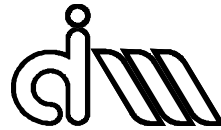


UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales



Trabajo Fin de Máster en Ingeniería Mecánica y Materiales

MODELADO Y ANÁLISIS
DE LA INFLUENCIA DEL GRADIENTE DE TEMPERATURA
EN SILENCIADORES DE ESCAPE DISIPATIVOS
MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

Presentado por: D. José Bresó Beltrán
Dirigido por: Dr. D. Francisco David Denia Guzmán

Valencia, septiembre de 2016

AGRADECIMIENTOS

Antes de nada, quiero expresar mi gratitud a mi director de Trabajo Fin de Máster, Francisco D. Denia, por su paciencia, por tener un trato excelente conmigo siempre, por indicarme la directriz a seguir y por ayudarme a encontrar soluciones a los problemas.

También me gustaría dar las gracias a Antonie Antebas por su ayuda en los inicios de este trabajo, por introducirme en los programas de cálculo y por explicarme el programa propio creado en Matlab. Además, me gustaría dar las gracias a Fede por el apoyo y la ayuda que me ha brindado en temas de soporte informático y por ser una persona encantadora.

Me gustaría agradecer a mi familia la paciencia que han tenido conmigo. En especial a mi madre, por ser mi conciencia, recordarme y animarme a acabar el trabajo. Y a mi mujer, por su aguante, por sacrificar las vacaciones de este curso y su comprensión por el poco tiempo que hemos podido pasar juntos.



RESUMEN

Este Trabajo Fin de Máster se centra en el desarrollo e implementación de una metodología numérica, basada en el método de elementos finitos, que permite la caracterización y simulación del comportamiento acústico de silenciadores de escape disipativos que incorporan material absorbente en su interior en presencia de variaciones de temperatura. Además, se analiza el efecto que produce en la atenuación sonora la variación de la longitud en la cámara de expansión, las superficies perforadas y, como se ha indicado anteriormente, el gradiente de temperatura axial.

Este trabajo está organizado de manera que en primer lugar se realiza una exposición de los fundamentos acústicos, explicando los conceptos básicos que se utilizan a lo largo del documento. Para ello se revisa la teoría acústica, la definición de silenciador desde un punto de vista acústico, las tipologías de silenciadores y los métodos tradicionales de análisis acústico, como los modelos de onda plana. También se realiza una revisión de la bibliografía existente en cuanto a la caracterización de materiales absorbentes y superficies perforadas donde se resalta su importancia como agentes atenuadores de ruido y se definen sus propiedades y propiedades más importantes. Seguidamente se desarrolla la formulación del problema acústico presentando las ecuaciones que describen la propagación acústica del sonido y su aplicación a los silenciadores. A continuación se describen los fundamentos del método de elementos finitos para la resolución de la ecuación de onda en el interior de silenciadores con material absorbente y se aplica a diferentes geometrías de silenciadores. Finalmente, se utiliza software comercial para analizar, mediante la definición detallada de una metodología numérica adecuada, la importancia en la atenuación acústica de los siguientes parámetros: longitud de cámara, superficie perforada, resistividad, temperatura media y gradiente de temperaturas.

En los silenciadores que se analizan en este trabajo se considera que el material absorbente cambia su resistividad al flujo como consecuencia de la presencia de gradientes de temperatura axiales. Estas modificaciones de la resistividad a su vez originan cambios en las propiedades acústicas equivalentes del material absorbente (velocidad de propagación del sonido y densidad del aire). Para poder llevar a cabo esta simulación se utilizan programas comerciales tales como Ansys, Sysnoise, Comsol Multiphysics y un programa propio del departamento elaborado con Matlab para simular el



efecto de temperatura utilizando un modelo no segmentado, así como códigos propios auxiliares desarrollados en colaboración con el personal del grupo de investigación.

Con las herramientas desarrolladas, se aplica el método de elementos finitos a diferentes geometrías de silenciadores haciendo un estudio exhaustivo de la influencia de la temperatura en la atenuación acústica para diversas geometrías de silenciador. También se realiza un estudio de la influencia de la longitud de cámara de expansión y el efecto del tubo perforado en la atenuación acústica para diversas geometrías del silenciador. Además, se estudia la validez del modelo segmentado para la obtención de la atenuación acústica.

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 en herramientas generales basadas en elementos finitos para considerar casos más complejos, como por ejemplo la presencia de altas temperaturas, gradientes térmicos y flujo medio. Además, se ha utilizado el software Sysnoise para tareas de comprobación y validación. Este programa no funciona de manera autónoma sino que necesita la definición de la geometría y el mallado realizado previamente en otro programa externo (Ansys), así como la lectura de datos y de resultados, la transferencia de ficheros y la conversión de formatos, lo que hace farragoso el trabajo asociado. Por esto, el grupo investigador ha adquirido recientemente el programa Comsol Multiphysics como programa de simulación y modelado acústico debido a que el programa Sysnoise ha quedado obsoleto. En este Trabajo Fin de Máster también se hace una comparación de ambos programas con el objetivo de validar la eficacia del programa Comsol Multiphysics como alternativa a Sysnoise.

Palabras clave: acústica, ecuación de ondas, elementos finitos, elementos perforados, longitud de cámara, atenuación acústica, silenciadores, Sysnoise, Comsol multiphysics, gradiente de temperatura, material absorbente, resistividad.



RESUM

Aquest Treball Fi de Màster se centra en el desenvolupament i implementació d'una metodologia basada en el mètode d'elements finits que permet la caracterització i simulació del comportament acústic de silenciadors d'escapament dissipatius que incorporen material absorbent a l'interior. A més a més, es considera la presència de material absorbent quan s'analitza l'efecte que produeix en l'atenuació sonora la variació de la longitud en la càmera d'expansió, les superfícies perforades i el gradient de temperatura axial.

Aquest treball està organitzat de manera que, en primer lloc, es realitza una exposició dels fonaments acústics, explicant els conceptes bàsics que s'utilitzaran al llarg del treball. Per a això, es revisa la teoria acústica, la definició de silenciador, les tipologies de silenciadors i els mètodes tradicionals d'anàlisi acústic, com els models d'ona plana. També es realitza una revisió de la bibliografia existent quant a la caracterització de materials absorbents i superfícies perforades on es ressalta la importància com a agents atenuadors de soroll i es defineixen les propietats i característiques més importants. Tot seguit, es desenvolupa la formulació del problema acústic presentant les equacions que descriuen la propagació acústica del so i l'aplicació d'aquestes als silenciadors. A continuació es descriuen els fonaments acústics del mètode d'elements finits per a la resolució de l'equació d'ona a l'interior de silenciadors amb material absorbent i s'aplica a diferents geometries de silenciadors. Finalment s'analitza la importància en l'atenuació acústica dels següents paràmetres: longitud de càmera, superfícies perforada, resistivitat, temperatura mitjana i gradient de temperatures.

En els silenciadors que s'analitzen en aquest treball es considera que el material absorbent canvia la seua resistivitat al flux com a conseqüència de la presència de gradients de temperatura axials. Aquestes modificacions de la resistivitat originen, alhora, canvis en les propietats acústiques equivalents del material absorbent (velocitat de propagació del so i densitat de l'aire). Per poder dur a terme aquesta simulació s'utilitzen programes comercials com Ansys, Sysnoise, Comsol Multiphysics i un programa propi del departament elaborat sobre Matlab per a simular l'efecte de temperatura utilitzant un model no segmentat, així com codis



propis auxiliars desenvolupats amb la col·laboració del personal del grup d'investigació.

Amb les ferramentes desenvolupades s'aplica el mètode d'elements finits a diferents geometries de silenciadors, fent un estudi exhaustiu de la influència de la temperatura en l'atenuació acústica per a diverses geometries de silenciador. També s'aprofita per tal de realitzar un estudi de la influència de la longitud de càmera d'expansió i l'efecte del tub perforat en l'atenuació acústica per a diverses geometries del silenciador. A més, s'estudia la validesa del model segmentat per a la simulació de l'atenuació acústica.

El grup d'investigació en el qual s'emmarca el present Treball Fi de Màster té una àmplia experiència en el modelatge i caracterització experimental del comportament acústic del sistema d'escapament en motors de combustió interna alternatius. En les últimes dècades, s'ha dut a terme un treball exhaustiu en relació al desenvolupament, implementació i validació de les ferramentes computacionals basades en elements finits per a considerar casos més complexos, com puga ser la presència d'altres temperatures, gradients tèrmics i flux mitjà. A més, s'ha utilitzat el software Sysnoise per a tasques de comprovació. Aquest programa no funciona de manera autònoma sinó que necessita la definició de la geometria i el mallat realitzat prèviament en un altre programa (Ansys), així com la lectura de dades i de resultats, la transferència de fitxers i la conversió de formats, cosa que fa tediós el treball associat. Per això, el grup investigador ha adquirit recentment el programa Comsol Multiphysics com a programa de simulació i modelatge acústic degut a que el programa Sysnoise ha quedat obsolet. En aquest Treball Fi de Màster es fa una comparació d'ambdós programes amb l'objectiu de validar l'eficàcia del programa Comsol Multiphysics com a alternativa a l'obsolet Sysnoise.

Paraules clau: acústica, equació d'ones, elements finits, elements perforats, longitud de càmera, atenuació acústica, silenciadors, Sysnoise, Comsol multiphysics, gradient de temperatura, material absorbent, resistivitat.



ABSTRACT

This Master Thesis is focused on the development and implementation of a numerical methodology, based on the finite element method, which allows the characterization and simulation of the acoustic behaviour of dissipative exhaust silencers that include absorbent materials in the presence of high temperature and thermal gradients. In addition, the influence of several parameters on the acoustic attenuation is assessed, such as the variation of the chamber length and the relevant properties of perforated surfaces.

The work is organized as follows. First the acoustic fundamentals are presented with the basic concepts used in this study. For this reason, the acoustic theory is reviewed, as well as the silencer definition from an acoustical point of view. Also, details are given about the silencer typologies and the traditional methods for their acoustic analysis, such as plane wave models. Furthermore, a bibliography review related to the characterization of absorbent materials and perforated surfaces is made. The importance as noise attenuators is highlighted and their most important properties and features are defined. Next, the formulation of the acoustic problem is developed presenting the governing equations describing the acoustic sound propagation and its application to the silencer. Thereupon, the fundamentals of the finite element method are described for solving the wave equation inside silencers with absorbent material and the numerical technique is applied to different geometries of silencers. Finally, the importance of the following parameters on the acoustic attenuation is analysed: chamber length, perforated surface parameters (e.g. porosity), average temperature and thermal gradient.

In the silencers analysed in the current investigation, it is considered that the flow resistivity of the absorbent material changes due to the presence of axial temperature gradients. These changes in resistivity, in turn, cause modifications in the equivalent acoustic properties of the absorbent material (sound propagation speed and air density). To perform these simulations, some commercial packages are used such as Ansys, Sysnoise, Comsol Multiphysics and also in-house codes developed in the department using Matlab. The in-house codes are used to simulate the



effect of temperature using a continuous model. Some auxiliary codes developed in collaboration with the research group are also considered.

Through the developed tools, the finite element method is applied to different silencer geometries, making a detailed study about the influence of the temperature on the silencer acoustic attenuation. A study is also carried out to assess the influence of the chamber length and the perforated tube on the acoustic attenuation of different geometries. Moreover, the validity of the segmented model for the acoustic computation is studied.

The research group has a wide experience in the modelling and experimental characterization of the acoustic behaviour of the exhaust system in internal combustion engines. Over the past decades, an exhaustive work has been done related to the development, implementation and validation of computational tools based on the finite element method to consider more complex cases, as for instance: the presence of high temperatures, temperature gradients and mean flow. Besides, Sysnoise software has been used for validation tasks. This programme did not work autonomously, but it required the external definition of geometry and mesh, previously done in another programme (e.g. Ansys). It also required external data, file transfer and format conversion, making the associated work toilsome. For this reason, the research group has recently acquired the commercial software Comsol Multiphysics as acoustic modelling and simulation tool (in addition, Sysnoise has become obsolete). This Master Thesis makes a comparison of the two programmes in order to validate the Comsol Multiphysics efficiency as an alternative to Sysnoise.

Keywords: acoustics, wave equation, finite elements, perforated elements, chamber length, Transmission loss, silencers, Sysnoise, Comsol multiphysics, Thermal gradient, absorbent material, resistivity.



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN. MOTIVACIÓN Y ANTECEDENTES	1
1.1. INTRODUCCIÓN	3
1.2. OBJETO DE ESTE TRABAJO	6
1.3. ESTRUCTURA DE ESTE TRABAJO.....	8
2. FUNDAMENTOS ACÚSTICOS	9
2.1. INTRODUCCIÓN.....	11
2.2. ONDA SONORA.....	13
2.2.1. El sonido	13
2.2.2. Naturaleza de la propagación	14
2.2.3. Frente de onda.....	15
2.2.4. Ecuación de onda acústica en presiones	18
2.2.5. Análisis armónico del sonido	19
2.2.6. Tipos de ondas	21
2.2.7. Impedancia acústica.....	22
2.2.8. Intensidad física y sonoridad	22
2.3. ECUACIÓN DE ONDAS	25
2.3.1. Modelos fundamentales	25
2.3.2. Modelo fluidodinámico general.....	25
2.3.3. Modelo acústico lineal	31
2.3.4. Hipótesis de partida	32
2.3.5. Deducción de la ecuación de ondas.....	34
2.3.6. Ecuación de Helmholtz.....	37
2.3.7. Consideraciones del modelo acústico.....	38
2.4. ACÚSTICA EN CONDUCTOS	39
2.4.1. Propagación en conductos.....	39
2.4.2. Ecuación en presiones.....	39
2.4.3. Ecuación en velocidad.....	40
2.4.4. Impedancia acústica del aire y de la pared rígida.....	42
2.5. ACÚSTICA EN PLACAS Y TUBOS PERFORADOS	44



2.5.1. Placas y tubos perforados	44
2.5.2. Impedancia acústica en superficies perforadas	44
2.6. ACÚSTICA EN MATERIALES ABSORBENTES	52
2.6.1. Materiales absorbentes	52
2.6.2. Propiedades de los materiales absorbentes	53
2.6.3. Caracterización del material absorbente	58
2.6.4. Efecto del material absorbente en la impedancia de conductos perforados	59
2.7. SILENCIADORES	63
2.7.1. Generación de ruido acústico	63
2.7.2. Definición y tipos de silenciadores	64
2.7.3. Atenuación sonora con silenciadores	68
2.7.3.1. Consideraciones energéticas	68
2.7.3.2. Índices de atenuación sonora	70
2.7.4. Método matricial	71
2.7.4.1. Caracterización matricial	71
2.7.4.2. Matriz de transferencia de un conducto	72
2.7.4.3. Cálculo del índice TL por método de la matriz de Transferencia	75
3. MODELADO ACÚSTICO DE SILENCIADORES CON TEMPERATURA NO UNIFORME MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS	77
3.1. INTRODUCCIÓN	79
3.2. ENFOQUE MATEMÁTICO	82
3.2.1. Formulación de elementos finitos	82
3.2.2. Velocidad del sonido	88
3.2.3. Propiedades heterogéneas acústicas del material Absorbente	92
3.2.4. Impedancia acústica del conducto perforado	95
3.2.5. Método de segmentación (Sysnoise)	96
4. MÉTODO DE TRABAJO	97
4.1. INTRODUCCIÓN	99
4.2. SECUENCIA DE TRABAJO	100



4.3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	103
4.3.1. Tipología geométrica.....	103
4.3.2. Tipología asumiendo el conducto concéntrico perforado	104
4.3.3. Tipología asumiendo el cambio de temperatura utilizando un modelo de segmentación	105
4.3.4. Tipología asumiendo el cambio de temperatura utilizando un modelo no segmentado.....	108
4.3.5. Tipología asumiendo sólo variación del gradiente de temperaturas.....	109
4.4. IMPLEMENTACIÓN POR ORDENADOR	110
4.4.1. Pre-procesado.....	110
4.4.2. Procesado	112
4.4.3. Post-procesado	112
5. MEF EN SYSNOISE	113
5.1. INTRODUCCIÓN.....	115
5.2. DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA Y GENERACIÓN DE LA MALLA CON ANSYS 11.0.....	116
5.3. RESOLUCIÓN DEL PROBLEMA CON SYSNOISE.....	140
5.4. POSTPROCESO DE DATOS OBTENIDO POR SYSNOISE.....	241
6. MEF EN COMSOL MULTIPHYSICS	245
6.1. INTRODUCCIÓN.....	247
6.2. COMSOL MULTIPHYSICS.....	248
6.3. METODOLOGÍA A SEGUIR	249
6.4. MODELADO Y ANÁLISIS MEDIANTE MEF	250
6.4.1. Definición del tipo de problema y el tipo de estudio.....	250
6.4.2. Creación y definición de las variables globales.....	254
6.4.3. Creación de la geometría	256
6.4.4. Creación de dominios y contornos	260
6.4.5. Definición de funciones y operadores	263
6.4.6. Creación y definición de materiales.....	269
6.4.7. Definición de las condiciones de contorno	271



6.4.8. Definición del mallado y sus elementos	284
6.4.9. Definición del ensayo y cálculo del problema.....	285
6.4.10. Obtención de las gráficas de atenuación	288
6.4.11. Creación del fichero con los resultados de atenuación	291
7. METODOLOGÍA DEL CÁLCULO MEDIANTE MATLAB	295
7.1. INTRODUCCIÓN.....	297
7.2. METODOLOGÍA CON MATLAB.....	298
7.3. POSTPROCESO DE DATOS OBTENIDOS CON MATLAB	305
8. RESULTADOS Y CONCLUSIONES	309
8.1. INTRODUCCIÓN.....	311
8.2. VALIDEZ DEL MODELO SEGMENTADO	312
8.3. INFLUENCIA DE LA LONGITUD DE CÁMARA.....	318
8.4. USO DEL PERFORADO.....	322
8.5. INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA	326
8.5.1. Influencia de la temperatura en la resistividad	327
8.5.2. Efecto de la temperatura media	330
8.5.3. Efecto del gradiente de temperatura axial	337
8.6. COMPARACIÓN SYSNOISE CON COMSOL	341
8.7. CONCLUSIONES	347
BIBLIOGRAFÍA.....	351
ANEXOS.....	I
ANEXO I	III
ANEXO II	XIII
ANEXO III	XXII
ANEXO IV	XXV



Capítulo 1

INTRODUCCIÓN, MOTIVACIÓN Y ANTECEDENTES



1.1. INTRODUCCIÓN

Actualmente en nuestra sociedad está adquiriendo una gran importancia la preocupación por tener una vida saludable y respetar el medioambiente. Por esto cada vez es mayor la preocupación sobre la degradación medioambiental y específicamente por la contaminación acústica proveniente del día a día y de los vehículos que utilizan motores de combustión interna alternativos. Por lo que se hace necesario considerar un aspecto importante como es el diseño de los silenciadores de escape.

La contaminación acústica viene determinada por el ruido acústico y se define como “todo sonido excesivo, molesto y no deseado que interfiere de alguna manera en la actividad humana”. El ruido es una fuente de molestias importante que puede causar efectos fisiológicos y psicológicos sobre las personas. Algunos ejemplos son: dolor de cabeza, aceleración del ritmo cardíaco, modificación del ritmo respiratorio o variaciones de la presión arterial. Dada su influencia, los gobiernos de la mayoría de países han desarrollado leyes que restringen el nivel de generación de ruido a unos límites.

Según la revista “ambientum” la contaminación acústica en la sociedad actual proviene principalmente de las siguientes fuentes: los vehículos a motor que representan aproximadamente el 80% de las existentes, seguido de las industrias con un 10%, los ferrocarriles con el 6% y finalmente el 4% restante a los lugares de ocio, locales comerciales y otros.

Independientemente de su origen, el grado de molestia que producen depende de su nivel de presión sonora, que es la energía provocada por las ondas sonoras en el movimiento ondulatorio de las partículas del aire, emitido y que se mide en decibelios (*ver sección 2.2.8*).

Para ilustrar los niveles de ruido, a continuación se dan algunos ejemplos publicados en el periódico “El Comercio” extraídos del Ministerio de Salud:

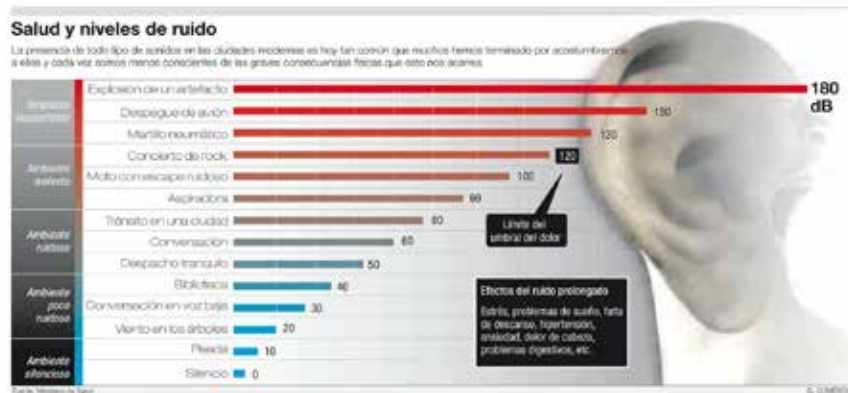


Figura 1.1. Salud y niveles de ruido, publicado en el periódico “El Comercio” extraídos a partir de datos obtenidos del Ministerio de Salud.

La principal fuente de contaminación acústica en una ciudad es el tráfico rodado producido por los vehículos en movimiento, turismos, camiones, furgonetas, autobuses o motocicletas.

El parque automotor genera continuamente un ruido bastante intenso. Esto se debe a las diferentes fuentes existentes en el funcionamiento de los vehículos: el motor, los mecanismos de transmisión, la interacción de la carrocería con el aire, la interacción de los neumáticos con la calzada, etc. De todas ellas, la más significativa es el ruido producido por el motor, el cual se puede dividir en: ruido producido en el proceso de combustión, ruido producido por el accionamiento mecánico y ruido producido por el proceso de renovación de carga.

El ruido que se produce en el motor se debe principalmente a dos mecanismos físicos: el ruido aerodinámico, producto de las variaciones no estacionarias del caudal del fluido en los extremos de los colectores de admisión y escape, y la radiación debida a la vibración de las superficies, producto de: la combustión, la renovación de la carga y el ruido mecánico.

No es posible afirmar que el ruido aerodinámico sea la principal fuente de ruido en todos los casos, pero muchos investigadores [123, 124, 125] están de acuerdo en considerarla una de las fuentes primarias.



Además, la construcción de autovías, circunvalaciones y mejores carreteras ha multiplicado el efecto del tráfico rodado y el sonido que éste genera.

El ruido generado en el escape de los gases de los motores de combustión interna alternativos es una característica no deseada, pero inevitable. Durante mucho tiempo, mantener los niveles de ruido emitido por debajo de ciertos límites ha sido el único requisito impuesto a los sistemas de escape. De hecho, actualmente el criterio de homologación vigente es éste. En los últimos años, por parte de los fabricantes, además de estos niveles límite, se ha comenzado a tener en cuenta el concepto de calidad sonora, que corresponde con la valoración subjetiva de un usuario y que le permite identificar el carácter que se da al vehículo (deportivo, de representación, familiar, etc.) o a su fabricante.

Estos nuevos intereses están provocando una estrategia diferente para la reducción del ruido de escape. Se centran en los silenciadores y catalizadores para controlar el nivel y las características en frecuencia del ruido emitido en el escape a la atmosfera.

Para el modelado y análisis acústico de la línea de escape se debe analizar el comportamiento individual de sus componentes. Por lo que se estudian los silenciadores por ser el elemento más relevante en la atenuación acústica. En los últimos años se ha mejorado los modelos unidimensionales con una caracterización tridimensional. Las metodologías asociadas se fundamentan en las ecuaciones multidimensionales de comportamiento acústico del aire y de otros materiales existentes en sus correspondientes dominios para calcular la solución en el contorno de la interfase. La existencia de elemento perforado en la interfase y la presencia de flujo medio conectan estas soluciones. Estas metodologías se pueden dividir en dos grandes grupos: las basadas en métodos numéricos de tipo convencional (método de elementos de contorno) y el de elementos finitos (tipo modal). Aunque presenta algunas ventajas el método de elementos de contorno es difícil incorporar el efecto convectivo debido al flujo medio.

Cuando existe flujo medio el método de elementos finitos (MEF) es más versátil cuando, además tiene la capacidad de modelar geometrías de silenciadores más complejas y por ello en el ámbito del estudio de silenciadores está más extendida su utilización.



1.2. OBJETO DE ESTE TRABAJO

El grupo de investigación en el que se enmarca el presente Trabajo Fin de Máster (TFM) 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 [37, 69, 93, 134-136].

Con el fin de eliminar dichas limitaciones geométricas, el grupo de investigación 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 [120, 137, 138].

Dado el elevado coste computacional de las técnicas numéricas tales como el Método de Elementos Finitos [139], es destacable también el interés en modelos híbridos analítico-numéricos que reduzcan dicho coste en términos de cálculo en el estudio de casos complejos [140,141].

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 ese motivo, en los últimos años se han desarrollado modelos y herramientas para la adecuada caracterización acústica de dichos dispositivos [142-144].

En este Trabajo Fin de Máster se pretende desarrollar e implementar una metodología, basada en elementos finitos, que permita la simulación del comportamiento acústico de silenciadores de escape disipativos que incorporen material absorbente en su interior.

En estos silenciadores se considera que el material absorbente de su interior cambia su resistividad al flujo como consecuencia de la presencia



de un gradiente de temperatura axial. Las modificaciones de la resistividad a su vez originan cambios en las propiedades acústicas equivalentes del material absorbente (velocidad de propagación del sonido y densidad del aire).

Se van a utilizar para realizar las simulaciones los programas: Ansys, Sysnoise, Comsol Multiphysics y Matlab, así como códigos propios de tipo numérico y analítico que han sido desarrollados por el personal del grupo de investigación.

Utilizando estas herramientas se hará un estudio exhaustivo de la influencia en la atenuación acústica en función de la temperatura para diversas geometrías comerciales. También se incluye en este trabajo la comparación de un método segmentado usando el programa Sysnoise con un método no segmentado simulado por Matlab y el análisis de la influencia de la longitud de cámara con a atenuación acústica.

Además, se pretende validar la eficacia de la herramienta de software Comsol Multiphysics como alternativa al obsoleto programa de vibro-acústica Sysnoise para la simulación y modelado acústico.

Por lo tanto se presenta a modo resumen un listado de los objetivos que se pretenden conseguir en este trabajo:

Objetivo I: Desarrollar e implementar una metodología, basada en elementos finitos, que permita la simulación del comportamiento acústico en diferentes geometrías de silenciadores de escape disipativos que incorporen material absorbente en su interior.

Objetivo II: Analizar la influencia existente debida la variación de las propiedades del material absorbente producidas por un gradiente de temperatura axial con la atenuación del sonido producida en el silenciador.

Objetivo III: Evaluar la herramienta de software Comsol Multiphysics como programa de simulación y modelado acústico alternativo a Sysnoise mediante una comparación de resultados.



1.3. ESTRUCTURA DE ESTE TRABAJO

Este Trabajo Final de Máster se puede estructurar en tres partes claramente diferenciadas. La primera parte incluye la revisión de fundamentos y formulación empleada (capítulos dos y tres), la segunda parte incluye la metodología de trabajo empleada (capítulo cuatro) y por último la tercera parte incluye la obtención de resultados (capítulos cinco, seis y siete) y exposición de resultados y conclusiones (capítulo ocho). Los objetivos de cada capítulo son los siguientes:

Capítulo 2: Fundamentos acústicos. Se presentan los conceptos básicos que se van a utilizar en el desarrollo de este trabajo. Este capítulo se divide en tres partes: la primera desarrolla conceptos de teoría acústica, la segunda presenta las ecuaciones que gobiernan la propagación acústica del sonido y los diferentes modelos e hipótesis que permiten simplificar el problema acústico obteniendo soluciones aceptables, y la tercera describe qué es un silenciador y qué tipologías existen.

Capítulo 3: Modelado acústico de silenciadores con temperatura no uniforme mediante elementos finitos. Se describe el procedimiento del método de los elementos finitos y su aplicación a la ecuación de ondas que rige la propagación acústica en los silenciadores.

Capítulo 4: Método de trabajo. En este capítulo se describirán las características de los silenciadores a ensayar y el esquema general que se deberá seguir para resolver el problema acústico con el apoyo de programas informáticos: Sysnoise, Comsol y Matlab.

Capítulo 5: MEF en Sysnoise. Recoge la aplicación del método de los elementos finitos utilizando el programa Sysnoise.

Capítulo 6: MEF en Comsol Multiphysics. Recoge la aplicación del método de los elementos finitos utilizando el programa Comsol Multiphysics.

Capítulo 7: Metodología de cálculo mediante Matlab. Recoge el proceso de simulación y cálculo usando el programa de cálculo Matlab.

Capítulo 8: Resultados y conclusiones. El último capítulo presenta resultados interesantes de diversa índole relativos a la atenuación de silenciadores.



Capítulo 2

FUNDAMENTOS ACÚSTICOS



2.1. INTRODUCCIÓN

Este capítulo tiene como objetivo principal presentar y exponer los fundamentos de la teoría acústica en los que se asientan los contenidos de este trabajo. Inicialmente presentan los conceptos básicos por los que se rigen los fenómenos acústicos, las variables que intervienen en la propagación del sonido en el aire, así como las magnitudes físicas y las relaciones que permiten medir el sonido.

Además, plantea la deducción de la ecuación de ondas, considerando las ecuaciones de continuidad, de equilibrio dinámico y de la energía. A continuación, se desarrolla la solución de la ecuación de ondas suponiendo propagación unidimensional y se presenta el modelo de onda plana como solución de la ecuación de ondas. Es decir, se presentan las ecuaciones que gobiernan la propagación acústica del sonido y los diferentes modelos e hipótesis que permiten simplificar el problema de manera que las soluciones sean aceptables. Por lo tanto se detallará la deducción de la ecuación de ondas y todas las hipótesis que se aplican para obtener su linealización.

Se puede destacar que los modelos de onda plana pueden ser representados a través de matrices de transferencia. Concretamente se exponen las matrices de transferencia en conductos, expansiones, contracciones y en conductos extendidos. También se analizan las placas y tubos perforados como componentes que se emplean para la atenuación del ruido.

Otro apartado importante es en el que se define el concepto de impedancia acústica de una superficie perforada y se analizan algunos de los modelos de impedancia existentes en la bibliografía. De la misma manera se exponen las principales propiedades de los materiales absorbentes y se estudia como estos materiales pueden alterar considerablemente el fenómeno de propagación de ondas. También se definen las propiedades acústicas como la densidad y la velocidad acústicas efectivas de estos materiales. Es importante reseñar el efecto que ejercen los materiales absorbentes en la impedancia acústica de las superficies perforadas.



A continuación se define un silenciador y se exponen los efectos de atenuación acústica que se producen en su interior, las categorías existentes según su funcionamiento, las tipologías que existen y la caracterización acústica.

Finalmente se exponen los principales índices de atenuación acústica: el índice de Pérdidas de Inserción, el índice de Pérdidas de Transmisión y la Diferencia de Nivel. Además se propone la obtención del índice de Pérdidas de Transmisión (TL) para los silenciadores en este trabajo.



2.2. ONDA SONORA

2.2.1. El sonido

En general, se llama sonido a la sensación producida en el oído por el movimiento vibratorio de un cuerpo sonoro. Esta perturbación de un cuerpo sonoro llega al oído a través de un medio elástico transmisor que lo propaga, pudiendo éste ser líquido, sólido o gaseoso. Por lo tanto el sonido no se propaga en el vacío y su principal medio transmisor es el aire. Se puede transmitir la perturbación a través de una variación local de la presión p , de la velocidad de las partículas v o de la densidad ρ .

El sonido se caracteriza en su percepción por tres cualidades básicas: el tono el timbre y la intensidad. Debido a estas cualidades es posible diferenciar un sonido de otro.

El tono o altura (permite diferenciar si un sonido es grave o agudo) es el grado de elevación que presenta al manifestarse un sonido y corresponde a la frecuencia física de vibración, tanto mayor cuanto más agudo sea el sonido. El oído humano percibe el sonido cuando el número de variaciones de la presión por segundo está comprendido entre 16 y 16000, es decir, cuando su frecuencia está comprendida entre 16 Hz y 1600 Hz. Si la frecuencia está por debajo de los 16 Hz se denomina onda infrasónica y si, en cambio, está por encima de los 20000 Hz se denomina onda ultrasónica.

El timbre es la cualidad que permite diferenciar dos sonidos idénticos producidos por dos focos diferentes. Esto es debido a que un tono no es único ya que puede estar formado por una variedad de frecuencias que son múltiplos enteros del tono fundamental. Por lo tanto, el timbre es la personalidad del foco sonoro.

La intensidad es la fuerza con que se manifiesta el sonido, y como se trata de una onda mecánica, dependerá del cuadro de su amplitud.

Finalmente cabe destacar que la propagación del sonido se producirá gracias a la vibración o desplazamiento alrededor de la posición de equilibrio de las partículas que componen el fluido. Debido a esto se

provoca una inercia que permitirá que cada partícula del fluido transfiera la perturbación a otra adyacente y por otro lado la elasticidad del medio obligará a cada partícula a no perder su posición de equilibrio. En este trabajo se considera el aire como medio de propagación sonora.

2.2.2. Naturaleza de la propagación

La propagación de una onda siempre está relacionada con el movimiento alrededor de la posición de equilibrio de las partículas que componen el medio transmisor. Pero según la naturaleza de la función de onda f se clasifican los movimientos ondulatorios en escales y vectoriales. Dentro de las ondas vectoriales, si \vec{f} es perpendicular a la dirección de propagación determinada por el versor \vec{u} , la onda se llama transversal, en cambio si \vec{f} tiene la misma dirección que \vec{u} , la onda es longitudinal. Hay que destacar que si no tiene ninguna de las direcciones anteriores, siempre se puede descomponer en dos, una longitudinal y una transversal.

En el caso de las ondas acústicas esta clasificación depende de la relación entre sentido de vibración y sentido de propagación. Por lo que las ondas se clasifican en:

Ondas transversales: el movimiento de las partículas es perpendicular a la dirección de propagación de la onda acústica.

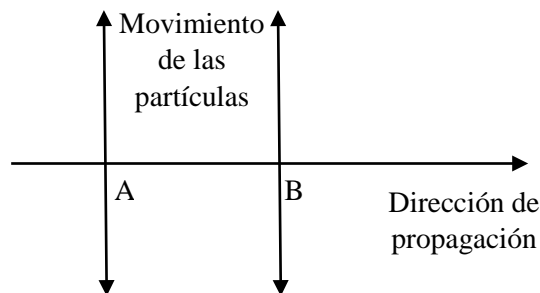


Figura 2.1. Onda transversal. Las flechas dobles simbolizan el movimiento de las partículas A y B.

Ondas longitudinales: las partículas del fluido tienen un movimiento paralelo a la dirección de propagación de la onda.

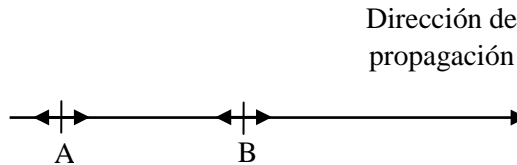


Figura 2.2 Onda longitudinal. Las flechas dobles simbolizan el movimiento de las partículas A y B.

Se puede definir como velocidad de partícula (se representa con el símbolo v) a la velocidad a la que se mueven las partículas del fluido.

2.2.3. Frente de onda

Se denomina frente de onda o superficie de onda al lugar geométrico de los puntos del espacio a los que llega la perturbación en el mismo instante, es decir, que tienen la misma fase. Atendiendo a este criterio, se clasifican las ondas en planas (unidimensional), cilíndricas (bidimensionales), esféricas (tridimensionales), etc.

Se considera **onda plana** cuando los frentes de onda son planos paralelos, es decir, se pueden considerar planos normales a la dirección de propagación. En general se afirma que cuando una perturbación se propaga de tal forma que resulta idéntica en el mismo instante para todos los puntos de un plano se llama onda plana y la dirección normal es la dirección de propagación. En este caso la perturbación sólo depende de la coordenada espacial (x) y del tiempo, la función de onda resulta independiente de las coordenadas y , z , por lo que partiendo de la ecuación llamada de “ecuación de onda general” o ecuación de D’Alembert [121]

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} = c^2 \Delta f \quad (2.1)$$

(donde c es la velocidad de propagación) y la ecuación de ondas toma la forma:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 f}{\partial t^2} \quad (2.2)$$

cuyas soluciones se obtienen fácilmente haciendo:

$$u = x - c \cdot t, u = x + c \cdot t \implies \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 f}{\partial u^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial v^2} + 2 \frac{\partial^2 f}{\partial u \partial v}$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2} = \frac{1}{c^2} \left[\frac{\partial^2 f}{\partial u^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial v^2} - \frac{\partial^2 f}{\partial u \partial v} \right] \implies \frac{\partial^2 f}{\partial u \partial v} = 0; \text{ resultando:}$$

$$f = f_1(u) + f_2(v) = f_1(x - c \cdot t) + f_2(x + c \cdot t) \quad (2.3)$$

El término $f_1(x - c \cdot t)$ representa la onda plana que avanza en dirección positiva del eje OX, pues al aumentar t debe aumentar x para que el perfil de onda no se modifique. A este tipo de onda se le llama onda progresiva divergente.

De forma similar el término $f_2(x + c \cdot t)$ representa la onda plana que avanza en dirección negativa del eje OX, conocida como onda progresiva convergente.

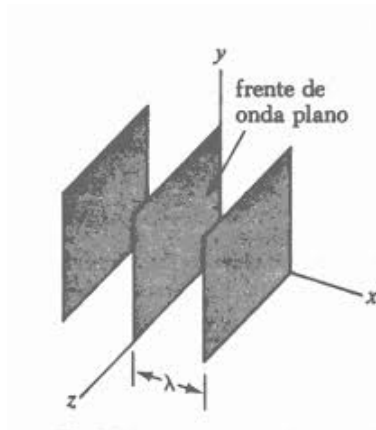


Figura 2.3. Frente de onda de una onda plana [121].

En cambio, la **onda esférica** tiene la misma propagación en todas direcciones y los frentes de onda son esferas concéntricas. Tomando el foco O como origen de coordenadas la ecuación del frente de ondas es:

$$x^2 + y^2 + z^2 - c^2 t^2 = 0. \quad (2.4)$$

Por otra parte, la función de onda dependerá exclusivamente de la distancia r al foco y del tiempo t , $f(r,t)$, y deberá satisfacer la ecuación general de ondas: $c^2 \Delta f = \frac{\partial^2 f}{\partial t^2}$. Sabiendo que $x^2 + y^2 + z^2 = r^2$ y haciendo las correspondientes operaciones se obtiene la siguiente ecuación de onda [121]:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2} = c^2 \left[\frac{\partial^2 f}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial f}{\partial r} \right] \quad (2.5)$$

Como esta ecuación no es sencilla se introduce la función $g(r,t)$, para poder estudiar mejor la ecuación, definida por $g(r,t) = r \cdot f(r,t)$ siendo:

$$\frac{\partial g}{\partial r} = f + r \frac{\partial f}{\partial r} \implies \frac{\partial^2 g}{\partial r^2} = \frac{\partial f}{\partial r} + \frac{\partial f}{\partial r} + r \frac{\partial^2 f}{\partial r^2} = 2 \frac{\partial f}{\partial r} + r \frac{\partial^2 f}{\partial r^2}$$

Al sustituir en la ecuación resulta:

$$\frac{\partial^2 g}{\partial t^2} = c^2 \cdot \frac{\partial^2 g}{\partial r^2} \quad (2.6)$$

Ecuación idéntica a la obtenida para las ondas planas, cuya solución es:

$$g = r \cdot f = g_1(r - c \cdot t) + g_2(r + c \cdot t) \quad (2.7)$$

$$f = \frac{1}{r} \cdot g_1(r - c \cdot t) + \frac{1}{r} \cdot g_2(r + c \cdot t) \quad (2.8)$$

Siendo g_1 y g_2 formas funcionales arbitrarias.

La solución $f_1 = \frac{g_1}{r}$, corresponde a ondas divergentes, es decir, sistemas de ondas que se propagan alejándose del foco, mientras que la solución $f_2 = \frac{g_2}{r}$, corresponde a ondas convergentes, es decir, sistemas de ondas que se propagan acercándose al foco.



Figura 2.4. Ejemplos de frentes de onda de una onda esférica.

Se denomina velocidad de propagación o velocidad de onda y se representa con la letra c ó c_0 a la velocidad con que se propagan las ondas en el espacio. Tal y como se puede ver en la ecuación (2.9) la velocidad de propagación depende del medio y de la temperatura absoluta:

$$c_0 = \sqrt{\gamma \frac{R}{M_{mol}} T_0} \quad (2.9)$$

Si se utilizan los valores habituales del aire: γ (coef. adiabático) = 1.4; $R = 8,314 \text{ Nm/K}$; M_{mol} (aire) = $28,9 \times 10^{-3} \text{ kg}$; $T_0 = 288 \text{ K}$; se obtiene la velocidad a la que se propagan las ondas en el aire en las condiciones habituales, que es: $c_0 = 341 \text{ m/s}$.

2.2.4. Ecuación de onda acústica en presiones

Como se ha visto en el apartado anterior el sonido es una función que depende de la posición y del tiempo por lo que si se mide esta dependencia se puede escribir como: $p(x, t)$, siendo x la posición y t el tiempo.

En la figura 2.5 se puede observar la presión instantánea de una onda acústica unidimensional en un tiempo fijo determinado. Por lo que si se cogen dos puntos, $x_1 = A$ y $x_2 = B$, y se mide la presión en esos dos puntos, cuando el tiempo vale t , se puede observar a simple vista una diferencia entre el sonido en A , $p(t)$ y el sonido en B , $f(t)$.

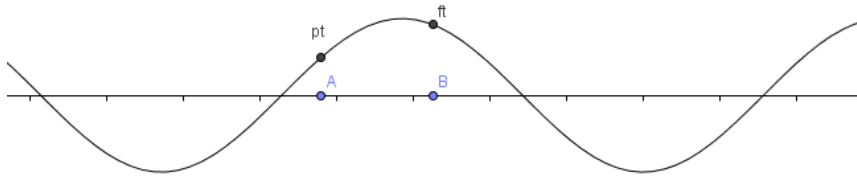


Figura 2.5. Presión sonora instantánea en dos puntos.

A pesar de este hecho, es lógico que los puntos estén conectados, pues no tiene sentido que desde $x_1 = A$ se escuche una canción, y desde $x_2 = B$ se escuche el ruido de un motor. Por lo que se puede concluir que ambos sonidos son idénticos con la única excepción que no coinciden en el tiempo, así pues, se puede escribir [126]:

$$p(t) = f(t + \Delta t) \quad (2.10)$$

Sustituyendo $\Delta t = x/c_0$, donde x es la distancia y c_0 la velocidad de onda (ver apartado 2.2.3), la ecuación anterior se puede reescribir como:

$$p(t) = f\left(t + \frac{x}{c_0}\right) \quad (2.11)$$

Y generalizando, se tendrá:

$$p(x, t) = f\left(t \pm \frac{x}{c_0}\right) \quad (2.12)$$

2.2.5. Análisis armónico del sonido

Las ondas acústicas casi nunca son perfectamente armónicas, pues como se sabe, a la frecuencia fundamental que determina el tono, se superponen otras frecuencias múltiplos de la fundamental que determinan el timbre del sonido. Por esta razón para agilizar los cálculos, los fenómenos sonoros se consideran ondas vibratorias con comportamiento temporal armónico [127], es decir, funciones sinusoidales o cosenoidales también denominadas tonos puros.

De esta manera una onda sonora de comportamiento armónico que se propaga de forma continua en dirección x positiva respecto a un sistema cartesiano se puede escribir en términos de presión como:

$$p(x, t) = p_0 \cdot \cos\omega(t - x/c_0) \quad (2.13)$$

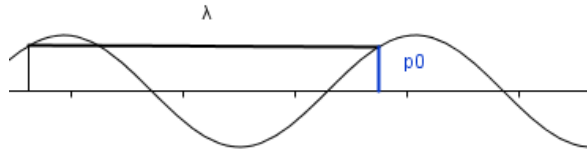


Figura 2.6. Onda plana de comportamiento armónico.

siendo $\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}$ la velocidad angular y p_0 la amplitud. Además, si se define el número de onda como la relación entre la velocidad angular y la de propagación ($k = \omega/c_0$), se tendrá:

$$p(x, t) = p_0 \cdot \cos(\omega t - k \cdot x) \quad (2.14)$$

Se suele representar la ecuación de onda utilizando la notación compleja para describir de manera más simple ya que la dependencia con el tiempo se da con el factor $e^{j\omega t}$ en lugar de utilizar el $\cos(\omega t)$ o $\text{sen}(\omega t)$. De este modo, la onda cosenoidal anterior se puede representar de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} p(x, t) &= p_0 \cos(\omega t - k \cdot x) = \text{Re}\{p_0 e^{j(\omega t - kx)}\} \\ &= \text{Re}\{p_0 e^{-jkx} e^{j\omega t}\} = \text{Re}\{\underline{p_0} e^{j\omega t}\} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Siendo $\underline{p_0}$ la denominada amplitud compleja:

$$\underline{p_0} = p_0 e^{-jkx} \quad (2.16)$$

Para representar de forma compleja la onda sonora, ecuación (2.15), se ha utilizado la fórmula de Euler:

$$e^{jz} = \cos z + j \text{sen} z \quad (2.17)$$

donde Re denota la parte real del número complejo. Con la ventaja que se puede representar como un “fasor” en el plano complejo como cualquier otro número complejo.

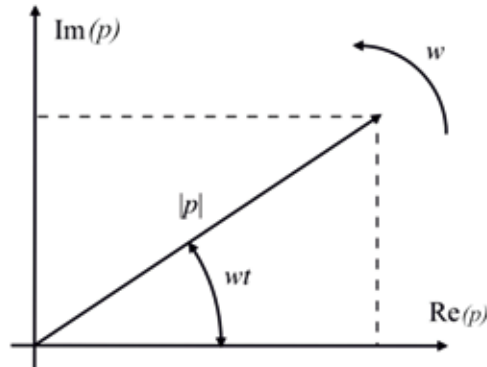


Figura 2.7. Representación de una oscilación armónica en el plano complejo.

2.2.6. Tipos de ondas

Para poder explicar mejor los fenómenos de propagación que suceden dentro de un silenciador se debe conocer la diferencia entre ondas progresivas y estacionarias, ya que son conceptos que se utilizarán en el desarrollo de este trabajo.

Son **ondas progresivas** aquellas que viajan en una dirección determinada. En el caso de una onda plana, la onda se propagaría en el sentido positivo de las x , por lo tanto siguen lo descrito en el apartado anterior y su forma de onda e impedancia compleja es:

$$p(x, t) = p_0 \cdot \cos(\omega - k \cdot x) \implies \underline{p_0} = p_0 e^{-jkx} \quad (2.18)$$

Son **ondas estacionarias** aquellas que se producen cuando una onda progresiva incide sobre un obstáculo creando una onda reflejada en sentido contrario. En este escenario el campo sonoro está formado por dos ondas viajando en sentido opuesto. Es decir, si se consideran ondas planas se tiene una onda progresiva que viaja en sentido positivo de las x , mientras que la onda reflejada viaja en el sentido negativo de las x . Su impedancia compleja queda definida a continuación:



$$\underline{p_0} = p_0 e^{-jkx} + p_0 r e^{jkx} = p_0 (e^{-jkx} + r e^{jkx}) \quad (2.19)$$

donde r es el coeficiente de reflexión de la presión incidente sobre el obstáculo. Este coeficiente se considera un número complejo y tiene la forma (R es número real):

$$r = R e^{j\varphi} \quad (2.20)$$

Este coeficiente de reflexión es el resultado del cociente entre la onda regresiva y la onda progresiva. Su valor depende de la absorción y/o impedancia del obstáculo que produce la reflexión.

2.2.7. Impedancia acústica

Se define la impedancia acústica como la oposición que presentan las partículas de un medio (sólido, líquido o gas) cuando se les aplica una presión. De este modo la impedancia acústica mide la predisposición o facilidad que presenta un medio para la propagación del sonido.

Si se hace una analogía con los sistemas eléctricos, la impedancia se define como el cociente entre la presión y la velocidad de las partículas del medio:

$$Z = \frac{\partial p}{v} \quad (2.21)$$

Más adelante se determinará que (ver apartado 2.4.4) la impedancia acústica del aire es:

$$Z = \rho_0 c_0 \quad (2.22)$$

La unidad de medida de Z en el S.I. es el $kg \cdot m^{-3} \cdot m \cdot s^{-1} = kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$ llamada rayl.

2.2.8. Intensidad física y sonoridad

Es fácil comprobar que no existe proporcionalidad entre la intensidad física de un sonido y la sensación sonora que produce en el oído humano, también llamada intensidad fisiológica o sonoridad. Dos focos sonoros



idénticos actuando simultáneamente, no producen una sensación doble que cuando actúa uno sólo de ellos. Esto es debido a que la sonoridad sigue, aproximadamente, la ley de Weber-Fechner que establece que: “la sensación es proporcional al logaritmo de la excitación”, o dicho de otra manera: “la sensación crece en progresión aritmética cuando la excitación lo hace en progresión geométrica”.

Por consiguiente, si se llama S_1 y S_0 a las sensaciones sonoras producidas por dos sonidos de intensidades físicas I_1 e I_0 respectivamente, se tiene:

$$S_1 - S_0 = \log \left[\frac{I_1}{I_0} \right] \quad (2.23)$$

y si se toma I_0 la correspondiente al valor umbral ($S_0=0$), por debajo del cual el oído no es capaz de apreciarlo, su sonoridad S_1 vendrá dada por:

$$S_1 = \log \left[\frac{I_1}{I_0} \right] \quad (2.24)$$

En consecuencia se dirá que un sonido produce una sonoridad unidad cuando su intensidad física sea diez veces mayor que la umbral. Esta unidad recibe el nombre de belio, y su décima parte es el decibelio (dB). Como la sonoridad se expresa generalmente en dB, se tiene:

$$S_1 = 10 \cdot \log \left[\frac{I_1}{I_0} \right] \text{ dB} \quad (2.25)$$

Esta misma sonoridad se puede expresar en función de la potencia sonora del foco, así como en función de la sobrepresión. Como la potencia P es proporcional a la intensidad I , resultará, siendo P_0 la potencia correspondiente a la intensidad umbral I_0 :

$$S = 10 \cdot \log \left[\frac{P}{P_0} \right] \text{ dB} \quad (2.26)$$

y como por otra parte, el módulo de la intensidad es proporcional al cuadrado de la sobrepresión, se obtiene:

$$S = 10 \cdot \log \left[\frac{I}{I_0} \right] = 10 \cdot \log \left[\frac{(\delta p)^2}{(\delta p)_0^2} \right] = 20 \cdot \log \left[\frac{(\delta p)}{(\delta p)_0} \right] \text{ dB} \quad (2.27)$$

La unidad más habitual para medir la presión son los Pascales (Pa) o Newtons por metro cuadrado (N/m^2). Así pues, se puede calcular el nivel de presión sonora (S) utilizando esta fórmula:

$$S = 20 \log\left(\frac{p}{p_{ref}}\right) = 10 \log\left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^2 \text{ Db} \quad (2.28)$$

Donde p_{ref} corresponde a la mínima presión del sonido para que sea percibido por el oído humano y p , mientras no se diga lo contrario, el valor efectivo de la señal temporal (RMS value). Se puede decir que p_{ref} es variable con su frecuencia, de ahí que para poder comparar sonidos de diversas frecuencias se tome como referencia un sonido puro de 1000 Hz que produzca la misma sensación. Por lo tanto se toma como valor umbral o referencia $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} N/m^2$. Además, se puede concluir que los seres humanos son capaces de percibir sonidos muy extremos, éstos van desde los $2 \cdot 10^{-5} N/m^2$ de presión hasta los $200 N/m^2$, valor que representa el umbral del dolor [121].

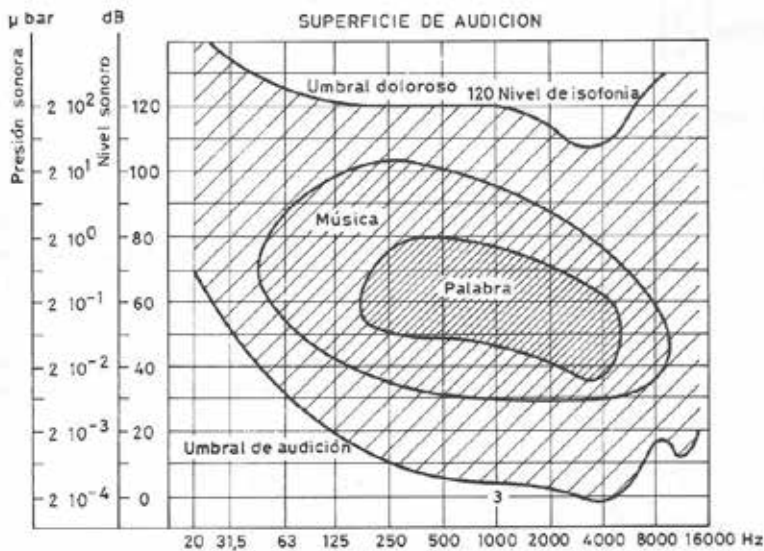


Figura 2.8. Representación del dominio audible [121].

2.3. ECUACIÓN DE ONDAS

2.3.1. Modelos fundamentales

Se define una onda como una perturbación que a partir de un estado de equilibrio se propaga de una región del espacio a otra con el tiempo. Las propiedades mecánicas del medio determinan la velocidad de propagación. El avance de una onda desde una determinada posición provoca un impulso en el aire de delante de ella y lo comprime. De la misma manera, provoca en la parte posterior una expansión que precisa a llenar este vacío con aire como se observa en la Figura 2.9. Este es el modo en que la compresión del aire se transfiere a partes distantes poniéndose en movimiento en forma de ondas sonoras [101].



Figura 2.9. Sección longitudinal de un cilindro con las compresiones y expansiones del gas.

Los modelos fundamentales para el análisis de la atenuación acústica de silenciadores son: el **modelo fluidodinámico general** y el **modelo acústico lineal** [35, 79]. El primero destaca por la complejidad debido a que sus variables son no lineales y se expone brevemente. Por otro lado el segundo modelo es el que se utiliza en este trabajo ya que incorpora las características fundamentales que se pretende modelar y simplifica el modelo anterior considerando despreciables los incrementos respecto a los valores de equilibrio.

2.3.2. Modelo fluidodinámico general

En el modelo fluidodinámico un sistema se define por medio de tres ecuaciones simultáneas [79]: ecuación de equilibrio dinámico, ecuaciones dinámicas de continuidad y ecuación de la energía. Estas ecuaciones describen el comportamiento espacial y temporal de las variables acústicas.

El modelo necesita la consideración simultánea de tres ecuaciones:



1) Ecuación de continuidad:

Para un volumen de control la ecuación de continuidad establece que la rapidez de aumento de la masa dentro de un volumen de control es igual a la rapidez neta del flujo hacia adentro del volumen de control. Es decir, la ecuación de continuidad expresa la conservación de la masa para un volumen de control de la siguiente manera:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \cdot dV + \int_{SC} \rho \cdot \vec{u} \cdot \vec{n} \cdot dA = 0 \quad (2.29)$$

Si se consideran las coordenadas cartesianas tridimensionales y se aplica la ecuación de continuidad (2.29) a un elemento con un volumen de control $dx dy dz$, donde los componentes de la velocidad en las direcciones x , y y z son u , v , w , respectivamente, ρ es la densidad y se considera un flujo a través de las caras normales a la dirección x , el flujo en la cara derecha, en sentido hacia afuera, es:

$$\left[\rho u + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) \frac{dx}{2} \right] dy dz \quad (2.30)$$

y en la cara izquierda, en sentido hacia adentro, el flujo es

$$\left[\rho u - \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) \frac{dx}{2} \right] dy dz \quad (2.31)$$

Siendo el flujo neto a través de estas dos caras

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) dx dy dz \quad (2.32)$$

Para las otras dos direcciones se producen expresiones similares. Por lo tanto, se define el flujo neto de masa hacia afuera con la siguiente ecuación

$$\left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) \right] dx dy dz \quad (2.33)$$

Esta expresión corresponde con la parte derecha de la ecuación (2.29). La parte izquierda de (2.29) se convierte para un elemento en

$$-\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (2.34)$$

Cuando se sustituyen estas dos ecuaciones en la ecuación (2.29), se divide por el elemento diferencial de volumen y se toma el límite, la expresión de continuidad en un punto se convierte en

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = -\frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.35)$$

Esta expresión debe cumplirse para todo punto en régimen permanente o no permanente, compresible o incompresible.

La ecuación (2.35) se puede escribir en forma vectorial como

$$\nabla \cdot \rho \vec{u} = -\frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.36)$$

donde el vector de velocidad \vec{u} está dado por $\vec{u} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$ y el operador nabla $\vec{\nabla}$ se define como $\vec{\nabla} = \frac{\partial}{\partial x}\vec{i} + \frac{\partial}{\partial y}\vec{j} + \frac{\partial}{\partial z}\vec{k}$.

El operador D/Dt es la derivada material o derivada de Stokes [51] dada por la expresión

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u\frac{\partial}{\partial x} + v\frac{\partial}{\partial y} + w\frac{\partial}{\partial z} \quad (2.37)$$

Esta expresión se escribe vectorialmente como

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{u}) \quad (2.38)$$

Analizando la ecuación de continuidad (2.36) se observa que no es lineal debido a que el segundo término implica el producto de la velocidad de la partícula y de la densidad instantánea, siendo ambas variables acústicas. Para un pequeño cambio en la densidad de manera que $\rho = \rho_0(1 + \delta)$, $|\delta| \ll 1$, y suponiendo que la amplitud de las ondas es relativamente pequeña se cumple

$$\frac{\partial \delta}{\partial t} + \nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (2.39)$$

Esta es la ecuación de continuidad linealizada pues se asume que ρ_0 es constante en el espacio y tiempo. En definitiva, la ecuación de continuidad queda como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{u} = 0 \Leftrightarrow \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2.40)$$



siendo u, v, w las componentes del vector velocidad \mathbf{u} , ρ la densidad del fluido, t el tiempo y el operador nabla $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k}$ como se ha definido anteriormente.

2) Ecuación de equilibrio dinámico

La ecuación de equilibrio dinámico expresa el equilibrio entre las fuerzas inerciales, volumétricas, de presión y viscosas. Son conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes para el caso de fluidos Newtonianos:

$$\rho a_x = \rho F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \left(\zeta - \frac{2}{3}\mu \right) \nabla^T \vec{u} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \quad (2.41)$$

$$\rho a_y = \rho F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \left(\zeta - \frac{2}{3}\mu \right) \nabla^T \vec{u} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (2.42)$$

$$\rho a_z = \rho F_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \left(\zeta - \frac{2}{3}\mu \right) \nabla^T \vec{u} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \quad (2.43)$$

Siendo μ la viscosidad dinámica, ζ es el segundo coeficiente de viscosidad (de valor cero para gases monoatómicos), F_x, F_y, F_z son las fuerzas volumétricas, $a_x = \frac{Du}{Dt}$, $a_y = \frac{Dv}{Dt}$, $a_w = \frac{Dw}{Dt}$ son las aceleraciones de las fuerzas de inercia y $\frac{D}{Dt}$ la derivada material definida como:

$$\frac{Du}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \mathbf{u} \frac{\partial}{\partial x} + \mathbf{v} \frac{\partial}{\partial y} + \mathbf{w} \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.44)$$

3) Ecuación de la energía:

Para flujos no isotermos en que la viscosidad depende de la temperatura, se considera que las ecuaciones de equilibrio dinámico y de continuidad están acopladas con la ecuación de la energía, de modo que deben ser resueltas simultáneamente. Es decir, la ecuación de la energía expresa la conservación de energía mediante un balance de la forma siguiente:

$$\text{Energía entrante} = \text{Energía saliente} + \text{Energía acumulada} \quad (2.45)$$

Así pues, la ecuación de la energía se puede representar como [35]

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{\partial Q}{\partial t} + \phi_d - \nabla^T \vec{q}_r = \\ = \frac{\partial}{\partial x} (p u) + \frac{\partial}{\partial y} (p v) + \frac{\partial}{\partial z} (p w) + \frac{\rho}{2} \frac{D}{Dt} (x^2 + y^2 + z^2) + \rho \frac{DE}{Dt} \end{aligned} \quad (2.46)$$

En esta ecuación se puede ver el equilibrio existente entre energía entrante, energía saliente y energía acumulada. Además, 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 de flujo de radiación de calor y f_d la función de disipación. Esta función, disipación mecánica o viscosa, está expresada por [35, 51]

$$\begin{aligned} \phi_d = 2\mu \left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \right. \\ \left. 12\partial w \partial x + \partial u \partial z^2 + \lambda \partial u \partial x + \partial v \partial y + \partial w \partial z \right) \end{aligned} \quad (2.47)$$

Se denomina λ al segundo coeficiente de viscosidad y su valor es $\zeta - 2/3\mu$, el cual para un gas monoatómico equivalente a $-2/3\mu$. Particularizando para fluidos no viscosos se tiene que $f_d = 0$. Para poder definir el problema completamente se incluyen tres ecuaciones adicionales: la ecuación de estado, la de energía interna y la de viscosidad [35]. De forma general,

$$\rho = \rho(p, T) \quad (2.48)$$

$$E = E(p, T) \quad (2.49)$$

$$\mu = \mu(p, T) \quad (2.50)$$

Partiendo de un dominio dado, de las propiedades del fluido, de las ecuaciones (2.35)-(2.50) y de un conjunto de condiciones de contorno iniciales se pretende obtener la solución de un problema general de flujo para los campos de velocidades u , v , w , de presión p , de temperatura T , de densidad ρ , de energía interna E y de viscosidad μ . Por lo tanto obtener esta solución requeriría resolver ocho ecuaciones con ocho incógnitas. Esto supone una situación compleja y, además, la dificultad aumentaría debido a que las fuerzas actuantes o la temperatura pueden deformar el



contorno del dominio [35]. La solución de este tipo de problemas es bastante compleja y está fuera del alcance de este trabajo.

Si se toma un volumen de control diferencial de dimensiones dx , dy y dz , los términos anteriores se pueden expresar de la forma siguiente. [122]

a) Energía entrante:

$\left\{ \rho u E - \frac{\partial}{\partial x} (\rho u E) \frac{dx}{2} \right\} + \frac{1}{2} \left\{ \rho u \bar{u} ^2 - \frac{\partial}{\partial x} [\rho u \bar{u} ^2] \frac{dx}{2} \right\} + \left\{ pu - \frac{\partial (pu)}{\partial x} \frac{dx}{2} \right\} - \left\{ k \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \frac{dx}{2} \right\} dydz +$	Energía interna en x	Energía cinética en x	Trabajo de flujo en x	Conducción de calor en x
$\left\{ \rho v E - \frac{\partial}{\partial y} (\rho v E) \frac{dy}{2} \right\} + \frac{1}{2} \left\{ \rho v \bar{u} ^2 - \frac{\partial}{\partial y} [\rho v \bar{u} ^2] \frac{dy}{2} \right\} + \left\{ pv - \frac{\partial (pv)}{\partial y} \frac{dy}{2} \right\} - \left\{ k \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \frac{dy}{2} \right\} dx dz +$	Energía interna en y	Energía cinética en y	Trabajo de flujo en y	Conducción de calor en y
$\left\{ \rho w E - \frac{\partial}{\partial z} (\rho w E) \frac{dz}{2} \right\} + \frac{1}{2} \left\{ \rho w \bar{u} ^2 - \frac{\partial}{\partial z} [\rho w \bar{u} ^2] \frac{dz}{2} \right\} + \left\{ pw - \frac{\partial (pw)}{\partial z} \frac{dz}{2} \right\} - \left\{ k \frac{\partial T}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \frac{dz}{2} \right\} dy dx +$	Energía interna en z	Energía cinética en z	Trabajo de flujo en z	Conducción de calor en z
$\frac{\partial Q}{\partial t} dx dy dz + \phi dx dy dz$				(2.51)
Generación interna		volumétrica de calor	Función de disipación debida a la viscosidad	

Donde K representa la conductividad térmica, T la temperatura, Q el calor generado por el fluido por unidad de volumen y E la energía interna.

b) Energía saliente:

$\left\{ \rho u E + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u E) \frac{dx}{2} \right\} + \frac{1}{2} \left\{ \rho u \bar{u} ^2 + \frac{\partial}{\partial x} [\rho u \bar{u} ^2] \frac{dx}{2} \right\} + \left\{ pu + \frac{\partial (pu)}{\partial x} \frac{dx}{2} \right\} - \left\{ k \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \frac{dx}{2} \right\} dydz +$	Energía interna en x	Energía cinética en x	Trabajo de flujo en x	Conducción de calor en x
$\left\{ \rho v E + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v E) \frac{dy}{2} \right\} + \frac{1}{2} \left\{ \rho v \bar{u} ^2 + \frac{\partial}{\partial y} [\rho v \bar{u} ^2] \frac{dy}{2} \right\} + \left\{ pv + \frac{\partial (pv)}{\partial y} \frac{dy}{2} \right\} - \left\{ k \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \frac{dy}{2} \right\} dx dz +$	Energía interna en y	Energía cinética en y	Trabajo de flujo en y	Conducción de calor en y
$\left\{ \rho w E + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w E) \frac{dz}{2} \right\} + \frac{1}{2} \left\{ \rho w \bar{u} ^2 + \frac{\partial}{\partial z} [\rho w \bar{u} ^2] \frac{dz}{2} \right\} + \left\{ pw + \frac{\partial (pw)}{\partial z} \frac{dz}{2} \right\} - \left\{ k \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \frac{dz}{2} \right\} dy dx$	Energía interna en z	Energía cinética en z	Trabajo de flujo en z	Conducción de calor en z

(2.52)

c) Energía acumulada:

$$\left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial t} \{ \rho (u^2 + v^2 + w^2) \} \right] dx dy dz \quad (2.53)$$

Estas ecuaciones son válidas sólo para flujo laminar, de transición y turbulento. Las variables fluctúan aleatoriamente respecto a su valor medio en el flujo turbulento lo que hace extraordinariamente complejo el problema. Como es difícil abordar la resolución del problema en cada instante se realiza un promedio temporal de las ecuaciones y se obtiene una nueva expresión que describe los campos de la incognita promediados.

2.3.3. Modelo acústico lineal

Con el fin de simplificar el problema acústico se ha elaborado el modelo acústico lineal. En el modelo acústico lineal la obtención de la ecuación de ondas o de la ecuación de Helmholtz se obtiene de la linealización y combinación de las ecuaciones de equilibrio dinámico, continuidad y constitutivas del fluido para el caso de comportamiento armónico. Es decir, resulta de realizar una eliminación de los términos no lineales de las ecuaciones de flujo.

La hipótesis de partida para linealizar es plantear que las variaciones de presión, densidad y velocidad de las partículas son pequeñas respecto al valor medio o de equilibrio para el caso de medio en movimiento. Esto supone una limitación ya que se restringe el uso de la ecuación de ondas a fenómenos acústicos de baja amplitud. Sin embargo, esta simplificación del modelo funciona bien para fluctuaciones de presión del orden de 20 a 200 Pa respecto a la presión atmosférica. Este rango de presiones resulta correcto para la caracterización de silenciadores y para su comprobación experimental pues se utilizan sistemas de excitación que rara vez superan los 140 dB[35].

En el apartado siguiente se va a introducir la denominada “Ecuación de Ondas”, la cual es llamada “Ecuación de Helmholtz” para el caso de



comportamiento armónico después de haber simplificado, linealizado y combinado las ecuaciones del punto anterior.

2.3.4. Hipótesis de partida

Ya que el modelo acústico se puede aplicar a silenciadores se procede a explicar la deducción de la ecuación de ondas linealizada y todas las hipótesis aplicadas en la obtención de la misma. Además, todos los programas utilizados en este TFM se basan en esta ecuación para calcular las variables acústicas fundamentales.

Las hipótesis utilizadas para linealizar la ecuación de ondas:

Hipótesis 1

Se considerará que la propagación de una onda se realiza en un gas perfecto.

Hipótesis 2

El proceso de propagación de ondas se considera adiabático, es decir, que no intercambia calor con su entorno. Esto es debido a que el intercambio de energía térmica es insignificante entre las partículas de un fluido y su entropía permanece casi invariable, por lo tanto, se puede suponer que en una perturbación acústica los elementos no intercambian energía.

Es cierto que durante el proceso de compresión de un fluido se origina una elevación de su temperatura y ocurre lo contrario durante la expansión. En un instante de tiempo el avance de una onda longitudinal produce una conducción de calor desde una condensación a una expansión próxima, situada a media longitud de onda $\lambda/2$. La cantidad de calor transmitida por unidad de tiempo y de área depende de la conductividad térmica del fluido de transmisión. El rango de frecuencia para el cual el oído humano es sensible, de 20 a 20000 Hz, es bajo por lo que la mayoría de las perturbaciones acústicas tienen una longitud de onda λ demasiado grande y una conductividad térmica lo suficientemente pequeña para producir transmisión de calor de forma apreciable. Es por esto que la propagación de ondas se considera un proceso adiabático.

Además, la conjunción de la hipótesis uno y dos concluyen que el proceso considerado es un **proceso isoentrópico** y se verifica la ecuación de estado adiabático para un gas perfecto.

$$\left(\frac{p}{p_0}\right) = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^\gamma \quad (2.54)$$

en la que γ representa el cociente de calores específicos c_p y c_v a presión y volumen constantes, respectivamente. Como la entropía permanece constante y muy pequeña $|s| \ll 1$ se comprueba la relación

$$\frac{Ds}{Dt} = 0 \quad (2.55)$$

Hipótesis 3

Debido a que se trata de un gas perfecto no hay pérdidas de energía por fricción por lo que su viscosidad es nula. (Gas ideal).

$$\mu=0$$

Hipótesis 4

No existe velocidad media, es decir, la velocidad media del fluido es nula $\vec{u}_0 = 0$. Las partículas sólo tienen un movimiento oscilatorio alrededor de su posición de equilibrio provocando una propagación en forma de perturbación y no una propagación neta de las partículas.

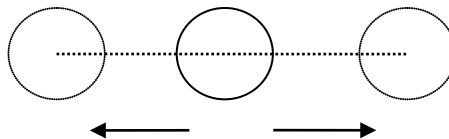


Fig. 2.10. Oscilación en la posición de equilibrio.

Hipótesis 5

Se considera que sólo existen pequeñas variaciones de las funciones de presión, densidad y velocidad de partícula para poder linealizar el problema. Añadiendo una amplitud acústica pequeña, se tiene:

$$\rho = \rho_0 + \rho_a \quad (2.56)$$

$$P = P_0 + P_a \quad (2.57)$$

$$\vec{u} = \vec{u}_0 + \vec{u}_a \quad (2.58)$$

Considerando que las variables pulsantes ρ_a , P_a y \vec{u}_a son pequeñas frente a los valores estáticos o medios ρ_0 , p_0 y \vec{u}_0 . Las variables pulsantes son las que representan las variaciones producidas por el sonido. Como ejemplo un valor efectivo de P_a para un sonido de 94 dB es de solo 1 N/m^2 , mientras que la presión atmosférica tiene un valor de 101325 N/m^2 [123].

2.3.5. Deducción de la ecuación de ondas

Para poder obtener la ecuación de ondas, se toma como punto de partida las ecuaciones explicadas en el modelo dinámico y se consideran las hipótesis anteriores. De esta manera se obtiene la ecuación de ondas linealizada.

1) Ecuación de continuidad

Primero se linealizará la ecuación de continuidad. Para ello se aplican las hipótesis 4 y 5 y la ecuación de continuidad linealizada queda:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_0 + \rho_a) + \nabla [(\rho_0 + \rho_a) \vec{u}_a] = 0 \quad (2.59)$$

$$\frac{\partial \rho_0}{\partial t} + \frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \rho_0 \nabla \vec{u}_a + \nabla (\rho_a \vec{u}_a) = 0 \quad (2.60)$$

Debido a que el término $\rho_a \vec{u}_a$ tiene un valor infinitésimo y de orden superior frente al resto de términos, y a que como densidad media es constante el término $\frac{\partial \rho_0}{\partial t}$ es nulo, estos dos términos se eliminarán. Por lo tanto la ecuación de continuidad linealizada es:

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \rho_0 \nabla \vec{u}_a = 0 \quad (2.61)$$

Ec. continuidad linealizada

2) Ecuación de equilibrio dinámico:

A continuación se linearizará la ecuación de equilibrio dinámico, representada por Navier-Stokes. Aplicando hipótesis 1 y 3 a la ecuación de Navier-Stokes (2.41; 2.42; 2.43) se tendrá:

$$\rho a_x = \rho B_x - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2.62)$$

$$\rho a_y = \rho B_y - \frac{\partial P}{\partial y} \quad (2.63)$$

$$\rho a_z = \rho B_z - \frac{\partial P}{\partial z} \quad (2.64)$$

Estas ecuaciones se llaman ecuaciones de Euler en forma vectorial:

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = \rho \vec{B} - \nabla P \quad (2.65)$$

Si se aplica la derivada material o total (2.44) al vector velocidad y se considera la gravedad de manera que $\vec{B} = \vec{g}$, se tendrá:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \nabla \vec{u} - \vec{g} \right) = -\nabla P \quad (2.66)$$

Si se aplica conjuntamente las hipótesis número 4 y 5, se obtendrá:

$$(\rho_0 + \rho_a) \left(\frac{\partial \vec{u}_a}{\partial t} + \vec{u}_a \nabla \vec{u}_a - \vec{g} \right) = -\nabla (P_0 + P_a)$$

$$\rho_0 \frac{\partial \vec{u}_a}{\partial t} + \rho_0 \vec{u}_a \nabla \vec{u}_a - \rho_0 \vec{g} + \rho_a \frac{\partial \vec{u}_a}{\partial t} + \rho_a \vec{u}_a \nabla \vec{u}_a - \rho_a \vec{g} = -\nabla P_0 - \nabla P_a \quad (2.67)$$

Como se considera que los términos pulsantes son muy pequeños (hipótesis 5) se eliminarán los términos $\vec{u}_a \cdot \nabla \vec{u}_a$ y $\rho_a \frac{\partial \vec{u}_a}{\partial t}$ ya que son infinitésimos de orden superior. Por otro lado que P_0 sea constante implica que ∇P_0 es nulo y el término $(\rho_0 + \rho_a) \vec{g}$ es muy pequeño comparado con $\rho_0 \frac{\partial \vec{u}_a}{\partial t}$, por lo tanto también se eliminarán. De este modo, la ecuación de Navier-Stokes linealizada se escribe como:

$$\rho_0 \frac{\partial \vec{u}_a}{\partial t} = -\nabla P_a \quad (2.68)$$

Navier-Stokes linealizada

3) Ecuación de comportamiento

Se va a explicar la deducción de la ecuación(2.69) partiendo de las ecuaciones de comportamiento del gas y las hipótesis 1 y 2. Los pasos son los siguientes:

- Ecuación del comportamiento isoentrópico del gas: $PV^\gamma = Cte$
- Derivando y obteniendo los diferenciales: $V^\gamma dP + P\gamma V^{\gamma-1} dV = 0$
- Dividiendo entre PV las ecuaciones anteriores: $\frac{dP}{P} + \gamma \frac{dV}{V} = 0$
- Considerando la masa fija del volumen de control: $\frac{dP}{P} + \gamma \frac{d\rho}{\rho} = 0$
- Reorganizando: $\frac{dP}{d\rho} = \gamma \frac{P}{\rho} = c_0^2$

$$\frac{dP}{d\rho} = c_0^2 \quad (2.69)$$

Definiendo c_0 como la velocidad de propagación del sonido en el aire. Además, si se combina la ecuación anterior y la hipótesis 5 se obtiene la ecuación (2.72):

$$P = P_0 + P_a \quad (2.70)$$

$$\frac{dP}{d\rho} = \gamma \frac{P}{\rho} = c_0^2 \quad (2.71)$$

$$\frac{\partial P_a}{\partial \rho_a} = \gamma \frac{P_0 + P_a}{\rho_0 + \rho_a} = c_0^2 \quad (2.72)$$

Si se toman las pequeñas variaciones de presión y densidad como nulas, se concluye:

$$\frac{\partial P_a}{\partial \rho_a} = \gamma \frac{P_0}{\rho_0} = c_0^2 \quad (2.73)$$

Ec. de comportamiento

4) Ecuación de ondas

Juntando las ecuaciones linealizadas anteriores, se obtendrá la ecuación de ondas:

Navier Stokes $\rho_0 \frac{\partial \vec{u}_a}{\partial t} = -\nabla P_a \quad (2.68)$



$$\text{Continuidad} \quad \frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \rho_0 \nabla \vec{u}_a = 0 \quad (2.61)$$

$$\text{Comportamiento} \quad \frac{\partial P_a}{\partial \rho_a} = \gamma \frac{P_0}{\rho_0} = c_0^2 \quad (2.73)$$

Después de una combinación de las ecuaciones anteriores y tras una serie de transformaciones se puede obtener:

$$\nabla^2 P_a - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 P_a}{\partial t^2} = 0 \quad (2.74)$$

Ecuación de ondas

Donde se puede observar que la ecuación de ondas solo depende de la variable de presión acústica pulsante cuando la velocidad media del fluido es nula (hipótesis 4), es decir, $\vec{u}_0 = 0$.

2.3.6. Ecuación de Helmholtz

A partir de la ecuación de ondas se obtiene la ecuación de Helmholtz cuando la presión pulsante P_a tiene un comportamiento armónico constante o invariante en el tiempo. Es decir, cuando se puede considerar que la función permanece fija y no se desplaza en el tiempo, solo aumenta y disminuye la amplitud en cada punto del espacio [127].

Por lo que se considera la presión P_a como la siguiente presión compleja:

$$P_a = P \cdot e^{j\omega t} \quad (2.75)$$

Además, si se sustituye en la ecuación de ondas (2.74) se puede obtener la ecuación de Helmholtz:

$$\nabla^2 P + k^2 \cdot P = 0 \quad (2.76)$$

Ecuación de ondas

Donde $k = w/c_0$ es el número de onda, j es la unidad imaginaria, w la frecuencia angular dada por $w = 2\pi f$ y P la amplitud compleja de la presión acústica P_a . (Ver apartado 2.2.5)



2.3.7. Consideraciones del modelo acústico

Para poder entender mejor el modelo acústico lineal descrito se procede a explicar las ventajas y desventajas del modelo acústico lineal.

Por un lado, la primera ventaja del modelo acústico lineal es que tiene un bajo coste computacional comparando con el modelo dinámico (en el modelo acústico lineal solo es necesario resolver una única ecuación por tres en el modelo dinámico). Además, el modelo acústico lineal permite extraer conclusiones de forma sencilla con cálculos sencillos a través de aproximaciones unidimensionales que dan lugar a lo que se denomina ondas planas.

Por otro lado, como se ha comentado anteriormente, la desventaja más importante del modelo acústico lineal es que solamente se puede aplicar para perturbaciones o pulsos de baja amplitud (fluctuaciones de presión del orden de 20 a 200 Pa). Esta limitación se produce por las hipótesis usadas en la linealización del problema acústico ya que simplifica el problema desde el punto de vista resolutivo pero limita las variaciones de presión, densidad y velocidad de las partículas. Por lo tanto, se debe analizar previamente el problema para ver si las hipótesis explicadas son aplicables con el fin de no cometer importantes errores de cálculo.

En conclusión, el modelo acústico lineal se utiliza para la caracterización y estudio de sistemas acústicos con un comportamiento armónico invariante en el tiempo ya que permite resolver el modelo acústico mediante la ecuación de Helmholtz. Como la resolución se lleva a cabo en el dominio de la frecuencia es ideal para el estudio de sistemas ya que la solución solo dependerá de la frecuencia, la cual, a su vez solo dependerá de las características propias del sistema. Además, el modelo acústico lineal se puede utilizar para preparar estimaciones iniciales que permitan ver la viabilidad de otros modelos más complejos.

2.4. ACÚSTICA EN CONDUCTOS

2.4.1. Propagación en conductos

En este punto se pretende explicar las ecuaciones que gobiernan la propagación acústica del sonido en conductos con la intención de aplicar los resultados a un silenciador acústico en campo de presiones y velocidades. Con este objetivo se utilizarán las ecuaciones e hipótesis explicadas en el apartado anterior

Como ya se ha indicado la propagación acústica dentro de un conducto se asemeja a la propagación en un silenciador, por lo que se va a suponer una propagación unidimensional de la onda acústica en el interior del conducto. Cabe destacar que es necesario que el diámetro del conducto sea pequeño respecto a la longitud de onda [127] para que esto ocurra, de forma que todos los puntos pertenecientes a una misma sección transversal del conducto tengan la misma presión y velocidad (ondas planas y se propagan en dirección axial del conducto).

2.4.2. Ecuación en presiones

Para explicar en el campo de las presiones la propagación en un conducto se considera un conducto terminado en pared rígida, con su eje axial paralelo a la dirección x y de diámetro lo suficientemente pequeño para que la propagación se realice como una onda plana.

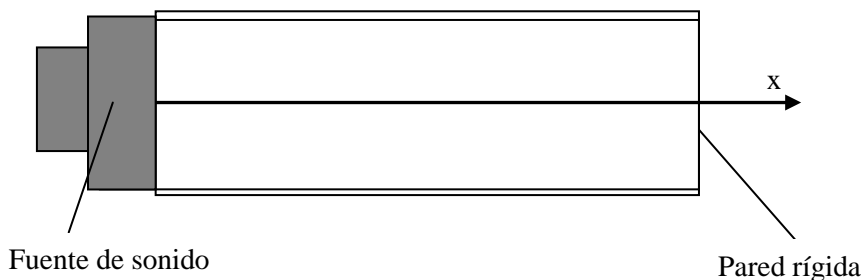


Figura 2.11. Conducto.



También se considera que el sonido es una onda armónica, $P_a = P \cdot e^{j\omega t}$, donde P es amplitud compleja, y que en la entrada del conducto está instalada su fuente tal y como se muestra en la figura anterior.

Aplicando las condiciones anteriores se obtiene la ecuación de Helmholtz (2.76) para una coordenada (x):

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + k^2 \cdot P = 0 \quad (2.77)$$

y la forma de la solución de esta ecuación es del tipo:

$$P(x) = P^+ e^{-jkx} + P^- e^{jkx} \quad (2.78)$$

Donde el término $P^+ e^{-jkx}$ corresponde a una onda progresiva que se propaga en la dirección positiva de x y $P^- e^{jkx}$ corresponde a una onda regresiva que se propaga en la dirección negativa de x como resultado de la reflexión que tiene la onda progresiva al chocar con la pared rígida del final el conducto (Figura 2.11).

Para mejorar la comprensión del fenómeno de reflexión se escribe la ecuación (2.78) cómo:

$$P(x) = p \cdot e^{-jkx} + p \cdot r \cdot e^{jkx} \quad (2.79)$$

donde r es el coeficiente de reflexión de la presión incidente sobre la pared rígida del final del conducto. Este coeficiente se considera un complejo (siendo R un número real) de la forma:

$$r = R e^{j\varphi} \quad (2.80)$$

Este coeficiente es resultado del cociente onda regresiva y la onda progresiva. Además, su valor depende de la absorción y/o impedancia de la pared rígida.

2.4.3. Ecuación en velocidad

Utilizando lo comentado en la hipótesis 4 de simplificación se supone que la velocidad media de las partículas del fluido es nula, $\vec{u}_0 = 0$. Sin embargo estas partículas siguen oscilando alrededor de su posición de

equilibrio con una velocidad $\vec{u} = \vec{u}_a$ y su forma de onda sigue el comportamiento que rige la onda de presión:

$$P_a(x, t) = f(t - x/c_0) + g(t + x/c_0) \quad (2.81)$$

donde f y g corresponden a dos funciones arbitrarias que representan la onda progresiva y regresiva.

Para obtener la forma de la velocidad que tienen las partículas, se utilizará la ecuación linealizada de Navier-Stokes (2.68) aplicada a la onda plana, de la siguiente manera:

$$\rho_0 \frac{\partial \bar{u}_a}{\partial t} = -\nabla P_a \rightarrow \rho_0 \frac{\partial \bar{u}_a}{\partial t} = -\frac{\partial P_a}{\partial x} \rightarrow \rho_0 v_a = -\int \frac{\partial P_a}{\partial x} dt \quad (2.82)$$

Donde se sustituirá P_a por la denominada regla de convención del tiempo:

$P_a(x, t) = \text{Re}\{P(x)e^{j\omega t}\}$ siendo $P(x)$ amplitud compleja, se tiene:

$$\rho_0 v_a = -\int \frac{\partial P(x)e^{j\omega t}}{\partial x} dt = -\frac{\partial P(x)}{\partial x} \int e^{j\omega t} dt = -\frac{\partial P(x)}{\partial x} \frac{1}{j\omega} e^{j\omega t} \quad (2.83)$$

y utilizando la notación compleja:

$$\rho_0 V(x) = -\frac{\partial P(x)}{\partial x} \frac{1}{j\omega} \quad (2.84)$$

donde $V(x)$ y $P(x)$ son las amplitudes complejas correspondientes a la velocidad de las partículas y a la presión.

Assumiendo que el sonido posee un comportamiento armónico como el especificado en el apartado anterior y sustituyendo P por la ecuación (2.81), se obtiene:

$$\rho_0 V(x) = -\frac{\partial (P^+ e^{-jkx} + P^- e^{jkx})}{\partial x} \frac{1}{j\omega} = \frac{1}{c_0} (P^+ e^{-jkx} - P^- e^{jkx}) \quad (2.85)$$

Si se despeja la velocidad, ésta tendrá una solución de la forma:

$$V(x) = \frac{1}{\rho_0 c_0} (P^+ e^{-jkx} - P^- e^{jkx}) \quad (2.86)$$

$$V(x) = \frac{1}{Z_0} (P^+ e^{-jkx} - P^- e^{jkx}) \quad (2.87)$$

donde $Z_0 = \rho_0 c_0$ se denomina Impedancia característica del medio y se analizará en el siguiente apartado.

2.4.4. Impedancia acústica del aire y de la pared rígida

En el punto 2.2.7 se definió como impedancia a la oposición que presentan las partículas de un medio (sólido, líquido o gas) cuando se les aplica una presión. De este modo la impedancia acústica mide la predisposición o facilidad que presenta un medio para la propagación del sonido. Es decir, la impedancia se define como el cociente entre la presión y la velocidad de las partículas del medio:

$$Z = \frac{P}{V} \quad (2.88)$$

1) Impedancia acústica del aire

Se conoce que una onda plana progresiva que se propaga en el aire en dirección x positiva responde a un comportamiento según: $P(x) = P^+ e^{-jkx}$

Y utilizando la ecuación en amplitudes complejas (2.84) se puede calcular la velocidad de las partículas:

$$\begin{aligned} \rho_0 V(x) &= -\frac{\partial P(x)}{\partial x} \frac{1}{j\omega} \rightarrow \rho_0 V(x) = -\frac{\partial (P^+ e^{-jkx})}{\partial x} \frac{1}{j\omega} \\ V(x) &= \frac{1}{c_0 \rho_0} P^+ e^{-jkx} \end{aligned} \quad (2.89)$$

Sustituyendo en la ecuación 2.88, se obtiene la impedancia acústica del aire es:

$$Z = \frac{P(x)}{V(x)} = \frac{P^+ e^{-jkx}}{\frac{1}{c_0 \rho_0} P^+ e^{-jkx}} = c_0 \rho_0 \quad (2.90)$$

Y así se demuestra la conclusión del apartado 2.2.7.

2) Impedancia acústica de la pared rígida

Se considera un conducto como el mostrado en la *figura 2.11* y a continuación se deducirá la ecuación para calcular la impedancia de la pared rígida en la que acaba el conducto.

Como la pared produce una reflexión, el campo sonoro de la pared se puede describir como la suma de una onda progresiva y regresiva:



$$P(x) = P^+ e^{-jkx} + P^- e^{jkx} = (p) e^{-jkx} + (p \cdot r) e^{jkx} \quad (2.91)$$

$$V(x) = \frac{1}{\rho_0 c_0} (P^+ e^{-jkx} - P^- e^{jkx}) = \frac{1}{\rho_0 c_0} [(p) e^{-jkx} + (p \cdot r) e^{jkx}] \quad (2.92)$$

Aplicando la fórmula de la impedancia (2.88):

$$Z = \frac{P(x)}{V(x)} = \rho_0 c_0 \left(\frac{1+r}{1-r} \right) \quad (2.93)$$

donde r el coeficiente de reflexión que dependerá de la potencia que la pared rígida sea capaz de absorber.



2.5. ACÚSTICA EN PLACAS Y TUBOS PERFORADOS

2.5.1. Placas y tubos perforados

Una parte fundamental de los silenciadores utilizados en los motores de automóviles, compresores o sistemas de ventilación para la atenuación acústica son las superficies perforadas.

Básicamente los conductos perforados consisten en un conducto con un número alto de pequeños orificios colocados bastante cerca unos de otros. Además, los tubos perforados guían el flujo, lo que permite disminuir las pérdidas por flujo y mejorar la calidad del ruido generado en los cambios bruscos de sección.

Si se usara un símil con un circuito eléctrico, las superficies perforadas se combinarían en serie o en paralelo con otros elementos [41, 44]. Como se explicará en posteriores puntos, a medida que aumenta la porosidad los conductos perforados pierden influencia en el comportamiento acústico del silenciador.

La impedancia acústica es el parámetro más importante del modelado de placas y tubos perforados. La impedancia acústica es una función compleja que depende de tres parámetros principales [64]: el campo acústico, indicando si el flujo es transversal o tangencial, el nivel de presión acústica y la geometría y distribución de los elementos perforados que tiene en cuenta la porosidad. Estos son la forma y tamaño de los orificios, espesor de la pared de la placa perforada y distancia entre orificios.

2.5.2. Impedancia acústica en superficies perforadas

Se define la impedancia acústica Z_p de una superficie perforada como la relación entre la diferencia de presión acústica de ambas partes de la superficie y la velocidad acústica que atraviesa dicha superficie

$$Z_p = \frac{P_e - P_s}{\bar{U}} = R_0 + jX_0 \quad (2.94)$$



siendo P_e la presión acústica a la entrada de un orificio, P_s la presión acústica a la salida del mismo orificio y \vec{U} la velocidad acústica promedio que atraviesa el orificio. La impedancia acústica se expresa en términos de resistencia R_0 , que es la parte real de la impedancia acústica, y reactancia X_0 , que es la parte imaginaria de la impedancia acústica.

La impedancia acústica se relaciona linealmente con la diferencia de presión entre ambos lados de la superficie perforada para aplicaciones donde los niveles de presión acústica son considerados bajos y en régimen lineal. Cuando la presión acústica es aumentada se produce un incremento de la amplitud de la velocidad y variaciones del desfase a través de los orificios teniendo como resultado una aproximación al comportamiento no lineal. Algunas medidas experimentales realizadas en los orificios demuestran un comportamiento cuadrático [56] y en estos casos la impedancia acústica es dependiente de la velocidad a través de los orificios [44, 56].

Existen muchos y diferentes modelos de impedancia que aportan resultados divergentes pero el modelo propuesto por Sullivan y Crocker [106] es un modelo sencillo y es comúnmente utilizado. Se define por medio de la expresión

$$Z_p = \rho_0 c_0 \frac{1}{\sigma} (6 \cdot 10^{-3} + j k_0 (t_h + 0.75 d_h)) \quad (2.95)$$

donde ρ_0 es la densidad del aire, c_0 es la velocidad del sonido en el aire, k_0 es el número de onda, t_h es el espesor de la placa perforada, d_h es el diámetro de los orificios y σ es la porosidad de la superficie perforada. Por un lado, la parte real o resistiva, asociada a las pérdidas, en régimen lineal evidencia pocos cambios permaneciendo invariable. De la siguiente manera:

$$R_0 = \left(\frac{2.49}{\sigma} \right) \quad (2.96)$$

Por otro lado, la parte imaginaria o reactiva, que depende de la frecuencia y de las características geométricas de la placa perforada, se determina por medio de la relación

$$X_0 = \rho_0 \omega \frac{1}{\sigma} (t_h + 0.75 d_h) \quad (2.97)$$

La influencia de la porosidad sobre los términos de la ecuación (2.95) es considerable ya que actúa de manera inversamente proporcional a la impedancia acústica. Se utiliza un factor de corrección $F(\sigma)$, que tiene en cuenta la interacción entre orificios, con el fin de evitar la sobreestimación de la impedancia asociada a este modelo traducándose en una reducción de la parte reactiva de la impedancia [41]

$$Z_p = \rho_0 c_0 \frac{1}{\sigma} \left(6 \cdot 10^{-3} + jk_0(t_h + 0.75 d_h F(\sigma)) \right) \quad (2.98)$$

Se puede emplear un valor teórico de corrección de longitud para la parte reactiva de 0.75 que puede aumentar a 0.85 si se considera el concepto de radiación de un orificio [79]. En este trabajo se utiliza la fórmula sin considerar heterogeneidades:

$$Z_p = \rho_0 c_0 \frac{1}{\sigma} \left(6 \cdot 10^{-3} + jk_0(t_h + 0.85 d_h F(\sigma)) \right) \quad (2.99)$$

El factor de corrección $F(\sigma)$ es calculado por el valor medio de la fórmula de Ingard [57].

$$F(\sigma) = 1 - 0.7\sqrt{\sigma} \quad (2.100)$$

y la de Fok [11]

$$F(\sigma) = 1 - 1.41\sqrt{\sigma} + 0.34(\sqrt{\sigma})^3 + 0.07(\sqrt{\sigma})^5 \quad (2.101)$$

En la siguiente Figura 2.12 se muestra la comparación entre ambos modelos. La placa perforada tiene una porosidad $\sigma = 8\%$, un espesor $t_h = 0.0009$ m, y diámetro de orificios $d_h = 0.00249$ m.

El incremento de la presión acústica a valores superiores a 120 dB (el nivel de presión acústica en los motores de combustión interna puede superar los 140 dB [44]) En régimen no lineal [56, 106] involucra un aumento no lineal de la resistencia. En cambio la reactancia tiende a disminuir de forma no lineal pero en bastante menor grado comparado con la resistencia.

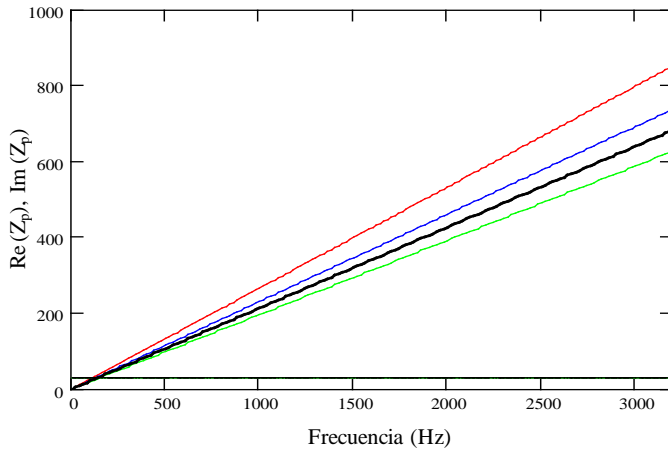


Figura 2.12. Comparación de modelos de impedancia de elementos perforados:
 —, parte real. Parte imaginaria: —, sin interacción de orificios; —, Ingard; —, Fok; —, promedio Ingard y Fok.

Si se considera el flujo medio se complica mucho la obtención de la impedancia a través de los elementos perforados por ello algunas veces se recurre a la realización de medidas experimentales para obtener modelos empíricos del comportamiento del flujo a través de los orificios. El número de March M define el flujo medio tangente. En las superficies expuestas al flujo tangente se generan turbulencias que modifican notablemente la impedancia local [73]. Es decir, se generan efectos convectivos que alteran o el patrón de distribución de la energía acústica a través de los orificios.

A medida que aumenta el flujo medio aumenta la resistencia de los orificios en cualquier distribución perforada. En cambio la reactancia tiende a disminuir ligeramente.

Garrison [47] basándose en un modelo empírico obtuvo la siguiente expresión

$$Z_p = (1 + 1.9M)R_0 + j(1 - 1.65M)\chi_0 \quad (2.102)$$

siendo R_0 la resistencia, χ_0 la reactancia y M el número de Mach del flujo tangencial sobre el orificio.

Rao y Munjal [89] ensayaron y obtuvieron la expresión empírica para simular los efectos del flujo medio en algunas variedades de conductos perforados aplicando condiciones de velocidad de flujo tangente parecidas a las existentes en los silenciadores de automóviles. Esta expresión empírica que determina la impedancia acústica es:

$$Z_p = \frac{\rho_0 c_0}{\sigma} \left((7.337 \cdot 10^{-3} (1 + 72.23M)) + j \left(2.2245 \cdot 10^{-5} \frac{\omega}{2\pi} (1 + 51t_h)(1 + 204d_h) \right) \right) \quad (2.103)$$

en la que se ajusta como el flujo medio afecta a la parte resistiva del modelo. Esta expresión es válida para los rangos $0.05 \leq M \leq 0.2$ para la velocidad del flujo tangente, $0.03 \% \leq \sigma \leq 0.1 \%$ para la porosidad, $1 \leq t_h \leq 3$ mm para el espesor de la superficie perforada y $1.75 \leq d_h \leq 7$ mm para el diámetro de los orificios.

Para considerar la componente resistiva la velocidad normal Sullivan [108], basándose en el modelo empírico de Garrison, modificó su modelo de impedancia sin flujo (2.95). El efecto producido por la componente resistiva normal es similar al de un conducto perforado cerrado en un extremo donde el flujo es forzado a salir a través de los orificios y la velocidad presenta dos componentes: una componente tangente a la superficie, de valor máximo a la entrada y nulo a la salida, y una componente normal o transversal \bar{U}_0 considerada uniforme [35, 108]

$$Z_p = \frac{\rho_0 c_0}{\sigma} \left(\frac{2.57 \bar{U}_0}{c_0} + j k_0 (t_h + 0.75 d_h) \right) \quad (2.104)$$

Además, posteriormente Bauer [10] consigue desarrollar una expresión empírica que relaciona los efectos viscosos del medio y del número de Mach M modificando la parte resistiva de la impedancia acústica

$$Z_p = \rho_0 c_0 \left(\left(\left(\frac{\sqrt{8\mu\rho_0\omega}}{\rho_0 c_0 \sigma} \right) \left(1 + \frac{t_h}{d_h} \right) + \frac{0.3M}{\sigma} + \frac{1.15 \left(\frac{\bar{U}_0}{c_0} \right)}{\sigma} \right) + j \left(\frac{k_0 (t_h + 0.25 d_h)}{\sigma} \right) \right) \quad (2.105)$$

siendo μ es la viscosidad dinámica del medio.

Jayaraman y Yam [58] considerando el flujo medio tangente como parte influyente en la variación de la parte resistiva de la impedancia acústica modifican el modelo de impedancia de Sullivan y Crocker (2.95).

$$Z_p = \frac{\rho_0 c_0}{\sigma} \left(\frac{0.514 d_h M}{l_\sigma} + j 4.8 \cdot 10^{-5} f \right) \quad (2.106)$$

donde f es la frecuencia. Es importante destacar la magnitud M/l (gradiente axial del número de Mach), que disminuye desde un valor máximo a la entrada del conducto perforado a un valor mínimo a la salida [50].

Existe otro grupo de expresiones que tienen consideración la variación de la parte resistiva de la impedancia acústica en función de la resistencia al flujo R_f y del factor de corrección de longitud δ/δ_0 . Estas expresiones son las propuestas por Kooi y Sarin [71], Cummings [30] y Kirby y Cummings [68]. Kooi y Sarin plantean

$$\frac{R_f c_0}{f d_h} = \left(5 - \frac{t_h}{d_h} \right) \left(9.9 \frac{u_*}{f d_h} - 3.2 \right) \frac{1}{4} \quad (2.107)$$

siendo R_f la resistencia promedio al flujo en el área del orificio y u_* la velocidad de fricción. El factor de corrección de longitud se obtiene por medio de

$$\frac{\delta}{\delta_0} = 0.92 - 0.75 \frac{u_*}{f t_h} + 0.11 \left(\frac{u_*}{f t_h} \right)^2, \quad 0.2 \leq \frac{u_*}{f t_h} \leq 3.5 \quad (2.108)$$

$$\frac{\delta}{\delta_0} = -0.04 \quad \frac{u_*}{f t_h} > 3.5 \quad (2.109)$$

donde δ representa la corrección de longitud en presencia de flujo medio y δ_0 representa la corrección de longitud en ausencia de flujo medio. Cummings [30] expresa R_f como

$$\frac{R_f c_0}{f d_h} = \left(12.52 \left(\frac{t_h}{d_h} \right)^{-0.32} - 2.44 \right) \left(\frac{u_*}{f d_h} \right) - 32 \quad (2.110)$$

y el factor de corrección de longitud como

$$\frac{\delta}{\delta_0} = 1 \quad \frac{u_*}{f t_h} \leq 0.12 \frac{d_h}{t_h} \quad (2.111)$$

$$\frac{\delta}{\delta_0} = \left(1 + 0.6 \frac{t_h}{d_h}\right) e^{\left(-\frac{u_*}{ft_h} - 0.12 \frac{d_h}{t_h}\right) / \left(0.25 + \frac{t_h}{d_h}\right)} - 0.6 \frac{t_h}{d_h}, \quad \frac{u_*}{ft_h} > 0.12 \frac{d_h}{t_h} \quad (2.112)$$

Kirby y Cummings [68] modificando la parte resistiva obtienen

$$\frac{R_f c_0}{f d_h} = \left(26.16 \left(\frac{t_h}{d_h}\right)^{-0.619} - 20\right) \left(\frac{u_*}{f d_h}\right) - 4.055 \quad (2.113)$$

y si se transforma el factor de corrección de longitud se obtiene

$$\frac{\delta}{\delta_0} = 1 \quad \frac{u_*}{ft_h} \leq 0.18 \frac{d_h}{t_h} \quad (2.114)$$

$$\frac{\delta}{\delta_0} = \left(1 + 0.6 \frac{t_h}{d_h}\right) e^{\left(-\frac{u_*}{ft_h} - 0.18 \frac{d_h}{t_h}\right) / \left(1.8 + \frac{t_h}{d_h}\right)} - 0.6 \frac{t_h}{d_h}, \quad \frac{u_*}{ft_h} > 0.18 \frac{d_h}{t_h} \quad (2.115)$$

En estos últimos tres casos la parte resistiva de la impedancia acústica R_0 es la suma de la resistencia al flujo R_f y de las pérdidas viscosas R_v debidas al flujo turbulento, por lo tanto

$$R_0 = \rho_0 c_0 (R_f + R_v) \quad (2.116)$$

Donde

$$R_v = \frac{\sqrt{8\nu\omega}}{c_0} \frac{t_h}{d_h} \quad (2.117)$$

y ν representa la viscosidad cinemática. X_0 es la parte reactiva de la impedancia acústica y es dependiente del factor de corrección de longitud δ/δ_0

$$X_0 = \rho_0 \omega \left(t_h + \frac{\delta}{\delta_0} (0.85 d_h) \right) \quad (2.118)$$

Lee e Ih [73] los integran en una sola expresión empírica los dos grupos de impedancias, aunque existe diferencia de parámetros, cuya parte resistiva normalizada es

$$R_0 = \rho_0 c_0 \frac{a_0}{\sigma} (1 + a_1 |f - f_0|) (1 + a_2 M) (1 + a_3 d_h) (1 + a_4 t_h). \quad (2.119)$$



siendo $a_0 = 3.94 \cdot 10^{-4}$, $a_1 = 7.84 \cdot 10^{-3}$, $a_2 = 14.9$, $a_3 = 296$ y $a_4 = -127$. El factor más importante de esta parte resistiva lo constituye la frecuencia crítica f_0 que está en función de la velocidad del flujo medio M y del diámetro del orificio d_h

$$f_{0=\phi_1} = \frac{1 + \phi_2 M}{1 + \phi_3 d_h} \quad (2.120)$$

donde los coeficientes son $\phi_1 = 412$, $\phi_2 = 104$, $\phi_3 = 274$. Estos valores son obtenidos en base a un análisis de regresión no lineal de resultados obtenidos con pruebas experimentales que consideraron a f_0 , M y d_h . Se llama frecuencia crítica a la frecuencia en la que la resistividad alcanza un valor mínimo que suele ser cercano a cero y a partir de esa frecuencia la resistividad oscila en torno a ese valor. La velocidad de flujo medio y la frecuencia es lo que principalmente tiene mayor influencia con la parte reactiva

$$X_0 = \rho_0 c_0 \frac{b_0}{\sigma} (1 + b_1 d_h) (1 + b_2 t_h) (1 + b_3 M) (1 + b_4 f) \quad (2.121)$$

siendo $b_0 = -6 \cdot 10^{-3}$, $b_1 = 194$, $b_2 = 432$, $b_3 = -1.72$ y $b_4 = -6.62 \cdot 10^{-3}$. Por lo general cuando aumenta la frecuencia aumenta la parte reactiva y disminuye cuando se incrementa la velocidad del flujo M . Esta expresión tiene como validos el rango de valores para los siguientes parámetros son: para la frecuencia, $60 \leq f \leq 4000$ Hz, para la velocidad de flujo, $0 \leq M \leq 0.2$, para el diámetro de orificios, $2 \leq d_h \leq 9$ mm, para el espesor del conducto, $1 \leq t_h \leq 5$ mm y para la porosidad $2.79\% \leq \sigma \leq 22.3\%$



2.6. ACÚSTICA EN MATERIALES ABSORBENTES

2.6.1. Materiales absorbentes

Se usan los materiales absorbentes o porosos para mejorar la atenuación acústica en muchas aplicaciones. El objetivo de los materiales absorbentes es la reducir la propagación de ondas, es decir, disminuir la energía acústica del sonido [13]. Los principales materiales utilizados son: fibras naturales, artificiales y espumas poliméricas.

Se puede caracterizar el material absorbente que envuelve un conducto perforado como una estructura isótropa en la que internamente existen cavidades o poros interconectados distribuidos aleatoriamente y a través de ellos puede moverse el aire [91]. En condiciones de flujo medio el paso del aire a través de una estructura porosa se define generalmente mediante una trayectoria tortuosa. Cuando el flujo no es turbulento se considera que el volumen de aire que atraviesa el material es directamente proporcional a la diferencia de presión que origina el flujo. Por una parte la atenuación acústica se produce por el reflejo de la onda acústica, y por otra debido a las pérdidas viscosas en los intersticios.

El método utilizado en la fabricación de los silenciadores disipativos puede provocar la variación de la densidad del material absorbente y generar heterogeneidad y anisotropía en las fibras. Por lo que existe una variación de sus propiedades acústicas [13].

La degradación del material absorbente causado por las altas temperaturas de los gases de escape provenientes del motor y por arrastre del material ha limitado el uso del silenciador disipativo aunque la mejora de las propiedades de estos materiales en los últimos años ha propiciado que se amplíe su utilización.

2.6.2. Propiedades de los materiales absorbentes

Se consideran como las propiedades más importantes de los materiales absorbentes a **la resistencia específica al flujo, la densidad del material, la porosidad, la elasticidad y la orientación de las fibras.**

La magnitud más significativa a la hora de caracterizar acústicamente es la resistencia específica al flujo o resistividad y se define como la división de diferencia de presión de los lados de una muestra de material absorbente entre el producto de la velocidad a través de la muestra por el espesor de la misma, medida en rayl/m

$$R = \frac{\Delta p}{\Delta T u} \quad (2.122)$$

siendo R la resistencia específica al flujo o resistividad (rayl/m), Δp la diferencia de presión a ambos lados de la muestra porosa (Pa), ΔT el espesor (m) y u la velocidad a través de la muestra (m/s). La velocidad a través de la muestra se obtiene de la división del flujo volumétrico V (m³/s) y el área de la sección transversal de fibra que atraviesa S (m²)

$$u = \frac{V}{S} \quad (2.123)$$

El valor de la resistividad está en función del tamaño de las fibras del material, de su forma y orientación, de la porosidad y de la uniformidad de su distribución.

Se define la porosidad de un material absorbente como el cociente entre el volumen de los espacios libres de la muestra porosa y el volumen total

$$\Omega = \frac{V_a}{V_m} \quad (2.124)$$

donde Ω es la porosidad (%), V_a es el volumen del aire o fluido que ocupan los espacios libres y V_m es el volumen total de la muestra de material poroso.

Como los espacios entre fibras son pequeños se observa que el material absorbente a bajas frecuencias tiene un comportamiento isotérmico (en la fase de compresión el gas intercambia calor entre el aire y las fibras) pero a frecuencias altas el intercambio de calor se reduce (ya que el tiempo de compresión es menor) generándose un comportamiento adiabático. Por lo

tanto se puede definir la variación del volumen del aire producido por un cambio en la presión acústica [13] como:

$$\Delta P = -\kappa_p \frac{\Delta V}{V} \quad (2.125)$$

siendo ΔV el incremento del volumen del aire producido por el incremento de la presión acústica ΔP (Pa) y κ_p el módulo de compresibilidad volumétrico del aire en los poros y que varía dependiendo de si la compresión del aire dentro del material es isotérmica o adiabática entre 1 a 1.4 veces el valor de la presión atmosférica [12].

La densidad específica del aire o de otro fluido es otra propiedad importante de los materiales absorbentes. Esta propiedad se refiere a la variación en función de la frecuencia de la densidad del conjunto aire-estructura (fluido) del material absorbente. A baja frecuencia las fibras del material oscilan junto al aire actuando como parte del mismo y en cambio, a alta frecuencia permanecen estáticas.

La presencia de material poroso provoca que el flujo del gas y su compresibilidad varíen. Además, la velocidad del fluido no es uniforme a través de los poros y su dirección depende de la tortuosidad del medio poroso. Se considera continua la velocidad media de fluido en el límite de la interfase material poroso con el conducto principal [78]. Si para un volumen determinado de material poroso se promedia el tamaño de los poros y la densidad del fluido que ocupa una fracción Ω del material poroso, siendo esta $(\rho_0 + \rho)$, la ecuación de continuidad para u sigue siendo válida. Teniendo en cuenta estos aspectos se expresa la ecuación de continuidad como

$$\Omega \frac{\partial \rho}{\partial t} - \rho_0 \nabla \vec{u} = 0 \quad (2.126)$$

El cambio de densidad ρ y presión acústica se relacionan través de la expresión $\rho = -\kappa_p \rho_0 p$. Y que al sustituirla en la ecuación anterior se obtiene

$$\kappa_p \Omega \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right) = -\nabla \vec{u} \quad (2.127)$$

Para frecuencias altas el módulo de compresibilidad volumétrica κ_p es 1.4 veces la presión atmosférica y es equivalente al coeficiente de compresibilidad adiabático κ_s . En cambio, para bajas frecuencias el valor

de κ_p es cercano a la presión atmosférica y se puede relacionar con el coeficiente de compresibilidad isotérmico κ_T . Existen algunos casos en que el coeficiente de compresibilidad isotérmico varía en función de la frecuencia f . Si se utiliza la función de ondas armónicas simples $p = P e^{j\omega t}$ para expresar la presión acústica en la ecuación se obtiene:

$$j \omega \kappa_p \Omega p = \nabla \vec{u} \quad (2.128)$$

En un medio isoentrópico las perturbaciones viajan a través del fluido a la velocidad de propagación de una onda c_0 dentro del fluido, y esta velocidad viene dada por [85]:

$$c_0 = \sqrt{\frac{1}{\kappa_S \rho_T}} \quad (2.129)$$

Como la porosidad del medio modifica la velocidad de la onda si se sustituye ρ_T por $\rho_p \Omega$ en la ecuación (2.129) la velocidad acústica en los poros es [78]

$$c_p = \sqrt{\frac{1}{\kappa_p \rho_p \Omega}} \quad (2.130)$$

Si la porosidad del material absorbente Ω es pequeña se produce una situación en que la velocidad acústica en los poros c_p es mayor que la velocidad de propagación en el aire c_0 . Y en cambio si el término $\rho_p \Omega$ es mayor que ρ_0 , la velocidad acústica en los poros será menor a la de propagación en el aire.

Si se reescribe la expresión (2.127) en función de (2.130) y de $p = P e^{j\omega t}$ se obtiene

$$\left(\frac{j \omega}{\rho_p c_p^2} \right) p = \nabla \vec{u} \quad (2.131)$$

Se debe tener en cuenta en la ecuación del movimiento los efectos que produce la aceleración del fluido a través de los poros. Es decir, con la presencia de materiales porosos se producen cambios en las propiedades inerciales del fluido y en la fricción. Por lo tanto, se define el efecto de las propiedades inerciales del fluido en los poros en función de la densidad efectiva del fluido ρ_p y dependiente de la frecuencia ω , de la densidad del material poroso ρ_m , de la densidad del fluido externo al

medio poroso ρ_0 , del factor estructural κ , de la porosidad del material Ω y de la resistividad R . Se expresa matemáticamente como [12]

$$\rho_p = \frac{\rho_0 \kappa}{1 + \frac{R_1^2}{\left(\rho_m \omega \left(1 + \rho_0 \frac{(\kappa-1)}{\rho_m}\right)\right)^2}} \left(\frac{R_1^2}{\left(\rho_m \omega \left(1 + \rho_0 \frac{(\kappa-1)}{\rho_m}\right)\right)^2} \left(\Omega + \frac{\rho_m}{\kappa \rho_0} \right) + \left(\frac{1}{\left(1 + \rho_0 \frac{(\kappa-1)}{\rho_m}\right)} \right) \right) \quad (2.132)$$

Para el estudio a baja frecuencia se observa que el valor de la densidad efectiva tiende a $(\rho_m + \rho_0 \kappa \Omega)$, lo que indica que la interacción entre fluido y material poroso es equivalente a un solo elemento. Pero en cambio, a alta frecuencia ρ_p se aproxima a $\rho_0 \kappa$ verificándose

$$\left(\rho_p \textcircled{R} \rho_0 \kappa\right) > \rho_0 \quad (2.133)$$

En los materiales que comúnmente se utilizan la densidad efectiva varía de 5.5 veces a 1 respecto a la densidad del aire.

La resistencia al flujo R o resistividad (definida por la ecuación 2.122) representa el cambio de la fricción del flujo a través de los poros. SI la ecuación del movimiento inicial

$$\rho_0 \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t}\right) = -\nabla p \quad (2.134)$$

se escribe en términos de una onda armónica simple

$$j\omega\rho_0\vec{u} = \nabla p \quad (2.135)$$

y se añaden los términos inerciales y resistivos, se transforma en [78]

$$\rho_p \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t}\right) + R\vec{u} + \nabla p = 0 \quad (2.136)$$

Convirtiéndola a la forma de ondas armónicas simples se obtiene

$$j\omega\rho_p \left(1 + j\frac{R}{\rho_p\omega}\right)\vec{u} - \nabla p = 0 \quad (2.137)$$

Si se tiene en cuenta que el potencial de velocidad acústica se define como $\vec{u} = -\nabla\phi$ y este se sustituye en la ecuación (2.134) la presión se expresaría como

$$p = \rho_p \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} \right) + R\phi \quad (2.138)$$

y diferenciando

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \rho_p \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \right) + R \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} \right) \quad (2.139)$$

Cuando se sustituye esta expresión en (2.127) resulta

$$\nabla^2 \phi = \kappa_p \Omega \left(\rho_p \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \right) + R \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} \right) \right) \quad (2.140)$$

donde el último término de la ecuación representa las pérdidas por fricción.

Al definir la densidad efectiva compleja del fluido en los poros $\tilde{\rho}$

$$\tilde{\rho} = \rho_p \left(1 + j \frac{R}{\rho_p \omega} \right) \quad (2.141)$$

y el coeficiente de compresibilidad efectiva del fluido en los poros $\tilde{\kappa} = \kappa_p \Omega$ y se sustituyen en la ecuación (2.130) se obtiene la velocidad acústica efectiva

$$\tilde{c} = \frac{1}{\sqrt{\tilde{\rho} \tilde{\kappa}}} = c_p \left(1 + j \frac{R}{\rho_p \omega} \right)^{-1/2} \quad (2.142)$$

Además, si se utiliza el potencial de velocidad acústica y las expresiones (2.131), (2.137)

$$\frac{j\omega}{\tilde{\rho} \tilde{c}^2} p = \nabla \cdot \vec{u} \quad (2.143), \quad p = j\omega \tilde{\rho} \phi \quad (2.144)$$

para definir la ecuación de ondas armónicas simples, esta queda como:

$$\nabla^2 \phi + \left(\frac{\omega}{\tilde{c}} \right)^2 \phi = 0 \quad (2.145)$$

Al depender del término de fricción R se considera la densidad y la velocidad efectiva cantidades complejas. Para frecuencias altas la parte imaginaria de ambas es menor a la unidad y la parte real es ligeramente mayor que a la entrada del silenciador para ambas. Considerando una onda plana de frecuencia $\omega/(2\pi)$ y viajando en la dirección positiva de x , esta se puede expresar como:

$$\phi = Ae^{j\omega\left(\frac{x}{\tilde{c}}-t\right)} = Ae^{j(\tilde{k}x-\omega t)} \quad (2.146)$$

Donde el número de onda \tilde{k} del material absorbente se puede determinar por medio de la expresión

$$\tilde{k} = \omega\sqrt{\rho_p\kappa_p}\Omega \left(1 + j\frac{R}{\rho_p\omega}\right)^{1/2} \quad (2.147)$$

que a frecuencias altas tiende a $\omega\sqrt{\rho_p\kappa_p}\Omega$ y a frecuencias bajas a $\sqrt{\omega\kappa_p}\Omega R$.

2.6.3. Caracterización del material absorbente

Para la caracterización de materiales absorbentes se suele utilizar dos modelos: el modelo macroscópico de comportamiento de materiales y el modelo poroelástico.

El modelo macroscópico o modelo de dos parámetros considera que el material absorbente se puede caracterizar por medio del número de onda \tilde{k} e impedancia acústica compleja \tilde{Z} [111]. Este modelo se aplica al análisis de materiales de absorbentes de baja rigidez y en los que existe una gran interacción entre los espacios ocupados por el aire u otro gas y la estructura sólida. El material absorbente de tipo fibroso es el que básicamente se usa en la industria.

En cambio el modelo poroelástico está basado en las teorías de Biot [14] y adaptado por Allard [6] al problema acústico. Se emplea este modelo para caracterizar materiales absorbentes de tipo espuma, en los que la contribución a la rigidez en la parte estructural es elevada [91]. Delany y Bazley [34] definieron la impedancia y el número de onda, en función de la frecuencia y de la resistencia al flujo estacionario, utilizando estudios experimentales en los que se abarcaba una extensa gama de materiales absorbentes. Varios autores [83, 95,96] posteriormente llevaron a cabo numerosos estudios del comportamiento acústico global de silenciadores con materiales absorbentes en base a este planteamiento. Y se obtuvieron las siguientes expresiones [34]

$$\tilde{Z} = Z_0 \left[\left(1 + a_5 \left(\frac{f\rho_0}{R} \right)^{a_6} \right) + j \left(a_7 \left(\frac{f\rho_0}{R} \right)^{a_8} \right) \right] \quad (2.148)$$

$$\tilde{k} = k_0 \left[\left(1 + a_3 \left(\frac{f\rho_0}{R} \right)^{a_4} \right) + j \left(a_1 \left(\frac{f\rho_0}{R} \right)^{a_2} \right) \right] \quad (2.149)$$

siendo $Z_0 = \rho_0 c_0$ la impedancia característica del medio, $k_0 = 2\pi f / c_0$ el número de onda en el aire, f la frecuencia y R la resistividad del material absorbente.

Para completar la caracterización del material absorbente se necesitan otras expresiones que dependen de las anteriores. Estas expresiones son: la velocidad acústica compleja y la densidad compleja definidas por

$$\tilde{c} = \frac{\omega}{\tilde{k}} \quad (2.150), \quad \tilde{\rho} = \frac{Z}{\tilde{c}} = \frac{Z\tilde{k}}{\omega} \quad (2.151)$$

2.6.4. Efecto del material absorbente en la impedancia de conductos perforados

Una de las principales funciones de las superficies perforadas es proporcionar rigidez estructural al silenciador y evitar el desprendimiento del material absorbente. Además, el efecto acústico más importante de las superficies perforadas es aumentar la reactancia, o parte imaginaria, de la impedancia acústica de la superficie provocado por la circulación del aire a través de los orificios [18, 55].

Existen tres grandes categorías que resumen los estudios realizados para determinar la impedancia acústica de elementos perforados en contacto con materiales porosos en ausencia de flujo y son: trabajos analíticos, experimentales y semiempíricos.

Los trabajos analíticos pretenden determinar el efecto que tienen los materiales absorbentes en la impedancia de los elementos perforados. Bolt [16] se centró en la variación del valor de la reactancia de elementos perforados en contacto con material absorbente. Obtuvo como conclusión que el aumento del número de orificios en contacto con el material absorbente a bajas frecuencias tendía a mejorar el coeficiente de absorción y en cambio, para altas frecuencias observó una tendencia inversa. Ingard y Bolt [55] demostraron que la combinación de material

absorbente y elementos perforados eran equivalentes a un resonador de Helmholtz. Callaway [18] e Ingard [57] lograron incrementar el valor de la parte resistiva de la impedancia dejando un espacio libre entre la superficie perforada y el material absorbente.

Los trabajos empíricos pretenden calcular el coeficiente de absorción de los materiales absorbentes combinando las propiedades acústicas de las superficies perforadas y de los materiales absorbentes. Callaway y Ramer [18] demostraron que se aumenta el coeficiente de absorción dejando espacio de aire entre la superficie perforada y el material absorbente aún incluso con valores pequeños de porosidad. Davern [33] realizó un trabajo completo en el que consideró el efecto que ejercía sobre el coeficiente de absorción del material absorbente: la porosidad, el espesor de la placa perforada, la densidad del material absorbente, el espacio libre y el contacto entre el material absorbente y superficies perforadas.

Los estudios semiempíricos pretenden establecer las características de la interacción superficie perforada-material absorbente. Para ello utilizan el cálculo la impedancia de las superficies perforadas y posteriormente caracterizan al material absorbente. Kirby y Cummings [68] desarrollan una formulación semiempírica a bajas frecuencias para el cálculo de la impedancia de elementos perforados en contacto con material absorbente considerando la presencia de flujo medio tangente aunque descarta la interacción entre orificios. Este modelo combina la formulación empírica propuesta por Delany y Bazley [34] con el modelo teórico microestructural [6] a bajas frecuencias. Por lo tanto, las ecuaciones que determinan la constante de propagación \tilde{r} e impedancia característica \tilde{Z} son las siguientes

$$\tilde{r} = j\sqrt{\gamma_0 q^2(\omega)} \left[\frac{(\ln(1-\Omega)+1+2\Omega) \Omega \ln(1-\Omega) + \Omega^2 + \frac{3\Omega^3}{2} + \frac{\Omega^4}{3}}{(\ln(1-\Omega) + \Omega + \frac{\Omega^2}{2})^2} - \left(\frac{\gamma_0-1}{\gamma_0}\right) Pr - j \frac{\Omega}{2\pi \zeta_f q_0^2 s^2(\omega)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.152)$$

$$\frac{Z}{\rho_0 c_0} = \sqrt{\frac{q^2(\omega)}{\gamma_0 \Omega^2}} \left[\frac{(\ln(1-\Omega)+1+2\Omega) \Omega \ln(1-\Omega) + \Omega^2 + \frac{3\Omega^3}{2} + \frac{\Omega^4}{3}}{(\ln(1-\Omega) + \Omega + \frac{\Omega^2}{2})^2} - \left(\frac{\gamma_0-1}{\gamma_0}\right) Pr - j \frac{\Omega}{2\pi \zeta_f q_0^2 s^2(\omega)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.153)$$

en los que los factores de tortuosidad $q^2(\omega)$ y de forma $s^2(\omega)$ se definen como:

$$q^2(\omega) = \frac{\left((1+a_3\zeta_f^{a_4})(1+a_5\zeta_f^{a_6}) - a_1a_7\zeta_f^{(a_2+a_3)} \right) \left(\ln(1-\Omega) + \Omega + \frac{\Omega^2}{2} \right)^2}{(\ln(1-\Omega) + 1 + 2\Omega) \ln(1-\Omega) + \Omega + \frac{3\Omega^2}{2} + \frac{\Omega^3}{3}} \quad (2.154)$$

$$s^2(\omega) = \frac{q^2(\omega)}{2\pi\zeta_f q_0^2} \frac{1}{\left(a_1\zeta_f^{a_2} (1+a_5\zeta_f^{a_6}) + a_7\zeta_f^{a_3} (1+a_3\zeta_f^{a_4}) \right)} \quad (2.155)$$

siendo a_1, \dots, a_8 los coeficientes de Delany y Bazley que se han obtenido experimentalmente. Se calcula la impedancia acústica adimensional con la expresión

$$\zeta_p = \frac{1}{\sigma} \left(\zeta'_p - j 0.425 k_0 d_h + \frac{0.425 d_h \tilde{r} Z}{\rho_0 c_0} \right) \quad (2.156)$$

Además, se puede escribir la impedancia adimensional de un orificio ζ'_p en ausencia de material absorbente medida experimentalmente como

$$\zeta'_p = \frac{1}{\rho_0 c_0} (R_0 + j X_0) \quad (2.157)$$

siendo la resistencia del orificio

$$R_0 = \left(1 + \frac{t_h}{d_h} \right) \sqrt{\frac{8 k_0 \mu}{c_0}} \quad (2.158)$$

y la reactancia

$$X_0 = j k_0 (0.25 d_h + t_h) \quad (2.159)$$

expresión muy similar a la formulada por Bauer [10] excluyendo los efectos del flujo medio. Sin embargo, esta relación tiene la limitación que sólo es válida en el rango de bajas frecuencias. Es decir, a partir de

$$f_{max} = 0.43 \frac{c_0}{r_2} \left(1 - 0.06 \frac{S_2}{S_1} \right) \quad (2.160)$$

se observan diferencias cuando se contrasta con los resultados obtenidos utilizando el método de elementos finitos. Selamet *et al.* [95, 100] en su trabajo adapta la metodología de Kirby y Cummings para la modificación de la expresión de impedancia desarrollada por Sullivan y Crocker (2.95)



en el caso de contacto con material absorbente. Para el rango de frecuencias de este trabajo se utiliza la siguiente [37]

$$Z_p = \rho_0 c_0 \frac{1}{\sigma} \left(6 \cdot 10^{-3} + jk_0 \left(t_h + 0.425 \left(1 + \frac{\tilde{Z}}{Z_0} \frac{\tilde{k}}{k_0} \right) d_h F(\sigma) \right) \right)$$

(2.161)

siendo $F(\sigma)$ es el factor de corrección debido a la interacción entre orificios.



2.7. SILENCIADORES

2.7.1. Generación de ruido acústico

Tal y como se ha explicado en la introducción, un vehículo es un generador de ruido complejo, puesto que éste proviene de diversas fuentes: el motor, la aerodinámica del vehículo (resultado de la interacción de la carrocería con el aire y el movimiento), la transmisión, la tracción (producido por la interacción de la calzada, los neumáticos y el movimiento), etc.

Las principales fuentes del ruido son producto de dos mecanismos físicos. En primer lugar, el ruido aerodinámico causado por las variaciones no estacionarias del caudal del fluido en ambos extremos de los colectores de admisión y escape. Y en segundo lugar, la radiación que se crea debido a la vibración de las superficies. Esta vibración viene dada por la combustión, la renovación de la carga y el ruido mecánico.

En la renovación de la carga hay dos procesos, admisión y escape, que son los asociados con el ruido aerodinámico del motor. Este ruido se divide en dos procesos [128]. El primer proceso lo componen el ruido provocado por llenar o vaciar los cilindros y el producido por la turbulencia [129] que se genera al atravesar los distintos mecanismos (válvulas, cambios bruscos de sección, válvulas de mariposa, etc.). Por otro lado, el segundo proceso es el ruido provocado a la salida de aire cuando interaccionan el flujo con la atmósfera en reposo.

Al analizar el espectro del ruido emitido por el proceso de llenado y vaciado de los cilindros, es notable el predominio de las frecuencias múltiplo de la frecuencia de encendido [125] y, por tanto, depende directamente del régimen de giro. La onda de presión que induce el cilindro es determinada por la ley de apertura en la admisión o en el escape. Y, a su vez, esto determina en gran medida el contenido espectral de dicha perturbación.



Así, mientras que en la válvula de admisión, las variaciones de presión resultan relativamente suaves y hay un predominio de la emisión en baja frecuencia [130], no ocurre lo mismo en el escape. Esto sucede porque la variación de presión se produce de manera brusca y con una mayor amplitud, además, existe la posibilidad de que se desarrollen ondas de choque en el colector, lo que implica un posible incremento del ruido de alta frecuencia.

Obsérvese que en los motores de dos tiempos, la forma del pulso de presión producido en la descarga adquiere relevante importancia [131] dado que la geometría de la lumbrera determina esencialmente la forma de la onda. Por el contrario, en los motores de cuatro tiempos, hay limitaciones mecánicas que determinan las leyes de levantamiento de válvulas. Por eso, la reducción del ruido aerodinámico está condicionada al diseño del camino de propagación de las variaciones de presión hacia el extremo de escape.

Diversos investigadores [125, 123, 124] coinciden en señalar que el ruido aerodinámico es la fuente principal de ruido. Por eso es importante el diseño de aquellos elementos reductores del ruido producido en el escape, los denominados silenciadores.

2.7.2. Definición y tipos de silenciadores

Un silenciador es un dispositivo ubicado en los sistemas de escape de gases cuya misión es la de atenuar la transmisión del sonido y permitir el flujo de aire hacia la atmósfera. En el proceso de su diseño se deben tener en cuenta los siguientes criterios [13, 85]:

- *El criterio acústico. Se debe atender a las restricciones medioambientales que condicionan los límites máximos de ruido permitidos.*
- El criterio aerodinámico y de operación, el cual a partir de unas condiciones de flujo y temperatura determinadas presenta una mínima caída de carga a través del silenciador.
- El criterio geométrico y de instalación, consiste en definir el volumen permisible del silenciador, su longitud, diámetro, peso, posición y las posibles restricciones geométricas de su instalación en el sistema de escape.



A través del diseño geométrico del silenciador se puede modificar la emisión del ruido, incorporando elementos como materiales absorbentes, superficies perforadas, conductos extendidos, etc.

Según el principio de atenuación, los silenciadores se pueden clasificar en:

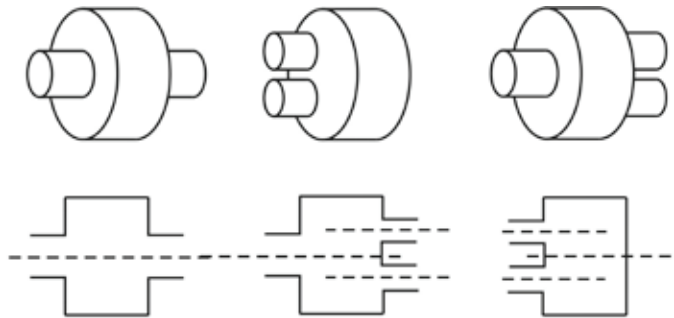
- Silenciadores reactivos.
- Silenciadores disipativos.
- Resonadores.

Según el principio de atenuación, los silenciadores se pueden clasificar en silenciadores reactivos, silenciadores disipativos y resonadores. Sin embargo, no hay una definición clara y pura de cada uno de estos tipos ya que todos los silenciadores actúan por medio de la disipación y reflexión de la energía acústica.

A continuación, se explican los diferentes tipos de silenciadores.

Los **silenciadores reactivos** son aquellos en los que la atenuación acústica está relacionada con principios de reflexión sonora a partir de la modificación de la configuración geométrica. Es decir, cuando una onda sonora incide sobre una pared u obstáculo, parte de su energía retorna a la fuente debido a la reflexión de ondas, resultado de la existencia de cambios de sección y otras particularidades geométricas. Es por esto que los silenciadores reactivos se benefician de los cambios de sección, ramificaciones y otras particularidades geométricas para producir la atenuación acústica al reflejar la energía del sonido en sentido de la fuente.

Algunos de los ejemplos comunes de silenciadores reactivos son: la cámara de expansión simple (compuesta por un conducto de entrada, una cámara de expansión central y un conducto de salida), la cámara con doble salida (con dos conductos de salida) y el silenciador de cámara reversa los conductos de entrada y salida se sitúan en un mismo plano de la cámara de expansión.



Cámara de expansión simple

Cámara reversa

Cámara con doble salida

Figura 2.13. Ejemplos de configuraciones reactivas.

Los **silenciadores disipativos** son aquellos en los que la atenuación acústica es producida por la utilización de materiales absorbentes de gran superficie específica, generalmente en forma de fibra (fibra de vidrio, lanas metálicas o de basalto, etc.). Presentan un amplio rango de frecuencias atenuadas tendiendo a incrementarse a medida que aumenta la superficie. Es decir, los materiales situados oponen una resistencia al flujo de aire que los atraviesa produciendo una fricción viscotérmica en los canales o poros que disipa en forma de calor la energía cinética del campo sonoro.

Los silenciadores disipativos se diferencian de los reactivos porque la disipación de la energía acústica se produce a medida que la onda se pone en contacto con la fibra absorbente. La atenuación será mayor cuanto más densidad de compactación tenga el material, así como sea mayor su resistividad al flujo.

Como elemento de soporte del material absorbente, estos silenciadores suelen incorporar también superficies perforadas, que añaden una disipación adicional a través de la fricción en los orificios.

Se utiliza la resistencia al flujo por unidad de espesor: $\text{rayl}/\text{cm}^3 = (1000) \text{Ns}/\text{m}^4$ para describir la eficacia de los materiales absorbentes independientemente de las dimensiones. Se muestra un ejemplo de este tipo de silenciador (con material absorbente y tubo perforado) en la siguiente figura.

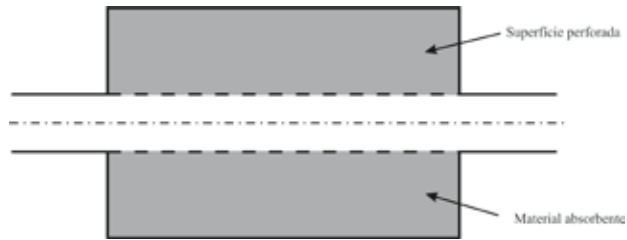


Figura 2.14. Silenciador disipativo.

Los silenciadores disipativos son más efectivos en la atenuación de ruidos emitidos a altas frecuencias o cuando la emisión de ruido tiene un amplio espectro de frecuencias. Pero a frecuencias bajas no son aconsejables.

A pesar de la relación del volumen de material absorbente con la atenuación acústica, cabe señalar que un inconveniente es que estos materiales suelen deteriorarse por el contacto de los gases calientes que los ensucian y los desintegran. Así, la incorporación de otros elementos como placas y tubos perforados mejorará la atenuación sonora a la vez que supondrán mayor rigidez al silenciador, evitando así el arrastre del material absorbente por el flujo de los gases.

El tercer tipo de silenciadores, los **resonadores**, hacen referencia a un tipo en concreto de silenciadores reactivos. Su funcionamiento se basa en que el fluido entra en resonancia, absorbiendo parte de la energía e impidiendo que ésta se propague. Los resonadores suelen ser utilizados para atenuar en frecuencias de excitación propias, y también se utilizan para atenuar frecuencias bajas específicas que aparecen a la salida de un tubo de escape.

Algunos ejemplos de este tipo de silenciadores son: el resonador de Helmholtz (en él se produce una efectiva atenuación acústica a bajas frecuencias y la resonancia se origina por una combinación de la unión del cuerpo o cavidad y el cuello) y el silenciador con conductos extendidos los tubos extendidos:

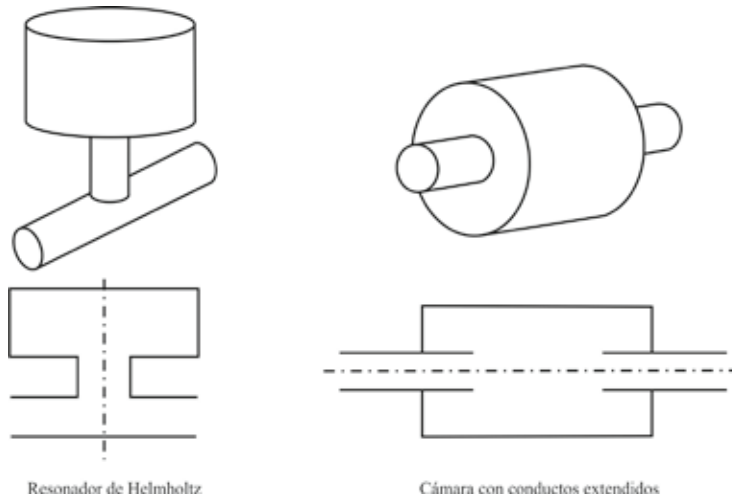


Figura 2.15. Ejemplos de resonadores.

Como norma general, el diseño de los silenciadores de los vehículos, combinan los tres tipos explicados con el objetivo de maximizar la eficacia de éstos.

2.7.3. Atenuación sonora con silenciadores

Para finalizar, se define la atenuación sonora como la disminución de la potencia acústica de una onda sonora que se propaga entre dos puntos de un sistema acústico. Esta disminución se puede expresar usando diferentes índices como: Pérdidas de Inserción, IL, de Pérdidas de Transmisión, TL, o de Diferencia de Nivel, LD. En este punto se procede a deducir y explicar las características de los índices anteriores.

2.7.3.1. Consideraciones energéticas

Si se considera un conducto donde se propaga una onda acústica con flujo medio (velocidad U_{fm}) y asumiendo comportamiento armónico se obtienen, a partir del promedio temporal de los campos acústicos instantáneos a lo largo de un periodo $2\pi/\omega$, los valores de interés que se van a explicar.

Primero, se define la intensidad acústica I como la energía que atraviesa una sección transversal de un conducto por unidad de tiempo y superficie. Por lo tanto se puede expresar como

$$I = \langle pu \rangle + \frac{U_{fm}}{\rho_0} \langle p\rho \rangle + U_{fm} \rho_0 \langle u^2 \rangle + U_{fm}^2 \langle u\rho \rangle \quad (2.162)$$

Utilizándose el signo $\langle \rangle$ para indicar que es un promedio temporal en el periodo $2\pi/\omega$ y donde ρ es la componente de la perturbación de la densidad. Si se reescribe en función del número de Mach M y se elimina el término de perturbación de la densidad a través de la expresión

$$c_0^2 = \left(\frac{\partial p_T}{\partial \rho_T} \right)_S = \gamma RT_0 \quad (2.163)$$

se obtiene la expresión

$$I = \langle pu \rangle + \frac{M}{\rho_0 c_0} \langle p^2 \rangle + M \rho_0 c_0 \langle u^2 \rangle + M^2 \langle pu \rangle \quad (2.164)$$

Segundo, se calcula la potencia acústica W asociada a la onda integrando la intensidad en la sección transversal,

$$W = \int_S I dS = \int_S \left(\langle pu \rangle + \frac{M}{\rho_0 c_0} \langle p^2 \rangle + M \rho_0 c_0 \langle u^2 \rangle + M^2 \langle pu \rangle \right) dS \quad (2.165)$$

Si se supone un comportamiento armónico se obtiene

$$P e^{j\omega t} = (P^+ + P^-) e^{j\omega t} = (|P^+| e^{j a_p} - |P^-| e^{j a_r}) e^{j\omega t} \quad (2.166)$$

$$U e^{j\omega t} = \frac{1}{\rho_0 c_0} (P^+ + P^-) e^{j\omega t} = \frac{1}{\rho_0 c_0} (|P^+| e^{j a_p} - |P^-| e^{j a_r}) e^{j\omega t} \quad (2.167)$$

y una vez se ha realizado la integración temporal a lo largo de un período $T = 2\pi/\omega$ de la ecuación (2.165) se tiene

$$W = W(M) = \frac{S}{2 \rho_0 c_0} (|P^+|^2 (1 + M)^2 - |P^-|^2 (1 - M)^2) \quad (2.169)$$

siendo P^+ la potencia asociada a la onda progresiva y P^- la potencia asociada a una onda regresiva. En el caso de no considerar flujo medio simplemente $M = 0$.

2.7.3.2. Índices de atenuación sonora

Para medir la atenuación sonora en silenciadores, para todo el rango de amplitudes e intensidades de las señales, existen tres índices básicos y se expresan en decibelios (dB) [15]:

- **Índice de Pérdidas de Inserción, IL :** se define como la diferencia entre dos niveles de potencia acústica (también puede ser presión e intensidad acústica) medidos en un mismo punto antes de colocar un silenciador y después de colocarlo. Es decir, este índice relaciona el nivel de presión sonora que existe en un punto con silenciador y sin él. Este cálculo depende de 3 factores: el silenciador, la impedancia de radiación o salida y la impedancia de la fuente. La pérdida de inserción es un parámetro difícil de calcular ya que depende de factores complejos de analizar y no es muy apropiado para el diseño de silenciadores:

$$IL = 10 \log \frac{W_1}{W_2} \quad (2.170)$$

donde W_1 es la potencia emitida con silenciador y W_2 es la potencia emitida sin silenciador.

- **Diferencia de Nivel, LD :** sirve para medir la diferencia de los niveles de presión acústica medidos en la fuente de generación de ruido (aguas arriba del silenciador) y en la salida (aguas abajo del silenciador). Este índice depende de la fuente y la terminación empleada.

$$LD = 20 \log \left| \frac{P_1}{P_2} \right| \quad (2.171)$$

Siendo P_1 la presión aguas arriba y P_2 la presión aguas abajo.

- **Índice de Pérdidas de Transmisión, TL :** es la relación entre la potencia acústica de una onda incidente y la onda transmitida que sale del silenciador cuando se utiliza una salida anecoica, es decir, cuando no existe reflexión de la onda progresiva. Es decir, relaciona la potencia incidente en el silenciador con la transmitida por éste considerando que tiene una salida anecoica.

$$TL = 10 \log \left| \frac{W_i}{W_t} \right| = 20 \log \left| \frac{P_i}{P_t} \right| \quad (2.173)$$



donde W_i y P_i son la potencia y la presión sonora incidente y W_t y P_t son la potencia y la presión transmitida.

El índice de Perdidas de Transmisión es muy útil porque proporciona información del silenciador independientemente de la fuente de ruido [79] Además, a diferencia del resto de parámetros, como la pérdida de transmisión sólo depende de las características del silenciador es un parámetro ideal para el diseño de silenciadores.

$$TL = 10 \cdot \log \left(\frac{S_1 |P_1^+|^2}{S_2 |P_2^+|^2} \right) = 20 \cdot \log \left(\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left| \frac{P_1^+}{P_2^+} \right| \right) \quad (2.174)$$

S_1 y S_2 son las áreas de los conductos de entrada y salida respectivamente, P_1^+ la presión incidente y P_2^+ la presión transmitida.

El índice de Perdidas de Transmisión será el utilizado para evaluar el comportamiento acústico de los silenciadores a lo largo de este trabajo ya que no depende de la interacción acústica con otros elementos del sistema acústico.

2.7.4. Representación matricial de un silenciador

Una vez explicados los fundamentos de propagación de una onda acústica en el interior de un conducto, y considerando que un silenciador se compone de varios conductos conectados entre sí, se puede afirmar que cada uno de los conductos seguirá las ecuaciones básicas descritas en los apartados anteriores. Por esta razón se puede considerar un silenciador como combinación de matrices.

Por lo tanto, a continuación se describe la matriz de transferencia o matriz de cuatro polos que describe el comportamiento acústico del silenciador.

2.7.4.1. Caracterización matricial

Un silenciador se puede descomponer en conductos y, si se supone una propagación de una onda unidimensional, cada uno tiene asociado una matriz de transferencia o matriz de cuatro polos. Por lo tanto para describir el comportamiento de todo el silenciador se combinan las

matrices de comportamiento de todos los conductos. Con este objetivo y para facilitar la explicación del método se supone un silenciador formado por tres conductos:

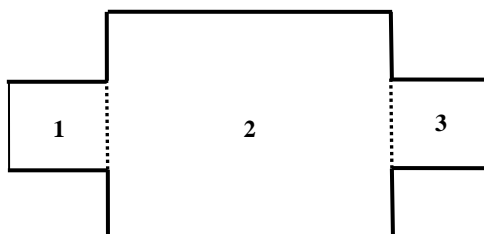


Figura 2.16. Silenciador.

Este sistema se puede caracterizar si se conoce su matriz de transferencia:

$$\begin{Bmatrix} P_{1e} \\ U_{1e} \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} P_{3s} \\ U_{3s} \end{Bmatrix} \quad (2.175)$$

Donde P_{1e} y U_{1e} son la presión y velocidad acústica en la entrada del silenciador, P_{3s} y U_{3s} son la presión y velocidad acústica en la salida del silenciador y A, B, C, D son los polos de la matriz de transferencia del silenciador.

Primero se procede a definir las matrices de comportamiento para cada uno de los conductos que compone el silenciador de la siguiente manera:

$$\begin{Bmatrix} P_{1e} \\ U_{1e} \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} P_{1s} \\ U_{1s} \end{Bmatrix} \quad \left| \quad \begin{Bmatrix} P_{2e} \\ U_{2e} \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} P_{2s} \\ U_{2s} \end{Bmatrix} \quad \left| \quad \begin{Bmatrix} P_{3e} \\ U_{3e} \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} P_{3s} \\ U_{3s} \end{Bmatrix} \right. \quad (2.176) \quad (2.177) \quad (2.178)$$

$$\begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{pmatrix} \quad (2.179)$$

2.7.4.2. Matriz de transferencia de un conducto

En este apartado se pretende calcular la matriz de transferencia que relaciona las variables acústicas de entrada con las de salida. Para ello se

va a considerar un conducto de longitud L y una sección transversal uniforme S como se ilustra en la siguiente figura.



Figura 2.17. Conducto simple.

Como se ha explicado en los apartados 2.2.1 y 2.2.2, las expresiones que rige la presión y la velocidad en un conducto son:

$$P(x) = P^+ e^{-jkx} + P^- e^{jkx} \quad (2.180)$$

$$V(x) = \frac{1}{Z_0} (P^+ e^{-jkx} - P^- e^{jkx}) \quad (2.181)$$

Particularizando la geometría en función de x para la matriz de transferencia se tiene:

$$\begin{Bmatrix} P_e \\ U_e \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} P_s \\ U_s \end{Bmatrix} \rightarrow \begin{Bmatrix} P(x=0) \\ U(x=0) \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} P(x=L) \\ U(x=L) \end{Bmatrix} \quad (2.182)$$

Se resuelve el problema acústico para unas condiciones de contorno concretas con la intención de calcular los cuatro polos (A,B,C,D) de la matriz de transferencia. Por lo tanto se supone que la salida está cerrada ($U_s = 0$) para calcular A y C y se supone que la salida está abierta ($P_s = 0$) para calcular B y D. Por lo que sustituyendo en la ecuación anterior, se obtienen el siguiente valor para cada uno de los polos:

$$A = \left. \frac{P_1}{P_2} \right|_{U_2=0} \quad (2.183)$$

$$C = \left. \frac{U_1}{P_2} \right|_{U_2=0} \quad (2.184)$$

$$B = \left. \frac{P_1}{U_2} \right|_{P_2=0} \quad (2.185)$$

$$D = \left. \frac{U_1}{U_2} \right|_{P_2=0} \quad (2.186)$$

1) Cálculo de A y C (hipótesis $U_s = 0$)

Para este cálculo se supone que la salida del conducto está cerrada, $U_s = 0$ y que la presión de entrada P_e toma un valor unitario. Por lo que al aplicar las siguientes hipótesis a las ecuaciones (2.181) y (2.182) se tiene:

$$P_e = P(x = 0) = P^+ + P^- = 1$$

$$U_s = U(x = L) = \frac{1}{Z_0} (P^+ e^{-jkL} - P^- e^{jkL}) = 0$$

De donde se puede inferir:

$$P^+ = \frac{1 \cos(kL) + j \operatorname{sen}(kL)}{2 \cos(kL)} \quad (2.187)$$

$$P^- = \frac{1 \cos(kL) - j \operatorname{sen}(kL)}{2 \cos(kL)} \quad (2.188)$$

Se calculan los polos A y C sustituyendo los resultados anteriores en las ecuaciones (2.183) y (2.184):

$$A = \left. \frac{P_1}{P_2} \right|_{U_2=0} = \cos(kL) \quad \left| \quad C = \left. \frac{U_1}{P_2} \right|_{U_2=0} = \frac{j}{Z_0} \cos(kL) \right. \quad (2.189) \quad (2.190)$$

2) Cálculo de B y D (hipótesis $P_s = 0$)

Para este caso se supone que la salida del conducto está abierta, $P_s = 0$ y que la presión de entrada P_e toma un valor unitario. Por lo que al aplicar las siguientes hipótesis a la ecuación (2.180) en la entrada y salida se tiene:

$$P_e = P(x = 0) = P^+ + P^- = 1$$

$$P_s = P(x = L) = P^+ e^{-jkL} + P^- e^{jkL} = 0$$

De donde se puede inferir que:

$$P^+ = \frac{-j \cos(kL) + j \operatorname{sen}(kL)}{2 \operatorname{sen}(kL)} \quad (2.191)$$

$$P^- = \frac{1 \operatorname{sen}(kL) + j \cos(kL)}{2 \operatorname{sen}(kL)} \quad (2.192)$$

Se calculan los polos B y D sustituyendo los resultados anteriores en las ecuaciones (2.185) y (2.186):

$$B = \left. \frac{P_1}{U_2} \right|_{P_2=0} = jZ_0 \operatorname{sen}(kL) \quad \left| \quad D = \left. \frac{U_1}{U_2} \right|_{P_2=0} = \cos(kL) \right. \quad (2.193) \quad (2.194)$$

3) Matriz de transferencia:

Si se reúne todo lo calculado, la matriz de transferencia para un conducto queda definida como:

$$\begin{Bmatrix} P_e \\ U_e \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(kL) & jZ_0 \operatorname{sen}(kL) \\ \frac{j}{Z_0} \operatorname{sen}(kL) & \cos(kL) \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} P_s \\ U_s \end{Bmatrix} \quad (2.195)$$

2.7.4.3. Cálculo del índice TL por método de la matriz de transferencia

En este punto se procede a evaluar el índice de Pérdidas de Transmisión, *TL*, para poder determinar el comportamiento acústico de algunos silenciadores. Para ello si se considera la hipótesis de propagación unidimensional se puede usar la Matriz de Transferencia. Esta matriz relaciona las variables a la entrada y salida del silenciador, denotadas como subíndices e y s y se representa mediante la expresión obtenida en el punto anterior:

$$\begin{Bmatrix} P_e \\ U_e \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} P_s \\ U_s \end{Bmatrix}$$

Si se descompone la expresión anterior en ondas incidentes y reflejadas y se tiene en cuenta las ecuaciones (2.180) y (2.181) se obtiene

$$P_1 = P_1^+ + P_1^- \quad (2.196)$$

$$U_1 = \frac{1}{\rho_0 c_0} (P_1^+ + P_1^-) \quad (2.197)$$

por tanto



$$P_1^+ = \frac{P_1 + \rho_0 c_0 U_1}{2} \quad (2.198)$$

Si se considera la salida anecoica se tiene

$$P_2 = P_2^+ = \rho_0 c_0 U_2 \quad (2.199)$$

Si se utiliza la definición de TL (2.173) se obtiene:

$$TL = 10 \log \left(\frac{S_1 |P_1^+|^2}{S_2 |P_2^+|^2} \right) = 20 \log \left[\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left| \frac{P_1 + \rho_0 c_0 U_1}{2 \rho_0 c_0 U_2} \right| \right] \quad (2.200)$$

Finalmente considerando (2.175) se tiene

$$TL = 20 \log \left[\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left| \frac{A + \frac{B}{\rho_0 c_0} + \rho_0 c_0 C + D}{2} \right| \right] \quad (2.201)$$



Capítulo 3

MODELADO ACÚSTICO DE SILENCIADORES CON TEMPERATURA NO UNIFORME MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS



3.1. INTRODUCCIÓN

En el capítulo anterior se dedujo la ecuación de ondas y se planteó una solución en base a la hipótesis de propagación unidimensional. La teoría de onda plana permite, por medio del establecimiento de la matriz de cuatro polos o matriz de transferencia, la caracterización acústica de los elementos que componen un sistema de escape. Además, se puede evaluar el comportamiento acústico de un sistema de escape mediante el cálculo de varios índices, entre los cuales se ha destacado el índice de Pérdidas de Transmisión que es el utilizado en este trabajo. Éste índice se ha planteado en función de la matriz de cuatro polos o matriz de transferencia del sistema de escape. Este procedimiento ha logrado la estimación de la atenuación acústica de una manera rápida pero sólo es válido para una limitada región del rango de frecuencias de estudio porque no predice la influencia de la propagación de los modos de alto orden. Además, tampoco distingue los efectos que ejercen los diferentes tipos de secciones transversales en el comportamiento acústico del silenciador. Por ello se produce una búsqueda de otras herramientas que permitan el modelado acústico de silenciadores de manera más eficiente.

Los modelos de onda plana se utilizan en la predicción de la atenuación del sonido en los silenciadores para baja frecuencia y para frecuencias más altas son necesarias técnicas analíticas multidimensionales o los métodos numéricos. La ventaja de los métodos multidimensionales es que su coste computacional es bajo pero su inconveniente es que no pueden modelar geometrías complejas o heterogeneidades. Esta es la razón del aumento en el uso de las técnicas numéricas para el modelado de geometrías complejas y condiciones límite arbitrarias.

En este capítulo se pretende presentar el modelado acústico de silenciadores utilizando métodos numéricos, concretamente en este trabajo se utilizará el método de Elementos Finitos.

La idea de los métodos numéricos es dividir una superficie continua en un número discreto de pequeñas subregiones de tamaño finito o elementos. Hrenicoff [7] en 1941 planteó la hipótesis de que el comportamiento elástico de una placa continua podía parecerse a un conjunto de elementos



conectados entre sí por medio de puntos discretos. Con la introducción de las computadoras digitales se inicia la adaptación de la teoría de matrices. Turner, Clough, Martin y Topp [7] iniciaron la metodología de Elementos Finitos al modelar estructuras de aviones ensamblando pequeñas piezas de forma triangular y un análisis estructural matricial. El grado de crecimiento se complementa con la evolución en las capacidades de los ordenadores y está muy desarrollado para problemas de análisis estructurales y de sólidos. Más adelante Zienkiewicz [119] utilizó este método para problemas de campos que utilizasen ecuaciones de Laplace o Poisson (problemas de conducción térmica en estado estacionario y de flujo potencial de un fluido incompresible). El enfoque Galerking generó un gran avance en la formulación de los Elementos Finitos basándose el método de Residuos Ponderados. Lo que provocó una apertura del método a multitud de disciplinas.

El método de Elementos Finitos es ampliamente usado en el campo acústico para el modelado de silenciadores con geometrías complicadas. El comportamiento acústico de cámaras de expansión simple [114] y de cámaras reversas [115] fue predicho por Young y Crocker. También fue desarrollada la simulación del comportamiento acústico de silenciadores con sección transversal circular y considerando modos axisimétricos por Kagawa y Omote [61]. Además, fueron determinadas con suficiente precisión las propiedades acústicas de conductos anulares con flujo medio uniforme y elevado número de Mach por Sigman, Majjigi y Zinn [104].

En cuanto al estudio de silenciadores disipativos cabe destacar los trabajos de Craggs [24, 25] (obtener la atenuación acústica de silenciadores rellenos de material absorbente), de Kirby [69] (modelos con interacción de materiales y considerando silenciadores disipativos con perforado y propiedades homogéneas) y Astley y Cummings [8] (desarrollaron una técnica de análisis de valores propios adaptada al caso tridimensional, la cual permitió calcular la atenuación modal de silenciadores con sección transversal rectangular en presencia de flujo medio).

En las referencias anteriores el material absorbente considerado se supone que es homogéneo aunque en los casos reales este supuesto no se cumple y aparecen heterogeneidades. Estas heterogeneidades pueden tener como origen: los procesos de llenado irregular de los silenciadores disipativos, la degradación producida por el flujo de partículas de hollín en el material



absorbente, la variación de la resistividad del absorbente con la temperatura, etc. Además, la temperatura provoca una variación en la velocidad del sonido. El primer estudio que trata de modelar silenciadores disipadores con propiedades heterogéneas en el material absorbente es la obra de Peat y Rathi [83] (se asoció la heterogeneidad con la media del flujo). Es decir, investigaron la influencia del material absorbente y del flujo medio en las prestaciones acústicas de silenciadores por medio de un análisis tridimensional. En estas investigaciones se considera que el absorbente está expuesto directamente a los gases dentro del conducto y no considera ningún conducto perforado. En cambio, en los automóviles se coloca una pantalla perforada para proteger el material absorbente y reducir las pérdidas de presión estática en el silenciador

En el análisis del comportamiento acústico de silenciadores a altas frecuencias se produce una rápida variación de la distribución del campo de presiones por lo que se necesita un mallado más fino. Esto implica un aumento de los grados de libertad N y a su vez, un incremento del tiempo de cálculo en N^3 , que puede resultar en ocasiones prohibitivo. Para abordar este problema se desarrollaron dos técnicas que permiten realizar el análisis acústico con suficiente precisión hasta el rango de media frecuencia. La primera es el método variacional con formulación de Rayleigh-Ritz adaptable a geometrías de sección transversal axialmente uniformes y para el modo fundamental desarrollada por Cummings [28]. Y la segunda es la técnica de Colocación por Puntos, enfocada a geometrías con secciones transversales axialmente uniformes y que combina la obtención de valores propios mediante Elementos Finitos y un esquema de Ajuste Modal en puntos discretos implementada por Kirby [67, 70].

Se considera que el método de Elementos Finitos es una de las técnicas numéricas más utilizadas para el modelado y simulación de silenciadores y que la tendencia actual consiste en la automatización del proceso para centrarse en el estudio e interpretación de los resultados del problema [7]. Además, existen dos vías para la formulación en Elementos Finitos: formulación diferencial (método de residuos ponderados, como el método de Galerkin) y principio variacional (método variacional, como el método de Rayleigh-Ritz). Por lo que la implementación del método a un problema necesita de un procedimiento estandarizado [19].

3.2. ENFOQUE MATEMÁTICO

En este punto se va a desarrollar matemáticamente el método de elementos finitos utilizado en este trabajo basándose en el artículo “A finite element approach for the acoustic modelling of perforated dissipative mufflers with non-homogeneous properties” elaborado por A.G. Antebas, F.D. Denia, A.M. Pedrosa y F.J. Fuenmayor [120].

3.2.1. Formulación de elementos finitos

La figura muestra el silenciador disipativo perforado estudiado en este trabajo, que consiste en un conducto perforado rodeado por un material absorbente no homogéneo. Los subdominios de aire de la cámara central y el material absorbente se denotan por Ω_a y Ω_m , respectivamente. Además, Γ_a y Γ_m representan las superficies límites que se supone que satisfacen la condición límite de pared rígida, exceptuando las secciones de entrada y salida (Γ_i y Γ_0) y la superficie del conducto perforado Γ_p . La cámara central de aire se caracteriza por la densidad de ρ_0 y la velocidad del sonido c_0 , mientras que su superficie perforada es considerada por medio de la impedancia acústica \tilde{Z}_p . Para tener en cuenta las propiedades heterogéneas del material absorbente, el equivalente a la densidad de complejos $\rho_m(x)$ y velocidad del sonido $c_m(x)$ son dependientes de las coordenadas, lo que lleva a variaciones espaciales de $\tilde{Z}_p(x)$ también. Se proporcionan más detalles en los apartados 3.2.2 y 3.2.3.

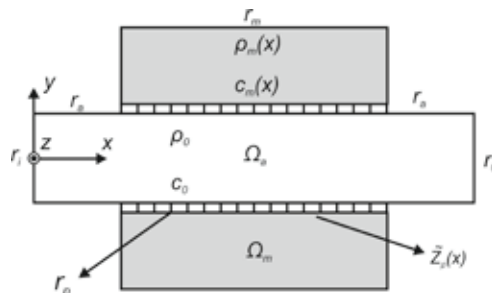


Figura 3.1. Esquema del silenciador disipador perforado con material absorbente heterogéneo.

Con la aplicación del método de elementos finitos a la ecuación de ondas se obtiene un sistema de ecuaciones algebraico cuya resolución permite calcular de manera aproximada los campos de presiones y velocidades acústicas. Por lo que se van a presentar las ecuaciones utilizadas.

La propagación de la onda en la cámara central de aire se rige por la conocida ecuación de Helmholtz o de ondas convectivas obtenida en el capítulo anterior:

$$\nabla^2 P_a + k_0^2 P_a = 0 \quad (3.1)$$

Donde ∇^2 es el operador “Laplaciano”, P_a es la presión acústica y k_0 es el número de onda en el aire. Siendo k_0 el cociente entre la frecuencia angular ω a la velocidad del sonido c_0 ($k_0 = \frac{\omega}{c_0}$).

Para el material absorbente heterogéneo, la propagación de la onda está definida por la ecuación,

$$\nabla \left(\frac{1}{\rho_m} \cdot \nabla P_m \right) + \frac{1}{\rho_m} \cdot k_m^2 \cdot P_m = 0 \quad (3.2)$$

donde $k_m = \frac{\omega}{c_m(x)}$ es el equivalente al número de onda complejo asociado con el material absorbente heterogéneo.

Al utilizar el método de elementos finitos, la presión acústica dentro del elemento e del silenciador se puede aproximar por funciones de prueba, lo que lleva a

$$P_a = \sum_{i=1}^{N_{npe}} N_i \cdot \tilde{P}_{a_i}^e = N \tilde{P}_a^e \quad (3.3)$$

$$P_m = \sum_{i=1}^{N_{npe}} N_i \cdot \tilde{P}_{m_i}^e = N \tilde{P}_m^e \quad (3.4)$$

donde $\tilde{P}_{a_i}^e$ y $\tilde{P}_{m_i}^e$ son las presiones nodales, N_i son las funciones de forma y N_{npe} es el número de nudos por elemento. Al aplicar el método de residuos ponderados en combinación con el enfoque de Galerkin [132], y después de usar el teorema de Green, el residuo ponderado asociado al subdominio Ω_a se puede escribir como:

$$\sum_{e=1}^{N_e^a} \left(\int_{\Omega_e^a} \nabla^T N \nabla N \cdot d\Omega - k_0^2 \int_{\Omega_e^a} N^T N \cdot d\Omega \right) \cdot \tilde{P}_a^e = \sum_{e=1}^{N_e^a} \int_{\Gamma_e^a} N^T \cdot \frac{\partial P_a}{\partial n} \cdot d\Gamma \quad (3.5)$$

y el residuo ponderado asociado al subdominio Ω_m es

$$\sum_{e=1}^{N_e^m} \left(\int_{\Omega_e^m} \nabla^T N \nabla N \cdot d\Omega - \int_{\Omega_e^m} \frac{k_m^2}{\rho_m} \cdot N^T N \cdot d\Omega \right) \cdot \tilde{P}_m^e = \sum_{e=1}^{N_e^m} \int_{\Gamma_e^m} \frac{1}{\rho_m} N^T \cdot \frac{\partial P_m}{\partial n} \cdot d\Gamma \quad (3.6)$$

donde N_e^a y N_e^m son el número de elementos finitos en el conducto central perforado y los subdominios en el material absorbente, respectivamente, y n es el vector unitario hacia el exterior.

A medida que la condición de pared rígida se satisface en el límite de $\Gamma_a - \Gamma_p - \Gamma_i - \Gamma_0$ el lado derecho de la integral de la ecuación (3.5) sólo tiene límite sobre el conducto perforado Γ_p y sobre las superficies de entrada y salida, denotadas por Γ_i y Γ_0 , respectivamente. Para evaluar la contribución de la frontera perforada Γ_p en la integral de superficie se debe tener en cuenta la relación que define la impedancia acústica del conducto perforado. Mediante el uso de la ecuación de Euler se puede expresar el gradiente de presión normal a la superficie perforada en el centro de la cámara de aire como:

$$\frac{\partial P_a}{\partial n} = -\rho_0 \frac{\partial U_{na}}{\partial t} = -j \cdot \rho_0 \cdot \omega \cdot U_{na} \quad (3.7)$$

Donde U_{na} es la velocidad acústica normal a las perforaciones en la superficie de interfase.

La impedancia acústica de la superficie perforada se define como el cociente del salto de presión acústica a través de los poros entre la velocidad acústica normal. Y se puede escribir como,

$$\tilde{Z}_p = \frac{P_a - P_m}{U_{na}} \quad (3.8)$$

Después de sustituir la ecuación (3.8) y en la ecuación (3.7), el gradiente de presión normal asociado con el conducto perforado en el conducto de aire central se expresa como

$$\frac{\partial P_a}{\partial n} = -j \cdot \rho_0 \cdot \omega \cdot \frac{P_a - P_m}{Z_p} \quad (3.9)$$

Introduciendo las ecuaciones (3.3) y (3.4) en la ecuación (3.9) se obtiene como resultado para el elemento e la siguiente expresión:

$$\frac{\partial P_a}{\partial n} = -j \cdot \rho_0 \cdot \omega \cdot \frac{NP_a^e - NP_m^e}{Z_p} \quad (3.10)$$

Un procedimiento similar se aplica para calcular el lado derecho de la ecuación integral (3.6). En este caso, se calcula sólo la contribución sobre la frontera perforada Γ_p . Al considerar la ecuación de Euler se obtiene que el gradiente de presión normal a la superficie perforada en el material absorbente heterogéneo se puede expresar como

$$\frac{\partial P_m}{\partial n} = -\rho_m \frac{\partial U_{n_m}}{\partial t} = -j \cdot \rho_m \cdot \omega \cdot U_{n_m} \quad (3.11)$$

donde U_{n_m} es la velocidad normal a la superficie de la interfase. Teniendo en cuenta la continuidad de la velocidad de las partículas normales y teniendo en cuenta que los vectores exteriores en la dirección normal a la interfase de ambas regiones son opuestas, la relación ($U_{n_d} = -U_{n_m}$) se satisface [69], lo que da como resultado:

$$\frac{\partial P_m}{\partial n} = j \cdot \rho_m \cdot \omega \cdot \frac{P_a - P_m}{Z_p} \quad (3.12)$$

Si se sustituye las soluciones de prueba expresadas por las ecuaciones (3.3) y (3.4) en la ecuación (3.12), se obtiene:

$$\frac{\partial P_m}{\partial n} = -j \cdot \rho_m \cdot \omega \cdot \frac{NP_a^e - NP_m^e}{Z_p} \quad (3.13)$$

Si se reemplaza el gradiente de presión normal de la ecuación (3.5) en la ecuación (3.10), se obtiene como resultado

$$\begin{aligned}
 & \sum_{e=1}^{N_e^a} \left(\int_{\Omega_a^e} \nabla^T N \nabla N \cdot d\Omega - k_0^2 \int_{\Omega_a^e} N^T N \cdot d\Omega \right) \cdot \tilde{P}_a^e \\
 &= \sum_{e=1}^{N_e^a} \int_{\Gamma_a^e \cap \Gamma_i} N^T \frac{\partial P_a}{\partial n} d\Gamma + \sum_{e=1}^{N_e^a} \int_{\Gamma_a^e \cap \Gamma_0} N^T \frac{\partial P_a}{\partial n} d\Gamma \\
 & - j \rho_0 \omega \sum_{e=1}^{N_e^a} \int_{\Gamma_a^e \cap \Gamma_p} \frac{1}{\tilde{Z}_p} N^T (N \tilde{P}_a^e - N \tilde{P}_m^e) d\Gamma \quad (3.14)
 \end{aligned}$$

donde la integrales sobre Γ_i y Γ_0 están asociadas con las condiciones habituales de excitación en el contorno [79] y la integral sobre Γ_p representa un termino de acoplamiento entre Ω_a y Ω_m .

Del mismo modo, después de sustituir la ecuación (3.13) en la ecuación (3.6), el valor residual ponderado relacionado con el subdominio de material absorbente heterogéneo se expresa como

$$\begin{aligned}
 & \sum_{e=1}^{N_e^m} \left(\int_{\Omega_m^e} \nabla^T N \nabla N \cdot d\Omega - \int_{\Omega_m^e} \frac{k_m^2}{\rho_m} \cdot N^T N \cdot d\Omega \right) \cdot \tilde{P}_m^e \\
 &= j \omega \sum_{e=1}^{N_e^m} \int_{\Gamma_m^e \cap \Gamma_p} \frac{1}{\tilde{Z}_p} N^T (N \tilde{P}_a^e - N \tilde{P}_m^e) d\Gamma \quad (3.15)
 \end{aligned}$$

Para obtener una forma más compacta de la ecuación (3.14), asociada al subdominio de la cámara central aérea, se han definido las siguientes matrices

$$K_a = \sum_{e=1}^{N_e^a} \int_{\Omega_a^e} \nabla^T N \nabla N \cdot d\Omega \quad (3.16)$$

$$M_a = \frac{1}{c_0^2} \sum_{e=1}^{N_e^a} \int_{\Omega_a^e} N^T N \cdot d\Omega \quad (3.17)$$

$$C_{aa} = \rho_0 \sum_{e=1}^{N_e^a} \int_{\Gamma_a^e \cap \Gamma_p} \frac{1}{\bar{Z}_p} N^T N d\Gamma \quad (3.18)$$

$$C_{am} = -\rho_0 \sum_{e=1}^{N_e^a} \int_{\Gamma_a^e \cap \Gamma_p} \frac{1}{\bar{Z}_p} N^T N d\Gamma \quad (3.19)$$

$$F_a = \sum_{e=1}^{N_e^a} \int_{\Gamma_a^e \cap \Gamma_p} N^T \frac{\partial P_a}{\partial n} d\Gamma + \sum_{e=1}^{N_e^a} \int_{\Gamma_a^e \cap \Gamma_0} N^T \frac{\partial P_a}{\partial n} d\Gamma \quad (3.20)$$

que conducen, después de algunas operaciones a

$$(K_a + j\omega C_{aa} - \omega^2 M_a) \tilde{P}_a + j\omega C_{am} \tilde{P}_m = F_a \quad (3.21)$$

Para la ecuación (3.15) se introduce la siguiente notación

$$K_m = \sum_{e=1}^{N_e^m} \int_{\Omega_m^e} \nabla^T N \nabla N \cdot d\Omega \quad (3.22)$$

$$M_m = \sum_{e=1}^{N_e^m} \int_{\Omega_m^e} \frac{1}{\rho_m} \frac{1}{c_m^2} \cdot N^T N \cdot d\Omega \quad (3.23)$$

$$C_{ma} = -\sum_{e=1}^{N_e^m} \int_{\Gamma_m^e \cap \Gamma_p} \frac{1}{\bar{Z}_p} N^T N d\Gamma \quad (3.24)$$

$$C_{mm} = \sum_{e=1}^{N_e^m} \int_{\Gamma_m^e \cap \Gamma_p} \frac{1}{\bar{Z}_p} N^T N d\Gamma \quad (3.25)$$

Ahora la ecuación (3.15) se puede expresar mediante la siguiente forma compacta

$$(K_m + j\omega C_{mm} - \omega^2 M_m) \tilde{P}_m + j\omega C_{ma} \tilde{P}_a = 0 \quad (3.26)$$

Se utiliza la integración por cuadratura Gaussiana para evaluar las ecuaciones integrales (3.16) – (3.19) y las ecuaciones (3.22) –

(3.25). Además, se debe prestar especial atención a incluir con precisión las variaciones espaciales de las propiedades heterogéneas ρ_m , c_m y \tilde{Z}_p .

Y por último, las ecuaciones (3.21) y (3.26) se pueden escribir en forma matricial como

$$\left(\begin{bmatrix} K_a & 0 \\ 0 & K_a \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} C_{aa} & C_{am} \\ C_{ma} & C_{mm} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_a & 0 \\ 0 & M_m \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \tilde{P}_a \\ \tilde{P}_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_a \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.27)$$

El sistema final de ecuaciones se puede resolver para un campo de presiones una vez que se han aplicado las presiones indicadas.

Finalmente, una vez se ha resuelto la ecuación (3.27) se puede utilizar la pérdida de transmisión acústica (TL) para estudiar el comportamiento acústico de los silenciadores disipativos. Este parámetro se define como la diferencia entre la potencia sonora incidente en un silenciador y la potencia sonora transmitida aguas abajo considerando una terminación anecoica y se puede calcular por

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \frac{P_{inc}}{P_{trans}} \quad (3.28)$$

donde P_{inc} y P_{trans} son las presiones incidentes y de transmisión, respectivamente.

3.2.2. Velocidad del sonido

La velocidad del sonido [121] ha sido determinada experimentalmente en gran número de gases por procedimientos directos e indirectos. Los directos consisten en medir el tiempo que tarda el sonido en recorrer una distancia conocida y los indirectos se basan en determinar la longitud de onda y el periodo, deduciendo la velocidad de propagación con la ecuación [26]:

$$V = \frac{\lambda}{T} \quad (3.29)$$



Las primeras experiencias fueron realizadas en el aire; en la región parisina se hicieron mediciones en 1783 y 1822, al aire libre [121], disparando un cañón situado en una estación geodésica y deduciendo el tiempo empleado por el sonido en llegar a otra estación por la medición del tiempo transcurrido entre la percepción visual del fogonazo y la percepción auditiva del estampido. Se elimina la influencia del viento disparando los cañones desde ambas estaciones, alternativamente. Regnault mejoró estos métodos empleando procedimientos de registro para medir el tiempo.

Regnault midió la velocidad en el aire dentro de los tubos colocados en las calles de París para conducciones de agua y de gas, apreciando el tiempo que un disparo de pistola tardaba en llegar a uno de los extremos del tubo.

De éstas y otras experiencias posteriores, se ha obtenido para la velocidad de propagación del sonido en el aire seco a 0°C, el valor medio de 330,5m/s, resultando también que esta velocidad aumenta aproximadamente en 55cm/s por cada grado centígrado de elevación de la temperatura.

Entre los métodos indirectos para medir la velocidad del sonido, se encuentra el de Kundt, que permite la determinación relativa de la velocidad en distintos gases, y en distintas condiciones de temperatura, grado higrométrico, etc.

La velocidad en un medio líquido indefinido, se midió directamente para el agua en las clásicas experiencias de Colladon y Sturn, que midieron el tiempo empleado por el sonido de una campana en recorrer un determinado trayecto en el lago de Ginebra, encontrando una velocidad de 1.485m/s a 8°C; la velocidad de propagación en el agua del mar a 15°C, de los ultrasonidos resulta ser de 1.504m/s.

La determinación experimental de la velocidad de propagación del sonido en los sólidos, ofrece poca precisión, siendo más apropiada la determinación indirecta mediante la expresión

$$V = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3.30)$$

Siendo E el módulo de Young y ρ la densidad del sólido. De las medidas realizadas en distintos tipos de terrenos, se obtienen resultados que van desde 6.000m/s para las rocas compactas hasta 2.000m/s para tierras blandas.

Propagándose el sonido por ondas longitudinales que se pueden considerar planas a suficiente distancia del foco emisor, su velocidad teórica en un medio compresible viene dado por la expresión anterior. Newton supuso que las compresiones y dilataciones producidas por la onda en el aire, se producían a temperatura constante, y por tanto Q era el módulo de compresibilidad isotérmica que, admitiendo que se trate de un gas perfecto es:

$$Q_T = -V \left[\frac{\partial p}{\partial v} \right]_T = V \frac{pV}{V^2} = p \quad (3.31)$$

Y, en consecuencia, la expresión encontrada por Newton para la velocidad era:

$$V = \sqrt{\frac{p}{\rho}} \quad (3.32)$$

Que para condiciones normales ($p_0=10135$ pascales; $\rho_0=1293\text{kg/cm}^3$) resulta: $V=289\text{m/s}$, en evidente desacuerdo con los resultados experimentales.

Laplace dio la explicación de esta discrepancia, pues la transformación isoterma exige que el calor desarrollado en los puntos en que hay compresión se transmita a los inmediatos donde hay dilatación, y éste proceso necesita cierto tiempo para la transmisión del calor, cuando en realidad las compresiones y dilataciones que acompañan a la propagación del sonido son tan rápidas que necesariamente han de ser adiabáticas. El módulo de compresibilidad adiabática para un gas perfecto es:

$$Q_A = -v \left[\frac{\partial p}{\partial v} \right]_A = \gamma \cdot p = \gamma \cdot Q_T \implies V = \sqrt{\frac{\gamma \cdot p}{\rho}} \quad (3.33)$$

Que para el aire seco ($\gamma = 1,402$) en condiciones normales resulta: $V=331,4$ m/s, cuya concordancia con las medidas experimentales es todo

lo buena que podía esperarse, teniendo en cuenta que el aire no es un gas perfecto y que por lo tanto el valor de γ es aproximado.

De la ecuación de los gases perfectos para un mol: $\frac{p}{\rho} = \frac{RT}{M}$, y de la expresión anterior, se obtiene:

$$V = \sqrt{\frac{\gamma \cdot R \cdot T}{M}} \quad (3.34)$$

Que expresa que la velocidad del sonido en un gas es independiente de su presión directamente proporcional a la raíz cuadrada de su temperatura absoluta. Esta variación está comprobada experimentalmente para presiones próximas a la presión atmosférica normal y temperaturas hasta 1000°C. Para bajas temperaturas y elevadas presiones, sólo pueden comprobarse con la misma limitación con que pueda asimilarse el aire a un gas perfecto.

La expresión anterior puede escribirse, teniendo en cuenta que la velocidad de propagación es:

$$V = \sqrt{\frac{\gamma \cdot R \cdot T}{M}} \implies V = V_0 \sqrt{\frac{T}{T_0}} = V_0 \sqrt{1 + \alpha \cdot t} \quad (3.35)$$

Para $t=20^\circ\text{C}$, con $V_0 = 331 \text{ m/s}$. Se obtiene: $V = 331 \sqrt{\frac{293}{273}} = 342.9$ resultando una variación media entre 0°C y 20°C de: $\frac{342.9-331}{20} \approx 0.60 \frac{\text{m}}{\text{s}^\circ\text{C}}$

En este intervalo se tiene, aproximadamente:

$$\begin{aligned} V &= V_0 \sqrt{1 + \alpha \cdot t} \approx V_0 \left[1 + \frac{\alpha \cdot t}{2} \right] \implies \frac{dV}{dt} = \frac{V_0 \cdot \alpha}{2} = \frac{331}{273 \cdot 2} \\ &= 0.61 \frac{\text{m}}{\text{s}^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

Pudiendo expresarse la velocidad del sonido en el aire en M/s en función de la temperatura en grados centígrados por: $V = 330.5 + 0.6 \cdot t$

Para gases distintos a 0°C , la expresión de Laplace:

$$V_0 = \sqrt{\frac{\gamma \cdot \rho_0}{p_0}} = \sqrt{\frac{\gamma \cdot R \cdot T_0}{M}} \quad (3.36)$$

Establece que, para el mismo exponente adiabático γ , la velocidad del sonido es inversamente proporcional a la raíz cuadrada de su densidad ρ_0 , y por consiguiente a la raíz cuadrada de su masa molecular M , consecuencia bastante de acuerdo con las medidas directas. Para el hidrógeno resulta ser $V_0 = 1.258 \text{ m/s}$. Hay que advertir que en la expresión de Laplace no se tiene en cuenta el estado higrométrico.

En cuanto a los líquidos, por ser mucho menos compresibles que los gases, el módulo de compresibilidad Q es mucho mayor, pero también lo es su densidad ρ , resultando que la relación Q/ρ sólo es del orden de diez veces mayor en los líquidos que en los gases. La expresión aplicable es también la de Laplace, que en el agua a 8°C , da $V = 1.450 \text{ m/s}$, que es, muy aproximadamente, el resultado obtenido en las experiencias de Colladon y Sturn.

3.2.3. Propiedades heterogéneas acústicas del material absorbente

El comportamiento acústico de los materiales absorbentes considerado en la literatura puede ser descrito por la impedancia característica equivalente $Z_m = \rho_m c_m$ y número de onda $k_m = \frac{\omega}{c_m}$.

Estas propiedades dependen de la frecuencia compleja y por lo general tienen un valor constante desde un punto de vista espacial en todo el dominio material fibroso, suponiendo un constante flujo de aire homogéneo o de resistividad R [37, 98, 134].

Como se ha visto, la velocidad del sonido en el aire depende de la temperatura de la siguiente manera [133]:

$$V = \sqrt{\frac{\gamma \cdot R \cdot T}{M}} \xrightarrow{\text{en nuestro caso}} c_0 = \sqrt{\frac{\gamma_{\text{air}} \cdot R_{\text{air}} \cdot T}{P_m}} = \sqrt{\frac{\gamma_{\text{air}} \cdot R_{\text{air}} \cdot (\text{Temp} + 273.15)}{P_m}} \quad (3.37)$$

donde Temp la temperatura a la que se quiere obtener la velocidad en grados Celsius ($^{\circ}\text{C}$); γ_{air} es el módulo de compresibilidad adiabática para un gas perfecto (constante adimensional gases biatómicos) que vale 1.402; R es la Constante universal de los gases ideales y su valor es $0,082 \text{ atm} \cdot \text{L}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ y P_m es la masa molecular del gas que vale $0,02897 \text{ kg/mol}$.

La densidad en el aire también varía con la temperatura. Esta variación la se obtiene de la ecuación de los gases perfectos para un mol:

$$PV = RT \Rightarrow MPV = MRT \Rightarrow MP = \frac{M}{V}RT \Rightarrow \frac{MP}{RT} = \frac{M}{V} = \rho \xrightarrow{\text{en nuestro caso}} \rho_0 = P_m \frac{P_{atm}}{R_{air} \cdot (Temp + 273.15)} \quad (3.38)$$

donde P_{atm} , es la presión atmosférica media que vale 101325Pa .

La relación entre la temperatura y la viscosidad dinámica $\mu(N \text{ s}/m^2)$ de un gas ideal la determina la ecuación Sutherland. Esta ecuación está basada en la teoría cinética de los gases ideales y el potencial de la fuerza intermolecular. Esta ecuación es la más utilizada ya que da resultados con mucha aproximación en un gran rango de temperaturas. La ecuación de Sutherland se puede expresar como:

$$\mu = \mu_{ref} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{3/2} \frac{T_{ref} + S}{T + S} \quad (3.39)$$

donde T_{ref} es la temperatura de referencia; μ_{ref} es la viscosidad a T_{ref} , S es constante de la temperatura de Sutherland que para el aire es 111 K .

En muchos autores, y en nuestra investigación, se va a utilizar la siguiente forma:

$$\mu = \frac{C_1 T^{3/2}}{T + S} \quad (3.40)$$

donde la constante C_1 se refiere a:

$$C_1 = \frac{\mu_{ref}}{T_{ref}^{3/2}} (T_{ref} + S) \quad (3.41)$$

La constante C_1 se expresa en $\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot \sqrt{\text{K}}}$ y para el aire es $1.458 \cdot 10^{-6}$.

Se relaciona la resistividad con la temperatura a través de la variación de la viscosidad con la temperatura utilizando la expresión:

$$R_T = \frac{R_0}{\mu_0} \mu_T \quad (3.42)$$

Donde R_0 , es la resistividad a la temperatura de referencia (15°C) que para nuestra investigación será 1000 rayl/m o 8964 rayl/m; μ_0 es la viscosidad a T_{ref} ; μ_T es la viscosidad a la temperatura deseada T; R_T es la resistividad a la temperatura deseada T.

A pesar de que la temperatura por lo general se supone que es constante en la bibliografía, existen heterogeneidades fuertes debidas a la variación de temperatura y se pueden encontrar en todas aplicaciones prácticas. Durante el proceso de funcionamiento del silenciador se produce una variación real de temperatura en la cámara del silenciador y hay más temperatura en la entrada del aire al silenciador que a la salida. Esta variación de temperatura provoca un cambio en la resistividad del material absorbente. En esta investigación se utiliza con la intención de simular la variación de temperatura a lo largo de la dirección axial del silenciador para el modelo no segmentado una función lineal que depende de la coordenada x de la siguiente manera: $T(x) = T_e - \frac{\Delta T}{L} \cdot x$ (3.43). Donde T_e es la temperatura al inicio de la cámara de expansión, L es la longitud de la cámara de expansión y ΔT es el incremento de temperatura. Esta ecuación se utiliza junto con la ecuación (3.42) para analizar el efecto de la temperatura sobre la resistividad en función de la posición en x ($R(x)$) y sobre la atenuación acústica.

Considerando que la resistividad varia con la temperatura $R(x)$ y una versión modificada de los modelos homogéneos estudiados anteriormente [34, 96, 98, 134] se obtiene la impedancia característica compleja y número de onda complejo que se describen a continuación.

Impedancia del material adimensionalizada, es decir, dividida por $Z_0 = \rho_0 c_0$

$$\frac{Z_m(x)}{Z_0} = \left[\left(1 + 0.09534 \left(\frac{fp_0}{R(x)} \right)^{-0.754} \right) + j \left(-0.08504 \left(\frac{fp_0}{R(x)} \right)^{-0.732} \right) \right] \quad (3.44)$$

Número de onda adimensionalizada, es decir, dividida por $k_0 = f/c_0$:

$$\frac{k_m(x)}{k_0} = \left[\left(1 + 0.16 \left(\frac{fp_0}{R(x)} \right)^{-0.577} \right) + j \left(-0.18897 \left(\frac{fp_0}{R(x)} \right)^{-0.595} \right) \right] \quad (3.45)$$

Con $Z_0 = \rho_0 c_0$ es la impedancia característica del aire i f es la frecuencia. Por lo tanto, la introducción de variaciones espaciales en la temperatura lleva finalmente a la heterogeneidad asociada con R , Z_m , k_m .

3.2.4. Impedancia acústica del conducto perforado

Como se demostró en el trabajo de Kirby y Cummings [68], la impedancia acústica del conducto perforado en la presencia de material absorbente homogéneo depende en gran medida de las propiedades acústicas del medio disipativo fibroso y de la porosidad. En esta investigación, la impedancia equivalente Z_m y el número de onda k_m se son dependientes y por lo tanto, la expresión utilizada en trabajos anteriores para la impedancia acústica del tubo perforado, se ha redefinido aquí para introducir la heterogeneidad del material absorbente, obteniendo

$$\tilde{Z}_p(x) = Z_0 \frac{\left(0.006 + j k_0 \left(t_p + 0.425 d_h \left(1 + \frac{Z_m(x) k_m(x)}{Z_0 k_0} \right) F(\sigma) \right) \right)}{\sigma} \quad (3.46)$$

donde d_h denota el diámetro del agujero, t_p el grosor del tubo, σ la porosidad, y $F(\sigma)$ un factor que toma en cuenta la interacción entre los agujeros. En este caso, $F(\sigma)$ se obtiene como el valor medio de las correcciones de Ingard y Fok, que se denotan como $F_I(\sigma)$ y $F_F(\sigma)$, respectivamente. La función de Ingard está dada por:

$$F_I(\sigma) = 1 - 0.7\sqrt{\sigma} \quad (3.47) \text{ Expresión de Ingard}$$

$$F_F(\sigma) = 1 - 1.41\sqrt{\sigma} + 0.34(\sqrt{\sigma})^3 + 0.07(\sqrt{\sigma})^5 \quad (3.48)$$

$$F(\sigma) = \frac{F_I(\sigma) + F_F(\sigma)}{2} \quad (3.49)$$

3.2.5. Método de segmentación (Sysnoise)

En este trabajo se valida un modelo segmentado para analizar el efecto de la temperatura sobre la resistividad y sobre la atenuación acústica. Para ello se compara los resultados obtenidos por el procedimiento de no segmentado y con los obtenidos por el modelo segmentado. Como se puede observar en la Figura 3.2, en este método el material absorbente heterogéneo se divide en regiones N , con longitudes $L_1, L_2, L_3, \dots, L_N$ y con su correspondiente temperatura homogénea para ser evaluados en cada región. La temperatura y la densidad media para cada región se obtienen de la siguiente manera:

$$\tilde{T}_{cj} = \frac{T_{cj} + T_{cj+1}}{2} \quad \text{para } j = 1, 2, \dots, N \quad (3.50)$$

$$\tilde{\rho}_{cj} = \frac{\rho_{cj} + \rho_{cj+1}}{2} \quad \text{para } j = 1, 2, \dots, N \quad (3.51)$$

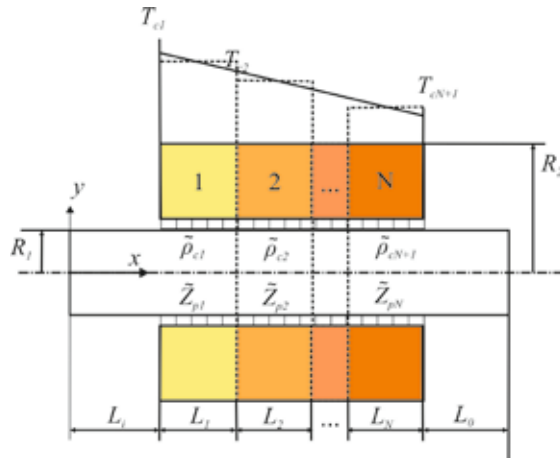


Figura 3.2. Esbozo de un silenciador disipativo perforado con material absorbente heterogéneo asociado al modelo de segmentación.

Se evalúan en cada región j la resistividad (3.42), la densidad equivalente compleja ρ_{mj} (3.44), la velocidad del sonido c_{mj} (3.45) y la impedancia del material adimensionalizada \tilde{Z}_{pj} (3.46) y utilizando elementos finitos se resuelve el problema en cada región. Todos los cálculos del modelo de segmentación se han llevado a cabo por el programa Sysnoise.



Capítulo 4

MÉTODO DE TRABAJO



4.1. INTRODUCCIÓN

En esta sección se detallan las características geométricas de los silenciadores, de los materiales absorbentes y del tubo perforado que se sitúan en el interior de la cámara.

Además, como la forma más eficiente y sencilla para implementar MEF es a través de un software, se describen de forma detallada los pasos a seguir en el modelado de los silenciadores así como el esquema general que se va a utilizar para resolver el problema acústico con el apoyo de programas informáticos comerciales.

4.2. SECUENCIA DE TRABAJO

En este punto se detalla la metodología y los pasos a seguir en el proceso de modelado y en el post-proceso de los resultados obtenidos. De esta manera se define la función y las operaciones que realiza cada uno de los diferentes programas que intervienen en el proceso. También se debe destacar que cuando se usa el programa Sysnoise la fase de simulación se realiza en una estación de trabajo y el resto de operaciones se realiza desde el ordenador (PC). Por lo que se deben pasar los ficheros a una estación de trabajo para realizar los cálculos.

Para cada uno de los programas de simulación se expone de forma concisa la secuencia de tareas seguidas y los programas utilizados a través de las figuras 4.1, 4.2 y 4.3.

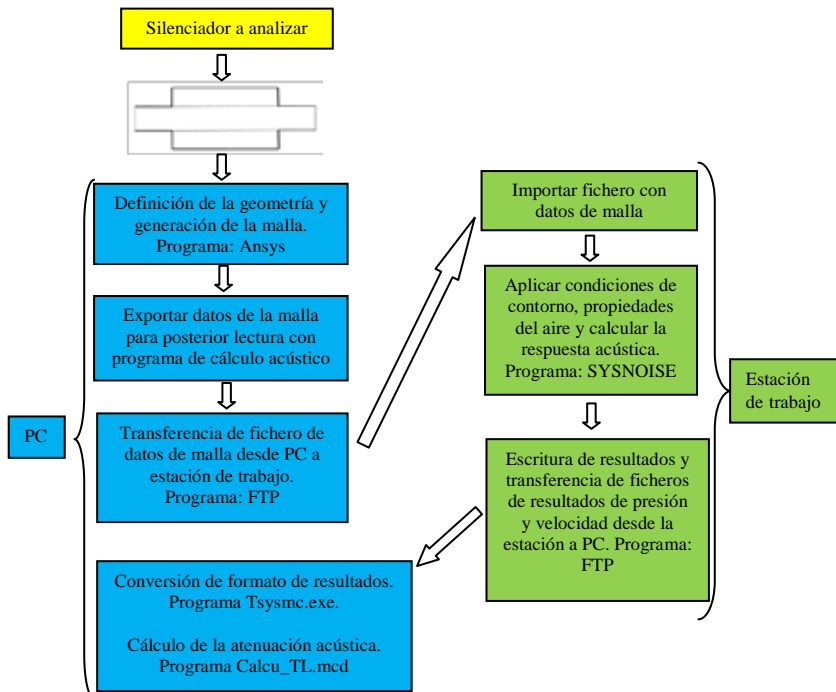


Figura 4.1. Diagrama de la metodología de trabajo para el cálculo acústico de silenciadores de escape mediante elementos finitos con el programa Sysnoise.

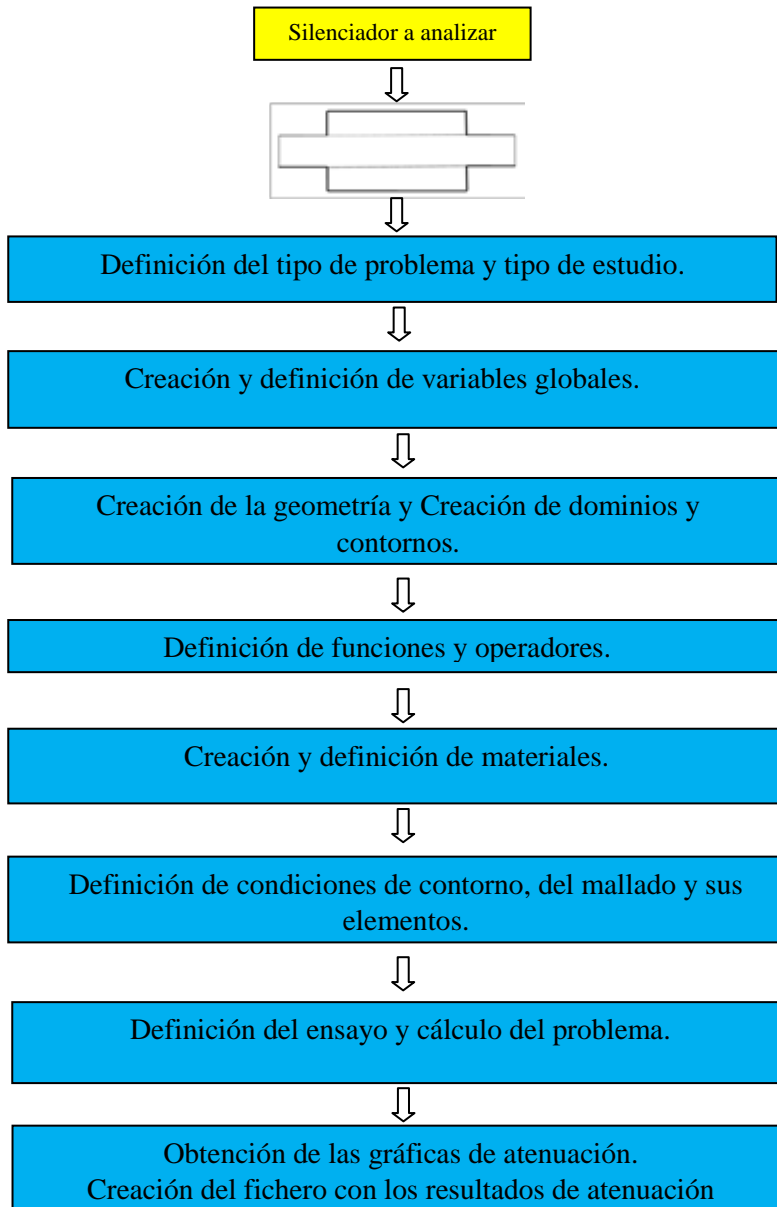


Figura 4.2. Diagrama de la metodología de trabajo para el cálculo acústico de silenciadores de escape mediante elementos finitos con el programa Comsol Multiphysics.

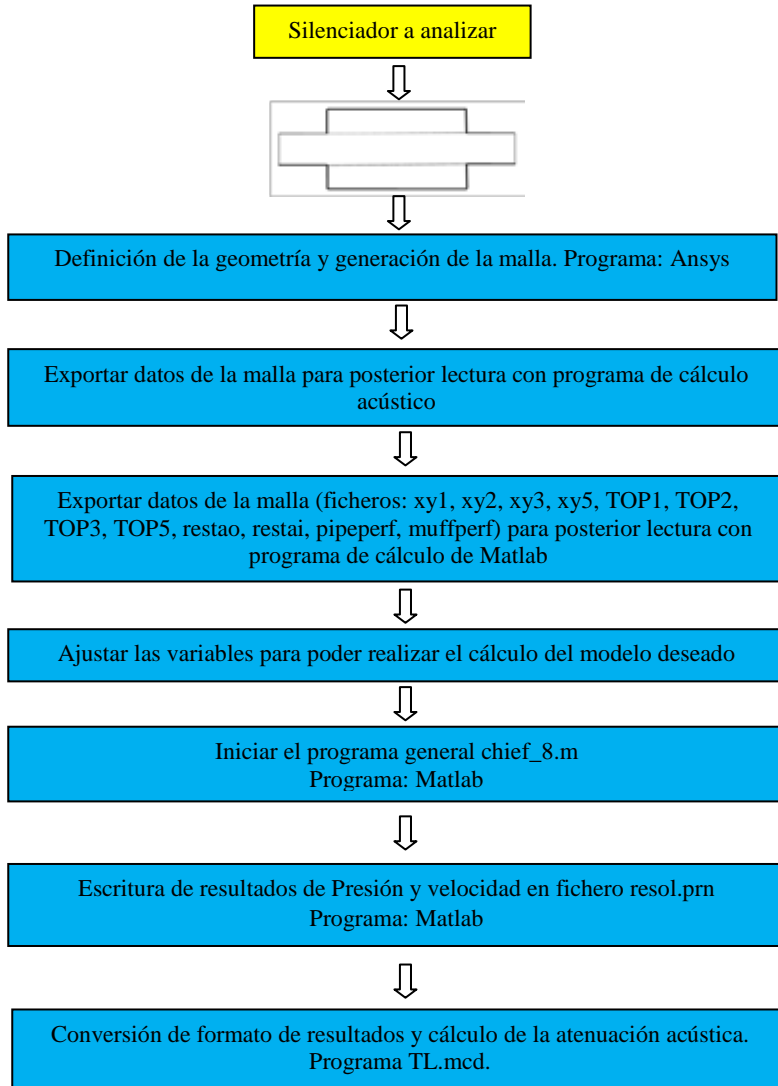


Figura 4.3. Diagrama de la metodología de trabajo para el cálculo acústico de silenciadores de escape mediante elementos finitos con el programa Matlab.

En las siguientes secciones se describen de forma detallada la definición del problema y la implementación en el ordenador.

4.3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

4.3.1. Tipología geométrica

Para que la descripción sea más sencilla, se va a analizar el comportamiento de dos tipologías de silenciadores específicos: una cámara de expansión con una geometría larga y una cámara de expansión con una geometría que se considera corta. Por lo que se considera un problema con simetría de revolución (axisimétrico) y que por tanto se modela en dos dimensiones. En todas las figuras que muestran una tipología de silenciador se considerará la entrada de aire a la izquierda y la salida se situará en la parte derecha.

Las tipologías de silenciadores sobre las que se va a realizar el cálculo mediante MEF en los capítulos 5, 6 y 7 son:

- Silenciador con geometría corta: Silenciador axisimétrico con cámara de expansión concéntrica de longitud pequeña (0,1 m) y con cámara disipativa de material absorbente.

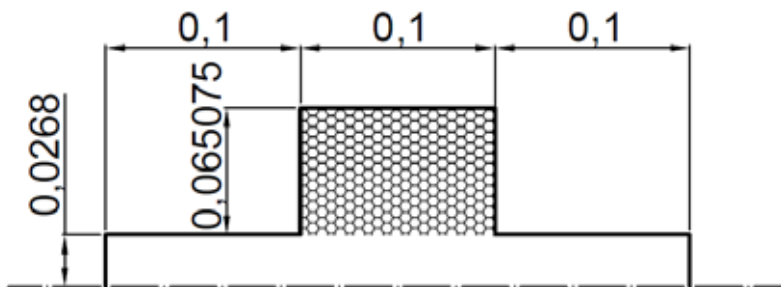


Figura 4.4. Esquema de un silenciador con geometría corta.

- Silenciador con geometría larga: Silenciador axisimétrico con cámara de expansión concéntrica de longitud grande (0.3 m) y con cámara disipativa de material absorbente.

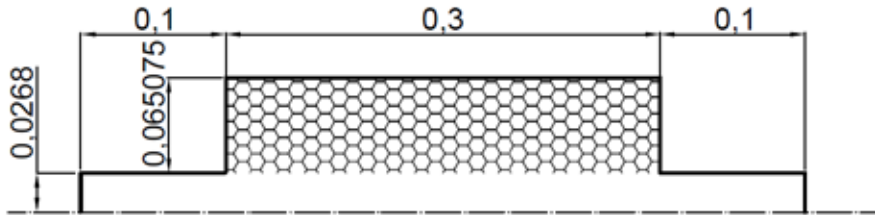


Figura 4.5. Esquema de un silenciador con geometría larga.

Asimismo, con el fin de ver la influencia de la longitud de la cámara, se realizarán los mismos cálculos cambiando las propiedades del material absorbente para cada geometría y añadiendo un conducto perforado.

4.3.2. Tipología asumiendo un conducto concéntrico perforado

Se procede a explicar las configuraciones necesarias para poder comparar los resultados de los silenciadores con material absorbente con los silenciadores con material absorbente y con un conducto concéntrico perforado.

Se define como superficie perforada aquella superficie que tiene dispuestos uniformemente una serie de agujeros que la atraviesan de lado a lado de forma que:

- El tamaño de los agujeros está entre: 2 y 3mm de diámetro.
- La porosidad es del orden del: 5-20%

Entendiendo como porosidad el cociente entre el sumatorio de las áreas de cada agujero y el área correspondiente a la superficie total.

Por lo tanto, en este trabajo se va a considerar la superficie perforada con las siguientes características:

- El tamaño de los agujeros es de 3.5 mm.
- La porosidad es el 11%.
- El espesor del tubo es 0.001.

Para hacer más inteligible el problema se muestran las configuraciones anteriores pero añadiendo el conducto perforado.

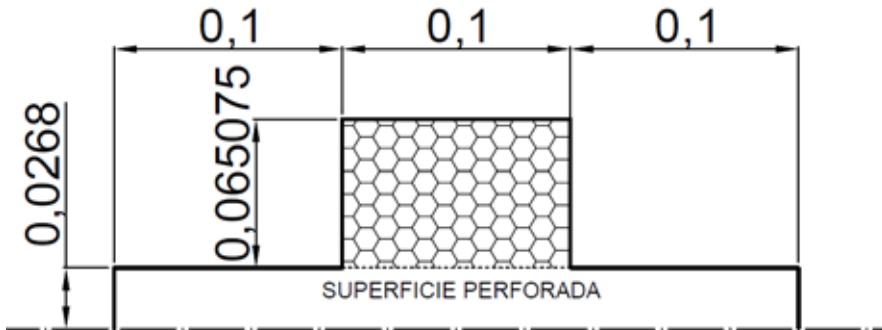


Figura 4.6. Esquema de un silenciador con geometría corta y con conducto concéntrico perforado.

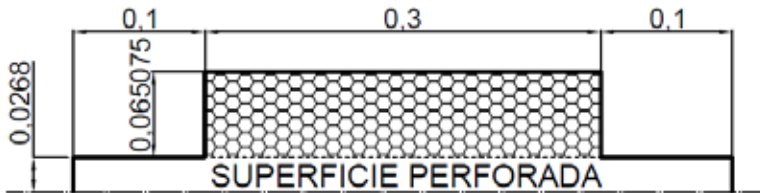


Figura 4.7. Esquema de un silenciador con geometría larga y con conducto concéntrico perforado.

4.3.3. Tipología asumiendo el cambio de temperatura utilizando un modelo de segmentación.

Para poder simular el efecto de la temperatura usando el programa Sysnoise se debe utilizar un método de segmentación del problema. Este método consiste en dividir en zonas el problema, de manera que se simplifique el cálculo al tener el problema definido por otros más pequeños. En este trabajo se va a dividir en zonas de dependiendo de la temperatura de la siguiente manera:

$$\tilde{T}_{cj} = \frac{T_{cj} + T_{cj+1}}{2} \quad \text{para } j = 1, 2, \dots, N \quad (3.49)$$

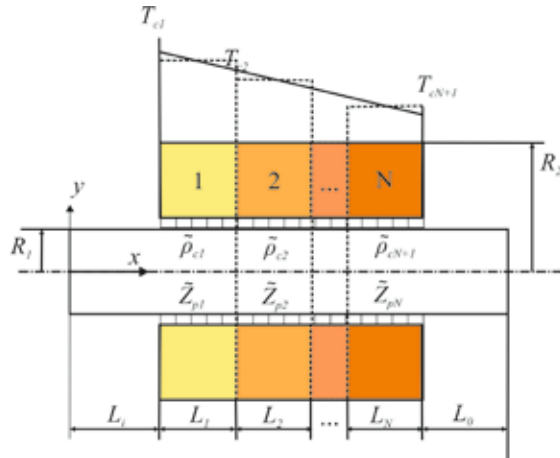


Figura 4.8. Esquema de un silenciador disipativo con gradiente de temperaturas utilizando el método de segmentación.

Con este modelo se pretende analizar el efecto que produce la temperatura en la atenuación de las dos tipologías anteriores y considerando el efecto de un tubo perforado.

En este trabajo se analiza el efecto que produce la temperatura en dos materiales absorbentes con resistividad diferente (1000 rayl/m y 4896 rayl/m). Por lo que, para simular el efecto de la variación de temperatura en el material absorbente, el modelo segmentado propone dividir el absorbente en dos regiones o zonas a diferente temperatura. De esta manera cada región tendrá diferente temperatura y diferente resistividad. Es decir, en cada región se cambia la resistividad del material para simular el efecto provocado por la temperatura. Esto se considera un problema más completo en cuanto a resolución e introducción de datos.

Se procede a mostrar las diferentes configuraciones añadiendo a las tipologías anteriores el modelado por regiones utilizado para simular el efecto de la temperatura en el material absorbente.

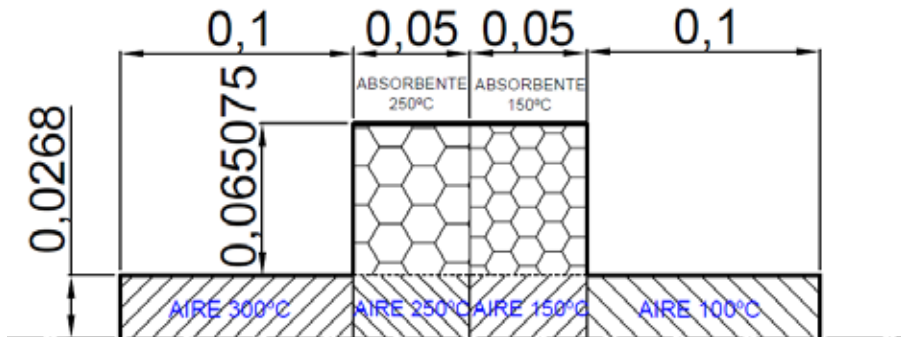


Figura 4.9. Esquema de un silenciador con geometría corta, con conducto concéntrico perforado y considerando las zonas a diferente temperatura.

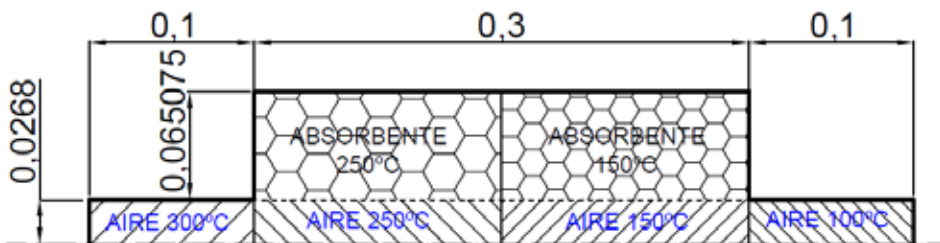


Figura 4.10. Esquema de un silenciador con geometría larga, con conducto concéntrico perforado y considerando las zonas a diferente temperatura.

En la simulación para cada zona diferente se ha considerado diferentes valores para la resistividad y para las propiedades del aire:

Para un material absorbente de 1000 rayl/m de resistividad se han considerado los siguientes valores:

Temperatura (°C)	Resistividad (rayl/m)
15 °C	1000 rayl/m
150°C	1329 rayl/m
250°C	1539 rayl/m
300°C	1636 rayl/m

Tabla 4.1. Características de material absorbente con resistividad 1000 rayl/m a diferentes temperaturas.

Para un material absorbente de 4896 rayl/m de resistividad se han considerado los siguientes valores:

Temperatura (°C)	Resistividad (rayl/m)
15 °C	4896 rayl/m
150°C	6508 rayl/m
250°C	7535 rayl/m
300°C	8008 rayl/m

Tabla 4.2. Características de material absorbente con resistividad 4896 rayl/m a diferentes temperaturas.

Las características del aire a diferentes temperaturas son:

Temperatura (°C)	Velocidad (m/s)	Densidad (kg/m ³)
100	387.201	0.946
150	412.327	0.836
250	458.467	0.675
300	479.876	0.616

Tabla 4.3. Características del aire a diferente temperatura.

4.3.4. Tipología asumiendo el cambio de temperatura utilizando un modelo no segmentado.

En los cálculos realizados por el programa Matlab se simula un silenciador con las geometrías descritas anteriormente y considerando que en el interior de la cámara hay sólo material absorbente o que hay material absorbente junto con un conducto concéntrico perforado. Para esta simulación se considera en modelo no segmentado y un gradiente de temperatura axial. Es decir, un modelo en el que la temperatura, la densidad y la velocidad del sonido dependen de la posición donde esté el punto ($T(x)$, $\rho(x)$, $c(x)$). Como se puede ver en la siguiente figura.

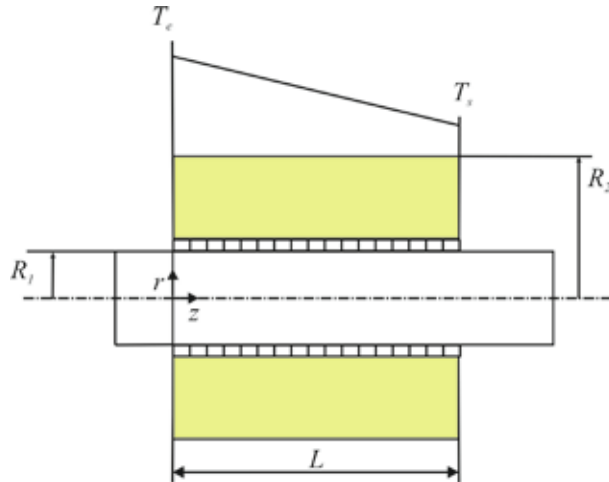


Figura 4.11. Esquema de un silenciador disipativo con gradiente de temperaturas en un modelo no segmentado donde las propiedades dependen del punto donde se sitúen.

En este trabajo se supone una interpolación lineal de la temperatura en la dirección de propagación de la onda sonora determinada por la ecuación (3.43) del capítulo anterior: $T(x) = T_e - \frac{\Delta T}{L} \cdot x$

4.3.5. Tipología asumiendo sólo variación del gradiente de temperaturas

Se va a analizar la influencia que tiene el gradiente de temperatura sobre las propiedades del material absorbente dentro de la cámara. Para analizar sólo el efecto del gradiente de temperatura axial se debe anular el efecto producido por la temperatura media. Para ello se van a simular las geometrías utilizadas en este trabajo considerando siempre la temperatura media del silenciador 250°C, pero modificando los valores de la temperatura en la entrada y salida del silenciador. Esto permite obtener diferentes gradientes de temperatura. En la siguiente tabla se presentan las hipótesis de estudio:

	T entrada	T salida	ΔT	T media
Hipótesis 1	300°C	200°C	100°C	250°C
Hipótesis 2	350°C	150°C	200°C	250°C
Hipótesis 3	400°C	100°C	300°C	250°C

Tabla 4.4. Tabla resumen de las hipótesis para simular el gradiente de temperatura.



4.4. IMPLEMENTACIÓN POR ORDENADOR

En este trabajo para el cálculo acústico de silenciadores mediante elementos finitos se utilizarán tres programas de simulación y modelado acústico distintos: Sysnoise, Matlab y Comsol.

Estos tres programas consiguen realizar el proceso de simulación y análisis mediante el MEF. Pero el programa Sysnoise se ha vuelto obsoleto y difícil de integrar en los sistemas operativos actuales tras su incorporación a LMS Virtual.Lab. Así pues, en este TFM se pretenden dos objetivos, por un lado se analizará el efecto de la temperatura en el material absorbente y por otro lado se realizará una comparación de los resultados obtenidos con ambos programas con el fin de valorar la eficacia de Comsol como software sustituto de Sysnoise.

Como se ha visto en el punto 4.2 para poder implementar el software computacional del MEF se llevan a cabo tres fases: pre-procesado, procesado y post-procesado de los resultados.

4.4.1. Pre-procesado

En esta fase se procede a introducir los parámetros de entrada del problema para el software. Entre estos parámetros de entrada del problema cabe destacar: geometría del sistema, sistemas de coordenadas, condiciones de contorno, propiedades físicas y el mallado deseado. En este trabajo se realiza usando el programa Ansys para los programas Sysnoise y Matlab y directamente en el programa Comsol.

- Geometría del sistema y sistema de coordenadas:

Se generará la forma geométrica del silenciador utilizando interfases de tipo CAD. Además, para poder referenciar el problema se definirán los ejes de coordenadas. En nuestro caso, se utilizará un eje de referencia 2D-axisimétrico de coordenadas x,y.

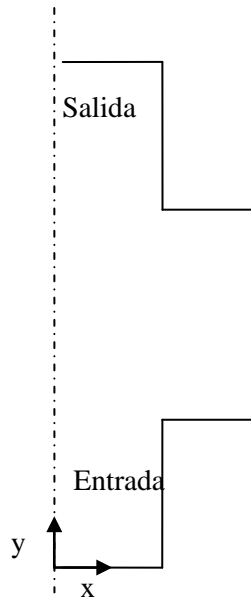


Figura 4.12. Definición de los ejes globales del sistema.

- Condiciones de contorno y propiedades físicas

Una vez definida la geometría se aplican las condiciones de contorno y se definirán las propiedades y los materiales de cada uno de los objetos que componen el silenciador.

- Mallado

Finalmente se elige el tipo y el tamaño de los elementos finitos en los que se dividirá la geometría del silenciador. Este paso es muy importante ya que del tamaño del elemento elegido depende la eficiencia y la exactitud de MEF.



4.4.2. Procesado

Consiste en obtener la solución del sistema de ecuaciones por medio de la aplicación de métodos iterativos. En este paso es donde se generan las funciones de forma, se calcula las matrices de cada elemento finito, se ensamblan y se utilizan las condiciones de contorno introducidas en la etapa anterior. Cabe destacar que para el programa Sysnoise se realiza en la estación de trabajo.

4.4.3. Post-procesado

Una vez obtenida la solución, el software computacional permitirá la representación de los resultados de las variables fundamentales y en algún caso el cálculo de variables secundarias. También la creación de ficheros con el resultado de la atenuación sonora para poderlos analizar utilizando programas matemáticos. En esta fase es esencial el análisis de los datos obtenidos para verificar la validez de la solución calculada.



Capítulo 5

MEF EN SYSNOISE

5.1. INTRODUCCIÓN

En los capítulos anteriores se han explicado las particularidades geométricas de los silenciadores y los fundamentos del método de los elementos finitos (MEF) para la ecuación de ondas. Por lo que se van a utilizar estos conocimientos para realizar una simulación acústica de los silenciadores con el programa Sysnoise para así poder estudiar su atenuación.

Antes de utilizar el programa Sysnoise se utiliza el programa Ansys en el pre-procesado para generar la configuración geometría y el mallado. Por esto en este capítulo se pretende mostrar cómo se realiza el pre-procesado con Ansys, el procesado con Sysnoise y de detallar cómo se hace la transferencia de datos entre los diferentes programas.

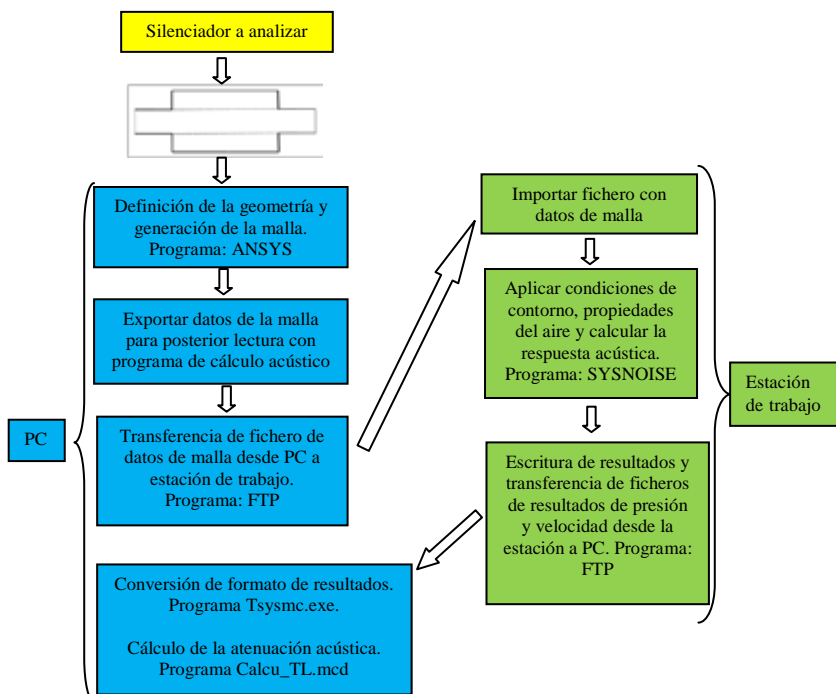


Figura 5.1. Diagrama de la metodología de trabajo para el cálculo acústico de silenciadores de escape mediante elementos finitos con el programa Sysnoise.

5.2. DEFINICIÓN DE LA GEOMETRÍA Y GENERACIÓN DE LA MALLA CON ANSYS 11.0

Con la intención de mostrar todas las posibilidades que ofrecen los programas se va a proceder a modelar y calcular las soluciones para el silenciador con geometría larga, con conducto perforado y con las zonas creadas para analizar el efecto de la temperatura en el material absorbente de 4896 rayl/m.

Para ello se va a definir primero la geometría y la generación de malla que se lleva a cabo mediante el programa Ansys 11.0. A pesar de que también es posible realizar el cálculo acústico con este programa, existen otros paquetes comerciales más especializados, como Sysnoise y Comsol, que son más eficientes y tienen asociado un menor coste computacional. Así, el programa Ansys sólo se utilizará para los aspectos relacionados con la generación de malla. La secuencia de pasos a seguir se aplica en primer lugar para el caso del problema axisimétrico y posteriormente se considera el problema tridimensional.

Una vez se accede al programa Ansys, se elige la opción de trabajo interactiva “Ansys”, tal como se muestra en la Figura 5.3,

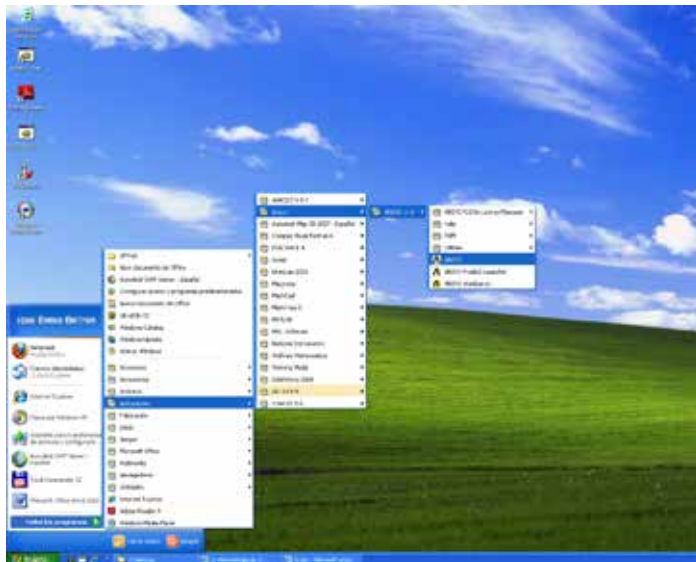


Figura 5.2. Selección del modo de trabajo interactivo de Ansys.

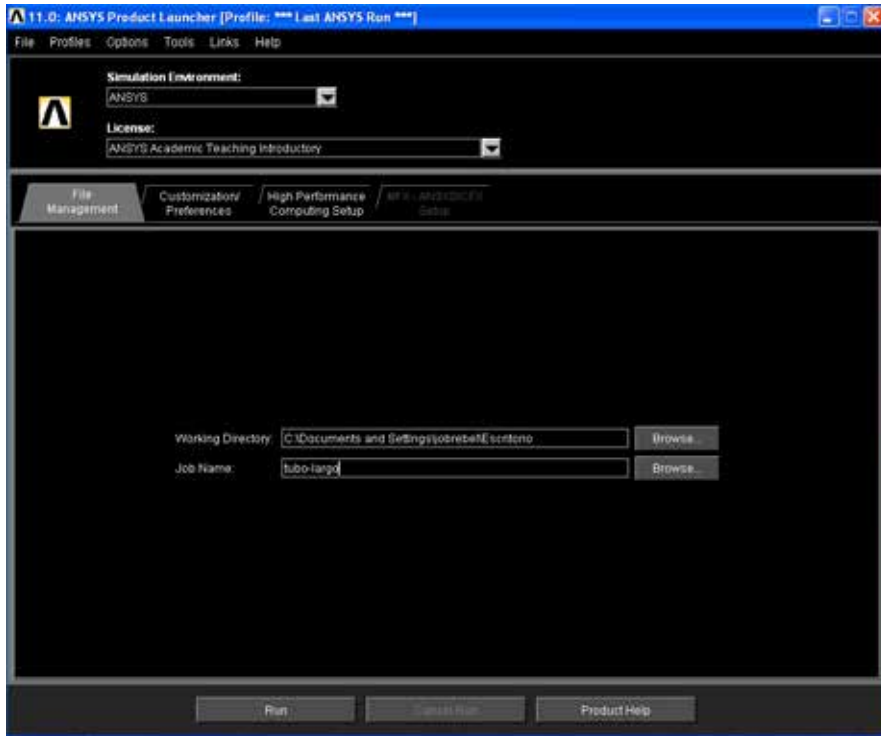


Figura 5.3. Pantalla de inicio para Ansys.

Una vez completados todos los campos, se pulsa el botón “Run” y se inicia el programa. Tras unos segundos, aparece la pantalla de Ansys con la que se trabajará usualmente a lo largo del proyecto. Como puede observarse, la Figura 5.4 presenta los siguientes elementos:

- Un área de representación gráfica central, con nombre “Ansys Graphics”, en la cual se realizan las diferentes representaciones gráficas del problema que se estudia, en las diferentes etapas (geometrías, nodos, elementos, condiciones de contorno, mapas de soluciones, gráficas de resultados, etc.)
- El menú de utilidades, “Utility Menu”, que inicialmente aparece en la parte superior de la pantalla, y que presenta el aspecto habitual de las barras de menús desplegables de los programas de Windows. Esta área de menús desplegables permite acceder a todos los comandos de Ansys, y evita tener que memorizarlos para ejecutar órdenes.

- Debajo del menú de utilidades, a la izquierda, se encuentra la ventana de comandos “Ansys Input” que permite trabajar con Ansys por medio de comandos. Esto es muy útil cuando se tiene cierta práctica.
- A la derecha de la ventana de comandos anterior está la barra de herramientas, “Ansys Toolbar”, que permite ejecutar de forma rápida acciones usuales como guardar el problema, cargarlo, cerrar el programa, etc.
- Por último, a la izquierda del área de representación gráfica, está el cuadro de menú principal, “Main Menu”, que se utilizará constantemente dado que contiene los elementos fundamentales de las diferentes etapas de resolución de un problema de elementos finitos (selección del tipo de problema, definición de problema concreto, con su geometría y condiciones de contorno, mallado, cálculo de la solución, postproceso de la solución, etc.)

La Figura 5.4 muestra la pantalla completa de Ansys con los elementos comentados anteriormente.

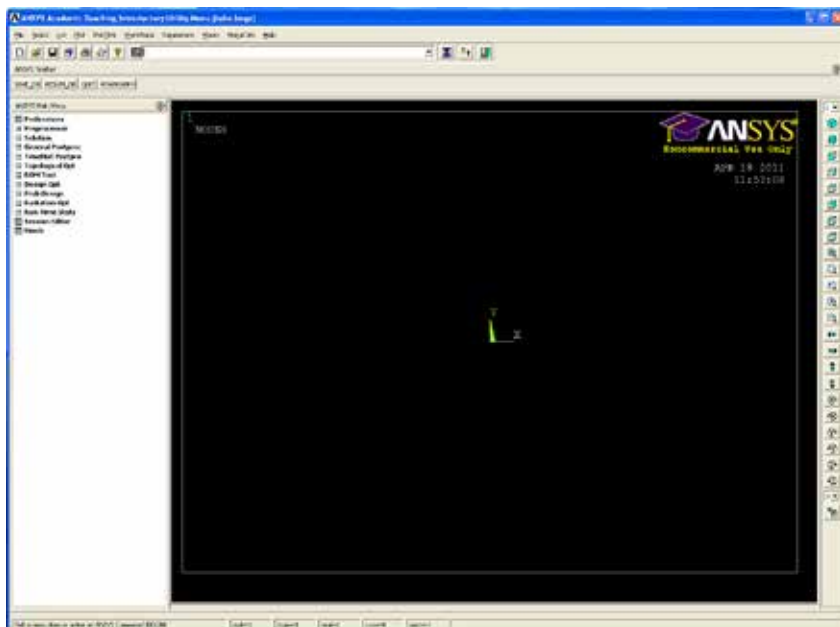


Figura 5.4. Pantalla de trabajo de Ansys.

En primer lugar se procede a la definición geométrica (modelo sólido) del silenciador a estudiar. Para ello se considera en primer lugar los vértices,

“Keypoints”, que se definen en el módulo preprocesador, “Preprocessor”, del programa. En base a estos “Keypoints” se definen líneas, “Lines”, y a partir de éstas, las áreas, “Area”.

Para definir “Keypoints”, se elige la opción “- Modeling - Create” del preprocesador, y dentro de ésta, “Keypoints”. De las posibles formas de creación de vértices, se considerará su definición en base a sus coordenadas (x, y), “In Active CS”.

Puntos	Coordenada X	Coordenada Y
1	0	0
2	0.0268	0
3	0.0268	0.1
4	0.091875	0.1
5	0.091875	0.4
6	0.0268	0.4
7	0.0268	0.5
8	0	0.5
9	0.0268	0.1
10	0.0268	0.4

Tabla 5.1. Tabla de coordenadas de los puntos necesarios para construir un silenciador de geometría larga.

Cabe destacar que el punto 9 coincide con el 3 y el 10 con el 6. Esto es debido a que para poder simular el efecto del perforado en Sysnoise y Comsol hay que realizar una doble línea entre las partes que separan el perforado. Es decir, para que en los programas de cálculo se puedan introducir los datos se superponen dos pares de keypoints entre la cámara con el material absorbente y la parte correspondiente al “tubo”, así luego se pueden crear dos líneas con las que se crean las dos áreas diferenciadas.

Se procede a mostrar la secuencia de ventanas utilizadas para crear un “keypoint”.

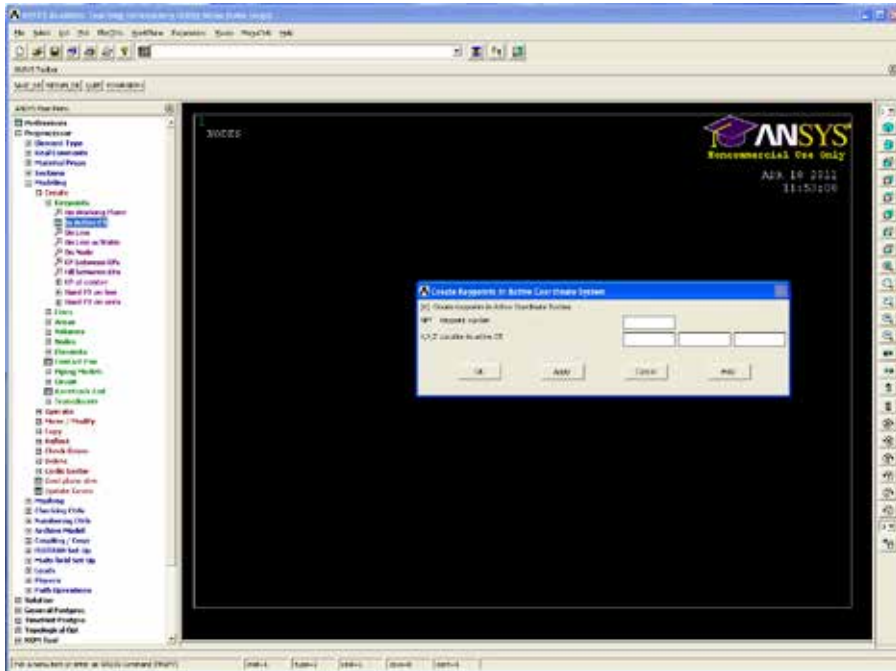


Figura 5.5. Secuencia a seguir para la definición de “Keypoints”.

El eje de axisimetría es por defecto el Y. El cuadro que aparece al seleccionar la opción “In Active CS” es el siguiente

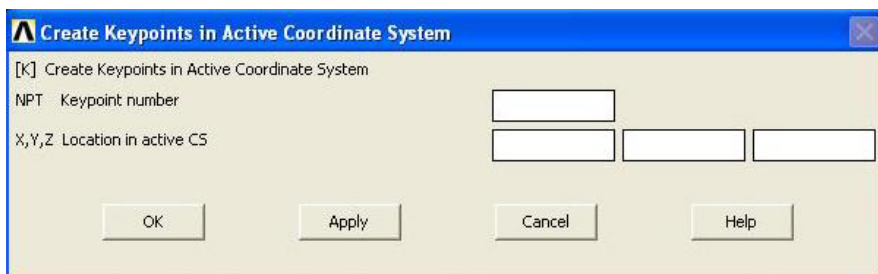


Figura 5.6. Definición de coordenadas de vértices.

En este cuadro se introduce el número de “Keypoint” y sus coordenadas. Al pulsar “Apply”, se crea el vértice y vuelve a aparecer el cuadro de la Figura 6 para introducir el siguiente. Una vez se introducen todos, se selecciona “OK”.

Es conveniente guardar el trabajo realizado mediante el botón “SAVE_DB” de la barra de herramientas, Figura 5.7.



Figura 5.7. Barra de herramientas. Botón para guardar el trabajo.

Se observa a continuación, en la Figura 5.8, la disposición de los “Keypoints” previamente introducidos según el proceso descrito anteriormente;

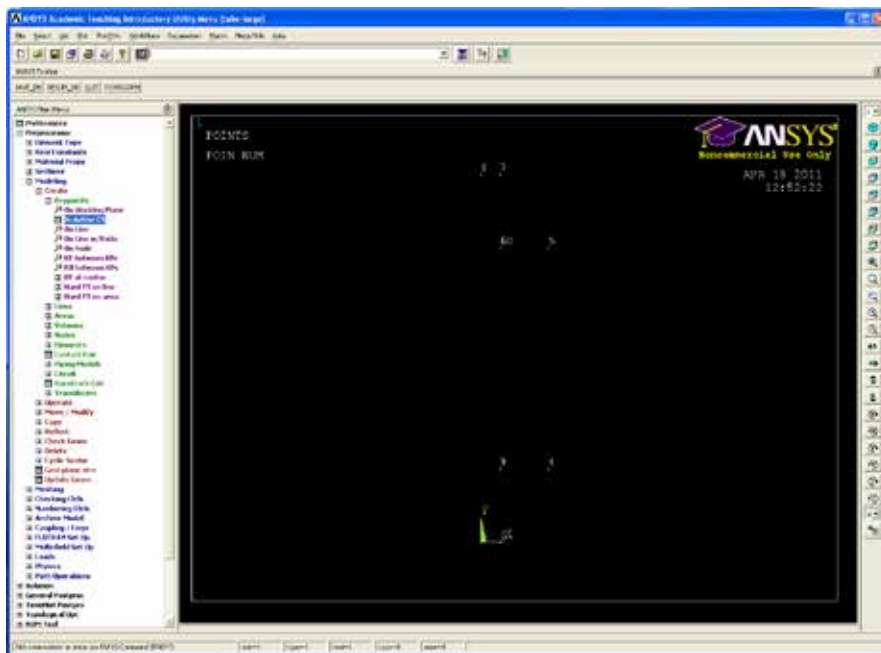


Figura 5.8. Disposición de “Keypoints”.

Una vez obtenidos los “Keypoints”, ya se puede proceder a unirlos con líneas, “Lines”. Para definir “Lines”, se elige la opción “-Modeling-Create” del preprocesador, y dentro de ésta, “Lines”. Dentro de “Lines”, de nuevo se ha de elegir “Lines”. De las posibles formas de creación de líneas, se considerará su definición en “Straight Line”, ya que todas las

líneas utilizadas son rectas. En las siguientes figuras se muestran los diferentes pasos realizados para definir las líneas.

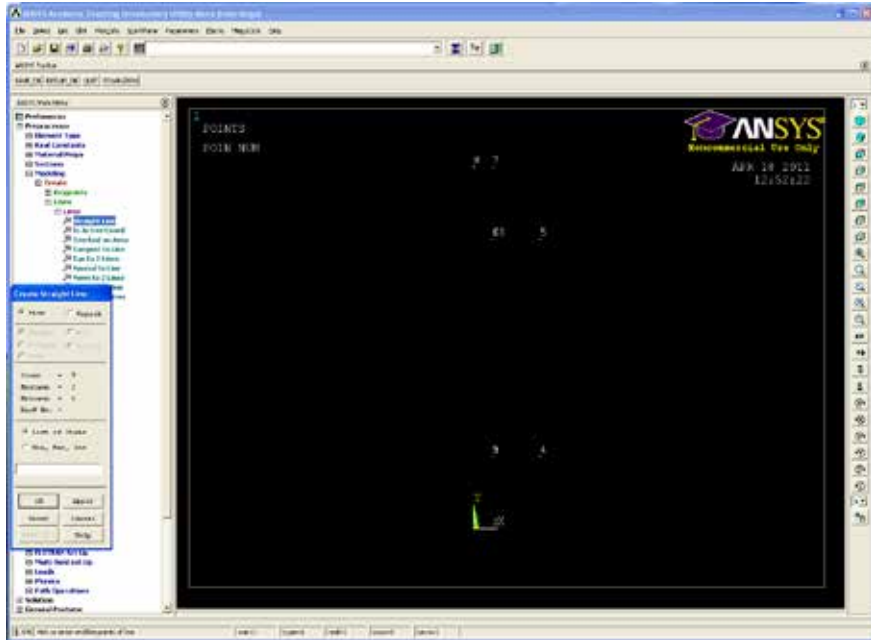


Figura 5.9. Secuencia a seguir para la definición de "Lines".

Una vez elegida la opción de "Straight Line", aparece el siguiente cuadro,



Figura 5.10. Cuadro utilizado para la definición de líneas rectas.

Con la opción “Pick” seleccionada, que puede verse en la parte superior de la Figura 5.10, sólo hay que ir seleccionando en la pantalla los diferentes “Keypoints” para crear las líneas. Por ejemplo, se pica en el “Keypoint” 1, seguidamente en el 2, y Ansys crea la línea entre esos dos “Keypoints”.

Cuando ya está hecha la última línea, se selecciona “OK” y en la Figura 5.11 se ve la forma del silenciador definida con las líneas creadas.

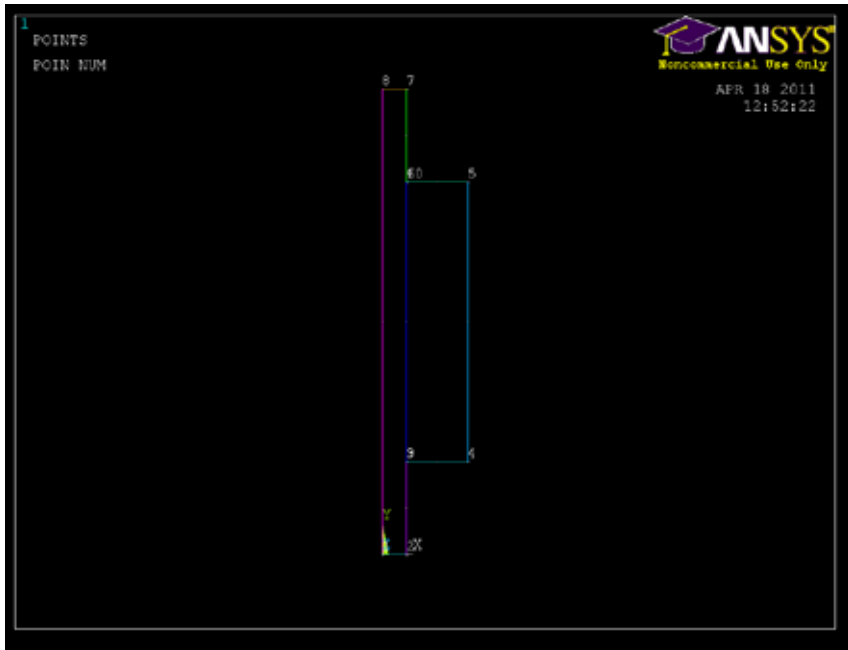


Figura 5.11. Líneas creadas a partir de los "Keypoints".

Las líneas de la Figura 5.11 definen la geometría del silenciador. Es importante indicar que para poder crear las áreas necesarias para el mallado, se han creado empleando líneas auxiliares que cierran dichas áreas. Estas líneas no forman parte propiamente del silenciador, pero son necesarias para crear estas áreas. Estas líneas están presentes en las líneas 9 y 10 de la Figura 5.12.

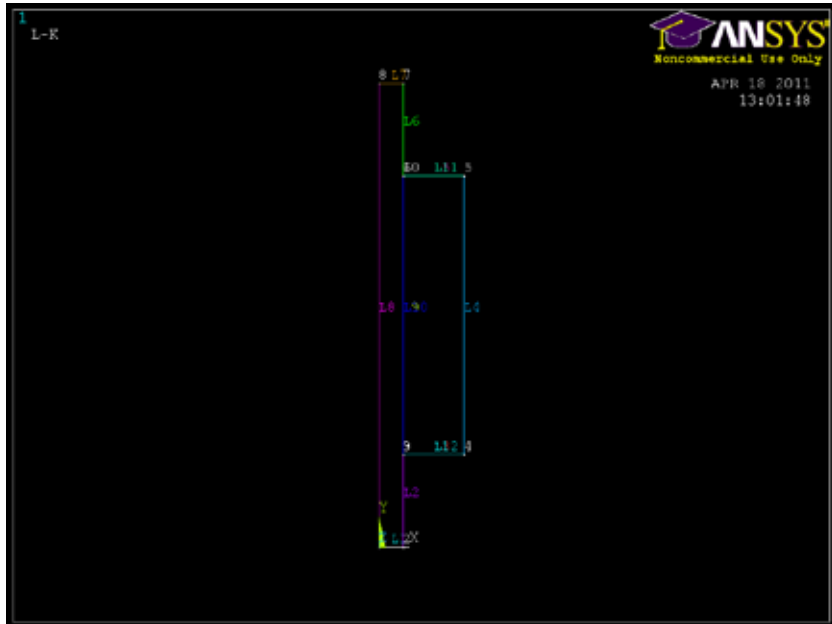


Figura 5.12. Líneas y “keypoints” necesarias para crear las áreas.

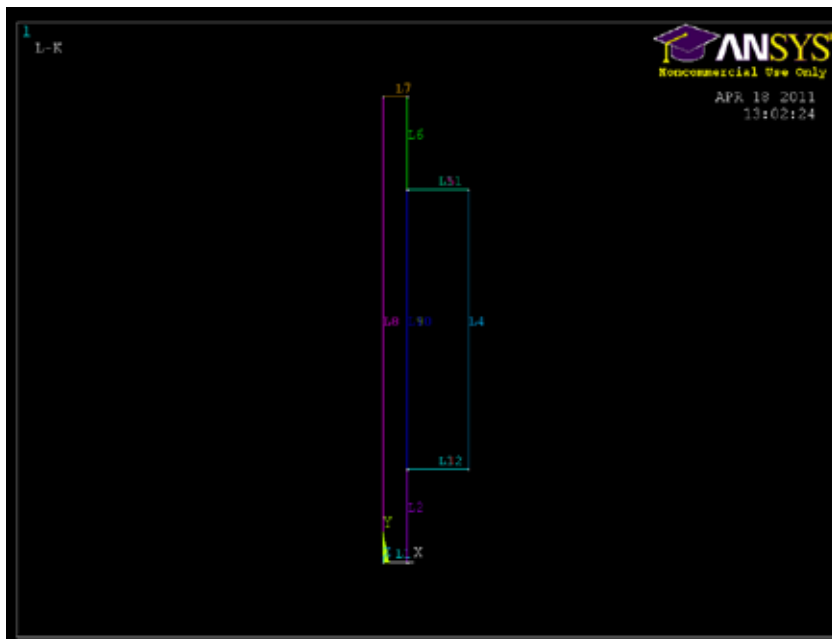


Figura 5.13. Líneas necesarias para crear las áreas.

Una vez creadas las líneas, se puede proceder a crear las áreas. Para definir “Areas”, se elige la opción “-Modeling-Create” del preprocesador, y dentro de ésta, “Areas”. De las posibles formas de creación de áreas, se considerará la opción “Arbitrary – By Lines”. Todas las ventanas del programa que se utilizan se muestran secuencialmente en la Figura 5.14.

Línea	Punto Inicio	Punto Fin	Longitud
1	1	2	0.0268
2	2	3	0.1
3	3	4	0.065075
4	4	5	0.1
5	5	6	0.065075
6	6	7	0.1
7	7	8	0.0268
8	8	1	0.5
9	3	6	0.3
10	9	10	0.3
11	5	10	0.1
12	9	4	0.1

Tabla 5.2. Tabla de líneas con los puntos utilizados para crearlas y su longitud.

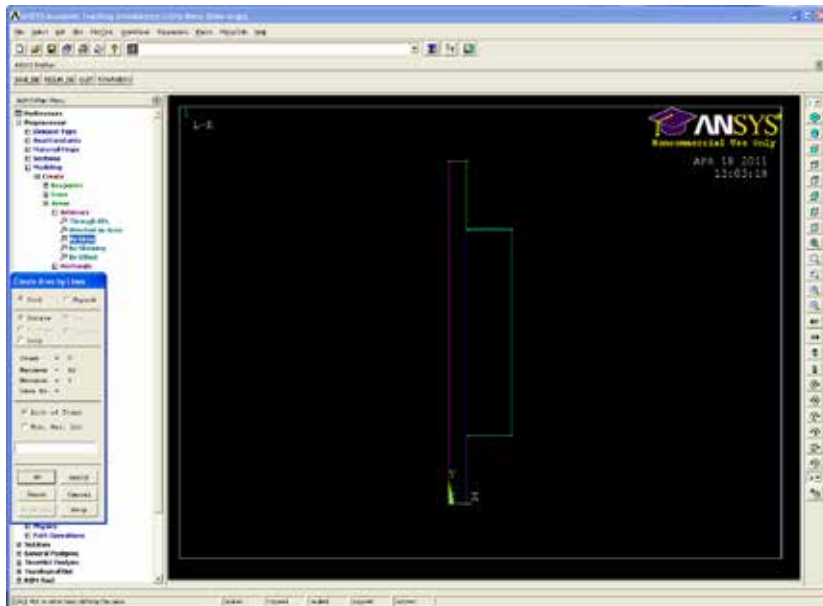


Figura 5.14. Secuencia a seguir para la definición de “Areas”.

Cuando se elige la opción “By lines”, aparece el siguiente cuadro,



Figura 5.15. Cuadro utilizado para la definición de áreas.

Con la opción “Pick” seleccionada, que puede verse en la parte superior de la Figura 5.15, sólo hay que ir seleccionando en la pantalla las diferentes “Lines” para crear las áreas. Por ejemplo, se pica en el “Line” 1, seguidamente en la L1, en la L9, en la L6, L7 y en la L8, y se pulsa “Apply” para que Ansys pueda crear el área definida por esas seis “Lines”. Lo mismo ocurre con la parte de la cámara, seleccionando las líneas 11, 4, 12 y 10. Cuando ya está hecha la última área, se selecciona “OK”.

En las siguientes figuras se ve el proceso y la forma del silenciador definida con las áreas creadas.

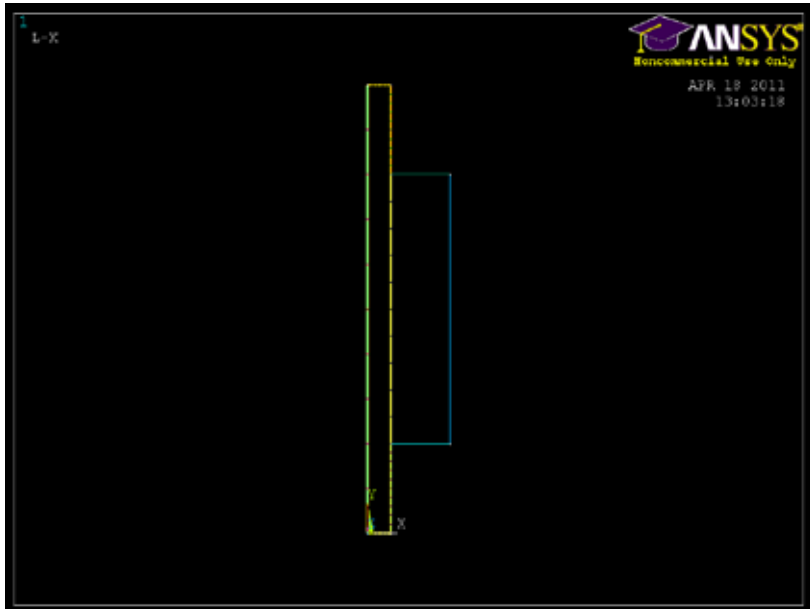


Figura 5.16. Selección de las líneas para crear el área del tubo.

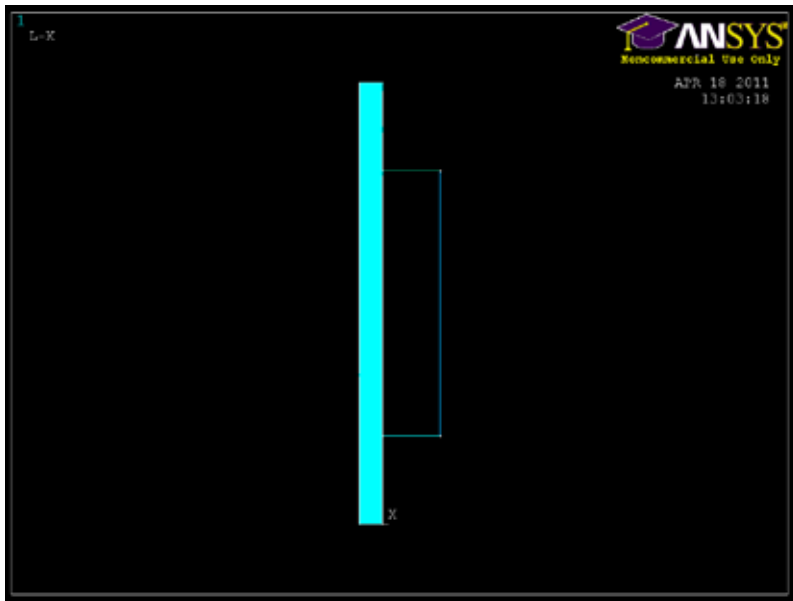


Figura 5.17. Área del tubo creada.

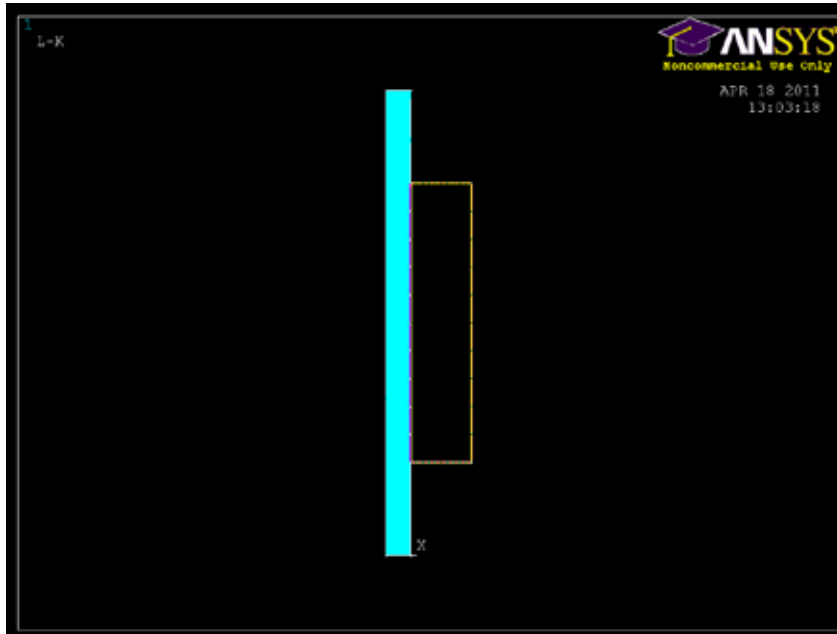


Figura 5.18. Selección de las líneas para crear el área de la cámara.

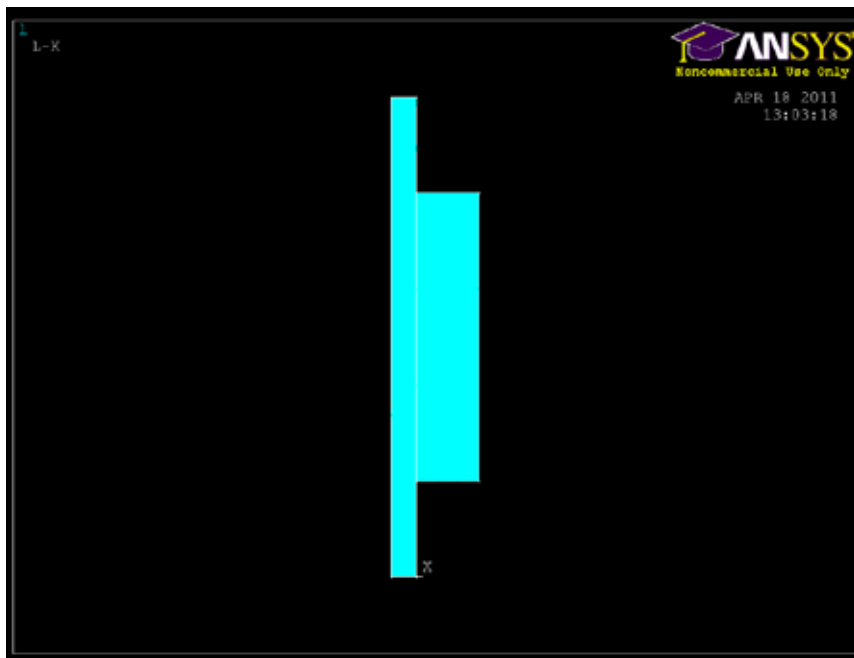


Figura 5.19. Áreas del silenciador creadas.

Área	Líneas
1	1, 2, 9, 6, 7, 8
2	11, 4, 12, 10

Tabla 5.3. Tabla de relación entre áreas y las líneas que la definen.

Estando ya creadas las áreas, se puede generar la malla de elementos finitos. Para ello, primero ha de fijarse el tipo de elemento con el que se va a mallar. Para el análisis bidimensional se va a utilizar el Plane 82, que es un elemento cuadrilátero cuadrático, de 8 nodos. Se ha seleccionado por la mayor precisión que se consigue en los resultados frente a elementos lineales, y porque permite realizar un modelo axisimétrico. Para ello, es necesario al definir en Ansys el tipo de elemento, activar la opción de axisimetría. Cabe destacar que cada nodo tiene dos grados de libertad: traslaciones en las direcciones nodales x e y. La Figura 5.20 muestra la geometría, posición de los nodos y el sistema de coordenadas de dicho elemento,

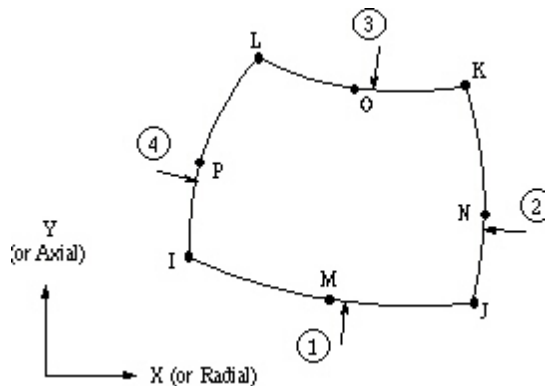


Figura 5.20. Elemento PLANE 82.

Para definir en Ansys este elemento, se elige la opción “Element Type” del preprocesador, y dentro de ésta, “Add/Edit/Delete”. Como se muestra en las siguientes figuras,

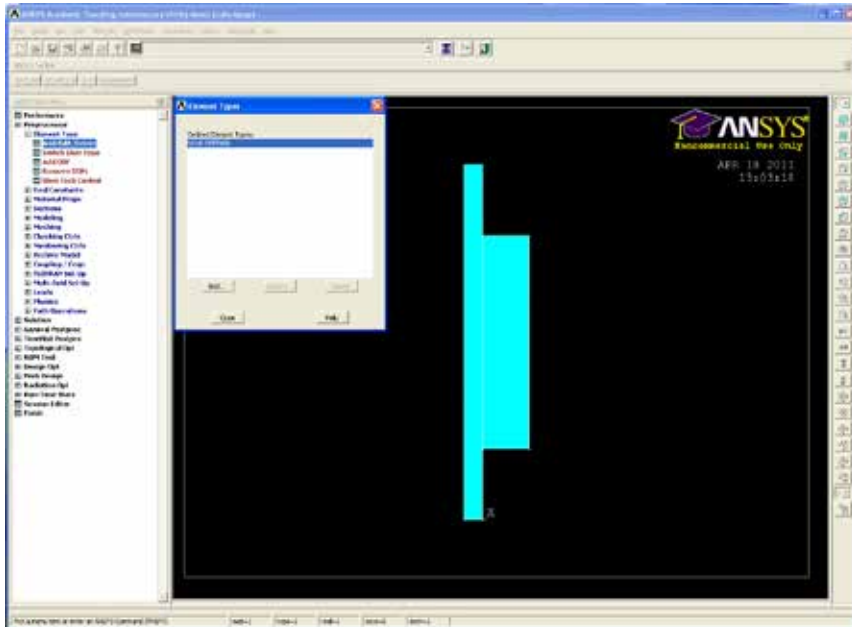


Figura 5.21. Secuencia a seguir para la definición del elemento para la malla.

Ahora aparece el siguiente cuadro, que da opción a elegir el elemento deseado,



Figura 5.22. Cuadro para seleccionar el tipo de elemento.

Se pica en “Add”, y se ve el cuadro de la Figura 5.23.

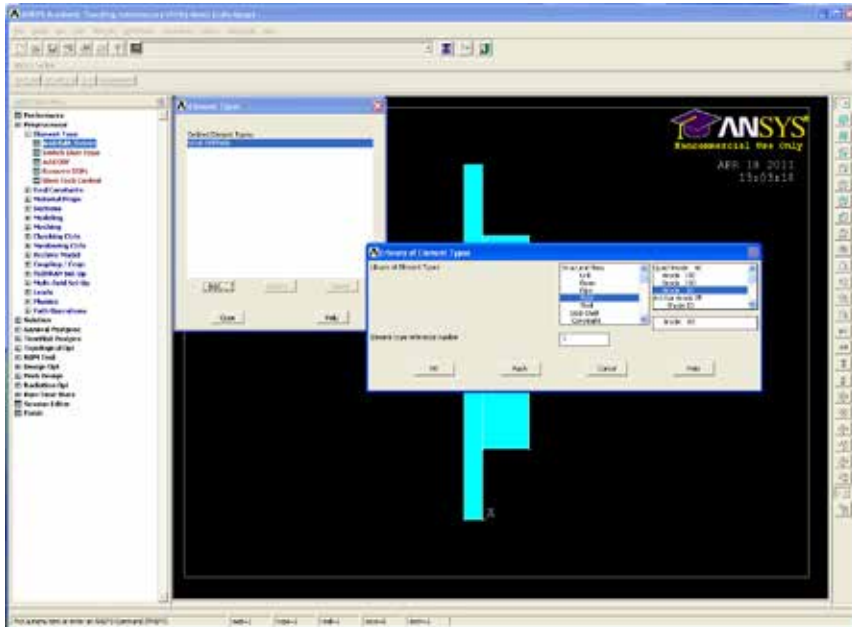


Figura 5.23. Cuadro para añadir el tipo de elemento.

El elemento Plane 82, que se va a utilizar en la malla, se obtiene seleccionando Solid, tal y como se muestra en la siguiente Figura,

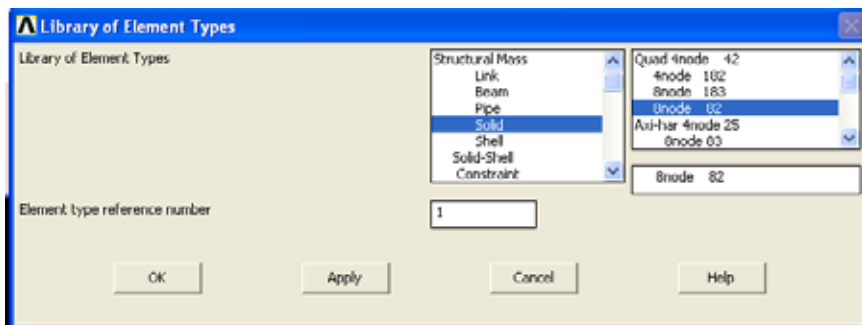


Figura 5.24. Cuadro para seleccionar el elemento Plane 82.

Una vez se ha seleccionado el elemento, se selecciona “OK” y aparece la confirmación de que ya está en disposición de ser utilizado, tal y como se muestra en la Figura 5.25.

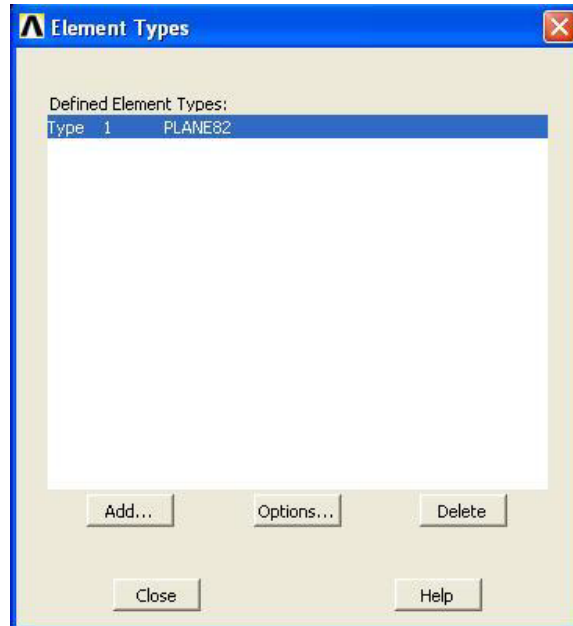


Figura 5.25. Selección de elemento finalizada.

Finalmente sólo hay que cerrar el cuadro, picando en “Close”. Ahora hay que elegir el tamaño de elemento. En este caso y para esta geometría, se ha optado por un tamaño de elemento de 1 centímetro. En el preprocesador, dentro de “Meshing”, se elige la opción “Size Cntrl”, y una vez en ella, “Size”, que está dentro de “ManualSize” y “Global”. A continuación aparece la secuencia de cuadros para elegir el tamaño de elemento,

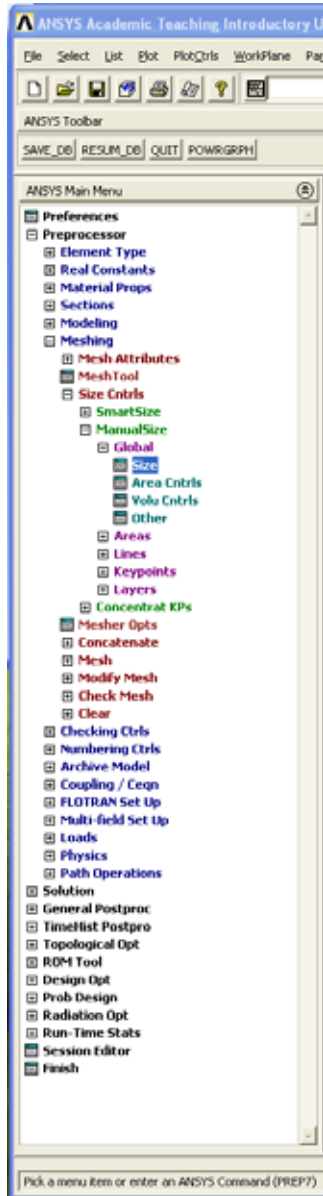


Figura 5.26. Secuencia a seguir para la definición del tamaño de elemento.

Cuando se ha elegido la opción “Size” anteriormente mencionada, aparece el siguiente cuadro,



Figura 5.27. Cuadro para el tamaño de elemento.

En la casilla que corresponde a “SIZE Element edge length”, se escribirá 0.005, así se logra que los elementos de la malla que se va a generar tengan 5 milímetros de tamaño. Ahora que ya están seleccionados el tipo y el tamaño de elemento, se puede proceder a generar la malla de elementos finitos. Se puede elegir entre dos formas de mallado: a) mallado mapeado y b) mallado libre. Se van a explicar estos dos tipos de malla, y para el cálculo que se está realizando en el caso axisimétrico se optará por el mallado libre. Esta elección se justifica teniendo en cuenta que la geometría que se considera lo permite.

Cuando se trata de una geometría de cuatro lados (y en algunos casos de tres), el mallado mapeado proporciona numerosas ventajas frente al libre, ya que lo que hace es un número de divisiones (o lados de elemento) iguales en aristas enfrentadas. Ello permite un gran control en el número de nodos y de elementos, que suele resultar menor que en el caso libre, obteniéndose una malla muy regular. Sin embargo, cuando la geometría es irregular, ya no pueden hacerse este tipo de divisiones. El mallado libre sí es capaz de mallar este tipo de geometrías más complicadas, colocando nodos y elementos de forma que toda la superficie queda totalmente mallada.

El problema ahora es que es más complejo controlar el número de nodos y de elementos, y además la malla puede llegar a ser totalmente irregular, incluso con elementos algo distorsionados. Esto es perjudicial para el cálculo. Aquí se empleará el mallado libre.

En la ventana del preprocesador, dentro de la opción “Meshing”, se elegirá “Mesh”. Una vez en “Mesh”, se selecciona en “Areas” la opción “Free”. A continuación aparece la secuencia de cuadros para el mallado.



Figura 5.28. Secuencia a seguir para la definición de la malla mapeada.

Al picar finalmente en “Free”, aparece el siguiente cuadro,



Figura 5.29. Cuadro para el mallado mapeado.

Se picará en la opción “Pick All”, que está en la parte inferior izquierda del cuadro. De esta forma, se seleccionan automáticamente todas las áreas definidas, y así se mallan toda la geometría. En la siguiente Figura se observa el resultado final del mallado,

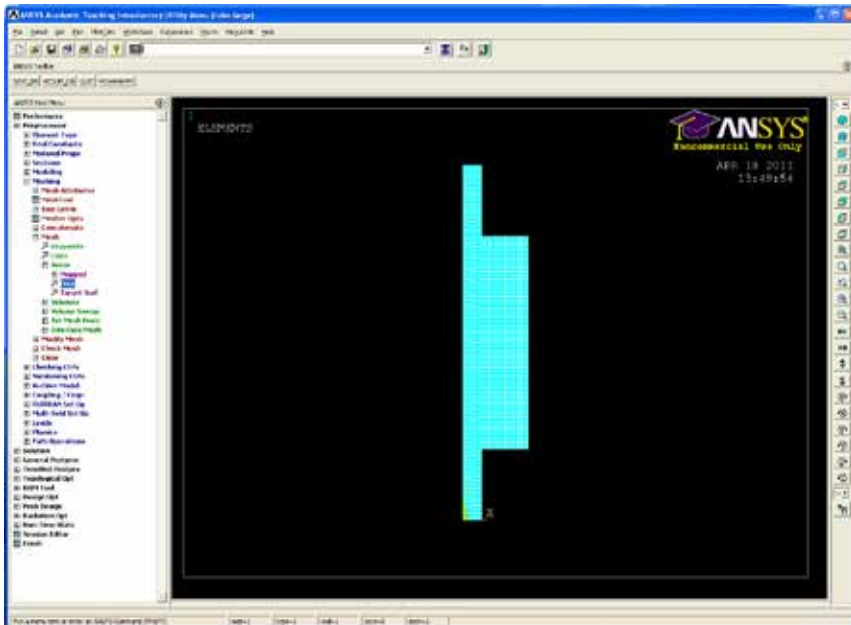


Figura 5.30. Mallado.

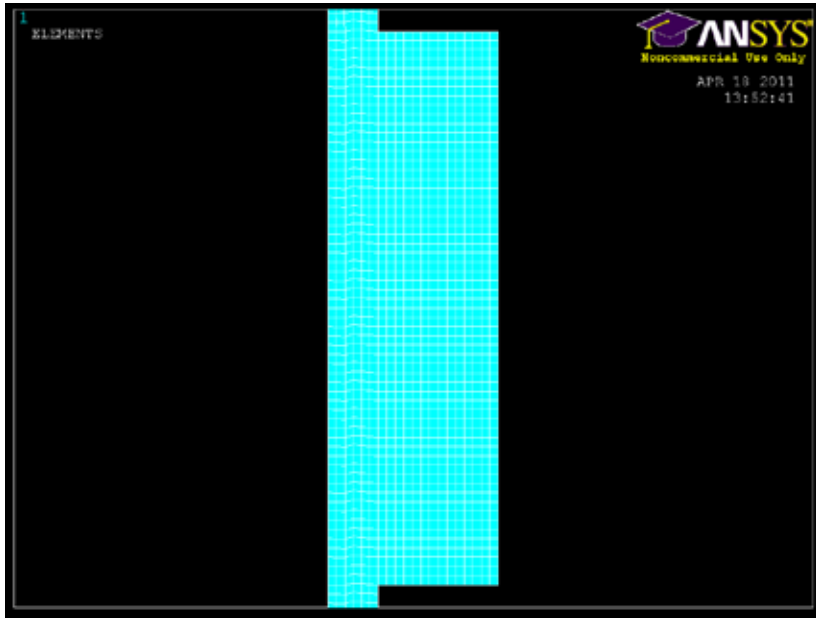


Figura 5.31. “Zoom” del mallado.

Una vez obtenida la malla, hay que salvarla, y llevarla a Sysnoise, que es el programa con el que se va a realizar el cálculo. Se necesita un fichero que Sysnoise pueda entender, y para ello hace falta que tenga extensión “*.cdb”. Para conseguirlo, se escribe en la ventana de Ansys input lo siguiente; “cdwrite,all,concamara,cdb,,,unblocked”, tal y como se ve en la siguiente Figura,

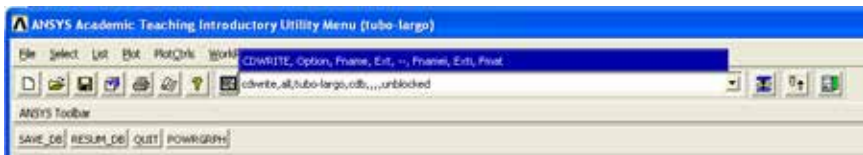


Figura 5.32. Cuadro de Ansys input para salvar el fichero adecuado a Sysnoise.

Ahora ya se puede salir de Ansys. Primero se salva, con el “Save_db” del Ansys Toolbar, y después se pica en el “Quit”

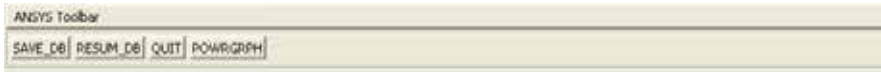


Figura 5.33. Cuadro de Ansys Toolbar.

Al picar en “Quit”, aparece el siguiente cuadro en pantalla,

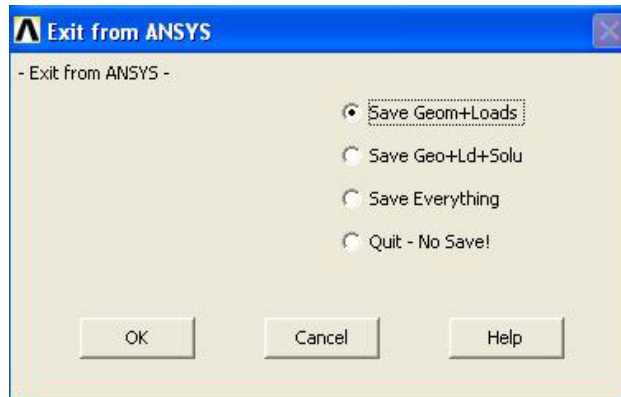


Figura 5.34. Cuadro para salir de Ansys.

Como ya se ha salvado anteriormente con el “Save_db”, hay que seleccionar la opción “Quit-No Save!”. Después se pica en OK.

5.3. RESOLUCIÓN DEL PROBLEMA CON SYSNOISE

En todo momento se ha estado trabajando en un PC pero para utilizar el programa Sysnoise es necesario conectarse a la estación de trabajo. Por lo que se necesita de un programa de transferencia de ficheros para poder llevar el fichero con extensión “*.cdb” del PC a la estación de trabajo. Para ello se necesita realizar una conexión FTP (mediante una contraseña) con el programa Total Comander. Se explica el procedimiento en las siguientes figuras:



Figura 5.35. Selección del programa Total Comander como al programa de transferencia de ficheros.

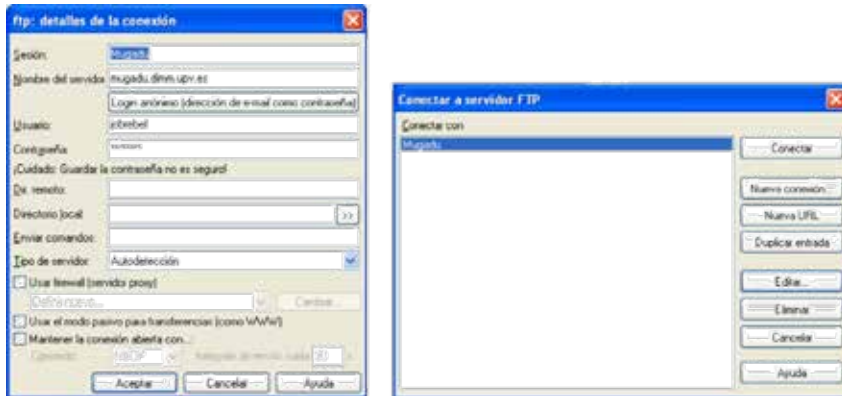


Figura 5.36. Cuadros para introducir la contraseña y acceder al programa de transferencia de ficheros.

Una vez introducida la contraseña, aparece el siguiente cuadro.

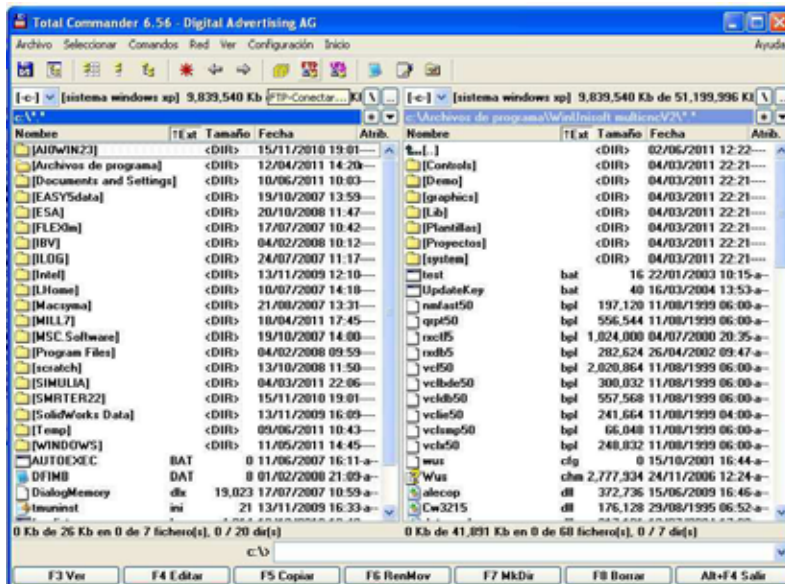


Figura 5.37. Cuadro de inicio del programa de transferencia de datos "Total Comander".

Una vez está abierto el programa Total Commander se procede a conectarse a la estación de trabajo. Para conectarse a la estación de trabajo se selecciona el botón FTP-Conectar y aparece el siguiente recuadro. En la parte izquierda están las unidades del PC, donde está guardado el fichero con extensión “*.cdb”, así como todos los que crea Ansys después de guardar una sesión de trabajo. En la parte derecha están las unidades de la estación de trabajo, donde se debe transferir el fichero “*.cdb”, que es el que Sysnoise utiliza como dato de partida de definición de la malla. En la parte donde está situada la estación de trabajo con un doble clic te sitúas en tu dominio para trabajar.

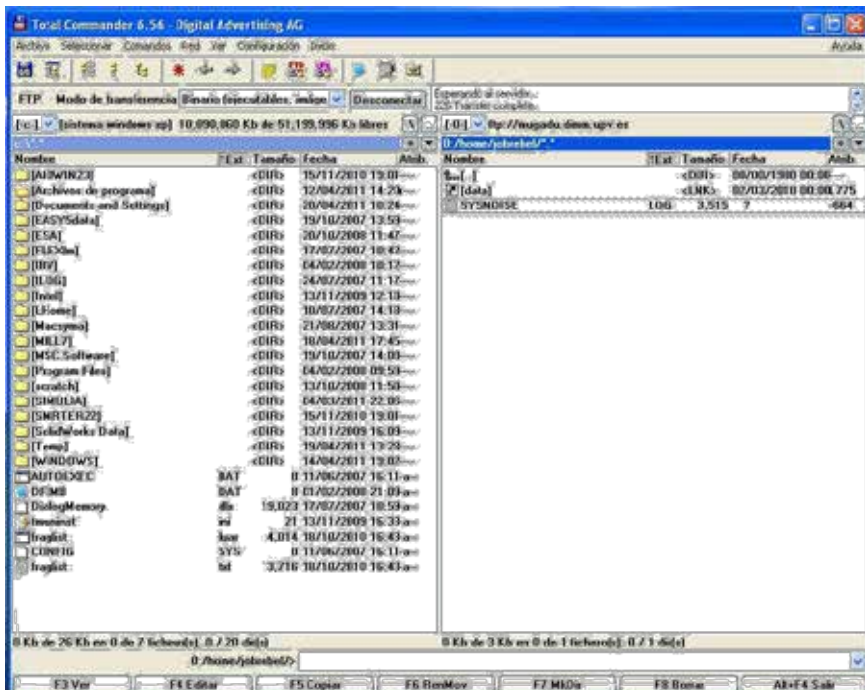


Figura 5.38. Cuadro para llevar ficheros desde el PC a la estación de trabajo.

Luego se ha de seleccionar la carpeta en la cual está guardado el fichero con extensión “*.cdb” para que Sysnoise lo pueda utilizar. Por ello se selecciona el desplegable situado arriba a la izquierda y se elige la unidad que se desea utilizar.

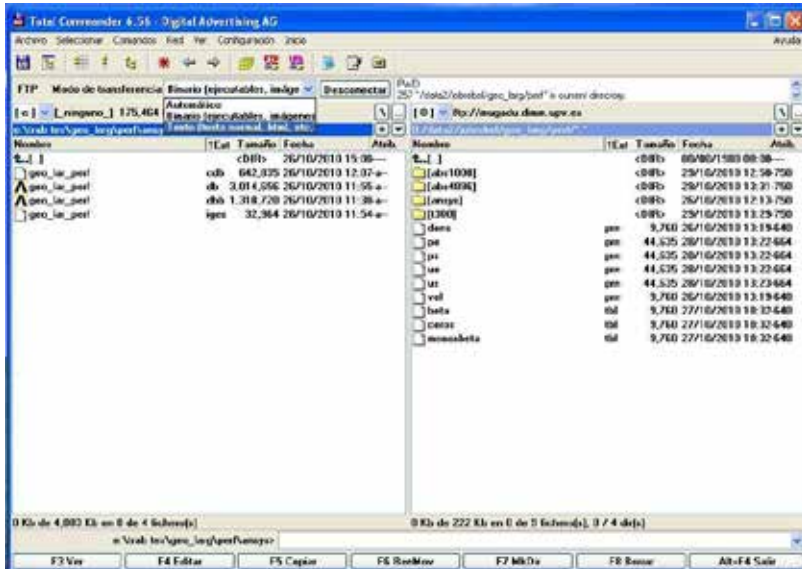


Figura 5.40. Cuadro selección modo de transferencia de datos.

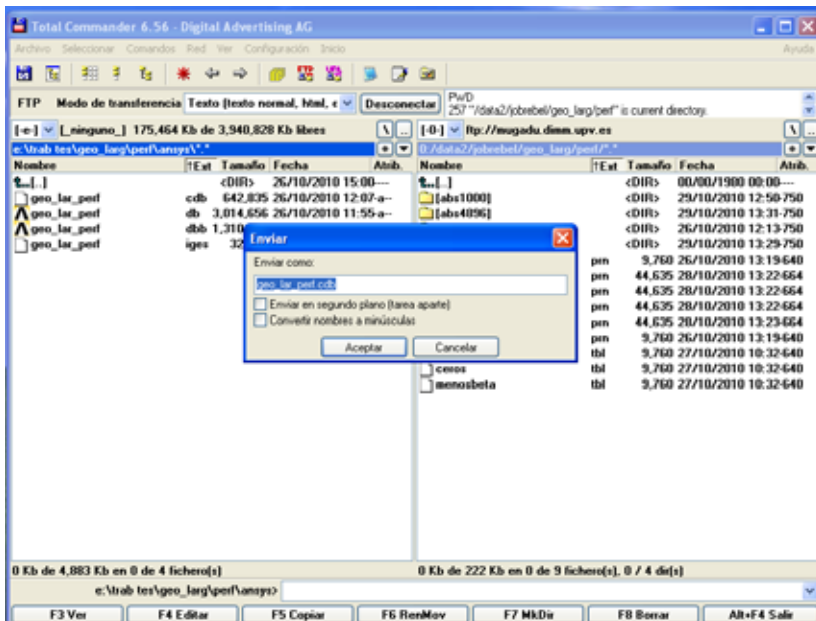


Figura 5.41. Cuadro botón "F5 Copiar".

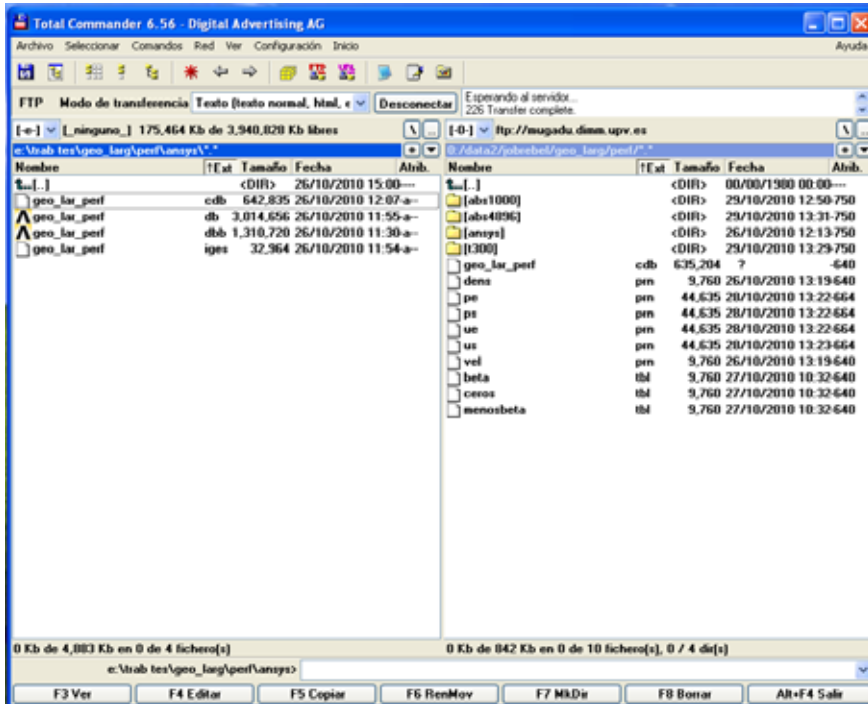


Figura 5.42. Cuadro con el resultado de la transferencia a la estación de servicio.

Ahora el fichero “*.cdb” ya está en la estación de trabajo.

El paso siguiente es abrir el programa de cálculo acústico “Sysnoise”. Para iniciar la sesión de Sysnoise, se utiliza el programa llamado X-Win32. Para ello se abre el desplegable de “Inicio”, luego se elige: “Todos los programas”, “Aplicaciones”, “X-Win32 5.0” y “X-Win32”.



Figura 5.43. Ruta de acceso a X-Win32.



Figura 5.44. Pantalla después de pulsar "X-Win32".

El siguiente paso a seguir es pulsar la cruz de color azul oscuro situada en la parte inferior del lado derecho. Una vez ha salido el desplegable se pulsa X-Config para que salga la pantalla de configuración del programa.



Figura 5.45. Pantalla con el desplegable al pulsar la cruz azul oscuro.

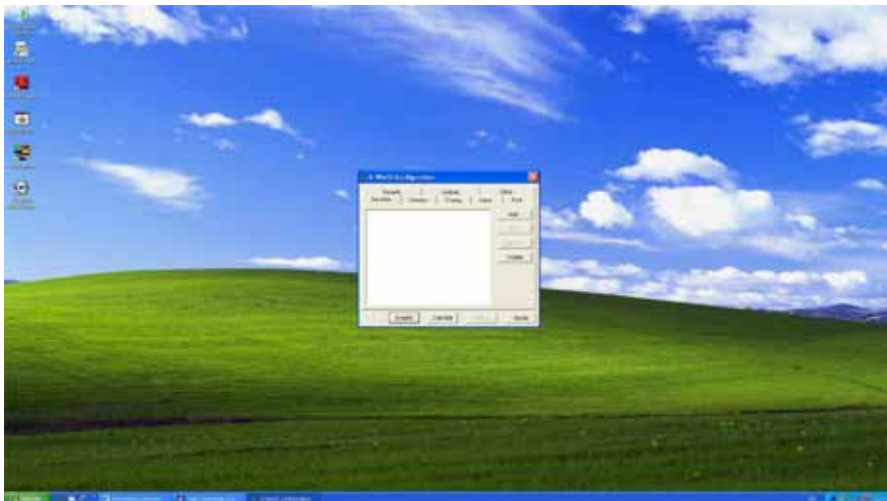


Figura 5.46. Pantalla de "X-Config".

Una vez abierta la pantalla de "X-Win32 Configuration" se ha de realizar un cambio dentro de la pestaña "Windows". Se debe pasar de "Windows

Mode” “Multiple” a “Windows Mode” “Single” y seleccionar “Full Screen” para ver el programa en toda la pantalla.



Figura 5.47. Cambio de “Window Mode” “Multiple” a “Window Mode” “Single”.

Una vez se pulsa aceptar aparece la siguiente pantalla gris y para poder abrir Sysnoise hay que pulsar el botón izquierdo del ratón sobre la pestaña X-Win32 situada en la barra de herramientas y se procede a abrir la sesión situando el cursor sobre “Sesiones” y pulsando “Mugadu”:

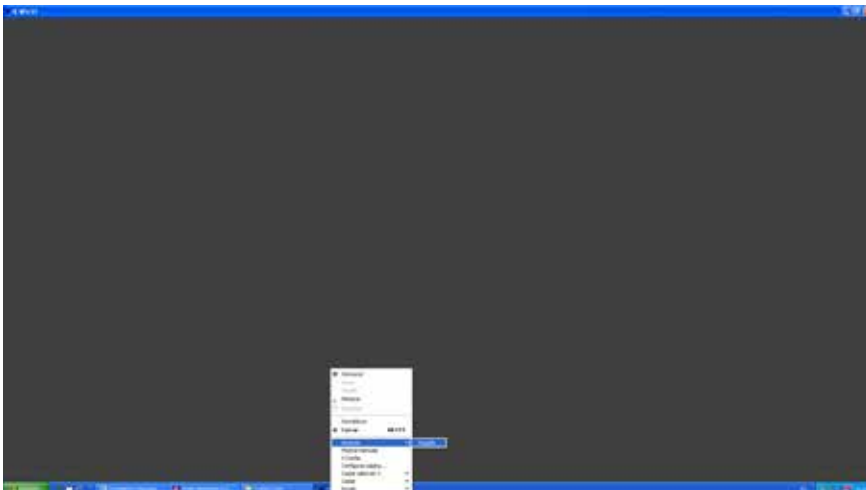


Figura 5.48. Pantalla una vez se cambia el “Windows Mode” a “Single” y se procede a abrir “Sysnoise”.

Una vez en él, aparece la siguiente pantalla negra de fondo con una pantalla en medio dando la bienvenida a mugadu. Primero se introduce el nombre de usuario y luego se introduce la contraseña para ese usuario.



Figura 5.49. Cuadro para introducir nombre de usuario y contraseña.

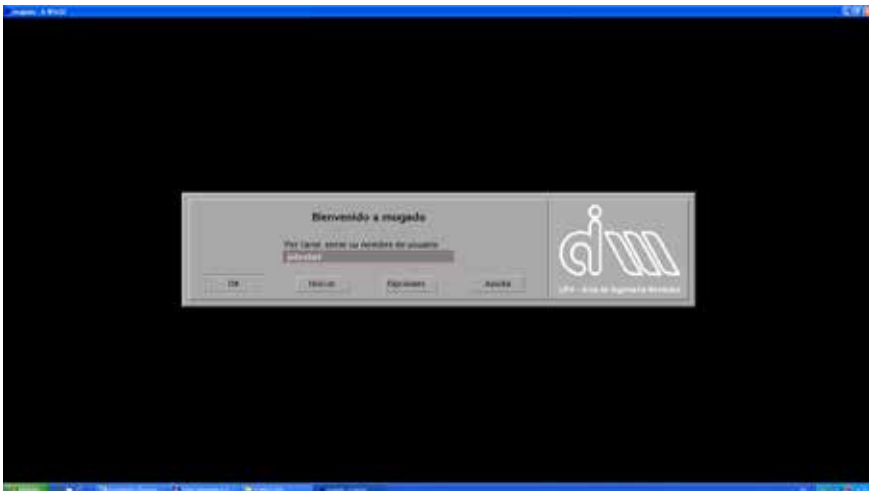


Figura 5.50. Cuadro para introducir el nombre de usuario.

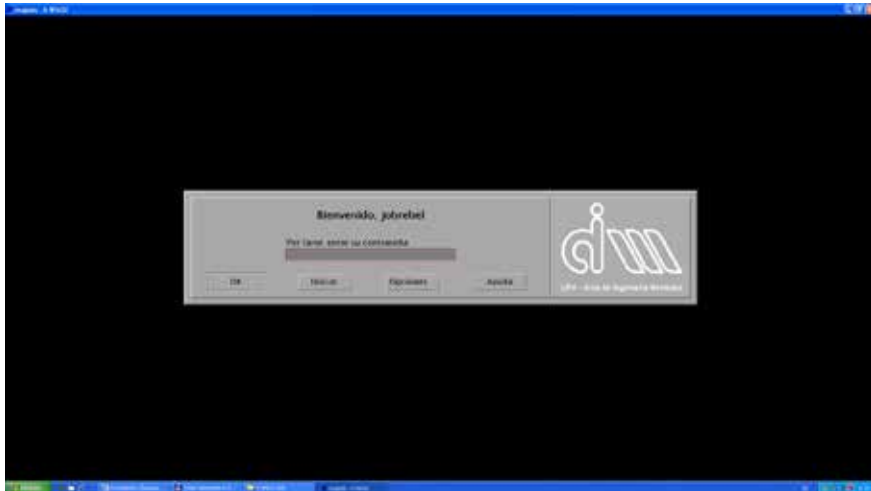


Figura 5.51. Cuadro para introducir la contraseña.

Una vez introducido el nombre de usuario y la contraseña correspondiente, se accede a la estación de trabajo, que trabaja en el sistema operativo Unix. Cuando ya se está en la carpeta donde se ha guardado el fichero “*.cdb”, se puede arrancar Sysnoise para iniciar la sesión correctamente.

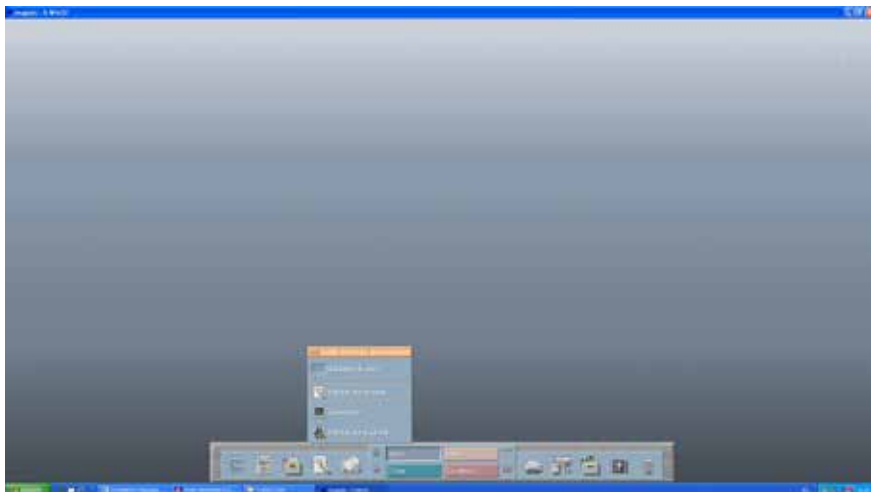


Figura 5.52. Pantalla una vez has entrado en Mugadu.

Para iniciar la sesión de Sysnoise se tiene que abrir el terminal para situarnos en la carpeta donde se ha guardado el fichero “*.cdb” y luego abrir el programa Sysnoise.

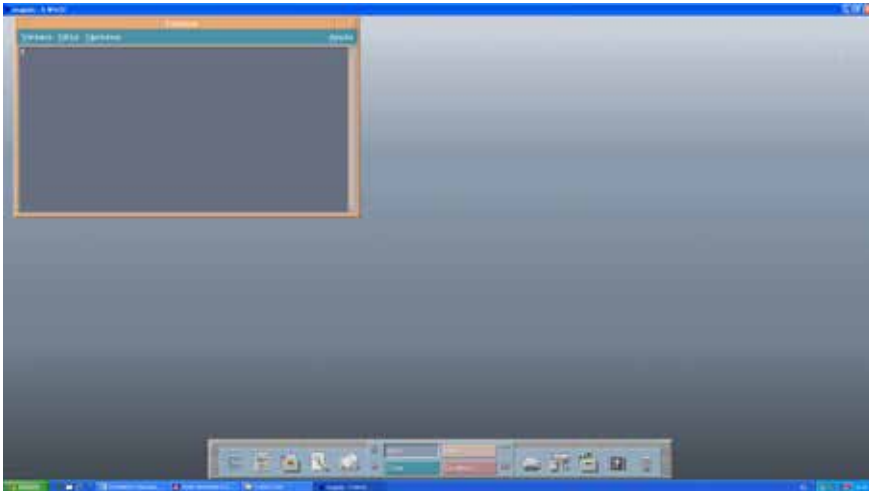


Figura 5.53. Pantalla del terminal una vez se ha abierto.

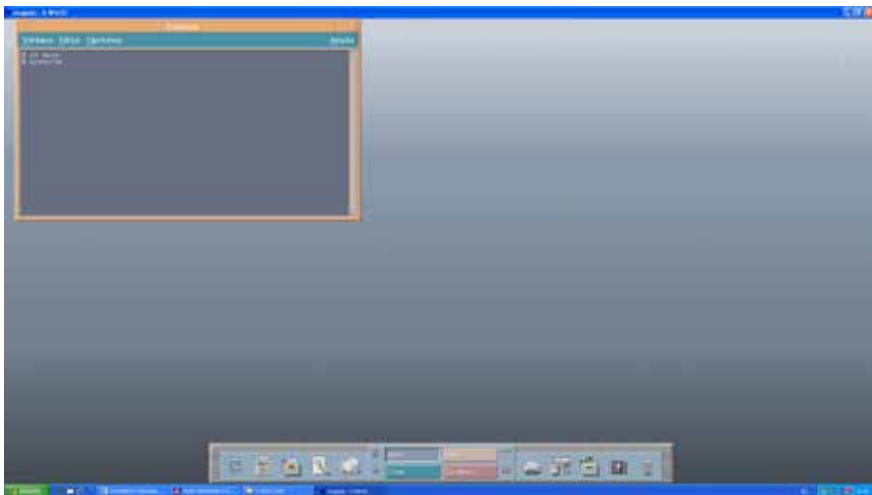


Figura 5.54. Pantalla del terminal con los comandos para abrir sysnoise.

Una vez iniciada la sesión con Sysnoise aparece la siguiente pantalla,

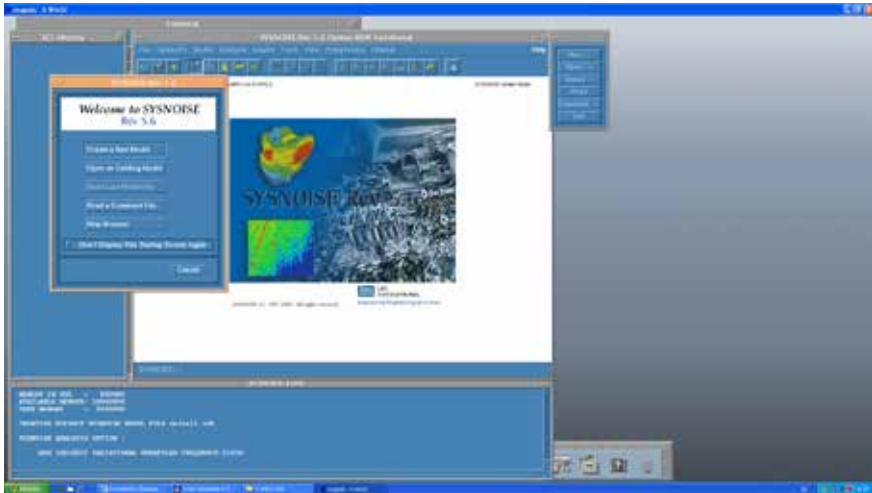


Figura 5.55. Inicio de Sysnoise.

Para poder empezar a calcular sobre la malla, lo primero que hay que hacer es darle las condiciones con las que se quiere realizar ese cálculo. En primer lugar, se selecciona la opción que le indica a Sysnoise que se va a utilizar el método de los elementos finitos, ya que si no trabaja por defecto con el método de los elementos de contorno. En “Model”, “Option”, una vez se ha hecho clic en “Option”, aparece el cuadro donde se da opción a elegir el método de los elementos finitos (FEM), tal y como se ve a continuación,

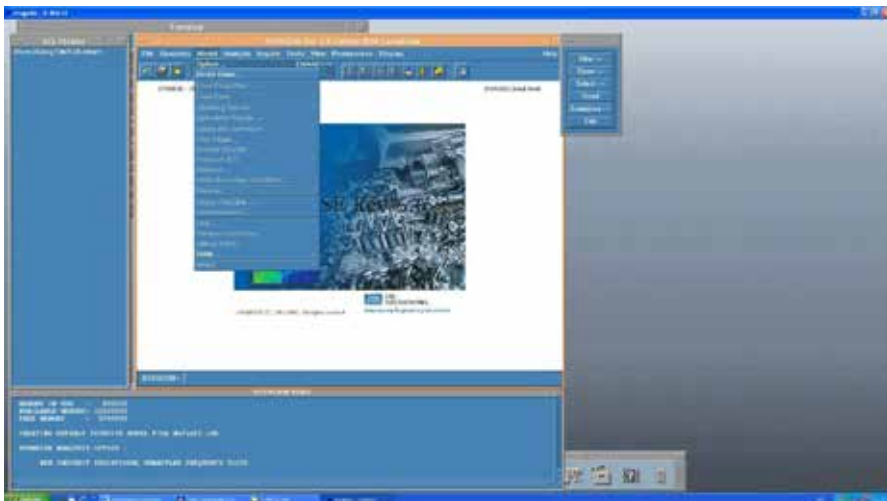


Figura 5.56. Pantalla que muestra el camino para cambiar de BEM a FEM .

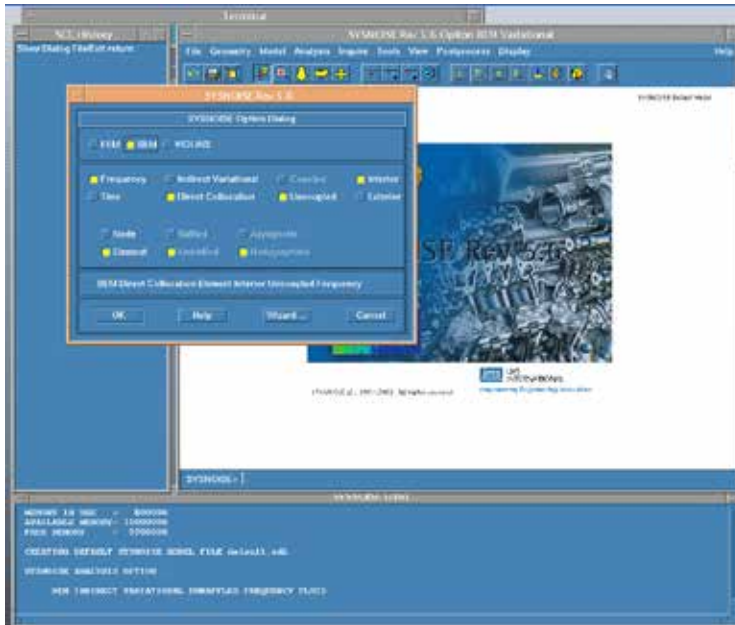


Figura 5.57. Cuadro con las opciones para cambiar de BEM a FEM.

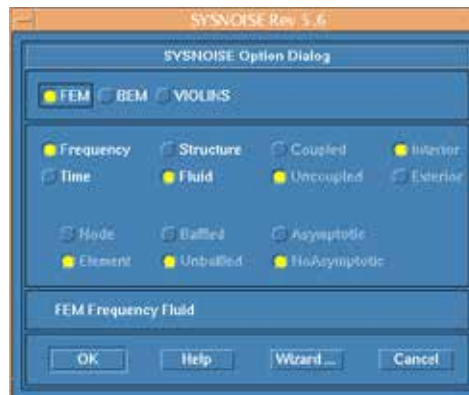


Figura 5.58. Cuadro para seleccionar el método de los elementos finitos.

En Sysnoise se va a realizar el cálculo acústico sobre la malla creada anteriormente en Ansys. Esta malla se importa seleccionando en “File”, “Import”. Cuando se pica en “Import”, aparece un cuadro en el que hay que seleccionar el fichero “*.cdb” que se había creado en Ansys. Una vez se ha abierto el cuadro “Import” se ha de cambiar el formato (por defecto está en “Free”) a “Ansys”, esto se realiza pulsando “Free” y luego pulsar “Ansys”.

Luego se tiene que buscar el archivo de la malla, para ello hay que pulsar “Filebox” y luego en la parte “Directories” hay que buscar la ubicación del archivo que contiene la malla y luego seleccionar el archivo de la malla en “files”. Por último, hay que pulsar “OK”. En la siguiente Figura puede verse la secuencia,

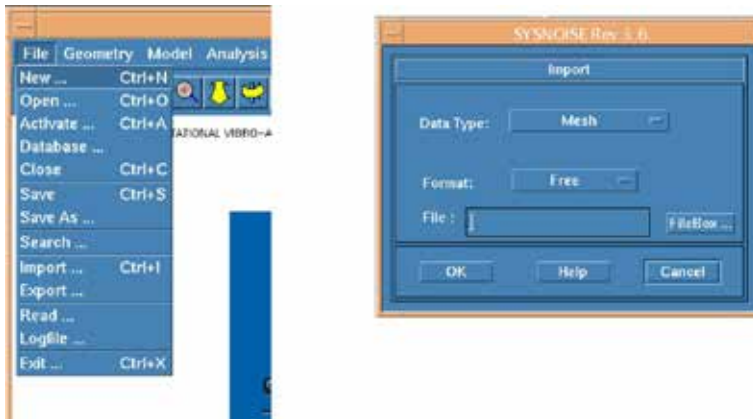


Figura 5.59. Cuadro para seleccionar el fichero que ha de importarse.

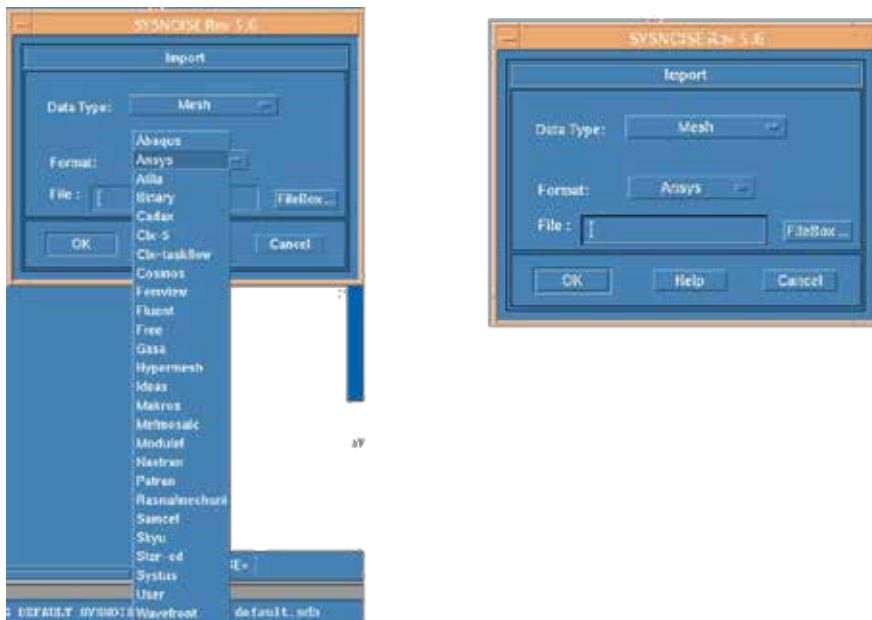


Figura 5.60. Cuadro mostrando el cambio de formato para la malla.



Figura 5.61. Cuadro para seleccionar el archivo de las mallas.

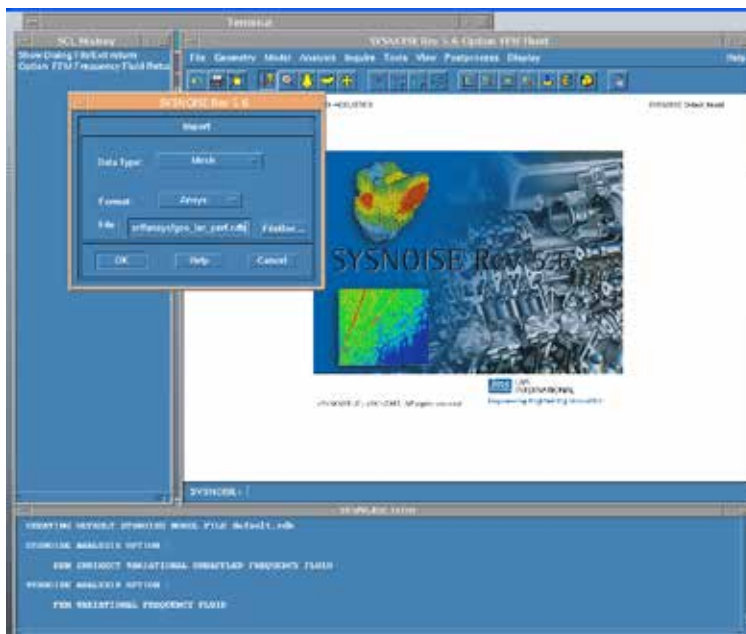


Figura 5.62. Cuadro para importar la malla.

Una vez seleccionado el fichero “*.cdb” deseado, se pica en “OK”, y aparecerá la malla que se había creado en Ansys,

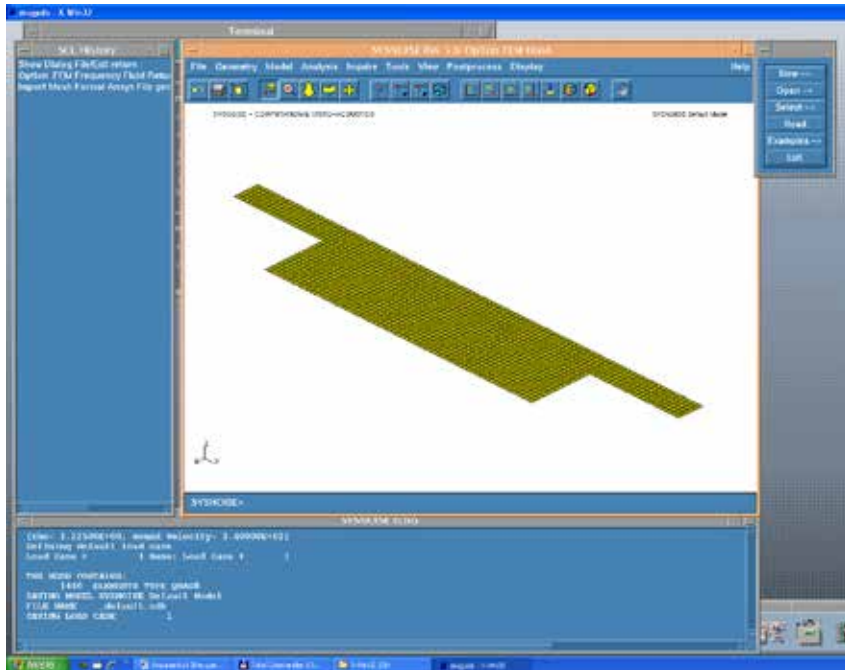


Figura 5.63. Malla creada en Ansys importada por Sysnoise.

Ahora se va a girar la Figura para tenerla en una posición que nos permita trabajar más cómodamente con ella. Para ello, en “Display”, “View point”, “XY”.

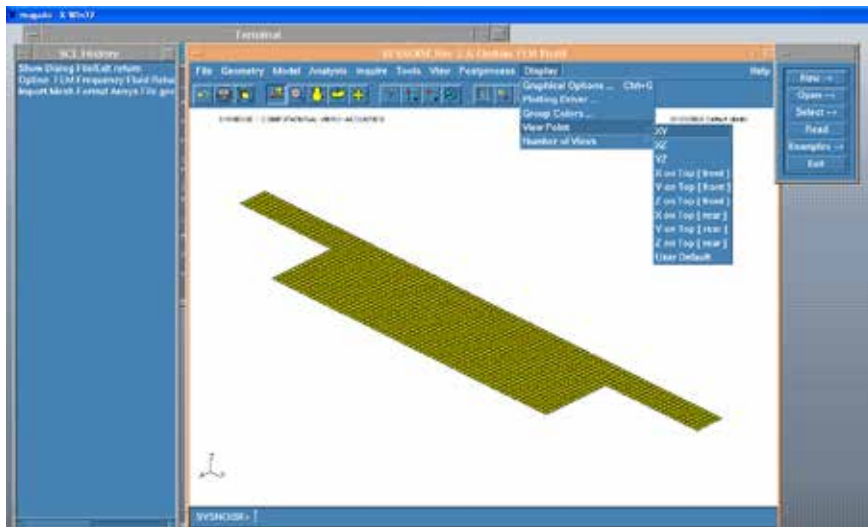


Figura 5.64. Secuencia a seguir para girar la malla.

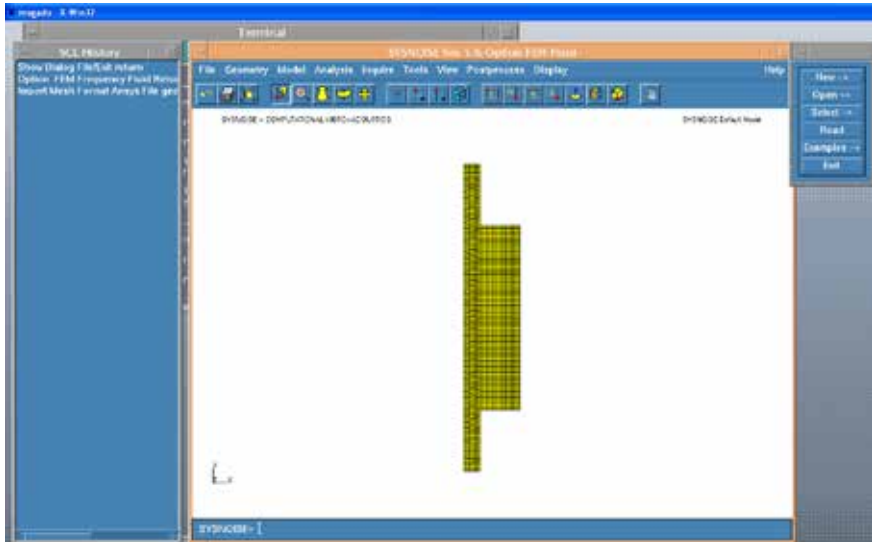


Figura 5.65. Pantalla con la malla girada.

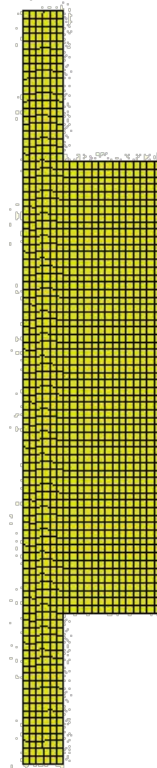


Figura 5.66. Resultado del giro.

Una vez ya se ha elegido el método de los elementos finitos (FEM), hay que darle las condiciones en las que se quiere realizar ese cálculo. En primer lugar, se selecciona la opción que le indica a Sysnoise que el problema es axisimétrico. Para ello, se abre “Geometry”, y una vez ahí, “Axisymetry”,

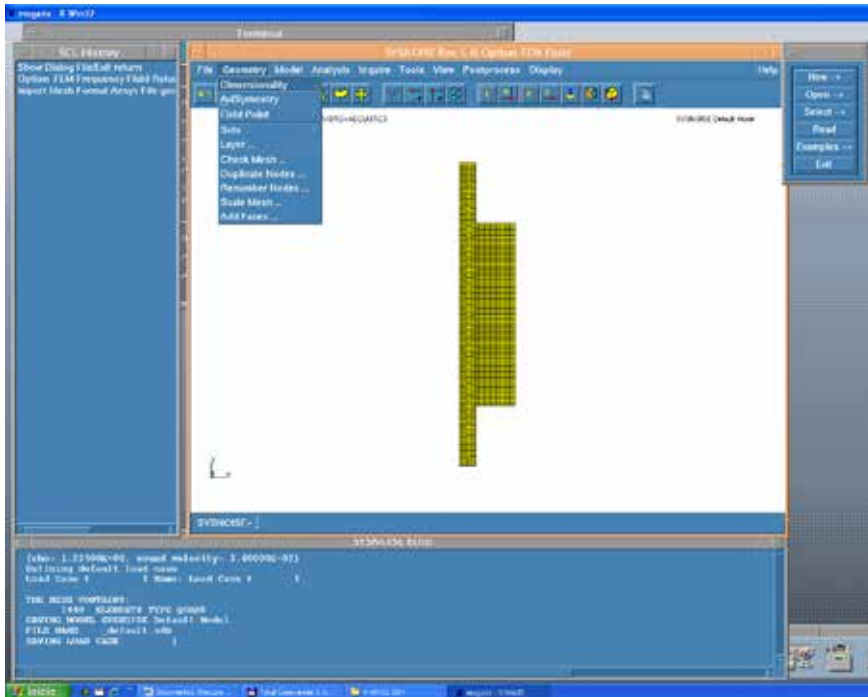


Figura 5.67. Cuadro para seleccionar axisimetría.

Se puede comprobar que efectivamente la geometría obtenida con Ansys es la deseada. Es decir, que realmente existen los tubos. Para ello, se hace clic en “Toggle rendering style”,

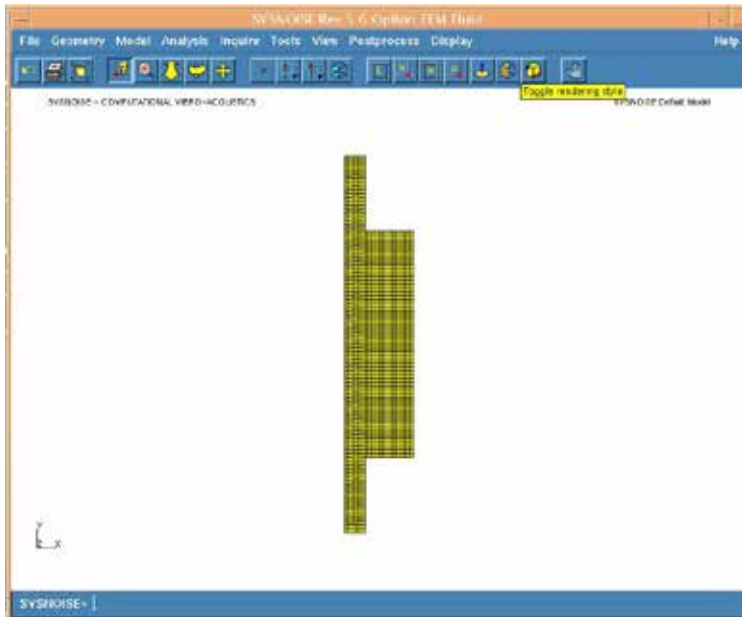


Figura 5.68. Pulsar "Toggle rendering style".

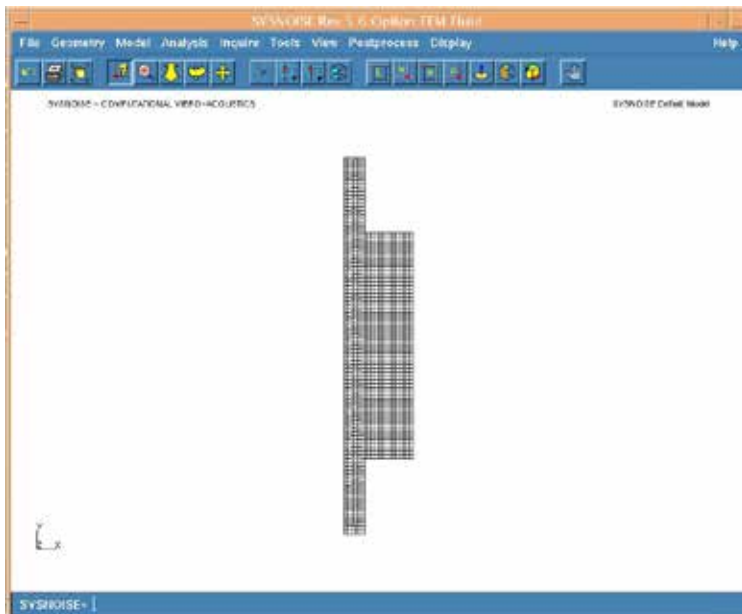


Figura 5.69. Resultado de pulsar "Toggle rendering style" una vez.

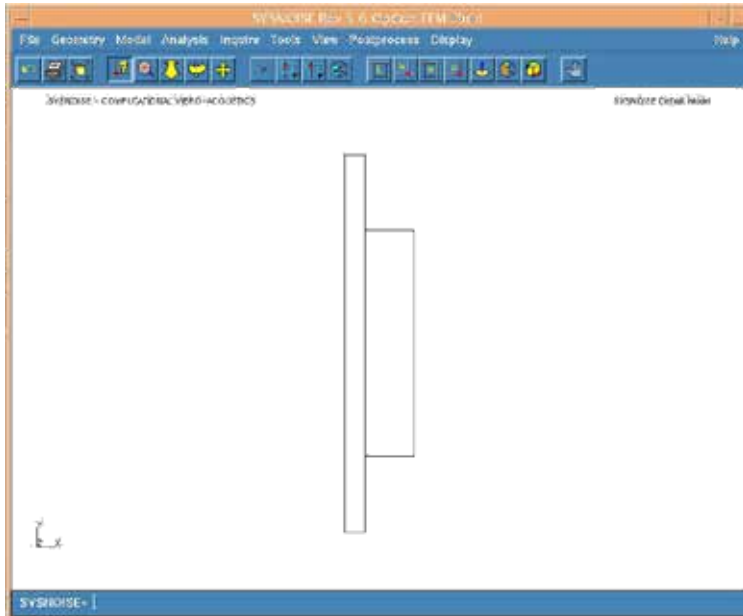


Figura 5.70. Resultado de pulsar “Toggle rendering style” dos veces.

Ahora se aplican las condiciones de contorno necesarias para realizar el cálculo. Estas condiciones son diferentes a la entrada y a la salida del silenciador. Tal y como está dispuesto el silenciador, la entrada sería el tubo de la parte inferior, y la salida el tubo de la parte superior. Primero hay que indicar a Sysnoise cual corresponde a la entrada y cual a la salida. Con el “Box select” se seleccionan las caras.

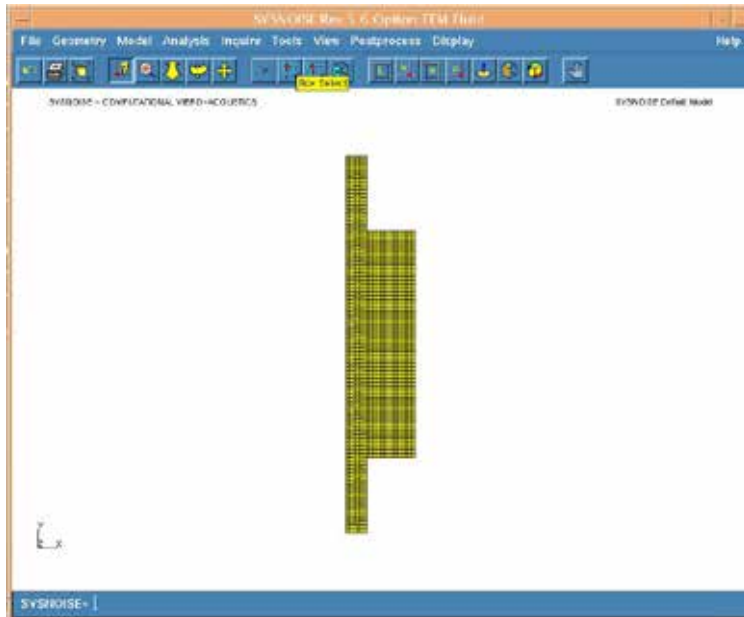


Figura 5.71. "Box select".

El siguiente paso es crear las caras de entrada y de salida. Con el "Box select" seleccionado y arrastrando el cursor, se crea una cara.

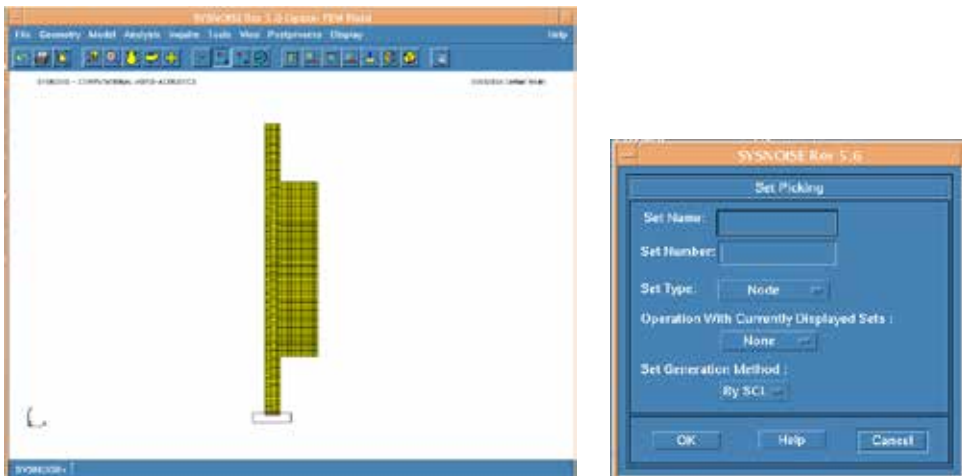


Figura 5.72. Secuencia para la creación de la cara de entrada.

En el cuadro que aparece cuando se ha seleccionado la cara, se escribe el nombre con el que se va a llamar a cada cara. En este caso, se ha dado el nombre “entrada”, en la casilla correspondiente a “Set name”. En la casilla “Set type” ha de seleccionarse “Faces”. Entonces se hace clic en “OK”, en la parte inferior izquierda del cuadro.



Figura 5.73. Selección de entrada.

Una vez creada la cara de entrada, ya se le puede indicar a Sysnoise la condición de contorno en esta cara. La condición es de presión, 1Pa en la parte real. Para introducirla se selecciona “Model”, “Pressure B.C.”, “Manual”, como se ve en la siguiente secuencia.

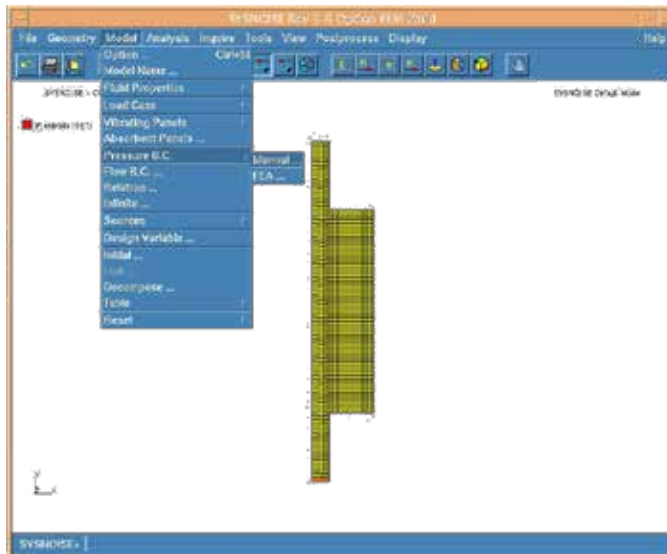


Figura 5.74. Secuencia para introducir las condiciones de contorno.



Figura 5.75. Secuencia para la condición de contorno de la cara de entrada.

Finalmente, se hace clic en “Add”, en la parte inferior izquierda del tercer cuadro de la secuencia.

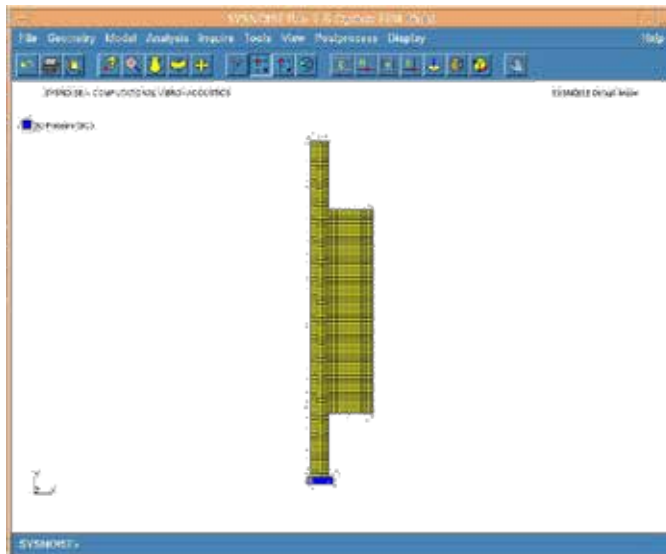


Figura 5.76. Condición de contorno en la entrada.

Para imponer la condición de contorno a la salida se sigue el mismo proceso que para la entrada. Esta vez, la condición es de impedancia anecoica. Al igual que para la entrada, con el “Box select” se crea la cara de salida, y en el cuadro que aparece se escribe el nombre con el que se va a llamar a la cara de salida. En este caso, se ha dado el nombre “salida”, en la casilla correspondiente a “Set name”. En la casilla “Set type” ha de seleccionarse “Faces”. Entonces se hace clic en “OK”, en la parte inferior izquierda del cuadro.

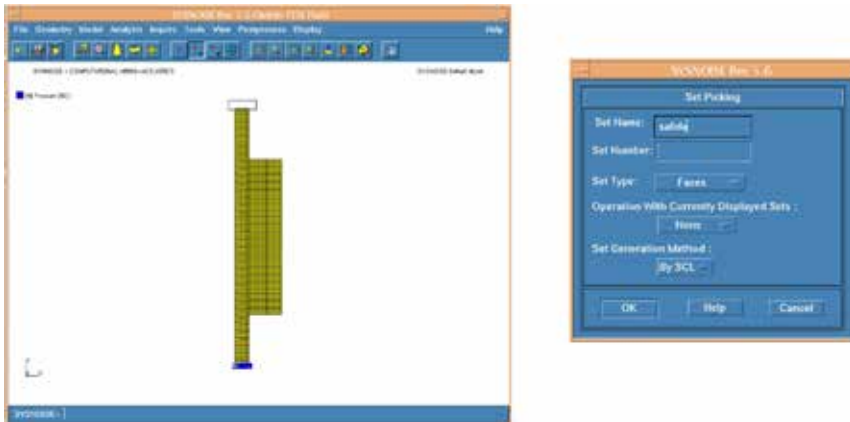


Figura 5.77. Secuencia para la creación de la cara de salida.

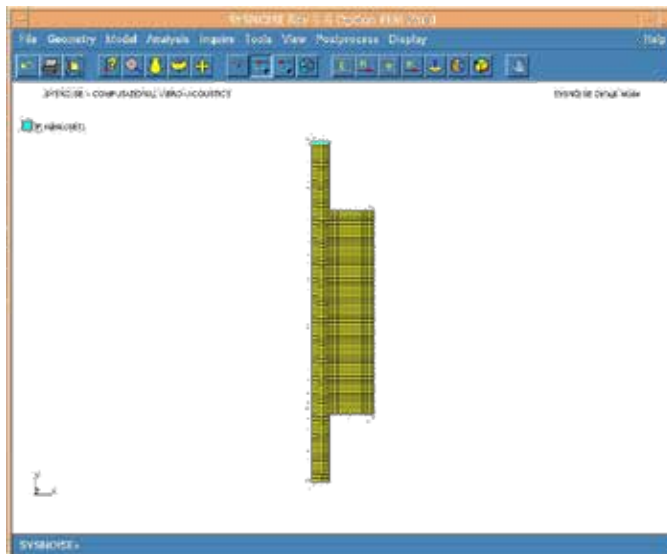


Figura 5.78. Condición de contorno en la salida.

Una vez creada la cara de salida, ya se le puede indicar a Sysnoise la condición de contorno en la salida. La condición es de impedancia anecoica, $Z = 416.5 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. Para introducirla se selecciona “Model”, “Absorbent Panels”, como se puede observar en la siguiente secuencia.

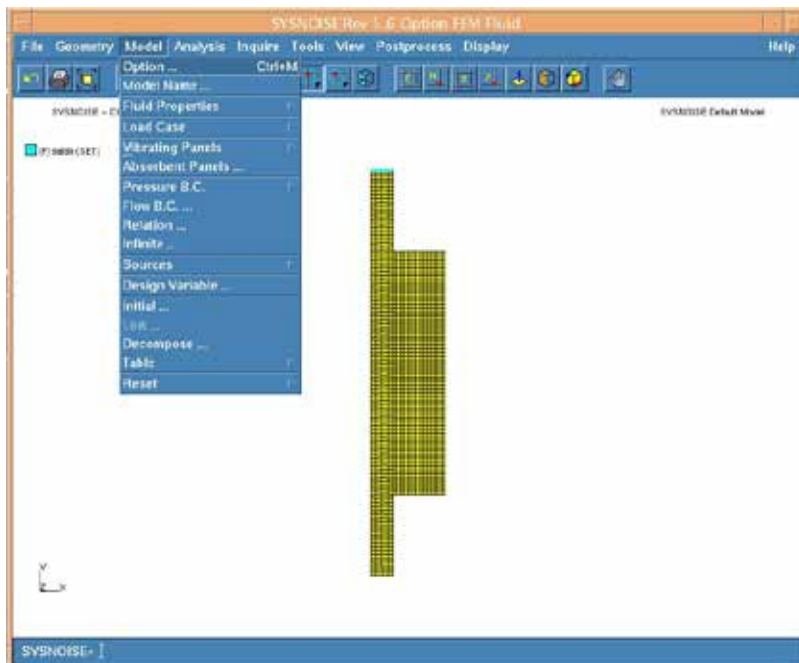


Figura 5.79. Ruta para introducir la condición de contorno para la salida.



Figura 5.80. Secuencia para la condición de contorno de la cara de salida.

Finalmente, se hace clic en “Add”, en la parte inferior izquierda del segundo cuadro de la secuencia.

Para poder simular el efecto de la caída de temperatura dentro del silenciador se divide el silenciador en 6 zonas, 4 correspondientes al aire dentro del tubo (aire a 300°C, 250°C, 150°C y 100°C) y 2 correspondientes al material absorbente (esto es porque con la temperatura cambia la resistividad del material absorbente, por lo que, un material absorbente de resistividad 4896 rayl/m a una temperatura de 150° C tendrá una resistividad 6508 rayl/m y a 250°C tendrá 7535 rayl/m).



Figura 5.81. Esquema del silenciador.

El siguiente paso es crear cada “Set del Absorbente” y cada “Set del aire”. Se crea con el “Box select” seleccionado y arrastrando el cursor sobre la zona del absorbente, y en el cuadro que aparece se escribe el nombre con el que se va a llamar al Set. Para poder seleccionar la mitad de los elementos, primero se muestran el número de todos los nodos utilizando el botón “Show/Hide Node Number”, luego se realiza un posterior zoom de la zona para localizar el nodo situado en la mitad utilizando el botón “Zoom in” y seleccionando la zona a examinar. En las siguientes pantallas se muestra la secuencia a seguir para poder dividir las zonas.

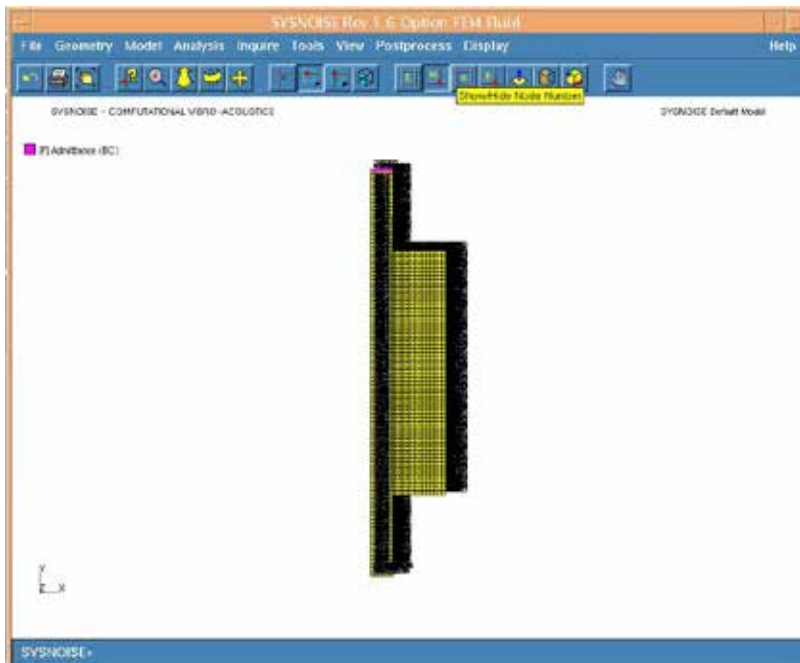


Figura 5.82. Figura con todos los nodos.

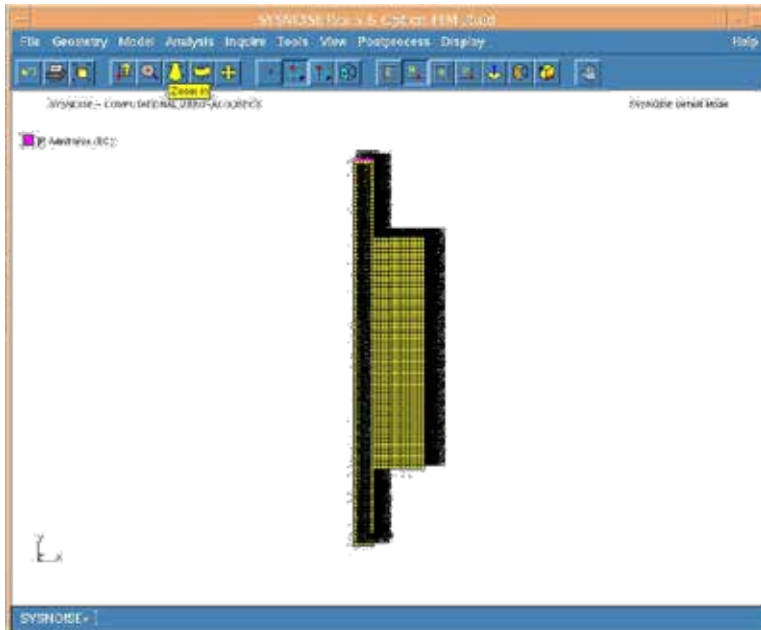


Figura 5.83. Botón de "Zoom in" ..

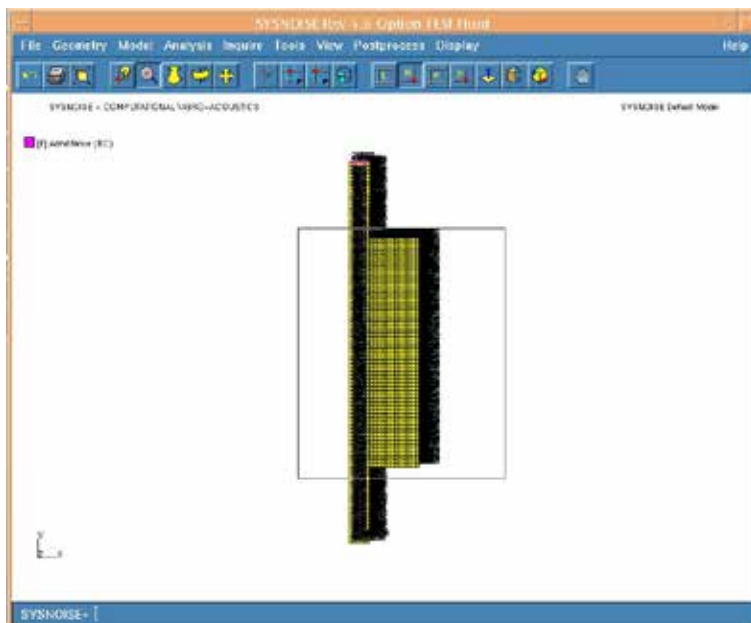


Figura 5.84. Cuadro de Zoom.

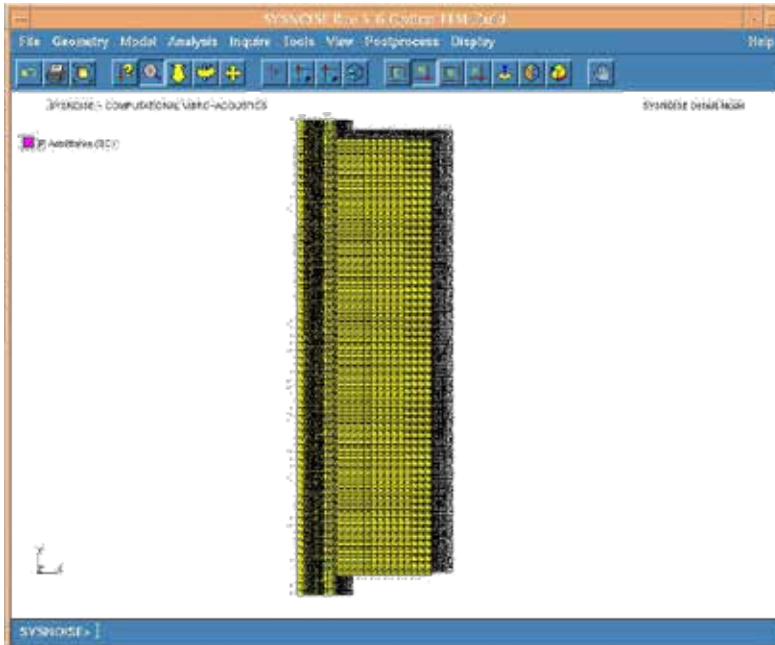


Figura 5.85. Resultado del Zoom.

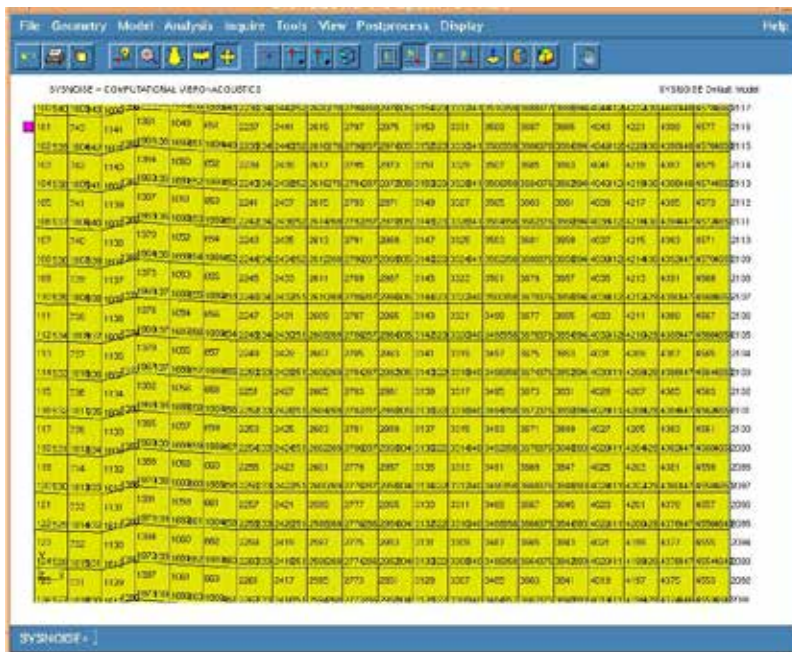


Figura 5.86. Mayor Zoom.

Figura 5.87. Zoom para determinar la mitad.

Una vez identificado el punto medio (línea del 2103) se procede a definir las zonas. Nodos de mitad son: 114 en línea hasta el 2103. Alrededores: 113 115, 2104 2102

En este caso se va a proceder a definir la zona con el absorbente 150. Para ello se selecciona la zona destinada con “Box select”, luego se ha dado el nombre “abs150” en la casilla correspondiente a “Set name”. En la casilla “Set type” ha de seleccionarse “Element”. Entonces se hace clic en “OK”, en la parte inferior izquierda del cuadro.

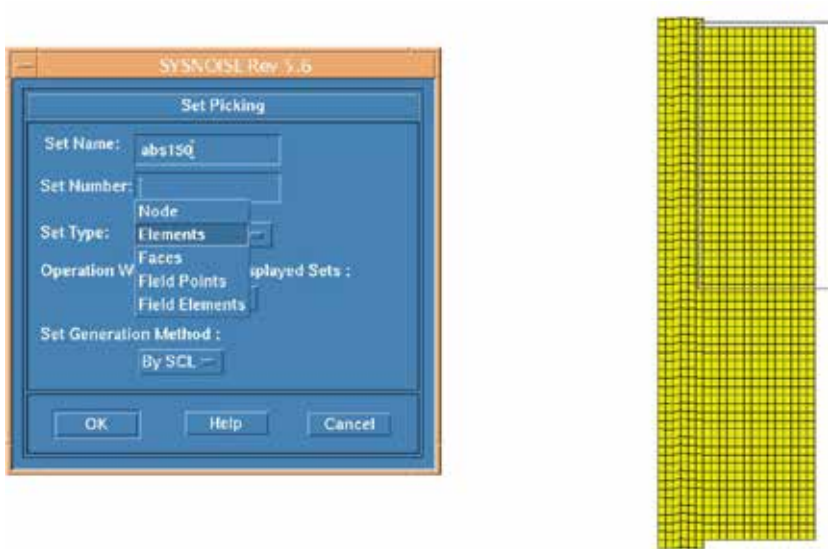


Figura 5.88. Secuencia para definir el Set del Absorbente.

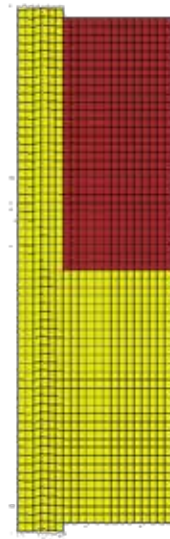


Figura 5.89. Set del Absorbente a 150°C.

Una vez definido el Set del absorbente a 150°C se procede de la misma manera para el Set del absorbente a 250°C.



Figura 5.90. Secuencia para definir el Set del Absorbente.

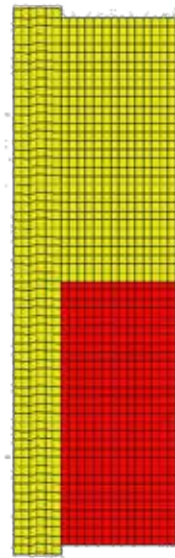


Figura 5.91. Set del Absorbente a 250°C.

Una vez creado el “Set de elementos”, ya se le puede indicar a Sysnoise la definición de un nuevo material, el absorbente. Para definirlo, previamente se deben importar las tablas de velocidad y densidad de los

materiales para cada frecuencia de estudio, calculadas en el programa “Absorbente”, explicado en el Anexo I. Para ello se va a “Model”, “Table”, “From File”, se elige el fichero de la estación de trabajo en donde se encuentren nuestras tablas, importándolas dándole un nombre y un número, como se ve en la siguiente figura:

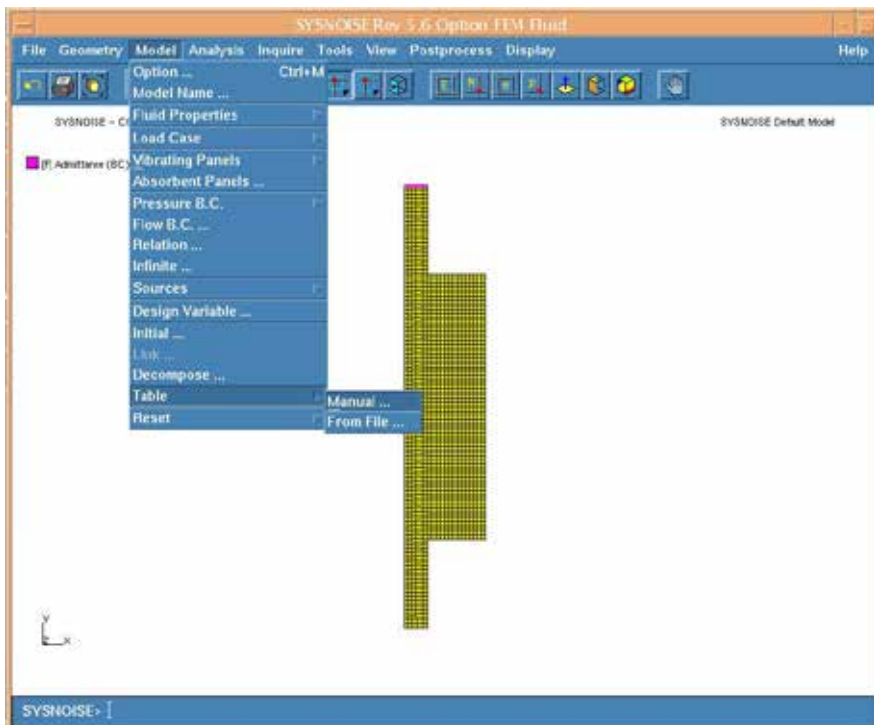


Figura 5.92. Secuencia para cargar tablas.



Figura 5.93. Cuadro para importar Tablas.

Se procede de la misma manera para importar la tabla de densidad (“dens250”) y para introducir las tablas del material a 150°C (“vel150” y “dens150”).

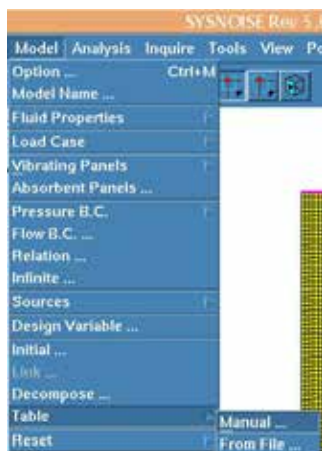


Figura 5.94. Secuencia para cargar tablas.



Figura 5.95. Cuadro para importar las Tablas para densidad 250°C, 150°C y velocidad 150°C.

Una vez importadas las tablas, se procede a la definición del absorbente. Para ello se selecciona “Model”, “Fluid Properties”, “Material Definition”, “Fluid”, y se carga las tablas antes importadas de velocidad y densidad, y se las asignamos al Set de Elementos referente al Absorbente, como indica la figura:

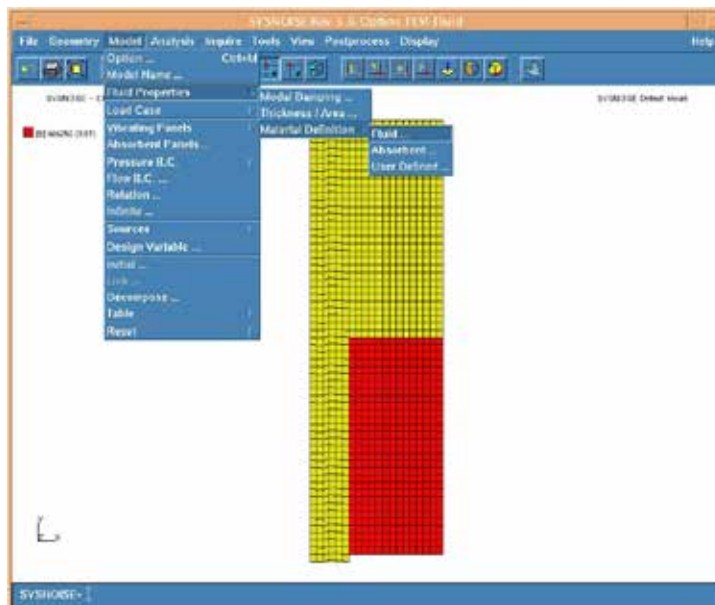


Figura 5.96. Secuencia para definir el absorbente como nuevo material.

El primer paso a seguir cuando se ha abierto el cuadro “Acoustic Material: Fluid” es poner el nombre (abs250). Luego en el apartado de “Sound Velocity” se selecciona “Table” y luego pulsando “Tabel Selector...” para elegir la tabla deseada ([1]vel250). Con el apartado “Mass Density” se procede de la misma manera y se selecciona la tabla [2]dens250. Para finalizar se selecciona el elemento al que aplicar estas propiedades pulsando “Element Selector” y seleccionando el set abs250. Después de todo esto se pulsa “OK”.

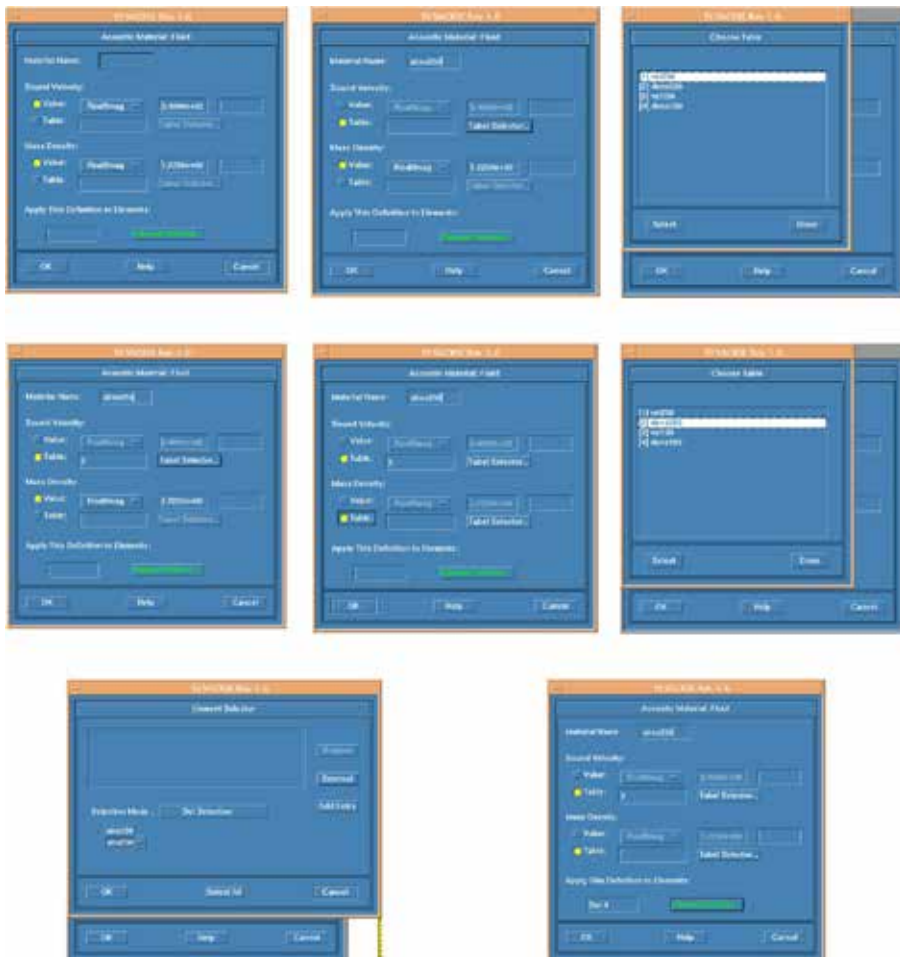


Figura 5.97. Secuencia para definir el absorbente como nuevo material.

Se procede de la misma manera con el absorbente a 150°C.

Para introducir el efecto del perforado, se deben seguir una serie de pasos. Primero se crean los 4 sets de elementos nuevos por la parte del aire en el tubo (sets de aire a 300°C, 250°C, 150°C Y 100°C), entonces ya se tendrán dos sets de elementos, el del material absorbente y el del aire en la parte del tubo para una misma temperatura dentro de la cámara. Se generan los sets tal y como se hizo con el material absorbente.

Para ello se selecciona la zona destinada con “Box select” y se arrastra sobre todos los elementos que pertenezcan cada zona de diferente temperatura para el aire dentro del tubo. Luego se da el nombre correspondiente (“air100”, “air150”, “air250” y “air300”) en la casilla correspondiente a “Set name”. En la casilla “Set type” ha de seleccionarse “Element”. Entonces se hace clic en “OK”, en la parte inferior izquierda del cuadro.

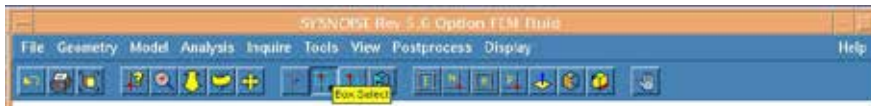


Figura 5.98. Cuadro para elegir el comando “Box Select”.

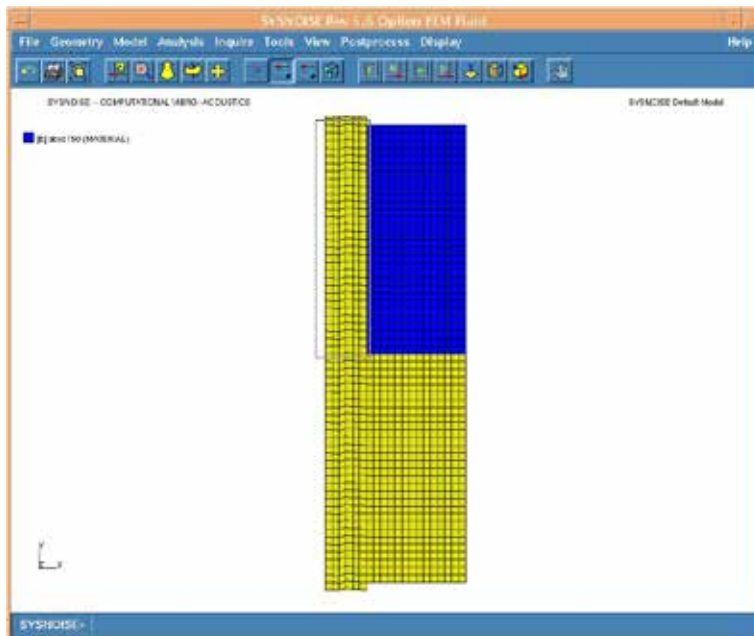


Figura 5.99. Selección zona aire a 150 °C, set del aire a 150 °C (air150).



Figura 5.100. Cuadro para definir el set de aire a 150 °C (air150).

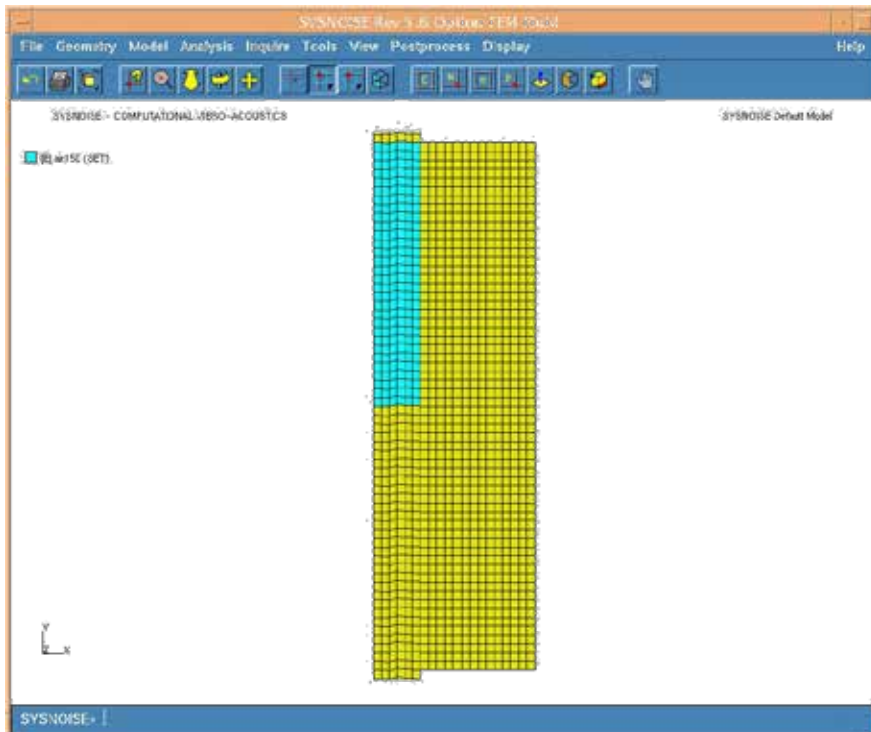


Figura 5.101. Zona definida como air150.

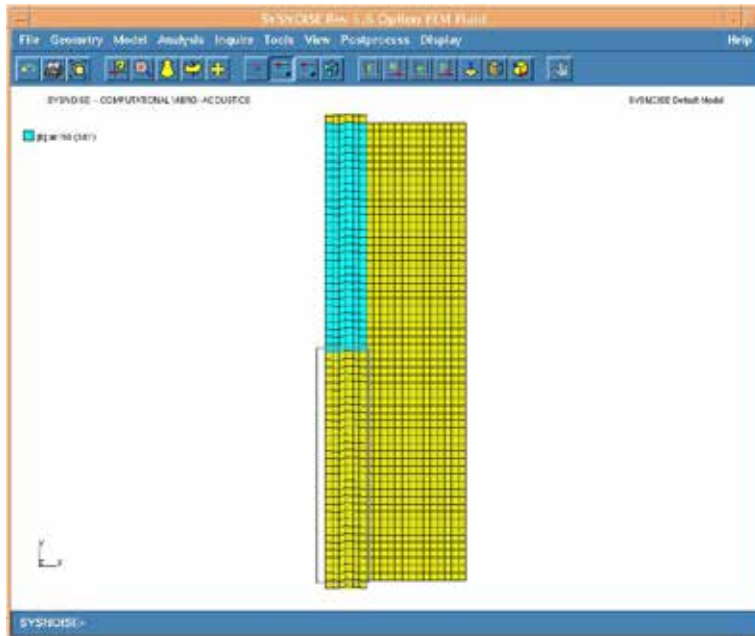


Figura 5.102. Selección zona aire a 250 °C, set del aire a 250 °C (air250).

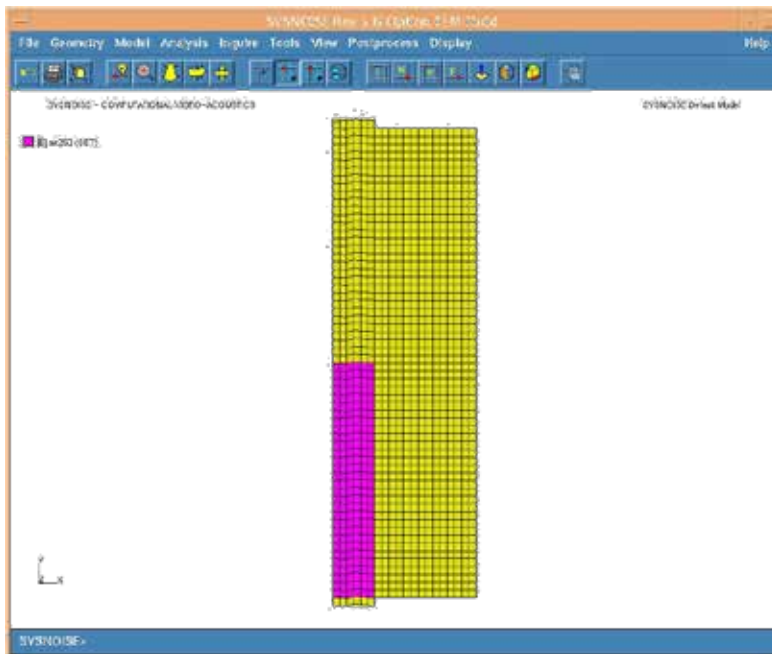


Figura 5.103. Zona definida como air250.

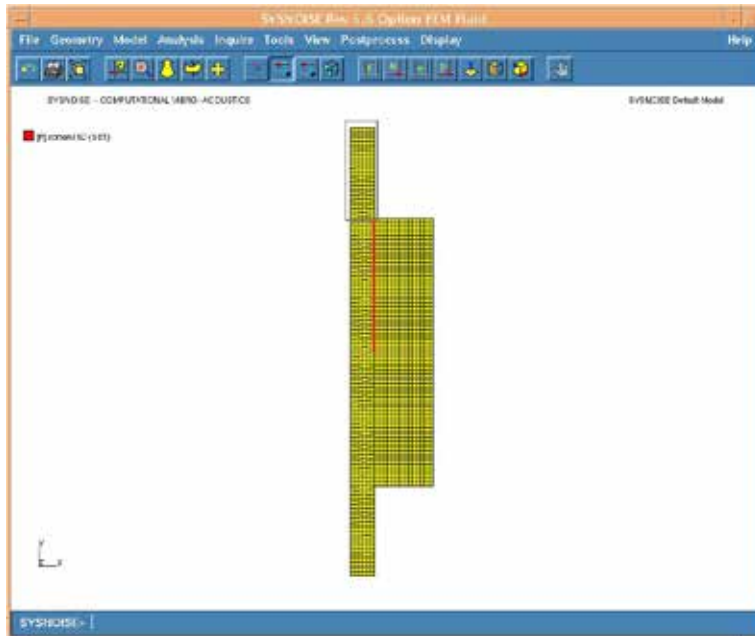


Figura 5.104. Selección zona aire a 100 °C, set del aire a 100 °C (air100).

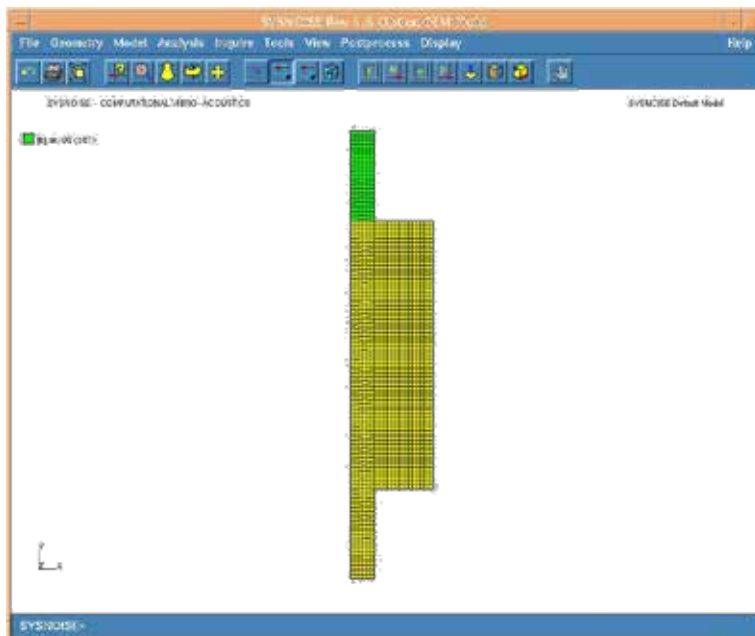


Figura 5.105. Zona definida como air100.

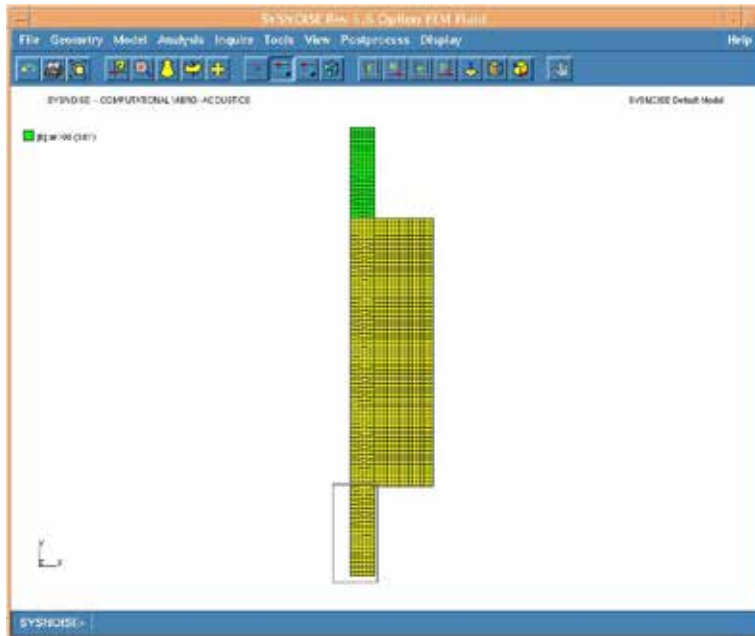


Figura 5.106. Selección zona aire a 300 °C, set del aire a 300 °C (air300).

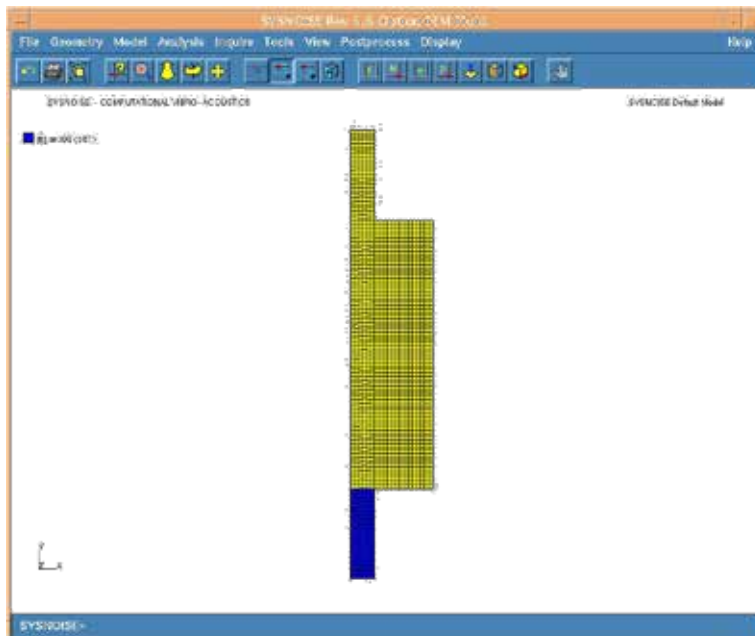


Figura 5.107. Zona definida como air300.

Ahora que están creados los dos sets de elementos para las diferentes temperaturas (150°C y 250°C), se crea el set de “Faces” (donde se hizo línea doble en Ansys) entre el aire y el absorbente. Aquí más adelante se situará el perforado, a este set, se le denomina set común (“comun150” y “comun250”) e irá entre las dos caras de los sets anteriores.

Se procede de la siguiente manera para definir el set comun250.

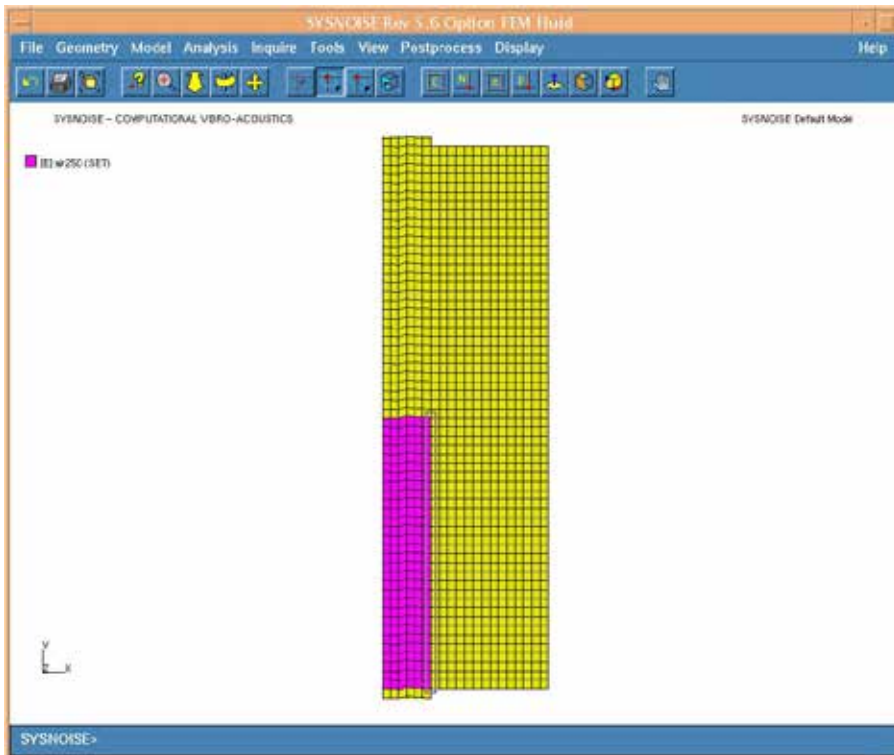


Figura 5.108. Selección zona común para definir el set común a 250°C (comun250).

Recordar que éste es un set de “Faces” y como tal hay que indicarlo en el recuadro de introducción de datos del set.



Figura 5.109. Cuadro para definir el set común a 250°C(comun250).

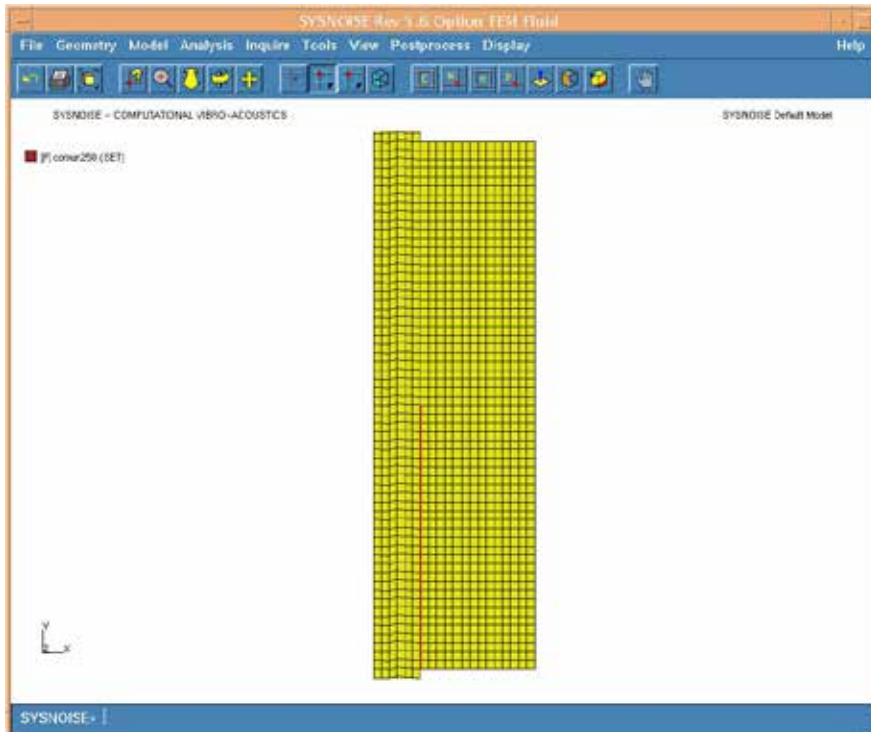


Figura 5.110. Zona definida como comun250.

Se procede de la misma manera para definir el set común150.



Figura 5.111. Cuadro para definir el set común a 150°C (comun150).

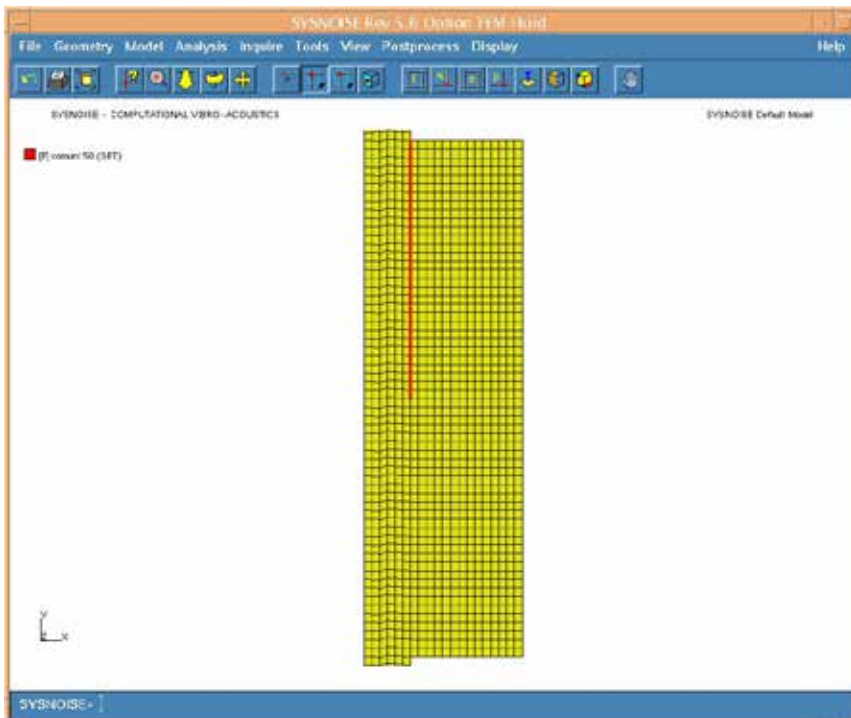


Figura 5.121. Zona definida como comun150.

Ahora ya se puede pasar a crear el efecto del tubo perforado. Para ello crearemos con el set “envelope generation”, las líneas exteriores a cada

set de elementos y se intersectan con la línea común, para tener así definida la situación de lo que delimita al perforado por ambos lados.

Primero se crea el set “envelope generation” selecciona “Geometry”, “sets” y “Envelope Generation”. Luego en la casilla “Set name” se da el nombre (“aire150”, “aire250”, “fibra150” y “fibra250”) y luego se pulsa el botón “Element Selector” para seleccionar el correspondiente set (“air150”, “air250”, “abs150” y “abs250”).

Recordar que éste es un set de “Faces” y como tal hay que marcarlo en el recuadro de introducción de datos del set.

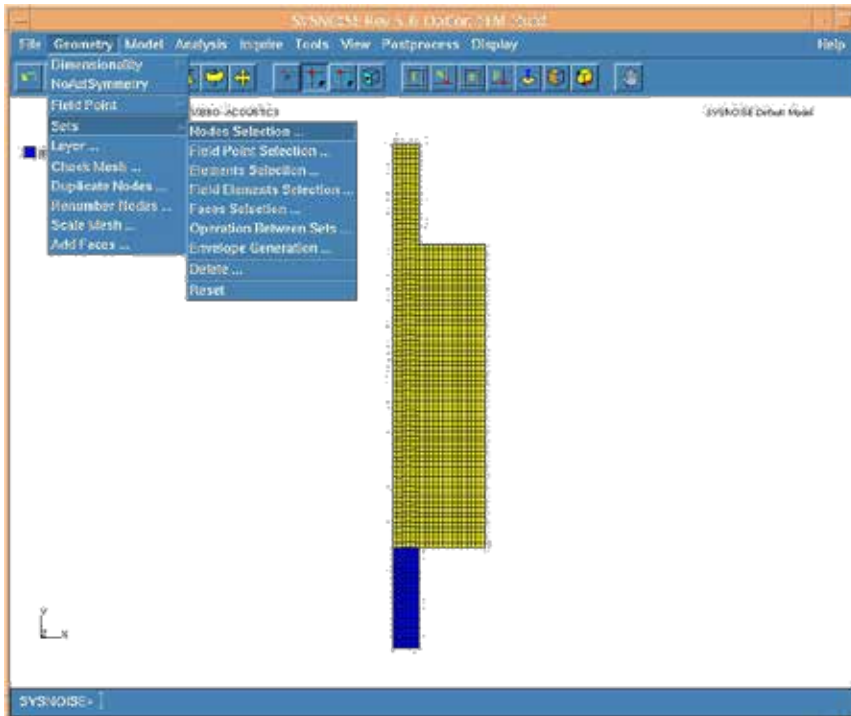


Figura 5.113. Secuencia de Envelope Generation.

Al pinchar en “envelope generation”, saldrá un cuadro, y se procede a completar la información de la siguiente manera:

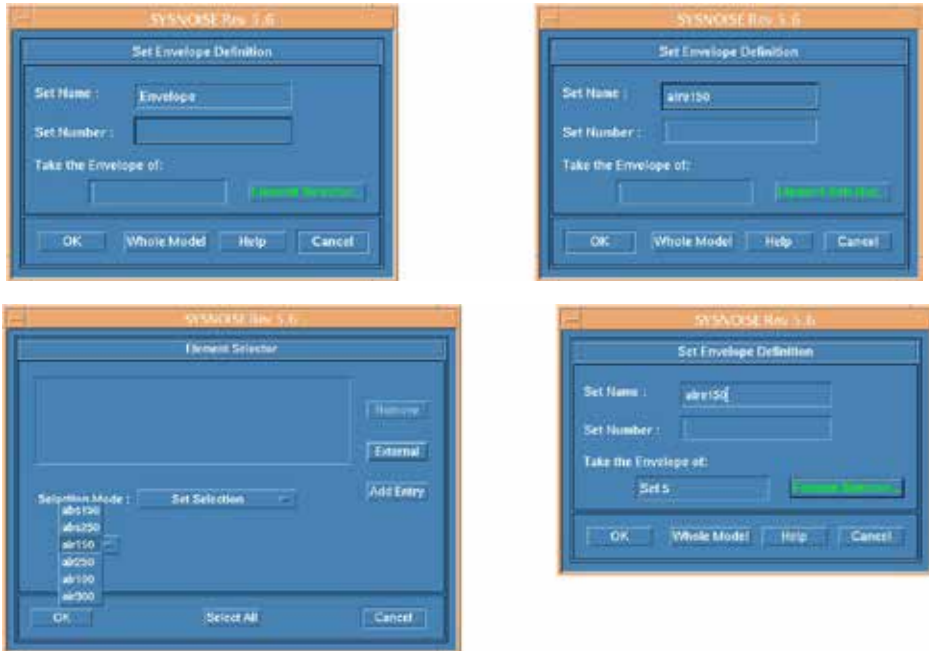


Figura 5.114. Definición utilizando “Envelope Generation”.

En la casilla correspondiente a “Set Name”, se pone el nombre que se le quiera dar, en este caso, como se van a definir las caras del set de elementos del aire, se le llama “aire”, se pincha en OK, y se obtiene el siguiente dibujo en pantalla; las líneas resaltadas indican las caras pertenecientes a este set de elementos seleccionado.

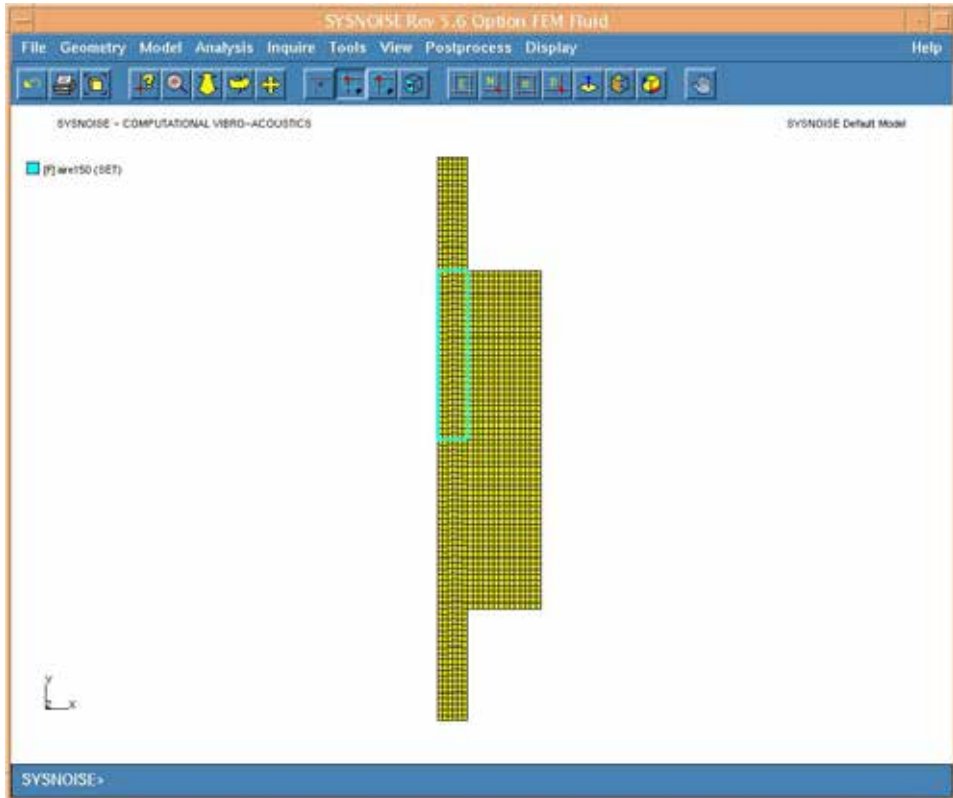


Figura 5.115. Set Envelope Genration "Aire150".

Se procede a crear el set "envelope generation" para el aire a 250°C y para el absorbente a 150°C y 250°C.



Figura 5.116. Envelope Generation para el aire a 250°C.

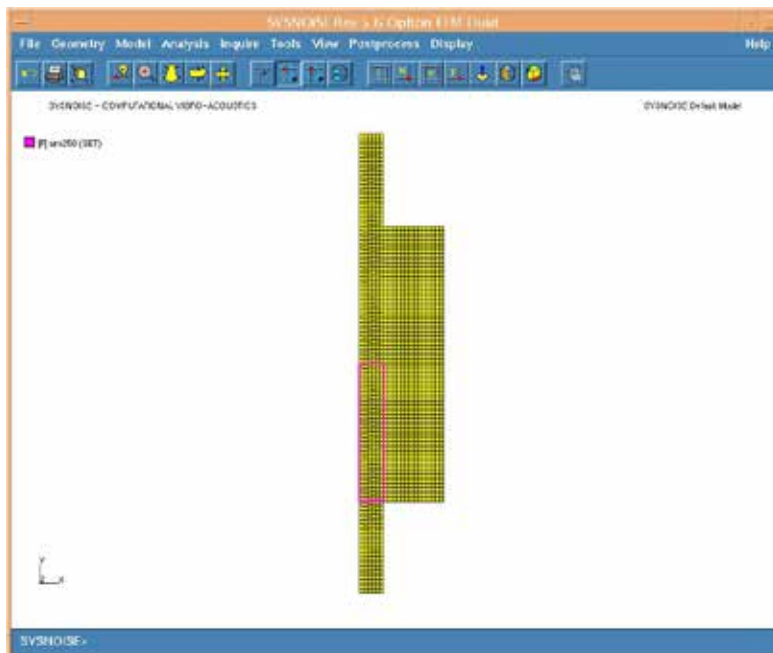


Figura 5.117. Set Envelope Generation "Aire250".



Figura 5.118. Envelope Generation para el absorbente a 150°C.

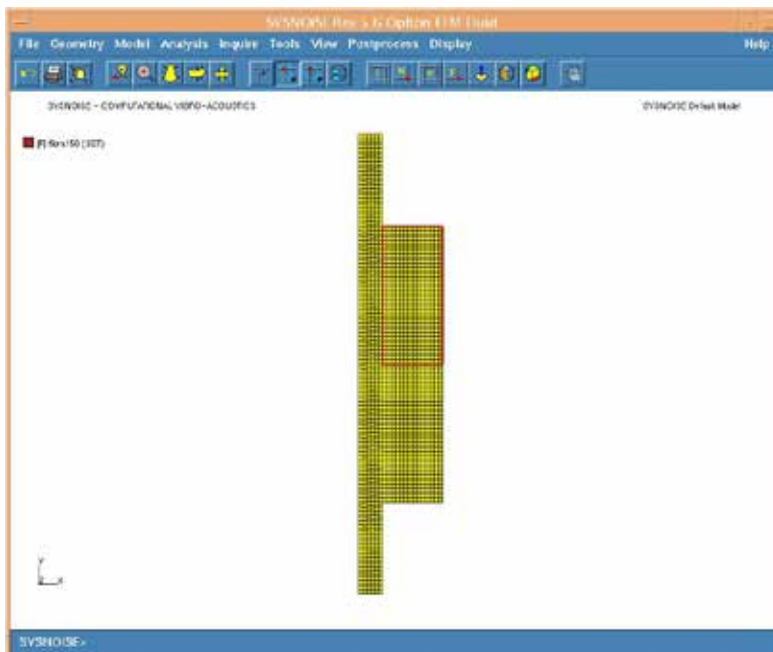


Figura 5.119. Set Envelope Genration “fibra150”.



Figura 5.120. Envelope Generation para el absorbente a 250°C.

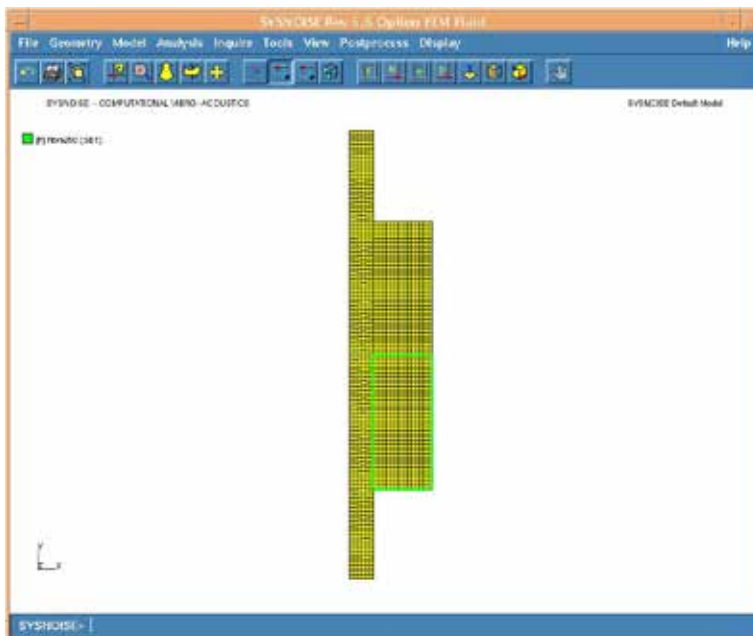


Figura 5.121. Set Envelope Generation "fibra250".

Para finalizar, se importarán las tablas adecuadas para simular el efecto del perforado, generadas con un programa de Mathcad explicado con detalle en el Anexo II, de la misma manera que se importaron las de velocidad y densidad para el material absorbente a las diferentes temperaturas. Estas tablas se llaman, cero150, cero250, beta150, beta250, menosbeta150 y menosbeta250. Para ello se va a “Model”, “Table”, “From File”, se elige el fichero de la estación de trabajo en donde se encuentren nuestras tablas (en nuestro caso la extensión es: var_temp1/larga/perf/abs4896/t150/ y var_temp1/larga/perf/abs4896/t250/), importándolas y se les da un nombre y un número, como se ve en la siguientes figuras:

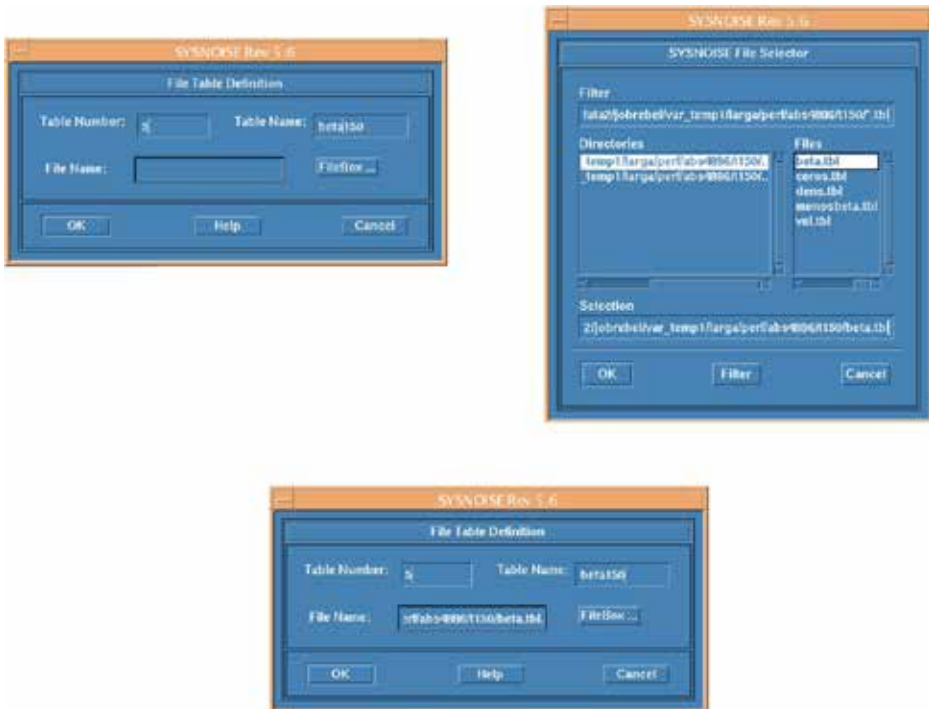


Figura 5.122. Secuencia para importar una tabla (beta150).



Figura 5.123. Cuadro para importar las tablas menosbeta150 y ceros150.



Figura 5.124. Cuadro para importar las tablas beta250, menosbeta250 y ceros250.

Con estas tablas se introducen las propiedades del perforado. Y con estos dos nuevos sets definidos para cada temperatura se procede a interseccionarlos con el set común, así se crean dos nuevos sets, uno perteneciente al perforado para la cara del aire y el otro perteneciente al mismo perforado, pero para la cara del absorbente. Para ello se acude a “Geometry”-“Sets”-“Operation Between Sets”, y aparecerá un cuadro como el de la siguiente figura. En la casilla de “name”, se coloca el nombre que se desea. Se recomienda alguno muy específico para evitar luego confusiones en la selección de sets, como por ejemplo “caratubo”, es decir, esta será la parte del perforado que está mirando al lado del aire. Y “carafibra” para la parte del perforado que está mirando al lado del absorbente.

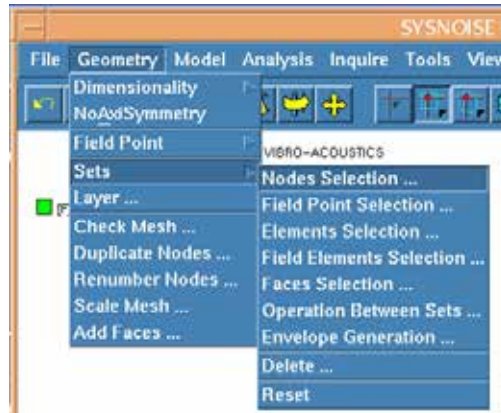


Figura 5.125. Secuencia para Operation Between Sets

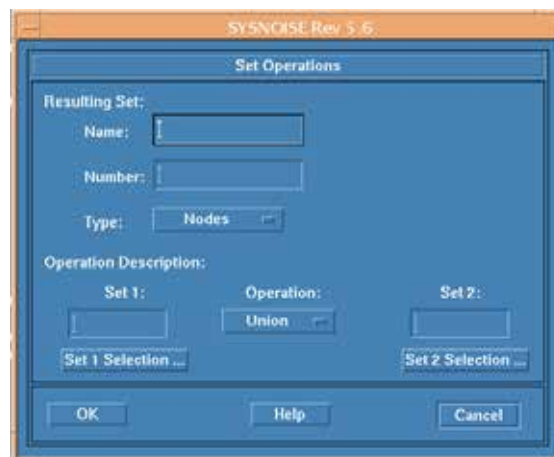


Figura 5.126. Cuadro Set Operation

Una vez ha salido la pantalla de “Set Operations” hay que indicar un nombre donde pone “name” (caratubo150, carafibra150, caratubo250 y carafibra250). Luego se cambia el “Type” y se pone “Faces”. Después en el “Set1” se pone la envolvente que se va a unir con la línea común (aire150, aire250, fibra150 y fibra250), se cambia la “Operation” a “Intersection” y finalmente se pone el común correspondiente (comun150 y comun250).



Figura 5.127. Secuencia para obtener caratubo150 utilizando "Operation Between Sets".

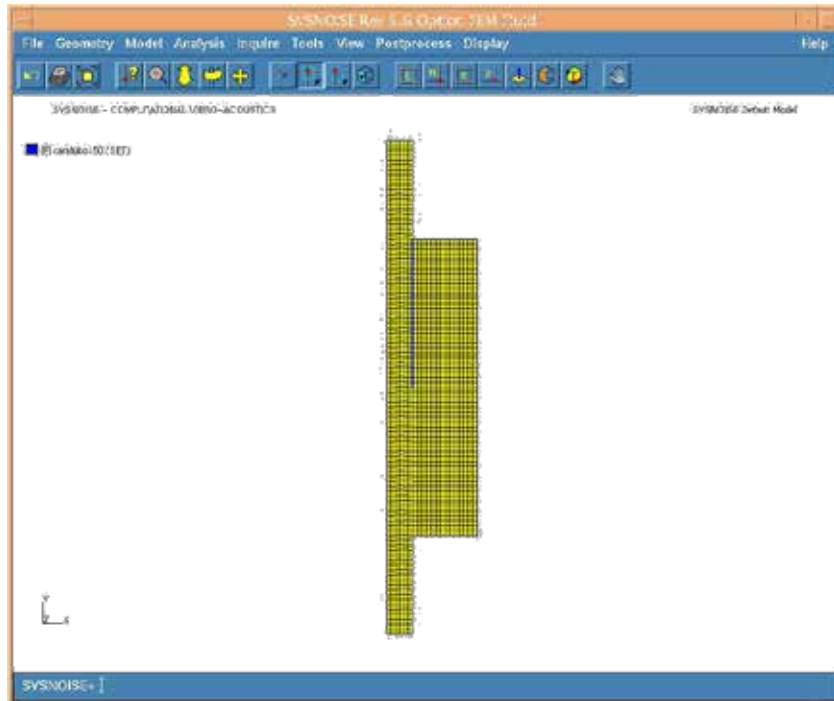


Figura 5.128. Set caratubo150 formado por "Operation Between Sets".

Se procede de la misma manera para carafibra150, caratubo250 y carafibra250.

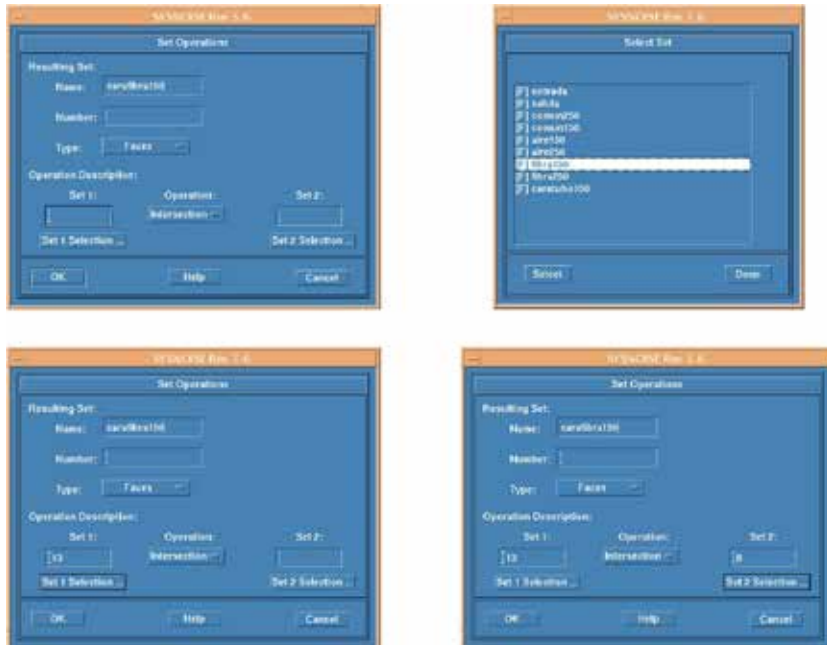


Figura 5.129. Secuencia para obtener carafibra150 utilizando "Operation Between Sets".

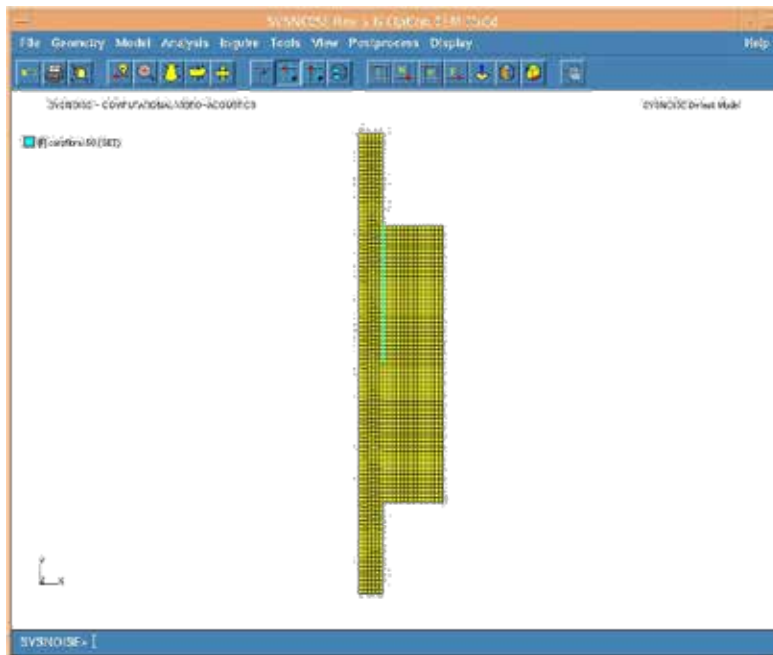


Figura 5.130. Set carafibra150 formado por "Operation Between Sets".



Figura 5.131. Secuencia para obtener caratubo250 utilizando "Operation Between Sets".

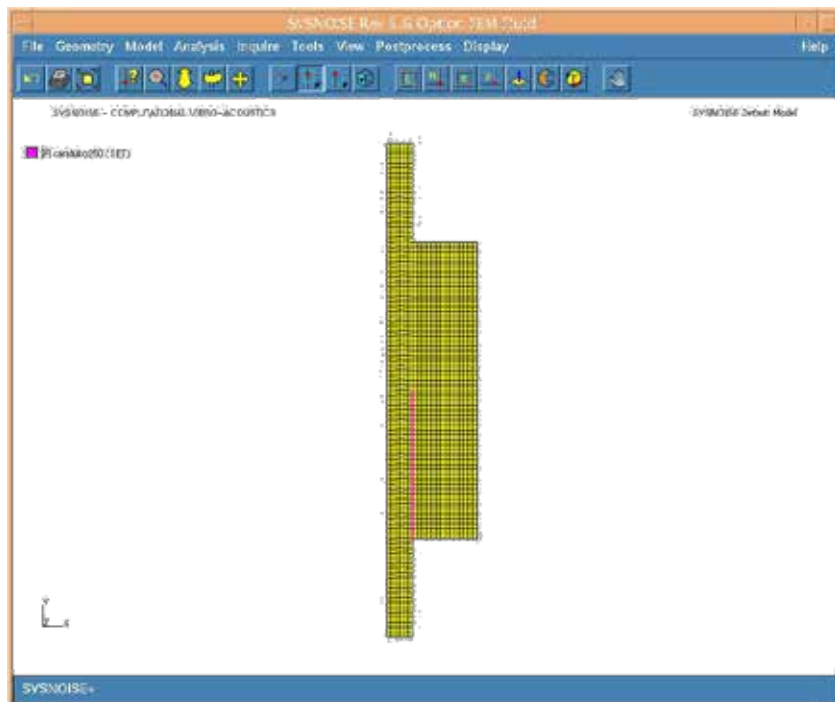


Figura 5.132. Set caratubo250 formado por "Operation Between Sets".

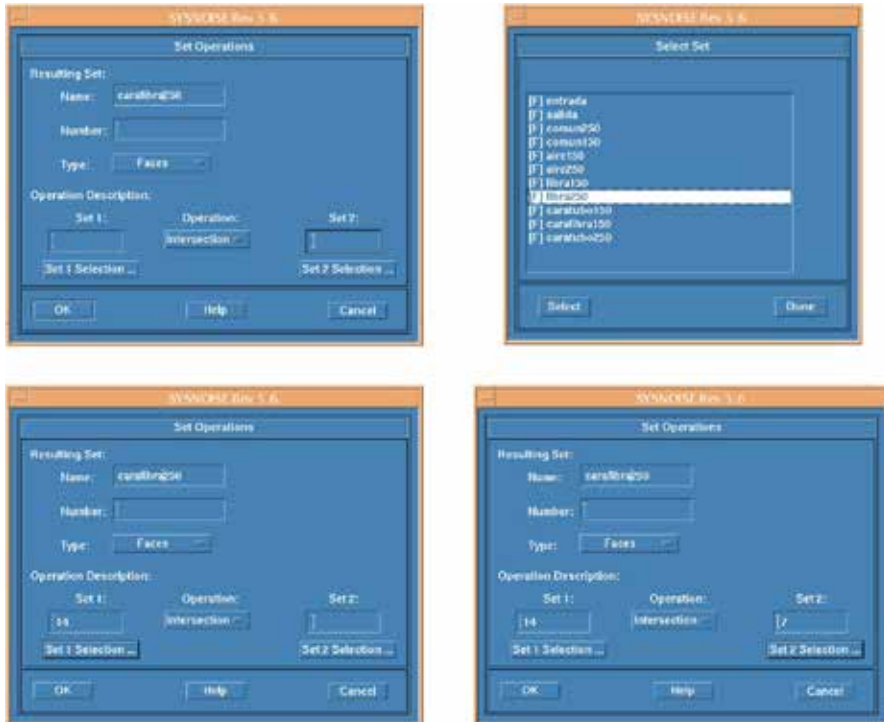


Figura 5.133. Secuencia para obtener carafibra250 utilizando “Operation Between Sets”.

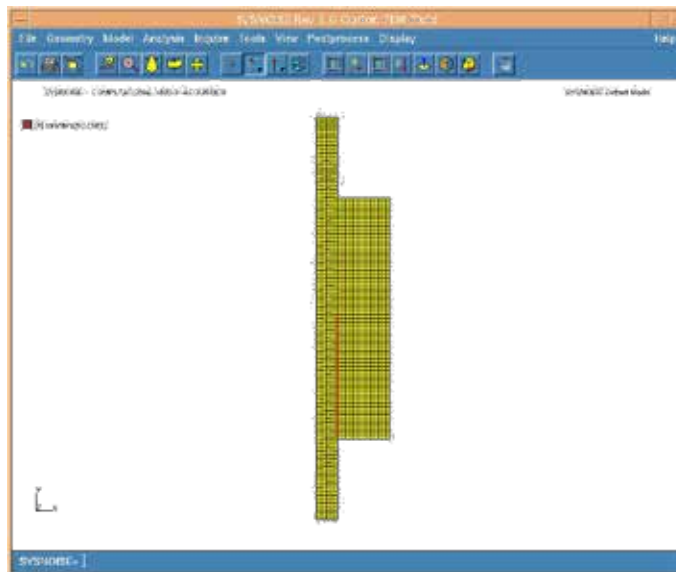


Figura 5.143. Set carafibra250 formado por “Operation Between Sets”.

Ésta ha sido la parte más complicada de este capítulo, la introducción del perforado y debe realizarse con cuidado, respetando los sets involucrados y poco a poco. Ahora falta introducir estas tablas en el perforado; para ello se selecciona “Model” – “Relation”, y aparece el siguiente cuadro:

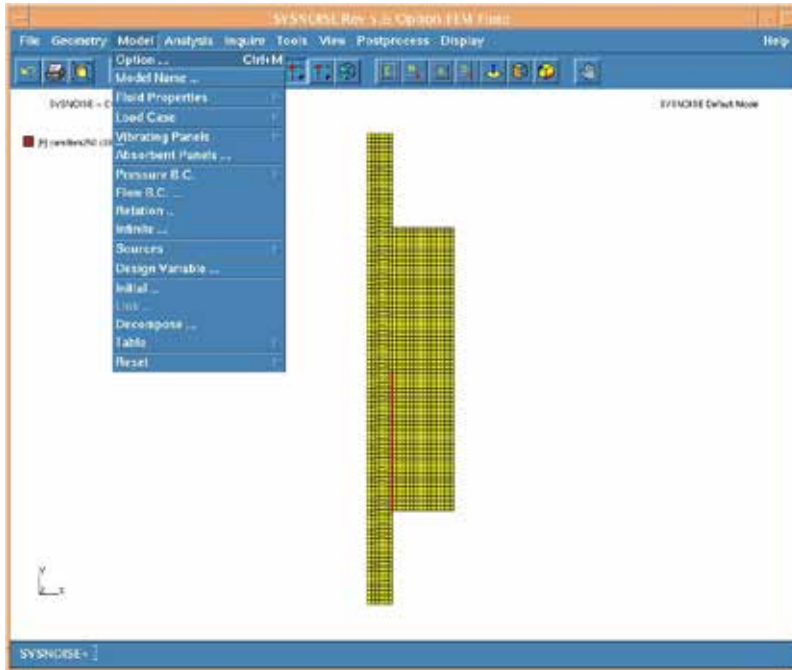


Figura 5.135 Secuencia “Model” – “Relation”.



Figura 5.136. Cuadro “Transfer Relation Definition”.



Para poder aplicar las propiedades del perforado en cada parte del perforado (caratubo150, carafibra150, caratubo250 y carafibra250) se tiene que abrir el cuadro “Transfer Relation Definition”. Para ello se procede a introducir las tablas que se han cargado con el fin de definir las propiedades del perforado. En “First Item Selection” se introduce el set de la operación “Intersection” entre la cara común y el set del aire, es decir, “caratubo150” creado anteriormente; seguidamente, en “Relation Definition UIT”, se marca la opción de “Tables”, y cambiará la estructura de la ventana a otra diferente con la posibilidad de seleccionar tablas, en las siguientes seis casillas y pinchando en “Table Selector” se selecciona el nombre de la tabla correspondiente a cada casilla siguiendo esta secuencia:

Alpha 1	Beta150
Alpha 2	Menosbeta150
Alpha 3	Ceros150
Alpha 4	Menosbeta150
Alpha 5	Beta150
Alpha 6	Ceros150

Tabla 5.4. Propiedades del perforado.

En “Second Item Selection” se selecciona el set de la operación Intersection entre la cara común y el set de la fibra, es decir, “carafibra150”, creado anteriormente. Y se pulsaOK.



Figura 5.137. Cuadros introducción del set de la operación (caratubo150) mediante "Face Selector".



Figura 5.138. Cambio de la forma de definición a tablas.



Figura 5.139. Introducción de la tabla beta150 en Alpha1.

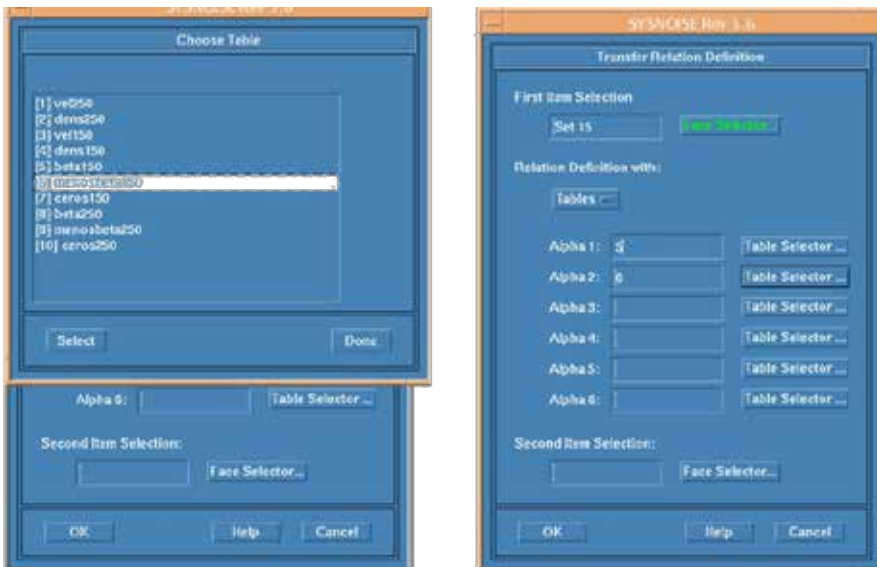


Figura 5.140. Introducción de la tabla menosbeta150 en Alpha2.



Figura 5.141. Cuadro con todas las tablas introducidas.



Figura 5.142. Cuadros introducción del set de la operación (carafibra150) mediante "Face Selector".



Figura 5.143. Cuadro completo para introducir las propiedades del perforado a 150 °C.

Para introducir las propiedades del perforado a 250 °C se procede de la misma manera que se ha utilizado para 150 °C. Aunque se cambian las tablas a 150 °C por las respectivas tablas a 250°C (beta250, menosbeta250 y ceros250) y se cambian las zonas a 150 °C por las zonas a 250°C (carafibra250 y caratubo250).



Figura 5.144. Cuadros introducción del set de la operación (caratubo250) mediante "Face Selector".



Figura 5.145. Introducción de la tabla beta250 en Alpha1.



Figura 5.146. Cuadro con todas las tablas introducidas.



Figura 5.147. Cuadros introducción del set de la operación (carafibra250) mediante “Face Selector”.



Figura 5.148. Cuadro completo para introducir las propiedades del perforado a 250 °C.

Por último se insertan las propiedades para el aire a 100°C, 150°C, 250°C y a 300°C. Para ello se procede de la siguiente manera: primero se pulsa “Model”, se selecciona “Fluid Properties”, “Material Definition”, “Fluid”.

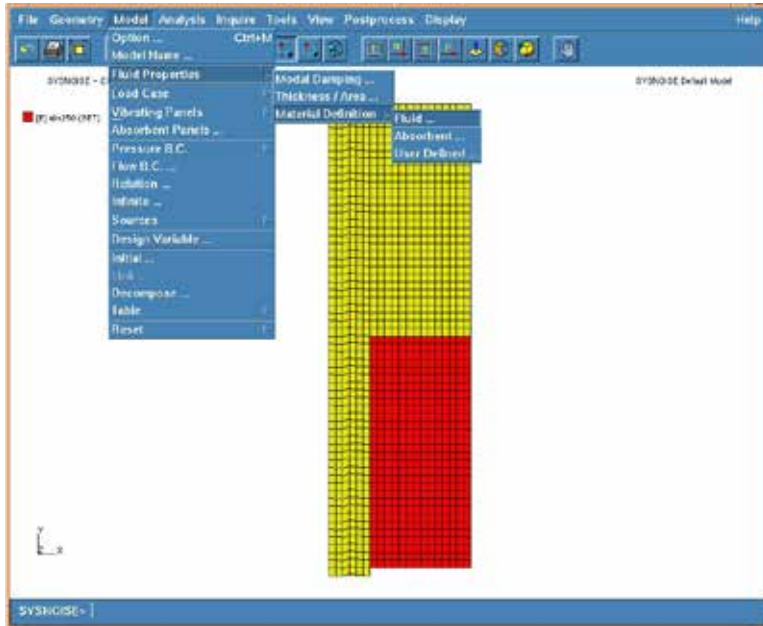


Figura 5.149. Secuencia para introducir las propiedades del aire.

Una vez se abre el cuadro “Acoustic Material: Fluid” se procede a poner el nombre deseado (aire300, aire250, aire150 y aire100), luego se colocan los valores correspondientes para la velocidad del sonido (“Sound Velocity” y “Value”) y para la densidad (“Mass Density” y “Value”). Por último se aplica a la zona de aire correspondiente (air100, air150, air250 y air300) y se pulsa el botón situado a la parte inferior izquierda.

Los valores para el aire a diferente temperatura son:

Temperatura (°C)	Velocidad (m/s)	Densidad (kg/m ³)
100	387.201	0.946
150	412.327	0.834
250	458.467	0.675
300	479.876	0.616

Tabla 5.5. Propiedades del aire a diferente temperatura.

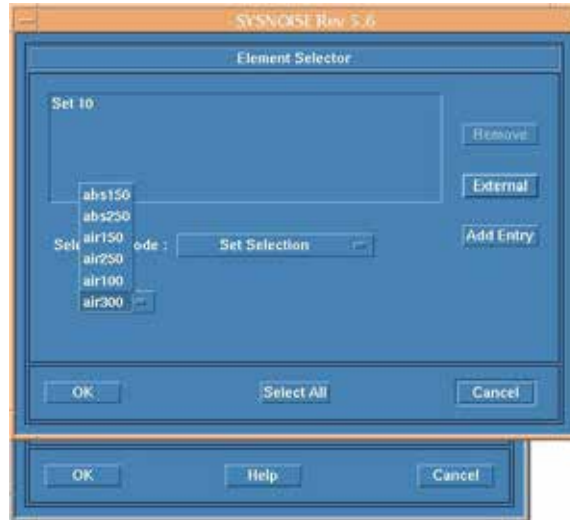


Figura 5.150. Selección de la zona elegida de aire a 300°C (air300).

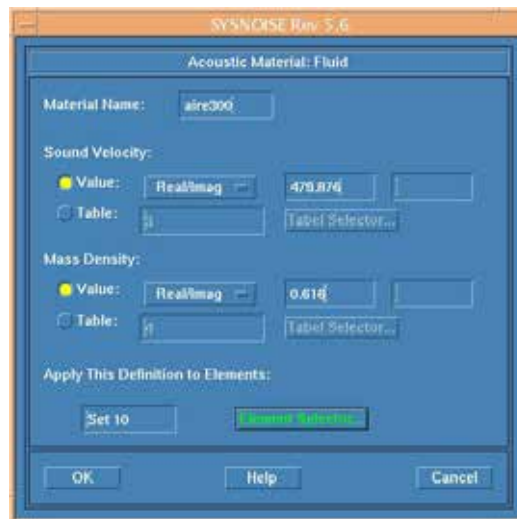


Figura 5.151. Cuadro completo para introducir las propiedades del aire a 300°C (aire300).

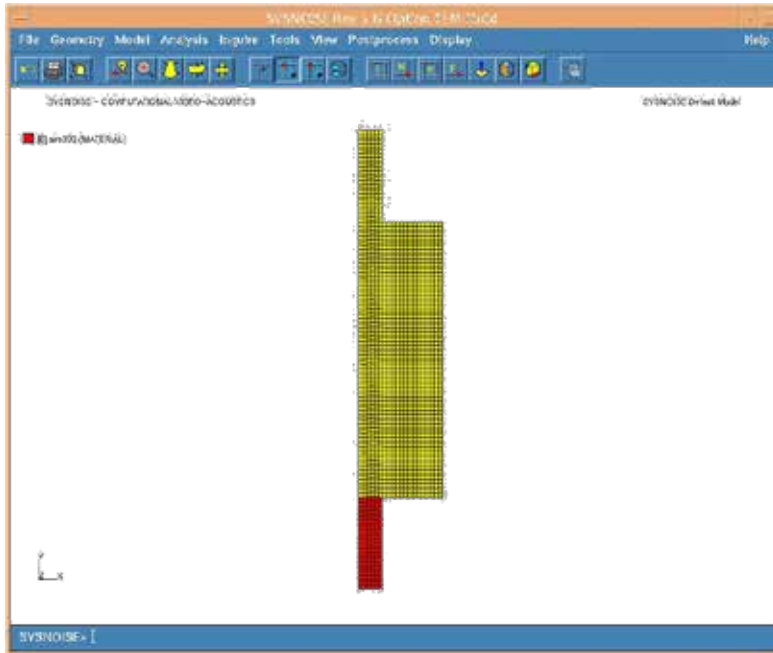


Figura 5.152. Zona a la que se han aplicado las propiedades del aire a 300°C (air300).

Se procede de análoga manera para el aire a 250°C, 150°C y 100°C.

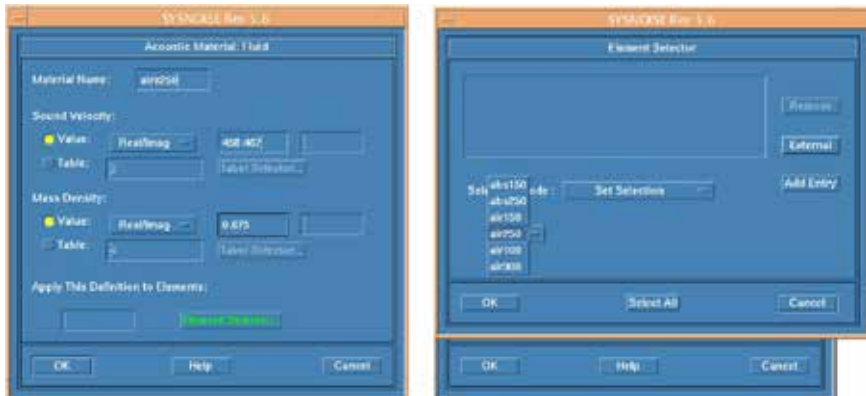


Figura 5.153. Selección de la zona elegida de aire a 250°C (air250).

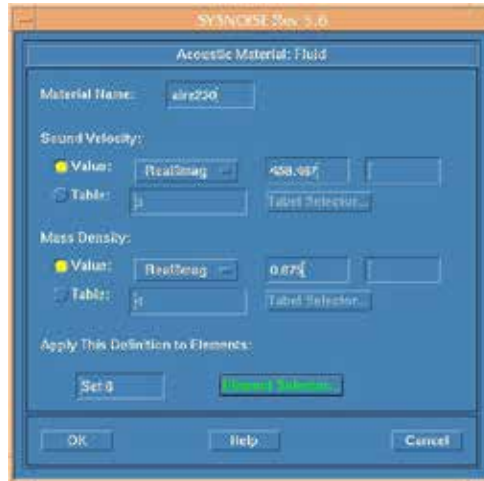


Figura 5.154. Cuadro completo para introducir las propiedades del aire a 250°C (air250).

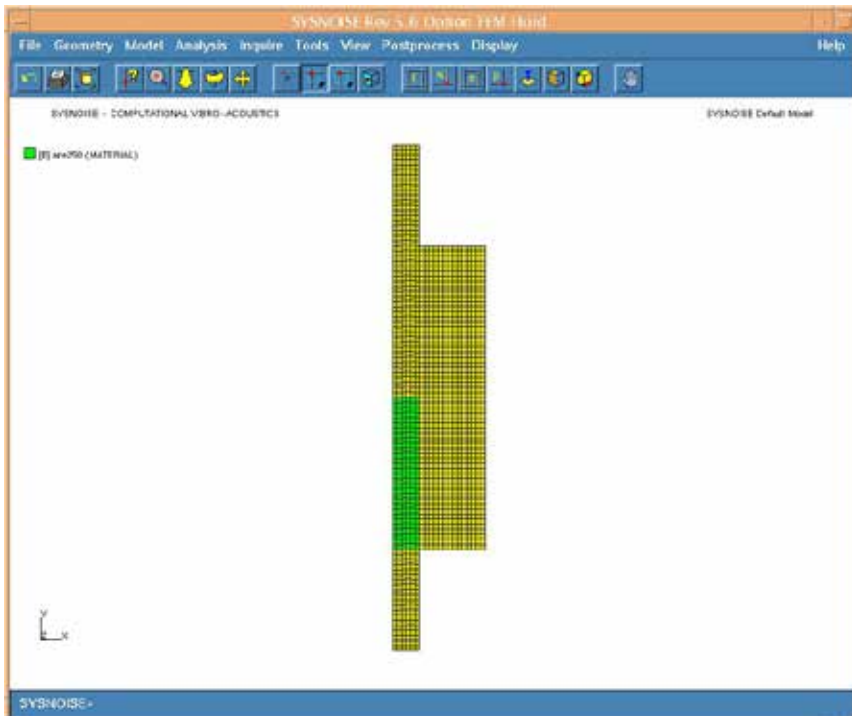


Figura 5.155. Zona a la que se han aplicado las propiedades del aire a 250°C (air250).

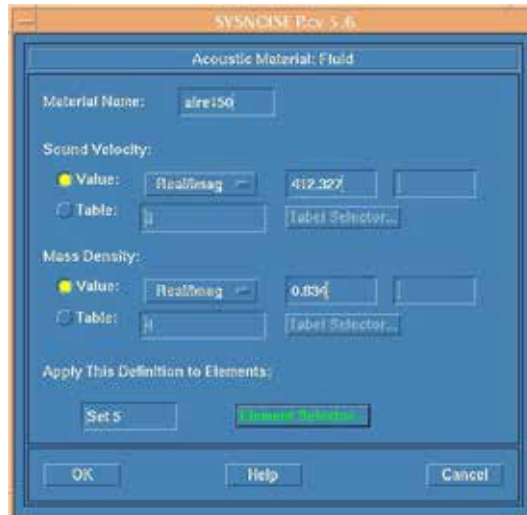


Figura 5.156. Cuadro completo para introducir las propiedades del aire a 150°C (aire150).

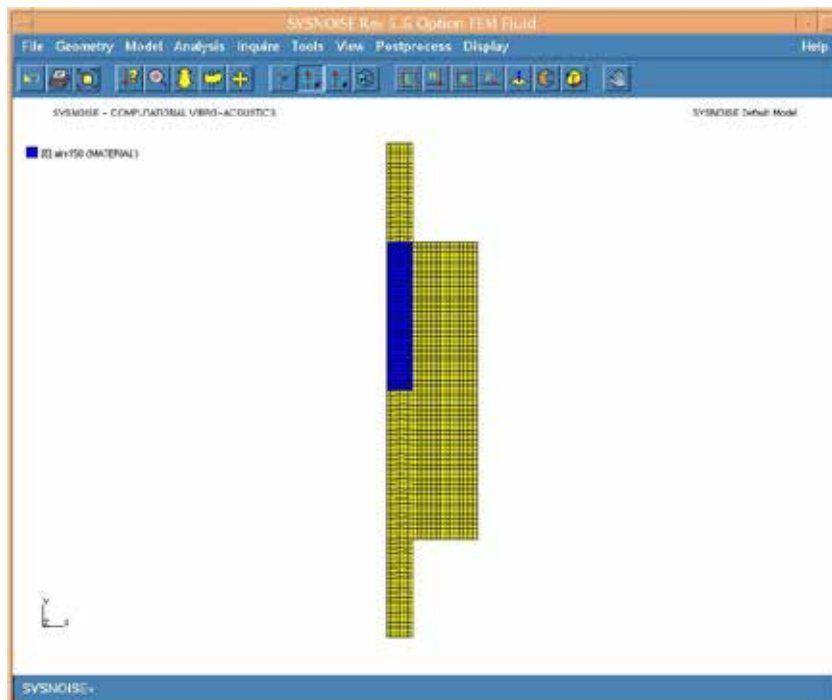


Figura 5.157. Zona a la que se han aplicado las propiedades del aire a 150°C (air150).

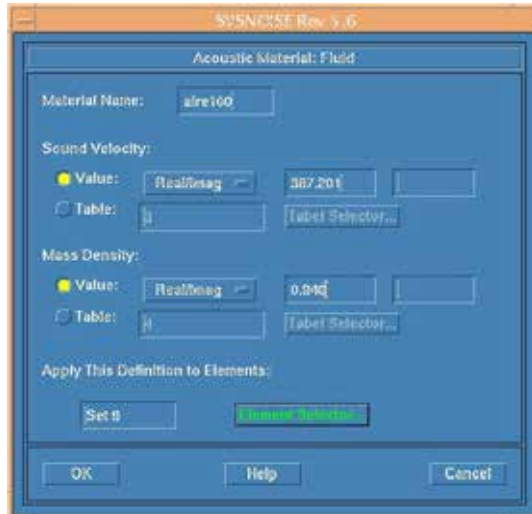


Figura 5.158. Cuadro completo para introducir las propiedades del aire a 100°C (aire100).

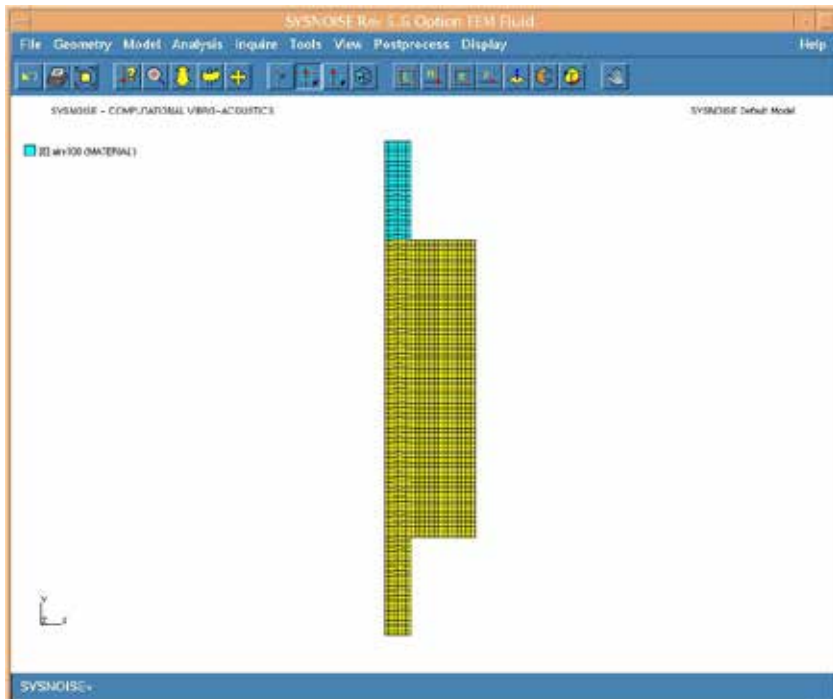


Figura 5.159. Zona a la que se han aplicado las propiedades del aire a 100°C (air100).

Con esto finaliza la introducción de datos del perforado; ahora se puede pasar a resolver el problema.

Como ya están aplicadas las condiciones de contorno, se puede proceder a resolver. Se va a calcular la respuesta en frecuencia del silenciador, haciendo un barrido desde 20 hasta 3200 Hz, de 20 en 20. Para ello se selecciona en “Analysis”, “Solve”. En el “Solve”, “Frequency Selector”, se indica a Sysnoise el rango de frecuencias en el que se quiere resolver. Una vez escrito, se hace clic en “Add to list” y después en “OK”.

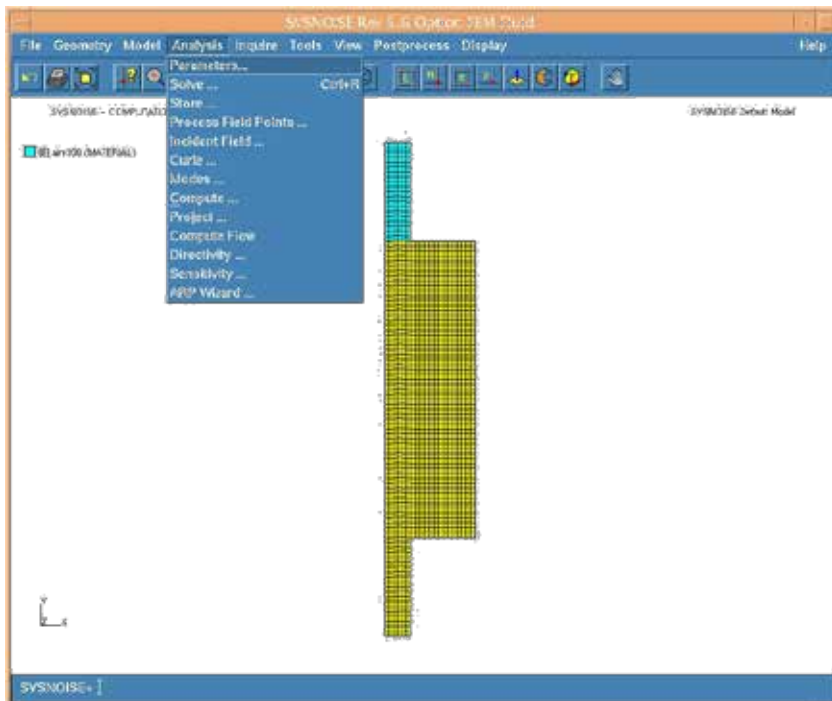


Figura 5.160. Secuencia para resolver el problema (“Analysis” y “Solve”).



Figura 5.161. Cuadro para resolver ("Solve").



Figura 5.162. Cuadros para seleccionar el intervalo de frecuencias ("Select Frequency").



Figura 5.163. Cuadro para resolver completo.

Después de escribir el “OK” del tercer cuadro de la secuencia, se vuelve al segundo cuadro, con la selección de frecuencias. Se vuelve a hacer “OK” en este último cuadro, y Sysnoise comienza a calcular.

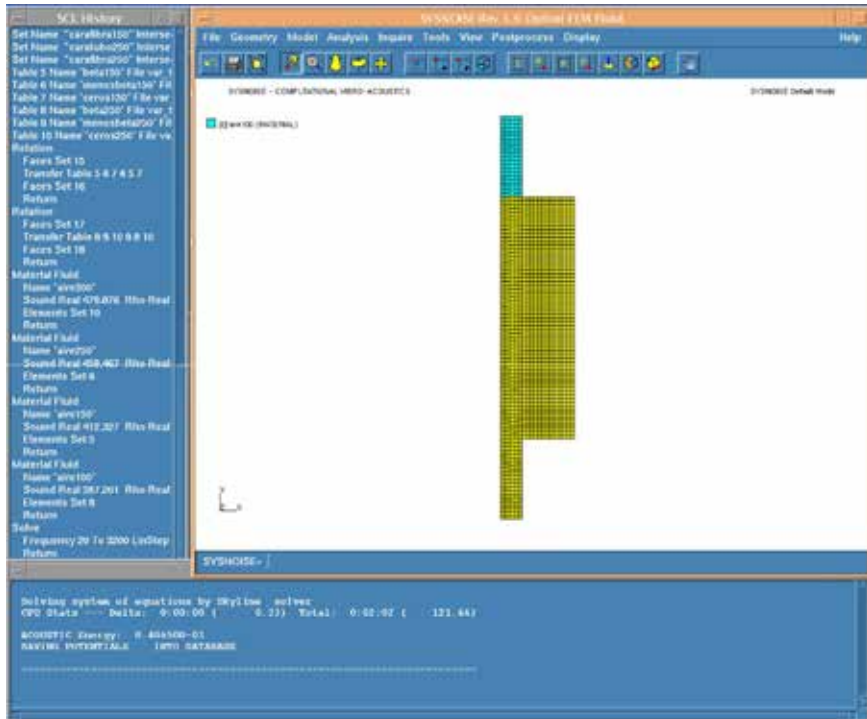


Figura 5.164. Comienzo del cálculo.

Cuando el cálculo ha terminado, Sysnoise da el siguiente mensaje,



Figura 5.165. Cuadro de finalización del cálculo.

Una vez resuelto el problema (ya se ha realizado el cálculo) se pasa a guardarlo. Para ello se pulsa “File” y luego “Save As”. Luego en el cuadro

de “Save As” se selecciona “Filebox...” para poder elegir la carpeta donde situar la copia y una vez seleccionado se escribe el nombre deseado después de la barra / y se pulsa dos veces “Ok”. Hay que recordar que el archivo se debe grabar con extensión “*.sdb” (Sysnoise DataBase).

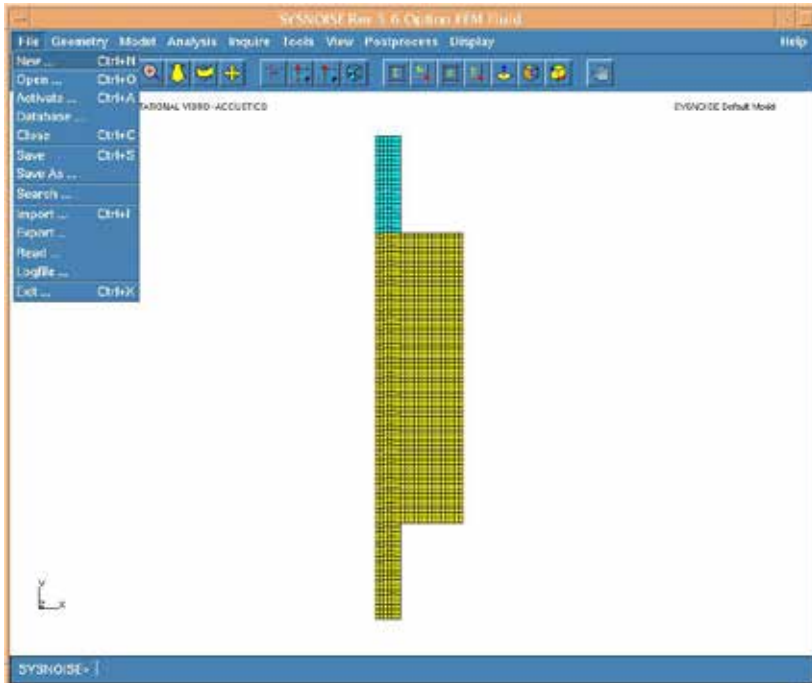


Figura 5.166. Secuencia para guardar el archivo.



Figura 5.167. Cuadro “Save As”.

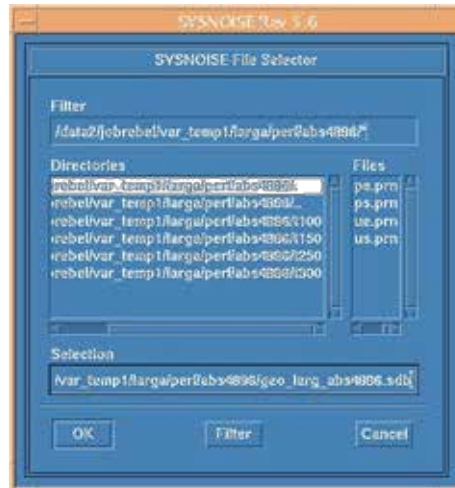


Figura 5.168. Cuadro “Filebox...” para seleccionar la carpeta donde guardar el archivo.

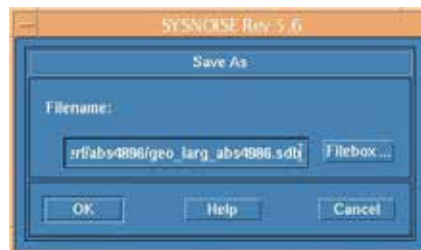


Figura 5.169. Cuadro “Save As” completo.

Sysnoise ha calculado, para cada frecuencia, la presión y la velocidad acústica en cada nodo de la malla del silenciador. Estos datos se van a necesitar para calcular la pérdida de transmisión, es decir, el índice TL. Las gráficas del TL serán dibujadas en el programa de matemáticas llamado “calcu_TL” explicado en el anexo III. Este programa lee archivos con extensión “*.prn”, que tienen un formato ordenado por columnas. Por ello han de crearse archivos con este formato, y además añadir la extensión “*.prn” (que podría hacerse desde el explorador, aunque se ha optado por hacerlo directamente al cambiar el formato). Sysnoise guarda en su base de datos los resultados necesarios para calcular el TL. En concreto se utilizan los valores de la presión y la

velocidad normal al contorno (entrante) en el nodo central de la sección de entrada, así como la presión en el nodo central de la sección de salida.

Hay que conocer cuál es el nodo central de la sección de entrada y cuál el de salida. Primero se hará un zoom en la zona de entrada y otro en la de salida, para ver más claramente el número del nodo deseado (si se muestra el número de todos los nodos de la malla a la vez, no sé ve bien qué número de nodo tiene cada uno, esa es la razón del zoom). El zoom se hace con la opción “Zoom in”.

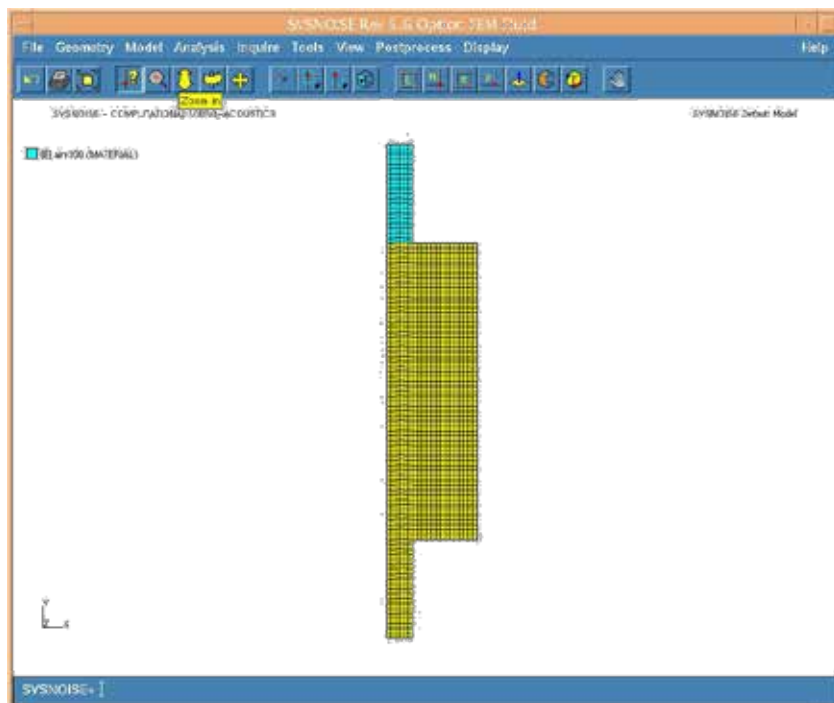


Figura 5.170. “Zoom in”.

Se hace clic en “Zoom in” y se arrastra el cursor para seleccionar la zona deseada, en este caso la zona de entrada, donde está el nodo central del que se quiere saber el número. Para ver el número de nodo se hace clic en la opción “Show/Hide Node Numbers”.

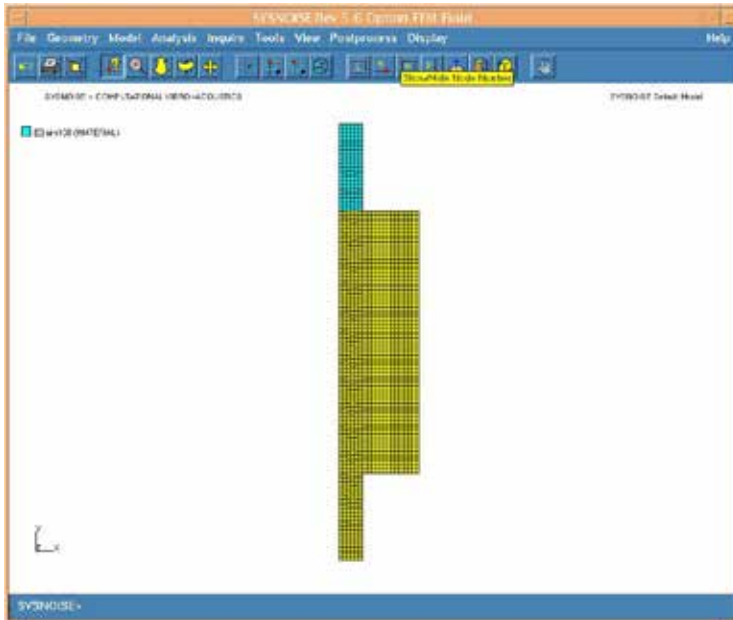


Figura 5.171. “Show/Hide Node Numbers”.

Al final, resulta para la zona de entrada:

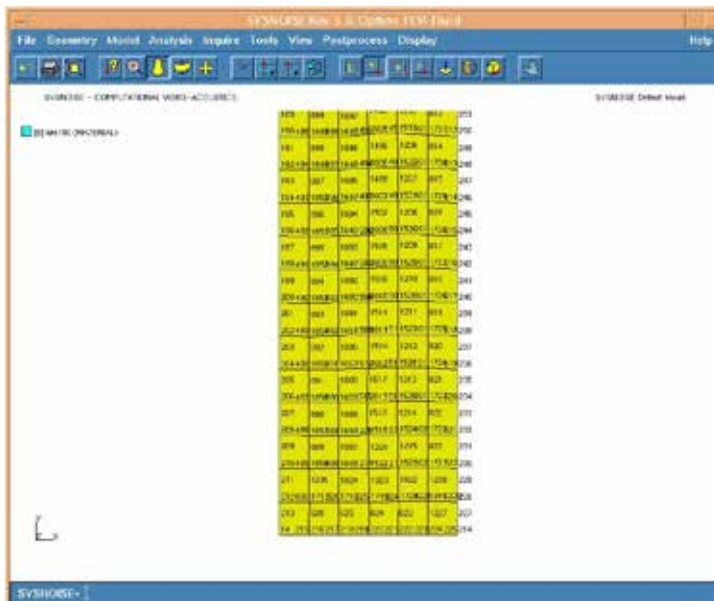


Figura 5.172. “Show/Hide Node Number” en la entrada.

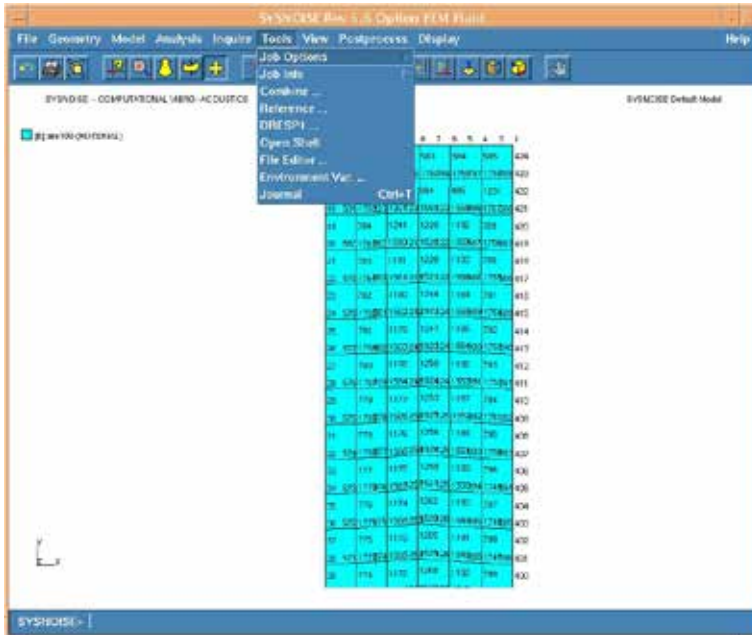


Figura 5.174. "Tools-Combine"

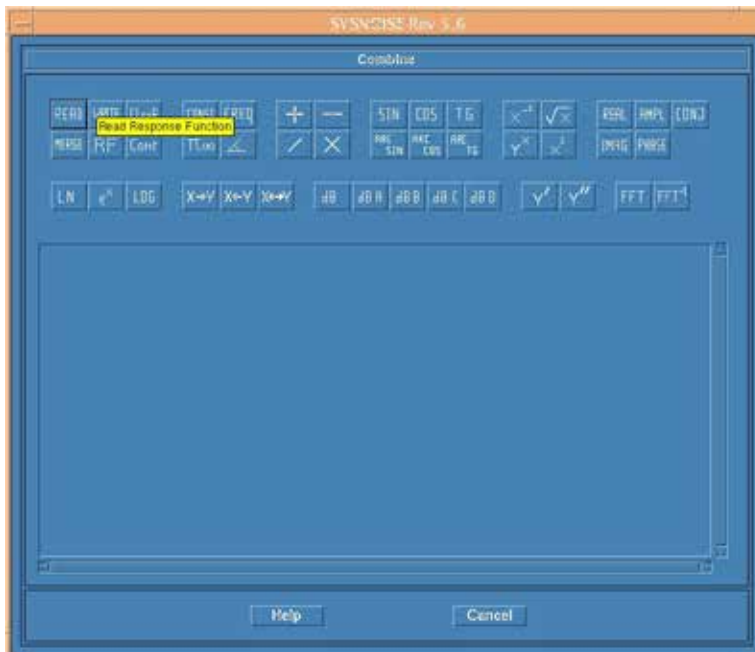


Figura 5.175. Pantalla "Combine"

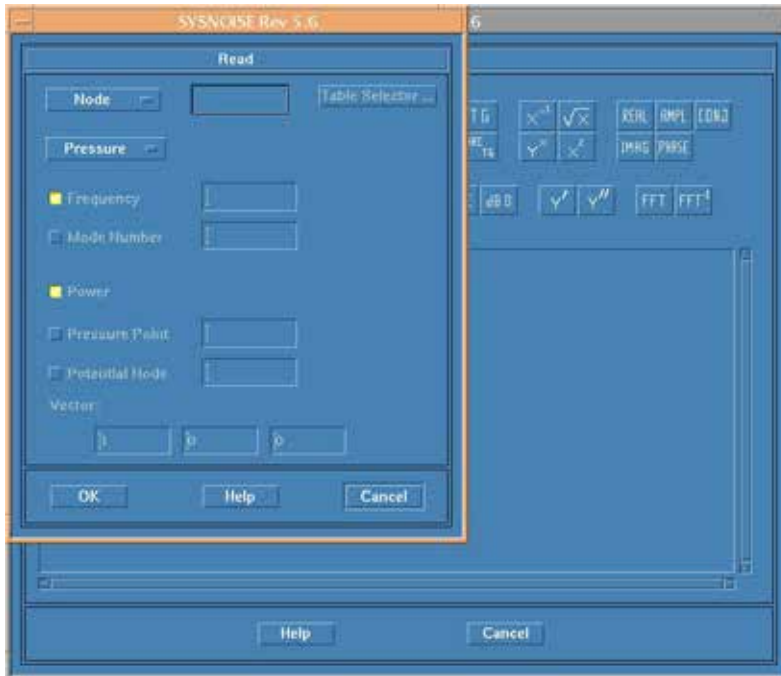


Figura 5.176. Pantalla “Read”.

En la casilla correspondiente a “Node”, se escribe el número de nodo del que se quiere obtener información, en este caso, el nodo 14, y se le pedirá primero presión, mediante la opción “Pressure”, y haciendo clic en “OK”. Así sale en pantalla el listado de presiones para cada frecuencia, como puede verse en la siguiente Figura,

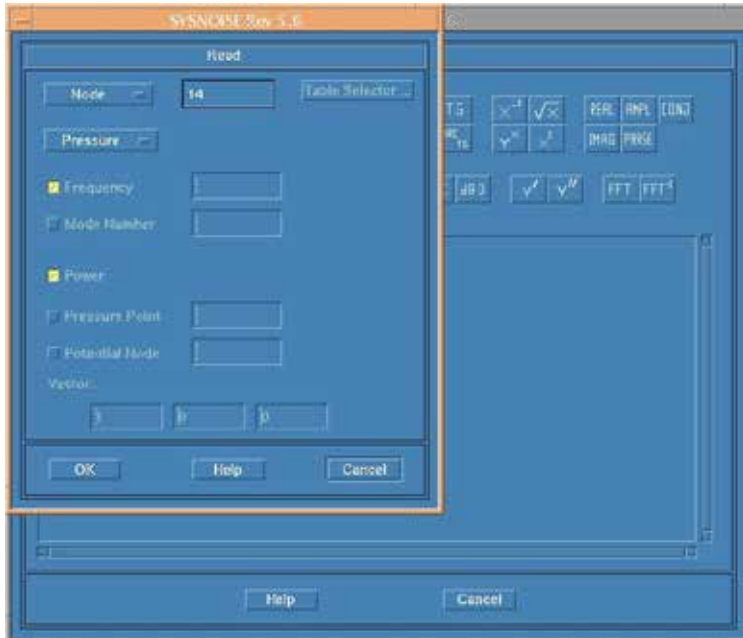


Figura 5.177. Pantalla “Read” para leer la presión del nodo medio en la entrada (nodo 14).

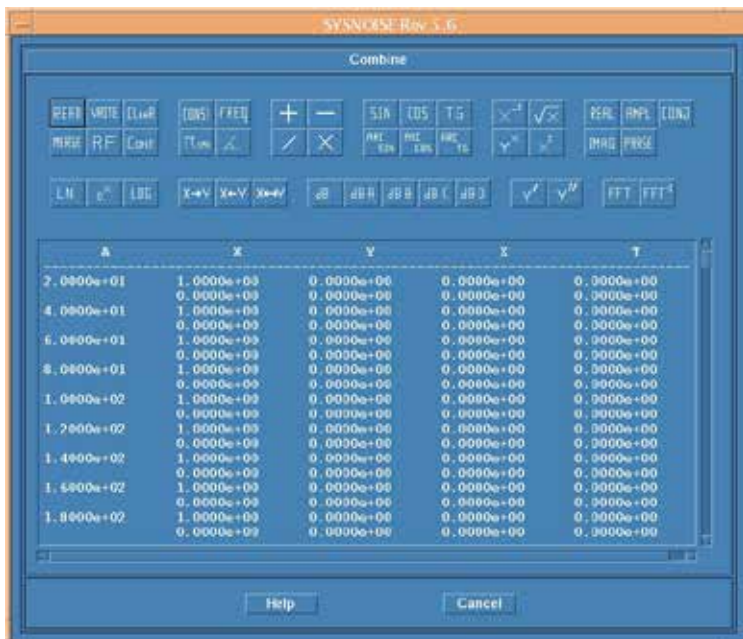


Figura 5.178. Cuadro de presiones en el nodo 14.

Este archivo será necesario para el cálculo de la pérdida de transmisión del silenciador, por lo que se va a guardar, para que Mathcad pueda utilizarlo en el cálculo. Para ello, se hace clic en la opción “Write” del segundo cuadro de la Figura anterior, y se selecciona la carpeta donde se quiere guardar utilizando “File selector” y además, se le da un nombre al archivo, en este caso “pe.prn” (presión en la entrada). A continuación se hace clic en “OK”, en la parte inferior izquierda del cuadro. Cabe recordar que la extensión para los datos debe ser “.prn”.

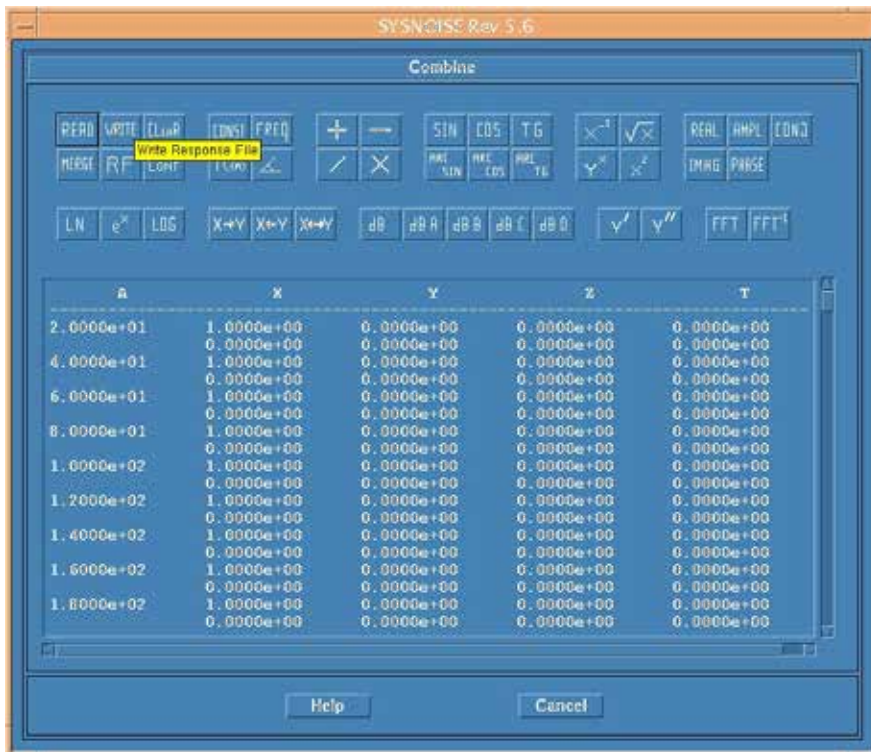


Figura 5.179. Botón “Write”.

Seguidamente, en el cuadro de “Combine” se selecciona el botón “Clear” para borrar cualquier dato en pantalla. Después se procede a hacer el cálculo para la velocidad; para ello, en la casilla correspondiente a “Node”, se escribe el número de nodo del que se quiere obtener información, en este caso el nodo 14, y se le pedirá velocidad mediante la opción “Velocity”. En el caso de la velocidad, hay que indicar a Sysnoise la dirección en la que se quiere obtener, para ello, en la casilla correspondiente a “Vector” se escribe la dirección deseada, en este caso, la (0,1,0), y finalmente se hace clic en “OK”. Así sale en pantalla el listado de velocidades para cada frecuencia, como puede verse en la siguiente Figura.

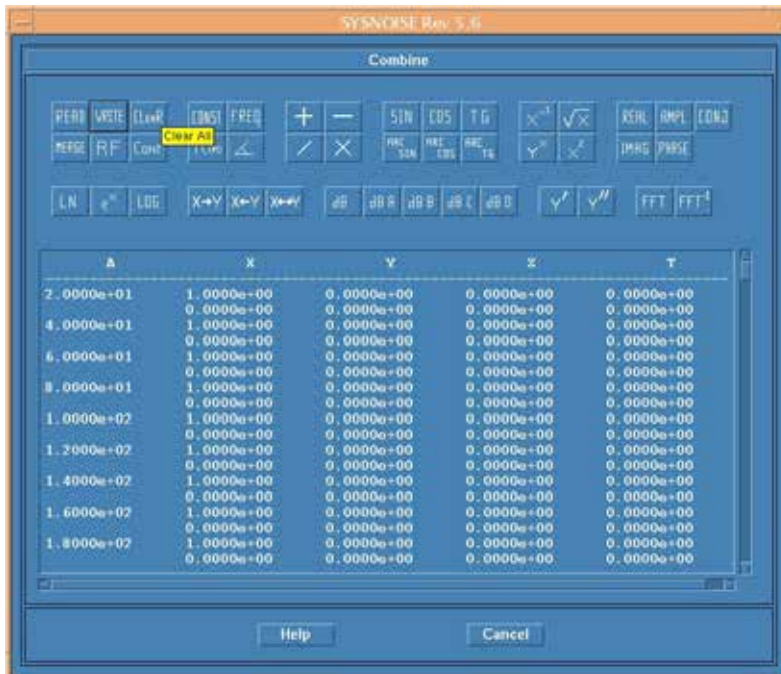


Figura 5.182. Botón “Clear”.



Figura 5.183. Pantalla “Read” para leer la velocidad del nodo medio en la entrada (nodo 14).

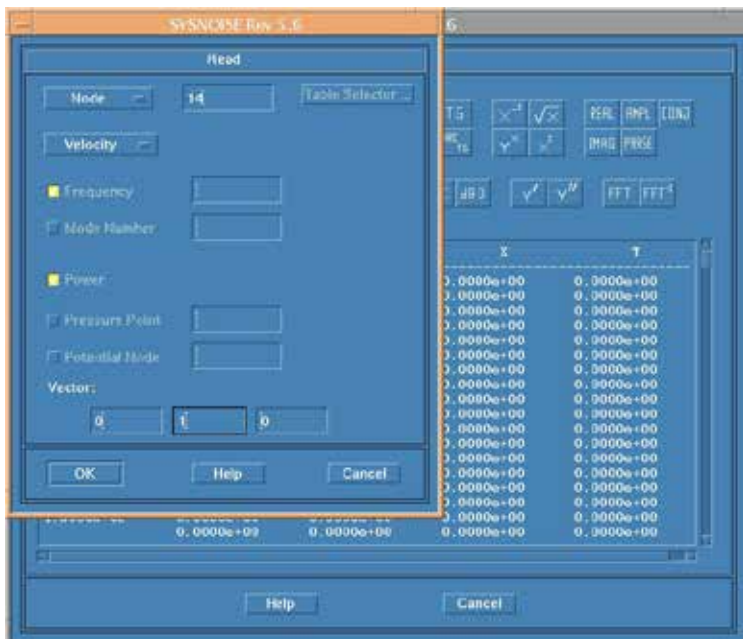


Figura 5.184. Pantalla “Read” para leer la velocidad del nodo 14 en la dirección adecuada.

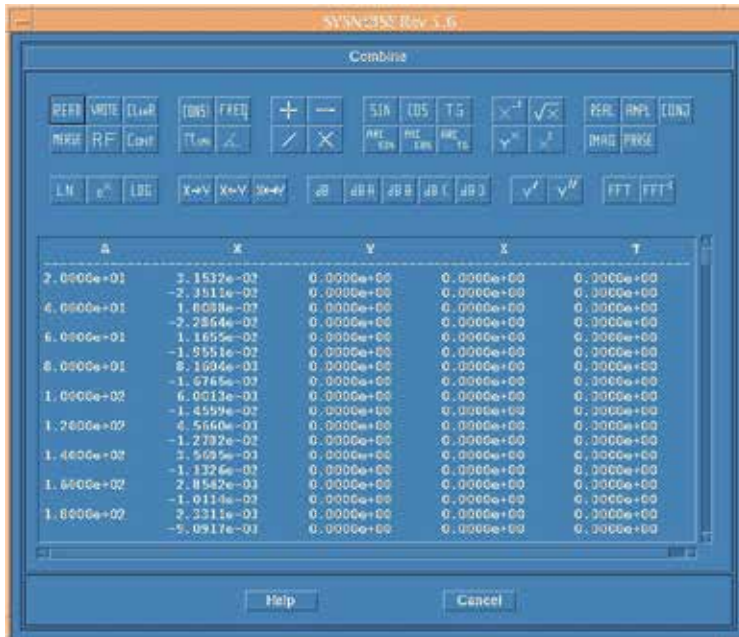


Figura 5.185. Cuadro de velocidades en el nodo 14.

Este archivo será necesario para el cálculo de la pérdida de transmisión del silenciador por lo que se va a guardar, se procede de igual manera con la presión, con el fin de que Mathcad pueda utilizarlo posteriormente. Para ello, se hace clic en la opción “Write” del segundo cuadro de la figura anterior, y se le da un nombre al archivo, en este caso “ue.prn” (velocidad entrada). Seguidamente se hace clic en “OK”, en la parte inferior izquierda del cuadro.

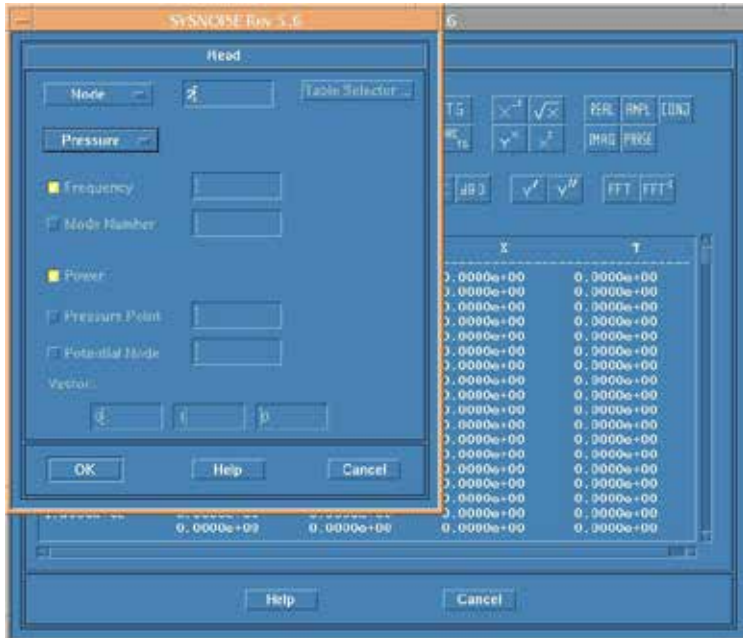


Figura 5.187. Pantalla “Read” para leer la presión del nodo medio en la salida (nodo 2).

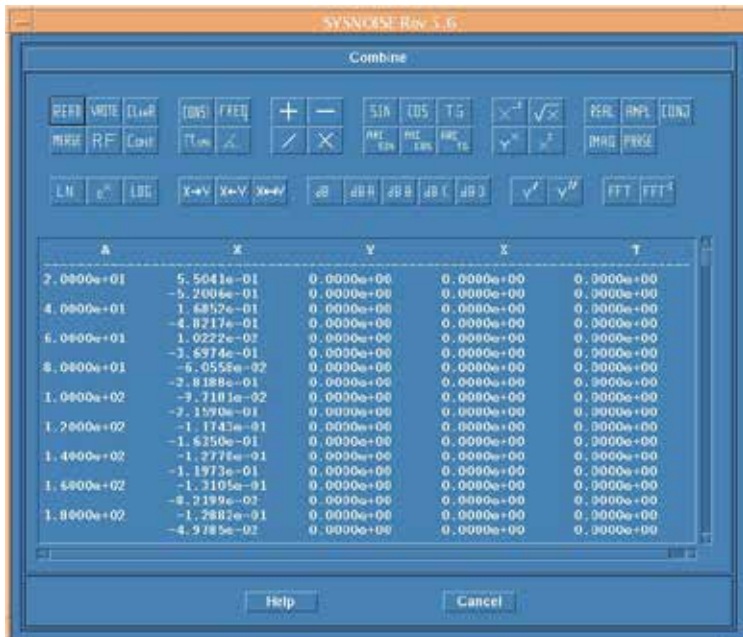


Figura 5.188. Cuadro de presiones en el nodo 2.

Este archivo es necesario para el cálculo de la pérdida de transmisión del silenciador, por lo que se va a guardar, para que Mathcad pueda utilizarlo en el cálculo. Para ello, se hace clic en la opción “Write” del segundo cuadro de la figura anterior, y se le da un nombre al archivo, en este caso “ps.prn” (presión salida). Seguidamente se hace clic en “OK”, en la parte inferior izquierda del cuadro, tal y como se hizo con el de entrada.

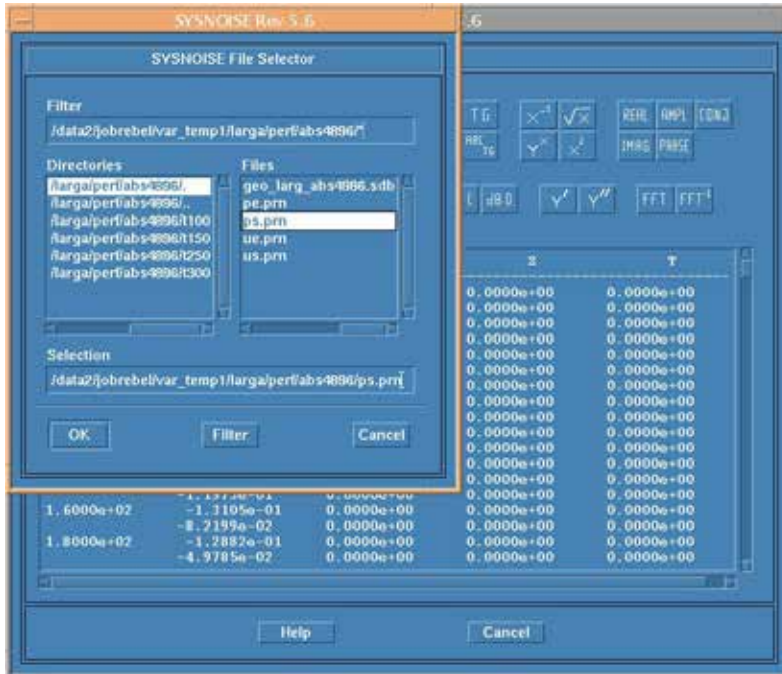


Figura 5.189. Cuadro para escribir el nombre del archivo ps.prn.

Ahora se procede a ver la velocidad en el nodo 2. Para ello en el cuadro de “Combine” se selecciona el botón “Clear” y así borrar cualquier dato en pantalla. Después se procede a hacer el cálculo para la velocidad, para hacerlo, en la casilla correspondiente a “Node”, se escribe el número de nodo del que se quiere obtener información, en este caso el nodo 2, y se le pedirá velocidad, mediante la opción “Velocity”. En el caso de la velocidad, hay que indicar a Sysnoise la dirección en la que se quiere obtener, para ello, en la casilla correspondiente a “Vector” se escribe la dirección deseada, en este caso, la (0,1,0), y finalmente se hace clic en “OK”. Así sale en pantalla el listado de velocidades para cada frecuencia, como puede verse en la siguiente figura.

Una vez se han mostrado los resultados para la velocidad en el nodo 2 se procede a guardar la información de la misma manera que se ha realizado en el nodo 14 pero se nombra el archivo como us.prn (velocidad salida).

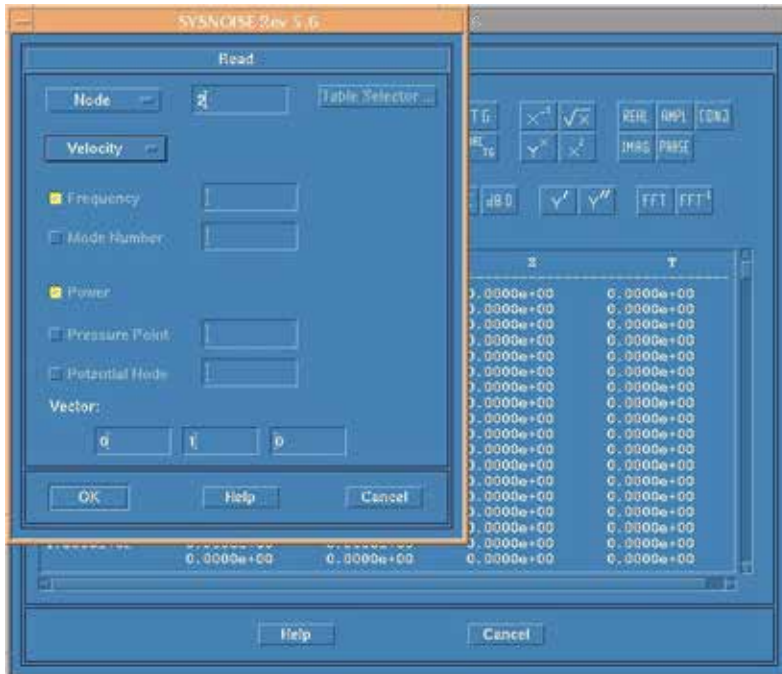


Figura 5.190. Pantalla “Read” para leer la velocidad del nodo medio en la salida (nodo 2)

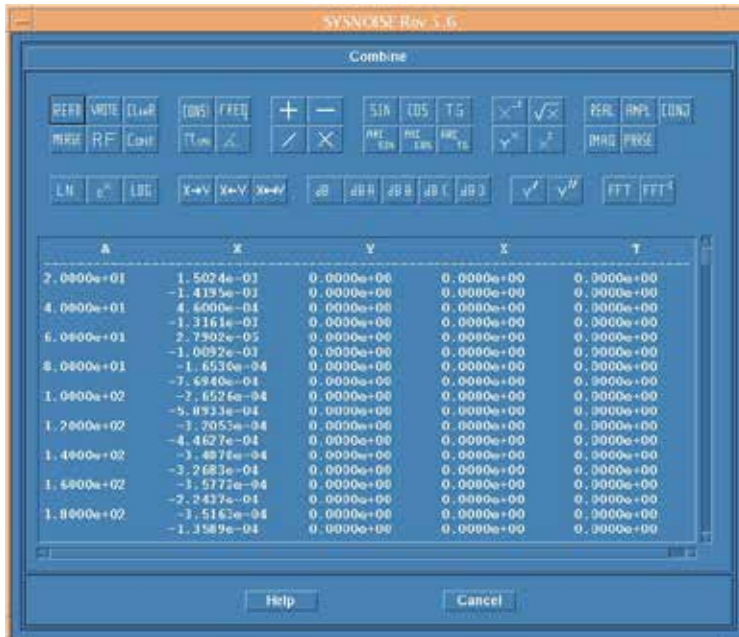


Figura 5.191. Cuadro de velocidades en el nodo 2.

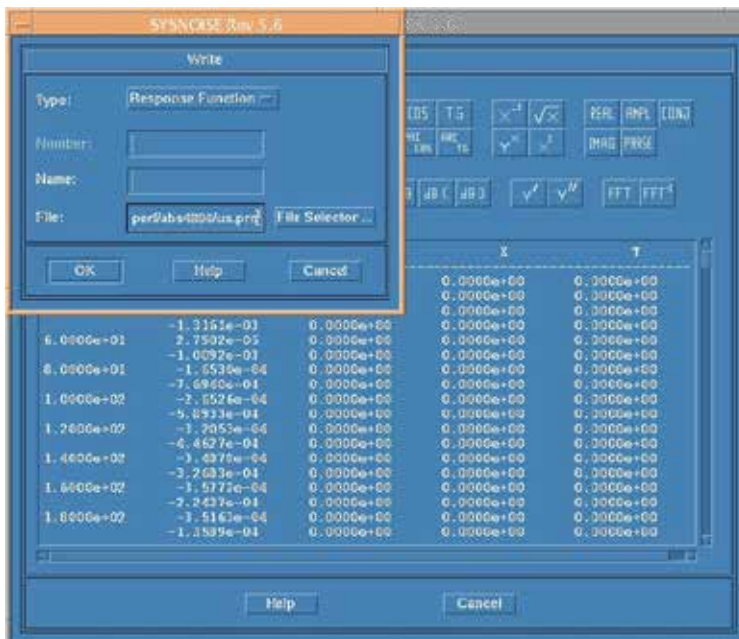


Figura 5.192. Cuadro para escribir el nombre del archivo us.prn.

Una vez se tienen los archivos de presión y velocidad deseados, ya se puede cerrar la sesión con Sysnoise. Para ello se pulsa “File” y luego “Exit”. Una vez aparece la pantalla con el terminal abierto se escriben los comandos “reset” y luego “exit” para poder salir de la sesión de mugadu”.

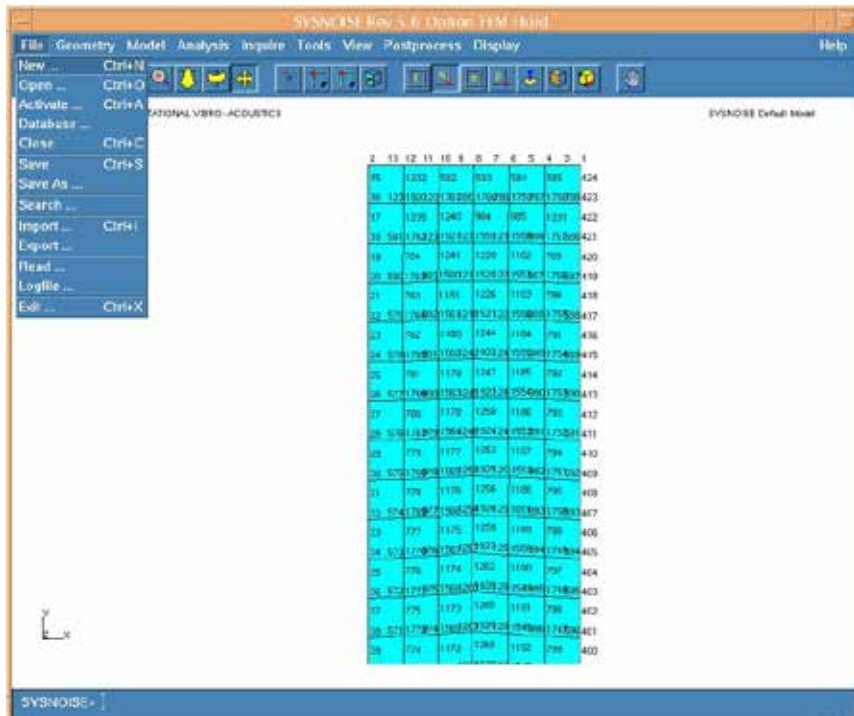


Figura 5.193. Secuencia para salir de “Sysnoise”.

selecciona el botón FTP-Conectar y aparece el siguiente recuadro. En la parte izquierda están las unidades del PC y en la parte de la derecha está la unidad muguadu donde se han guardado los archivos “*.prn”, así como todos los que crea Sysnoise después de salvar una sesión de trabajo. En la parte izquierda están las unidades del PC, donde se deben transferir los ficheros “*.prn” que es el tipo de fichero que lee Mathcad (previa transformación de formato que se verá a continuación). En la parte donde están situadas las unidades del PC con un doble clic te sitúas en el dominio en que se desea trabajar.

Luego se ha de seleccionar la carpeta en la que está guardado el fichero con extensión “*.prn” para que Mathcad lo utilice como dato de partida para mostrar los resultados.

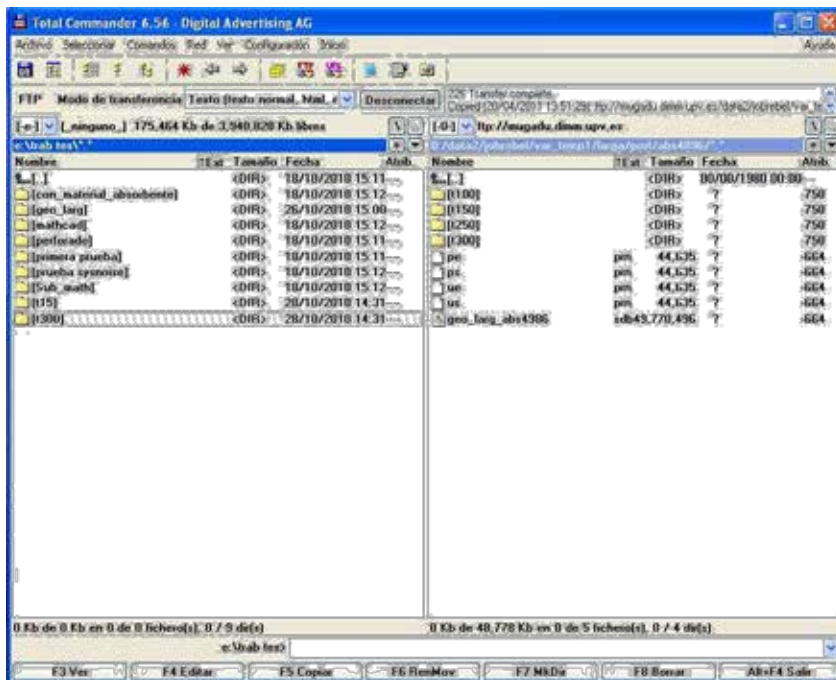


Figura 5.198. Cuadro espacio de trabajo.

Una vez elegida la unidad de trabajo con un doble clic nos situamos en la carpeta donde están nuestros archivos a transferir a la estación de trabajo. Para pasar un archivo a la unidad de PC, primero hay que seleccionar la opción Texto [texto normal, html, etc.] del desplegable situado en el

centro de la parte superior de la pantalla, y luego hay que pulsar el botón situado en la parte inferior “F5 Copiar” para que lleve el fichero desde el PC hasta la estación de trabajo. Después sale una pantalla en la que hay que pulsar “Aceptar”.

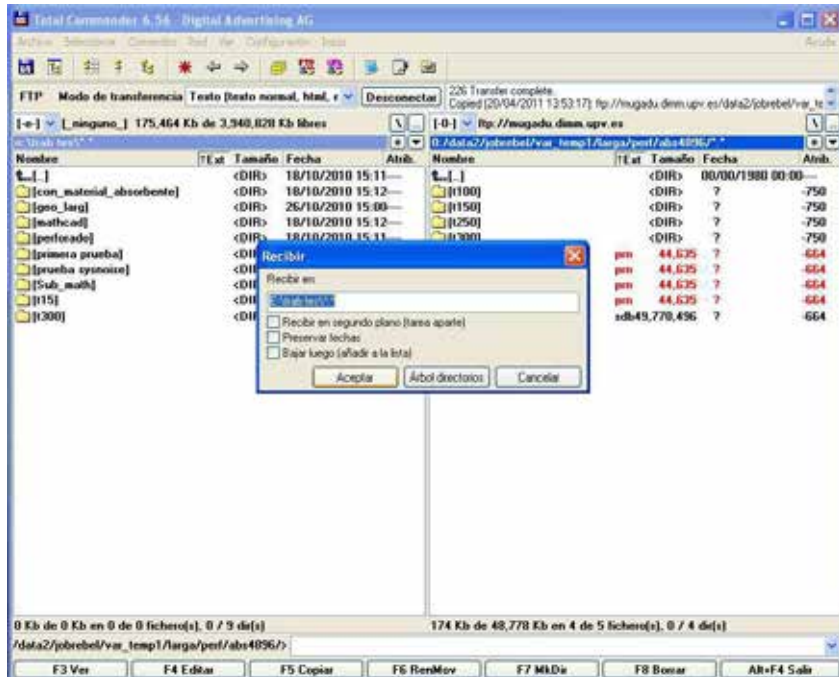


Figura 5.199. Pantalla que aparece después de pulsar copiar.

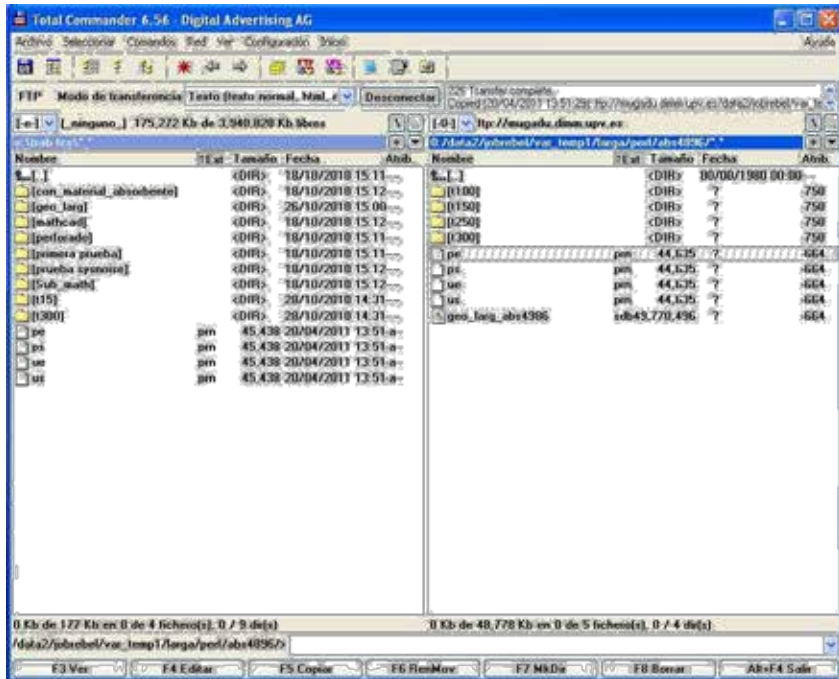


Figura 5.200. Cuadro con el resultado de la transferencia a la estación de servicio.

5.4. POSTPROCESO DE DATOS OBTENIDOS POR SYSNOISE

Se dispone de un programa implementado en Fortran que sirve para transformar el formato de los ficheros extraídos de Sysnoise a otro formato que Mathcad pueda entender. Este programa se llama “tsysmc.exe”. El programa y los ficheros “*.prn” han de estar situados en la misma carpeta. El programa se ejecuta haciendo doble clic sobre él. El programa pide por pantalla el nombre de los archivos a los que va a dar el formato legible para Mathcad. Primero pide el de presiones de entrada, luego el de velocidades de entrada; después pide el nombre del fichero en el que se van a incluir todos los datos de la entrada del silenciador, como se ve en la siguiente figura. El nombre elegido para este fichero es “peue.prn”.

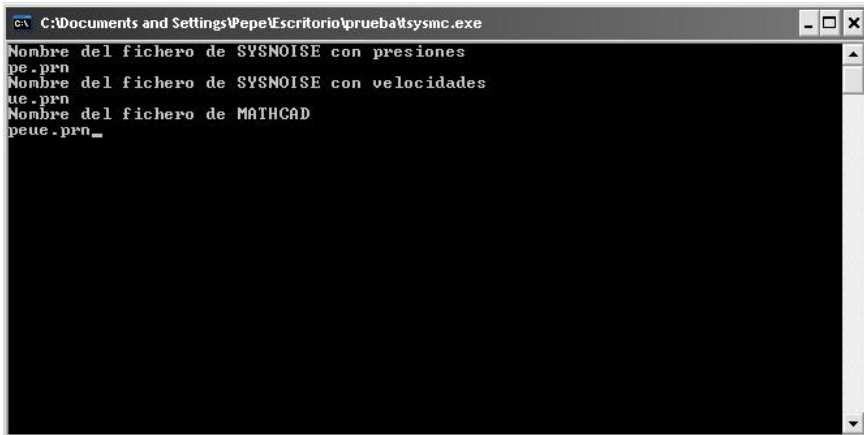


Figura 5.201. Pantalla del programa “tsysmc.exe” pidiendo nombre de ficheros para la entrada.

Después se deben convertir los ficheros de presiones y velocidades de salida. Se procede de la misma manera que en la entrada. Luego pedirá el nombre del fichero en el que se van a incluir todos los datos de la salida del silenciador y el nombre elegido para este fichero es “psal.prn”.

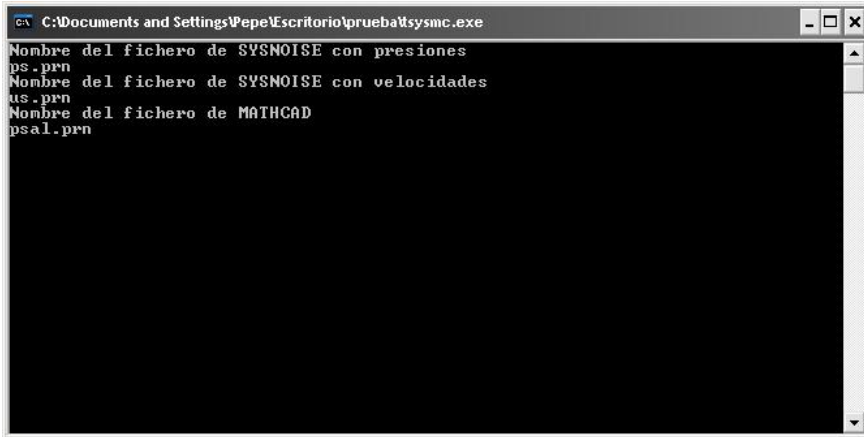


Figura 5.202. Pantalla del programa “tsysmc.exe” pidiendo nombre de ficheros para la salida.

Los ficheros “peue.prn” y “psal.prn” son los que Mathcad va a utilizar para el cálculo de la pérdida de transmisión, mostrando por pantalla la gráfica del índice TL. Se dispone de un programa llamado “Calcu_TL.MCD” cuyo código se encuentra explicado en el Anexo I.

Recordando la geometría de la cámara 3:

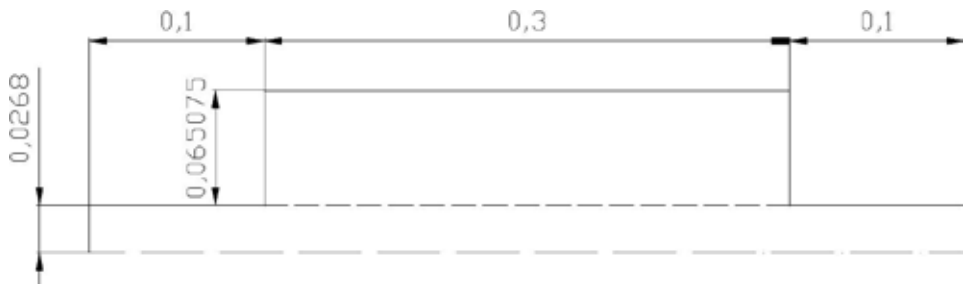


Figura 5.203. Geometría larga.

La gráfica del TL que se obtiene se muestra en la siguiente figura:

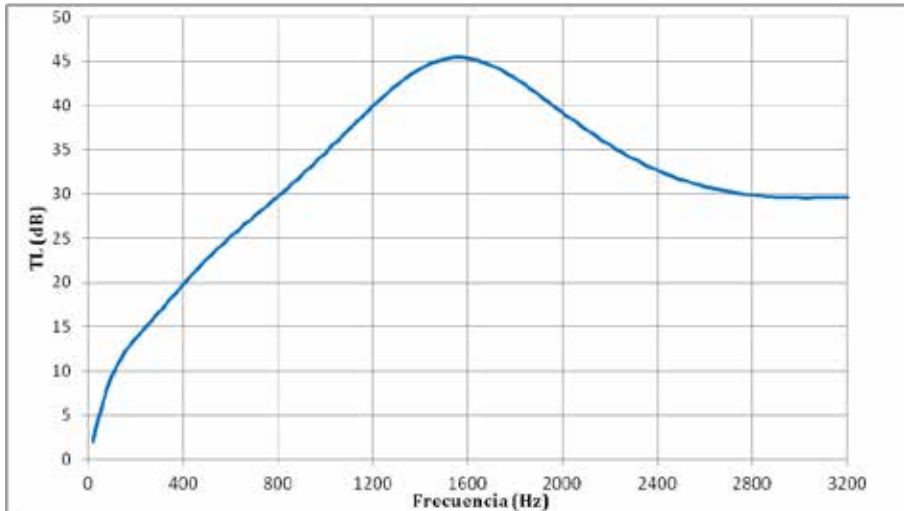


Figura 5.204. Índice de pérdidas por transmisión (TL) en dB para la cámara larga con material absorbente (4896 rayl/m) y perforado variando la temperatura de 300°C a 100°C.



Capítulo 6

MEF EN COMSOL MULTIPHISICS



6.1. INTRODUCCIÓN

Tal y como se ha explicado anteriormente, Sysnoise fue un programa líder en el mundo de la vibro-acústica; sin embargo, la falta de actualizaciones, mejoras o desarrollo lo han convertido en un programa desfasado y difícil de integrar con los sistemas operativos actuales. Estos factores han llevado al Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales de la Universidad Politécnica de Valencia a valorar varias alternativas. Y la alternativa elegida es Comsol Multiphysics.

En este capítulo se va a comparar los resultados de Comsol Multiphysics con los obtenidos con Sysnoise para las geometrías anteriores con el fin de validar el programa Comsol Multiphysics como alternativa en el modelado y simulación de silenciadores.



6.2. COMSOL MULTIPHYSICS

Comsol Multiphysics es un programa de análisis y resolución de problemas vibro-acústicos por elementos finitos especializado en fenómenos acoplados y/o multifísicos. Además, contiene un módulo CAD que permite realizar una simulación 1D, 2D o 3D, de forma que en un mismo programa integra toda la definición del problema, desde su geometría hasta su análisis en elementos finitos.

Actualmente, Comsol es un programa que se divide en diferentes paquetes o módulos físicos y se pueden añadir al programa en forma de extensiones (módulo AC/DC, el módulo de fatiga, el módulo electro-químico o módulo acústico).

Comsol utiliza una interfase sencilla y además, el módulo acústico es capaz de modelar ondas elásticas y vibraciones en sólidos, materiales piezoeléctricos y estructuras poroelásticas. Lo que supone un potente conjunto de herramientas para el modelado de la propagación de ondas de presión acústica en el aire, en el agua u otros fluidos.



6.3 METODOLOGÍA A SEGUIR

En este punto se explica la secuencia de pasos a seguir para llevar a cabo el modelado y análisis de cada uno de los silenciadores definidos en los capítulos anteriores. Una característica del software Comsol Multiphysics es que permite realizar todos los pasos dentro del software; es decir, no hace falta obtener la malla en otro programa (Ansys) como ocurre con Sysnoise.

1. Definición del tipo de problema y tipo de estudio.
2. Creación y definición de variables globales.
3. Creación 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.
11. Creación del fichero con los resultados de atenuación.

6.4. MODELADO Y ANÁLISIS MEDIANTE MEF

Con la intención de mostrar todas las posibilidades que ofrecen los programas se va a proceder a modelar y calcular las soluciones para el silenciador con geometría larga, con conducto perforado y con un material absorbente de 1000 rayl/m. Igual que se realizó con Sysnoise y que se realizará de manera similar con Matlab.

Se procede a detallar los pasos a seguir para el cálculo del coeficiente de atenuación, en función de la frecuencia, para el silenciador detallado anteriormente. Para el resto de casos se repetirán los pasos teniendo en cuenta los cambios geométricos y de características.

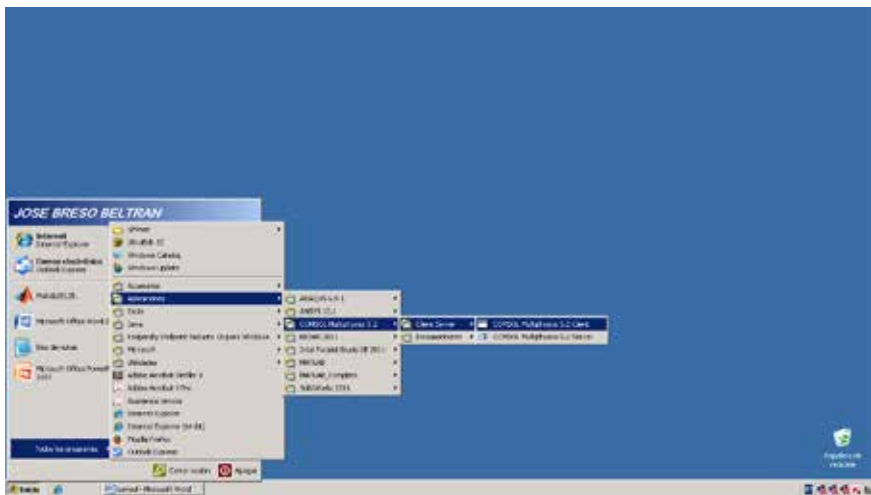


Figura 6.1. Ruta acceso al programa.

6.4.1. Definición del tipo de problema y el tipo de estudio

Se empieza ejecutando el programa y se creando un modelo nuevo, para ello se hará clic sobre *Archivo* y luego *Nuevo* en la barra de herramientas:

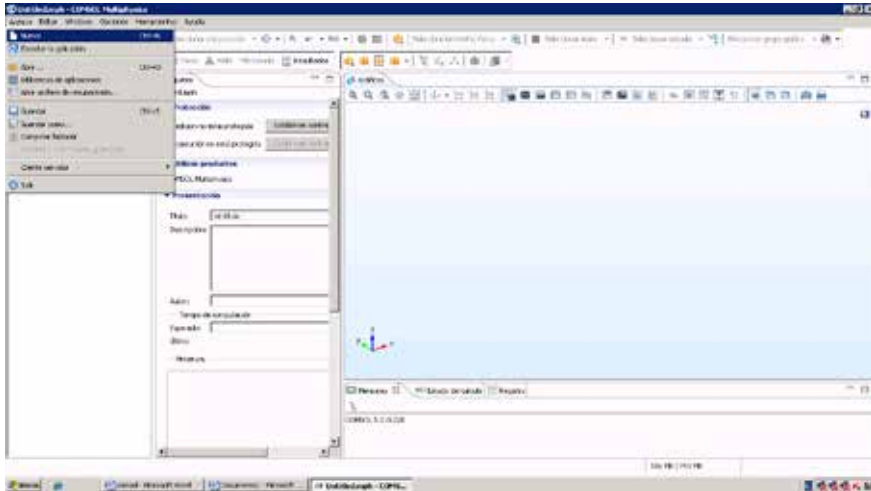


Figura 6.2. Crear archivo nuevo.

Luego para poder crear un archivo en blanco se pulsa *Modelo en blanco*.

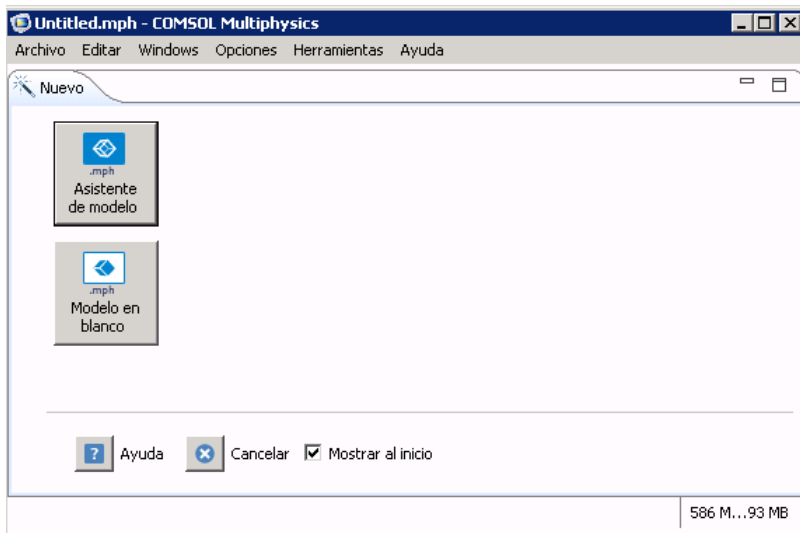


Figura 6.3. Crear modelo en blanco.

Luego se indicará que la geometría de trabajo se va a definir en un espacio 2D axisimétrico, de eje z y radio r.

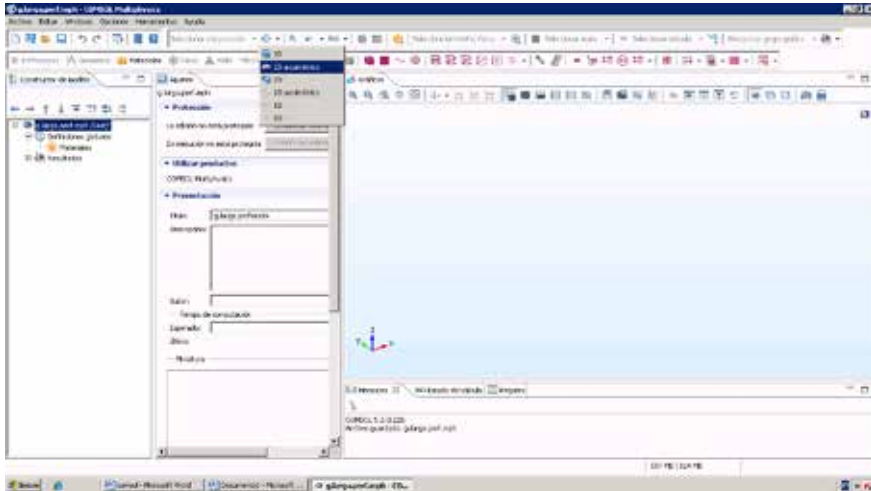


Figura 6.4. 2D Axisimétrico.

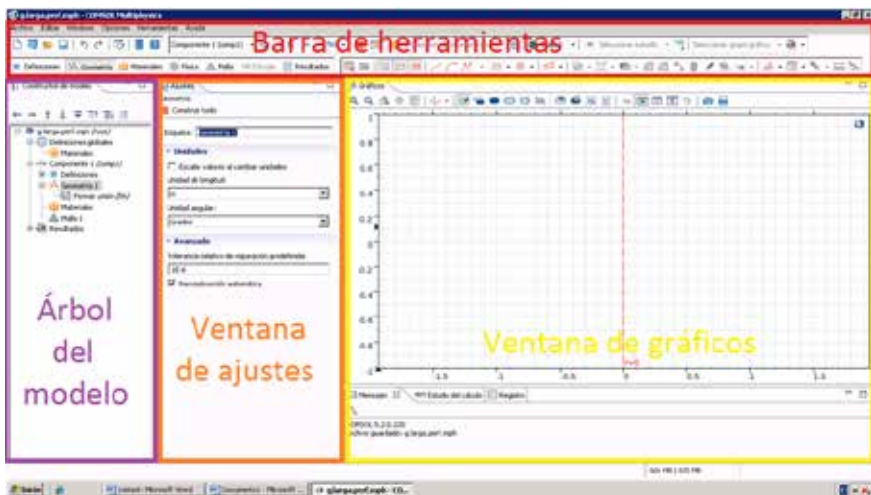


Figura 6.5. Pantalla inicial para empezar a plantear la geometría y Las condiciones a calcular

Una vez definido el espacio de trabajo se procede a definir el tipo de problema. El programa Comsol ofrece 5 tipos de problemas o categorías dependiendo de la variable dependiente básica que se utiliza para modelar el campo acústico:

§ *Presión acústica*: La presión acústica p es la variable dependiente.

- *Interacción sólido-acústica:* La presión p y el desplazamiento u del campo en el sólido son las variables dependientes.
- *Ondas poro-elásticas:* La presión p en el interior del fluido saturado y el desplazamiento total u de la matriz porosa son las variables dependientes.
- *Aeroacústica:* Las perturbaciones acústicas de los campos de flujo son las variables dependientes.
- *Termoacústicos:* La presión acústica p , la velocidad v de las partículas del campo acústico, y la variación de la temperatura acústica T son las variables dependientes.

Para este estudio se va a seleccionar el problema en presión acústica. Con este fin, en la barra de herramientas se seleccionará física y en la ventana añadir física se clicará sobre *Acústica*, *Acústica de presión*, *Presión acústica en Frecuencia*. Tras esto se dará en *Añadir al componente*.

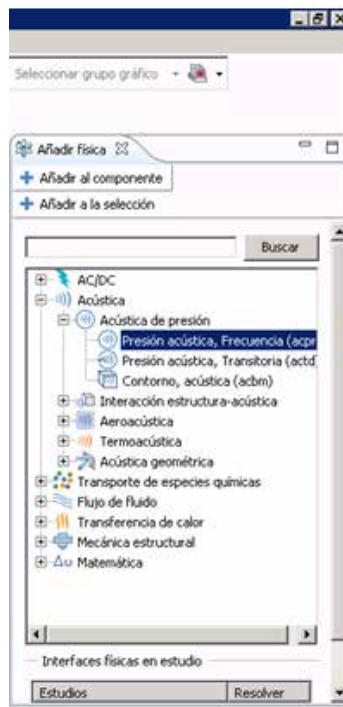


Figura 6.6. Añadir el tipo de problema a resolver.

El siguiente paso a realizar es definir el tipo de estudio que se quiere realizar. Para añadir un estudio se seleccionará en la barra de herramientas *Añadir estudio*. Puesto que se intentan calcular los coeficientes TL en función de la frecuencia, se seleccionará *Dominio de la frecuencia*.

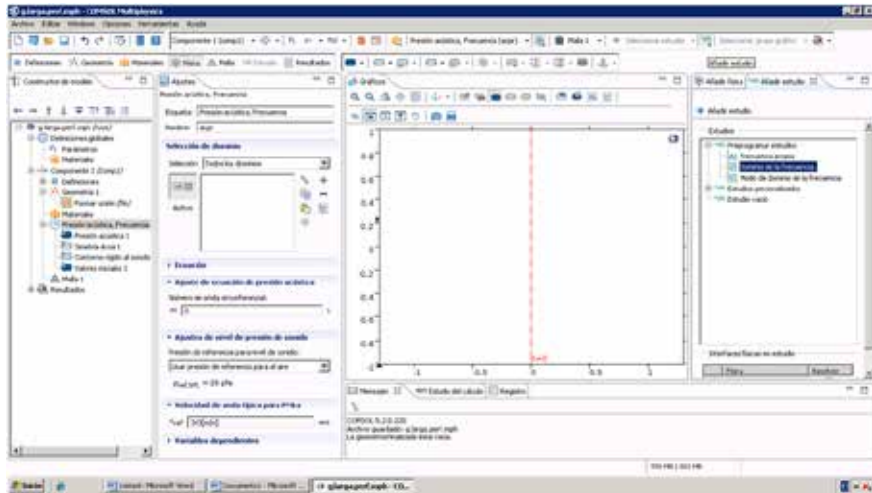


Figura 6.7. Tipo de estudio a realizar.

Una vez especificados todos los parámetros indicados se clicará en *Añadir estudio*.

6.4.2. Creación y definición de las variables globales

En este paso se crearán y definirán las variables globales. Las variables globales son parámetros constantes. Estos valores se pueden definir previamente en forma de tabla para ser usados más adelante en la definición del problema. Este paso se realiza para facilitar la programación, la definición de geometrías y la definición de propiedades acústicas a lo largo de la formulación del problema pero se podría no realizar e ir introduciendo directamente cada variable. Las variables a definir son las siguientes.

Nombre	Expresión	Descripción
Rtubo	0.0268[m]	Radio del tubo
Rcamara	0.091875[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 6.1. Variables utilizadas en el software Comsol.

Para poder introducir las variables se seleccionará, dentro del Árbol del modelo y dentro de la Definiciones globales, el apartado de *Parámetros* y se definirán las variables anteriores.

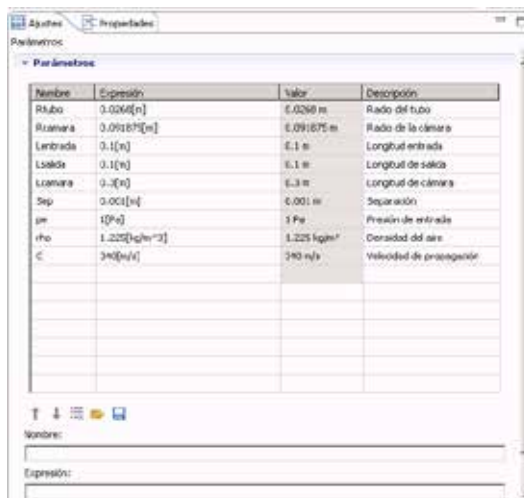


Figura 6.8. Definición de variables globales.

6.4.3. Creación de la geometría

Se procede a una definición geométrica relativamente simple. Como en este trabajo se utiliza un silenciador con una cámara, se crearán dos rectángulos. Uno de los rectángulos representa al tubo (parte interna del silenciador) y otro que represente la cámara de disipación (parte más externa del silenciador).

Para ello es necesario indicar antes las unidades que se utilizarán para nuestros datos. Con este fin se irá a la ventana del *Árbol del modelo* y se clicará en *Componente 1*, y luego se pulsará el botón derecho encima de *Geometría 1*. Luego se seleccionará *Construir todo* y se indicarán que las unidades utilizadas son los m.

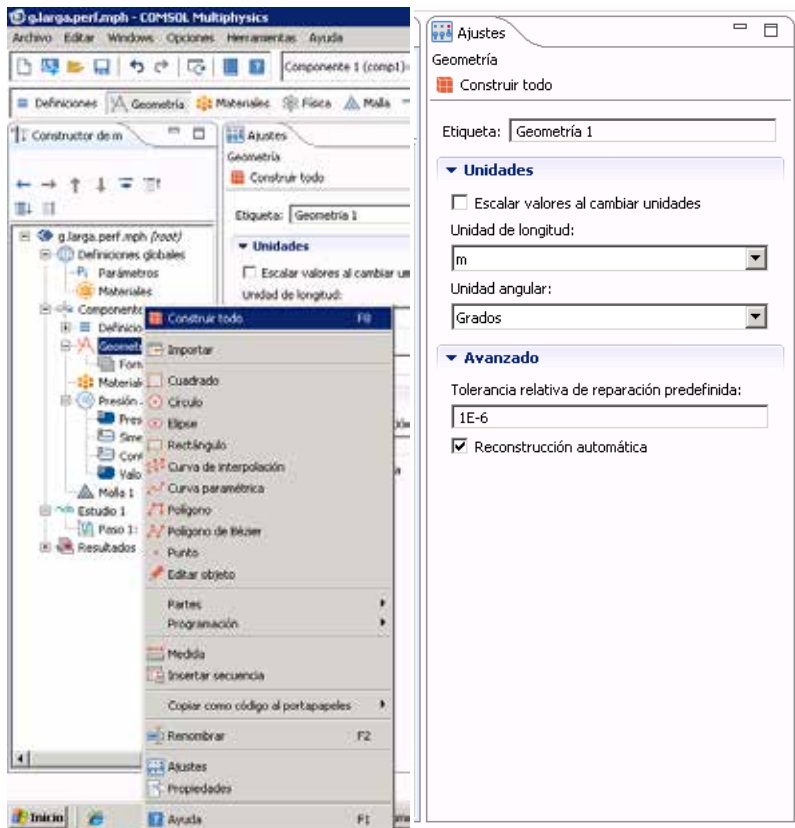


Figura 6.9. Seleccionar los ajustes de la geometría y colocar las unidades en metros.

El siguiente paso a seguir es generar la geometría del tubo del silenciador. Éste se construirá a partir de un rectángulo, su definición se hará yendo a la *Geometría 1* del Componente 1, dentro del árbol del modelo, y se selecciona *Rectángulo* tras clicar el botón derecho sobre *Geometría 1*. Aparecerá una ventana de ajustes para el rectángulo donde se definirá los parámetros geométricos como la altura, la anchura y la posición del polígono. Para ello se utilizarán las variables globales definidas en el punto anterior de la siguiente forma:

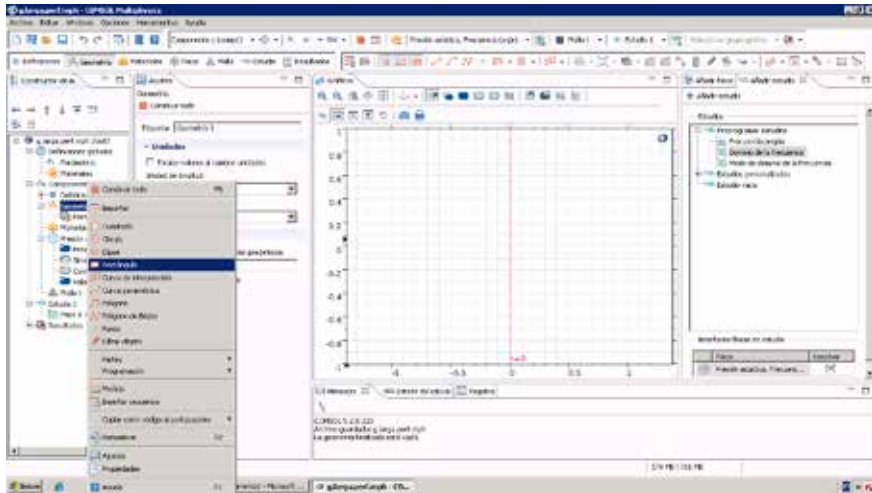


Figura 6.10. Crear geometría del tubo.

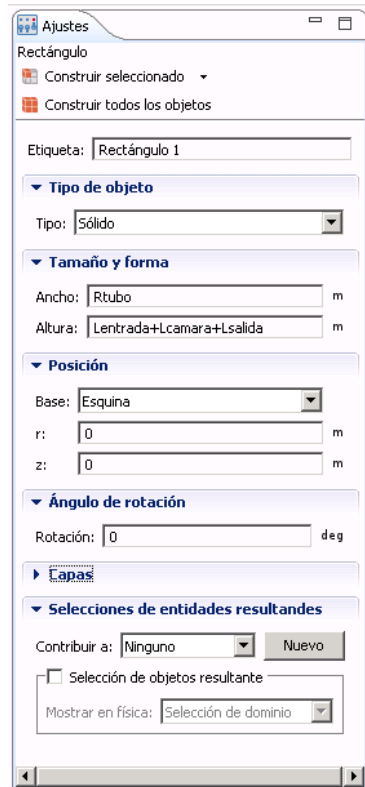


Figura 6.11. Dimensiones del tubo.

Para finalizar este punto se definirá la cámara de disipación. El proceso es similar, por lo que se irá a *Geometría 1* del *Componente 1*, y tras clicar botón derecho se elegirá *Rectángulo*. En este caso se utilizarán los siguientes parámetros:



Figura 6.12. Dimensiones de la cámara.

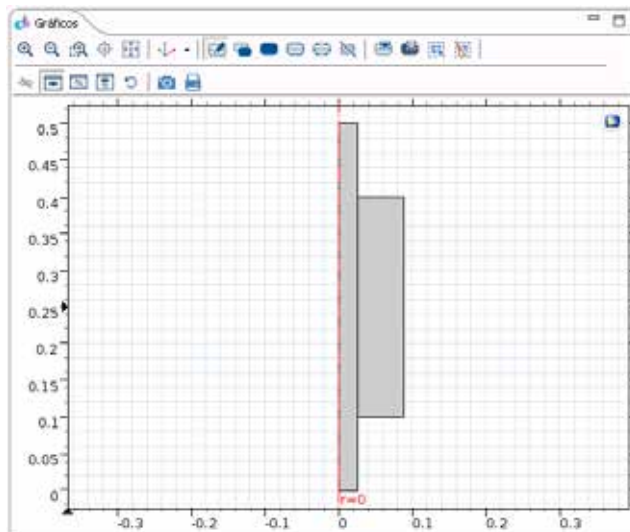


Figura 6.13. Ventana de gráficos con la geometría creada.

6.4.4. Creación de dominios y contornos

En este punto se describe la creación los dominios y contornos del silenciador que serán usados más adelante para la definición de las condiciones de contorno.

Para este trabajo se necesitan definir 3 tipos de contorno y un tipo de dominio:

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

El *contorno de entrada* se definirá pulsando, dentro del Árbol del modelo, el botón derecho sobre *Definiciones*, y clicando en *Explícito*.

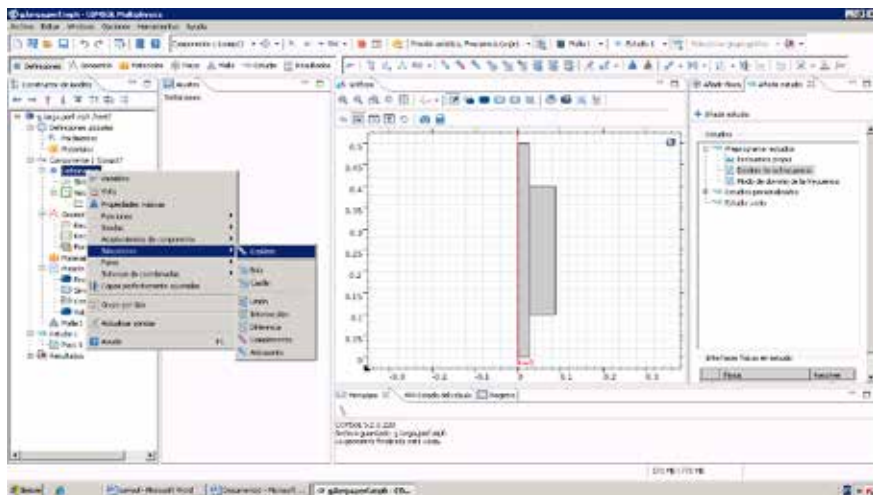


Figura 6.14. Definir contorno de entrada.

Esto dará lugar al siguiente cuadro en la ventana de ajustes:

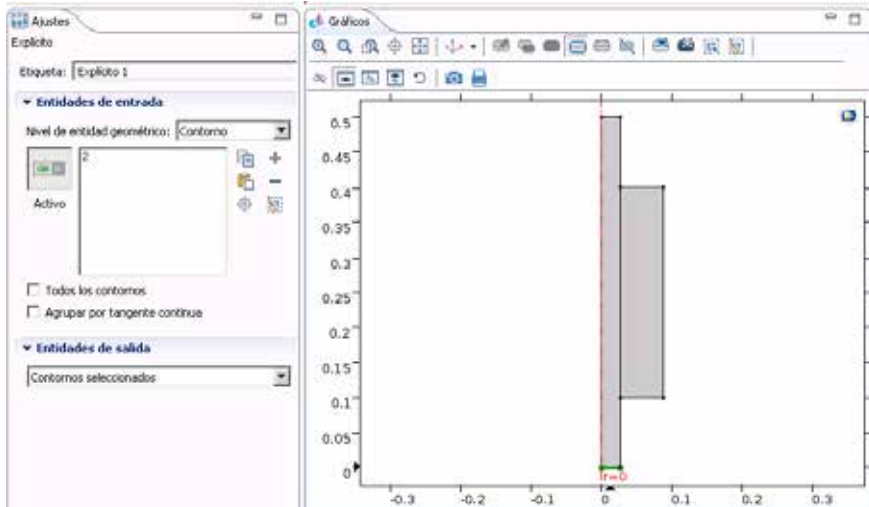


Figura 6.15. Explícito.

Donde se indicará *Contorno* en el campo denominado *Nivel de entidad geométrica*, y se seleccionará la entrada con doble clic del ratón sobre la línea situada en la parte inferior exterior del tubo del silenciador:

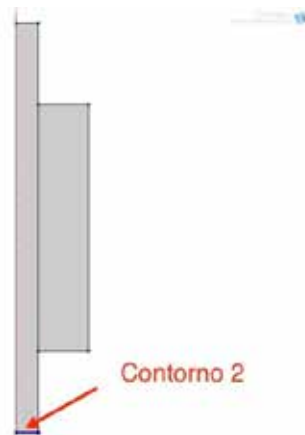


Figura 6.16. Entrada.

Para evitar confusiones con los elementos creados se renombre el elemento explícito creado, para ello se irá a Componente 1, Definiciones, Explícito 1, y se clicará con el botón derecho sobre él y se elegirá *renombrar*. Se escribirá el nombre de “entrada”.

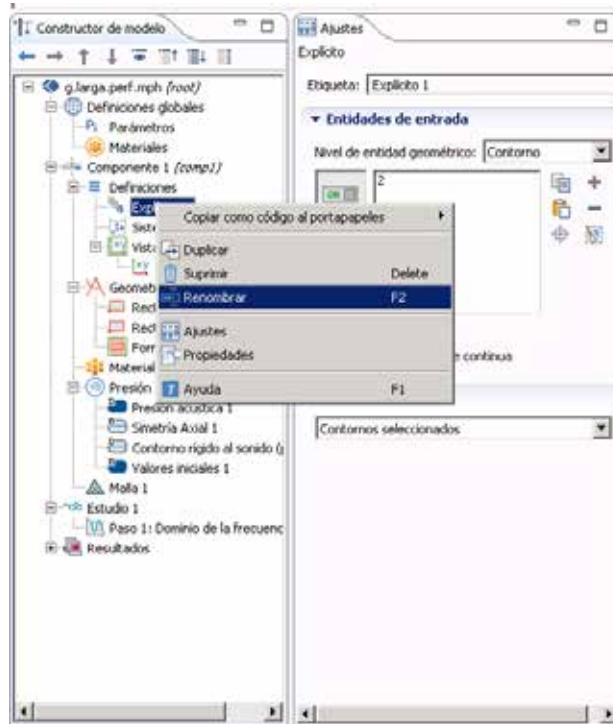


Figura 6.17. Renombrar.

De la misma manera, se definirá el *contorno de salida* y *la línea común*. Como se observa en las siguientes figuras:

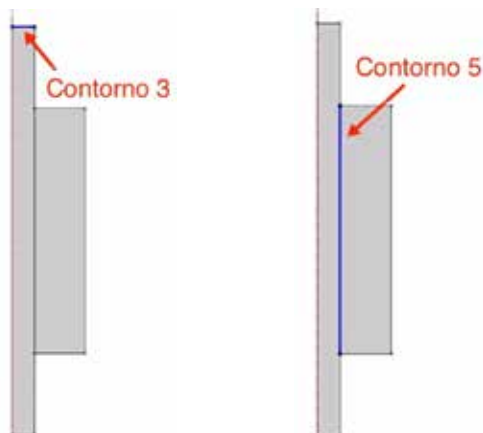


Figura 6.18. Salida y línea común.

Para finalizar, se definirá el *dominio del material absorbente*. Para ello procederá igual que en las anteriores (*Definiciones y Explícito*) pero en el campo *Nivel de entidad geométrico* del cuadro de ajustes se seleccionará *Dominio*, indicando en *Selección* la posición del material absorbente:

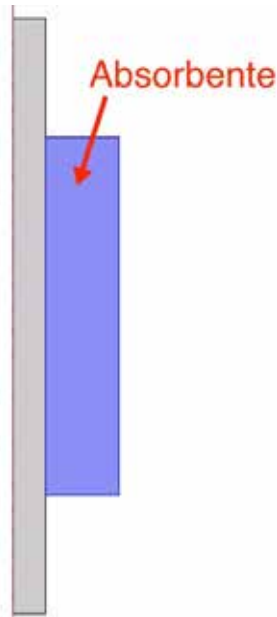


Figura 6.19. Material Absorbente.

Utilizando la metodología anterior se renombrará este dominio como “absorbente”.

6.4.5. Definición de funciones y operadores

En este punto se define el cálculo del índice de atenuación acústica TL.

Anteriormente, en la parte teórica de este trabajo, se explicó que el cálculo del índice de atenuación acústica, TL, depende de los valores de presión y velocidad en la entrada y en la salida del silenciador. Para poder 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*, *Acoplamientos de componente* y se hará clic sobre *Promedio*.

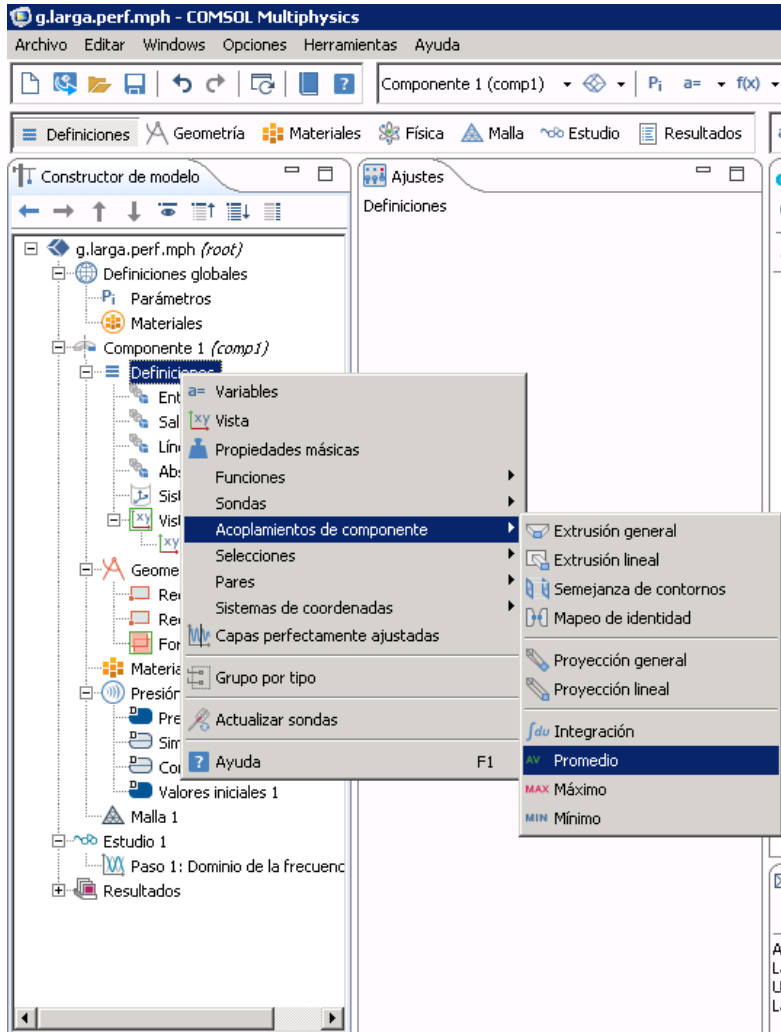


Figura 6.20. Crear operador para evaluar velocidades y presiones.

Esto dará lugar a una ventana de ajustes en la que se indicarán los siguientes valores:

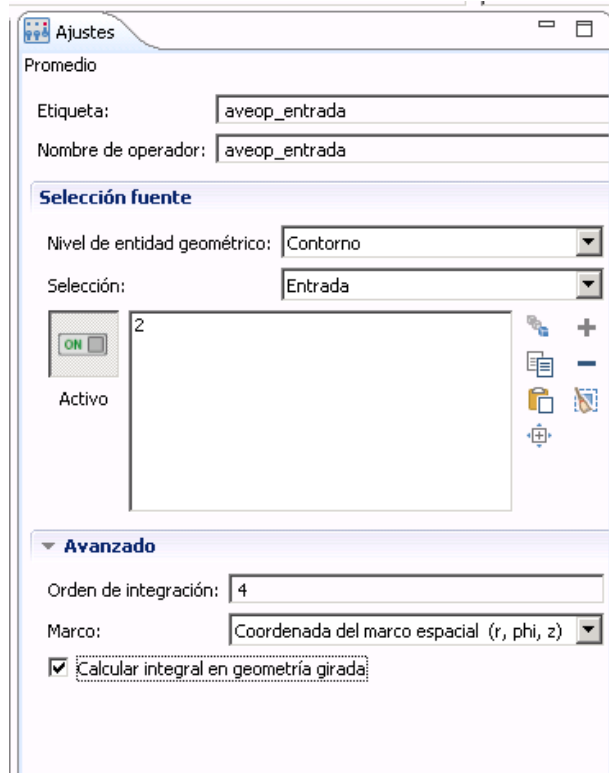


Figura 6.21. Promedio en la entrada.

Como se aprecia en la figura anterior, en el campo *Contorno* se ha seleccionado *entrada* (contorno creado anteriormente).

Utilizando el mismo procedimiento se definirá el operador de salida y su cuadro de ajustes queda de la siguiente manera:

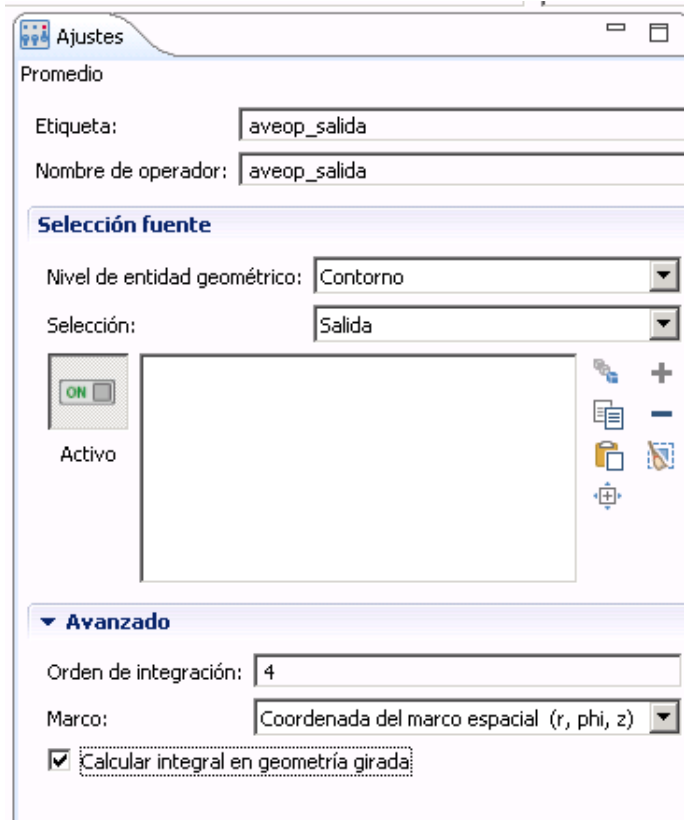


Figura 6.22. Promedio en la salida.

Finalmente, se define la función para calcular el índice de atenuación acústica, TL. Se aplicará la definición del índice de atenuación acústica como función de la presión incidente en la entrada y la presión en la salida ya que Comsol define como variable dependiente la presión acústica:

$$TL = 20 \log_{10} \left(\left| \frac{p_{\text{incidente}}}{p_{\text{salida}}} \right| \right)$$

Esta formalidad no afecta en su resolución ya que Comsol tiene en cuenta el efecto de la onda reflejada en la entrada automáticamente.

Ésta definición anterior se introducirá en el programa yendo al Árbol del modelo, seleccionando *Definiciones*, y clicando sobre *Variables*:

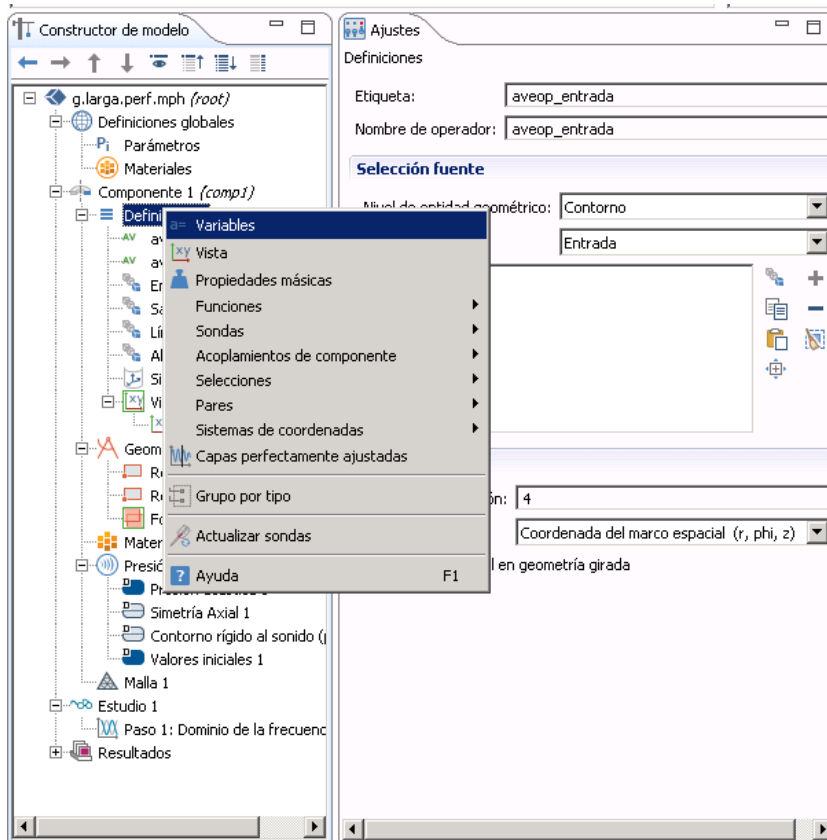


Figura 6.23. Definición variable.

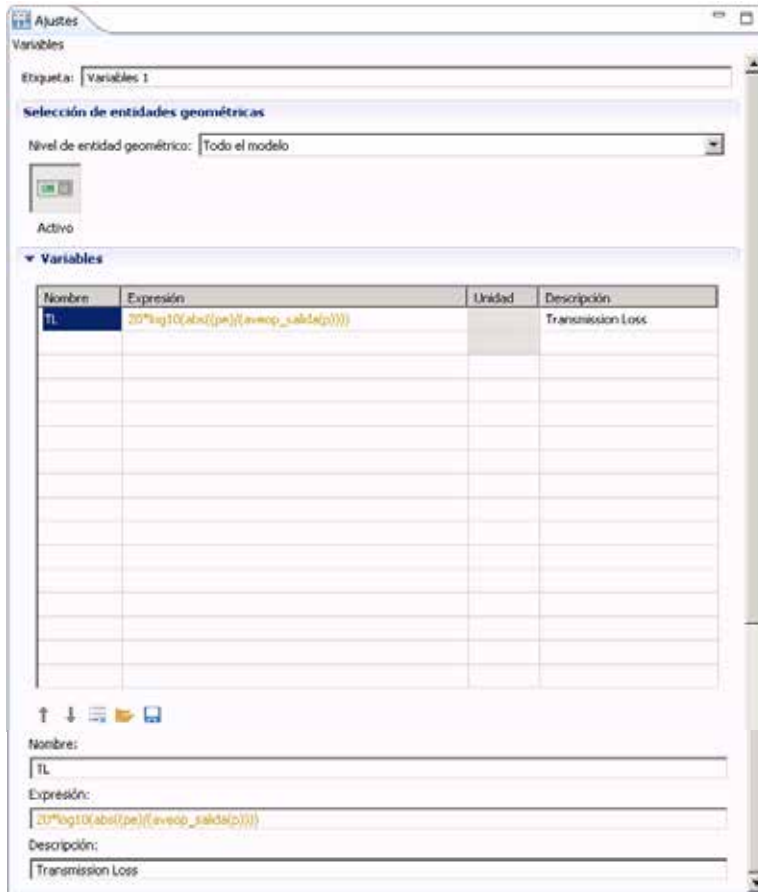


Figura 6.24. Definición del coeficiente TL.

Se puede observar que para este cálculo se utiliza el operador *aveop_salida(p)*, que se definió en la figura 6.24, para evaluar la presión en la salida, y la variable *pe* que es la presión incidente.

6.4.6. Creación y definición de materiales

Para poder resolver el problema en Comsol es necesario indicar que la propagación acústica se hará a través del aire y definir la materia o material absorbente existente en el interior del silenciador. Con éste fin, se irá a la barra de herramientas, y se pinchará en *Añadir material*. En ella se elegirá aire/air y se añadirá al componente con el botón correspondiente. Para cerrar la ventana derecha, se irá de nuevo a Home y se hará clic en Añadir al componente.

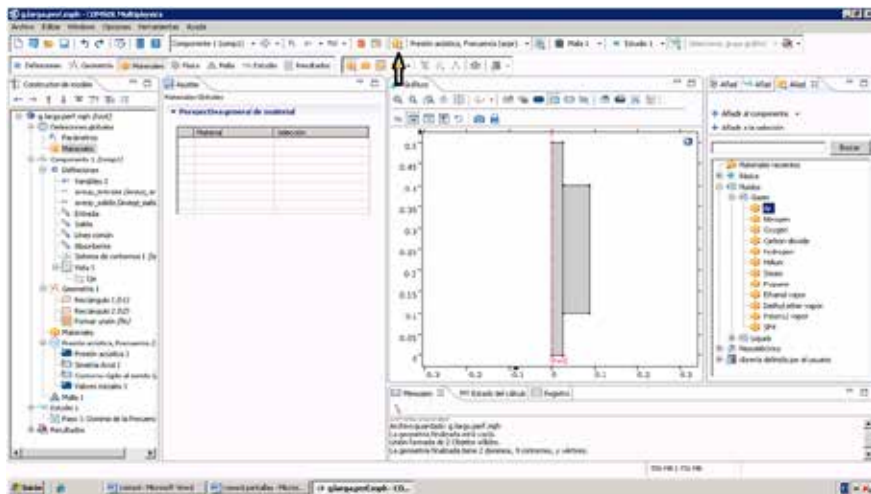


Figura 6.25. Aire.

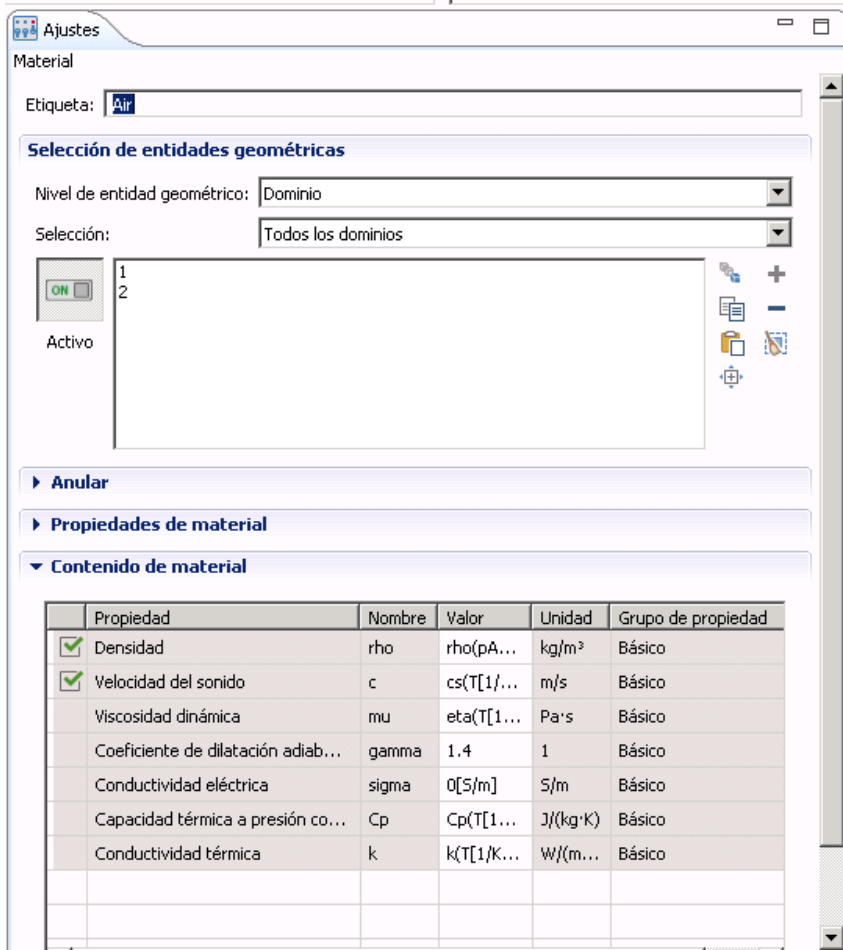


Figura 6.26. Definición del aire.

El silenciador quedará totalmente sombreado porque por definición Comsol aplica el primer material creado a todos los dominios creados.

6.4.7. Definición de las condiciones de contorno

Se procede a la definición de las condiciones de contorno. En este trabajo se aplicarán las siguientes 6 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. Comportamiento del absorbente de la cámara de disipación.
5. Simetría axial.
6. Paredes rígidas.

1.- Entrada

Antes de nada se aplicará la condición de contorno en la entrada, para ello se irá dentro del Árbol del modelo a *Presión acústica* y se pinchará *Radiación de onda plana* añadiendo dicha condición al árbol de nuestro modelo:

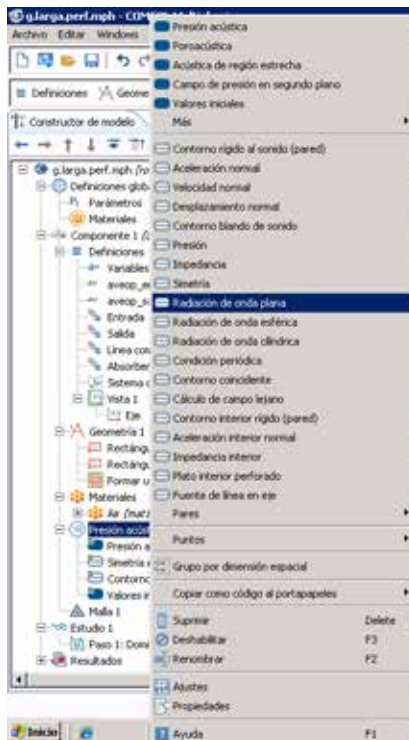


Figura 6.27. Radiación de onda plana.

Para aplicarla sobre la entrada habrá que ir a la ventana de ajuste y seleccionar el contorno correspondiente:

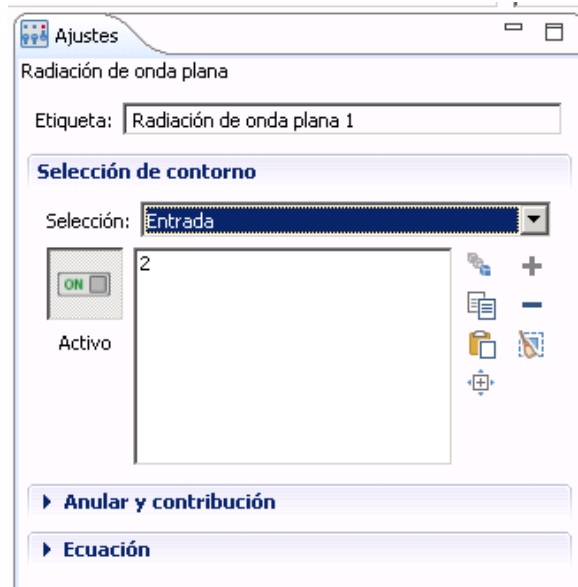


Figura 6.28. Ajuste en la entrada.

A continuación, se irá al árbol 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:

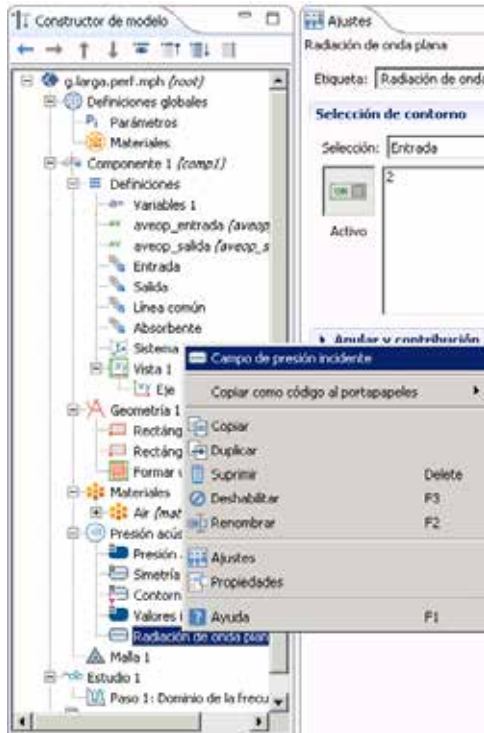


Figura 6.29. Campo de presiones incidente.



Figura 6.30. Onda incidente.

2.- Salida

Una vez definida la entrada, se aplicará la condición de contorno en la salida. Para ello se irá al Árbol del modelo, *Presión acústica 1*, y se hará clic a *Impedancia*. Ésto abrirá una ventana de ajustes donde se indicará el contorno de salida y el valor de la impedancia:

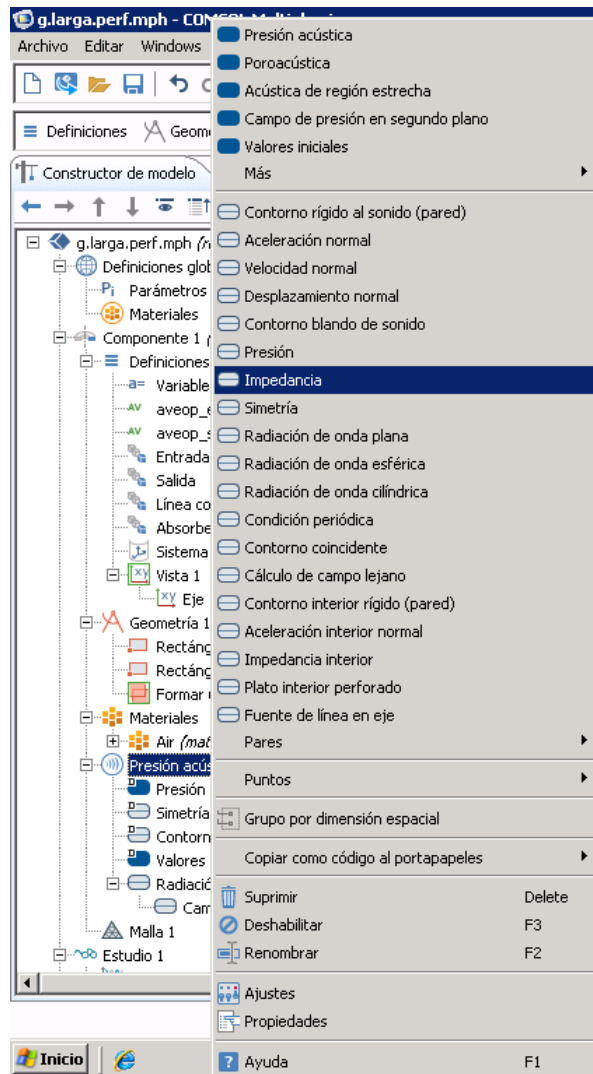


Figura 6.31. Añadir impedancia.

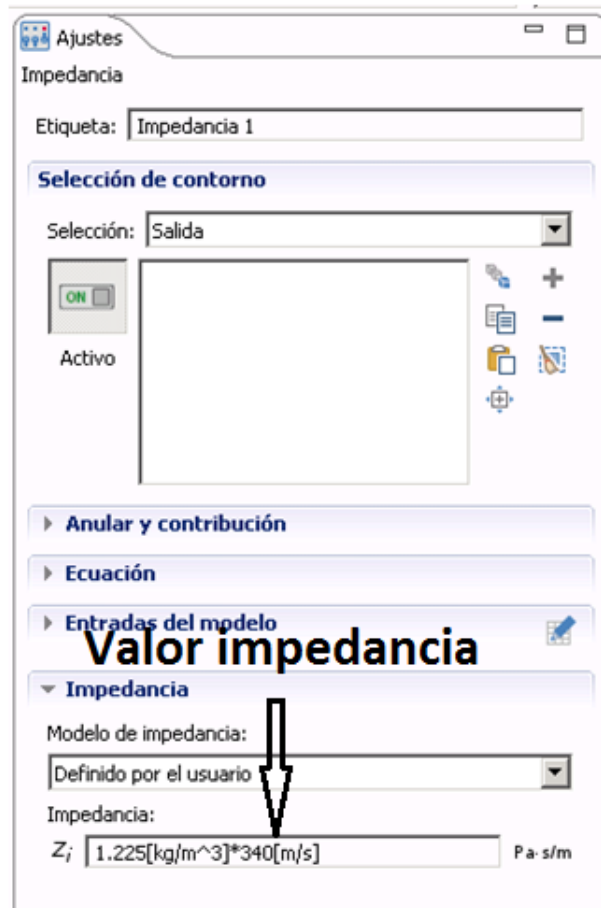


Figura 6.32. Definición de la impedancia.

Como se puede apreciar en la figura anterior, puesto que la salida es anecoica, la impedancia será:

$$Z = \rho \cdot c = 1.225 \cdot 340 = 416.5 \text{ Pa} \frac{\text{s}}{\text{m}}$$

3.- Línea común

En este apartado se pretende definir la condición de contorno de la pared común entre el tubo y la cámara disipativa, denominada línea común. Para su definición se irá al Árbol del modelo, *Presión acústica 1*, y se

clicará sobre la opción de *Impedancia Interior* que hay en la ruta *Física, Contornos*. Su cuadro de ajustes quedará:

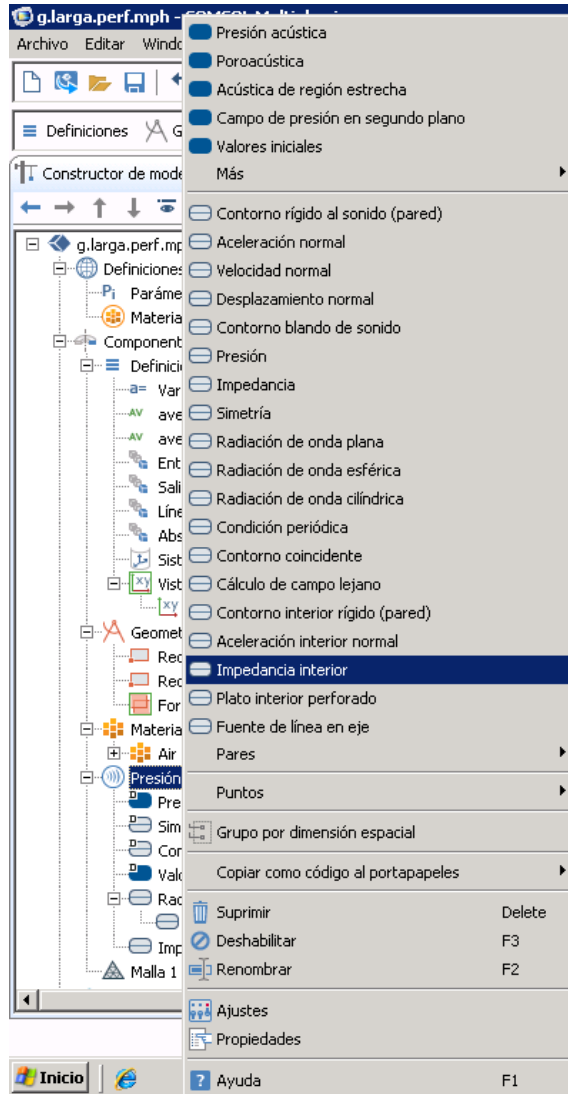


Figura 6.33. Añadir impedancia interior.

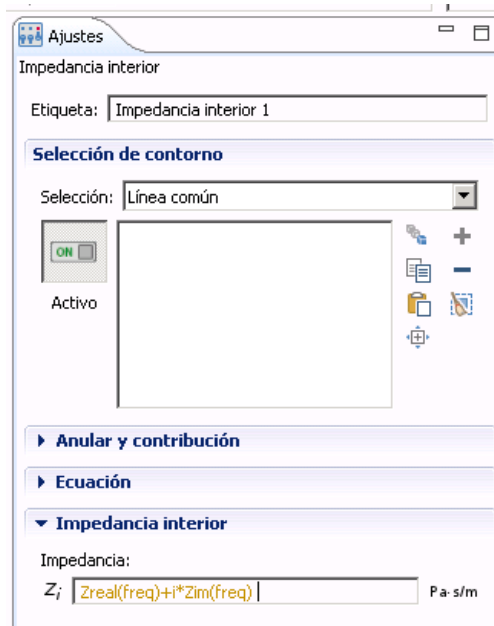


Figura 6.34. Definición impedancia interior.

Para la definición de la impedancia interior se ha utilizado la expresión $Z = Z_{real}(freq) + i * Z_{im}(freq)$ donde $freq$ (la frecuencia) e i (la unidad imaginaria) son variables internas de Comsol. Por otro lado, Z_{real} es la parte real y Z_{im} la parte imaginaria de la impedancia interior Z . Éstas impedancias se deben pasar al programa para cada frecuencia.

Como Comsol necesita dos tablas que contengan la impedancia real, Z_{real} y la impedancia imaginaria, Z_{im} , se crean dos ficheros ".txt" de dos columnas. La primera columna contiene los valores para la frecuencia y la segunda los valores de la impedancia. Estos ficheros se generan con Mathcad según el anexo II.

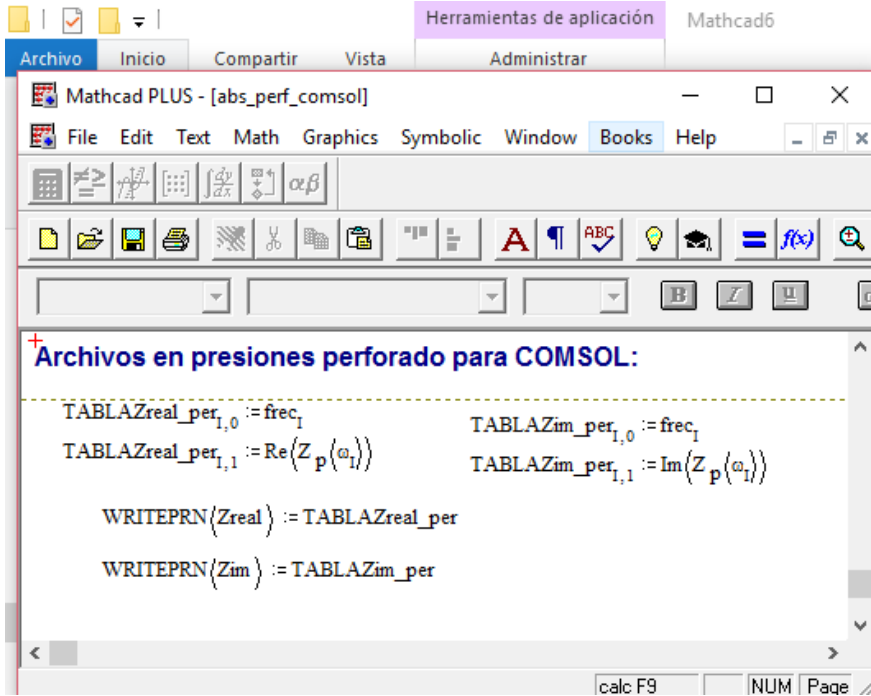


Figura 6.35. Líneas de código utilizadas para escribir Zreal y Zim.

Una vez creados los archivos “.txt”, se introducirán en Comsol a través de la barra de herramientas, *Funciones, Local, Interpolación*, esto se realizará dos veces una para Zreal y otra para Zim.

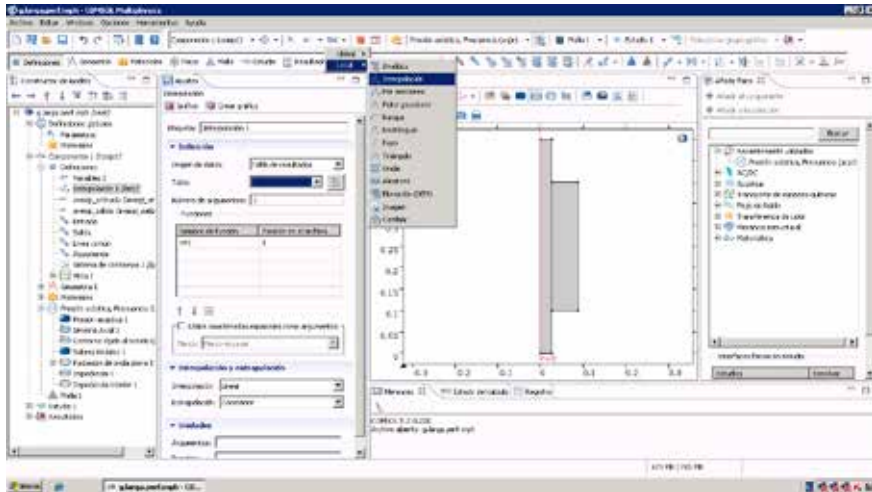


Figura 6.36. Introducir ficheros Zreal y Zim.

Tras el clic en *Interpolación* aparecerá una tabla vacía donde se importarán los datos de MathCad. Para ello se tiene que cambiar el origen de los datos por *Archivo* seleccionar el archivo deseado y luego pulsar *Importa*. Aparecerá rellena la tabla.

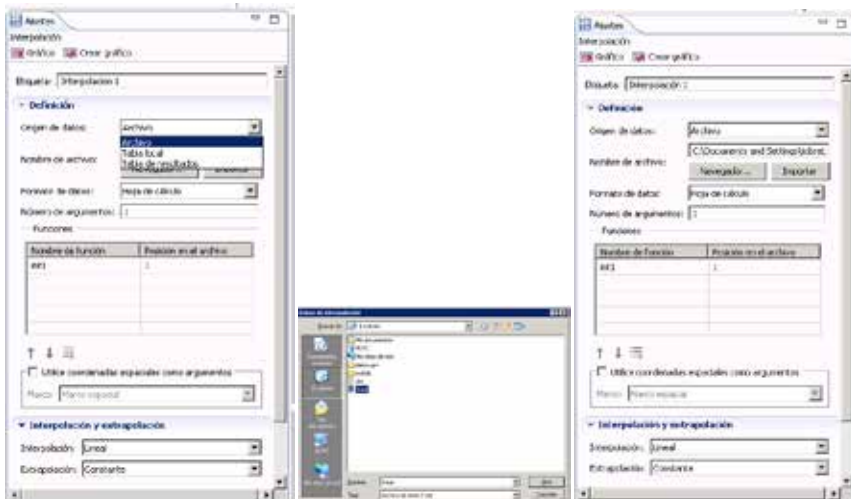


Figura 6.37. Secuencia introducir tablas de valores.

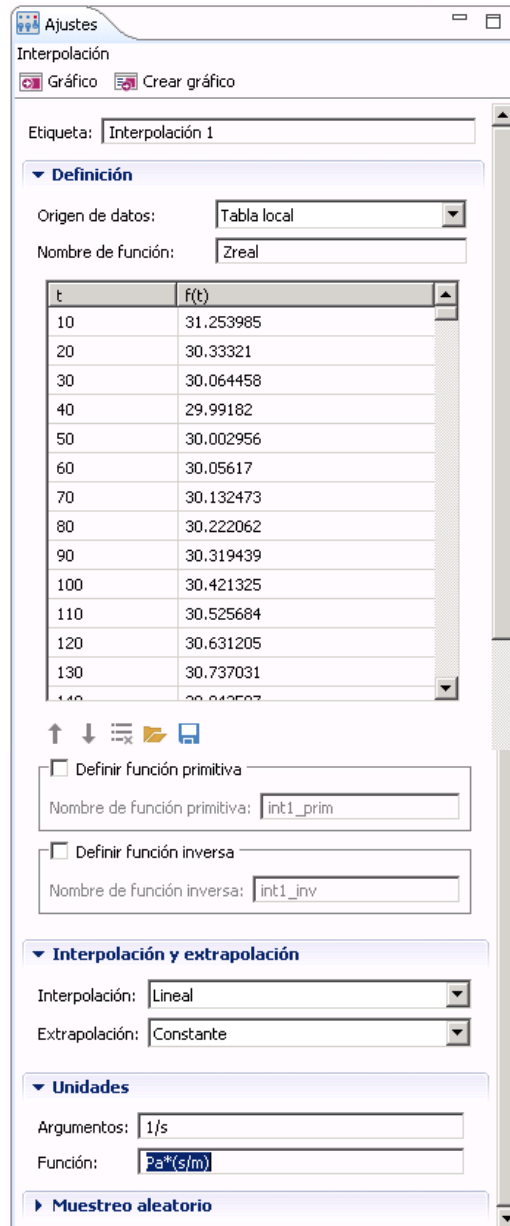


Figura 6.38. Importación de la parte real de la impedancia (Zreal).

Se procede de la misma manera con Zim.

4.- Material absorbente

Para poder comparar con Sysnoise se va a formular la condición de presión acústica para el absorbente. Es decir, se definirá a través de la presión acústica del dominio el comportamiento del absorbente para cada frecuencia. En este caso se usarán los mismos datos para la velocidad y la densidad para cada frecuencia que ya se utilizaron en Sysnoise para definir la impedancia del absorbente.

Aunque es más laboriosa, ésta opción tiene como principal ventaja que utiliza los mismos datos que Sysnoise y por lo tanto la comparación de los resultados obtenidos por ambos programas será más fiel. Su definición se hará seleccionando en el árbol del modelo *Presión acústica* y se elegirá *Presión acústica*.

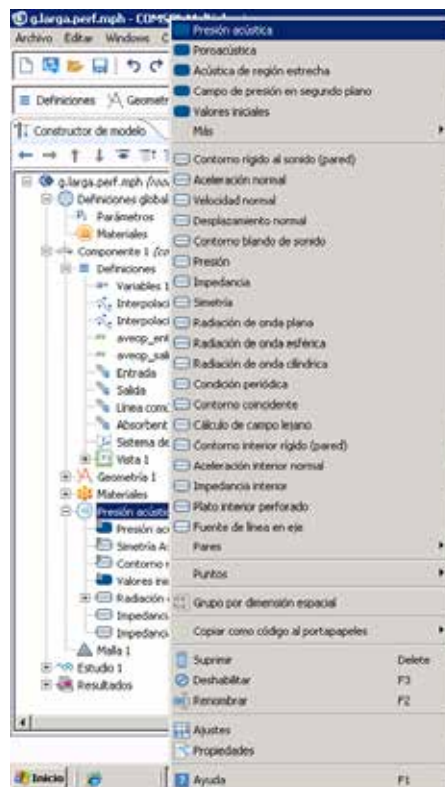


Figura 6.39. Introducir el material absorbente.

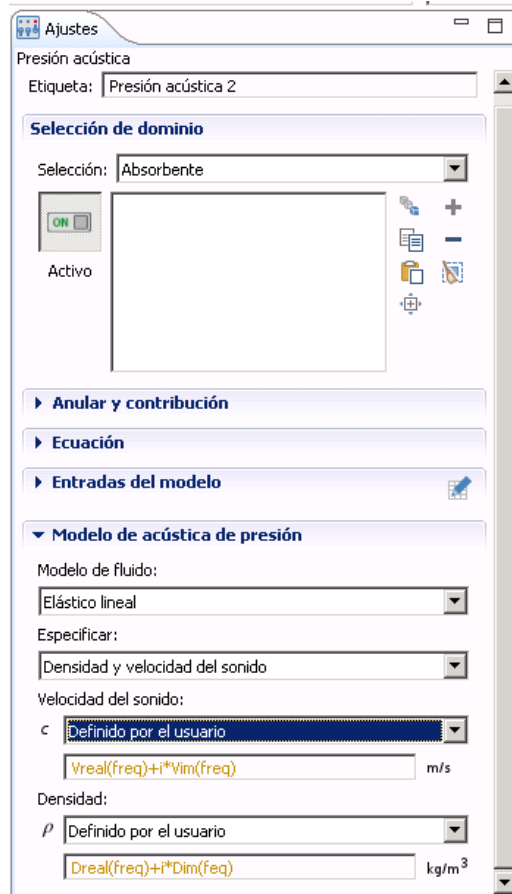


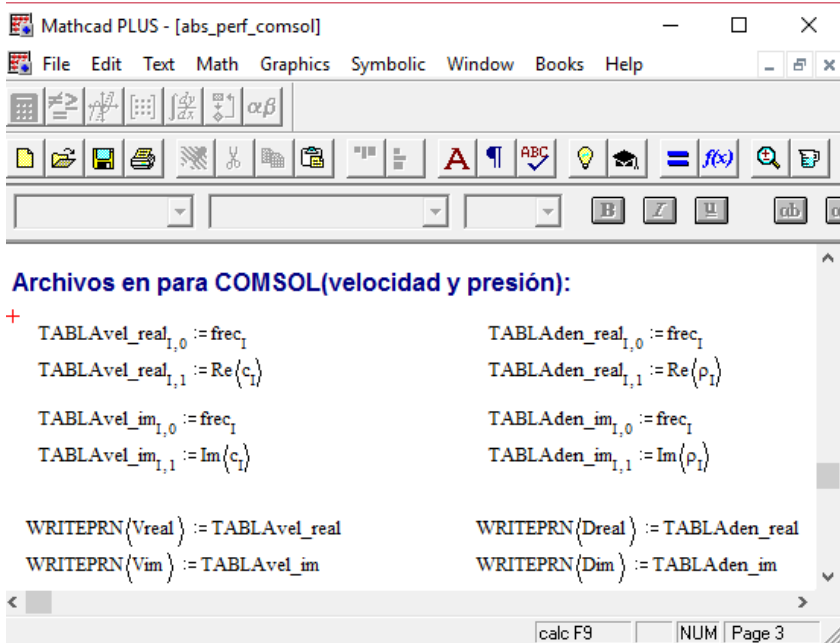
Figura 6.40. Definición del material absorbente.

Como se puede observar en la figura anterior se han usado las expresiones siguientes:

$$V = V_{\text{real}}(\text{freq}) + i \cdot V_{\text{im}}(\text{freq}) \quad D = D_{\text{real}}(\text{freq}) + i \cdot D_{\text{im}}(\text{freq})$$

donde V es la velocidad y D es la densidad. De igual manera que se realizó con la impedancia interior, es necesario definir las partes reales e imaginarias de la densidad y de la velocidad para cada frecuencia y pasarlas al programa Comsol. Con este fin se utiliza el código de Mathcad explicado en el ANEXO II para generar 4 archivos “.txt” que

contienen la parte real e imaginaria de la densidad y de la velocidad para cada frecuencia.



```

Archivos en para COMSOL(velocidad y presión):
+
TABLAvel_real1,0 := frec1
TABLAvel_real1,1 := Re{c1}
TABLAvel_im1,0 := frec1
TABLAvel_im1,1 := Im{c1}

WRITEPRN{Vreal} := TABLAvel_real
WRITEPRN{Vim} := TABLAvel_im

TABLAden_real1,0 := frec1
TABLAden_real1,1 := Re{ρ1}
TABLAden_im1,0 := frec1
TABLAden_im1,1 := Im{ρ1}

WRITEPRN{Dreal} := TABLAden_real
WRITEPRN{Dim} := TABLAden_im
  
```

Figura 6.41. Líneas de código utilizadas para escribir los ficheros Vreal, Vim, Dreal y Dim.

Su importación, se hará de nuevo yendo de la misma manera que Zreal y Zim. Las unidades del Argumento coincidirán (1/s) pero para la Vreal y Vim será m/s y para Dreal y Dim será Kg/m³.

5.- Simetría axial

Cuando se empezó a crear la simulación ya se estipuló que nuestro problema era 2D axisimétrico y esta condición de contorno se creará de forma automática.

6.- Paredes rígidas

Sobre aquellas paredes en las que no se ha indicado ninguna condición de contorno, Comsol automáticamente supone esta condición de contorno.

6.4.8. Definición del mallado y sus elementos

Se va a crear una malla con las mismas condiciones que para el caso de Sysnoise. Para ello se irá al árbol del modelo, se pulsará el botón derecho sobre *Malla* y se seleccionará *mapeado*.

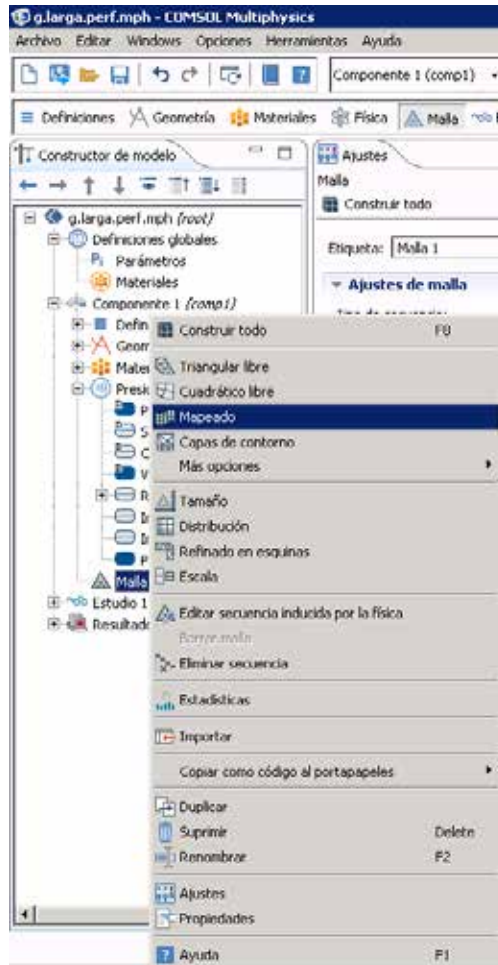


Figura 6.42. Mapeado.

Una vez seleccionado en ajustes se ajustará el tamaño y se acotará a un máximo y a un mínimo de 0.005 para generar la misma malla que se generó en Sysnoise.

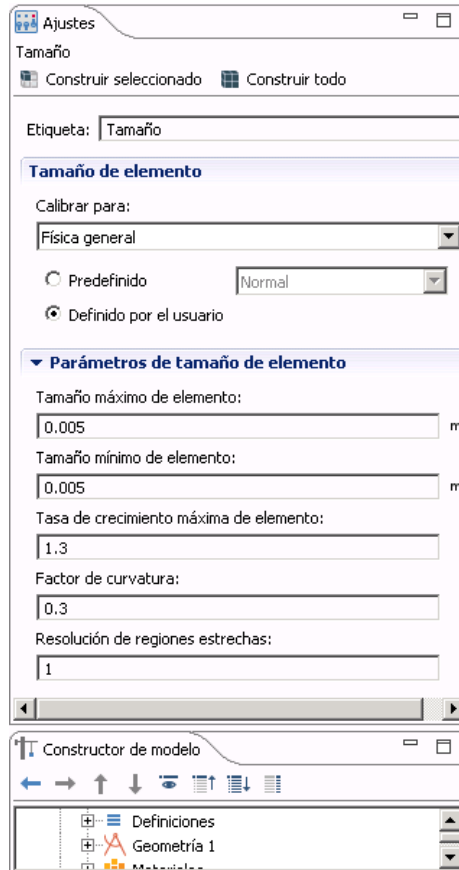


Figura 6.43. Ajuste mallado.

6.4.9. Definición del ensayo y cálculo del problema

Una vez ha finalizada la definición del problema, se procede a definir el rango de frecuencias donde se va a calcular el problema y posteriormente resolverlo.

Se va a producir un estudio para las frecuencias que van de 10 a 3200 Hz en pasos de 10 Hz. Esta condición se hará yendo al campo de *Dominio de la frecuencia* dentro de *Estudio* del árbol del modelo.

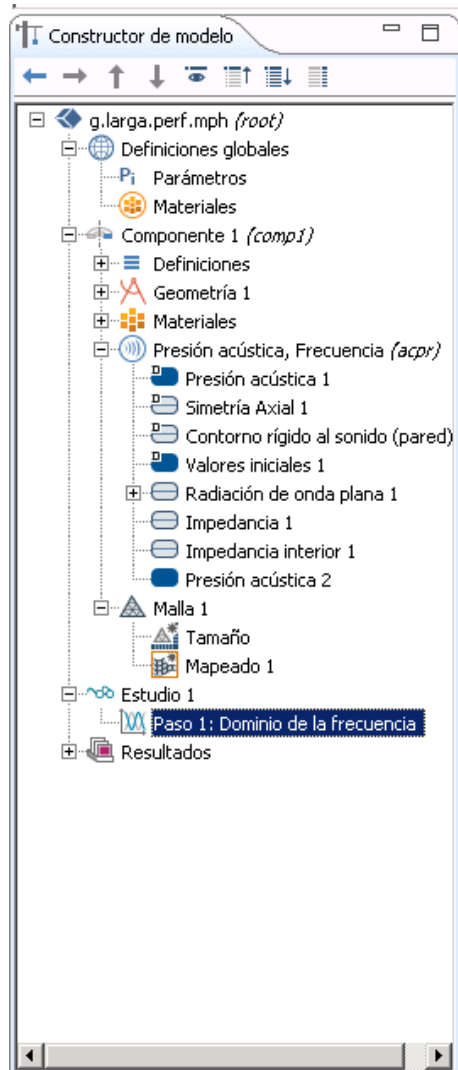


Figura 6.44. Dominio de la frecuencia.

Ahora en la ventana de ajustes se irá a *Frecuencias* y se indicará: iniciar en 10, hasta 3200 en intervalos de 10Hz.

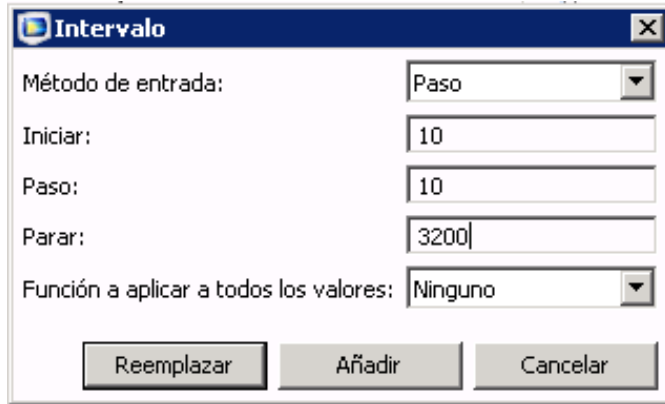


Figura 6.45. Intervalo.

Para concluir la simulación se calculará el problema pinchando en *Home* y luego en *Calcular*.

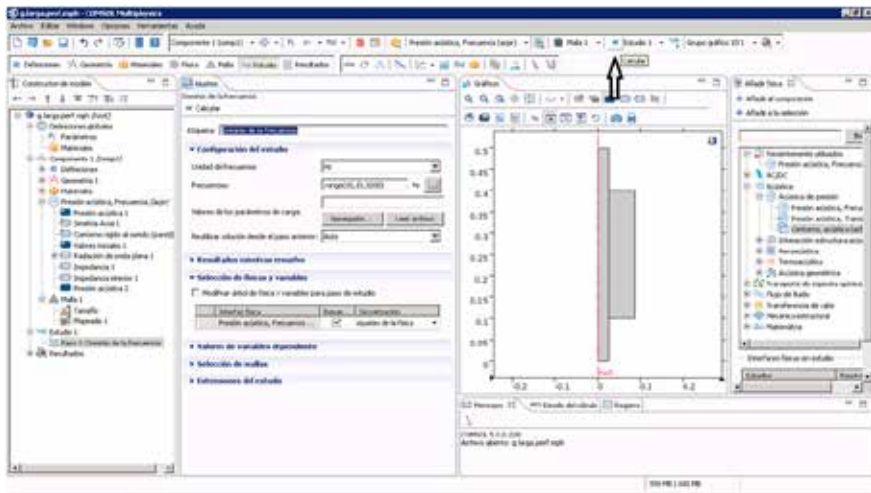


Figura 6.46. Cálculo del problema.

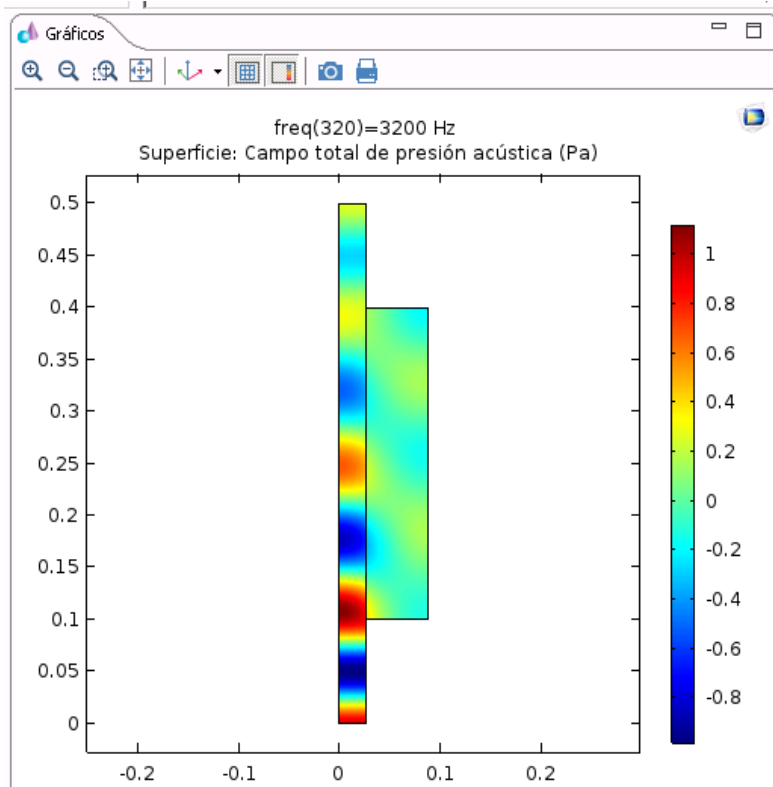


Figura 6.47. Resultado gráfico.

6.4.10. Obtención de las gráficas de atenuación

Si se pretende representar la solución (el índice de atenuación acústica, TL) en una grafica se busca la barra de herramientas, *Agregar grupo gráfico, Grupo gráfico 1D*.

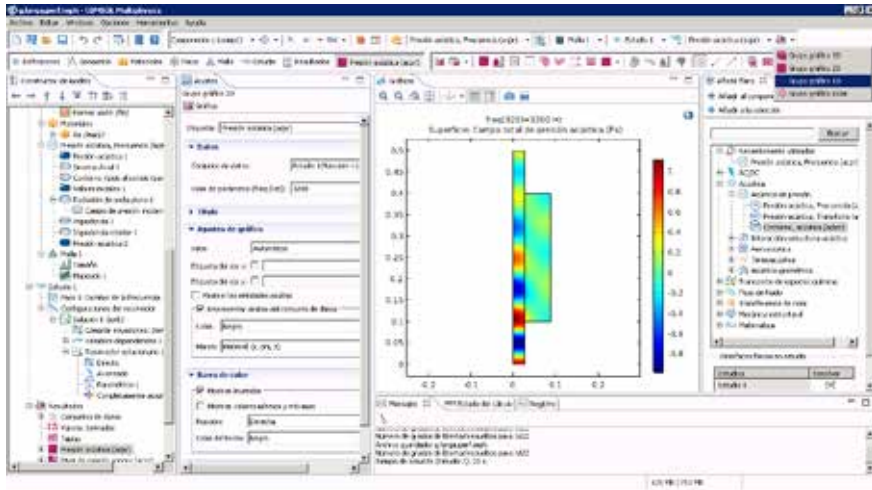


Figura 6.48. Añadir un grupo gráfico 1D.

Una vez seleccionado el Grupo gráfico 1D, aparecerá en el árbol del modelo una gráfica con título *Grupo gráfico 1D* que tras hacer clic-derecho y seleccionar *Global* se rellenará la ventana de ajustes como se indica.

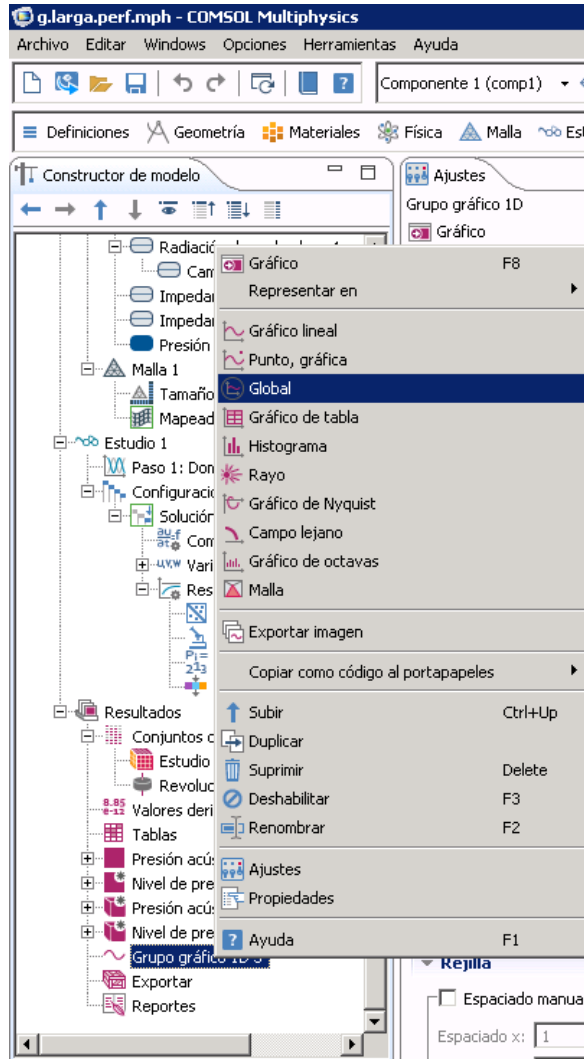


Figura 6.49. Global del Grupo gráfico 1D.

Se procede a rellenar los ajustes en la “*información del eje y*” introduciendo la palabra TL como expresión. Esta expresión llamará a la función TL definida en el paso 5. Por lo que se obtiene la gráfica buscada:

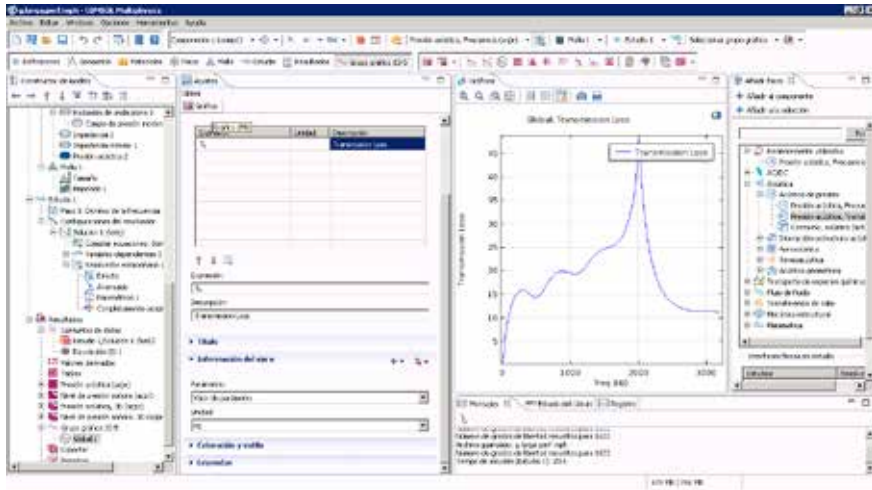


Figura 6.50. Expresión del coeficiente TL.

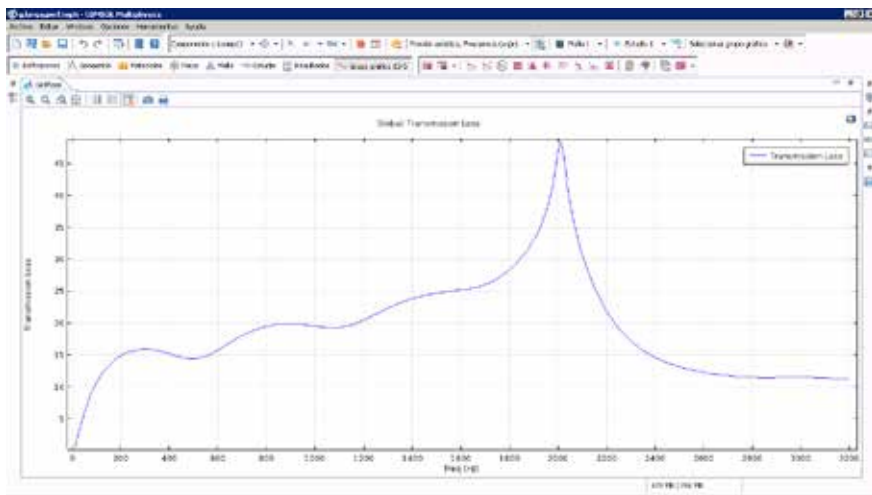


Figura 6.51. Coeficiente TL para silenciador cámara con absorbente y tubo perforado.

6.4.11. Creación del fichero con los resultados de atenuación

Es necesario exportar el gráfico de TL para poder crear un fichero con los datos de los cálculos obtenidos para la atenuación sonora y así poder compararlos con los obtenidos por Sysnoise o con otros programas.

Para poder exportar el archivo es necesario ir al *Árbol del modelo* y pinchar con el botón derecho sobre *Global 1* dentro de *Resultados* y *Grupo gráfico 1D 5*.

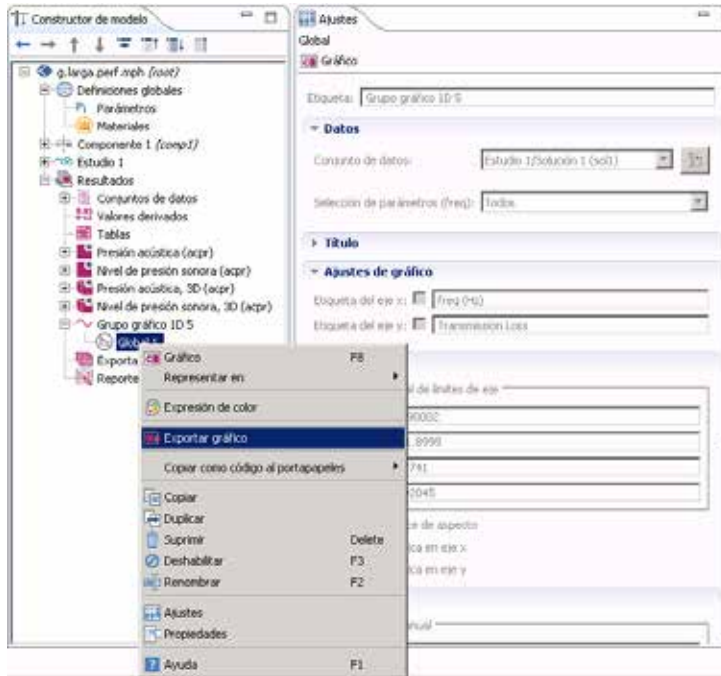


Figura 6.52. Exportar TL de Global 1.



Figura 6.53. Menú exportar gráfica.

En el menú de exportar gráfica se pulsa sobre navegador y se indica donde se quiere guardar el fichero y el nombre que se desea para el fichero.

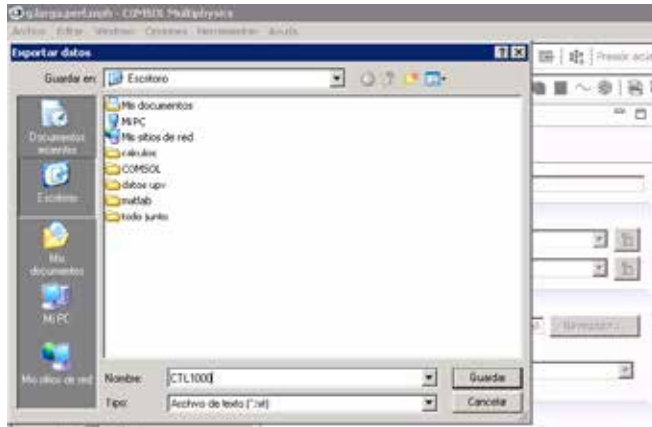


Figura 6.54. Navegador de Exportar datos.

Por último sólo queda pulsar exportar y se genera el archivo de los resultados de atenuación acústica.

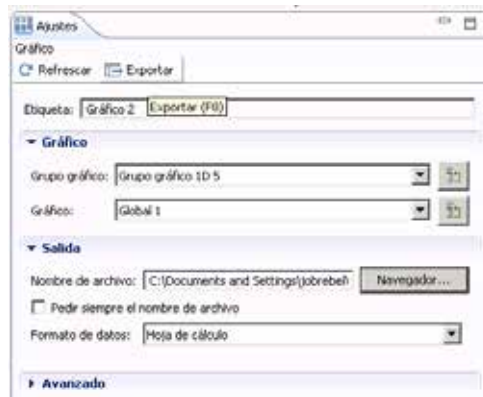


Figura 6.55. Exportar fichero.

```

CTL1000 - Bloc de notas
Archivo Edición Formato Ver Ayuda
% Model: g.Targa.perf.mph
% Version: COMSOL 5.2.0.220
% Date: Aug 17 2016, 17:38
% Dimension: 1
% Nodes: 320
% Expressions: 1
% Description: Global
% r Height
10 0.6552848633101684
20 1.8622681065531954
30 3.2803616670970697
40 4.686625136234849
50 5.985487456525618
60 7.152206816883984
70 8.190562022252292
80 9.113309130837907
90 9.934616067297917
100 10.66749239518124
110 11.323129250297645
120 11.910910871289047
130 12.438642118446094
140 12.912811440897542
150 13.338826360784907
160 13.72122134994597
170 14.06381502943788
180 14.369848240595173
190 14.642086109615317
200 14.882905613195138
210 15.094360585693497
220 15.278243144588945
230 15.436125118465307
240 15.569398958759635
250 15.679311312709704
260 15.766990155250632
270 15.833472703245139
280 15.879727234881058
290 15.906678438021695
300 15.91522484520828
310 15.906265378291263
320 15.880720698602687
330 15.839555782725592
340 15.783807769767781
350 15.714612771713579
360 15.633232874768568
370 15.541090596114785
380 15.439797106217718
390 15.331184562891469
  
```

Figura 6.56. Fichero generado.



Capítulo 7

METODOLOGÍA DE CÁLCULO MEDIANTE MATLAB

7.1. INTRODUCCIÓN

En esta sección se describen de forma detallada todos los pasos a seguir para el modelado y cálculo de un silenciador de escape mediante el método de elementos finitos usando un programa propio del departamento creado sobre Matlab. En las siguientes secciones se describen de forma detallada todas las etapas implicadas en el proceso.

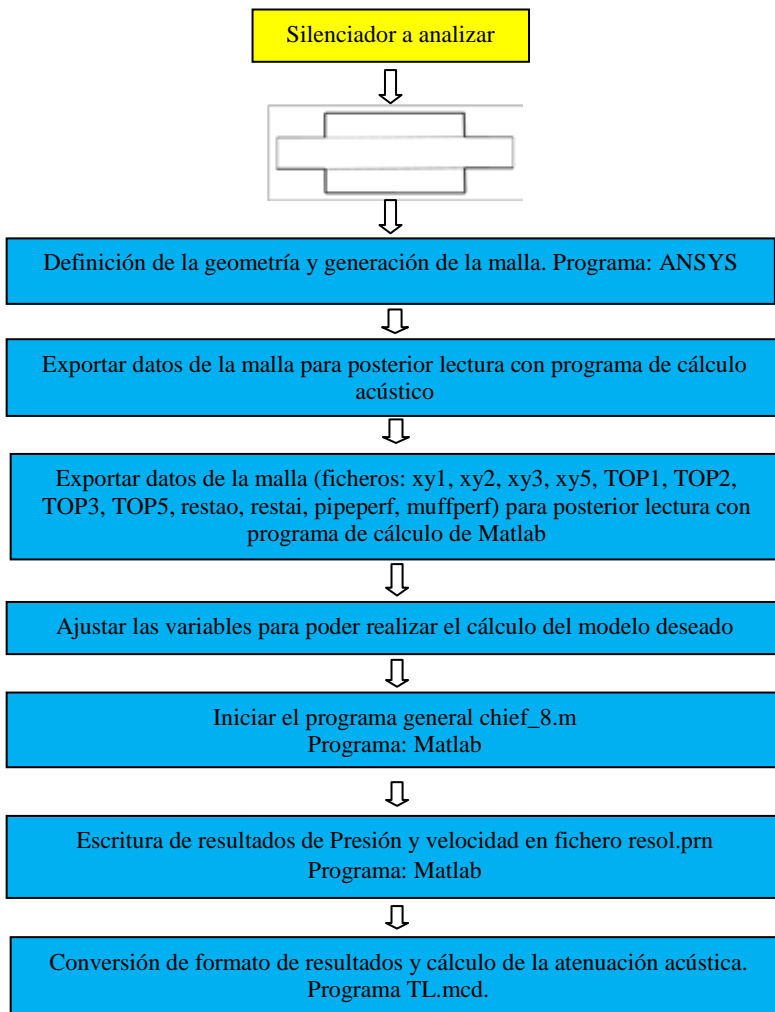


Figura 7.1. Diagrama de la metodología de trabajo para el cálculo acústico de silenciadores de escape mediante elementos finitos.

7.2 METODOLOGÍA CON MATLAB

Primero se crea la geometría y la malla utilizando el programa Ansys de la misma manera que se hace para el pre-proceso con Sysnoise. Una vez creada la geometría y la malla se crean los archivos xy, TOP, restao, restai, pipeperf y muffperf utilizando Ansys igual que se generaron los ficheros ue.prn o vs.prn (utilizando los comandos “Tools”, “Combine”, “Read”, seleccionas lo que quieres y luego pulsar “write”).

Los archivos xy y TOP pertenecen a las zonas que se pueden observar en la figura 7.2. Por un lado, los archivos xy contienen los nodos con sus coordenadas y consisten en tres columnas donde la primera lleva el número de nodo, la segunda es la coordenada x y la tercera la coordenada y. Por otro lado, el archivo TOP contiene el número de elemento y los 8 nodos que lo componen. Estos archivos corresponden a los diferentes sets creados, tres para el tubo (entrada, con perforado y salida) y uno para la cámara.

Además de los anteriores, se crea los archivos restao, restai, pipeperf y muffperf a partir de la imposición de las condiciones de contorno y de perforado a la malla creada en Ansys. El archivo restao contiene las restricciones de salida, es decir, las características de la matriz de condición anecoica (Jacobianos). El archivo restai contiene la imposición de las condiciones de contorno en presiones. Y finalmente el archivo pipeperf es un fichero con los nodos en el tubo perforado (en el interior) y el archivo muffperf es un fichero con los nodos en el tubo perforado (exterior).

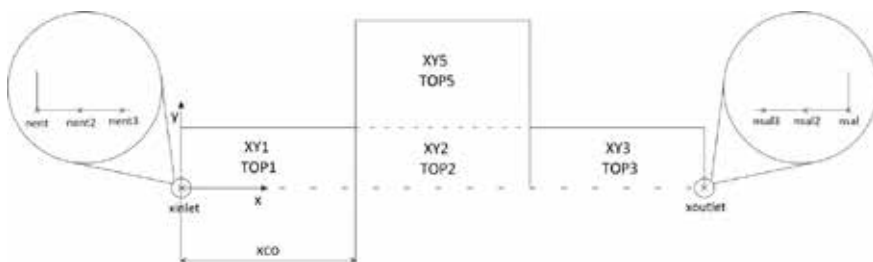


Figura 7.2. Esquema de ubicación de los contenidos de los archivos y de los nodos.



Se utiliza el archivo `variab` para imponer las particularidades que se desean en cada ensayo para el resonador concéntrico. Editando este archivo se puede introducir:

- Variables del tubo perforado: diámetro de agujeros (dh), porosidad (poro) y espesor de tubo (t).
- Coordenada X de comienzo del tubo perforado (xco).
- Si hay perforado (1) o si no hay perforado (0).
- Coordenadas necesarias para los cálculos: nodo entrada ($nent$), nodo salida ($nsal$), coordenada axial de la sección de entrada ($xinlet$), coordenada axial de sección de salida ($xoutlet$), segundo nodo de entrada para el cálculo de la velocidad ($nent2$), tercer nodo de entrada para el cálculo de la velocidad ($nent3$), segundo nodo de salida para el cálculo de la velocidad ($nsal2$), tercer nodo de salida para el cálculo de la velocidad ($nsal3$).
- Frecuencias de análisis: frecuencia inicial, frecuencia final, incremento de la frecuencia.
- Propiedades del aire: temperatura de referencia.
- Propiedades del material absorbente: resistividad a la temperatura de referencia, coeficientes del número de onda ($a1$, $a2$, $a3$, $a4$), coeficientes para la impedancia ($a5$, $a6$, $a7$, $a8$).
- Coeficientes de cálculo de la distribución de temperatura en el nodo central del tubo de la entrada ($Ti0$, $Ti1$, $Ti2$), en el del tubo ($Tc0$, $Tc1$, $Tc2$), en el del tubo salida ($To0$, $To1$, $To2$) y en la cámara disipativa ($Tch0$, $Tch1$, $Tch2$, $Tch3$, $Tch4$, $Tch5$).

En las figuras siguientes se puede observar un ejemplo de la forma de los ficheros explicados anteriormente:

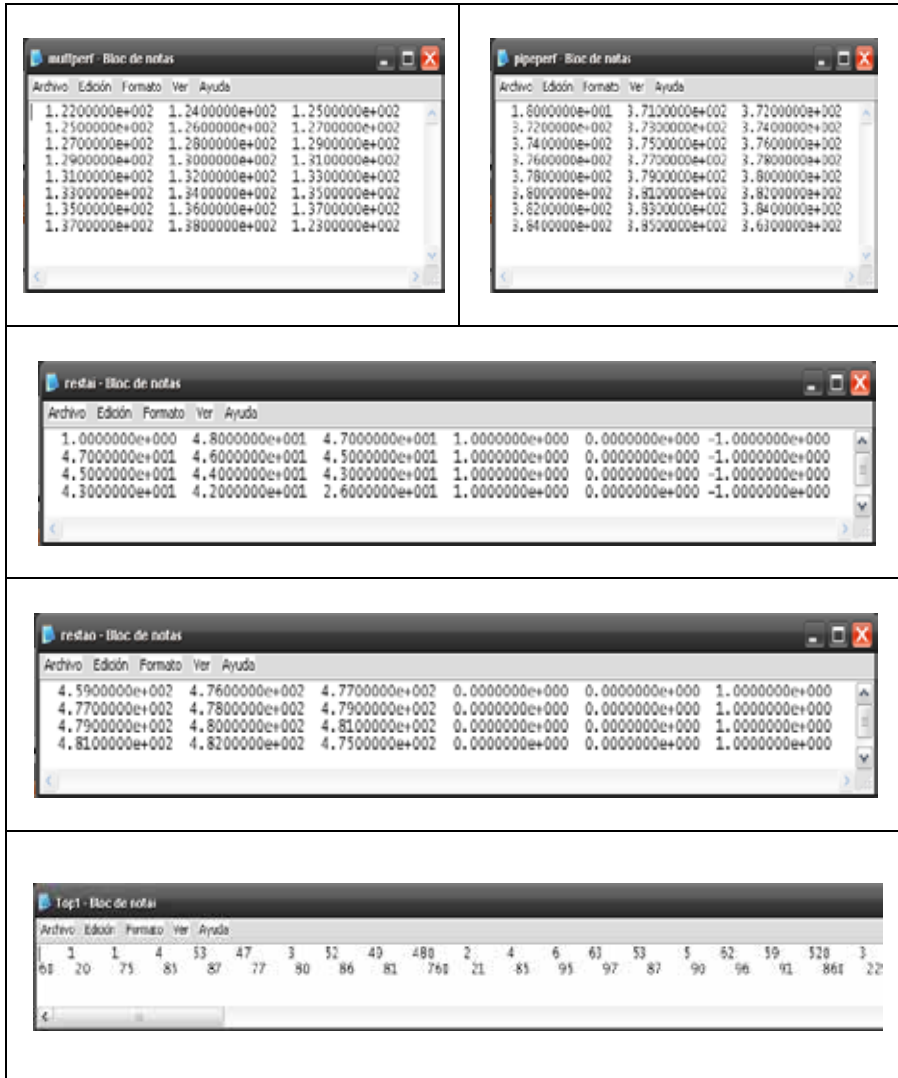


Figura 7.3. Ficheros muffperf, pipeperf, restai, restao y TOP1.

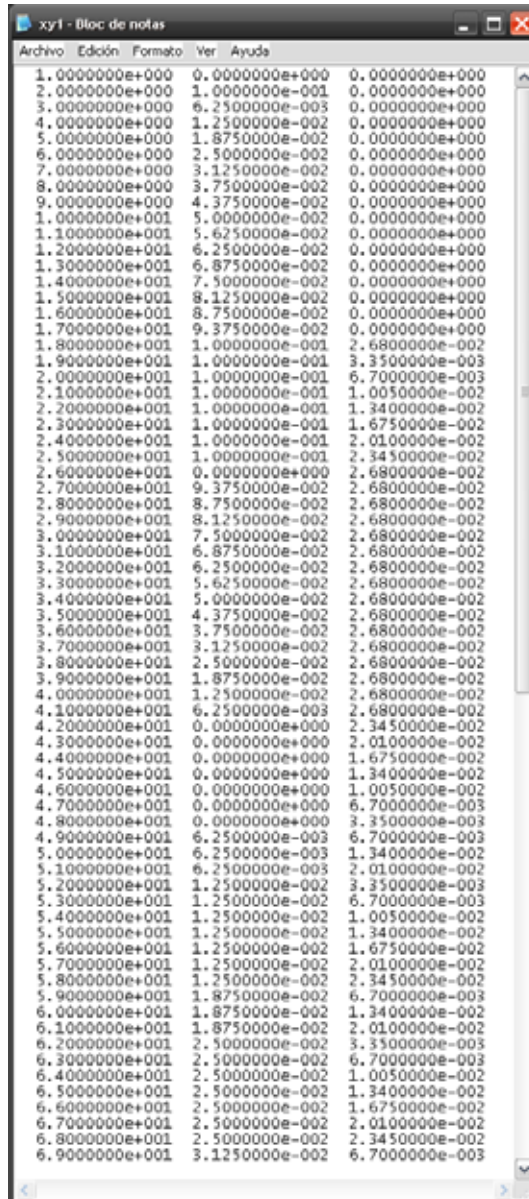


Figura 7.4. Fichero xy1.

```

variab: Bloc de notas
Archivo Edición Formato Ver Ayuda
% fichero con las variables del problema de resonador concéntrico
% =====
% Tubo perforado
% dh='Diametro de agujeros'
% poro='Porosidad'
% t='Espesor del tubo'
% =====
0.0035 %dh
0.11 %poro
0.001 %t
% =====
% xco='Coordenada x de comienzo de tubo perforado'
% =====
0.1 %xco
% =====
% Tubo perforado
% Si no hay, se pone una impedancia pequeña. Es una aproximación. La malla es discontinua
0 % si hay perforado ==> 1    No hay perforado ==>0
% =====
% nent='nodo entrada'
% nsal='nodo salida'
% xinlet='coordenada axial de la sección de entrada'
% xoutlet='coordenada axial de la sección de salida'
% nent2='segundo nodo de entrada para cálculo de velocidad'    nent-nent2-nent3
% nent3='tercer nodo de entrada para cálculo de velocidad'    o-----o-----o
% nsal2='segundo nodo de salida para cálculo de velocidad'    nsal3-nsal2-nsal
% nsal3='tercer nodo de salida para cálculo de velocidad'    o-----o-----o
% =====
1 %nent
459 %nsal
0.0 %xinlet
0.3 %xoutlet
3 %nent2
4 %nent3
474 %nsal2
473 %nsal3
% =====
% Frecuencias de análisis
% =====
10 %frecuencia inicial
32000 %frecuencia final
10 %incremento de frecuencia
% =====
% Propiedades del aire
% =====
15 %Temperatura de referencia
% =====
c
    
```

Figura 7.5. Primera parte fichero variab.

```

variab: Bloc de notas
Archivo Edición Formato Ver Ayuda
% Propiedades del material absorbente
% =====
4896 %Resistividad a la temperatura de referencia
% Número de onda. Se supone que estos coeficientes no varían con T
0.18897 %a1
0.595 %a2
0.16 %a3
0.577 %a4
% Impedancia. Se supone que estos coeficientes no varían con T
0.09534 %a5
0.754 %a6
0.06504 %a7
0.732 %a8
% =====
% Coeficientes de cálculo de la distribución de temperatura
% Origen (x,y) en el nodo central de entrada
%
% Tubo de entrada
%  $T_i(x) = T_{i0} + T_{i1} \cdot x + T_{i2} \cdot x^2$ 
% =====
300.0 %Ti0
0.0 %Ti1
0.0 %Ti2
% =====
% Tubo central
%  $T_c(x) = T_{c0} + T_{c1} \cdot x + T_{c2} \cdot x^2$ 
% =====
500.0 %Tc0
-2000.0 %Tc1
0.0 %Tc2
% =====
% Tubo salida
%  $T_o(x) = T_{o0} + T_{o1} \cdot x + T_{o2} \cdot x^2$ 
% =====
100.0 %To0
0.0 %To1
0.0 %To2
% =====
% Cámara disipativa
%  $T_{ch}(x,y) = T_{ch0} + T_{ch1} \cdot x + T_{ch2} \cdot y + T_{ch3} \cdot x \cdot y + T_{ch4} \cdot x^2 + T_{ch5} \cdot y^2$ 
% =====
500.0 %Tch0
-2000.0 %Tch1
0.0 %Tch2
0.0 %Tch3
0.0 %Tch4
% =====

```

Figura 7.6. Segunda parte fichero variab.

Una vez con todos los ficheros preparados e introducidas las variables en el archivo variab, solo queda abrir el programa Matlab y escribir el comando chief_8.m para poder ejecutar el programa. Este programa crea un archivo con los cálculos llamado resul.prn.

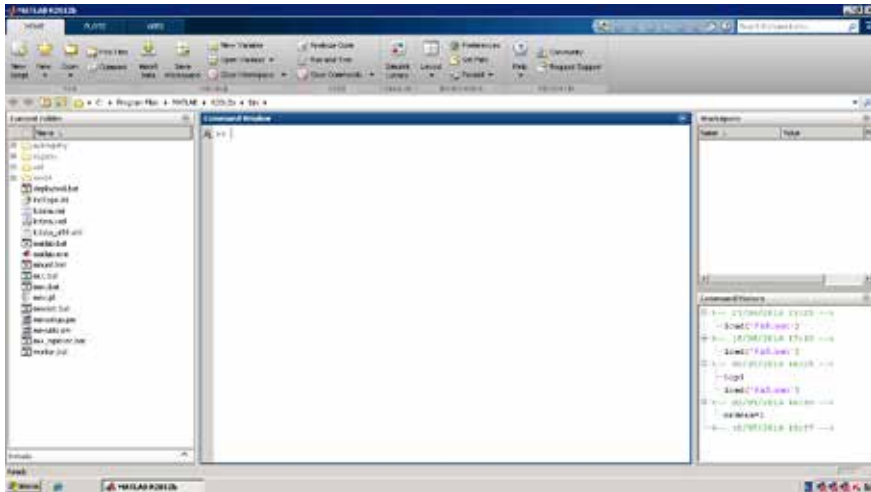


Figura 7.7. Pantalla inicio Matlab.

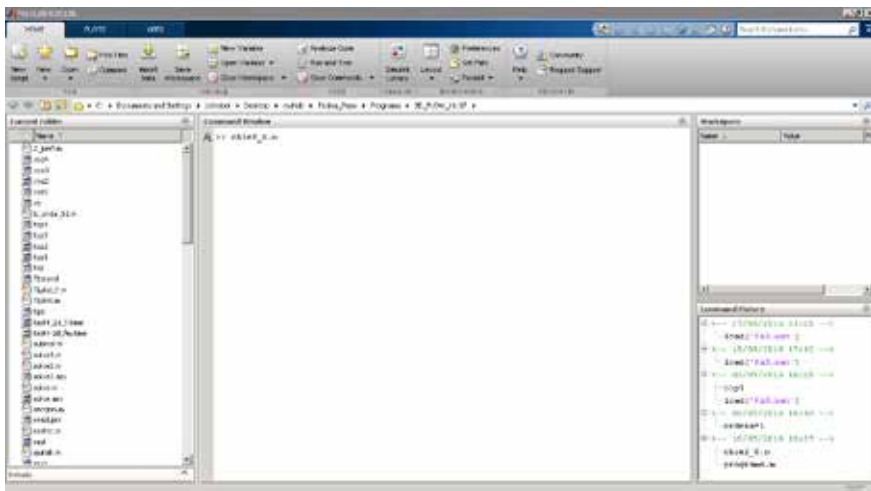


Figura 7.8. Pantalla de introducción del comando chief_8.m de Matlab.



7.3 POSTPROCESO DE DATOS OBTENIDOS CON MATLAB

El archivo resol.prn obtenido por Matlab está compuesto por 8 columnas y 320 filas. De cada una de las columnas se puede extraer los datos para calcular el índice de atenuación acústica de esta manera: la primera columna corresponde a la parte real de la presión acústica en la entrada, la segunda corresponde a la parte imaginaria de la presión acústica en la entrada, la tercera corresponde a la parte real de la velocidad acústica en la entrada, la cuarta corresponde a la parte imaginaria de la velocidad acústica en la entrada, la quinta columna corresponde a la parte real de la presión acústica en la salida, la sexta corresponde a la parte imaginaria de la presión acústica en la salida, la séptima corresponde a la parte real de la velocidad acústica en la salida y la octava corresponde a la parte imaginaria de la velocidad acústica en la salida.

Una vez se han obtenido los cálculos con Matlab (el archivo resol.prn) se utiliza un archivo para convertir esos cálculos a TL para así poder representarlo. Este archivo está realizado con Mathcad, se llama TL.mcd y están explicadas detalladamente sus líneas de código en el anexo IV. Para este archivo la entrada es el archivo resol.prn y la salida es el archivo renombrar.prn (archivo compuesto por una columna con el TL para cada frecuencia de análisis). Este archivo ya está preparado para poder dibujar la gráfica de TL.

Se muestran unos ejemplos de los anteriores ficheros y programas en las figuras siguientes:



The image shows a screenshot of a text file named 'resul.ppn'. The file contains a large table with multiple columns of numerical data. The data appears to be organized in a grid-like structure, possibly representing a finite element analysis or a similar engineering calculation. The numbers are in scientific notation, with many zeros at the beginning of the values. The table is dense and spans the width of the window.

Figura 7.9. Fichero resul.ppn.

The image shows a screenshot of a TL macro program window. The window title is 'Macro TL [TL.mcd]'. The interface includes a menu bar (File, Edit, Text, Math, Graphics, Symbols, Windows, Tools, Help) and a toolbar with various icons. The main area contains the following text and formulas:

Variables: $A = 0.0001$, $\lambda = 0.1$, $T_{in} = 100$, $T_{out} = 15$, $\gamma = 1.4$, $R_{gas} = 0.287$.

Formulas:

$$T_{in} = \frac{P_{in} T_{out}}{R_{gas} (T_{in} + 273.15)}$$
$$P_{in} = \frac{P_{out} T_{in}}{R_{gas} (T_{in} + 273.15)}$$
$$P_{out} = \frac{P_{in} T_{out}}{R_{gas} (T_{out} + 273.15)}$$
$$P_{in} = 2 + 2 \cdot \lambda$$
$$P_{out} = \frac{P_{in}}{2}$$
$$U_{in} = A_{in} + A_{out}$$
$$U_{out} = A_{in} + A_{out}$$
$$P_{in} = A_{in} + A_{out}$$
$$U_{in} = A_{in} + A_{out}$$

At the bottom, there is a 'Print' button and a status bar showing 'Page 1'.

Figura 7.10. Programa TL.mcd.

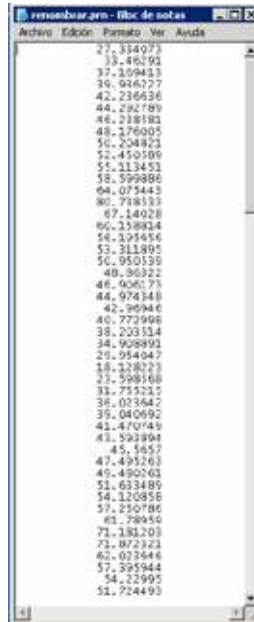


Figura 7.11. Fichero renombrar.prn.



Capítulo 8

RESULTADOS Y CONCLUSIONES



8.1. INTRODUCCIÓN

El objetivo principal de este capítulo es exponer los resultados que surgen de analizar las diferentes hipótesis para cada una de las geometrías utilizadas en este trabajo. Se analizarán la validez del modelo segmentado, el efecto que produce en la atenuación acústica la longitud de la cámara, el tubo perforado y la influencia de la temperatura en las propiedades del material absorbente. Estos resultados se han obtenido por tres procedimientos diferentes, utilizando Sysnoise, Comsol Multiphysics y Matlab. Además se va a proceder a realizar una comparación entre los programas Sysnoise y Comsol.

Inicialmente se hace un resumen de las geometrías a calcular y se comprueba la validez del modelo segmentado con el modelo lineal para todos los casos. Después se analiza el efecto que produce la longitud de cámara y el tubo perforado sobre la atenuación acústica utilizando las graficas de TL (índice de Pérdidas de Transmisión). A continuación, se analiza el efecto que produce la temperatura en la resistividad de un material absorbente y cómo afecta sobre la atenuación acústica en un silenciador.

Con estos datos se estudiará el efecto que produce el gradiente de temperatura sobre la atenuación acústica para cada una de las hipótesis. Finalmente se comparan los resultados y el funcionamiento de los programas Comsol y Sysnoise.

8.2 VALIDEZ DEL MODELO SEGMENTADO

A modo de resumen se presentan las diferentes características geométricas de los silenciadores utilizados en este trabajo. Son cuatro geometrías formadas por una cámara disipativa, un tubo que conduce el flujo para la entrada, un tubo que conduce el flujo a la salida y, dependiendo de la configuración, un tubo perforado en el interior de la cámara que conduce el flujo desde la entrada a la salida. Se muestran en la tabla 8.1 y en la figura 8.1.

	Geometría CORTA 1 G.C.1	Geometría LARGA 1 G.L.1	Geometría CORTA 2 G.C.2	Geometría LARGA 2 G.L.2
Cámara				
Relleno	Material absorbente	Material absorbente	Material absorbente	Material absorbente
Longitud	0.1[m]	0.3[m]	0.1[m]	0.3[m]
Tubo perforado	NO	NO		
Diámetro del agujero	-	-	3.5[mm]	3.5[mm]
Porosidad	-	-	11%	11%
Espesor del tubo	-	-	0.001[m]	0.001[m]

Tabla 8.1. Tabla resumen de geometrías utilizadas en este trabajo.

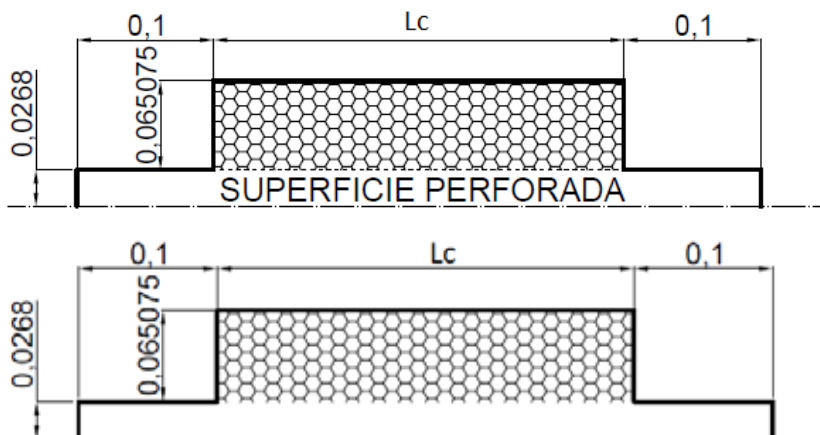


Figura 8.1. Dibujos de los tipos de silenciador sin concretar la longitud de cámara.



El estudio de la atenuación acústica llevado por cada silenciador se analiza través del cálculo del índice TL (Transmission Loss) para cada frecuencia. En este estudio se analizarán los resultados obtenidos para la atenuación acústica dada por las geometrías anteriores y considerando los dos tipos de materiales absorbentes utilizados en este trabajo:

	Absorbente tipo 1	Absorbente tipo 2
Resistividad (rayl/m)	1000 rayl/m	4896 rayl/m

Tabla 8.2. Tabla resumen material absorbente utilizado.

Con el fin de dar validez a las simulaciones realizadas con Sysnoise, usando el modelo segmentado, se van a comparar los resultados obtenidos con Sysnoise con los resultados obtenidos con el programa Matlab suponiendo una variación de las propiedades continuas.

El modelo segmentado consiste en simular el efecto continuo que tiene la temperatura sobre el material absorbente dividiendo el material en regiones más pequeñas con temperatura constante y propiedades homogéneas (4.3.3). En este trabajo se ha procedido a dividir el absorbente en dos zonas a diferente temperatura, lo que implica que cambia la resistividad del material en esas zonas. A este modelo se le aplican los dos materiales absorbentes a analizar en este trabajo.

Seguidamente se procede a mostrar las diferentes configuraciones añadiendo a las tipologías anteriores el modelado por regiones, para simular el efecto de la temperatura en el material absorbente.

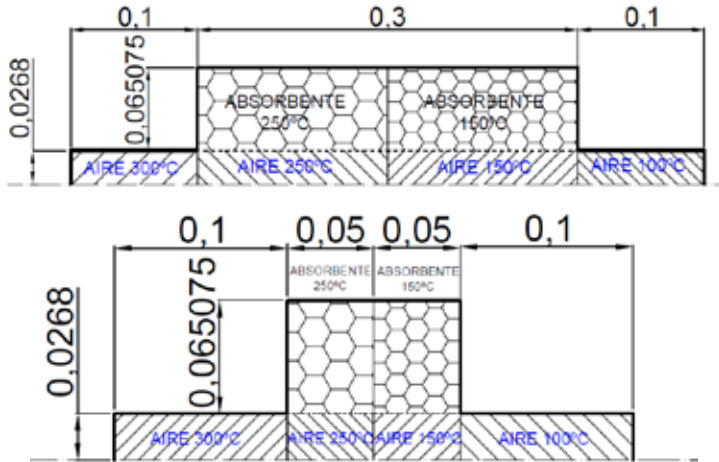


Figura 8.2. Esquema de modelo segmentado: silenciadores con geometría larga y corta, con conducto concéntrico perforado y considerando las zonas a diferente temperatura.

En la simulación para cada zona diferente se han considerado diferentes valores para la resistividad y para las propiedades del aire (tabla 4.1, 4.2 y 4.3).

El modelo no segmentado (4.3.4) la densidad y la velocidad del sonido dependen de la posición donde esté el punto ($T(x)$, $\rho(x)$, $c(x)$), como se puede ver en la siguiente figura:

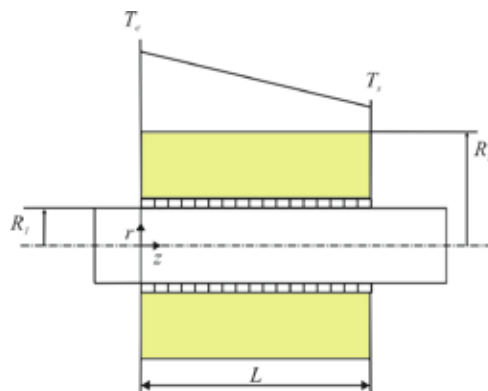


Figura 8.3. Esquema de un silenciador disipativo con gradiente de temperaturas en un modelo no segmentado donde las propiedades dependen del punto donde se sitúen.

En este trabajo, se realiza una interpolación lineal que se rige por la ecuación (3.43):

$$T(x) = T_e - \frac{\Delta T}{L} \cdot x$$

Por lo tanto, se comparan en las geometrías de nuestro trabajo las siguientes hipótesis: considerando una única zona a la misma temperatura ($N = 1$), considerando dos zonas ($N=2$) a diferente temperatura y variación lineal de la temperatura.

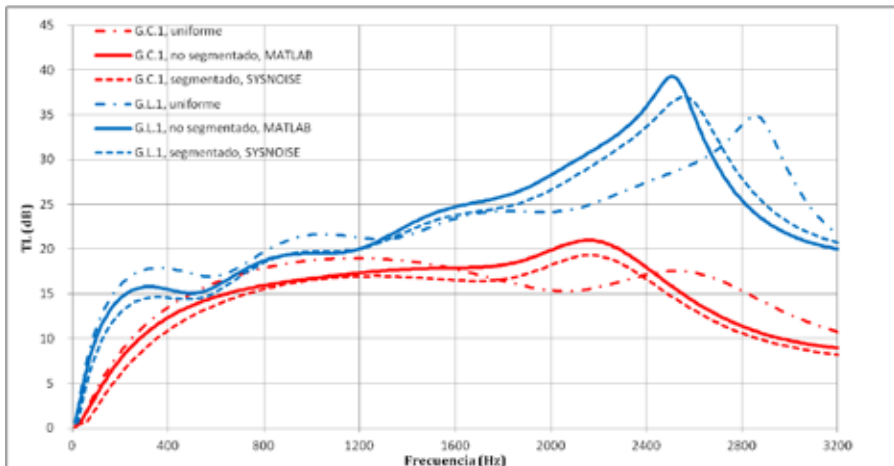


Figura 8.4. Comparación de los resultados para silenciadores con geometría corta 1 y geometría larga 1 utilizando absorbente de 1000 rayl/m y considerando: temperatura homogénea (Sysnoise), con dos zonas de temperatura (Sysnoise) y utilizando un modelo no segmentado (Matlab).

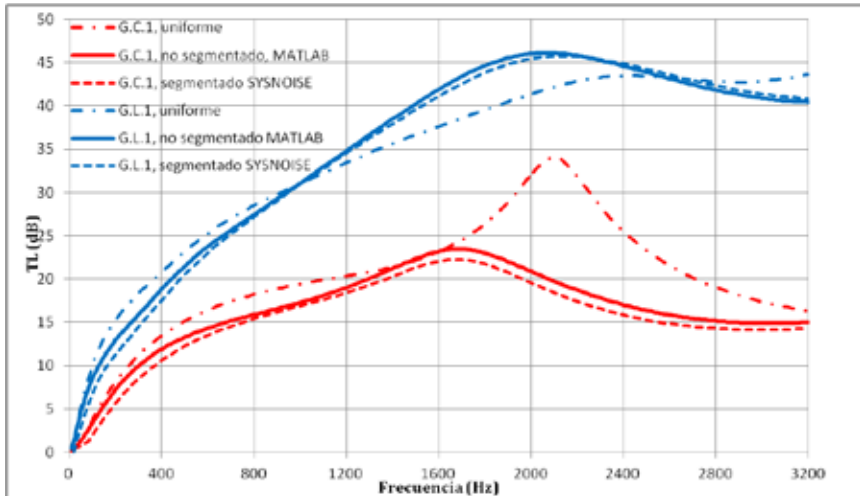


Figura 8.5. Comparación de los resultados para silenciadores con geometría corta 1 y geometría larga 1 utilizando absorbente de 4896 rayl/m y considerando: temperatura homogénea (Sysnoise), con dos zonas de temperatura (Sysnoise) y utilizando un modelo no segmentado (Matlab).

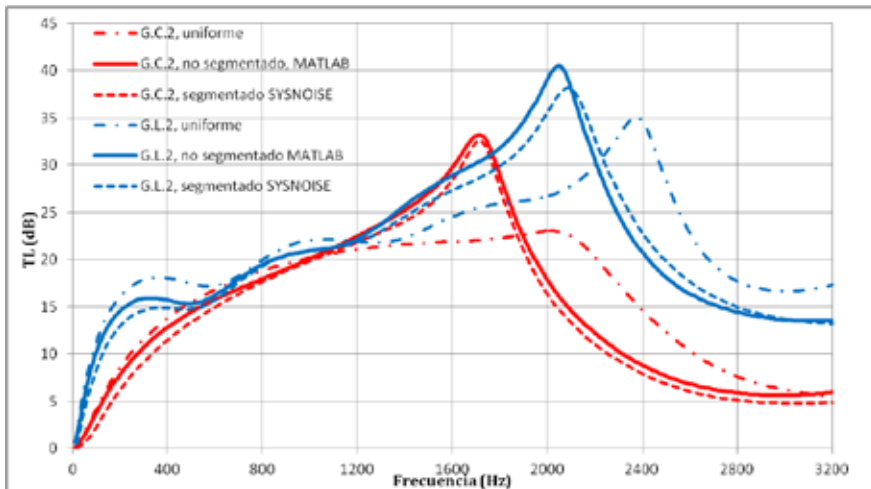


Figura 8.6. Comparación de los resultados para silenciadores con geometría corta 2 y geometría larga 2 utilizando absorbente de 1000 rayl/m y considerando: temperatura homogénea (Sysnoise), con dos zonas de temperatura (Sysnoise) y utilizando un modelo no segmentado (Matlab).

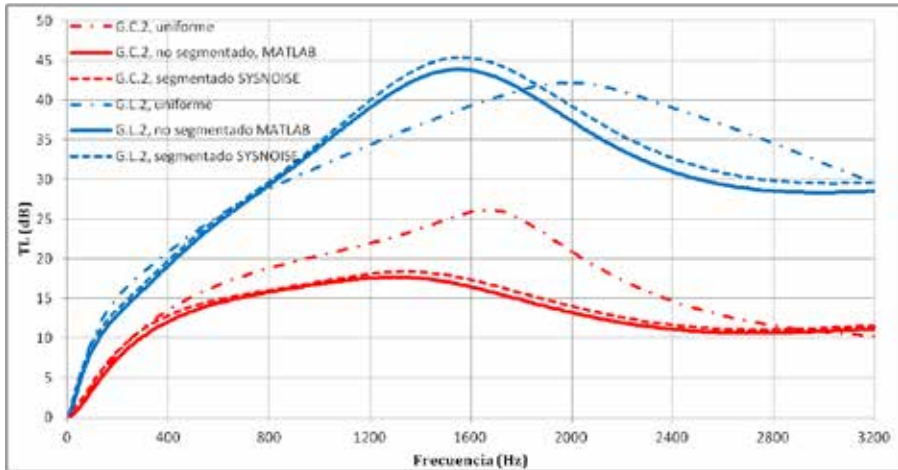


Figura 8.7. Comparación de los resultados para silenciadores con geometría corta 2 y geometría larga 2 utilizando absorbente de 4896 rayl/m y considerando: temperatura homogénea (Sysnoise), con dos zonas de temperatura (Sysnoise) y utilizando un modelo no segmentado (Matlab).

Como puede verse en las figuras anteriores todas las curvas obtenidas con los resultados de los modelos segmentados (Sysnoise) muestran un acuerdo razonable con los resultados obtenidos con el modelo no segmentado (Matlab). Se puede observar que la mayoría de las curvas muestran un acuerdo razonable en las frecuencias bajas, donde la atenuación del silenciador está dictada principalmente por fenómenos reactivos. En el rango de frecuencias medias y altas, se observan mayores discrepancias (2 dB para la geometría larga 2 con absorbente 4896 rayl/m a partir de 1600, 3dB para la geometría larga 1 con absorbente 1000 rayl/m a 2550 Hz y para la geometría larga 2 con absorbente 1000 a 2150 Hz). Se observa un poco mayor la discrepancia en la geometría larga a media y altas frecuencias debido a que el segmento utilizado en esta geometría tiene mayor longitud por ser la cámara más larga. Por esto se puede concretar que los resultados proporcionados por el enfoque de segmentación exhiben una convergencia con el método propuesto no segmentado y las discrepancias son bajas. Además, si se aumenta el número de zonas a 3 se ajustaría mucho mejor y aumentando se reduce la discrepancia entre las curvas. Como las discrepancias son pequeñas podemos decir que el modelo segmentado calculado con Sysnoise consigue una buena aproximación al modelo no segmentado.

8.3. INFLUENCIA DE LA LONGITUD DE CÁMARA

Se va a proceder a comparar las diferentes geometrías utilizadas en este trabajo simuladas con los dos absorbentes estudiados para analizar el efecto que produce la longitud de cámara en la atenuación del sonido.

Los resultados son los presentados en las figuras 8.8 y 8.9 considerando la resistividad homogénea, es decir, considerando que no existe influencia de la temperatura en la resistividad del material absorbente.

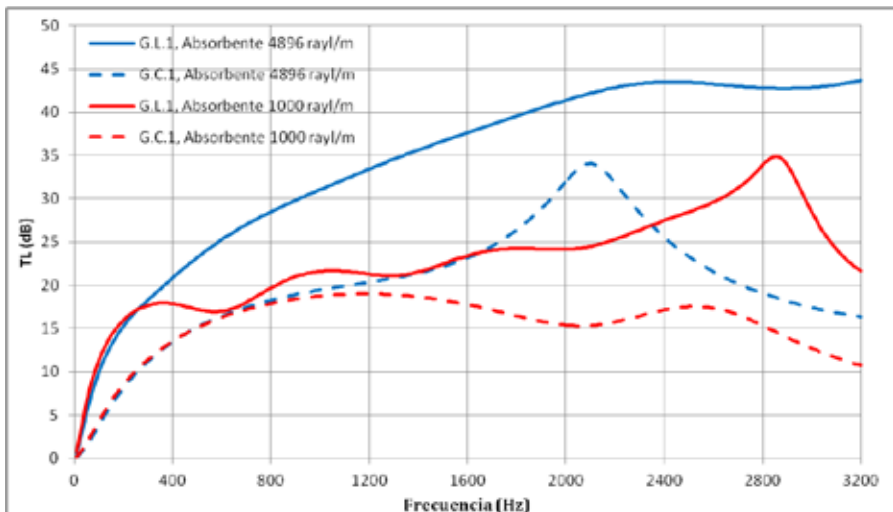


Figura 8.8. Comparación de los resultados obtenidos para silenciadores con geometría corta 1 y geometría larga 1 utilizando absorbente a 1000 rayl/m y absorbente 4896 rayl/m y considerando condiciones homogéneas.

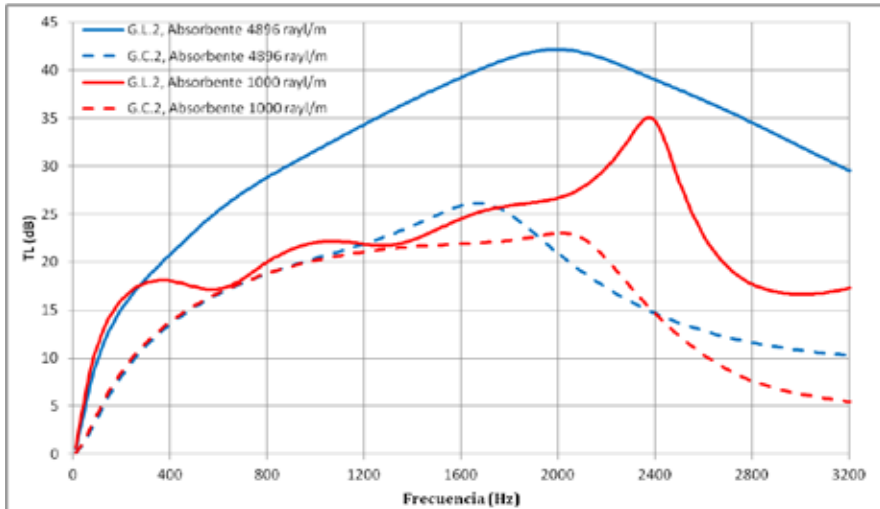


Figura 8.9. Comparación de los resultados obtenidos para de silenciadores con geometría corta 2 y geometría larga 2 utilizando absorbente a 1000 rayl/m y absorbente 4896 rayl/m y considerando condiciones homogéneas.

También vamos a comparar los resultados considerando el efecto de la temperatura como se puede observar en las figuras 8.10 y 8.11.

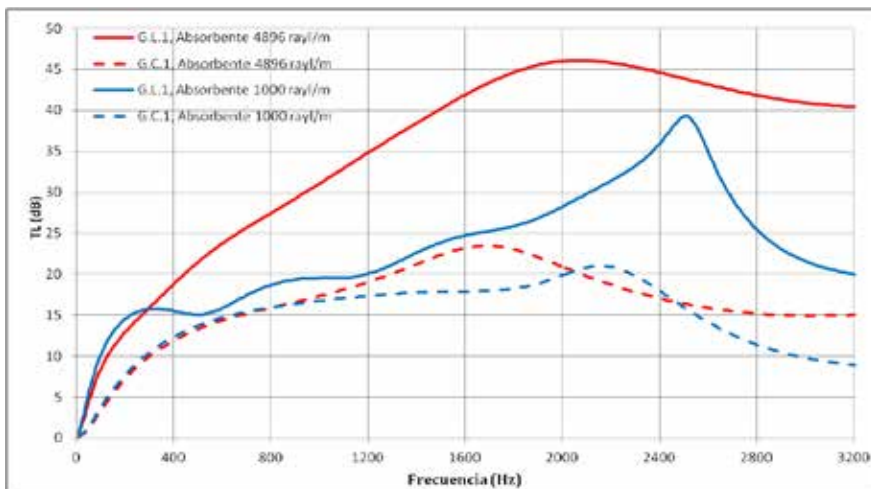


Figura 8.10. Comparación de los resultados obtenidos para silenciadores con geometría corta 1 y geometría larga 1 utilizando absorbente a 1000 rayl/m y absorbente 4896 rayl/m y considerando condiciones heterogéneas.

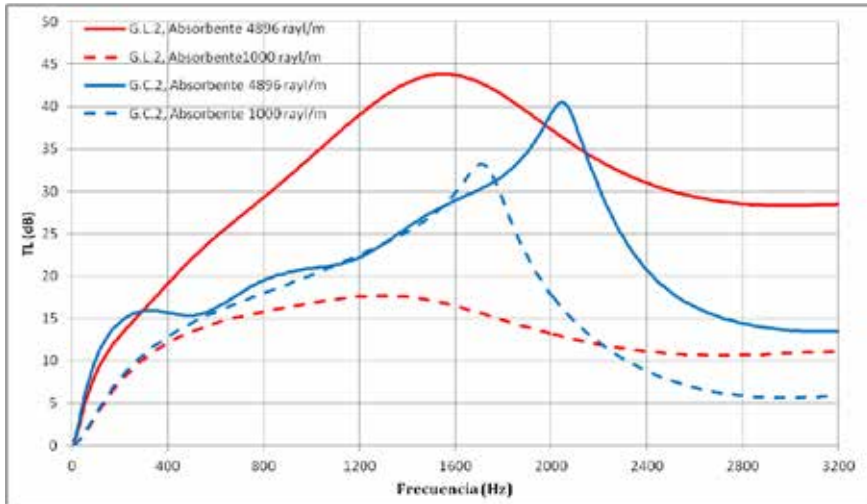


Figura 8.11. Comparación de los resultados obtenidos con Matlab de silenciadores con geometría corta 2 y geometría larga 2 utilizando absorbente a 1000 rayl/m y absorbente 4896 rayl/m y considerando condiciones heterogéneas.

En literatura [97,122] se puede ver que el TL de una cámara de expansión simple es una sucesión de cúpulas de atenuación de anchura constante y bandas de paso. Los valores máximos de estas cúpulas aparecen a intervalos periódicos cuyas frecuencias están dadas por

$$f = \frac{(2n+1)c_0}{4L_2} \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (8.1)$$

Las bandas de paso tienen una frecuencia asociada de valor

$$f = \frac{nc_0}{2L_2} \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (8.2)$$

De estas expresiones se concluye que el aumento de la longitud de la cámara proporciona un mayor número de cúpulas en un intervalo de frecuencias determinado y la relación de los radios cámara-conducto es proporcional a la amplitud máxima de atenuación. Esto se debe a que en una mayor longitud de cámara, caben un mayor número de longitudes de onda. Por lo que se ha analizado lo que ocurre al incluir la presencia de material absorbente y un tubo perforado.



Así pues, se observa que para el material absorbente 2 (4986 rayl/m) tiene, para todas las hipótesis, mejor comportamiento la geometría larga. Es decir, para todo el rango de frecuencias se sitúa por encima de la línea de la geometría corta. En cambio, en el material absorbente 1 la tendencia es muy similar, pero para bajas y medias frecuencias se puede observar un aumento de cúpulas y valles para la geometría larga lo que provoca que en algunas frecuencias la atenuación de la geometría corta sea igual o mayor (geometría corta 2 para 1000rayl/m a 1200Hz). También se observa que para la geometría corta 2 y considerando propiedades heterogéneas existe un pico de atenuación propio del resonador que supera la atenuación de la geometría larga, aunque para medias y altas frecuencias la atenuación producida por la geometría larga es mayor. Además se observa que la atenuación a altas frecuencias es mucho mayor en la geometría larga debido a la mayor cantidad de material absorbente existente en la cámara.



8.4. USO DEL PERFORADO

El uso de materiales absorbentes en los sistemas de escape de vehículos ha presentado algunos problemas asociados con la degradación de sus propiedades con el tiempo provocada por las altas temperaturas que deben soportar y el ensuciamiento provocado por las partículas procedentes de los gases de escape provenientes del motor. Además, cabe considerar problemas de pérdida o desprendimiento del material absorbente a causa del arrastre sufrido por el flujo de gas.

Para reducir el efecto de estos problemas se utilizan superficies perforadas y forman parte fundamental de los silenciadores utilizados en los motores de automóviles. Generalmente los conductos perforados consisten en un número de pequeños orificios colocados bastante cerca unos de otros. Los tubos perforados proporcionan rigidez al silenciador y además, guían el flujo, evitan el arrastre o desprendimiento del material absorbente debido al flujo de los gases, sirven como apoyo para el material absorbente, mejoran la calidad del ruido generado en los cambios bruscos de sección y, en algunos casos, aumentan la atenuación. También desde el punto de vista acústico el efecto más significativo es aumentar la reactancia, o parte imaginaria, de la impedancia acústica de la superficie debido a la circulación de aire a través de los orificios.

Se va a proceder a analizar el efecto en la atenuación que provoca situar un tubo perforado dentro de la cámara de un silenciador. Para ello se compararan los resultados obtenidos de la simulación de un silenciador sin tubo concéntrico perforado (geometría corta 1 y geometría larga 1) con los de un silenciador con tubo concéntrico perforado (geometría corta 2 y geometría larga 2).

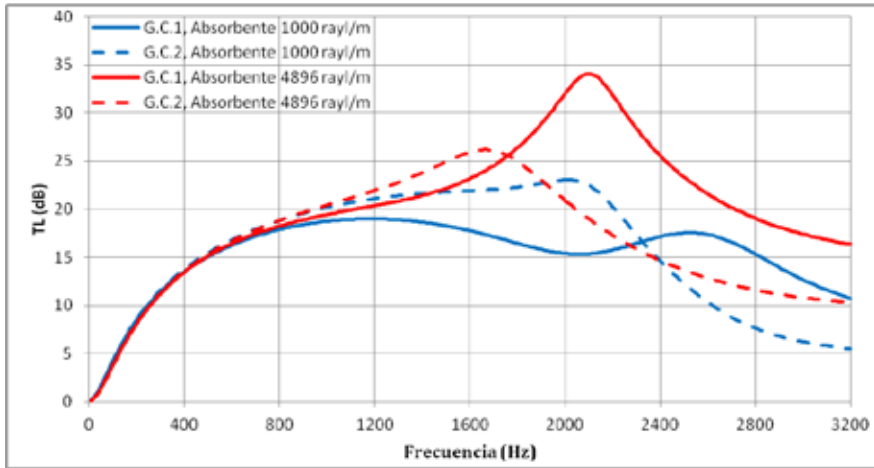


Figura 8.12. Comparación de los resultados obtenidos para silenciadores con geometría corta 1 y geometría corta 2 utilizando absorbente a 1000 rayl/m y absorbente 4896 rayl/m y considerando condiciones homogéneas.

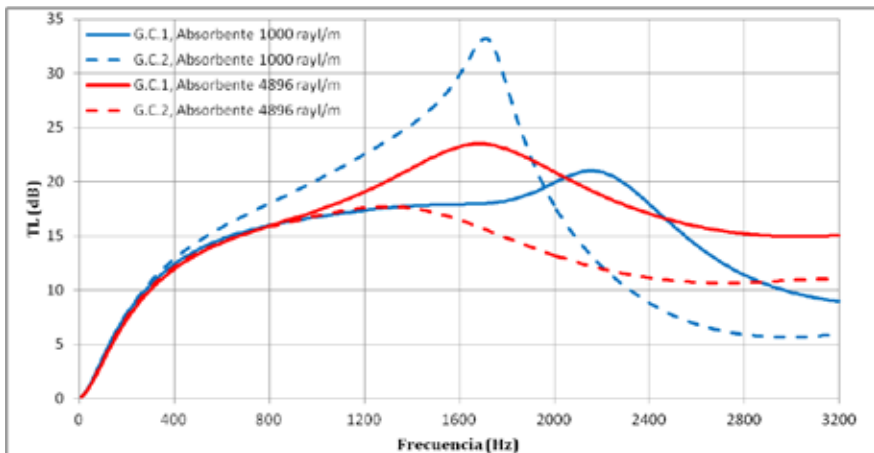


Figura 8.13. Comparación de los resultados obtenidos para silenciadores con geometría corta 1 y geometría corta 2 utilizando absorbente a 1000 rayl/m y absorbente 4896 rayl/m y considerando condiciones heterogéneas.

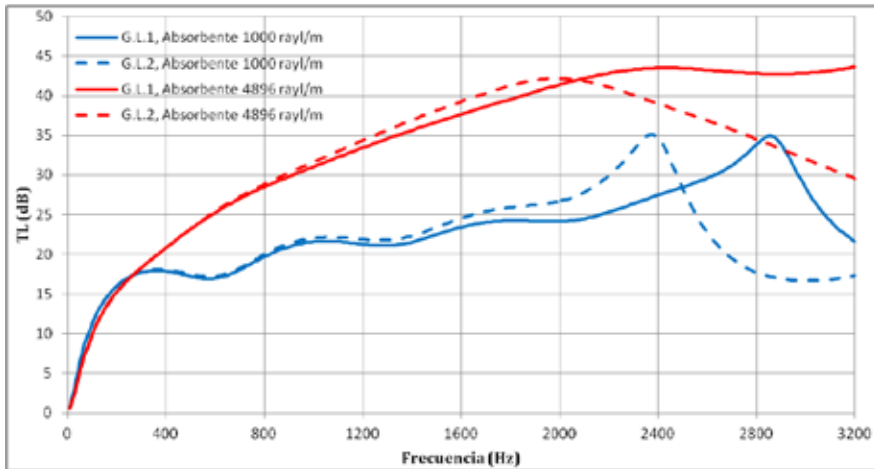


Figura 8.14. Comparación de los resultados obtenidos para silenciadores con geometría larga 1 y geometría larga 2 utilizando absorbente a 1000 rayl/m y absorbente 4896 rayl/m y considerando condiciones homogéneas.

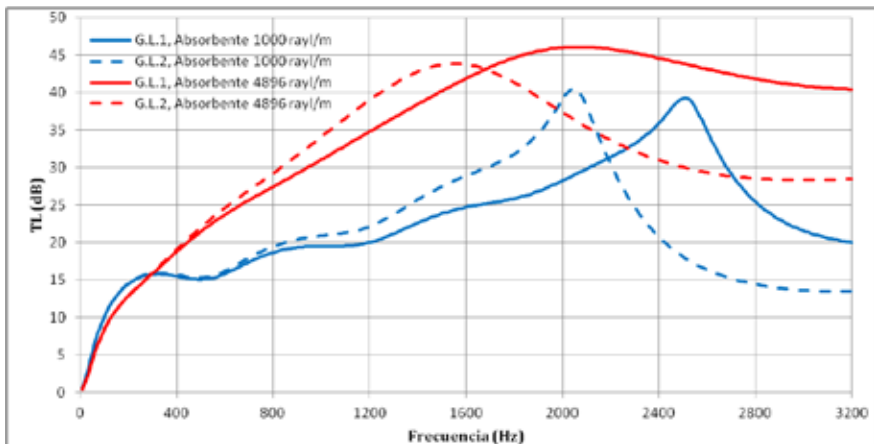


Figura 8.15. Comparación de los resultados obtenidos para silenciadores con geometría larga 1 y geometría larga 2 utilizando absorbente a 1000 rayl/m y absorbente 4896 rayl/m y considerando condiciones heterogéneas.

Como puede comprobarse observando las anteriores gráficas, existe un mejor comportamiento del silenciador perforado a frecuencias bajas y medias. Sin embargo para el rango de alta frecuencia, el efecto del



perforado no se deja notar y se obtienen mejores resultados para la misma geometría sin perforado. Para baja frecuencia (0-200Hz), ambas soluciones en algunos casos son prácticamente idénticas.

Es decir, se observa que los silenciadores con tubo perforado atenúan más el sonido en frecuencias bajas y medias. Aunque para el absorbente con resistividad 1000rayl/m puede llegar a ser mejor hasta en frecuencias relativamente altas (en condiciones heterogéneas: hasta 2150Hz para geometría corta y 2250Hz para geometría larga y en condiciones homogéneas: hasta 2300Hz para geometría corta y 2500Hz para geometría larga).

Esta mejora en la atenuación para frecuencias bajas y medias es debido a que el tubo perforado aumenta la reactancia, o parte imaginaria, de la impedancia acústica de la superficie debido a la circulación de aire a través de los orificios y en este rango de frecuencias es donde la atenuación del silenciador está dictada principalmente por fenómenos reactivos.

Además, se puede observar que la introducción en un silenciador del tubo perforado con el absorbente de 1000 rayl/m produce una mejora mucho mayor que con el material absorbente de 4896 rayl/m.

Para poder mejorar la atenuación a alta frecuencia Callaway y Ramer [18] e Ingard [55] incrementaron la parte real de la impedancia de pantalla perforada dejando un espacio libre entre la superficie y el material absorbente.



8.5. INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA

En este apartado se pretende analizar el efecto que produce la temperatura en las propiedades de los materiales absorbentes y como afecta esto en la atenuación del silenciador. Además también se analizará la influencia del efecto de la variación de temperatura axial a través de la cámara debido a que la temperatura modifica las propiedades del material absorbente.

Antes de exponer los resultados se van a explicar a modo de resumen los aspectos más importantes a tener en cuenta en este punto.

Se usan los materiales absorbentes o porosos para mejorar la atenuación acústica en muchas aplicaciones. El objetivo de los materiales absorbentes es la reducir la propagación de ondas, es decir, disminuir la energía acústica del sonido [13]. Los principales materiales utilizados son: fibras naturales, artificiales y espumas poliméricas.

Se puede caracterizar el material absorbente que envuelve un conducto perforado como una estructura isótropa en la que internamente existen cavidades o poros interconectados distribuidos aleatoriamente y a través de ellos puede moverse el aire [91]. En condiciones de flujo medio el paso del aire a través de una estructura porosa se define generalmente mediante una trayectoria tortuosa. Por una parte la atenuación acústica se produce por el reflejo de la onda acústica, y por otra debido a las pérdidas viscosas en los intersticios.

Se consideran como las propiedades más importantes de los materiales absorbentes a la resistencia específica al flujo, la densidad del material, la porosidad, la elasticidad y la orientación de las fibras.

La magnitud más significativa a la hora de caracterizar acústicamente es la resistencia específica al flujo o resistividad y se define como la división de diferencia de presión de los lados de una muestra de material absorbente entre el producto de la velocidad a través de la muestra por el espesor de la misma, medida en rayl/m

$$R = \frac{\Delta p}{\Delta T u} \quad (2.122)$$

siendo R la resistencia específica al flujo o resistividad (rayl/m), Δp la diferencia de presión a ambos lados de la muestra porosa (Pa), ΔT el espesor (m) y u la velocidad a través de la muestra (m/s). La velocidad a través de la muestra se obtiene de la división del flujo volumétrico V (m³/s) y el área de la sección transversal de fibra que atraviesa S (m²)

La resistividad depende del tamaño de las fibras del material, de su forma y orientación, de la porosidad y de la uniformidad de su distribución.

En el apartado 3.2.3 se explica que la temperatura afecta a la resistividad de la siguiente manera:

$$R_T = \frac{R_0}{\mu_0} \mu_T \quad (3.42)$$

Donde R_0 , es la resistividad a la temperatura de referencia (15°C) que para nuestra investigación será 1000 rayl/m o 4896 rayl/m; μ_0 es la viscosidad a T_{ref} ; μ_T es la viscosidad a la temperatura deseada T; R_T es la resistividad a la temperatura deseada T.

Por lo que en este trabajo se han utilizado las siguientes resistividades: 1000 rayl/m, 1636 rayl/m (resistividad producida por una temperatura de 300°C sobre el material absorbente de 1000 rayl/m), 4896 rayl/m, 7036 (resistividad producida por una temperatura de 200°C sobre el material absorbente de 4896 rayl/m) y 8008 rayl/m (resistividad producida por una temperatura de 300°C sobre el material absorbente de 4896 rayl/m).

8.5.1. Influencia de la temperatura en la resistividad

En este punto se analiza el efecto que tiene la resistividad en la atenuación del silenciador. Para ello se representarán los resultados obtenidos al realizar simulaciones con la misma geometría con diferentes resistividades y considerando su comportamiento homogéneo.

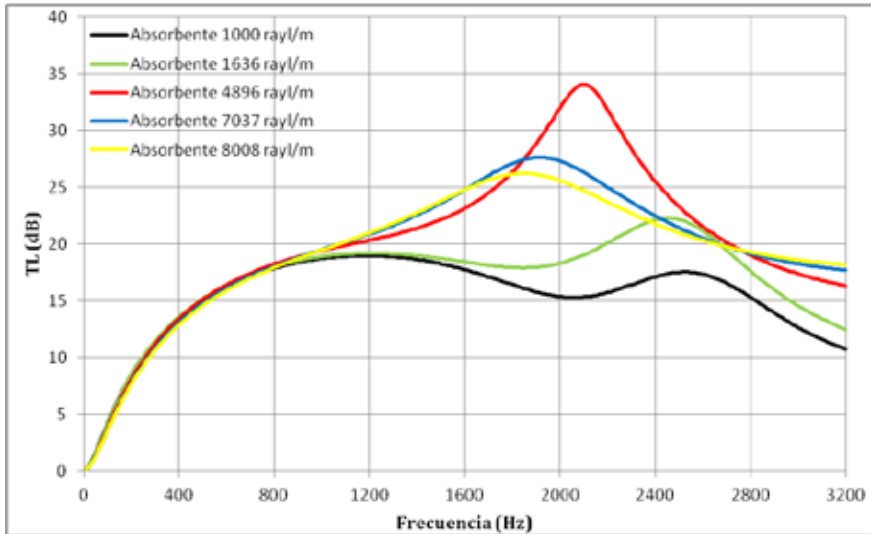


Figura 8.16. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas de la geometría corta 1 con diferentes resistividades.

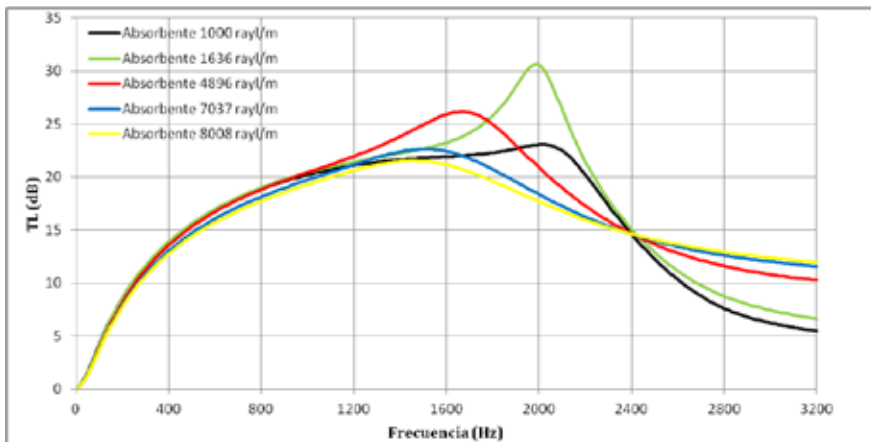


Figura 8.17. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas de la geometría corta 2 con diferentes resistividades.

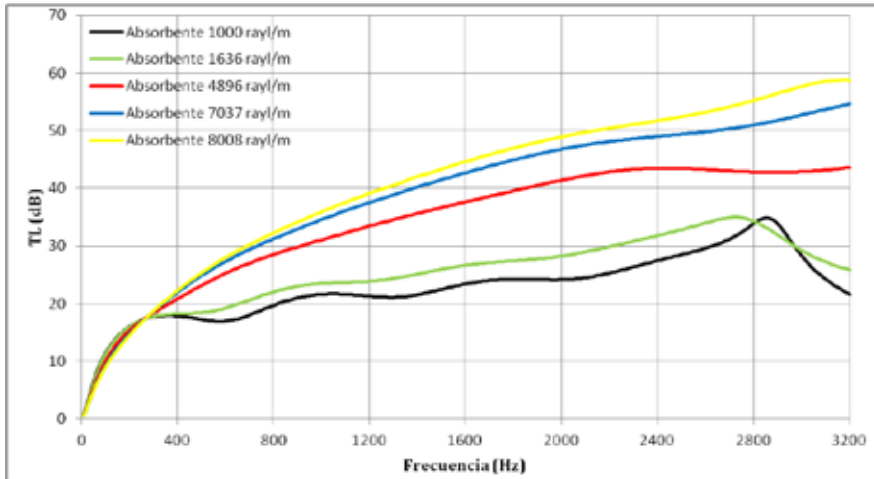


Figura 8.18. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas de la geometría larga 1 con diferentes resistividades.

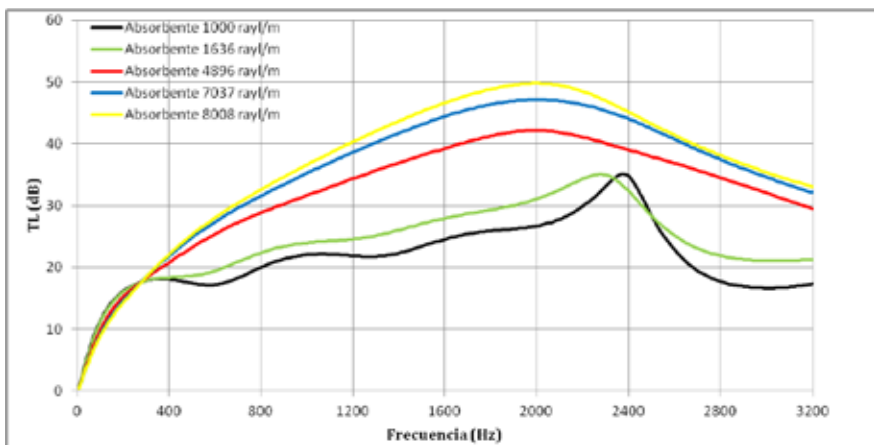


Figura 8.19. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas de la geometría larga 2 con diferentes resistividades.

En las figuras 8.20 y 8.21 se puede observar que para la geometría larga el comportamiento acústico del silenciador mejora a medida que aumenta la resistividad de la fibra absorbente para frecuencias medias y altas pero en cambio para frecuencias bajas (inferiores a 200 Hz) se observa que se invierte este comportamiento. En algún caso para frecuencias medias o



altas se observa la tendencia opuesta y esto se puede atribuir a la existencia de los picos de atenuación propios del resonador, los cuales van dejando de ser tan agudos y se van ensanchando con el aumento de la resistividad dado el efecto de amortiguación del material absorbente.

En la figuras 8.18 y 8.19 para la geometría corta se observa similar pauta aunque algo distorsionada por los picos de atenuación propios del resonador. No obstante, comparando las prestaciones acústicas de ambos silenciadores, se distingue un empeoramiento de las mismas en la geometría corta, a media y alta frecuencia, debido a la menor cantidad de material disipativo presente.

Por lo tanto se observa que a mayor resistividad mayor atenuación se produce a frecuencias medias y altas, y sucede lo contrario para frecuencias bajas. Por esto se puede decir que aumentando la resistividad se produce una mejora del desempeño acústico a media y alta frecuencia. También se puede afirmar que esta tendencia se invierte a bajas frecuencias sobretodo con valores muy altos de resistividad. Se puede observar que a bajas frecuencias la atenuación acústica para la geometría de mayor resistividad es menor que para la geometría con menor resistividad.

Además, se observa que al aumentar la resistividad los picos de atenuación propios del resonador se van ensanchando y se desplazan a frecuencias más bajas dando el efecto de amortiguación del material absorbente.

Es importante resaltar que a partir de un valor de resistividad, aunque ésta se aumente, no implica un aumento de TL, sino que disminuye, porque cuando la resistividad es elevada el material absorbente se comporta como un sólido y no atenúa mucho.

8.5.2. Efecto de la temperatura media

Se va a analizar la influencia que tiene considerar o no una variación de las propiedades del material absorbente debidas a la variación de la temperatura dentro de la cámara. Para fines de comparación, las variaciones de temperatura radiales no se incluyen en este análisis.



En todos los casos analizados, la misma temperatura se considera en la sección de salida (100°C) y entrada (300°C) para conservar el mismo gradiente de temperatura ($\Delta T=200$) y así poder mantener el posible efecto producido por el gradiente de temperatura aislado. Los cálculos se van a realizar para las geometrías y materiales absorbentes considerados en este trabajo.

Los resultados que se presentan aquí incluyen cálculos para los 3 escenarios con temperatura uniforme. El primero es considerando que el material absorbente conserva las propiedades de su estado de referencia a 25°C (para el primer material absorbente 1000 rayl/m y para el segundo 4896 rayl/m) y que corresponde al llamado "estado frío". Mientras que el segundo escenario es para una temperatura uniforme de 300°C que corresponde con la temperatura a la entrada a la cámara de expansión donde se realizan los cálculos considerando que no se modifica la resistividad respecto a la referencia (1000rayl/m y 4896 rayl/m) y considerando que se modifica para una temperatura de 300°C utilizando la ecuación (3.42) que son de 1636 rayl/m (para absorbente de 1000 rayl/m) y de 8008 rayl/m (para absorbente de 4896 rayl/m). Por último el tercer escenario con temperatura uniforme 200°C (temperatura media dentro del silenciador) donde se considera que no cambia la resistividad con la temperatura y considerando que varía para 200°C según la ecuación (3.42) a los siguientes valores: 1437 rayl/m (para absorbente de 1000 rayl/m) y 7036 rayl/m (para absorbente de 4896 rayl/m). Además, se van a considerar los resultados obtenidos en la simulación no segmentada para poder ilustrar el impacto de un gradiente de temperatura axial frente a posiciones de cálculo uniformes.

Pasamos a representar los resultados para cada geometría.

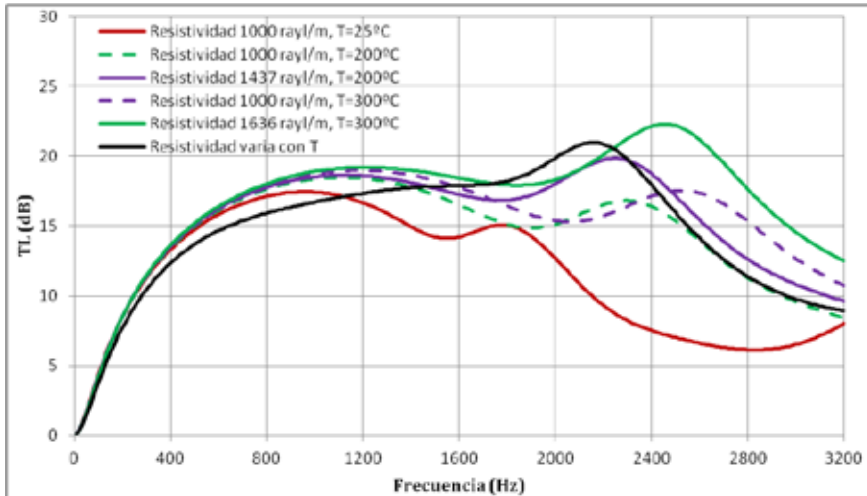


Figura 8.20. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas para el absorbente 1000 rayl/m, considerando todos los escenarios de resistividad con la temperatura, para la geometría corta 1.

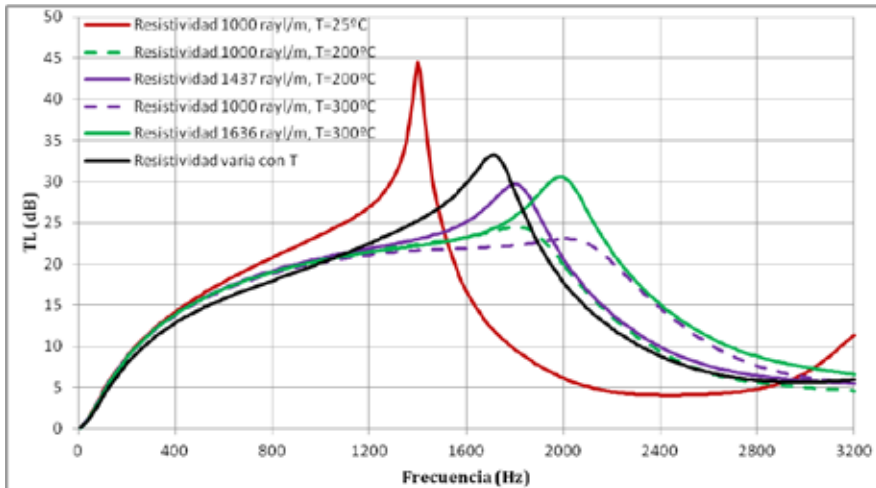


Figura 8.21. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas para el absorbente 1000 rayl/m, considerando todos los escenarios de resistividad con la temperatura, para la geometría corta 2.

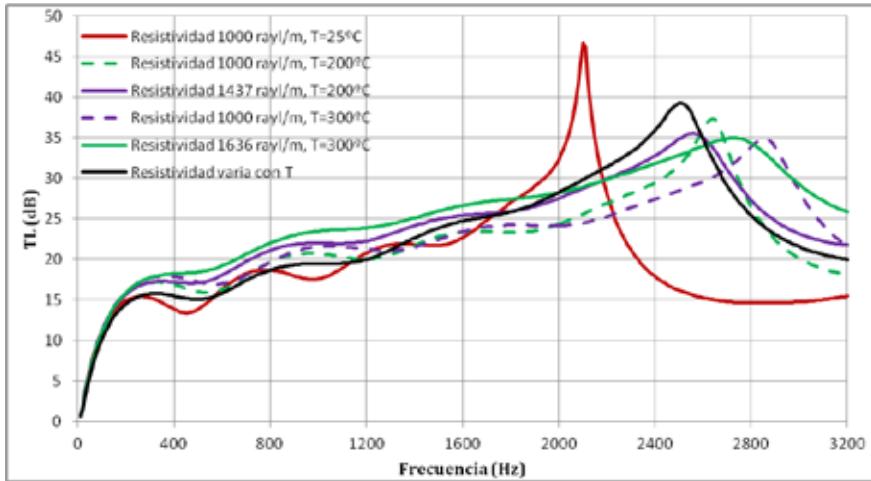


Figura 8.22. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas para el absorbente 1000 rayl/m, considerando todos los escenarios de resistividad con la temperatura, para la geometría larga 1.

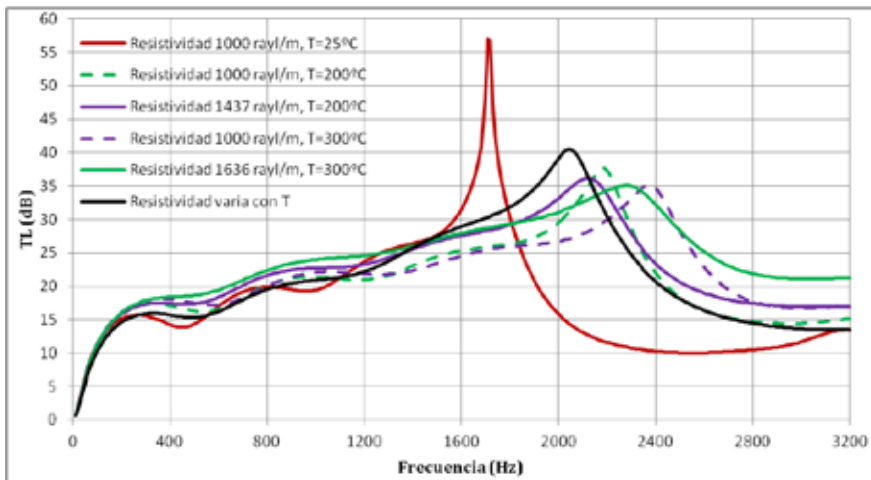


Figura 8.23. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas para el absorbente 1000 rayl/m, considerando todos los escenarios de resistividad con la temperatura, para la geometría larga 2.

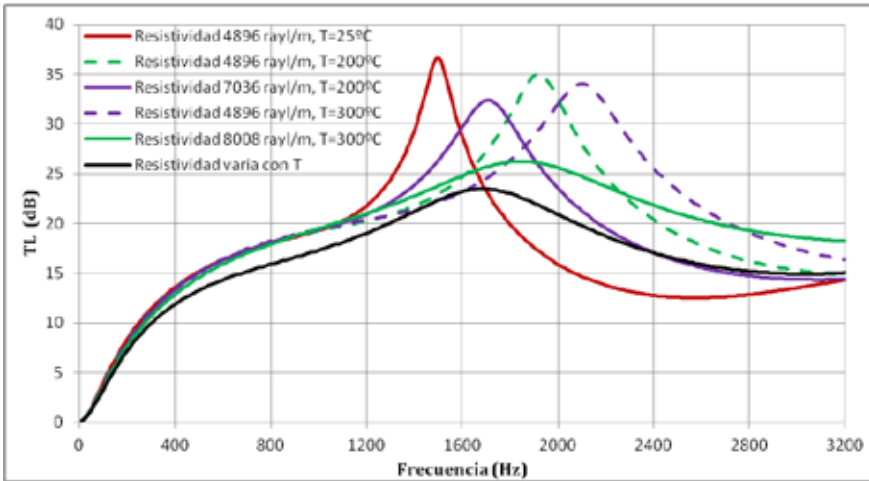


Figura 8.24. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas para el absorbente 4896 rayl/m, considerando todos los escenarios de resistividad con la temperatura, para la geometría corta 1.

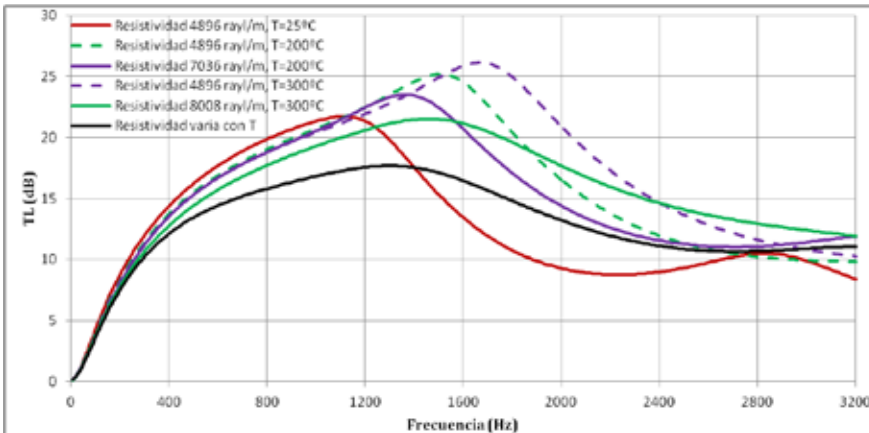


Figura 8.25. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas para el absorbente 4896 rayl/m, considerando todos los escenarios de resistividad con la temperatura, para la geometría corta 2.

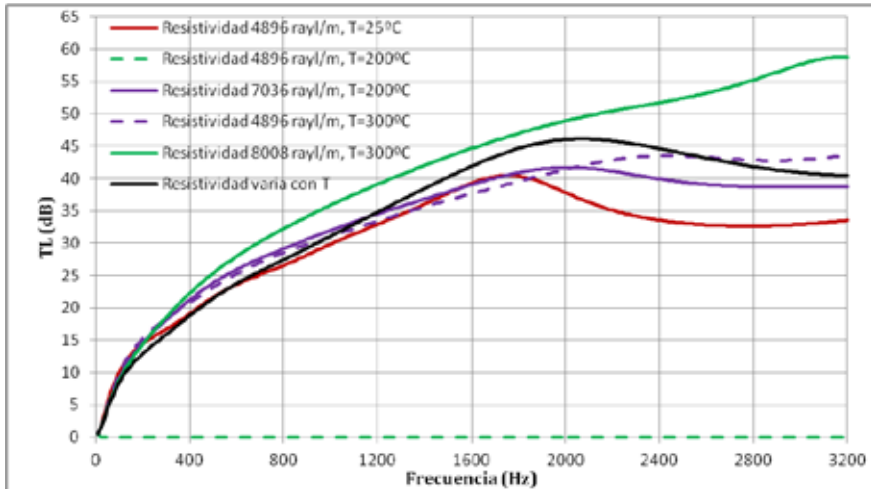


Figura 8.26. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas para el absorbente 4896 rayl/m, considerando todos los escenarios de resistividad con la temperatura, para la geometría larga 1.

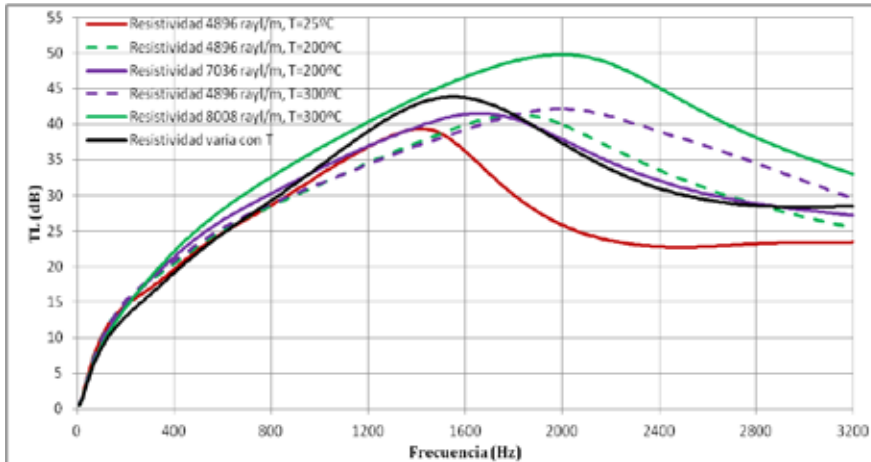


Figura 8.27. Comparación de los resultados obtenidos de la simulación en condiciones homogéneas para el absorbente 4896 rayl/m, considerando todos los escenarios de resistividad con la temperatura, para la geometría larga 2.

Como puede observarse en las figuras, las predicciones realizadas en “estado frío” de los resultados para las configuraciones de disipación



difieren significativamente de los resultados obtenidos a la temperatura de trabajo para frecuencias medias y altas. Son los peores resultados obtenidos para simular los problemas.

Por una parte se observa que a frecuencias bajas las hipótesis a temperatura uniforme son similares, pero en cambio para frecuencias medias y altas existe mucha disparidad. Aunque se observa una mejor simulación para los cálculos realizados a temperatura uniforme de 200°C. Pasamos a analizar los resultados obtenidos para cada geometría.

Por un lado, para la geometría corta 1 se observa que para los dos absorbentes estudiados las mayores discrepancias se sitúan a medias frecuencias y la mejor aproximación corresponde a los cálculos realizados para 200°C, considerando que varían las propiedades de resistividad con la temperatura. Es decir, se ajustan mejor los cálculos realizados a 200°C y considerando que el valor de la resistividad cambia a 1437 rayl/m (para absorbente 1000 rayl/m) y 7036 (para el absorbente 4896 rayl/m). Cabe destacar que con esta geometría y para el absorbente de 1000 rayl/m, si se realiza el cálculo a 200 °C y con la resistividad correspondiente de 1437 rayl/m, se obtiene una buena aproximación (máxima diferencia de 2 dB). En cambio para el absorbente 4896 rayl/m, considerando el cálculo para 200°C y la variación de resistividad a 7036 rayl/m, se aproxima muy bien a altas y bajas pero aparece un pico de atenuación que hace que la aproximación a medias frecuencias no sea buena.

Igual que en el caso anterior, en las graficas para la geometría corta 2 se observa que para los dos absorbentes estudiados existe un mayor ajuste a bajas frecuencias y las mayores discrepancias se sitúan a medias frecuencias. La mejor aproximación también corresponde a los cálculos realizados para 200°C y considerando que varían las propiedades de resistividad con la temperatura a 1437 rayl/m (para absorbente 1000 rayl/m) y 7036 (para el absorbente 4896 rayl/m).

En la geometría larga 1 se observa que a bajas frecuencias se observa un mayor ajuste y las mayores discrepancias son a altas frecuencias. La mejor simulación corresponde a los cálculos realizados a 200°C y



considerando que varía la resistividad con la temperatura (1437 rayl/m y 7036 rayl/m). Cabe destacar que la simulación a temperatura de 300°C y considerando la variación de la resistividad (1636 rayl/m y 8008 rayl/m) se observa a altas frecuencias una mayor desviación. Por un lado, la simulación con 1437 rayl/m se ajusta bastante bien, siendo su mayor desviación de 5dB a 2550Hz.

Finalmente para la geometría larga 2 se observa el mismo comportamiento que en la geometría larga 1.

Por todo lo expuesto anteriormente se observa que a bajas frecuencias las simulaciones realizadas a temperatura uniforme se ajustan mejor pero a medias y altas frecuencias existe mayor discrepancia. Estas discrepancias se reducen en las simulaciones a temperatura uniforme realizadas a la temperatura media del silenciador (200°C) y se ajustan mejor a la simulación obtenida considerando que la variación de la temperatura provoca una variación en la resistividad. También se observa que las simulaciones mejoran cuando consideramos que la temperatura modifica la resistividad del material absorbente en lugar de considerar la resistividad de referencia.

Además, se observa que la presencia de una variación de temperatura modifica el rendimiento acústico del silenciador disipativo y que la temperatura media junto con la resistividad propia a esa temperatura proporciona una estimación buena a bajas frecuencias y razonable a medias y altas frecuencias.

8.5.3. Efecto del gradiente de temperatura axial

Se va a analizar la influencia que tiene el gradiente de temperatura sobre las propiedades del material absorbente dentro de la cámara. Para fines de comparación, las variaciones de temperatura radiales no se incluyen en este análisis.

Para analizar sólo el efecto del gradiente de temperatura axial se debe anular el efecto producido por la temperatura media. Para ello se van a simular las geometrías utilizadas en este trabajo considerando siempre la

temperatura media del silenciador 250°C pero modificando los valores de la temperatura en la entrada y salida del silenciador lo que va a permitir obtener diferentes gradientes de temperatura. En la siguiente tabla se presentan las hipótesis de estudio:

	T entrada	T salida	ΔT	T media
Hipótesis 1	300°C	200°C	100°C	250°C
Hipótesis 2	350°C	150°C	200°C	250°C
Hipótesis 3	400°C	100°C	300°C	250°C

Tabla 8.3. Tabla resumen de las hipótesis para simular el gradiente de temperatura.

Por lo tanto los resultados obtenidos son:

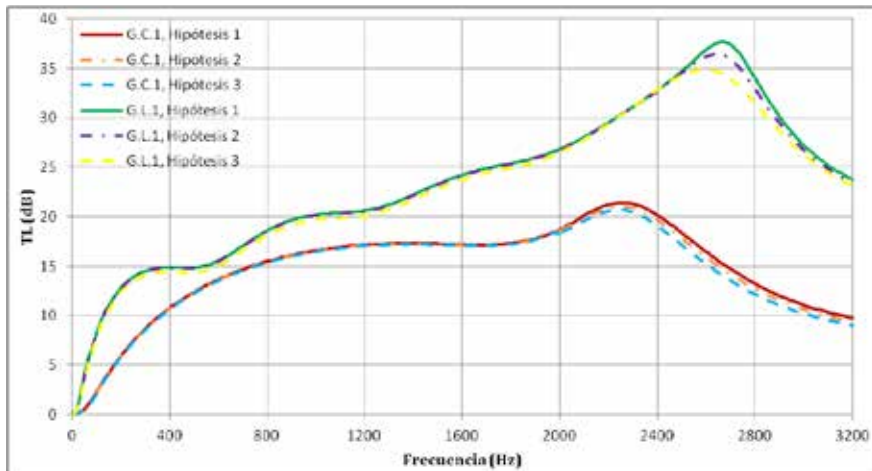


Figura 8.28. Comparación gradientes de temperatura para la geometría corta 1 y la geometría larga 1 utilizando el material absorbente 1000 rayl/m .

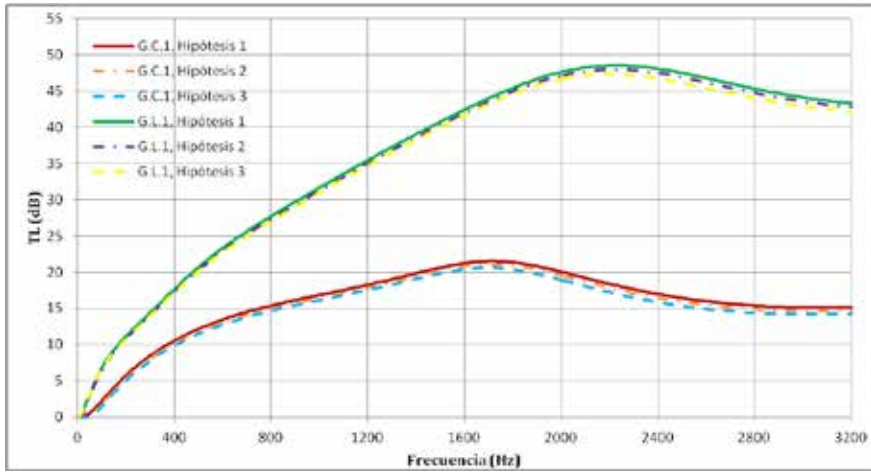


Figura 8.29. Comparación gradientes de temperatura para la geometría corta 1 y la geometría larga 1 utilizando el material absorbente 4896 rayl/m.

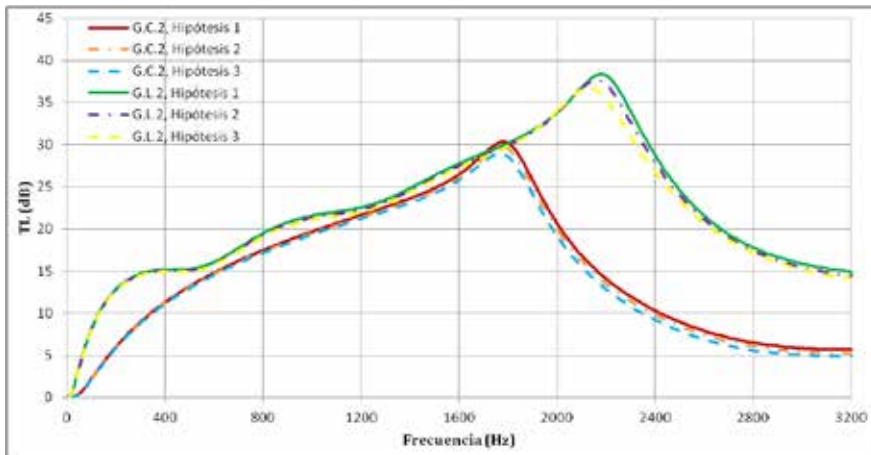


Figura 8.30. Comparación gradientes de temperatura para la geometría corta 2 y la geometría larga 2 utilizando el material absorbente 1000 rayl/m.

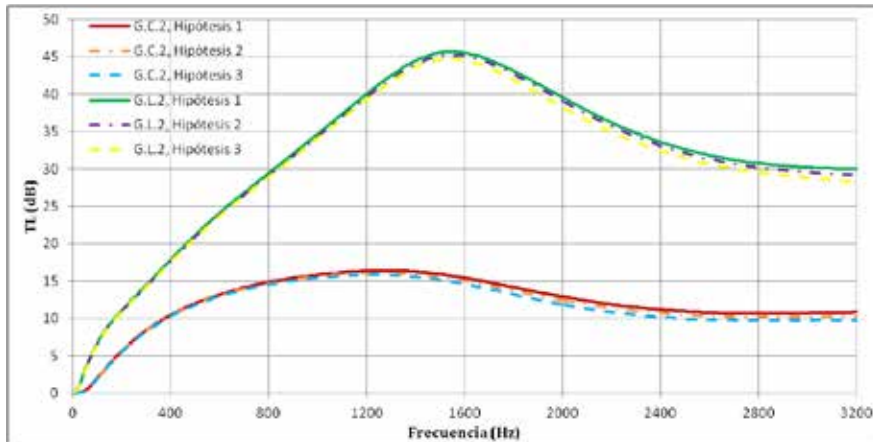


Figura 8.31. Comparación gradientes de temperatura para la geometría corta 2 y la geometría larga 2 utilizando el material absorbente 4896 rayl/m.

Las curvas son casi coincidentes en el rango de frecuencias bajas y medias, sólo para frecuencias altas se diferencian sutilmente las curvas. Además, se observa que para mayores gradientes de temperatura la atenuación disminuye un poco en alta frecuencia. Viendo esto se puede decir que el gradiente de temperatura axial no tiene mucho efecto en la simulación considerando que las propiedades cambian con la temperatura y que esta ligera variación aparece a frecuencias altas.

En resumen, Se ha evaluado la influencia de la temperatura y los gradientes térmicos axiales en la atenuación del sonido de los silenciadores disipativos. En este estudio se observa que la temperatura afecta a la resistividad del material absorbente y a la atenuación acústica, obteniendo a mayor temperatura mayor resistividad y mejor funcionamiento del silenciador. Además se observa que los cálculos para temperatura media presentan una buena estimación a frecuencias bajas y son peores a media y alta frecuencia y que el gradiente de temperatura axial no tiene mucho efecto en la simulación apareciendo solamente una ligera variación a frecuencias altas.



8.6. COMPARACIÓN SYSNOISE CON COMSOL

En este apartado se pretende dar validez a los resultados obtenidos de las simulaciones usando el programa Comsol Multiphysics comparandolos con los obtenidos usando el programa Sysnoise.

En las figuras 8.36, 8.37, 8.38 y 8.39 se muestran las soluciones obtenidas para una misma hipótesis utilizando el programa Sysnoise y Comsol Multiphysics y se puede observar que las trazas de la atenuación en el silenciador (TL) son prácticamente las mismas y se solapan casi totalmente en la misma línea.

Además, se va a proceder a valorar diferentes aspectos que influyen en el uso y funcionalidad de los programas. Los aspectos valorados son:

1. Sistema operativo

El programa Comsol es compatible con Windows y por el contrario Sysnoise solo trabaja en Linux. Trabajar en Linux supone realizar muchos cambios de un sistema operativo a otro ya que la mayoría de programas que usamos para elaborar el trabajo se ejecutan sobre Windows (Word, Excel, Matlab, Mathcad, etc.). Esto provoca que se pierda tiempo cambiando ficheros de un sistema operativo a otro. Además, trabajar en Sysnoise supone un esfuerzo añadido para los usuarios no familiarizados con Linux.

2. Entorno de trabajo

Como se puede observar, la ventana de trabajo del programa Comsol utiliza una interfase más amigable ya que recuerda mucho a los programas que se ejecutan en Windows y también está en español. Esto tiene como consecuencia que el tiempo necesario para aprender a usar el programa Comsol sea menor y su manejo más sencillo.

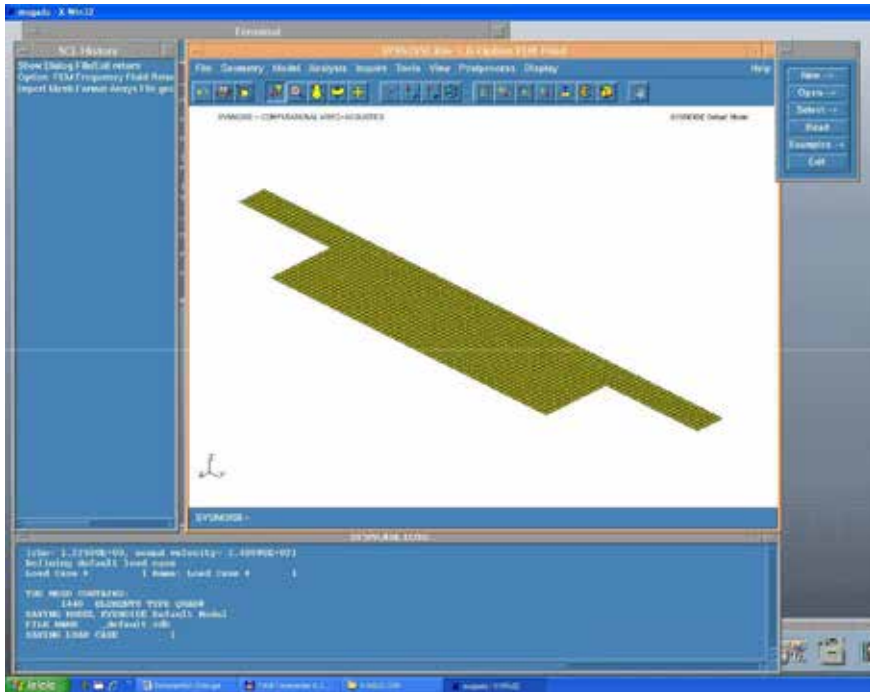


Figura 8.32. Ventana de trabajo del programa Sysnoise.

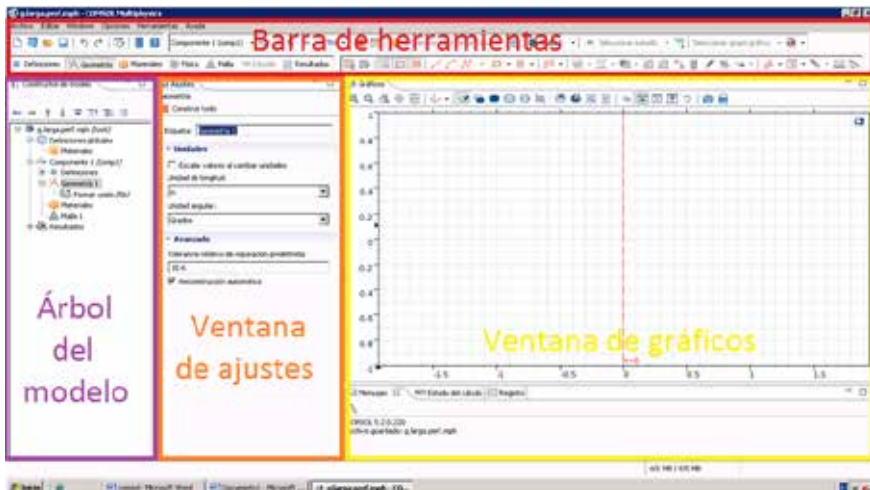


Figura 8.33. Ventana de trabajo del programa Comsol Multiphysics.



3. Definición de la geometría y generación del mallado

Para poder realizar un cálculo con el programa Sysnoise primero se tiene que importar la geometría del modelo y el mallado al principio. Esto implica que se tenga que usar un programa diferente para definir la geometría y la malla del problema. En este trabajo se ha usado el programa Ansys 11.

En cambio, el programa Comsol permite definir completamente el problema que se quiere estudiar, desde la geometría y mallado hasta su análisis en elementos finitos, además de que permite realizar una simulación 1D, 2D o 3D.

4. Modificaciones del modelo

El programa Comsol permite realizar modificaciones de una manera muy sencilla, es decir, se puede redefinir la geometría del modelo y mallado de estudio, así como cada una de sus propiedades físicas sin reiniciar el trabajo desde cero. De este modo, una vez definido un problema para unas condiciones se puede resolver y después modificar la geometría, mallado, propiedades del absorbente, crear un nuevo estudio, etc. Esto permite realizar una nueva simulación obteniendo el resultado de la nueva configuración en poco tiempo.

Por el contrario, para poder realizar una modificación en la geometría de un problema utilizando el programa Sysnoise se debe generar la nueva geometría y mallado en otro problema para luego importarlo en Sysnoise y volver a definir todas las condiciones y variables.

Por ello, si se pretende realizar ensayos o simulaciones de problemas con geometrías y propiedades similares, el programa Comsol permite definir un problema y modificarlo de manera sencilla y rápida para conseguir resultados de configuraciones similares en poco tiempo.

5. Tratamiento de los resultados

Los dos programas además de simular y resolver los problemas propuestos también permiten llevar a cabo el post-procesado de los datos obtenidos. Es decir, permiten calcular y dibujar los resultados directamente en el programa sin necesidad de usar herramientas extra,



aunque cabe destacar que el programa Comsol ofrece muchas más posibilidades a la hora de tratar los datos obtenidos.

Cabe señalar que con Comsol se trabaja más rápidamente y eficazmente puesto que este programa permite obtener el índice de atenuación acústica (TL) y la gráfica de atenuación directamente en el programa. Por el contrario, Sysnoise necesita programas matemáticos externos para obtener estos datos, con lo que un simple cálculo necesita más operaciones y resultando más costoso que Comsol.

En este trabajo se ha trabajado con el programa matemático Mathcad.

6. Extensiones (Add-ons)

El programa Comsol tiene una estructura modular, es decir, se divide en diferentes paquetes o módulos físicos. El usuario puede disponer de los paquetes que desea comprándolos y añadiéndolos como extensiones. Esto añade versatilidad al software ya que se puede analizar para problemas con diferentes fenómenos físicos. Algunos ejemplos de módulos son: el módulo AC/DC, el módulo de fatiga, el módulo electro-químico o módulo acústico.

* * *

Tras analizar los dos programas se puede decir que Comsol Multiphysics consigue resultados con la misma precisión que el programa Sysnoise y también es un programa moderno, intuitivo, versátil, fácil de usar, que permite diseñar el problema en el mismo programa, calcular el resultado y tratar los datos obtenidos en el mismo problema. Además, permite una fácil modificación de los datos del programa para simular problemas similares con rapidez. Se van a mostrar las graficas considerando que la resistividad es uniforme.

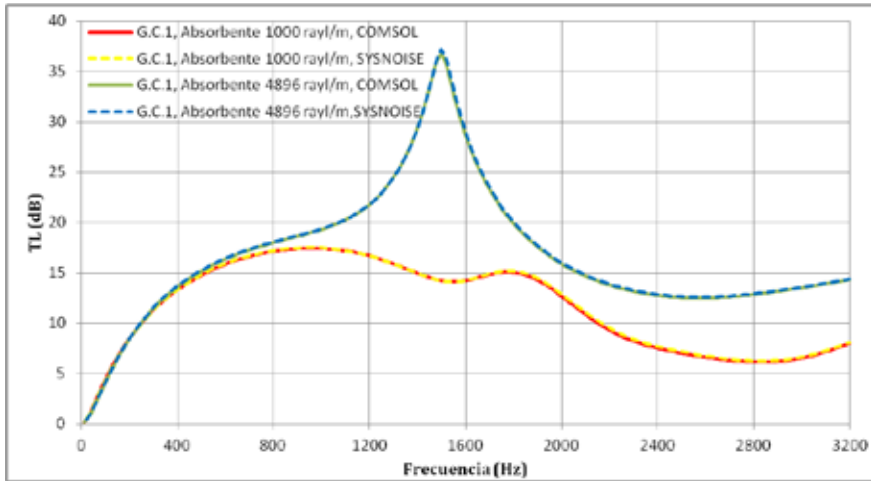


Figura 8.34. Comparación de los resultados obtenidos con Sysnoise y Comsol de la simulación en condiciones homogéneas considerando 1000 rayl/m y 4896 rayl/m para la geometría corta 1.

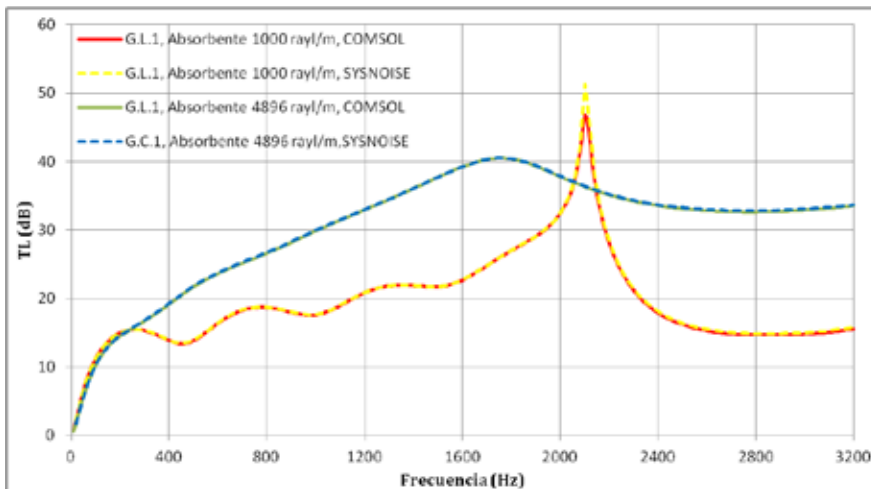


Figura 8.35. Comparación de los resultados obtenidos con Sysnoise y Comsol de la simulación en condiciones homogéneas considerando 1000 rayl/m y 4896 rayl/m para la geometría larga 1.

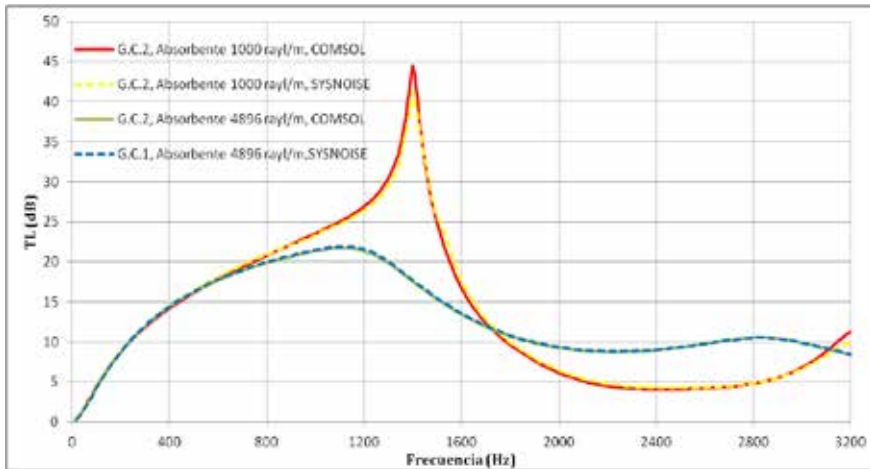


Figura 8.36. Comparación de los resultados obtenidos con Sysnoise y Comsol de la simulación en condiciones homogéneas considerando 1000 rayl/m y 4896 rayl/m para la geometría corta 2.

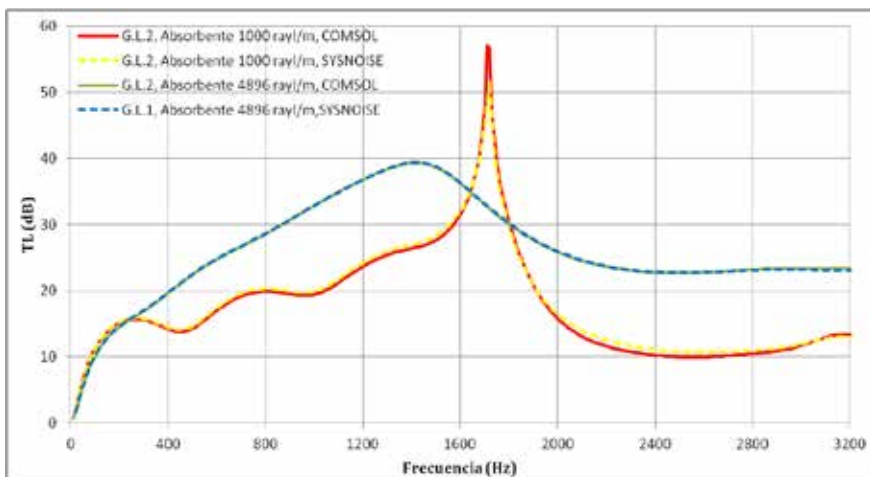


Figura 8.37. Comparación de los resultados obtenidos con Sysnoise y Comsol de la simulación en condiciones homogéneas considerando 1000 rayl/m y 4896 rayl/m para la geometría larga 2.



8.7. CONCLUSIONES

Para concluir, en este Trabajo Fin de Máster se puede extraer de los resultados expuestos anteriormente las siguientes conclusiones:

- Validez del modelo de segmentación:

Los resultados proporcionados por el método de segmentación (usando Sysnoise) exhiben una convergencia con el modelo no segmentado (usando Matlab) y las discrepancias son bajas. Es decir, se puede observar que la mayoría de las curvas muestran un acuerdo razonable en las frecuencias bajas, donde la atenuación del silenciador está dictada principalmente por fenómenos reactivos, aunque en el rango de frecuencias medias y altas, se observan algunas discrepancias. Además, en la geometría larga se observa un poco mayor la discrepancia para medias y altas frecuencias debido a que el segmento utilizado en esta geometría tiene mayor longitud por ser la cámara más larga. De esta manera, si se aumenta el número de zonas a 3 se ajustaría mucho mejor y se reduce la discrepancia entre las curvas.

Se puede concluir que el modelo segmentado implementado en Sysnoise consigue una buena aproximación al modelo no segmentado.

- Influencia longitud de cámara:

Aumentar la longitud de la cámara permite que exista un mayor número de cúpulas cuya amplitud máxima de atenuación es proporcional a la relación de los radios cámara-conducto. Esto se debe a que en una mayor longitud de cámara, caben un mayor número de longitudes de onda.

Así pues, se observa que para el material absorbente con 4986 rayl/m de resistividad se obtiene un mejor comportamiento para la geometría larga. En cambio, se puede observar un aumento de cúpulas y valles al utilizar la geometría larga con el material absorbente 1000 rayl/m para bajas y medias frecuencias.

La aparición de picos propios de atenuación en algunas configuraciones provoca que en algunas frecuencias la atenuación de la geometría corta sea igual o mayor y que la atenuación de la geometría larga.



Generalmente la atenuación a altas frecuencias es mucho mayor en la geometría larga debido a la mayor cantidad de material absorbente existente en la cámara.

- Influencia del tubo perforado:

Se ha observado que existe un mejor comportamiento del silenciador perforado a frecuencias bajas y medias (aunque el material absorbente con resistividad 1000 rayl/m puede llegar a ser bueno hasta frecuencias relativamente altas). Esta mejora en la atenuación para frecuencias bajas y medias es debido a que el tubo perforado aumenta la reactancia, o parte imaginaria, de la impedancia acústica de la superficie debido a la circulación de aire a través de los orificios y en este rango de frecuencias es donde la atenuación del silenciador está dictada principalmente por fenómenos reactivos. Además, se puede observar que la introducción en un silenciador del tubo perforado con el absorbente de 1000 rayl/m produce una mejora mucho mayor que con el material absorbente de 4896 rayl/m.

- Influencia de la temperatura en la resistividad:

Por un lado, para la geometría larga el comportamiento acústico del silenciador mejora a medida que aumenta la resistividad de la fibra absorbente para frecuencias medias y altas pero en cambio para frecuencias bajas (inferiores a 200 Hz) se observa que se invierte este comportamiento. En algún caso para frecuencias medias o altas se observa la tendencia opuesta y esto se puede atribuir a la existencia de los picos de atenuación propios del resonador. En cambio, para la geometría corta se observa similar pauta aunque algo distorsionada por los picos de atenuación propios del resonador.

No obstante, comparando las prestaciones acústicas de ambos silenciadores, se distingue un empeoramiento de las mismas en la geometría corta, a media y alta frecuencia, debido a la menor cantidad de material disipativo presente. Además, se observa que a mayor resistividad mayor atenuación se produce a frecuencias medias y altas, y sucede lo contrario para frecuencias bajas. Es decir, se puede afirmar que a bajas frecuencias a mayor resistividad se produce menor atenuación acústica.

Además, se observa que cuando se aumenta la resistividad los picos de atenuación propios del resonador se van ensanchando y se desplazan a



frecuencias más bajas dando el efecto de amortiguación del material absorbente.

Es importante resaltar que a partir de un valor de resistividad, aunque ésta se aumente, no implica un aumento de TL, sino que disminuye, porque cuando la resistividad es elevada el material absorbente se comporta como un sólido y no atenúa mucho.

- Influencia de la temperatura media:

Las simulaciones realizadas a temperatura uniforme a bajas frecuencias se ajustan mejor pero a medias y altas frecuencias existe mayor discrepancia. Estas discrepancias se reducen en las simulaciones a temperatura uniforme realizadas a la temperatura media del silenciador (200°C) y se ajustan mejor a la simulación obtenida considerando que la variación de la temperatura provoca una variación en la resistividad. Es decir, las simulaciones mejoran cuando consideramos que la temperatura modifica la resistividad del material absorbente en lugar considerar la resistividad de referencia.

Por lo tanto, se observa que la presencia de una variación de temperatura modifica el rendimiento acústico del silenciador disipativo y que la temperatura media junto con la resistividad propia a esa temperatura proporciona una estimación buena a bajas frecuencias y razonable a medias y altas frecuencias.

- Influencia del gradiente axial de temperatura:

Considerando el gradiente de temperatura axial se observa que para la misma temperatura media las curvas son casi coincidentes en el rango de frecuencias bajas y medias, sólo para frecuencias altas se diferencian sutilmente las curvas.

Además, se observa que para mayores gradientes de temperatura la atenuación disminuye un poco en alta frecuencia. Por lo que se puede concluir que el gradiente de temperatura axial no tiene mucho efecto en la simulación si se considera que las propiedades cambian con la temperatura y que esta ligera variación aparece a frecuencias altas.



- Síntesis del efecto de la temperatura en la atenuación acústica:

En este estudio se observa que la temperatura afecta a la resistividad del material absorbente y a la atenuación acústica, obteniendo a mayor temperatura mayor resistividad y mejor funcionamiento del silenciador para frecuencias altas. También se observa que los cálculos para temperatura media presentan una buena estimación a frecuencias bajas y son peores a media y alta frecuencia. Además, se puede concluir que el gradiente de temperatura axial no tiene mucho efecto en la simulación apareciendo solamente una ligera variación a frecuencias altas.

- Comparación de programas comerciales:

Tras analizar los dos programas de modelado y simulación se puede decir que Comsol Multiphysics consigue resultados con la misma precisión que el programa Sysnoise. Además, es un programa moderno, intuitivo, versátil, fácil de usar, que permite diseñar el problema en el mismo programa, calcular el resultado y tratar los datos obtenidos sin necesidad de programas auxiliares. También permite una fácil modificación de los datos del programa para simular problemas similares con rapidez. Por todo esto el software Comsol Multiphysics es potente, útil, rápido, sencillo y puede utilizarse como sustituto del software obsoleto Sysnoise.



BIBLIOGRAFÍA

1. Åbom, M. Derivation of four pole parameters including higher order mode effects for the expansion chamber mufflers with extended inlet and outlet. *Journal of Sound and Vibration*, 137, 403-418, 1990.
2. Åbom, M., Bodén, H. Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow. *Journal of the Acoustical Society of America*, 83, 2429-2438, 1988.
3. Åbom, M., Bodén, H. Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts. *Journal of the Acoustical Society of America*, 79, 541-549, 1985.
4. Abramowitz, M. y Stegun, I.A. *Handbook of Mathematical Functions*. Dover Publications, Nueva York, 1972.
5. Albelda, J., Denia, F.D., Fuenmayor, F.J., Martínez, M.J. Método semianalítico con subestructuración para el análisis acústico de silenciadores con material absorbente, superficies perforadas y flujo medio uniforme. *Congreso de Métodos Numéricos e Ingeniería*. Oporto-Portugal. 2007.
6. Allard, J.F., Aknine, C., Depollier, C. Acoustical properties of partial reticulated foams with high and medium flow resistance. *Journal of the Acoustical Society of America*, 79, 1734-1740, 1986.
7. Astley, R.J. *Finite Elements in solids and structures. An introduction*. Chapman & Hall, Londres, 1992.
8. Astley, R.J., Cummings A. A finite element scheme for attenuation in ducts lined with porous material: comparison with experiment. *Journal of Sound and Vibration*, 116, 239-263, 1987.
9. Astley, R.J., Cummings, A., Sormaz, N. A finite element scheme for acoustic propagation in flexible-walled ducts with bulk-reacting liners, and comparison with element. *Journal of Sound and Vibration*, 150, 119-138, 1991.
10. Bauer, A.B. Impedance theory and measurements on porous acoustic liners. *Journal Aircraft*, 14, 720-728, 1977.



11. Bento, J.L. *Acoustic characteristics of perforate liners in expansion chamber*. Tesis Doctoral, University of Southampton, 1983.
12. Beranek, L. Acoustical properties of sound absorbing materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, 19, 556-568, 1947.
13. Beranek, L. *Noise reduction*. Península Publishing, Los Altos-California, 1988.
14. Biot, M.A. The theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. *Journal of the Acoustical Society of America*, 28, 168-191, 1956.
15. Blackstock, D. *Fundamentals of physical acoustics*. Wiley-Interscience, New York, 2000.
16. Bolt, R.H. On the design of perforated facings for acoustical materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, 19, 917-921, 1947.
17. Broatch, J.J. *Metodología experimental para el estudio de la respuesta acústica de elementos silenciadores de motores de combustión interna*. Tesis doctoral, Valencia, 1995.
18. Callaway, D.B. y Ramer, L.G. The use of perforated facings in designing low frequency resonant absorbers. *Journal of the Acoustical Society of America*, 24, 309-312, 1952.
19. Chapra, S., Canale, R.P. *Métodos numéricos para ingenieros*. Ed. McGraw-Hill, México, 1990.
20. Chung, J.Y., Blazer, D.A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I. Theory. *Journal of the Acoustical Society of America*, 68, 907-913, 1980.
21. Chung, J.Y., Blazer, D.A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. II. Experiment. *Journal of the Acoustical Society of America*, 68, 914-921, 1980.
22. Chung, J.Y., Blazer, D.A. Transfer function method of measuring acoustic intensity in a duct with flow. *Journal of the Acoustical Society of America*, 68, 1570-1577, 1980.
23. Coyette, J.P. *Flow acoustics using finite elements. Technical background and application to muffler systems*. Technical report, LMS International, 1995.



24. Craggs, A. A finite element method for modelling dissipative mufflers with a locally reactive lining. *Journal of Sound and Vibration*, 54, 285-296, 1977.
25. Craggs, A. A finite element model for rigid porous absorbing materials. *Journal of Sound and Vibration*, 61, 101-111, 1978.
26. Crocker, M.J. *Encyclopedia of Acoustics*. John Wiley & Sons, Inc. New York, 1997.
27. Crocker, M.J. *Handbook of Acoustics*. John Wiley & Sons, Nueva York, 1998.
28. Cummings, A. A segmented Rayleigh-Ritz method for predicting sound transmission in a dissipative exhaust silencer of arbitrary cross section. *Journal of Sound and Vibration*, 187, 23-27, 1995.
29. Cummings, A. Sound attenuation in ducts lined on two opposite walls with porous material, with some applications to splitters. *Journal of Sound and Vibration*, 49, 9-35, 1976.
30. Cummings, A. The effects of grazing turbulent pipe-flow on the impedance of an orifice. *Acustica*, 61, 233-242, 1986.
31. Cummings, A., Chang, I.J. Internal mean flow effects on the characteristics of bulk-reacting liners in circular ducts. *Acustica*, 64, 170-178, 1987.
32. Cummings, A., Chang, I.J. Sound attenuation of a finite length dissipative flow duct silencer with internal mean flow in the absorbent. *Journal of Sound and Vibration*, 127, 1-17, 1988.
33. Davern, W.A. Perforated facings backed with porous materials as sound absorbers-an experimental study. *Applied Acoustics*, 10, 85-112, 1977.
34. Delany, M.E., Bazley, E.N. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics*, 3, 105-116, 1970.
35. Denia, F.D. *Modelado del comportamiento acústico de silenciadores de escape mediante técnicas analíticas y métodos de Elementos Finitos*. Tesis doctoral, Valencia, 2003.
36. Denia, F.D., Albelda, J., Fuenmayor, F.J., Torregrosa, A.J. Acoustic behaviour of elliptical chambers mufflers. *Journal of Sound and Vibration*, 241, 401-421, 2001.



37. Denia, F.D., Selamet, A., Fuenmayor, F.J., Kirby, R. Acoustic attenuation performance of perforated dissipative mufflers with empty inlet/outlet extensions. *Journal of Sound and Vibration*, 302, 1000-1017, 2007.
38. Denia, F.D., Selamet, A., Martínez, M.J., Fuenmayor F.J. *Analytical modeling of hybrid mufflers: comparison of various geometries for improving the acoustic performance*. Inter-Noise, Istanbul, 2007.
39. Denia, F.D., Selamet, A., Martínez, M.J., Fuenmayor F.J. Sound attenuation of a circular multi-chamber hybrid muffler. *Noise Control Engineering Journal*, 56, 356-364, 2008.
40. Denia, F.D., Selamet, A., Martínez, M.J., Torregrosa A.J. *Hybrid mufflers with short lateral chambers: analytical, numerical and experimental studies*. Thirteenth International Congress on Sound and Vibration, Vienna, 2006.
41. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales, Universidad Politécnica de Valencia. *Informe 5*, Proyecto DPI2003-07153-C02-01. Noviembre 2005.
42. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. *Procedimientos de Ajuste de las Características Acústicas de Materiales Absorbentes*. Informe interno DPI2003-07153-C02-01. Febrero 2005.
43. Dickey, N.S., Selamet, A. y Ciray, M.S. An experimental study of the impedance of perforated plates with grazing flow. *Journal of the Acoustical Society of America*, 110, 2360-2370, 2001.
44. Dickey, N.S., Selamet, A. y Novak, J.M. The effect of high-amplitude sound on the attenuation of perforated tube silencers. *Journal of the Acoustical Society of America*, 108, 1068-1081, 2000.
45. Ericsson, L.J. Higher order mode effects in circular ducts and expansion chambers. *Journal of the Acoustical Society of America*, 68, 545-550, 1980.
46. El-Sharkawy, A.I., Nayfeh, A.H. Effect of the expansion chamber on the propagation of sound in circular pipes. *Journal of the Acoustical Society of America*, 63, 667-674-1978.



47. Garrison, F.D., Schnell, A.C., Baldwin, C.D., Russel, P.R. Suppression of combustion oscillations with mechanical damping devices. *Pratt and Whitney Aircraft Report PWA, FR-3299*, 1969.
48. Glav, R. The point matching method on dissipative silencers of arbitrary cross section. *Journal of Sound and Vibration*, 189, 123-135, 1996.
49. Glav, R. The transfer matrix for a dissipative silencer of arbitrary cross-section. *Journal of Sound and Vibration*, 236, 575-594, 2000.
50. Gogate, G.R., Munjal, M.L. Analytical and experimental aeroacoustic studies of open ended-three duct perforated elements used in mufflers. *Journal of the Acoustical Society of America*, 97, 2919-2927, 1995.
51. Hughes, W.F., Gaylord, E.W. *Ecuaciones básicas de las Ciencias de la Ingeniería*. McGraw-Hill, México, 1971.
52. Ih, J.G. y Lee, B.H. Analysis of higher-order mode effects in the circular expansion chamber with mean flow. *Journal of the Acoustical Society of America*, 77, 1375-1388, 1985.
53. Ih, J.G. y Lee, B.H. Theoretical prediction of the transmission loss of circular reversing chamber mufflers. *Journal of Sound and Vibration*, 112, 261-272, 1987.
54. Ingard, U. On the theory and design of acoustic resonators. *Journal of the Acoustical Society of America*, 26, 151-154, 1954.
55. Ingard, U. y Bolt, R.H. Absorption characteristics of acoustic material with perforated facings. *Journal of the Acoustical Society of America*, 23, 533-540, 1951.
56. Ingard, U., Ising, H. Acoustic nonlinearity of an orifice. *Journal of the Acoustical Society of America*, 42, 6-17, 1967.
57. Ingard, U. Perforated facing and sound absorption. *Journal of the Acoustical Society of America*, 26, 151-154, 1954.
58. Jayaraman, K., Yam, K. Decoupling approach to modelling perforated tube muffler components. *Journal of the Acoustical Society of America*, 69, 390-396, 1981.
59. Ji, Z.L. Boundary element analysis of a straight-through hybrid silencer. *Journal of Sound and Vibration*, 292, 415-423, 2006.



60. Jing, X., Sun, X., Wu, J. y Meng, K. Effect of grazing flow on the acoustic impedance of an orifice. *AIAA Journal*, 39, 1478-1484, 2001.
61. Kagawa, Y., Omote, T. Finite element simulation of acoustic filters of arbitrary profile with circular cross section. *Journal of the Acoustical Society of America*, 60, 1003-1013, 1976.
62. Kakoty, S.K., Roy, V.K. Bulk reaction modelling of ducts with and without mean flow. *Journal of the Acoustical Society of America*, 112, 75-83, 2002.
63. Karal, F.C. The analogous acoustical impedance for discontinuities and constrictions of circular cross section. *Journal of the Acoustical Society of America*, 25, 327-334, 1953.
64. Kim, Y.H., Yoon, D.B. An experimental study of the acoustic characteristics of perforated pipe in terms of wavenumber and porosity. *Journal of Sound and Vibration*, 183, 115-127, 1995.
65. Kinsler, L.E., Frey, A.R., Coppens, A.B., Sanders, J.V. *Fundamentos de Acústica*. Editorial Limusa, México, 1991.
66. Kirby, R. Simplified techniques for predicting the transmission loss of a circular dissipative silencer. *Journal of Sound and Vibration*, 243, 403-426, 2001.
67. Kirby, R. Transmission loss predictions for dissipative silencers of arbitrary cross section in the presence of mean flow. *Journal of the Acoustical Society of America*, 114, 200-209, 2003.
68. Kirby, R., Cummings, A. The impedance of perforated plates subjected to grazing gas flow backed by porous media. *Journal of Sound and Vibration*, 217, 619-636, 1998.
69. Kirby, R., Denia, F.D. Analytic mode matching for a circular dissipative silencer containing mean flow and perforate. *Journal of the Acoustical Society of America*, 122, 3471-3482, 2007.
70. Kirby, R., Lawrie, J.B. A point collocation approach to modelling large dissipative silencers. *Journal of Sound and Vibration*, 286, 319-339, 2005.
71. Kooi, J.W., Sarin, S.L. An experimental study of the acoustic impedance of Helmholtz resonator arrays under a turbulent boundary layer. *American Institute of Aeronautics and Astronautics*. Paper 81-1998, 1981.



72. Lee, I., Selamet, A. y Huff, N. T. Acoustic impedance of perforations in contact with fibrous material. *Journal of the Acoustical Society of America*, 119, 2785-2797, 2006.
73. Lee, S.H, Ih, J.G. Empirical model of the acoustic impedance of circular orifice in grazing mean flow. *Journal of the Acoustical Society of America*, 114, 98-113, 2003.
74. Lung, T.Y., Doige, A.G. A time-averaging transient testing method for acoustic properties of piping systems and mufflers with flow. *Journal of the Acoustical Society of America*, 73, 867-876, 1983.
75. Martínez, M. J., Denia, F. D., Albelda, J., Fuenmayor, F. J. *Caracterización acústica de silenciadores de escape híbridos mediante técnicas modales multidimensionales*. Acústica, Coimbra, 2008.
76. Melling, T.H. The acoustic impedance of perforates at medium and high sound pressure levels. *Journal of Sound and Vibration*, 29, 1-65, 1973.
77. Miles, J. The reflection of sound due to a change in cross section of a circular tube. *Journal Acoustical Society of America*, 16, 14-19, 1944.
78. Morse, P.M., Ingard, U. *Theoretical Acoustics*. McGraw-Hill, New York, 1968.
79. Munjal, M.L. *Acoustics of Ducts and Mufflers*. Wiley-Interscience, New York, 1987.
80. Munjal, M.L. Analysis and design of pod silencers. *Journal of Sound and Vibration*, 262, 497-507, 2002.
81. Munjal, M.L., Doige, A.G. Theory of a two source-location Method for Direct Experimental Evaluation of the Four-pole Parameters of an Aeroacoustic Element. *Journal of Sound and Vibration*, 141, 323-333, 1990.
82. Peat, K.S. A transfer matrix for an absorption silencer element. *Journal of Sound and Vibration*, 146, 353-360, 1991.
83. Peat, K.S., Rathi, K.L. A finite element analysis of the convected wave motion in dissipative silencers. *Journal of Sound and Vibration*, 184(3), 529-545, 1995.



84. Pierce, A.D. Wave equation for sound in fluids with unsteady inhomogeneous flow. *Journal of the Acoustical Society of America*, 87, 2292-2299, 1990.
85. P.O.A.L., Davies. Practical flow duct acoustics. *Journal of Sound and Vibration*, 124, 91-115, 1988.
86. P.O.A.L., Davies. Piston engine intake and exhaust design. *Journal of Sound and Vibration*, 190, 677-712, 1996.
87. P.O.A.L., Davies, Bhattacharya, M., Bento Coelho, J.L. Measurement of plane wave acoustic fields in flow ducts. *Journal of Sound and Vibration*. 72, 539-542, 1980.
88. P.O.A.L., Davies, Holland, K.R. The measurement of sound power flux in flow ducts. *Journal of the Acoustical Society of America*, 230, 915-932, 1999.
89. Rao, K.N., Munjal, M.L. Experimental evaluation of impedance of perforate with grazing flow. *Journal of Sound and Vibration*, 108, 283-295, 1986.
90. Recuero, L.M. *Ingeniería Acústica*. Ed. Paraninfo, Madrid, 2000.
91. Rossetti, S., Gardonio, P., Brennan, M.J. A wave model for rigid-frame porous material using lumped parameters concepts. *Journal of Sound and Vibration*, 286, 81-96, 2005.
92. Sahasrabudhe, A.D., Munjal, M.L., Ramu, S.A. Analysis of inertance due to the higher order mode effects in a sudden area discontinuity. *Journal of Sound and Vibration*, 185, 515-529, 1995.
93. Selamet, A., Denia, F.D., Besa, A.J. Acoustic behaviour of circular dual-chamber mufflers. *Journal of Sound and Vibration*, 265, 967-985, 2003.
94. Selamet, A., Dickey, N.S., Novak, J.M. The Herschel-Quincke tube: A theoretical, computational, and experimental investigation. *Journal of the Acoustical Society of America*, 96, 3177-3185, 1994.
95. Selamet, A., Lee, I.J., Huff, N.T. Acoustic attenuation performance of perforated absorbing silencers. *SAE Paper 2001-01-1435*. SAE international Congress and Exhibition. Detroit, 2001.
96. Selamet, A., Lee, I.J., Ji, Z.L., Huff, N.T. Acoustic attenuation of hybrid silencers. *Journal of Sound and vibration*, 262, 509-527, 2003.



97. Selamet, A., Radavich, P.M. The effect of length on the acoustic attenuation performance of concentric expansion chambers: an analytical, computational, and experimental investigation. *Journal of Sound and Vibration*, 201, 407-426, 1997.
98. Selamet, A., Xu, M.B, Lee, I.J. Analytical approach for sound attenuation in perforated dissipative silencers. *Journal Acoustical Society of America*, 115, 2091-2099, 2004.
99. Selamet, A., Xu, M.B, Lee, I.J. Dissipative expansion chambers with two concentric layers of fibrous material. *International Journal Vehicle Noise and Vibration*, 1, 341-357, 2005.
100. Selamet, A., Xu, M.B, Lee, I.J., Huff, N.T. Analytical approach for sound attenuation in perforated dissipative silencers with inlet/outlet extensions. *Journal of the Acoustical Society of America*, 117, 2078-2089, 2005.
101. Seto, W. *Acústica*. Ed. McGraw-Hill. Cali, 1973.
102. Seung, H.J., Jeong, G.I. On the multiple microphone method for measuring in-duct acoustic properties in the presence of mean flow. *Journal of the Acoustical Society of America*, 103, 1520-1526, 1998.
103. Seybert, A.F., Ross, D.F. Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique. *Journal of the Acoustical Society of America*, 61, 1362-1370, 1977.
104. Sigman, R.K., Majjigi, R.K., Zinn, B.T. Determination of turbofan inlet acoustics using finite element method. *AIAA Journal*, 16, 1139-1145, 1978.
105. Song, B.H., Bolton, J.S. A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave numbers of limp and rigid porous materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, 107 (2000), 1131-1152.
106. Sullivan, J.W. y Crocker, M.J. Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities. *Journal of the Acoustical Society of America*, 64, 207-215, 1978.
107. Sullivan, J.W. A method for modelling perforated tube muffler components. I. Theory. *Journal of the Acoustical Society of America*, 66, 772-778, 1979.



108. Sullivan, J.W. A method for modelling perforated tube muffler components. II. Applications. *Journal of the Acoustical Society of America*, 66, 779-788, 1979.
109. Tao, Z., Herrin, D.W., Seybert, A.F. Measuring Bulk Properties of Sound-Absorbing Materials using the Two Source Method. *Society of Automotive Engineers, Inc.* Copyright © 2003.
110. Tarnow, V. Measured anisotropic air flow resistivity and sound attenuation of glass wool. *Journal of the Acoustical Society of America*, 111, 2735-2739, 2002.
111. Torres, M.I. *Modelado acústico de silenciadores con material absorbente*. Tesis doctoral, Valencia, 2006.
112. UNE-EN ISO 10534-2. *Determinación del coeficiente de absorción acústica y de la impedancia acústica en tubos de impedancia. Parte 2: Método de la función de transferencia*. AENOR, 2002.
113. Utsuno, H., Tanaka, T., Fujikawa, T. Transfer function method for measuring characteristic impedance and propagation constant of porous materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, 86 (1989), 637-643.
114. Young, C.J., Crocker, M.J. Prediction of transmission loss in mufflers by the finite element method. *Journal of the Acoustical Society of America*, 57, 114-148, 1975.
115. Young, C.J., Crocker, M.J. Acoustical analysis, testing and, design of flow-reversing mufflers chambers. *Journal of the Acoustical Society of America*, 60, 1111-1118, 1976.
116. Wang, C.N. Numerical decoupling analysis of a resonator with absorbent material. *Applied Acoustics*, 58, 109-122, 1998.
117. World Health Organization. Regional office for Europe. URL http://www.euro.who.int/Noise/Activities/20030123_1.
118. Xu, M.B., Selamet, A., Lee, I.L., Huff, N.T. Sound attenuation in dissipative expansion chambers. *Journal of Sound and Vibration*, 272, 1125-1133, 2004.
119. Zienkiewicz, O.C. y Taylor, R.L. *The Finite Element Method*. John Wiley & Sons, Nueva York, 1996.
120. Antoine G. Antebas, Dr. Francisco David Denia. *A finite element approach for the acoustic modelling of perforated dissipative*



mufflers with non-homogeneous properties. Elsevier Editorial System (tm) for mathematical and computer Modelling, Article Type: SI: MME&HB2011, Inc. Copyright©2011

121. José Luis Manglano. *Lecciones de física*, tomo II. Artes gráficas Soler, Valencia, 1996.
122. Manuel José Martínez Bordes. *Modelado analítico-numérico y caracterización experimental de silenciadores de escape híbridos*. Tesis doctoral, Valencia, 2006.
123. Reinhart, T. E. y Crocker, M. J. Source identification on a diesel engine using acoustic intensity measurements. *Noise Control Engineering Journal*, 18, 84-92, 1982.
124. Thompson, J. K. Acoustic intensity measurements for small engines. *Noise Control Engineering Journal*, 19, 56-63, 1982.
125. Munjal, M. L. *Acoustic of Ducts and Mufflers*. John Wiley & Sons, Nueva York, 1987.
126. Carley, Michael. Some notes on Acoustics. What is sound?, pág5.
127. Möser, Michael y Barros, José Luis. *Ingeniería acústica. Teoría y aplicaciones*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009.
128. Lamancusa, J. S. y Todd, K. B. An experimental study of induction combustion in four-cylinder internal combustion engines. *Journal of vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, 111, 199-207, 1989.
129. Howe, M. S. Mechanism of sound generation by low Mach number flow over a wall cavity. *Journal of Sound and Vibration*, 273, 103-123, 2004.
130. Lamancusa, J. S. Geometric optimization of internal combustion engine induction systems for minimum noise transmission. *Journal of Sound and Vibration*, 127, 303-318, 1998.
131. Kania, N. Reduction of primary noise originating from a crackcase-scavenged two stroke engine. *Noise Control Engineering Journal*, 28, 66-81, 1987.
132. O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, J. Z. Zhu, *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005



133. R. Kirby, A. Cummings, Prediction of the bulk acoustic properties of fibrous materials at low frequencies, *Applied Acoustics* 56 (1999) 101–125.
134. 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>.
135. 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>
136. 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>
137. 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>
138. 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>
139. 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>
140. 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>
141. 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>



142. 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, Krakow, 2009.
143. 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, 39th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Lisbon, 2010.
144. 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>



ANEXOS



ANEXO I

CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL ABSORBENTE POR MEDIO DE MATHCAD PARA EL PROGRAMA SYSNOISE Y COMSOL

Para poder definir el material absorbente de la cámara de disipación en los programas Sysnoise y Comsol se necesita importar las tablas correspondientes a la velocidad del sonido y la densidad del material, por lo que se va a proceder a describir el programa matemático Mathcad que calcula estas propiedades.

Los datos que necesitan los dos programas son los mismos y sólo cambia el formato en el que cada programa los necesita. Por lo tanto, se va a proceder a definir un fichero de cálculo en el que la parte de los cálculos es común, particularizando al final como exportar los ficheros que cada programa necesita.

Con el fin de caracterizar la velocidad del sonido y la densidad del absorbente en todo el rango de trabajo del silenciador se calcularán las propiedades del material absorbente para cada frecuencia entre 10 Hz y 3200 Hz con un incremento de 10 Hz. Se procede a detallar el código del programa:

Constantes para los cálculos a partir de las entradas

La forma de trabajar de Mathcad es sencilla ya que el programa va ejecutando las operaciones a medida que se va pasando sobre ellas con la pantalla, es por esto que se definen las constantes en la parte de arriba del programa. En este trabajo las constantes necesarias para realizar los cálculos son la densidad del medio de propagación (ρ_0), aire en este caso, la velocidad del sonido en dicho medio (c_0) y la resistividad del absorbente (R). Pero como se pretende utilizar como variable la temperatura se va a calcular la velocidad del medio de propagación y la

velocidad del sonido a partir de ésta. Por ello las entradas para los cálculos van a ser la resistividad y la temperatura procediendo al cálculo de la siguiente manera:

Entrada	Temp := 300	La temperatura de estudio para el silenciador en °C		
Constantes	g _{air} := 1.4	R _{air} := 8.314	P _m := 0.02897	P _{atm} := 101325

Tabla A.1. Constantes de entrada para empezar a realizar los cálculos

Para calcular la velocidad del medio de propagación se utiliza la ecuación (3.37) y para la densidad la ecuación (3.38):

$$c_0 := \sqrt{g_{\text{air}} \cdot R_{\text{air}} \cdot \frac{(\text{Temp} + 273.15)}{P_m}} \qquad r_0 := P_m \cdot \frac{P_{\text{atm}}}{R_{\text{air}} \cdot (\text{Temp} + 273.15)}$$

Obteniendo las siguientes propiedades para la temperatura de estudio, en este caso para el ejemplo a una temperatura de 300°C.

Velocidad del sonido en el aire	Densidad del aire
c ₀ = 479.876	r ₀ = 0.616
r ₀ · c ₀ = 295.608	

Tabla A.2. Valores de densidad y velocidad para una temperatura de 300°C

La otra entrada es la resistividad a la temperatura de referencia (15°C) y para calcular la resistividad a la temperatura de funcionamiento, primero se calculará la variación que sufre la viscosidad dinámica. La ecuación de Sutherland para el aire (3.40) relaciona la viscosidad dinámica con la temperatura:

$$\nu_{\text{isc}}(T) := 1.458 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(T + 273.15)^{1.5}}{(T + 273.15) + 110.4}$$

Después se calculará el valor de la resistividad a la temperatura de funcionamiento utilizando la formula (3.42):

$$R_T = \frac{\mu_T}{\mu_0} R_0$$

donde R_T y μ_T son la resistividad y la viscosidad a la temperatura deseada, mientras que R_0 y μ_0 a la temperatura de referencia, por lo tanto en nuestro caso con $R=4896$ rayl/m queda:

$\mu_{\text{isc}}(300) = 2.927 \cdot 10^{-5}$	$\mu_{\text{isc}}(15) = 1.789 \cdot 10^{-5}$	$\frac{\mu_{\text{isc}}(300)}{\mu_{\text{isc}}(15)} = 1.636$
$4896 \cdot \frac{\mu_{\text{isc}}(\text{Temp})}{\mu_{\text{isc}}(15)} = 8.008 \cdot 10^3$		

Tabla A.3. Valores para la viscosidad y variación de la resistividad con la temperatura.

Rango de frecuencias

Como se pretende calcular la impedancia del material absorbente Z y el número de onda k para cada frecuencia entre 10 y 3200Hz con un paso de 10 Hz, es necesario definir, al principio del documento, un contador que nos ayude a variar la frecuencia de la siguiente manera:

<code>frec_ini := 10</code>	<code>frec_fin := 3200</code>	<code>Df := 10</code>
<code>N_fin := (frec_fin - frec_ini) / Df</code>		<code>N_fin = 319</code>
<code>I := 0..N_fin</code>		<code>frec_I := Df * (I + 1)</code>

Tabla A.4. Líneas de código para el rango de frecuencia.

Por lo que a partir de ahora toda expresión que tenga subíndice I significará que se realizará este cálculo para cada valor de frecuencia.

Además, a partir de este punto se van a definir las variables, fórmulas que utilizan los valores de las constantes anteriores y donde el símbolo de igualdad pasa a ser este “:=”, ya que si no se introducen los dos puntos el programa asimila la expresión como texto y no como operación.



Impedancia y número de onda del material absorbente

Para el cálculo de las propiedades del material absorbente se calculará la impedancia y el número de onda del material absorbente, para ello se utilizará la expresión de la impedancia de material adimensionalizada (3.44) y el número de onda adimensionalizado (3.45) [37]:

1.- Impedancia del material adimensionalizada, es decir, dividida por

$$Z_0 = \rho_0 c_0$$

$$\frac{Z_m}{Z_0} = \left[\left(1 + 0.09534 \left(\frac{f \rho_0}{R} \right)^{-0.754} \right) + j \left(-0.08504 \left(\frac{f \rho_0}{R} \right)^{-0.732} \right) \right]$$

2.-Número de onda adimensionalizada, es decir, dividida por $k_0 = f/c_0$:

$$\frac{k_m}{k_0} = \left[\left(1 + 0.16 \left(\frac{f \rho_0}{R} \right)^{-0.577} \right) + j \left(-0.18897 \left(\frac{f \rho_0}{R} \right)^{-0.595} \right) \right]$$

Con $Z_0 = \rho_0 c_0$ es la impedancia característica del aire i f es la frecuencia.

En este trabajo esto se expresa en las siguientes líneas de código de la siguiente manera:

$a_1 := 0.18897$	$a_2 := 0.595$	$a_3 := 0.16$	$a_4 := 0.577$
$a_5 := 0.09534$	$a_6 := 0.754$	$a_7 := 0.08504$	$a_8 := 0.732$
$z(w) := \left[1 + a_5 \cdot \left(\frac{w \cdot r_0}{2 \cdot p \cdot R} \right)^{-a_6} \right] + i \cdot \left[-a_7 \cdot \left(\frac{w \cdot r_0}{2 \cdot p \cdot R} \right)^{-a_8} \right]$		Impedancia del material absorbente adimensionalizada, es decir, dividida por: $Z_0 = \rho_0 c_0$	
$k(w) := \left[1 + a_3 \cdot \left(\frac{w \cdot r_0}{2 \cdot p \cdot R} \right)^{-a_4} \right] + i \cdot \left[-a_1 \cdot \left(\frac{w \cdot r_0}{2 \cdot p \cdot R} \right)^{-a_2} \right]$		Número de onda adimensionalizado, es decir, dividido por $k_0 = \omega/c_0$	

Tabla A.5. Líneas de código para el cálculo de la impedancia del material absorbente y el número de onda.

Velocidad y densidad para cada frecuencia

Para terminar con los cálculos se calculará la velocidad y densidad usando las formulas:

$$Velocidad = c_p = \frac{2\pi f_p}{K(f_p)} \quad Densidad = \rho_p = \frac{Z(f_p)}{c_p}$$

En este trabajo se procede de la siguiente manera:

Número de onda dimensional $w_I := \text{frec}_I \cdot 2 \cdot \pi$ $k_{\text{abs}}(w) := \frac{w}{c_0} \cdot k(w)$	
Impedancia dimensional $Z_{\text{abs}}(w) := r_0 \cdot c_0 \cdot z(w)$	Densidad compleja $r_I := \frac{Z_{\text{abs}}(w_I) \cdot k_{\text{abs}}(w_I)}{w_I}$
Velocidad compleja: $c_I := \frac{w_I}{k_{\text{abs}}(w_I)}$	

Tabla A.6. Líneas de código para el número de onda, impedancia dimensional, densidad y velocidad compleja.

Escritura de los ficheros para Sysnoise

Es importante destacar que Sysnoise necesita dos tablas: una con el valor de la velocidad del sonido en el absorbente y otra con el valor de su densidad. Por lo que una vez calculada la velocidad (c) y la densidad (ρ) compleja, se van a configurar los datos de manera que Sysnoise los pueda reconocer. Para ello habrá que definir dos tablas de tres columnas y 320 filas.



La primera de las tablas es la que corresponde a la velocidad y será etiquetada como “Tbl_veloc_son”, y en ella aparecerá, además de cada una de las distintas frecuencias para las cuales se realiza el estudio acústico, las partes reales e imaginarias de la velocidad calculada anteriormente pero separadas en diferentes columnas. Los comandos a introducir son:

$$\begin{aligned} \text{Tbl_veloc_son}_{I,0} &:= \text{frec}_I \\ \text{Tbl_dens_abs}_{I,0} &:= \text{frec}_I \\ \text{Tbl_veloc_son}_{I,1} &:= \text{Re}(c_I) \end{aligned}$$

La segunda de las tablas es la que corresponde a la densidad y será etiquetada como “Tbl_dens_abs”, y se configurará de manera similar. Los comandos a introducir son:

$$\begin{aligned} \text{Tbl_dens_abs}_{I,1} &:= \text{Re}(r_I) \\ \text{Tbl_veloc_son}_{I,2} &:= \text{Im}(c_I) \\ \text{Tbl_dens_abs}_{I,2} &:= \text{Im}(r_I) \end{aligned}$$

Una vez ya generadas las tablas se procede a escribirlas en ficheros reconocibles para Sysnoise, es decir en ficheros de tablas. Para ello finalmente se utilizan los siguientes comandos que crearán ficheros con extensión “.prn”:

$$\begin{aligned} \text{WRITEPRN(vel)} &:= \text{Tbl_veloc_son} \\ \text{WRITEPRN(dens)} &:= \text{Tbl_dens_abs} \end{aligned}$$

Por último para que Sysnoise pueda leer el fichero, se cambiará la extensión “.prn” por “.tbl”, borrando una y añadiendo la otra directamente desde el explorador de Windows y ya se pueden importar los ficheros “vel.tbl” y “dens.tbl”.

El fichero Mathcad con este código se denomina “Z_abs_SYSNOISE”

Escritura de los ficheros para Comsol

Es importante destacar que Comsol necesita cuatro tablas que representan: el valor de la parte real de la velocidad del sonido en el absorbente, el valor de la parte imaginaria de la velocidad del sonido en el absorbente, el valor de la parte real de la densidad y el valor de la parte imaginaria de la densidad.

Como se ha indicado se necesitan las cuatro tablas porque Comsol utiliza las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned}Vel &= Vreal(freq) + i \cdot Vim(freq) \\Dens &= Dreal(freq) + i \cdot Dim(freq)\end{aligned}$$

siendo *freq* la frecuencia y *i* la unidad imaginaria que son variables internas de Comsol. Por otro lado, las variables *real* e *im* serán la parte real e imaginaria de la velocidad del sonido o de la densidad respectivamente.

Una vez calculada la velocidad (*c*) y la densidad (*ρ*) compleja, se va a proceder a configurar los datos de manera que Comsol los pueda reconocer. Para ello habrá que definir cuatro tablas (*Vreal* para la parte real de la velocidad, *Vim* para la parte imaginaria de la velocidad, *Dreal* para la parte real de la densidad y *Dim* para la parte imaginaria de la densidad) de dos columnas y 320 filas. La primera columna será los valores de frecuencia y la segunda los valores de la variable.

1.- Para la velocidad:

TABLavel_real _{1,0} := freq ₁	TABLavel_im _{1,0} := freq ₁
TABLavel_real _{1,1} := Re(c ₁)	TABLavel_im _{1,1} := Im(c ₁)

Tabla A.7. Líneas de código para la definición de tablas de la velocidad.

2.- Para la densidad:

TABLAden_real _{1,0} := freq ₁	TABLAden_im _{1,0} := freq ₁
TABLAden_real _{1,1} := Re(r ₁)	TABLAden_im _{1,1} := Im(r ₁)

Tabla A.8. Líneas de código para la definición de tablas de la velocidad.



Una vez generadas las tablas se procede a escribirlas en ficheros inteligibles para Comsol, es decir en ficheros de tablas. Para esto finalmente se utilizan los siguientes comandos que crearán ficheros con extensión “.prn”:

$$\begin{aligned} \text{WRITEPRN}(V_{\text{real}}) &:= \text{TABLA}_{\text{vel_real}} \\ \text{WRITEPRN}(V_{\text{im}}) &:= \text{TABLA}_{\text{vel_im}} \\ \text{WRITEPRN}(D_{\text{real}}) &:= \text{TABLA}_{\text{den_real}} \\ \text{WRITEPRN}(D_{\text{im}}) &:= \text{TABLA}_{\text{den_im}} \end{aligned}$$

Por último para que Comsol pueda leer el fichero, se cambiará la extensión “.prn” por “.txt”, borrando una y añadiendo la otra directamente desde el explorador de Windows y ya se pueden importar los ficheros “vel.tbl” y “dens.tbl”.

El fichero Mathcad con este código se denomina “Z_abs_COMSOL”

Se va a proceder a enseñar el fichero “Absorbente” que genera los ficheros correspondientes al material absorbente que necesita Sysnoise y Comsol.

Mathcad PLUS - [absorbente]

File Edit Text Math Graphics Symbolic Window Books Help

Aire: Temp := 300 $\gamma_{\text{air}} := 1.4$ $R_{\text{air}} := 8.314$ $P_m := 0.02897$ $P_{\text{atm}} := 101325$

$$c_0 := \sqrt{\gamma_{\text{air}} R_{\text{air}} \frac{(\text{Temp} + 273.15)}{P_m}} \quad \rho_0 := P_m \frac{P_{\text{atm}}}{R_{\text{air}} (\text{Temp} + 273.15)}$$

$\mu_{\text{visc}}(T) := 1.458 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(T + 273.15)^{1.5}}{(T + 273.15) + 110.4}$ **Ecuación de Sutherland**

$\mu_{\text{visc}}(300) = 2.927 \cdot 10^{-5}$ $\frac{\mu_{\text{visc}}(300)}{\mu_{\text{visc}}(15)} = 1.636$

$\mu_{\text{visc}}(15) = 1.789 \cdot 10^{-5}$

Resistividad a la temperatura de funcionamiento (15 °C es la referencia)

$$4896 \cdot \frac{\mu_{\text{visc}}(\text{Temp})}{\mu_{\text{visc}}(15)} = 8.008 \cdot 10^2$$

Velocidad del sonido en el aire Rango de frecuencias (contador)

$c_0 = 479.876$ $\text{frec}_{\text{ini}} := 10$ $\text{frec}_{\text{fin}} := 3200$ $\Delta f := 10$

Densidad del aire $N_{\text{fin}} := \frac{\text{frec}_{\text{fin}} - \text{frec}_{\text{ini}}}{\Delta f}$ $N_{\text{fin}} = 319$

$\rho_0 = 0.616$ $I := 0..N_{\text{fin}}$ $\text{frec}_I := \Delta f(I + 1)$

$\rho_0 \cdot c_0 = 295.608$

Material absorbente:

$R := 8008$ resistividad

Coefficientes: +

$a_1 := 0.18897$ $a_2 := 0.595$ $a_3 := 0.16$ $a_4 := 0.577$

$a_5 := 0.09534$ $a_6 := 0.754$ $a_7 := 0.08504$ $a_8 := 0.732$

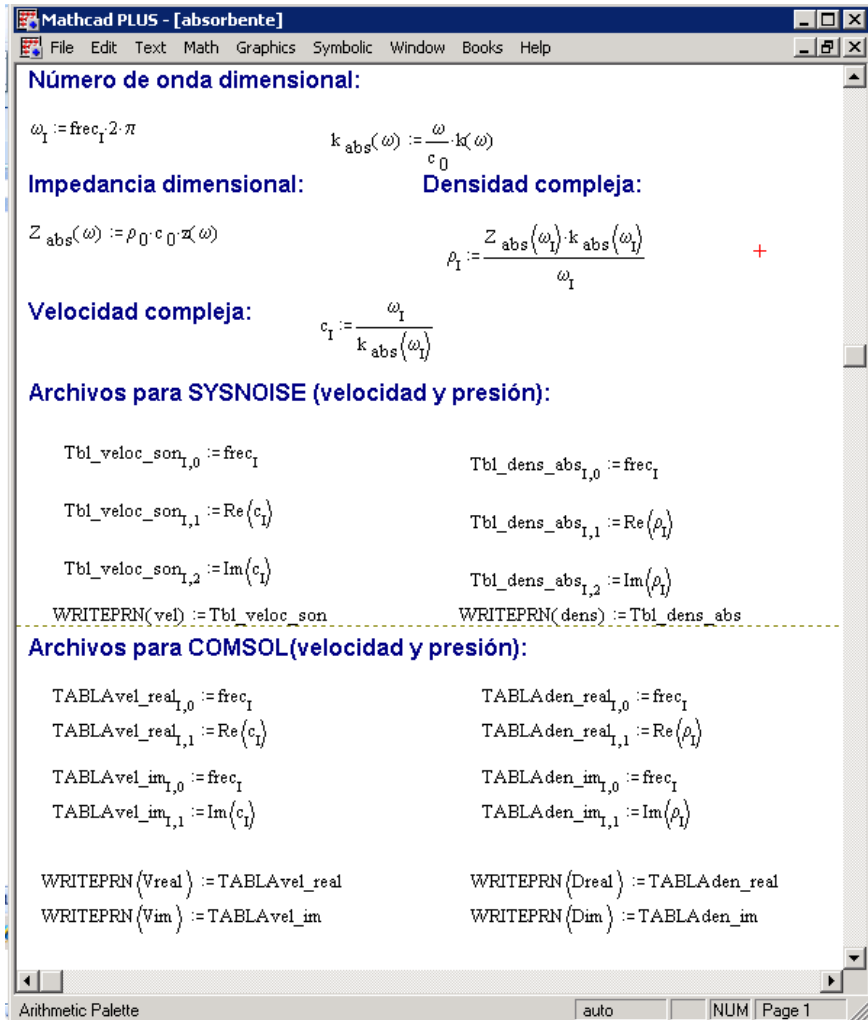
$$z(\omega) := \left[1 + a_5 \cdot \left(\frac{\omega \cdot \rho_0}{2 \cdot \pi \cdot R} \right)^{-a_6} \right] + i \cdot \left[-a_7 \cdot \left(\frac{\omega \cdot \rho_0}{2 \cdot \pi \cdot R} \right)^{-a_8} \right]$$

Impedancia del material absorbente adimensionalizada, es decir, dividida por $Z_0 = \rho_0 \cdot c_0$

$$k(\omega) := \left[1 + a_3 \cdot \left(\frac{\omega \cdot \rho_0}{2 \cdot \pi \cdot R} \right)^{-a_4} \right] + i \cdot \left[-a_1 \cdot \left(\frac{\omega \cdot \rho_0}{2 \cdot \pi \cdot R} \right)^{-a_2} \right]$$

Número de onda adimensionalizado, es decir, dividido por $k_0 = \frac{\omega}{c_0}$

Figura A.1. Primera parte del fichero "Absorbente" que genera los ficheros correspondientes al material absorbente que necesita Sysnoise y Comsol.



Número de onda dimensional:

$$\omega_1 := \text{frec}_1 \cdot 2 \cdot \pi$$

$$k_{\text{abs}}(\omega) := \frac{\omega}{c_0} \cdot k(\omega)$$

Impedancia dimensional:

$$Z_{\text{abs}}(\omega) := \rho_0 \cdot c_0 \cdot z(\omega)$$

Densidad compleja:

$$\rho_1 := \frac{Z_{\text{abs}}(\omega_1) \cdot k_{\text{abs}}(\omega_1)}{\omega_1}$$

Velocidad compleja:

$$c_1 := \frac{\omega_1}{k_{\text{abs}}(\omega_1)}$$

Archivos para SYSNOISE (velocidad y presión):

$\text{Tbl_veloc_son}_{1,0} := \text{frec}_1$	$\text{Tbl_dens_abs}_{1,0} := \text{frec}_1$
$\text{Tbl_veloc_son}_{1,1} := \text{Re}(c_1)$	$\text{Tbl_dens_abs}_{1,1} := \text{Re}(\rho_1)$
$\text{Tbl_veloc_son}_{1,2} := \text{Im}(c_1)$	$\text{Tbl_dens_abs}_{1,2} := \text{Im}(\rho_1)$
$\text{WRITEPRN}(\text{vel}) := \text{Tbl_veloc_son}$	$\text{WRITEPRN}(\text{dens}) := \text{Tbl_dens_abs}$

Archivos para COMSOL(velocidad y presión):

$\text{TABLAvel_real}_{1,0} := \text{frec}_1$	$\text{TABLAden_real}_{1,0} := \text{frec}_1$
$\text{TABLAvel_real}_{1,1} := \text{Re}(c_1)$	$\text{TABLAden_real}_{1,1} := \text{Re}(\rho_1)$
$\text{TABLAvel_im}_{1,0} := \text{frec}_1$	$\text{TABLAden_im}_{1,0} := \text{frec}_1$
$\text{TABLAvel_im}_{1,1} := \text{Im}(c_1)$	$\text{TABLAden_im}_{1,1} := \text{Im}(\rho_1)$
$\text{WRITEPRN}(V_{\text{real}}) := \text{TABLAvel_real}$	$\text{WRITEPRN}(D_{\text{real}}) := \text{TABLAden_real}$
$\text{WRITEPRN}(V_{\text{im}}) := \text{TABLAvel_im}$	$\text{WRITEPRN}(D_{\text{im}}) := \text{TABLAden_im}$

Arithmetic Palette auto NUM Page 1

Figura A.2. Segunda parte del fichero "Absorbente" que genera los ficheros correspondientes al material absorbente que necesita Sysnoise y Comsol.



ANEXO II

CÁLCULO DE LA IMPEDANCIA DEL TUBO PERFORADO POR MEDIO DE MATHCAD PARA LOS PROGRAMAS SYSNOISE Y COMSOL

En este anexo se pretende explicar el cálculo de la impedancia de un tubo perforado considerando el efecto del material absorbente dentro de un silenciador y describir los ficheros que necesitan los programas Sysnoise y Comsol para caracterizar el tubo perforado y realizar los cálculos.

El cálculo de la impedancia del tubo perforado la utilizan los dos programas aunque los datos que necesitan cada uno son diferentes. El programa Sysnoise necesita la admitancia y, en cambio, el programa Comsol necesita la impedancia. Por lo tanto se va a proceder a definir un fichero de cálculo en el que la parte del cálculo de la impedancia es común y al final se particularizará para cada programa las líneas de código que necesita.

Con el fin de caracterizar la impedancia producida por el tubo perforado en todo el rango de trabajo del silenciador se calculará la velocidad del sonido y la densidad del absorbente para cada frecuencia entre 10 Hz y 3200 Hz con un incremento de 10 Hz. Se procede a detallar el código del programa:

Constantes para los cálculos a partir de las entradas

Para este programa se utilizan las mismas entradas del Anexo I pero se añaden la porosidad (σ), el diámetro del agujero (d_h) y el espesor de placa (t_{placa}). Por lo que al código del Anexo I se le añadirán las siguientes entradas constantes para todos los cálculos con tubo perforado:

d_h	t_{placa}	σ
0.0035m	0.001m	0.11
$d_h := 0.0035$	$s := 0.11$	$t := 0.001$

Tabla A.9. Constantes para definir el tubo perforado.

Rango de frecuencias

Se utiliza el mismo rango de frecuencias para todos los cálculos, por lo que se utiliza el mismo código que se utilizó en el Anexo I.

Impedancia y número de onda del material absorbente

El cálculo de la impedancia y número de onda del material absorbente es el mismo que el realizado anteriormente en el Anexo I, por lo que se utiliza el mismo código que se utilizó en el Anexo I.

Impedancia del tubo perforado con absorbente

A continuación, se calculará la impedancia correspondiente teniendo en cuenta la influencia del absorbente que existe en el interior de la cámara, ya que en este trabajo todos los cálculos son para silenciadores con material absorbente. Para considerar este efecto se utilizarán las formulas desarrolladas por Kirby y Cummings [68] y explicadas en el punto 3.2.4 de este trabajo. Así pues se utilizará la siguiente ecuación:

$$Z_{per} = \rho_0 c_0 \frac{\left[0.006 + i \cdot k_0 \left[t_{placa} + 0.425 \cdot d_h \cdot \left(\frac{1 + Z \cdot K}{\rho_0 c_0 k_0} \right) \cdot F(\sigma) \right] \right]}{\sigma}$$

En esta ecuación $k_0 = \frac{2\pi f_p}{c_0}$ y $F(\sigma)$ corresponde a la interacción entre los poros y se obtiene como valor medio de las correcciones de Ingard y Fok, que se denotan como $F_I(\sigma)$ y $F_F(\sigma)$ respectivamente

$$F_I(\sigma) = 1 - 0.7\sqrt{\sigma}$$

$$F_F(\sigma) = 1 - 1.41\sqrt{\sigma} + 0.34(\sqrt{\sigma})^3 + 0.07(\sqrt{\sigma})^5$$

$$F(\sigma) = \frac{F_I(\sigma) + F_F(\sigma)}{2}$$

Si consideramos la impedancia y número de onda del material absorbente se obtiene la siguiente ecuación para la impedancia producida por el conducto perforado:

$$Z_{per} = \rho_0 c_0 \frac{\left[0.006 + i \cdot k_0 \left[t_{placa} + 0.425 \cdot d_h \cdot \left(1 + \frac{Z_m}{Z_0} \cdot \frac{k_m}{k_0} \right) \cdot F(\sigma) \right] \right]}{\sigma}$$

Por lo que esto se traduce en las siguientes líneas de código para este trabajo:

$F_I(s) := 1 - 0.7 \cdot \sqrt{s}$	Expresión de Ingard
$F_F(s) := 1 - 1.41 \cdot \sqrt{s} + 0.34 \cdot (\sqrt{s})^3 + 0.07 \cdot (\sqrt{s})^5$	Expresión de Fok
$F(s) := \frac{F_I(s) + F_F(s)}{2}$	$F(s) = 0.656$
$Z_p(w) := \frac{\rho_0 \cdot c_0}{s} \left[6 \cdot 10^{-3} + j \cdot \frac{w}{c_0} \cdot \left[t + 0.425 \cdot d_h \cdot (1 + z(w) \cdot k(w)) \cdot F(s) \right] \right]$	

Tabla A.10. Líneas de código para definir la impedancia producida por un tubo perforado.

Se debe destacar que la impedancia producida por el tubo perforado ahora depende de la impedancia y número de onda del material absorbente.



Escritura de los ficheros para Sysnoise

Cuando en el Capítulo 2 se presentaba la matriz de 4 polos correspondiente a la placa perforada (punto 2.7), se expuso que para resolver el modelo acústico se sustituye la placa física por su correspondiente impedancia. Esto es lo que se va a realizar en Sysnoise.

Cabe indicar que para que Sysnoise lea las impedancias entre dos contornos o caras diferentes (en nuestro caso la superficie del *tubo* y *cámara*) hay que introducirlas en forma de admitancias, es decir, como inversas de la impedancia y de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} V_{n1} \\ V_{n2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \alpha_2 \\ \alpha_4 & \alpha_5 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \alpha_3 \\ \alpha_6 \end{bmatrix}$$

Para los análisis realizados en este trabajo, la parte real de la admitancia será $\alpha_1 = \alpha_5 = \beta$, mientras que la imaginaria será $\alpha_2 = \alpha_4 = -\beta$. Por otro lado, los términos fuente α_3, α_6 serán cero. Por lo que se queda de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} V_{n1} \\ V_{n2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta & -\beta \\ -\beta & \beta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \alpha_3 \\ \alpha_6 \end{bmatrix}$$

Una vez conocida la admitancia utilizada por Sysnoise es necesario construir los tres ficheros necesarios para que pueda trabajar el programa. Es decir, se necesita calcular tres tablas de datos: beta (β), menosbeta ($-\beta$) y ceros (α_3 , y α_6) para el rango de frecuencias donde trabajará el silenciador, en este caso de 10 a 3200Hz.

Una vez calculada la impedancia para cada frecuencia, se puede obtener la admitancia β como:

$$\beta_p = \frac{1}{Z_{per}(f_p)}$$

Que se implementa en la siguiente definición en el programa:

$$b_1 := \frac{1}{Z_p(w_1)} \text{ junto con } w_1 := \text{freq}_1 \cdot 2 \cdot \pi$$

Con los resultados de los cálculos se deben definir tres tablas, dos estarán compuestas por 3 columnas y 320 filas y una con 2 columnas y 320 filas. Estas tres tablas son: beta, menosbeta y ceros. Para beta y menosbeta la primera columna representará la frecuencia, la segunda la parte real de la admitancia y la tercera la parte imaginaria. La única diferencia es que los valores son positivos para beta y negativos para menos beta. De la siguiente manera:

BETA	MENOSBETA
TABLA1 _{1,0} := freq _I	TABLA2 _{1,0} := freq _I
TABLA1 _{1,1} := Re(b _I)	TABLA2 _{1,1} := - Re(b _I)
TABLA1 _{1,2} := Im(b _I)	TABLA2 _{1,2} := - Im(b _I)
WRITEPRN(beta) := TABLA1	WRITEPRN(menosbeta) := TABLA2

Tabla A.11. Líneas de código para escribir la admitancia para el programa Sysnoise.

Para la tabla ceros, la primera columna corresponde a la frecuencia y la segunda a una columna de ceros.

$$\begin{aligned} \text{Ceros}_{N_{\text{fin}},2} &:= 0 \\ \text{Ceros}_{1,0} &:= \text{freq}_I \\ \text{WRITEPRN}(\text{ceros}) &:= \text{Ceros} \end{aligned}$$

Finalmente, para que Sysnoise pueda leer el fichero, se cambiará la extensión “.prn” por “.tbl”, borrando una y añadiendo la otra directamente desde el explorador de Windows.

El fichero Mathcad con este código se denomina “Z_abs_per_SYS”

Escritura de los ficheros para Comsol

Es importante destacar que Comsol necesita dos tablas que representan: el valor de la parte real de la impedancia y el valor de la parte imaginaria de la impedancia ya que utiliza la siguiente expresión para calcular la impedancia:

$$Z = Z_{real}(freq) + i \cdot Z_{im}(freq)$$

siendo $freq$ la frecuencia y i la unidad imaginaria que corresponden a variables internas de Comsol. Por otro lado, las variables Z_{real} y Z_{im} serán la parte real e imaginaria de la impedancia interior Z del perforado.

Por lo tanto el programa Comsol necesita los ficheros Z_{real} y Z_{im} para definir la impedancia. Cada fichero contendrá dos columnas, una con los valores de la impedancia, y otra con los de la frecuencia. Estos ficheros se crearán añadiendo las siguientes líneas de código:

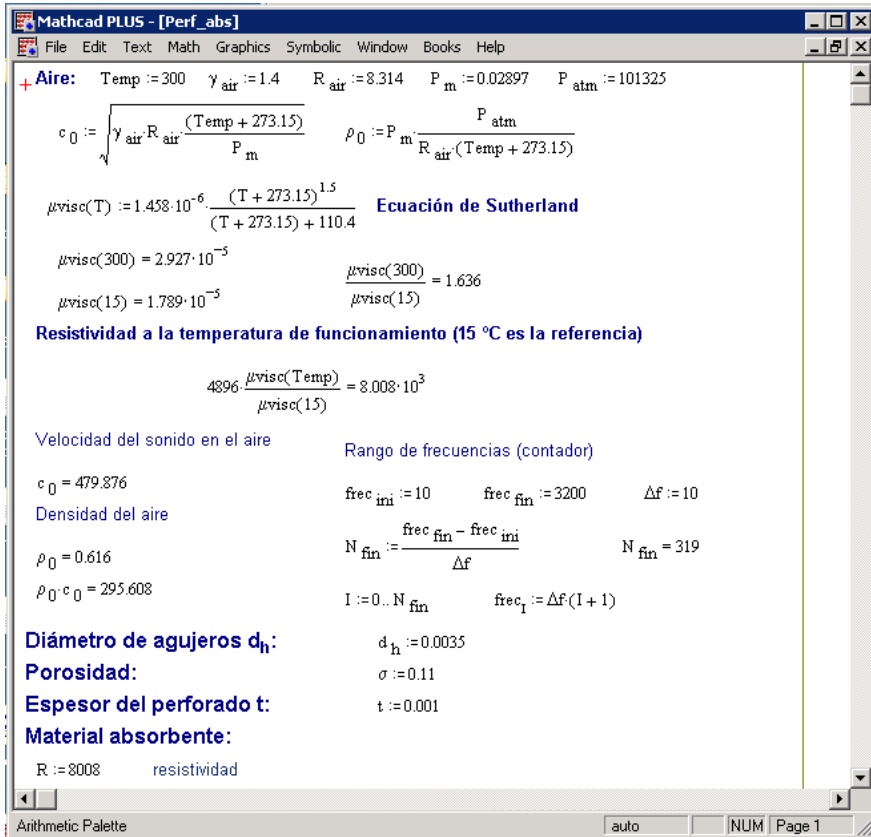
Z_{real}	Z_{im}
TABLAZreal_per _{1,0} := freq ₁	TABLAZim_per _{1,0} := freq ₁
TABLAZreal_per _{1,1} := Re($Z_p(w_1)$)	TABLAZim_per _{1,1} := Im($Z_p(w_1)$)
WRITEPRN(Z_{real}) := TABLAZreal_per	WRITEPRN(Z_{im}) := TABLAZim_per

Tabla A.12. Líneas de código para escribir la impedancia para el programa Comsol.

Finalmente, para que Comsol pueda leer el fichero, se cambiará la extensión “.prn” por “.txt”, borrando una y añadiendo la otra directamente desde el explorador de Windows.

El fichero Mathcad creado con este código se denomina “ $Z_{abs_per_COMSOL}$ ”

Se va a proceder a mostrar el fichero “ $Perf_{abs}$ ” que genera todos los ficheros (propiedades del absorbente y impedancia del tubo perforado) que necesita Sysnoise y Comsol.



Aire: Temp := 300 $\gamma_{\text{air}} := 1.4$ $R_{\text{air}} := 8.314$ $P_m := 0.02897$ $P_{\text{atm}} := 101325$

$$c_0 := \sqrt{\gamma_{\text{air}} R_{\text{air}} \frac{(Temp + 273.15)}{P_m}} \quad \rho_0 := P_m \frac{P_{\text{atm}}}{R_{\text{air}} (Temp + 273.15)}$$

$\mu_{\text{visc}}(T) := 1.458 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(T + 273.15)^{1.5}}{(T + 273.15) + 110.4}$ **Ecuación de Sutherland**

$\mu_{\text{visc}}(300) = 2.927 \cdot 10^{-5}$ $\frac{\mu_{\text{visc}}(300)}{\mu_{\text{visc}}(15)} = 1.636$

$\mu_{\text{visc}}(15) = 1.789 \cdot 10^{-5}$

Resistividad a la temperatura de funcionamiento (15 °C es la referencia)

$$4896 \cdot \frac{\mu_{\text{visc}}(Temp)}{\mu_{\text{visc}}(15)} = 8.008 \cdot 10^3$$

Velocidad del sonido en el aire Rango de frecuencias (contador)

$c_0 = 479.876$ $frec_{\text{ini}} := 10$ $frec_{\text{fin}} := 3200$ $\Delta f := 10$

Densidad del aire $N_{\text{fin}} := \frac{frec_{\text{fin}} - frec_{\text{ini}}}{\Delta f}$ $N_{\text{fin}} = 319$

$\rho_0 = 0.616$ $I := 0..N_{\text{fin}}$ $frec_I := \Delta f(I + 1)$

$\rho_0 \cdot c_0 = 295.608$

Diámetro de agujeros d_h : $d_h := 0.0035$

Porosidad: $\sigma := 0.11$

Espesor del perforado t: $t := 0.001$

Material absorbente:

R := 8008 resistividad

Arithmetic Palette auto NUM Page 1

Figura A.3. Primera parte del fichero "Perf_abs" que genera los todos los ficheros que necesita Sysnoise y Comsol para los cálculos.

Mathcad PLUS - [Perf_abs]

File Edit Text Math Graphics Symbolic Window Books Help

Coefficientes:

$a_1 := 0.18897$ $a_2 := 0.595$ $a_3 := 0.16$ $a_4 := 0.577$

$a_5 := 0.09534$ $a_6 := 0.754$ $a_7 := 0.08504$ $a_8 := 0.732$

$Z(\omega) := \left[1 + a_5 \cdot \left(\frac{\omega \cdot \rho_0}{2 \cdot \pi \cdot R} \right)^{-a_6} \right] + i \cdot \left[-a_7 \cdot \left(\frac{\omega \cdot \rho_0}{2 \cdot \pi \cdot R} \right)^{-a_8} \right]$ Impedancia del material absorbente adimensionalizada, es decir, dividida por $Z_0 = \rho_0 \cdot c_0$

$k(\omega) := \left[1 + a_3 \cdot \left(\frac{\omega \cdot \rho_0}{2 \cdot \pi \cdot R} \right)^{-a_4} \right] + i \cdot \left[-a_1 \cdot \left(\frac{\omega \cdot \rho_0}{2 \cdot \pi \cdot R} \right)^{-a_2} \right]$ Número de onda adimensionalizado, es decir, dividido por $k_0 = \frac{\omega}{c_0}$

TUBO PERFORADO

Impedancia del tubo perforado en presencia de material absorbente

$F_I(\sigma) := 1 - 0.7 \cdot \sqrt{\sigma}$ Expresión de Ingard

$F_F(\sigma) := 1 - 1.41 \cdot \sqrt{\sigma} + 0.34 \cdot (\sqrt{\sigma})^3 + 0.07 \cdot (\sqrt{\sigma})^5$ Expresión de Fok

$F(\sigma) := \frac{F_I(\sigma) + F_F(\sigma)}{2}$ $F(\sigma) = 0.656$

$Z_p(\omega) := \frac{\rho_0 \cdot c_0}{\sigma} \left[6 \cdot 10^{-3} + j \cdot \frac{\omega}{c_0} \cdot \left[t + 0.425 \cdot d_h \cdot (1 + Z(\omega) \cdot k(\omega)) \cdot F(\sigma) \right] \right]$ Impedancia

Número de onda dimensional:

$\omega_1 := \text{freq}_1 \cdot 2 \cdot \pi$ $k_{\text{abs}}(\omega) := \frac{\omega}{c_0} \cdot k(\omega)$

Impedancia dimensional: **Densidad compleja:**

$Z_{\text{abs}}(\omega) := \rho_0 \cdot c_0 \cdot Z(\omega)$ $\rho_1 := \frac{Z_{\text{abs}}(\omega_1) \cdot k_{\text{abs}}(\omega_1)}{\omega_1}$

Velocidad compleja:

$c_1 := \frac{\omega_1}{k_{\text{abs}}(\omega_1)}$

Arithmetic Palette auto NUM Page 1

Figura A.4. Segunda parte del fichero "Perf_abs" que genera los todos los ficheros que necesita Sysnoise y Comsol para los cálculos.

```

Mathcad PLUS - [Perf_abs]
File Edit Text Math Graphics Symbolic Window Books Help

Archivos para SYSNOISE (velocidad y presión):
Tbl_veloc_son1,0 := freq1
Tbl_veloc_son1,1 := Re(c1)
Tbl_veloc_son1,2 := Im(c1)
WRITEPRN(vel) := Tbl_veloc_son

Tbl_dens_abs1,0 := freq1
Tbl_dens_abs1,1 := Re(ρ1)
Tbl_dens_abs1,2 := Im(ρ1)
WRITEPRN(dens) := Tbl_dens_abs

Archivos para COMSOL(velocidad y presión):
TABLAvel_real1,0 := freq1
TABLAvel_real1,1 := Re(c1)
TABLAvel_im1,0 := freq1
TABLAvel_im1,1 := Im(c1)
WRITEPRN(Vreal) := TABLAvel_real
WRITEPRN(Vim) := TABLAvel_im

TABLAden_real1,0 := freq1
TABLAden_real1,1 := Re(ρ1)
TABLAden_im1,0 := freq1
TABLAden_im1,1 := Im(ρ1)
WRITEPRN(Dreal) := TABLAden_real
WRITEPRN(Dim) := TABLAden_im

Archivos para SYSNOISE (admitancia):
β1 := 1 / Zp(ω1)
TABLA11,0 := freq1
TABLA11,1 := Re(β1)
TABLA11,2 := Im(β1)
WRITEPRN(beta) := TABLA1

TABLA21,0 := freq1
TABLA21,1 := -Re(β1)
TABLA21,2 := -Im(β1)
WRITEPRN(menosbeta) := TABLA2

ZerosNfm,2 := 0
Zeros1,0 := freq1
WRITEPRN(ceros) := Zeros

Archivos en presiones perforado para COMSOL:
TABLAZreal_per1,0 := freq1
TABLAZreal_per1,1 := Re(Zp(ω1))
WRITEPRN(Zreal) := TABLAZreal_per

TABLAZim_per1,0 := freq1
TABLAZim_per1,1 := Im(Zp(ω1))
WRITEPRN(Zim) := TABLAZim_per
  
```

Figura A.5. Tercera parte del fichero "Perf_abs" que genera los todos los ficheros que necesita Sysnoise y Comsol para los cálculos.



ANEXO III

CÁLCULO DEL TL A PARTIR DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS POR SYSNOISE POR MEDIO DE MATHCAD

Los datos extraídos de Sysnoise requieren de un tratamiento para poder calcular el coeficiente TL, Transmission Loss o atenuación acústica, de un silenciador. Por ello, en este apartado se va a detallar el código del programa que calcula y representa el índice de atenuación acústica, TL. Este código es igual para todos los tipos de silenciadores. Con el fin de caracterizar el silenciador, en todo el rango de trabajo del silenciador se calcularán, para cada frecuencia, entre 10 Hz y 3200 Hz con un incremento de 20 Hz.

Constantes para los cálculos a partir de las entradas

Se definen la presión y la densidad a la temperatura a la que se realiza el análisis del silenciador. Por ejemplo para la temperatura de referencia son: $\rho_0 := 1.225$ y $c_0 := 340$.

Lectura de los datos de Sysnoise

Se utilizan las siguientes líneas de código para leer los ficheros de Sysnoise.

```
peue := READPRN("Fichero_Entrada.prn")  
ps := READPRN("Fichero_Salida.prn")
```

A continuación se calculan las variables de entrada y salida en la forma deseada:

```
pe := peue<1> + i · peue<2>  
ue := peue<3> + i · peue<4>  
ps := ps<1> + i · ps<2>
```

Calculo del índice de atenuación acústica TL

Se lee el número de filas de las tablas anteriores con el fin de dimensionar el vector columna TL, y se le asigna una variable a esa lectura:

$$kk := 0..rows(peue) - 1$$

Se utiliza la siguiente formula con el objetivo de calcular el TL para cada frecuencia:

$$TL_{kk} := 20 \cdot \log \left(\left| \frac{pe_{kk} + \rho_0 c_0 ue_{kk}}{ps_{kk} \cdot 2} \right| \right)$$

Llegados a este punto se podrían representar los TL vs la frecuencia, un ejemplo sería:

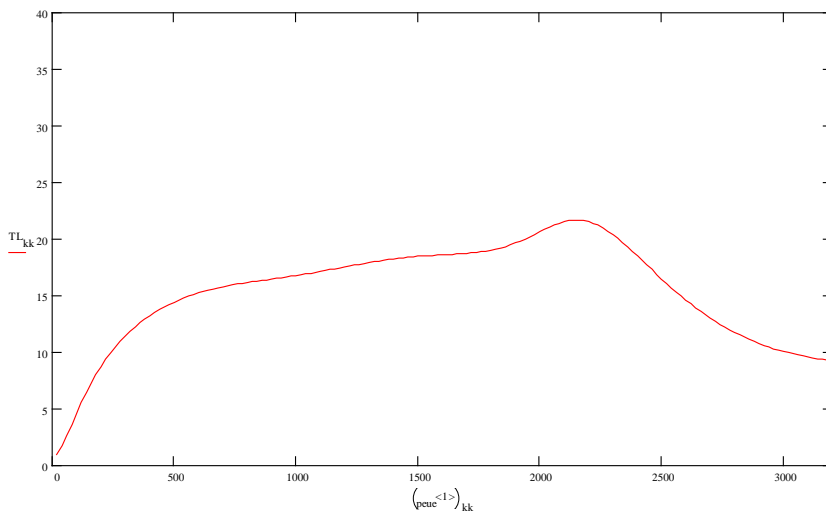


Figura A.6. Representación grafica de la atenuación acústica de un silenciador usando Mathcad.

Por último se guardarán los TL calculados en este anexo en el fichero TLmef.prn con el comando: `WRITENPRN(TLmef.prn):= TL`

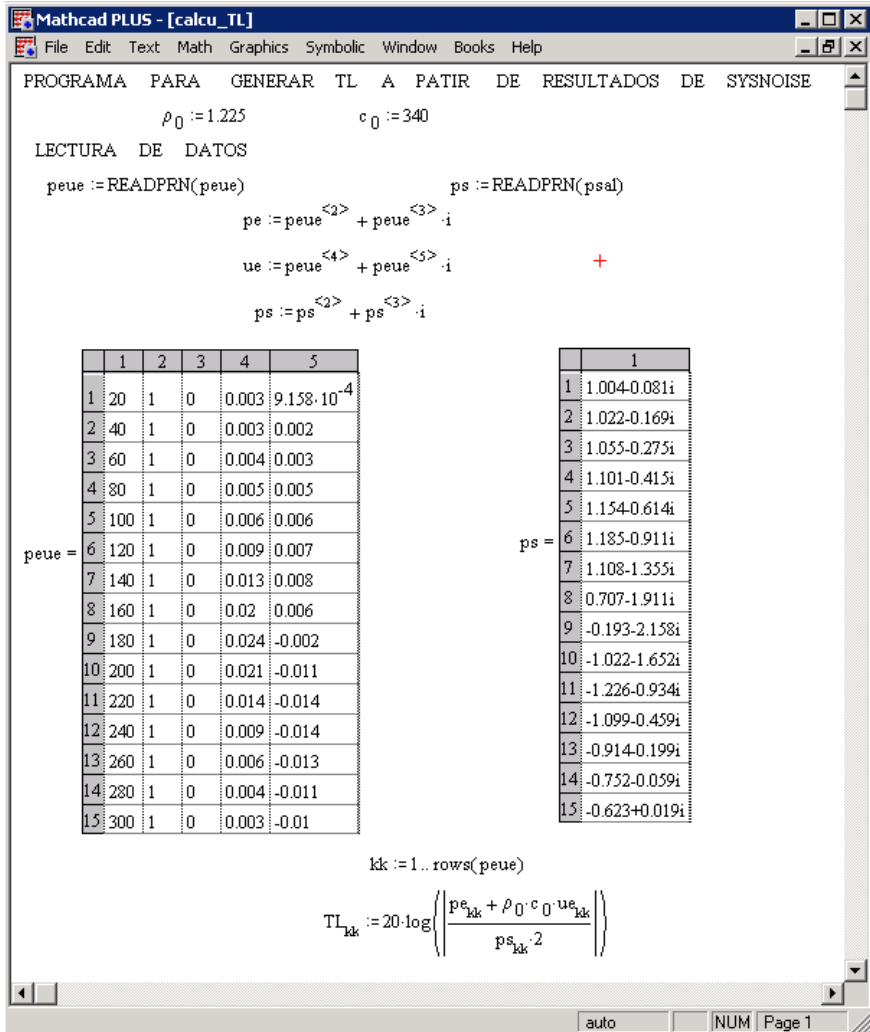


Figura A.7. Fichero "Calcu_TL" que calcula la atenuación acústica TL a partir de los resultados obtenidos por el programa Sysnoise.

ANEXO IV

CÁLCULO DEL TL A PARTIR DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS POR MATLAB POR MEDIO DE MATHCAD

El programa Matlab da como resultado un fichero de datos en presiones llamado “resul” que se utiliza como base para calcular el coeficiente TL, Transmission Loss o atenuación acústica. Por ello en este apartado se va a detallar el código del programa que calcula el índice de atenuación acústica, TL. Esta hoja es igual para todos los tipos de silenciadores. Con el fin de caracterizar el silenciador en todo el rango de trabajo del silenciador se calculará el índice de atenuación acústica para cada frecuencia entre 10 Hz y 3200 Hz con un incremento de 10 Hz.

Constantes para los cálculos a partir de las entradas

Para calcular el índice de atenuación TL es necesario definir las siguientes constantes.

Constantes	$g_{\text{air}} := 1.4$	$R_{\text{air}} := 8.314$	$P_m := 0.02897$	$P_{\text{atm}} := 101325$
------------	-------------------------	---------------------------	------------------	----------------------------

Tabla A.13. Constantes del aire.

Las constantes necesarias para realizar los cálculos son la densidad del medio de propagación (ρ_0), aire en nuestro caso, y la velocidad del sonido en dicho medio (c_0) y estas dependen de la temperatura. Por esto las entradas van a ser la temperatura de entrada y salida del silenciador y se calculará la velocidad del medio de propagación y la densidad con las ecuaciones (3.37) y (3.38).

$$c_0 := \sqrt{g_{\text{air}} \cdot R_{\text{air}} \cdot \frac{(\text{Temp} + 273.15)}{P_m}} \quad r_0 := P_m \cdot \frac{P_{\text{atm}}}{R_{\text{air}} \cdot (\text{Temp} + 273.15)}$$



Por lo que el código queda de la siguiente manera:

Temperatura en el tubo de entrada	Temperatura en tubo de salida
$T_{in} := 300$	$T_{out} := 100$
$c_{in} := \sqrt{\frac{g \cdot R_{gas} \cdot (T_{in} + 273.15)}{P_{mol}}}$	$c_{out} := \sqrt{\frac{g \cdot R_{gas} \cdot (T_{out} + 273.15)}{P_{mol}}}$
$r_{in} := \frac{P_{atm} \cdot P_{mol}}{R_{gas} \cdot (T_{in} + 273.15)}$	$r_{out} := \frac{P_{atm} \cdot P_{mol}}{R_{gas} \cdot (T_{out} + 273.15)}$
$c_{in} = 479.87589 \quad r_{in} = 0.61601$	$c_{out} = 387.20103 \quad r_{out} = 0.94618$

Tabla A.14. Líneas de código para definir las propiedades del aire en función de la temperatura.

Lectura de los datos de Matlab

Con la lectura del fichero de resultados de Matlab se define la matriz A:

$$A := READPRN(resul)$$

Calculo del índice de atenuación acústica TL

Se lee el número de filas de la tabla anterior con el fin de dimensionar el vector columna TL, y se le asigna una variable a esa lectura:

$$I := rows(peue) \quad k := 0..I - 1$$

La tabla creada dispone de 8 columnas y 320 filas. De cada una de las columnas se puede extraer los datos para calcular el índice de atenuación acústica de esta manera: la primera columna corresponde a la parte real de la presión acústica en la entrada, la segunda corresponde a la parte imaginaria de la presión acústica en la entrada, la tercera corresponde a la parte real de la velocidad acústica en la entrada, la cuarta corresponde a la parte imaginaria de la velocidad acústica en la entrada, la quinta columna corresponde a la parte real de la presión acústica en la salida, la sexta corresponde a la parte imaginaria de la presión acústica en la salida, la séptima corresponde a la parte real de la velocidad acústica en la salida y



la octava corresponde a la parte imaginaria de la velocidad acústica en la salida. Con esto se va a proceder a definir la presión acústica compleja y la velocidad acústica compleja, en la entrada y en la salida, con las siguientes líneas de código:

$$P1_h := A_{h,0} + i \cdot A_{h,1}$$

$$U1_h := A_{h,2} + i \cdot A_{h,3}$$

$$P2_h := A_{h,4} + i \cdot A_{h,5}$$

$$U2_h := A_{h,6} + i \cdot A_{h,7}$$

Por último se utiliza la siguiente formula con el objetivo de calcular el TL para cada frecuencia:

$$TL_{matlab_h} := 20 \cdot \log \left(\left| \frac{P1_h + \rho_{in} c_{in} U1_h}{2 \cdot P2_h} \right| \right)$$

Por último se guardarán los TL calculados en este anexo en el fichero renombrar con el comando:

$$WRITEPRN(\text{renombrar.prn}) := TL_{matlab}$$

