

Universidad Austral de Chile

Facultad de Ciencias de la Ingeniería

Escuela de Ingeniería Acústica

Profesor Patrocinante:

Dr. José Luis Barros Rojas.
Instituto de Acústica.
Universidad Austral de Chile.

**“Estudio Teórico Experimental de Encierros
Acústicos de Dimensiones Pequeñas”**

Tesis presentada como parte de los requisitos para optar al Grado Académico de Licenciado en Acústica, y al Título Profesional de Ingeniero Acústico.

Juan Marcelo Neira Morales

Valdivia, Chile.

2006.

Agradecimientos

Quiero empezar agradeciendo a mis padres Juan y Patricia, primero por darme la vida y por su apoyo constante e incondicional en este difícil y largo camino (demasiado largo), esto se los dedico muy especialmente a ustedes, a mis hermanos y a mi querido ahijado Dieguito, los amo.

A mi linda amorita Chey, gracias por tu amor, paciencia, ternura y comprensión en todo este tiempo y por aparecer en mi vida cuando menos lo esperaba.

No puedo dejar de lado a mis queridos hermanos de la Tuna de la Universidad de la Frontera de Temuco, por permitirme vivir la tradición universitaria más antigua del mundo y por los enormes conocimientos aprendidos en esta escuela de la vida, por aquellas largas noches de parches que me permitieron durante muchos años viajar hasta Valdivia y poder sobrellevar mi mala economía. Aprovecho de agradecer a todos los dueños de bares y tabernas que nos tuvieron ‘filosofando’ hasta altas horas de la noche.

Gracias a todos y cada uno de mis amigotes, los que siempre me han ayudado ya sea recibíendome en sus casas o por soportarme en cualquier otro lado, salud, o sea gracias otra vez.

Gracias a mi profesor patrocinante, José Luis Barros por su orientación durante el trabajo desarrollado, y por supuesto a don Víctor Cumián, quien siempre tuvo la buena disposición para ayudarme en más de una medición.

Y por supuesto, gracias a Dios por nunca abandonarme.

iiiiiiAL FIN!!!!

Resumen

El siguiente estudio, está destinado a construir un encierro acústico para reducir el nivel de ruido emitido por un equipo data-show utilizado en el estudio de grabación de la Universidad Austral de Chile. Si bien el nivel de ruido producido por este aparato es bajo, desde el punto de vista de conservación auditiva, en lo que se relaciona con el trabajo de estudios de grabación puede ser “fatal” tener este tipo de ruido, el cual hace imposible lograr una grabación de calidad.

Para el diseño de este encierro se consideran distintos aspectos, como por ejemplo la influencia de fugas y aberturas, efectos de la cavidad, sistemas de silenciador para entradas y salidas, comportamiento de materiales, así como también la investigación de teorías de transmisión de ondas, y pérdidas por inserción. Considerando lo anterior, este estudio podría ser la base para encierros de características similares, pues vemos el aumento, por ejemplo, del stress en oficinas debido al ruido generado por impresoras o las torres de los mismos computadores.

El trabajo está compuesto por una revisión bibliográfica y por mediciones en el laboratorio del Instituto de Acústica, destinadas a establecer experimentalmente la influencia de las distintas variables involucradas en el comportamiento del encierro. Finalmente, se presenta el diseño del encierro para el data-show y se evalúa su efectividad mediante mediciones y una grabación de la señal de ruido emitida en el estudio de grabación, esta última con el fin de lograr una percepción auditiva del efecto del encierro sobre el ruido emitido.

Abstract

The following study is designed to construct an acoustic enclosure so as to reduce the noise level emitted by a data show used at the Universidad Austral de Chile's recording studio. Although the noise level produced by this apparatus is low, from the point of view of auditive conservation, so that it is related to the work of recording studios it can be fatal to have this type of noise, which makes impossible to get a good quality recording.

For this enclosure's design several aspects are considered, such as the influence of leaks and gaps, effects of the cavity, systems of silencer for input and output, behavior of materials, as well as the investigation of wave transmission theories, and insertion losses. Considering this, this study could serve as the base for similar types of enclosures, as we can see an increase, for example, in stress at offices due to the noise generated by printers or PC towers.

This work is composed by a bibliographic revision and for measurements taken at the laboratory of the Institute of Acoustics, so as to experimentally establish the influence of the different involved variables in the behavior of the enclosure. Finally, it is shown the design of the enclosure for the data-show and its effectiveness evaluated through measurements and a recording of the noise signal emitted at the recording studio, with the purpose to accomplish an auditive perception of the effect of the enclosure on the emitted noise.

Índice

<i>Nomenclatura</i>	7
1. Introducción	8
2. Objetivos	9
2.1. Objetivo General	9
2.2. Objetivos Específicos	9
3. Revisión Bibliográfica	10
3.1. Fenómeno de Transmisión	10
3.2. Predicción de la pérdida de transmisión	12
3.2.1 Frecuencias bajo la frecuencia crítica $f \ll f_{cr}$	16
3.2.2 Frecuencias sobre la frecuencia crítica $f > f_{cr}$	17
3.3. Materiales absorbentes de sonido	19
4. Modelos teóricos para la pérdida por inserción (IL)	24
4.1. Modelos de baja frecuencia	26
4.2. Modelos de alta frecuencia	29
4.3. Encierros perforados y/o compuestos	31
4.4. Otras consideraciones del comportamiento de encierros	32
5. Desarrollo Experimental	34
5.1. Introducción	34
5.2. Materiales y Métodos	35
5.2.1. Metodología.....	35
5.2.1.1. Medición del nivel de potencia	35
5.2.1.2. Pérdida por inserción	36
5.2.1.3. Efecto de aberturas y del material absorbente.....	37
5.2.1.4. Efecto de disminuir el volumen de la fuente y del encierro	37
5.2.2. Elementos de prueba.....	37
5.2.2.1. Fuentes de Ruido.....	37
5.2.2.2. Características de los materiales de los encierros de prueba	38
5.2.3. Instrumentos de medición y adquisición utilizados	39
6. Resultados Previos	41
6.1. Nivel de Potencia	41
6.2. Pérdida por inserción	50
6.2.1. FFT	51
6.3. Comparación de los datos prácticos con los modelos teóricos estudiados	55
6.3.1. Comparación datos prácticos con los modelos de baja frecuencia	56
6.3.2. Comparación datos prácticos con los modelos de alta frecuencia	57
6.3.3. Comparación datos prácticos con los modelos para encierros perforados.....	57
7. Análisis de resultados	67

7.1.	Pérdida por inserción.	67
8.	<i>Diseño encierro para un data show.</i>	69
8.1.	Silenciadores disipativos.....	69
8.2.	Diseño.....	70
8.3.	Construcción del encierro.	71
8.3.1.	Materiales.	71
8.4.	Resultados.....	72
8.5.	Prueba del encierro in situ.	79
9.	<i>Propuesta de corrección modelo teórico de Hedge de acuerdo a los datos prácticos obtenidos.</i>	81
10.	<i>Conclusiones.</i>	89
11.	<i>Bibliografía y Referencias.</i>	91
11.1.	Referencia bibliográfica y de investigación	91
11.2.	Referencia normativa	92
11.3.	Referencia web.....	92

Nomenclatura.

Símbolo	Significado	Unidades
f	Frecuencia	[Hz]
ω	Frecuencia angular	[radianes/s]
$Z=\rho c$	Impedancia acústica característica	[kg/m ² s]
ρ	Densidad	[kg/m ³]
c	Velocidad del sonido en el aire	[m/s]
p_x	Notación compleja de la onda de presión	[N/m ²]
P_x	Amplitud de la onda de presión	[N/m ²]
k	Número de onda acústico	[radianes/m]
u	Velocidad normal de partículas	[m/s]
I_x	Intensidad acústica	[watt/m ²]
τ	Coefficiente de transmisión	[adimensional]
TL	Pérdida de transmisión	[dB]
IL	Pérdida por inserción	[dB]
λ	Longitud de onda	[m]
B	Rigidez al pliegue	[N*m]
E	Módulo de Young	[N]
μ	Coefficiente de Poisson	[adimensional]
η	Factor de pérdida	[adimensional]

1. Introducción.

Para enfrentar la problemática del ruido se han tomado muchas medidas que se ven reflejadas, principalmente, en normativas sobre emisiones de ruido y exposiciones al mismo, así como también en la preocupación en disminuir emisiones, que si bien, no causan daño auditivo, son indeseables en lo que respectan al confort.

Los encierros acústicos de dimensiones pequeñas o ‘Close-Fitting Enclosures’ (CFE), son usados como una medida para reducir estas emisiones. Son considerados dentro de esta categoría, aquellos encierros en los cuales la fuente ocupa una gran porción del espacio interior, o bien, la distancia fuente-encierro es menor que una longitud de onda ($d < \lambda$) para la frecuencia más baja del espectro de ruido de la máquina.

Jackson (1962, 1966) [1,2,3], Junger (1970) [3] y Ver (1973) [3], fueron tal vez los primeros autores que se preocuparon por el comportamiento de estos encierros acústicos, estableciendo modelos teóricos basados en teorías de transmisión de ondas a través de distintos medios, pérdidas de transmisión y por inserción, que sirvieron de base para los estudios posteriores de otros autores, como Oldham, Hillarby, Ming, Pan, entre otros.

La idea de este estudio es comprobar si efectivamente un encierro acústico de dimensiones pequeñas se comporta de acuerdo a los modelos teóricos desarrollados, o existen parámetros que estos modelos no consideran y que son importantes en el comportamiento real del encierro.

2. Objetivos.

2.1. Objetivo General.

Diseñar y construir un prototipo de encierro acústico para un equipo data-show, basado en medios pasivos de control de ruido.

2.2 Objetivos Específicos.

- a) Conocer y comprobar el comportamiento de un encierro acústico de dimensiones pequeñas.
- b) Predecir la pérdida por inserción del encierro, basados en distintos modelos teóricos estudiados.
- c) Determinar la influencia de los distintos parámetros involucrados, como la influencia de aberturas.
- d) Diseñar un silenciador para la entrada y salida de aire.

3. Revisión Bibliográfica.

3.1. Fenómeno de Transmisión.

Cuando una onda plana¹ progresiva en un medio incide de manera normal sobre una superficie que lo separa de un segundo medio [4,5], se genera una onda reflejada en el primer medio y una onda transmitida en el segundo medio.

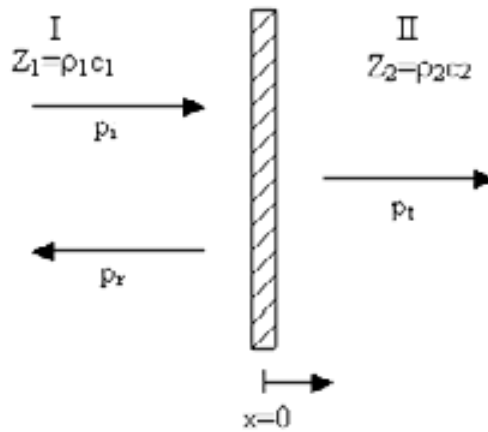


Figura N° 1: Reflexión y transmisión de una onda plana, incidiendo normalmente sobre un plano que separa dos medios.

La figura N° 1, representa una superficie que separa dos medios fluidos, el medio I, el cual tiene una impedancia característica $Z_1 = \rho_1 c_1$, del medio II, de impedancia característica $Z_2 = \rho_2 c_2$, donde ρ_1 y ρ_2 representan, respectivamente, las densidades de equilibrio de los dos medios no perturbados, y c_1 y c_2 representan las velocidades del sonido en cada uno de los medios. Si consideramos una onda plana incidente viajando por el medio I, en la dirección positiva de x , podemos representar esta onda incidente por

$$p_i = P_i e^{j(\omega t - k_1 x)} \quad (1)$$

¹ Una onda plana es aquella onda en la que la presión sonora, la velocidad de partículas, etc., tiene la misma amplitud en todos los puntos de cualquier plano perpendicular a la dirección de propagación [5].

donde P_i representa la amplitud de presión de esta onda. Ubicando convenientemente el centro de la superficie que separa estos dos medios en $x=0$, tendríamos una onda reflejada

$$p_r = P_r e^{j(\omega t + k_1 x)} \quad (2)$$

y una onda transmitida

$$p_t = P_t e^{j(\omega t - k_2 x)} \quad (3)$$

La onda transmitida siempre tiene la misma frecuencia que la onda incidente, pero, como resultado de las diferentes velocidades del sonido en los medios I y II, los valores de los números de onda son diferentes, $k_1 = \omega/c_1$ y $k_2 = \omega/c_2$, para el medio I y para el medio II respectivamente.

Existen dos condiciones de borde que siempre deben cumplirse [4,5] en todos los puntos sobre la superficie que separa a ambos medios:

1. la presión acústica a ambos lados de la superficie de separación debe ser igual, y
2. la velocidad de partículas normales a ambos lados de la superficie también debe ser igual.

Lo anterior se representa por

$$p_i + p_r = p_t \quad (4a)$$

$$u_i + u_r = u_t \quad (4b)$$

donde $u_i = \frac{P_i}{\rho_1 c_1}$ $u_r = \frac{P_r}{-\rho_1 c_1}$ $u_t = \frac{P_t}{\rho_2 c_2}$, representan la velocidad normal de partículas

incidente, reflejada y transmitida respectivamente, así en $x=0$ se cumple

$$P_i e^{j\omega t} + P_r e^{j\omega t} = P_t e^{j\omega t}$$

$$P_i + P_r = P_t \quad (5a)$$

$$\frac{P_i}{\rho_1 c_1} - \frac{P_r}{\rho_1 c_1} = \frac{P_t}{\rho_2 c_2}$$

$$\rho_2 c_2 (P_i - P_r) = \rho_1 c_1 P_t \quad (5b)$$

combinando (5a) y (5b) se obtiene

$$P_t = P_i \frac{2\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1 + \rho_2 c_2} \quad (5c)$$

Ya que la intensidad de una onda plana está dada por

$$I = \frac{P^2}{2\rho_0 c} \quad (6)$$

donde ρ_0 es la densidad del aire, y c es la velocidad del sonido en el aire [4].

El coeficiente de transmisión está dado por la relación entre las intensidades de la onda transmitida I_t , e incidente I_i [4,5]

$$\tau = \frac{I_t}{I_i} = \frac{4\rho_1 c_1 \rho_2 c_2}{(\rho_1 c_1 + \rho_2 c_2)^2} \quad (7)$$

De la ecuación (7) podemos ver que el coeficiente de transmisión es independiente de la dirección del movimiento de la onda, es decir, es igual si va desde medio I al II o del medio II hacia el I. Esta propiedad de transmisión es solo un caso especial de un principio mucho más general de reciprocidad aplicable al fenómeno acústico.

3.2. Predicción de la pérdida de transmisión.

El hecho de que un evento sonoro pueda ser percibido presupone la existencia de una cadena sencilla de efectos. Una fuente sonora genera vibraciones de pequeña magnitud

en el aire que lo rodea y, debido a la compresibilidad y la masa del aire, estas se propagan. Al existir una pared entre dos medios, la onda incidente hace vibrar esta pared, la cual actúa como fuente sonora hacia el otro medio [6].

A partir del modelo simple presentado en el punto 3.1 y los parámetros de la pared (masa, espesor, rigidez al pliegue, etc), podemos obtener la pérdida de transmisión.

Considerando el diagrama de la Figura N°2, las ondas incidente, reflejada y transmitida, estarán dadas por las siguientes ecuaciones [6]

$$p_i = P_0 e^{-jkx \cos \theta} e^{jkz \sin \theta} \quad (8a)$$

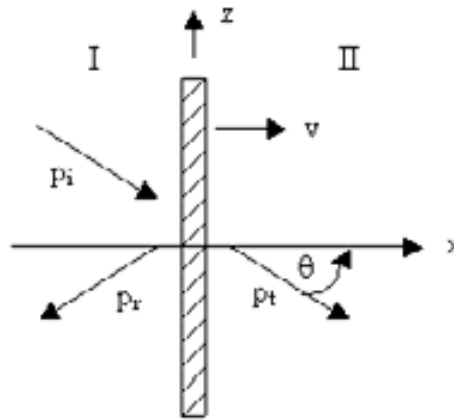
$$p_r = rP_0 e^{jkx \cos \theta} e^{jkz \sin \theta} \quad (8b)$$

$$p_t = tP_0 e^{-jkx \cos \theta} e^{jkz \sin \theta} \quad (8c)$$

Así, en el espacio I el campo sonoro total estará dado por

$$p_1 = p_i + p_r = P_0 e^{jkz \sin \theta} \left(e^{-jkx \cos \theta} + r e^{jkx \cos \theta} \right) \quad (9)$$

el campo sonoro en el espacio II está dado por (8c).



Pared, con densidad superficial de masa ρ_s

Figura N° 2: modelo para el cálculo de TL para una pared simple. p_i : campo sonoro incidente, p_r : campo sonoro reflejado, $p_1 = p_i + p_r$: campo sonoro total en el espacio I, p_t : campo sonoro transmitido igual campo sonoro en el espacio II.

La pared vibra, producto de la diferencia de presión $p_1(0,z)-p_2(0,z)$, con velocidad v_w la cual satisface la ecuación de ondas de pliegue (revisar [6] para el detalle de esta condición en la sección 4.4 del libro)

$$\frac{1}{k_B^4} \frac{\partial^4 v_w}{\partial z^4} - v_w = \frac{j}{\rho_s \omega} (p_1(x=0, z) - p_2(x=0, z)) \quad (10)$$

además se supone, que la vibración de la pared tiene una dependencia de z igual a la del campo incidente

$$v_w = v_0 = e^{jkz \sin \theta} \quad (11)$$

entonces de las ecuaciones (8c), (9) y (10), se obtiene

$$v_0 = \frac{(1+r-t)}{\left(\frac{k^4}{k_B^4} \sin^4 \theta - 1\right)} \frac{j p_0}{\rho_s \omega} \quad (12)$$

para la amplitud de la velocidad v_0 .

Los coeficientes r y t se obtienen sencillamente del hecho de que las velocidades en el aire, delante y detrás de la pared (v_1 y v_2), deben coincidir con la velocidad v_w de esta

$$v_1(x=0) = \frac{j}{\omega \rho_0} \frac{\partial p_1}{\partial x} \Big|_{x=0} = v_w \quad (13)$$

$$v_2(x=0) = \frac{j}{\omega \rho_0} \frac{\partial p_2}{\partial x} \Big|_{x=0} = v_w \quad (14)$$

donde las ecuaciones (13) y (14) son equivalentes a

$$\frac{P_0}{\rho_0 c} \cos \theta (1 - r) = v_0 \quad (15)$$

y

$$t \frac{P_0}{\rho_0 c} \cos \theta = v_0. \quad (16)$$

Por lo tanto, de (15) y (16), se tiene

$$r = 1 - t. \quad (17)$$

Finalmente considerando (12) y (16) se obtiene

$$t \cos \theta = \frac{j \rho_0 c}{\rho_s \omega} \frac{(1 + r - t)}{\left(\frac{k^4}{k_B^4} \sin^4 \theta - 1\right)}, \quad (18)$$

cambiando r por su valor dado en la ecuación (17), se obtiene el coeficiente de transmisión

$$t = \frac{\frac{2j\rho_0 c}{\rho_s \omega}}{\left(\frac{k^4}{k_B^4} \sin^4 \theta - 1\right) \cos \theta + \frac{2j\rho_0 c}{\rho_s \omega}}, \quad (19)$$

a partir del cual se tiene el coeficiente de transmisión de energía

$$\tau = |t|^2 \quad (20)$$

y la correspondiente pérdida de transmisión (TL)

$$TL = 10 \log \left(\frac{1}{\tau} \right). \quad (21)$$

En el análisis de la ecuación (19), la razón entre la longitud de onda de pliegue λ_B y la longitud de onda en el aire λ juega un rol especial. La expresión entre paréntesis en el denominador de esta ecuación la podemos escribir como

$$\left(\frac{k^4}{k_B^4} \sin^4 \theta - 1 \right) = \left(\frac{\lambda_B^4}{\lambda_4^4} \sin^4 \theta - 1 \right) = \left(\frac{f^2}{f_{cr}^2} \sin^4 \theta - 1 \right).$$

Para $\lambda_B \ll \lambda$ (respectivamente $f \ll f_{cr}$) esta expresión es casi independiente de θ , aproximadamente igual a -1 . En el rango de frecuencias $f > f_{cr}$ ($\lambda_B = \lambda$) por el contrario la expresión entre paréntesis en el denominador de la ecuación (19) depende mucho de θ , incluso puede llegar a ser igual a cero. Por lo anterior es necesario diferenciar entre dos casos, $f \ll f_{cr}$ y $f > f_{cr}$.

3.2.1 Frecuencias bajo la frecuencia crítica $f \ll f_{cr}$.

En este caso se tiene

$$t = \frac{\frac{2j\rho c}{\rho_s \omega}}{\frac{2j\rho c}{\rho_s \omega} - \cos \theta} \quad (22)$$

entonces

$$\tau = |t| = \left(\frac{2\rho c}{\rho_s \omega} \right)^2 \frac{1}{\cos^2 \theta} \quad (23)$$

y la pérdida de transmisión estará dada por

$$TL = 10 \log \left(\frac{\rho_s \omega}{2\rho c} \right)^2 + 10 \log (\cos^2 \theta) \quad (24)$$

Si se supone además un campo sonoro difuso, es decir que el sonido incide desde todas las direcciones con la misma intensidad, entonces se puede ingresar en la ecuación (24) un ángulo de incidencia media $\theta = 45^\circ$ y se obtiene para este caso

$$TL = 10 \log \left(\frac{\rho_s \omega}{2 \rho c} \right)^2 - 3 \text{ dB} \quad (25)$$

La ecuación (25) se llama *Ley de la masa de Berger*, esta establece que TL aumenta 6 dB por cada duplicación de frecuencia y lo mismo para cada duplicación de masa. En este rango de frecuencia puede verse que no influye la rigidez al pliegue, por lo que en este rango hablamos de paredes *blandas al pliegue*. Que una placa o pared sea *blanda al pliegue* significa que su frecuencia crítica queda sobre el rango de frecuencias de interés.

3.2.2 Frecuencias sobre la frecuencia crítica $f > f_{cr}$.

Sobre la frecuencia crítica existe un *ángulo crítico* de incidencia θ_{cr} , para el cual la pared se comporta respecto al campo acústico como si no existiera ($t=1$)

$$\sin \theta_{cr} = \frac{k_B}{k} = \frac{\lambda}{\lambda_B} = \sqrt{\frac{f_{cr}}{f}} \quad (26)$$

el resultado se debe al hecho de que para $\theta = \theta_{cr}$ existe un acoplamiento perfecto entre el campo sonoro incidente y las vibraciones de la pared, llamado *efecto de coincidencia*.

Sin embargo un coeficiente de transmisión $t=1$, a pesar de que se puede resaltar un efecto físico muy importante respecto al TL, no es muy satisfactorio desde el punto de vista práctico, pues ni bajo condiciones ideales podríamos obtener este comportamiento. La explicación más sencilla a esto, es que siempre existe un amortiguamiento interno en una placa. Así las pérdidas de la pared las podemos considerar por medio de una rigidez al pliegue compleja

$$B' \rightarrow B(1 + j\eta) \quad (27)$$

donde $B = \frac{E}{1 - \mu^2} \frac{h}{12}$, donde E es módulo de Young del material, μ es el coeficiente de Poisson del material, h es el espesor del material y η es el factor de pérdida de la pared. De esta manera el número de onda al pliegue es complejo

$$k_B^4 = \frac{k_B^4}{1 + j\eta} \quad (28)$$

Considerando la ecuación (19) se obtiene

$$t = \frac{\frac{2j\rho c}{\rho_s \omega}}{\left(\frac{\lambda_B^4}{\lambda} (1 + j\eta) \sin^4 \theta - 1\right) \cos \theta + \frac{2j\rho c}{\rho_s \omega}} \quad (29)$$

Si consideramos un campo sonoro difuso, como sucede en el caso real, el procedimiento para encontrar τ se vuelve algo tedioso, a quienes estén interesados en los detalles de este desarrollo se recomienda ver [6] pp. 183-187.

De esta manera para el cálculo aproximado de TL sobre la frecuencia crítica, considerando

$$\frac{\lambda}{\lambda_B} = \sqrt{\frac{f_{cr}}{f}}, \quad (30)$$

se obtiene el siguiente resultado simple

$$\tau = \left(\frac{2\rho c}{\rho_s \omega}\right)^2 \sqrt{\frac{f_{cr}}{f}} \frac{1}{2\eta}, \quad (31)$$

así el TL está dado por la siguiente ecuación

$$TL = 10 \log \left(\frac{\rho_s \omega}{2 \rho c} \right)^2 + 5 \log \left(\frac{f}{f_{cr}} \right) + 10 \log(2\eta). \quad (32)$$

En la Figura N°3, podemos observar que en esta zona de frecuencias, el TL está influenciado por el factor de pérdida, el cual incluye todos los tipos de pérdida involucrados, como el amortiguamiento interno y la transmisión de energía vibratoria a elementos constructivos adyacentes. Vemos que el TL crece un poco más rápido con la frecuencia en el rango de $f > f_{cr}$, 7.5 dB/octava.

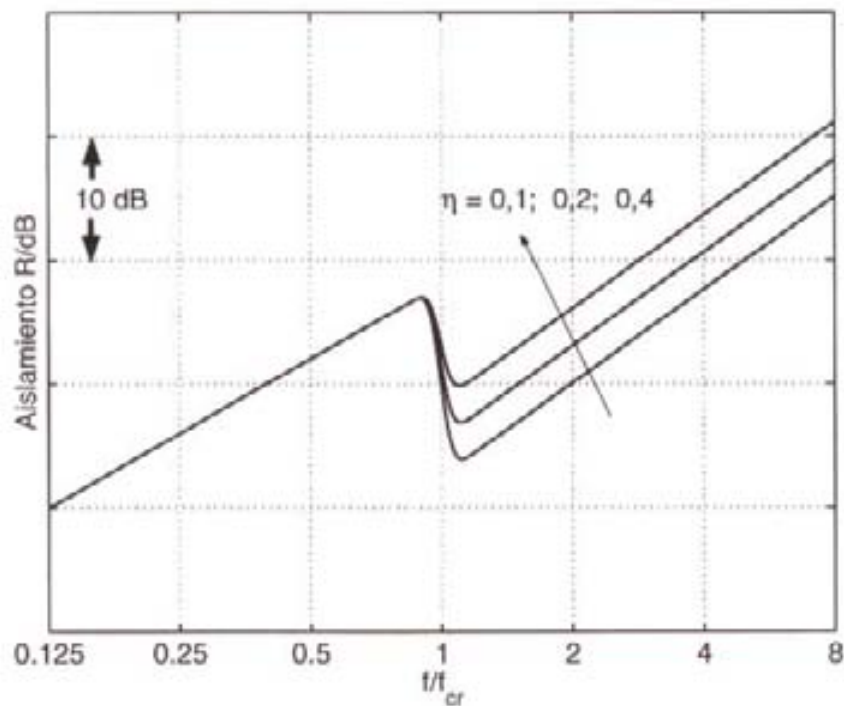


Figura N°3: Curva básica de la pérdida de transmisión de una pared simple.

3.3. Materiales absorbentes de sonido.

Existen distintas formas de realizar un control de ruido apropiado, entre los cuales encontramos [5]:

- a) Materiales de absorción sonora (mecanismo resistivo): en los cuales parte de la energía acústica es transformada en energía térmica dentro del material. Dentro de estos encontramos los materiales porosos (espuma) o fibrosos (lana de vidrio, lana mineral, lana de roca, etc.).
- b) Dispositivos reactivos: en estos se necesita que la energía del ruido excite una resonancia del dispositivo como, por ejemplo, en un resonador de Helmholtz, una placa vibrante, en los silenciadores de los automóviles, etc.
- c) Dispositivos activos: en este caso, el campo sonoro es cancelado por otro campo sonoro generado a través de la captación del campo original y la generación de un campo desfasado en 180° (control activo de ruido).

Cuando las ondas acústicas inciden sobre la superficie de un material, una fracción de la energía incidente es absorbida por transformación en calor. Todos los materiales de alguna manera absorben algo de energía [7], los materiales absorbentes acústicos son aquellos cuya función principal es absorber sonido. Estos absorben una gran fracción de la energía acústica que incide sobre ellos.

En alta frecuencia, ocurren dos fenómenos que nos llevan a una pérdida de energía, por un lado, ya que actúa una presión sonora, las moléculas de aire oscilan en las intersecciones del material poroso con la frecuencia de la onda sonora excitante [8]. Las oscilaciones resultan en pérdidas por fricción. Cambios en la dirección del flujo y expansiones y contracciones del flujo a través de los poros irregulares resultan en pérdidas de momentum en la dirección de propagación de la onda.

En baja frecuencia la conducción de calor es otra fuente para la pérdida de energía. Debido al sonido excitante, el aire en los poros experimenta una compresión y descompresión periódica y un acompañamiento de cambio de temperatura. Debido al largo tiempo que dura cada oscilación, a la gran relación superficie-volumen y la relativamente alta conducción de calor de las fibras, el eficiente cambio de calor implica que las compresiones son principalmente isotérmicas. En altas frecuencias el proceso de compresión es adiabático. En el rango de frecuencias entre la compresión isotérmica y adiabática el proceso de cambio de calor resulta además en pérdida de energía sonora. En

un material fibroso esta pérdida es especialmente alta si el sonido se propaga de forma paralela al plano de las fibras. Los materiales porosos o fibrosos, están compuestos por muchas fibras o celdas, y cuya característica esencial consiste en que oponen cierta resistencia frente al flujo de aire a través de las celdas o poros [6].

Finalmente, las pérdidas debido a las oscilaciones mecánicas forzadas del esqueleto de un material poroso son generalmente muy bajas, por esto es razonable ignorarlas.

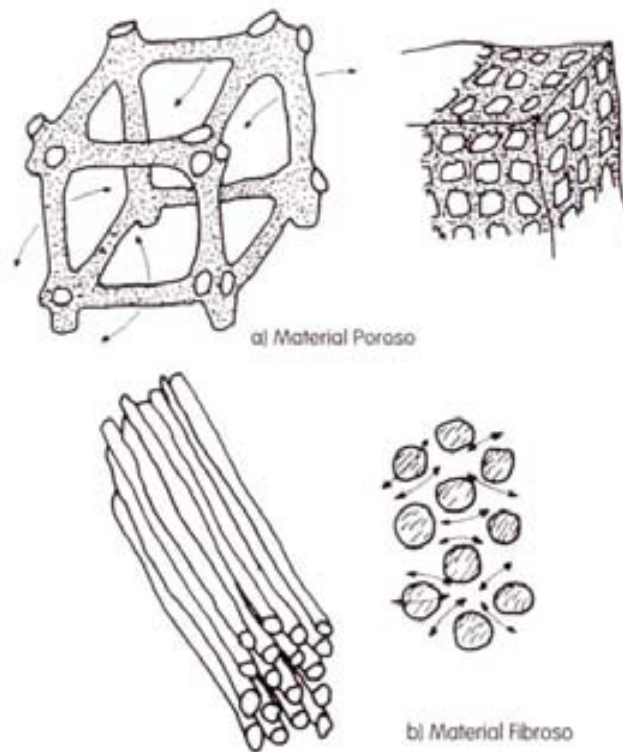


Figura N°4: materiales de absorción sonora.

La Figura N°4, muestra los materiales porosos y fibrosos, los cuales son materiales de alta absorción sonora.

La caracterización de la absorción acústica de un material está determinada por un coeficiente de absorción α , definido por la razón entre la energía acústica absorbida W_a y la energía acústica incidente W_i [5]:

$$\alpha = \frac{W_a}{W_i} \quad (33)$$

El valor de α es siempre positivo, $0 \leq \alpha \leq 1$ y depende principalmente de la frecuencia, el ángulo de incidencia del sonido, tipo de campo sonoro (difuso, ondas planas, etc.), densidad, espesor y estructura interna del material. Comercialmente se utiliza un número único de absorción, llamado Coeficiente de Absorción de Ruido (NRC), el cual es definido por la media aritmética de los coeficientes de absorción, en las bandas 1/1 octava de 250, 500, 1000 y 2000 Hz [5,7].

Dentro de las características físicas de los materiales porosos y/o fibrosos, se usan, en general, tres parámetros que son los más importantes [5,8]:

1) *Resistividad al flujo de aire* (R). Es una de las características más importantes de un material poroso y/o fibroso. Está definida por

$$R = \frac{1}{d} \frac{\Delta p}{u} \text{ [Rayl/m]} \quad (34)$$

([Rayl/m] es equivalente a $[\text{Ns/m}^4]$) donde Δp , es la diferencia de presión de aire a ambos lados de la muestra de material por donde se hace pasar el aire (N/m^2), u es la velocidad del aire normal a la superficie de la muestra y d es el espesor de del material (m).

La resistividad al flujo se incrementa notablemente al disminuir el diámetro de las fibras

2) *Porosidad* (h). Está definida como la relación entre el volumen de vacío de los poros de la muestra del material, en relación al volumen total de la muestra:

$$h = \frac{V_v}{V_t} \quad (35)$$

donde V_v es el volumen de vacíos de la muestra, V_t es el volumen total de la muestra de material.

Los materiales de absorción sonora aceptables tienen una porosidad que varía de 85% a 95%. Estos valores son típicos en las lanas de roca, fibra de vidrio y espumas plásticas porosas.

3) *Factor estructural (S)*. Representa la razón entre la densidad efectiva del fluido y la densidad del mismo fluido en campo libre. Normalmente, S no se puede calcular teóricamente.

El factor estructural S, toma en cuenta el efecto de los poros y cavidades que son perpendiculares a la dirección de propagación de la onda sonora.

En la Figura N°5, se muestra cualitativamente la variación de los parámetros h, R, S, en relación a la estructura de los materiales.

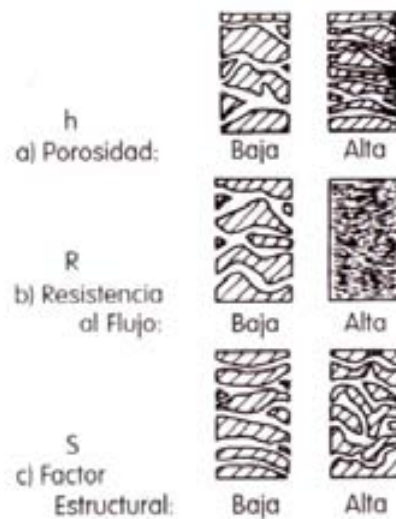


Figura N°5: variación de h, R, S.

4. Modelos teóricos para la pérdida por inserción (IL).

Muchos autores han desarrollado modelos teóricos que permitan predecir el funcionamiento de encierros acústicos. Dichos modelos se basan principalmente en la Pérdida por Inserción (IL), la cual corresponde a la diferencia del nivel de potencia radiado por la fuente sin encerrar (L_{w_S}) y el nivel de potencia radiado por la fuente encerrada (L_{w_E}).

$$IL = L_{w_S} - L_{w_E} \quad (36)$$

En la figura N° 6 se muestra un diagrama que representa la instalación de la fuente para medir potencia radiada con (L_{w_E}) y sin encierro (L_{w_S}).

Otro término que también se utiliza es la Pérdida de Transmisión (TL), cuya definición es (ver capítulo 3.2)

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{\tau} \right) \quad (37)$$

La pérdida por inserción de un componente en un sistema de transmisión no es una propiedad inherente de ese componente, sino que depende adicionalmente de la impedancia de carga (o terminación) y la impedancia de la fuente. En el caso especial donde la terminación y la fuente son ambas anecoicas, la pérdida por inserción y la pérdida por transmisión del componente son la misma [9]. Sin embargo, no se menciona un límite de validez y como lo explica Beranek [8], esta aproximación se puede hacer sólo si no hay agujeros o fugas y el coeficiente de absorción al interior del encierro se aproxima a la unidad.

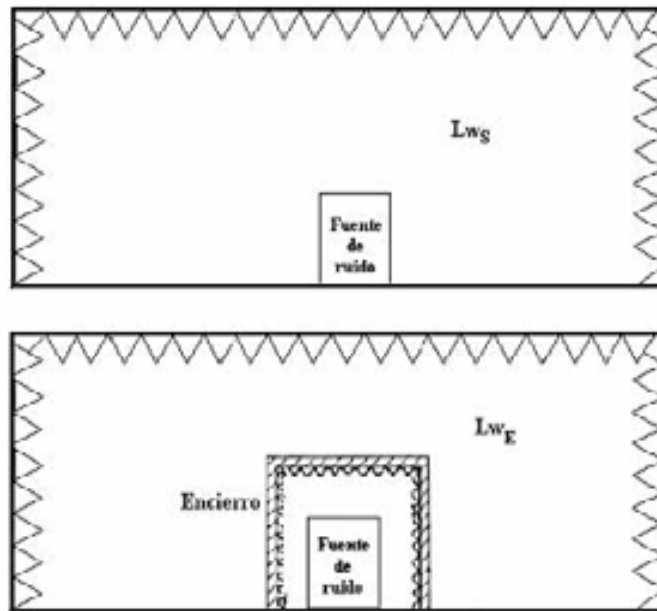


Figura N° 6: Diagrama de instalación de la fuente para medir potencia radiada con (Lw_E) y sin encierro (Lw_S).

En los modelos teóricos que se muestran a continuación, los autores consideran un encierro compuesto por una cavidad rígida, donde se ubica la fuente de ruido, y sobre esta un panel, que es la única de las placas que puede moverse debido a la presión que ejerce la fuente pulsante.

Por otro lado, los análisis teóricos han sido divididos en tres rangos de frecuencia: (1) el rango de baja frecuencia, donde la pérdida por inserción es independiente de la frecuencia y que corresponde a frecuencias por debajo de las resonancias del espacio de aire o del panel, (2) el rango de frecuencias medias, donde la pérdida por inserción es controlada por las resonancias del panel y/o del espacio de aire donde no puede utilizarse el Análisis Estadístico de energía (SEA) y (3) el rango de alta frecuencia, donde existe una alta densidad modal, por lo que, consecuentemente, podemos utilizar SEA para el modelo [10]. Sin embargo, como en el rango de frecuencias intermedias la pérdida por inserción varía ampliamente con la frecuencia y la posición, es muy difícil analizarlo por métodos teóricos.

4.1. Modelos de baja frecuencia.

A comienzos de los 60's, Jackson [1,2,3], consideró que la fuente y el encierro son cajas pulsantes moviéndose de manera periódica

Como el espaciamiento entre la fuente y la pared del encierro es pequeño, una aproximación suficientemente buena es considerar que las paredes del encierro están sujetas a ondas planas a incidencia normal. El análisis se simplifica a un modelo unidimensional, que se muestra en la Figura N° 7.

Además se deben considerar las siguientes asunciones:

- El encierro no toca ninguna parte de la fuente encerrada.
- La presencia del encierro no afecta la magnitud de vibración de las superficies encerradas.
- No existe transmisión directa de vibración a través de los soportes de la fuente.

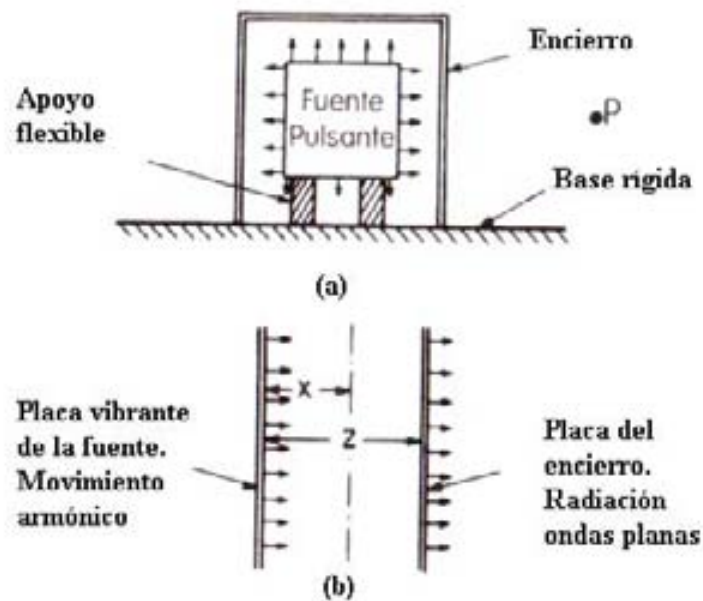


Figura N° 7: Modelos de análisis del comportamiento de un encierro acústico. (a) Encierro sellado ideal, (b) modelo unidimensional.

Considerando lo anterior, la pérdida por inserción de acuerdo a la teoría entregada por Jackson estaría dada por

$$IL = 10 \log_{10} \left(1 - \frac{2 \sin \theta (X \sin \theta - R \sin \theta)}{\rho c} + \frac{\sin^2 \theta (X^2 + R^2)}{\rho^2 c^2} \right) \text{ (dB)} \quad (38)$$

donde $X = \omega M - \frac{S}{\omega}$; ω , frecuencia angular; M , densidad superficial de masa $M = \rho_m h$, ρ_m

es la densidad del material y h su espesor; S , rigidez, $\omega_0^2 = \frac{S}{M}$, es la frecuencia crítica de la

placa; $\theta = \frac{\omega d}{c}$, d , distancia entre la fuente y el panel del encierro, $c=340$ m/s, velocidad del

sonido en el aire, $\rho=1.18$ kg/m³, densidad del aire; $R = \frac{\omega_R M}{Q}$, amortiguamiento del panel;

ω_R , primera frecuencia de resonancia de la placa ver ecuación (47); Q , amortiguamiento asociado al movimiento de la placa, elegido por Jackson como $Q=30$.

En 1970, Junger [3], realizó una extensión de la teoría expuesta por Jackson, asumiendo el panel del encierro simplemente soportado. La fuente fue modelada como un pistón rectangular del mismo tamaño del panel, vibrando con movimiento armónico simple, además añadió el efecto del material absorbente acústico.

En 1992, Oldham y Hillarby [11,12], presentaron dos modelos teóricos para predecir la pérdida por inserción de un encierro. En su modelo de baja frecuencia, para poder simplificar los cálculos, hicieron dos asunciones muy importantes: (1) la función de presión de excitación aplicada a la placa del encierro es uniforme en el rango de baja frecuencia, y (2) sólo la forma del modo 1:1 irradia eficazmente sonido. Es este segundo punto, el que presenta una gran diferencia con lo presentado por Junger, pues este último no consideró algún modo de vibración particular de la placa.

Oldham y Hillarby asumieron la fuente como una “fuente de velocidad constante”, de manera que esta no se vea afectada por alguna carga de aire al interior del encierro.

Una representación simplificada del sistema fuente encierro, se muestra en la Figura N° 8. La fuente se comporta como un pistón simple, el cual tiene una cierta velocidad superficial

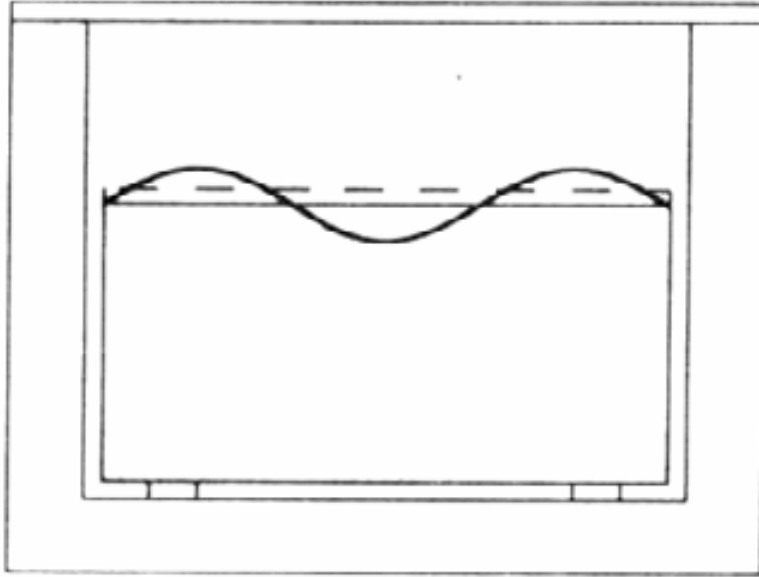


Figura N° 8: Pistón equivalente (mostrado por la línea punteada) para la placa de una fuente sometida a vibración en un modo de forma simétrica.

Considerando lo anteriormente expuesto, la pérdida por inserción estaría dada por:

$$IL = 10 \log \left(\left[\cos(kd) + \left(\frac{\pi^2}{4K\omega\rho_0c} \right) \sin(kd) \right]^2 \right) \quad (39)$$

donde k es el número de onda acústico; d es la distancia fuente encierro y el valor de K está dado para:

1. Panel simplemente soportado

$$K = \frac{\frac{16}{\pi^2}}{B^* \pi^4 \left(\frac{1}{a^4} + \frac{2}{a^2 b^2} + \frac{1}{b^4} \right) - \omega^2 \rho h} \quad (40)$$

2. Panel sujetado con abrazadera

$$K = \frac{1.35}{3.86B^* \left(\frac{129.6}{a^4} + \frac{78.4}{a^2b^2} + \frac{129.6}{b^4} \right) - \omega^2 \rho h} \quad (41)$$

donde a, y b, son las dimensiones del panel rectangular del encierro, h es el espesor del panel y B* es la rigidez a la flexión ó rigidez al pliegue compleja mostrada en la sección 3.2.2.

4.2. Modelos de alta frecuencia.

Estos modelos se basan principalmente en el Análisis Estadístico de Energía (SEA). Este análisis estadístico, se basa principalmente en la interacción de sistemas resonantes acoplados, entre los cuales existe un flujo de energía. Por esto, un sistema SEA, se divide en varios subsistemas completamente acoplados, representando la energía del sistema global por medio de la energía local media de solo una parte del sistema. Así, cada subsistema representa un mecanismo de almacenamiento de energía. En estado estacionario, la energía que entra a un subsistema es disipada, por medio del factor de pérdida por amortiguamiento, o transmitida a otro subsistema. La razón entre la potencia transmitida y la potencia almacenada por un sistema es llamada factor de pérdida por acoplamiento.

Un modelo SEA clásico de dos subsistemas se muestra en la Figura N° 9, el cual sirve de referencia para lo expuesto. En este, W, es la potencia de entrada al sistema 1, E_i es la energía total en cada subsistema η_{ij} es el factor de pérdida por acoplamiento del sistema i al j, η_i^d , es el factor de pérdida por amortiguamiento de cada subsistema, $E_i \omega \eta_{ij}$, es el flujo de potencia de un sistema i al j, en este caso $E_2 \omega \eta_{23}$ corresponde a la potencia acústica radiada y $E_i \omega \eta_i^d$ es la energía disipada en cada subsistema.

En 1973, I. L. Ver [3], presentó un modelo para la pérdida por inserción basado en la técnica del SEA, asumiendo un campo sonoro reverberante, de modo de obtener un balance de potencia acústica entre el interior y el exterior del encierro.

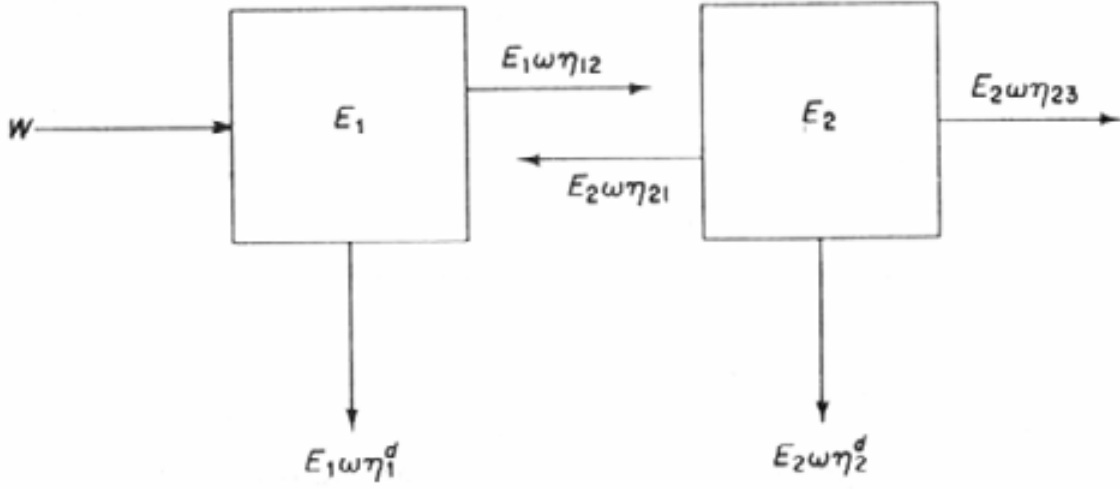


Figura N° 9: Modelo básico de SEA.

Hillarby y Oldham [11,12], utilizaron el modelo simple presentado en la Figura N° 9, en el cual consideraron el volumen del encierro como sistema 1 y el panel como el sistema 2. De modo que existe un flujo de energía, producido por la fuente encerrada, desde el volumen de aire encerrado hacia el panel del encierro. Como este panel se encuentra en contacto con el espacio de aire que rodea el encierro (sala), existe una potencia acústica radiada, así haciendo un balance del flujo de potencia (es decir, la razón entre potencia incidente y potencia radiada), la pérdida por inserción está dada por:

$$IL = 10 \log \left\{ 1 + \frac{\eta_1^d \rho_s \omega^3 V C_L h}{\sigma \rho_0 c^4 \sqrt{3} S \pi} - \frac{\bar{\sigma} \rho_0 c}{2 \sigma \rho_0 c + \rho_s \omega \eta_2^d} \right\} \left\{ 2 + \frac{\eta_2^d \rho_s \omega}{\sigma \rho_0 c} \right\} \quad (42)$$

donde: η_1^d , η_2^d son los factores de pérdida por amortiguamiento del sistema 1 y 2, respectivamente; ρ_s es la densidad superficial de masa de la placa; V es el volumen de aire encerrado; C_L es la velocidad de ondas longitudinales en el panel del encierro; h es el espesor del panel; $\bar{\sigma}$ es la eficiencia de radiación del panel [8]; S es la superficie del panel.

En 2004, Ming y Pan [13], hicieron un análisis mucho mas complejo, considerando cada panel del encierro como un subsistema SEA y además el volumen de aire de la cavidad forma otro subsistema (7 subsistemas en total). La complejidad de este modelo

está, por un lado, en la resolución de las ecuaciones y la obtención de los factores de acoplamiento, los cuales deben ser medidos en el laboratorio, algo que está fuera de los objetivos de esta tesis.

4.3 Encierros perforados y/o compuestos.

Gran parte de los encierros acústicos, a excepción obviamente de los herméticamente sellados, tienen perforaciones, las cuales son útiles para ventilación, accesos para trabajadores, etc. Estas perforaciones reducen la pérdida por inserción de los encierros, pudiendo incluso amplificar el ruido en algunas frecuencias (resonancias acústicas). Los efectos de dichas aberturas han sido estudiados por algunos autores de modo de poder predecir el comportamiento de este tipo de encierros.

Según R.S. Jackson [1,2], al hacer alguna abertura en un panel del encierro, este se comportaría o tendría el efecto de un resonador de Helmholtz. Es decir, ocurrirá una resonancia en la frecuencia de Helmholtz, lo cual se traduce en una magnificación en esta frecuencia. Esta frecuencia de Helmholtz se puede calcular de la siguiente manera

$$F_H = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V_0 Z}} \quad (43)$$

donde A es el área de la apertura, V_0 es el volumen de aire libre dentro del encierro, y Z es la longitud equivalente de la apertura $Z=L+16*r/(3\pi)$, donde r es el radio de abertura y L el espesor de la placa.

Además de esta consideración hecha por Jackson, también existen otros autores como Amit Domadar Hegde [14] y Beranek [8], que indican que podemos predecir el comportamiento de un encierro perforado considerando la abertura como un elemento acústicamente transparente, asociándole a esta una pérdida de transmisión cero (o bien un coeficiente de transmisión $\tau=1$) de modo que la pérdida por inserción se calcule en función de la pérdida de transmisión de las paredes del encierro de la siguiente manera:

$$PI = 10 \log \left(\frac{S_t}{\sum S_{S_a} * 10^{-TL/10} + \sum S_a * 10^{0/10}} \right) - 10 \log \left(\frac{A_E}{S_E} \right) + 10 \log \left(\frac{\alpha_{prom}}{1 - \alpha_{prom}} \right) \quad (44)$$

el primer término de la ecuación se llama también TL combinado, donde

TL: se definió en la ecuaciones (25) y (32).

S_t : superficie interior total del encierro, en m^2 ;

S_{sa} : superficie interior sin agujero, $S_t - S_a$, en m^2 ;

S_a : superficie del (los) agujero(s), en m^2 .

A_E : es la superficie interna total del encierro, en m^2 .

S_E : es la superficie externa total del encierro, en m^2 .

α_{prom} : es el coeficiente de absorción promedio en la superficie interior del encierro.

4.4. Otras consideraciones del comportamiento de encierros.

El encierro en si, mirado desde el punto de vista de la teoría del análisis modal, se puede considerar como un resonador complejo que posee varios modos acústicos (al igual que las salas rectangulares), cada uno de los cuales posee una frecuencia de resonancia característica y un valor de amortiguamiento [5]. Si la fuente sonora excita uno de estos modos se producirá un aumento de la presión sonora dentro del encierro lo que se puede traducir en una disminución en la pérdida por inserción debido a la resonancia producto de la onda estacionaria.

Haciendo una analogía con salas rectangulares, las frecuencias características de cada modo acústico se calcularían como

$$f_{a,b,c} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{a}{Lx}\right)^2 + \left(\frac{b}{Ly}\right)^2 + \left(\frac{c}{Lz}\right)^2}, \text{ con } \begin{matrix} a = 1, 2, 3, \dots \\ b = 1, 2, 3, \dots \\ c = 1, 2, 3, \dots \end{matrix} \quad (45)$$

donde Lx , Ly y Lz son las longitudes de las paredes del encierro.

El número de modos normales bajo una frecuencia f para la cavidad de un encierro está dado por [5]:

$$n_1(f) = \frac{4\pi f^3 V}{3c^3} + \frac{\pi f^2 S}{4c^2} + \frac{Pf}{8c} \quad (46)$$

donde $V=L_x L_y L_z$, es el volumen de aire encerrado; $S=2(L_x L_y + L_x L_z + L_y L_z)$, es la superficie total de las paredes del encierro; y $P=4(L_x + L_y + L_z)$, es el perímetro del encierro.

También se debe considerar que cualquier placa soportada en sus bordes y expuesta a un campo de presión comenzará a oscilar, estas vibraciones dependerán de sus dimensiones, masa y elasticidad. Las frecuencias para los modos de vibración de una placa rectangular se calcularía (para placas delgadas) de la siguiente manera [1,2]:

$$f_{m,n} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{Eh^3}{12M(1-\nu^2)}} \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \quad \begin{matrix} m = 1,2,\dots \\ n = 1,2,\dots \end{matrix} \quad (47)$$

E: módulo de Young de la placa, ν : coeficiente de Poisson de la placa, h , a y b son espesor y longitudes de la placa respectivamente, M es la densidad superficial de masa de la placa.

5. Desarrollo Experimental.

5.1 Introducción.

Para desarrollar este trabajo, se dispuso de la cadena electroacústica mostrada en la Figura N° 10, montada en el Laboratorio del Instituto de Acústica, de manera de poder realizar las mediciones adecuadas para cumplir con los objetivos planteados.

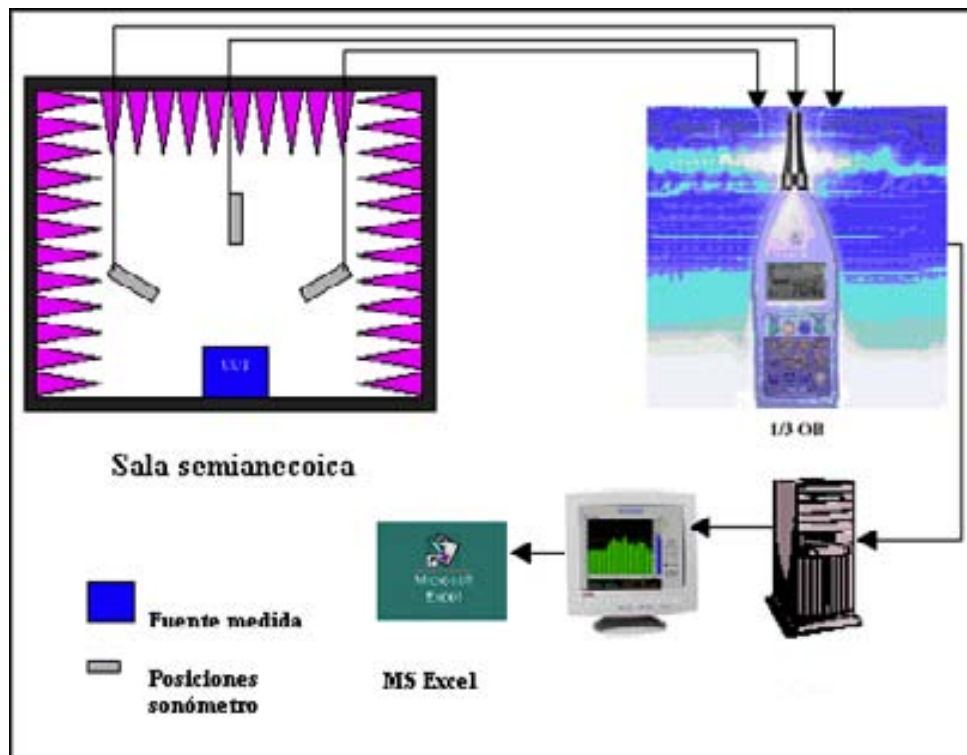


Figura N° 10: Montaje experimental básico.

La experiencia consistió en medir el nivel de potencia de nuestra fuente de ruido con y sin encierro, para así poder calcular la Pérdida por Inserción. Esto se hizo de acuerdo a la norma ISO 3745 [15].

Luego, se repitieron estas mediciones bajo distintas condiciones, de manera de poder establecer los efectos sobre la IL al agregar material absorbente, aberturas, cambios de volumen de la fuente, etc.

Finalmente los resultados obtenidos experimentalmente, se compararon con los simulados teóricamente en MATLAB.

5.2 Materiales y Métodos.

5.2.1. Metodología.

Para todas las mediciones registradas, se procedió de acuerdo a la norma ISO 3745, la cual establece las condiciones de medición del nivel de potencia acústica para fuentes ruidosas en campo libre o bien en campo libre sobre un plano reflectante. De acuerdo a esto, se procedió a establecer las distintas posiciones en las que se debe poner el micrófono del sonómetro alrededor de la superficie de prueba, y así, poder medir en nivel de presión sonora equivalente o L_{eq} , en bandas de tercio de octava en cada punto de medición. En este trabajo se midió un L_{eq} durante 30 segundos en cada punto, esto para que se estabilizaran las lecturas del sonómetro. La superficie de prueba es una esfera, si la medición se realiza en campo libre, o semiesfera, si la medición se realiza sobre un plano reflectante, cuyo radio debe ser al menos el doble de la máxima dimensión de la fuente de ruido a medir.

En la Figura N° 11, se muestran las distintas posiciones en las que se debe ubicar el micrófono del sonómetro, según lo recomendado por la norma ISO 3745 para la medida en campo libre sobre un plano reflectante.

5.2.1.1. Medición del nivel de potencia.

La primera experiencia consistió en medir el nivel de potencia acústica (L_w) de una fuente de ruido sobre un plano reflectante como se describe en el punto 5.2.1. El plano reflectante fue simulado poniendo dos planchas de melamina de 1.10m de ancho, 2.2 m de largo y 15 mm de espesor y otra plancha también de melamina de 1.52 m ancho, 1.9 m de largo y 15 mm de espesor.

5.2.1.2. Pérdida por inserción

Luego, para poder determinar la pérdida por inserción, se volvió a medir el L_w para la fuente sola y luego con el encierro en su lugar, todo esto se realizó sobre una misma distancia de referencia o semiesfera de prueba.

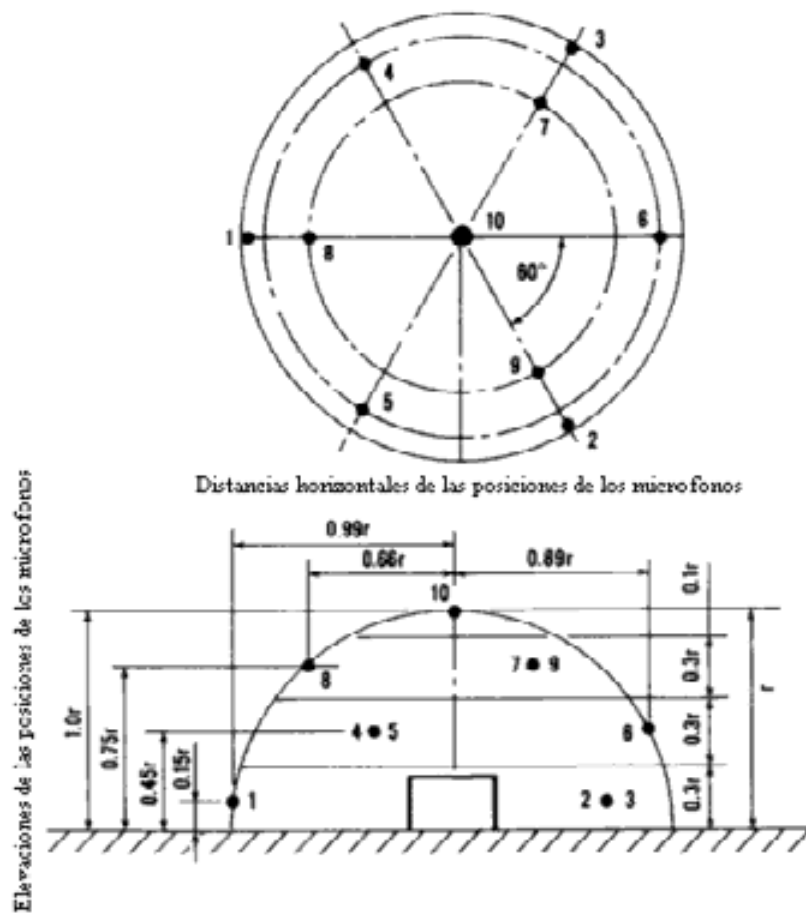


Figura N° 11: Superficie de prueba utilizada.

5.2.1.3. Efecto de aberturas y del material absorbente.

Con el fin de determinar que efecto tienen sobre la IL, se repitieron las mediciones del punto anterior, se hizo una perforación a un panel y luego se agregó material absorbente a las superficies interiores del encierro.

5.2.1.4. Efecto de disminuir el volumen de la fuente y del encierro.

Otro punto que hay considerar es el efecto que tiene sobre la IL, el hecho de disminuir el volumen de la fuente de ruido, así como también disminuir el volumen del encierro.

5.2.2. Elementos de prueba.

5.2.2.1. Fuentes de Ruido.

De acuerdo a los puntos establecidos anteriormente, se utilizaron dos fuentes de ruido:

- a) Aspiradora marca Black & Decker (vacuum cleaner) Cat. N° 7665-20, Tipo 5, cuyas dimensiones son, diámetro 35.8 cm. y 52 cm. de alto, la cual se puede separar como un cilindro de altura 36.6 cm. y radio 17.9 cm. y un cono truncado de altura 15.4 cm. y radio mayor 13.4 cm. y radio menor igual a 5 cm. como se muestra en la Figura N° 12.
- b) Fuente Omnidireccional perteneciente al Instituto de Acústica, la se puede aproximar como una esfera de radio $R=16.7$ cm., o bien como un dodecaedro de 15 cm de arista.

En la figura N° 13 se muestran la Fuente Omnidireccional (fuente omni) y la Aspiradora (fuente1) utilizadas.

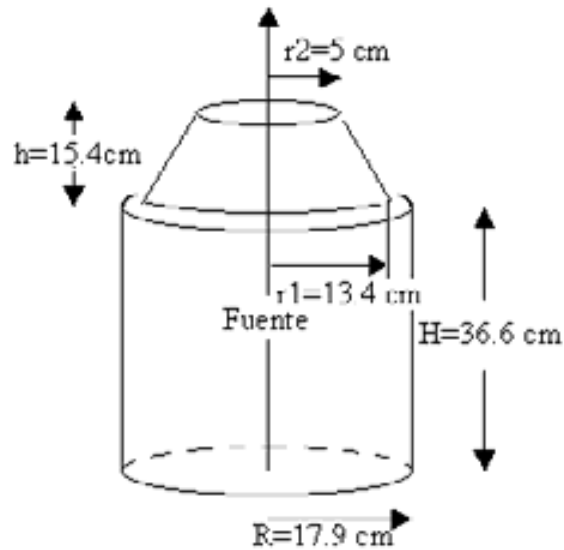


Figura N° 12: Aproximación aspiradora Black & Decker.



Figura N° 13: Fuentes de ruido utilizadas.

5.2.2.2. Características de los materiales de los encierros de prueba.

Para medir la pérdida por inserción se construyeron encierros con dos tipos de materiales: Tablero de partículas de madera y tablero de madera prensada.

Las propiedades del tablero de partículas de madera (Masisa) son las siguientes (*):

- $h=1.8$ [cm], espesor
- $E=2.84 \cdot 10^9$ [N], módulo de Young.
- $B=1472.9$ [Nm], rigidez al pliegue.

- $\eta=0.032$, factor de pérdida (o de amortiguamiento interno), [adimensional].
- $\rho=630.99$ [kg/m³], densidad.
- $C_L=2117.88$ [m/s], velocidad onda longitudinal.
- $f_c=1691.19$ [Hz], frecuencia crítica.

Las propiedades del Tablero de Madera Prensada (Cholguán) son las siguientes (*):

- $h=3.2$ [mm], espesor
- $E=3.56 \cdot 10^9$ [N], módulo de Young.
- $B=4.36$ [Nm], rigidez al pliegue.
- $\eta=0.058$, factor de pérdida (o de amortiguamiento interno), [adimensional].
- $\rho=971.16$ [kg/m³], densidad.
- $C_L=1914.12$ [m/s], velocidad onda longitudinal.
- $f_c=13695.66$ [Hz], frecuencia crítica.

(*) Valores promedio, medidos en Laboratorio del Instituto de Acústica por Claudio Rosello.

El material absorbente utilizado fue lana de vidrio cuyas características son:

- Panel libre (rígido), 20mm de espesor y $\rho=64.2$ (kg/m³).
- $\alpha_{prom}=0.5$ (valor referencial para panel de características similares [5])

5.2.3. Instrumentos de medición y adquisición utilizados.

Los equipos utilizados para las mediciones fueron:

- 1) Sonómetro Rion modelo NL-22, Ser. N° 00441576, Tipo 2.
- 2) Micrófono UC-52 N° 95408.
- 3) Preamplificador NH-21 N° 11119
- 4) Tarjeta RTA Rion NX-22RT 1/1-1/3 octava.
- 5) Calibrador Rion NC-73
- 6) Cd de ruido blanco

- 7) Reproductor de cd harman/kardon HD 7325.
- 8) Amplificador Tascam PA-20 MK II
- 9) USB audio interface UA-1X Edirol.
- 10) Micrófono de condensador Audio-technica ATM10a omnidireccional.
- 11) Software Spectra Rta version 1.32.12

6. Resultados Previos.

6.1. Nivel de Potencia.

El nivel de potencia (L_w) de las fuentes de ruido utilizadas se midió de acuerdo al montaje mostrado en la Figura N° 9 y sobre una semiesfera de prueba cuyo radio fue $R=1.514$ m como se muestra en la Figura N° 10, donde se describen las distintas posiciones en donde se debe poner el micrófono del sonómetro. También se midió el nivel de potencia con las fuentes de ruido puestas en distintos tipos de encierros, los cuales fueron contruidos con los materiales descritos en el punto 5.2.2.2. Antes de todo esto, se debe tener el espectro del ruido de fondo para ver su influencia sobre las mediciones registradas, tal como se establece en la norma ISO 3745. Para esto se midió durante 10 minutos, registrando los valores cada 5 minutos, en un punto ubicado al centro de semiesfera de prueba. Los valores obtenidos de esta medición se muestran en el Gráfico N° 1.

La Tabla N° 1 muestra las distancias horizontales desde el centro de la semiesfera y las elevaciones de las distintas posiciones del sonómetro, de acuerdo a la norma ISO 3745 para la medición del nivel de potencia de las fuentes de ruido solas, así como también puestas dentro de cada tipo de encierro.

La Fuente Omni emitió ruido blanco durante las mediciones realizadas de acuerdo al esquema de alimentación que se muestra en la Figura N° 14.



Figura N° 14: Esquema alimentación Fuente Omnidireccional.

Tabla N° 1: Posiciones del micrófono del sonómetro sobre la semiesfera de prueba de radio

R=1.514 m.

Puntos de Medición	Distancias (m)	
	Horizontal	Elevación
1	1.499	0.227
2	1.499	0.227
3	1.499	0.227
4	1.347	0.681
5	1.347	0.681
6	1.347	0.681
7	0.999	1.136
8	0.999	1.136
9	0.999	1.136
10	0	1.514

El Gráfico N° 2, nos muestra los niveles de potencia en bandas de 1/3 de octava, obtenidos para la Fuente Omnidireccional y la Fuente 1.

Las dimensiones y características de los encierros construidos se muestran en la Figura N° 15 y se detallan en la Tabla N° 2, así como también el volumen de las fuentes utilizadas, luego en la Tabla N° 3 se muestran los valores obtenidos en dB y dBA para el nivel de potencia en banda ancha, para cada fuente y para cada configuración de encierro utilizado.

Tabla N° 2: Características de los encierros y fuentes de ruido utilizados.

Encierros		Encierros	
(masisa 18 mm y cholguán 3,2 mm)		(masisa 18 mm y cholguán 3,2 mm)	
CFE0		CFE1	
Largo (m)	0,693	Largo (m)	0,693
Ancho (m)	0,466	Ancho (m)	0,466
Alto (m)	0,757	Alto (m)	0,757
Superficie interna (m ²)	2,401	Superficie interna (m ²)	2,401
Radio agujero (m)	0	Radio agujero (m)	0,025
Superficie agujero (m ²)	0	Superficie agujero (m ²)	0,002
Superficie interna total (m ²)	2,401	Superficie interna total (m ²)	2,399
Volumen (m ³)	0,244	Volumen (m ³)	0,244
Encierros		Encierros	
(masisa 18 mm y cholguán 3,2 mm)		(masisa 18 mm)	
CFE2		CFE3	
Largo (m)	0,693	Largo (m)	0,693
Ancho (m)	0,466	Ancho (m)	0,466
Alto (m)	0,757	Alto (m)	0,657
Superficie interna (m ²)	2,401	Superficie interna (m ²)	2,169
Radio agujero (m)	0,025	Radio agujero (m)	0,025
Superficie agujero (m ²)	0,002	Superficie agujero (m ²)	0,002
Superficie interna total (m ²)	2,397	Superficie interna total (m ²)	2,165
Volumen (m ³)	0,244	Volumen (m ³)	0,212
Fuente 1 (Aspiradora)		Fuente Omnidireccional	
	(F 1)		(F O)
Superficie (m ²)	0.51	Superficie (m ²)	0.35
Volumen (m ³)	0.044	Volumen (m ³)	0.02

La nomenclatura utilizada en la Tabla N° 2 corresponde a:

- CFE0: Encierro sin perforaciones.
- CFE1: Encierro con una perforación.
- CFE2: Encierro con dos perforaciones
- CFE3: Encierro mas pequeño con dos perforaciones.

Tabla N° 3: Niveles de potencia calculados para cada fuente de ruido y para cada configuración de encierro utilizadas.

	Masisa	
Configuraciones	Lw (dB)	Lw (dBA)
Fuente omni	89,5	88,6
F O+CFE1	77,6	73,2
F O+CFE1+Abs	68,6	63,2
F O+CFE2	78,5	75,4
F O+CFE2+Abs	72,8	68,3
F O+CFE3	81,6	76,4
F O+CFE3+Abs	75,4	69,4
Fuente 1	101,6	99,0
F 1+CFE0	92,8	87,5
F 1+CFE0+abs	83,8	77,5
F 1+CFE1	93,2	88,7
F 1+CFE1+abs	85,6	79,3
F 1+CFE3	89,4	86,5
F1+CFE3+Abs	81,5	74,3
	Cholguán	
Configuraciones	Lw (dB)	Lw (dBA)
Fuente 1	100,8	99,0
F1+CFE0	92,2	87,0
F1+CFE0+Abs	86,0	79,0
F1+CFE1+Abs	85,7	79,4
F1+CFE2+Abs	86,5	80,0

Donde:

- F i+CFEj, corresponde al valor medido para cada fuente i utilizada puesta en alguno de los encierros j descritos en la Tabla N° 2.
- F i+CFEj+Abs, corresponde al valor medido para cada fuente i utilizada puesta en alguno de los encierros j descritos en la Tabla N° 2, el que además fue revestido con lana de vidrio.

Los Gráficos N° 3 y N° 4, nos muestran los niveles de potencia en bandas de 1/3 de octava, obtenidos para la Fuente Omnidireccional y para la Fuente 1 (aspiradora) respectivamente, puestas en cada uno de los encierros construidos con masisa de 18 mm de espesor. El gráfico N° 5 muestra los niveles de potencia en bandas de 1/3 de octava obtenidos para la Fuente 1, puesta en cada uno de los encierros construidos con cholguán de 3,2 mm de espesor.

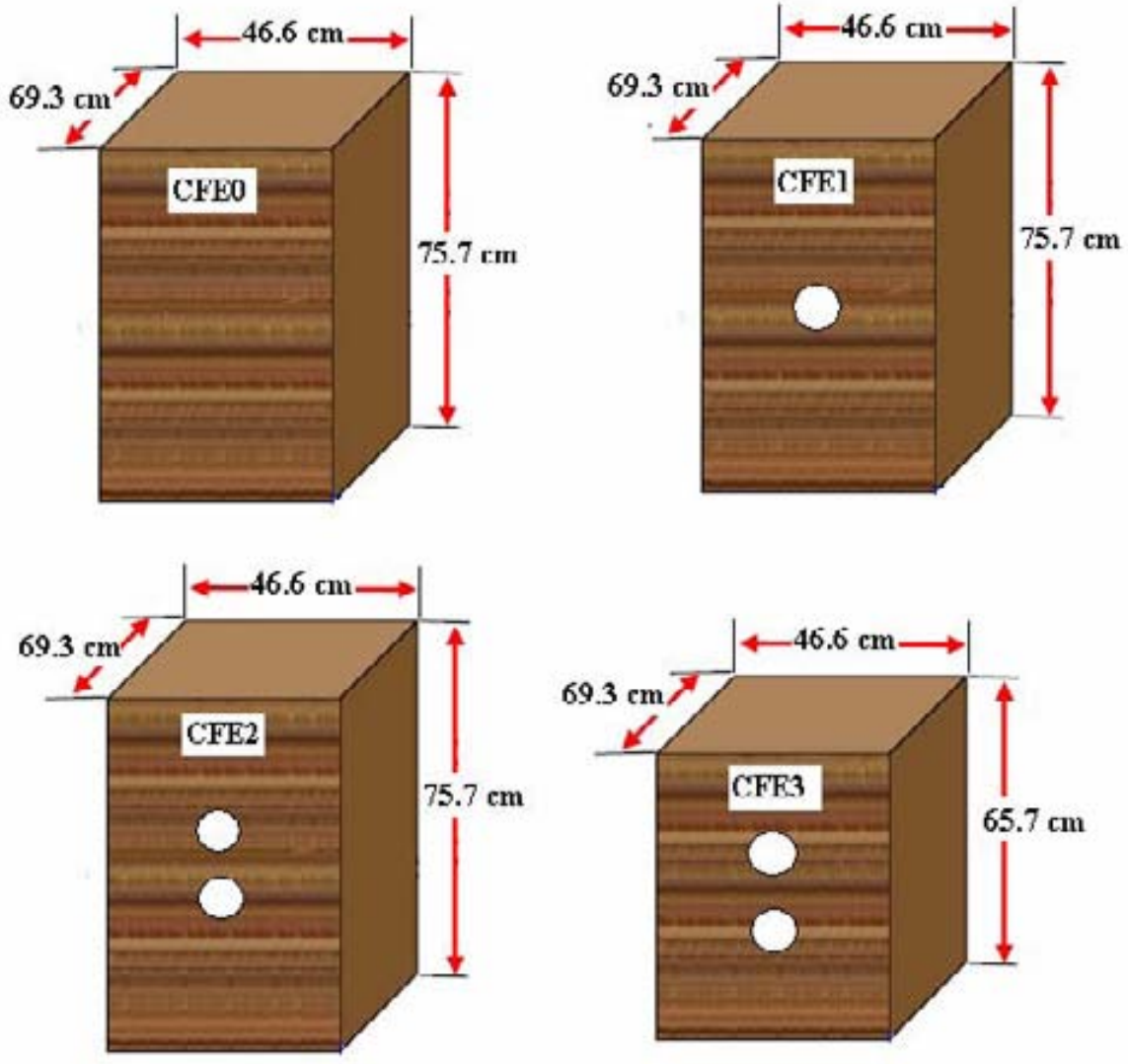


Figura N° 15: Dimensiones de los encierros de prueba.

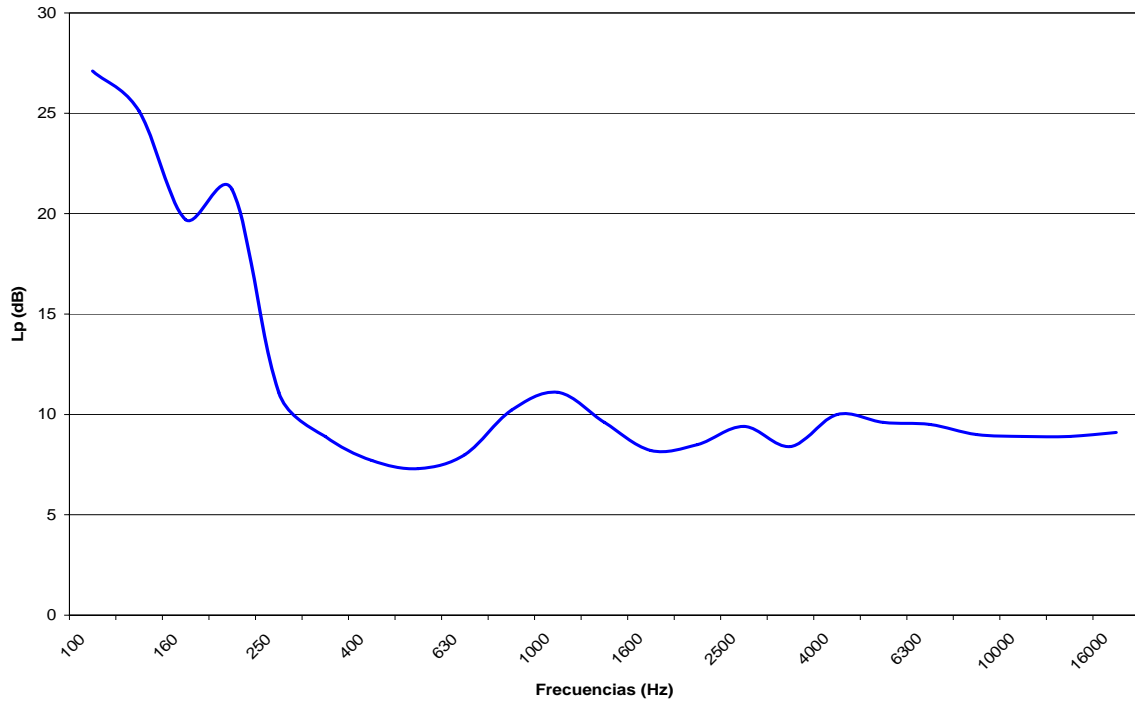


Gráfico N° 1: Espectro del ruido de fondo de la sala anecoica del Instituto de Acústica UACH.

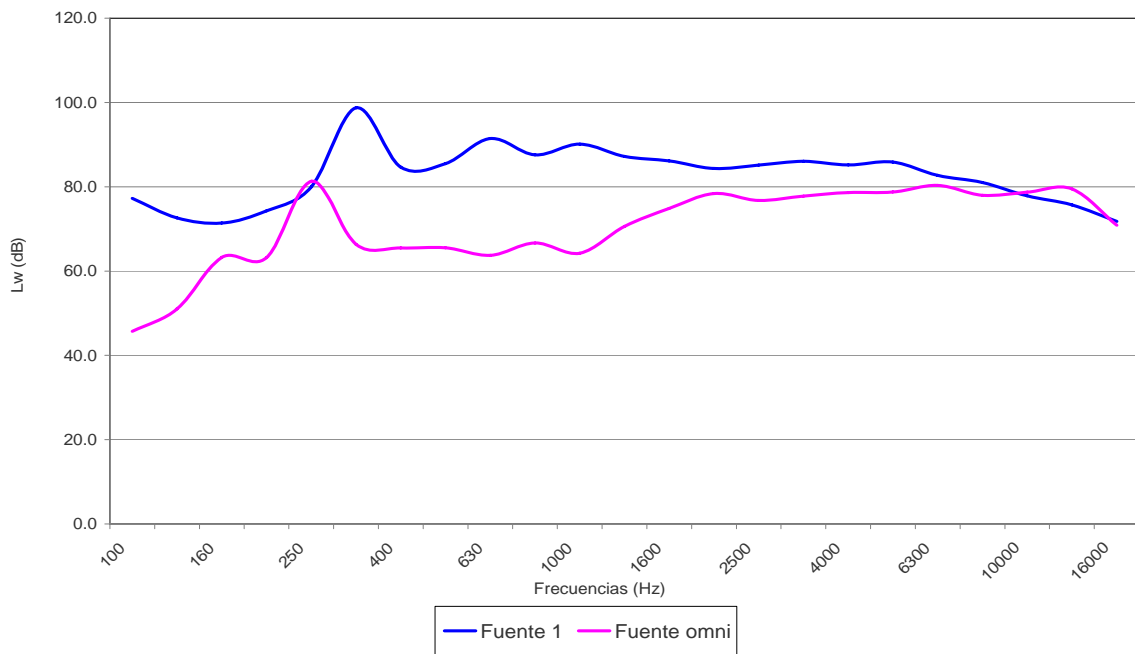


Gráfico N° 2: Espectros de las fuentes de ruido utilizadas, medidos en bandas de 1/3 de octava.

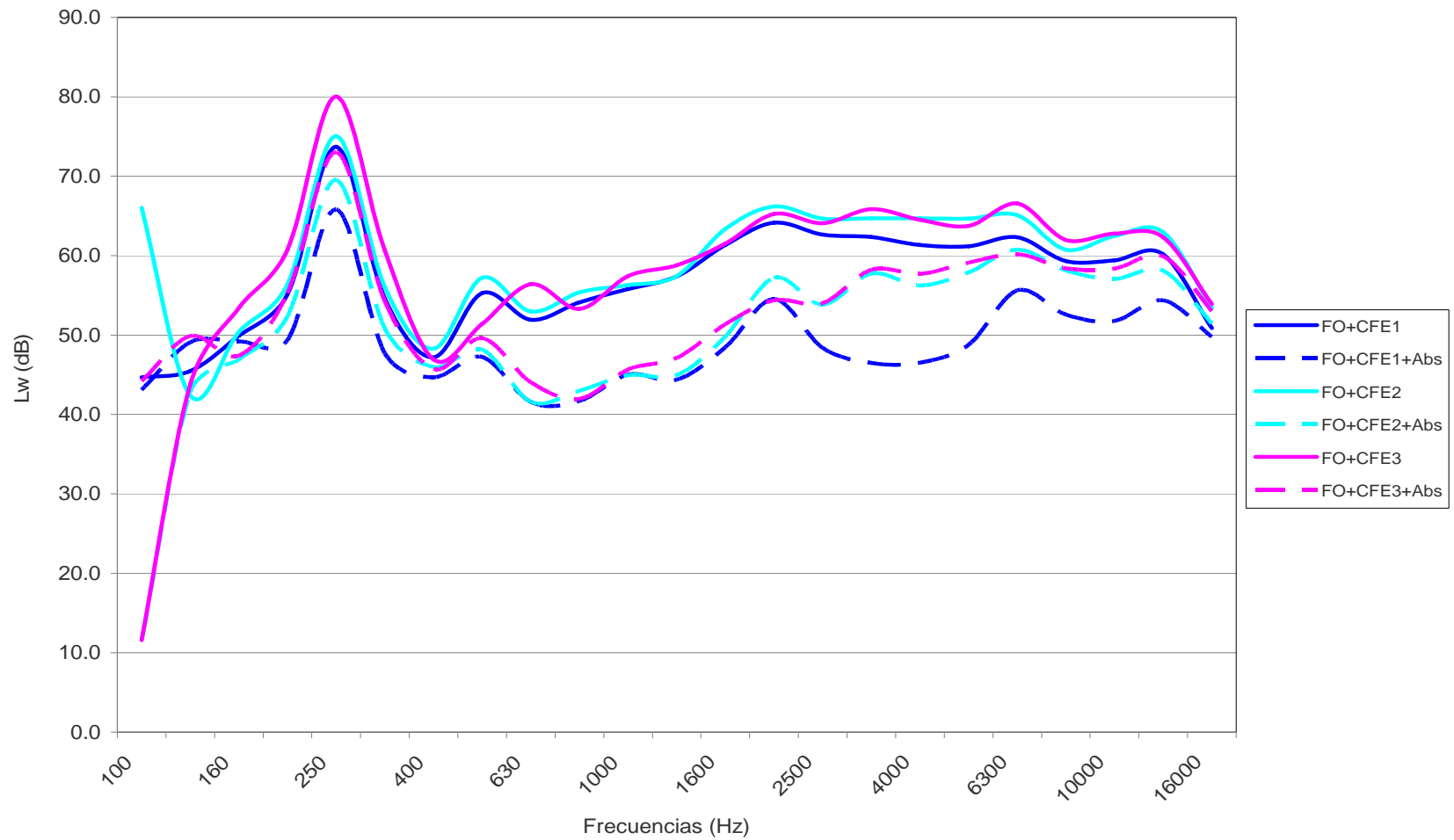


Gráfico N° 3: Espectros de la Fuente Omnidireccional puesta en cada uno de los encierros construidos con masisa de 18 mm de espesor, medidos en bandas de 1/3 de octava.

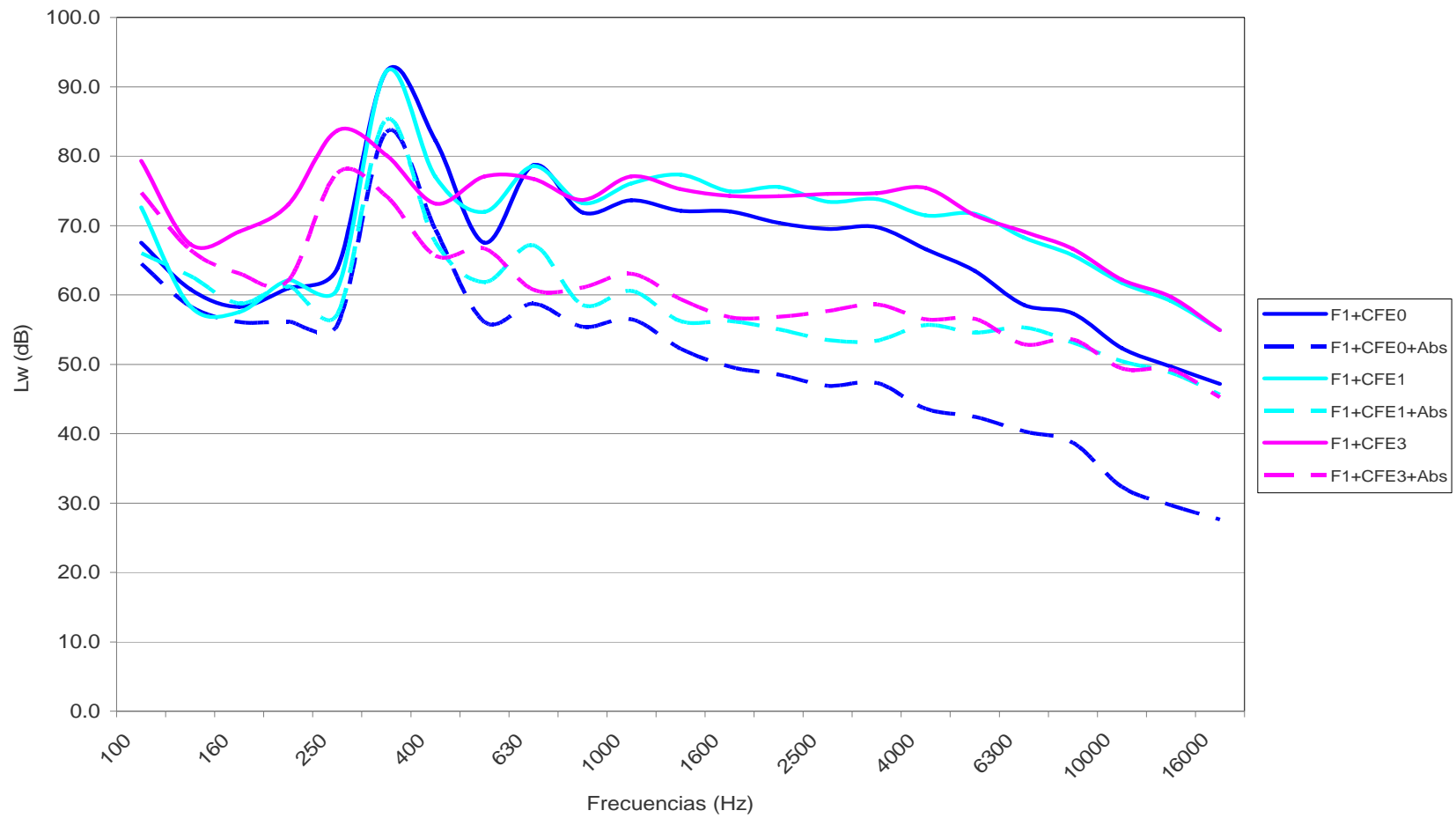


Gráfico N° 4: Espectros de la Fuente 1, puesta en cada uno de los encierros construidos con masisa de 18 mm de espesor, medidos en bandas de 1/3 de octava.

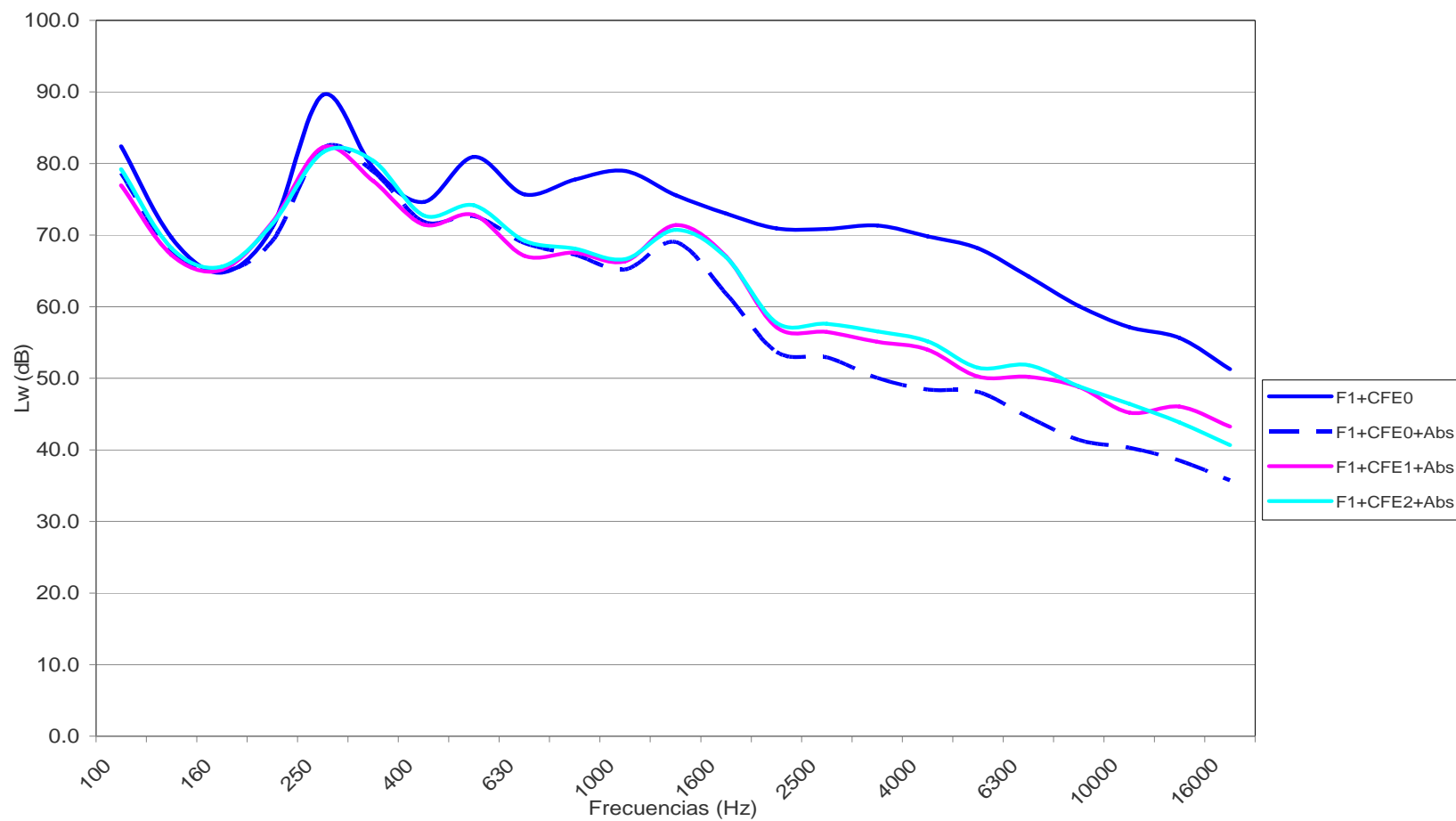


Gráfico N° 5: Espectros de la Fuente 1, puesta en cada uno de los encierros construidos con cholgúan de 3,2 mm de espesor, medidos en bandas de 1/3 de octava.

6.2. Pérdida por inserción.

Como se definió en el capítulo 4, la pérdida por inserción IL, corresponde, para nuestro caso, a la diferencia del nivel de potencia de las fuentes de ruido utilizadas con y sin el encierro puesto en su lugar. Así el valor obtenido de esta diferencia nos dirá que tan efectivo es cada uno de los tipos de encierro desarrollados en este trabajo previo.

En la Tabla N° 3 se muestran los valores en dB y dBA obtenidos para la pérdida por inserción en banda ancha para cada tipo de encierro, masisa y cholguán, con cada una de las fuentes utilizadas de acuerdo a los niveles de potencia obtenidos en el punto 6.1.

Tabla N° 3: Pérdidas por inserción para cada tipo de encierro.

Con fuente omnidireccional		Masisa
Configuraciones	IL (dB)	IL (dBA)
F O+CFE1	11.9	15.4
F O+CFE1+Abs	20.9	25.4
F O+CFE2	11.0	13.2
F O+CFE2+Abs	16.7	20.3
F O+CFE3	7.9	12.2
F O+CFE3+Abs	14.1	19.2
Con fuente 1 (aspiradora)		Masisa
Configuraciones	IL (dB)	IL (dBA)
F 1+CFE0	8.8	11.5
F1+CFE0+Abs	17.8	21.5
F1+CFE1	8.4	10.3
F 1+CFE1+Abs	16.0	19.7
F 1+CFE3	12.2	12.5
F 1+CFE3+Abs	20.1	24.7
Con fuente 1 (aspiradora)		Cholguán
Configuraciones	IL (dB)	IL (dBA)
F1+CFE0	8.6	12.0
F1+CFE0+Abs	14.8	20.1
F1+CFE1+Abs	15.1	19.6
F1+CFE2+Abs	14.3	19.0

Los Gráficos N° 6, N° 7, nos muestran, respectivamente, las pérdidas por inserción en bandas de 1/3 de octava para la fuente omnidireccional y la fuente 1, puestas dentro de los distintos tipos de encierros hechos con masisa y el Gráfico N° 8 nos muestra las

pérdidas por inserción para el encierro hecho con cholguán, detallando lo que se muestra en la Tabla N° 3.

6.2.1. FFT.

Algo importante que se debe tener en cuenta en la pérdida por inserción es el efecto de la frecuencia crítica de los paneles utilizados en la construcción del encierro. Muchos de los modelos teóricos estudiados presentan una fuerte depresión en esa zona. Para poder conocer de alguna manera que sucede en esta frecuencia se hizo un análisis mucho más detallado haciendo una FFT utilizando el software Spectra RTA. Para ello se midió de acuerdo al montaje que se muestra en la Figura N° 16, donde se muestra la posición del micrófono y la fuente (sola y encerrada). En el gráfico N° 9 se muestra una FFT más detallado en la región de los 1500 Hz a los 2000 Hz cercana a la frecuencia crítica de la masisa (1691 Hz) para las fuentes omni y aspiradora dentro del encierro construido con este material.

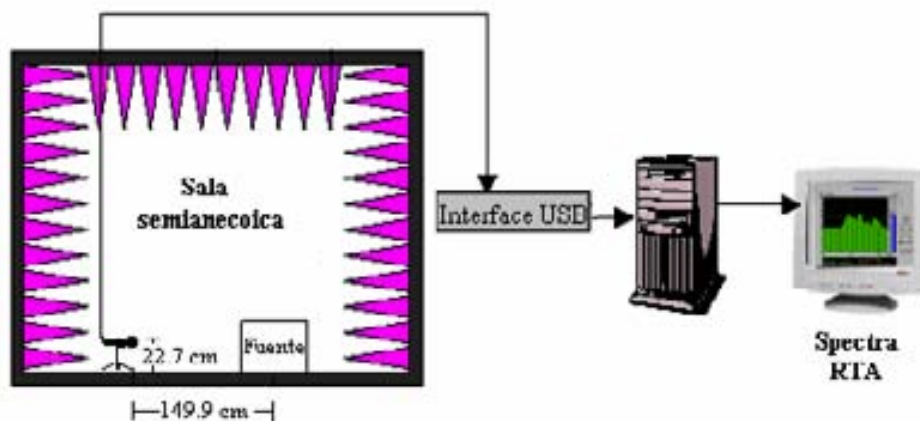


Figura N° 16: Medición FFT con Spectra RTA.

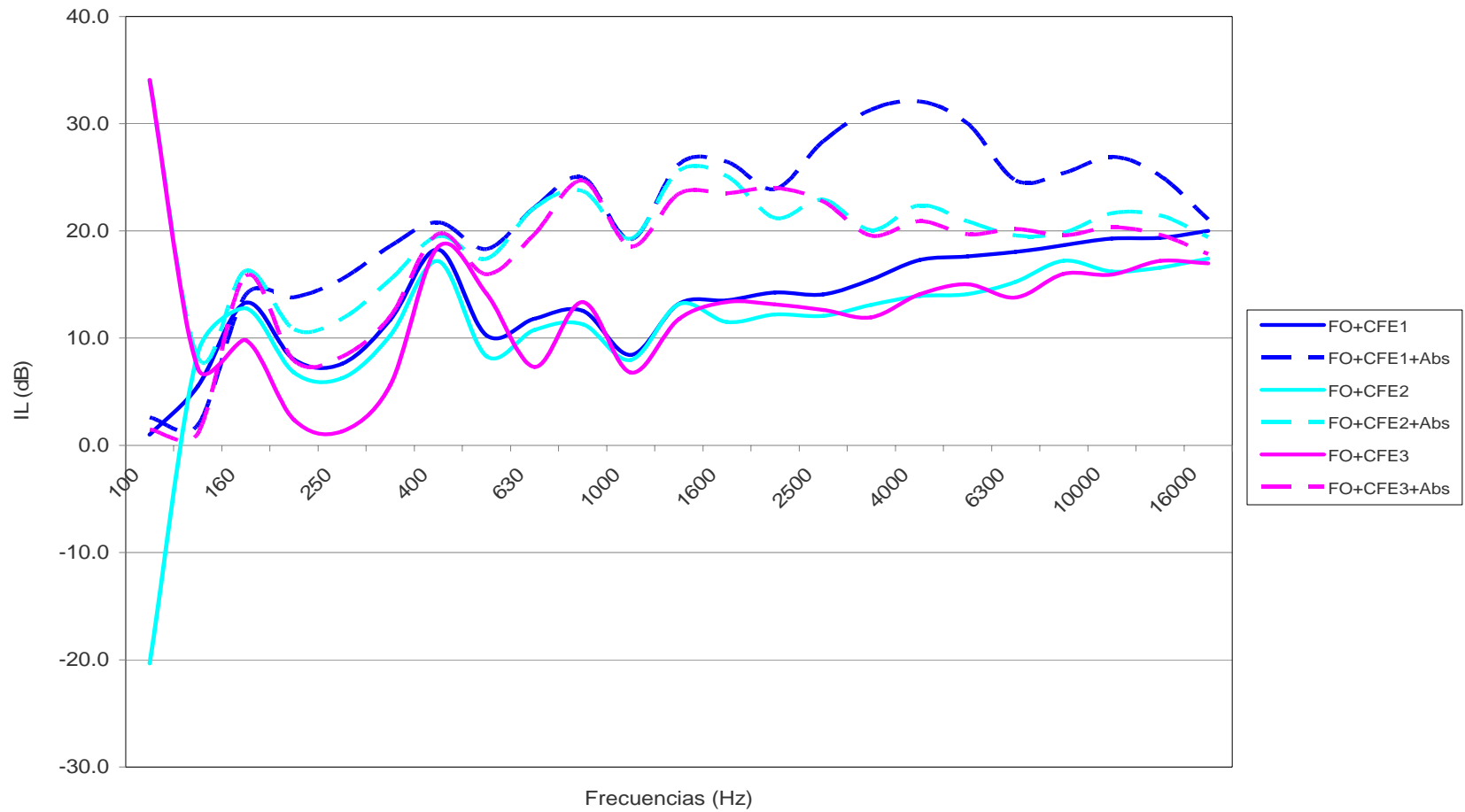


Grafico N° 6: Pérdidas por inserción en bandas de 1/3 de octava, al poner la fuente omnidireccional en cada uno de los encierros construidos con masisa de 18 mm de espesor.

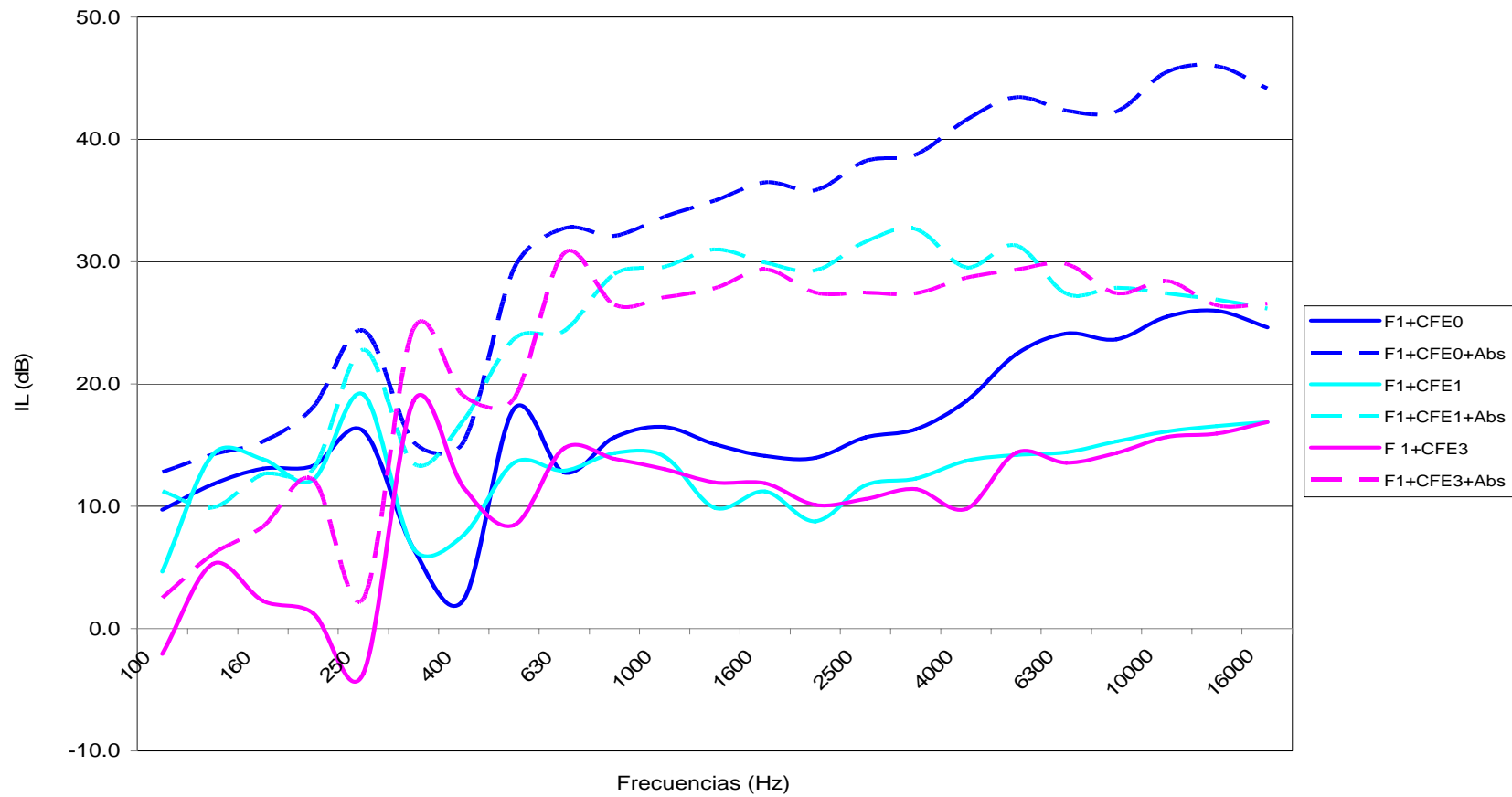


Grafico N° 7: Pérdidas por inserción en bandas de 1/3 de octava, al poner la fuente 1 en cada uno de los encierros construidos con masisa de 18 mm.

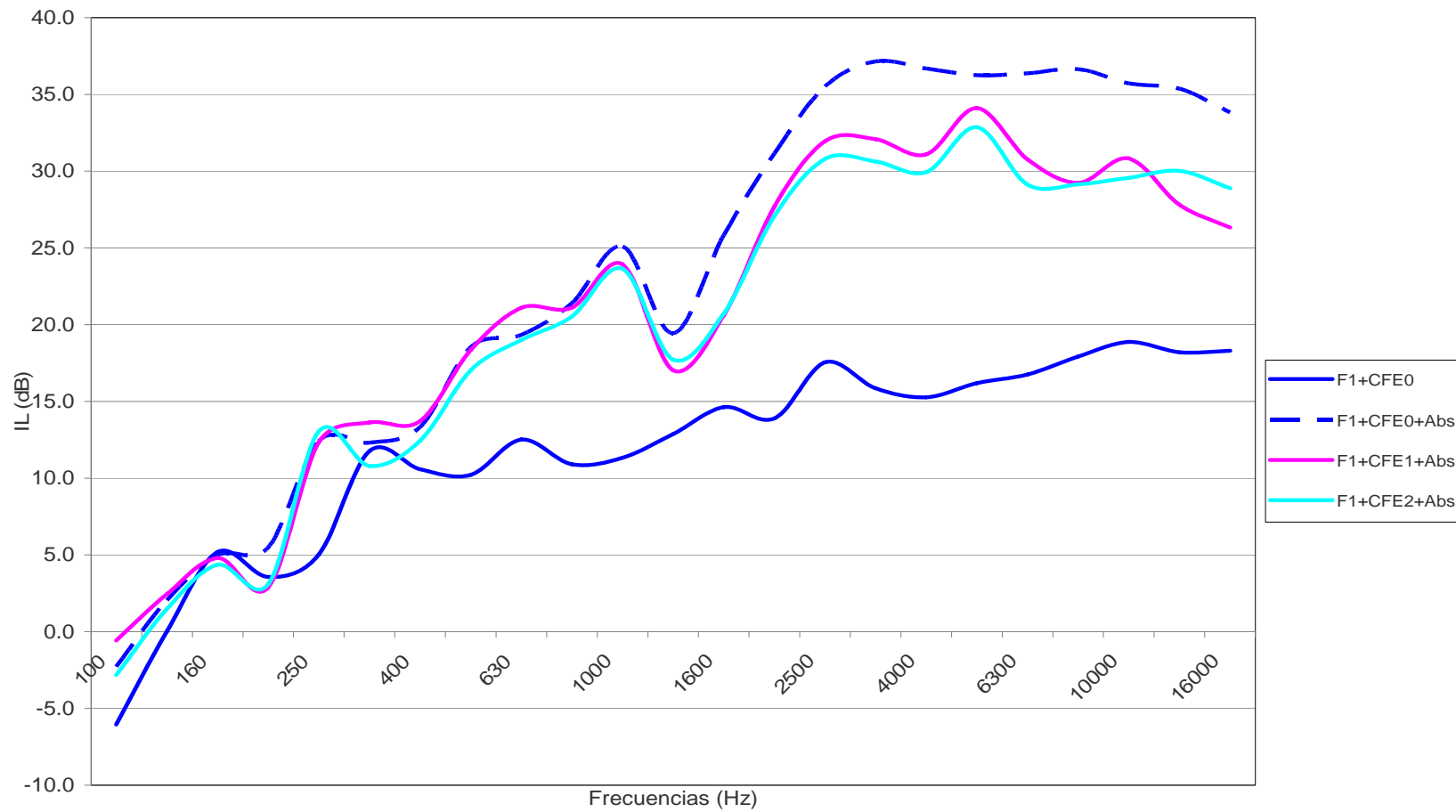


Grafico N° 8: Pérdidas por inserción en bandas de 1/3 de octava, al poner la fuente 1 en cada uno de los encierros construidos con cholguán de 3.2 mm de espesor.

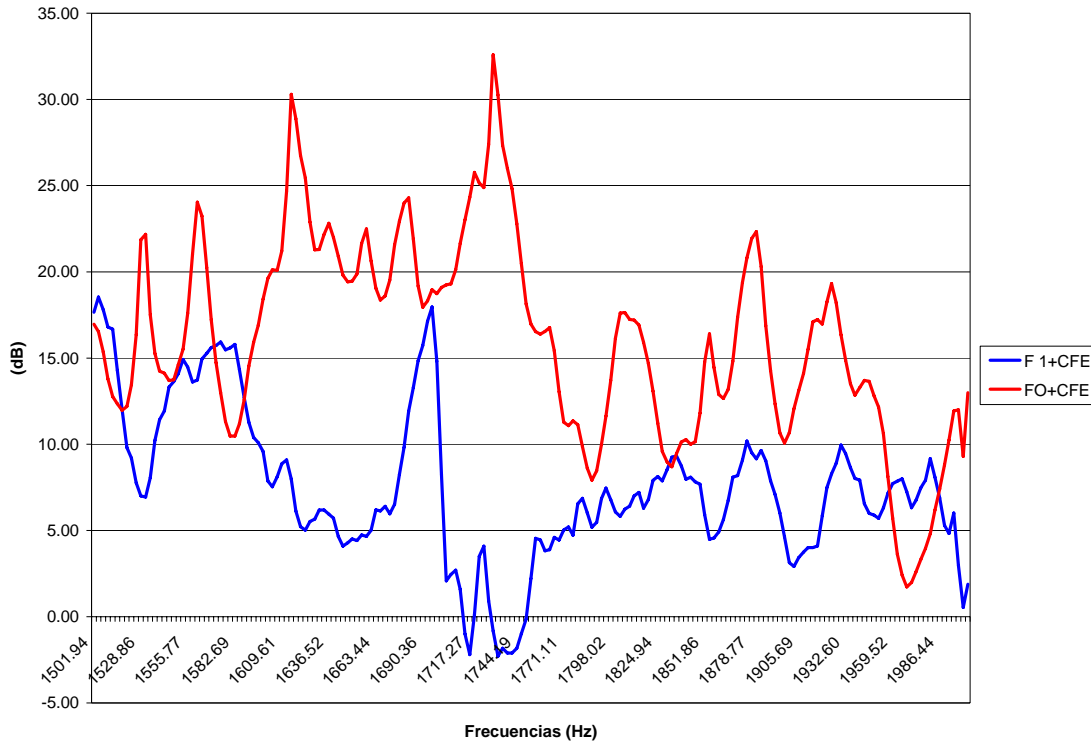


Gráfico N° 9: detalle de FFT en la región cercana a la frecuencia crítica (1691 Hz) para las fuentes dentro del encierro hecho con masisa.

6.3. Comparación de los datos prácticos con los modelos teóricos estudiados.

En el capítulo 4 se presentaron distintos modelos teóricos encontrados en la literatura. Estos modelos serán simulados en MATLAB y comparados con los datos prácticos obtenidos, comprobando así cual o cuales de ellos predicen de manera eficiente la pérdida por inserción. Esta comparación se hará tanto en bandas de tercio como en banda ancha.

En la tabla N° 4 se muestran las pérdidas por inserción experimentales para cada tipo de encierro construido con masisa y cholguán junto a las predicciones de los modelos teóricos estudiados en banda ancha (dBA).

Tabla N° 4: Pérdidas por inserción teórica y experimental en banda ancha (dBA) para cada tipo de encierro.

	<i>Masisa</i>	Fuente utilizada: Aspiradora	
Modelo	IL CFE0 (dBA)	IL CFE1 (dBA)	IL CFE3 (dBA)
<i>(Medido con abs)</i>	21.5	19.7	24.7
<i>(Medido sin abs)</i>	11.5	10.3	12.5
Hedge (con abs)	31	27.9	25.8
Hedge (sin abs)	21.5	18.4	16.3
Jackson	36.3	--	--
Oldham (s.s.)	39.9	--	--
Oldham (s. con a.)	39.4	--	--
Oldham (alta)	23.1	--	--
	<i>Masisa</i>	Fuente utilizada: Fuente Omni	
Modelo	IL CFE1 (dBA)	IL CFE2 (dBA)	IL CFE3 (dBA)
<i>(Medido con abs)</i>	25.4	20.3	19.2
<i>(Medido sin abs)</i>	15.4	13.2	12.2
Hedge (con abs)	29.6	27.1	26.8
Hedge (sin abs)	20.1	17.6	17.3
	<i>Cholguán</i>	Fuente utilizada: Aspiradora	
Modelo	IL CFE0 (dBA)	IL CFE1 (dBA)	IL CFE2 (dBA)
<i>(Medido con abs)</i>	20.1	19.6	18.9
<i>(Medido sin abs)</i>	12	--	--
Hedge (con abs)	20.1	19.7	19.3
Hedge (sin abs)	10.6	--	--
Jackson	24.9	--	--
Oldham (s.s.)	30.1	--	--
Oldham (s. con a.)	31.6	--	--
Oldham (alta)	38.6	--	--

donde Oldham (s.s.) y Oldham (s. con a.) corresponden al modelos de baja frecuencia para paneles simplemente soportados y sujetos con abrazadera respectivamente y Oldham (alta) es el modelo de alta frecuencia presentado por dicho autor.

6.3.1. Comparación datos prácticos con los modelos de baja frecuencia.

En este punto se mostrarán los modelos de baja frecuencia de Jackson y Oldham, los cuales son comparados con los datos obtenidos para los encierros sin aberturas. Los gráficos N° 10 y N° 11 muestran las predicciones de la pérdida por inserción según el modelo de Jackson para los encierros hechos con masisa y cholguán respectivamente, comparados con los datos obtenidos para la fuente 1 puesta en tales encierros. Los gráficos

Nº 12 y Nº 13 muestran las predicciones de la pérdida por inserción según los modelos de Oldham para los encierros hechos con masisa y cholguán respectivamente, comparados con los datos obtenidos para la fuente 1 puesta en ellos.

6.3.2. Comparación datos prácticos con los modelos de alta frecuencia.

En este punto se mostrará el modelo de alta frecuencia presentado Oldham, el que será comparado con los datos obtenidos para los encierros sin aberturas. Los gráficos Nº 14 y Nº 15 muestran las predicciones de la pérdida por inserción para los encierros hechos con masisa y cholguán respectivamente, comparados con los datos obtenidos para la fuente 1 puesta en tales encierros.

6.3.3. Comparación datos prácticos con los modelos para encierros perforados.

En este punto se mostrará el modelo basado en la pérdida de transmisión para encierros perforados (o compuestos), los cuales son comparados con los datos obtenidos para los encierros con y sin aberturas. Los gráficos Nº 16 y Nº 17 muestran las predicciones de la pérdida por inserción para los encierros hechos con masisa comparados con los datos obtenidos para la fuente omni y fuente 1, con y sin absorción, puestas en tales encierros. Mientras que el grafico Nº 18 nos muestra las predicciones para el cholguán comparado con los datos para la fuente 1 puesta en el con y sin absorción. Cabe recalcar que en los modelos de predicción sin absorción mostrados en los gráficos recién mencionados se tomó un valor referencial para el coeficiente de absorción promedio igual a 0.1 para las predicciones tanto con masisa como con cholguán y un coeficiente de absorción promedio de 0.5 para la lana de vidrio.

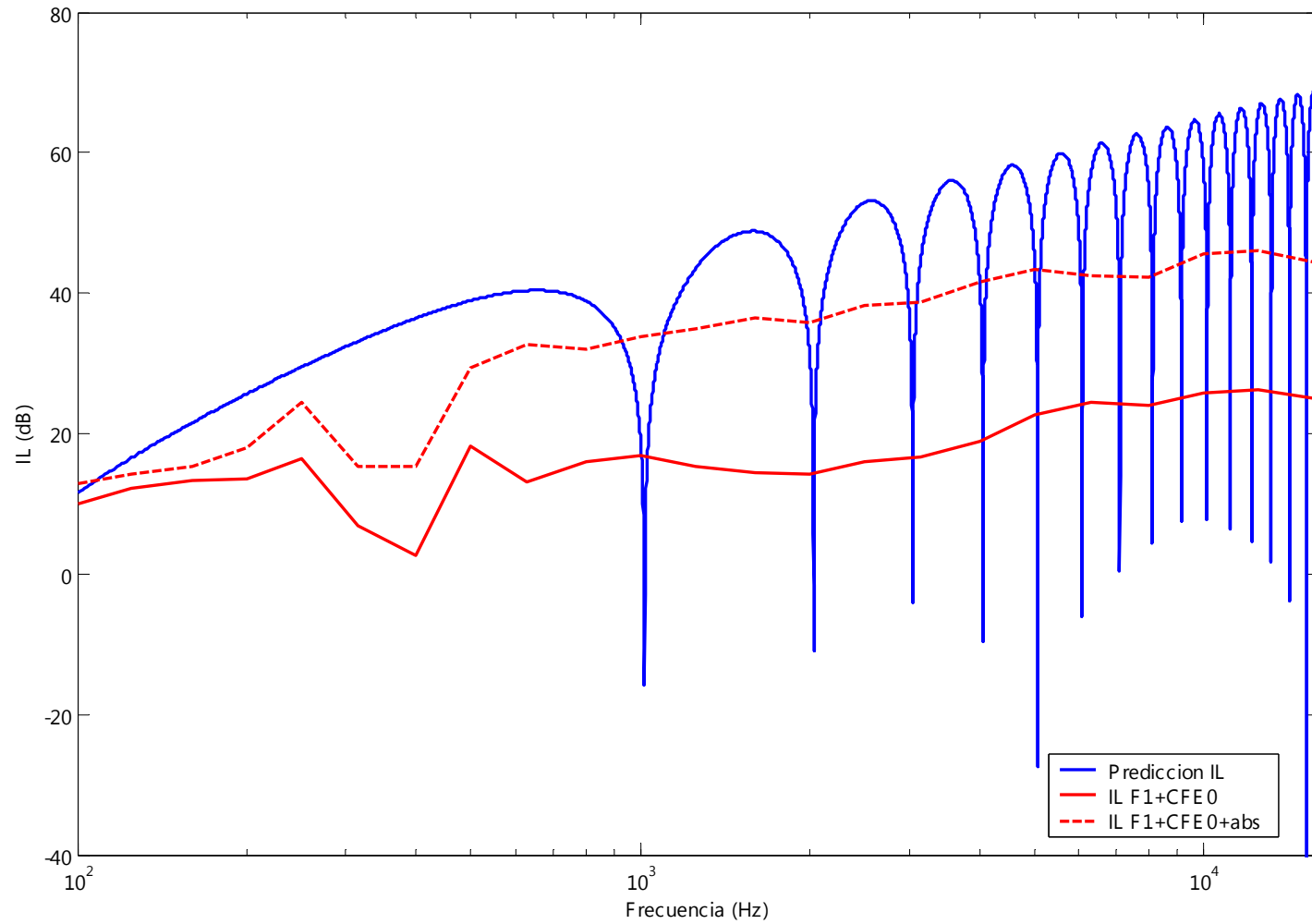


Grafico N° 10: Predicción de la IL para la masisa según modelo de Jackson y datos prácticos obtenidos para la fuente 1.

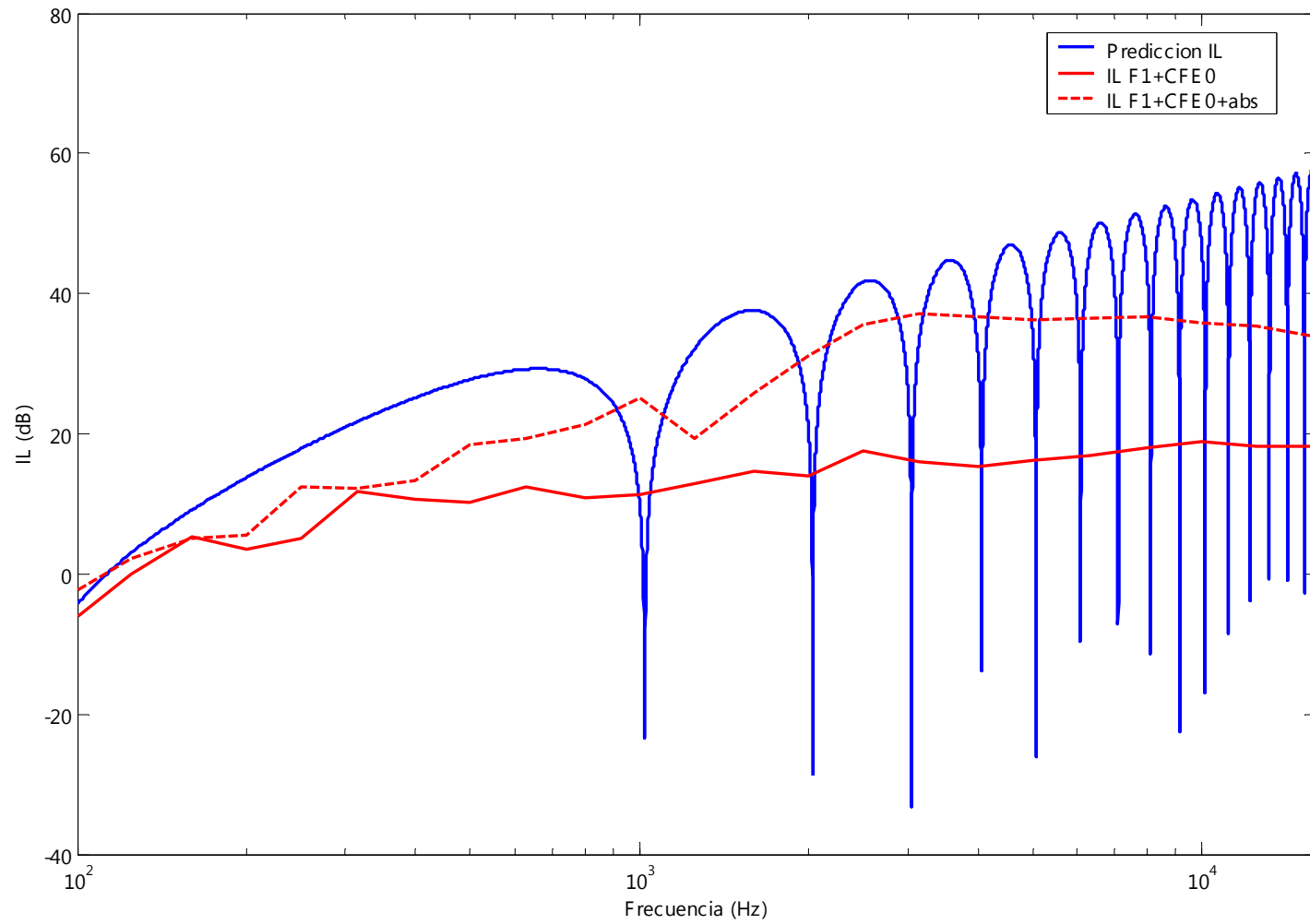


Gráfico N° 11: Predicción de la IL para el cholguán según modelo de Jackson y datos prácticos obtenidos para la fuente 1.

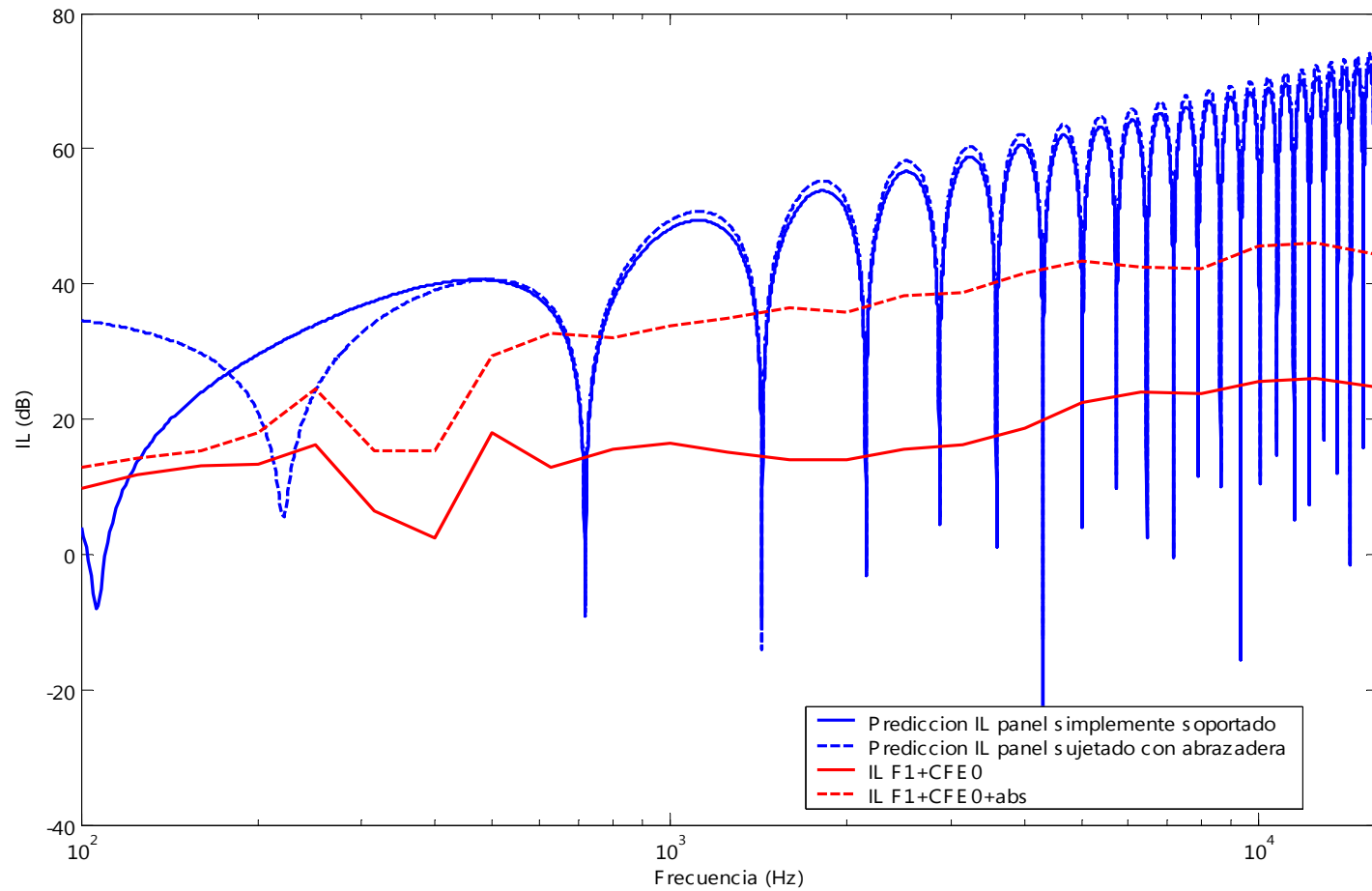


Gráfico N° 12: Predicción de la IL para la masisa según modelos de Oldham de baja frecuencia y datos prácticos obtenidos para la fuente1.

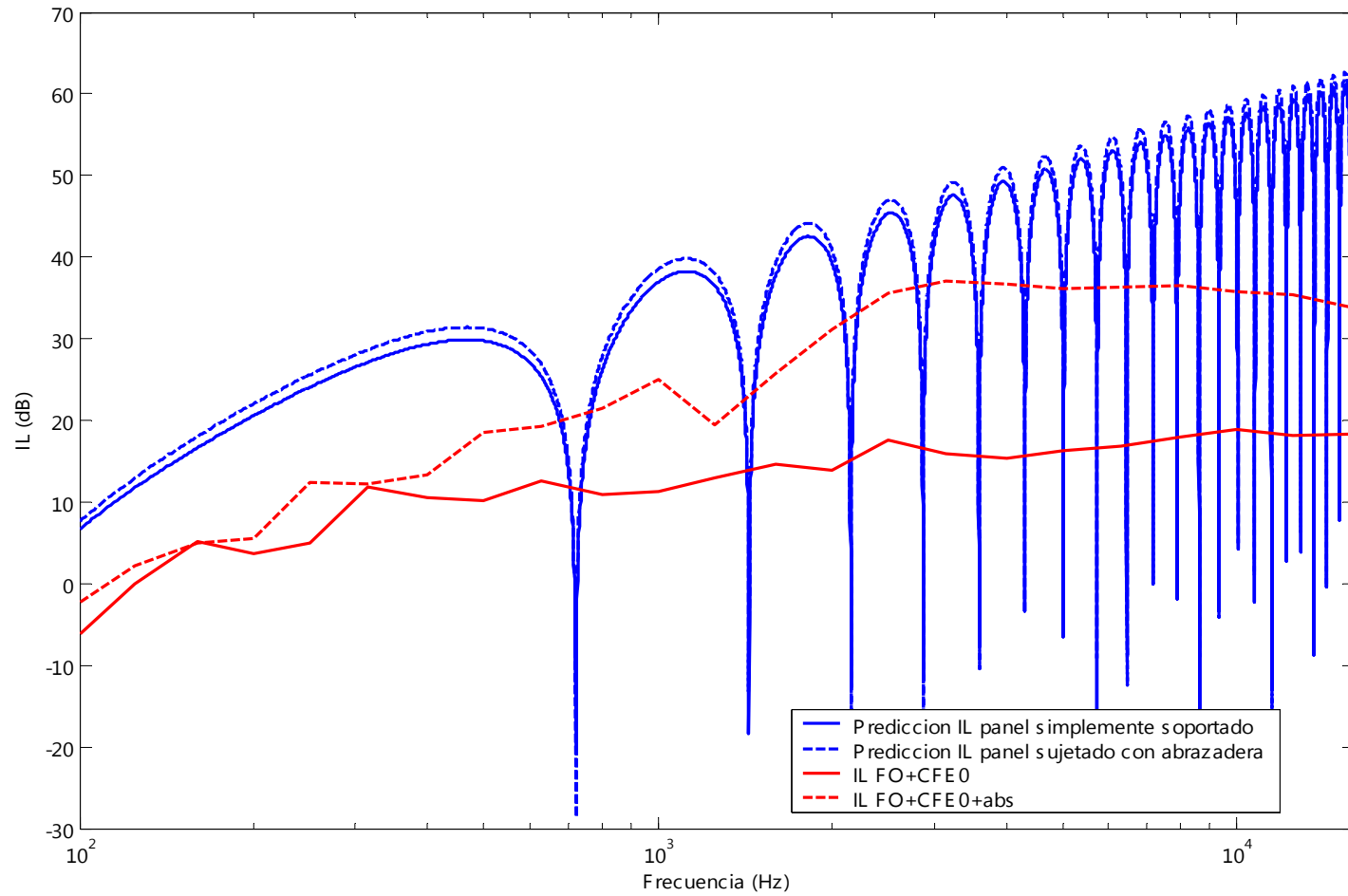


Gráfico N° 13: Predicción de la IL para el cholgúan según modelos de Oldham de baja frecuencia y datos prácticos obtenidos para la fuente1.

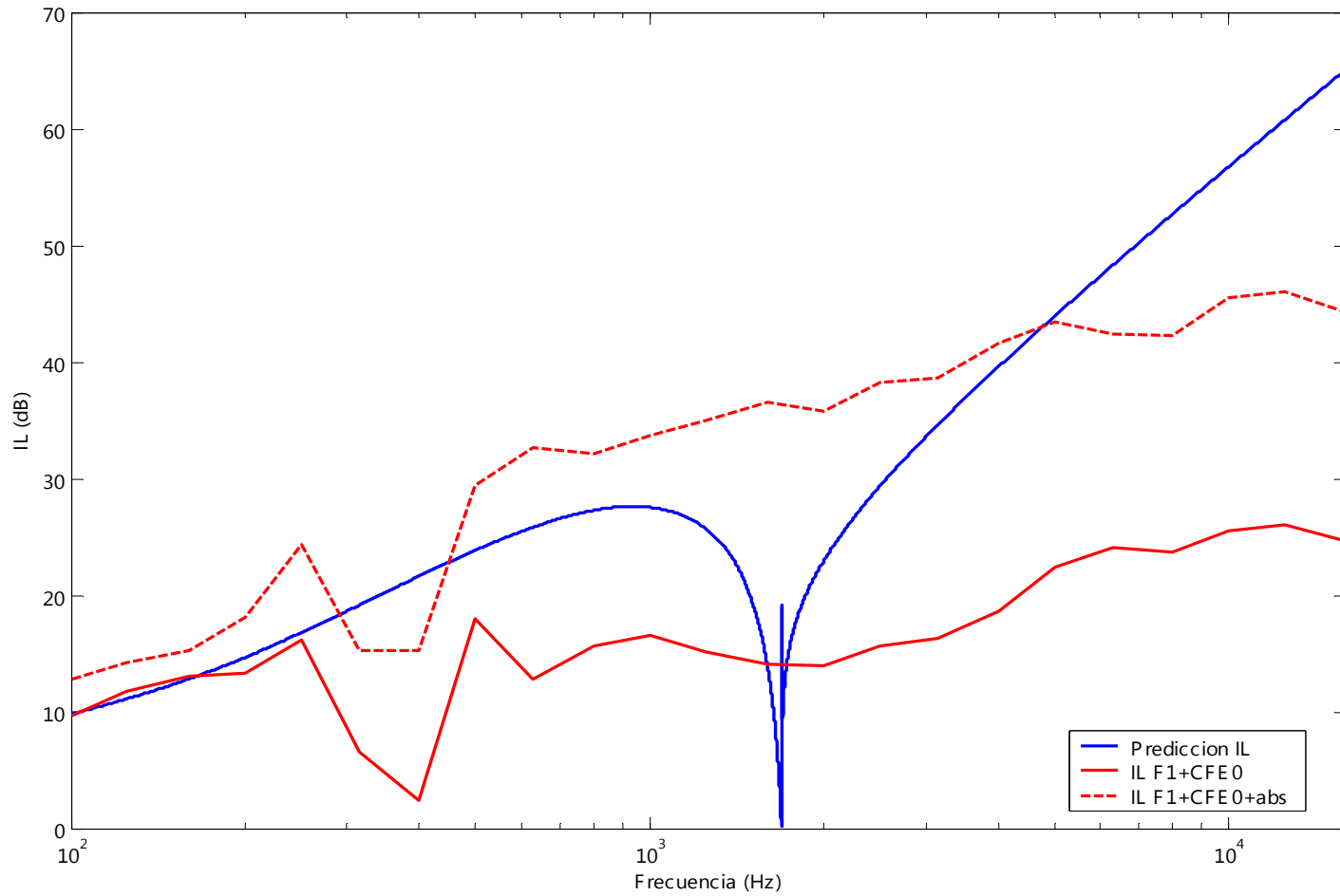


Gráfico N° 14: Predicción de la IL para la masisa según modelo de Oldham de alta frecuencia y datos prácticos obtenidos para la fuente 1.

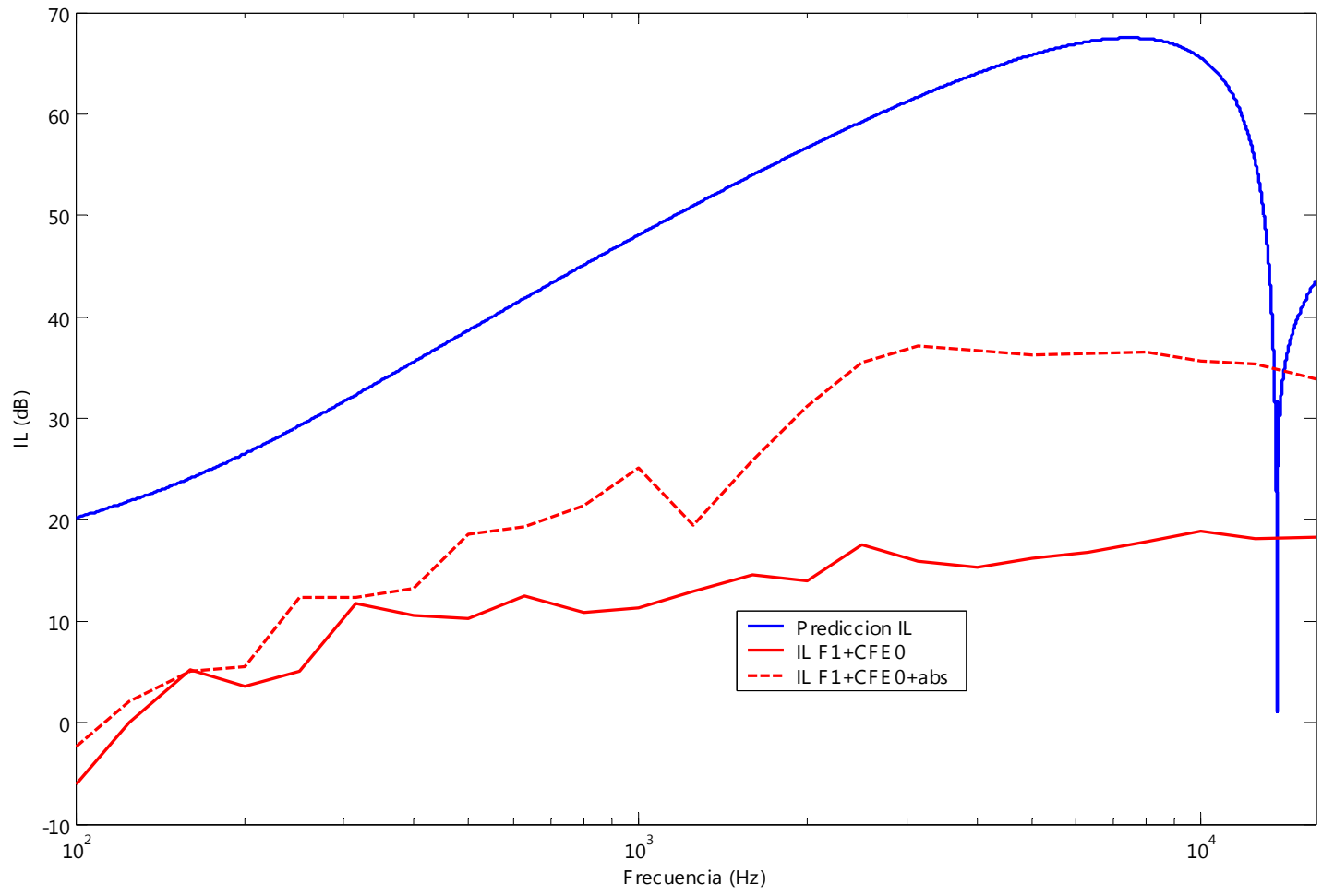


Grafico N° 15: Predicción de la IL para el cholgúan según modelo de Oldham de alta frecuencia y datos prácticos obtenidos para la fuente1.

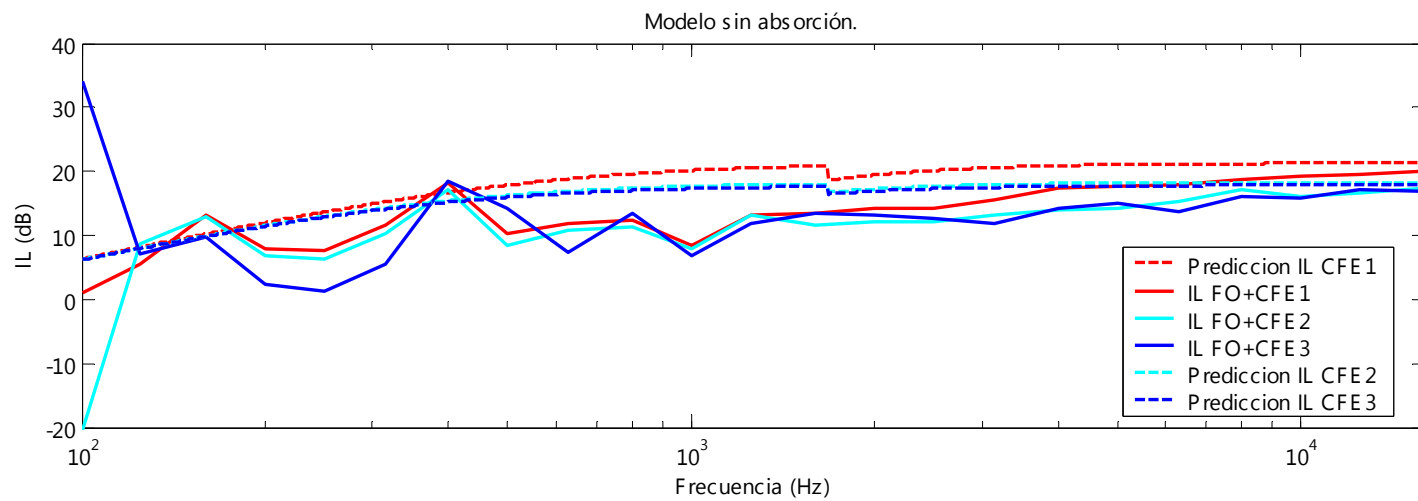
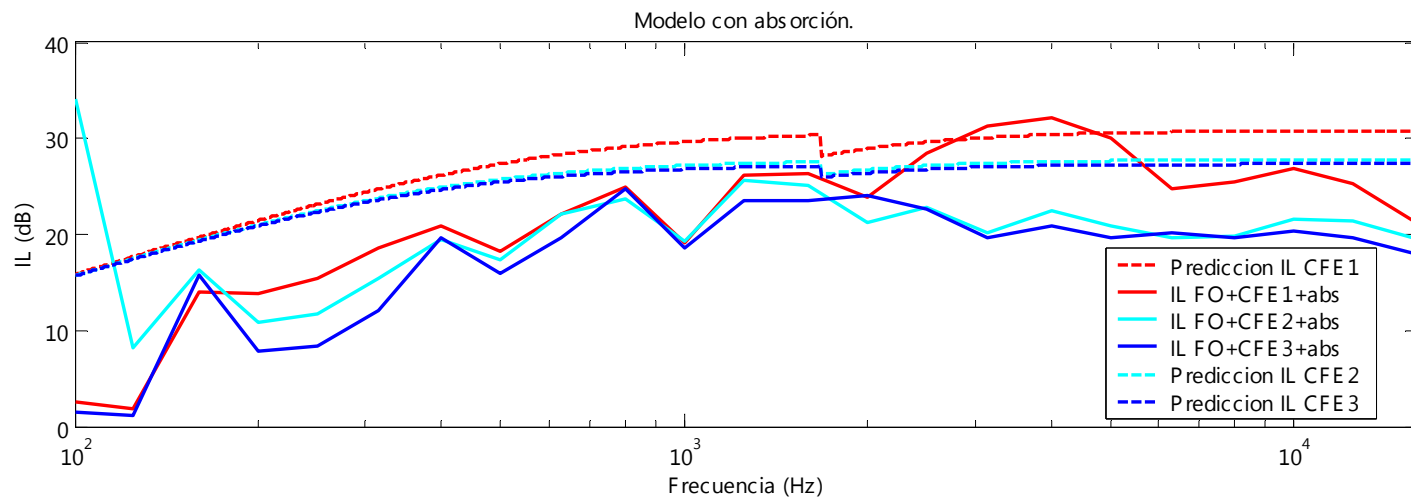


Grafico N° 16: Predicción de la IL según modelo de Hedge para la masisa y datos prácticos obtenidos para la fuente omni.

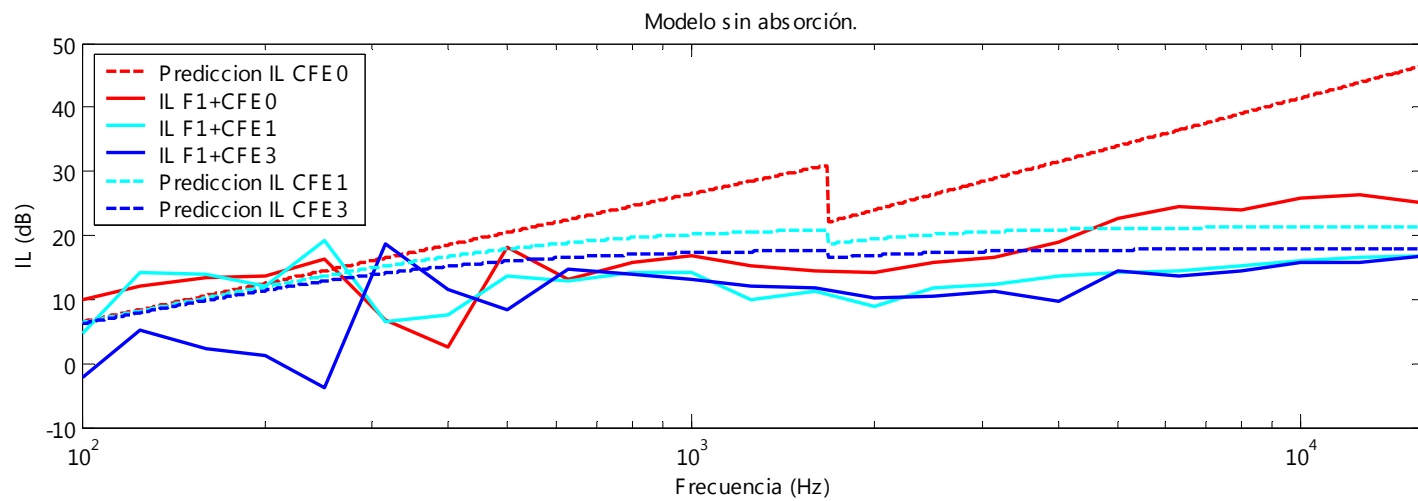
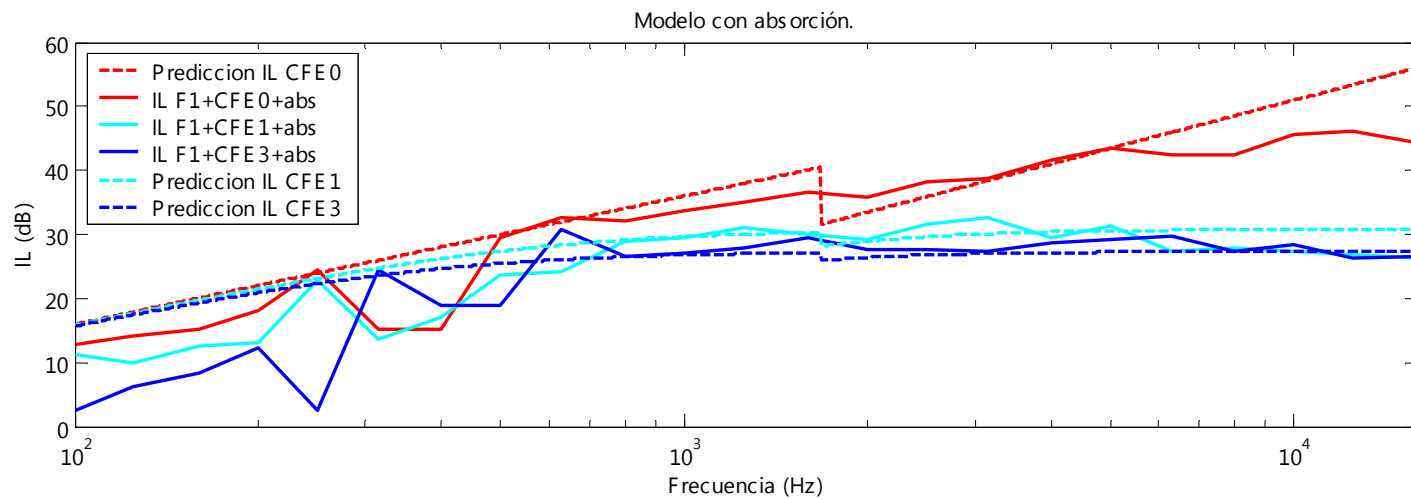


Grafico N° 17: Predicción de la IL según modelo de Hedge para la masisa y datos prácticos obtenidos para la aspiradora.

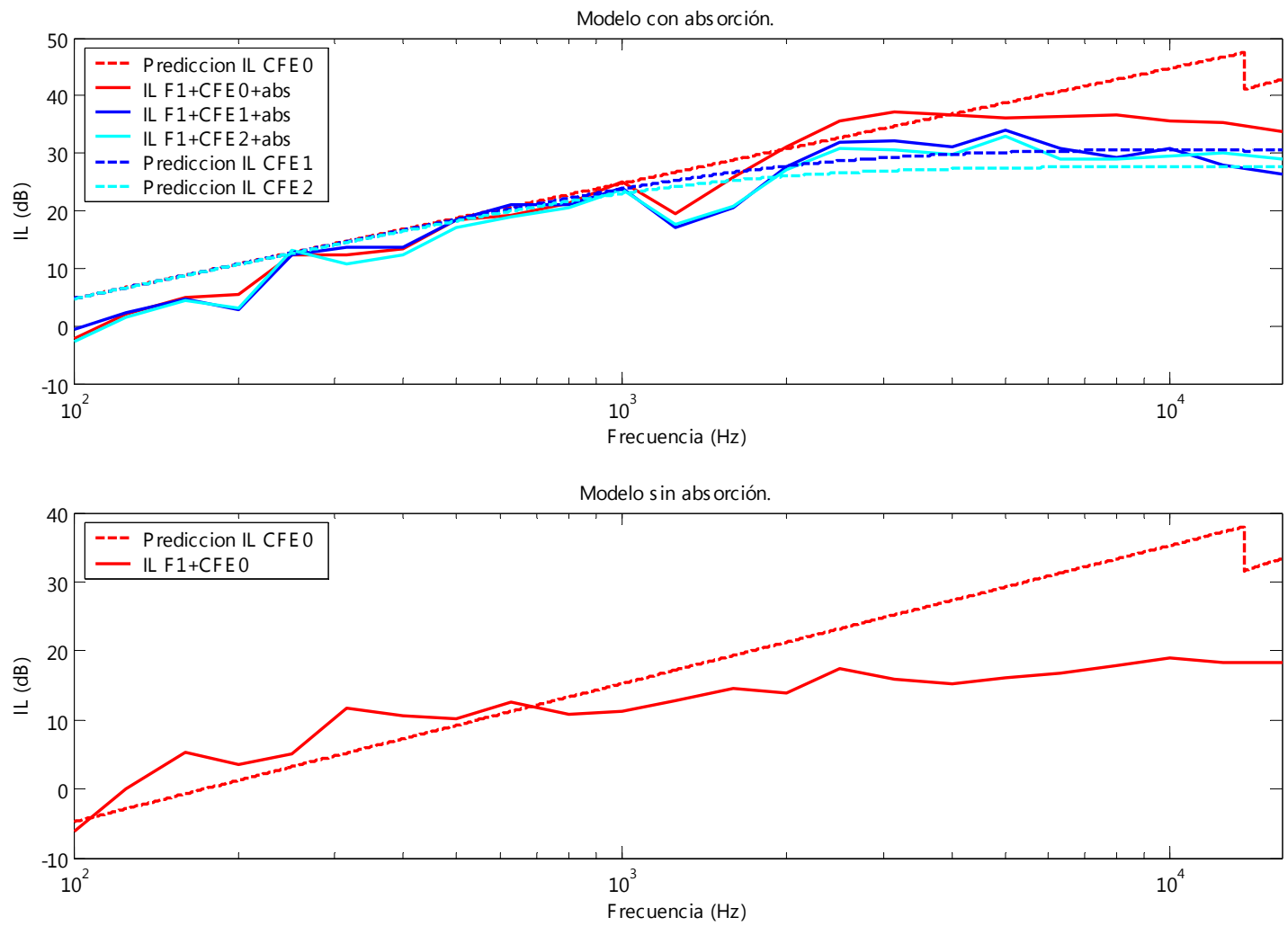


Grafico N° 18: Predicción de la IL según modelo de Hedge para el cholguán y datos prácticos obtenidos para la fuente 1.

7. Análisis de resultados.

7.1. Pérdida por inserción.

Según lo que se observa en la tabla N° 3 así como también en los gráficos N° 6 al N° 8 al agregar material absorbente (lana de vidrio) se incrementa la pérdida por inserción entre 7 a 12 dBA en banda ancha. Este efecto se hace notorio a partir de las bandas de 400 Hz ó 500 Hz para la masisa y a partir de los 315 Hz para el cholguán.

Las perforaciones provocan una disminución de la pérdida por inserción, efecto que es más fácil de visualizar en banda ancha, variando 1 dBA para el cholguán y 2 dBA para la masisa al hacer un agujero de una superficie de 0.08% de la superficie total de las paredes del encierro. Al aumentar la superficie del orificio al doble se observaron disminuciones de 1 dBA para el cholguán y de 5 dBA para la masisa según lo que se muestra en la tabla N° 3. En el gráfico N° 6, para la fuente omnidireccional y el encierro construido con masisa, a partir de los 2000 Hz se separan las curvas de los encierros con 2 perforaciones de la curva del encierro con 1 sola. En el gráfico N° 7, para el encierro hecho con masisa pero con la fuente 1 en su interior, la presencia del (los) agujero (s) se nota a partir de los 800 Hz. Para el encierro hecho con cholguán, gráfico N° 8, la presencia de los agujeros se hace evidente a partir de los 800 Hz y a partir de los 2000 Hz se nota la presencia de un segundo agujero. Las bajas de la pérdida por inserción bajo los 500 Hz se deben a la excitación de modos normales dentro de la cavidad del encierro.

En la tabla N° 3 podemos ver que al disminuir el volumen de la fuente existe una leve mejora en la pérdida por inserción de 1 a 4 dBA. Análogamente, al disminuir el volumen del encierro disminuye la pérdida por inserción (estos casos son similares, pues al disminuir el volumen del encierro, el volumen ocupado por la fuente dentro de este va a ser mayor).

Al analizar las FFT del gráfico N° 9, vemos que no es posible detectar claramente una caída en la zona de la frecuencia crítica, si bien para la medición con la fuente 1 si tiene una caída en esa zona, este mismo efecto no se repite cuando se utiliza la fuente omni. Tampoco se observa una caída clara de la pérdida por inserción en dicha zona en los gráficos N° 6, N° 7 y N° 8.

En lo que se refiere a los modelos teóricos presentados por Jackson y Oldham, estos en general no están muy de acuerdo con los valores obtenidos de forma práctica. Ninguno de estos modelos consideró el efecto de recubrir el encierro interiormente con material absorbente, por lo que obviamente serán comparados solo con los encierros sin absorción. El modelo de Jackson presenta una mejor adaptación para el cholguán que para la masisa lo que se ve en los gráficos N° 10 y N° 11, lo que se comprueba al ver los valores en banda ancha los que tienen una diferencia de 24.8 dBA para la masisa y 12.9 dBA para el cholguán respecto a los resultados experimentales. Los modelos de baja frecuencia presentados por Oldham, gráficos N° 12 y N° 13, tienen un peor comportamiento respecto al modelo de Jackson, teniendo diferencias de 28.4 dBA respecto de los resultados experimentales para la masisa y de 18.1 dBA para el cholguán. El modelo de alta frecuencia presentado por Oldham presenta una mejora respecto de los resultados obtenidos para la masisa como se ve en el gráfico N° 14, teniendo una diferencia de 12.1 dBA en banda ancha con las mediciones en laboratorio, sin embargo para el cholguán los resultados empeoran bastante, pues tal como se ve en el gráfico N° 15 existe una gran diferencia con los valores obtenidos de forma práctica, teniendo una diferencia de 26.6 dBA en banda ancha. Se observa un peak extraño en el gráfico N° 15 para el modelo de alta frecuencia presentado por Oldham, probablemente se deba a una falla del modelo falla, en el gráfico n° 16 no sucede lo mismo.

El modelo teórico presentado por Amit Domadar Hedge, el que se basa simplemente en la pérdida de transmisión y que considera la absorción en el interior del encierro, es el que más se acerca a la realidad tanto para encierros sellados como para encierros perforados. Para la masisa, como se ve en los gráficos N° 16 y N° 17 las curvas teóricas y prácticas se asemejan bastante, y como se muestra en la tabla N° 4 las diferencias entre los valores predichos y medidos en banda ancha oscilan entre los 4 y 10 dBA. En lo que se refiere al cholguán, los resultados teóricos y prácticos son increíblemente similares como se aprecia en el gráfico N° 18 y en la tabla N° 4 donde las diferencias en banda ancha son inferiores a 0.5 dBA.

8. Diseño encierro para un data show.

Como se vio en los capítulos anteriores, en general poder predecir el comportamiento de un encierro de manera más o menos exacta con los modelos establecidos en la literatura es bastante difícil, pues los materiales con los cuales se construyen estos no son o no exhiben un comportamiento ideal.

El objetivo de esta tesis es diseñar y construir un encierro acústico para un data show.

Debe tenerse en cuenta que en general los encierros requieren de aberturas para ventilación, además de un fácil acceso al dispositivo. Estos dos factores juegan un rol importante en la disminución de la pérdida por inserción, a esto hay que agregar el hecho de que para poder proyectar una imagen con el data show encerrado necesitamos tener además una abertura o una pequeña ventana.

El data show utilizado es un Sony SVGA modelo VPL-ES1, el que se muestra en la figura N° 17.



Figura N° 17: Dimensiones data show.

8.1. Silenciadores disipativos.

Los silenciadores disipativos son aquellos en los cuales sus paredes interiores han sido recubiertas con material absorbente. Estos son los silenciadores que más se utilizan para el control de ruido en ductos con flujos de gases, salidas y entradas de ventiladores y extractores así como también en la ventilación y aberturas de accesos a encierros acústicos. Entre las configuraciones más utilizadas para este tipo de silenciadores se encuentran los de

baffle paralelo, silenciadores circulares y conductos recubiertos como se muestran en la figura N° 18.

Las teorías desarrolladas para este tipo de silenciadores son muy complejas por lo que en este trabajo sólo se mencionarán algunas de sus características, para un análisis mas acabado se recomienda leer [6] pp. 215-236 y [8] pp. 395-423.

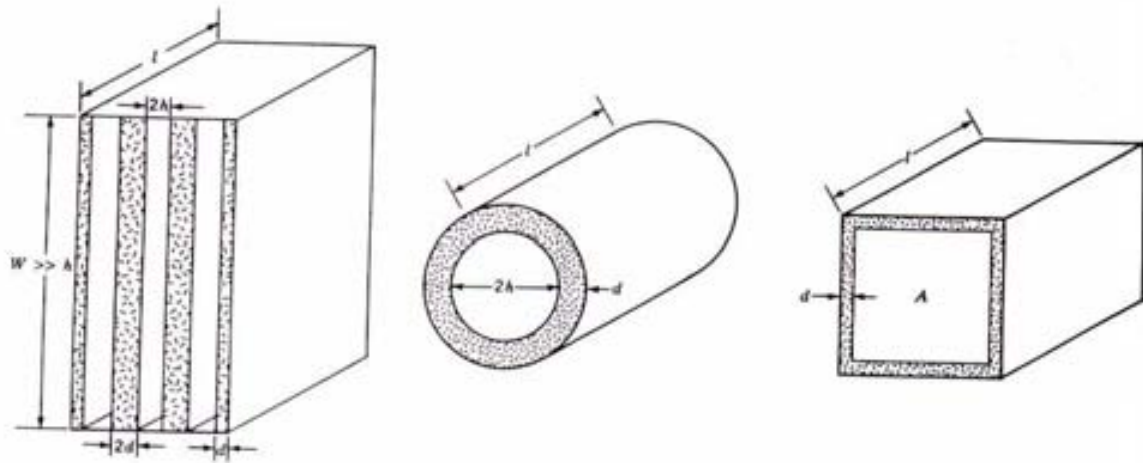


Figura N° 18: Geometrías comúnmente usadas para los silenciadores disipativos.

En general estos silenciadores atenúan sonido transformando la energía acústica en calor debido a la fricción a través de los poros del material absorbente. Esta atenuación se relaciona con la altura h y el largo l del conducto. Además se producen amortiguamientos modales muy elevados por cada altura h en la dirección axial del conducto. Sin embargo, estos amortiguamientos elevados se producen en bandas angostas. En general estos silenciadores se diseñan para tener un efecto en banda ancha.

8.2. Diseño.

Con todas las consideraciones antes mencionadas y tomando en cuenta los datos obtenidos de los experimentos previos, el volumen del encierro será 8 veces el de la fuente, por lo que sus dimensiones son 45 cm de ancho, 45 de largo y 20 cm de alto. Idealmente la superficie total del encierro debiera ser lo más grande que se pueda, sin embargo es poco

práctico hacer un encierro extremadamente grande por un problema de espacio, facilidad de transporte y estética. En lo que se refiere a la ventilación, se decidió hacer una perforación que tenga la misma superficie que la que tiene el data show, la que es de 0.006 m^2 , de manera que el flujo de aire no sea dificultoso. Esta abertura representa un 14% de la superficie total de las paredes del encierro, por lo que para disminuir las fugas de ruido a través de esta perforación se diseñó un silenciador con recubrimiento interior, cuya atenuación se calculó en base en el principio del modo menos amortiguado para un canal de altura libre $2H=7 \text{ cm}$ y bafle de ancho $a=26 \text{ cm}$ y largo $L=28 \text{ cm}$ (cuatro veces su altura libre), cubierto con lana de vidrio de espesor $2d=2 \text{ cm}$.

8.3. Construcción del encierro.

8.3.1. Materiales.

Para construir este encierro se utilizaron los siguientes materiales:

a) Terciado masisa estructural (*):

- $h=15 \text{ [mm]}$, espesor
- $E=6.92 \cdot 10^9 \text{ [N]}$, módulo de Young.
- $B=1947.21 \text{ [Nm]}$, rigidez al pliegue.
- $\eta=0.031$, factor de pérdida (o de amortiguamiento interno), [adimensional].
- $\rho=630.99 \text{ [kg/m}^3\text{]}$, densidad.
- $C_L=3517.723 \text{ [m/s]}$, velocidad onda longitudinal.
- $f_c=1219.853 \text{ [Hz]}$, frecuencia crítica.

b) Vidrio (cristal) incoloro (*):

- $h=3.8 \text{ [mm]}$, espesor
- $E=6.7 \cdot 10^{10} \text{ [N]}$, módulo de Young.
- $B=305.08 \text{ [Nm]}$, rigidez al pliegue.
- $\eta=0.003$, factor de pérdida (o de amortiguamiento interno), [adimensional].
- $\rho=971.16 \text{ [kg/m}^3\text{]}$, densidad.

- $C_L=5193.7$ [m/s], velocidad onda longitudinal.
- $f_c=3254.05$ [Hz], frecuencia crítica.

(*) Valores promedio, medidos en Laboratorio del Instituto de Acústica por Claudio Rosello.

El encierro construido con los materiales anteriormente descritos se muestra en la figura N° 18. Este tiene una abertura de superficie 0.006 m^2 la cual se logró haciendo 306 perforaciones de diámetro $d=0.5 \text{ cm}$, lo cual ocupa una zona rectangular de 7 cm de alto por 26 cm de ancho. En lo que respecta al silenciador este tiene una altura libre de 7 cm , un largo de 28 cm y ancho de 26 cm , lo cual se muestra en la figura N° 17.

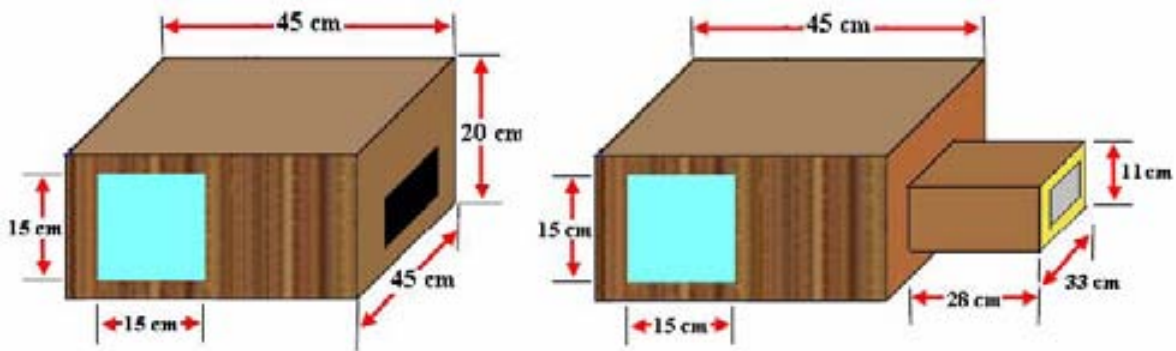


Figura N° 18: Encierro data show con una abertura de superficie de 0.006 m^2 , con y sin el silenciador puesto en su lugar.

8.4. Resultados.

El procedimiento de medición tanto del nivel de potencia como de la pérdida por inserción son los mismos que se detallan en el capítulo 5 y se realizó sobre una semiesfera de prueba de 1.1 m de radio como se describe en la tabla N° 5. Los resultados de las mediciones para el nivel de potencia y la pérdida por inserción en banda ancha se muestran en la tabla N° 6. En el gráfico N° 21 se muestra el nivel de potencia en bandas de $1/3$ de

octava para el data show solo y puesto en cada uno de los encierros puesta dentro de cada encierro.

Tabla N° 5: Posiciones del micrófono del sonómetro sobre la semiesfera de prueba de radio

R=1.1 m.

Puntos de Medición	Distancias (m)	
	Horizontal	Elevación
1	1.089	0.165
2	1.089	0.165
3	1.089	0.165
4	0.979	0.495
5	0.979	0.495
6	0.979	0.495
7	0.786	0.825
8	0.786	0.825
9	0.786	0.825
10	0	1.1

Tabla N° 6: Nivel de potencia y pérdida por inserción en banda ancha para las configuraciones mostradas.

Configuración	Lw (dB)	Lw (dBA)	IL (dB)	IL (dBA)
Data show	58.6	52.8	--	--
CFE sin abs.	51.6	44.5	7	8.3
CFE con abs.	53.5	44.4	5.1	8.4
CFE con sil.	53.7	37.7	4.9	15.1

Donde CFE sin abs., es el encierro sin material absorbente en su interior; CFE con abs, es el encierro con absorción y CFE sil, es el encierro sin material absorbente en su interior y con silenciador.

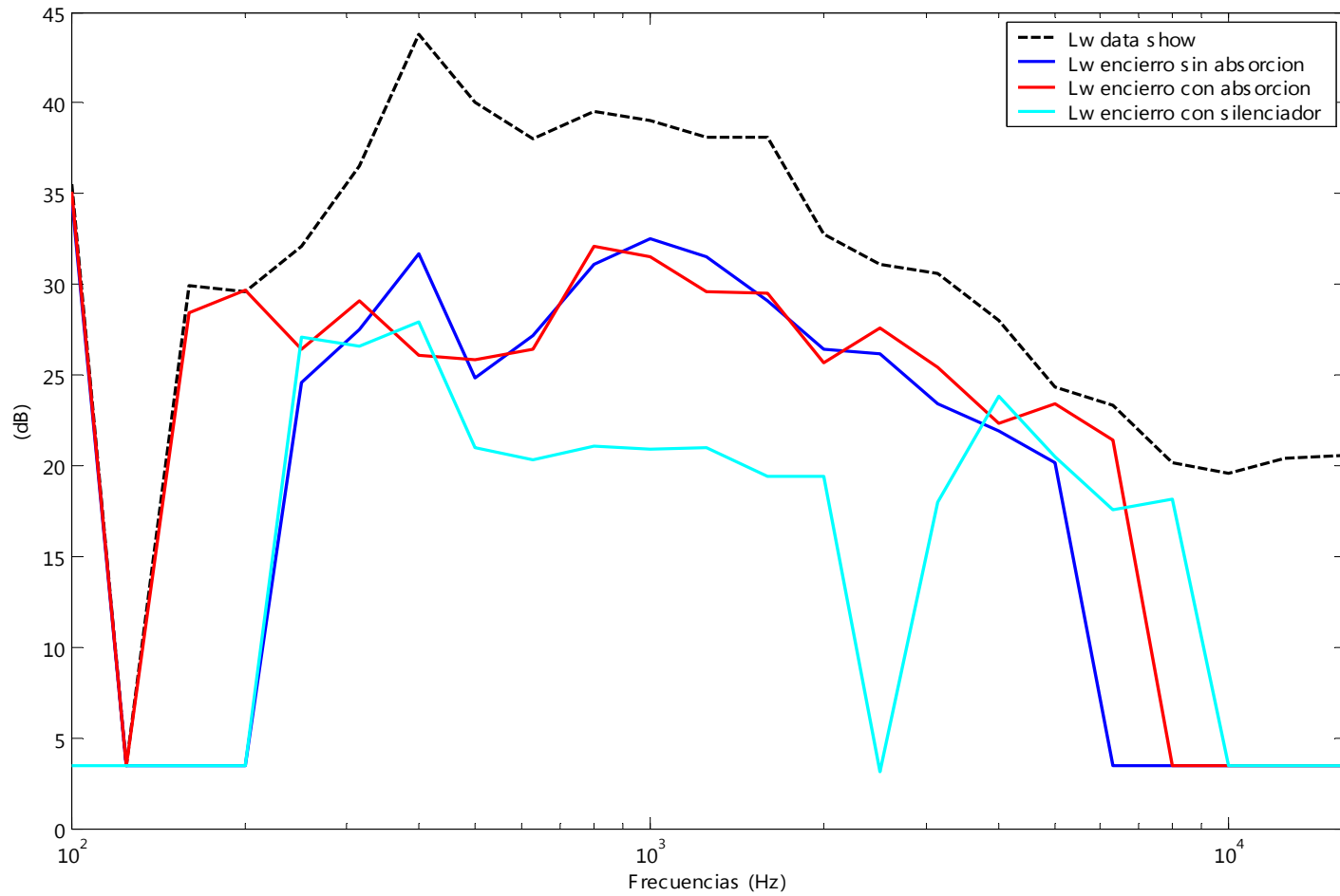


Gráfico N° 21: Espectros del data show, puesto en cada uno de los encierros construidos con terciado de 15 mm de espesor, medidos en bandas de 1/3 de octava.

En la tabla N° 7 se muestran los resultados en banda ancha (dBA) para las predicciones hechas con el modelo de A. D. Hedge para cada uno de los encierros desarrollados junto a los valores obtenidos experimentalmente.

Tabla N° 7: Pérdidas por inserción teórica y experimental en banda ancha (dBA) para cada tipo de encierro.

	<i>IL (dBA)</i>	<i>IL (dBA)</i>
Configuración	Medido	Predicción
<i>CFE sin abs.</i>	8.3	11
<i>CFE con abs.</i>	8.4	16.5
<i>CFE con sil.</i>	15.1	16

En el gráfico N° 22 se muestran las predicciones junto a los resultados experimentales medidos en bandas de 1/3 para el encierro sin lana de vidrio en su interior.

En el gráfico N° 23 se muestran las predicciones junto a los resultados experimentales medidos en bandas de 1/3 para el encierro con lana de vidrio cubriendo el 50% de las paredes interiores del encierro, con un coeficiente de absorción promedio de 0.3 al interior del encierro.

En el gráfico N° 24 se muestran las predicciones junto a los resultados experimentales medidos en bandas de 1/3 para el encierro sin lana de vidrio y con silenciador respectivamente.

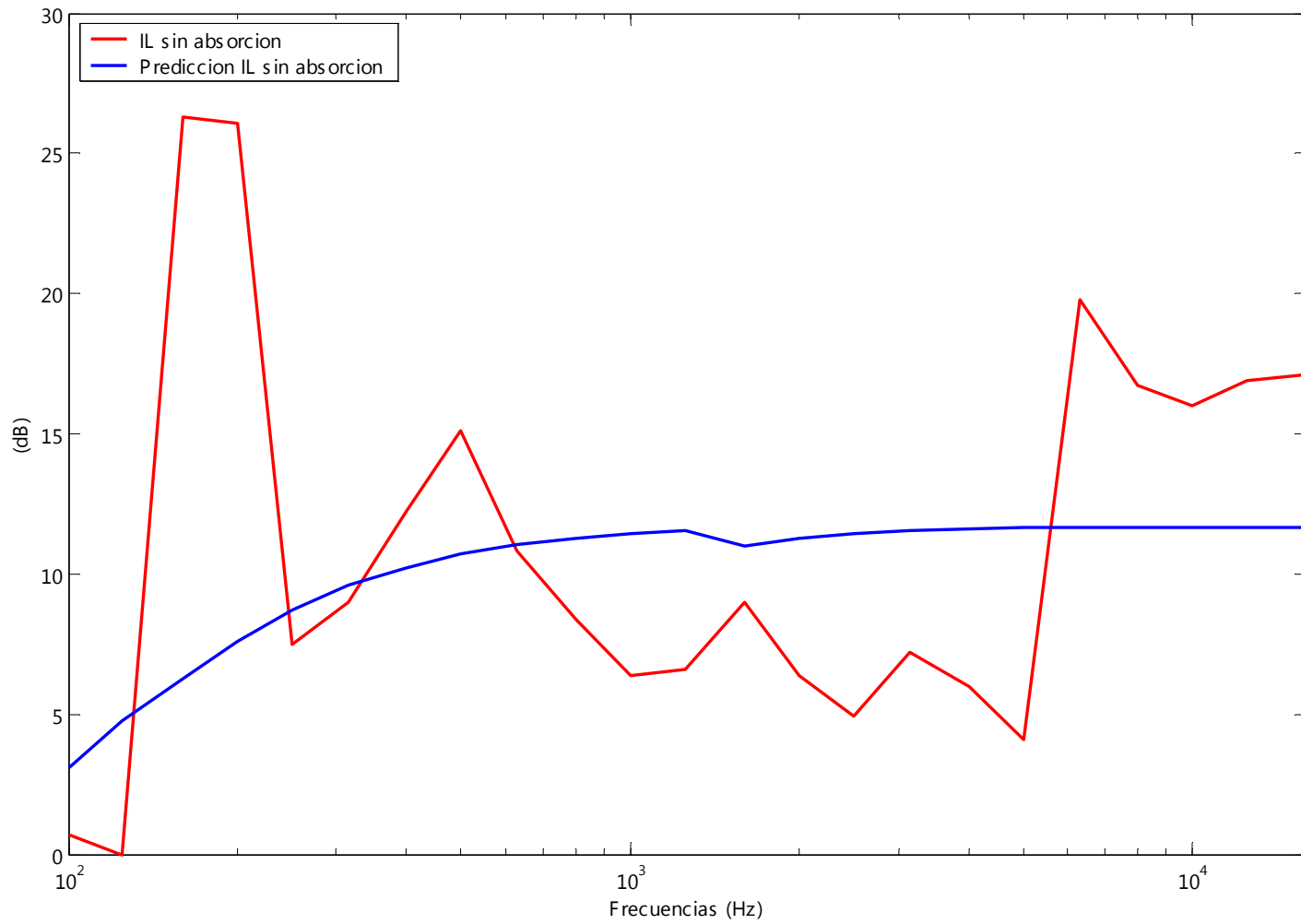


Grafico N° 22: Predicción de la IL para el terciado y datos prácticos obtenidos para el encierro sin material absorbente.

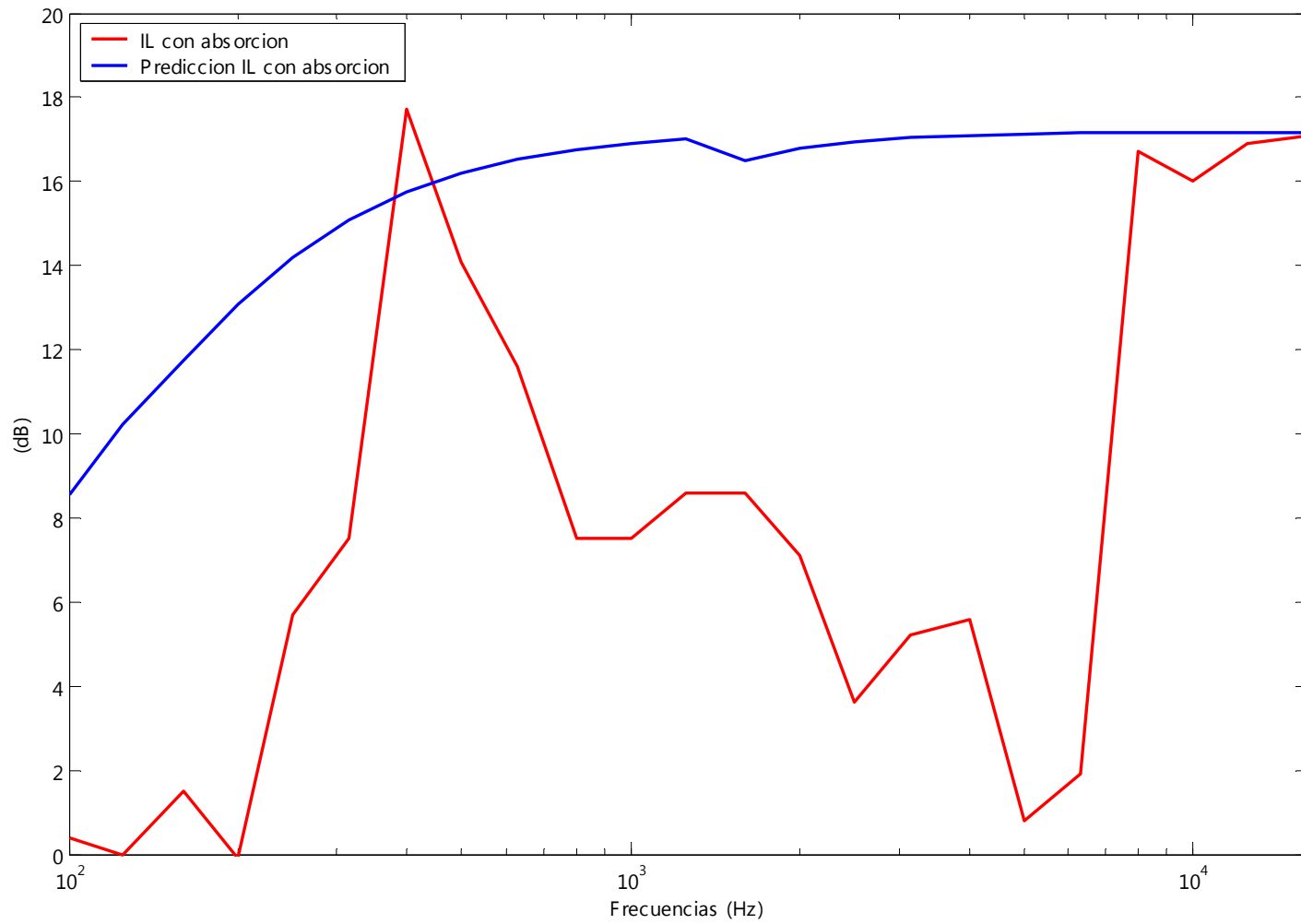


Grafico N° 23: Predicción de la IL para el terciado y datos prácticos obtenidos para el encierro con material absorbente.

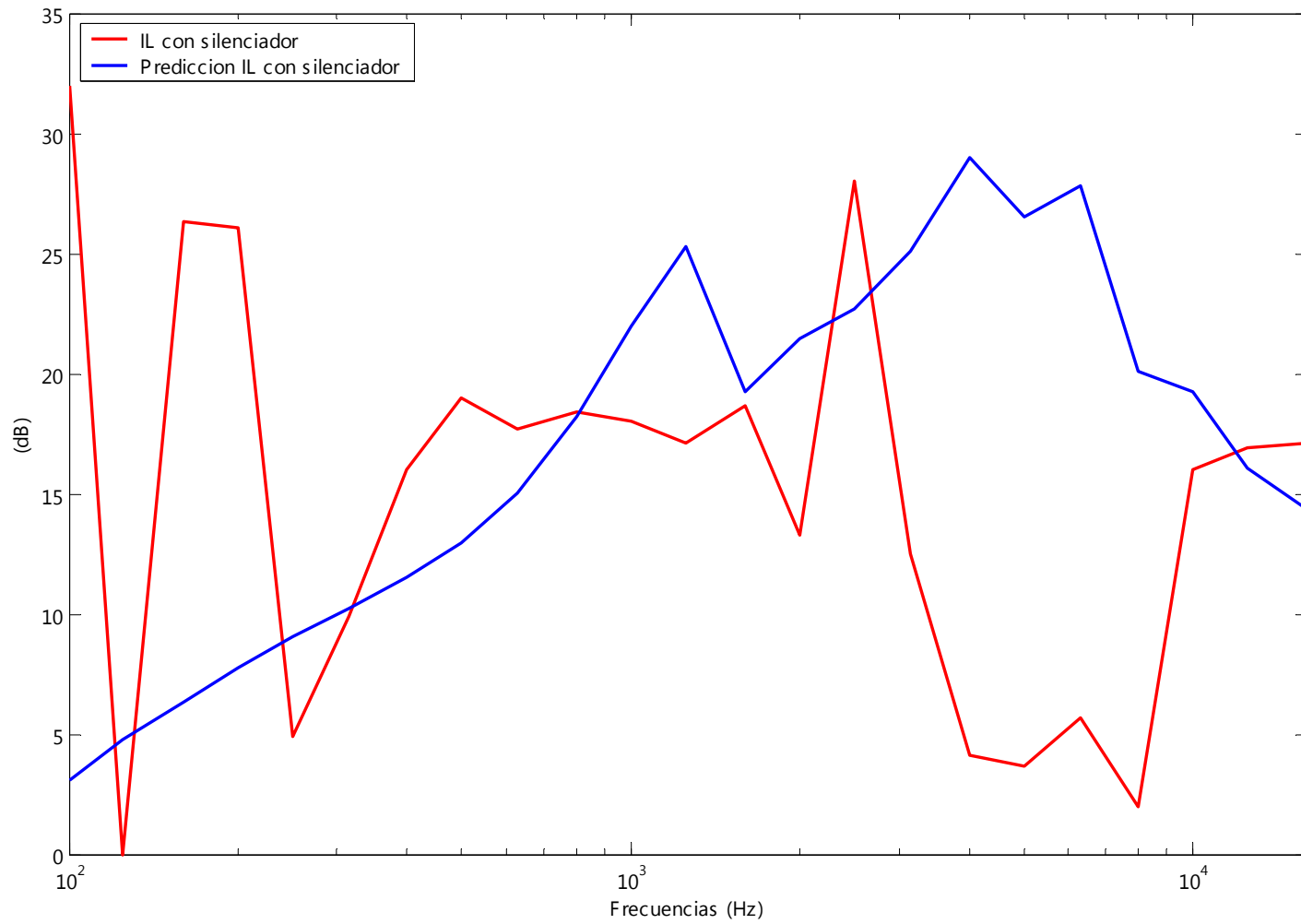


Grafico N° 24: Predicción de la IL para el terciado y datos prácticos obtenidos para el encierro con silenciador.

Al observar los resultados mostrados en la tabla N° 7 y en los gráficos N° 22, N° 23 y N° 24 se esperaba que el encierro tratado con lana de vidrio tuviera una mayor pérdida por inserción, algo que no ocurrió, probablemente por el hecho de que al calentarse más el data show los ventiladores se ven forzados a girar mas rápido lo que provoca mayor roce de las aspas con el aire lo que se traduce en que este emita mas ruido.

8.5. Prueba del encierro in situ.

Como puede desprenderse del punto anterior, el modelo final y el que será utilizado en el Estudio de grabación de la Universidad Austral de Chile será el encierro con silenciador. Entonces para ver en terreno la mejoría que entrega encerrar el equipo data show se hicieron distintas grabaciones de un modo similar a como se utiliza normalmente. Para esto se utilizó un micrófono RODE NT2-A para captar la señal emitida por el data show, la cual fue grabada en la estación digital TASCAM SX-1. El esquema de medición se detalla en la figura N° 19.

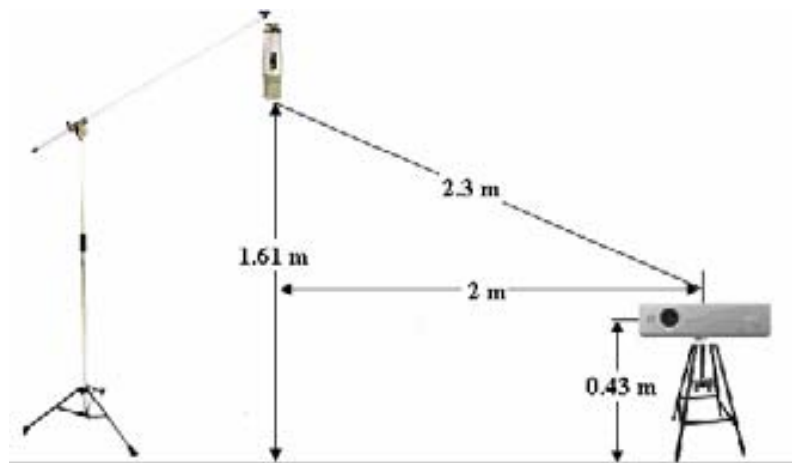


Figura N° 19: Grabación en terreno para la fuente de ruido.

En estas grabaciones se registró además el ruido de fondo del estudio. Tal como se muestra en la figura N° 19, el micrófono se ubicó a una distancia de 3,2 m del data show, luego se puso este último dentro del encierro, obviamente en el mismo punto, y se volvió a registrar el ruido emitido por este. Todas estas grabaciones se hicieron con el máximo de

sensibilidad, esto significa que el micrófono se puso en su patrón polar omnidireccional y se entró a la estación digital con el máximo de ganancia.

Para poder visualizar de alguna manera la mejora obtenida con el encierro en las grabaciones registradas, se hizo un análisis de frecuencia a cada una de ellas mediante el software Adobe Audition 2.0. Este análisis frecuencial se muestra en el gráfico N° 25.

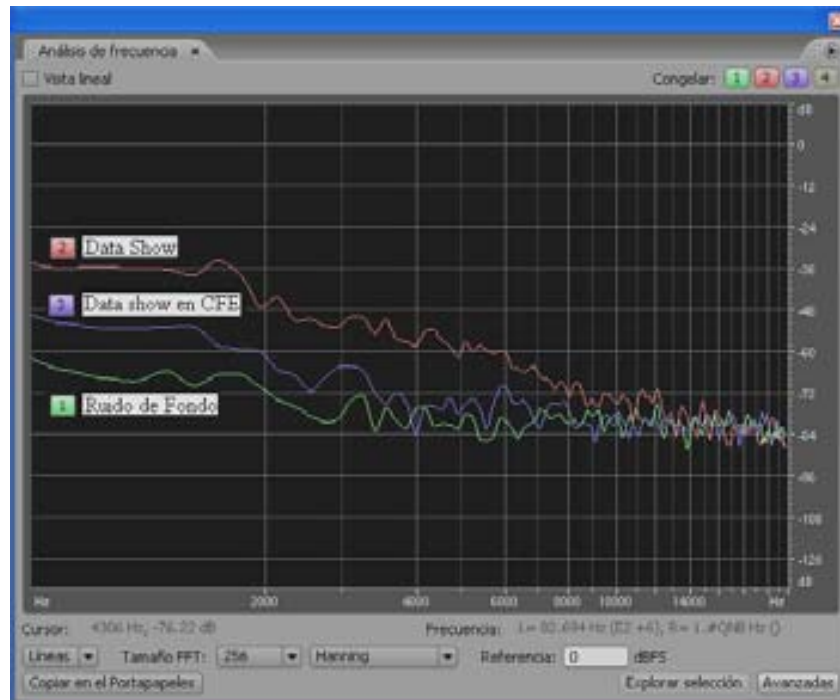


Gráfico N° 25: Análisis de frecuencia para las grabaciones registradas para el ruido de fondo y para el data show sin y con encierro.

9. Propuesta de corrección modelo teórico de Hedge de acuerdo a los datos prácticos obtenidos.

Sin duda alguna, el modelo teórico presentado por Hedge fue el que mejor se aproximó a los datos prácticos obtenidos. Sin embargo, aún muestra algunas pequeñas diferencias, sobre todo con los datos para la masisa, las cuales pueden mejorarse. Para ello se observó en los gráficos a partir de que frecuencia las mediciones y las predicciones se acercaban más. Esta frecuencia se relacionó con la frecuencia de resonancia del lado más pequeño (L_{\min}) de cada encierro (se calculó la frecuencia de resonancia para una placa considerando solo la dimensión más pequeña de cada encierro), es decir,

$$f_{0,1} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B}{M}} \left(\frac{1}{L_{\min}^2} \right)$$

y se obtuvo un factor que relacionó ambas frecuencias. La referencia para este cálculo fue el encierro hecho con terciado, que es el que más nos interesa. En la tabla N° 8 se muestran dichas frecuencia de resonancia para el terciado, la masisa y el cholguán.

Tabla N° 8: Frecuencias de resonancia para las placas.

$f_{0,1}$	598	terciado
$f_{0,1}$	82	masisa
$f_{0,1}$	9	cholguán

Observando los gráficos para cada encierro construido con terciado se decidió que a partir de la banda 6300 Hz (en promedio para los casos observados), los resultados teóricos y prácticos se aproximan mejor. Esto significa que las correcciones se aplicarán a todas las bandas bajo los 6300 Hz. El factor que relaciona esta frecuencia, con la frecuencia de resonancia antes calculada será entonces:

$$F = \frac{6300Hz}{598Hz} \approx 11$$

Entonces cada una de las frecuencias de resonancia calculadas para cada tipo de material será multiplicada por este factor F, lo cual nos entregará la banda de frecuencia límite hasta donde se aplicará la corrección, esto se muestra en la tabla N° 9.

Tabla N° 9: Frecuencia límite de aplicación de la corrección para cada material utilizado.

	Frec. (Hz)	Banda (Hz)	Material
Frec límite	6578	6300	terciado
Frec límite	902	1000	masisa
Frec límite	99	100	cholguán

Además se observó que para el cholguán los cálculos teóricos y las mediciones eran muy parecidas. Con esto se buscó alguna correlación entre estos resultados y alguna de las propiedades del material (espesor, frecuencia crítica, etc.), con lo cual se estimó que las diferencias (teórico-prácticas) en la pérdida por inserción dependían de la frecuencia crítica del material. En base a lo expuesto, se calcularon estas diferencias para cada banda de frecuencia y para cada tipo de encierro, el cual fue asociado con la frecuencia crítica del material con el cual fue construido. Para poder medir la correlación entre estas variables usaremos la covarianza [16], la cual compara los resultados obtenidos en diferentes grupos de una variable cuantitativa; en nuestro caso la diferencia entre la predicción teórica y la medición ΔIL ; pero corrigiendo las posibles diferencias existentes entre los grupos en otras variables que pudieran afectar también al resultado (covariantes), o sea la Frecuencia crítica f_c . La covarianza se define por

$$Cov(f_c, \Delta IL) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (f_{ci} - \overline{f_c})(\Delta IL_i - \overline{\Delta IL}) \quad (48)$$

donde los f_{ci} son las frecuencias críticas de los materiales utilizados y ΔIL_i las diferencias entre la teoría y las mediciones para cada encierro, $\overline{f_c}$ y $\overline{\Delta IL}$ son los respectivos promedios. Si entre f_c y ΔIL hay una relación directa, entonces $Cov(f_c, \Delta IL) > 0$; y si entre $\overline{f_c}$ y $\overline{\Delta IL}$ hay una relación indirecta, entonces $Cov(f_c, \Delta IL) < 0$. Que exista una relación directa significa que a medida que una de variables crece la otra también lo hace, en el caso que una variable crezca y la otra disminuya se habla de una relación indirecta.

Para nosotros $Cov(f_c, \Delta IL) = -4342 < 0$, por lo tanto tenemos una relación indirecta entre f_c y ΔIL .

En virtud del gráfico de dispersión N° 26, sobre esa nube de puntos se puede utilizar una relación polinomial cuadrática de la forma $\Delta IL = a + b f_c + c f_c^2$. Esto lo podemos hacer en una tabla Excel que nos entrega los valores de a, b y c inmediatamente.

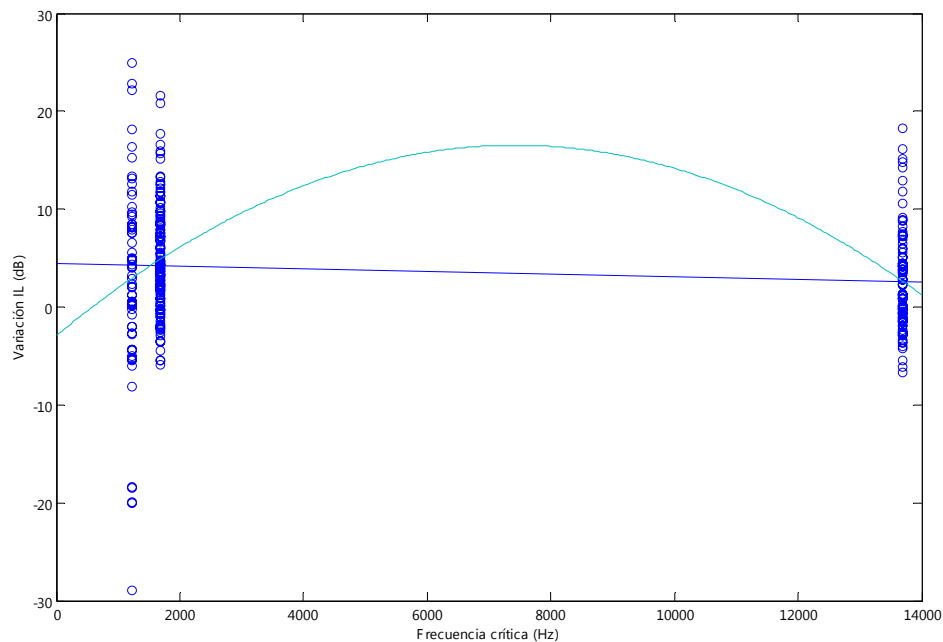


Gráfico N° 26: Frecuencia crítica v/s Variación IL.

Con los datos ingresados obtenemos la siguiente ecuación

$$\Delta IL = 0.0361 + 0.0031 \cdot f_c - 2.1389 \cdot 10^{-7} \cdot f_c^2 \quad (49)$$

además de $r = -0.8443$. Observemos que $r \rightarrow \pm 1$ (r: coeficiente de Pearson), entrega el grado de correlación entre las variables siendo sus máximos 1 ó -1 para relación directa ó para relación indirecta respectivamente, entonces la relación entre f_c y ΔIL es lineal "aproximadamente". De acuerdo a la ecuación (49) podemos reescribir la ecuación del modelo de Hedge para la pérdida por inserción de la forma:

$$PI = TL_{combinado} + 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{A_E}{S_E} \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{\alpha_{prom}}{1 - \alpha_{prom}} \right) - \Delta IL \quad (50)$$

La ecuación antes mostrada es la que nos entrega la corrección que se aplicará a cada material y a cada encierro de acuerdo a su espesor, lo cual se detalla en la tabla N° 10. Hay que considerar en este caso que para tener un grado de precisión mayor se necesitaría tener muchas más mediciones y con muchos otros tipos de materiales.

Tabla N° 10: Corrección para cada tipo de material.

Material	Banda límite (Hz)	Frecuencia crítica (Hz)	Corrección
Terciado	6300	1220	3.5
Masisa	1000	1691	4.7
Cholguán	100	13696	2.6

En la tabla N° 11 se muestran las pérdidas por inserción medidas para cada encierro y para cada material en banda ancha, además se muestra la predicción y la predicción corregida para las mismas.

En los gráficos N° 27 al N° 29 se muestran las pérdidas por inserción en banda ancha (dBA) de acuerdo a la tabla N° 11, además se muestran algunos ejemplos al aplicar las correcciones en bandas de 1/3 de octava para algunos encierros hechos con masisa, el cholguán y terciado respectivamente.

Tabla N° 11: Pérdidas por inserción en banda ancha: Experimental, predicha y corregida para cada tipo de material y encierro.

	IL (dBA)	IL (dBA)	IL (dBA)	Diferencia
Configuración	Medido	Predicción	corrección	Pred-Corr.
CFE0+abs	21.5	31	26.7	4.3
CFE0	11.5	21.5	17.2	4.3
CFE1+abs	19.7	27.9	24.1	3.8
CFE1	10.3	18.4	14.6	3.8
CFE3+abs	24.7	25.8	22.3	3.5
CFE3	12.5	16.3	12.8	3.5
Cholguán				
	IL (dBA)	IL (dBA)	IL (dBA)	Diferencia
Configuración	Medido	Predicción	corrección	Pred-Corr.
CFE0+abs	20.1	20.1	20.0	0.1
CFE0	12	10.6	10.5	0.1
CFE1+abs	19.6	19.7	19.6	0.1
CFE2+abs	18.9	19.3	19.3	0.0
Terciado				
	IL (dBA)	IL (dBA)	IL (dBA)	Diferencia
Configuración	Medido	Predicción	corrección	Pred-Corr.
CFE sin abs	8.3	11	7.5	3.5
CFE con abs	8.4	16.5	13.0	3.5
CFE con silenciador	15.1	16	12.5	3.5

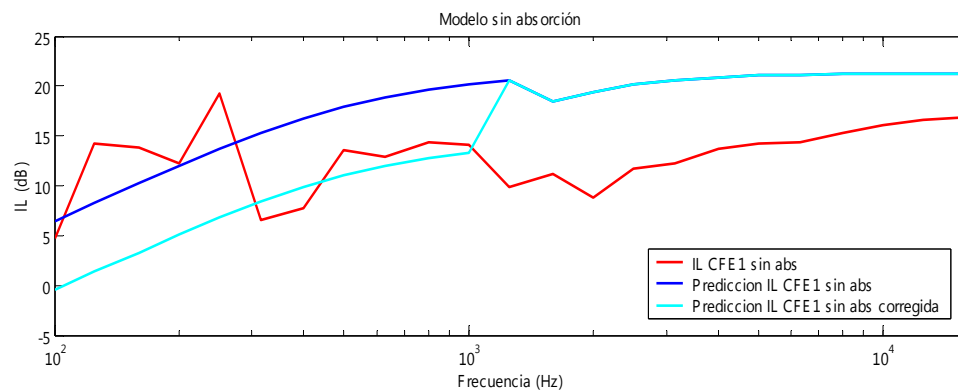
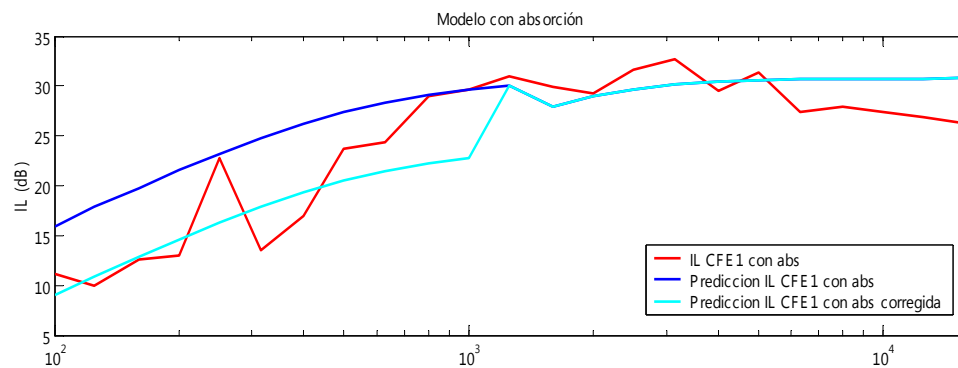
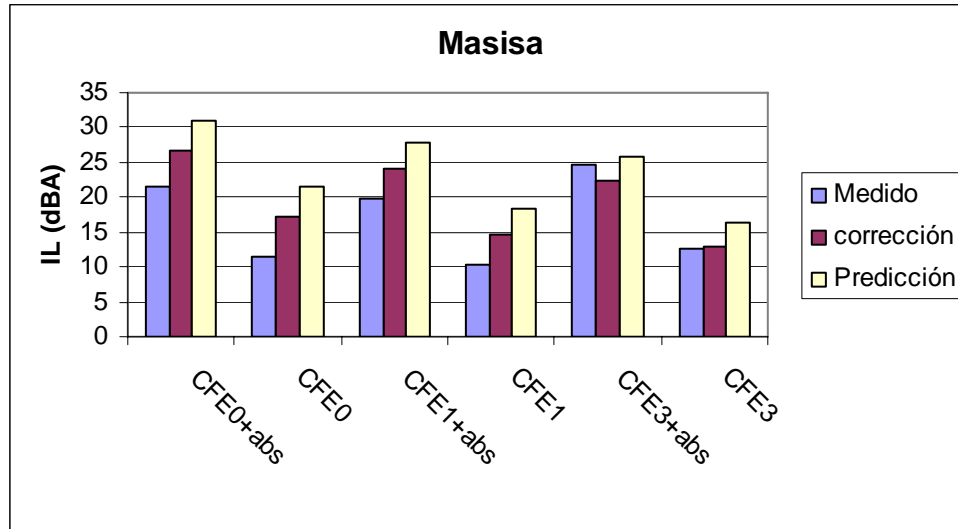


Gráfico N° 27: Arriba: pérdida por inserción medida, predicha y corregida en banda ancha (dBA) para los encierros construidos con masisa. Abajo: Pérdida por inserción en bandas de 1/3 de octava para CFE1 con y sin lana de vidrio en su interior.

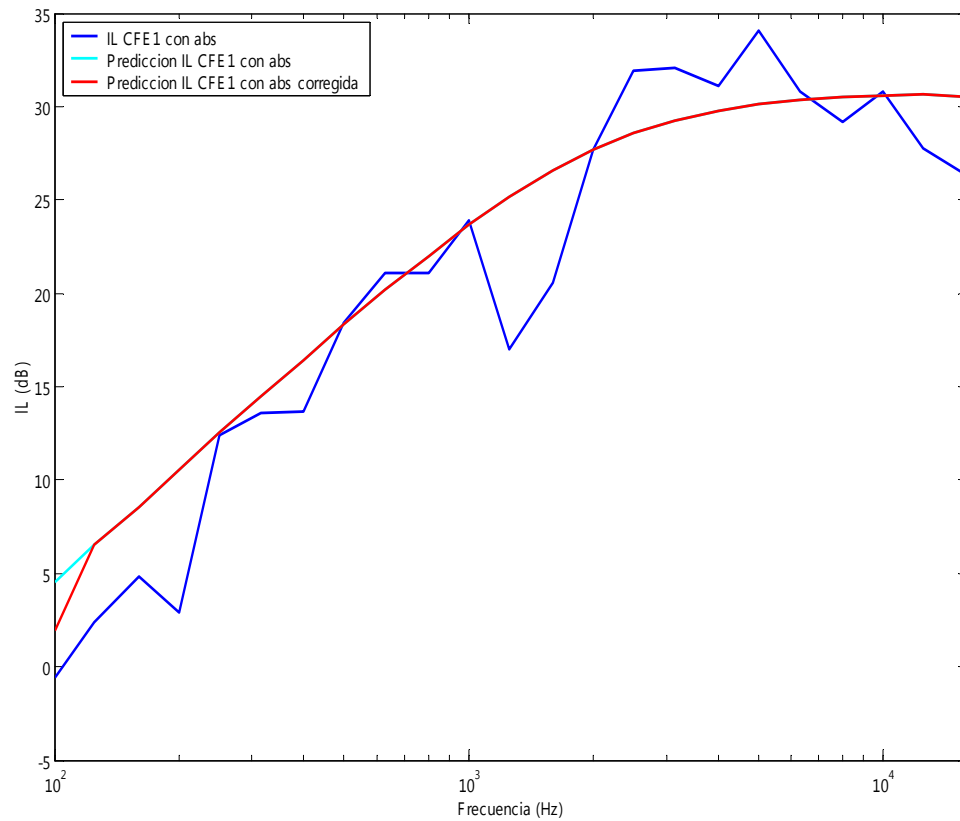
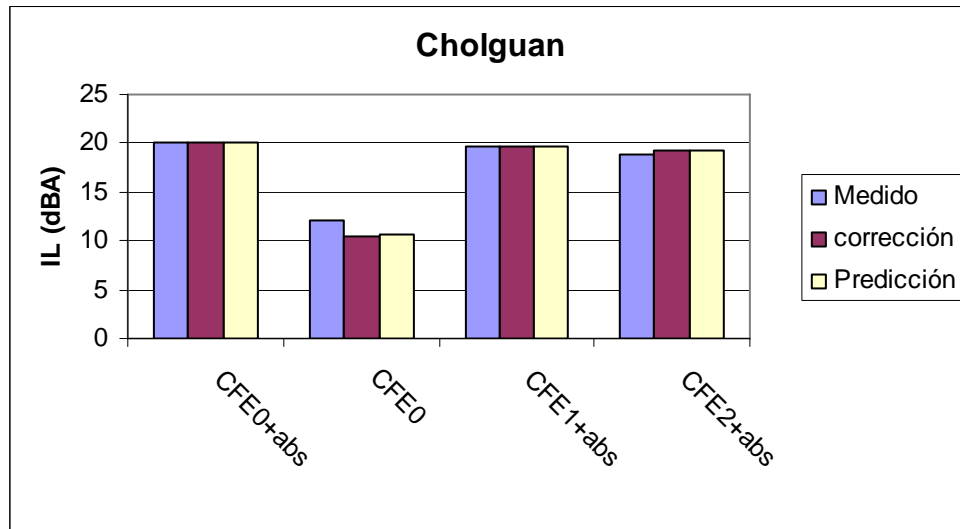


Gráfico N° 28: Arriba: pérdida por inserción medida, predicha y corregida en banda ancha (dBA) para los encierros construidos con cholguán. Abajo: Pérdida por inserción en bandas de 1/3 de octava para CFE1 con lana de vidrio en su interior.

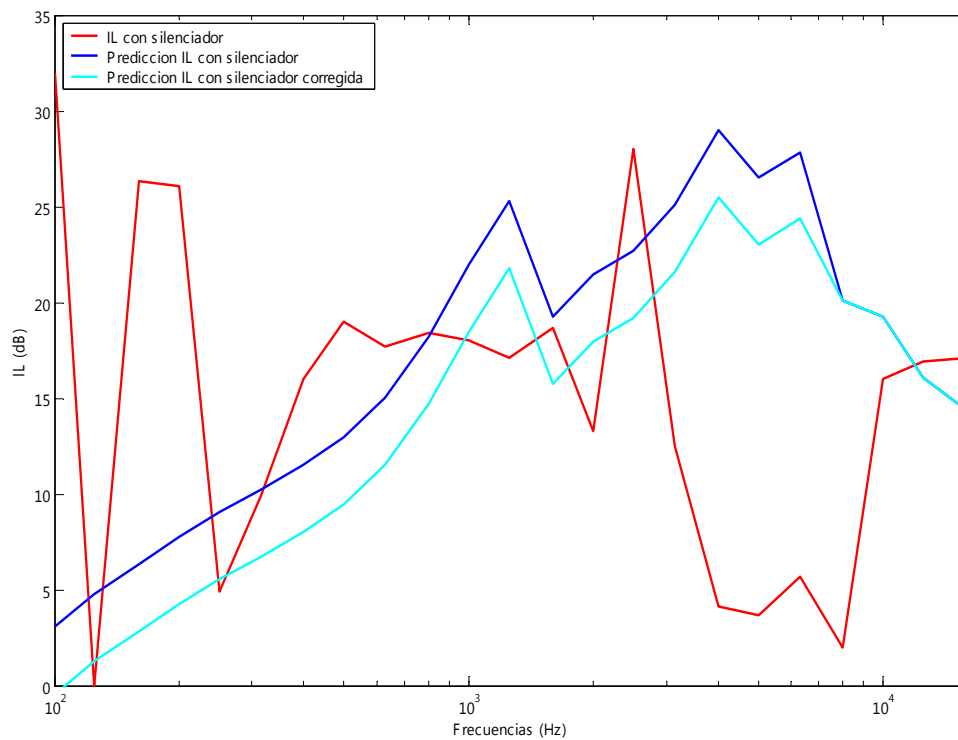
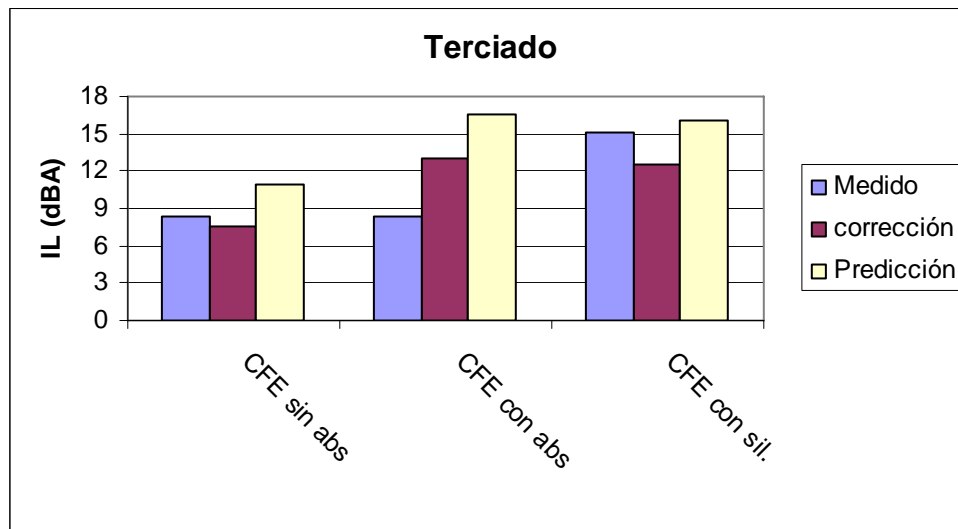


Gráfico N° 29: Arriba: pérdida por inserción medida, predicha y corregida en banda ancha (dBA) para los encierros construidos con terciado. Abajo: Pérdida por inserción en bandas de 1/3 de octava para CFE con silenciador.

10. Conclusiones.

De todos los experimentos realizados durante esta tesis se puede concluir que:

- El tratamiento con material absorbente mejora entre 7 y 12 dBA la pérdida por inserción de los encierros que son recubiertos interiormente con este, sin embargo hay que tener en cuenta que la gran mayoría de las fuentes no pueden recalentarse, por lo que hay que ver la factibilidad de hacer este tipo de tratamiento.
- Al disminuir el volumen de la fuente de ruido (o aumentar el volumen del encierro) se mejora la pérdida por inserción, según lo observado al disminuir el volumen de la fuente de ruido a la mitad se obtuvieron mejoras de hasta 4 dBA.
- Al realizar un análisis detallado por medio de una FFT no se ve con claridad un efecto negativo en la zona de la frecuencia crítica de los paneles de masisa, cholguán y terciado.
- Los modelos teóricos para predecir la pérdida por inserción desarrollados por Jackson y Oldham no tienen una buena relación con los resultados experimentales. Esto se debe principalmente a que estos modelos toman en cuenta que el encierro es completamente ajustado a la fuente de ruido y totalmente rígido, de manera que sólo el panel que cubre el encierro es el único que puede emitir ruido, algo que contrasta totalmente con los encierros desarrollados durante este trabajo.
- El modelo presentado por Amir Domadar Hedge, desarrollado por Norton, el cual se basa simplemente en predecir la pérdida por inserción basándose en la pérdida de transmisión de paneles combinados, tiene una gran similitud con los resultados experimentales además de ser muy simple de modelar computacionalmente, lo cual permite tener una buena referencia a la hora de construir encierros de características similares.

- En lo que se refiere a los materiales utilizados en la construcción de los encierros probados, el Cholguán es el que presenta una mayor similitud entre los resultados teóricos y experimentales, además de ser el que tiene las menores oscilaciones en relación a los resultados obtenidos para la Masisa y el Terciado. Esto se debe al hecho de que el Cholguán al tener una frecuencia crítica que queda sobre el rango de frecuencias de interés es el único material blando al pliegue de todos los usados en este trabajo, su longitud de onda de pliegue es menor que la longitud de onda en el aire, por lo que tiene menos pérdidas por irradiación de sonido que los otros tipos de madera utilizados
- Se propuso un modelo de corrección para el modelo de Hedge, el cual correlaciona las diferencias en las pérdidas por inserción predichas y corregidas con la frecuencia crítica de las placas.
- Si bien el ruido emitido por el data show puesto en el encierro con silenciador aún supera al ruido de fondo del estudio de grabación, este logró una baja notable respecto de las emisiones del data sin encerrar, lo cual se traduce en una mejoría para el trabajo del sonidista. Por otro lado este encierro tuvo un costo \$0, pues se construyó con materiales de uso común que estaban disponibles en el instituto de Acústica de la Universidad Austral de Chile.

11. Bibliografía y Referencias.

11.1. Referencia bibliográfica y de investigación

- [1] Jackson R.S. The Performance of Acoustic Hoods at Low Frequencies. *Acustica*, Vol. 12, pp 139-152, 1962.
- [2] Jackson R.S. Some Aspects of the Performance of Acoustic Hoods. *J. Sound Vib.*, Vol. 3(1), pp 82-94, 1966.
- [3] Tweed L.W. and Tree D.R. Three methods for Predicting the Insertion Loss of Close-Fitting Enclosures. *Noise Control Engineering*, Vol. 10(2), pp 74-79, 1978.
- [4] Kinsler L.E. and Frey A.R. Fundamentals of Acoustics. John Wiley & Sons, Inc, 1962.
- [5] Gerges S. and Arenas J.P. Fundamentos y Control del Ruido y Vibraciones. NR Editora, Florianópolis, Brasil, 2004.
- [6] Möser M. and Barros J.L. Ingeniería Acústica, Teoría y Aplicaciones. 2004.
- [7] Harrys C.M. Handbook of Noise Control. McGraw-Hill Book Company, 1979.
- [8] Beranek L.L. and Ver I.L. Noise and Vibration Control Engineering, Principles and Applications. John Wiley & Sons, Inc, 1992.
- [9] Morfey Christopher L. Dictionary of Acoustics. Academic Press, 2001.
- [10] Blanks J.E. Optimal Desing of an Enclosure for a Portable Generator. Thesis submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science in Mechanical Engineering, 1997.
- [11] Oldham D.J. and Hillarby S.N. The Acoustical Performance of Small Close Fitting Enclosures, Part 1: Thoerical Models. *J. Sound and Vib.*, Vol 150(2), pp 261-281, 1991.
- [12] Oldham D.J. and Hillarby S.N. The Acoustical Performance of Small Close Fitting Enclosures, Part 2: Experimental Investigation. *J. Sound and Vib.*, Vol 150(2), pp 283-300, 1991.
- [13] Ming R. and Pan J. Insertion Loss of an Acoustic Enclosure. *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 116(6), pp 3453-3459, 2004.
- [14] Hedge A.D. Effect of Opening Size on the Effectiveness of a Noise Enclosure on the Side Facing the Opening. Thesis submitted to the College of Engineering and Mineral

Resources at West Virginia University in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science in Industrial Engineering, 2005.

11.2. Referencia normativa

[15] Norma Internacional ISO N° 3745. Acústica, Determinación de los Niveles de Potencia Sonora de Fuentes Ruidosas, Metodos para Sala Anecoica o Semianecoica, 1977.

11.3. Referencia web.

[16] Martínez H., Eliseo. Apuntes de Estadística y Probabilidad, Universidad de Antofagasta, 2004.

<http://www.uantof.cl/facultades/csbasicas/Matematicas/academicos/emartinez/estadistica/mat113/lineal/lineal1/lineal1.html>.