

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales



Trabajo Fin de Máster en Ingeniería Mecánica

CARACTERIZACIÓN ACÚSTICA DE SILENCIADORES DE
VEHÍCULOS CON SUPERFICIES SINTERIZADAS.

Presentado por: D. Paúl Andrés Molina Campoverde
Dirigido por: Dr. D. Francisco D. Denia Guzmán

Valencia, septiembre de 2016

Resumen

El presente Trabajo Fin de Máster se centra en la caracterización acústica de silenciadores de vehículos con superficies sinterizadas como un potencial sustituto de los habituales silenciadores disipativos. Estos últimos poseen materiales fibrosos en su interior para poder producir la atenuación sonora, pero presentan problemas asociados a la degradación de las fibras que son causantes de originar problemas en la salud de las personas y contaminar el medio ambiente.

Como primer paso se lleva a cabo una recopilación bibliográfica de los modelos físicos que gobiernan la acústica en silenciadores y conductos, partiendo de la revisión de modelos unidimensionales y su representación matricial asociada. Así mismo se realiza una descripción breve de los tipos de silenciadores que normalmente se utilizan y se describen los principales parámetros usados para evaluar su atenuación sonora. Las limitaciones encontradas en los modelos de onda plana evidencian la necesidad de buscar soluciones numéricas como son el caso de los elementos finitos que permiten resolver problemas de silenciadores con configuraciones complejas y en un amplio rango de frecuencias de análisis.

En este trabajo se profundiza el estudio de superficies fabricadas mediante procesos de sinterización, caracterizadas por tener una impedancia real casi constante y una parte imaginaria levemente dependiente de la frecuencia cuyo valor depende principalmente del espesor y la porosidad de las placas. Como se demuestra a lo largo de este trabajo, desde un punto de vista de atenuación sonora este tipo

de elementos funciona muy bien en el rango de las medias y altas frecuencias.

Posteriormente se desarrolla la caracterización acústica experimental de superficies metálicas sinterizadas en ausencia de flujo medio, mediante el uso del banco de ensayos acústicos del grupo de investigación, cuyo funcionamiento se basa en el método de la matriz de transferencia. Una vez obtenidas las propiedades más relevantes de cada una de las muestras, los resultados son introducidos en un programa de elementos finitos comercial denominado COMSOL con la intención de evaluar la atenuación sonora que producen varios silenciadores que incorporaran conductos circulares fabricados por sinterización con las mismas propiedades acústicas de las muestras indicadas anteriormente. Los silenciadores analizados se caracterizan por estar provistos bien de una única cámara de expansión simple o bien de varias (configuración multicámara).

Palabras clave: caracterización acústica, silenciadores, medida experimental, superficies sinterizadas, índice de pérdidas de transmisión, elementos finitos, Comsol Multiphysics

Abstract

This Master's Thesis focuses on the study of the acoustic behavior of automotive silencers incorporating sintered surfaces as a potential substitute for the usual dissipative silencers. Dissipative silencers have fibrous materials inside to produce the sound attenuation, exhibiting problems associated with degradation of the fibers, polluting the environment and causing potential problems to population.

As a first step a bibliographic review is carried out relate of physical acoustic models for silencers and pipes, based on the analysis of one-dimensional models and associated matrix representation. Besides a brief description of the commonly used types of silencers is developed, and the main parameters used to evaluate the sound attenuation are also described. The limitations founded in plane wave models showed the need to find numerical solutions based on computational approaches such as finite elements method to solve problems in silencers with complex configurations and a wide frequency range of analysis.

In this work, a deep detailed study of surfaces manufactured by sintering processes is carried out. These surfaces are characterized by having an almost constant real part of impedance while the imaginary part slightly depended on the frequency, the corresponding values closely related to the thickness and porosity of the plates. As it is shown along the current investigation, this type of acoustic elements works very well in the medium and high frequency range.

In addition, an experimental acoustic characterization of sintered metal surfaces in the absence of mean flow is developed, using the acoustic test bench of the research group, whose operation is based on the method of transfer matrix. Once the most relevant properties of each sample have been obtained, the results are introduced into the commercial finite element package COMSOL with the purpose of evaluating the sound attenuation produced by silencers incorporating circular ducts manufactured by sintering and having the same acoustic properties of the aforementioned samples. As it will be shown, single and multichamber silencer configurations will be taken into account.

Keywords: acoustic characterization, silencers, experimental measurement, sintered surfaces, transmission loss, finite element method, Comsol Multiphysics

Resum

El present Treball de Fi de Màster es centra en la caracterització acústica de silenciadors de vehicles amb superfícies sintetitzades, com a potencial substitut dels habituals silenciadors dissipatius. Aquests últims tenen materials fibrosos al seu interior per poder dur a terme l'atenuació sonora, però presenten problemes associats a la degradació de les fibres, les quals originen problemes a la salut de les persones i contaminen el medi ambient.

Com a primer pas, es du a terme una recopilació bibliogràfica dels models físics que governen l'acústica en silenciadors i conductes, partint de la revisió de models unidimensionals i la seua representació matricial associada. Així mateix, es realitza una breu descripció dels tipus de silenciadors que normalment s'utilitzen i es descriuen els principals paràmetres emprats per avaluar la seua atenuació sonora. Les limitacions trobades als models d'ona plana evidencien la necessitat de cercar solucions numèriques, com és el cas del mètode dels elements finits, que permeten resoldre problemes de silenciadors amb configuracions complexes i en un ampli rang de freqüències d'anàlisi.

A aquest treball es profunditza l'estudi de superfícies fabricades mitjançant processos de sinterització, caracteritzades per tindre una impedància real quasi constant i una part imaginària lleument dependent de la freqüència, el valor de la qual depèn principalment del gruix i la porositat de les plaques. Aquest tipus d'elements funciona molt bé en el rang de les mitjanes i altes freqüències.

Posteriorment es desenvolupa la caracterització acústica experimental de superfícies metàl·liques sinteritzades en absència de flux mig, mitjançant l'ús del banc d'assajos acústics del grup d'investigació, el funcionament del qual es basa en el mètode de la matriu de transferència. Una vegada obtingudes les propietats més rellevants de cadascuna de les mostres, els resultats són introduïts a un programa comercial d'elements finits denominat COSMOL, amb la intenció d'avaluar l'atenuació sonora que produeixen diversos silenciadors que incorporen conductes circulars fabricats per sinterització amb les mateixes propietats acústiques de les mostres esmentades anteriorment. Els silenciadors analitzats es caracteritzen per estar proveïts amb càmeres d'expansió simple o bé de tipus multicàmara.

Paraules clau: caracterització acústica, silenciadors, mesura experimental, superfícies sinteritzades, índex de pèrdues de transmissió, elements finits, Comsol Multiphysics.

Índice

Resumen.....	II
Capítulo 1	1
Introducción	1
1.1 Motivación.....	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Organización y desarrollo.....	3
Capítulo 2	5
Fundamentación Acústica	5
2.1 Introducción	5
2.1.1 Modelos aplicables al cálculo acústico.....	5
2.2 Ecuación de ondas.....	9
2.2.1 Medio en reposo	11
2.2.2 Medio móvil	14
2.3 Acústica unidimensional en conductos.....	16
2.3.1 Medio en reposo	16
2.4 Modelos de onda plana. Representación matricial de elementos.....	19
2.4.1 Generalidades	20
2.4.2 Matriz de transferencia de un conducto.....	22
2.4.3 Matriz de transferencia en expansiones y contracciones.	24
2.5 Materiales absorbentes	27

2.5.1 Introducción	28
2.6 Silenciadores	30
2.6.1 Configuraciones reactivas	30
2.6.2 Configuración con disipación	32
Capítulo 3	38
Métodos experimentales de caracterización acústica de materiales	38
3.1 Introducción	38
3.2 Caracterización del material.....	39
3.3 Banco de Ensayos	46
3.3.1 Consideraciones importantes sobre el banco	49
3.3.2 Portamuestras	50
3.4 Impedancia acústica de superficies sinterizadas	51
3.5 Procedimiento de medida	56
3.5.1 Caracterización acústica de las placas sinterizadas	56
3.5.2 Análisis de las series temporales.....	58
3.5.3 Resultados de las placas sinterizadas.....	59
3.6 Modelo acústico de superficies sinterizadas.....	62
Capítulo 4	66
Modelado con elementos finitos	66
4.1 Introducción	66
4.2 Modelos de cálculo	67

4.2.1 Silenciador con cámara de expansión simple	67
4.2.2 Silenciador multicámara.....	68
4.3 Metodología de trabajo en COMSOL	69
4.3.1 Definición del tipo de problema y tipo de estudio.....	69
4.3.2 Creación y definición de variables globales	73
4.3.3 Modelado de la geometría.....	73
4.3.4 Creación de dominios y contornos.....	76
4.3.5 Definición de funciones y operadores.....	78
4.3.6 Creación y definición de materiales	81
4.3.7 Definición de las condiciones de contorno	82
4.3.8 Simetría axial	88
4.3.9 Paredes rígidas	88
4.3.10 Definición del mallado y sus elementos.....	89
4.3.11 Definición del ensayo y cálculo del problema.....	89
4.3.12 Obtención de las gráficas de atenuación	90
4.4 Resultados	92
4.4.1 Silenciador con cámara de expansión simple e impedancias constantes.	92
4.4.3 Silenciador con cámara de expansión simple e impedancia variable.....	94
4.4.4 Silenciador de tres cámaras de expansión	99

4.4.4 Silenciador de tres cámaras de expansión e impedancia variable.....	101
4.5 Conclusiones.....	105
Capítulo 5	107
Conclusiones	107
Bibliografía	110

Capítulo 1

Introducción

1.1 Motivación

El grupo de investigación en el que se enmarca el presente Trabajo Fin de Máster tiene una amplia experiencia en el modelado y caracterización experimental del comportamiento acústico del sistema de escape en motores de combustión interna alternativos. En las últimas décadas, se ha llevado a cabo un trabajo exhaustivo en relación al desarrollo, implementación y validación de herramientas computacionales basadas en soluciones analíticas tridimensionales de la ecuación de ondas para reducir el coste computacional, si bien su aplicabilidad queda relegada a configuraciones relativamente simples desde un punto vista geométrico [1] [2] [3] [4] [5] [6]. Con el fin de eliminar dichas limitaciones geométricas, el grupo también ha dedicado especial atención al desarrollo de herramientas generales basadas en elementos finitos para considerar casos más complejos, como por ejemplo la presencia de altas temperaturas, gradientes térmicos y flujo medio [7] [8] [9]. Dado el elevado coste computacional de las técnicas numéricas tales como el Método de Elementos Finitos [10], es destacable también el interés en modelos híbridos analiticonuméricos que reduzcan dicho coste en el estudio de casos complejos [11] [12]. Si bien la atenuación acústica viene dada en gran medida por los silenciadores de la línea de escape, otros dispositivos tales como los catalizadores y los filtros de partículas también tienen una influencia relevante. Por este motivo, en los últimos años se han

desarrollado modelos y herramientas para la adecuada caracterización acústica de dichos dispositivos [13] [14] [15].

Como se mencionó, uno de los dispositivos más comunes para reducir la atenuación sonora en la línea de escape de los motores de combustión interna son los silenciadores y especialmente los de configuración disipativa caracterizados por poseer materiales fibrosos en su interior (principalmente fibra de vidrio) que disipan la energía acústica mediante fenómenos de fricción y viscotérmicos pero presentan inconvenientes asociados a la degradación que sufren las fibras, restricciones con respecto a la temperatura de funcionamiento, pérdida de material, contaminar el medio ambiente y las repercusiones posteriores que tiene en la salud de las personas. Por esta razón se buscan alternativas que solucionen el problema, como son el uso de silenciadores multicámara y superficies metálicas sinterizadas o una combinación de estos dos [16] [17] [18]. Las superficies metálicas sinterizadas han demostrado ser una alternativa interesante pues permiten fabricar silenciadores con menor peso así como evitar la contaminación producida por la fibras, adicionalmente funcionan bastante bien en el rango de medias y altas frecuencias. Cabe destacar que experimentalmente poseen una impedancia real casi constante, lo cual lo vuelve muy atractivo para ciertas aplicaciones específicas.

1.2 Objetivos

El objetivo de este Trabajo Fin de Master es llevar a cabo una caracterización acústica detallada de la impedancia acústica de las superficies metálicas sinterizadas y la atenuación sonora que

producen en los silenciadores de automoción que incorporen dichas superficies, tanto desde el punto de vista experimental como en base a modelos semiempíricos en los que aparezcan variables relevantes de la superficie como la porosidad, espesor de la muestra, diámetro de los orificios, tamaño de partículas entre otros.

Para cumplir con el cometido del proyecto, los siguientes objetivos específicos son propuestos:

- Estudiar experimentalmente las características acústicas de las superficies sinterizadas mediante el uso del banco de ensayos acústico, cuyo funcionamiento se basa en la matriz de transferencia.
- Explorar los potenciales usos de los silenciadores incorporados con superficies sinterizadas como alternativa a los convencionales.
- Evaluar la atenuación acústica de los silenciadores con cámara simple y multicámara provistos de superficies sinterizadas en su interior, mediante el uso del software comercial COMSOL Multiphysics

1.3 Organización y desarrollo

El Capítulo 1 sirve para plantear los objetivos que se pretenden alcanzar con el desarrollo de este Trabajo Fin de Master así como la organización que es usada.

En el capítulo 2 se presentan las bases de la teoría acústica aplicada a ductos y silenciadores, especialmente se describe cada una de las hipótesis necesarias para la simplificación del problema y como se

llega a la deducción del modelo de onda plana y como este puede ser representado matricialmente. Adicionalmente se presenta una clasificación de algunos tipos de silenciadores y como se puede cuantificarse la atenuación sonora en los mismos.

El en Capítulo 3 se muestra como se realiza la caracterización acústica de materiales con especial énfasis en las superficies sinterizadas, además se describe el proceso de medición de una muestra usando el banco de ensayos acústico así como el respectivo procesamiento de los resultados.

En el Capítulo 4, se describe la necesidad de la utilización del método de los elementos finitos y como estos pueden ser utilizados para corroborar resultados experimentales.

En el capítulo 5, se describen las conclusiones a las que se han llegado una vez realizado el trabajo.

Capítulo 2

Fundamentación Acústica

2.1 Introducción

2.1.1 Modelos aplicables al cálculo acústico

En un estudio de atenuación acústica de silenciadores para vehículos son válidos diferentes modelos, entre ellos destacan el modelo fluidodinámico y el acústico lineal. Los dos modelos son descritos a continuación; aunque el modelo utilizado a lo largo de este trabajo será el acústico lineal por las siguientes características.

I Modelo Dinámico

La solución de un problema fluidodinámico requiere la consideración simultánea de tres ecuaciones

- Ecuación de continuidad.
- Ecuación de equilibrio dinámico.
- Ecuación de la energía.

La ecuación de continuidad [19], expresa la conservación de la masa para un volumen de control:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

O también puede ser representada en su forma vectorial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \rho \vec{u} \quad (2.2)$$

Siendo u, v, w las componentes del vector velocidad \vec{u} en x, y, z respectivamente, ρ la densidad del fluido, t el tiempo y $\nabla^T = \{\vec{i} \partial/\partial x + \vec{j} \partial/\partial y + \vec{k} \partial/\partial z\}$. La ecuación (2.1) se cumple para cualquier fluido que satisface la hipótesis del continuo.

Para la ecuación de equilibrio dinámico, en un fluido Newtoniano se tiene:

$$\begin{aligned} \rho a_x = \rho B_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \left(\zeta - \frac{2}{3}\mu \right) \nabla^T \cdot \vec{u} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right) \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} \rho a_y = \rho B_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \left(\zeta - \frac{2}{3}\mu \right) \nabla^T \cdot \vec{u} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right) \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned} \rho a_z = \rho B_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \left(\zeta - \frac{2}{3}\mu \right) \nabla^T \cdot \vec{u} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right) \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right) \end{aligned} \quad (2.5)$$

Siendo μ la viscosidad dinámica, $\rho B_x, \rho B_y, \rho B_z$ las fuerzas volumétricas y ζ es el segundo coeficiente de viscosidad, de valor cero para gases monoatómicos. Las aceleraciones en los ejes x, y, z son respectivamente $a_x = Du/Dt$, $a_y = Dv/Dt$, $a_z = Dw/Dt$, siendo D/Dt la derivada total o material definida como:

$$\frac{Du}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.6)$$

Las ecuaciones 2.3- 2.5 representan el equilibrio dinámico de las fuerzas inerciales, volumétricas, de presión y viscosas. Para fluidos Newtonianos se conocen como ecuaciones de Navier-Stokes.

Ecuación de la Energía:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{\partial Q}{\partial t} + \Phi_d \\ - \nabla^T \vec{q}_r \\ = \frac{\partial}{\partial x} (pu) + \frac{\partial}{\partial y} (pv) + \frac{\partial}{\partial z} (pw) \\ + \frac{\rho}{2} \frac{D}{Dt} (u^2 + v^2 + w^2) + \rho \frac{DE}{Dt} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Observándose el equilibrio existente entre la energía entrante, energía saliente y energía acumulada. K representa la conductividad térmica, T la temperatura, Q el calor generado por el fluido por unidad de volumen, E la energía interna, \vec{q}_r el vector flujo de radiación de calor y Φ_d la función de disipación. Esta función de disipación mecánica o viscosa, está dada por:

$$\begin{aligned} \Phi_d = \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] \\ + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (2.8)$$

Donde $\lambda = \zeta - \frac{2}{3}\mu$. Para un gas monoatómico $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$ ya que $\zeta = 0$. Por tanto, para fluidos no viscosos $\Phi_d = 0$. El problema queda

completamente especificado al incluir tres ecuaciones adicionales: la ecuación de estado, la de energía interna y la de viscosidad. De forma general,

$$\rho = \rho(p, T) \quad (2.9)$$

$$E = E(p, T) \quad (2.10)$$

$$\mu = \mu(p, T) \quad (2.11)$$

Para la obtención de la solución de un problema general de flujo se plantea la búsqueda de los campos de velocidades u, v, w , y de presión p , de temperatura T , de densidad ρ , de energía interna E y de viscosidad μ partiendo de un dominio dado, de las propiedades del fluido, de las ecuaciones (2.1), (2.3)-(2.5) y (2.7)-(2.11), y de un conjunto adecuado de condiciones de contorno e iniciales. Por tanto, la solución es compleja debido a que se necesita resolver ocho ecuaciones con ocho incógnitas. En muchas aplicaciones prácticas se dispone de definiciones explícitas de la densidad, la energía interna y viscosidad, que permiten una reducción del problema a cinco incógnitas. Las ecuaciones que gobiernan el flujo se cumplen en cualquier instante de tiempo y son válidas para flujo laminar, de transición y turbulento.

Dada la complejidad de la solución para cada uno de los instantes de tiempo, se descarta este modelo para la realización de este trabajo.

II Modelo Acústico Lineal

El modelo acústico lineal debe su nombre a las hipótesis que se realizan para la obtención de la ecuación de ondas, o en el caso de comportamiento armónico, ecuación de Helmholtz [20], que resulta

de linealizar y combinar las ecuaciones de continuidad, equilibrio dinámico y constitutivas del fluido. Esta linealización toma como hipótesis de partida que el incremento de presión y densidad (y velocidad, en el caso de medio en movimiento) de las partículas es pequeño respecto a su valor medio o de equilibrio.

Resulta evidente que esto limita el rango de aplicación de la ecuación de ondas, de modo que solo es válido en el estudio de fenómenos acústicos de baja amplitud. En el caso de los colectores de escape de motores de combustión interna es útil debido a que los sistemas no suelen superar los 140 dB [21].

2.2 Ecuación de ondas

Debido a la importancia que presenta la ecuación de ondas para el desarrollo de este Trabajo de Fin de Master, se procede a describir las hipótesis utilizadas, así como de describir el proceso necesario para obtener dicha ecuación linealizada.

Se denotan con el subíndice T las variables totales, con el subíndice 0 los valores medios y sin subíndice las variables de perturbación acústica utilizadas para llevar a cabo el proceso de linealización.

Para la obtención de la ecuación de ondas linealizada, es necesario recurrir a las siguientes hipótesis:

- Se considerará que el fluido por el que se propagan las ondas es un gas perfecto y por lo tanto un fluido no viscoso.
- El proceso de propagación de ondas se produce sin intercambio de temperatura (adiabático), considerándose que

se trabaja en el rango de frecuencias audibles por el ser humano (20 Hz a 20000 Hz).

- De la hipótesis anterior si se considera que el proceso es reversible, el mismo puede considerarse un proceso isoentrópico y se puede verificar utilizando la siguiente relación.

$$p_T = Cte p_T^\gamma \quad (2.12)$$

Siendo γ la relación del calor específico a presión constante y volumen constante

- Para el desarrollo del problema puede considerarse que las variaciones de presión velocidad y densidad de las partículas son pequeñas, lo que conduce a la siguiente linealización.

$$\rho_T = \rho_0 + \rho \quad (2.13)$$

$$p_T = p_0 + p \quad (2.14)$$

$$\vec{u}_T = \vec{u}_0 + \vec{u} \quad (2.15)$$

Siendo, ρ , p y \vec{u} pequeñas frente a los valores medios ρ_0 , p_0 y \vec{u}_0

Por lo general el fluido no posee velocidad media nula, lo que conlleva a la ecuación de ondas convectiva. Para el caso de flujo medio nulo o en reposo se considera que el movimiento de las partículas se produce alrededor de su posición de equilibrio y que la propagación de la perturbación acústica se produce sin un movimiento neto de fluido.

2.2.1 Medio en reposo

Con el uso de las hipótesis descritas en el apartado anterior se procede a realizar la linealización de las ecuaciones. Con el uso de la hipótesis de flujo ideal los efectos de la viscosidad son nulos por lo cual las ecuaciones de Navier-Stokes se pueden expresar como:

$$\rho_T \frac{Du_T}{Dt} = \rho_T B_x - \frac{\partial p_T}{\partial x} \quad (2.16)$$

$$\rho_T \frac{Dv_T}{Dt} = \rho_T B_y - \frac{\partial p_T}{\partial y} \quad (2.17)$$

$$\rho_T \frac{Dw_T}{Dt} = \rho_T B_z - \frac{\partial p_T}{\partial z} \quad (2.18)$$

Dichas ecuaciones son conocidas como ecuaciones de Euler y pueden ser escritas en forma vectorial de la siguiente manera [22]

$$\rho_T \frac{D\vec{u}_T}{Dt} = \rho_T \vec{B} - \nabla p_T \quad (2.19)$$

A partir de ciertas consideraciones termodinámicas [23], puede deducirse que

$$\frac{Dp_T}{Dt} = c_0^2 \frac{D\rho_T}{Dt} \quad (2.20)$$

donde c_0 es la velocidad de propagación del sonido en el aire y viene dada por

$$c_0^2 = \left(\frac{\partial p_T}{\partial \rho_T} \right)_S \quad (2.21)$$

siendo S la entropía y realizando la derivada para entropía constante. Para un gas perfecto, la ecuación 2.21 queda, teniendo en cuenta la expresión dada en 2.12, como

$$c_0^2 = \left(\frac{\partial p_T}{\partial \rho_T} \right)_s = \frac{\gamma(p_0 + p)}{\rho_0 + \rho} \approx \frac{\gamma p_0}{\rho_0} \quad (2.22)$$

En base a la definición de derivada total dada por la ecuación (2.6), la ecuación de continuidad (2.1) puede escribirse en forma alternativa como

$$\frac{D\rho_T}{Dt} + \rho_T \nabla^T \vec{u}_T = 0 \quad (2.23)$$

Combinando las ecuaciones (2.23) y (2.26), resulta

$$\frac{Dp_T}{Dt} + \rho_T c_0^2 \nabla^T \vec{u}_T = 0 \quad (2.24)$$

De la ecuación de Euler (2.19), despreciando los términos gravitatorios, esta queda como

$$\rho_T \frac{D\vec{u}_T}{Dt} = -\nabla p_T \quad (2.25)$$

Derivando la expresión anterior con respecto al tiempo se obtiene

$$\frac{D^2 p_T}{Dt^2} + \frac{D}{Dt} (\rho_T c_0^2 \nabla^T \vec{u}_T) \quad (2.26)$$

Las ecuaciones lineales que gobiernan las perturbaciones acústicas se determinan a partir de los términos de primer orden en las expansiones de las ecuaciones no lineales de partida. Los términos de orden cero se cancelan dado que las variables ambientales del medio corresponden por si mismas a un estado valido de este. Por ejemplo, dado que las ecuaciones de orden cero se deben satisfacer en ausencia de perturbación, para la ecuación de Euler 2.25 resulta

$$\rho_0 \left(u_0 \frac{\partial u_0}{\partial x} + v_0 \frac{\partial u_0}{\partial y} + w_0 \frac{\partial u_0}{\partial z} \right) + \frac{\partial p_0}{\partial x} = 0 \quad (2.27)$$

$$\rho_0 \left(u_0 \frac{\partial u_0}{\partial x} + v_0 \frac{\partial u_0}{\partial y} + w_0 \frac{\partial u_0}{\partial z} \right) + \frac{\partial p_0}{\partial y} = 0$$

$$\rho_0 \left(u_0 \frac{\partial u_0}{\partial x} + v_0 \frac{\partial u_0}{\partial y} + w_0 \frac{\partial u_0}{\partial z} \right) + \frac{\partial p_0}{\partial z} = 0$$

En el caso de un medio que no se mueve, el flujo medio es cero y puede ser considerado como $\vec{u}_T = \vec{u}$ [24] [25]. Entonces la expresión 2.27 resulta $\nabla p_0 = 0$. Como resultado de la linealización de la ecuación 2.24 se obtiene

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \rho_0 c_0^2 \nabla^T \vec{u} = 0 \quad (2.28)$$

y por la ecuación de Euler 2.25 se obtiene la siguiente expresión

$$\rho_0 \frac{\partial \vec{u}}{\partial x} = -\nabla p \quad (2.29)$$

Combinando las expresiones (2.28 y 2-29) y eliminando \vec{u} , se obtiene la ecuación en ausencia de flujo [20] [25].

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (2.30)$$

donde el campo acústico de interés es la perturbación de presión acústica p . Como será mostrado en la sección 2.2.2, esta ecuación es un caso particular de la ecuación de ondas convectiva después de considerar $\vec{u}_0 = 0$. Asumiendo comportamiento armónico, la presión puede ser expresada como $p = P e^{-i\omega t}$ y sustituyendo esta, se obtiene la ecuación de Helmholtz.

$$\nabla^2 p + k_0^2 P = 0 \quad (2.31)$$

Donde $k_0 = \omega/c_0$, conocido como el número de onda, P es el la amplitud de la presión compleja (en función de las coordenadas espaciales), $\omega = 2\pi f$ la frecuencia angular y j la unidad imaginaria.

Para un medio de propagación donde la densidad ρ_0 y la velocidad c_0 varia con la posición una apropiada generalización de la ecuación 2.30 es [25]

$$\rho_0 \nabla \left(\frac{1}{\rho_0} \nabla p \right) - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (2.32)$$

2.2.2 Medio móvil

Para las situaciones donde ρ_0 y c_0 son constantes, y considerando un campo de flujo de estable (en general un función de coordenadas x, y, z) la ecuación 2.27 puede ser combinada con la ecuación 2.26 y 2.25, obteniéndose una ecuación de ondas convectiva.

$$\begin{aligned} \nabla^2 p - \frac{1}{c_0^2} \frac{D^2 p}{Dt^2} + 2\rho_0 \left(\frac{\partial u_0}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w_0}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial z} \right. \\ \left. + \frac{\partial u_0}{\partial y} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v_0}{\partial y} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w_0}{\partial y} \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial u_0}{\partial z} \frac{\partial w}{\partial y} \right. \\ \left. + \frac{\partial w_0}{\partial z} \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \end{aligned} \quad (2.33)$$

en la que aparecen como variables la velocidad acústica \vec{u} y la presión acústica p (supuesto conocido el campo de flujo medio), y donde el operador laplaciano es $\nabla^2 = \partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2 + \partial^2/\partial z^2$. En forma más compacta quedaría como:

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c_0^2} \frac{D^2 p}{Dt^2} + 2\rho_0 \sum_{ij} \frac{\partial u_0}{\partial x_i} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (2.34)$$

con $i, j = 1, 2, 3$ y siendo $u_{01} = u_0, u_{02} = v_0, u_{03} = w, u_1 = u, u_2 = v, u_3 = w$. Para el caso de flujo medio uniforme, sin variación espacial, se recupera la ecuación convectiva clásica [24]

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c_0^2} \frac{D^2 p}{Dt^2} = 0 \quad (2.35)$$

en la que la variable es la perturbación acústica de presión p , supuesto conocido el campo de velocidades de flujo medio. La derivada total en las ecuaciones 2.34 y 2.35 viene dada por

$$\frac{Du}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u_0 \frac{\partial}{\partial x} + v_0 \frac{\partial}{\partial y} + w_0 \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.36)$$

Los inconvenientes derivados de la ecuación 2.29 para flujo medio no uniforme, debidos a la presencia de los términos de velocidad, pueden ser evitados mediante una formulación en potencial de velocidad acústica definiendo un potencial ϕ que cumpla.

$$\vec{u} = \nabla \phi \quad (2.37)$$

De esta manera resulta la ecuación

$$\nabla^2 \phi - \frac{1}{c_0^2} \frac{D^2 \phi}{Dt^2} = 0 \quad (2.38)$$

en la que la única variable es el potencial de velocidad acústica ϕ . La relación entre la presión acústica y el potencial viene dada por

$$p = -\rho_0 \frac{D\phi}{Dt} \quad (2.39)$$

El campo de velocidades de flujo medio puede obtenerse a partir del potencial de velocidad de flujo medio ϕ_0 , que satisface la ecuación de Laplace.

$$\nabla^2 \phi_0 = 0 \quad (2.40)$$

mediante una expresión similar a la dada en la ecuación 2.37

$$\vec{u}_0 = \nabla \phi_0 \quad (2.41)$$

pese a que esta aproximación puede diferir considerablemente del campo de flujo real [26] [27].

Si ρ_0 y c_0 varía con la posición la ecuación resultante es [25]

$$\frac{1}{\rho_0} \nabla(\rho_0 \nabla \phi) - \frac{D}{Dt} \left(\frac{1}{c_0^2} \frac{D\phi}{Dt} \right) = 0 \quad (2.42)$$

2.3 Acústica unidimensional en conductos

A continuación se procede a describir la teoría clásica de ondas planas, debido a su simplicidad y ser un modelo ampliamente usado en la literatura por muchos investigadores en el campo de la acústica.

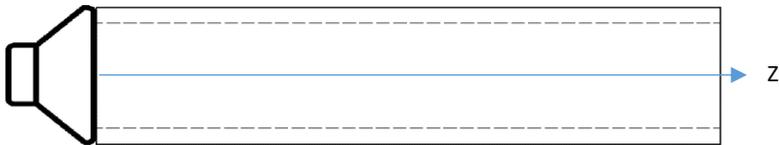


Figura 2.1.- Acústica Unidimensional en conductos

2.3.1 Medio en reposo

Partiendo de la ecuación 2.35 y asumiendo una solución de tipo armónico $P = P e^{j\omega t}$, se llega a la ecuación de Helmholtz 2.31. Suponiendo un conducto de pared rígida con su eje paralelo a la dirección z , y asumiendo que la propagación solo depende de esta coordenada, esta última ecuación se escribe como

$$\frac{\partial^2 P}{\partial z^2} + k_0^2 P = 0 \quad (2.43)$$

Cuya solución corresponde con

$$P(z) = P^+ e^{-jkz} + P^- e^{jkz} \quad (2.44)$$

Siendo P^+e^{-jkz} una onda progresiva que avanza en la dirección z positiva y P^-e^{jkz} es una onda regresiva en la dirección z , resultado de la reflexión que tiene la onda progresiva al chocar con la pared rígida al final del conducto. A partir de la ecuación de Euler 2.29 puede escribirse la velocidad acústica como

$$U = \frac{-1}{j\rho_0\omega} \frac{\partial P}{\partial z} \quad (2.45)$$

y también puede tener la siguiente forma

$$\begin{aligned} U(z) &= \frac{1}{\rho_0 c_0} P^+ e^{-jk_0 z} - P^- e^{jk_0 z} \\ &= \frac{1}{Z_0} P^+ e^{-jk_0 z} - P^- e^{jk_0 z} \end{aligned} \quad (2.46)$$

donde Z_0 es conocida como la impedancia característica del medio. En ocasiones es conveniente utilizar como segunda variable acústica el flujo másico V en lugar de la velocidad. Para un conducto de sección transversal S , la relación entre ambas variables viene dada por

$$V(z) = \rho_0 S U \quad (2.47)$$

por lo tanto puede escribirse como

$$\begin{aligned} V(z) &= \frac{S}{c_0} (P^+ e^{-jk_0 z} - P^- e^{jk_0 z}) \\ &= \frac{1}{Y_0} (P^+ e^{-jk_0 z} - P^- e^{jk_0 z}) \end{aligned} \quad (2.48)$$

siendo $Y_0 = c_0/S$ la impedancia característica del conducto. Los coeficientes de propagación P^+ y P^- se determinan a partir de las condiciones de contorno aplicadas en el conducto.

La ecuación de Helmholtz unidimensional 2.43 se ha deducido asumiendo que el fluido es ideal. La consideración de modelos de onda plana permite la introducción de los efectos viscosos sin perder la sencillez de la solución asociada. De esta manera, en el caso de un medio de propagación con viscosidad, el número de onda se convierte en un número complejo, así como la impedancia característica del conducto. El número de onda k_0 utilizado en las ecuaciones 2.44, 2.46 y 2.48 es ahora definida por una constante de propagación compleja β [28] [24]

$$\beta = (k_0 + \alpha) - j\alpha = k - j\alpha \quad (2.49)$$

donde α_0 es el coeficiente de atenuación viscotérmico, cuya definición depende de que se considere o no la conducción de calor en la pared del conducto. Para un conducto circular de radio R puede expresarse como

$$\alpha_0 = \frac{1}{Rc_0} \sqrt{\frac{\mu\omega}{2\rho_0}} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{\sqrt{\gamma P_r}} \right) \quad (2.50)$$

siendo P_r el número de Prandtl que se define como $\mu C_p/k$, donde μ es la viscosidad dinámica, C_p el calor específico a presión constante y k la conductividad térmica. Si no se considera la conducción térmica en las paredes del conducto de propagación, la ecuación anterior se reduce a la siguiente

$$\alpha_0 = \frac{1}{Rc_0} \sqrt{\frac{\mu\omega}{2\rho_0}} \quad (2.51)$$

Finalmente, la presión y el flujo másico pueden escribirse como

$$P(z) = P^+ e^{-\alpha_0 z - jkz} + P^- e^{\alpha_0 z + jkz} \quad (2.52)$$

$$P(z) = \frac{1}{Y_0} (P^+ e^{-\alpha_0 z - jkz} + P^- e^{\alpha_0 z + jkz}) \quad (2.53)$$

donde

$$Y = Y_0 \left(1 - \frac{\alpha_0}{k_0} + j \frac{\alpha_0}{k_0} \right) \quad (2.54)$$

La relación α_0/k_0 es particularmente pequeña a frecuencias altas, de manera que salvo en conductos de gran longitud, el efecto de la atenuación viscotérmica puede despreciarse.

2.4 Modelos de onda plana. Representación matricial de elementos

La respuesta acústica global de un sistema de escape depende de las condiciones de funcionamiento, de manera que para su evaluación debe incluirse la fuente de generación de ruido, la influencia de las condiciones externas y los elementos que se dispongan en el sistema de evacuación de gases de escape. Por tanto, con el fin de obtener una caracterización que solo dependa del comportamiento del elemento bajo estudio, es decir, que proporcione una cuantificación de sus características intrínsecas, se recurre a la utilización de métodos matriciales que permiten obtener la definición de cada elemento por separado, en base a lo que se denomina matriz de cuatro polos [21] [20].

Con la de la representación matricial un sistema acústico complejo puede subdividirse en diferentes subcomponentes, cada uno de ellos vinculados a una matriz de comportamiento y obtenerse una respuesta general mediante la vinculación de cada una de las matrices

involucradas en el problema, con lo cual este método puede ser aplicable tanto para silenciadores como para catalizadores, adicionalmente se supone que el campo acústico es multidimensional en el interior de cada uno de los diferentes bloques, excepto en la interface donde la onda es plana.

2.4.1 Generalidades

En la figura 2, se representan esquemáticamente cada uno de los diferentes elementos que pueden componer la línea de escape de un motor de combustión interna.

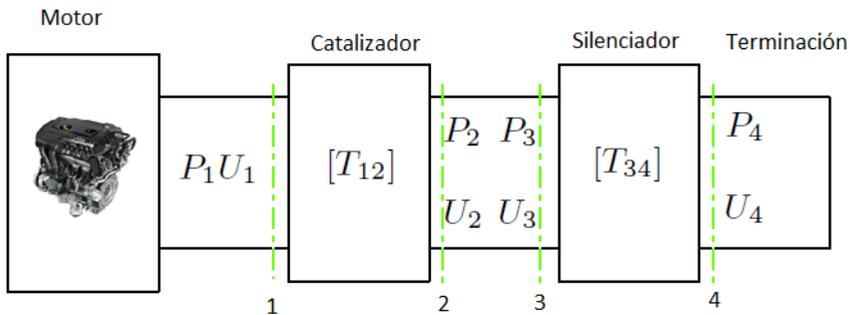


Figura 2.2: Esquema de un sistema de Escape

Para poder realizar la caracterización de un elemento de la línea de escape, en este caso el catalizador, se toman variables de interés como presión y velocidad tanto en la entrada (plano 1) como en la salida del mismo (plano 2) para poder representarse matricialmente de la siguiente forma.

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A^c & B^c \\ C^c & D^c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{Bmatrix} = [T_{12}] \begin{Bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (2.55)$$

Lo ecuación 2.55 representa el formalismo de las matrices de transferencia: la perturbación acústica en un punto de un conducto, definida por el vector de estado $\{P_1 U_1\}^T$, está relacionada con la perturbación en otro punto, aguas abajo del primero, definida por el vector de estado $\{P_2 U_2\}^T$, mediante una matriz $[T_{12}]$ denominada matriz de transferencia del dispositivo comprendido entre los planos 1 y 2. En general se admite que para un sistema cualquiera, siempre que en los planos 1 y 2 la onda sea plana, puede encontrarse una matriz de transferencia como la definida en la ecuación (2.55). Una propiedad inmediata que se explotara en adelante consiste en que es posible obtener la matriz de transferencia de un sistema completo a partir de las matrices de cada subsistema, sin más que llevar a cabo la multiplicación ordenada de estas, ya que relacionan dos vectores de estado asociados a puntos concretos. Esta propiedad es fundamental, y en ella se basa la versatilidad del método en la representación de sistemas complejos.

La obtención de los cuatro polos de la matriz de transferencia $[T_{12}]$ se lleva a cabo mediante el cálculo del sistema acústico estudiado con ciertas condiciones de contorno adecuadas. Dichas condiciones provienen del significado físico de cada uno de los polos de la matriz, que es formalmente simple como se deduce de las expresiones presentadas a continuación, obtenidas a partir de la ecuación 2.55.

$$A = \left. \frac{P_1}{P_2} \right|_{U_2=0} \quad (2.56)$$

$$C = \left. \frac{U_1}{P_2} \right|_{U_2=0} \quad (2.57)$$

$$B = \left. \frac{P_1}{U_2} \right|_{P_2=0} \quad (2.58)$$

$$D = \left. \frac{U_1}{U_2} \right|_{P_2=0} \quad (2.59)$$

La condición $P_2 = 0$ equivale a considerar que en el plano 2 hay un extremo abierto y la condición $U_2 = 0$ equivale a un extremo cerrado ideal. Ambas condiciones pueden ser utilizadas sin dificultad en el cálculo de un problema acústico, sin importar el nivel de complejidad del mismo. Además indican la posibilidad de estimar experimentalmente los valores de los cuatro polos.

A continuación se procede a evaluar la matriz de transferencia de un conducto.

2.4.2 Matriz de transferencia de un conducto

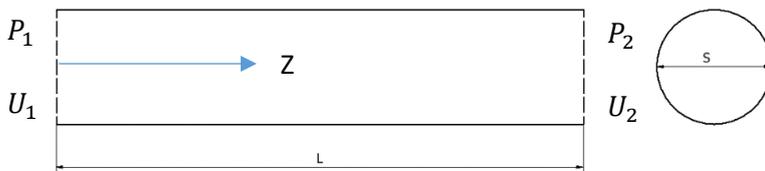


Figura 2.3 Conducto de Sección Uniforme

Considérese un conducto de longitud L y sección transversal uniforme S como el mostrado en la figura 2.2. Se pretende obtener la matriz de transferencia que relaciona las variables acústicas en la entrada y la salida del conducto. La presión y la velocidad acústica vienen dadas por las expresiones (2.44) y (2.46)

$$P(z) = P^+ e^{-jkz} + P^- e^{jkz}$$

$$U(z) = \frac{1}{Z_0} P^+ e^{-jk_0 z} - P^- e^{jk_0 z}$$

En base a las ecuaciones (2.56)-(2.59), deben realizarse dos análisis con las condiciones de contorno asociadas. Puede comenzarse con $U_2 = 0$, que combinada con una excitación arbitraria P_e (por conveniencia de valor unidad), da lugar a

$$P(z = 0) = P_e = P^+ + P^- = 1 \quad (2.60)$$

$$U_z(z = L) = U_2 = \frac{1}{Z_0} (P^+ e^{-jkL} - P^- e^{jkL}) = 0 \quad (2.61)$$

de donde se obtiene

$$P^+ = \frac{1}{2} \frac{\cos(k_0 L) + j \operatorname{sen}(k_0 L)}{\cos(k_0 L)} \quad (2.62)$$

$$P^- = \frac{1}{2} \frac{\cos(k_0 L) - j \operatorname{sen}(k_0 L)}{\cos(k_0 L)} \quad (2.63)$$

que define por completo la presión $P(z)$ y la velocidad $U(z)$ en el conducto. Los términos A y C de la matriz de transferencia son por tanto

$$A = \left. \frac{P_1}{P_2} \right|_{U_2=0} = \cos(k_0 L) \quad (2.64)$$

$$C = \left. \frac{U_1}{P_2} \right|_{U_2=0} = \frac{j}{Z_0} \cos(k_0 L) \quad (2.65)$$

Para el cálculo de los términos B y D se considera que $P_2 = 0$, implica que

$$P(z = 0) = P_1 = P_e = P^+ + P^- = 1$$

$$P(z = L) = P_2 = P^+ e^{-jk_0 L} + P^- e^{jk_0 L} = 0$$

a si mismo

$$P^+ = \frac{-j \cos(k_0L) + j \operatorname{sen}(k_0L)}{2 \operatorname{sen}(kL)}$$

$$P^- = \frac{1 \operatorname{sen}(k_0L) + j \cos(k_0L)}{2 \operatorname{sen}(k_0L)}$$

Y por tanto

$$B = \left. \frac{P_1}{U_2} \right|_{P_2=0} = jZ_0 \operatorname{sen}(k_0L) \quad (2.66)$$

$$D = \left. \frac{U_1}{U_2} \right|_{P_2=0} = \cos(k_0L) \quad (2.67)$$

Entonces para un conducto se obtiene la siguiente matriz de comportamiento

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0L) & jZ_0 \operatorname{sen}(k_0L) \\ \frac{j}{Z_0} \cos(k_0L) & \cos(k_0L) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (2.68)$$

También se puede obtener un desarrollo similar utilizando las variables de presión y flujo másico

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ V_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0L) & jY_0 \operatorname{sen}(k_0L) \\ \frac{j}{Y_0} \cos(k_0L) & \cos(k_0L) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ V_2 \end{Bmatrix} \quad (2.69)$$

Cabe anotar que los términos A y D son iguales mientras que los términos restantes cumplen la siguiente relación: $C/Z_0 = Z_0B$

2.4.3 Matriz de transferencia en expansiones y contracciones

Este caso es especialmente interesante porque constituye el elemento fundamental del mecanismo de atenuación en silenciadores reactivos [21] [29]. La figura 2.4 muestra la unión formada por dos conductos de

diferente sección transversal, formando una expansión ($S_1 < S_2$) y una contracción ($S_1 > S_2$).

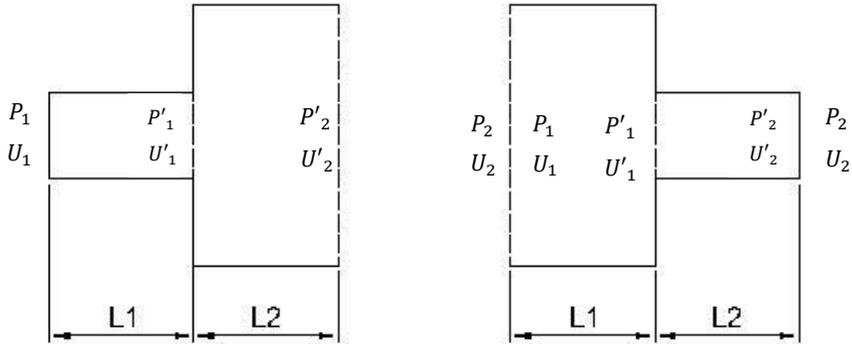


Figura 2.4: Cambios de Sección entre conductos

En ausencia de flujo, la relación entre las variables acústicas a ambos lados de la discontinuidad geométrica se escribe

$$P'_1 = P'_2 \quad (2.70)$$

$$\rho_0 S_1 U'_1 = \rho_0 S_2 U'_2 \quad (2.71)$$

es decir, la presión y el flujo másico no cambian en la discontinuidad geométrica.

Expresando estas relaciones matricialmente se tiene

$$\begin{Bmatrix} P'_1 \\ U'_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & S_2/S_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P'_2 \\ U'_2 \end{Bmatrix} \quad (2.72)$$

$$\begin{Bmatrix} P'_1 \\ V'_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P'_2 \\ V'_2 \end{Bmatrix} \quad (2.73)$$

Esta representación tan sencilla del cambio de sección es muy útil a la hora de modelar matricialmente un silenciador, dado que este suele

estar formado por diversas discontinuidades geométricas. Debe indicarse, no obstante, que la representación dada en las expresiones (2.102) y (2.103) es aproximada, ya que en todo cambio de sección, el campo acústico de presiones y velocidades ha de ser necesariamente continuo, lo cual lleva a la generación de fenómenos multidimensionales [30] [31] [32]. Dichos fenómenos cobran especial importancia a medida que aumenta la frecuencia, de manera que las matrices previas son válidas únicamente en el rango de baja frecuencia.

Los modelos de onda plana permiten una consideración aproximada, válida a baja frecuencia, de tales efectos, en base a lo que se conoce como una corrección de longitud [31] [33] [34] [2]. Así, la expresión 2.73 puede modificarse para incluir la corrección de longitud δ , quedando como

$$\begin{Bmatrix} P'_1 \\ V'_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{j\omega\delta}{S_1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P'_2 \\ V'_2 \end{Bmatrix} \quad (2.74)$$

Los valores de δ dependen de la frecuencia y de las geometrías que forman parte de la discontinuidad [20] [34] [35].

Conocida la forma de la matriz asociada al cambio de sección, es posible obtener la relación entre las variables acústicas en el plano 1 en función del valor de dichas variables en el plano 2 (véase la figura 2.4), sin más que multiplicar ordenadamente las matrices correspondientes a cada elemento, es decir

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_0 L_1) & j Z_0 \text{sen}(k_0 L) \\ \frac{j}{Z_0} \cos(k_0 L_1) & \cos(k_0 L_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{S_2}{S_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(k_0 L) & j Z_0 \text{sen}(k_0 L) \\ \frac{j}{Z_0} \cos(k_0 L) & \cos(k_0 L) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (2.75)$$

2.5 Materiales absorbentes

Los materiales absorbentes son utilizados en un innumerable número de aplicaciones con la finalidad de mejorar la atenuación del sonido bajo determinadas circunstancias. Cuando una onda acústica incide sobre un material absorbente poroso, el aire existente dentro de los poros se ve obligado a moverse, produciéndose unas pérdidas de energía por el rozamiento de las partículas de aire en el esqueleto del material, con lo que se produce una transformación de parte de la energía acústica incidente, en energía calórica. [34]

Los materiales porosos están compuestos por poros de forma variable y cuyo tamaño obedece a una distribución estadística diferente. La distribución de tamaño de poro puede tener un efecto considerable en las propiedades acústicas de los medios porosos [35], así en un silenciador, el material absorbente que envuelve uno o varios conductos perforados puede caracterizarse en muchas ocasiones como una estructura isótropa. En dicha estructura existen internamente cavidades o poros interconectados, distribuidos aleatoriamente, en los que el aire puede moverse [36]

La incorporación de materiales absorbentes en sistemas de escape de vehículos ha presentado tradicionalmente problemas de degradación de sus propiedades con el tiempo debido sobre todo a las altas temperaturas que deben soportar y a la contaminación con partículas procedentes de los gases de escape [38]. También cabe considerar problemas de pérdida de material a causa del arrastre sufrido por el flujo de gas, por lo que no se habían utilizado masivamente en los silenciadores hasta hace relativamente poco tiempo y es una de las

motivaciones para realizar un análisis acústico del uso de compuestos sinterizados en la línea de escape de vehículos propulsados por motores a combustión

2.5.1 Introducción

Las propiedades más relevantes de los materiales absorbentes pueden resumirse principalmente en la resistividad, densidad del material, porosidad, elasticidad y orientación de las fibras, entre otras. La resistividad es una de las magnitudes más significativas en la caracterización acústica de materiales absorbentes. Se define como la relación de la presión a ambos lados de una muestra de material absorbente y el producto de la velocidad a través de la muestra por el espesor de la misma [39], es decir

$$R = \frac{\Delta P}{u\Delta L} \quad (2.76)$$

Donde ΔP es la diferencia de presión en ambos lados de la muestra porosa, ΔL corresponde al espesor y u es la velocidad a través de la muestra. Este último parámetro se obtiene por medio de la relación entre el flujo volumétrico V y el área de la sección transversal de fibra que atraviesa S . Cabe destacar que la última magnitud puede ser medida con un tubo de Pitot

$$u = \frac{V}{S} \quad (2.77)$$

La resistividad depende del tamaño de las fibras del material, de su forma y orientación, de la porosidad σ , la viscosidad dinámica μ y de la tortuosidad. Por ejemplo un panel conformado de material absorbente cuyas fibras se encuentran alineadas paralelamente con

respecto a la superficie poseerá una resistividad diferente a uno donde las fibras se encuentren dispuestas perpendicularmente. En el primer caso, el aire fluye perpendicularmente a la superficie del panel, mientras que en el último caso que fluye paralelo a la superficie de la capa de [10]. La resistividad flujo normal es mayor que la resistividad de flujo paralela.

La porosidad de un material absorbente es el cociente entre el volumen de los espacios libres de la muestra porosa y el volumen total

$$\sigma = \frac{V_a}{V_m} \quad (2.78)$$

donde V_a corresponde al volumen del aire o fluido que ocupa los espacios libres y V_m es el volumen total de la muestra de material poroso.

Otra propiedad de los materiales absorbentes corresponde a la densidad efectiva del aire, u otro fluido, que se refiere a la variación de densidad del conjunto aire-estructura (fluido) del material absorbente en función de la frecuencia. A baja frecuencia las fibras del material oscilan junto al aire actuando como parte del mismo y a alta frecuencia las fibras permanecen estáticas. El material poroso modifica el flujo del gas y su compresibilidad. La velocidad del fluido a través de los poros no es uniforme y su dirección depende de la tortuosidad del medio poroso [39]

La tortuosidad es un parámetro adimensional que representa las características internas del esqueleto de los materiales porosos absorbentes o también interpretado como la dificultad al paso de un

fluido por el interior de un material [40], estando relacionado con la porosidad, morfología de los poros, variación de la sección recta del poro y las derivaciones y conexiones con otros poros. La determinación de la tortuosidad a partir de modelos matemáticos para materiales porosos resulta desapropiada en la práctica ya que el entramado interno de conductos es imposible de conocer, por lo cual es un parámetro que se determina experimentalmente.

2.6 Silenciadores

Un silenciador es generalmente un elemento pasivo conectado a una fuente de ruido con la función de atenuar el nivel de sonido dentro de niveles de sonido aceptables tanto en el conducto como en el ambiente. La respuesta acústica de los silenciadores depende de los fenómenos que producen la atenuación sonora [41] [24]. Los silenciadores pueden ser divididos en dos grupos principales: configuraciones reactivas y configuraciones pasivas

2.6.1 Configuraciones reactivas

Son llamados así porque la atenuación es producida principalmente por fenómenos de tipo reactivo en donde parte de la energía incidente retorna a la fuente debido a la reflexión que se produce como consecuencia de cambios de sección y otras particularidades geométricas [24] [42]. Un ejemplo común es una cámara de expansión simple formada por un tubo de entrada, una cámara de expansión central, y un tubo de salida, tal como se observa en la figura 2.4. Cabe destacar que la cantidad de energía disipada es muy pequeña. Estos silenciadores se caracterizan por presentar frecuencias propias en donde la atenuación es elevada y otras donde la atenuación tiende a

anularse debido a que se comporta a manera de bandas de paso como se mostrara en la sección 2.9.

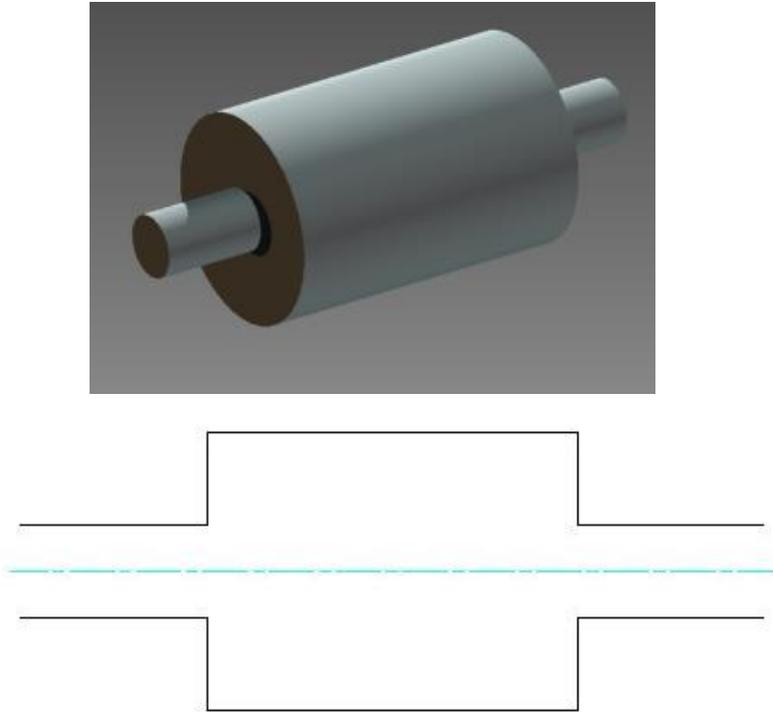


Figura 2.5: Silenciador reactivo con cámara de expansión simple

Una clasificación de silenciadores dentro de esta categoría son los llamados resonadores. Su funcionamiento se basa en la presencia de cavidades y zonas de discontinuidad geométrica donde el flujo puede entrar en resonancia, absorbiendo gran parte de la energía e impidiendo que esta se propague. Estos silenciadores presentan frecuencias propias donde la atenuación es elevada, aunque para otras frecuencias de excitación este mecanismo no funciona y se debe recurrir a otros medios. Un ejemplo claro lo constituye el resonador de Helmholtz y el silenciador con tubos extendidos, en los que los

conductos de entrada y salida penetran parcialmente en el interior de la cámara central como se puede ver en la figura 2.6.

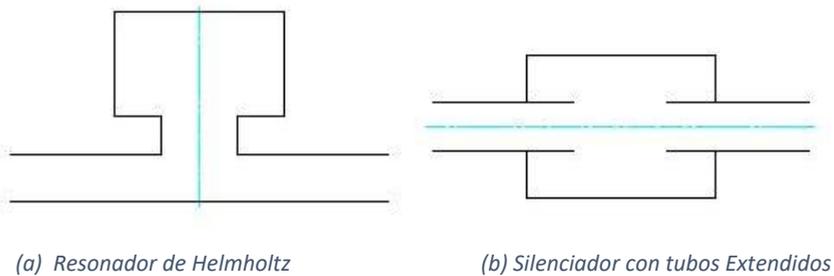


Figura 2.6: Silenciadores Resonantes

2.6.2 Configuración con disipación

La atenuación en silenciadores disipativos se consigue mediante la utilización de materiales absorbentes caracterizados por poseer una gran superficie específica, generalmente en forma de fibra, donde la atenuación acústica es conseguida mediante la disipación de la energía acústica a medida que la onda se propaga a través del fluido en contacto con la fibra absorbente. También pueden conseguirse características disipativas (aunque en menor grado) mediante la introducción de placas y tubos perforados que favorecen la disipación de energía durante la propagación de la onda acústica. Los silenciadores disipativos mejoran su atenuación acústica con el incremento de la frecuencia, por lo cual se utilizan para atenuar a altas frecuencias. En la práctica ningún silenciador se comporta de forma reactiva o disipativa, sino que la optimización de la atenuación acústica se consigue combinando ambos fenómenos, donde la atenuación a bajas frecuencias puede ser conseguida por fenómenos reactivos y a altas frecuencias con el uso de materiales absorbentes. Un ejemplo de

un silenciador disipativo con una configuración reactiva es el mostrado en la figura 2.6

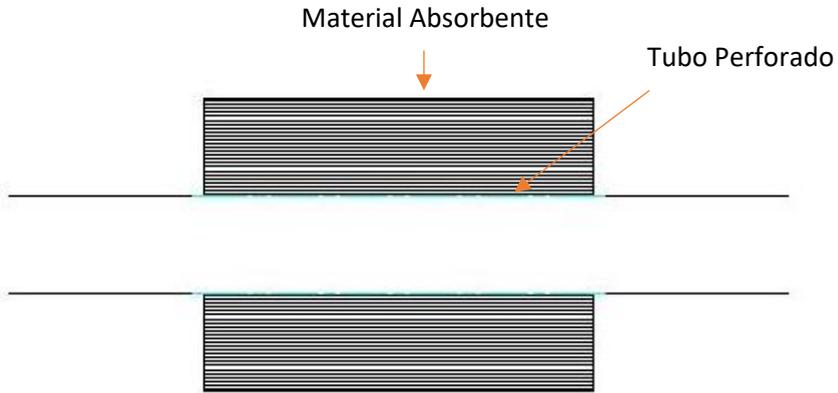


Figura 2.7: Silenciador disipativo

2.8. Índices de atenuación sonora en silenciadores

La eficiencia de un silenciador acústico se puede cuantificar mediante el uso de tres conceptos: las pérdidas por transmisión, las pérdidas por inserción y diferencia de nivel.

- Índice de pérdidas de inserción (IL): se define como la diferencia en decibelios de potencia sonora, medidos en un mismo punto colocado a la salida del sistema con la presencia y ausencia de un silenciador.

$$IL = 10 \log \left(\frac{W_1}{W_2} \right) \quad (2.79)$$

- Índice de pérdidas de transmisión (TL): proporciona información del comportamiento acústico del dispositivo con independencia de la fuente de ruido, por lo que resulta de gran utilidad. Se define como la relación entre la potencia acústica

que incide en el dispositivo respecto a la que es transmitida por este, considerando terminación anecoica. Por tanto, es interesante que el TL tenga un valor elevado si se toma como objetivo mejorar la atenuación de ruido. Si P_1^+ es la presión incidente y P_2^+ la transmitida, en ausencia de flujo resulta

$$TL = 10 \log \left(\frac{S_1 |P_1^+|^2}{S_2 |P_2^+|^2} \right) = 20 \log \left(\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left| \frac{P_1^+}{P_2^+} \right| \right) \quad (2.80)$$

- **Diferencia de Niveles:** Es la diferencia de los niveles de presión sonora entre la entrada y salida del silenciador, debido a una variación geométrica o interponer un material absorbente en el paso del fluido. Este índice, al igual que la pérdida de inserción, depende de la fuente y la terminación empleadas. Si se denota mediante P_1 la presión aguas arriba y P_2 el correspondiente valor aguas abajo, se obtiene

$$LD = 20 \log \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \quad (2.81)$$

2.9 Aplicaciones

A continuación se presenta como obtener el índice de pérdidas de transmisión TL, en un silenciador, con el fin de mostrar sus características básicas usando el método de las matrices de transferencia. Para ello, supóngase que se dispone de la matriz que relaciona las variables en la entrada y en la salida de este, denotadas con subíndices 1 y 2, respectivamente,

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (2.82)$$

De acuerdo con las ecuaciones (2.44) y (2.46), puede escribirse

$$P_1 = P_1^+ + P_1^- \quad (2.83)$$

$$U_1 = U_1^+ + U_1^- = \frac{1}{\rho_0 c_0} (P_1^+ + P_1^-) \quad (2.84)$$

y por tanto

$$P_1^+ = \frac{P_1 + \rho_0 c_0 U_1}{2} \quad (2.85)$$

Dado que la salida es anecoica

$$P_2 = P_2^+ = \rho_0 c_0 U_2 \quad (2.86)$$

Utilizando la expresión dada en 2.80, se obtiene

$$\begin{aligned} TL &= 20 \log \left(\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \left| \frac{P_1 + \rho_0 c_0 U_1}{2 P_2} \right| \right) \\ &= 20 \log \left(\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left| \frac{P_1 + \rho_0 c_0 U_1}{2 \rho_0 c_0 U_2} \right| \right) \end{aligned} \quad (2.87)$$

de manera que considerando ahora la fórmula 2.82, se llega a

$$TL = 20 \log \left(\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left| \frac{A + \frac{B}{\rho_0 c_0} + \rho_0 c_0 C + D}{2} \right| \right) \quad (2.88)$$

Adicionalmente se puede llegar a un desarrollo similar en función de los cuatro polos que relación presión y flujo másico obteniéndose.

$$TL = 20 \log \left(\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left| \frac{A + \frac{S_2 B}{c_0} + \frac{c_0 C}{S_1} + \frac{S_2 D}{S_1}}{2} \right| \right) \quad (2.89)$$

TL de una cámara de expansión simple

Se considera un silenciador como el mostrado en la figura 2.5, formado por un conducto de entrada, una cámara central y un conducto de salida, con longitudes y secciones transversales L_1, L_2, L_3, S_1, S_2 y S_3 , respectivamente. La matriz de transferencia global del silenciador considerando presiones y velocidades se obtiene multiplicando las matrices de los conductos y cambios de sección, dadas por las expresiones (2.68) y (2.72) respectivamente, de manera que

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{S_2}{S_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{S_3}{S_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_3 \\ U_3 \end{Bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_3 \\ U_3 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (2.90)$$

Operando y aplicando la definición del TL dada por la ecuación (2.88), se llega a

$$\begin{aligned} TL &= 10 \cdot \log \left(\left(\frac{m_2}{4m_1} \right) \left(1 + \frac{m_1}{m_2} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. + \frac{m_2}{4m_1} \left(1 - \frac{1}{m_2^2} \right) (m_1^2 - 1) \cdot \text{sen}^2(k_0 L) \right) \end{aligned} \quad (2.91)$$

Para ilustrar el funcionamiento de un silenciador reactivo con cámara de expansión simple son usadas las dimensiones expuestas en la tabla 2.1, donde se asume que la misma está formada por conductos circulares cuya sección transversal puede ser obtenida a partir de los radios. La figura 2.8 muestra los resultados obtenidos, donde se destaca que el TL es una sucesión de cúpulas de atenuación de anchura constante y bandas de paso. Los valores máximos de dichas cúpulas aparecen a frecuencias $f = (2n + 1)c_0/(4L_2)$, $n = 0, 1, 2, \dots$ debido a

la existencia de $2n+1$ cuartos de onda en la cámara. Las bandas de paso tienen una frecuencia asociada de valor $f = nc_0/(2L_2)$, $n = 0, 1, 2, \dots$ lo cual implica que en el interior de la cámara hay n semilongitudes de onda. Cuanto mayor es la longitud mayor es el número de cúpulas presentes en el intervalo considerado, mientras que la máxima amplitud de atenuación está dada por la relación de secciones existente entre la cámara y los tubos, por lo que se necesitan grandes cambios de sección para conseguir aceptables valores de atenuación sonora.

Geometría	R_1 (m)	R_2 (m)	R_3 (m)	L (m)
1	0.0268	0.0866	0.0268	0.3
2	0.0268	0.0866	0.0268	0.15
3	0.0268	0.045	0.0268	0.15

Tabla 2.1: Dimensiones de un silenciador con cámara de expansión simple

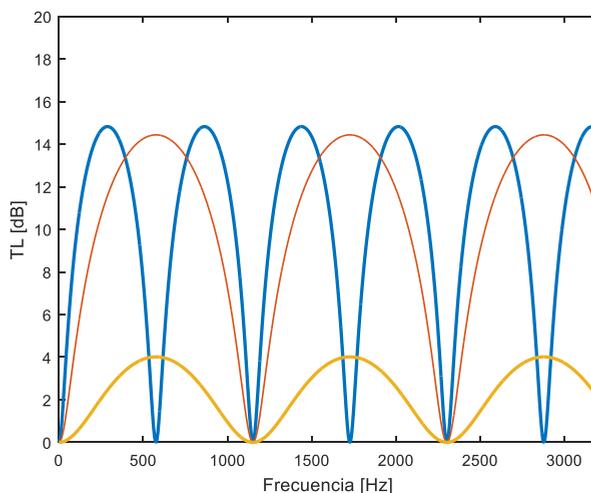


Figura 2.8: TL de silenciadores con cámara de expansión simple: —, Geometría 1; — Geometría 2, — Geometría 3.

Capítulo 3

Métodos experimentales de caracterización acústica de materiales

3.1 Introducción

Para caracterizar el comportamiento acústico de un material existen varios tipos de métodos y procesos; como son el uso de las cámaras reverberantes y los tubos de impedancia.

Las cámaras reverberantes son utilizadas porque permiten obtener las propiedades acústicas de un material bajo un campo difuso logrando buenas aproximaciones de como el material funcionara en una aplicación práctica. El método consiste en medir el tiempo de reverberación de una muestra durante un ensayo según el uso de la normativa UNE EN 20354.

En situaciones investigativas, la caracterización acústica de un material desde el punto de vista experimental se puede desarrollar mediante el uso de la normativa UNE-EN ISO 10534:2002 para la determinación del coeficiente de absorción acústica y de la impedancia acústica en tubos de impedancia, dividida en dos partes. En la primera parte se describe el método del rango de onda estacionaria y en la segunda el método de la función de transferencia el cual es usado durante el desarrollo de este trabajo.

Ambos métodos son útiles tanto el de la cámara reverberante, como el uso de tubos de impedancia para caracterizar un material pero difieren en parámetros como son: la cantidad de material necesario para realizar la prueba (debido a las dimensiones de una cámara

reverberante se requiere muestras de material mayores en esta, que en un tubo de impedancia acústica donde el tamaño de la muestra está limitado por el diámetro del tubo), las condiciones de medición, siendo incidencia difusa para la cámara reverberante y normal para el tubo de impedancia, así como otros tipos de parámetros como son el tiempo requerido para el ensayo y la manera de como los datos son procesados [44]. Por todas las razones anteriormente expuestas los tubos de impedancia acústica son los que mejor se ajustan para caracterizar las superficies sinterizadas, por ser un modelo recurrente en la bibliografía y ampliamente estudiado.

Las superficies sinterizadas son presentadas como una alternativa potencial en las configuraciones de silenciadores disipativos, comúnmente usados en los motores de combustión. En esta sección se describe la metodología experimental para caracterizar superficies sinterizadas. Los experimentos han sido realizados sin tomar en cuenta el flujo medio. La mayor parte de los métodos encontrados en la bibliografía caracterizan un material absorbente de acuerdo a su impedancia característica [45] [46] [47]. Sin embargo estos métodos pueden ser fácilmente adaptados para obtener la impedancia acústica de una superficie sinterizada como se mostrara a continuación.

3.2 Caracterización del material

El método de la matriz de transferencia es uno de los métodos más comunes para caracterizar acústicamente materiales absorbentes [48] [49], el cual ha sido adaptado en este trabajo para caracterizar superficies sinterizadas. Un esquema de la configuración usada para obtener la impedancia acústica de una muestra sinterizada es la

mostrada en la figura 3.1, mientras que la configuración real puede verse en la figura 3.2.

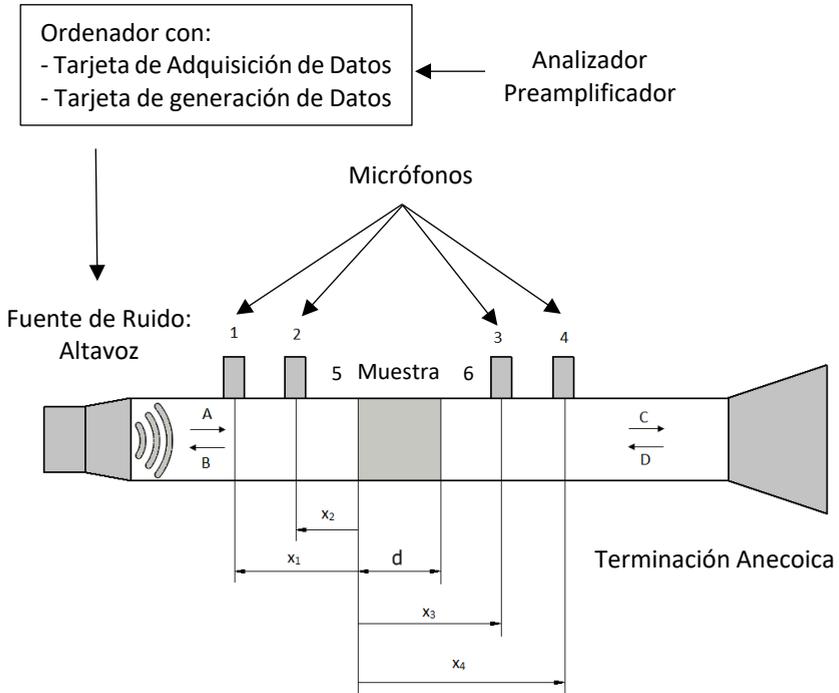


Figura 3.1: Esquema de montaje de una configuración experimental para una muestra de material por medio del método de la matriz de transferencia.

En esta configuración, el tubo de impedancia está provisto de cuatro micrófonos y un altavoz como se puede observar en la figura 3.1. El altavoz genera ruido dentro del tubo, el cual a su vez pasa a través de la superficie sinterizada colocada en el portamuestras (ver figura 3.6) y continúa hasta la salida del tubo de impedancia.



Figura 3.2: Configuración experimental para superficies sinterizadas por medio del método de la matriz de transferencia

Se disponen de cuatro micrófonos, dos colocados aguas arriba y dos aguas abajo de la muestra, su función es registrar la presión acústica compleja (P_1, P_2, P_3, P_4) en su correspondiente posición. Las presiones pueden ser escritas de la siguiente manera:

$$P_1 = (Ae^{-jkx_1} + Be^{jkx_1})e^{j\omega t} \quad (3.1)$$

$$P_2 = (Ae^{-jkx_2} + Be^{jkx_2})e^{j\omega t} \quad (3.2)$$

$$P_3 = (Ae^{-jkx_3} + Be^{jkx_3})e^{j\omega t} \quad (3.3)$$

$$P_4 = (Ae^{-jkx_4} + Be^{jkx_4})e^{j\omega t} \quad (3.4)$$

donde k_0 es el número de onda del aire y x_1, x_2, x_3 y x_4 son las distancias desde cada micrófono hasta la cara de la muestra, mientras d es el espesor de la muestra objeto de estudio.

Las amplitudes complejas de estas ondas están representadas por los coeficientes A, B, C y D y se pueden calcular como:

$$A = \frac{j(P_1e^{-jk_0x_2} + P_2e^{jk_0x_1})}{2\text{sen}(k_0(x_1 - x_2))} \quad (3.5)$$

$$B = \frac{j(P_2 e^{-jk_0 x_1} + P_1 e^{jk_0 x_2})}{2 \text{sen}(k_0(x_1 - x_2))} \quad (3.6)$$

$$C = \frac{j(P_3 e^{-jk_0 x_4} + P_2 e^{jk_0 x_3})}{2 \text{sen}(k_0(x_3 - x_4))} \quad (3.7)$$

$$D = \frac{j(P_4 e^{-jk_0 x_3} + P_3 e^{jk_0 x_4})}{2 \text{sen}(k_0(x_3 - x_4))} \quad (3.8)$$

La matriz de transferencia entre las secciones 5 y 6 pueden ser expresadas como

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} A_{56} & B_{56} \\ C_{56} & D_{56} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{Bmatrix}_{x=d} \quad (3.9)$$

Así, las presiones y velocidades en las dos superficies de la muestra de material poroso pueden expresarse en términos de las amplitudes complejas de las ondas planas progresiva y regresiva.

$$P|_{x=0} = A + B \quad (3.10)$$

$$U|_{x=0} = \frac{A - B}{\rho_0 c_0} \quad (3.11)$$

$$P|_{x=d} = C e^{-jk_0 d} + B e^{jk_0 d} \quad (3.12)$$

$$U|_{x=d} = \frac{C e^{-jk_0 d} + B e^{jk_0 d}}{\rho_0 c_0} \quad (3.13)$$

donde ρ_0 es la densidad del aire y c_0 la velocidad del sonido.

Cabe destacar que la matriz de transferencia consta de 2 ecuaciones con cuatro incógnitas, por lo que se necesita de dos ecuaciones adicionales. Para obtener estas expresiones pueden recurrirse a dos alternativas. La primera involucra llevar a cabo un nuevo test, como por ejemplo usándose una diferente condición de salida. Una segunda

aproximación consiste en asumir que el sistema es simétrico y reciproco [48]. Esta suposición ha mostrado buenas aproximaciones con materiales absorbentes, además las hipótesis son válidas siempre y cuando el flujo medio no sea considerado. Para el caso particular de las superficies sinterizadas, el segundo método es más que suficiente para obtener una adecuada estimación de la impedancia acústica. Las condiciones de simetría y reciprocidad pueden ser escritas de la siguiente manera.

$$A_{56} = D_{56} \quad (3.14)$$

$$A_{56} - D_{56} = 1 \quad (3.15)$$

Combinando las ecuaciones (3.10-3.15) y resolviendo el sistema se obtiene

$$A_{56} = \frac{P|_{x=d} U|_{x=d} + P|_{x=0} U|_{x=0}}{P|_{x=0} U|_{x=d} + P|_{x=d} U|_{x=0}} \quad (3.16)$$

$$B_{56} = \frac{P|_{x=0}^2 - P|_{x=d}^2}{P|_{x=0} U|_{x=d} + P|_{x=d} U|_{x=0}} \quad (3.17)$$

$$C_{56} = \frac{U|_{x=0}^2 - U|_{x=d}^2}{P|_{x=0} U|_{x=d} + P|_{x=d} U|_{x=0}} \quad (3.18)$$

$$D_{56} = \frac{P|_{x=d} U|_{x=d} + P|_{x=0} U|_{x=0}}{P|_{x=0} U|_{x=d} + P|_{x=d} U|_{x=0}} \quad (3.19)$$

Para un material homogéneo e isotrópico, la matriz de transferencia está dada de acuerdo a las siguientes propiedades

$$\begin{bmatrix} A_{56} & B_{56} \\ C_{56} & D_{56} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_m d) & j Z_m \text{sen}(k_m d) \\ \frac{j \text{sen}(k_m d)}{Z_m} & \cos(k_m d) \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

Donde k_m y Z_m pueden ser obtenidas

$$k_m = \frac{\arccos A_{56}}{d} \quad (3.21)$$

$$Z_m = \rho_m c_m = \sqrt{\frac{B_{56}}{C_{56}}} \quad (3.22)$$

Debe notarse que para una superficie, la matriz de transferencia puede ser simplificada, haciendo que el espesor de la muestra tienda a cero, llegando a la siguiente expresión.

$$\begin{Bmatrix} P \\ U \end{Bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} 1 & Z_p \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P \\ U \end{Bmatrix}_{x=d} \quad (3.23)$$

Entonces, la impedancia acústica para una superficie sinterizada puede obtenerse de la siguiente manera siempre y cuando la muestra sea simétrica

$$Z_p = \frac{P_{x=0} - P_{x=d}}{U_{x=0}} = \frac{P_{x=0} - P_{x=d}}{U_{x=d}} \quad (3.24)$$

Sin embargo, experimentalmente se ha determinado que la velocidad acústica $U_{x=0}$ y $U_{x=d}$ en la superficie sinterizada no son exactamente idénticas. Por lo tanto de acuerdo a Lee y varios autores. [45], un promedio de dos velocidades puede ser utilizado para calcular la impedancia de una superficie sinterizada como:

$$Z_p = \frac{P_{x=0} - P_{x=d}}{\frac{U_{x=0} + U_{x=d}}{2}} \quad (3.25)$$

Para reducir errores asociados con problemas en las medidas, los micrófonos han sido calibrados previamente. Seyber y Ross [50] sugieren que el enrasado debe llevarse a cabo nivelando los dos micrófonos sobre el mismo plano y colocándolos en el extremo del tubo de propagación, de tal manera que ambos se encuentren bajo la

misma onda de presión. Dadas las dimensiones del tubo de propagación, la onda que llega a los micrófonos debe ser plana. Por tanto, la medida de los mismos debe tener la misma amplitud y fase. Las diferencias existentes entre los registros se utilizan para realizar la calibración relativa respecto a uno de los micrófonos elegido de forma arbitraria. En nuestro caso, el micrófono 1.



Figura 3.3: Acople para el enrasado de los micrófonos en el mismo plano

La función de transferencia entre la medida de los micrófonos 1 y 2 al excitar con ruido aleatorio, se define como:

$$H_{12} = \sum_{p=1}^{N \text{ mean}} \frac{S_{12}(f)}{S_{11}(f)} \quad (3.26)$$

donde S_{12} y S_{11} son el espectro cruzado entre los micrófonos 1 y 2 el autoespectro del micrófono 1. Es decir, $S_{12} = FFT(P_2) \cdot \overline{FFT(P_1)}$ y

$S_{11} = FFT(P_1) \cdot \overline{FFT(P_1)}$ siendo P_1 y P_2 lecturas de medidas de presión de los micrófonos 1 y 2 y N_{mean} es el número de medidas que se promedian

$H_{12}(f)$ es en general complejo, por tanto, la ganancia entre las medidas de los micrófonos y el desfase son, respectivamente

$$|H_{12}(f)| \quad (3.27)$$

$$\phi_{12}(f) = \arctan \left[\frac{Im[H_{12}(f)]}{Re[H_{12}(f)]} \right] \quad (3.28)$$

Nótese que como el micrófono 1 ha sido elegido como referencia, $S_{11}(f)$ no requiere ser corregido. Los micrófonos 3 y 4 se corrigen de forma análoga en referencia al micrófono 1.

3.3 Banco de Ensayos

El banco de ensayos mostrado en la figura 3.2 es el utilizado para el desarrollo de este trabajo y está compuesto de los siguientes elementos:

- Tarjeta de generación: genera la señal digital.
- Conversor A/D (analógico/digital): Dispone de dos conversores A/D. El primero convierte la señal digital de la tarjeta de generación en una señal analógica que se envía al amplificador. El segundo convierte la señal analógica que proviene del amplificador-acondicionador y la convierte en una señal digital que se envía a la tarjeta de adquisición.
- Tarjeta de adquisición: adquiere el registro temporal de presiones de los cuatro micrófonos.

- Amplificador monoaural FoneStar M-A 60. Este dispositivo amplifica la señal analógica enviada por la tarjeta de generación y la transmite al altavoz. Dispone de cuatro canales más uno auxiliar.
- Altavoz: genera el ruido blanco. Está ubicado en el interior de una caja de aluminio de gran espesor para que el ruido generado abandone la caja solo por el tubo de impedancia. Se consigue además que el ruido generado no pueda influir en los micrófonos desde el exterior del tubo de impedancia.
- Tubo de impedancia: es un tubo de PVC de 16 atmosferas. Tiene 63 mm de diámetro nominal, con un espesor de 4.7 mm. En un extremo va acoplado el altavoz con una unión flexible para que no se transmita vibración desde el altavoz. En el extremo opuesto la terminación está rellena de material absorbente con densidad creciente con el fin de disponer de una salida anecoica. Sobre el tubo van montados cuatro micrófonos enrasados a la pared interna del tubo y un portamuestras que se fija mediante una unión roscada.
- Micrófonos de presión: son micrófonos Brüel & Kjaer de 1/4 de pulgada. Registran la presión acústica y la transforman en una señal analógica, a razón de 31.6 mV/Pa. Cada pareja está espaciada una longitud $s=0.0465$ m, lo cual permite una frecuencia máxima de análisis de 3656 Hz.
- Amplificador-acondicionador: Nexus 2690 fabricado por Brüel & Kjaer. Este dispositivo recibe las señales analógicas

provenientes de los micrófonos de presión, las pre amplifica y las envia al conversor analógico/digital.

- Estación meteorológica: fabricada por oh!haus&Co. Controla la temperatura y la humedad del laboratorio, factores que influyen en la velocidad del sonido del medio. Dispone de un satélite que envía la temperatura y humedad del lugar donde está colocado y que se sitúa bajo el portamuestras.
- Portamuestras: aloja la muestra que va a ser caracterizada. Se dispone de un portamuestras que nos permiten caracterizar un amplio rango de placas y de muestras cilíndricas.

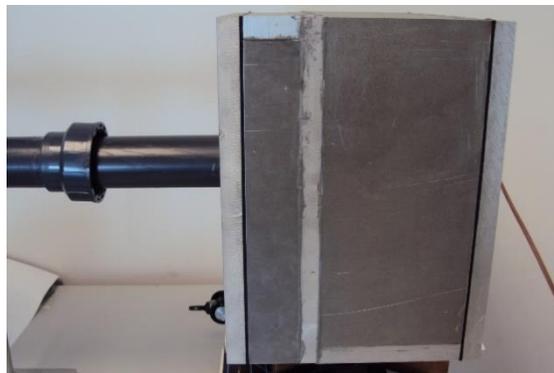


Figura 3.4: Analizador-Preamplificador (arriba). Altavoz (abajo)



Figura 3.5 Micrófonos de Presión (izquierda). Estación Meteorológica (derecha)



Figura 3.6: Portamuestra



Figura 3.7: Salida Anecoica

3.3.1 Consideraciones importantes sobre el banco

- El tubo de PVC tiene una primera frecuencia de corte asimétrica de 3715 Hz y una primera frecuencia de corte axisimétrica de 7733 Hz, superiores a la frecuencia de interés.

Estas frecuencias se han calculado con las siguientes expresiones

$$\frac{1.84c_0}{\pi\phi_{int}} = 3715 \text{ Hz} \quad (3.29)$$

$$\frac{3.83c_0}{\pi\phi_{int}} = 7733 \text{ Hz} \quad (3.30)$$

para una velocidad del sonido $c_0 = 340 \text{ m/s}$ y para un diámetro interno del tubo $\phi_{int} = 53.6 \text{ mm}$.

- El muestreo se realiza con una frecuencia de 12000 Hz para evitar aliasing. La frecuencia de muestreo es mayor que el doble de la frecuencia más alta de la señal generada. Teorema de muestreo de Nyquist-Shannon.
- Se garantiza un campo acústico plano debido a que la frecuencia de excitación no supera la frecuencia de corte y los puntos de medida de los micrófonos están lo suficientemente alejados, de 2 a 3 veces ϕ_{int} , de los cambios de sección que puedan generar modos no planos evanescentes [20].

3.3.2 Portamuestras

Este banco de ensayos permite caracterizar acústicamente muestras de diversa tipología con tan solo sustituir el portamuestras. Para el desarrollo de este Trabajo Fin de Master se ha utilizado un portamuestras roscado de acero inoxidable ver figuras (3.6 y 3.8). Este portamuestras ha sido diseñado para poder alojar placas de diferentes espesores que van desde 1mm a 8 mm y diámetros de 56 mm a 66 mm. Adicionalmente se puede observar en la figura 3.8 un esquema

con cada una de las dimensiones representativas de este portamuestras y su acoplamiento con el tubo de propagación.

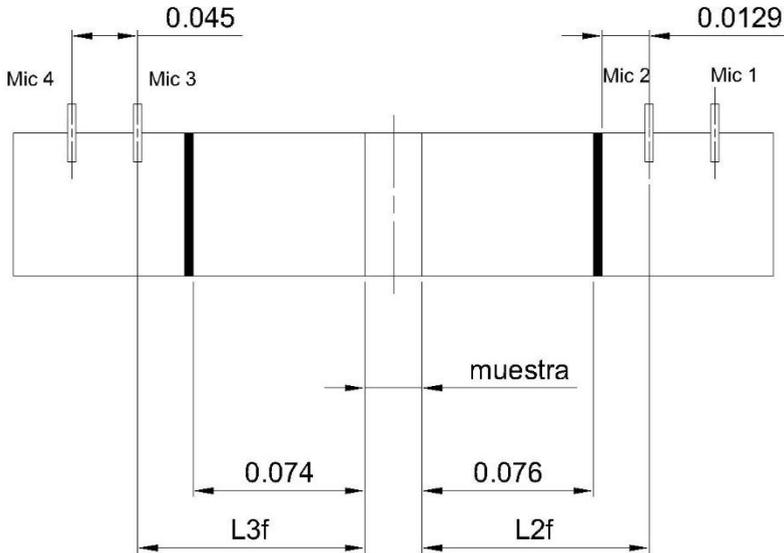


Figura 3.8: Esquema dimensional del portamuestras y su acoplamiento

3.4 Impedancia acústica de superficies sinterizadas

Un material metálico sinterizado se obtiene a partir de polvo esférico compactado y posteriormente calentado a una elevada temperatura (alrededor de 20 % - 30 % por debajo del punto de fusión de la mezcla). Durante este proceso, se produce una difusión atómica entre las partículas y aparece la coalescencia de las microsferas en estado sólido, resultando en un enlace químico. El proceso de sinterización es llevado a cabo en hornos continuos donde la velocidad y composición química de la atmosfera son controladas. Las temperaturas usuales del proceso rondan los 750 °C a 1300 °C dependiendo del material y las características que se requieran. Para el caso de nuestro estudio las

muestras no han sido compactas para obtener una superficie más porosa. Las muestras caracterizadas en el banco de ensayo acústico son placas circulares fabricadas de bronce con espesores de 0.001m 0.002m. y 0.003 cada una de ellas con un distinto tamaño de esfera FB12, FB24, FB40 . Cabe destacar que el número que acompaña al grado FB corresponde con el tamaño de poro del material, como se puede revisar en la tabla 3.1

Grado	Diámetro medio de las esferas (μm)	Poros medio (μm)
FB12	65	12
FB24	120	24
FB40	200	40
FB60	300	60

Tabla 3.1: Grados normalizados de filtrado de las placas sinterizadas de bronce.

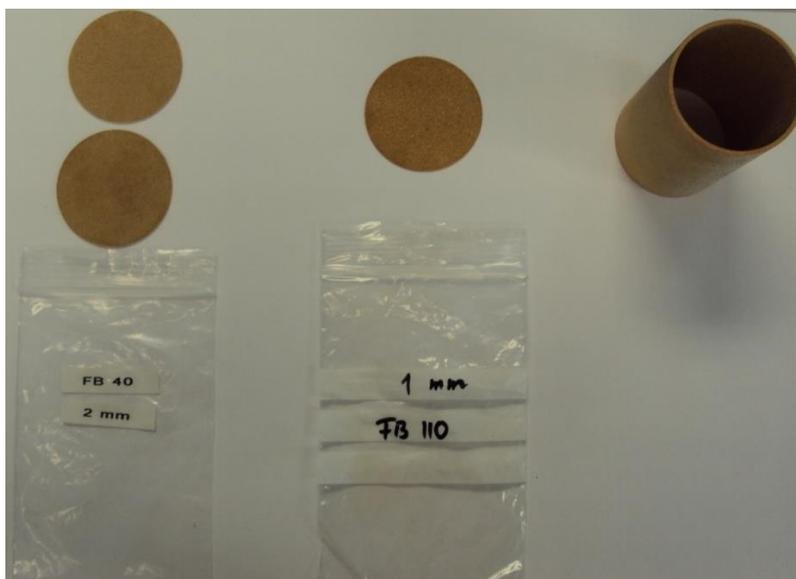


Figura 3.9: Distintos tipos de superficies sinterizadas

La estimación de la porosidad se ha realizado a través del cálculo de la densidad aparente de la placa. La porosidad se ha calculado según:

$$\text{Porosidad (\%)} = 100 \left(1 - \frac{\rho_{ap}}{\rho_{esp}} \right) \quad (3.31)$$

Siendo la densidad aparente

$$\rho_{ap} = \frac{m}{V} = \frac{m}{\frac{\pi \phi^2}{4} e} \quad (3.32)$$

Siendo ϕ el diámetro de la placa, e su espesor y tomando una densidad específica, $\rho_{esp} = 8770 \text{ kg/m}^3$ la densidad del material base, un bronce 90/10 (CDA C90700 - ASTM B505).

Las placas han sido medidas con un pie de rey, mostrando disparidad entre sus valores, debido al reducido espesor de las muestras. Esto provoca una incertidumbre dimensional en la geometría de las placas producto de la heterogeneidad del material durante el proceso de manufactura lo que contribuye a un incremento de la incertidumbre sobre el valor de la porosidad, que en algunos casos es elevado como se puede ver en la tabla 3.2

El error relativo sobre la densidad aparente para un material sinterizado $e_{\rho b}$ ha sido obtenido considerando la incertidumbre de diferentes variables como

$$e_{\rho b} = \sqrt{\left(\frac{e_m}{V}\right)^2 + \left(\frac{me_v}{V^2}\right)^2} \quad 3.33$$

donde m es la masa, V es el volumen y e_m y e_v son sus respectivas incertidumbres. Por lo tanto, el error relativo de la porosidad puede ser calculado como

$$e_{\sigma} = \frac{\rho_{ap}}{\rho_{esp}} \cdot 100 \quad (3.34)$$

En donde e_{σ} viene siendo la incertidumbre debida a la porosidad

Espesor (m)	Granulometría	Porosidad (%)	Error Relativo
0.001	FB12	33.38	5%
0.001	FB24	41.94	2.7%
0.001	FB40	46.24	0.9%
0.001	FB60	49.79	2%
0.002	FB12	32.19	2.5%
0.002	FB24	36.95	1.3%
0.002	FB40	41.06	1.7%
0.002	FB60	43.36	0.8%
0.003	FB12	31.76	2.6%
0.003	FB24	34.63	2.0%
0.003	FB40	39.48	0.9%
0.003	FB60	40.34	2.1%

Tabla 3.2: Porosidad y error relativo de las placas sinterizadas de bronce

Algunas imágenes de placas de bronce sinterizadas con diferentes espesores y tamaños de poro han sido realizadas por microscopia como puede verse en la figura 3.10, adicionalmente se puede observar cómo se produce una unión a manera de cuello entre cada una de las partículas de polvo esférico. El crecimiento a manera de cuello así como la densificación de las partículas es provocado por la difusión

atómica durante el proceso de calentamiento (cuando la temperatura excede la mitad del punto de fusión de la sustancia) [50]

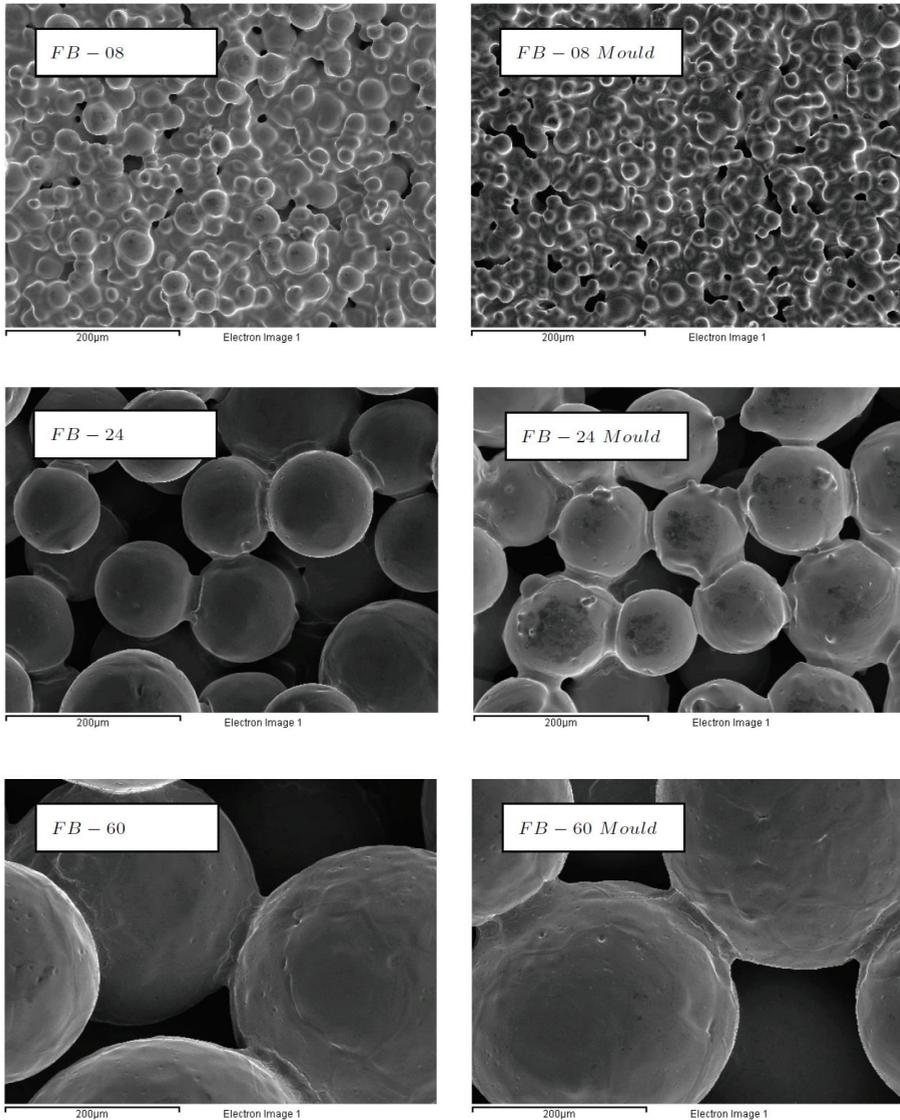


Figura 3.10: Microscopia a 500x de las pacas de bronce sinterizado de 0.002m de espesor. Izquierda parte superior de la placa, derecha cara en contacto con el molde: FB08, FB24 yFB60.

3.5 Procedimiento de medida

En esta parte se procede a explicar cómo se realiza la obtención de las propiedades acústicas del material, empezando por el proceso necesario para generar señales hasta finalmente como éstas son procesadas.

3.5.1 Caracterización acústica de las placas sinterizadas

La muestra es colocada en el portamuestras, para luego ser montada en el tubo de impedancia, verificando que la misma se encuentre correctamente alineada y herméticamente sellada, evitando así que pueda existir contaminación acústica desde el exterior.

A continuación se abre el programa Labview 7, y se carga la librería Anal_2AT_H.lib, desde donde se puede cargar el fichero Analizador (AT2150)2.vi

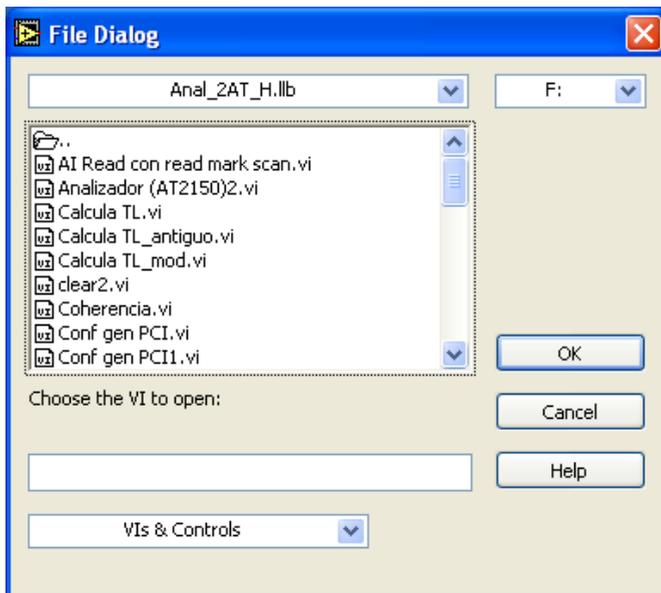


Figura 3.11: Librería Anal_2AT_H.lib

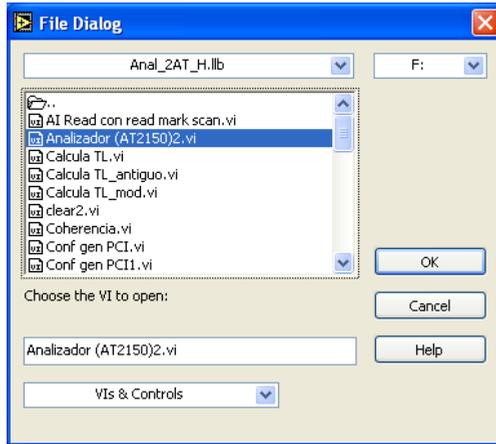


Figura 3.12: Fichero Analizador (AT2150)2.vi

Realizados los pasos anteriores se abre una ventana como la mostrada en la figura 3. Con este fichero se puede generar ruido blanco a una frecuencia de 2500 Hz, con un ancho de banda de 4999 Hz y una amplitud de 1Hz.

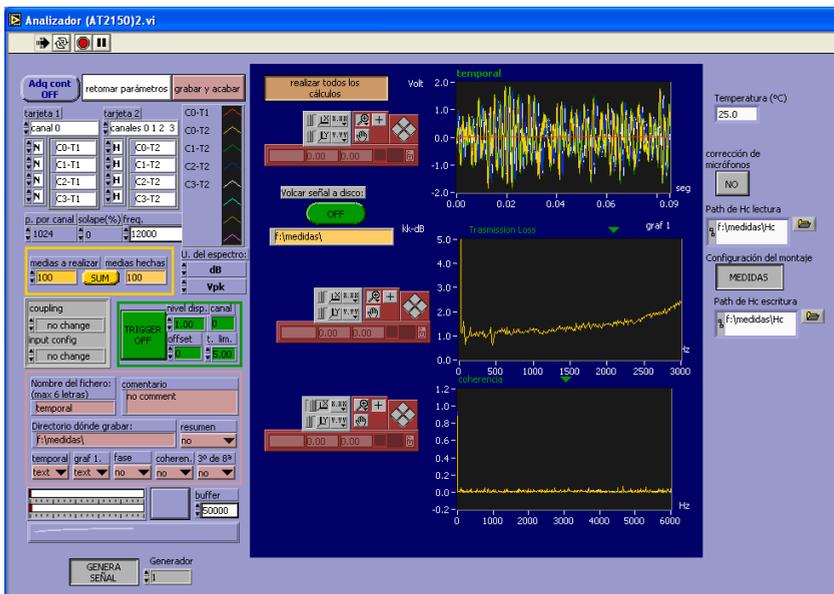


Figura 3.13: Fichero Analizador (AT2150)2.

Una vez insertados los datos para la excitación del sistema (ruido blanco), el fichero VI permite visualizar tanto la señal temporal adquirida por los cuatro micrófonos así como el índice de pérdidas por transmisión (TL), además puede muestrearse la señal (en este caso 10 segundos) y generarse un archivo temporal, que posteriormente es analizado con la utilización de otro software.

Con el uso del Software Mathcad las señales temporales son adquiridas y procesadas para realizarse los cálculos oportunos, como son: obtener la impedancia acústica del material y su número de onda. Encontrados estos valores se puede calcular la densidad equivalente del aire, velocidad equivalente del sonido o el coeficiente de absorción.

3.5.2 Análisis de las series temporales

Una vez realizado el muestreo de la señal y guardada la señal temporal; el archivo genera un fichero con la extensión .dat. Este archivo consta de cinco columnas; en donde las columnas 2 a 5 representan las series temporales de los micrófonos 1 a 4 respectivamente. Posteriormente el fichero .dat es cargado a una plantilla de Mathcad en donde la serie temporal de cada micrófono se divide en 96 bloques de 1024 puntos. Cada uno de estos bloques se multiplica por una ventana Hanning la cual obliga a que la señal sea cero al inicio y al final de la medida, forzando la continuidad de la señal en estos puntos, como paso previo antes de realizar la transformada rápida de Fourier. Luego se calcula la transformada de Fourier, la cual se caracteriza por ser simétrica y por lo tanto son tomados solo sus primeros 512 puntos. Estos vectores se caracterizan por tener tanto

parte real como imaginaria y permitir representar tanto las ondas progresivas como las regresivas. Posteriormente se calcula el valor de la presión y velocidad aguas arriba y aguas abajo de la muestra y con ello poder calcular el valor de la impedancia característica de la muestra. Finalmente se realiza un promediado de los 96 bloques, cuyo resultado origina 512 elementos en variable compleja y representan un rango de frecuencia de 0 a 5000 HZ. Por facilidad de análisis las series son truncadas a 310 puntos equivalentes a un rango de análisis de 0 a 3620 Hz como puede verse en la figura 3.14. En caso de requerirse oportuno y seguir procesando los datos el software permite guardar el archivo como una extensión .prn, cuya última columna es auxiliar y representa la temperatura ambiente en la fila uno y la longitud de la muestra en la fila dos.

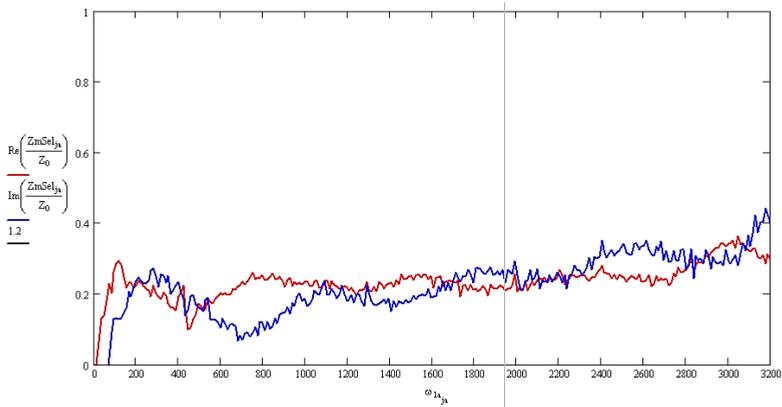


Figura 3.14: Ensayo Aleatorio de una muestra sinterizada

3.5.3 Resultados de las placas sinterizadas

Varios ensayos han sido realizados para determinar la impedancia acústica en placas sinterizadas y los resultados son representados en las figuras 3.15-3.17. Comparando cada una de las gráficas se puede

decir que a medida que el tamaño del poro disminuye, la placa cada vez se comporta más como un elemento rígido y la impedancia acústica se incrementa. Esto es debido a que cada vez las reflexiones son mayores, como puede verse en las figuras 3.15-3.17 donde la impedancia acústica normalizada de las placas FB24 es mayor que las otras dos restantes.

Las placas sinterizadas presentan una parte real de la impedancia acústica casi constante en el rango de análisis, mientras la parte imaginaria tiene una leve dependencia con la frecuencia, y se va incrementado a elevadas frecuencias, aunque su valor siempre es inferior que el de la parte real. Este hecho es especialmente claro para las placas FB40 y FB60 donde se puede notar un comportamiento acústico más consistente.

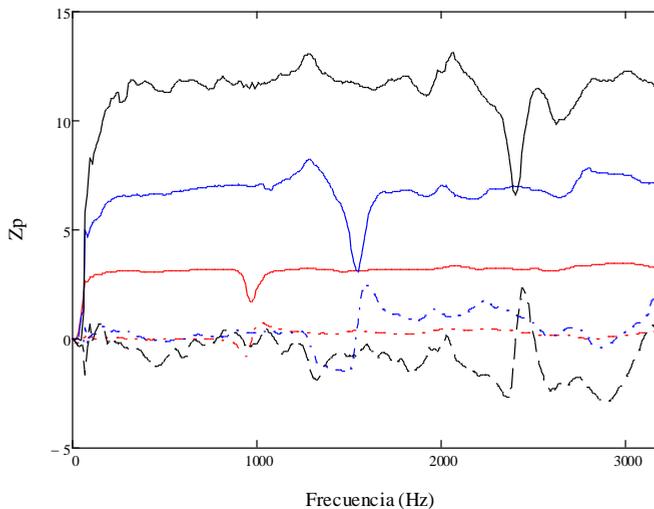


Figura 3.15: Impedancia acústica normalizada FB24 para diferentes espesores: — Parte Real (Z_p), espesor=0.001m; - - Parte Imaginaria (Z_p), espesor = 0.001m; — Parte Real (Z_p), espesor = 0.002m; - - Parte Imaginaria (Z_p), espesor = 0.002m; — Parte Real (Z_p), espesor = 0.003m; - - Parte Imaginaria (Z_p), espesor = 0.003m

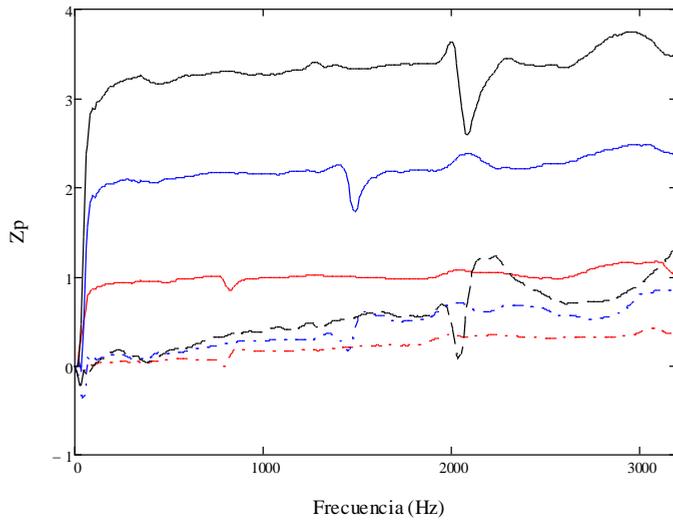


Figura 3.16: Impedancia acústica normalizada FB40 para diferentes espesores: **—** Parte Real (Z_p), espesor=0.001m; **- -** Parte Imaginaria (Z_p), espesor = 0.001m; **—** Parte Real (Z_p), espesor = 0.002m; **- -** Parte Imaginaria (Z_p), espesor = 0.002m; **—** Parte Real (Z_p), espesor = 0.003m; **- -** Parte Imaginaria (Z_p), espesor = 0.003m

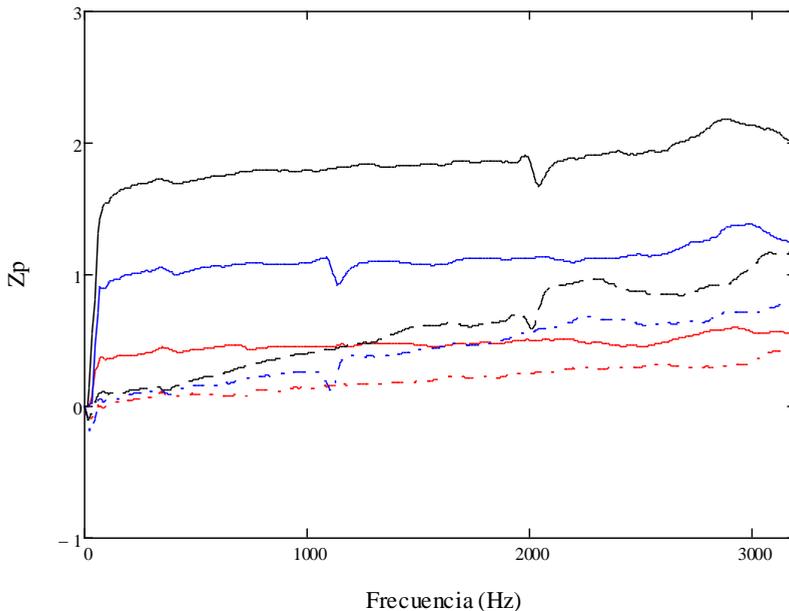


Figura 3.17: Impedancia acústica normalizada FB60 para diferentes espesores: **—** Parte Real (Z_p), espesor=0.001m; **- -** Parte Imaginaria (Z_p), espesor = 0.001m; **—** Parte Real (Z_p), espesor = 0.002m; **- -** Parte Imaginaria (Z_p), espesor = 0.002m; **—** Parte Real (Z_p), espesor = 0.003m; **- -** Parte Imaginaria (Z_p), espesor = 0.003m

3.6 Modelo acústico de superficies sinterizadas

Las superficies sinterizadas pueden ser modeladas por medio de modelos semi-fenomenológicos como es demostrado por Li y otros [52]. Estos autores presentan un modelo acústico con bronce sinterizado como material y basado en estudios previos realizados por Allard y Atalla [39] para materiales porosos, donde el medio absorbente es modelado como un fluido equivalente caracterizado por su densidad compleja equivalente ρ_m y su número de onda complejo K_m . La propagación de la onda en un fluido equivalente depende de varios parámetros como son la porosidad σ , tortuosidad q y la resistencia al flujo R . Además depende de propiedades microestructurales como son la longitud viscosa característica Λ y la longitud característica térmica Λ' . La primera es la relación del volumen con respecto a la superficie del área de los poros, promediado con el cuadrado de la velocidad microscópica de un líquido no viscoso en los poros, mientras el segundo es la relación del volumen del poro con respecto de la superficie. Claramente la longitud característica térmica será más grande o igual que la longitud viscosa característica [52]. El bronce sinterizado se encuentra compuesto de pequeñas partículas y puede suponerse que es un material poroso que tiene una estructura rígida. [53]

$$Z_m = \sqrt{K_m \rho_m} \quad (3.35)$$

$$k_m = \omega \sqrt{\frac{K_m}{\rho_m}} \quad (3.36)$$

Mientras que la velocidad del sonido en un material poroso puede ser escrita como

$$c_m = \frac{\omega}{K_m} = \sqrt{\frac{K_m}{\rho_m}} \quad (3.37)$$

Los poros permiten una considerable disipación de sonido por fricción debido al incremento de la velocidad del aire cuando este viaja por los pequeños canales conectados entre ellos [55]. La contribución de pequeños agujeros en la disipación del sonido es más significativa que la producida por pérdidas viscosas y térmicas en poros largos [56]

Umnova y otros autores [56] [57]. Desarrollaron un modelo basado en celdas para evaluar las propiedades de empaquetamiento de las esferas. Como primera aproximación [57], estos autores derivaron expresiones de la permeabilidad, tortuosidad y longitud característica en términos del arrastre dinámico. En el segundo trabajo [57], Umnova y otros autores, obtuvieron una nueva relación entre la compresibilidad compleja de un gran número de volumen de esferas combinándolo con un modelo de celda con aproximación de fase acoplada; a través de esta combinación de expresiones analíticas para densidad compleja se deduce un modelo para predecir la densidad aparente característica. Como una alternativa en el mismo trabajo, el modelo previo fue combinado y se propuso un método semi-empírico de la dependencia de la frecuencia de la densidad dinámica y su extensión a la dependencia de la frecuencia de compresibilidad dinámica para materiales granulares fue propuesta. En estos trabajos [56] [57] fueron validados mediante comparación los resultados teóricos con los obtenidos experimentalmente de esferas de bronce sinterizado y vidrio fundido, obteniéndose buenos resultados.

En este proyecto el trabajo desarrollado por Umnova y otros autores [56] [57], así como de Li y otros autores [52] es presentado. De acuerdo con Umnova y otros autores, la densidad compleja puede ser evaluada como

$$\rho_m = \rho_0 q \left(1 + \frac{-j\mu\sigma}{\omega\rho_0 c_0 q} \sqrt{1 + \frac{\omega\rho_0^4 q^2 k_p^2}{-j\mu\Lambda^2 \sigma^2}} \right) \quad (3.38)$$

ρ_0 y c_0 son la densidad del aire y la velocidad del sonido μ la viscosidad dinámica, σ la porosidad, q la tortuosidad, k_p la permeabilidad térmica en estado estacionario y Λ la longitud viscosa característica. La tortuosidad puede ser definida como

$$q = 1 + \frac{1 - \sigma}{2\sigma} \quad (3.39)$$

mientras que la permeabilidad es

$$k_p = \frac{\mu}{R} \quad (3.40)$$

donde R es la resistencia al flujo y está dada por

$$R = \frac{9\mu(1 - \sigma)}{2R_{part}\sigma} = \frac{5(1 - \Theta)}{5 - 9\sqrt[3]{\Theta} + 5\Theta - \Theta^2} \quad (3.41)$$

y finalmente Λ puede ser escrita como

$$\Lambda = \frac{4(1 - \Theta)\sigma q R_{part}}{9(1 - \Theta)} \quad (3.42)$$

Además R_{part} es la el radio de la partícula y Θ el parámetro de radio de la celda, que puede ser estimado de la siguiente manera

$$\Theta = \frac{3(1 - \sigma)}{\pi\sqrt{2}} \quad (3.43)$$

Por otra parte, el número de onda complejo puede ser estimado como

$$k_m = \frac{\gamma P_0}{\gamma - \frac{1}{1 + \frac{8\mu}{j\omega\rho_0 P_r \Lambda^2} \sqrt{1 + \frac{j\omega\rho_0 P_r \Lambda'^2}{16\mu}}}} \quad (3.44)$$

donde γ es la relación de calor específico, P_0 la presión atmosférica, P_r es el número de Prandtl ($P_r = 0.71$), ω la frecuencia angular, mientras que como se indicó previamente, Λ' es la longitud característica térmica y puede ser definida de acuerdo a Umnova y otros autores [58] como

$$\Lambda' = \frac{3\Lambda}{2q(1 - \Theta)} \quad (3.45)$$

Una vez que todos estos parámetros son conocidos, el material sinterizado queda completamente caracterizado y la impedancia superficial acústica puede ser modelada como

$$Z_p = j\omega\rho_m t \frac{1}{\sigma} \quad (3.46)$$

t es el espesor de la placa sinterizada.

Un ejemplo con algunos valores de los parámetros del modelo se presentan en la Tabla 3.3 con el fin de tener un orden de magnitud.

q	$k_p(m^2)$	$R(rayl/m)$	$\Lambda(m)$	Θ	$\Lambda'(m)$
1.739	$9.338 \cdot 10^{-11}$	$1.924 \cdot 10^5$	$4.682 \cdot 10^{-5}$	0.402	$6.761 \cdot 10^{-5}$

Tabla 3.3: Algunos valores de placas sinterizadas de una placa FB60 y espesor de 0.001m

Capítulo 4

Modelado con elementos finitos

4.1 Introducción

El método de los elementos finitos surge de la necesidad de resolver problemas en ingeniería que analíticamente serían muy costosos computacionalmente de resolver o imposibles debido a las complejidades asociadas a la geometría y sus condiciones de contorno. Es por ello que se busca darle un enfoque diferente en este apartado a las superficies sinterizadas y su introducción en silenciadores mediante un software comercial de elementos finitos.

COMSOL Multiphysics es un software de análisis y resolución de elementos finitos que permite resolver problemas ingenieriles especialmente cuando los fenómenos físicos vinculados al problema se encuentran acoplados. Para ello el programa cuenta con varios módulos específicos y que adicionalmente pueden vincularse en caso de que fuese necesario como: modulo acústico, corrosión, electromagnetismo, transferencia de calor, etc.

Para el desarrollo del presente trabajo se utilizara el modulo acústico que permite modelar la propagación de las ondas del sonido en fluidos, así como de resolver problemas que implican la interacción de cuerpos solidos con fluidos.

4.2 Modelos de cálculo

4.2.1 Silenciador con cámara de expansión simple

El primer modelo consta de un silenciador con una única cámara de expansión, donde el fluido ingresa a la cámara por medio de una pared sinterizada que se caracteriza por tener microporos entre las microesférás con diámetros comprendidos entre los 200 y 600 μm y una porosidad que se sitúa entre el 30 y 50%.

Para realizar el análisis se considera que la entrada de aire encuentra ubicada en la parte derecha de la figura 4.1 mientras que la salida se sitúa a la izquierda de la misma. Las dimensiones del silenciador así como las especificaciones relativas al sinterizado se encuentran descritas en las tablas 4.1 y 4.2

Parámetro	Medida
Rtubo	0.0268 m
Rcamara	0.0886 m
Lentrada	0.1 m
Lsalida	0.1 m
Lcamara	0.3 m
Espesor del Tubo	0.001 m

Tabla 4.1: Dimensiones del silenciador con cámara de expansión simple

Parámetro	Medida
Diámetro del perforado	200 (μm)
Porosidad	40%

Tabla 4.2: Parámetros del sinterizado

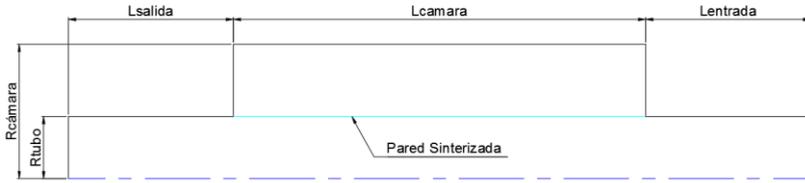


Figura 4.1: Geometría del Silenciador de Cámara simple

4.2.2 Silenciador multicámara

Para verificar la influencia que te tiene el en número de cámaras con respecto al índice de pérdidas por transmisión, se ha decidido aumentar el número de cámaras a tres. Para ello se ha dividido la cámara disipativa en tres partes iguales, donde cada una de ellas se encuentra separadas una distancia de 0.001 m. Obteniéndose el modelo presentado en la figura 4.2

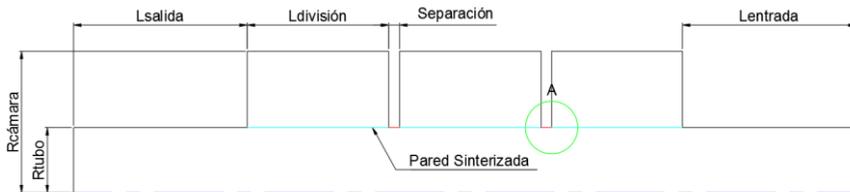


Figura 4.2: Geometría del Silenciador Multicámara

A (2:1)

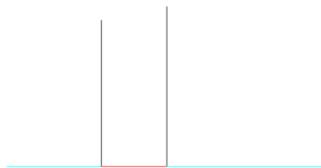


Figura 4.3: Detalle A. En verde la pared sinterizada y en rojo la pared normal

Cabe resaltar que la pared sinterizada se encuentra representada de color verde y solo se extiende a lo largo de cada una de las longitudes llamadas $L_{division}$, por lo tanto la medida denominada separación no se encuentra sinterizada tal y como puede apreciarse en la figura 4.3

4.3 Metodología de trabajo en COMSOL

En esta sección se explica cada uno de los pasos necesarios para obtener la resolución del problema acústico que nos incumbe y los cuales son descritos a continuación.

1. Definición del tipo de problema y tipo de estudio.
2. Creación y definición de variables globales.
3. Modelado de la geometría.
4. Creación de dominios y contornos.
5. Definición de funciones y operadores.
6. Creación y definición de materiales.
7. Definición de condiciones de contorno.
8. Definición del mallado y sus elementos.
9. Definición del ensayo y cálculo del problema.
10. Obtención de las gráficas de atenuación.

Silenciador axisimétrico con cámara disipativa de material absorbente y perforado en la entrada de la cámara.

4.3.1 Definición del tipo de problema y tipo de estudio

Al abrir el programa, el mismo permite la creación de un modelo en blanco o utilizar el asistente de modelado, la cual será nuestra opción de selección.

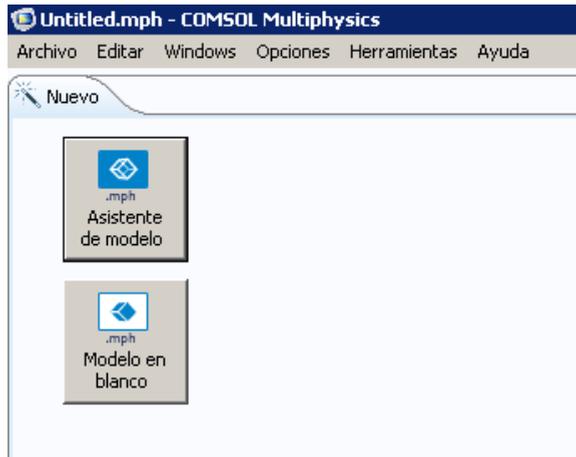


Figura 4.4: Asistente de Modelo

Luego se selecciona la dimensión de espacio, donde se definirá la geometría de trabajo, en este caso seleccionamos la opción 2D axisimétrico, donde el eje horizontal representa la dirección r (radial) y el eje vertical la dirección z .



Figura 4.5: 2D Axisimétrico

A continuación dentro del asistente de modelo seleccionamos la opción acústica, acústica de presión y dentro de esta presión acústica, frecuencia (acpr) cuya variable dependiente es la presión (p).

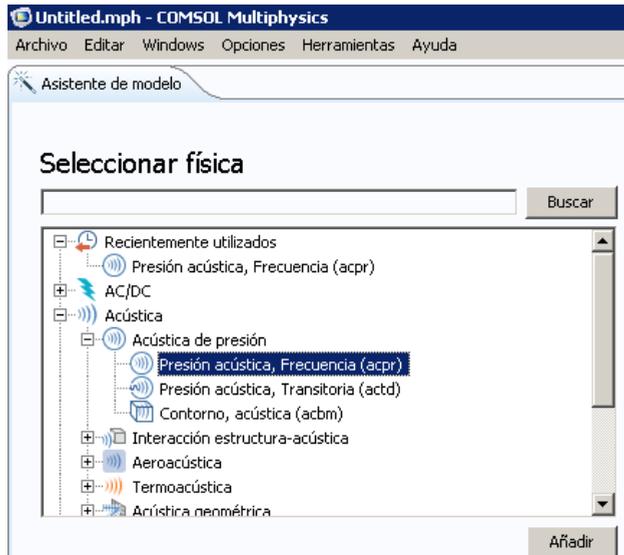


Figura 4.6: Selección de modelo

Adicionalmente en caso de otro tipo de problema se podrían seleccionar las siguientes opciones:

- Interacción estructura-acústica: Las variables dependientes son la presión p y el desplazamiento del sólido u .
- Aeroacústica: El fluido en movimiento posee una velocidad total $V_{total} = V + v$ dividida en una velocidad estacionaria de flujo, V y una velocidad de flujo asociada a las ondas acústicas v .
- Termoacústica: Las variables dependientes son la presión acústica p , la velocidad v de las partículas del campo acústico, y la variación de la temperatura acústica T .
- Ondas poro-elásticas: Las variables dependientes son la presión p en el interior del fluido saturado y el desplazamiento total u de la matriz de los poros.

Finalmente se define el tipo de estudio a realizar, que en este caso es en el dominio de la frecuencia, pues se requiere calcular el índice de pérdidas por transmisión (TL)

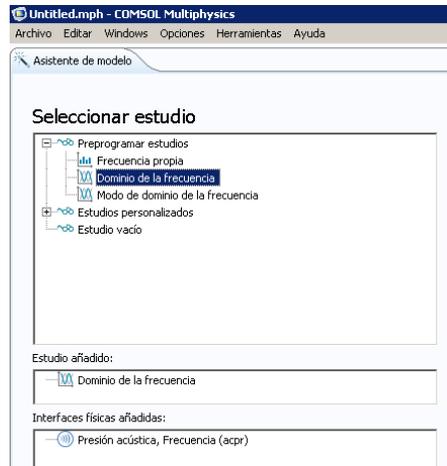


Figura 4.7: Tipo de Estudio

Una vez seleccionados los parámetros anteriores se procede a dar click sobre el botón Hecho, donde aparecerá la siguiente interfaz gráfica.

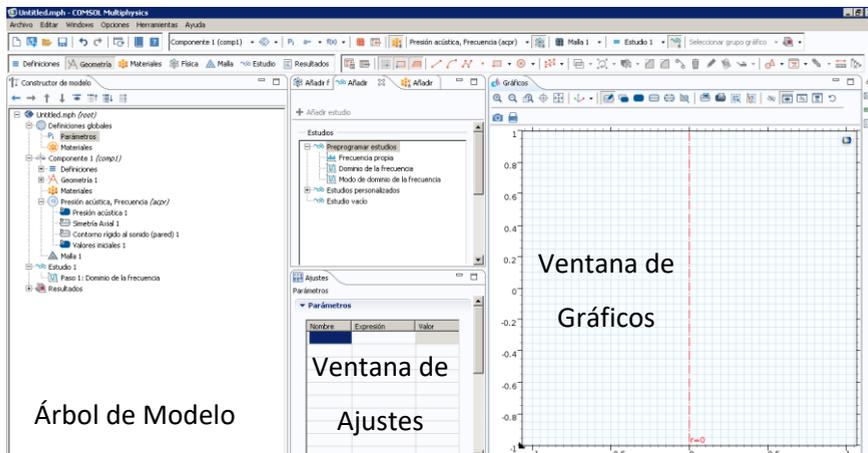


Figura 4.8: Interfaz de Comsol

4.3.2 Creación y definición de variables globales

En esta parte del proceso se definen cada una de las variables generales que serán usadas durante el proceso de modelado y calculo. Este software permite realizar la modelización y declaración de variables de manera paramétrica, lo cual es muy útil en casos de optimización, en donde no es necesario repetir todo el modelo geométrico sino solo modificar la variable en concreto que se requiriese. Así dentro de la opción variables generales, seleccionamos la opción parámetros y la rellenamos con los datos mostrados en la tabla 4.3

Nombre	Expresión	Descripción
Rtubo	0.0268[m]	Radio del tubo
Rcamara	0.0886[m]	Radio de la cámara
Lentrada	0.1[m]	Longitud de entrada
Lsalida	0.1[m]	Longitud de salida
Lcamara	0.3[m]	Longitud cámara
Sep	0.001[m]	Separación
pe	1[Pa]	Presión de entrada
rho	1.225[kg/m ³]	Densidad del aire
c	340[m/s]	Velocidad de propagación

Tabla 4.3: Variables Generales

4.3.3 Modelado de la geometría

La creación de la geométrica es bastante sencilla, para el caso de una cámara de expansión simple se dibujaran dos rectángulos, uno representa la parte interior del tubo dentro del colector de escape y el

otro representara la cámara de expansión (verificar previamente que las unidades se encuentren en metros dentro de la opción geometría).

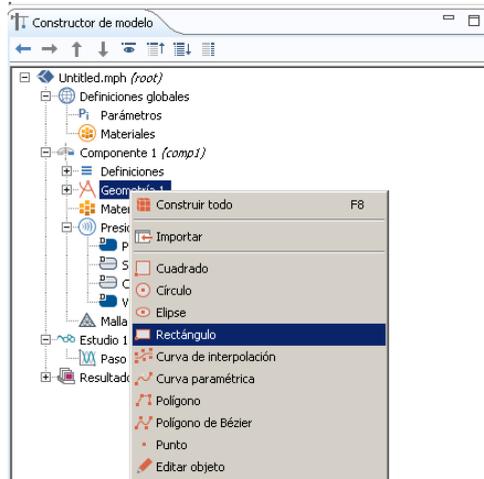


Figura 4.9: Creación de la geometría

A continuación se describirá el proceso para la creación de un colector de escape con tres divisiones en la cámara de expansión, por considerarse más interesante que el de una cámara, la única diferencia es la declaración de una variable adicional llamada $L_{division}$, que indica la longitud de cada una de las cámaras de expansión divididas.

Se genera el primer rectángulo, cuya definición se hará yendo a la Geometría 1 del Componente 1, y se selecciona Rectángulo tras clicar botón derecho sobre Geometría 1. Tras esto aparecerá una ventana de ajustes para el rectángulo donde se definirán la altura, anchura y posición del rectángulo. Haciendo uso de las variables globales definidas en la tabla 4.3, la siguiente imagen muestra los valores introducidos:

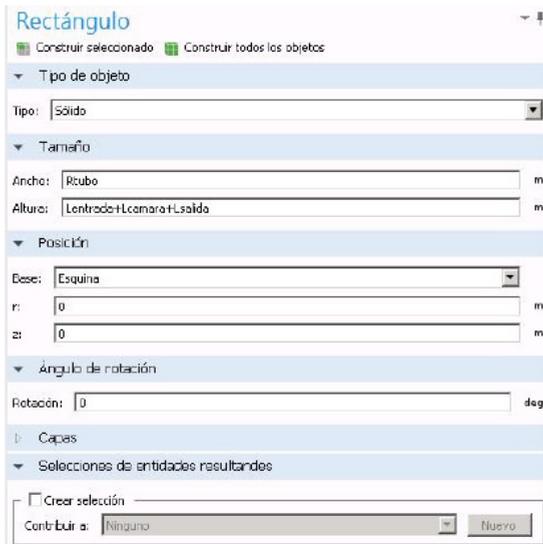


Figura 4.10: Dimensiones de la cámara

Para terminar con la creación de la geometría se modelaran las tres cámaras de expansión, cada una de ellas separadas una la longitud (Sep), como se muestra a continuación.

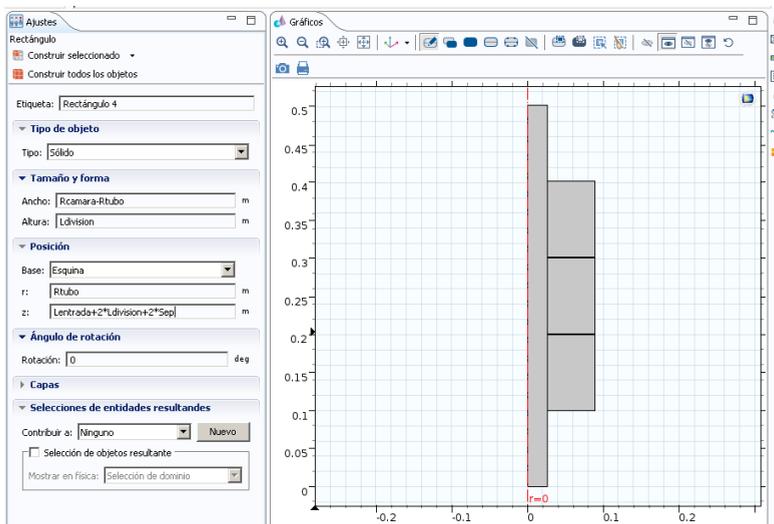


Figura 4.11: Creación de las cámaras

4.3.4 Creación de dominios y contornos.

En este punto se definen las condiciones de contorno, que definirán el comportamiento del silenciador.

Para ello se definirán 3 tipos de contorno:

1. Contorno: Entrada.
2. Contorno: Salida.
3. Contorno: Línea común entre el tubo y la cámara disipadora.

Contorno de Entrada: la opción se encuentra dentro de la barra de definiciones, clicando sobre la opción Explicito, con lo cual se obtendrá la siguiente ventana

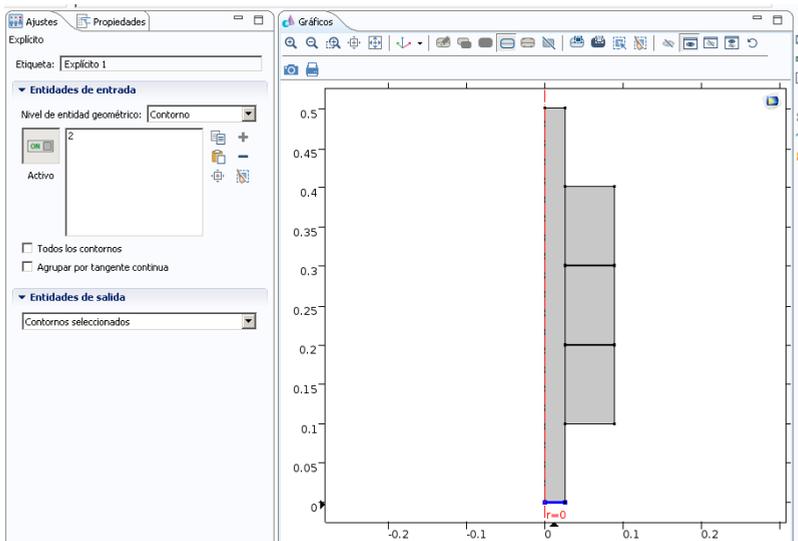


Figura 4.12: Creación del contorno de entrada

Dentro de la ventana entidades de entrada seleccionamos la opción contorno contenida en nivel de entrada geométrico, y seleccionamos la entrada del modelo, la cual es la línea de color azul ubicada en parte

inferior del silenciador como se muestra en la figura 4.12. Para terminal la definición del contorno se puede renombrar el elemento explícito creado escribiendo sobre la etiqueta o ir a Componente 1, Definiciones, Explícito 1, y hacer clic-derecho sobre él y elegir renombrar. En este caso se dará el nombre de “entrada”.

Posteriormente se define tanto el contorno de salida, así como la línea común, teniendo en cuenta que el material sinterizado va ubicado en las cámaras de expansión y no en las separaciones como se puede apreciar en la figura 4.14

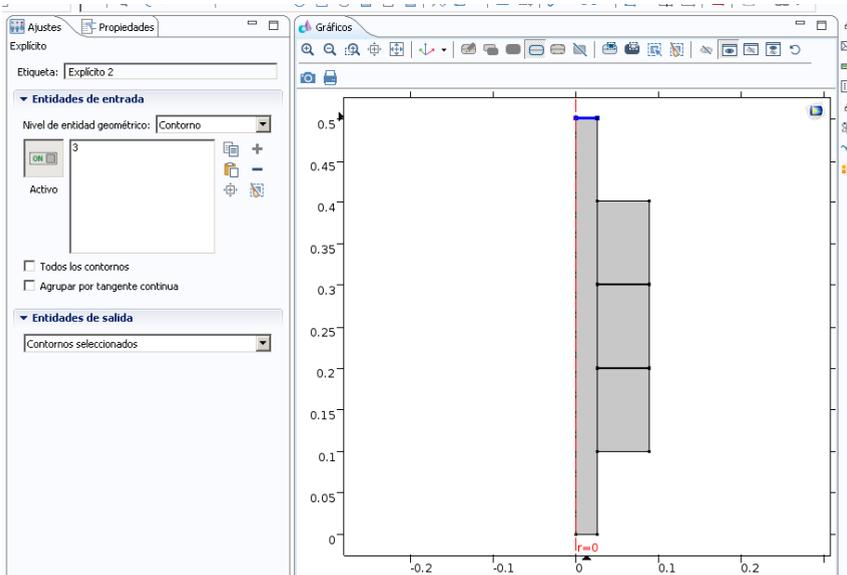


Figura 4.13: Creación del contorno de salida

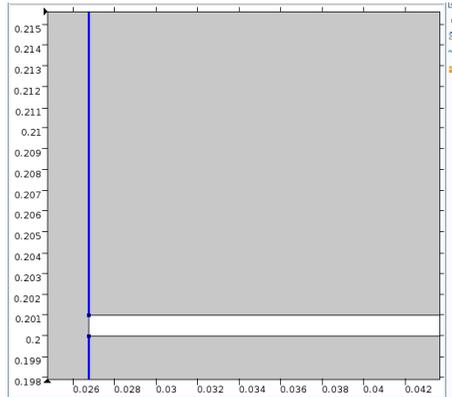
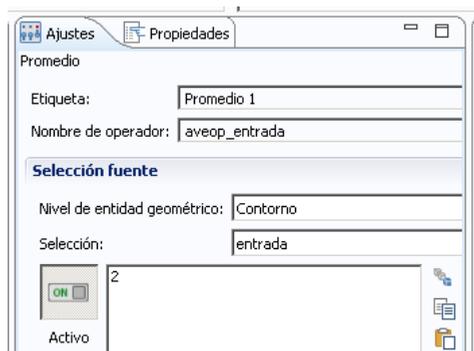


Figura 4.14: Ampliación de la creación de la Línea común

4.3.5 Definición de funciones y operadores

En este apartado se define el cálculo del coeficiente TL o coeficiente de atenuación sonora. El TL (Transmission Loss) depende de los valores de presión y velocidad en la entrada y salida del silenciador. Con el fin de evaluar estos valores es necesario crear dos operadores, uno en la entrada y otro en la salida.

Para definir el operador de la entrada se irá a Definiciones, Promedio y se hará clic en acoplamientos de componente. Esto dará lugar a una ventana de ajustes en la que se indicarán los siguientes valores y se seleccionara el contorno de entrada:



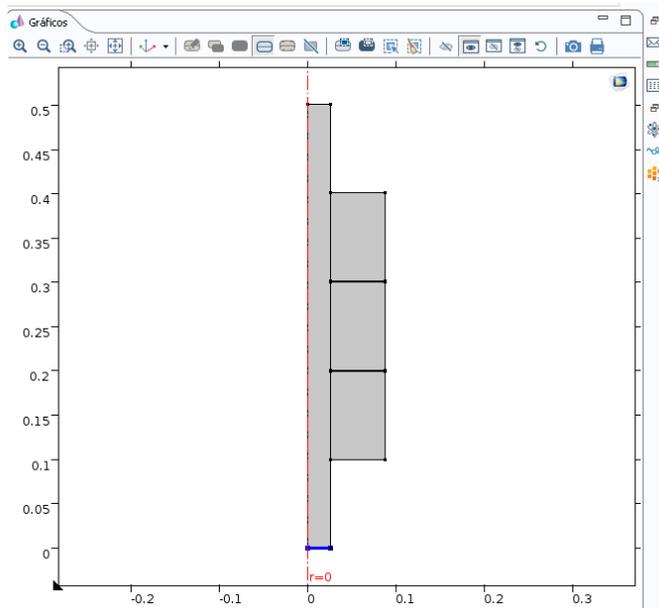


Figura 4.15: Promedio de la Entrada

Igualmente como en el apartado anterior se definirá el operador de salida quedando de la siguiente manera.

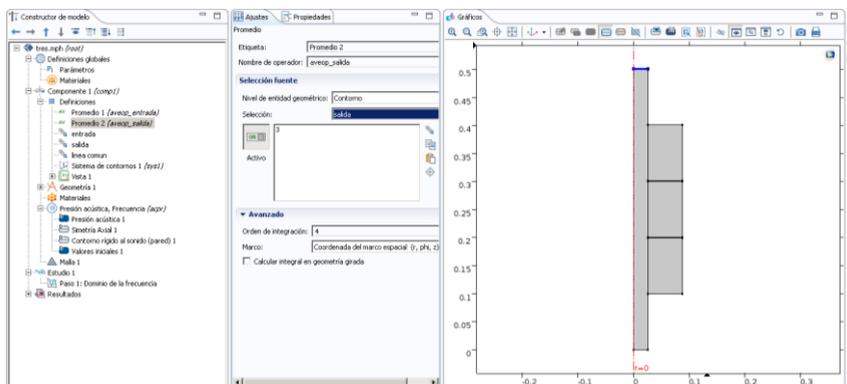


Figura 4.16: Promedio de la Salida

Para terminar con este apartado se define la función que permitirá calcular el coeficiente de atenuación sonora (TL). Debido a que se trata

de un problema de presión acústica, Comsol define como variable dependiente única a la presión acústica, la definición del coeficiente se calculará solo como función de la presión incidente en la entrada y la presión en la salida usando la siguiente expresión:

$$TL = 20 \log \left(\left| \frac{P_{entrada}}{P_{salida}} \right| \right)$$

La definición de la ecuación mostrada anteriormente se hace clicando sobre la opción, definiciones y finalmente variables

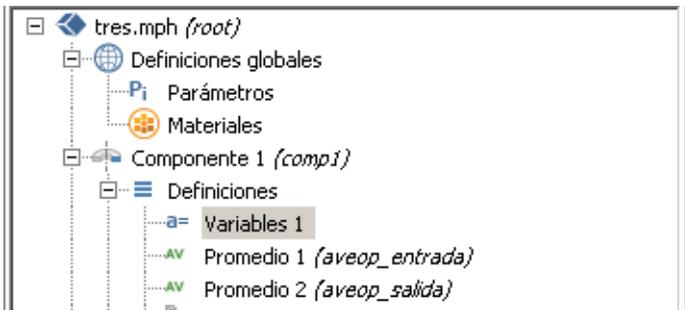


Figura 4.17: Creación de la variable

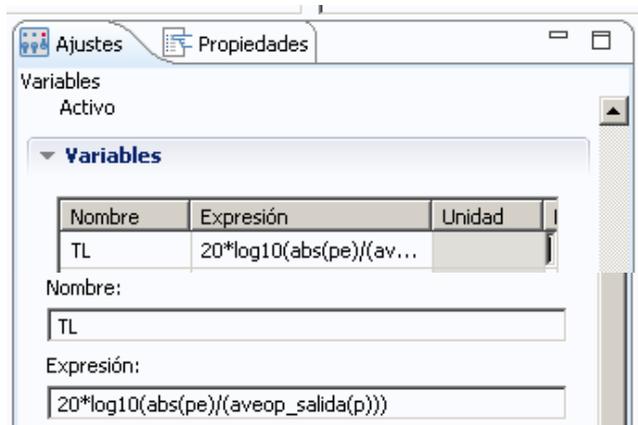


Figura 4.18: Definición del índice de pérdidas por transmisión TL

Como se puede apreciar en la figura 4.18, se utiliza el operador `aveop_salida(p)` que se definió en la figura 4.16, que evalúa la presión en la salida, y la variable `pe` que es la presión de entrada o incidente.

4.3.6 Creación y definición de materiales

Para poder realizar cualquier operación en Comsol es necesario definir el material existente en el interior del silenciador, en este caso habrá que indicar que la propagación acústica se hará a través del aire. Con éste fin, se irá a Home, y se pinchará en Añadir material, Fluidos, gases y finalmente Aire apareciendo una ventana como la mostrada en la siguiente figura:

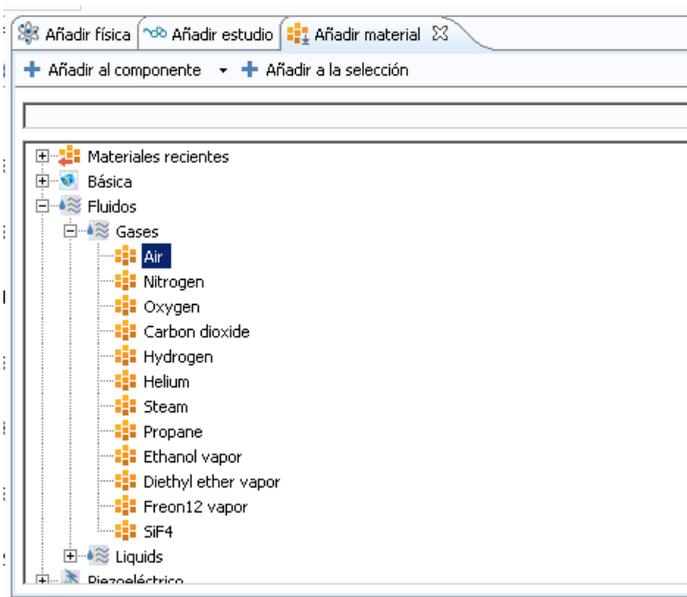


Figura 4.19: Creación de Material, Aire

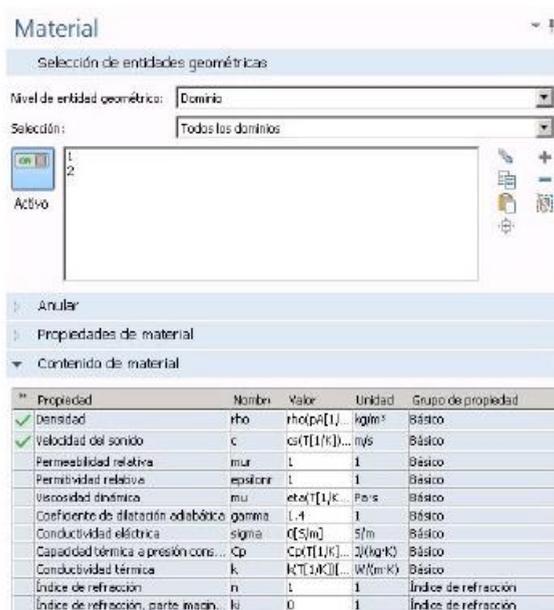


Figura 4.20: Definición de las propiedades del Aire

Por definición, Comsol aplica el primer material creado a todos los dominios por lo que las áreas del silenciador quedarán totalmente sombreadas.

4.3.7 Definición de las condiciones de contorno

En este apartado se realiza la definición de las condiciones de contorno, con lo que respecta a este caso de estudio se aplican las siguientes condiciones de contorno:

1. Presión incidente aplicada en la entrada.
2. Impedancia de la salida del silenciador.
3. Impedancia interior aplicada en la línea común.
4. Simetría axial.
5. Paredes rígidas.

4.3.7.1 Entrada

Se aplica la condición de contorno en la entrada, para ello se irá a la opción Física, Contornos, y se pinchará en la opción Radiación de onda plana, añadiendo dicha condición al árbol de modelo. Una vez realizado el proceso anterior aparecerá una ventana de ajuste automáticamente y seleccionaremos el contorno correspondiente

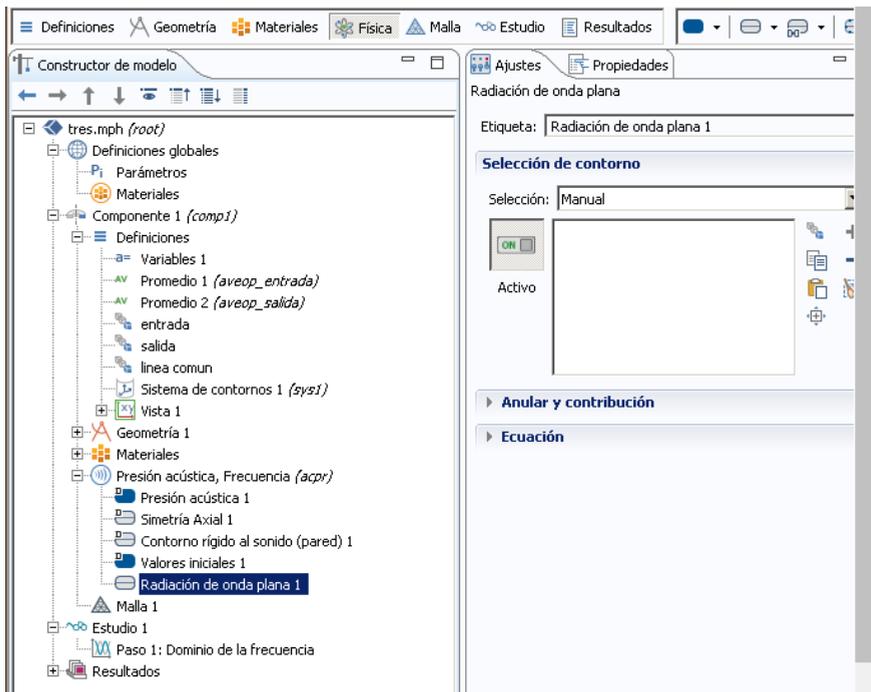


Figura 4.21: Árbol de Modelo

Seguidamente, se irá al árbol constructor del modelo, y se hará clic-derecho sobre la condición de Radiación de onda plana, de entre las opciones que aparecen se seleccionará Campo de presión incidente y se configurará la ventana de ajuste de la siguiente forma:

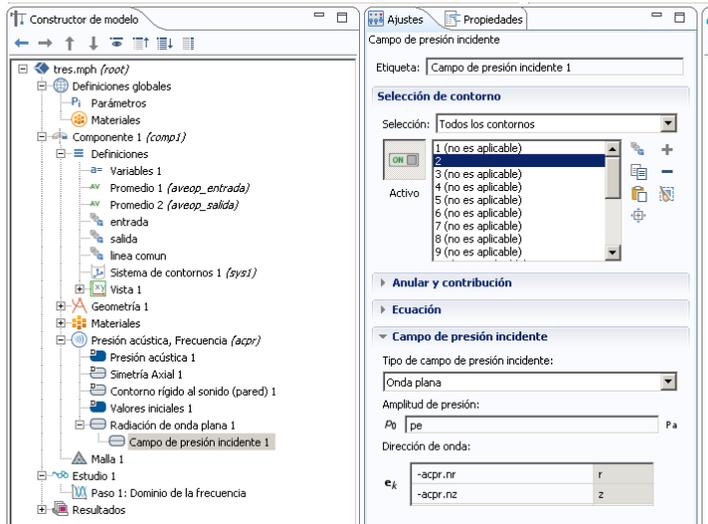


Figura 4.22: Ajuste en la entrada y definición de la onda incidente

4.3.7.2 Salida

Finalizada la entrada, se aplicará la condición de contorno a la salida para ello se irá a Física, Contornos, y se hará clic a Impedancia. De nuevo se abrirá una ventana de ajustes donde se indicará el contorno de salida y el valor de la impedancia.

Como la salida es anecoica la impedancia será:

$$z = \rho \cdot c = 1.225 \cdot 340 = 416.5 \text{ Pa} \frac{\text{S}}{\text{m}}$$

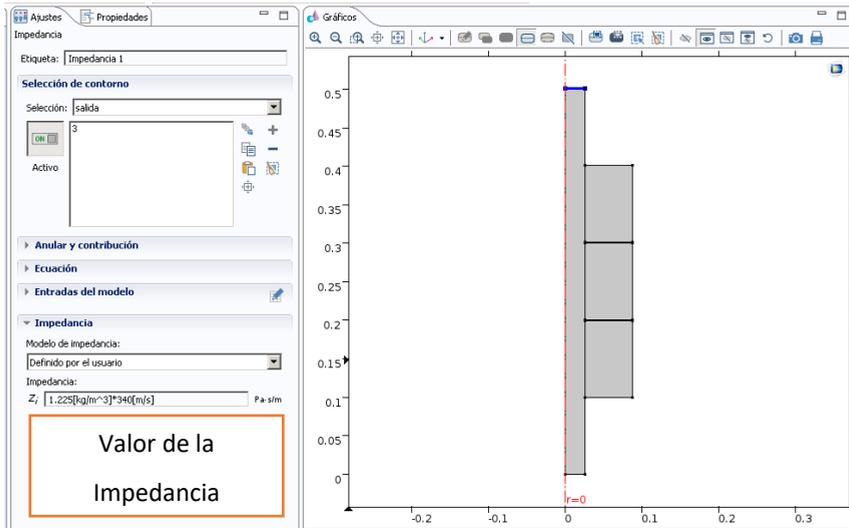


Figura 4.23: Definición de la impedancia

4.2.7.3 Línea Común

En este punto se selecciona la condición de contorno de la pared común, denominada línea común, entre el tubo y las cámaras disipativas. Para su definición se clicará sobre la opción de Impedancia Interior que hay en la ruta Física, Contornos. Su cuadro de ajustes quedará de la siguiente manera

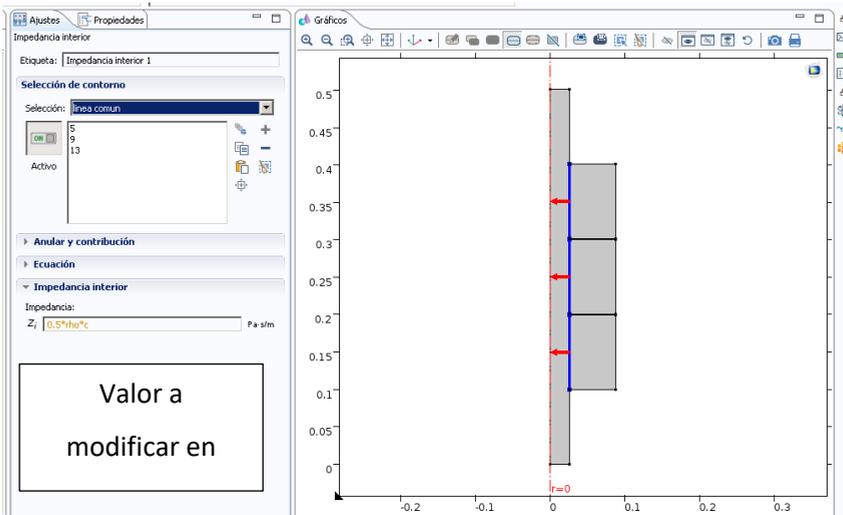


Figura 4.24 Definición de la impedancia interior

Con el fin de ver que impedancia de sinterizado es más beneficiosa desde el punto de vista de la atenuación, se ha decidido utilizar cuatro valores de impedancia diferentes, por lo que el silenciador se resolverá cuatro veces: una para $Z = 0.5\rho_0c_0$, otra para $Z = \rho_0c_0$, otra para $Z = 2\rho_0c_0$ y otra para $Z = 4\rho_0c_0$.

En este software ensayar el silenciador cuatro veces con diferentes impedancias no significa tener que repetir de nuevo la definición completa del problema cada vez. Con Comsol solo habrá que borrar las soluciones del estudio, cambiar el valor de la impedancia interior y calcular el problema de nuevo dirigiéndose a Home, Calcular.

Adicionalmente se puede definir la impedancia interior desde ficheros externos, en este caso se utilizarán datos obtenidos experimentalmente para representar las figuras 3.15-3.17. Para ello la nueva impedancia se debe definir usando la siguiente expresión: $Z =$

$Z_{real}(freq) + i * Z_{im}(freq)$ donde $freq$ e i son variables internas de Comsol, las cuales hacen referencia a la frecuencia y a la unidad imaginaria respectivamente. En cuanto a Z_{real} y Z_{im} , son la parte real e imaginaria de la impedancia interior Z , dichas partes deberán pasarse al programa para cada frecuencia.

Se crearán dos archivos “.txt”, uno para Z_{real} y otro para Z_{im} . Dichos archivos deben contener dos columnas, una con los valores de la impedancia, y otra con los de la frecuencia. Generados los dos archivos “.txt”, se introducirán en Comsol a través de Home, Funciones, Interpolación. Esta operación se realiza dos veces una para Z_{real} y otra para Z_{im} . Tras hacer clic en Interpolación aparecerá una tabla vacía donde se importarán los datos .txt generados a partir de ensayo como se ve en las figuras 4.25 y 4.26:

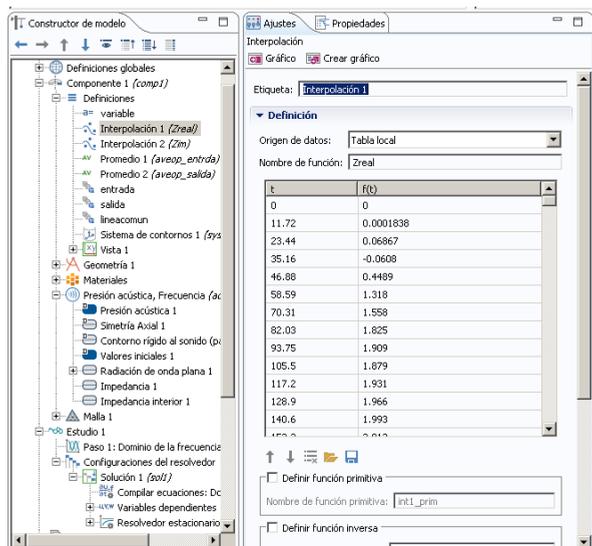


Figura 4.25: Importación de la parte real de la impedancia

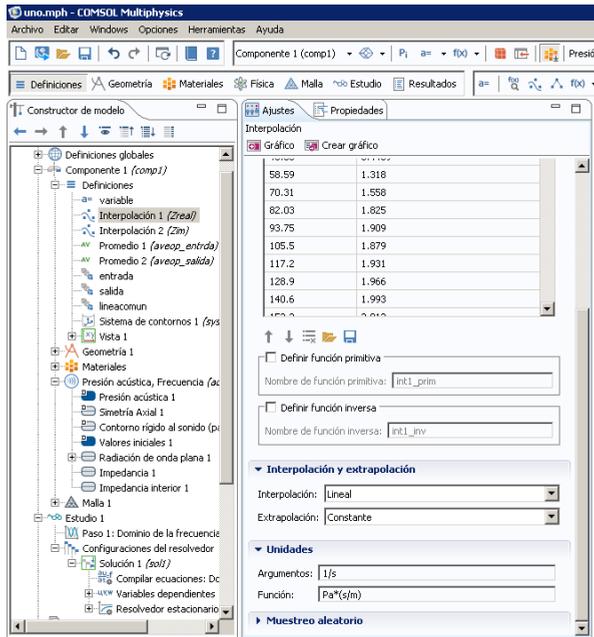


Figura 4.26: Importación de la parte imaginaria de la Impedancia

4.3.8 Simetría axial

Puesto que nuestro problema es axisimétrico hay que aplicar ésta condición para que en el otro lado del eje ocurra lo mismo. Puesto que al principio del problema se estipuló que nuestro problema era 2D axisimétrico, ésta condición de contorno se creará de forma automática.

4.3.9 Paredes rígidas

Ésta condición de contorno se crea automáticamente sobre aquellas paredes en las que no se ha indicado una condición de contorno diferente.

4.3.10 Definición del mallado y sus elementos

En el árbol del Constructor del modelo, se hará clic-derecho sobre tipo de malla y se seleccionará mapeado. Seguidamente se ajustará el tamaño clicando sobre éste y se acotará a un máximo y a un mínimo de 0.01

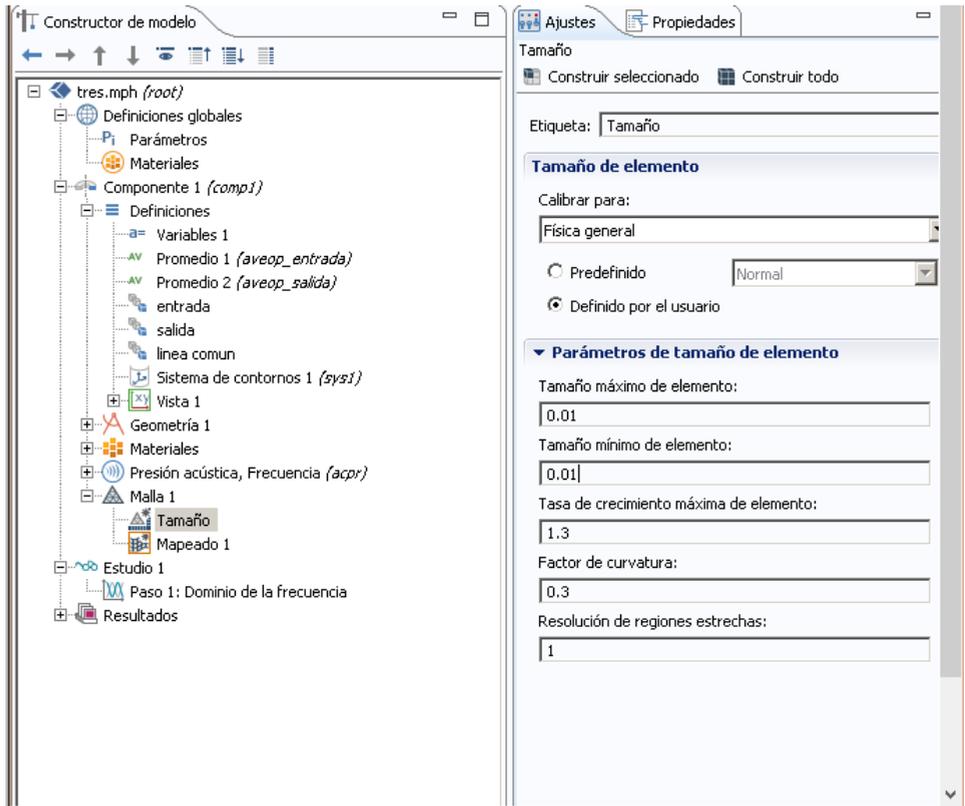


Figura 4.27: Definición del Mallado

4.3.11 Definición del ensayo y cálculo del problema

Finalizada la definición del problema, el siguiente paso será acotar la frecuencia donde se va calcular el problema y posteriormente resolverlo. Las frecuencias en las que se realizan el estudio están en el rango de 10 a 3200 Hz en pasos de 10 Hz. Su definición se hará

dirigiéndose al campo de Dominio de la frecuencia del árbol constructor y se indicara el intervalo como se muestra en la siguiente figura

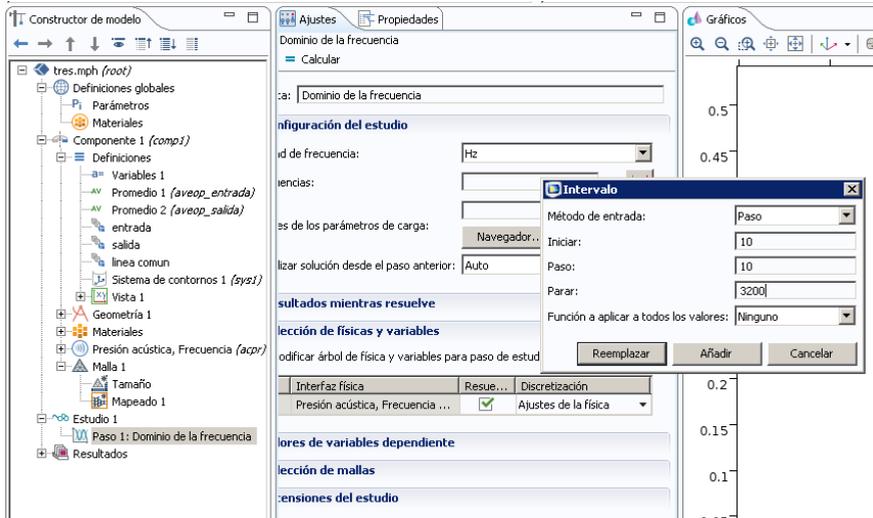


Figura 4.28: Definición del dominio de la frecuencia

4.3.12 Obtención de las gráficas de atenuación

Como paso final se representara la solución de en índice de pérdidas por transmisión (TL) en función de la frecuencia. Esto se realiza dirigiéndose a Home, Agregar grupo gráfico, Grupo gráfico 1D. Como resultado aparecerá en el árbol de la izquierda una gráfica con título Grupo gráfico 1D que tras hacer clic-derecho y seleccionar Global rellenaremos la ventana de ajustes como sigue:

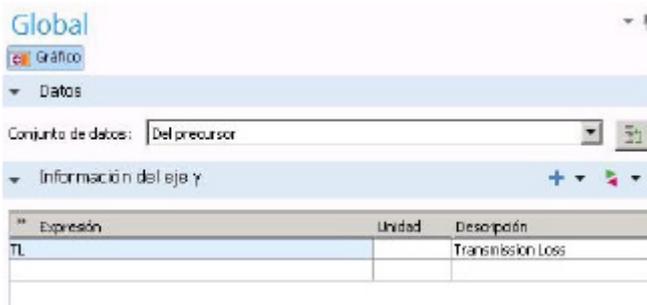


Figura 4.29: Expresión del índice de pérdidas por transmisión TL

La ventana se rellenara con la información del eje y a donde corresponde la función TL, que se definió en el paso 5, definición de funciones y operadores. Una vez realizado el proceso anterior se puede encontrar cada una de las gráficas para cada uno de los casos propuestos.

4.4 Resultados

4.4.1 Silenciador con cámara de expansión simple e impedancias constantes.

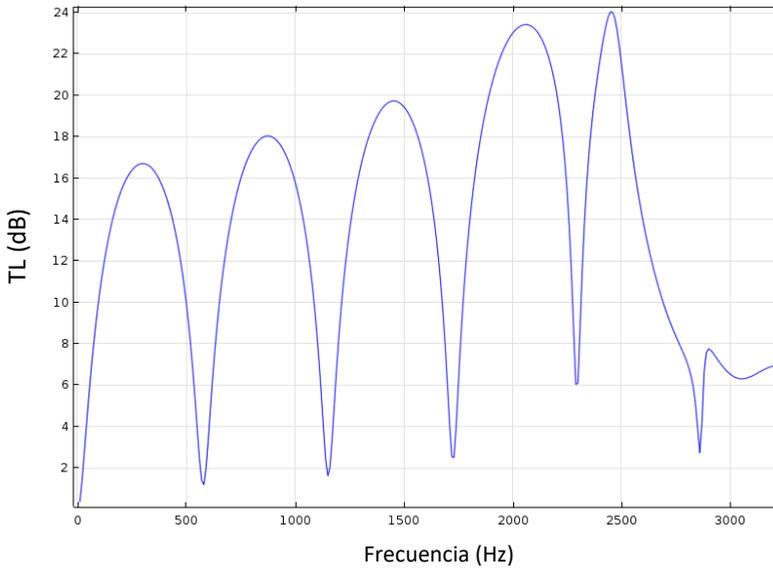


Figura 4.30: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple y $z = 0.5 \cdot \rho_0 c_0$

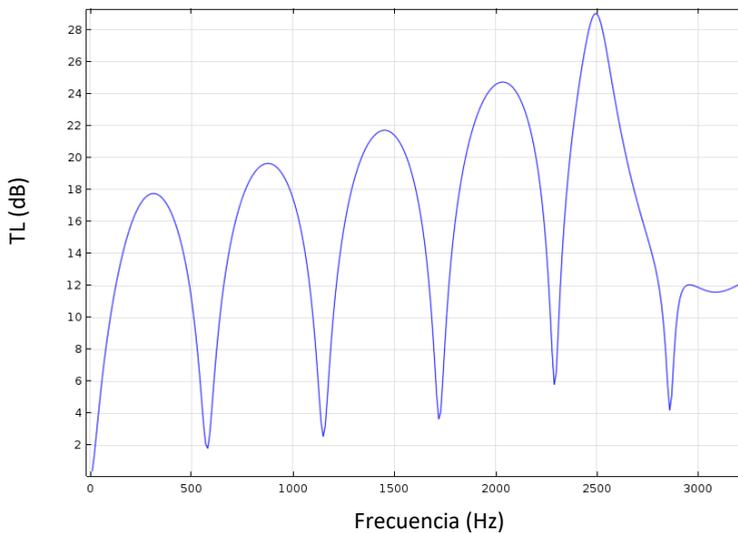


Figura 4.31: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple y $z = \rho_0 c_0$

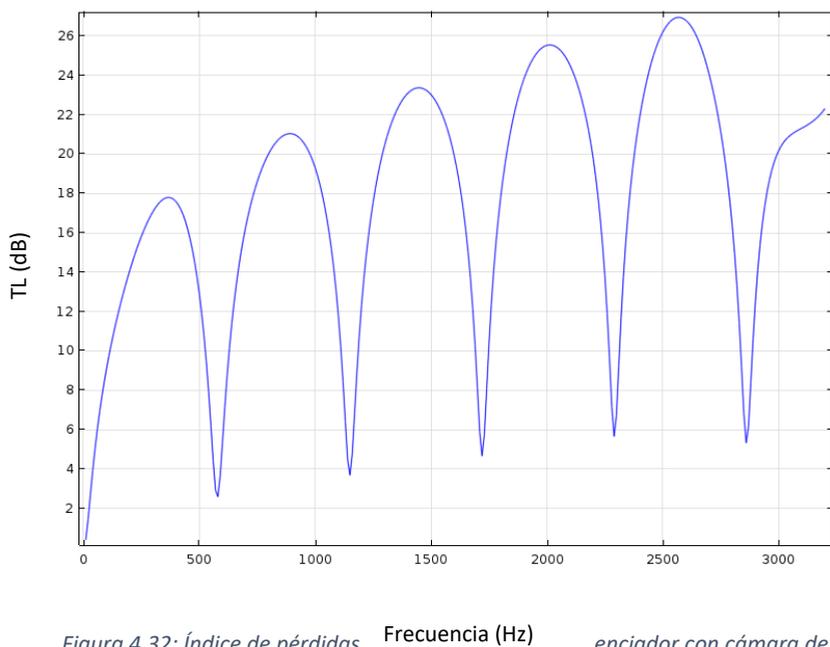


Figura 4.32: Índice de pérdidas Frecuencia (Hz) enciador con cámara de expansión simple y $z = 2 \cdot \rho_0 c_0$

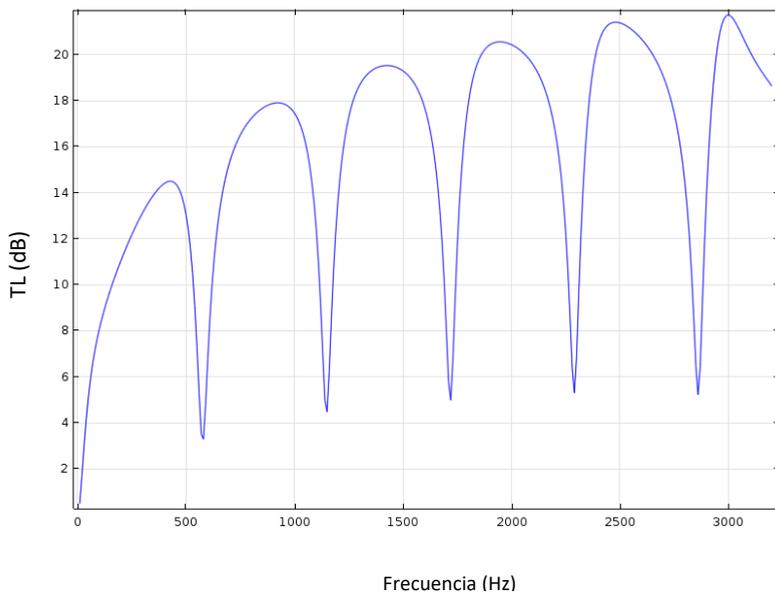


Figura 4.33: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple y $z = 4 \cdot \rho_0 c_0$

4.4.3 Silenciador con cámara de expansión simple e impedancia variable

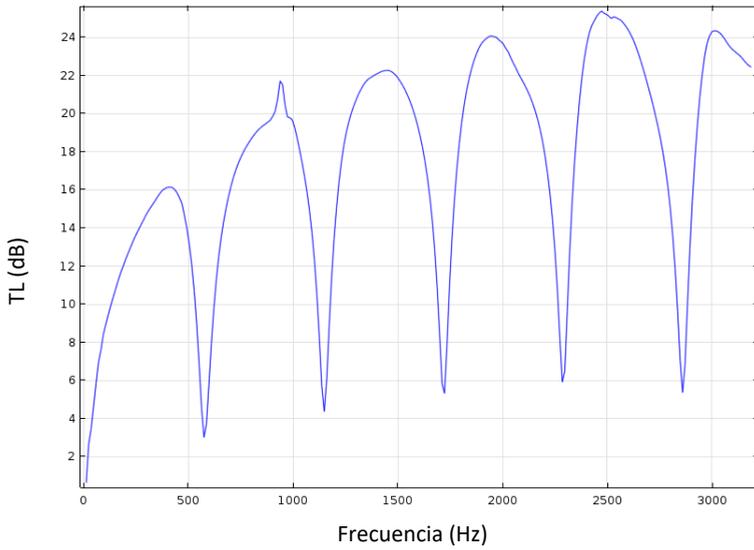


Figura 4.34: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB24 y espesor 1mm.

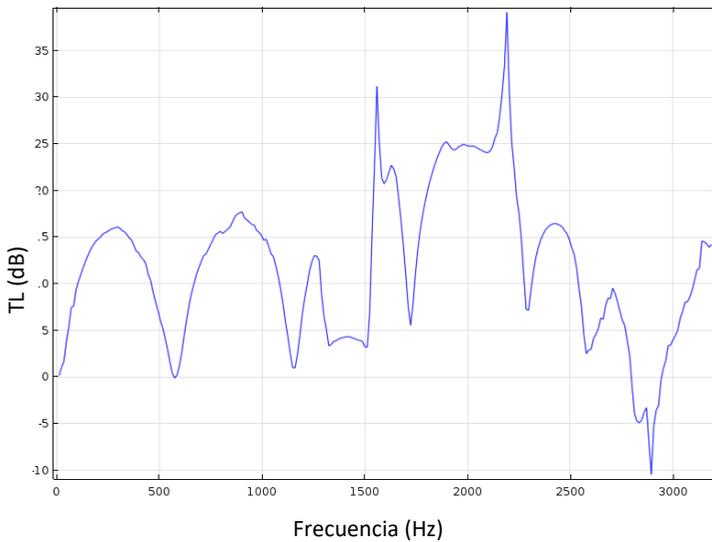


Figura 4.35: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB24 y espesor 2mm.

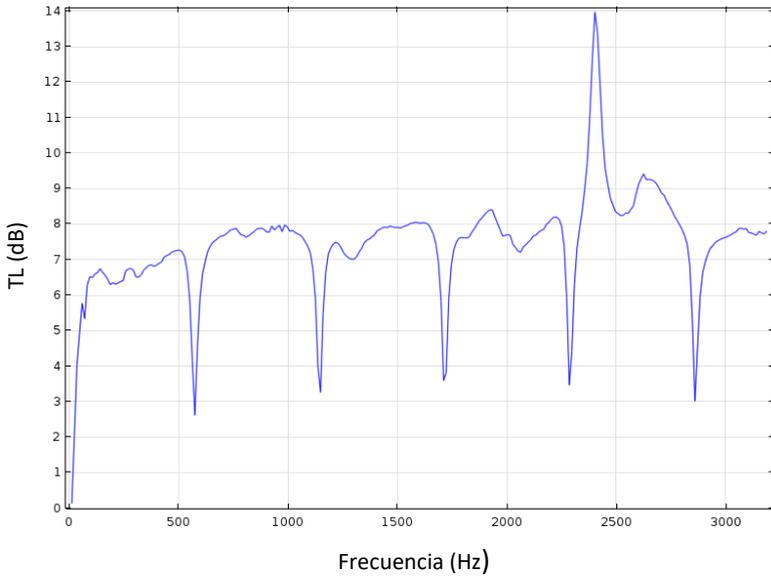


Figura 4.36: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB24 y espesor 3mm

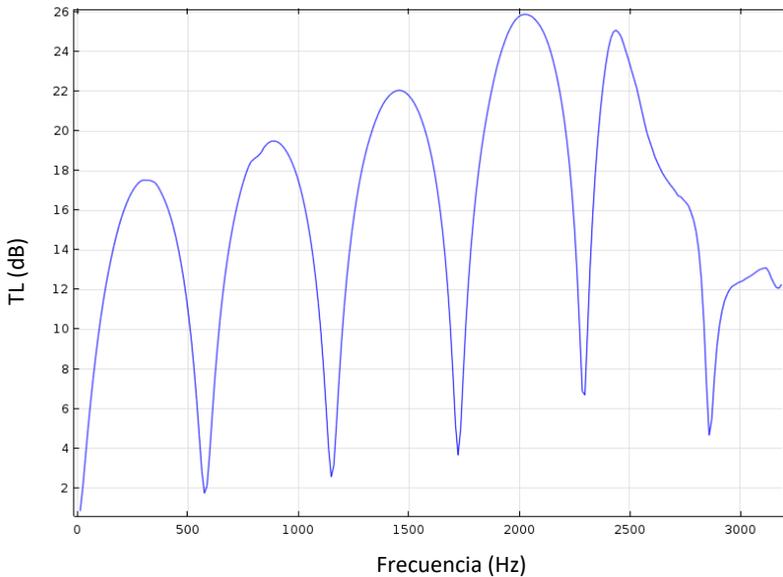


Figura 4.37: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB40 y espesor 1mm

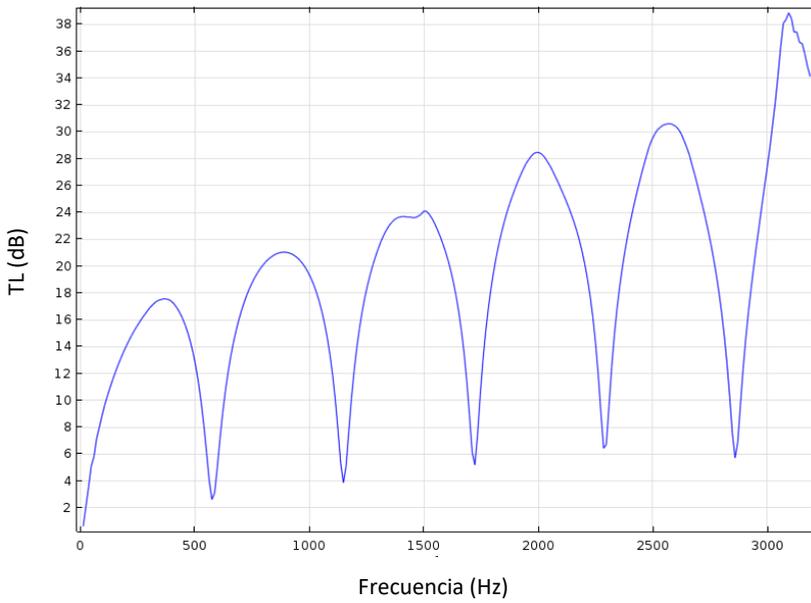


Figura 4.38: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB40 y espesor 2mm

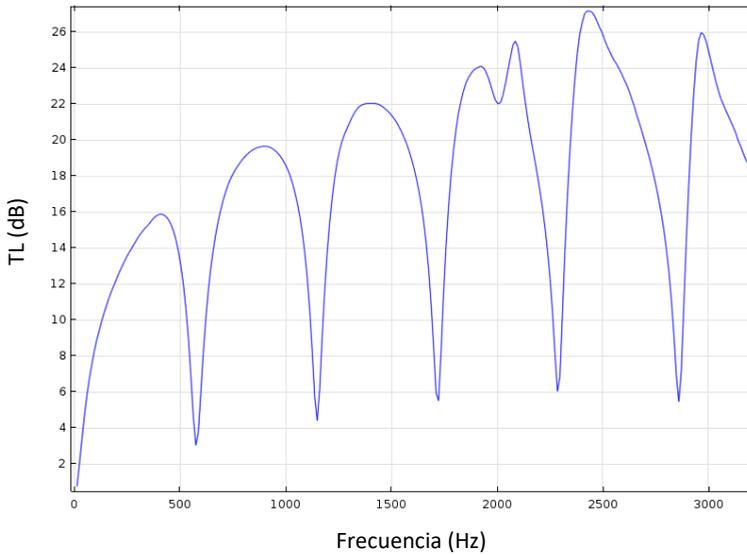


Figura 4.39: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB40 y espesor 3mm.

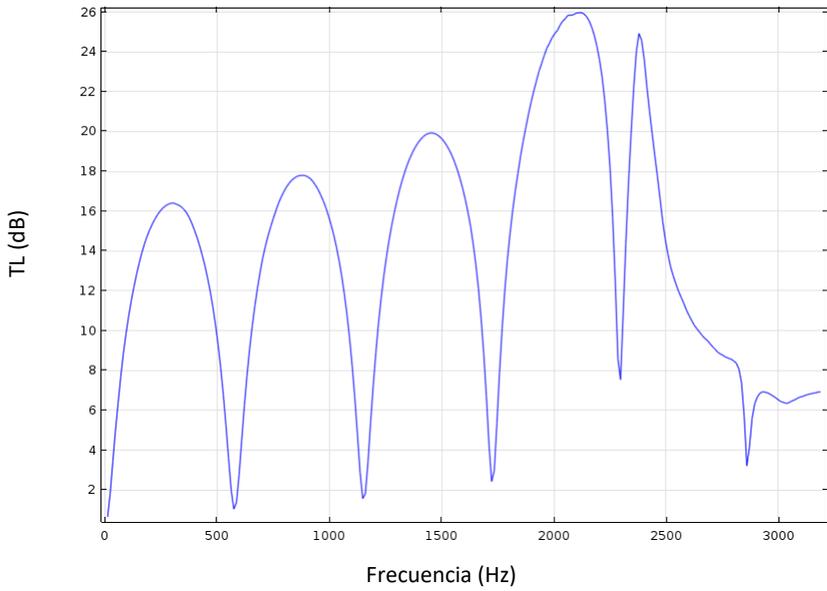


Figura 4.40: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB60 y espesor 1mm

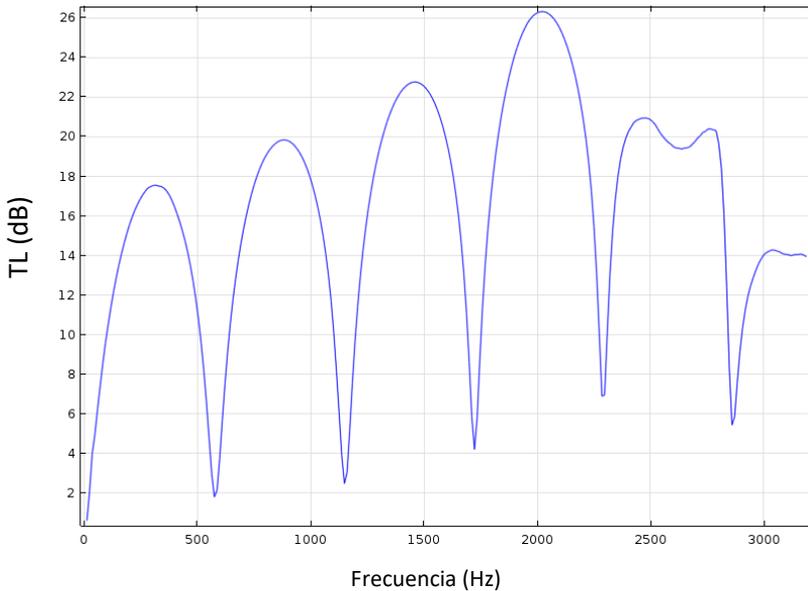


Figura 4.41: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB60 y espesor 2mm

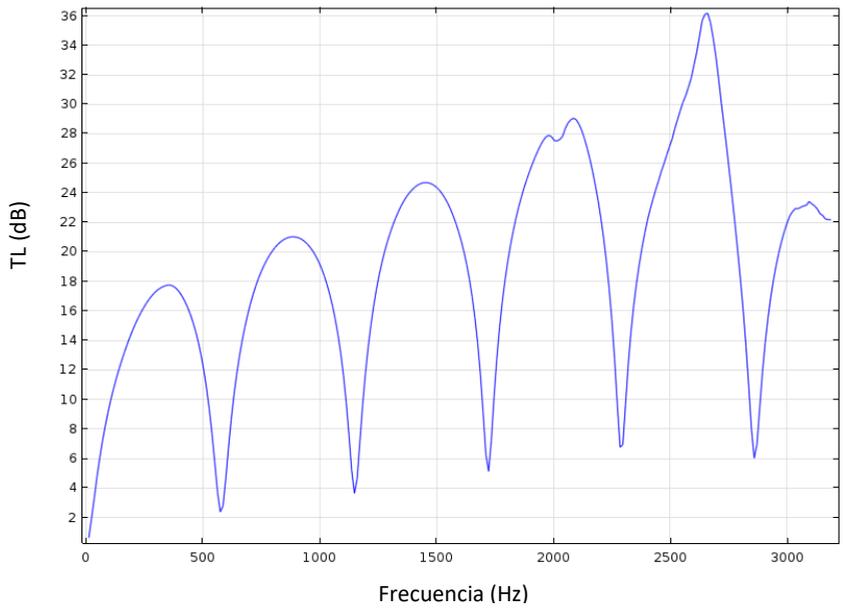


Figura 4.42: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con cámara de expansión simple e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB60 y espesor 3mm

4.4.4 Silenciador de tres cámaras de expansión

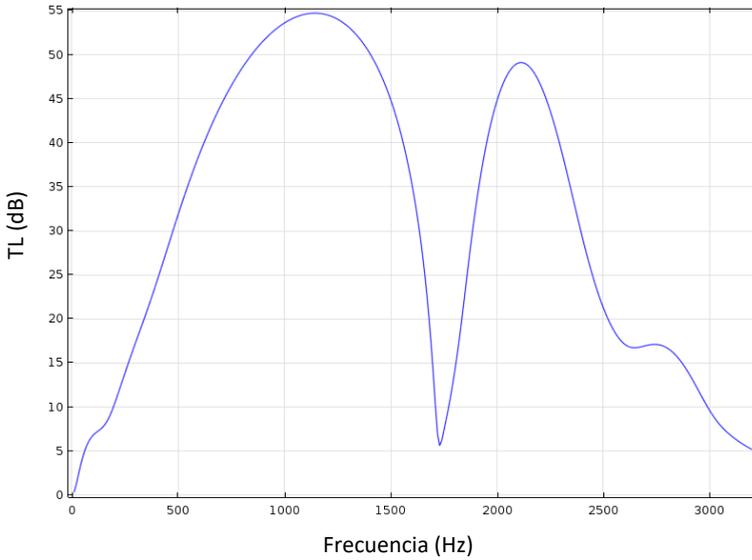


Figura 4.43: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión y $z = 0.5 \cdot \rho_0 c_0$

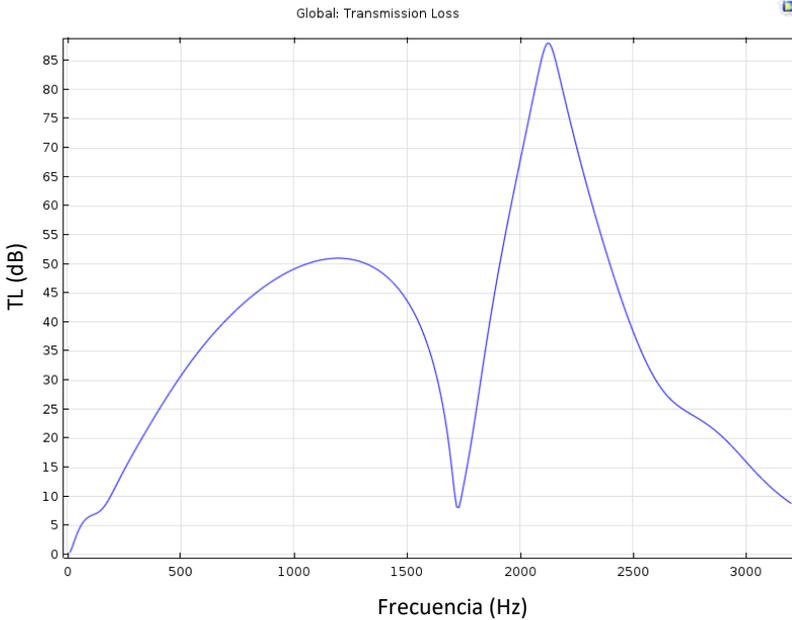


Figura 4.44: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión y $z = \rho_0 c_0$

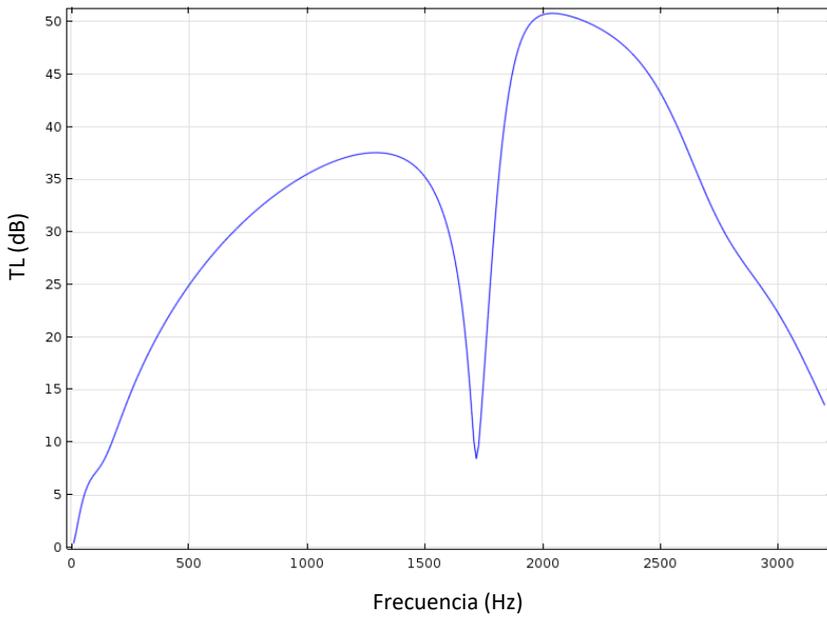


Figura 4.45: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión y $z = 2 \cdot \rho_0 c_0$

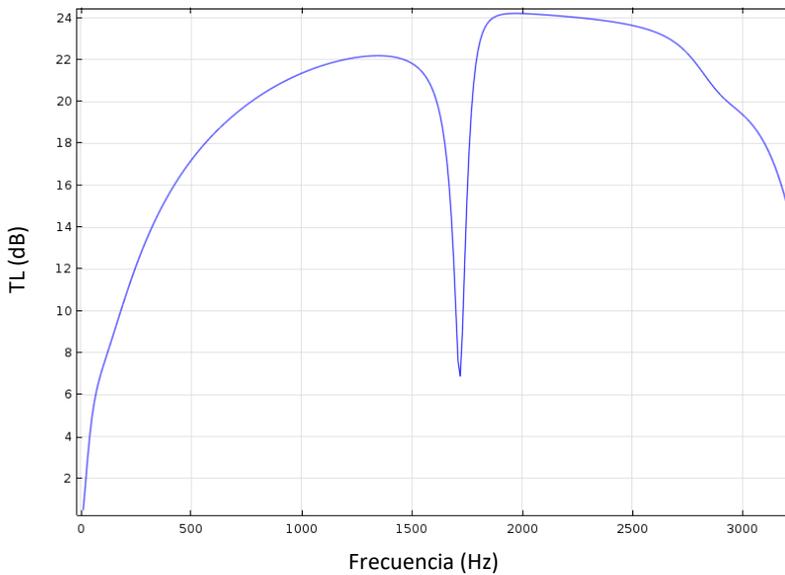


Figura 4.46: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión y $z = 4 \cdot \rho_0 c_0$

4.4.4 Silenciador de tres cámaras de expansión e impedancia variable

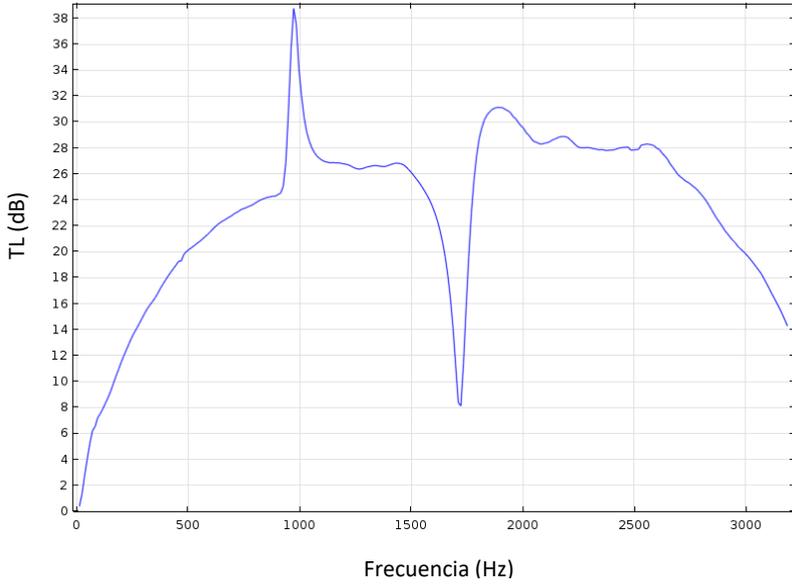


Figura 4.47: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB24 y espesor 1mm.

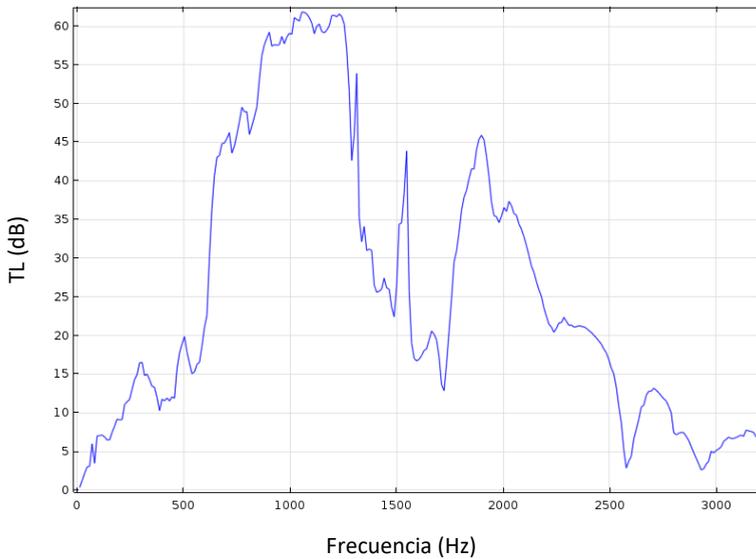


Figura 4.48: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB24 y espesor 2mm.

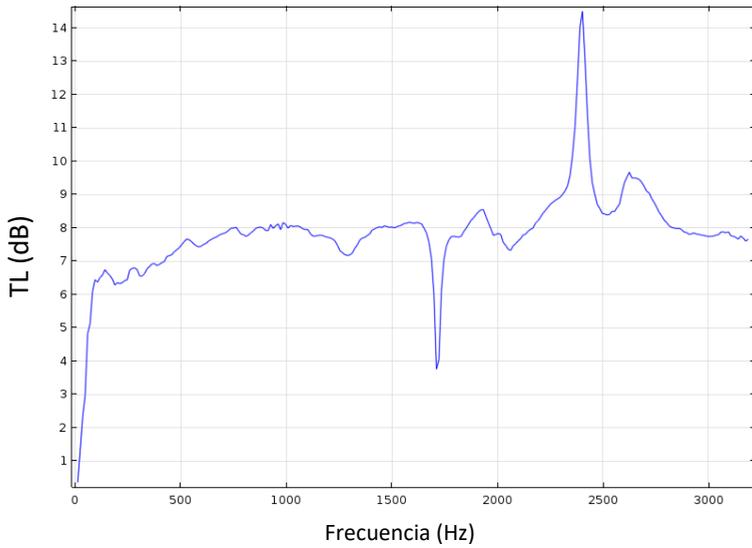


Figura 4.49: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB24 y espesor 3mm.

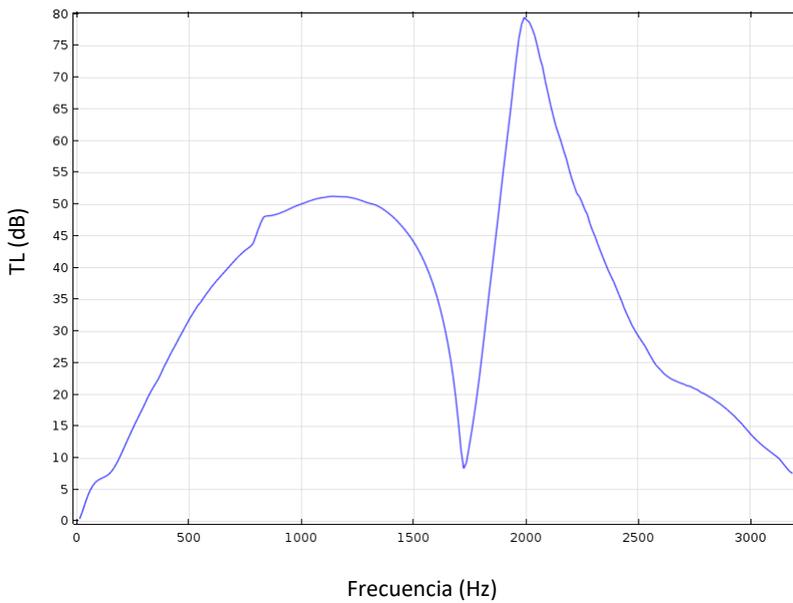


Figura 4.50: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB40 y espesor 1mm.

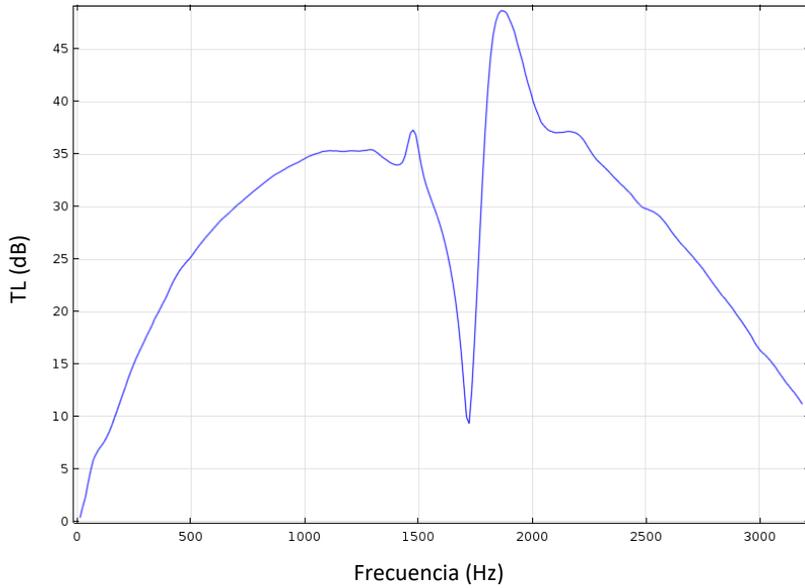


Figura 4.51: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB40 y espesor 2mm.

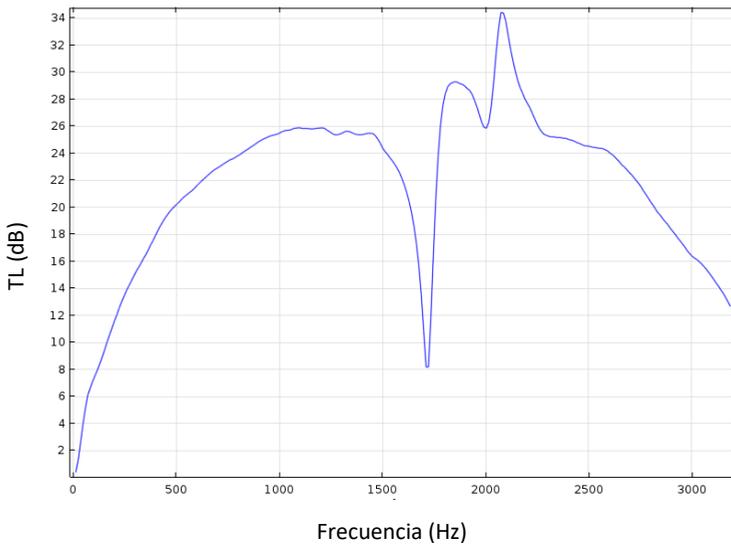


Figura 4.52: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB40 y espesor 3mm.

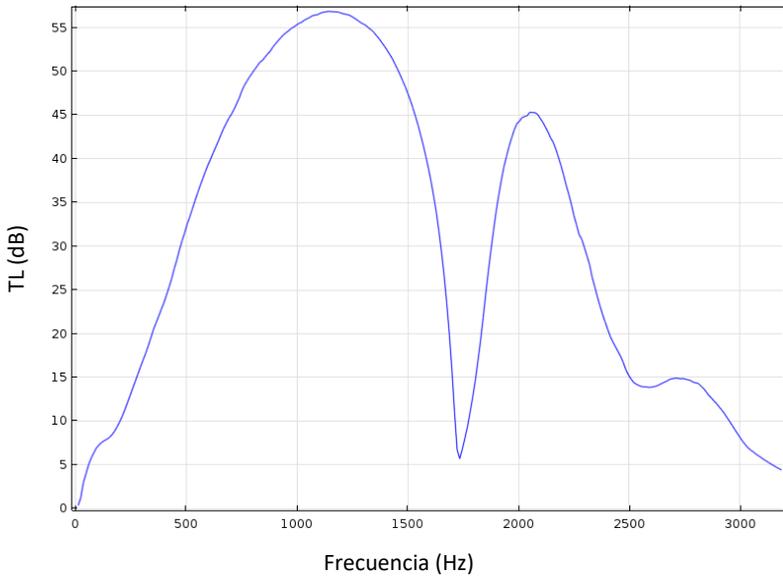


Figura 4.53: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB60 y espesor 1mm.

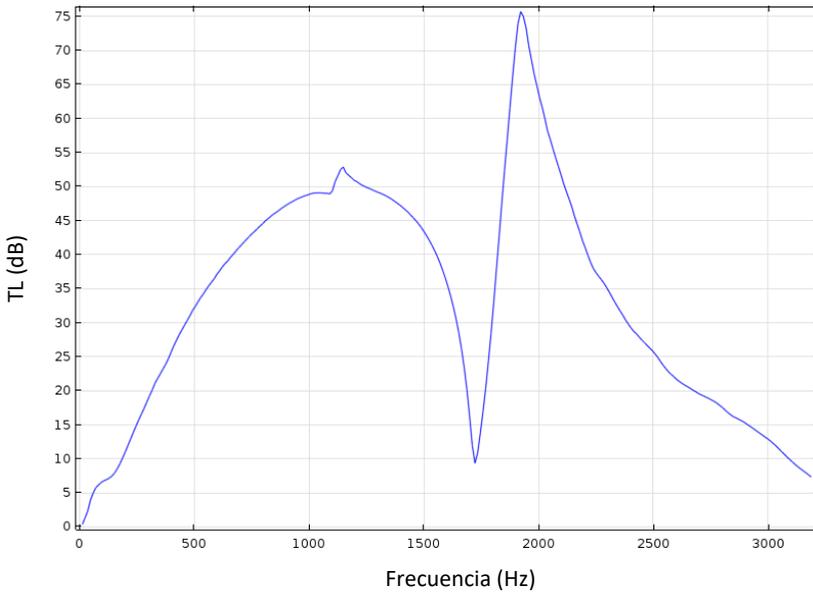


Figura 4.54: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB60 y espesor 2mm.

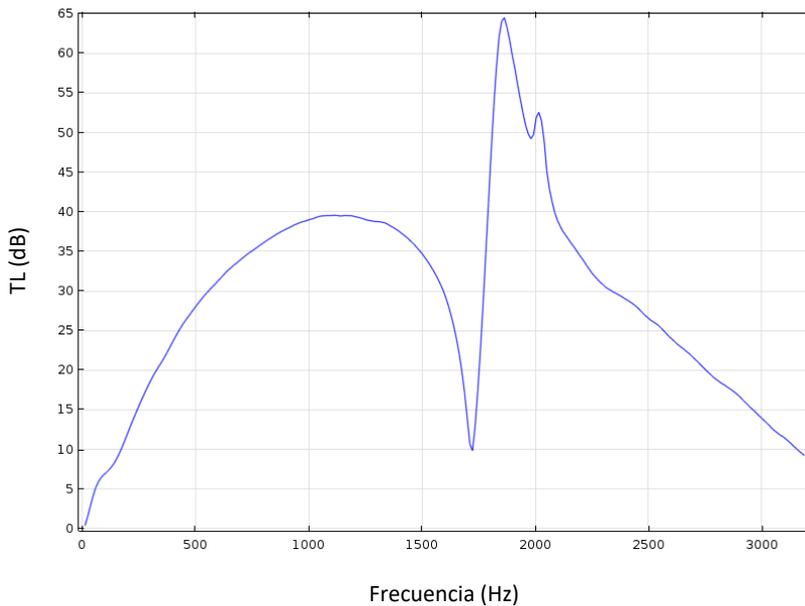


Figura 4.55: Índice de pérdidas de transmisión de un silenciador con tres cámaras de expansión e impedancia experimental de una muestra sinterizada FB60 y espesor 3mm.

4.5 Conclusiones

Como se ve en las figuras 4.30 - 4.42 al introducir un conducto sinterizado en el interior de un silenciador con cámara de expansión simple este presenta características similares de comportamiento con respecto a uno de tipo reactivo debido a la presencia de cúpulas y bandas de paso, pero con un índice de pérdidas por transmisión superior en todo el rango de frecuencias. Adicionalmente se observa que existe una mayor cantidad de disipación de energía al no llegar a cero dB en cada banda. Este último efecto se vuelve más notorio en las gráficas con impedancia experimental.

De las figuras 3.15-3.17 en donde se encuentra representada la impedancia normalizada de cada una de las placas. Se puede notar que

cada placa sinterizada con un valor de impedancia normalizada constante y cercana a 1 presentan índices de pérdidas de transmisión muy elevados una vez que sus propiedades son ingresadas en un silenciador provisto de un ducto sinterizado por ser valores teóricamente anecoicos, y absorber mucha energía producto del reducido tamaño de los poros y la gran superficie de contacto que existe para la disipación.

Muchas de las gráficas presentadas anteriormente tienen irregularidades en su trazado debido al uso de datos experimentales y las interpolaciones que suceden en cada uno de los incrementos para la simulación. La figura 4.45 no es una solución coherente al tener un índice de pérdidas por transmisión negativo. Así mismo las figuras 4.48 y 4.49 muestran niveles de atenuación bajo debido a que la porosidad es reducida y el espesor considerable del conducto sinterizado por lo cual este se comporta como si fuese una pared rígida y omite la expansión de la cámara.

De las figuras 4.43-4.55, donde se encuentra representado el índice de pérdidas de transmisión de los silenciadores multicámara, se puede notar que estos brindan mejor atenuación sonora con respecto a los de cámara simple debido a que el área de cada una de las gráficas es significativamente mayor, además las bandas no descienden completamente a cero lo que significa que existe mucha disipación de energía y por lo tanto se están consiguiendo buenos niveles de atenuación por la presencia del sinterizado y las reflexiones producidas en cada una de las cámaras de expansión.

Capítulo 5

Conclusiones

La caracterización acústica de superficies sinterizadas ha sido realizada como una posible solución a las tradicionales configuraciones disipativas usualmente utilizadas en silenciadores. Las superficies sinterizadas se caracterizan por tener una impedancia real casi constante en el rango de frecuencias de análisis, mientras que la parte imaginaria esta levemente influenciada por la frecuencia especialmente a valores elevados. Desde un punto de vista medioambiental se evitan problemas asociados a la utilización de materiales fibrosos, habituales en los diseños tradicionales. Además las superficies sinterizadas pueden presentar una disminución de peso con respecto a las configuraciones disipativas, lo cual supone una ventaja adicional. Las placas sinterizadas muestran resultados satisfactorios en cuanto a valores de impedancia acústica normalizada, lo cual implica que tienen posibilidades como potencial alternativa a los mecanismos de atenuación por disipación de energía sonora actualmente usados en la línea de escape de automóviles.

Los silenciadores con cámara de expansión simple y provistos de material sinterizado en su interior poseen una buena atenuación acústica en el rango de las frecuencias medias y elevadas. La disminución del tamaño de los poros genera una mayor disipación de energía en el campo sonoro debido a la similitud en orden de magnitud entre dichos poros y la capa limite acústica. Esto ocurre hasta un determinado limite, en el que la frecuencia es tan elevada que la

impedancia acústica de la superficie sinterizada alcanza valores muy elevados que impiden que la onda sonora pueda atravesar dicha superficie. Por encima de estas frecuencias, el conducto sinterizado se comporta como un tubo cerrado desde el punto de vista acústico, obviando la presencia de la cámara de expansión. Como se ha indicado los fenómenos disipativos se deben a la capa límite acústica, cuyo espesor depende de la frecuencia y es similar al tamaño de los poros. Dentro de esta capa, se produce la disipación energética.

Existen muchos parámetros de diseño que pueden influenciar el comportamiento acústico de un silenciador, habitualmente cuantificado por medio del índice de pérdidas por transmisión. Uno de estos parámetros es el aumento del número de cámaras de expansión, con tubo sinterizado lo que se denomina como un silenciador multicámara. El aumento del número de cámaras de expansión y los correspondientes conductos sinterizados produce un incremento del índice de pérdidas de transmisión en casi todo el rango de frecuencias, debido a la existencia de una considerable disipación combinada con un mayor número de expansiones y contracciones lo cual conduce a una mayor reflexión de la energía acústica hacia la fuente sonora. Además, ha de tenerse en cuenta la presencia de un mayor número de cámaras donde el fluido puede estar sometido a fenómenos de resonancia acústica. Es por ello que el uso de silenciadores multicámara aumenta el índice de pérdidas de transmisión si se lo compara con uno de cámara simple.

En trabajos realizados anteriormente por el grupo de investigación se supuso que las impedancias eran constantes al momento de realizar

las simulaciones en silenciadores con conductos sinterizados en su interior. En este trabajo se han extendido y ampliado investigaciones previas, y las simulaciones han sido realizadas con datos experimentales reales obtenidos a partir de ensayos con muestras FB24, FB40 y FB60 de espesores dados por 1,2 y 3mm. Para los silenciadores analizados, se han obtenido valores realistas acordes a las medidas experimentales y con buenos niveles de atenuación.

Bibliografía

[1] F.D. Denia, J. Albelda, F.J. Fuenmayor, A.J. Torregrosa, Acoustic behaviour of elliptical chamber mufflers. *Journal of Sound and Vibration* 241, 401-421 (2001).

<http://dx.doi.org/10.1006/jsvi.2000.3289>

[2] A. Selamet, F.D. Denia, A.J. Besa, Acoustic behavior of circular dual-chamber mufflers. *Journal of Sound and Vibration* 265, 967-985 (2003). [http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)01258-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X(02)01258-0)

[3] F.D. Denia, A. Selamet, F.J. Fuenmayor, R. Kirby, Acoustic attenuation performance of perforated dissipative mufflers with empty inlet/outlet extensions. *Journal of Sound and Vibration* 302, 1000-1017 (2007). <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2007.01.005>

[4] R. Kirby, F.D. Denia, Analytic mode matching for a circular dissipative silencer containing mean flow and a perforated pipe. *The Journal of the Acoustical Society of America* 122, 3471-3482 (2007). <http://dx.doi.org/10.1121/1.2793614>

[5] F.D. Denia, A. Selamet, M.J. Martínez, F.J. Fuenmayor, Sound attenuation of a circular multi-chamber hybrid muffler. *Noise Control Engineering Journal* 56, 356-364 (2008). <http://dx.doi.org/10.3397/1.2976315>

[6] F.D. Denia, A.G. Antebas, A. Selamet, A.M. Pedrosa, Acoustic characteristics of circular dissipative reversing chamber mufflers. *Noise Control Engineering Journal* 59, 234-246 (2011). <http://dx.doi.org/10.3397/1.3560904>

- [7] A.G. Antebas, F.D. Denia, A.M. Pedrosa, F.J. Fuenmayor, A finite element approach for the acoustic modeling of perforated dissipative mufflers with non-homogeneous properties. *Mathematical and Computer Modelling* 57, 1970–1978 (2013). <http://dx.doi.org/10.1016/j.mcm.2012.01.021>
- [8] E.M. Sánchez-Orgaz, F.D. Denia, J. Martínez-Casas, L. Baeza, 3D acoustic modelling of dissipative silencers with nonhomogeneous properties and mean flow. *Advances in Mechanical Engineering* 6, 537935 (2014). <http://dx.doi.org/10.1155/2014/537935>
- [9] F.D. Denia, E.M. Sánchez-Orgaz, J. Martínez-Casas, R. Kirby, Finite element based acoustic analysis of dissipative silencers with high temperature and thermal-induced heterogeneity. *Finite Elements in Analysis and Design* 101, 46-57 (2015). <http://dx.doi.org/10.1016/j.finel.2015.04.004>
- [10] F.J. Fuenmayor, F.D. Denia, J. Albelda, E. Giner, H-adaptive refinement strategy for acoustic problems with a set of natural frequencies. *Journal of sound and vibration* 255, 457-479 (2002). <http://dx.doi.org/10.1006/jsvi.2001.4165>
- [11] J. Albelda, F.D. Denia, M.I. Torres, F.J. Fuenmayor, A transversal substructuring mode matching method applied to the acoustic analysis of dissipative mufflers. *Journal of Sound and Vibration* 303, 614-631 (2007). <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2007.01.043>
- [12] F.D. Denia, E.M. Sánchez-Orgaz, L. Baeza, R. Kirby, Point collocation scheme in silencers with temperature gradient and mean

flow. *Journal of Computational and Applied Mathematics* 291, 127-141 (2016). <http://dx.doi.org/10.1016/j.cam.2015.02.007>

[13] F.D. Denia, A.G. Antebas, R. Kirby, F.J. Fuenmayor, Multidimensional acoustic modelling of catalytic converters. *Proceedings of the 16th International Congress on Sound and Vibration, 2009.*

[14] F.D. Denia, L. Baeza, R. Kirby, A. Selamet, A multidimensional analytical study of sound attenuation in catalytic converters. *Proceedings of the Inter-noise 2010, the 39th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, 2010.*

[15] F.D. Denia, J. Martínez-Casas, L. Baeza, F.J. Fuenmayor, Acoustic modelling of exhaust devices with nonconforming finite element meshes and transfer matrices. *Applied Acoustics* 73, 713-722 (2012). <http://dx.doi.org/10.1016/j.apacoust.2012.02.003>

[16] F.D. Denia, E.M. Sánchez-Orgaz, F.J. Fuenmayor, D.J. Busquets, 3D acoustic modelling of multichamber silencers with microperforated and constant impedance ducts. *Proceedings of the Inter-noise 2012, the 41st International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, 2012.*

[17] F.D. Denia, E.M. Sánchez-Orgaz, F.J. Fuenmayor, D.J. Busquets, Modelado acústico 3D de silenciadores de escape multicámara con superficies microperforadas y de impedancia constante, *XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, 2012.*

- [18] E.M. Sánchez-Orgaz, *Advanced numerical techniques for the acoustic modelling of materials and noise control devices in the exhaust system of internal combustion engines*, Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2016.
- [19] W.F. Hughes and E.W. Gaylord. *Basic equations in engineering science*. McGraw-Hill, New York, 1964.
- [20] M.L. Munjal. *Acoustics of ducts and mufflers*, 2nd Edition. John Wiley & Sons, New York, 1987
- [21] F.D. Denia. *Modelado del comportamiento acústico de silenciadores de escape mediante técnicas analíticas y el método de elementos finitos*. PhD thesis, Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales, Universitat Politècnica de València, Valencia, 2004.
- [22] F.M. White. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill, New York, 2003.
- [23] M.J. Crocker. *Handbook of Acoustics*. John Wiley & Sons, New York, 1998.
- [24] M.L. Munjal. *Acoustics of ducts and mufflers*, 2nd Edition. John Wiley & Sons, New York, 2014.
- [25] A.D. Pierce. *Wave-equation for sound in fluids with unsteady inhomogeneous flow*. *Journal of the Acoustical Society of America*, 87(6):2292–2299, 1990.
- [26] J. Albelda, F.D. Denia, A. Broatch y F.J. Fuenmayor. *Modelado acústico de silenciadores con flujo medio y placas perforadas*

mediante elementos finitos. En IV Congreso de Métodos numéricos en Ingeniería. SEMNI, Sevilla, 1999.

[27] A. Cummings. Sound transmission at sudden area expansions in circular ducts, with superimposed mean flow. *Journal of Sound and Vibration*, 38(1):149–155, 1975.

[28] P.O.A.L. Davies. Practical flow duct acoustics. *Journal of Sound and Vibration*, 124(1):91–115, 1988.

[29] D.E. Baxa. Noise control in internal combustion engines. John Wiley & Sons, New York, 1982.

[30] M.K.Myers. On the acoustic boundary condition in the presence of flow. *Journal of Sound and Vibration*, 71:429–434, 1980.

[31] L.J. Eriksson. Higher order mode effects in circular ducts and expansion chambers. *Journal of the Acoustical Society of America*, 68(2):545–550, 1980.

[32] F.C. Karal. The analogous acoustical impedance for discontinuities and constrictions of circular cross section. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 25(2):327–334, 1953.

[33] A. S. y. M. Munjal, Analysis of inertance due to higher order mode effects in a sudden area discontinuity, 185:515–529: *Journal of Sound and Vibration*, 1995.

[34] A.D. Sahasrabudhe, M.L. Munjal, and S. Anantha Ramu. Analysis of inertance due to the higher order mode effects in a sudden area discontinuity. *Journal of Sound and Vibration*, 185(3):515–529, 1995.

- [35] K.S. Peat. The acoustical impedance at discontinuities of ducts in the presence of a mean flow. *Journal of Sound and Vibration*, 127(1):123–132, 1988.
- [36] R. Rodríguez, J. Pfrezschner, C. De la Colina, A. Moreno y F. Simón, Determinación experimental de los parámetros acústicos característicos de materiales porosos de diseño, Oviedo, *Tecnicacústica*, 1997.
- [37] R Maderuelo, J. Miguel Barrigón, M Martín, V Gómez, J.M. Meneses, Caracterización de propiedades intrínsecas acústicas de materiales porosos mediante mip. Aplicación al modelo hac-w, Coimbra, *Tecnicacústica*, 2008.
- [38] S. Rossetti, P. Gardonio, and M.J. Brennan. A wave model for rigid-frame porous materials using lumped parameter concepts. *Journal of Sound and Vibration*, 286(1):81–96, 2005.
- [39] H.V. Fuchs. *Applied Acoustics: Concepts, Absorbers, and Silencers for Acoustical Comfort and Noise Control*. Springer, 2013.
- [40] J. Allard and N. Atalla. *Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials*. John Wiley & Sons, 2009.
- [41] Martínez, M. *Modelado analítico-numérico y caracterización experimental de silenciadores de escape híbridos*. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. 2010.
- [42] R. Rodríguez, *Propiedades acústicas del caucho granular*, Tesis Doctoral. Universidad Politecnica de Madrid, 2003.

- [43] D.E. Baxa. Noise control in internal combustion engines. John Wiley & Sons, New York, 1982.
- [44] D. Potente, General design principles for an automotive muffler. In Proceedings of Acoustics, 153–158, 2005.
- [45] P. C. y. M. Sigüero, Comparación de los métodos de medida del coeficiente de absorción en los dominios de la frecuencia y del tiempo, Santiago: V Congreso Iberoamericano de Acústica, 2006.
- [46] I. Lee, A. Selamet, and N.T. Huff. Acoustic impedance of perforations in contact with fibrous material. *Journal of the Acoustical Society of America*, 119(5):2785–2797, 2006.
- [47] B.H. Song and J.S. Bolton. A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave number of limp and rigid porous materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, 107(3):1131–1152, 2000.
- [48] Z. Tao, D.W. Herrin, and A.F. Seybert. Measuring bulk properties of soundabsorbing materials using the two-source method. Technical report, SAE Technical Paper, 2003.
- [49] M. Abom. Determination of porous material data via two-port measurements. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 105(2):1385–1385, 1999.
- [50] B.H. Song and J.S. Bolton. A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave number of limp

and rigid porous materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, 107(3):1131–1152, 2000.

[51] A.F. Seybert and D.F. Ross. Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique. *Journal of the Acoustical Society of America*, 61(5):1362–1370, 1977.

[52] The Ceramic Society of Japan. *Advanced Ceramic Technologies & Products*. Springer Science & Business Media, 2012.

[53] J. Li, S. Zhao, and K. Ishihara. Study on acoustical properties of sintered bronze porous material for transient exhaust noise of pneumatic system. *Journal of Sound and Vibration*, 332(11):2721–2734, 2013.

[54] F. Han, G. Seiffert, Y. Zhao, and B. Gibbs. Acoustic absorption behaviour of an open-celled aluminium foam. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 36(3):294, 2003.

[55] T.J. Lu, A. Hess, and M.F. Ashby. Sound absorption in metallic foams. *Journal of Applied Physics*, 85(11):7528–7539, 1999.

[56] O. Umnova, K. Attenborough, and K.M. Li. Cell model calculations of dynamic drag parameters in packings of spheres. *Journal of the Acoustical Society of America*, 107(6):3113–3119, 2000.

[57] O. Umnova, K. Attenborough, and K.M. Li. A cell model for the acoustical properties of packings of spheres. *Acta Acustica*, 87(2):226–235, 2001.