos de enfermos	30	"
Salas de reposo y terapia intensiva	25	"

- Escuelas, Guarderías y Centros Educativos		
Áreas de servicio	60	(PCR)
Gimnasios	55	"
Aulas	40	"
Salas de Música	35	"
- Bibliotecas	35	"
- Museos	40	"
- Auditorios, templos y centros de reunión		
Vestíbulo	60	(PCR)
Sala de Audiencia	40	"

1.b) No-Sensibles

- Hoteles		
Áreas de servicio	60	(PCR)
Recepción	55	"
Salas de estar	45	"
Cuartos	35	"
Restaurantes	55-45	"
- Oficinas		
Abiertas	45	(PCR)
Privadas	40	"
Salas de espera	45	"
Salas de juntas	40	"
- Mercados	65	"
- Bodegas		Sin restricción
- Rastros		Sin restricción
- Restaurantes		
Cocina	55	(PCR)
Comedor	45	"
- Baños (Zona de baños y vestidores)	60	(PCR)
- Comercios		
Tiendas de departamentos, bancos y otros		
Locales cerrados al exterior	45	(PCR)
Tiendas de detalle y otras, abiertas al exterior	60	"
- Terminales de transporte	55	(PCR)
- Tribunales	40	(PCR)

2.b) Habitaciones

- Casas habitación	40 (PCR)
- Edificios Multifamiliares y Apartamentos	40 "
- Clubs	45 "

Los valores preferentes de Criterio de Ruido están dados por la tabla A (Apéndice B) donde las entradas son frecuencias de banda de octava, y los argumentos son niveles de presión acústica, en dB referidos a 20×10^{-6} Pa.

3. PRINCIPALES FUENTES DE RUIDOS EN EL EXTERIOR DE LOS CLAUSTROS

En los claustros los ruidos exteriores se pueden clasificar en varias categorías, según su origen :

- a) Ruidos de Circulación (urbana, aérea, ferroviaria)
- b) Ruidos de Origen Industrial.

a.1) RUIDO ocasionado por el Tráfico Urbano.

En todas las ciudades y también en ciertas aglomeraciones rurales, los vehículos automotrices constituyen una verdadera plaga por el ruido que producen.

El ruido de un vehículo en circulación es el resultado de la superposición de los diversos ruidos provocados por el motor, los órganos de transmisión, los neumáticos, la carrocería, etc.

Se tendrá una idea bastante exacta del nivel del ruido producido por los vehículos actuales al circular por una calzada en buen estado, con la ayuda del cuadro siguiente, extraído del Decreto del 25 de Octubre de 1962, de la legislación francesa, que impone límites de ruido producido por los vehículos.

Los límites indicados en dicho cuadro corresponden al caso de vehículos aislados, el nivel del ruido se ha medido en condiciones determinadas con precisión en el citado decreto (vehículo en plena aceleración, con la segunda marcha puesta, a una velocidad de 50Km/h aproximadamente. Punto de observación situado a 7.5m del eje del vehículo y a 1.2m del suelo, en terreno despejado). Los niveles indicados en el cuadro han sido determinados después de haber realizado una campaña de mediciones con vehículos de la gama actual. Cabe esperar que los progresos de la técnica permitirán rebajar estos lí-

mites.

CATEGORIA DE VEHICULOS	NIVELES SONOROS EN dB(A)
Ciclomotores	76
Motocicletas	86
Vehículos unitarios de un peso total con carga inferior o igual a 3.5 Tons.	83
Turismos particulares	83
Vehículos de transporte público	90
Vehículos utilitarios de un peso total con carga superior a 3.5 Tons., tractores agrícolas y máquinas cultivadoras automotrices	90

Las condiciones de medición (plena aceleración) son tales que los niveles indicados representan el límite superior a que puede llegar los niveles de ruido producidos por estos vehículos, en buen estado y circulando sobre una calzada dotada de un buen pavimento. El cuadro siguiente, extraído de un estudio de STEPHENSON y VULKAN permite comprobar que cuando los vehículos circulan a velocidad constante y moderada (40 a 50 Km/h) producen mucho menos ruido que en el caso precedente.

CATEGORIA DE VEHICULOS	NIVELES SONOROS EN dB(A) a 7m (promedio sobre 25 a 200 vehículos de c/clase).
Ciclomotores	77
Vehículos utilitarios ligeros	73
Turismos particulares	71
Vehículos de transporte público	83
Vehículos utilitarios pesados	81

a.1.1) Vías de Circulación rápida.

El ruido que impera cerca de una calzada raramente es el producido por un solo vehículo. Con frecuencia se debe a la superposición de los ruidos provocados por numerosos vehículos distintos, repartidos sobre la calzada con posiciones, velocidades y aceleraciones di-

versas. En consecuencia este ruido tiene un carácter estadístico.

La representación acústica más elemental de una vía de circulación, la constituye una calzada en la que se hubiera repartido uniformemente fuentes acústicas de la misma potencia, pero acústicamente independientes, es decir, emitiendo ruidos sin correlación mutua. Observada desde una distancia grande en comparación con su anchura, la vía aparece como una fuente lineal uniforme de potencia acústica por unidad de longitud.

$$W_{\mu} = W \times n \quad E \quad 2.32$$

siendo :

W = La potencia acústica media de un vehículo

n = El número de vehículo por unidad de longitud de la vía.

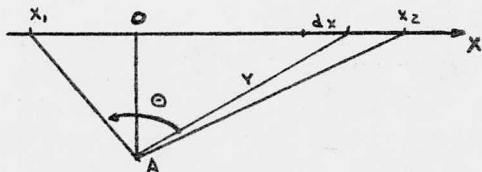


Figura (38) Representación elemental de una vía de circulación.

En estas condiciones, un elemento de la vía de longitud dx produce en A, a la distancia r (Figura 38), una presión acústica cuyo cuadrado es :

$$p^2 = \frac{W_{\mu} \rho_0 c}{2\pi r^2} dx$$

Ello resulta de aplicar la fórmula ($P^2 = \frac{W \rho_0 c}{4\pi r^2}$), donde el factor 4 del denominador ha sido sustituido por 2 para tener en cuenta el hecho de que la energía radiada solo atraviesa un hemisferio en lugar de una esfera, a consecuencia del suelo, supuesto reflejante.

En el caso en que la parte de vía vista desde A se extienda desde X_1 a X_2 el cuadrado de la presión acústica en A es :

$$p^2 = \int_{x_1}^{x_2} \frac{W_{\mu} \rho_0 c}{2\pi (x^2 + d^2)} dx \quad E \quad 2.33$$

Si denominamos θ el ángulo bajo el cual se ve el trazo de vía desde A, E se puede escribir :

$$p^2 = \frac{W_{\mu} \rho_0 c}{2d} \cdot \frac{\theta}{\pi}$$

En particular, si la vía es infinitamente larga y vista en su

totalidad ($\theta = \pi$)

$$p^2 = \frac{W_m f_0 c}{2d}$$

E
2.34

La experiencia ha mostrado que para vías rápidas, en terreno llano, W (ponderada por el filtro A) es del orden de .7 mW/m. Cuando la circulación es de unos dos mil vehículos/hora (suma de los que circulan en los dos sentidos) y el tráfico de camiones pesados es bajo (inferior al 10%). Este valor es una potencia media observada durante 10 a 15 minutos con el tráfico estable y ha sido calculado según E a partir de la presión acústica medida a varias decenas de metros de la vía. Este resultado es igualmente válido para calzadas pavimentadas con asfalto que con hormigón, con tiempo seco y con la vía en buen estado.

En ausencia de toda limitación de velocidad, se ha observado que la potencia W es sensiblemente proporcional al tráfico Q , con lo cual el nivel de la presión acústica media se puede escribir:

$$L = 52 + \text{Log } \frac{Q}{d} \text{ dB (A)}$$

siendo:

d = La distancia al borde de la calzada en m

Q = El número de vehículos por hora.

a.2) Ruido de los Aviones.

Por ser los aviones una fuente de ruido de potencia acústica muy elevada (100 kilovatios acústicos, para un cuatrimotor al despegar) y las condiciones de propagación del ruido que producen particularmente favorables (rayos sonoros libres de obstáculos), la molestia que ocasionan es con frecuencia muy importante.

Son precisamente las fases de despegue y aterrizaje las más molestas, en el primer caso, la potencia emitida es máxima al encontrarse los aviones cerca del suelo. En el segundo caso, la potencia emitida es más débil, pero los aviones se hallan muy cerca del suelo, ya que la pendiente de descenso no sobrepase los 5° . En cambio los aviones en vuelo subsónico, a gran altura ocasionan pocas molestias, dado que, por la gran distancia a que se hallan, el ruido que producen queda muy atenuado. En general, los aviones que evolucionan sobre la pista molestan poco, puesto que el ruido que provocan queda muy amortiguado por la presencia del suelo. Sin embargo, si el ruido es muy frecuente o muy prolongado, por ejemplo, en el trans-

curso de operaciones de mantenimiento, pueden resultar molestos.

Para un observador situado en las proximidades de la prolongación de una pista de despegue o aterrizaje, el nivel de la presión acústica producida por el paso de una aeronave aumenta progresivamente, pasa por un valor máximo L y disminuye a continuación (Figura 39).

En el transcurso de este paso, la forma del espectro del ruido varía a consecuencia de las características de direccionalidad de la fuente de sonido y del efecto Doppler-Fizeau. Además, es frecuente que el nivel máximo de presión acústica para cada banda de frecuencias de análisis (por ejemplo $1/3$ de octava) no se alcance simultáneamente en todas las bandas. A pesar de ello, por razones de simplicidad se considera que el ruido producido por el paso de un avión se caracteriza por :

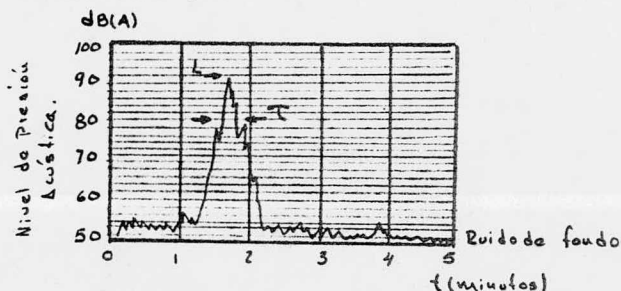


Figura (39) Ejemplo del registro gráfico de la variación del nivel del ruido de un avión en el suelo, al sobrevolar la zona.

- El intervalo de tiempo T durante el cual el ruido del avión emerge del ruido de fondo o sobrepasa un valor escogido como referencia.
- El valor máximo L alcanzado por el nivel de presión acústica del ruido. Si en el transcurso de la medida la presión acústica no sufre ninguna ponderación, el nivel queda expresado en decibelios lineales. En el caso contrario, se expresa en dB(A) o en RPdB según la ponderación utilizada.

Para los aviones de transporte, τ es del orden de 1 minuto en el despegue y de 1/2 minuto en el aterrizaje.

El ruido ocasionado por los aviones en las proximidades de los aeropuertos civiles constituye una preocupación importante para los urbanistas y los responsables de la aeronáutica.

A ambos se les plantean dos casos principales :

- 1) el caso de un aeropuerto existente, cuyo tráfico adquiere cada día mayor volumen hasta llegar a la saturación .
- 2) el caso de un aeropuerto en proyecto.

En un aeropuerto ya existente, lo que todo interesa es no agravar las condiciones de ruido y vigilar al mismo tiempo las condiciones de implantación de nuevas viviendas en su vecindad.

Para un futuro aeropuerto, supuesto su emplazamiento en pleno campo, es necesario prever las zonas en las cuales la construcción de viviendas y otros tipos de edificaciones estará sometida a ciertas reglamentaciones especiales a causa del ruido.

Las previsiones deben ser tales que tengan en cuenta la situación más ruidosa que pueda presentarse.

En los dos casos es indispensable conocer las características del ruido en los alrededores del aeropuerto y saber cómo relacionar estas características con la molestia que el ruido pueda ocasionar.

Por ejemplo, en el caso de despegue de una aeronave a reacción para distancias medias Figura (40), dicho lugar es, para un nivel de 90 dB(A), la envolvente de los círculos de la intersección del suelo con esferas de radio 2000 m centrados sobre los diversos puntos de la trayectoria, durante el período en que el empuje de los reactores es máximo y de radio 900 m cuando el empuje es reducido. Las curvas de igual nivel de presión acústica se denominan curvas isófonas.

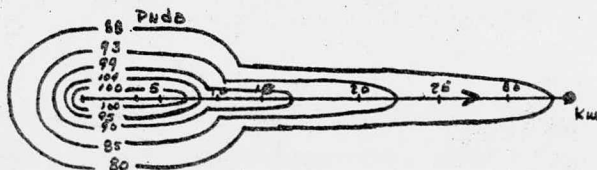


Figura (40)

Ejemplo de haz de curvas isófonas durante el despegue de un avión a reacción para distancias medias.

En el ejemplo de la Figura (40), se observa la discontinuidad de las curvas isófonas durante el despegue, como resultado de la disminución de la fuerza de empuje de los reactores a 300m de altura.

Para cada trayectoria de salida o de llegada y para cada tipo de avión, se pueden trazar haces de curvas isófonas.

Estos haces se denominan haces de base.

Si se consideran ahora todos los aviones que salen o llegan al aeropuerto, se puede caracterizar el ruido en un punto del suelo por un nivel medio, el nivel medio que más se utiliza está definido por :

$$\bar{L} = 10 \log \left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N} 10^{L_n/10} \right)$$

donde ;

L_n es el nivel máximo producido por el enésimo avión percibido en el punto considerado.

N el número de aviones percibidos en el mismo punto, durante el período de tiempo al cual se refiere la media (día, mes año).

\bar{L} es el nivel de la media cuadrática de las presiones acústicas producidas por cada uno de los aviones percibidos.

El nivel medio \bar{L} puede calcularse fácilmente para cada punto del suelo conociendo los haces de base y las características del tráfico.

a.3) Ruido de Trenes.

Los estudios relativos a los aspectos físicos del ruido de los trenes (emisión, propagación) son escasos. Los relativos a las consecuencias psicosociológicas de este ruido son prácticamente inexistentes. Esta ausencia de información hace que en el momento actual, el urbanista no esté capacitado para preveer el grado de molestia que puede acarrear la implantación de una vía férrea en las proximidades de una zona residencial. Actualmente se están realizando importantes estudios sobre este tema por lo que se puede esperar que pronto se dispondrá de la información que falta.

El ruido que se percibe durante el paso de un tren es el resultado, principalmente, de los choques y vibraciones originados en rieles y ruedas por el rodaje.

Estos choques y vibraciones son consecuencia de los defectos existentes en rieles, ruedas, y de las juntas de dilatación entre rieles.

El ruido de rodadura es irradiado, en gran parte, por las rudas y los elementos solitarios de las mismas, así como por los rieles.

Debido a sus motores, diesel principalmente, las máquinas motrices son causa de ruidos complementarios. Con todo, cuando se utiliza la tracción eléctrica estos ruidos son insignificantes en comparación con el rodaje.

Prácticamente, el paso de un tren se traduce Figura (41) por un ruido que crece bastante rápido y tanto más de prisa cuando más cerca de la vía se halla el punto de observación, se estabiliza a un valor llamado máximo, si bien con variaciones a uno y otro lado de dicho valor y decrece después más lentamente que como creció. Es probable que los parámetros importantes que condicionan la molestia causada por el paso de un tren sean :

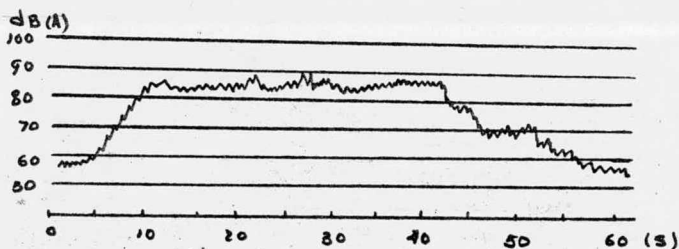


Figura (41) Ejemplo de ruido al paso de un tren de mercancías (60 vagones, velocidad 74 Km/h, sobre rieles tradicionales, medición a 30 m del eje de la vía).

- 1) La pendiente de subida del nivel del ruido (en dB)
- 2) El valor máximo del ruido
- 3) La duración del ruido.

Mientras se esperan los resultados de las encuestas, se puede suponer que, la misma forma que ocurre con los aviones, la molestia media causada por el tráfico en una línea de ferrocarril es, en primera aproximación, proporcional al nivel Lequiv. del ruido constan-

te que energéticamente sería equivalente al conjunto de los ruidos provocados por los trenes que pasasen en el transcurso de un día.

Por ejemplo, si durante 24 hs. los ruidos de los trenes se caracterizan por :

- Los niveles $L_1, L_2, L_3, \dots, L_i, \dots, L_n,$
- Los tiempos $t_1, t_2, t_3, \dots, t_i, \dots, t_n,$ segundos

$$L_{equiv} = 10 \log \left[\frac{1}{24 \times 3600} \sum_{i=1}^{i=n} 10^{L_i/10} \times t_i \right]$$

La representación acústica más sencilla que se puede hacer de un tren es una línea de fuentes de ruido independientes, de longitud l finita y de potencia acústica constante por unidad de longitud y q por consecuencia el nivel máximo de ruido durante el paso de un tren vale :

$$l = 10 \log \frac{Q}{d} + Cte.$$

donde la constante depende de las características del convoy y de la vía.

b) Sobre los ruidos industriales existen pocos estudios y por ello resulta algo difícil deducir unos límites concretos. Las relaciones que pueden existir entre los habitantes de un lugar y la industria vecina causante del ruido tienen mucha importancia. Seguro que tal ruido, será mucho mejor soportado si los habitantes de la zona viven de esta industria que si son completamente ajenos a la misma. En este caso parece que el nivel equivalente de ruido no debería sobrepasar, en el interior de las viviendas y con las ventanas — abiertas por la exigencia de ventilación 50 dB(A) durante el día y 30 durante la noche. Estos ruidos pueden tener un carácter particularmente desagradable, sea por que contienen sonidos puros muy perceptibles, sea porque se componen de impulsos pronunciados.

4. PRINCIPALES FUENTES DE RUIDO EN EL INTERIOR DE LOS CLAUSTROS

Las fuentes de ruidos interiores de los claustros se pueden clasificar de la siguiente manera :

- a) Personas
- b) Instalaciones
- c) De origen musical
- d) Radio y televisión

a) Cuando hablan, cantan o gritan, los adultos y los niños emiten sonidos de tonalidad e intensidades variadas.

El nivel de Potencia Acústica media (promedio de varios minutos) de una persona de sexo masculino hablando en tono normal tiene la participación espectral indicada en la Figura (42) el cual, ponderado por el filtro A de los sonómetros, corresponde a un nivel de potencia acústica global de 71 dB(A). Hemos visto en el Ca

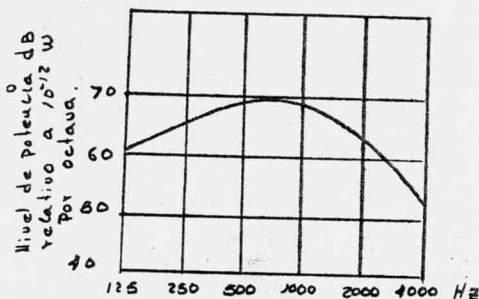


Figura (42) Nivel de potencia acústica media emitida por un hombre hablando en tono normal.

pítuño I que el nivel instantáneo de la potencia emitida fluctúa alrededor del valor medio precedente, siendo los máximos superiores en 12 dB y los mínimos inferiores en 18 dB. Forzando la voz, el nivel medio aumenta en 6 dB aproximadamente y si se grita, en 12 dB.

Partiendo del conocimiento de esta potencia y de las características del local es fácil, calcular el nivel de la presión acústica reinante de absorción equivalente de 10 m² a todas las frecuencias, el nivel medio de la presión acústica es de 67 dB(A) en el transcurso de una conversación en tono normal. En realidad, no se habla en tono normal más que cuando el nivel del ruido ambiente es suficientemente bajo para emitir la inteligibilidad de la conversación.

Cuando en un local se hallan reunidas varias personas, no todas hablan simultáneamente. Se ha comprobado que en el caso más elemental de dos personas conversando, los sonidos sólo son emitidos por una de ellas o la otra durante la mitad del tiempo; la otra mitad se halla ocupada por silencios. Si son muchas las personas que hablan en pequeños grupos (por ejemplo en una reunión)? el número de personas que hablan simultáneamente es reducido, si se compara con la totalidad de las mismas.

Sin embargo, si los diferentes grupos se hallan muy cerca unos de otros o existe mucha reverberación en el local, las conversaciones se interfieren mutuamente y existe la tendencia a hablar en voz más alta que de costumbre.

Se ha podido comprobar que en el transcurso de una reunión el nivel sonoro medio es relativamente bajo (55 a 66 dB) mientras el número de invitados no sobrepasa las 100 personas, en tanto que es netamente más elevado cuando se supera dicha cifra (80 dB para 200 personas) Figura (43). Fuera de la zona de transición (100 personas) a partir de la cual los diversos grupos de asistentes deben forzar la voz para no quedar tapados por los otros grupos, el nivel de presión acústica media es sensiblemente proporcional al logaritmo del número de personas presentes. De forma que doblar el número de invitados representa un aumento en el nivel sonoro de 3 dB.

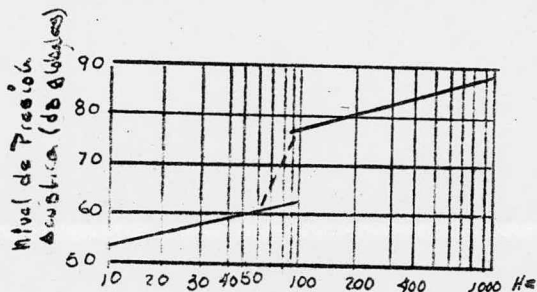


Figura (43) Nivel de la presión acústica global en el transcurso de una reunión de personas.

Los niños cuando gritan, pueden llegar a emitir sonidos de un nivel impresionante. Así, el nivel de presión acústica en un local donde un bebé grita puede alcanzar fácilmente los 100 dB sin que para ello tenga que esforzarse el niño.

Andando, saltando, moviendo objetos, etc. los adultos y los niños originan también muchos ruidos llamados de impacto, contrariamente a los procedentes de conversaciones, no se emiten directamente en el aire, sino que son el resultado de esfuerzos mecánicos — ejercidos contra las paredes, tabiques y suelos.

Estos ruidos son con frecuencia resultantes de fuerzas aplicadas normalmente a las paredes (caída de un objeto), también pueden tener origen en fuerzas tangenciales (deslizamiento de muebles, etc) en estos casos las fuentes de sonido ya no pueden caracterizarse por una potencia acústica.

b) Las instalaciones sanitarias y los equipos generales, lo mismo que los aparatos de aire acondicionado, producen ruidos através del aire y vibraciones.

Para que estos ruidos no resulten molestos, es indispensable que no se oigan, bien por ser muy débiles, bien por ser inferiores al ruido general de fondo, por otra parte bien aceptado. Por lo general, es en plena noche cuando dichos ruidos son más molestos, por tratarse de las horas en que el ruido de fondo es más bajo (frecuencia inferior a 25 dB(A)), los estudios acerca de estos ruidos han establecido un margen mínimo de 20 dB(A) y un máximo de 30 dB.

c) Son seguramente los que por su carácter rico en información, pueden resultar los más desagradables; el desagrado producido puede provenir también en parte, del hecho que escuchar implica a la vez ser escuchado por completo.

La música instrumental puede también ser el origen de molestias importantes, que sepamos no se han llevado a cabo estadísticas acerca de estas molestias. De manera general los instrumentos de música corrientes (de cuerda o viento) pueden generar sonidos con un nivel de 90 a 100 dB en la gama de las frecuencias que les son propias (50 a 1500 Hz), según la clase de instrumento.

Por lo general, para que no resulte molesta la música es indispensable que no pueda ser percibida (externamente) o sea, que tenga un nivel netamente inferior al del ruido de fondo.

d) Además de los ruidos de conversación, la radio y la televisión pueden emitir toda clase de ruido más o menos agradables (tiros, alaridos, música, etc).

El nivel de ruido medio y las fluctuaciones del nivel instantáneo dependen pues en gran medida del programa que se escucha.

Van den Eijik estableció para un ajuste normal de un receptor de radio (intensidad media ajustada de forma que la audición resulte agradable) una estadística del nivel de ruido producido, este estudio, que abarca 55 horas de audición con programas variados, estableció que la radio o la televisión corresponden a un nivel de presión media del orden de 60 dB(A), mientras que a gran volumen el nivel medio es de 75 dB(A) aproximadamente.

5. CONTROL DEL SONIDO EN LAS CONSTRUCCIONES

Se ha discutido anteriormente qué es el sonido y cómo se com-

porta; puede analizarse ya lo más importante, que es como se controla. Básicamente el sonido puede ser controlado en tres formas :

1. Reducción del sonido en la fuente que lo origina por medio de un cambio de diseño, una modificación en el equipo evitando la vibración que produzca el ruido.
2. Colocando una barrera en la fuente sonora para aislarla o colocando una barrera en el oído que impida percibir, dichos sonidos
3. Por la selección y aplicación apropiada de materiales absorbentes de sonido (materiales acústicos).

Los primeros dos métodos pueden considerarse propiamente dentro del campo de diseño arquitectónico, siendo el tercero el que de hecho interesa en su discusión para obtener condiciones acústicas correctas por medio de materiales adecuados.

a) Efectos del tratamiento Acústico.

Los beneficios obtenidos con un tratamiento acústico son normalmente mayores que el lograr con ello una reducción en el nivel de intensidad del ruido.

Se ha observado muchas veces que al tener un ambiente propicio de trabajo en lo que a ruido se refiere, se obtienen utilidades en el desarrollo de las labores, en la comodidad del personal, etc. Puede decirse que basándose en múltiples experiencias realizadas, la relación que existe entre el Control del Ruido y los factores físicos junto con factores fisiológicos inherentes a dicho control, se puede expresar lo siguiente :

1. Cualquier sonido o ruido que se produzca en una habitación con carácter altamente reflectivo es inmediatamente amplificado a un nivel de intensidad que el oído humano interpreta como de mayor magnitud al del sonido original ocasionándole molestias y perturbaciones.
2. La intensidad ocasionada por una fuente determinada de sonido es mantenida por efecto de la reflexión múltiple a un nivel elevado y uniforme en toda la habitación. Este efecto de dispersión de sonido, causa molestias debido a que el volumen alcanzado por los ruidos es innecesariamente alto con relación a la fuente que lo originó.
3. Los sonidos reflejados llegan al oído simultáneamente de todas

direcciones siendo imposible una distinción clara, no solo de su tono sino del punto de origen. Este efecto, junto con la sensación de estar totalmente rodeado de ruido, produce en el ser humano la distracción.

4. Cuando existen ruidos intermitentes, la reverberación excesiva produce molestias debido a la prolongación de un ruido desagradable aún después que la fuente de sonido ha dejado de emitirlo
5. Los sonidos producidos por impacto parecerán por lo tanto más altos al oído, ya que son sostenidos durante un mayor tiempo - por el efecto de reverberación.

Todos estos factores contribuyen a causar un alto grado de incomodidad de los ocupantes de un claustro que tenga pobres propiedades absorbentes.

En muchos casos dichos factores intervienen directamente, al alterar el nivel de absorción, en el trabajo y la salud.

El fin de los tratamientos acústicos es precisamente evitar o disminuir en forma considerable los factores anteriormente mencionados.

b) Localización del Edificio.

Desde el punto de vista de aislamiento acústico, a veces no es posible ubicar un edificio en el lugar más apropiado sino que por el contrario, se construye en una zona ruidosa.

En casos como éste, deben tomarse medidas para eliminar al máximo posible las ventanas o proveerlas con vidrio doble procurando eliminar la transmisión del ruido por las juntas y muros.

Cuando un edificio está ubicado cerca de vías de ferrocarril o carreteras de tráfico pesado, deberá evitarse la transmisión de las vibraciones a través de la cimentación.

c) Distribución del Estudio dentro del Edificio.

Aunque la distribución del claustro obedece generalmente a las necesidades de funcionalidad arquitectónica, debe considerarse también la conveniencia de alejar o alejarlo de las fuentes de ruido, como oficinas, baños, motores de aire acondicionado, pasillos muy transitables, etc. para obtener una mayor eficiencia.

d) Muros Homogéneos.

Después de varios análisis se ha comprobado que el peso de un muro por unidad de área es el factor más importante para determinar su eficiencia aislante.

Debe prestarse atención al hecho que el factor de aislamiento de sonido (pérdida de transmisión de decibelios) para muros homogéneos no es directamente proporcional al peso por unidad de área, pero se incrementa con menos rapidez que este factor siendo el efecto proporcional al logaritmo del peso por unidad de área. Esto significa que un alto grado de aislamiento de sonido solamente puede obtenerse con muros extraordinariamente gruesos.

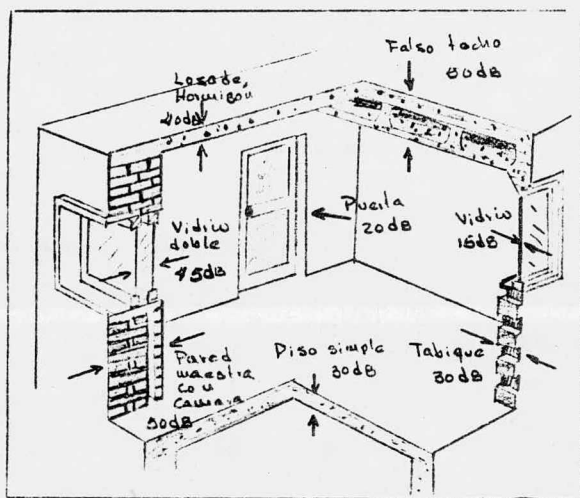


Figura 44

e) Muros No-Homogéneos.

Se ha encontrado que el valor aislante de un muro de un determinado peso de unidad de aire, puede incrementarse casi desahucadamente si este muro es construido en dos o más capas.

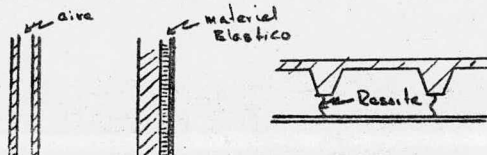
La superficie sobre la cual choca el frente de onda, es puesta en vibración, pero la energía desde esta superficie tiene que ser transmitida a la siguiente y así sucesivamente. Con una combinación apropiada de materiales, esta transmisión de energía puede hacerse muy pequeña y mientras más pequeña sea dicha transmisión, mejor aislante de sonido será el muro.

Con este tipo de estudios se ha encontrado que la pérdida por transmisión no aumenta rápidamente a medida que aumenta la masa de una pared sencilla. Hay que encontrar, pues, medios adecuados para aumentar el aislamiento sin elevar excesivamente la masa. Uno de estos medios consiste en fraccionar la pared en dos elementos.

Desgraciadamente, la separación completa no se consigue nunca bajo el punto de vista acústico.

Los elementos que componen una pared doble se hallan siempre más o menos estrechamente unidos y la vibración de uno de ellos supone la vibración del otro. Examinemos algunos de los distintos factores que influyen en el acoplamiento.

Supongamos para empezar, que los dos elementos de la doble pared son rígidos, indeformables, móviles (émbolos) y que no existe otro lazo de unión entre ellos que el aire que los separa u otro material o dispositivo elástico (Figura 45). En este



- a) Por el aire que los separa
- b) Por una capa de material elástico solidario de las dos paredes mediante encolado.
- c) Por el aire y por suspensiones elásticas.

Figura (45) Ejemplos de paredes dobles

caso la doble pared se comporta como un conjunto de masas m_1 y m_2 unidas por un resorte de rigidez k (relación fuerza/aplastamiento), (Figura 46)

- m_1 y m_2 son las masas de los elementos por unidad de superficie.
- k es la rigidez correspondiente al aire, al material o dispositivo intermedio.

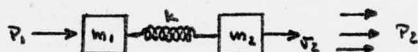


Figura (46) Dispositivo mecánico equivalente (en primera aproximación) a dos paredes rígidas unidas elásticamente.

Con esta suerte de dispositivo mecánico, resulta fácil calcular la velocidad v_2 tomada por el segundo elemento cuando se aplica al primer elemento una fuerza sinusoidal p_1 sostenida. Suponiendo que la irradiación acústica del segundo elemento sea

$$\frac{P_2}{v_2} = P_0 c$$

siendo P_2 la presión acústica del sonido irradiado, se encuentra que el factor de transmisión τ de la doble pared es :

$$\tau = \frac{2 P_0 c k}{m_1 m_2 w (w_0^2 - w^2)}$$

siendo w_0 la pulsación correspondiente a la frecuencia de resonancia f_0 del sistema, dada por :

$$f_0 = \frac{1}{2 \pi} \sqrt{k \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2}}$$

Se comprueba que, para esta frecuencia, τ es teóricamente infinito, lo que significa que P_2 es mucho mayor que P_1 . De hecho, este fenómeno de resonancia queda limitado por el amortiguamiento inevitable del sistema mecánico y todo lo más que se puede obtener es $P_2 = P_1$, lo cual corresponde a una transmisión total del sonido.

Es conveniente, elegir los elementos de la pared, el espacio que los separa y los dispositivos elásticos que los unen de modo que la frecuencia de resonancia sea inferior al campo de frecuencias de la cual se desea protección. Para frecuencias más bajas que la frecuencia de resonancia, el aire o el resorte se comportan como uniones rígidas y todo ocurre como si se tratara de una pared simple.

Si la unión entre elementos se lleva a cabo solamente mediante una hoja de aire intermedia de espesor d constante, la frecuencia de resonancia es :

$$f_0 = 60 \sqrt{\frac{1}{d} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$$

En resumen, según lo que se acaba de exponer, las paredes dobles presentan, con respecto a la pared sencilla, si sólo se considera la transmisión directa del sonido, una gran ventaja, ya que con masas relativamente pequeñas permiten alcanzar aislamientos considerables.

f) Paneles Divisorios.

Existe la creencia de que el valor aislante de una división puede incrementarse en todos los casos usando únicamente un material de relleno que ocupe el espacio de aire del "panel". Indiscu**ti**bilmente dicho relleno, actuará como un aislante térmico, pero siempre como un aislante sonoro, ya que en algunos casos el espacio de aire actúa como mejor aislante que muchos materiales.

Si el relleno es de gran solidez, perjudicará las características de aislamiento de sonido. Si el relleno es de un material — elástico como la fibra de vidrio, la transmisión de la vibración — sonora de cara a cara del panel, se podrá reducir enormemente.

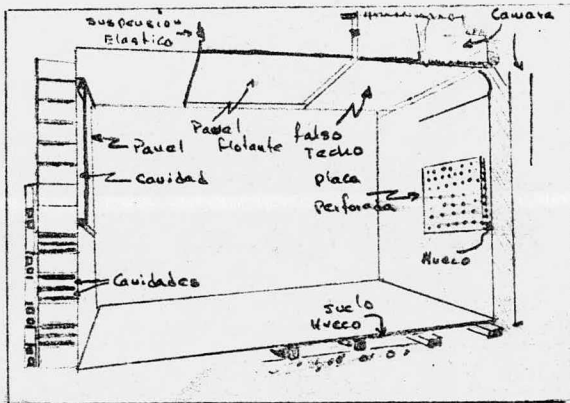


Figura (47)

6. ACUSTICA DE LOS LOCALES.

Todo local en que los auditores deban percibir palabra, canto o música debe presentar características acústicas apropiadas.

Para los locales pequeños (de hasta algunas centenas de metros cúbicos) estas características se reducen a : un tiempo de reverberación comprendido entre ciertos límites.

Por lo que se refiere a los grandes locales, (como salas de concierto) la forma de la sala tiene gran importancia, a diferencia de los pequeños locales en donde siempre resulta posible ajustar el

TIEMPO DE Reverberación, salvo cuando los materiales de construcción utilizados son de tal naturaleza que dicho tiempo es ya de de demasiado pequeño antes de poner un material absorbente; de todos modos, este caso es raro.

7. ANFITEATROS

Un anfiteatro debe ser proyectado de manera que, desde todos sus asientos, los oyentes vean y oigan bien al conferenciante. Es tas dos exigencias conducen a las siguientes necesidades :

- a) Distancia Conferencia - Auditorio, lo más corta posible. Bajo este punto de vista, las formas de planta trapecial o en concha son las más convenientes. Figura (48)

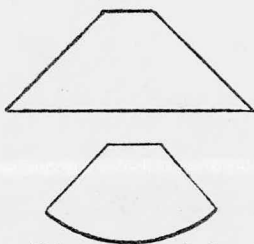


Figura (48) Formas de Sala Trapecial y en Concha.

- b) Líneas sonoras oyentes- Conferenciante completamente libres de obstáculos. La mejor solución para cumplir este requisito es distribuir las filas de oyentes en gradas suficientemente altas. Figura (49)



Figura (49) Sección longitudinal de un Anfiteatro tipo.

Las dos disposiciones generales precedentes (planta y sección vertical) son de todos los teatros antiguos. En ellos, la forma en planta es la de una concha abierta casi hasta 180° . Tal abertura - no puede utilizarse en un anfiteatro moderno, ya que si se desea - que las proyecciones (diapositivas y películas) sean vistas correctamente desde todas las localidades, es preciso que la pantalla situada detrás del estrado sea vista por los espectadores bajo un ángulo suficientemente grande.

Es por tanto indicado concebir los anfiteatros modernos de forma que también se beneficien de los mismos refuerzos del sonido. Esto exige :

1. Un plano reflector (muro o entrepaño) de dimensiones bastante grandes, detrás del conferenciante.
2. Un estrado de dimensiones bastante grandes y buen reflector.

Otra ventaja de la misma índole debe buscarse dando al techo una forma y naturaleza tales que los sonidos directos que percibe sean reflejados hacia las localidades traseras del anfiteatro. Esto se consigue dando al techo una forma quebrada tal, que los rayos reflejados por cada elemento se dirijan hacia la parte posterior del anfiteatro. En particular, la parte situada encima del estrado debe ser inclinada y al propio tiempo lo más baja posible. Figura (49).

Al proyectar la forma del techo y de las paredes hay que evitar formas cóncavas de gran superficie, que podrían dar origen a un refuerzo exagerado del sonido en ciertos puntos (focalización) y - ser causa de fenómenos acústicos sin ninguna utilidad (por ejemplo, posibilidad de conversación en voz baja entre dos oyentes alejados entre sí).

A pesar de las formas racionales que acabamos de recomendar - que permiten obtener el máximo provecho de los sonidos directos y de sus primeras reflexiones, al orador no le costaría poco hacerse oír sin la intervención favorable de la Reverberación.

En cuanto a la capacidad del anfiteatro es superior a algunos centenares de localidades, es aconsejable, además de todas las precauciones detalladas, dotar la sala de un sistema electroacústico que refuerce los sonidos, Figura (50)

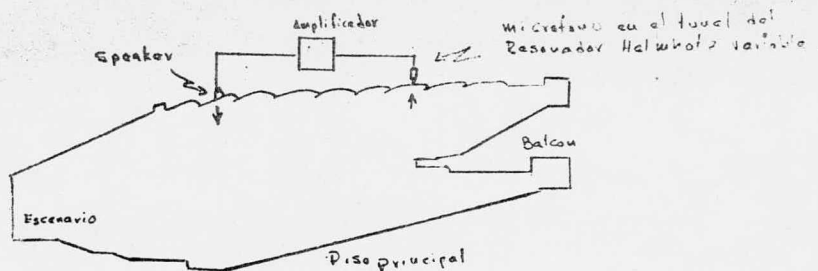


Figura (50)

8. SALAS DE CONCIERTO

Cuando se encuentra en una sala de concierto, el oyente formula exigencias distintas a las que exige cuando se halla en un Anfiteatro. Si se le pregunta, no siempre sabe exponer las razones por las que una Sala de Concierto le parece buena o mala. Si llega a expresar sus ideas sobre el particular, no es seguro que llegue a ser bien comprendido por sus interlocutores, ya que siempre resulta difícil describir las sensaciones personales a menos que correspondan a conceptos físicos simples : ecos, ruido de fondo, etc., términos distintos pueden expresar la misma sensación y términos idénticos pueden corresponder a sensaciones distintas según sean utilizados por una persona u otra.

Los parámetros que hacen que una Sala de Concierto sea buena o mala son realmente numerosos y sería presuntuoso alardear de conocerlos bien.

En general, una obra musical ha sido compuesta para una sala bien determinada y en consecuencia, sólo en salas características análogas es donde parece mejor interpretada. A pesar de ello, el público se adapta a las salas que se les construyen y a este respecto cabe citar las palabras de Garnier, Arquitecto de la Opera de París.

"sé muy bien que hablando en propiedad no existen salas positivamente malas y que no se puedan acondicionar en caso necesario, sé muy bien que, con el tiempo, a las salas les sucede como el vino en la botella y que si no cabe esperar un éxito completo, tampoco hay que tener un fracaso".

L. Beranek ha intentado, partiendo del estudio de gran número (54) de Salas de Concierto y preguntando a oyentes, músicos y directores de orquesta, hacer una lista de los efectos subjetivos que deben o no deben percibirse en una sala para que ésta parezca buena. Ha probado, además, relacionarlos con variables físicas. De esta manera ha llegado a la conclusión que hay que tomar en consideración 18 efectos. La mayoría de ellos no son independientes.

Estos son los principales :

Intimidad - Es la impresión necesaria de que la música se interpreta en una sala pequeña. Esta sensación está relacionada con el tiempo que separa la llegada del sonido directo y la del primer sonido reflejado por las paredes de la sala.

Se considera buena intimidad si este tiempo no sobrepasa 20 - milisegundos, para salas de concierto y 25 milisegundos, para salas de ópera.

Vivacidad - Por oposición a una sala "sorda", llamada también muerta, una sala reverberante se llama viva, ya que refuerza los sonidos y modifica su duración.

La vivacidad de una sala es necesaria, ya que las principales obras musicales han sido compuestas teniéndola en cuenta. Está esencialmente vinculada al tiempo de reverberación de las salas a frecuencias medias y agudas (> 500 Hz).

Calor - El calor de una sala es el complemento, a las frecuencias bajas, de su vivacidad a las frecuencias medias y agudas. Dicho de otra manera, gracias a él la sala debe reforzar los sonidos graves (250 Hz y menos) de forma que haga la música más "cálida".

Claridad - La claridad es función de la intensidad del sonido directo, del tiempo que media entre el instante de llegada del sonido directo y el del primer sonido reflejado y del tiempo de reverberación.

Difusión - Una sala de concierto parece ser tanto mejor cuando mayor es la sensación de que el sonido reverberado proviene de todas las direcciones con igual intensidad.

Equilibrio - La sensación de equilibrio corresponde al hecho de percibir los distintos instrumentos de la orquesta con sonidos relativamente correctas.

Ausencia de Eco - Pueden producirse ecos cuando las superficies reflectoras de gran tamaño son de tal naturaleza, que los rayos reflejados por las mismas llegan con demasiado retraso respecto al sonido directo.

Ausencia de Sonido de Fondo - Cuanto mayores son las dimensiones de la sala, es decir, cuanto más débil es la sonía de los sonidos útiles, más exigente se debe ser sobre el valor límite que el nivel del ruido de fondo no debe sobrepasar.

9. OTROS TIPOS DE SALAS

a) Salas de Conferencias, salas de reunión y aulas.

Todo lo que se ha dicho con respecto a Anfiteatros se aplica perfectamente a las grandes salas de conferencias. No es raro, que, para dar en ellas una mayor impresión de lujo, se hagan las salas existentes relativamente "sordas". Ello ocurre en detrimento de la calidad acústica, ya que un dispositivo de asistencia electroacústico, por bueno que sea, nunca será equivalente a una buena acústica.

Para pequeñas salas de conferencias o de reunión, lo mismo que en clases o aulas, el buen ajuste del tiempo de reverberación es el factor esencial. De todas formas hay que evitar salas demasiado cuadradas, en el límite, cúbicas. Estas salas tendrían resonancias muy acentuadas a las frecuencias bajas, difíciles de eliminar.

También hay que evitar muros paralelos desnudos, que pueden ser la causa de eco múltiple: sucesión de ecos sumamente próximos pero distintos, que siguen a la emisión de un sonido transitorio. Este fenómeno corre tanto mayor riesgo de producirse cuanto más absorbente son las paredes restantes. Se elimina haciendo absorbente por lo menos una de las dos paredes en cuestión.

En el caso particular de aulas o salas de clase, un buen ajuste del tiempo de reverberación requiere con frecuencia la utilización de materiales absorbentes, si bien en poca cantidad. Parte de los citados materiales pueden colocarse al fondo de la sala, frente al profesor; esta posición tiene la ventaja de eliminar el riesgo de eco múltiple en sentido longitudinal (en sentido transversal este riesgo suele ser pequeño, ya que los cristales de la fachada y de los pasillos son peores reflectores que las paredes). El resto de los materiales pueden colocarse en el techo, aunque procurando reservar una zona sin acondicionar : la que va desde el profesor hasta el centro del techo.

El riesgo de eco múltiple siguiendo el sentido vertical puede entonces eliminarse, para el profesor, colocando un panel de techo

inclinado encima del sillón de éste. Esta disposición presenta además la ventaja de reforzar el sonido en el fondo de la sala.

b) Salas de Cine y Salas de Teatro.

La acústica de una sala de cine no tiene nada que ver con la de una sala de concierto. En efecto, para un cine, toda la calidad del sonido se halla contenida en la banda de grabación y la sala - tiene que permanecer neutra en relación con este sonido. Esto se lo gra haciendo la sala "sorda" en exceso, es decir, recubriendo todas las paredes o casi todas de materiales o tejidos absorbentes. La forma de la sala importa entonces poco bajo el punto de vista acústico (exceptuando el caso de estereofonía). La sala de cine se estudia principalmente para asegurar una buena visibilidad de la pantalla a todos los espectadores.

Como los anfiteatros, las salas de teatro deben permitir una buena visión y una buena percepción de la palabra, pero además, no deben dar una reproducción de la música excesivamente seca. Debe - entonces buscarse cierto compromiso para el tiempo de reverberación puesto que las buenas condiciones de escucha de la palabra y de la música no son las mismas.

c) Estudios de Televisión.

En el transcurso de este capítulo se han visto las grandes diferencias que existen en cada una de las Salas según su función.

En nuestro caso, en particular nos dedicaremos a un estudio - más detallado y de una gran importancia para el Acondicionamiento Acústico de un Estudio de Televisión.

Un Estudio de Televisión a diferencia de las salas anteriormente citadas, es de dimensiones medianas ($100 - 10\ 000\ m^3$), en - donde la sala será un cuarto completamente libre de ruidos externos, esto se debe primordialmente a que dentro del estudio hay ins trumentos muy sensibles que pueden percibir cualquier vibración o ruido por muy leve que sea. Figura (51).

El Acondicionamiento Acústico de un Estudio de Televisión es importante tanto para la eliminación de ruido como para la función ideal de la palabra y la música dentro de éste. De esta forma se - han determinado algunos de los requisitos más importantes para el

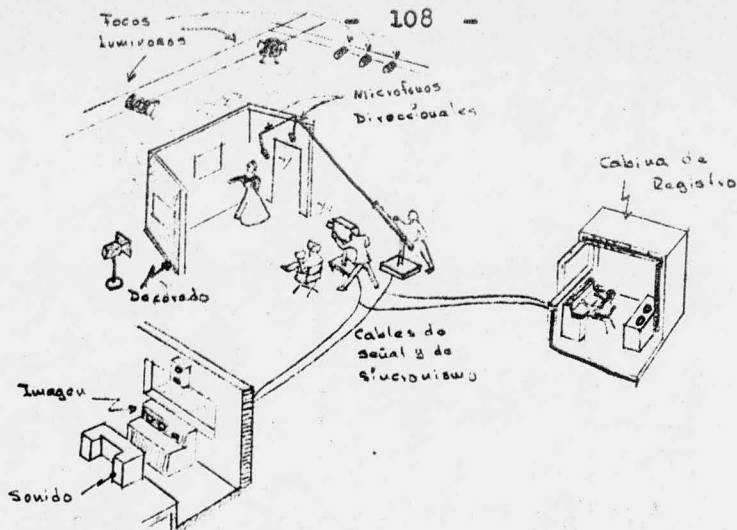


Figura (51)

Acondicionamiento Acústico :

a) La sonía de los sonidos útiles (palabra, canto, música) debe ser :

- El estudio no sea exageradamente grande con respecto a la potencia de las fuentes acústicas. En efecto, la sonía de los sonidos útiles depende a la vez de la intensidad del sonido directo y de la intensidad del sonido reverberado.
- El estudio debe tener una forma tal que los rayos sonoros que van directamente de la fuente de sonido a los instrumentos (micrófonos) y oyentes no encuentren ningún obstáculo.
- El poder de absorción del estudio se ajuste de forma que la reverberación refuerce el sonido directo sin hacerle perder demasiado su claridad por una prolongación excesiva de cada acontecimiento sonoro, (tiempo óptimo de reverberación).
- Los ruidos parásitos sean de un nivel tanto más bajo cuanto más débil sea la intensidad de los sonidos útiles. Para ello el local debe hallarse bien protegido contra ruidos exteriores. Además, las instalaciones del local (mobiliario, dispositivos de ventilación, etc.) deben elegirse lo más silenciosas posibles.

b) La calidad de los sonidos percibidos debe ser buena, especial-

mente por :

- La ausencia de accidentes acústicos, como ecos y fenómenos de trepidación.
- Una claridad adecuada a la naturaleza de la audición : para la palabra, la claridad de los sonidos percibidos debe ser muy superior a la requerida para escuchar música.
- Una reverberación adecuada a la obra musical.

Estas distintas características están relacionadas con la forma y con el poder absorbente del material usado, que a continuación veremos :

Características que debe reunir un material absorbente de sonido.

Al pensar en la selección de un material que va a ser empleado como absorbente de sonido, deberán tomarse en cuenta las siguientes características :

1. Capacidad de Absorción del material. A la fecha se tienen materiales cuya capacidad de absorción es tan alto como el 90%, con lo cual se logra reducir el área de las superficies tratadas.
2. Propiedades inorgánicas del material. Este factor debe ser tomado en cuenta con el fin de evitar la creación de roedores, bacterias, etc., que perjudiquen la vida del material.
3. Las Propiedades incombustibles del material. Las primas de seguros aplicables a los edificios se reducen considerablemente al contarse con plafones o elementos de construcción de carácter incombustible.
4. Las Propiedades reflectivas de luz del material. Es un criterio general adoptado al usar material cuyo coeficiente de reflexión de luz no sea inferior al 60%.
5. Apariencia. Deberá en todo caso procurarse una apariencia adecuada de un calor agradable, fácil de combinar con distintos acabados.
6. Eficiencia Térmica. En el caso de edificios donde se tengan instalaciones de aire acondicionado, la eficiencia térmica del material reviste una gran importancia, debido a los ahorros de gran magnitud que puede proporcionar al disminuirse considerablemente la inversión inicial de los equipos de refrigeración o calefacción, así como el costo de su mantenimiento y operación.

7. Rapidez de Colocación. Debe procurarse que los materiales usados sean de rápida instalación.
8. Conservación. Deberán considerarse las facilidades que el material presenta para su limpieza.
9. Costo. Deberá considerarse no sólo el precio inicial del producto, sino las ventajas que con él se obtienen a través de los ocho puntos mencionados anteriormente.

10. LOS MATERIALES ACUSTICOS

Para disminuir el tiempo de reverberación de los locales, con el fin de hacerlos menos ruidosos o para ajustar este tiempo a un valor óptimo para la audición de la palabra o de la música, el arquitecto tiene a su disposición un gran número de productos especiales llamados materiales absorbentes.

En las viviendas, el mobiliario, las alfombras, las cortinas y las tapicerías desempeñan en parte la misión de materiales absorbentes y en general, resulta inútil prever materiales suplementarios especialmente colocados como absorbentes.

Por el contrario, en oficinas, pasillos, aulas de enseñanza, estudios de Radio y T.V., etc., la naturaleza o ausencia del mobiliario hacen que el área de absorción equivalente de esos locales sea pequeña y en consecuencia la reverberación grande. El tratamiento acústico de estos locales es con frecuencia útil.

Los principios en que se basa la acción de los materiales especialmente utilizados para la absorción, son los siguientes :

Materiales Porosos

Si una onda acústica incide sobre la superficie de un material muy poroso queda poco reflejada, penetra casi íntegramente en el material. Durante el transcurso de su propagación en el seno del material, pierde energía como consecuencia de los rozamientos inevitables de las moléculas de aire en movimiento contra el material. Si éste se halla adosado a una pared reflectora, la onda, tras atravesarlo, se refleja y vuelve a salir después de atravesarlo en sentido inverso. Figura (52).

En general el coeficiente de absorción de un material poroso aumenta con la frecuencia. Es nulo a las frecuencias bajas y próximo a 1 (para los buenos materiales) a las frecuencias agudas.

La curva general de variación y la influencia del espesor de utilización vienen señaladas en la Figura (53). En general, el coeficiente de absorción del material no es el mismo si éste se halla adosado a una pared o a cierta distancia de la misma. La disposición adosada es la más favorable, puesto que la velocidad de las partículas de aire contra la pared para ondas de incidencia normal es nula y por consiguiente la pérdida es también nula.

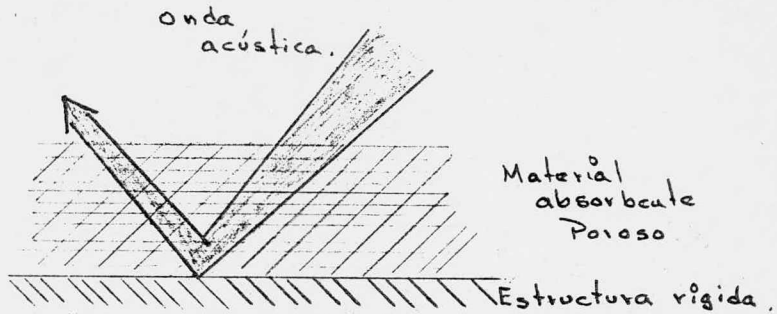


Figura (52) Material absorbente poroso adosado a una pared.

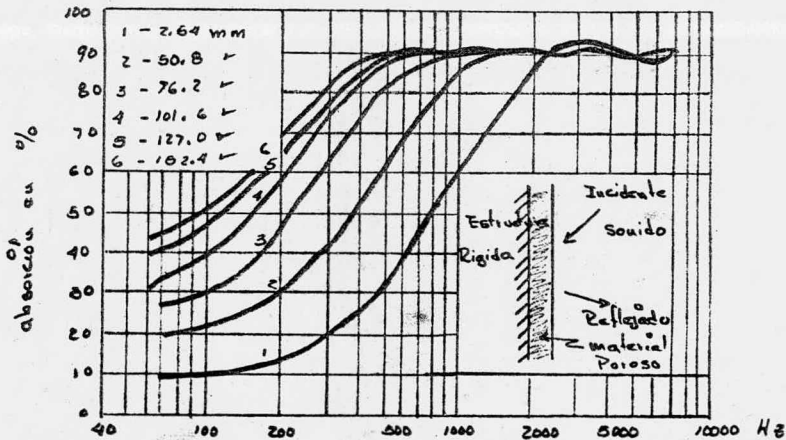


Figura (53) Dependencia de la absorción de un material poroso adherido a la estructura.

Son materiales absorbentes porosos, por ejemplo, los paneles de lana, de vidrio o de roca, los paneles de fibras vegetales y los de yeso fisurado.

Resonadores de Helmholtz.

Un recipiente cerrado de volumen V sin otra comunicación con el exterior que una abertura relativamente estrecha constituye un resonador de Helmholtz. El comportamiento de este resonador se puede explicar fácilmente si su comunicación con el exterior se hace mediante un tubo delgado y bastante largo. Figura (54).

Cuando existe una presión acústica P en la entrada del resonador, la masa m del aire contenido en el tubo, tiende a desplazarse bajo la acción de esta presión.

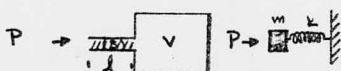


Figura (54) Resonador de Helmholtz y dispositivo mecánico equivalente.

El aire contenido en el volumen V opone una fuerza a este desplazamiento y se comporta como un resorte. El conjunto es, pues, -- equivalente a una masa m unida a un punto fijo a través de un resorte de rigidez k . Se puede demostrar fácilmente que un conjunto de esta naturaleza tiene una frecuencia de resonancia :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \Rightarrow \quad f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{\lambda V}}$$

donde

C = Velocidad del sonido m/s

S = Sección transversal media del cuello m^2

λ = Longitud del cuello m

V = Volumen de la cavidad m^3

La presión P que actúa sobre el resonador comunica al aire - contenido en el tubo (cuello) una velocidad tanto mayor cuanto más próxima a f_0 es la frecuencia del sonido aplicado.

El desplazamiento del aire en el tubo va forzosamente acompañado de un desprendimiento de calor sobre la cara interna del tubo, a consecuencia del rozamiento.

Este desprendimiento de calor es tanto mayor cuanto mayor es la velocidad del aire. El sistema se comporta como un dispositivo que

que absorbe parte de la energía acústica que incide sobre la abertura.

Los resonadores de Helmholtz que se utilizan están constituidos de hecho por placas (de madera, yeso o metal) perforadas, que se colocan a cierta distancia de los muros o techos de forma que entre ellas y éstos quede encerrado cierto volumen de aire, que sólo comunica con el exterior por los agujeros. Estas placas se comportan como un gran número de resonadores colocados unos junto a otros, en los que cada agujero representa la abertura de un resonador. Figura (55).

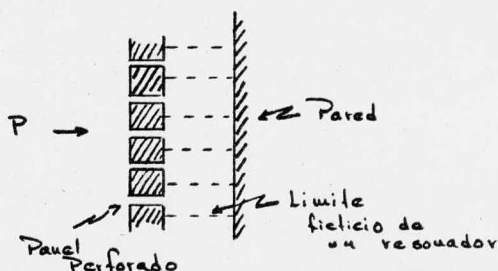


Figura (55) Un panel perforado colocado delante de una pared equivalente a un conjunto de resonadores Helmholtz.

Por ser selectiva la absorción de estos dispositivos, la curva que da el coeficiente de absorción α en función de la frecuencia tiene la forma que muestra la Figura (56). En general, se instala un material poroso absorbente (lana mineral) entre las placas y el techo o la pared. La presencia de este material disminuye la selectividad, la cual comúnmente no presenta ningún interés particular.

Según sus dimensiones, el máximo poder de absorción de estos dispositivos ocurre a frecuencias comprendidas entre 1000 y 2000 Hz.

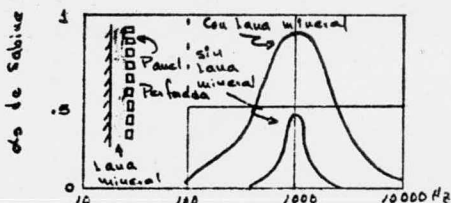


Figura (56) Factor de absorción de Paneles perforados.

Diafragmas.

Un panel, una tela suficientemente tupida para impedir el paso del aire, situados a cierta distancia de una pared, encierran más o menos aire con su cara posterior y constituyen también otros tantos resonadores con frecuencia de resonancia baja.

Estos dispositivos permiten así absorber las frecuencias bajas. La curva de variación del coeficiente de absorción en función de la frecuencia, para tal dispositivo, es la representada en la Figura (57).

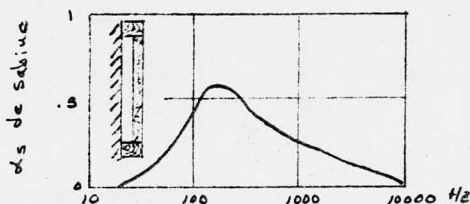
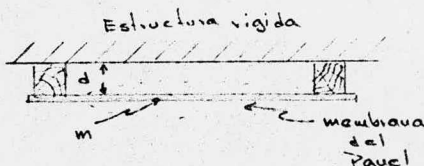


Figura (57) Factor de absorción de un panel sin perforar.

El máximo de absorción tiene lugar a la frecuencia propia del resonador; ésta para un panel delgado y poco rígido, es :

$$f_0 = \frac{6000}{\sqrt{md}}$$



donde

m = Masa del panel en $[Kg/m^2]$

d = Distancia de la estructura al panel en $[m]$

El cuadro siguiente indica :

- Por un lado, el factor de absorción de algunos elementos corrientes de construcción o de mobiliario particularmente absorbentes (en la mayoría de casos es superior a .05).

El ladrillo, los lucidos de yeso, o de cemento liso, el contraplacado de vidrio, el mármol, los suelos de madera o de hormigón

tienen con frecuencia coeficientes de absorción inferiores o iguales a .05;

-Por otro lado, el área de absorción equivalente, en metros cuadrados de una persona, de una silla y de un sillón; representa la superficie de un material absorbente que tuviera los mismos efectos sobre el tiempo de reverberación.

Coeficientes de Absorción Acústica

	Frecuencia Hz.					
	125	250	500	1000	2000	4000
Muro de mampostería sin pintar	.02	.02	.03	.04	.05	.05
Aplanado de yeso sobre tabique hueco, desnudo o pintado	.02	.02	.02	.03	.04	.04
Ladrille sin vidriar	.03	.03	.03	.04	.05	.07
Ladrillo sin vidriar, pintado	.01	.01	.02	.02	.02	.03
Alfombra de lana de 9 mm. sobre concreto	.09	.08	.21	.26	.27	.37
Alfombra de lana con bajo alfombra, 15 mm.	.20	.25	.35	.40	.50	.75
Block tosco de aplanado de cemento	.36	.44	.31	.29	.34	.25
Block pintado de cemento	.10	.05	.06	.07	.09	.08
Vidrio ordinario de ventanas	.04	.04	.05	.05	.04	.03
Hojas grandes de vidrio grueso.	.18	.06	.04	.03	.02	.02
Concreto o terrazo	.01	.01	.15	.02	.02	.02
Poliuretano	.13	.13	.24	.70	.70	.68
Linoleums, asfalto, hules o loseta de corcho, sobre concreto	.02	.03	.03	.03	.03	.02
Madera	.15	.11	.10	.07	.06	.07
Mármol o tabique vidriado (azulejo)	.01	.01	.01	.02	.02	.02
Lambrín de madera de pino de 2 cm.	.10	.11	.10	.09	.08	.08
Panel de madera de 9 a 12 mm en bastidor con 5 a 10 cm de espacio de aire atrás.	.20	.18	.13	.11	.10	.08

Panel de madera terciada de 3mm en bastidor con 3 cm de espacio de aire	.20	.25	.10	.09	.08	.08
Panel de madera terciada de 3mm en bastidor con 6 cm de espacio de aire	.30	.25	.11	.11	.08	.08
Difusores convexos de panel de madera terciada de 6 mm sobre bastidor con 5 cm de fibra de vidrio en la parte interior	.50	.34	.20	.14	.09	.09
Cortina ligera	.04	.05	.11	.18	.30	.35
Cortina pesada plegada a la mitad de su área	.14	.35	.55	.75	.70	.60

Absorción de Asientos y Audiencia por Unidad (m^2 v. a.)

	Frecuencia en Hz.					
	125	250	500	1000	2000	4000
ASIENTOS						
Afelpado en el respaldo, asien-	.19	.23	.28	.28	.28	.23
De teatro, todo afelpado.	.30	.33	.33	.33	.33	.33
Sillas de orquesta, de madera	.01	.02	.02	.03	.04	.04
PERSONAS						
En butaca de respaldo afelpado y asiento de cuero o similar	.25	.28	.32	.40	.43	.41
En butaca toda afelpada	.36	.38	.38	.42	.42	.42
En silla de orquesta, con instrumentos	.36	.70	1.04	1.23	1.30	1.08
De pie	.19	.33	.43	.42	.46	.37

C A P I T U L O I I I

C A S O D E A P L I C A C I O N : E S T U D I O D E T E L E V I S I O N D E L A
E . N . E . P . " A R A G O N "

En este Capítulo se planteará la Metodología Teórica Básica para efectuar los cálculos o la relación de magnitudes a considerar, para proveer de buenas condiciones acústicas al Estudio de T.V. de la Escuela Nacional de Estudios Profesionales "Aragón" (Proyecto Teórico).

Cabe mencionar que, se utilizarán algunas Normas de la Industria de la Construcción (Mexicanas) establecidas desde 1977.

A continuación, daremos la Ubicación del Estudio de T.V. de la Escuela Nacional de Estudios Profesionales (ENEP) "Aragón".

1. Localización de la ENEP "Aragón".

La ENEP "Aragón" se localiza en el Estado de México, cercana a la periferia del Distrito Federal en la zona oriente, entre la Avenida Central y calle Hacienda de Rancho Seco (PLANO 1).

1.1 Ubicación del Estudio de T.V.

El estudio de T.V. se encuentra en el interior de la ENEP "Aragón" frente al Edificio de Lenguas Extranjeras y el Edificio A-1, (PLANO 2).

1.2 Características del Estudio de T.V.

El estudio de T.V. tiene las siguientes dimensiones interiores :

Ancho 7.60 m

Largo 11.60 m

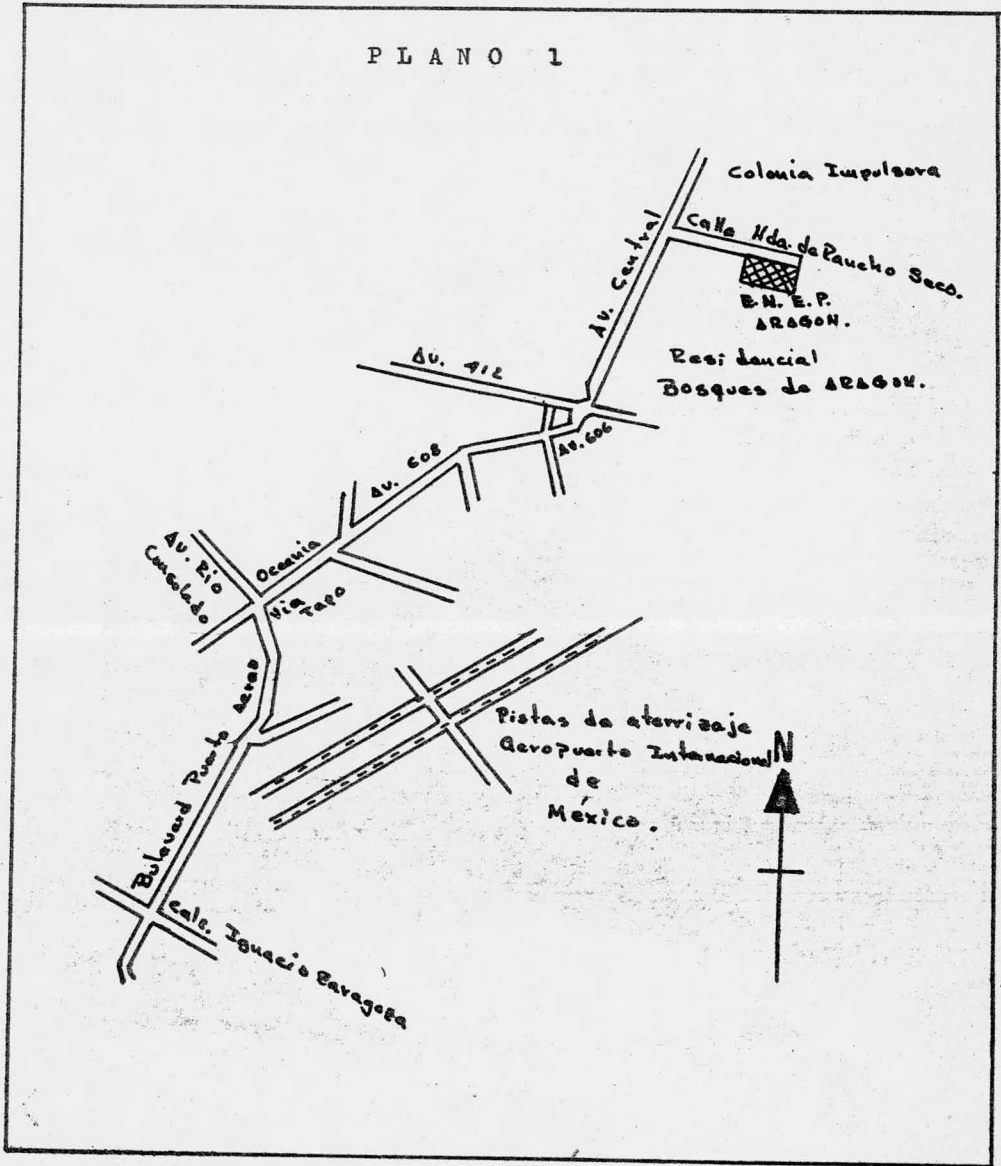
Altura 6.56 m

Con una Superficie Total (ST) de 428.22 m^2 y un volumen de 578.32 m^3 .

La construcción del Estudio de T.V. se caracteriza por tener paredes dobles, con una separación de pared a pared de 10 cm de espacio de aire (PLANO 3).

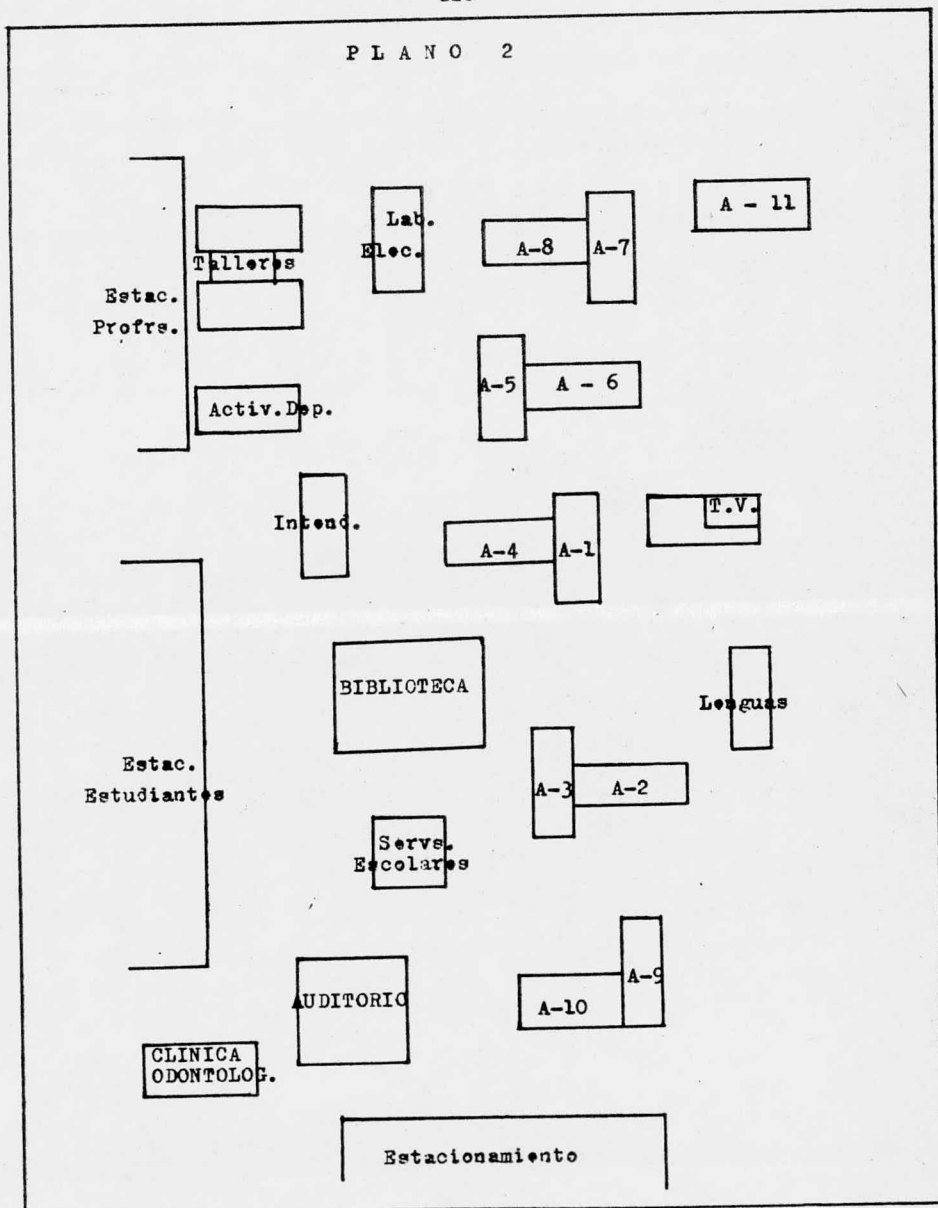
Dos de las paredes externas son de Concreto de 16 cm de espesor, y las otras dos de tabique barnizado.

PLANO 1

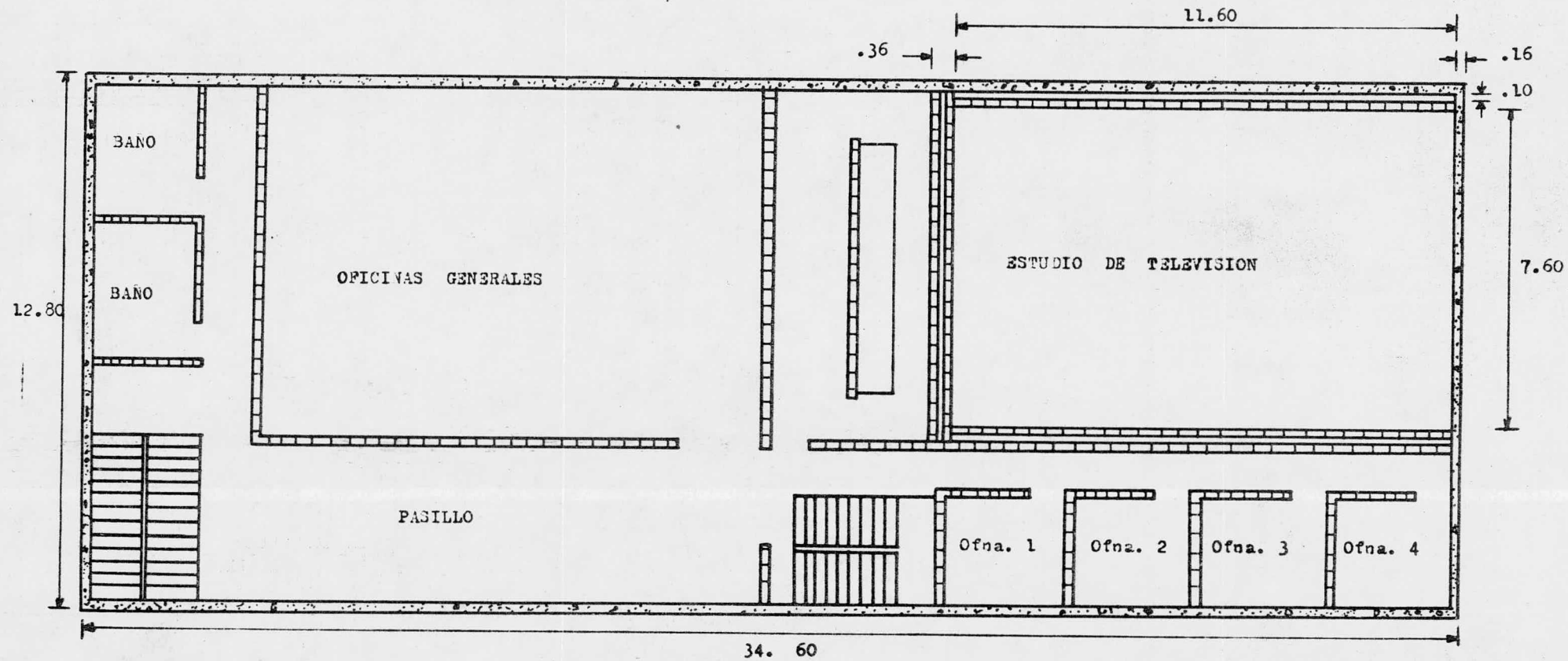


CROQUIS DE LOCALIZACION DE LA E.N.E.P. "ARAGON" .

PLANO 2



PLANO 3



PLANO DE LOCALIZACION DEL ESTUDIO DE TELEVISION EN EL INTERIOR DEL EDIFICIO. "SIN TRATAMIENTO ACUSTICO"

ESCALA 1 : 1

ACOTACIONES m

Los muros internos son de tabique rojo.

El piso tiene un acabado de cemento (concreto).

El techo (falso) está constituido de poliuretano y concreto

1.3 Funciones del Estudio de T.V.

El estudio tendrá una finalidad pedagógica, y deberá tener una capacidad máxima de 20 personas.

2. Cálculos para el Acondicionamiento Acústico del Estudio de T.V.

2.1 Frecuencias Normales de Resonancia.

Aplicando la Ecuación
$$f_n = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{m^2}{L^2} + \frac{n^2}{I^2} + \frac{p^2}{h^2}},$$

se obtuvieron los siguientes resultados :

n_x	n_y	n_z	Hz.
0	0	1	25.91
0	1	1	29.77
1	1	1	37.21
0	1	0	14.65
1	1	0	29.75
1	0	0	22.36
2	0	0	44.73
2	1	0	47.07
2.	2	0	53.46
2	2	2	74.46
2	1	2	70.00
1	1	2	58.30
3	2	0	73.22
3	2	1	71.66

Ya que se calcularon las frecuencias naturales de resonancia calcularemos el Coeficiente de Absorción de cada uno de los materiales de que está constituido el clauetro, para obtener su Coeficiente de Absorción (α) Total del local a cada frecuencia.

Antes de esto, consultaremos la tabla de los coeficientes de absorción de los materiales utilizados en la construcción.

2.2 Coeficientes de Absorción de los Materiales del Estudio de T.V.

Material	Hz.					
	125	250	500	1000	2000	4000
Poliuretano	.13	.13	.24	.70	.70	.68
Concreto	.01	.01	.15	.02	.02	.02
Vidrio grueso	.18	.06	.04	.03	.02	.02
Ladrillo	.03	.03	.03	.04	.05	.07
Madera	.15	.11	.10	.07	.06	.07

Las áreas calculadas de cada material son las siguientes :

Poliuretano	=	128.00 m ²
Concreto	=	274.49 m ²
Vidrios	=	45.20 m ²
Tabique	=	140.46 m ²
Puertas	=	16.38 m ²

Con estos valores pasaremos a calcular el Coeficiente de Absorción medio de la sala a cada una de las frecuencias.

$$\alpha = \frac{\alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \alpha_3 S_3 + \dots + \alpha_n S_n}{S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n}$$

Aplicando la Ecuación anterior, se obtuvieron los siguientes resultados :

α_{125}	=	.0798
α_{250}	=	.0656
α_{500}	=	.185
α_{1000}	=	.24
α_{2000}	=	.242
α_{4000}	=	.247

Con los datos anteriores, podemos calcular el Tiempo de Reberveración a cada una de las frecuencias.

Aplicando la Fórmula de Eyring se obtuvieron los valores siguientes :

$$T = \frac{.16 V}{- S_T \ln (1 - \alpha)}$$

Frecuencias	125	250	500	1000	2000	4000	Hz
Tiempo	2.95	3.18	1.05	.78	.779	.76	seg.

2.3 Tiempo Optimo de Reberveración.

Para poder seguir con el estudio del claustro y realizar su Acondicionamiento, tenemos que obtener su Tiempo Optimo de Reberveración, para esto consultaremos la Figura 1 del Apéndice, en donde se localizan los tiempos óptimos de reberveración para diferentes aplicaciones de los claustros.

En nuestro caso será la línea que tiene Estudios de T.V. con un volumen de 578.32 m³ a 1000 Hz.

El Tiempo Optimo que se obtiene es de :

$$T.O.R. = .79 \text{ seg.}$$

Conociendo este valor, pasaremos a la Figura 2 del mismo Apéndice, para obtener el Factor de Corrección que se aplicará a cada una de las frecuencias.

Frecuencias	125	250	500	1000	2000	4000	Hz.
Factor	1.38	1.18	1.04	1.0	1.0	1.0	
Tiempo	1.09	.93	.82	.79	.79	.79	seg.

De acuerdo con la Ecuación de Sabine tenemos que :

$$A_0 = \frac{.16 V}{T}$$

Podemos obtener la absorción óptima del Claustro que será la siguiente :

Frecuencias	125	250	500	1000	2000	4000	Hz.
A _{op}	84.89	99.49	112.49	117.12	117.12	117.12	m ² Sabine

Con la siguiente ecuación se calcula el Coeficiente de Absorción Optimo

$$\alpha_{op} = (1 - e^{-A_{op}/S_T})$$

que es :

Frecuencias	125	250	500	1000	2000	4000	Hz.
α_{op}	.179	.20	.23	.24	.24	.24	

Como $a = S_T \cdot \alpha$, con esta ecuación se obtienen los valores óptimos de la absorción en m^2 Sabine, con estos valores se calcula la desviación en la absorción con respecto a los valores medidos ($a_{medida} - A_{óptima} = A_{absorbente}$).

Frecuencias	125	250	500	1000	2000	4000	Hz.
a_{medida}	31.36	29.09	88.12	118.62	118.78	121.175	m^2 Sabine
$A_{óptima}$	76.65	85.64	98.49	102.77	102.77	102.77	m^2 Sabine
$A_{absorbente}$	-45.29	-56.55	-10.37	15.85	16.01	18.40	m^2 Sabine

Los valores obtenidos nos describen el comportamiento absorbente del claustro a sus diferentes frecuencias, los valores negativos del último renglón nos indican que hay defectos de absorción (debe colocarse material absorbente), y los valores positivos nos indican exceso de absorción (hay que colocar materiales no muy absorbentes). Esto significa que deben colocarse materiales que sean absorbentes a frecuencias de 125, 250 y 500 Hz.

En cambio, a las frecuencias de 1000, 2000 y 4000 Hz. se colocarán materiales menos absorbentes o en su caso, hacerse adecuaciones por medio de resonadores.

Ahora, pasaremos a calcular el Area a tratar Acústicamente.

	Vacío	1/3 Audiencia	2/3 Audiencia	Lleno
Absorción sin tratamiento	118.6	118.6	118.6	118.6
Absorción adicional por Audiencia	0	104.94	106.94	118.44
Absorción Total en Sabines	118.6	223.54	225.54	237.04

Como sabemos el T.O.R. es de .79 seg. a 1000 Hz. Aplicando la

La Ecuación de Sabine obtenemos el Area de Absorción que es :

$$A = \frac{.16 (578.32)}{.79} = 117.12 \text{ Sabines}$$

Para cálculos de funcionamiento normal del Estudio se efectuará a 2/3 de Audiencia,* por lo tanto, el Area a tratar es la siguiente :

$$225.54 - 117.12 = 108.42 \text{ Sabines}$$

Ya que conocemos el Area, procederemos a calcular la Pérdida de Transmisión del Sonido.

2.4 Pérdida de Transmisión del Sonido.

En primer lugar, obtendremos la Frecuencia de Resonancia de las paredes dobles que constituyen el Estudio de T.V., consiguiendo, su Coeficiente de Transmisión y por último, se determinará la Pérdida de Transmisión del Sonido.

2.4.1. Frecuencia de Resonancia.

Aplicando la fórmula para la obtención de la Frecuencia de Resonancia que es :

$$f_0 = 60 \sqrt{\frac{1}{d} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$$

y con los siguientes datos :

$$\rho_c = 2\,600 \text{ Kg/m}^3$$

$$V = 72.59 \times .16 = 11.61 \text{ m}^3$$

$$M = \rho V = 30\,199.9 \text{ Kg}$$

$$m_1 = 416.03 \text{ Kg/m}^2$$

$$R_1 = 1\,800 \text{ Kg/m}^3$$

$$V = 72.59 \times .12 = 8.71 \text{ m}^3$$

$$M = 15\,679.44 \text{ Kg}$$

$$m_2 = 216 \text{ Kg/m}^2$$

* De acuerdo a las estadísticas realizadas se observó que, el antiguo Taller de Televisión de la ENEP funcionaba normalmente a 2/3 de su capacidad de Audiencia, motivo por el cual se eligió este dato para efectuar los cálculos.

d = 10 cm

donde :

ρ_c = Densidad específica del concreto

ρ_L = Densidad específica del ladrillo

M = Masa específica (ρV)

V = Volumen de cada pared

m_1 y m_2 = Masas sobre unidad de área

d = Distancia de aire entre paredes

Los valores de la densidad específica ρ_c , ρ_L , se obtuvieron de la Tabla de la página 40.

Por lo tanto,

$$f_{e1} = 60 \sqrt{\frac{1}{.10} \left(\frac{1}{416} + \frac{1}{216} \right)}$$

$$= 15.91 \text{ Hz.}$$

De la misma forma, se obtuvieron las Frecuencias de Resonancia de las paredes restantes; siendo las siguientes :

$$f_{e2} = 15.91 \text{ Hz.}$$

$$f_{e3} = 19.14 \text{ Hz.}$$

$$f_{e4} = 19.14 \text{ Hz.}$$

2.4.2. Coeficiente de Transmisión.

Con los valores de las Frecuencias de Resonancia obtenemos

$$w_0 = (2\pi f_0).$$

$$w_{01} = 99.96 \text{ rad/seg.}$$

aplicando este valor a la fórmula del Coeficiente de transmisión que es :

$$\tau = \frac{2\rho_c c k}{m_1 m_2 w (w^2 - w_0^2)}$$

donde :

ρ_0 = Densidad específica del aire a 21° C

c = Velocidad del sonido en el aire

k = Constante de elasticidad del aire

m_1 y m_2 = masas sobre unidad de área, de cada pared respectivamente.

w = Pulsación a las diferentes frecuencias normalizadas (125, 250, 500, 1000, 2000 y 4000)

Por lo tanto,

$$\sigma_1 = \frac{2 (1.21)(343)(141\ 855)}{(216)(416)(1000)(39478418 - 9993.09)}$$
$$= 3.32 \times 10^{-8}$$

Siendo los Coeficientes de Transmisión de los muros restantes los siguientes :

$$\sigma_2 = 3.32 \times 10^{-8}$$

$$\sigma_3 = 7.67 \times 10^{-8}$$

$$\sigma_4 = 7.67 \times 10^{-8}$$

2.4.3. Pérdida de Transmisión del sonido (obtención).

$$P = 10 \log \frac{1}{\sigma}$$

Aplicando esta fórmula :

$$P_1 = 10 \log \frac{1}{3.32 \times 10^{-8}}$$
$$= 74.78 \text{ dB}$$

Para los demás Coeficientes de Transmisión se encontraron los resultados siguientes :

$$P_2 = 74.78 \text{ dB}$$

$$P_3 = 71.14 \text{ dB}$$

$$P_4 = 71.14 \text{ dB}$$

En lo que respecta a las paredes sencillas y losas de hormigón con falso techo, su Coeficiente de Transmisión fué obtenido de las Normas Mexicanas de la Construcción :

- Pared sencilla $\tau = .0001$
 $P = 40$ dB

- Losa de hormigón con falso techo :

$\tau = .000006$
 $P_1 = 52$ dB

$\tau = .0000059$
 $P_2 = 52.3$ dB

Cabe aclarar que, los valores obtenidos de la Pérdida de Transmisión del Sonido son valores promedio, ya que éstos tienen que calcularse a cada una de las Frecuencias Normalizadas (125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 Hz.).

Asimismo, en lo que se refiere a la obtención de las Frecuencias Normales de Resonancia, Tiempo de Reberveración y Tiempo Optimo de Reberveración, es necesario mencionar que los resultados a los se llegó fueron considerando el Recinto completamente cerrado, es decir, provisto de puertas y ventanas (debido a que, el estudio de T.V. carecía de éstas).

2.5 Cálculo de la Pérdida de Transmisión del Sonido en Ventanas y Puertas.

En nuestro caso particular, de Acondicionamiento Acústico de un Estudio de T.V., las ventanas y puertas se consideran los puntos débiles de aislamiento sonoro, por lo que su diseño será de doble estructura (cristales dobles y puertas dobles).

2.5.1. Ventanas

Se emplearán cristales de 10 mm. de espesor, con una sepa-

ración de cristal a cristal de 15 cm.

Con los datos siguientes :

$$\begin{aligned}\rho &= 2\,500 \text{ Kg/m}^3 \\ V &= 2.86 \times .01 = .0286 \text{ m}^3 \\ M &= 71.5 \text{ Kg} \\ m_1 &= 25 \text{ Kg/m}^2 \\ m_2 &= 25 \text{ Kg/m}^2\end{aligned}$$

Calculamos :

$$f_o = 43.81 \text{ Hz.}$$

$$\tau = 4.78 \times 10^{-6}$$

$$P = 53.20 \text{ dB}$$

2.5.2. Puertas

Deberán construirse de madera de pino de 3 cm. de espesor, existiendo una distancia de aire intermedio de 15 cm. entre bloque y bloque.

A continuación, encontraremos los valores de f_o , τ y P respectivamente.

Si :

$$\begin{aligned}\rho_{\text{pino}} &= 450 \text{ Kg/m}^3 \\ V &= 2.52 \times .03 = .0756 \text{ m}^3 \\ M &= 34.02 \text{ Kg} \\ m_1 &= 13.5 \text{ Kg/m}^2 \\ m_2 &= 13.5 \text{ Kg/m}^2\end{aligned}$$

Entonces :

$$f_o = 59.62$$

$$\tau = 1.64 \times 10^{-5}$$

P = 60.88 dB

Todos los valores obtenidos son valores promedio.

En el Plano 4 se ilustran cada uno de los materiales descritos anteriormente, con su respectiva Pérdida de Transmisión del Sonido.

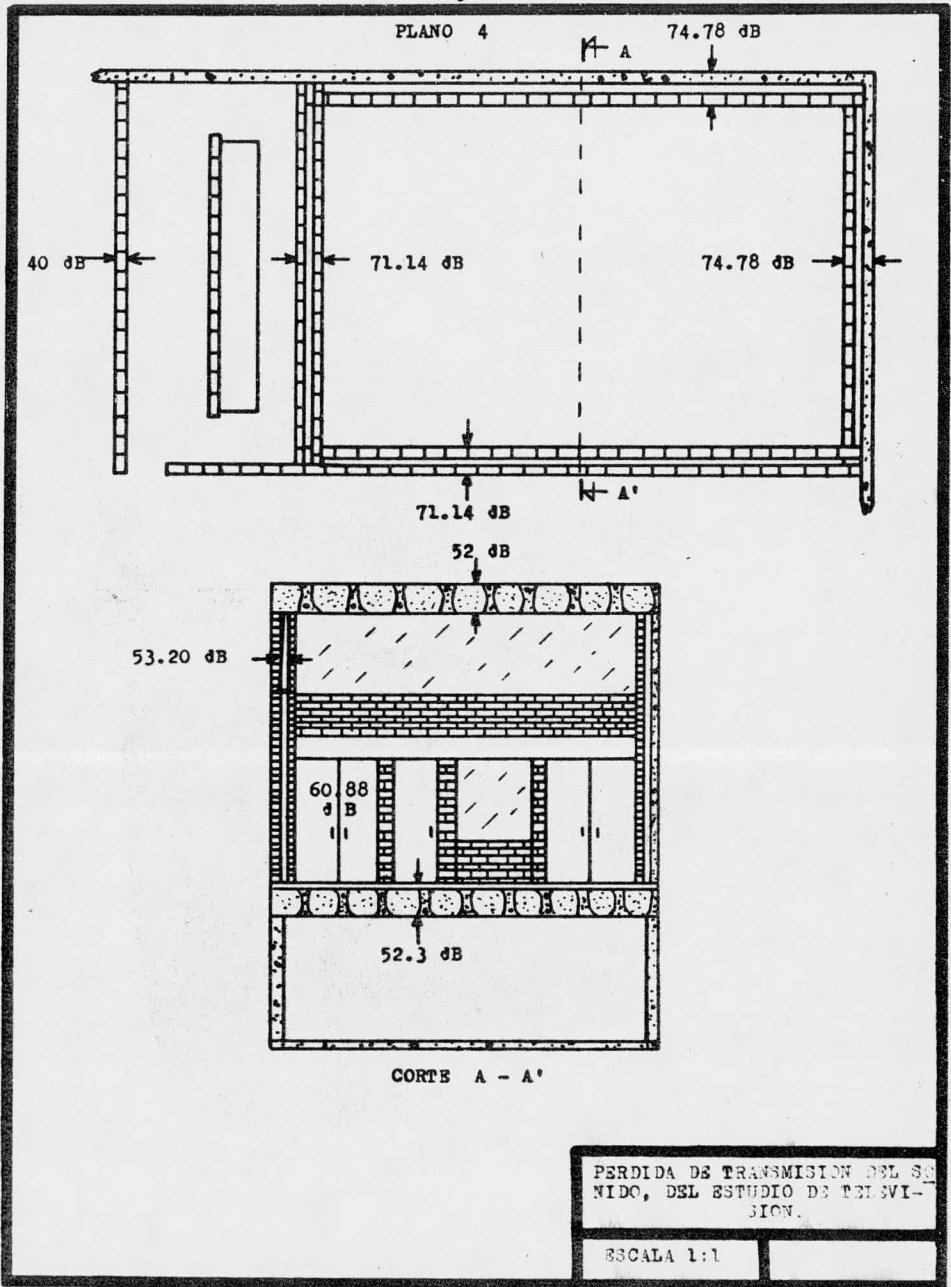
3. Materiales Acústicos utilizados y su Costo.

Para el buen Acondicionamiento Acústico del Estudio de T.V. se emplearán los siguientes materiales :

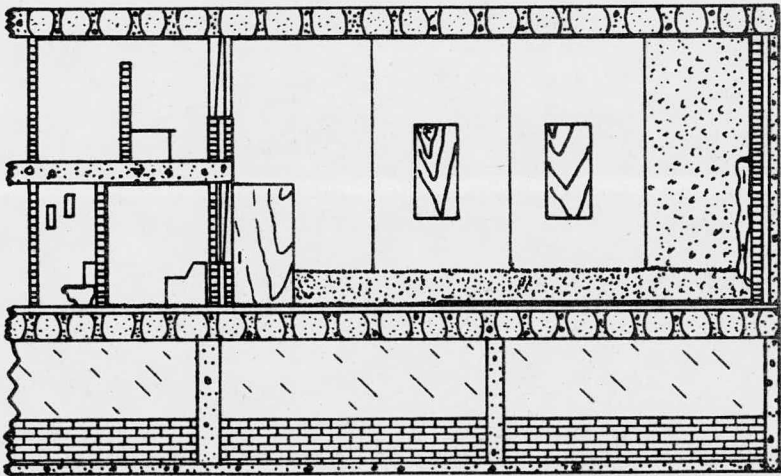
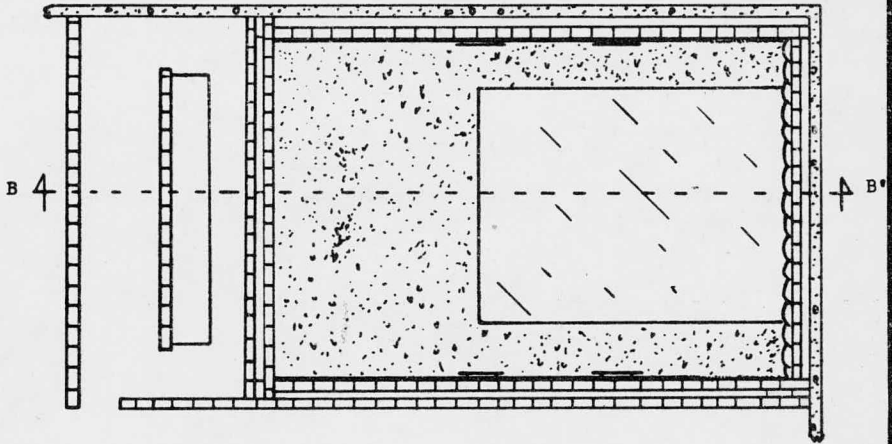
Material	m ²	Costo
Alfombra de lana de 9 mm.	185	440,300.00
Aplanado de cemento	165	33,000.00
Mármol	36	70,200.00
Panel de madera de 9 a 12 mm. en bastidor con 5 a 10 cm. de espacio de aire atrás	10	4,000.00
Vidrio de 10 mm.	45.2 x 2	433,920.00
Puertas de madera de pino	18.90 x 2	151,200.00
Cortina gruesa	14	35,000.00

TOTAL (En Pesos) 1,167,620.00

La distribución de los diferentes materiales acústicos se muestra en el Plano 5.



PLANO 5



CORTE B - B'



Miracol
y
vidrio



Madera



Alfombra



Aplanado tosco
de Cemento.

ESQUEMA DE ALBANI I EN UN
MATERIALES ACUSTICOS

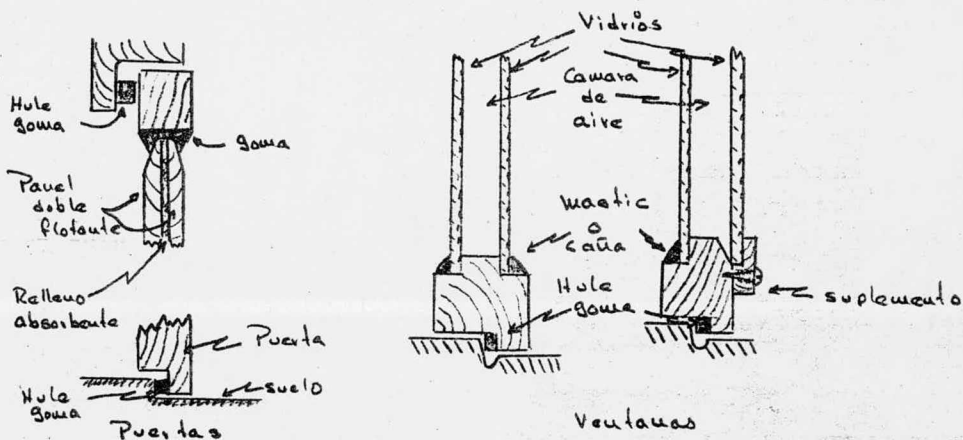
1:1

4. Sugerencias para el buen Funcionamiento Acústico del Estudio de T.V.

- Dispositivos Aislantes.

Puertas y Ventanas. Como se vió anteriormente, las puertas y ventanas constituyen los puntos débiles en el aislamiento sonoro de un local. Su poca atenuación radica principalmente en las juntas. Puede aumentarse sensiblemente la atenuación de las mismas - por medio de burletes de hule goma de uno o dos centímetros de grosor.

En casos especiales pueden emplearse perfiles de goma en forma de U, L, etc.; que les confiera una gran flexibilidad.



La colocación de estos burletes no presenta dificultad más que en la parte inferior de las puertas que pueden necesitar un escalón o una pequeña rampa que encajen puerta y dintel.

Dobles Paneles apoyados en un marco de goma y separados por un material absorbente fibroso, son los que dan mayor atenuación a una puerta sobre todo si la madera es pesada.

La misma técnica se sigue con los cristales de las ventanas; se pueden construir ya con cristal doble o bien suplementar una cristalera normal con un segundo cristal siendo conveniente que estos cristales se inmovilicen con pastas muy viscosas o bandas de hule en vez de usar cañas de madera o de aluminio.

- Instalaciones Sanitarias.

Para obtener una mínima transmisión del sonido es recomendable principalmente :

- a) Sellar los orificios donde la tubería atraviesa las paredes.
- b) Aislar la tubería de la estructura con fibra de vidrio.
- c) Proyectar el curso de las tuberías de agua en el edificio para evitar el ruido en lugares donde se requiera tranquilidad.
- d) Proveer cámaras de aire en cada salida de tubería para eliminar el martilleo de agua al detenerse bruscamente el flujo de agua.

- Eliminación de Ruido en Ductos de Ventilación.

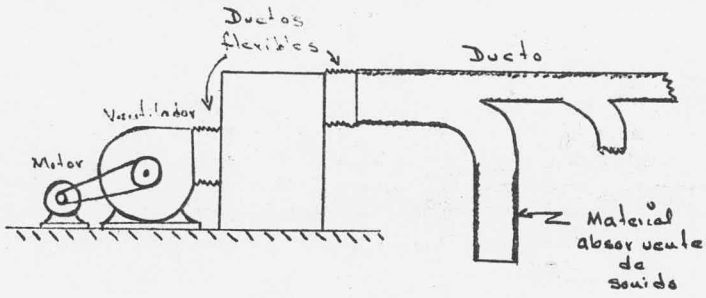
La gran mayoría de los ductos constituyen un conducto ideal para la transmisión del sonido, por lo que se hace necesario tomar medidas para evitarlo.

Una forma empleada para reducir la transmisión a través del ducto, es colocando el aislamiento en su interior, dicho aislamiento deberá colocarse en toda la longitud del ducto en esta forma se eliminarán los sonidos generales en la unidad central o ventilador.

Igualmente mientras menos es la superficie de la sección transversal del ducto, la energía disminuirá más rápido que en el caso de secciones transversales de ductos mayores.

Es aconsejable que la unión entre el ducto y el ventilador se efectuó por medio de una camisa de manta, que evita el contacto de metal a metal que produciría la transmisión de la vibración del motor y ventilador a través del ducto. Cuando el ducto atraviesa algún muro conviene aislarlo con un algún material suave, la unión entre el perímetro del ducto y el muro. El material que se use para recubrir interiormente deberá resistir la abrasión causada por la fricción del aire con la superficie interior del aislamiento.

Se aconseja un recubrimiento adicional de neoprano o en su defecto usar vitroducto.



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. El campo de la Acústica en general, y de la Acústica Arquitectónica en particular, en nuestro país es muy limitado; por lo que se recomienda la integración de Equipos Multidisciplinarios (Ingenieros en Acústica, Ingenieros Civiles, Arquitectos, Técnicos en Acondicionamiento Acústico, etc.) para profundizar en el estudio de este campo profesional.
2. La información sobre Acondicionamiento Acústico de Estudios de T.V. es escasa, y la que existe en su mayor parte está reservada a empresas particulares (las cuales no permiten el acceso a ésta); siendo por lo tanto, necesario establecer Convenios de Transmisión de Información -a través de Cursos, Conferencias, etc- entre las Empresas y la Universidad.
3. El Estudio de Televisión de la Escuela Nacional de Estudios Profesionales E.N.E.P. "Aragón", presenta los siguientes in convenientes :
 - a) Estudio de T.V. ya construído; cercano a aulas, oficinas y pasillos muy transitables; así como también, el contar con una puerta que da directamente al exterior.
 - b) Su cercanía con el Aeropuerto Internacional de México.

Sugiriéndose :

- a) Colocar una pantalla de vegetación en los alrededores del Estudio, que se encargue de atenuar los ruidos provenientes de las aulas.
Las oficinas deberán alfombrarse y encortinarse, para la absorción del ruido producido en éstas por máquinas de escribir (mecánicas).
A los pasillos, habrá que dotarlos de un piso flotante de madera, o en su defecto alfombrarlos, para evitar la

propagación del ruido originado por el paso de los peatones.

En cuanto a la puerta que da con el exterior, tendrá - que rellenarse de fibra de vidrio para aumentar su atenuación.

b) En este caso, el piso del Estudio será un piso flotante, sin contacto alguno con muros y castillos, para evitar la transmisión de las vibraciones causadas por los aviones al despegar.

4. Los Instrumentos de Medición son indispensables e imprescindibles para la comprobación de los Cálculos Teóricos realizados a lo largo del Acondicionamiento Acústico del Estudio de Televisión. Por esto, es de suma importancia que en la E.N.E.P. "Aragón" se cuente con un Laboratorio en Acústica que tenga los instrumentos principales para efectuar las mediciones pertinentes.

5. Hay que conocer con precisión los diferentes Materiales Acústicos con se cuenta en el país, para adaptarlos a las necesidades de Acondicionamiento Acústico del Claustro.

6. En particular, todas las ventanas con doble vidrio deberán construirse de la manera siguiente :

Uno de los vidrios tendrá por lo menos 5° de inclinación respecto al otro vidrio, para evitar que funcionen como una caja resonante.

A P E N D I C E

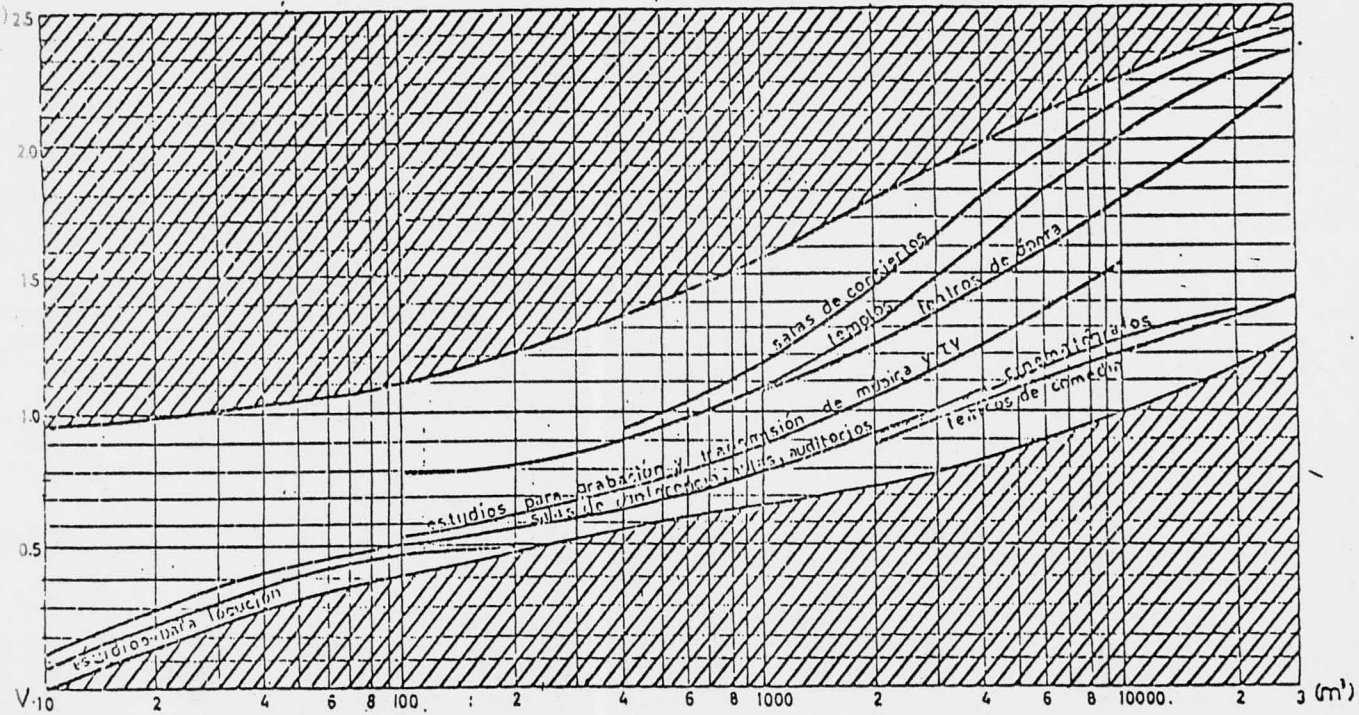


FIGURA 1.- VALORES OPTIMOS DE REVERBERACION.

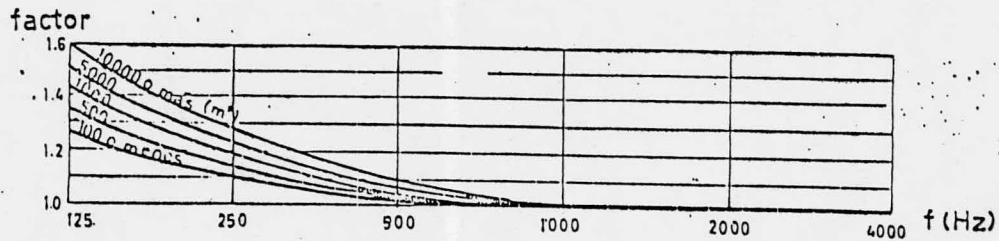


FIGURA 2.- COEFICIENTES

En la Tabla siguiente se dan los equivalentes de los valores preferentes de criterio de ruido (PCR) a los niveles sonoros.

<u>PCR</u>	<u>NS (dB(A))</u>
15	25
20	30
25	34
30	38
35	42
40	47
45	52
50	56
55	61
60	66
65	70

B I B L I O G R A F I A

1. BARQUERO, Joaquín G. Electroacústica
3a. Edición, Ed. Paraninfo
España 1969.
2. BERANEK, Leo L. etal. Noise and Vibration Control
Ed. Mc Graw-Hill
New York 1971.
3. GARCIA, Ramón etal. Enciclopedia de las Ciencias
Vol. 11, Ed. Larousse
México 1982.
4. HOWARD, M. Tremaine. Audiocyclopedia
Ed. Howard W. Sams & Co.
Inc. 1981.
5. LAMORAL, Roger. Acoustique et Architecture
Ed. Masson, París 1980.
6. Varios. Architectural Acoustics
Ed. Kjaer & Brüel,
Dinamarca 1981.
7. ROSADO, Rodríguez Carlos. Acústica I
Ed. Trillas
México 1974.
8. ROBERT, Josse. La Acústica en la Construcción
Ed. Gustavo Gili S.A.
Barcelona 1980.
9. W. SETO, William. Acústica
Ed. Mc. Graw-Hill
México 1981.

REFERENCIAS

BIBLIOGRAFICAS

MANUAL DE ENTRENAMIENTO :

TELEVIS A

CATALOGO DE NORMAS :

Normas de La Industria de
La Construcción :

NOM - C - 206 -1977

NOM - C - 207 -1977

NOM - C - 211 -1977

APUNTES DE CLASE :

De Acústica por el Ingeniero
RICARDO TAPIA A.