

Acústica Arquitectónica para Salas de Grabación

Autor: Juan Eugenio San Martín

Resumen de los contenidos

Comportamiento del Sonido

El sonido en el espacio abierto

En el espacio abierto, en condiciones ideales, el sonido emitido por una fuente se propagará alejándose de la misma en forma radial (esférica) y su intensidad decaerá cuadráticamente, donde el nivel sonoro se reducirá en 6dB cada vez que se duplique la distancia (Figura 1).

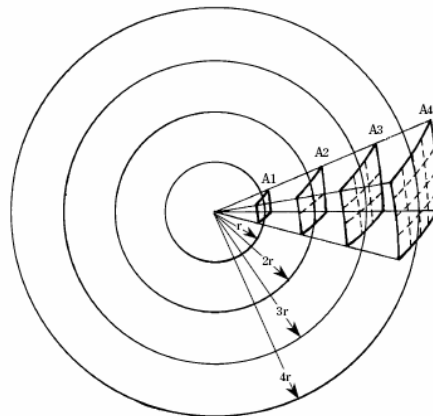


Figura 1 - Representación en ángulo sólido de la propagación en espacio abierto del sonido

El sonido en los recintos

Dentro de un recinto, las perturbaciones en el aire producidas por una fuente se propagarán hasta chocar con un obstáculo (paredes, superficies, etc., Figura 2), y debido a que cambiará la impedancia característica del medio, parte del sonido se reflejará, mientras que otra parte será absorbida (disipada en forma de calor) por el material, y otra parte se transmitirá a través de este (Figura 3).

Cada material en particular posee diferentes coeficientes tanto de absorción como de transmisión, para cada frecuencia en particular. Asimismo, el espesor y las dimensiones de cada material influirán en estos valores. Para el estudio del campo acústico interno sólo nos interiorizaremos en las características de absorción de los materiales, pero también en la geometría de la sala y los

diferentes obstáculos presentes. Para el estudio del aislamiento, los factores a considerar serán muchos más.

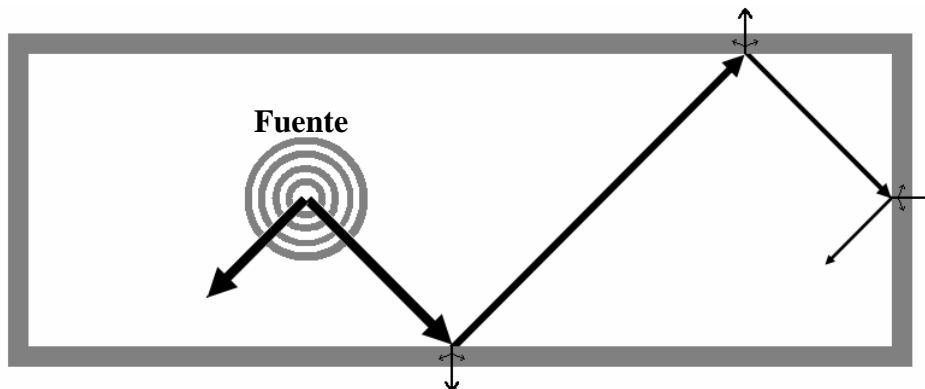


Fig.2 - Propagación del sonido en un recinto

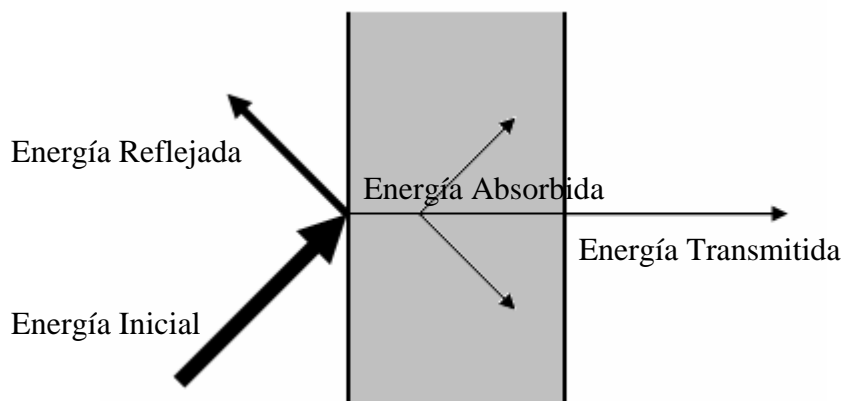


Fig. 3 - Comportamiento del sonido frente a un obstáculo

Campo Acústico Interno

Cuando percibimos dentro de una sala el sonido de una fuente, una parte pertenece al sonido directo de la propia fuente, pero otra parte corresponde al sonido reflejado por las superficies internas del recinto (Figura 4). A medida que nos alejamos de la fuente, como la reverberación puede considerarse prácticamente homogénea para toda la sala, y su intensidad de igual forma para casi cualquier sector, la proporción entre el campo reverberante respecto al sonido directo aumentará. Pero esta es sólo una de las cuestiones a considerar en la sala: la geometría jugará otro papel importante. Dejando de lado la influencia de las concavidades (las cuales producen focalizaciones acústicas) y convexidades (las cuales producen difusión), el comportamiento modal será de vital importancia debido a las ondas estacionarias de baja frecuencia que se producirán.

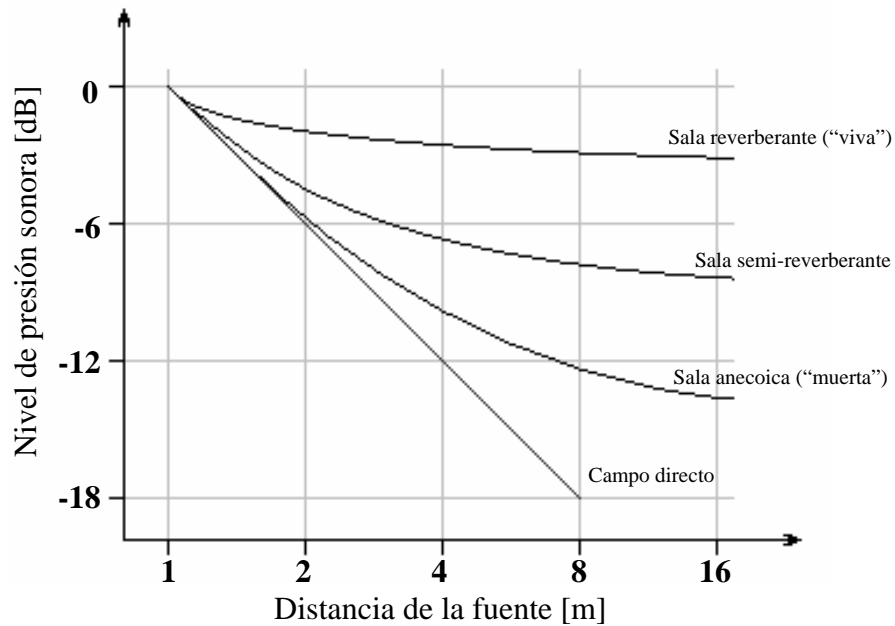


Fig. 4 - Niveles de presión sonora del campo directo y campo reverberante

Modos naturales

Cualquier recinto puede considerarse como un resonador complejo, debido a que entre superficies pueden generarse un gran número de resonancias, conocidas como *modos*. Los modos de una sala pueden ser tanto axiales como tangenciales u oblicuos, y estarán asociados a una frecuencia particular (o a un determinado ancho de banda). Los modos no necesariamente se dan entre superficies paralelas. Sin embargo, si las dimensiones pueden acercarse a las de un prisma (Figura 5), podemos calcular la frecuencia de resonancia f mediante

la fórmula $f = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2}$, donde c corresponde a la velocidad

del sonido, las l a las dimensiones de la sala y los índices n al orden del modo, los cuales pueden ser cualquier número entero.

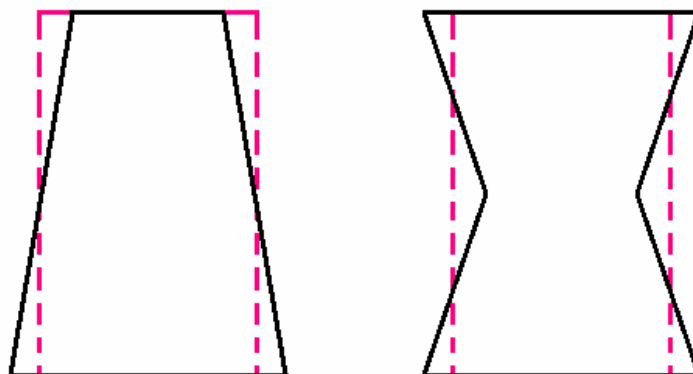


Fig. 22 - Aproximación de geometrías complejas a rectángulos, donde el cálculo modal es válido

Estas ondas estacionarias suelen permanecer por un tiempo en la sala, e incluso a veces, si bien pueden no ser audibles, ser captadas por los micrófonos. Como su presión es máxima en las esquinas o en ciertos puntos al ras de las paredes, hay ciertos instrumentos o fuentes acústicas que habrá que acercarlos o alejarlos de estos sectores, según nuestra conveniencia. Es por ello que la "coloración" de la sala en baja frecuencia podrá favorecernos o complicarnos, dependiendo de las fuentes que se encuentren en su interior.

A medida que aumenta el orden del modo, su amplitud será menor. Respecto a su ancho de banda, si la sala es muy absorbente, la amplitud de los modos también será menor, pero el ancho de banda será mayor, pudiendo en algunos casos solaparse con otros modos cercanos. El control modal deberá entonces considerar la densidad modal, por ejemplo, de a tercios de octava (Figura 7).

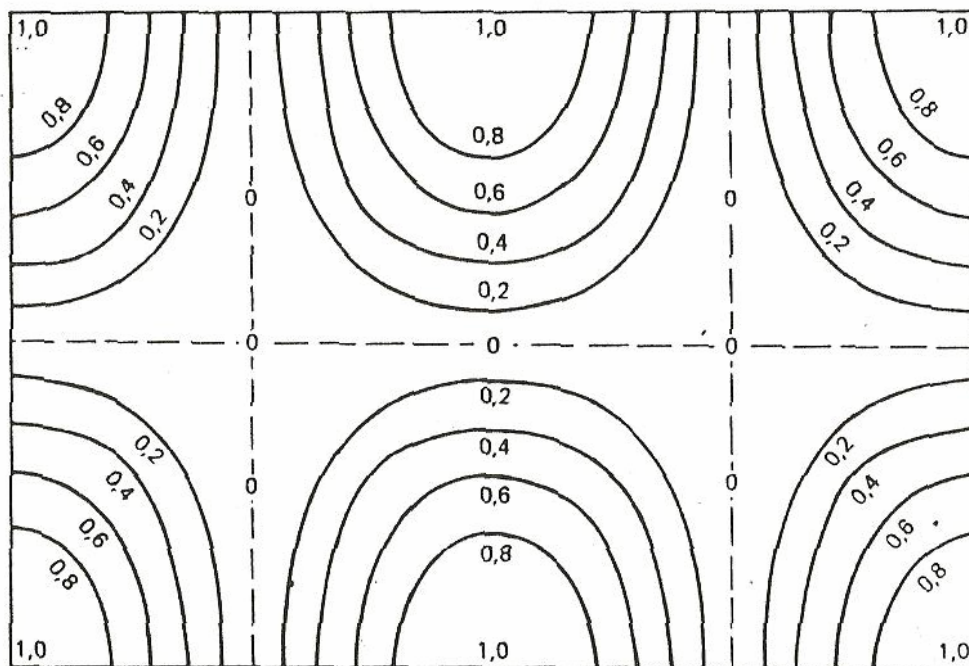


Fig. 6 - Modo tangencial (2,1,0) - Fuente: Méndez, A. M. Acústica Arquitectónica

Para frecuencias superiores a los 250-300Hz, la densidad modal crece enormemente, y no tiene sentido su cálculo ya que el comportamiento de las reflexiones empieza a convertirse en campo reverberante.

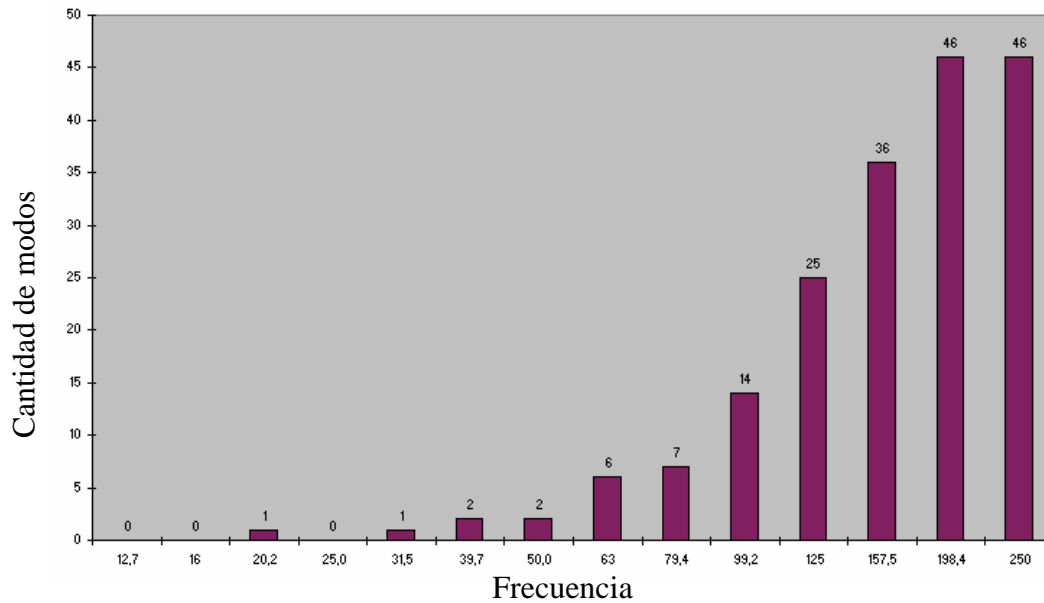


Fig. 7 - Densidad modal por tercios de octava para una sala de 8mx5mx3.2m

Respecto a las dimensiones de la sala y las aproximaciones del "prisma", hay muchos estudios realizados donde para ciertas proporciones de *largo-ancho-alto* la densidad modal se comporta como función monótona creciente (Criterio de Bonillo, en bandas de tercios de octava) o no posee modos repetidos, permitiendo gran homogeneidad (Criterio de D'Antonio). El diagrama de relaciones de Bolt suele ser utilizado con mucha frecuencia (Figura 8), pero para salas pequeñas no resulta tan conveniente la mayoría de las veces. Los diagramas de Louden otorgan mejores resultados en estos casos (Figura 9).

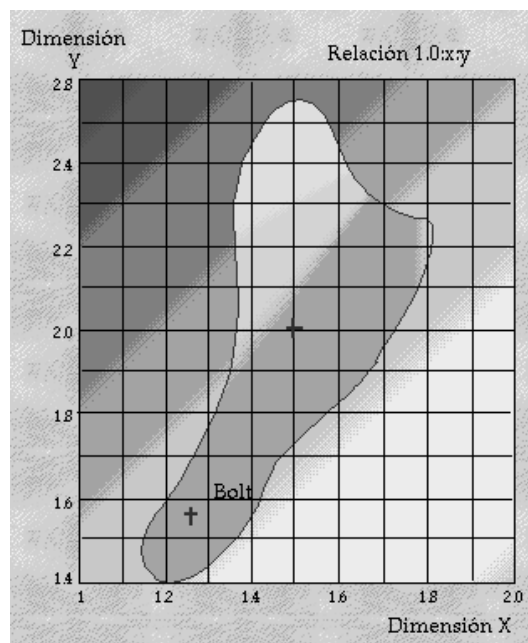


Fig.8 - Diagrama de relaciones de Bolt

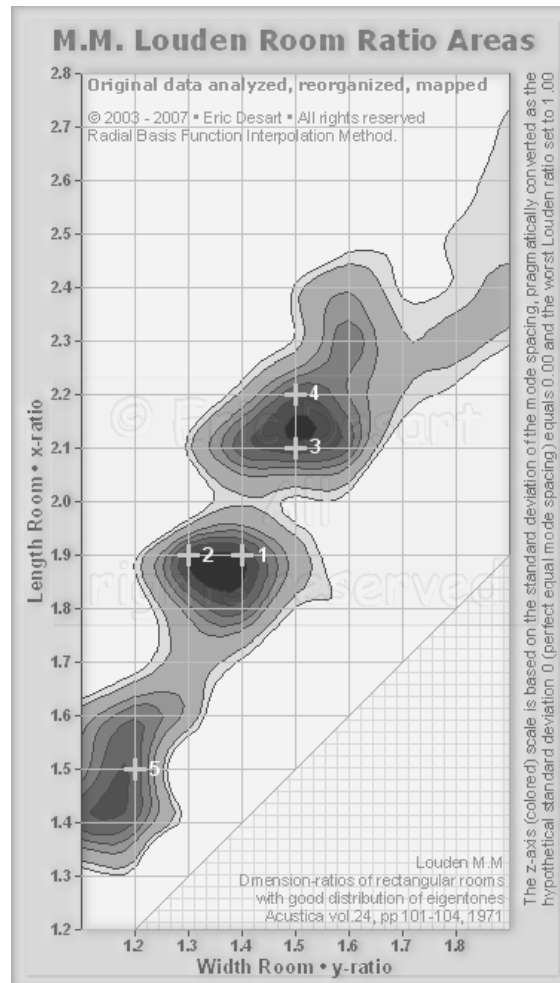


Fig. 9 - Diagramas de Louden

Reverberación

Una vez que el sonido emitido por la fuente se extingue, la energía almacenada en la sala en forma de ondas estacionarias persiste, y disminuye gradualmente, dando lugar al fenómeno de reverberación. Esta disminución de la energía acústica acumulada en la sala no es igual para todas las frecuencias, y depende tanto del volumen de la sala como del revestimiento de las superficies. El tiempo de reverberación TR es el tiempo que demora el nivel de presión sonora en decaer 60dB. Una fórmula empírica que no ha perdido uso con el correr de los años es la del cálculo de TR de Sabine, donde $TR = 0.16 \frac{V}{A}$ [s], considerando

V al volumen interior de la sala en m^3 y $A = \sum \alpha_i \cdot S_i$, que corresponde a la suma de todas las superficies (paredes, piso, techo, obstáculos) multiplicadas por sus coeficientes de absorción α correspondientes. Deberá calcularse TR para cada banda de frecuencia para obtener una buena aproximación a la realidad.

En la actualidad contamos con mejores herramientas de cálculo, algunas tales como programas de diseño y simulación de recintos (CATT Acoustic, Odeon, entre otros). Sin embargo, también podemos mejorar la ecuación de Sabine dependiendo de las condiciones acústicas del recinto, modificando el coeficiente A como lo muestra la Tabla 1.

Nombre	Coeficiente A	Aplicaciones
Ecuación de Sabine	$\sum S_i \cdot \alpha_i$	Recintos vivos con valores de $\alpha < 0.2$
Ecuación de Eyring	$-S_T \cdot \ln(1 - \bar{\alpha})$	Distribución uniforme de absorción con $\alpha > 0.2$
Ecuación de Millington -Sette	$\sum -S_T \cdot \ln(1 - \alpha)$	Distribución no uniforme de absorción, pero al menos con un valor de $\alpha > 0.2$
	$-\bar{\alpha} \cdot S_T + 4mV$ (m =cte abs. aire)	Grandes recintos, donde la absorción del aire no es despreciable

Tabla 1 - Correcciones del coeficiente A para distintas aplicaciones

Para frecuencias inferiores a 1kHz la absorción del aire es despreciable. Sin embargo, es un factor que no debe dejarse de lado, especialmente en recintos grandes. Está condicionado por la temperatura y la humedad ambiente.

Características de la reverberación

Podemos dividir al sonido del recinto en tres partes: el sonido directo, las primeras reflexiones (reflexiones tempranas), y el campo reverberante propiamente dicho (Figura 10). Estas primeras reflexiones son percibidas por el oído como un “paquete”, que se integra al sonido directo, y el cerebro la interpreta como una determinada cualidad acústica. Además de aportar a la precedencia y sensación de espacialidad, también aportan al “color” del instrumento y a su “cuerpo”, por lo que serán muy importantes tanto para el ejecutante como para los músicos con quien comparta escenario. Esto es debido a que la ventana de percepción oscila los 35ms, y es por ello que son tan importantes en el Efecto Haas. Pero si el ITDG (Initial Time Delay Gap, tiempo entre el sonido directo y la reflexión temprana con más energía, que no necesariamente es la primera) es muy largo, las reflexiones tempranas no aportarán al cuerpo de la señal y se percibirán como ecos. En la Figura 11 se pueden observar las percepciones subjetivas del campo reverberante en relación al tiempo y la intensidad.

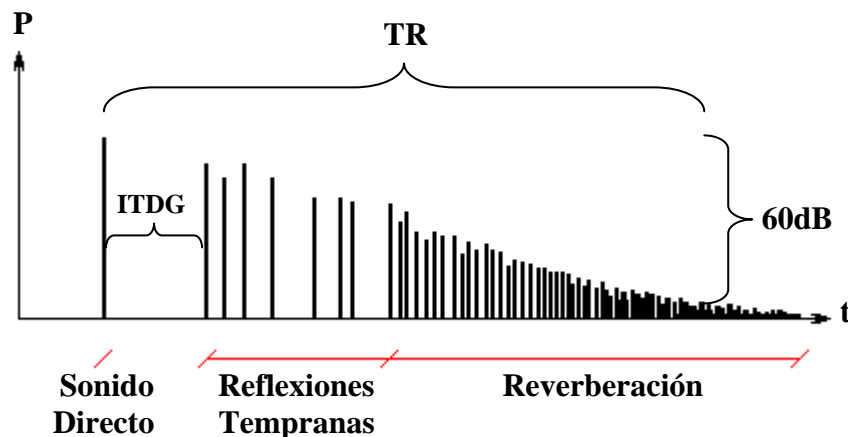


Fig. 10 - Características de la reverberación en un recinto

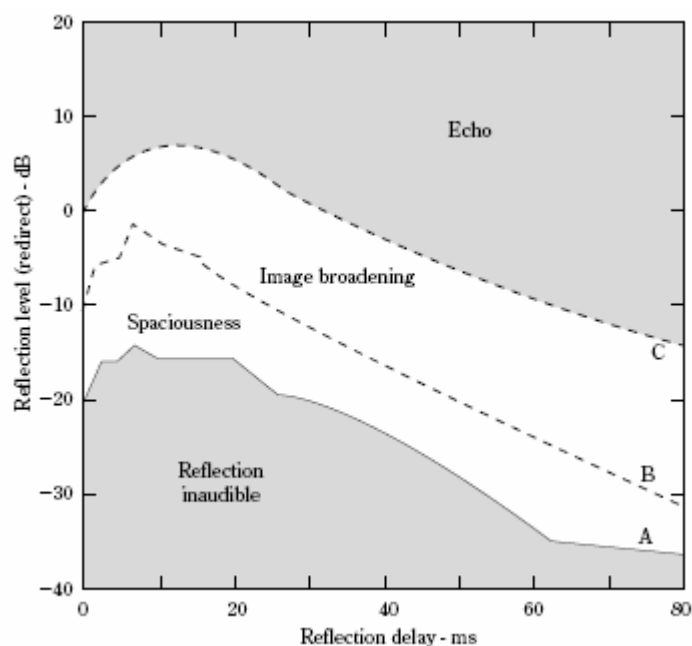


Fig. 11 - Percepción subjetiva del campo reverberante (Fuente: The Master Handbook of Acoustics, Alton Everest)

Otras sensaciones de eco están condicionadas por las geometrías y materiales de la sala. Si el paralelismo es muy marcado, es altamente probable que ocurra un fenómeno denominado “eco flotante” (*flutter echo*), donde las reflexiones van y vienen entre las paredes, y se perciben como 4 o 5 rebotes y/o repeticiones del mismo sonido, especialmente en los transitorios. Caídas de la cola de reverberación con formas de serrucho tienden a delatar este fenómeno.

Parámetros acústicos

Muchas veces no alcanza sólo con conocer el tiempo que demoran en extinguirse las reflexiones dentro de la sala, sino también la forma en que se extinguen. A continuación enumeraremos algunos de los parámetros que se

utilizan para describir el comportamiento de las salas, que se encuentran tanto en la Norma ISO 3382 de 1997 como en otras referencias:

Tiempo de reverberación T60:

Tiempo expresado en segundos que requiere un nivel de presión sonora para decrecer 60dB, obtenido a partir de la pendiente de la recta de caída de nivel por regresión lineal.

Parámetros T20 y T30:

Bajo el mismo criterio que T60, T20 expresa el tiempo en decrecer el nivel de presión sonora entre 5 y 25 dB, y T30 expresa el tiempo en decrecer el nivel de presión sonora entre 5 y 35 dB (Figura 12).

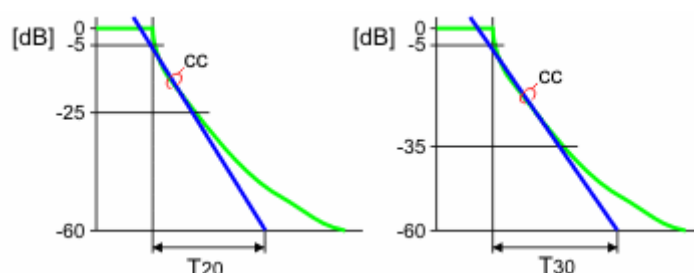


Fig. 12 - T20 y T30

Según la Norma ISO 3382, no necesariamente debe considerarse como inicio un nivel de 5dB por debajo del máximo, sino un nivel en el cual el intervalo asegure un buen ajuste.

Early Decay Time EDT:

Tiempo expresado en segundos que requiere el nivel de presión sonora de una determinada frecuencia para decrecer 10 dB (Figura 13)

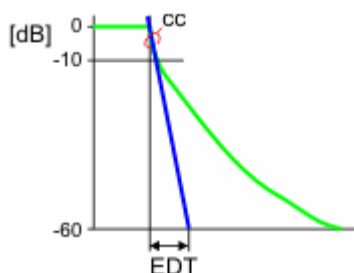


Fig. 13 - EDT

Claridad C80:

Relación logarítmica en dB entre la energía acumulada hasta los primeros 80ms y la energía acumulada a partir de los 80ms (Figura 14).

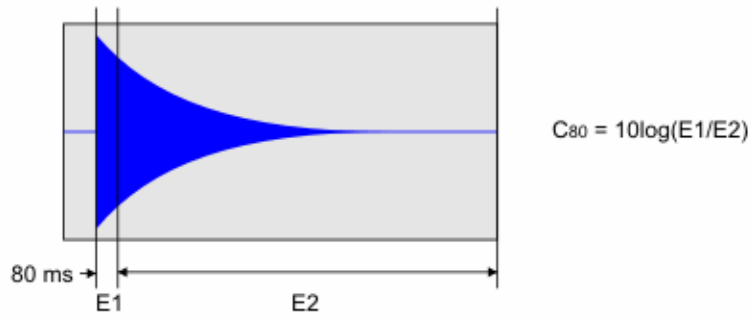


Fig. 14 - Claridad

Definición D50:

Relación entre la energía acumulada durante los primeros 50ms y la energía total, donde se cumple que $D_{50} = \int_0^{0.05s} p^2(t)dt / \int_0^{\infty} p^2(t)dt$ (Figura 15)

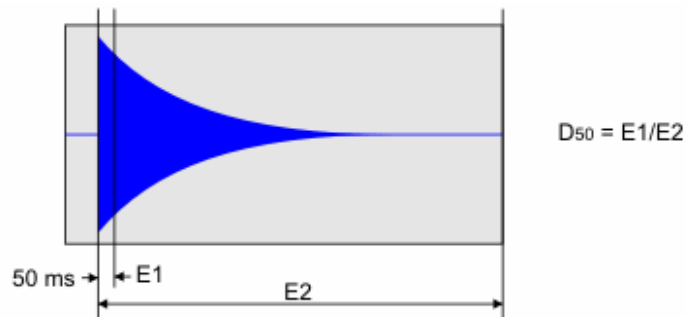


Fig. 15 - Definición

C50:

Se rige por el mismo concepto que C80, pero considerando la relación en dB entre la energía acumulada hasta los primeros 50ms y la energía acumulada a partir de los 50ms. También se puede calcular en base a la Definición D50 mediante la ecuación $C_{50} = 10\log\left(\frac{D_{50}}{1 - D_{50}}\right) dB$.

Tiempo Central TS:

Corresponde al tiempo del *centro de gravedad* de la respuesta al impulso cuadrática, en base a $T_s = \int_0^{\infty} t \cdot p^2(t)dt / \int_0^{\infty} p^2(t)dt$

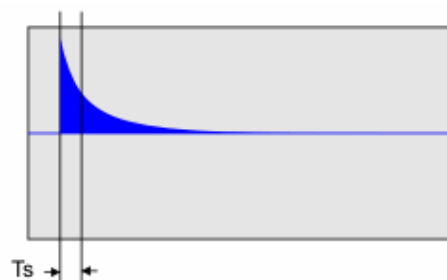


Fig.16 - Ts

(Las figuras 12 a 16 pertenecen al Users Guide del programa de predicción Dirac)

Acondicionamiento Interno

El campo acústico interno de la sala no siempre es el adecuado al propósito deseado, lo que implica un acondicionamiento para un mejor control del comportamiento del sonido dentro del recinto. Básicamente hay tres aspectos a considerar: el comportamiento modal, la difusión de la sala y el campo reverberante (Figura 17). Para darle una delimitación a estos tres aspectos en lo que respecta al espectro, se suelen convenir los extremos en base a una f_{room} o fc determinada por $f_{Schroeder} = 2000 \sqrt{\frac{T_{60}}{V}}$ y en base a una $f_{iip} = \frac{565}{L}$, donde V es el volumen de la sala y L es la longitud más larga entre paredes o techo y piso. Las grandes salas tendrán f_{room} bajas, rondando frecuencias cercanas a los 40Hz o incluso inferiores, mientras que para salas pequeñas, f_{room} puede oscilar los 300Hz.

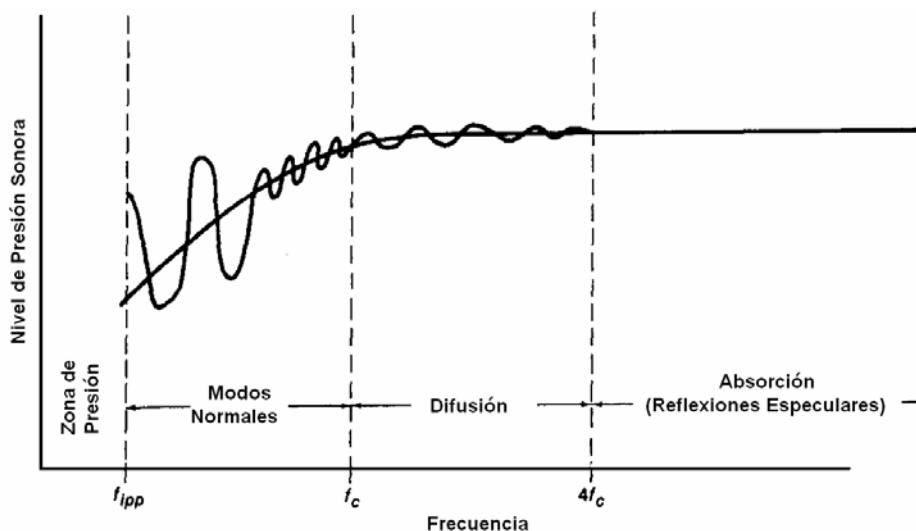


Fig. 17 - Zonas del comportamiento del campo acústico interior del recinto

La *zona de presión* corresponde a una zona de muy baja frecuencia, donde el modo axial más bajo no tiene cómo sustentar la resonancia para esos sonidos en la sala.

La zona de los *modos normales* corresponde a la banda donde los mismos poseen amplitudes considerables y se encuentran muy espaciados entre sí.

La zona de *absorción* cubre las frecuencias audibles altas, cuyas longitudes de onda son demasiado bajas para poder aplicar acústica geométrica, pero sí para predecir focalizaciones, diagramas de rayos y "acústica estadística".

La zona de *difusión* es una zona de transición entre la zona de *modos normales* y de *absorción*, donde las consideraciones para ambas son válidas, y se confunden los comportamientos modales con los del campo reverberante.

Control de la Reverberación

En base a la ecuación de Sabine y a las correcciones de las ecuaciones de la Tabla 1 para los distintos tipos de recintos, mediante a una criteriosa elección de distintos materiales en el revestimiento del recinto podemos lograr una curva de reverberación adecuada para el propósito de la sala. En la Figura 18 se encuentra una valoración subjetiva del autor Leo Beranek donde clasifica los tiempos de reverberación óptimos para distintos tipos de salas según su volumen y el propósito de las mismas o el estilo musical a ejecutar en ellas.

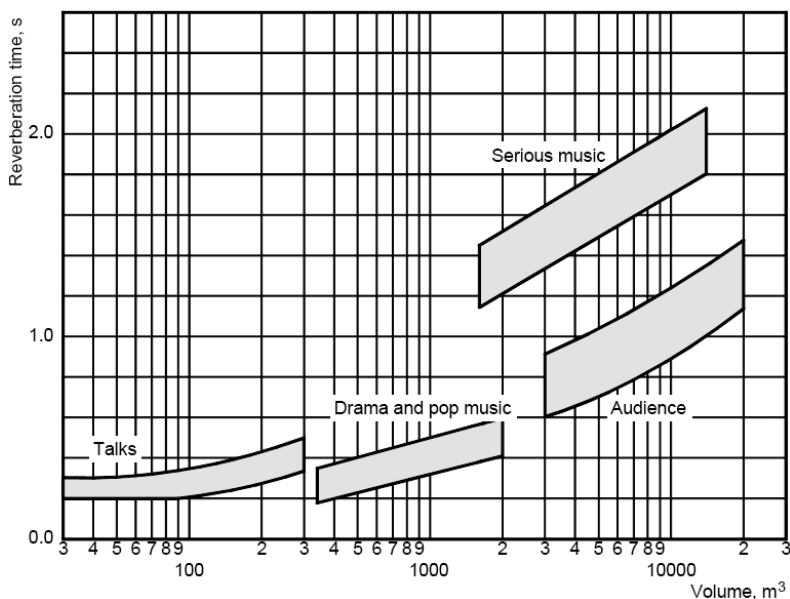


Fig. 18 - Curvas óptimas de reverberación para recintos

Sin embargo, estas curvas refieren a tiempos de reverberación promedio, y no otorgan información respecto a la frecuencia, ni tampoco a la concavidad de la "cola" de reverberación. Respecto a esta última, hay ciertos estilos musicales que son favorecidos por las distintas curvas de decaimiento, como muestra la Figura 19, donde para mayor EDT se favorecen los estilos de Rock, mientras que para mucha Claridad se favorece la música clásica, debido que otorga mayor sensación de reverberación.

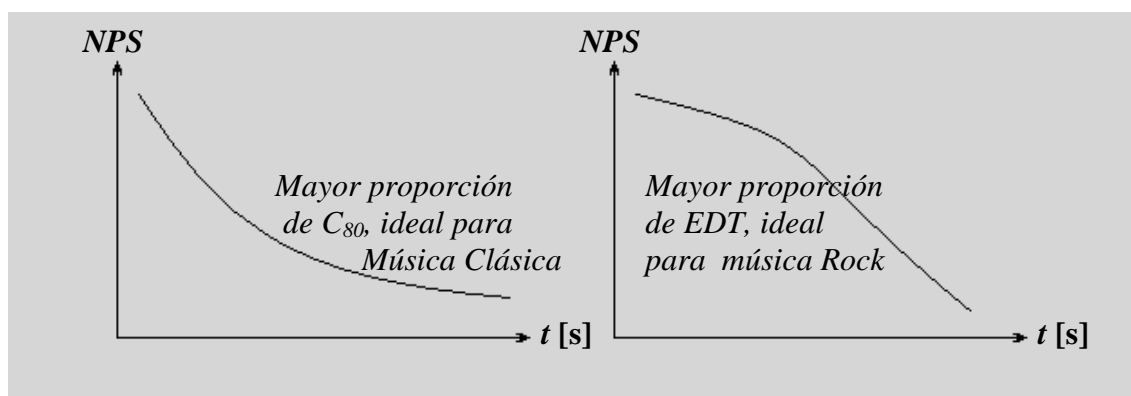


Fig. 19 - Distintos tipos de pendiente de decaimiento

Absorción Resistiva vs. Reactiva

Todos los materiales, en mayor o menor medida, son capaces de absorber energía sonora, excitarse o resonar para determinadas frecuencias, o (en el caso de poseer cavidades), favorecer o perjudicar el paso y/o existencia de determinadas frecuencias. Desde un punto de vista electroacústico, la propiedad de absorción se puede aproximar en forma análoga al comportamiento de una resistencia óhmica, mientras que las otras dos propiedades pueden aproximarse a comportamiento del paso de la corriente por elementos reactivos (capacitores e inductores).

Las frecuencias altas son sin duda las más fáciles de absorber, y es por ello que se emplean técnicas de absorción netamente resistivas. Los materiales porosos y blandos favorecen esta propiedad, y si se complementan con una cámara de aire mejoran levemente su performance en bajas frecuencias.

Las bajas frecuencias constituyen un problema en lo que respecta a absorción resistiva, ya que pocos materiales poseen altos coeficientes de absorción α en dichas bandas. Sin embargo, la posibilidad de sintonizar dispositivos para generar altas impedancias en determinadas bandas de frecuencia resulta una excelente solución.

Absorbentes porosos

Su acción es resistiva, transformando la energía sonora incidente en calor. Son comunes las espumas de poliuretano o los dispositivos con lana de vidrio en su interior, aunque los cortinados, alfombras, etc. también se comportan como estos materiales.

A mayor espesor, sólo mejoran levemente sus coeficientes α en bajas frecuencias, pero este coeficiente puede incrementarse si se deja una cámara de aire entre el dispositivo y la pared rígida. La máxima performance en graves se obtiene para frecuencias donde la cámara de aire corresponda a $\frac{1}{4}$ de su longitud de onda.

Respecto a la densidad, materiales porosos muy poco densos podrán presentar bajos niveles de absorción, mientras que en el otro extremo, altas densidades podrán presentar baja penetración y alta reflexión.

Las trampas resistivas constituyen buenas y económicas soluciones en el campo acústico. Respecto a cuestiones de seguridad, la lana de vidrio no es un material combustible, pero la tela cobertora sí. Es recomendable realizarle tratamientos con productos retardadores de flama. Respecto a los bastidores, puede reemplazarse la madera por aluminio, hierro, etc.

Absorción de bajas frecuencias por resonancia

Dado que el comportamiento de los materiales no presenta buena respuesta en absorción de bajas frecuencias, se debe recurrir a otro tipo de artefactos, tales como:

- Absorbentes Diafragmáticos y Esquineros
- Trampas de graves o Resonadores de Volumen
- Absorbentes Polcilíndricos
- Resonadores de Helmholtz
- Absorbentes de Panel Perforado y Tablas

Absorbentes Diafragmáticos

El principio de funcionamiento es muy sencillo, donde una placa de un determinado material se convierte en un diafragma que vibra, en respuesta a una excitación sonora de una determinada frecuencia. De esta manera, al flexionarse, absorbe parte de la energía (disipándola en forma de calor).

La frecuencia de resonancia de la estructura se calcula a partir de $f_0 = \frac{60}{\varrho \cdot d}$, donde ϱ corresponde a la densidad del material en Kg/m^2 y d a la distancia de la cavidad de aire en metros.

El diafragma debe encontrarse sujeto en dos de sus aristas, y si se coloca material fonoabsorbente en su interior (sin tocar el diafragma), se disminuye el Q del sistema, ensanchando la banda de acción.

- **Esquineros:** El principio de funcionamiento y de colocación es el mismo que para el absorbente diafragmático, donde para calcular la frecuencia de acción se tomará el promedio de las separaciones a la pared.

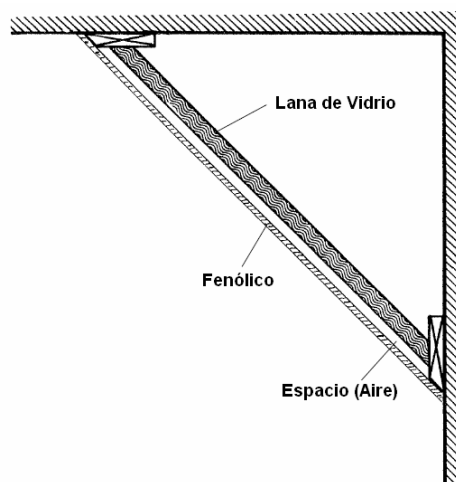


Fig. 20 - Colocación del esquinero

Resonadores de Volumen

Son variantes del Resonador de Helmholtz, los cuales poseen una banda muy angosta de pérdida de transmisión. Entre ellos se encuentran las *Trampas de Graves* y los *Soundblox* (bloques des concreto y ceniza, diseñados especialmente para absorber graves, debiendo considerarse en el diseño inicial de la sala).

- **Trampas de Graves:** Consisten, básicamente, en una cavidad reactiva cuya profundidad equivale al $\frac{1}{4}$ de la longitud de onda de la frecuencia que se desea atenuar. El principio de funcionamiento está relacionado con la presión sonora y la velocidad de las partículas, las cuales son inversas tanto en la boca del la trampa como en el fondo. Esto es debido a que en la boca la presión es cero, lo que implica que estas frecuencias serán "succionadas" rápidamente. La desventaja de estos dispositivos es que para frecuencias muy bajas, sus dimensiones serán muy grandes.

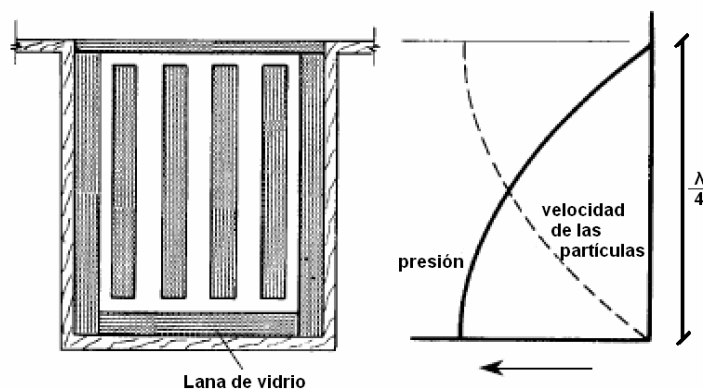


Fig. 21 - Trampa de graves

Absorbentes Polycilíndricos

Constan de sistemas compuestos por placas dobladas en forma semicircular, apoyadas herméticamente contra las paredes. Además de su bella estética y su coeficiente de absorción en bajas frecuencias (Figura 22), brindan buena difusión para alta frecuencia, sin ser totalmente reflejantes, lo que aporta un buen *color* al campo acústico interior. A mayor cuerda, mejor es la absorción en bajas frecuencias, teniendo buen desempeño hasta aproximadamente 500Hz. Rellenando estos dispositivos con materiales fonoabsorbentes se mejora su performance notablemente.

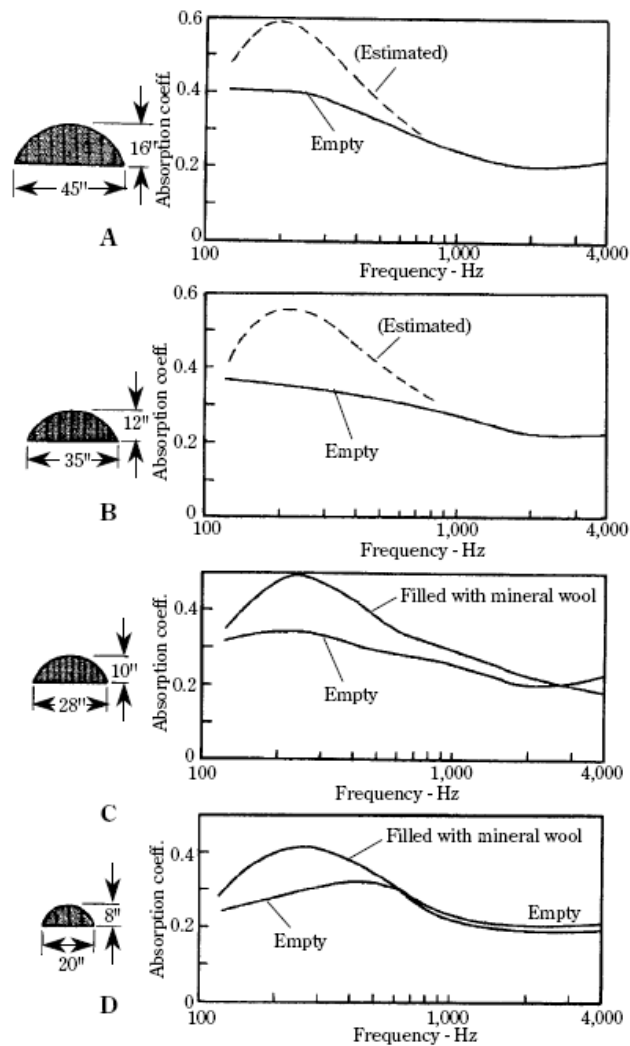


Fig. 22 - Coeficientes de absorción de distintos polycilindros (Fuente: Fuente: The Master Handbook of Acoustics, Alton Everest)

Para su construcción (Figura 23) debe tenerse en cuenta que las cavidades deben quedar herméticamente selladas, y que los sellos deben ser de goma o materiales poco rígidos, para evitar acoplamiento entre las mismas.

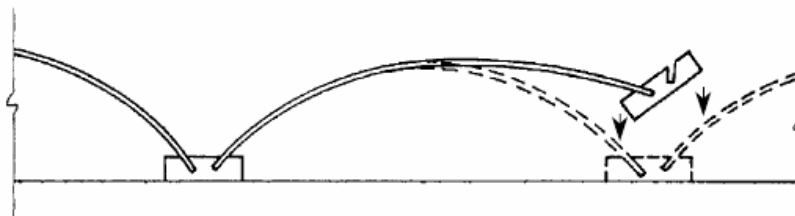


Fig. 23 - Construcción de polycilindros (Fuente: Fuente: The Master Handbook of Acoustics, Alton Everest)

Resonador de Hemholtz

Es un sistema resonante, cuya acción es similar a una botella soplada que resuena a una determinada frecuencia. Mediante la aplicación de circuitos equivalentes, podemos calcular la frecuencia de resonancia en base a la ecuación $f = 54.14 \cdot \sqrt{S/(V \cdot l)}$, donde S es la sección del cuello del tubo en m^2 , V es el volumen de la cavidad en m^3 y l es el largo del cuello en m . Se caracteriza por poseer una muy alta absorción para un ancho de banda muy angosto, pero si se introduce material fonoabsorbente dentro de la cavidad se ensanchará la banda de acción, aunque la amplitud de vibración se reducirá.

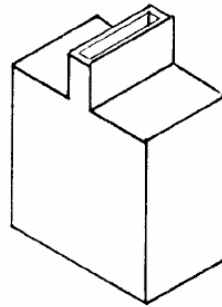


Fig. 24 - Resonador de Helmholtz

Paneles Perforados

Constituyen una combinación de resonadores de Helmholtz acoplados, donde su máxima performance será para sonidos que incidan perpendicularmente, ya que para sonidos rasantes, las cancelaciones de fase entre agujeros generarán un detrimento de la absorción. Esto puede mejorar con divisiones interiores de madera, papel corrugado, etc.

El cálculo de la frecuencia de resonancia corresponde a $f_0 = 200 \sqrt{\frac{p}{d \cdot t}}$, donde p es el porcentaje de perforación (área de agujeros dividido por el área total del panel, por 100), d es la distancia a la pared rígida en pulgadas, y t el largo efectivo (también en pulgadas) del agujero con un factor de corrección, donde $t = \text{espesor} + (0.8) \cdot \text{diámetro}$.

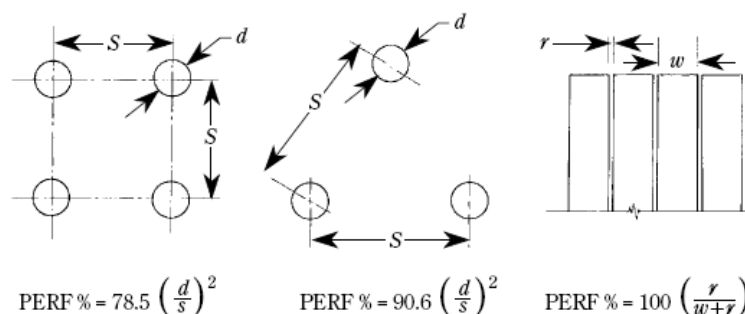


Fig. 25 - Fórmulas para el cálculo del porcentaje de perforación (Fuente: The Master Handbook of Acoustics, Alton Everest)

Absorbentes con Tablas

Constituyen una variante del resonador de Helmholtz, formado por tablas espaciadas a una distancia constante entre ellas y separadas de la pared rígida. Como en los casos anteriores, complementar con materiales fonoabsorbentes en el interior ensancha la banda de acción, y para este caso particular, cuanto mayor sea la distancia hacia la pared y más juntas estén las tablas, más baja será la frecuencia a absorber.

La fórmula para calcular la frecuencia de resonancia del sistema es

$f_0 = 216 \sqrt{\frac{p}{d \cdot D}}$, donde p es el porcentaje de perforación (área de las separaciones dividido por el área total del sistema, por 100), d es la distancia a la pared rígida en pulgadas, y D el espesor de las tablas (también en pulgadas).

Difusión

Los problemas de difusión son muy comunes en salas pequeñas, especialmente en bajas frecuencias. Lograr homogeneidad del espectro en la sala resulta un gran desafío, especialmente para dimensiones cortas, donde el espaciamiento de los modos normales debajo de los 300Hz garantiza un campo acústico bastante alejado de un campo difuso. Para ello se utilizan dispositivos que dispersan las reflexiones hacia diferentes direcciones, en vez de reflejarlas especularmente.

En la Figura 26 se observan dos caídas de campos reverberantes, de un lugar poco difuso y uno más difuso. Las diferencias son evidentes, y esto puede deberse a diferentes factores.

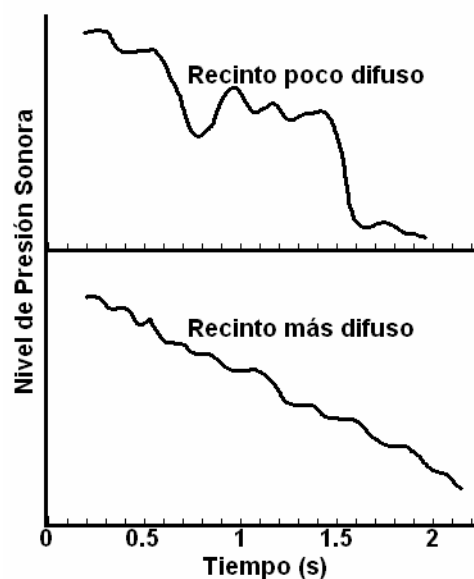


Fig. 26 - Reverberación de recinto poco difuso vs. recinto difuso

Las salas prismáticas suelen ser poco difusas, y especialmente en bajas frecuencias si es que son muy pequeñas. Para frecuencias más altas, la geometría comienza a jugar un rol muy importante, donde las superficies pueden definir la directividad del sonido reflejado. Tal es así que para determinadas superficies cóncavas se pueden generar focalizaciones, mientras que para determinadas superficies convexas se puede lograr una fácil y efectiva difusión (Figura 27).

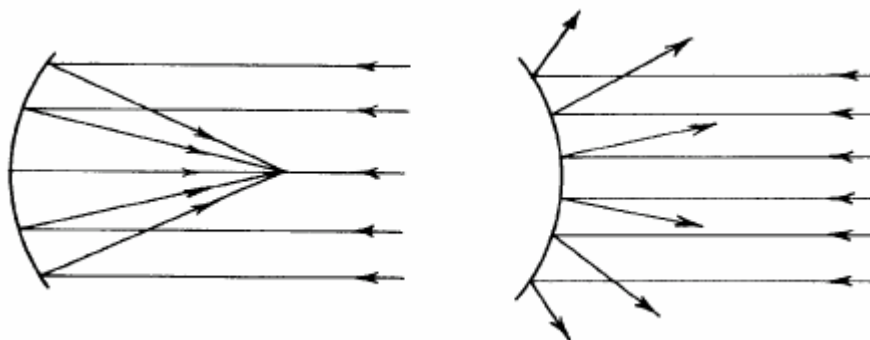


Fig. 27 - Focalización vs. Difusión

Otro método de lograr un ambiente difuso es por *gradiente de absorción*, lo que implica *alternancia* de superficies absorbentes y reflejantes.

Sin embargo, los métodos más efectivos y controlados son los difusores numéricos, como los *Difusores de Residuo Cuadrático* o los *Difusores de Raíces Primitivas*. Estos dispositivos trabajan sólo en una dimensión, con anchos de banda de a saltos discretos y hasta a veces absorbiendo bajas frecuencias. Sin embargo, su cálculo es preciso y los resultados se acercan mucho al predicho.

Difusores de Residuo Cuadrático

El principio de funcionamiento es por gradiente de fase, logrando difusión cuasi-uniforme en todas las direcciones de una dimensión (plano 2D). Los cambios de fase se deben a la secuencia de profundidades, donde la mayor hendidura determina la frecuencia más baja de acción del dispositivo. Se puede

calcular en base la profundidad de cada celda en base a $d_n = \frac{S(n) \lambda}{2P}$ Donde d_n

es la profundidad de la celda n y $s(n)$ son los residuos cuadráticos ((orden n de celda al cuadrado) - [(redondeo por truncamiento de n^2 dividido P) multiplicado por P] donde P puede tomar de cero a infinitos valores enteros).

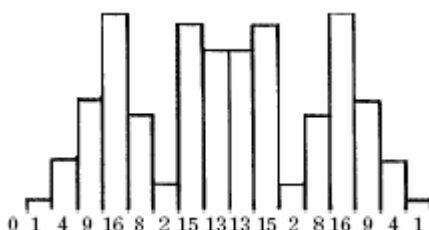


Fig. 28 - Difusor característico QRD de P=17

Difusores de Raíces Primitivas

Estos difusores utilizan una diferente teoría numérica, donde el resultado ya no será simétrico. Para estos difusores, las reflexiones especulares no son suprimidas completamente, pero si se le emplean láminas separadoras entre las celdas, su performance se eleva notablemente. La proporción de profundidad de celda se calcula a partir de $d_n = \frac{S_n \lambda_0}{2P}$, donde $S_n = n^2 |P|$, con P número primo y n entero entre cero e infinito. La frecuencia máxima de operación será $f_{\max} = \frac{c}{2W}$, para c velocidad del sonido y W ancho de celda (si está separada por láminas, $W = W + \text{ancho de lámina}$). A mayor número primo, mayor cantidad de lóbulos de difracción ofrecerá el dispositivo.

Aislamiento

El aislamiento es sin duda uno de los problemas más complicados de abordar, especialmente si el lugar no fue diseñado originalmente con el propósito de estar aislado de ruidos exteriores o para no permitir salida de ruidos desde su interior.

Básicamente hay dos vías de propagación del ruido: la vía aérea (ruido de tránsito, voces, ventilación, etc.) y la vía estructural o sólida (vibraciones, impactos, motores, cañerías, flanqueo, etc.).

Si una fuente de ruido se encuentra en una habitación, y medimos su nivel de presión sonora y el nivel en otra habitación contigua, obtendremos la pérdida de transmisión TL del sistema. Sin embargo, es muy probable que el TL nos dé menor al valor teórico calculado por $TL = SPL_1 - SPL_2 + 10 \log(S_i / R)$, debido a la transmisión lateral del sonido por las paredes, piso, techo, etc. A este fenómeno se lo conoce como flanqueo (Figura 29). En presencia de este fenómeno, para ciertas estructuras a veces resulta inútil el incremento del espesor de la pared para lograr mayor aislamiento.

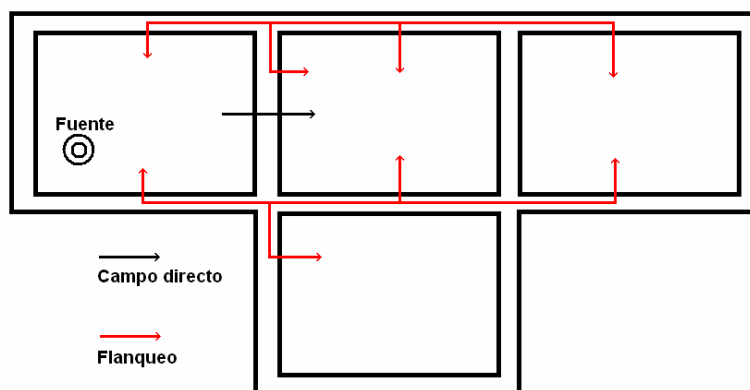


Fig. 29 - Flanqueo

Aislamiento de una pared simple en función de la frecuencia

Para una pared simple, hay diferentes mecanismos que influyen en la transmisión del sonido, los cuales varían con la frecuencia. Estos mecanismos son la *rigidez controlada*, el *control por modos de resonancia*, el *control por masa* y el *control por efecto de coincidencia* (Figura 30).

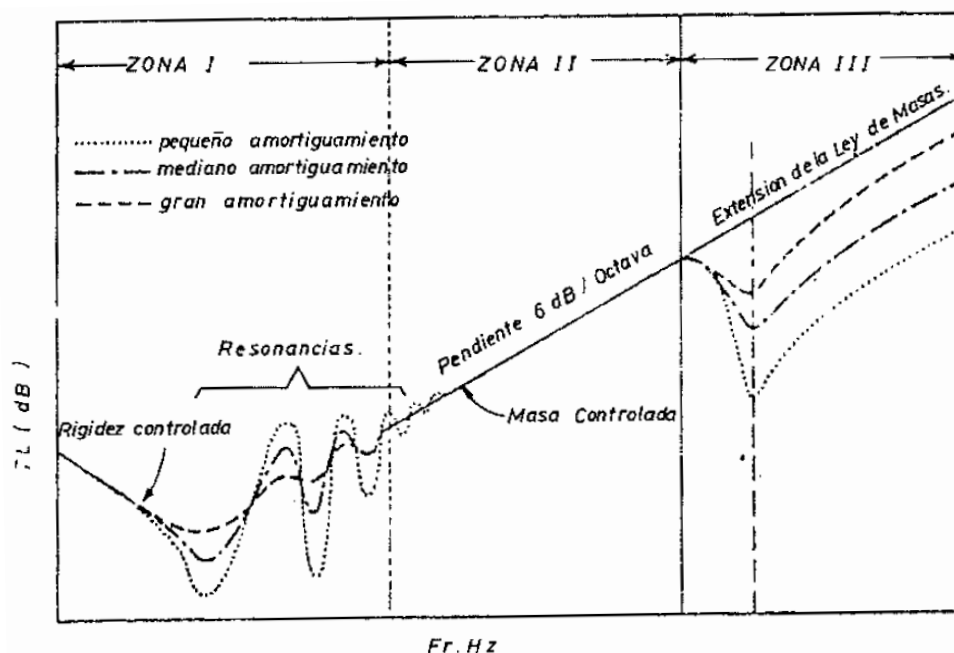


Fig. 30 - Variación del TL en función de la frecuencia

En la zona 1 coexisten los mecanismos de bajas frecuencias. La frecuencia de resonancia para cada modo se calcula en base a $f_{res} = 0.45c \sqrt{\left(\frac{n_x}{x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{y}\right)^2}$, lo que implica que, más allá del material, estarán dadas para cada modo por las dimensiones de la pared. Siempre es conveniente que estas frecuencias estén lo más abajo posible.

Para frecuencias mucho menores que las de resonancia se encuentra la zona de *rigidez controlada*, donde $R = 20\log(S) - 20\log(f) - 20\log(4\rho_0 c / \pi)$ (S es la rigidez por unidad de área, un valor difícil de conseguir, ya que es la inversa de la constante elástica del material -módulo de Young-). A mayor rigidez, la pared se moverá como un bloque. Es por ello que es conveniente que el material tenga comportamiento elástico en este sector del espectro.

La zona 2 comienza aproximadamente al doble de la frecuencia de resonancia más baja, y está controlada por la masa de la pared. En este sector la densidad superficial es alta y no hay ni amortiguamiento ni rigidez. Por lo tanto, grosso modo, si duplicamos el espesor del material, incrementaremos el TL en 6dB.

Respecto a la pendiente de crecimiento, se estima que oscila entre los 4 y 6dB, donde el mayor TL se obtiene para ondas planas de incidencia normal, y alrededor de 5dB para incidencias al azar. El cálculo para este último caso, para frecuencias mucho mayores a la más baja f_{res} es $R = 20\log(Q_s f) - 47dB$, donde Q_s es la densidad superficial en Kg/m^2 del material.

La zona 2 se extiende hasta una determinada frecuencia, conocida como *frecuencia crítica*, donde el TL experimenta una abrupta caída. Esta caída es llamada *Dip de Coincidencia*, debido a que existirá un ángulo de incidencia donde la longitud de onda del sonido en la pared será igual a la longitud de onda en el aire proyectada sobre la pared (donde se producirá una gran transferencia de energía aire-pared-aire). Este *Dip* puede llegar hasta los 10dB, y normalmente oscila entre los 1000 y 4000Hz. La frecuencia se calcula a partir de

$$f_c = \left(\frac{c^2}{1.8h} \right) \times \sqrt{\frac{\rho_0}{E}}$$

donde c es la velocidad del sonido, h el espesor del material en cm , ρ_0 la densidad de la pared en Kg/m^3 , y E el módulo de elasticidad dinámico de la pared en Kg/m^2 . A mayor espesor, más baja será f_c .

Aislamiento en Paredes Dobles

Es fácil intuir que trabajar con paredes dobles ofrece otro comportamiento de la respuesta TL del sistema. En principio, permite acentuar la pendiente, de 6dB/oct de la pared simple a 12dB/oct, con hasta 18dB/oct en algunos sectores (Figura 31). Sin embargo, propio de un sistema resonante, para una determinada banda de frecuencia, el aislamiento decaerá notablemente.

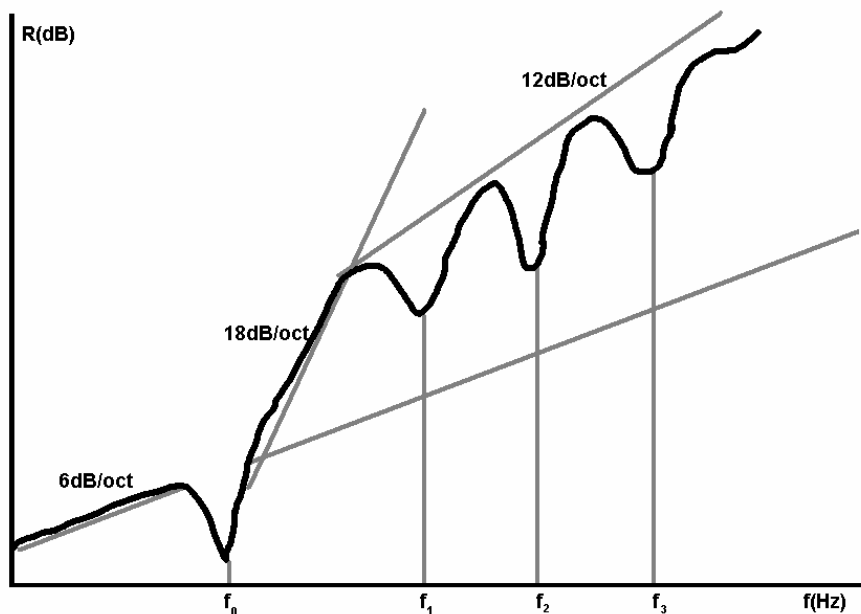


Figura 31 - TL pared doble

La frecuencia de resonancia del sistema será $f_{RES} = 60 \cdot \sqrt{\frac{1}{d} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$, donde d

es la distancia entre ambas paredes, y m_1 y m_2 las masas de cada tabique por m^2 . Para frecuencias menores a f_{RES} es válida la ley de masas donde $R' = 20 \cdot \log((Q_1 + Q_2) \cdot f) - 47.4$

Para frecuencias entre f_{RES} y $f_L = c/2d = 170d$, la pendiente se comportará como $R' = R'_{m1} + R'_{m2} + 20 \cdot \log((Q_1 + Q_2) \cdot f) - 29$

Para frecuencias mayores a f_L será $R' = R'_{m1} + R'_{m2} + 6$

A mayor separación, el TL será mayor, y las frecuencias de resonancia serán más bajas. Rellenar el interior del sistema con material fonoabsorbente disminuirá el efecto de la caída del TL por resonancias, y ensanchará la banda en cuestión.

Tabiques

El tabique es una partición, la cual divide a dos o más recintos. El aislamiento provisto es similar al visto anteriormente, pero debemos tener en cuenta que un tabique no evita la transmisión lateral, el cual puede ser su mayor fusible. La ventaja que otorga es la posibilidad de realizar un sistema masa-resorte, y lograr con un sistema de tipo pared doble incrementos más veloces del TL (aunque para f_{RES} es más efectiva una pared simple).

Es de gran importancia entonces lograr desvincular rígidamente al sistema del resto de la estructura, a fin de evitar el flanqueo del sonido directo incidente en la superficie.

En la actualidad son muy comunes las tabiquerías de placa de yeso montadas sobre perfilera de aluminio, debido a su fácil y rápida colocación, y su presupuesto aceptable.

Lamentablemente no hay forma de calcular este tipo de estructuras, confiando en los valores provistos por los fabricantes y/o proveedores de materiales.

Paredes Compuestas

Se utiliza esta denominación al conjunto de diversas superficies de distintos materiales en una misma pared (por ejemplo, pared con puerta y ventanas), donde cada sector puede tener un TL diferente. Al TL global se lo calcula en

base a $TL = 10 \log \left[\frac{\sum S_i}{\sum_{i=1}^n \frac{S_i}{10^{0.1TL_i}}} \right]$, donde a cada superficie S_i le corresponde su TL_i .

Cabe aclarar que desde el punto de vista acústico, para un elemento

constructivo mixto, el aislamiento global podrá ser como máximo 10dB mayor que el elemento constructivo más débil.

Aplicaciones acústicas dentro de la sala de grabación

Posicionamiento de la fuente

Al estudiar las propiedades acústicas de los recintos vimos que en ciertos sectores de la sala el comportamiento en bajas frecuencias no es homogéneo. Es por ello que los modos de resonancia deberán considerarse en el caso de poder tener control del posicionamiento de la fuente. En la Figura 32 se aprecia el modo tangencial $(2,1,0)$, donde a su vez se han marcado tres posibles posiciones de ubicación para un instrumento. En la posición 1 habrá una frecuencia que estará completamente ausente, lo que hará disminuir las emisiones del instrumento en la banda de frecuencias que rodeen a dicha frecuencia. Por el contrario, en la posición 2 se favorecerá la emisión en dicha banda. Si tales frecuencias son importantes pero a su vez no deben estar por encima de un determinado nivel con respecto al resto de las bandas del espectro, ubicar la fuente en otro lugar (como la posición 3) puede ser de gran utilidad.

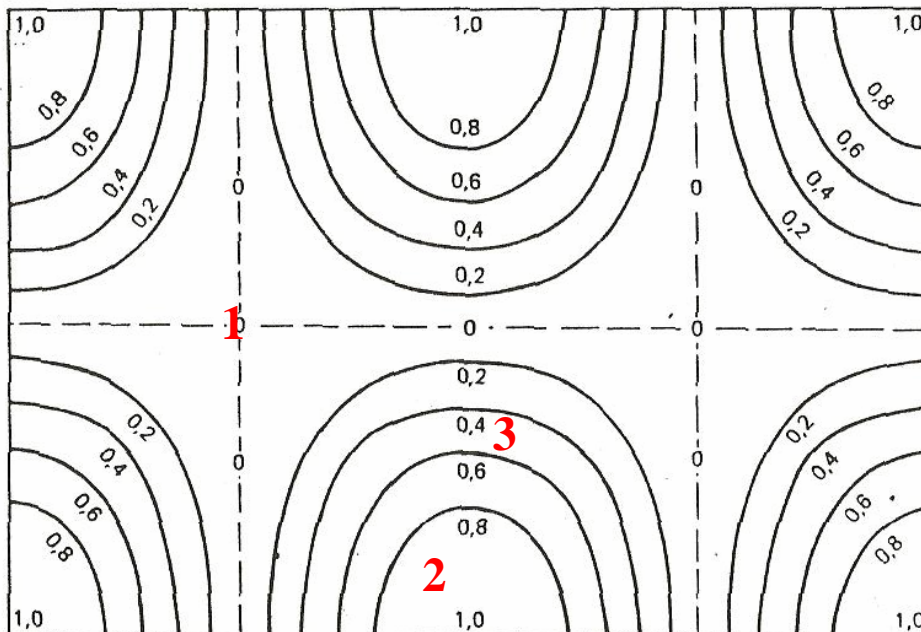


Fig. 32 - Posicionamientos en base al modo tangencial $(2,1,0)$

No siempre se puede tener dominio del posicionamiento de la fuente, pero el conocimiento de este fenómeno al menos permite entender el por qué de la coloración espectral según la posición.

Posicionamiento del Room

Bajo el concepto de que el campo reverberante es prácticamente homogéneo en toda la sala, la suposición de posicionar el micrófono de ambiente en cualquier lugar alejado de la fuente es válida. Sin embargo, el análisis modal hecho anteriormente permite anticiparnos a posibles coloraciones en baja frecuencia según la posición y altura (Figura 33).

Un micrófono ideal a este fin será aquel que posea patrón polar omnidireccional, tanto para tener buena sensibilidad a la influencia de la sala en todas las direcciones, así como para evitar el efecto de proximidad. Para lograr un buen balance entre sonido directo y campo reverberante y tener un dominio de esta relación, el conocimiento de la distancia crítica de la sala es muy importante.

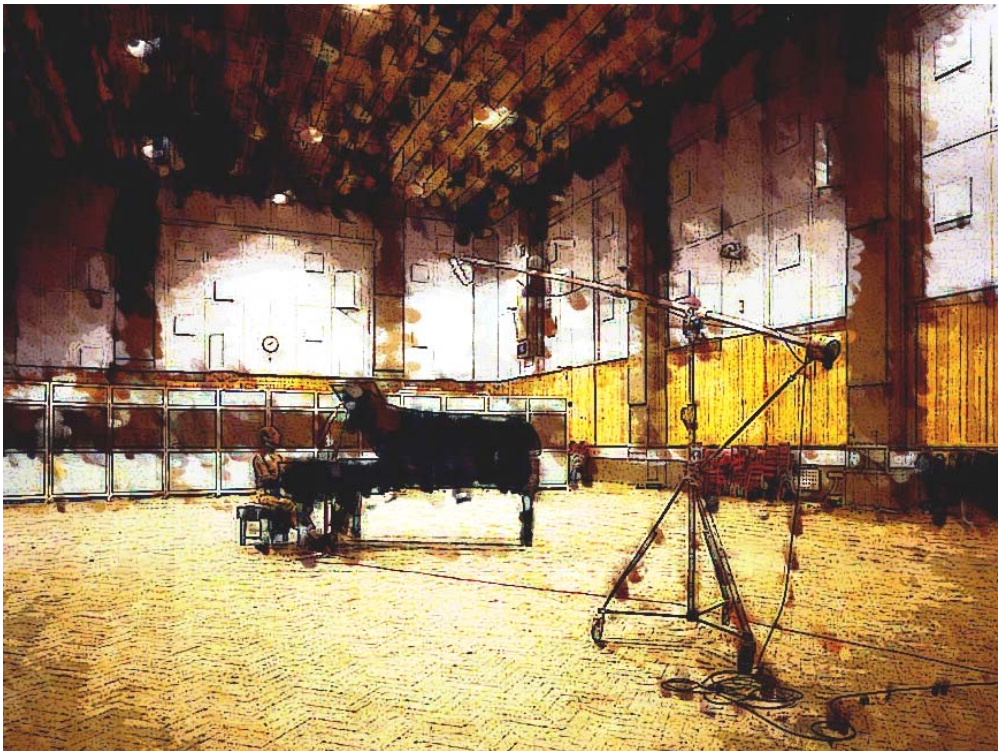


Fig. 33 - Toma de ambiente

Distancia Crítica

El situarse en distintos puntos de una sala donde la fuente acústica se encuentra siempre en el mismo lugar nos permitirá poder percibir distintas relaciones entre el sonido directo y el campo reverberante. Como este último puede considerarse constante para todo el recinto, a medida que me aleje de la fuente, el nivel sonoro disminuirá, pero hasta cierto punto donde el campo reverberante empiece a preponderar. La distancia exacta donde el oyente

percibe el mismo nivel de presión sonora de sonido directo que de campo reverberante se conoce como distancia crítica (Figura 34).

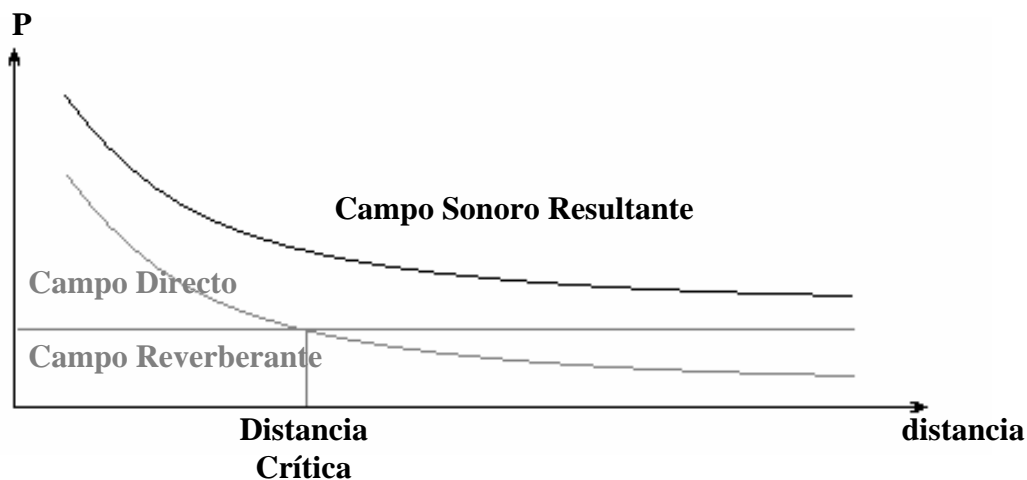


Fig. 34 - Distancia Crítica

Para calcular la distancia crítica en forma sencilla basta con despejar la distancia d de la ecuación $p^2 = \rho_0 c \left(\frac{1}{4\pi d^2} + 4 \frac{1-\alpha}{\alpha S} \right) W$, donde W es la potencia acústica, ρ_0 es la densidad del aire (1.2kg/m^3), α es el coeficiente de absorción y S es la superficie interna de la sala.

Obstáculos

No todos los objetos y superficies se comportan como obstáculos para cualquier frente de onda: sólo aquellos cuyas dimensiones sean mayores a la longitud de onda del sonido incidente en ellos se comportarán como tales.

Las barreras de sonido para evitar el llamado "goteo" en tomas de instrumentos simultáneos se comportan como obstáculos para frecuencias menores a sus dimensiones, evitando el paso del campo directo hacia el otro lado del dispositivo, en mayor o menor medida respecto a su TL, pudiendo calcularse con las fórmulas anteriormente vistas, según cual corresponda.

Además de cumplir una función de aislamiento, el recubrimiento con superficies muy absorbentes permite evitar reflexiones especulares indeseadas.

Bibliografía

Alton Everest, F. The Master Handbook of Acoustics, McGraw-Hill, 2001.

Basso, Gustavo. Análisis Espectral, La transformada de Fourier en la Música, Ed. Al Margen, 2001.

Basso, Gustavo. Percepción Auditiva, UNQ Editorial, 2006.

Beranek, Leo. Acoustics, Cambridge Ed, 1993.

Dirac 3.0 Users Guide.

Mendez, Antonio M. Acústica Arquitectónica, UMSA, 1994.

Miyara, Federico. Acústica y Sistemas de Sonido, UNR Editora, 2006.

Tribaldos, Clemente. Sonido Profesional, Editorial Paraninfo, 1993.

Y un agradecimiento muy especial a Gustavo Basso, Carlos Gauvrón y Francisco Ruffa que de una u otra manera están presentes en este trabajo.