



FACULTAD DE INGENIERÍA Y CIENCIAS AGROPECUARIAS.

MEDICIÓN DE PÉRDIDA POR INSERCIÓN POR ACOPLAMIENTO DE  
SILENCIADORES EN DUCTOS DE FLUJO DE AIRE.

Trabajo de Titulación presentado en conformidad a los requisitos establecidos  
para optar por el título de  
Ingeniero en Sonido y Acústica.

Profesor Guía  
Ing. Miguel Ángel Chávez

Autor  
Carlos Andrés Ramos Romero

Año  
2010

## DECLARACIÓN DEL PROFESOR GUÍA.

“Declaro haber dirigido este trabajo a través de reuniones periódicas con el estudiante, orientando sus conocimientos para un adecuado desarrollo del tema escogido, y dando cumplimiento a todas las disposiciones vigentes que regulan los Trabajos de Titulación.”

Ing. Miguel Ángel Chávez.  
Ingeniero Acústico.  
C.I. 1710724848

## DECLARACIÓN DE AUTORÍA DEL ESTUDIANTE.

“Declaro que este trabajo es original, de mi autoría, que se han citado las fuentes correspondientes y que en su ejecución se respetaron las disposiciones legales que protegen los derechos de autor vigentes.”

Carlos Andrés Ramos Romero.  
C.I.1714044961

#### AGRADECIMIENTO.

A todas las personas que hicieron posible la culminación exitosa de esta etapa de mi vida.

A mis Profesores y a los Amigos leales, guía y apoyo durante toda esta fase de logros.

Al Ing. Carlos Valladares, Jefe del Laboratorio de Fluidos de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la EPN, por su desinteresada orientación en este trabajo.

## DEDICATORIA.

A mis Padres y a mis Hermanos, a su incondicional consejo y estímulo, fueron el puntal para lograr esta meta.

A la música, la inspiración de esta carrera.

A ti Tatiana por el mejor regalo que pude recibir.

## **RESUMEN.**

El presente proyecto plantea, la comparación de los modelos teóricos empleados para el diseño de silenciadores tipo cámara de expansión y resistivo, con mediciones realizadas in-situ. Se analizarán la efectividad de las predicciones teóricas y las diferencias entre los resultados esperados y obtenidos.

El trabajo inicia con un breve repaso de los fenómenos acústicos en ductos. Se revisan consideraciones sobre dinámica de fluidos y sus principales ecuaciones. Así como también el ruido en la industria, y las principales fuentes encargadas de producir flujos de aire, en particular los ventiladores.

El diseño de los silenciadores se realiza de acuerdo a preceptos bibliográficos y su evaluación se realiza de acuerdo la norma ISO 11820:1996.

Al final del presente trabajo se obtienen diferencias entre los resultados hipotéticos y reales, esto para lograr un balance aplicable al momento de diseñar silenciadores.

**ABSTRACT.**

This project involves the comparison of theoretical models used for the design of expansion chamber type mufflers and resistive, with in-situ measurements. Analyzing the effectiveness of the theoretical predictions and the differences between expected and obtained results.

The work begins with a brief review of acoustic phenomena in ducts. Considerations are reviewed on fluid dynamics and its main equations. As well as the noise in the industry, and major sources responsible for producing air flows, in particular the fans.

The design of the silencers is done according to literature precepts and their assessment is carried out according to ISO 11820:1996.

At the end of this paper are obtained differences between hypothetical and actual results, this applied to achieve a balance when designing silencers.

# INDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
1. CAPÍTULO I.....	2
1.1 ANTECEDENTES.....	2
1.2 HIPÓTESIS.....	2
1.3 OBJETIVOS.....	3
1.3.1 OBJETIVO GENERAL.....	3
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	3
2. CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO.....	4
2.1 PRINCIPIOS DE ACÚSTICA.....	4
2.1.1 PROPAGACIÓN DE ONDAS SONORAS EN DUCTOS.....	6
2.2 CONSIDERACIONES FÍSICAS DE FLUIDOS.....	9
2.2.1 FLUIDOS IDEALES.....	9
2.2.2 ECUACIÓN DE CONTINUIDAD.....	10
2.2.3 ECUACIÓN DE BERNOULLI.....	11
2.2.4 EFECTO VENTURI.....	12
2.3 CAÍDA DE PRESIÓN.....	14
2.4 ABSORCIÓN Y ATENUACIÓN DE ONDAS SONORAS EN FLUIDOS.....	15
2.5 DISPOSITIVOS INDUSTRIALES GENERADORES DE RUIDO.....	16
2.5.1 MÁQUINAS AXIALES.....	17



2.5.2	MÁQUINAS CENTRÍFUGAS.....	17
2.6	FILTROS Y RESONADORES.....	20
2.7	MATERIALES ABSORBENTES. ....	20
2.8	SILENCIADORES.....	21
2.8.1	INDICADORES DE ATENUACIÓN.....	22
2.8.1.1	PÉRDIDA POR INSERCIÓN. (IL) .....	22
2.8.1.2	PÉRDIDA POR TRANSMISIÓN. (TL) .....	22
2.8.1.3	REDUCCIÓN DEL RUIDO. (NR) .....	22
2.8.2	SILENCIADORES RESISTIVOS.....	23
2.8.3	SILENCIADORES REACTIVOS.....	25
2.8.4	SILENCIADORES DISPERSIVOS.....	27
2.9	NÚMERO DE MACH. ....	27
3.	CAPÍTULO III. ....	28
3.1	METODOLOGÍA.....	28
4.	CAPÍTULO IV.....	29
4.1	DISEÑO DE LOS PROTOTIPOS DE SILENCIADORES. ...	29
4.1.1	FUENTE SONORA. ....	30
4.1.2	CÁMARA DE EXPANSIÓN SIMPLE.....	31
4.1.3	SILENCIADOR RESISTIVO.....	34
4.2	DISEÑO DE LA CAIDA DE PRESIÓN.....	40
4.3	MATERIALES.....	41
5.	CAPÍTULO V.....	42

5.1	EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DISEÑADOS. ....	42
5.1.1	MEDICIÓN DE LA ATENUACIÓN POR BANDA Y PÉRDIDA POR INSERCIÓN. ....	42
5.1.2	EVALUACIÓN DEL RUIDO DE LA FUENTE (VENTILADOR CENTRÍFUGO). ....	45
5.1.3	EVALUACIÓN DE LA ATENUACIÓN BRINDADA POR LOS SILENCIADORES. ....	46
5.1.4	MEDICIÓN DE LA CAIDA DE PRESIÓN. ....	50
6.	CAPÍTULO VI. ....	51
6.1	COMPARACIÓN ENTRE LOS RESULTADOS ESPERADOS Y MEDIDOS DE IL. ....	51
6.1.1	CÁMARA DE EXPANSIÓN PARA 330 Hz. ....	51
6.1.2	CÁMARA DE EXPANSIÓN PARA 74,78 Hz. ....	53
6.1.3	SILENCIADOR RESISTIVO PARA 2000 Hz; 50 % ....	55
6.1.4	SILENCIADOR RESISTIVO PARA 3000 Hz; 33 % ....	57
6.2	COMPARACIÓN ENTRE LOS RESULTADOS ESPERADOS Y MEDIDOS DE PÉRDIDA DE CARGA. ....	59
7.	CAPÍTULO VII. ....	60
7.1	COSTOS DE CONSTRUCCIÓN. ....	60
8.	CAPÍTULO VIII. ....	61
8.1	CONCLUSIONES. ....	61
8.2	RECOMENDACIONES. ....	62

BIBLIOGRAFÍA. .... 64

ANEXOS. .... 65

## INTRODUCCIÓN.

En la mayoría de las actividades que el ser humano desarrolla, se registran niveles de ruido, los cuales afectan de una u otra forma a su entorno. En el ámbito industrial el ruido va de la mano con la producción, por este motivo se buscan herramientas que reduzcan la incidencia negativa del ruido en el ambiente laboral.

En conjunto de actividades que se encarga de esta problemática se denomina Control de Ruido, tanto ambiental como industrial. Donde es importante el diseño y uso de dispositivos dedicados a atenuar los sonidos no deseados. Caso especial es el ruido generado en ductos de ventilación y escapes, es aquí donde el silenciador es el elemento más usado para atenuar los niveles de presión sonora.

Se cuentan con muchos estudios que han generado un fundamento teórico lo suficientemente amplio y confiable que contiene las guías de diseño que más se aplican al momento de proponer mecanismos silenciadores.

Este trabajo analizará las diferencias entre los valores de atenuación y pérdida de carga predichos por los modelos teóricos con los resultados obtenidos experimentalmente. Para obtener menores diferencias entre los resultados se seguirán estrictamente las guías bibliográficas y la norma ISO aplicable.

## **1. CAPÍTULO I.**

### **1.1 ANTECEDENTES.**

Los sistemas de flujos de aire, sin lugar a duda son necesarios para el tratamiento de microclimas creados en ciertos procesos productivos. Se deben dar las condiciones adecuadas para que estos sistemas, generalmente ruidosos, no afecten al ambiente ni a la salud de los trabajadores.

Se tiene también otros flujos de gases que producen igual o mayor ruido que los de aire, en este grupo se puede mencionar a los ductos de escape de los motores de combustión interna. Uno de los métodos de control de ruido más utilizado frente al problema mencionado, son los silenciadores.

Los dispositivos silenciadores son una herramienta frecuente para el control de ruido, porque gracias a sus propiedades mecano-acústicas se puede tratar al ruido desde algunas de sus propiedades, como su frecuencia, fase o amplitud; y así atenuar los niveles que ruido.

Conociendo también las características mecánicas de la fuente y del comportamiento espectral del ruido que esta genera, se podrá definir el tipo de silenciador más adecuado para acoplarlo al ducto.

### **1.2 HIPÓTESIS.**

Los resultados experimentales, obtenidos de la evaluación de los silenciadores construidos, permiten valorar el grado de correlación de los valores esperados según los modelos teóricos.

### **1.3 OBJETIVOS.**

#### **1.3.1 OBJETIVO GENERAL.**

Diseñar y evaluar un conjunto de silenciadores de tipo resistivo y reactivo, que permitan determinar experimentalmente y comparar con los modelos teóricos, la pérdida por inserción en ductos con flujo de aire.

#### **1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.**

- Diseñar y construir silenciadores de tipo resistivo y reactivo.
- Cuantificar el nivel de pérdida por inserción al acoplar silenciadores a un ducto con flujo de aire.
- Evaluar la influencia de los silenciadores en aspectos de mecánica y dinámica de fluidos.
- Proponer soluciones constructivas de diseño.
- Modelar bajo métodos predictivos el comportamiento acústico y la pérdida de carga en los silenciadores construidos.

## **2. CAPÍTULO II.**

### **MARCO TEÓRICO.**

En el presente capítulo se presentan los fundamentos básicos que rigen en el campo de estudio de los silenciadores acústicos. Se tratan los principios básicos de la acústica, el comportamiento del sonido en ductos, la dinámica de fluidos y los modelos teóricos desarrollados para predecir la atenuación producto de elementos silenciadores.

#### **2.1 PRINCIPIOS DE ACÚSTICA.**

El sonido es un fenómeno físico producido por fluctuaciones periódicas del aire, que son captadas por el oído y luego transformadas por una sensación de audición en nuestro cerebro. Las variaciones de presión que llegan a la oreja, no siempre son transformadas en sonido, debido a que el oído funciona para un rango de frecuencias limitado y a las características de sensibilidad que pueden variar de una persona a otra.

El sonido está en interacción con el ser humano a todo momento, sea en un simple soplo de aire o en el potente rugir del motor de un avión. Es por esto que en ocasiones se presentarán niveles de presión que pueden afectar a corto, mediano o largo plazo a la audición, dependiendo también del tiempo de exposición.

Cuando un medio elástico es perturbado por una fuente, se crean compresiones y rarefacciones. Cuando se da una compresión y una expansión del medio, se ha completado un ciclo, y el número de ciclos que se dan por segundo se denomina frecuencia, dada en Hertzios (Hz.). El oído es capaz de percibir audiblemente frecuencias entre 20 y 20.000 Hz. Frecuencias más bajas y más altas son llamadas infrasónicas y ultrasónicas respectivamente.

En cuanto a la presión que el oído puede captar, va desde los  $2 \times 10^{-5}$  (Pa.) hasta los 200 (Pa.). Ya que existe un amplio rango de sensibilidad a cambios de presión, se aplica una escala logarítmica expresada en decibeles para la cuantificación del sonido. Matemáticamente de la siguiente manera:

$$LP = 20 \log \left( \frac{P}{P_0} \right) dB \quad (\text{EC: 2.1})$$

**Donde:**

**P**= Presión instantánea (Pa.)

**P<sub>0</sub>**= Presión de referencia  $2 \times 10^{-5}$  (Pa.)

La propagación del sonido generalmente es un fenómeno adiabático, es decir no intercambia calor con el medio entre las rarefacciones y las compresiones, por lo tanto es constante la relación entre la presión y el calor específico del gas. La velocidad del sonido dependerá de las características físicas del medio, si se trata del aire, será su temperatura, densidad, etc.

La velocidad del sonido en el aire está dada por la siguiente ecuación:

$$c = 331,6 \sqrt{1 + \frac{t^\circ c}{273}} (m/s) \quad (\text{EC: 2.2})$$

**Donde:**

**t**= Temperatura del aire en grados Celsius.

Por otro lado se define la longitud de onda como la distancia entre cada punto máximo de amplitud. Está dada por:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (\text{EC: 2.3})$$

**Donde:**

**c**= Velocidad del sonido en el medio en (m/s.)

**f**= Frecuencia en Hertzios.



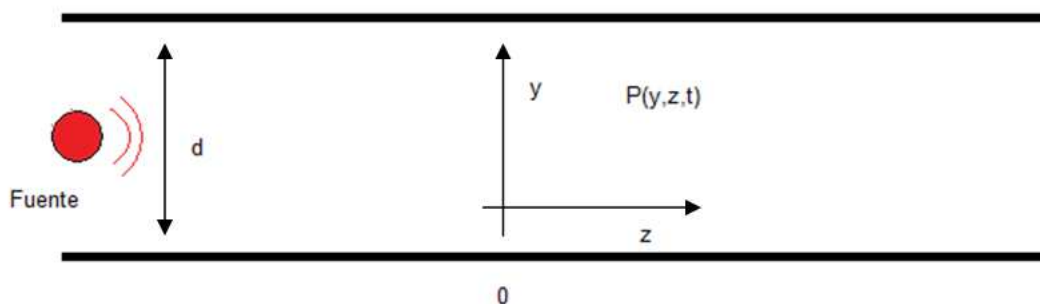
### 2.1.1 PROPAGACIÓN DE ONDAS SONORAS EN DUCTOS.

En un campo de ondas planas se tiene la misma amplitud en cualquier punto de un plano perpendicular a la dirección de propagación<sup>1</sup> Un ejemplo de estas ondas son las producidas en un tubo rígido con un pistón en uno de sus extremos. Este pistón al vibrar producirá una excitación al fluido contenido en él, produciendo dentro de éste ondas con un frente de ondas plano. Además cualquier tipo de onda divergente en un medio homogéneo, también asume las características de onda plana, cuando se propaga a gran distancia de la fuente

Se tendrá en consideración un ducto rígido infinito, con una fuente de excitación en uno de sus extremos, las ondas acústicas obedecen a la ecuación general de onda en dos dimensiones, y el campo sonoro deberá regirse a la siguiente ecuación.

$$\frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = 0 \quad (\text{EC: 2.4})$$

Figura 2.1.- Coordenadas de propagación de ondas acústicas en ductos.



Fuente: Autor.

La velocidad nula en las paredes del tubo rígido dado por:

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad (\text{EC: 2.5})$$

en  $y=0$  e  $y=d$

<sup>1</sup>GERGES Ph. D., Samir, Ruido fundamentos y control, Primera edición en español, Florianópolis, 1998. Pág. 347

Se plantea la solución armónica de la onda dada por:

$$P(y, z, t) = P(y, z)e^{i\omega t} \quad (\text{EC: 2.6})$$

Trabajando con esta ecuación en (EC: 2.4), tenemos:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} + k^2 P = 0 \quad (\text{EC:2.7})$$

Donde el número de onda viene dado por

$$k = \frac{\omega}{c} \quad (\text{EC: 2.8})$$

Se plantea una solución separando las variables  $y$  y  $z$ , puede escribirse como:

$$P(y, z) = P_1(y)P_2(z) = A_1 e^{\lambda_1 y} e^{\lambda_2 z} \quad (\text{EC: 2.9})$$

Dando una solución al sustituir (EC: 2.9) en (EC: 2.7):

$$A_1(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + k^2) = 0 \quad (\text{EC: 2.10})$$

Donde:  $\lambda_1$  y  $\lambda_2$  son valores complejos y  $A_1$  es amplitud constante.

Una solución posible para (EC: 2,10) es:

$$\lambda_1^2 + \lambda_2^2 = -k^2 \quad (\text{EC: 2.11})$$

Que resolviéndola se puede reducir a

$$\lambda_1 = \pm i\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} \quad (\text{EC: 2.12})$$

Y sustituyendo esta última en (EC:2.9) se resume a:

$$P(y, z, t) = e^{i\omega t} \left\{ A e^{\lambda_2 z} e^{iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} + B e^{\lambda_2 z} e^{-iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} \right\} \quad (\text{EC: 2.13})$$

Que aplicando las condiciones de frontera descritas de (EC: 2.5), se obtiene:

$$\frac{\partial P}{\partial y} = e^{i\omega t} e^{\lambda_2 z} \left\{ iA \sqrt{k^2 + \lambda_2^2} e^{iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} - iB \sqrt{k^2 + \lambda_2^2} e^{-iy\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}} \right\} = 0$$

Considerando que

$$A = B$$

Por lo tanto (EC: 2.13) se reduce a:

$$P(y, z, t) = 2Ae^{i\omega t} e^{\lambda_2 z} \cos(y\sqrt{k^2 + \lambda_2^2}) \quad (\text{EC: 2.14})$$

Y aplicando la condición en  $y = d$ , se tiene:

$$d\sqrt{k^2 + \lambda_2^2} = n\pi n = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (\text{EC: 2.15})$$

Por lo tanto los valores para  $\lambda_1$  y  $\lambda_2$

$$\lambda_1 = \pm i \left( \frac{n\pi}{d} \right)$$

$$\lambda_2 = \pm i \sqrt{k^2 - \left( \frac{n\pi}{d} \right)^2}$$

Entonces la solución propuesta con variables separadas, tenemos:

$$P(y, z, t) = 2A \cos \left[ \left( \frac{n\pi}{d} \right) y \right] e^{\pm iz \sqrt{k^2 - \left( \frac{n\pi}{d} \right)^2}} e^{i\omega t} \quad (\text{EC: 2.16})$$

La función  $P(y)$  es una onda estacionaria que funciona en un tubo cerrado, solo cuando los valores de  $n$  positivos sean permitidos, es decir cada  $n$  en un modo permitido de propagación de la onda en el ducto. Matemáticamente restringido de la siguiente manera.

$$k_n = \sqrt{k^2 - \left( \frac{n\pi}{d} \right)^2} = \frac{1}{c} i \sqrt{\omega^2 - \left( \frac{n\pi c}{d} \right)^2} \quad (\text{EC: 2.17})$$

Por lo tanto la onda solo podrá propagarse con:

$$\omega > \frac{n\pi c}{d} \quad (\text{EC: 2.18})$$

Por lo tanto solo para frecuencias:

$$f > \frac{nc}{2d} \quad (\text{EC: 2.19})$$

La frecuencia  $f$  para  $n = 0$  es la frecuencia de corte del modo 0 y según las ecuaciones estudiadas anteriormente solo cuando  $f > f_n$  pueden llevar energía acústica lejos de la fuente, mientras que en condición contraria, la energía decaerá exponencialmente cerca de la fuente.

## 2.2 CONSIDERACIONES FÍSICAS DE FLUIDOS.

Para comprender las consecuencias que conlleva el acople de silenciadores en un ducto de flujo de aire, es importante estudiar lo que sucede físicamente con un fluido que se confina en un ducto uniforme, y analizar el cambio de las propiedades físicas, como la presión y velocidad.

### 2.2.1 FLUIDOS IDEALES.

Las siguientes características definen a un fluido ideal:

- El fluido no es viscoso: es decir, se considera que la fricción es nula entre las partes del fluido.
- El flujo es estacionario: la velocidad del flujo en un punto es constante en el tiempo.
- El flujo es Incompresible: densidad constante.
- El flujo es irrotacional: no existen turbulencias en el flujo y no existirán movimientos con momento angular en cualquier punto.

### 2.2.2 ECUACIÓN DE CONTINUIDAD.

En la Figura 2.2; en el intervalo  $\Delta t$  la sección transversal  $A_1$  delimitada por el ducto, se mueve a la derecha una distancia:

$$\Delta x_1 = \Delta t v_1 ,$$

La masa del fluido a la derecha estará definida por:

$$\Delta m_1 = \rho_0 A_1 \Delta x_1 = \rho_0 A_1 \Delta t v_1$$

De la misma manera sucede en  $A_2$ , el fluido se mueve a la derecha con

$$\Delta x_2 = \Delta t v_2 ,$$

La masa del fluido a la derecha en  $A_2$  será:

$$\Delta m_2 = \rho_0 A_2 \Delta x_2 = \rho_0 A_2 \Delta t v_2$$

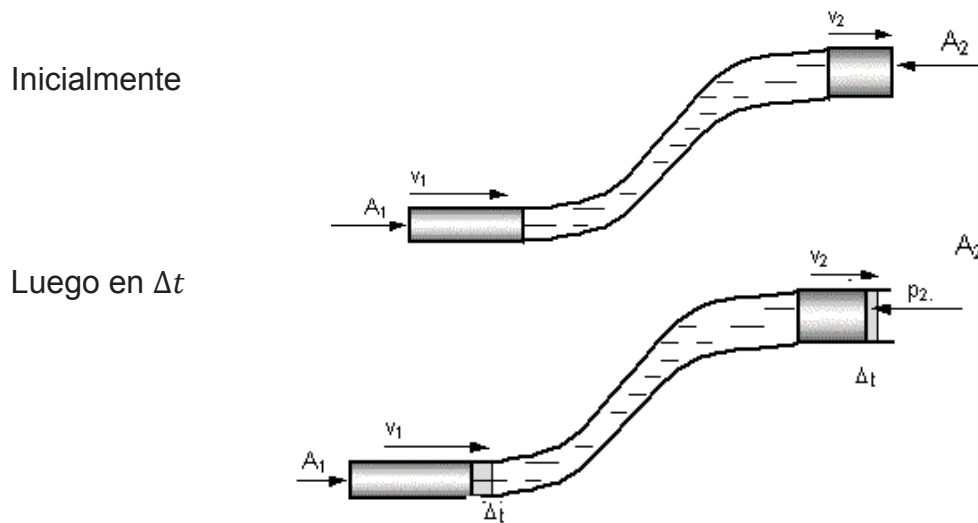
Aplicando la condición de fluido ideal, de flujo incomprensible:

$$\Delta m_1 = \Delta m_2 ,$$

por lo tanto:

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (\text{EC: 2.20})$$

Figura 2.2 Diagrama de continuidad

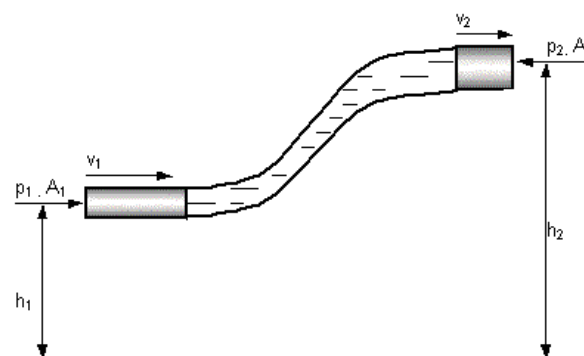
Fuente: Internet.<sup>2</sup>

### 2.2.3 ECUACIÓN DE BERNOULLI.

Es una fórmula que relaciona los cambios energéticos de un fluido en su paso por un ducto, permaneciendo la energía constante todo el tiempo, a lo largo del recorrido, los componentes energéticos están dados en la Figura 2.3, por:

- Cinética: Velocidad.
- Potencial: Altura.
- De flujo: Presión.

Figura 2.3 Diagrama de continuidad

Fuente: Internet<sup>3</sup>

<sup>2,3</sup>, [http://www.fisicanet.com.ar/fisica/dinamica\\_fluidos/ap1/bernoulli01.gif](http://www.fisicanet.com.ar/fisica/dinamica_fluidos/ap1/bernoulli01.gif)

Definiéndose como:

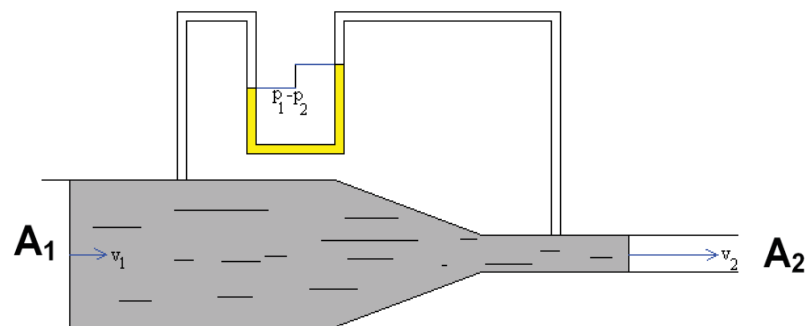
$$P_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = P_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 \quad (\text{EC: 2.21})$$

#### 2.2.4 EFECTO VENTURI.

Es una relación entre la presión y la velocidad de un fluido en un punto, cuando la diferencia de alturas entre los dos puntos a medir es cero.

“Con un fluido en movimiento dentro de un ducto cerrado, disminuye la presión al aumentar la velocidad, luego de pasar por una zona de menor sección”<sup>4</sup>

Figura 2.4 Diagrama de continuidad



Fuente: Internet.<sup>5</sup>

$$A_1 > A_2 \therefore v_1 < v_2$$

Y como la variación de alturas es cero, EC: 2.21 resulta:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 \quad (\text{EC: 2.22})$$

Por lo tanto las presiones se comportarán como:

$$P_1 > P_2$$

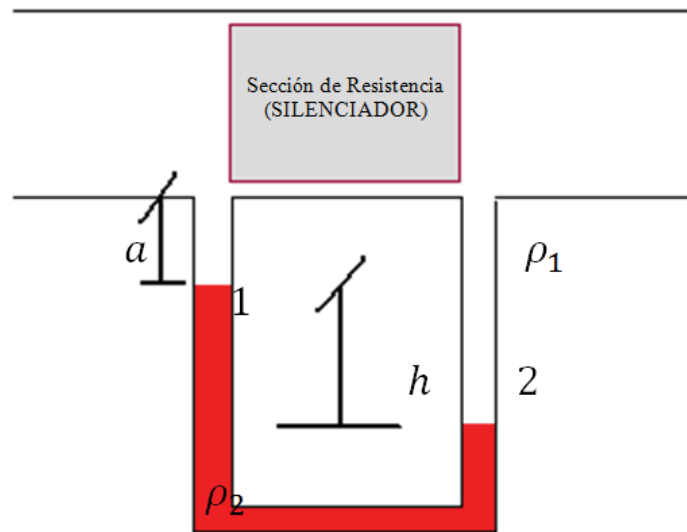
Una buena forma de medir la relación entre estas presiones, es un artefacto que relaciona las alturas en un tubo acoplado al ducto, como se muestra en la Figura 2.4, este instrumento se llama manómetro, y será lo que nos permita analizar la caída de presión que se da cuando se usa un silenciador.

<sup>4</sup> <sup>5</sup> <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/fluidos/dinamica/bernoulli/bernoulli.htm#Fluidos%20ideales>

La diferencia de presiones entre dos puntos con una densidad de fluido constante es proporcional a la distancia vertical  $\Delta z$  entre dos puntos y a la densidad  $\rho$  del fluido”<sup>6</sup>

$$P_{man} = \rho gh \quad (\text{EC: 2.23})$$

**Figura 2.4 Manómetro diferencial.**



**Fuente: Autor.**

La caída de presión está definida por:

$$P_1 + \rho_1 g(a + h) - \rho_2 gh - \rho_1 ga = P_2 \quad (\text{EC: 2.24})$$

$$P_1 - P_2 = (\rho_2 - \rho_1)gh \quad (\text{EC: 2.25})$$

Debido al acople de silenciadores en un ducto se produce una caída de presión y cuando mayor es la caída de presión, mayor también es la atenuación que el silenciador aporta, pero se debe considerar no afectar a las condiciones de funcionamiento de la fuente.

<sup>6</sup>CENGEL, YUNUS A. & BOLES, MICHAEL A., Termodinámica, Cuarta edición, MCGRAW-HILL, 2003.



## 2.3 CAÍDA DE PRESIÓN.

La caída de presión dependerá exclusivamente de la oposición al paso del flujo por parte de las superficies del silenciador, István L. Vér desarrolló un método que permite dicha predicción considerando únicamente la forma de la primera superficie que el fluido encuentra al pasar por el silenciador, en la Tabla 2.1, y luego permite aproximar la máxima caída de presión brindada por el silenciador diseñado, con la ecuación (EC. 2.26)

$$\Delta P_T = \frac{1}{2} \rho v^2 \left[ K_{ENT} + K_{EX} + \left( \frac{P}{A} \right) l \right] \quad (\text{EC: 2.26})$$

Donde:

$\rho =$  Densidad del gas en  $\text{kg/m}^3$ .


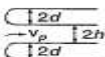
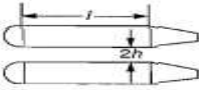

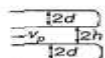
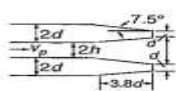
$v =$  Velocidad del aire en (m/s).

$K_{ENT}, K_{EX}, K_F$  Coeficientes de la figura 2.1

$\frac{P}{A} =$  Relación entre Perímetro y Superficie de la sección transversal.

$l =$  Largo del Silenciador.

Tabla 2.1 Coeficientes de la ecuación 2.26.

Geometry	Loss Coefficient
Square-edge nose 	$K_{ENT} = \frac{0.5}{1 + h/d}$
Rounded nose 	$K_{ENT} \approx \frac{0.05}{1 + h/d}$
Typical perforated metal facing 	$K_F \approx 0.0125$ $\ell =$ baffle length, tail and nose not included
Square tail 	$K_{EX} = \left( \frac{1}{1 + h/d} \right)^2$
Rounded tail 	$K_{EX} = 0.7 \left( \frac{1}{1 + h/d} \right)^2$
Faired tail, $7.5^\circ$ 	$K_{EX} = 0.6 \left( \frac{1}{1 + h/d} \right)^2$

Fuente: Noise and Vibration Control.<sup>7</sup>

<sup>7</sup> István L. Vér / Leo L. Beranek, NOISE AND VIBRATION CONTROL ENGINEERING PRINCIPLES AND APPLICATIONS, segunda edición, Ney Jersey, John Wiley & Sons, 2006, pag. 334

La velocidad del aire viene dada por:

$$V_f = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \cdot S \quad (\text{EC: 2.27})$$

**Donde:**

$\Delta P$  =Diferencia de presión medida en el manómetro.

$\rho$  =Densidad del fluido.

$S$  = Área de salida del fluido

## 2.4 ABSORCIÓN Y ATENUACIÓN DE ONDAS SONORAS EN FLUIDOS.

En muchas situaciones, la disipación de energía acústica ocurre tan lentamente, que se la puede ignorar en distancias o tiempos cortos. Esta energía acústica al disiparse se convierte en energía térmica.

La disipación de este tipo, se dividen generalmente en dos tipos:

- En el medio.
- En el límite del medio

La primera se da principalmente cuando el volumen del medio es grande, como por ejemplo en la atmósfera terrestre o en el océano, a través de ductos grandes o grandes recintos.

La segunda por el contrario se da en ambientes más pequeños, es decir en materiales porosos, ver Anexo 1, ductos delgados, recintos pequeños. Es este el tipo de disipación que se da en silenciadores.

Las pérdidas en el medio pueden ser divididas en los siguientes tipos:

- Pérdidas viscosas.
- Pérdidas por conducción del calor.
- Pérdidas de intercambios moleculares de energía.

Las pérdidas viscosas, se dan cuando hay movimientos relativos entre porciones adyacentes del medio, como las rarefacciones y compresiones en la transmisión acústica. (Comportamiento de ondas planas)

Las pérdidas por conducción del calor, resultan de conducir energía térmica (CALOR), entre las condensaciones de mayor temperatura y las rarefacciones de menor temperatura.(Ventilación).

Las pérdidas de intercambios moleculares de energía, pueden causar absorción, así como la transformación de la energía cinética de las moléculas en energía potencial (reagrupamiento), en energía interna rotacional y vibracional, en energía de asociación o disociación. (Turbinas)

Todos estos tipos de absorción se caracterizan por tener un tiempo de relajación, que determina el tiempo en que se termina.

## **2.5 DISPOSITIVOS INDUSTRIALES GENERADORES DE RUIDO.**

El ruido generado por la maquinaria depende mucho del principio de funcionamiento, entre los cuales se listan los siguientes factores:

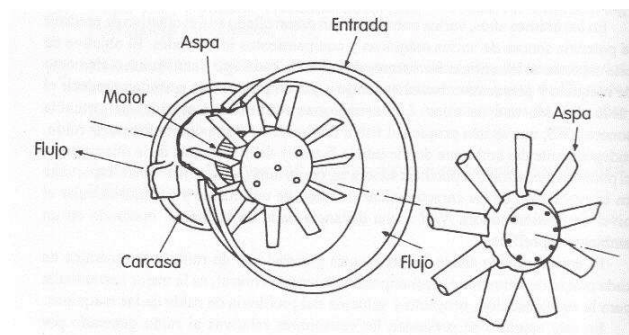
- Factor Mecánico.
- Factor Electromagnético.
- Factor de Combustión.
- Desbalances.
- Rotaciones.
- Resonancias.
- Fluidos en movimiento.

### 2.5.1 MÁQUINAS AXIALES.

Son muy utilizadas en la industria con las siguientes características:

- El ruido aerodinámico producido se da por turbulencias generadas en sus aspas.
- El ruido tiene un gran ancho de banda.
- Tenemos frecuencias y sobre tonos generados por el número de paletas fijas y estacionarias.
- Se usan en presiones estáticas altas y con grandes velocidades de flujo, esto las hace muy comunes en la industria.
- Son usados como ventiladores y extractores industriales.

**Figura 2.5 Componentes del sistema axial**



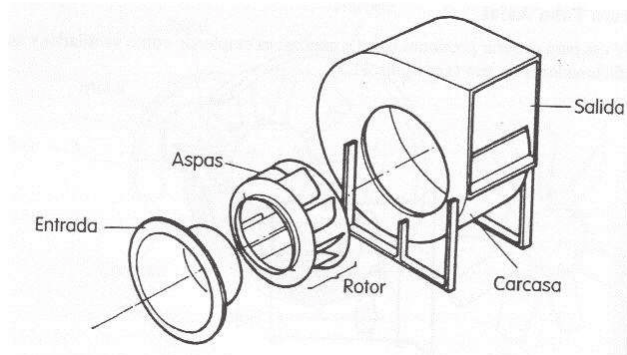
Fuente: Ruido Fundamentos y Control.<sup>8</sup>

### 2.5.2 MÁQUINAS CENTRÍFUGAS.

- Se emplean en bajas presiones estáticas.
- Se usan para alimentar hornos y sistemas de aire acondicionado.
- Poco uso industrial.

<sup>8</sup>GERGES Ph. D., Samir, Ruido fundamentos y control, Primera edición en español, Florianópolis, 1998, pág. 428

**Figura 2.6 Componentes del sistema centrífugo**

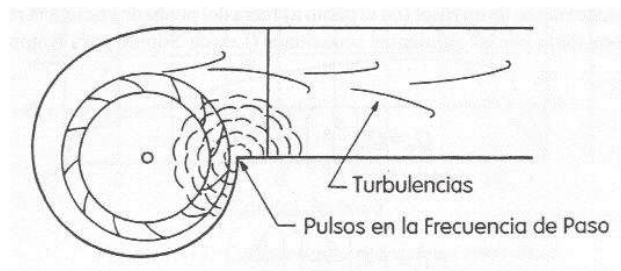


**Fuente: Ruido Fundamentos y Control.<sup>9</sup>**

En estos dos tipos de maquinaria descritos anteriormente, se analizaron tres principales modos de generación de ruido. Gráficamente en la Figura 2.7

- Ruido Aerodinámico: Generado en regiones de turbulencia y vórtices, tomando en cuenta también que elementos estacionarios en el ambiente de rotación, como juntas del material, contribuyen al nivel del ruido.
- Ruido de Paso: Se producen por el paso de las aspas y la interacción con medios próximos a estas, se dan en frecuencias de paso y sus armónicos.
- Ruido generado por vibración de sus componentes.

**Figura 2.7 Generación de ruido.**



**Fuente: Ruido Fundamentos y Control.<sup>10</sup>**

<sup>9,10</sup> GERGES Ph. D., Samir, Ruido fundamentos y control, Primera edición en español, Florianópolis, 1998, pág. 430-432

Se puede calcular la potencia sonora de la fuente con el criterio desarrollado por Graham que incluye el efecto de frecuencias específicas, y que es por lo tanto el método más usado en los sistemas rotatorios.

$$NWS = K - 10\log Q + 20\log P_a + C \text{ (EC: 2.28)}$$

**Donde:**

$Q$  = Velocidad de volumen ( $m^3/s$ )

$P_a$  = Presión estática (kPa.);  $P_a > 0,125\text{kPa}$ .

$K$  = Factor por banda de octava en la tabla.

$C$  = Incremento de NWS debido a la frecuencia de paso.

$$f_p = \frac{(\# \text{aspas})(vRPM)}{60} \quad \text{(EC: 2.29)}$$

**Tabla 2.2 Valor k para ventiladores (según Graham).**

Tipo de rotor	diámetro	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	C
Airfoil, curvada o inclinada hacia atrás (Fig. 11.7)	sobre 0.75m	80	80	79	77	76	71	63	55	3
	inferior a 0.75m	84	86	84	82	81	76	68	60	3
Radial modificada (Fig. 11.9)	sobre 1.0m	93	90	88	88	83	78	75	74	5
	inferior a 1.0m	96	95	93	93	88	83	80	79	5
Radial, de presión tipo A, B, C y D (Fig. 11.10)	sobre 1.0m	93	87	90	87	85	80	78	77	8
	entre 1 a 0.5m	103	96	96	93	93	88	86	85	8
	inferior a 0.5m	111	105	106	98	92	87	86	81	8
Radial, tipo E (Fig. 11.10)	sobre 1.0m	98	94	90	87	83	78	75	74	7
	inferior a 1.0m	101	106	100	91	88	85	80	86	7
Curvada hacia adelante (Fig. 11.6)	todos	95	91	86	81	76	73	71	68	2
Axial con guías (Fig. 11.2)	sobre 1.0m	87	84	86	87	85	82	80	70	6
	inferior a 1.0m	85	87	91	91	91	89	86	80	6
Tubo Axial (Figura 11.3)	sobre 1.0m	89	87	91	89	87	85	82	75	7
	inferior a 1.0m	88	89	95	94	92	91	85	83	7
Hélice (Figura 11.4)	todos	96	93	94	92	90	90	88	86	5

**Fuente: Ruido Fundamentos y Control.<sup>11</sup>**

<sup>11</sup> GERGES Ph. D., Samir, Ruido fundamentos y control, Primera edición en español, Florianópolis, 1998, pág. 438

## 2.6 FILTROS Y RESONADORES.

Un control del ruido eficaz es enfrentar al problema directamente en la fuente. Otra alternativa es tratar de controlar el ruido en la vía de propagación, es decir en el medio que une a la fuente con el receptor. Si se elige esta vía se pueden utilizar las siguientes estrategias para reducir el ruido generado por la fuente:

- **Materiales absorbentes:** La energía acústica incidente se disipa en forma de calor, disminuyendo también la intensidad del frente reflejado.
- **Control Reactivo:** En este criterio se busca encontrar las resonancias en los dispositivos usados, como resonadores de Helmholtz y cámaras de expansión, produciendo cambios en la impedancia.
- **Control Activo:** Consiste en atenuación por cancelaciones generando una señal semejante desfasada 180 grados. Esto se logra generalmente con unidades electroacústicas

## 2.7 MATERIALES ABSORBENTES.

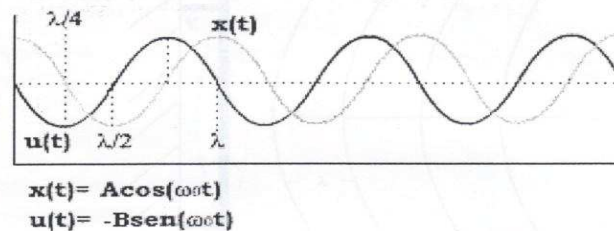
En los materiales absorbentes se produce roce entre las partículas del aire y las paredes de los poros del material, obteniendo una disipación térmica de la energía acústica. Es esencial que el material absorbente permita el paso del aire a través de él para obtener mayor superficie de fricción y por lo tanto una mayor disipación de energía.

Los materiales porosos se caracterizan con el coeficiente de absorción, que es una relación entre la energía acústica que se absorbe y la energía acústica que llega al material. Este coeficiente varía según la frecuencia y direccionalidad de la señal incidente. Ver Anexo 1.

El absorbente alcanza su mayor efectividad en las frecuencias cuyo  $\lambda/4$  es menor o igual al espesor del material. En la Figura 2.8 ya que la velocidad máxima de

las partículas del sonido que inciden sobre el material, se encuentran a una distancia  $\lambda/4$  de la pared reflectante. Por lo tanto a menor frecuencia se necesitará un mayor espesor del material.

Figura 2.8 Gráfica de desplazamiento y velocidad de una onda.



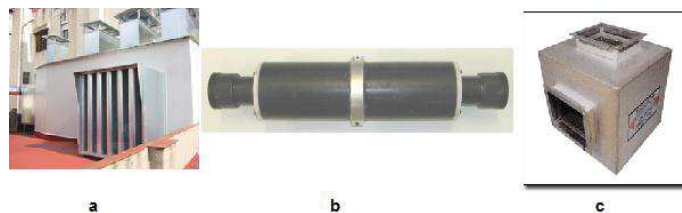
Fuente: Guía de Acústica arquitectónica<sup>12</sup>

## 2.8 SILENCIADORES.

Un silenciador es un instrumento acústico utilizado para reducir el ruido que genera una fuente permitiendo la circulación de aire. Los silenciadores son los dispositivos muy utilizados debido a su gran rendimiento y funcionalidad, en los cuales se distinguen los siguientes tipos:

- Resistivos.(Figura 2.9a)
- Reactivos.(Figura 2.9b)
- Dispersivos.(Figura 2.9c)

Figura 2.9 Tipos de Silenciadores



Fuente: Internet.<sup>13</sup>

<sup>12</sup> Carreño, Yolanda, Guía de acústica arquitectónica.

<sup>13</sup> a. [http://www.willich.com.ar/aislaciones\\_acusticas/silenciadores.html](http://www.willich.com.ar/aislaciones_acusticas/silenciadores.html)  
 b. <http://www.upv.es/ingmec/Ruido/silenciadores.htm>  
 c. [http://www.tradekorea.com/product-detail/P00033281/Plenum\\_chamber\\_Silencer.html](http://www.tradekorea.com/product-detail/P00033281/Plenum_chamber_Silencer.html)



## 2.8.1 INDICADORES DE ATENUACIÓN.

### 2.8.1.1 PÉRDIDA POR INSERCIÓN. (IL)

Es la diferencia entre dos niveles de presión sonora, tomadas en el mismo punto en el espacio, antes y después de que el silenciador es insertado.<sup>14</sup>

$$IL = LP_1 - LP_2 \quad (\text{EC 2.30})$$

**Donde:**

$LP_1$  = NPS medido en algún punto en el espacio sin silenciador.

$LP_2$  = NPS medido en el mismo punto con el silenciador insertado.

### 2.8.1.2 PÉRDIDA POR TRANSMISIÓN. (TL)

Es la relación entre la potencia sonora incidente en el silenciador y la potencia transmitida por el silenciador.<sup>15</sup>

### 2.8.1.3 REDUCCIÓN DEL RUIDO. (NR)

Reducción de ruido es la diferencia entre el nivel de presión sonora medido en el lado de la fuente de un silenciador y el nivel de presión sonora medido en el lado receptor.<sup>16</sup>

$$NR = LP_1 - LP_2 \quad (\text{EC 2.31})$$

**Donde:**

$LP_1$  = NPS medido en el lado fuente del silenciador.

$LP_2$  = NPS medido en el lado receptor del silenciador.

---

<sup>14,15,16</sup>BELL, Lewis and Douglas, INDUSTRIAL NOISE CONTROL FUNDAMENTALS AND APPLICATIONS, segunda edición, Marcel Dekker, Inc. New York, 1994, page. 276

Los resultados pueden expresarse en un ancho de banda, generalmente desde los 125 Hz. a los 8 kHz. en banda de octava, esto para determinar visualmente, el sector del espectro donde se obtiene una mayor atenuación.

### 2.8.2 SILENCIADORES RESISTIVOS.

Consisten en un ducto circular o rectangular cuyas paredes internas están revestidas por material absorbente. Este silenciador tiene como característica principal la absorción del sonido que atraviesa el ducto, a través de los materiales porosos y fibrosos que conforman los baffles del silenciador. Es muy efectivo en altas frecuencias.

Para este tipo de dispositivo se han propuesto muchos métodos válidos para su diseño, los cuales pueden predecir teóricamente la atenuación que proporcionan.

Un método simplificado es el planteado por Sabine, que considera únicamente la absorción del material y la longitud del silenciador. La atenuación está dada por la siguiente ecuación:

$$AT = 10 a \log e = 4,34a \quad (\text{EC 2.32})$$

En este criterio simplemente se consideran las ondas planas, con inexistencia de reflexiones en la superficie del ducto. Considerando ondas reflejadas y ondas transversales se tiene:

$$AT = 1,05\alpha^{1,4} \left( \frac{D_e}{S} \right) \quad (\text{EC 2.33})$$

**Donde:**

$\alpha$ = Coeficiente de absorción del material

$D_e$ = Perímetro del revestimiento interno

$S$ = Área de sección transversal sin revestimiento

La ecuación anterior tiene las siguientes restricciones:<sup>17</sup>

1. El largo  $L$  debe estar entre  $50 \geq l \geq 15 \text{ cm}$
2. La razón entre la altura y el ancho debe estar de 1 a 2.
3. La velocidad de flujo debe ser  $\leq 15 \text{ m/s}$
4. El coeficiente de absorción del material debe ser:  $\alpha \leq 0,8$

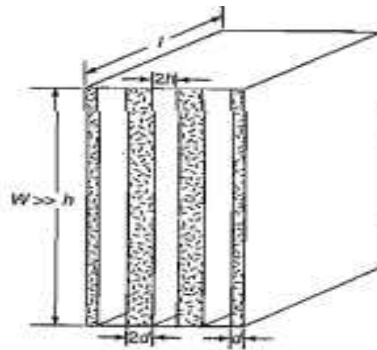
István L. Ver, en su libro “Noise and Vibration Control Engineering, Principles and Applications”, proponen gráficas en las que se analiza la sección libre al flujo en el silenciador y la característica absorbente del material. Ver Anexo 2

Se debe respetar la condición de onda plana la que nos dice que la sección libre debe ser menor o por lo menos igual a una longitud de onda de la frecuencia incidente.

$$2h < \lambda \quad (\text{EC 2.34})$$

$$f < \frac{c}{2h} \quad (\text{EC 2.35})$$

**Figura 2.10 Dimensiones silenciador resistivo.**



Fuente: Noise and Vibration Control<sup>18</sup>

**Donde:**

$2h$  = Espacio libre al paso del flujo

$2d$  = Espesor de los paneles de material absorbente.

$W$  = Alto del silenciador

$l$  = Largo del silenciador

<sup>17</sup> GERGES Ph. D., Samir, Ruido fundamentos y control, Primera edición en español, Florianópolis, 1998, pág. 332

<sup>18</sup> VER, Itsvan; BERANEK, Leo; Noise and Vibration Control Engineering Principles and applications, second edition, Ney Jersey, John Wiley & Soons, 2006, pag. 312.

### 2.8.3 SILENCIADORES REACTIVOS.

Los silenciadores reactivos consisten generalmente en una o más cámaras de expansión en las que, a través del paso del sonido, la atenuación se logra mediante reflexiones que provocan la destrucción del frente de onda<sup>19</sup>.

En este grupo de silenciadores están las cámaras de expansión, simples y múltiples, que son simplemente un ducto que cambia bruscamente su sección transversal, en incremento, para luego volver a tomar la sección transversal anterior, esta relación entre las dimensiones de la sección expandida y la de tamaño normal, son las que se deben sintonizar para obtener mayor atenuación en una frecuencia.

En este caso no se hablará de una atenuación producto de la disipación en calor, sino la resultante de una reacción entre las señales incidentes y reflejadas<sup>20</sup>

Esta cámara actúa como un filtro rechaza-banda, el cual sintoniza una frecuencia central para atenuar, relacionando el TL directamente con las dimensiones de la cámara con la siguiente ecuación.

$$TL = 10 \cdot \log \left[ \cos^2 \left( \frac{\pi f}{2 f_n} \right) + \frac{1}{4} \left( m + \frac{1}{m} \right)^2 \cdot \sin^2 \left( \frac{\pi f}{2 f_n} \right) \right] \quad (\text{EC 2.36})$$

**Donde:**

$m$  = Es la relación entre secciones  $S_2/S_1$

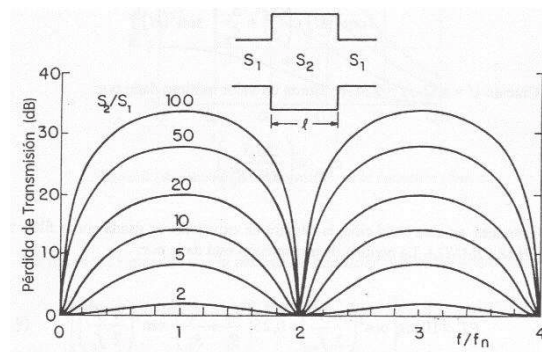
$f_n$  = Es la frecuencia de sintonía, calculada mediante  $f = \frac{c}{4l}$ ;  $f = \frac{c}{4l}$  (EC 2.37)

$l$  = Es el largo de la cámara

---

<sup>19</sup>BELL, Lewis and Douglas, INDUSTRIAL NOISE CONTROL FUNDAMENTALS AND APPLICATIONS, segunda edición, Marcel Dekker, Inc. New York, 1994, pág. 302

Figura 2.11 Pérdida de Transmisión en cámaras de expansión simple



Fuente: Ruido Fundamentos y Control<sup>20</sup>

Como se observa en la ecuación, se logrará una atenuación mayor, maximizando el argumento del  $\sin^2$ , es decir:

$$\sin^2\left(\frac{\pi f}{2 f_n}\right) = 1 \quad (\text{EC 2.38})$$

$$kl = \frac{n\pi}{2} \therefore n = 1, 3, 5 \dots$$

Para seleccionar una frecuencia en específico, se logrará al sustituir  $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ , prediciendo cierto valor de atenuación, y obtendremos la relación de  $s_2/s_1$  y se deduce que la máxima atenuación se logra con un L máximo dado por:

$$l = \frac{n\pi}{4}$$

Por esto los picos de atenuación se dan también en sus armónicos impares, es decir:

$$l = \frac{\lambda}{4}, \frac{3\lambda}{4}, \frac{5\lambda}{4}, \frac{7\lambda}{4} \dots$$

La banda rechazada está dada en el siguiente rango de frecuencias:

$$\frac{0,5c}{2\pi f} \leq l \leq \frac{2,6c}{2\pi f} \quad (\text{EC 2.39})$$

<sup>20</sup>GERGES Ph. D., Samir, Ruido fundamentos y control, Primera edición en español, Florianópolis, 1998, pág. 373

El eje horizontal de la figura 2.15 muestra la relación entre la frecuencia central sintonizada y sus armónicos. Es una alternativa apropiada para combatir ruido en bajas frecuencias.

#### **2.8.4 SILENCIADORES DISPERSIVOS.**

En este tipo, el objetivo es reducir las velocidades de flujo de gas que naturalmente son altas, por ejemplo en turbinas y escapes neumáticos, es decir cambiando la velocidad de fase.

Cuando un flujo a gran velocidad ingresa en este tipo de silenciadores, llegan a una cámara de expansión y como consecuencia la velocidad disminuye abruptamente y sale a través de un panel perforado, son muy usados en neumática. Se pueden lograr moldeamientos combinados entre estos tres básicos, sumándose a estos, sistemas de protección impermeables, o mejoras en ductos de gas peligrosos con sistemas de detección de chispa para evitar percances.

#### **2.9 NÚMERO DE MACH.**

Es una relación adimensional que establece la relación entre la velocidad del objeto y la velocidad del sonido, dado por

$$M = \frac{V}{c} \quad (\text{EC 2.40})$$

Esta relación modifica la pérdida por inserción. Revisar el Anexo 3.

### 3 CAPÍTULO III.

#### 3.1 METODOLOGÍA.

##### *Diseño*

Se ha definido como fuente sonora un ventilador centrífugo. Las características de la fuente se describen en el ítem 4.1.1. A partir de las especificaciones de la fuente se calculó la frecuencia de paso del ventilador (EC: 2.29) y se realizó una medición para obtener el espectro de ruido, para determinar las frecuencias de diseño de los silenciadores y el valor de atenuación esperado.

Se diseñaron silenciadores aplicando la teoría anteriormente expuesta, para ser acoplados a un ducto que conduce un flujo de aire producido por el ventilador.

##### *Medición.*

Una vez construidos los diseños, se evaluaron los resultados de la atenuación acústica provista y los parámetros de caída de presión y velocidad de flujo.

##### *Comprobación.*

Se analizan los valores obtenidos en la fase teórica con los datos obtenidos de experiencias in-situ, tanto de atenuación provocada, efecto de caída de presión, y el cambio de la velocidad de flujo.

## 4 CAPÍTULO IV

### 4.1 DISEÑO DE LOS PROTOTIPOS DE SILENCIADORES.

Para el diseño de los dispositivos silenciadores estableceremos algunas bases que definen el problema a solucionar:

- a. Análisis del origen y naturaleza del ruido.

El ventilador centrífugo tiene una frecuencia de paso calculada y medida alrededor de los 330 Hz. Además contiene una importante componente de ruido, producto del comportamiento eléctrico del motor, en los 60 Hz. Los silenciadores se diseñarán para controlar el ruido generado por el flujo de aire. Para el caso de controlar el ruido mecánico se proponen otras soluciones como encierros. Si en el espectro de ruido se encuentran frecuencias críticas puntuales, estas se podrán tratar con silenciadores reactivos (por ejemplo una cámara de expansión simple) diseñados en dicha frecuencia. Además se propone la construcción de un silenciador resistivo para atenuar medias y altas frecuencias.

- b. Definidos los tipos de silenciadores a evaluar, se realizó su diseño de acuerdo a los modelos teóricos. No se utilizaron herramientas como modelado en software o modelamiento matemático, con el fin de valorar la precisión de la teoría.
- c. Luego de la construcción de los silenciadores, se valoró su comportamiento considerando resultados de la pérdida de carga y atenuación. Mediante mediciones con y sin el silenciador se observaron las variaciones en el espectro de frecuencias
- d. Se presentarán las conclusiones respectivas del uso exclusivo de la teoría como herramienta para el diseño de silenciadores.



#### 4.1.1 FUENTE SONORA.

Se trata de un ventilador centrífugo eléctrico de la Figura 4.1, tiene las características proporcionadas por el fabricante en la Tabla 4.1

Tabla 4.1

Marca	Electric Blower
Tamaño	4"
Velocidades	1
Voltaje AC	110 V
Amperaje	5 A
Frecuencia	60 Hz.
# aspas	6
RPM	3000 / 3600

Fuente: Especificaciones dadas en la carcasa de la fuente sonora

Con el número de aspas y la velocidad de funcionamiento, se obtiene la frecuencia de paso. Para calcular la frecuencia tomaremos un valor medio entre los valores indicados, este será 3300 RPM.

Aplicando (EC: 2.29)

$$f_p = \frac{(\# \text{ aspas})(vRPM)}{60}$$

$$f_p = \frac{(6)(3300)}{60}$$

$$f_p = 330 \text{ Hz.}$$

Como se explica en la base teórica, para las frecuencias bajas es una buena opción la cámara de expansión, por lo tanto este será el primer modelo diseñado.

Figura 4.1 Ventilador centrífugo



Fuente: Autor.

#### 4.1.2 CÁMARA DE EXPANSIÓN SIMPLE.

Para el diseño de este silenciador se determinó una atenuación de 30 dB:

- $f_n = 330 \text{ Hz}$ .
- $TL = 30 \text{ dB}$ .

Aplicando la fórmula (EC 2.36), definiendo a  $m = \frac{S_2}{S_1}$  que es la relación entre las secciones transversales de la cámara de expansión, se tiene:

$$30 = 10 \cdot \log \left[ 0 + \frac{1}{4} \left( m + \frac{1}{m} \right)^2 \cdot 1 \right]$$

$$4 \cdot 10^3 = m^2 + 2 + \frac{1}{m^2}$$

$$0 = m^4 + 2m^2 - 4000m^2 + 1$$

$$0 = m^4 - 3998m^2 + 1$$

$$0 = p^2 - 3998p + 1$$

$$p_1 = 0 \quad p_2 = 3998 \quad \therefore m \cong 63$$

Para obtener la atenuación establecida, la sección transversal de la cámara debe ser 63 veces más grande que el ducto inicial. La boca de la fuente del flujo tiene un diámetro de 10,75 cm.<sup>21</sup>

$$s_1 = 9,08 \times 10^{-3} m^2$$

$$m = \frac{S_2}{S_1}$$

$$63 = \frac{S_2}{9,08 \times 10^{-3} m^2}$$

$$S_2 = 0,57 m^2$$

Por facilidad de construcción se escogió que la sección de expansión sea un rectángulo (Figura 4.2), Por lo tanto:

$$x \cdot y = 0,57 m^2$$

$$\frac{x}{y} = \varphi = 1,618$$

Esta última ecuación corresponde al número fi  $\varphi$ , (constante). Esta relación es también utilizada en la construcción de cajas acústicas. Minimizando la formación de resonancias debido a que no crea en los lados del rectángulo dimensiones múltiples una de otra.

Dadas estas condicionantes las dimensiones del silenciador resultan de la siguiente manera.

$$x \cdot \frac{x}{1,618} = 0,57 m^2$$

$$x = 0,96 m. = 96 cm$$

$$y = \frac{0,57 m^2}{0,96 m}$$

$$y = 0,59 m = 59 cm.$$

---

<sup>21</sup>En los datos de la fuente se especifican al diámetro de 4 in. Esta medida no es exacta y se la midió obteniendo el resultado expuesto.

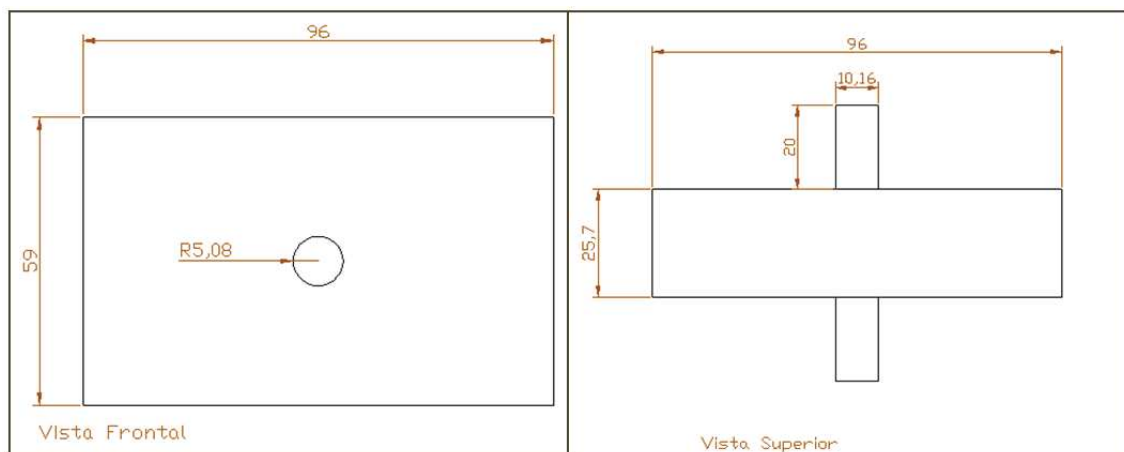
En este silenciador, la frecuencia de diseño determina el largo de la cámara de expansión, mediante la ecuación (EC: 2.37)

$$l = \frac{c}{4 \cdot f_n} = \frac{340 \frac{m}{s}}{4 \cdot 330 \frac{1}{s}} = 0,257m = 25,7cm.$$

Con este último valor calculado, se establece el rango de frecuencias donde el silenciador tiene un desempeño máximo, aplicando la ecuación (EC. 2.39), El rango es:

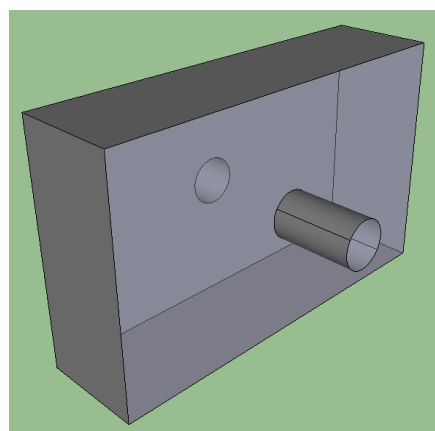
$$105,3 \text{ Hz.} \leq f \leq 547,4 \text{ Hz}$$

**Figura 4.2 Dimensiones (cm.) de la cámara de expansión diseñada.**



**Fuente: Autor.**

**Figura 4.3 Esquema de la cámara de expansión diseñada.**



**Fuente: Autor.**

### 4.1.3 SILENCIADOR RESISTIVO.

El siguiente diseño es un silenciador de baffles paralelos como muestra la Figura 4.4, el cual tendrá las siguientes características

Los baffles serán móviles para poder variar el material y también su grosor. Retirando los baffles se obtiene una cámara de expansión simple. Constará de tapas que al cerrarse minimizará las fugas de aire.

#### Silenciador Resistivo ( $f_0=2\text{Khz}$ ; 50%)

El primer modelo de este silenciador se sintonizará en 2kHz, aplicando la ecuación (EC: 2.35) para obtener las dimensiones.

$$f = \frac{c}{2h}$$

$$h = \frac{c}{2f}$$

$$h = \frac{\frac{340m}{s}}{2 * \frac{2000}{s}} = 0.085m = 8,5cm.$$

Luego se define una relación entre el espacio cubierto de material absorbente y el espacio para el paso del aire ( $d/h$ ), se plantea una relación de 50%, gráficamente en la Figura 4.4a.

El largo del baffle cubierto por material absorbente será de 1 metro, debido a las dimensiones de las planchas perforadas que cubren el material

#### Silenciador Resistivo ( $f_0= 3\text{Khz}$ ; 33%)

El efecto del cambio de dimensiones sobre la frecuencia de diseño, se aplica la Figura 4.4b, se consigue de la siguiente manera.

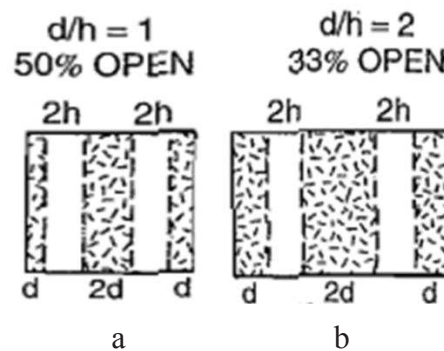
$$4h + 4d = 68 \text{ cm}$$

$$\frac{d}{h} = 2$$

$$\therefore h = 5,7 \text{ cm}$$

$$d = 11,4 \text{ cm}$$

Figura 4.4 Representación de sección abierta



Fuente: Noise and Vibration Control.<sup>22</sup>

Con esto, la frecuencia de diseño es:

$$f = \frac{c}{2h}$$

$$f = \frac{340 \text{ m/s}}{2 * 5,6 \text{ cm}} * \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 2982,5 \text{ Hz.}$$

Al retirar los bafles y colocar tapas, se obtiene un cambio de sección abrupta y así se tiene otra cámara de expansión, la cual se sintoniza aplicando la fórmula (EC. 2.38) con una frecuencia natural de 74,78 Hz, y a la vez estableciendo un nuevo rango de frecuencias de atenuación, aplicando la ecuación (EC. 2.39), Así. El rango es:

$$23,2 \text{ Hz.} \leq f \leq 122,3 \text{ Hz}$$

S<sub>2</sub> corresponderá a la sección de la carcasa donde se ubican los bafles, según las dimensiones esto es:

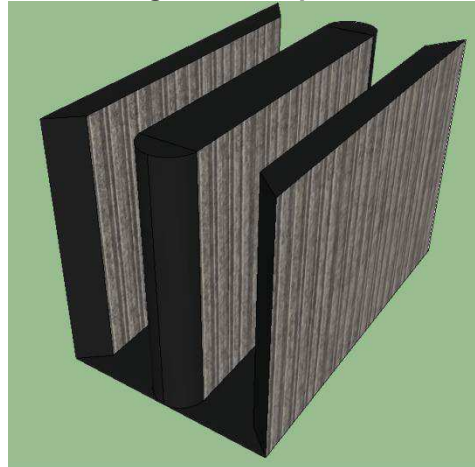
$$0,8 \text{ m} \times 0,68 \text{ m} = 0,54 \text{ m}^2$$

<sup>22</sup>VER, István; BERANEK, Leo; Noise and Vibration Control Engineering Principles and applications, second edition, Ney Jersey, John Wiley & Sons, 2006, pág. 319

Aplicando la relación entre  $s_1$  y  $s_2$  en este caso  $m=60$ , pues  $s_1$  se mantiene

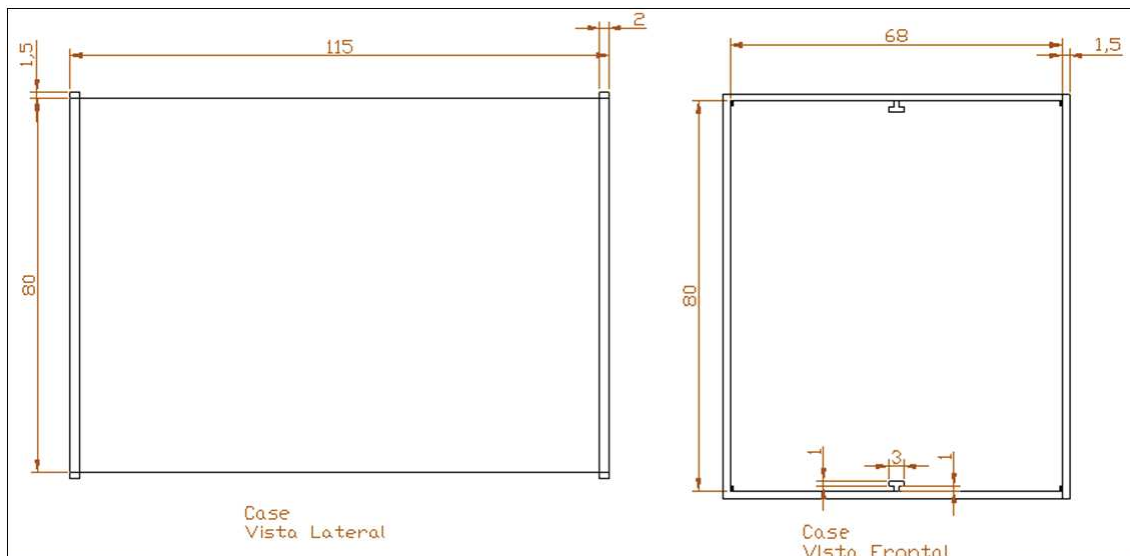
Las dimensiones finales de este diseño se presentan en las Figuras 4.6 a la 4.9.

**Figura 4.5 Esquema del silenciador tipo resistivo**



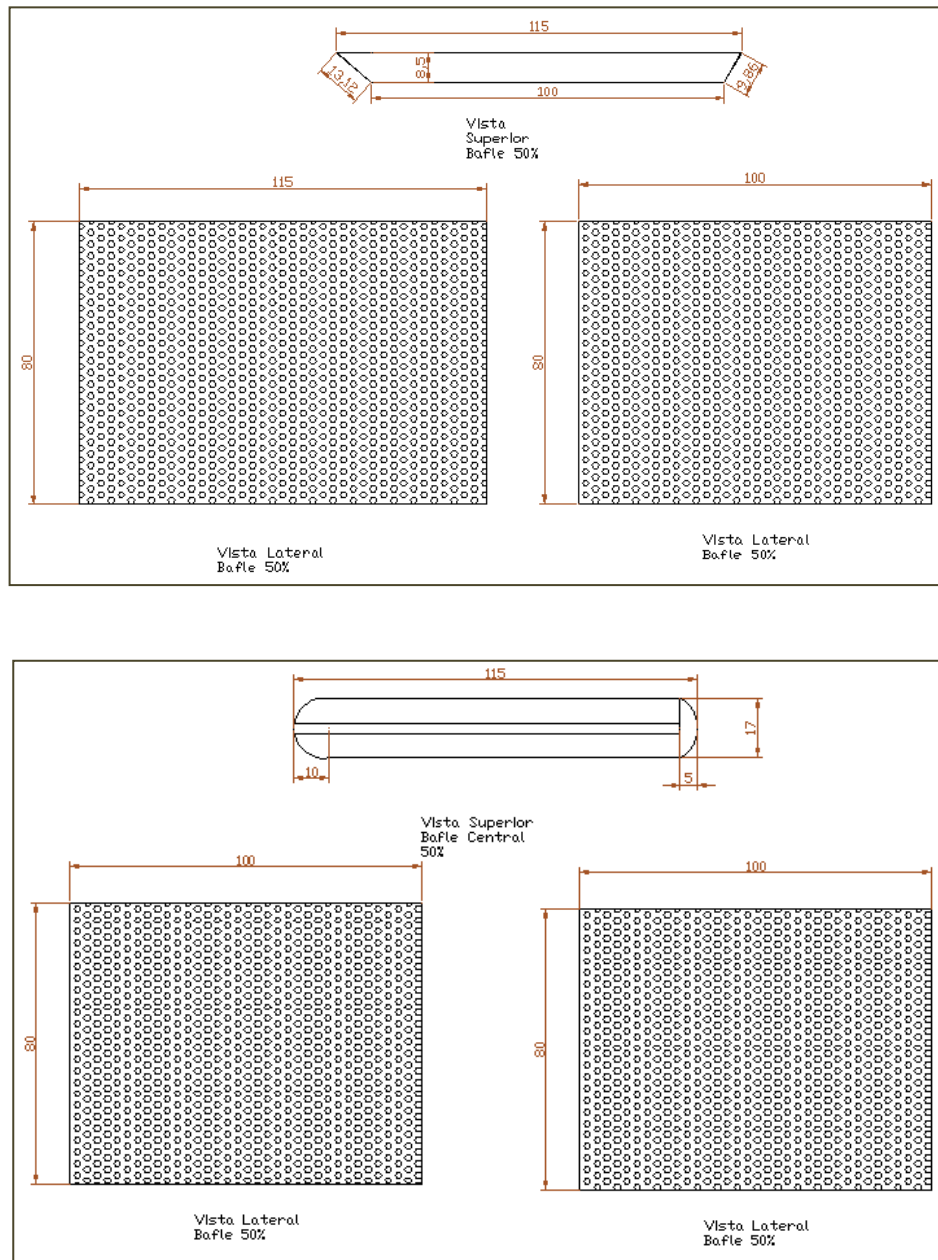
Fuente: Autor.

**Figura 4.6 Dimensiones (cm.) de la carcasa del silenciador resistivo diseñado.**



Fuente: Autor.

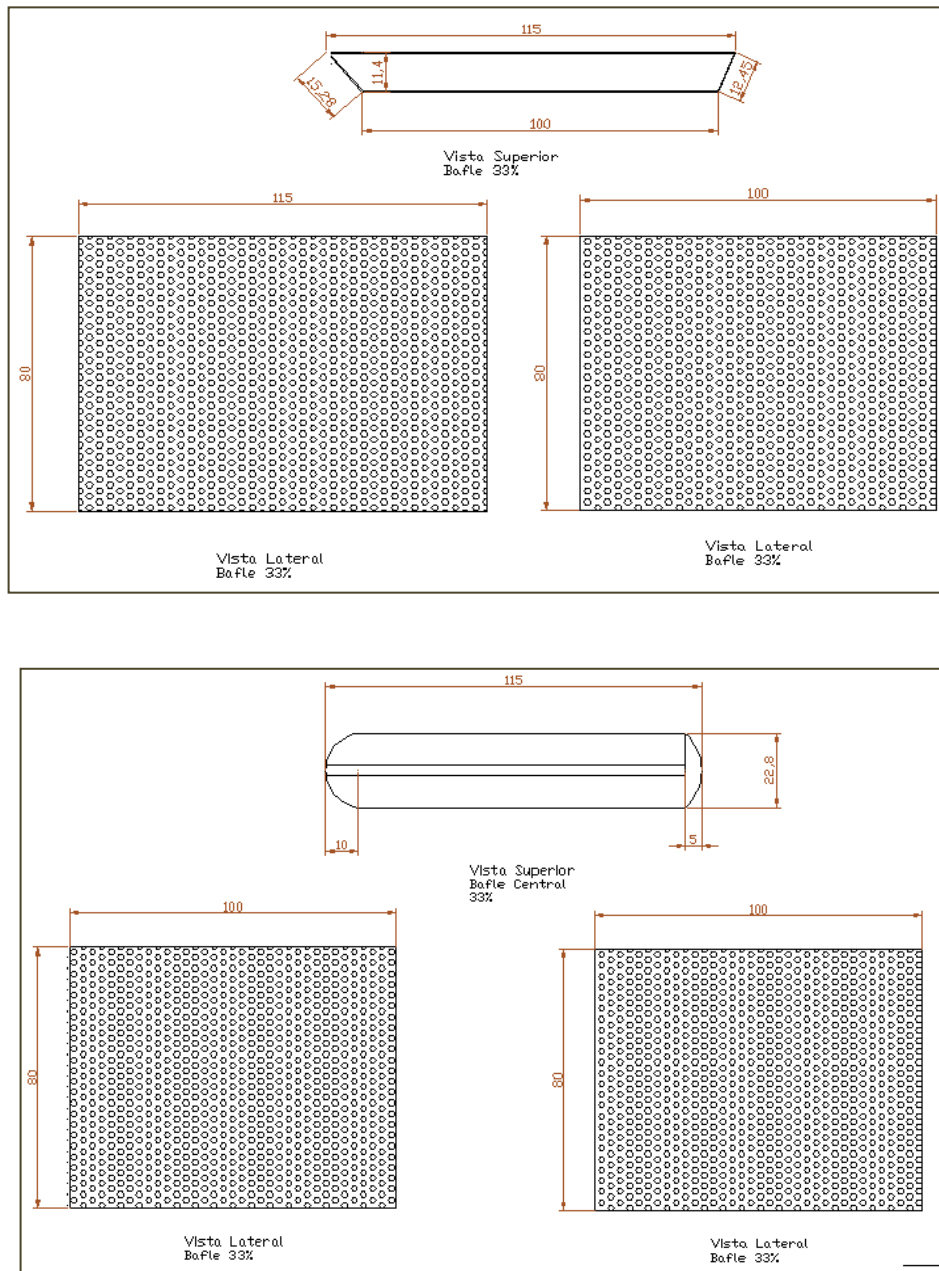
**Figura 4.7 Dimensiones (cm.) de los paneles absorbentes (50%) del silenciador resistivo diseñado.**



**Fuente: Autor.**

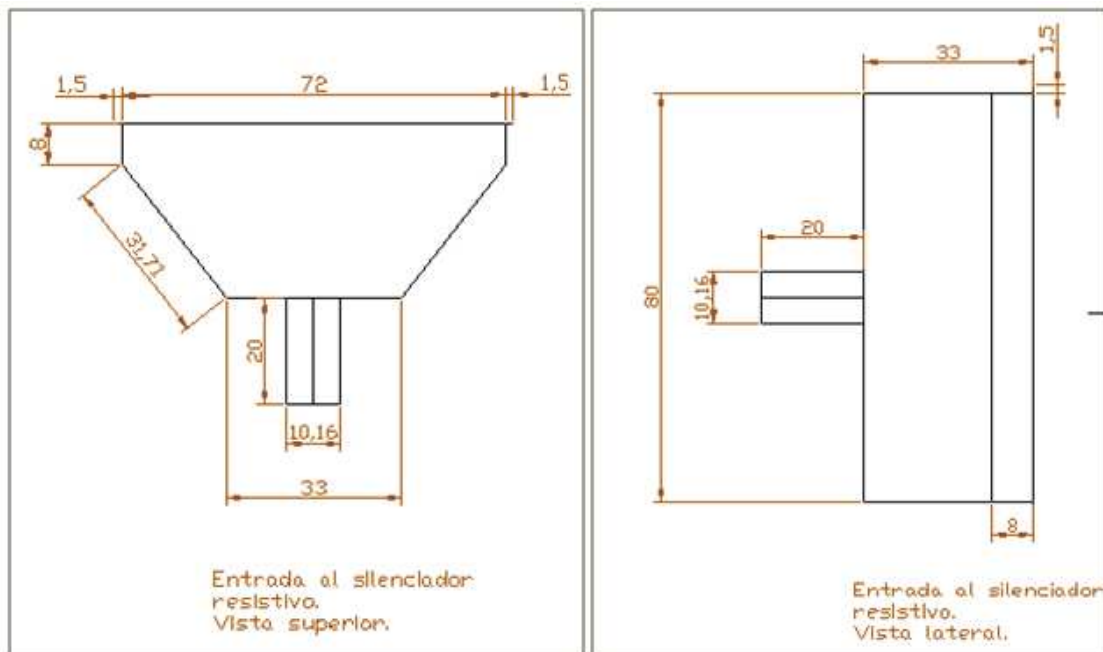
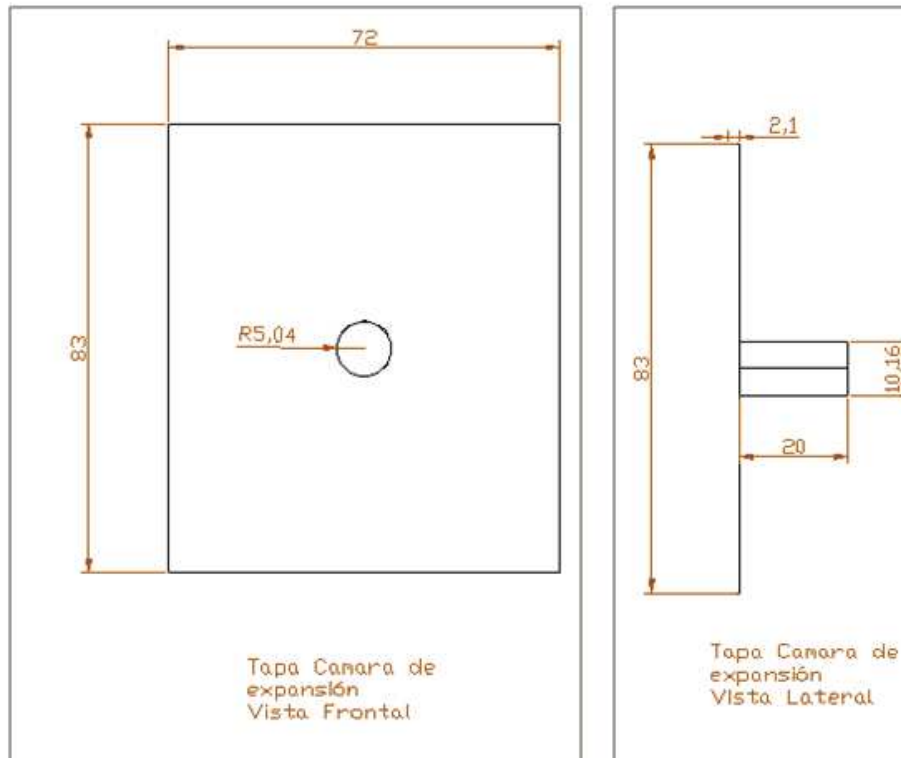


**Figura 4.8 Dimensiones (cm.) de los paneles absorbentes (33%) del silenciador resistivo diseñado.**



**Fuente: Autor.**

Figura 4.9 Dimensiones (cm.) de las tapas.



Fuente: Autor.

## 4.2 DISEÑO DE LA CAIDA DE PRESIÓN.

Para predecir la caída de presión (EC. 2.26) y (EC. 2.27), y los coeficientes de la Tabla 2.1, obteniendo así los siguientes resultados teóricos:

Para el silenciador Resistivo  $f_0 = 2000$  Hz. con paso libre 50 %:

**Tabla 4.2**

Toma Abierta	
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	1,1800
Velocidad (m/s)	23,4400
K ENT	0,0250
K EX	0,1750
K F	0,0125
Perímetro (cm)	210,3400
Superficie.(cm <sup>2</sup> )	2720,0000
Largo (m)	1,0000
<b>Caída de presión.</b> <b>Pa.</b>	<b>65,1465</b>

Fuente: Autor.

**Tabla 4.3**

Toma Cerrada.	
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	1,1800
Velocidad (m/s)	9,7200
K ENT	0,0250
K EX	0,1750
K F	0,0125
Perímetro (cm)	210,3400
Superficie.(cm <sup>2</sup> )	2720,0000
Largo (m)	1,0000
<b>Caída de presión.</b> <b>Pa.</b>	<b>11,2023</b>

Fuente: Autor.

Para el silenciador Resistivo  $f_0 = 3000$  Hz con paso libre 33 %:

**Tabla 4.4**

Toma Abierta	
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	1,1800
Velocidad (m/s)	23,4400
K ENT	0,0170
K EX	0,0780
K F	0,0125
Perímetro (cm)	365,6000
Superficie.(cm <sup>2</sup> )	1824,0000
Largo (m)	1,0000
<b>Caída de presión.</b> <b>Pa.</b>	<b>31,6079</b>

Fuente: Autor.

**Tabla 4.5**

Toma Cerrada.	
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	1,1800
Velocidad (m/s)	9,7200
K ENT	0,0170
K EX	0,0780
K F	0,0125
Perímetro (cm)	365,6000
Superficie.(cm <sup>2</sup> )	1824,0000
Largo (m)	1,0000
<b>Caída de presión.</b> <b>Pa.</b>	<b>5,4352</b>

Fuente: Autor.

### **4.3 MATERIALES.**

El material utilizado es tol de 0,9 mm. La selección de este material se la hizo debido a su durabilidad, se le aplicará tratamiento y pintura antioxidante.

Para los baffles se ha seleccionado planchas de tol perforado, con dos propósitos, la protección del material absorbente que irá dentro de los baffles, y además permitir el paso del aire al interior del baffle.

Para las tapas de los silenciadores también se utilizó tol de 0,7 mm, con empaques de caucho para acoplarlos reduciendo el efecto de fuga de aire.

## 5 CAPÍTULO V.

### 5.1 EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DISEÑADOS.

En este capítulo se presentarán los valores obtenidos de cada parámetro predicho en el anterior capítulo. Los parámetros medidos en resumen son:

- Atenuación por bandas de 1/3 de octava (AT)
- Pérdida por Inserción (IL)
- Caída de presión ( $\Delta P$ )

#### 5.1.1 MEDICIÓN DE LA ATENUACIÓN POR BANDA Y PÉRDIDA POR INSERCIÓN.

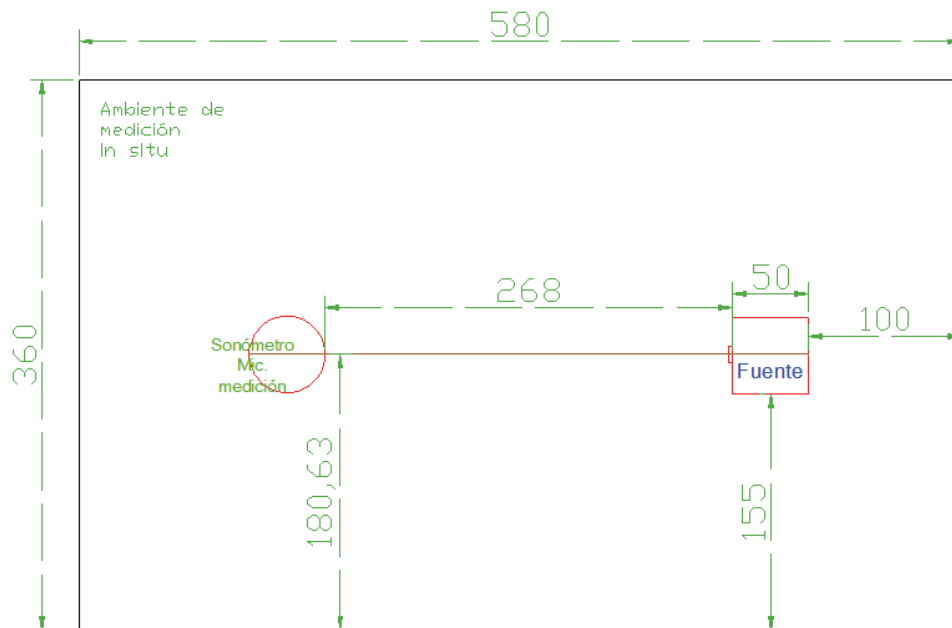
El método utilizado para medir los niveles de atenuación de cada silenciador se realizó de acuerdo a la norma ISO 11820:1996 que se resume en el Anexo 4. Las mediciones in situ, se realizaron en un ambiente cerrado, de dimensiones 360x580x250 cm.

La fuente brindaba la posibilidad de variar su caudal, esto se lograba al abrir o cerrar la toma de aire. Las mediciones de nivel de presión sonora se las hizo en las dos condiciones extremas, es decir la toma totalmente abierta y totalmente cerrada.

Los resultados más representativos se lograron con la toma de aire totalmente abierta, localizando la fuente a una distancia prudente de los instrumentos de medición, como se muestran a continuación:

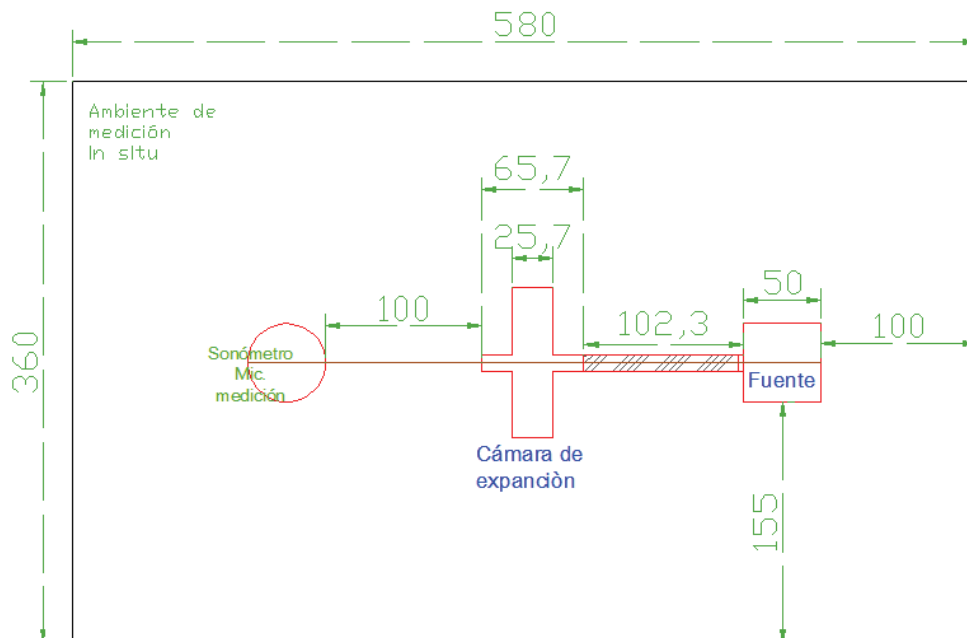
Los puntos de medición se detallan en las Figuras 5.1 a la Figura 5.4

**Figura 5.1 Ubicación de los equipos para las mediciones de NPS de la fuente.**



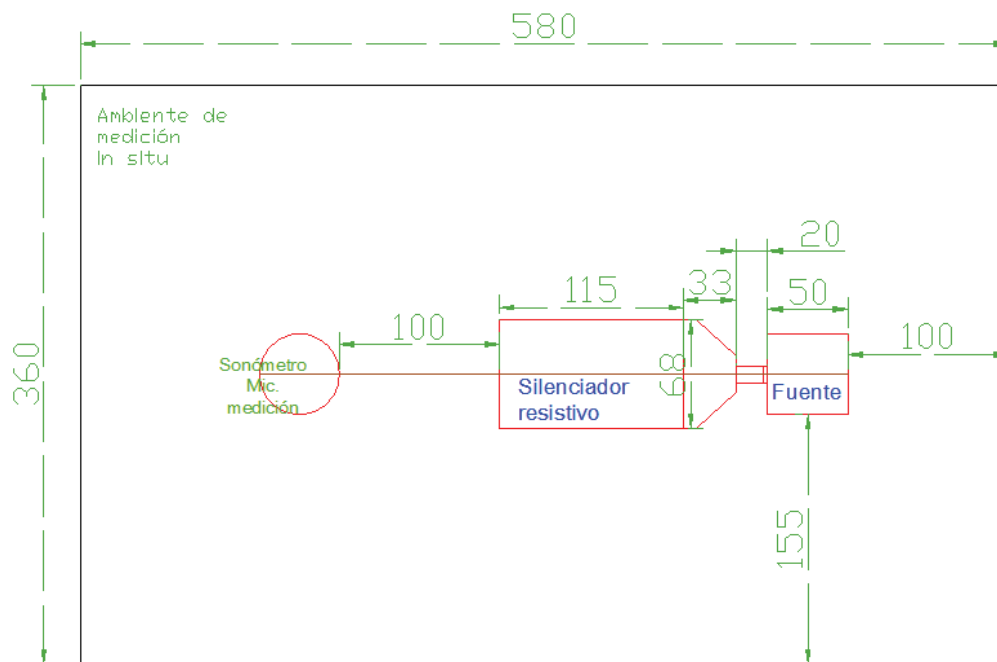
Fuente: Autor.

**Figura 5.2 Ubicación de los equipos para las mediciones de NPS insertada la cámara de expansión 330 Hz.**



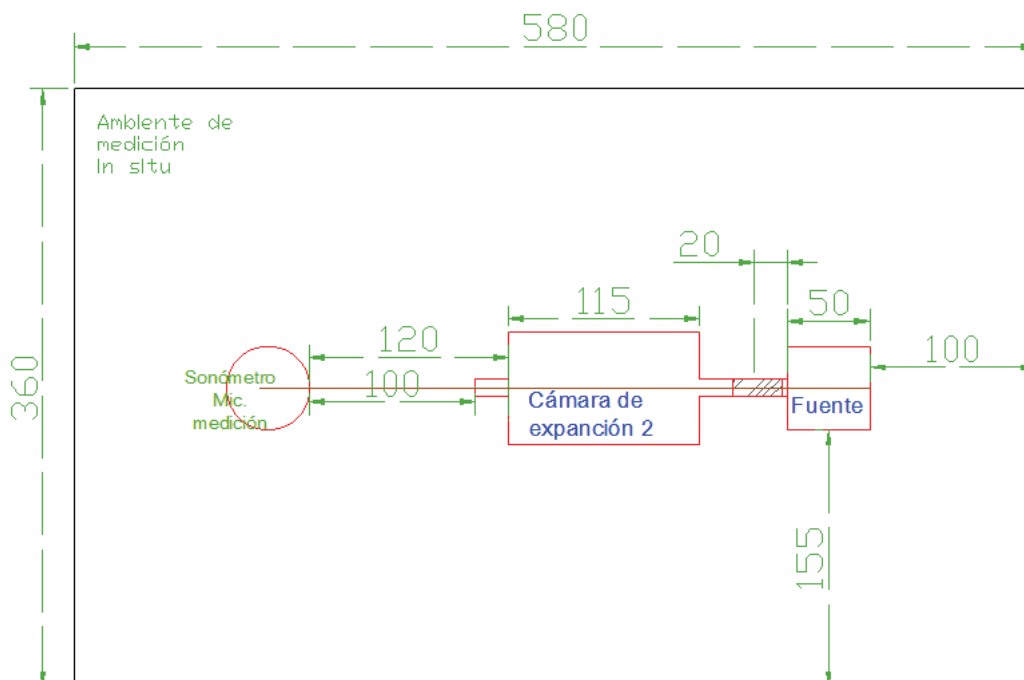
Fuente: Autor.

**Figura 5.3 Ubicación de los equipos para las mediciones de NPS acoplado el silenciador resistivo en sus combinaciones.**



**Fuente: Autor.**

**Figura 5.4 Ubicación de los equipos para las mediciones de NPS acoplada la cámara de expansión 74,78 Hz.**



**Fuente: Autor.**

### 5.1.2 EVALUACIÓN DEL RUIDO DE LA FUENTE (VENTILADOR CENTRÍFUGO).

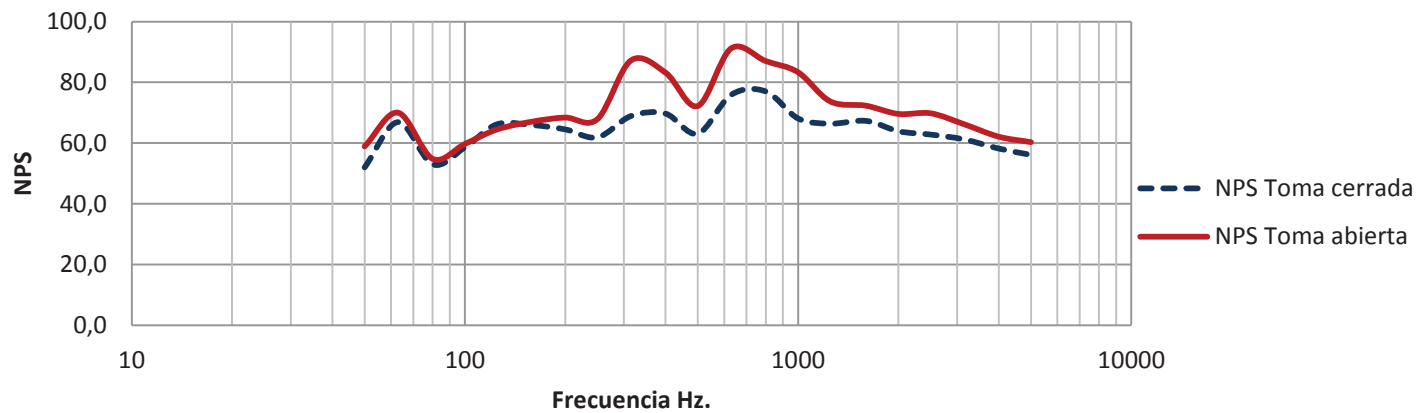
A continuación se presentan los resultados de medir el NPS de la fuente sin inserción de silenciador alguno, con la toma de aire abierta (línea continua) y cerrada (línea cortada). También se incrementa el nivel total del ruido en casi 13 dB. Como se predijo en el punto 4.2, la frecuencia de álabe, el primer valor pico se encuentra en las bandas de 315 y 400 Hz.

**Tabla 5.1**

NPS de la Fuente.																						
Frec. Hz.	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	NPS TOTAL
NPS Toma cerrada	52,0	66,9	53,0	58,6	66,2	65,9	64,5	61,9	68,9	69,7	63,1	75,9	77,0	68,1	66,4	67,3	63,9	62,8	61,2	58,2	56,1	<b>81,7</b>
NPS Toma abierta	58,9	70,0	54,8	59,7	64,5	67,1	68,4	67,9	87,2	83,2	72,2	91,2	87,0	83,3	73,7	72,3	69,6	69,8	66,2	62,1	60,3	<b>94,6</b>

**Gráfico 5.1**

**NPS de la Fuente.**





### 5.1.3 EVALUACIÓN DE LA ATENUACIÓN BRINDADA POR LOS SILENCIADORES.

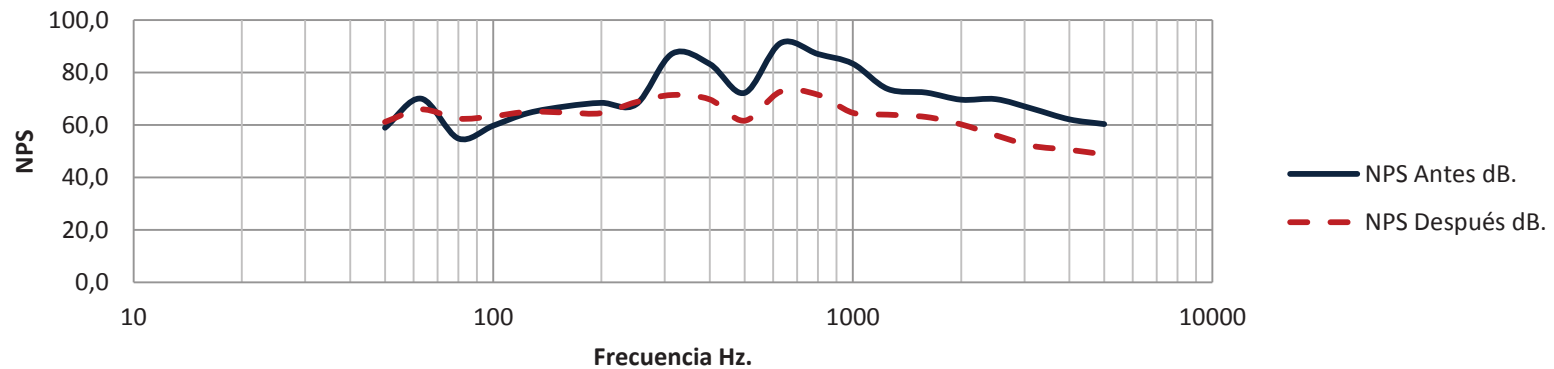
La tabla y gráfico 5.2 presentan los valores NPS medidos antes y después de la inserción del silenciador tipo cámara de expansión, sintonizada en 330 Hz. Se puede observar su mejor desempeño en medias y altas frecuencias, a partir de los 315 Hz. Obteniendo un pico de atenuación en los 630 Hz.

**Tabla 5.2**

CÁMARA DE EXPANSIÓN 330Hz																						
Frec. Hz.	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	NPS TOTAL
NPS Antes dB.	58,9	70,0	54,8	59,7	64,5	67,1	68,4	67,9	87,2	83,2	72,2	91,2	87,0	83,3	73,7	72,3	69,6	69,8	66,2	62,1	60,3	94,6
NPS Después dB.	61,1	65,9	62,4	63,3	65,0	64,7	64,5	68,7	71,4	69,7	61,6	72,7	71,5	64,6	63,9	63,0	60,2	56,0	52,0	50,5	48,7	79,6
AT Medido dB.	-2,2	4,1	-7,6	-3,6	-0,5	2,4	3,9	-0,8	15,8	13,5	10,6	18,5	15,5	18,7	9,8	9,3	9,4	13,8	14,2	11,6	11,6	

**Gráfico 5.2**

### Atenuación cámara de expansión.

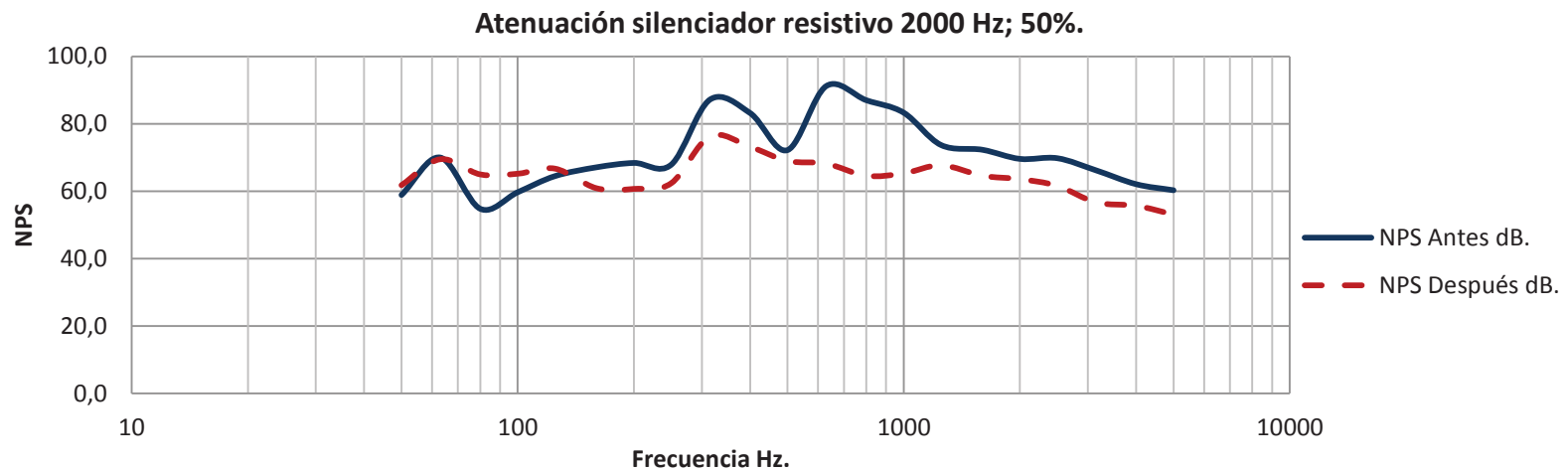


Los valores de 5.3 presentan los valores NPS medidos antes y después de la inserción del silenciador resistivo con una sección transversal absorbente del 50% y aplicado a 2000Hz. Se puede observar su mejor desempeño en medias y altas frecuencias, a partir de los 315 Hz. Obteniendo un pico de atenuación en los 1000 Hz, una octava menos de lo esperado.

**Tabla 5.3**

SILENCIADOR RESISTIVO $f_0=2000$ Hz. 50%.																						
Frec. Hz.	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	NPS TOTAL
NPS Antes dB.	58,9	70,0	54,8	59,7	64,5	67,1	68,4	67,9	87,2	83,2	72,2	91,2	87,0	83,3	73,7	72,3	69,6	69,8	66,2	62,1	60,3	94,6
NPS Después dB.	61,8	69,5	65,0	65,2	66,7	60,9	60,7	62,4	76,3	73,2	69,0	68,2	64,6	65,3	67,7	64,6	63,6	61,6	56,7	55,7	53,1	80,9
AT Medido dB.	-2,9	0,5	-10,2	-5,5	-2,2	6,2	7,7	5,5	10,9	10,0	3,2	23,0	22,4	18,0	6,0	7,7	6,0	8,2	9,5	6,4	7,2	

**Gráfico 5.3**

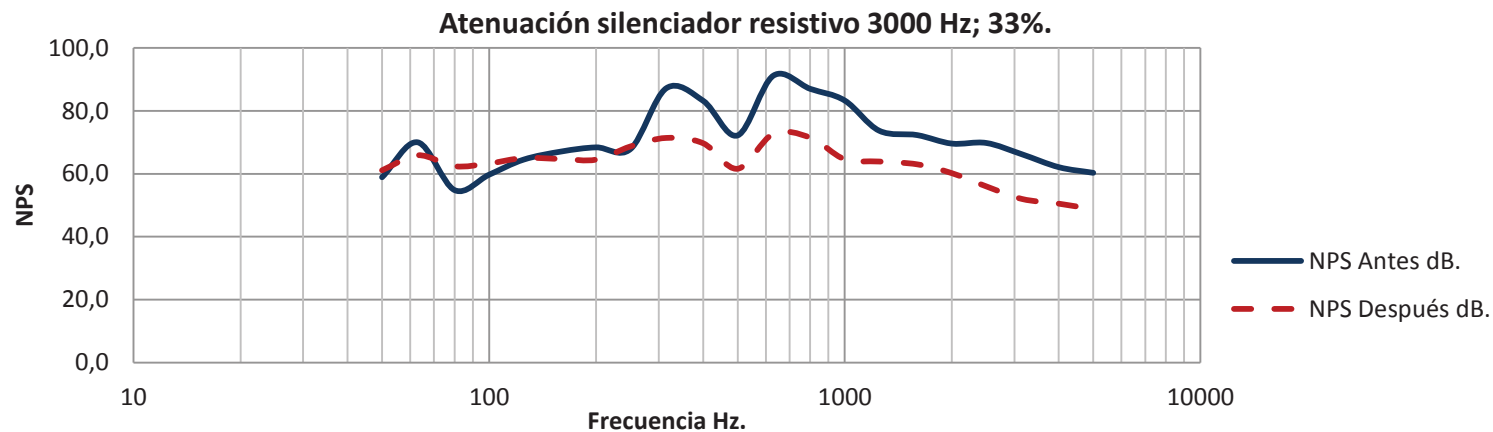


Los valores de 5.4 presentan los valores NPS medidos antes y después de la inserción del silenciador resistivo con una sección transversal cubierta del 33% sintonizado cerca de los 3000 Hz. Se puede observar su mejor desempeño en medias y altas frecuencias, a partir de los 160 Hz. Obteniendo un pico de atenuación entre los 1000 Hz y 1250 Hz.

**Tabla 5.4**

SILENCIADOR RESISTIVO $f_0=3000$ Hz. 33%.																						
Frec. Hz.	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	NPS TOTAL
NPS Antes dB.	58,9	70,0	54,8	59,7	64,5	67,1	68,4	67,9	87,2	83,2	72,2	91,2	87,0	83,3	73,7	72,3	69,6	69,8	66,2	62,1	60,3	94,6
NPS Después dB.	58,3	67,4	59,2	64,3	65,8	57,5	58,9	62,9	71,9	70,4	66,5	66,2	62,7	63,9	67,2	65,1	63,2	61,3	56,1	53,9	51,6	78,4
AT Medido dB.	0,6	2,6	-4,4	-4,6	-1,3	9,6	9,5	5,0	15,3	12,8	5,7	25,0	24,3	19,4	6,5	7,2	6,4	8,5	10,1	8,2	8,7	

**Gráfico 5.4**

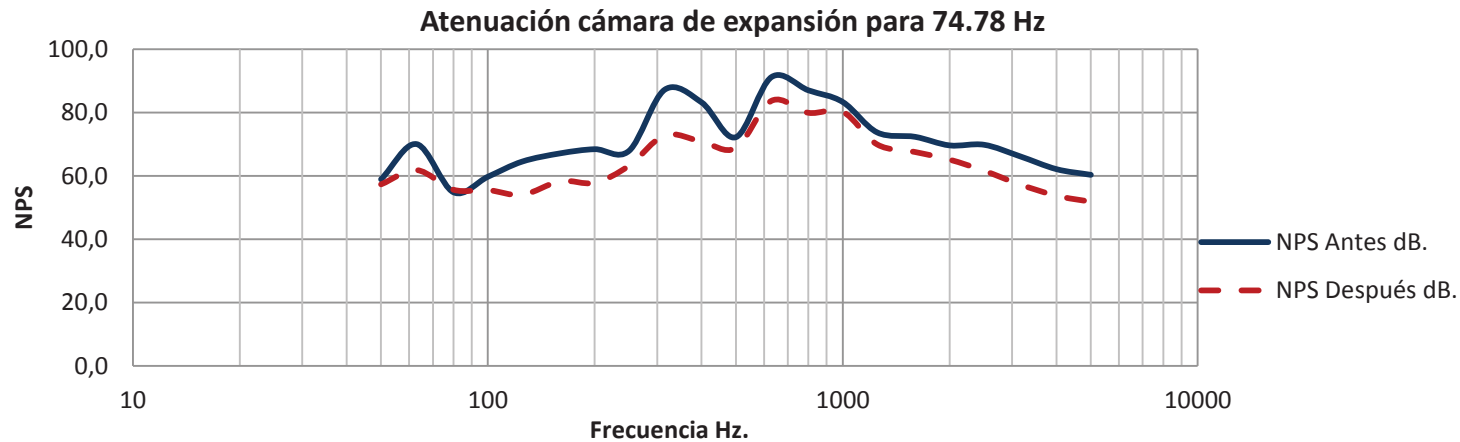


Los valores de 6.5 presentan los valores NPS medidos antes y después de la inserción del silenciador tipo cámara de expansión que se forma al retirar los baffles. Desde, los 500 Hz casi no se determina atenuación, hasta los 2000 Hz. Donde se registra una leve atenuación.

**Tabla 5.5**

CÁMARA DE EXPANSIÓN 74.78 Hz.																						
Frec. Hz.	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	NPS TOTAL
NPS Antes dB.	58,9	70,0	54,8	59,7	64,5	67,1	68,4	67,9	87,2	83,2	72,2	91,2	87,0	83,3	73,7	72,3	69,6	69,8	66,2	62,1	60,3	94,6
NPS Después dB.	57,3	61,8	55,6	55,5	54,0	58,3	57,8	63,2	72,8	70,8	68,8	83,7	79,9	80,2	69,9	67,5	65,1	61,6	57,3	53,7	51,8	87,0
AT Medido dB.	1,6	8,2	-0,8	4,2	10,5	8,8	10,6	4,7	14,4	12,4	3,4	7,5	7,1	3,1	3,8	4,8	4,5	8,2	8,9	8,4	8,5	

**Gráfico 5.5**



#### 5.1.4 MEDICIÓN DE LA CAIDA DE PRESIÓN.

Para la valoración de esta característica del silenciador se usó un manómetro diferencial como el descrito en la Figura 2.4 y se aplica la ecuación (EC: 2.25), siendo el manómetro el de la Figura 5.5

Figura 5.5 Manómetro diferencial.



Fuente: Autor.

Con el uso del manómetro diferencial se tomó la lectura de la distancia desplazada en altura del fluido líquido en el tubo, se utilizó agua, obteniendo así los valores de caída de presión en Pa. Para cada silenciador.

Tabla 5.6

Caída de presión			
Dispositivo		Condición	Pa.
Silenciadores Resistivos	50%	T.A	<b>58,79</b>
		T.C.	<b>9,80</b>
	33%	T.A	<b>63,69</b>
		T.C.	<b>19,60</b>
Cámaras de expansión	330 Hz	T.A	<b>29,40</b>
		T.C.	<b>9,80</b>
	74.78 Hz.	T.A	<b>48,99</b>
		T.C.	<b>9,80</b>

T.A: Entrada de aire abierta

T.C: Entrada de aire cerrada.

## 6 CAPÍTULO VI.

### 6.1 COMPARACIÓN ENTRE LOS RESULTADOS ESPERADOS Y MEDIDOS DE IL.

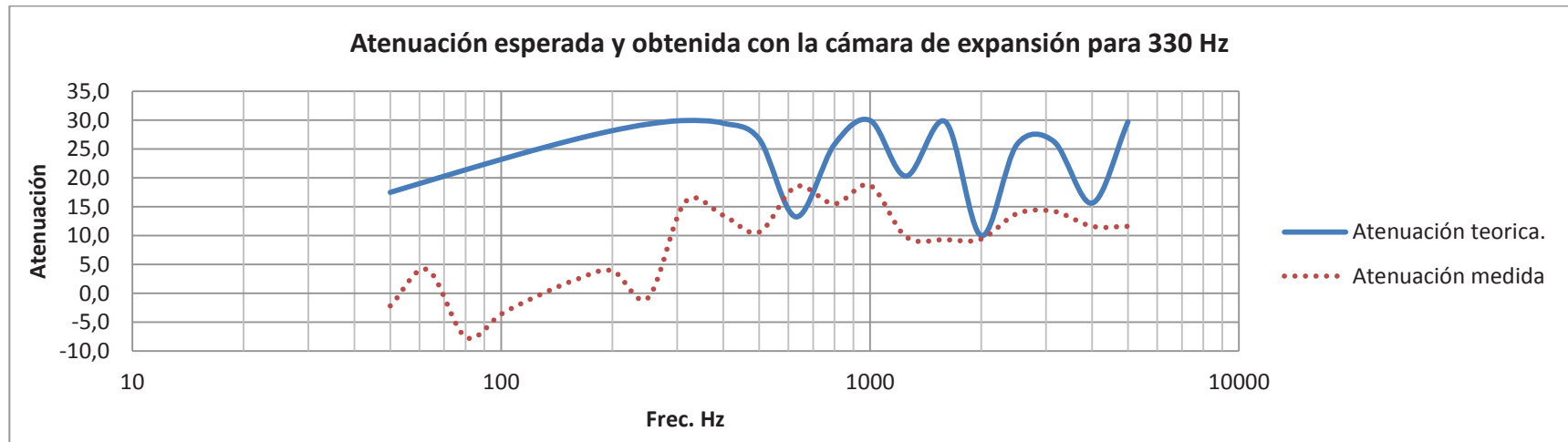
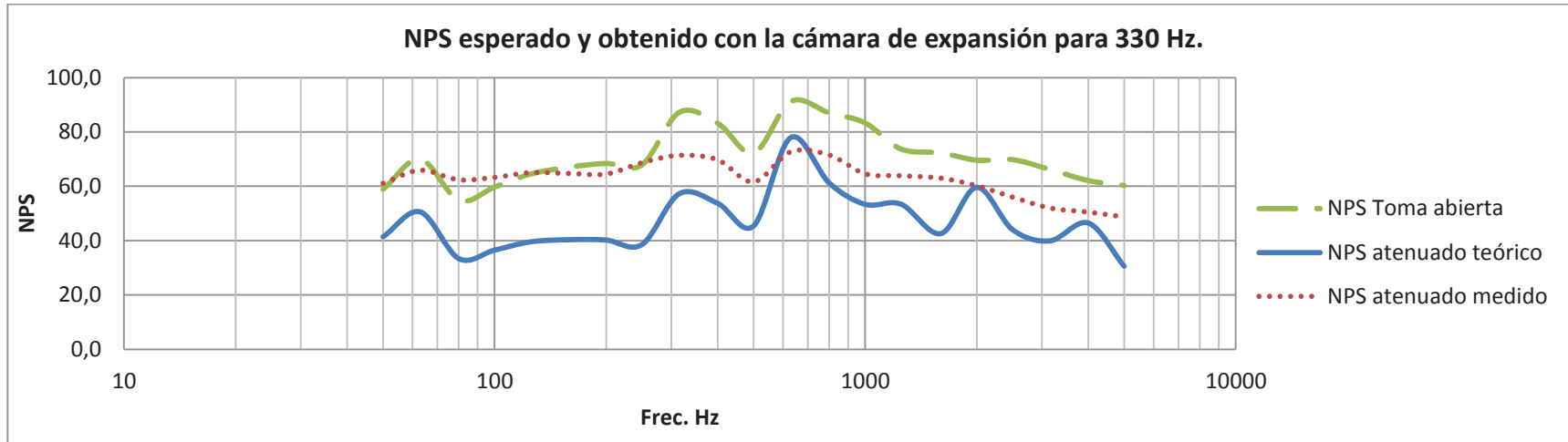
#### 6.1.1 CÁMARA DE EXPANSIÓN PARA 330 Hz.

Se observa que la menor diferencia se localiza en la banda de la frecuencia de diseño (315 Hz.), una diferencia negativa en la banda de su primer armónico impar (1000 Hz.), y resultados muy cercanos en la banda de su tercer armónico impar (2000 Hz.), repitiéndose el patrón de diferencias mínimas en los armónicos impares superiores. Observar el Gráfico 6.1

**Tabla 6.1 Comparación de resultados de la cámara de expansión simple para 330 Hz.**

Cámara de expansión para 330 Hz.																						
Frec. Hz.	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	IL TOTAL
NPS Toma abierta	58,9	70,0	54,8	59,7	64,5	67,1	68,4	67,9	87,2	83,2	72,2	91,2	87,0	83,3	73,7	72,3	69,6	69,8	66,2	62,1	60,3	94,6
Atenuación teórica.	17,5	19,4	21,4	23,2	24,9	26,8	28,2	29,3	29,9	29,5	26,8	13,2	25,8	30,0	20,3	29,7	10,0	25,8	26,3	15,6	29,7	
NPS atenuado teórico	41,4	50,6	33,4	36,5	39,6	40,3	40,2	38,6	57,3	53,7	45,4	78,0	61,2	53,3	53,4	42,6	59,6	44,0	39,9	46,5	30,6	78,2
NPS atenuado medido	61,1	65,9	62,4	63,3	65	64,7	64,5	68,7	71,4	69,7	61,6	72,7	71,5	64,6	63,9	63	60,2	56	52	50,5	48,7	79,6
Atenuación medida	-2,2	4,1	-7,6	-3,6	-0,5	2,4	3,9	-0,8	15,8	13,5	10,6	18,5	15,5	18,7	9,8	9,3	9,4	13,8	14,2	11,6	11,6	15,0

Gráfico 6.1 Curvas de la Tabla 6.1



### 6.1.2 CÁMARA DE EXPANSIÓN PARA 74,78 Hz.

Son los resultados menos acertados, teniendo la menor diferencia en la banda de 315 Hz de casi 12 dB, mientras que en la frecuencia de diseño (80 Hz.) se presenta un ligero incremento en el nivel de ruido.

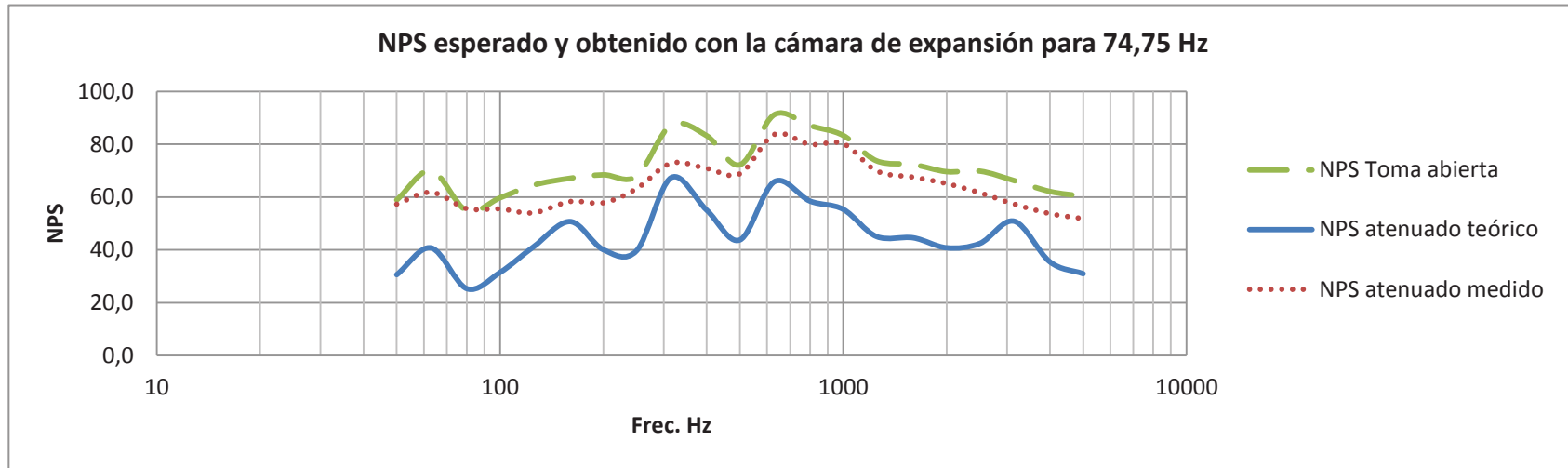
En la banda de 250 Hz no hay una atenuación notable, esto se debería al ruido generado por el silenciador.

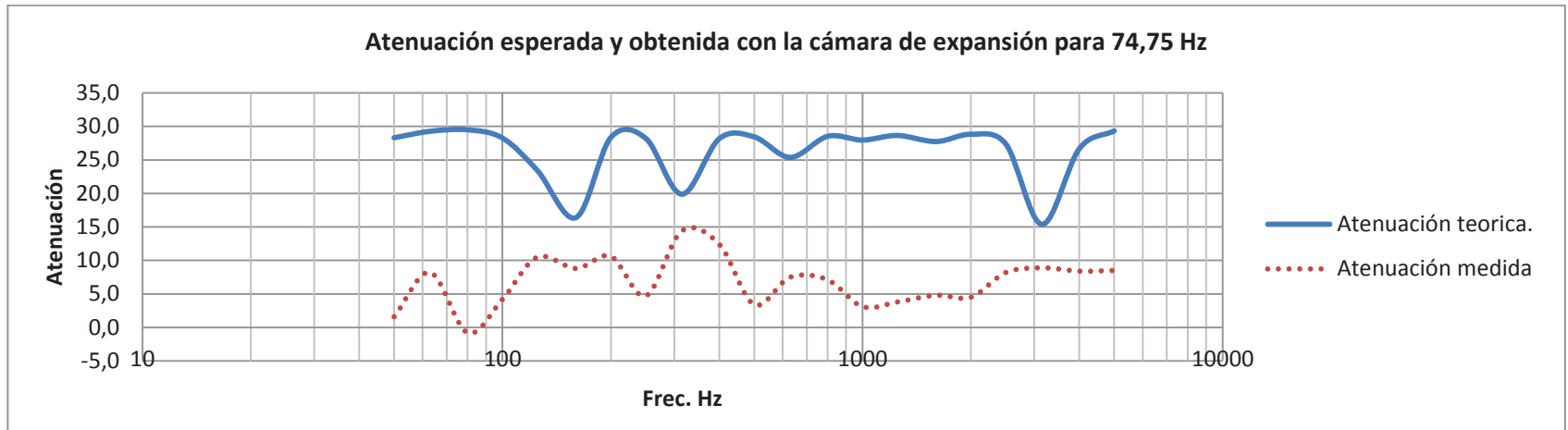
**Tabla 6.2 Comparación de resultados de la cámara de expansión simple para 74,78 Hz.**

Cámara de expansión para 74,78 Hz.																						
Frec. Hz.	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	IL TOTAL
NPS Toma abierta	58,9	70,0	54,8	59,7	64,5	67,1	68,4	67,9	87,2	83,2	72,2	91,2	87,0	83,3	73,7	72,3	69,6	69,8	66,2	62,1	60,3	94,6
Atenuación teórica.	28,3	29,3	29,5	28,3	23,4	16,4	28,4	28,2	19,9	28,2	28,4	25,4	28,5	28,0	28,6	27,7	28,8	27,4	15,4	26,7	29,3	
NPS atenuado teórico	30,6	40,7	25,3	31,4	41,1	50,7	40,0	39,7	67,3	55,0	43,8	65,8	58,5	55,3	45,1	44,6	40,8	42,4	50,8	35,4	31,0	70,4
NPS atenuado medido	57	62	56	56	54	58	58	63	73	71	69	84	80	80,2	69,9	67,5	65,1	61,6	57,3	53,7	51,8	87,0
Atenuación medida	1,6	8,2	-0,8	4,2	10,5	8,8	10,6	4,7	14,4	12,4	3,4	7,5	7,1	3,1	3,8	4,8	4,5	8,2	8,9	8,4	8,5	7,6



Gráfico 6.2 Curvas de la Tabla 6.2



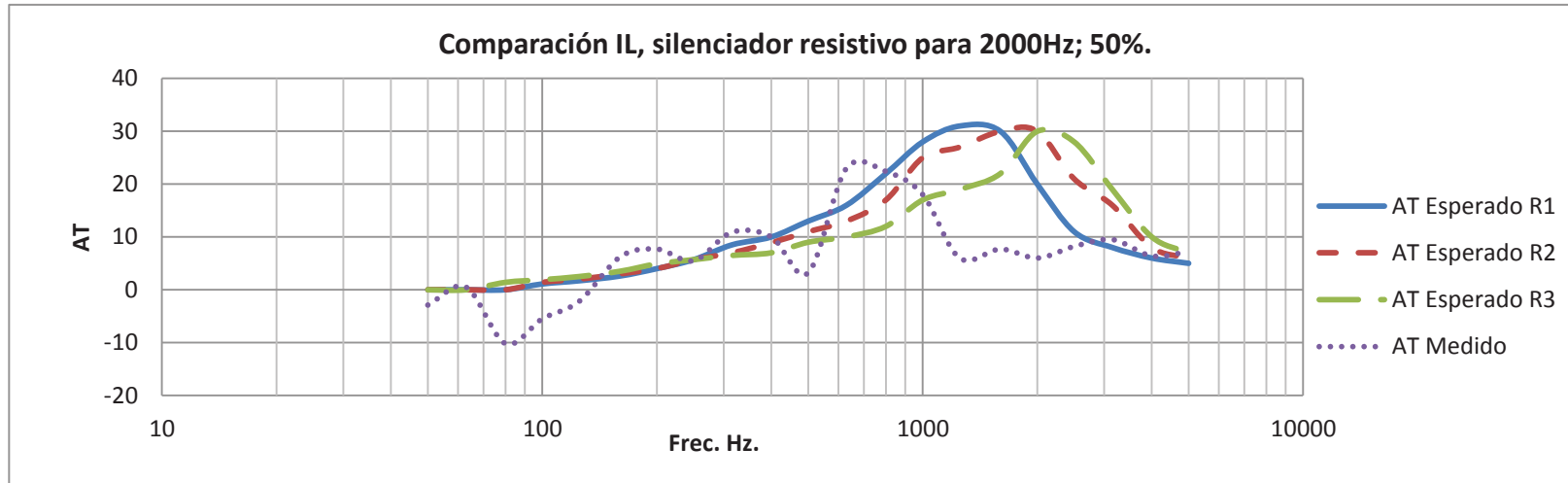


### 6.1.3 SILENCIADOR RESISTIVO PARA 2000 Hz; 50 %

**Tabla 6.3 Comparación de resultados del silenciador resistivo  $F_0=2000\text{Hz.}; 50\%$ .**

SILENCIADOR RESISTIVO $F_0=2000\text{Hz.}; 50\%$																					
Frec. Hz.	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000
AT Esperado R1	0	0	0	1,1	1,7	2,6	4	5,7	8,5	10	13	16	22	28	31	30	20	11	8	6	5
AT Esperado R2	0	0	0	1,4	2	3	4	5,7	7	8,9	11	13	17	25	27	30	30	21	16	8	6
AT Esperado R3	0	0	1,4	1,9	2,5	3,5	4,9	5,7	6,5	7	9	10	12	17	19	22	30	28	19	10	7
AT Medido	-2,9	0,5	-10	-5,5	-2,2	6,2	7,7	5,5	10,9	10	3,2	23	22,4	18	6	7,7	6	8,2	9,5	6,4	7,2
Diferencia R1	2,9	-0,5	10,2	6,6	3,9	-3,6	-3,7	0,2	-2,4	0	9,8	-7	-0,4	10	25	22,3	14	2,8	-1,5	-0,4	-2,2
Diferencia R2	2,9	-0,5	10,2	6,9	4,2	-3,2	-3,7	0,2	-3,9	-1,1	7,8	-10	-5,4	7	21	22,3	24	12,8	6,5	1,6	-1,2
Diferencia R3	2,9	-0,5	11,6	7,4	4,7	-2,7	-2,8	0,2	-4,4	-3	5,8	-13	-10	-1	13	14,3	24	19,8	9,5	3,6	-0,2

Gráfico 6.3 Curva de la Tabla 6.3



Se puede fijar un sector de mínimas diferencias en la banda de 250 y 400 Hz, posteriormente la curva medida se acerca levemente a lo predicho por la curva de atenuación R1, pero actuando sobre la octava inferior a la establecida en la curva modelo.

El comportamiento en altas frecuencias sigue el patrón de las curvas teóricas, pero igualmente distanciadas una octava, compradas con la curva R1.

Conducta similar presenta el silenciador diseñado para  $F_0=3000\text{Hz}$ ; 33%, con desplazamiento de una octava hacia abajo.

#### 6.1.4 SILENCIADOR RESISTIVO PARA 3000 Hz; 33 %

**Tabla 6.4 Comparación de resultados del silenciador resistivo  $F_0=3000\text{Hz.}; 33\%$ .**

SILENCIADOR RESISTIVO $F_0=3000\text{Hz.}; 33\%$																					
Frec. Hz.	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000
AT Esperado R1	0	0	1,6	2,2	3,2	4,2	5,2	7	10	13	16	20	22	25	28	22	17	13	10	8	6
AT Esperado R2	0	0	1,6	2	3,1	3,9	5	6,7	9	11	15	18	20	26	28	28	27	17	15	10	8
AT Esperado R3	0	0	1,6	2	3,1	3,9	5	6,7	7,5	7,2	10	12	13	18	20	22	30	27	21	16	9
AT Medido	0,6	2,6	-4,4	-4,6	-1,3	9,6	9,5	5	15,3	12,8	5,7	25	24,3	19,4	6,5	7,2	6,4	8,5	10,1	8,2	8,7
Diferencia R1	-0,6	-2,6	6	6,8	4,5	-5,4	-4,3	2	-5,3	0,2	10,3	-5	-2,3	5,6	21,5	14,8	10,6	4,5	-0,1	-0,2	-2,7
Diferencia R2	-0,6	-2,6	6	6,6	4,4	-5,7	-4,5	1,7	-6,3	-1,8	9,3	-7	-4,3	6,6	21,5	20,8	20,6	8,5	4,9	1,8	-0,7
Diferencia R3	-0,6	-2,6	6	6,6	4,4	-5,7	-4,5	1,7	-7,8	-5,6	4,3	-13	-11	-1,4	13,5	14,8	23,6	18,5	10,9	7,8	0,3

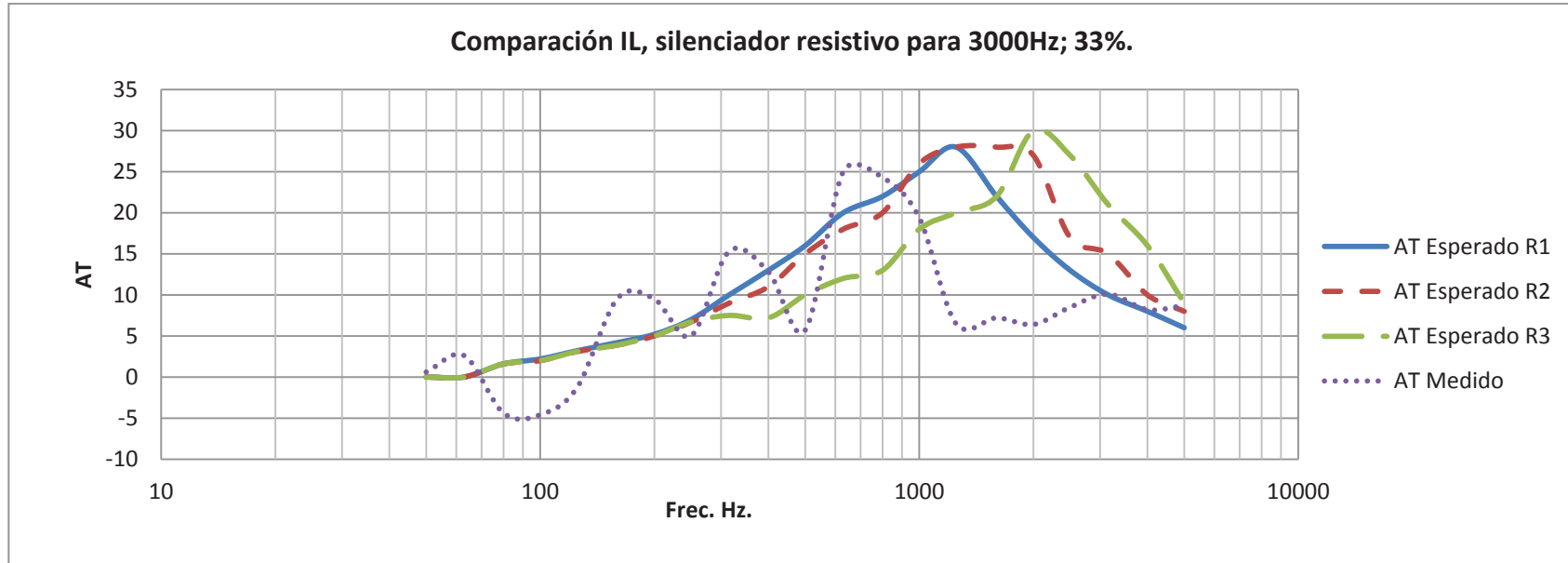
En los dos modelos de silenciadores resistivos, se presentan incrementos en el nivel de ruido en las bajas frecuencias, notablemente en las bandas de 80 Hz. a 160 Hz.

El silenciador resistivo para 3000 Hz, también asemeja su comportamiento con la curva R1, esto porque los bafles contienen el mismo material absorbente.

Igualmente la curva se ve desplazada en casi una octava hacia frecuencias bajas.

Se logró diferencias de IL muy cercanas a los valores esperados.

Gráfico 6.4 Curva de la Tabla 6.4



## 6.2 COMPARACIÓN ENTRE LOS RESULTADOS ESPERADOS Y MEDIDOS DE PÉRDIDA DE CARGA.

Tabla 6.5 Diferencias de Pérdida de Carga.

Caída de presión (Pa.)				
Dispositivo		Condición	Medición	Diseño
Silenciadores Resistivos	50%	T.A	<b>58,79</b>	<b>65,14</b>
		T.C.	<b>9,8</b>	<b>11</b>
Cámaras de expansión	33%	T.A	<b>63,69</b>	<b>31,6</b>
		T.C.	<b>19,6</b>	<b>5,4</b>
	330 Hz	T.A	<b>29,4</b>	--
		T.C.	<b>9,8</b>	--
	74.78 Hz.	T.A	<b>48,99</b>	--
		T.C.	<b>9,8</b>	--

No se diseñó caída de presión para las cámaras de expansión debido a que suele ser más baja que los silenciadores resistivos.

Los valores son cercanos, particularmente para el silenciador resistivo para 2000 Hz; 50%.

La caída de presión provocada por los silenciadores es muy baja, considerando que los silenciadores comerciales brindan una caída de aproximadamente 115 Pa.

## 7 CAPÍTULO VII

### 7.1 COSTOS DE CONSTRUCCIÓN.

El costo de la construcción e implementación del sistema de silenciamiento propuesto, se detalla en la tabla 7.1. Con valores de material a la fecha 22 de junio del 2010.

Los costos se diferencian de los silenciadores comerciales por su aplicación, en esta caso se trata de un dispositivo didáctico, en silenciadores instalados en condiciones operativas normales, se ocupan materiales más livianos y más resistentes a condiciones meteorológicas.

Tabla 7.1 Costos.

<b>Cantidad</b>	<b>Concepto</b>	<b>V. unitario</b>	<b>V. Total</b>
4	Tol 0.9 mm	26,50	106,00
2	Tol 0.7 mm	25,00	50,00
4	Lámina perforada 0,8mm x 5mm	38,50	154,00
7	Lana de vidrio con papel 610x24238, 5mm. Sab	3,39	23,73
7	Metros de empaque de caucho	0,30	2,10
1	Funda tornillos autorroscantes 1/2 x 8	0,50	0,50
1	Caja pernos con tuerca 3/16 x 1 1/2	1,00	1,00
1	3/4 de galón pintura sintética automotriz negra	18,00	18,00
1	Galón tiñer	5,00	5,00
1	Mano de obra	200,00	200,00
		<b>TOTAL</b>	<b>560,33</b>
		<b>IVA 12%</b>	<b>67,24</b>
		<b>A pagar</b>	<b>627,57</b>

Fuente: Autor.

## 8 CAPÍTULO VIII

### 8.1 CONCLUSIONES.

- Se diseñaron los distintos modelos de silenciadores únicamente aplicando métodos teóricos.
- Se midieron los niveles de atenuación (IL) en las frecuencias que exige la norma aplicada.
- Para la pérdida de carga se utilizó un tubo de Prandtl, partiendo de medir con este instrumento la velocidad de flujo, como lo sugiere la norma aplicada.
- La cámara de expansión sintonizada en 330 Hz, atenúa 15 dB menos que lo que el método teórico predice.
- La cámara de expansión para 330 Hz. maximiza su atenuación en la banda de la frecuencia de diseño, lo mismo sucede en sus frecuencias armónicas impares.
- Los silenciadores resistivos son los que mayor caída de presión y atenuación generan experimentalmente.
- El valor de IL en los silenciadores resistivos es similar entre lo esperado por el modelo teórico y el obtenido prototipo diseñado.
- No es fácilmente apreciable el comportamiento acústico en las frecuencias de diseño, sería mejor si se diseñan los dispositivos para la frecuencia central de la banda más cercana a la frecuencia de interés.
- El material absorbente utilizado se aproxima a la función del material descrito teóricamente como coeficiente de resistividad  $R_1$
- Al aumentar la velocidad de flujo, aumenta el rozamiento del aire en los baffles de los silenciadores resistivos, haciendo más efectivo el sistema.
- Las diferencias entre los resultados predichos y los obtenidos se pueden deber a varias causas como: rigidez del material, condiciones de medida, las condiciones ideales con las cuales se desarrolla la teoría.



- Las curvas desarrolladas por István L. Vér, (Anexo 2) se obtuvieron en condiciones más controladas (laboratorio), a esto se puede deber las diferencias entre los resultados obtenidos en los silenciadores resistivos.
- Los resultados obtenidos con la cámara de expansión adaptada, fueron los que menos se alejan de lo esperado.
- Se tiene altas componentes de ruido en los 60 Hz. Esto se puede tratar con otro tipo de soluciones acústicas.
- El cambio de velocidad en los silenciadores hace que el nivel de ruido se reduzca.
- Se logra una caída de presión aceptable, acorde con el nivel atenuado.
- El tamaño de los silenciadores diseñados puede no estar de acuerdo con el tamaño de la fuente.

## **8.2 RECOMENDACIONES.**

- Al ser los silenciadores una herramienta muy efectiva y de bajo costo al momento de solucionar problemas de ruido, es importante ahondar su estudio.
- El largo de la cámara de expansión para 330Hz, es pequeña comparado con las demás dimensiones, se pueden diseñar los silenciadores tipo cámara de expansión tomando como frecuencia de diseño a una más baja, que considere a la frecuencia de interés como primer armónico impar, esto logra alargar la cámara para obtener proporciones adecuadas.
- Es importante que se utilicen herramientas como software de simulación, o métodos matemáticos, como elementos de contorno, o elementos finitos para una mejor ingeniería de este tipo de herramientas.
- Con los resultados obtenidos, aplicando el método teórico, es importante hacer correcciones en el diseño, principalmente con consideraciones mencionadas en el comportamiento frecuencias.
- Se debe manejar a la atenuación esperada con un rango mayor, para obtener así también atenuaciones altas.

- Es necesario el diseño de silenciadores para acoplarlos a la entrada del aire de la fuente utilizada.

## BIBLIOGRAFÍA.

- [1] GERGES, Samir. Ruido Fundamentos y Control, Florianópolis, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil, 1998. 555p.
- [2] BELL, Lewis H. / Douglas H. Industrial Noise Control Fundamentals and Applications, New York, USA, segunda edición, 1994. 660p.
- [3] VÉR, István L/ BERANEK, Leo L. Noise and Vibration Control Engineering, Principles and Applications, Ed. John Wiley & Sons, New Jersey, USA, segunda edición, 2006, 966 páginas.
- [4] HARRIS, Cyrill. Manual de Medidas Acústicas Y Control del Ruido, Ed. McGraw-Hill, 1328 páginas.
- [5] GALDÁMEZ, Felipe. Modelación numérica en conductos y silenciadores acústicos, UACH, Chile, Tesis de Ingeniería, 2005, 69 páginas.
- [6] ÇENGEL Yunus / BOLES Michael A. Termodinámica, Ed. McGraw-Hill, cuarta edición, 2003, 856 páginas.
- [8] UNE-EN ISO 11820:1996, Medición in situ de silenciadores, Norma española, 1997, 30 páginas.
- [9] BARROM, Randall. Industrial Noise Control and Acoustics, Louisiana Tech University, Marcel Dekker Inc. New York, 2003.
- [11] [http://www.acusonic.cl/silenciadores\\_acusticos.htm](http://www.acusonic.cl/silenciadores_acusticos.htm) (marzo 210)
- [12]<http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/fluidos/dinamica/bernoulli/bernoulli.htm#Fluidos%20ideales> (marzo 2010)

**ANEXOS.**

## Anexo 1

### Materiales absorbentes.

Juan C.Giménez de Paz, lic. FI UBA

#### COEFICIENTES DE ABSORCION SONORA DE MATERIALES PESADOS E IMPERMEABLES (sabines/m<sup>2</sup>)

Material	Banda de frecuencias [Hz]					
	125	250	500	1 000	2 000	4 000
Paredes:						
1. De hormigón sin pintar	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
2. Idem pintada	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
3. de ladrillo pintada	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
4. Revoque, yeso sobre ladrillo hueco pintada o no	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04
Pisos:						
5. de pizarra sobre contrapiso	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
6. de corcho, linóleo, yeso o goma sobre contrapiso	0,04	0,03	0,04	0,04	0,03	0,02
7. de hormigón o mosaico	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
8. de parquet sobre hormigón	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07
Varios:						
9. Mármol	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
10. Espejo de agua (pileta de natación)	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03

Referencias: 1-6: L.L.Beraneck, "ACÚSTICA". Editorial Hispano Americana, 2ª edición, (Buenos Aires 1969) Tabla 10.1. 7-10: C.M.Harris (editor), "HANDBOOK OF NOISE CONTROL". McGraw-Hill Book Co 2ª. edición. (New York, 1979) Tabla 21.1

#### COEFICIENTES DE ABSORCION SONORA DE MATERIALES POROSOS [sabines/m<sup>2</sup>]

Material	Banda de frecuencias [Hz]					
	125	250	500	1	2	4
1. Alfombra pesada sobre hormigón	0,0 2	0,0 6	0,1 4	0,37	0,60	0,65
2. Idem 1, sobre poliuretano de 1,35 kg/m <sup>2</sup>	0,0 8	0,2 4	0,5 7	0,69	0,71	0,73
3. Cortina plegada a ½, a 7,6 cm de la pared, resist. al flujo: 10 N.s/m <sup>3</sup>	0,0 8	0,1 0	0,1 5	0,16	0,22	0,30
4. Idem 3 pero con 100 N.s/m <sup>3</sup>	0,1 7	0,3 2	0,4 8	0,50	0,64	0,74
5. Idem 3 pero con 1 000 N.s/m <sup>3</sup>	0,1 8	0,5 5	0,9 8	0,95	0,98	0,98
6. Alfombra pelo grueso de 9 mm sobre el piso		0,0 5	0,2 0	0,45	0,55	0,60
7. Idem 6 pero sobre poliuretano de 6 mm		0,1 0	0,3 0	0,50	0,55	0,75

Referencias:

1-5: C.M.Harris (editor), "HANDBOOK OF NOISE CONTROL". McGraw-Hill Book Co. 2a. edición. (New York, 1979) Tabla 21.1 y figura 21.16  
6-7: E.J.Evans y E.N.Bazley, "Sound absorbing materials". National Physical Laboratory (Teddington, Gran Bretaña, 1978)

**COEFICIENTES DE ABSORCION SONORA DE PLACAS PARCIALMENTE PERFORADAS**  
[sabines/ m<sup>2</sup>]

Descripción	Banda de frecuencias [Hz]					
	125	250	500	1 000	2 000	4 000
1. Placa de fibra prensada de 30 x 30 cm y 1,2 cm de espesor con 441 agujeros de 5 mm de diámetro y 0,9 cm de profundidad	0,10	0,20	0,40	0,50	0,45	0,50
2. Idem 1, pero de 2,1 cm y profundidad de agujero 1,6 cm	0,10	0,35	0,70	0,75	0,65	0,50
3. Idem 1, pero de espesor 3,2 cm y profundidad de agujero 2,5 cm	0,10	0,50	0,85	0,75	0,65	0,55
4. Idem 2, pero sobre listones verticales de 5 x 2,5 cm cada 30,5 cm entre centros	0,10	0,50	0,45	0,35	0,40	0,50
5. Idem 3, con montaje ídem 4	0,20	0,60	0,65	0,75	0,60	0,50

**COEFICIENTES DE ABSORCION SONORA DE MEMBRANAS**  
[sabines/m<sup>2</sup>]

Membrana	Frecuencia de resonancia [Hz]					
	125	250	500	1000	2000	4000
1. Placas de terciado de 40x91 cm y 1,25 cm de espesor a 8 mm de la pared rígida enmarcados en listones acanalados con 100 y 50 cm entre centros.	0,15	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05
2. Idem 1 pero a 2,8 cm de la pared.	0,35	0,20	0,15	0,10	0,05	0,05
3. Idem 1 pero con lana de vidrio en el espacio terciado-pared.	0,40	0,20	0,15	0,10	0,10	0,05
4. Placas de yeso de 9,5 mm de espesor con 2,5 cm de material absorbente, armado sobre listones verticales de 1,9 x 5 cm cada 76 cm	0,30	0,20	0,15	0,05	0,05	0,05
5. Placas de yeso de 1,25 cm clavadas sobre tacos de 5,1 x 10,2 cm cada 41 cm entre centros	0,29	0,10	0,05	0,04	0,07	0,09
6. Paneles grandes de vidrio pesados	0,18	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02
7. Vidrios comunes de ventana	0,35	0,25	0,18	0,12	0,07	0,04
8. Madera, plataforma con gran espacio de aire debajo	0,40	0,30	0,20	0,17	0,15	0,10
9. Madera en paneles de 1 a 1,5 cm con espacio de 5 a 10 cm por detrás	0,30	0,25	0,20	0,17	0,15	0,10

Referencias: 1-3: E.J.Evans y E.N.Bazley, "Sound absorbing materials". National Physical Laboratory (Teddington, Gran Bretaña, 1978)

4-7: C.M.Harris (editor), "HANDBOOK OF NOISE CONTROL". McGraw-Hill Book Co. 2ª. edición. (New York, 1979) Tabla 21.1 y figura 21.16

8-9: L.L.Beranek, "ACUSTICA". Editorial Hispano Americana, 2a.edición, (Buenos Aires, 1969) Tabla 10.1.

**COEFICIENTES DE ABSORCION SONORA DE MATERIALES Y MONTAJES**  
[sabines/m<sup>2</sup>]

Material y/o montaje	Banda de frecuencias [Hz]					
	125	250	500	1000	2000	4000
1. Paneles de roble de 30,5 x 168 cm sobre listones de 2,5 cm	0,20	0,10	0,05	0,05	0,05	0,05
2. Idem 1 pero con lana de vidrio de 2,5 cm	0,25	0,10	0,05	0,05	0,05	0,05
3. Placas de yeso de 9,5 mm de espesor perforadas con 3 886 agujeros por metro cuadrado de 6 mm de diámetro, (12% de área abierta) sobre listones verticales de 5x5 cm cada 40,5 cm entre y listones horizontales de 5 x 2,5 cm cada 76 cm entre centros	0,10	0,20	0,40	0,30	0,15	0,20
4. Idem 3 pero con lana de vidrio	0,15	0,70	0,90	0,70	0,45	0,30
5. "Hardboard" de 3 mm de espesor con 2 422 perforaciones por metro cuadrado de 5 mm de diámetro (4% de área libre) sobre listones verticales de 5x2,5 cm a 61 cm entre centros	0,45	0,30	0,25	0,15	0,10	0,10
6. Alfombra (de teatro) pelo grueso de 9 mm sobre el piso		0,05	0,20	0,45	0,55	0,60
7. Idem 6 pero sobre esponja de goma de 6 mm		0,10	0,30	0,50	0,55	0,75

Referencia: Valores medidos en cámara reverberante según E.J.Evans y E.N.Bazley, "Sound Absorbing Materials". National Physical Laboratories (Teddington, Gran Bretaña, 1978)

**COEFICIENTES DE ABSORCION SONORA  
DE PRODUCTOS COMERCIALES [sabines/m<sup>2</sup>]**

Producto con marca comercial	Banda de frecuencias [Hz]					
	125	250	500	1000	2000	4000
1. Placa Sonex de 50 mm de espesor	0,07	0,32	0,72	0,88	0,97	1,01
2. Placa Minisonex de 20 mm de espesor	0,04	0,12	0,28	0,44	0,60	0,73
3. Placa Fonac Pro de 20 mm de espesor	0,10	0,16	0,28	0,62	0,86	0,82
4. Placa Fonac Pro de 50 mm de espesor	0,15	0,36	0,78	0,84	0,80	0,75
5. Baffles Bel a razón de 1 unidad por m <sup>2</sup> de techo	0,15	0,33	1,02	1,10	0,84	0,64
6. Placa Fonac Class 1 de 50 mm de espesor	0,19	0,32	0,73	0,97	0,82	0,73
7. Lana de vidrio Microaire de 45 mm y 15 kg/m <sup>3</sup>	0,13	0,20	0,34	0,56	0,85	0,90
8. Placa Illsonic Spectrum de 35 mm de espesor	0,09	0,26	0,63	0,90	1,01	0,98

Nota: Los materiales incluidos en la tabla son a título ilustrativo y no es una lista completa de los existentes. Los valores fueron obtenidos bajo normas por laboratorios oficiales del país (CINAC-INTI y LAL-CIC) o extranjeros (IPT-Brasil y Dr.Knop-Alemania). Los coeficientes mayores que 1 en algunas bandas, se debe a la técnica de medición; debe tomarse como igual a 1 para los cálculos.

## Anexo 2

### Gráficos normalizados para predecir el comportamiento acústico de silenciadores de baffles paralelos.

Han sido computados para varios porcentajes de área abierta, e s decir relaciones  $d/h$  y para algunos materiales absorbentes con resistencia al flujo  $R$ .

Escalas:	$Lh$ .	Expresada en dB. En escala logarítmica. Eje vertical.
	$\eta=2hf/c$	Frecuencia normalizada. Para cualquier gas y temperatura. Eje horizontal.
	$f_h$	Frecuencia solo para el aire a temperatura ambiente, donde la frecuencia está en kHz. y $h$ en centímetros. Eje horizontal superior.

A continuación los pasos para la utilización del método gráfico.

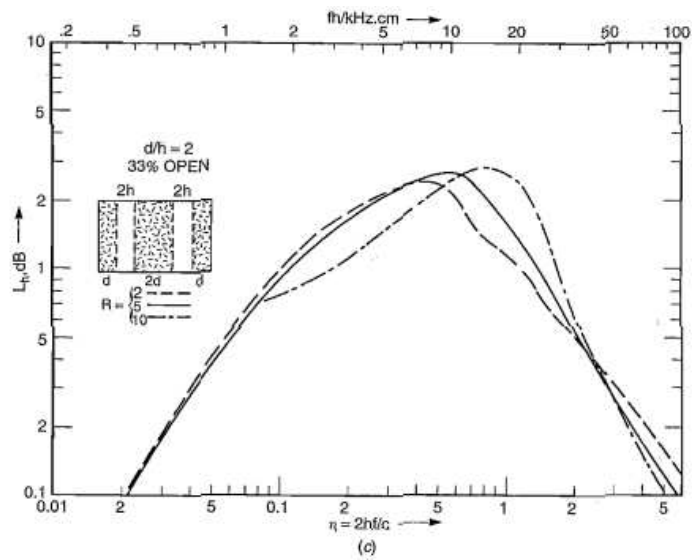
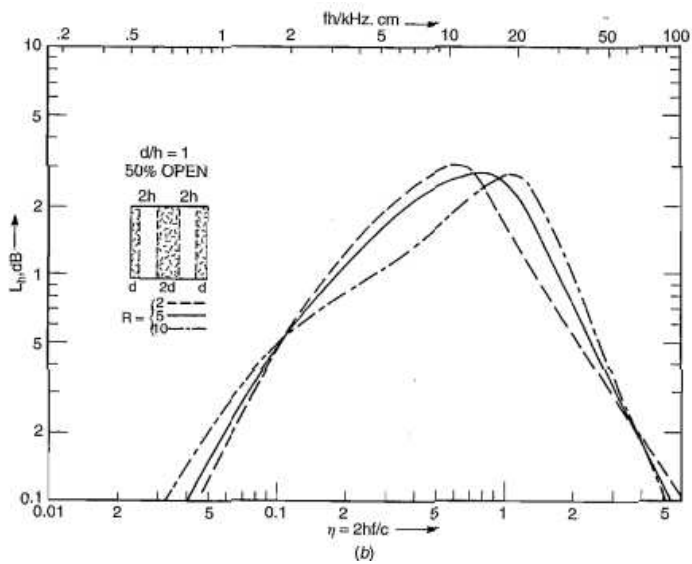
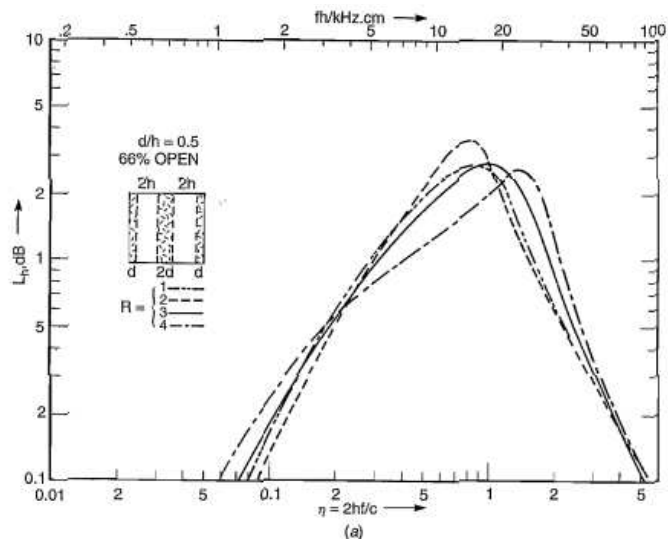
1. Determinar la frecuencia  $\eta=1$  o se puede determinar  $h$  para seleccionar la frecuencia de diseño, aplicando la fórmula.

$$f = \frac{c}{2h}$$

2. Se determina el valor de  $\frac{L}{h}$ , siendo  $L$  el largo del silenciador.
3. Determinar la curva  $R$  que sea aplicable según el material. Este paso permite valorar también al material.
4. Marcar la frecuencia calculada o establecida en el paso 1 sobre una hoja transparente con las mismas escalas y se la alinearán en el gráfico en  $\eta=1$ .
5. Mover la hoja transparente hasta que el valor de  $Lh=1$  coincida con el valor calculado en el paso 2.
6. Copiar la curva  $R$  más aplicable.
7. La curva obtenida es la curva de atenuación que brinda el silenciador.



Gráficos de atenuación normalizados.



### Anexo 3

#### El Número Mach (M)<sup>1</sup>

Es un parámetro adimensional que está definido por la relación entre la velocidad del objeto y la velocidad del sonido correspondiente, es decir:

$$M = \frac{V}{V_s}$$

La velocidad del sonido depende del fluido en el que nos encontremos y de su temperatura.

$$V_s = \sqrt{\gamma RT}$$

Donde:

- $\gamma$  el coeficiente entre el calor específico a presión constante ( $C_p$ ) y el calor específico a volumen constante ( $C_v$ ) del fluido
- $R$  la constante de los gases ( $287 \text{ m}^2/\text{s}^2\text{K}$ )
- $T$  la temperatura del fluido (en K)

Puesto que la velocidad del sonido depende de la temperatura, el número de Mach dependerá también de ella o de su equivalente, la altitud (ya que conocemos la variación de la temperatura del aire con la altitud).

Atendiendo al número de Mach, el régimen de vuelo del avión se clasifica de acuerdo con el valor del número de Mach en:

- Subsónico: Número de Mach menor de 0.7
- Transónico: Número de Mach de 0.7 a 1.2
- Supersónico: Número de Mach de 1.2 a 5.
- Hipersónico: Número de Mach mayor de 5

Desde el punto de vista de la mecánica de fluidos, la importancia del número de Mach reside en que compara la velocidad del móvil con la velocidad del sonido, la cual coincide con la velocidad máxima de las perturbaciones mecánicas en el fluido.

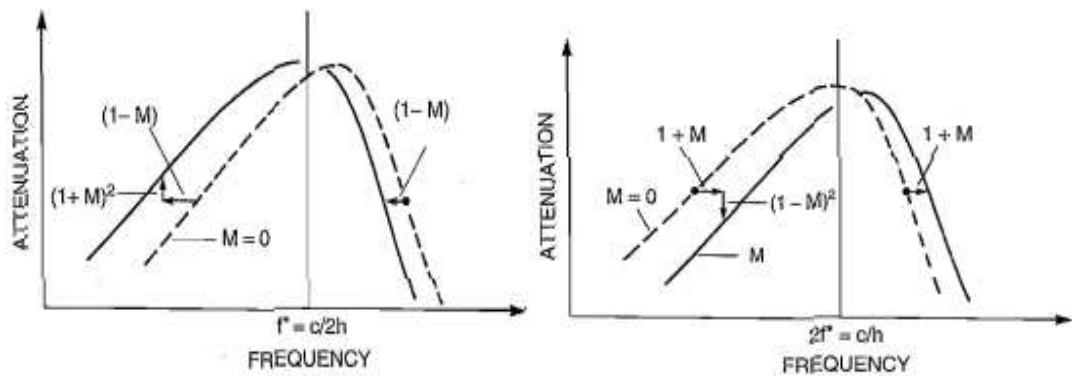


Figura descriptiva de la variación de la atenuación respecto a la velocidad del fluido<sup>2</sup>.

1. <http://aeronauticos.bligoo.com/content/view/568561/El-Numero-De-Mach.html>
2. VER, Itsvan; BERANEK, Leo; Noise and Vibration Control Engineering Principles and applications, second edition, Ney Jersey, John Wiley & Soons, 2006, pag. 331.

**Anexo 4**  
**Consideraciones de medición para medición de silenciadores in situ.**  
**ISO 11820:1996**

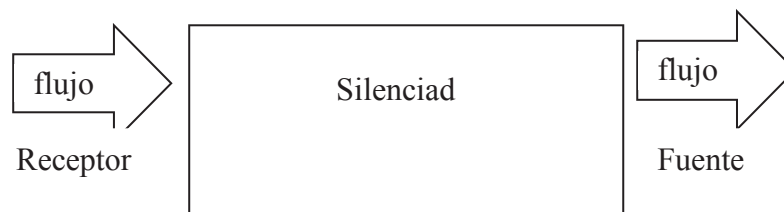
Para la medición de pérdida de transmisión y pérdida por inserción, así como del ruido generado en condiciones controladas de laboratorio se aplica la norma ISO 7235, por este motivo en la norma utilizada en esta experimentación, útil para condiciones prácticas se considera al ruido generado como una característica propia del silenciador, y esto generará mediciones de pérdidas de presión un poco mayores a las realizadas independientemente, puesto que en la práctica, las características de atenuación de un silenciador se interrelacionan.

La ISO 11820 es aplicable para:

- Silenciadores instalados como un solo sistema o como apantallamientos en el camino de transmisión del flujo, para aberturas en conductos aportados por la fuente, como en este caso son los ventiladores.
- No se aplica a silenciadores acoplados en encierros, debido a que la transmisión estructural no se contempla en la norma.

**Magnitudes a medir:**

- Nivel de presión sonora en bandas de octava desde al menos 63 Hz, a 4kHz, y si se mide en bandas de tercio de octava, será de al menos desde 50 Hz, a 5kHz. Esto en al menos un punto en el lado fuente del silenciador y lado receptor del silenciador.



- Presión estática y dinámica, temperatura y velocidad de flujo en los mismos puntos donde se mide el nivel de presión sonora.

- Diferencia de nivel por inserción: es la diferencia entre los niveles medidos en un punto, antes y después de la instalación del silenciador.
- Pérdida por inserción: es la diferencia entre el nivel de potencia transmitida, con y sin silenciador

$$IL = Lw1 - Lw2$$

*Lw1: nivel de potencia en dB por banda antes del silenciador*

*Lw2: nivel de potencia en dB por banda después del silenciador*

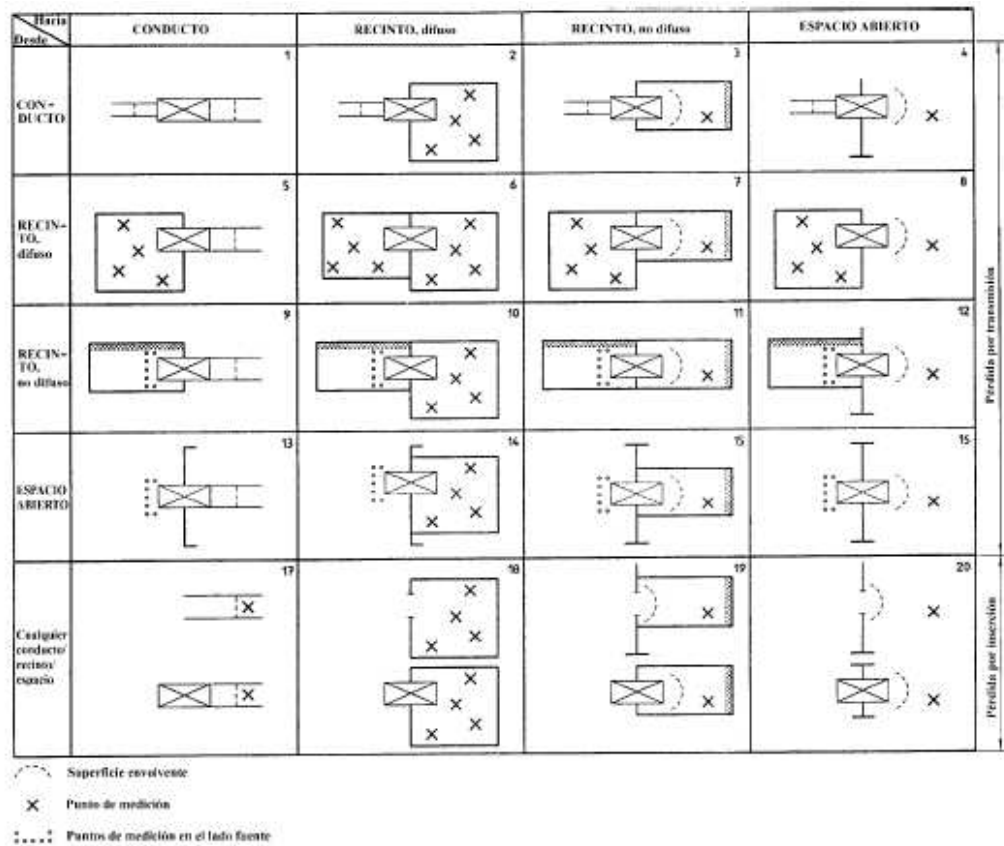
- Pérdida de presión: Medida de la diferencia de presión, antes y después del silenciador.
- Corrección por ruido de fondo: Según la tabla

**Tabla 1**  
Correcciones por ruido de fondo

Valores en decibelios

Diferencia entre el nivel de presión acústica medido con la fuente acústica en funcionamiento y el nivel de presión acústica del ruido de fondo únicamente	Correcciones a sustraer del nivel de presión acústica medido con la fuente acústica en funcionamiento para obtener el nivel de presión acústica debido únicamente a la fuente acústica
< 3	mediciones no válidas
3	3
4	2
5	2
6	1
7	1
8	1
9	0,5
10	0,5
> 10	0

## Condiciones de instalación:



NOTA - La fuente sonora está siempre a la izquierda del silenciador, el sentido del flujo es arbitrario.

Fig. 1 - Esquema general para las mediciones de las pérdidas por inserción y por transmisión de los silenciadores

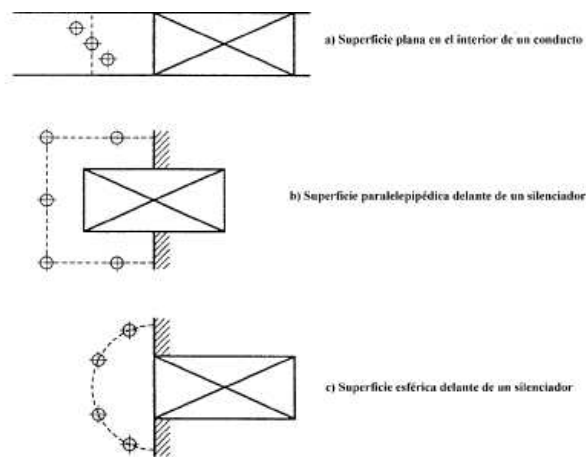
- Según el gráfico:
- Lado Fuente: Lado de descarga del silenciador.
- Lado Receptor: Lado de ingreso del flujo al silenciador.

## Instrumentos de Medición:

- Se listarán los instrumentos utilizados.
- Sonómetro Solo 01dB Metravib
- Micrófono de medición Audix TR40 Messmicrofon.
- Software de medición Spectra plus.
- Tubo de Prandtl.
- Manómetro diferencial.
- Termómetro ambiental.

### Procedimiento:

- Se ubica al sonómetro y micrófono de medición conectado a la PC con el software Spectra plus, cerca de la fuente, pero no a menos de 1 metro, evitando obstáculos entre la fuente y el instrumento de medición.
- Se repiten las mediciones formando una superficie de medición según la gráfica.
- Se mide el nivel sonoro, con y sin silenciador, ubicando al instrumento de medida en los mismos puntos.
- Aún si las mediciones se las hace al aire libre, se las debe hacer no a menos de 1 metro



NOTA - Las superficies de medición están indicadas por las rayas discontinuas.

Fig. 2 - Ejemplos de superficies de medición

### **Medición de la Velocidad de flujo, Presión y temperatura.**

- Velocidad de flujo: Se usan instrumentos como Tubos de Pitot, o anemómetros. En esta práctica se usó un tubo de Prandtl, que es una variación del Tubo de Pitot, conectado a un manómetro diferencial para obtener valores de velocidad de flujo en algunos puntos del silenciador y fuera de él.
- Diferencia de presión: Se conectó un manómetro diferencial directamente al silenciador, a la entrada y salida para medir la caída de presión directamente.
- Temperatura: Se obtuvo valores de temperatura sin mucha variación ( $\pm 1$  °C) en tres puntos, a la entrada, salida y en el interior del silenciador.

Como pasos posteriores a esta guía, se deberán evaluar los datos medidos de las distintas magnitudes, y valorar la pérdida de nivel por inserción.

Y finalmente se deben registrar todos los datos de la experiencia en la tabla que se muestra a continuación.

#### **Tabla de registro de datos:**

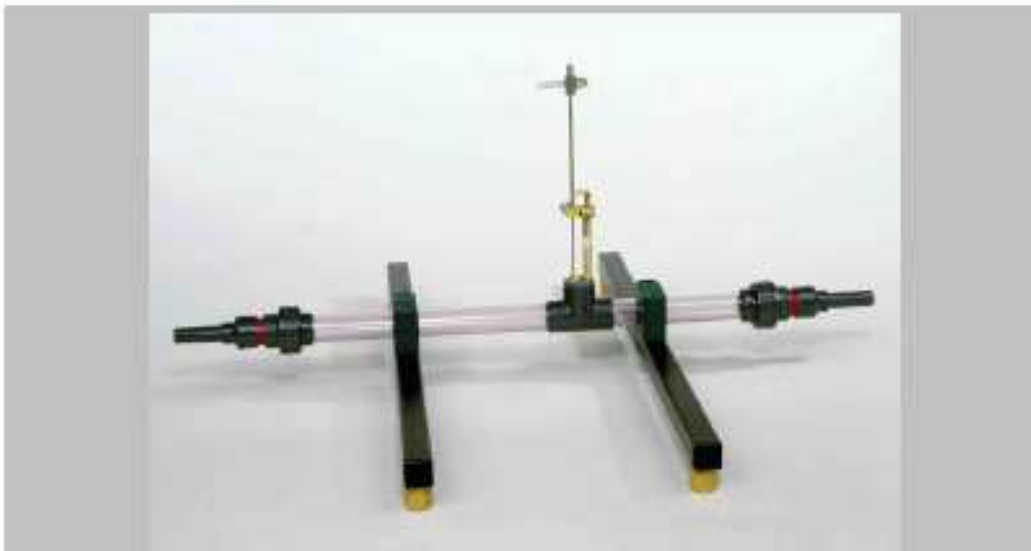
<b>Tipo y aplicación del silenciador.</b>	
A	Condiciones de montaje.
B	Dimensiones de las secciones de entrada y salida.
C	Longitud del silenciador.
D	Dirección de propagación del flujo.
E	Posible transmisión por flancos.
F	Superficies de radiación.
G	Dispositivos activos.
H	Parámetros de construcción.
I	Diagramas del silenciador con la fuente.

<b>Fecha y hora de las mediciones.</b>	
A	Tipo de Gas.
B	Velocidad media del flujo antes del silenciador.



C	Velocidad media del flujo después del silenciador.
D	Velocidad media del flujo dentro del silenciador.
E	Posibles fuentes de ruido parásito.
F	Pérdida total de presión
G	Temperatura del Gas.
H	Condiciones de funcionamiento de la fuente.
I	Condiciones medioambientales
j	Fuente sonora adicional si se utiliza.

<b>Método de ensayo</b>	
A	Número de condición de instalación según figura 1.
B	Localización de los puntos de medición
C	Listado de equipos
D	Tipo de pantallas para los micrófonos.
E	Fuente sonora adicional si se utiliza.

**HM 150.36 MÓDULO TUBO DE PRANDTL**


- Función y uso de un tubo Prandtl
- Determin. de los perfiles de velocid. de la corriente en tubo

**Descripción**

Con el HM 150.36 Módulo tubo Prandtl puede determinarse la velocidad de corriente dentro de un tubo. Es posible correr el tubo de Prandtl por toda la sección transversal del tubo y, con ello, medir el perfil de presión. El tubo de Prandtl puede conectarse a manómetros a través de conexiones de manguera. Las presiones residen en la gama de medición de hasta aprox. 50mbares a potencia máxima de acarreo de las bomba del HM 150. Sobre una escala graduada se mide la posición del cabezal de medición referida al borde inferior del tubo.

El módulo puede emplearse solo o en conjunto con el HM 150.

**Ensayos**

- Determinación del perfil de velocidad de una corriente en tubo
- Demostración de que la velocidad de la corriente es proporcional a la diferencia entre la presión total y la estática.

**Especificación**

- [1] Tubo Prandtl, puede emplearse con HM 150
- [2] LxAxAI 250x640x650mm, 4kg
- [3] Tubo Prandtl, completo con escala graduada para determinar la posición dentro del diámetro del tubo de 27mm
- [4] Conexiones de manguera: tramo de medición DN20; tubo Prandtl, 4mm

**Datos técnicos**

Tramo de medición de PVC transparente  
Diámetro Interior: 27mm, largo: 600mm  
Tubo de Prandtl:  
racor de manguera: 4mm  
Diámetro de cabeza: 2,3mm

**Dimensiones y peso**

LxAxAI: 850 x 640 x 400 mm  
Peso: aprox. 4 kg

**Volumen de suministro**

1 aparato, 1 instrucciones de servicio

**Nº de artículo**

070.15036 HM 150.36 Módulo tubo de Prandtl

**Anexo 6.**  
**Fotos de los distintos procedimientos.**

Mediciones del Espectro de ruido de la fuente.



Mediciones de la velocidad de flujo en la boca de la fuente.



Cámara de expansión.





Silenciador resistivo.

