



FACULTAD DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS



Diseño y Simulación de Silenciadores Innovadores para Ductos



AUTOR

Esteban Malo

AÑO

2020



FACULTAD DE INGENIERIA Y CIENCIAS APLICADAS

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE SILENCIADORES INNOVADORES PARA
DUCTOS

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

Profesor Guía

Master Daniel Nuñez Solano

Autor

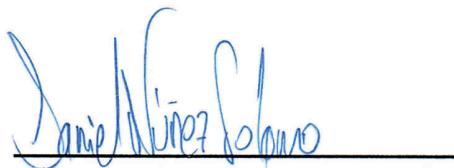
Esteban Malo Peñaherrera

Año

2020

DECLARACIÓN DEL PROFESOR GUÍA

“Declaro haber dirigido este trabajo, Diseño y simulación de silenciadores innovadores para ductos, a través de reuniones periódicas con el estudiante Esteban Fernando Malo Peñaherrera, en el semestre 202020, orientando sus conocimientos y competencias para un eficiente desarrollo del tema escogido y dando cumplimiento a todas las disposiciones vigentes que regulan los Trabajos de Titulación”



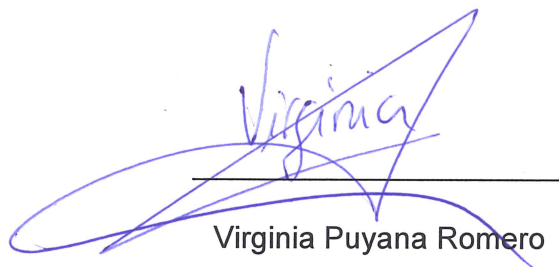
Daniel Nuñez Solano

MSc. Acoustic Engineering

CI: 1716430911

DECLARACIÓN DEL PROFESOR CORRECTOR

“Declaro haber revisado este trabajo, Diseño y simulación de silenciadores innovadores para ductos, en el semestre 202020, dando cumplimiento a todas las disposiciones vigentes que regulan los Trabajos de Titulación.”



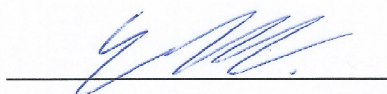
Virginia Puyana Romero

Dottorato di Ricerca in Rappresentazione, Tutela e Sicurezza dell' Ambiente e
delle Strutture e Governo del Territorio

CC: 1758988354

DECLARACIÓN DE AUTORÍA DEL ESTUDIANTE

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



Esteban Fernando Malo Peñaherrera

CI:0105477384

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres por haberme apoyado con la idea de ir a estudiar a una ciudad diferente en unas circunstancias que quizás no eran las más adecuadas. Agradezco a todos los que me han apoyado durante el proceso. Agradezco a mis tíos Miguel y Marcela que me dejaron vivir en su casa. A mis primos Mateo y Nicolás con los que vivimos juntos ahí y con los que todavía sigo compartiendo. Un especial agradecimiento a los docentes que me guiaron durante este proceso: Daniel y Virginia.

RESUMEN

Debido al hecho de que los ductos forman gran parte de nuestra vida cotidiana pues se encuentran en la mayoría de nuestras construcciones, se han desarrollado varios métodos de control de ruido en los mismos. Sin embargo, el problema de los silenciadores actuales es que ocupan mucho espacio y no funcionan tan bien en las frecuencias graves. Es por esta razón que el objetivo de este trabajo de titulación es crear simulaciones de silenciadores innovativos y compararlos con métodos de control que son utilizados en el día a día. El software utilizado para realizar estas simulaciones es *Comsol Multiphysics* que utiliza el método de cálculo de elemento finito. La idea es plantear una metodología adecuada para simular de la manera más correcta el comportamiento del sonido dentro de ductos rectangulares. Para dar un poco de validez a las simulaciones realizadas, se comparó los modos de vibración del ducto simulado sin silenciador con valores calculados teóricamente y se obtuvieron valores sumamente cercanos. A pesar de que las simulaciones no presentan resultados numéricos muy exactos, si presentan resultados gráficos que demuestran estar actuando como se esperaba, en el caso del silenciador innovador al vibrar una pequeña placa de aluminio se estabiliza el sonido en el interior del ducto.

ABSTRACT

According to the fact that ducts are a big part of our day basis life because they can be found in most buildings, there have been developed different methods to control de noise in ducts. However, the problem with the silencers that are used nowadays is that in order to work properly they need a lot of space and they don't work properly with low frequencies. For this reason, the objective of this work is to generate simulations of innovative silencers and compare them with methods to control noise in ducts that are used every day. The software used to make these simulations is Comsol Multiphysics that works based on the calculation method of finite element. The main idea behind this project is to create a methodology adequate to mimic the behavior of sound inside rectangular ducts. In order to give some validity to the simulations carried out, the vibration modes of the simulated duct without a silencer were compared with values calculated theoretically and extremely close values were obtained. Despite the fact that the simulations do not present very exact numerical results, they do present graphical results that show that they are acting as expected, in the case of the innovative silencer, a small aluminum plate vibrating stabilizes the sound inside the duct.

Índice

1	Introducción	1
1.1	Estado del arte	1
1.2	Objetivos.....	4
1.2.1	Objetivo general.....	4
1.2.2	Objetivos específicos.....	4
2	Marco Teórico.....	5
2.1	Propagación Sonora en ductos.....	5
2.2	Presión Sonora (p) y nivel de presión sonora (Lp)	5
2.3	Ecuación de onda.....	7
2.4	Modos de un ducto.....	8
2.5	Frecuencia de corte	13
2.6	Método de control de ruido (silenciadores de membrana) ...	13
2.7	Método de elemento finito (FEM)	15
2.8	Máximo tamaño de elemento	15
2.9	Comsol Multiphysics	16
2.10	Método de Delaney-Bazley-Miki.....	19
2.11	Puertos en modelos de guía de onda acústica	21
3	Metodología.....	23
3.1	Simulaciones Instrucciones generales	23
3.1.1	Guía de modelado	25
3.1.1.1	Parámetros.....	25
3.1.1.2	Geometría	26

3.1.1.3	Definiciones.....	28
3.1.1.4	Materiales.....	29
3.1.1.5	Físicas.....	31
3.1.1.6	Mallado.....	32
3.1.1.7	Estudio.....	34
3.1.1.8	Resultados en Comsol Multiphysics.....	35
3.2	Simulaciones.....	37
3.2.1	Simulación de Ducto sin silenciador.....	37
3.2.2	Ducto con silenciador de dominio poroso.....	39
3.2.3	Ducto con silenciador de membrana.....	41
3.2.4	Ducto con silenciador de membrana resiliente (innovador).....	43
4	Resultados.....	47
4.1	Cálculos Teóricos.....	47
4.2	Simulación de ducto sin silenciador.....	49
4.3	Simulación de ducto con dominio poroso.....	50
4.4	Simulación de ducto con silenciador de membrana.....	53
4.5	Simulación de ducto con membrana resiliente.....	55
4.6	Comparaciones.....	56
5	Conclusiones.....	58
6	Referencias.....	59
	ANEXOS.....	62

1 Introducción

1.1 Estado del arte

A lo largo del tiempo se han generado diversos métodos de control de ruido en general. Una de las principales fuentes de ruido en nuestra vida cotidiana son los ductos tanto en máquinas como en hogares debido a sus aplicaciones en la ingeniería. Algunos ejemplos de usos de ductos pueden ser, por ejemplo: sistemas de ventilación y aire acondicionado en edificios, motores de aviones, conductos de aire automotrices y sistemas hidráulicos.

Reducir el ruido producido por el trabajo de los ductos siempre ha sido un reto, especialmente en las bajas frecuencias (Cai & Mak, 2018). El ruido producido por los ductos puede propagarse a través del medio y por lo tanto afectar el ambiente de trabajo y vivienda del ser humano (Cai & Mak, 2018).

La mayoría de los métodos de control más tradicionales presentan una serie de problemas. A pesar de ser muy usados, los silenciadores disipativos presentan problemas para atenuar frecuencias bajas, aunque funcionan muy bien en frecuencias medias y altas. Al mismo tiempo, la acumulación de polvo y de bacterias en los poros de materiales acústicos absorbentes presenta problemas ambientales (Cai & Mak, 2018).

Por otro lado, también se han hecho investigaciones basadas en la forma de los ductos y de las conexiones que existen entre los mismos. En el 2018 en la Revista de Aeronáutica y Astronáutica se presentó un estudio sobre el ruido en los ductos producido por ventiladores (Shur et al., 2018).

El estudio está enfocado en demostrar mediante experimentos y métodos numéricos la validación ciertas simulaciones hechas anteriormente. Con la intención de enfocarse sobre todo en el efecto que tiene sobre distorsiones en el sonido que se produce cuando un flujo de aire pasa por el ducto y cuando existan grandes turbulencias en partes más lejanas del ducto.

Estos estudios se lograron al hacer un cambio en la sección del ducto haciendo que el fluido se mueva de una sección triangular a una cuadrada y al crear cruces

con otros ductos en T y en cruz. Se demostró que el más estable es el cruce en T; es el que crea mayor ruido mientras que pasar de una sección transversal a la otra tiene mínimo efecto.

Basado en los trabajos expuestos anteriormente, se puede asumir que existe una gran cantidad de estudios y experimentación para distintas áreas de la ingeniería en las que se intenta reducir el ruido producido por ductos. En base a eso han nacido nuevas técnicas para el control de ruido en los mismos.

Farooqui et al. (2016) escribieron un artículo basado en la investigación de parches de aluminio para reducir la emisión de ruido en frecuencias bajas (menores a 1Khz). Con estos parches empotrados en los ductos, se puede obtener reducciones de ruido prometedoras sin inconvenientes como el espacio que se necesita para controlar frecuencias bajas con métodos convencionales.

Estos experimentos están basados en un fenómeno de resonancia local utilizado en técnicas de metamateriales acústicos. El objetivo de este artículo es proponer estos parches de manera teórica para su uso (Farooqui et al., 2016a).

Así mismo Farooqui et al.(2016b) escribieron un segundo paper basado en su estudio para validar de manera experimental el rendimiento de los parches de aluminio dentro de ductos.

Tanto en este documento como en el anterior, se enfocan en un método matemático basado en matrices conocido como el método de Green, pero en este caso, lo compara con respuestas numéricas del método de elementos finitos.

Aurégan et al. (2016) desarrollaron una investigación fundamentada en la atenuación de frecuencias sonoras graves basándose en utilizar un material delgado dentro de los ductos conocido como material sonoro lento.

La forma en la que trabaja este material es insertando pequeños ductos dentro del material que tienen varias ramas o bifurcaciones creando una atenuación en frecuencias graves al hacer que el fluido o el aire que viaja dentro del tubo se mueva más lento.

Así mismo, Farooqui et al. (2016) propusieron un trabajo basándose en un tipo específico de ducto. En el caso de los ductos utilizados en automotores, para reducir el sonido de estos, se usa un material de fibra absorbente hecho de basalto. Sin embargo, este material tiende a desgastarse con relativa rapidez debido a la temperatura y la contaminación a la que están sometidos.

En su trabajo Farooqui et al. (2016) proponen una espuma hecha de acero inoxidable para reducir el ruido que es mucho más duradero y además hacen sus mediciones basándose en la propuesta de un nuevo método para medir el ruido en este tipo de ductos.

Así mismo existe un trabajo en el que se investiga otro método diferente para reducir el ruido dentro de ductos. En este caso se estudia un método en el caso de que exista pequeños cambios en la cantidad y velocidad del fluido (Farooqui et al., 2015).

En este caso, se pone un parche con pequeños orificios conocidos como microperforaciones entre dos ductos diferentes y se genera sonido en cuatro puntos distintos. En el caso del estudio se tomaron muestras en 6 regiones diferentes para dar validez a esta nueva propuesta.

Los ductos entre los que se coloca el parche con microperforaciones deben cumplir con la condición de ser ductos de sección transversal cuadrada y que tengan paredes sólidas.

Por otra parte, no solo se pueden encontrar métodos de control basados en la utilización de materiales o parches o construcciones. Landau et al., (2019) proponen un método basado en el control de ruido adaptativo basado en la retroalimentación.

Este método propone el uso de un altavoz para generar las mismas vibraciones que se producen al final del ducto, pero invertidas para cancelar los posibles sonidos que pueden ser molestos para el ser humano. Este método está basado en el uso de algoritmos y de conocer al menos en parte los posibles ruidos que pueden ser provocados por el sistema del ducto.

Poder controlar el ruido en este tipo de sistemas lleva a la implementación también en nueva tecnología. En la actualidad en los automóviles existe un sistema para poder recargarse conocido como turbocargadores. Estos turbocargadores tienen unos componentes llamados turbocompresores que están llenos de ductos (Torregrosa et al., 2016).

Torregrosa et al. (2016) proponen una metodología experimental para reducir el ruido de los turbocompresores basada completamente en la reducción del ruido acústico en ductos. Para demostrar el resultado de este método experimental, muestran el análisis acústico hecho a un turbocompresor en un banco de flujo.

En este estudio toman en cuenta una serie de imperfecciones que existen en el proceso de toma de muestras para el análisis acústico de ductos como por ejemplo el lugar en donde se colocan los sensores. Por eso tratan de ser lo más meticulosos posibles y demuestran sus hallazgos con una gran cantidad de análisis acústicos basados en gráficos.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Crear simulaciones de modelos innovativos de silenciadores para control de ruido dentro de ductos.

1.2.2 Objetivos específicos

- Investigar métodos de control de ruido en ductos.
- Determinar metodología apropiada de simulación para software de métodos finitos.
- Comparar resultados de simulación con y sin silenciadores.

2 Marco Teórico

Para poder interpretar los datos que se pretenden mostrar en este estudio es necesario definir los términos que se usarán con cierta frecuencia en este documento.

2.1 Propagación Sonora en ductos

Dentro de las ramas de la acústica estudiadas, se encuentra el estudio de ductos y tubos. La propagación del sonido dentro de conductos es una de las principales preocupaciones prácticas en muchas áreas de la acústica y control de ruido.

Se utilizan cavidades cilíndricas para probar el funcionamiento de transductores, también se utilizan tubos de impedancia para probar las propiedades acústicas de materiales absorbentes. En el caso de muchos instrumentos musicales (flautas, órganos, trompetas, etc.) el sonido es generado dentro de tubos.

Los sistemas de calefacción y enfriamiento que utilizamos dentro de edificios son ductos al igual que los sistemas que se utilizan para transportar fluidos de un lugar a otro como el petróleo. Estos sistemas de ductos también generan una gran cantidad de ruido (Jacobsen & Moller Juhl, 2013).

2.2 Presión Sonora (p) y nivel de presión sonora (L_p)

Esta variable es el principal objeto de estudio en el que se van a basar los resultados ya que es la magnitud más fácilmente medible (Ochoa et al., 1990). Hay que entender el sonido como vibraciones en el aire o cambios de presión en el aire. Estas vibraciones producen una onda sonora que puede ser medida a través de esta magnitud (Figura 1).

Estas vibraciones producidas por la onda sonora se pueden entender como cambios de presión. Estos cambios de presión son muy pequeños comparados con la presión atmosférica. La mínima presión audible es de apenas unos 20

μPa , mientras que la presión atmosférica está en el orden de los 10^5 Pa (Ochoa Pérez et al., 1990).

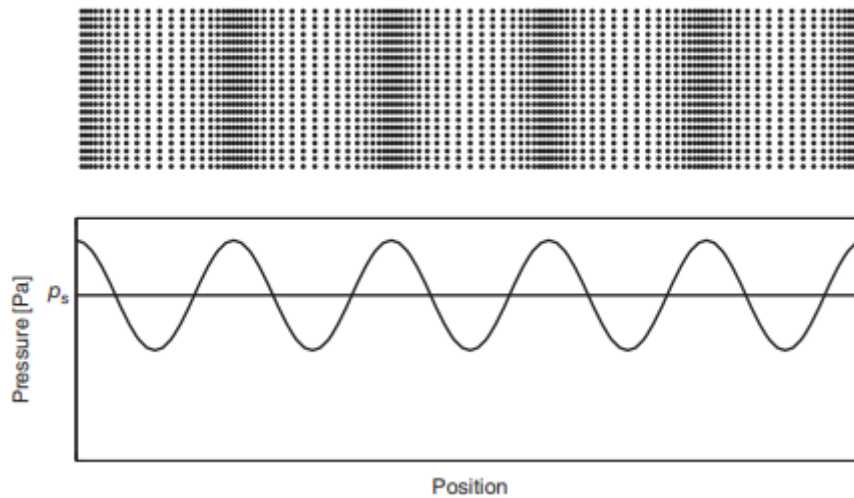


Figura 1. Representación de la Presión Sonora

Adaptado de (Jacobsen & Moller Juhl, 2013)

El rango de presión sonora puede variar mucho si se lo mide de forma lineal. Es decir, su rango va desde los $20 \mu\text{Pa}$ hasta los 20 Pa . Esto equivale a tener dígitos de 6 cifras. Para simplificar este proceso se define el nivel de presión sonora como:

$$NPS = 20 * \log_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (1)$$

Donde NPS es el nivel de presión sonora, P es la presión que se quiere transformar y P_0 es la presión de referencia, tomando el mínimo valor de $20 \mu\text{Pa}$.

La medida que se utiliza para determinar el nivel de presión sonora se conoce como decibel y se denota dB.

2.3 Ecuación de onda

Para poder entender mejor como se mueve el sonido dentro de un ducto, primero se debe definir la ecuación de onda. En el caso de los ductos de sección transversal cuadrada, que son sobre los que se realizan las principales simulaciones, la ecuación de onda en tres dimensiones se puede definir como (Farooqui, 2016):

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \right) p = 0 \quad (3)$$

Donde p es la presión sonora, t es el tiempo, y c_0 es la velocidad del sonido y el laplaciano ∇^2 en coordenadas cartesianas se define como:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (4)$$

Donde x , y y z son las coordenadas cartesianas como se puede ver en la siguiente figura:

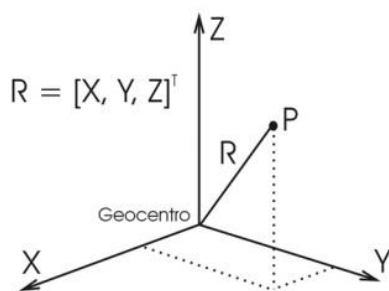


Figura 2. Representación de las coordenadas cartesianas en el espacio.

Adaptado de ("Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de La Plata", 2020)

2.4 Modos de un ducto

Los modos propios en acústica se definen como una onda estacionaria que se genera dentro de un espacio y que es producida por la interacción de las ondas que inciden dentro del espacio y las que se reflejan en el mismo.

Si se asume que el campo sonoro dentro de un ducto uniforme se mueve en una sola dimensión, se puede realizar una buena aproximación del comportamiento del sonido en bajas frecuencias. En el caso de ductos rectangulares la ecuación de Helmholtz toma la siguiente forma:

$$\frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial z^2} + k^2 \hat{p} = 0 \quad (5)$$

Si se toma en cuenta el sistema de ecuaciones implícito en la figura 3, y se soluciona las condiciones de frontera planteadas por las paredes rígidas del ducto se asume:

$$\hat{u}_x(0, y, z) = 0 \quad (6)$$

$$\hat{u}_x(a, y, z) = 0 \quad (7)$$

$$\hat{u}_y(x, 0, z) = 0 \quad (8)$$

$$\hat{u}_y(x, b, z) = 0 \quad (9)$$

Lo que implica que $\frac{\partial \hat{p}}{\partial x} = 0$, en $x = 0$, y en $x = a$; y también significa que $\frac{\partial \hat{p}}{\partial y} = 0$, en $y = 0$, y en $y = b$.

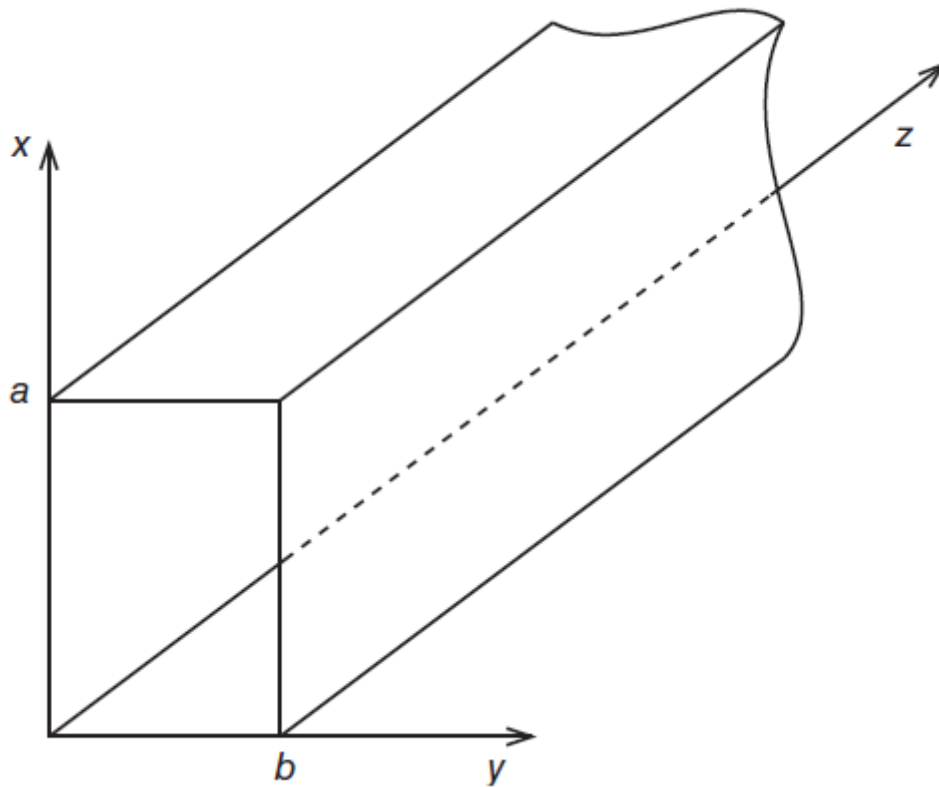


Figura 3. Sistema de coordenadas ducto.

Adaptado de (Jacobsen & Moller Juhl, 2013).

Ahora se puede asumir que los resultados de la ecuación (5) pueden ser descritos por el producto de tres factores que dependen cada uno de una única coordenada. Esto implica que la presión sonora puede ser escrita como:

$$\hat{p}(x, y, z, t) = p_x(x)p_y(y)p_z(z)e^{j\omega t} \quad (10)$$

Si se inserta esta ecuación, en la ecuación (5) se obtiene:

$$\frac{1}{P_x(x)} \frac{d^2 P_x(x)}{dx^2} + \frac{1}{P_y(y)} \frac{d^2 P_y(y)}{dy^2} + \frac{1}{P_z(z)} \frac{d^2 P_z(z)}{dz^2} + k^2 = 0 \quad (11)$$

Si se revisa la ecuación (11) se puede notar que los tres primeros términos deben ser independientes de x , y y z . Si igualamos el primer término con $-k_x^2$ se obtiene:

$$\frac{d^2 P_x(x)}{dx^2} + k_x^2 P_x(x) = 0 \quad (12)$$

Esta ecuación es reconocida como la ecuación de Helmholtz de una dimensión que tiene la solución general:

$$p_x(x) = A e^{-jk_x x} + B e^{jk_x x} \quad (13)$$

De manera similar se asume:

$$p_y(y) = C e^{-jk_y y} + D e^{jk_y y} \quad (14)$$

$$p_z(z) = E e^{-jk_z z} + F e^{jk_z z} \quad (15)$$

En consecuencia, a la ecuación (5) se le puede dar la solución:

$$\hat{p} = (A e^{-jk_x x} + B e^{jk_x x})(C e^{-jk_y y} + D e^{jk_y y})(E e^{-jk_z z} + F e^{jk_z z}) e^{j\omega t} \quad (16)$$

Donde las constantes k_x , k_y , k_z deben satisfacer la condición:

$$k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 = k^2 \quad (17)$$

La condición de frontera $x = 0$, $\left(\frac{\partial \hat{p}}{\partial x} = 0\right)$ implica que:

$$-jk_x A e^{-jk_x x} + jk_x B e^{jk_x x} = 0 \quad (18)$$

En $x = 0$, por lo que se puede decir que $A=B$. Así mismo:

$$\frac{dP_x(x)}{dx} = -2k_x A \sin k_x x \quad (19)$$

Esto demuestra que la condición de frontera para $x = a$ puede ser satisfecha únicamente para ciertos valores de k_x , determinados por la condición:

$$k_x a = m\pi \quad (20)$$

Donde m es un entero. Obviamente las condiciones de frontera para $y = 0$ y $y = b$ llevan a una condición similar para k_y ,

$$k_y b = n\pi \quad (21)$$

Donde, así mismo, n es un entero. De la ecuación (17) se sigue que:

$$\left(\frac{m\pi}{a}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b}\right)^2 + k_z^2 = k^2 \quad (22)$$

En base a esto la ecuación (16) se transforma en:

$$\hat{p} = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \sqrt{\varepsilon_m \varepsilon_n} \left(\cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \right) (p_{mn} + e^{j(\omega t - k_{zmn} z)} - p_{mn} e^{j(\omega t + k_{zmn} z)}) \quad (23)$$

Donde:

$$k_{zmn} = \left(k^2 - \left(\frac{m\pi}{a}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{b}\right)^2 \right)^{1/2} \quad (24)$$

Y $\varepsilon_m = 1$ cuando $m = 0$ y $\varepsilon_m = 2$ cuando $m = 2$. El factor $\sqrt{\varepsilon_m \varepsilon_n}$ es una constante de normalización. Cada término de la suma (23) es el modo de un ducto y su correspondiente modo reflejado. Esto quiere decir que el primer modo se da cuando $m = n = 0$ al cual se le considera la frecuencia natural. La siguiente ecuación (25):

$$\hat{p} = p_+ e^{j(\omega t - kz)} + p_- e^{j(\omega t + kz)} \quad (25)$$

Puede ser reconocida como la ecuación del campo sonoro en una sola dirección y, por lo tanto, se puede asumir la onda plana como el modo fundamental del ducto. Este modo se puede propagar sin atenuación en la dirección z positiva o z negativa si se cumple que:

$$k = \frac{\omega}{c} \geq \sqrt{\left(\frac{m\pi}{a}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b}\right)^2} \quad (26)$$

Para determinar la frecuencia a la que trabaja el ducto se usa la fórmula:

$$f_{mn} = \frac{c}{2} \left(\left(\frac{m}{a}\right)^2 + \left(\frac{n}{b}\right)^2 \right)^{1/2} \quad (27)$$

2.5 Frecuencia de corte

En base a estos modos se puede determinar una frecuencia que determina hasta donde el campo sonoro del ducto se comporta como ondas planas (Farooqui, 2016). Esta frecuencia se le define como la frecuencia de corte y está dada por:

$$f_{co} = \frac{c_0}{2h} \quad (28)$$

Donde h equivale al largo de dos veces la longitud transversal de un ducto de sección transversal rectangular.

2.6 Método de control de ruido (silenciadores de membrana)

El ducto con silenciador de membrana es un método utilizado en la vida real para controlar el ruido en ductos con sección rectangular. La eficiencia del método se basa completamente en las características de tamaño del diseño de este.

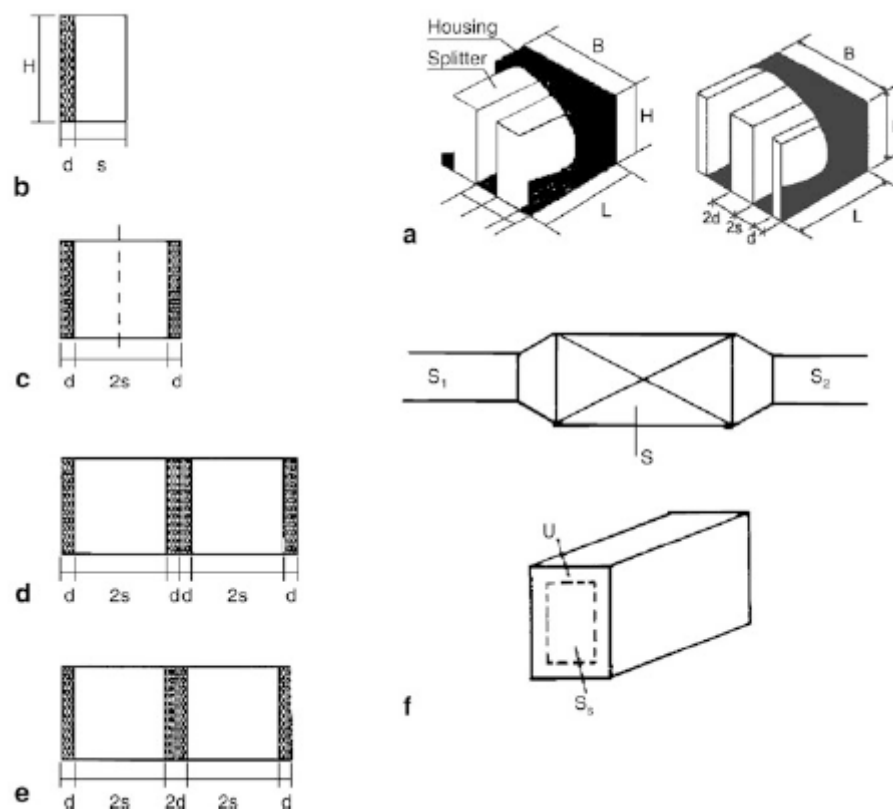


Figura 4. Medidas para el diseño de silenciadores de membrana en ductos.

Adaptado de (Fuchs, 2013).

Como se puede ver en la figura 4, el diseño está basado en colocar una membrana que separa el ducto en canales. Esta membrana puede tener un material absorbente, que, en el caso de la simulación realizada en este trabajo, fue agregado.

Así mismo, para aumentar la impedancia, se debería aumentar el ancho del ducto en el doble de su tamaño modificando así la impedancia del ducto como se puede ver en la figura 4 en la parte derecha. Sin embargo, debido a que se debe ahorrar recursos computacionales, y la geometría complicada del sistema no permite hacer una simulación corta, se ha decidido dejar el ancho del silenciador igual que el del ducto como en el caso c de la figura 3.

2.7 Método de elemento finito (FEM)

Existen muchos métodos para realizar cálculos complejos que han sido creados a lo largo de la historia. Estos métodos intentan acercarse a la respuesta matemática de problemas que por los métodos tradicionales son más difíciles de resolver.

Existen varios tipos de problemas a los que se le intenta encontrar una solución a través de los métodos numéricos. Dentro de la acústica, una de las principales cuestiones a resolver es la determinación del comportamiento de la ecuación de onda en medios de propagación. Consecuentemente, mediante métodos finitos se busca resolver la presión sonora en cierto medio de propagación definido por una geometría.

Este tipo de problemas se modelan mediante ecuaciones diferenciales basadas en un espacio finito en tres dimensiones. Los ingenieros han hecho acercamientos basados en resolver estos problemas dividiendo el espacio en pedazos más pequeños con formas básicas fáciles de resolver. El método de elementos finitos está basado principalmente en esta manera de resolver con pequeños elementos un elemento más complejo (Zienkiewicz, O.C. Taylor, 1976).

Por ejemplo, si en el espacio se tuviera un prisma rectangular y se quisiera representar una de sus caras en dos dimensiones se tendría un rectángulo. Y a su vez este rectángulo podría ser subdividido en otras formas más pequeñas. Estas formas pueden ser triangulares o rectangulares.

De esta manera se discretiza el espacio en líneas que conforman figuras para calcular la solución en los nodos, y así evitar tener que calcular soluciones en todos y cada uno de los puntos del espacio.

2.8 Máximo tamaño de elemento

Dentro de este tipo de simulaciones, existe lo que se conoce como el máximo tamaño de elemento. Este es el máximo valor de tamaño que tendrá la forma básica en la que se dividirá la figura o la geometría que se está simulando.

Para determinar este valor se utiliza la velocidad del sonido en el medio y la frecuencia máxima hasta la que se quiere estudiar la respuesta del sistema. Esto nos da la siguiente fórmula (Zienkiewicz, O.C. Taylor, 1976):

$$h_{max} = \frac{c}{f_{max} * 6} \quad (29)$$

Donde c es la velocidad del sonido, y f_{max} es la máxima frecuencia de estudio. Se llegó a determinar este tamaño por convención y por estudios de convergencia.

2.9 Comsol Multiphysics

El software que se utiliza en este proyecto es el programa llamado *Comsol Multiphysics*. Su funcionamiento está basado enteramente en el cálculo de respuestas físicas con el método de elemento finito (FEM).

Comsol permite crear modelos basados en las diferentes dimensiones, es decir, permite resolver problemas en una, dos, y tres dimensiones. Al iniciar el programa, este nos da la opción de escoger entre dos opciones, un modelo en blanco para que el usuario vaya resolviendo problemas desde cero y otro (figura 5), en el que se parte de escoger una cierta dimensión sobre la que se va a trabajar.

El programa da la opción de escoger entre diferentes tipos de geometría basados en la dimensión sobre la que se está trabajando. Las opciones que nos presenta el software son: 0D en la que se trabaja con un único punto, 1D en donde se trabaja sobre una línea, 1D axisimétrico o de simetría axial, en donde una línea gira sobre un eje generando una figura en 2 dimensiones, 2D o dos dimensiones, 2D axisimétrico que al girar las figuras sobre un eje generan otra figura en 3D, y por último se puede trabajar en 3D.

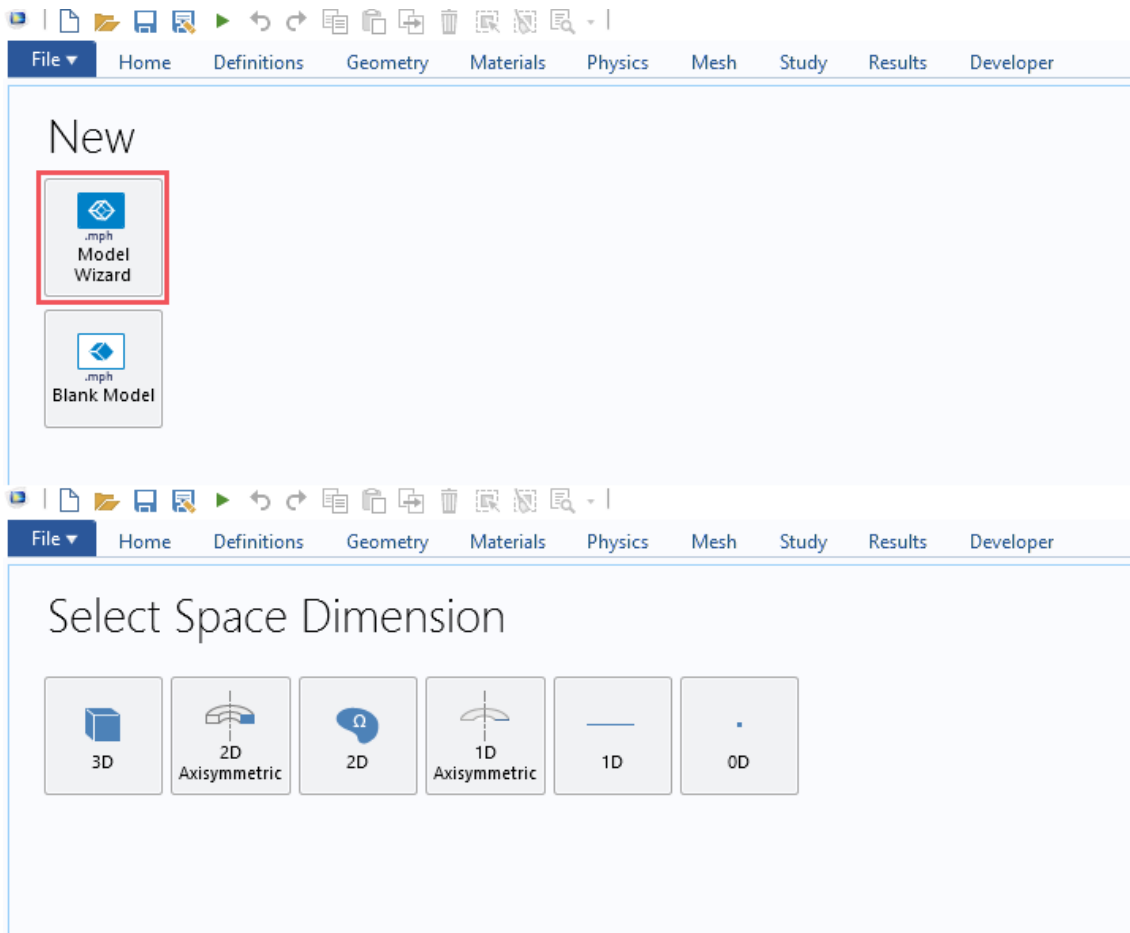


Figura 5. Inicio de Comsol Multiphysics

El software también permite el trabajo con distintas figuras en las que se puede dividir la geometría de los modelos a simular. Estas divisiones se llaman mallados y en *Comsol* existen las siguientes: Triangulares y cuadrangulares en dos dimensiones (figura 6). Tetraedros, pirámides hexaedros, y prismas en tres dimensiones (figura 7). Los dos primeros pueden ser controlados por el usuario, mientras que los otros dos se generan automáticamente cuando se juntan dos regiones con distinto mallado (COMSOL Multiphysics®, 2020).

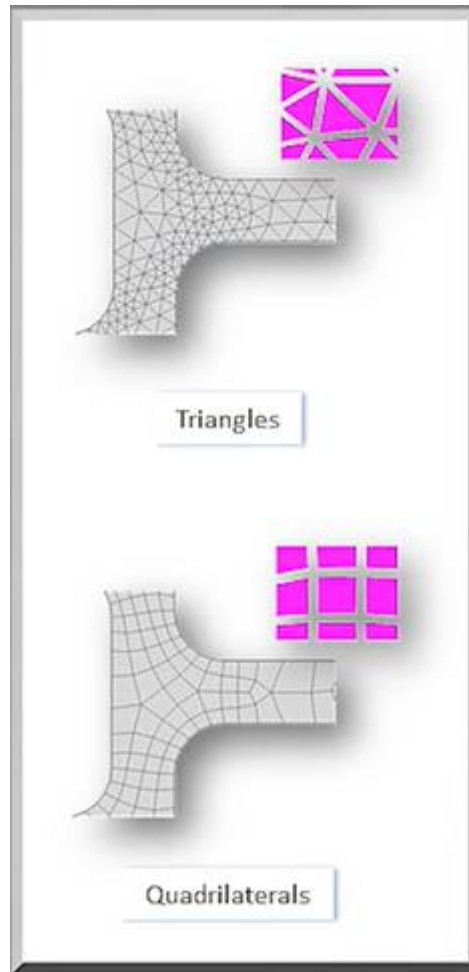


Figura 6. Tipos de mallado 2D en Comsol

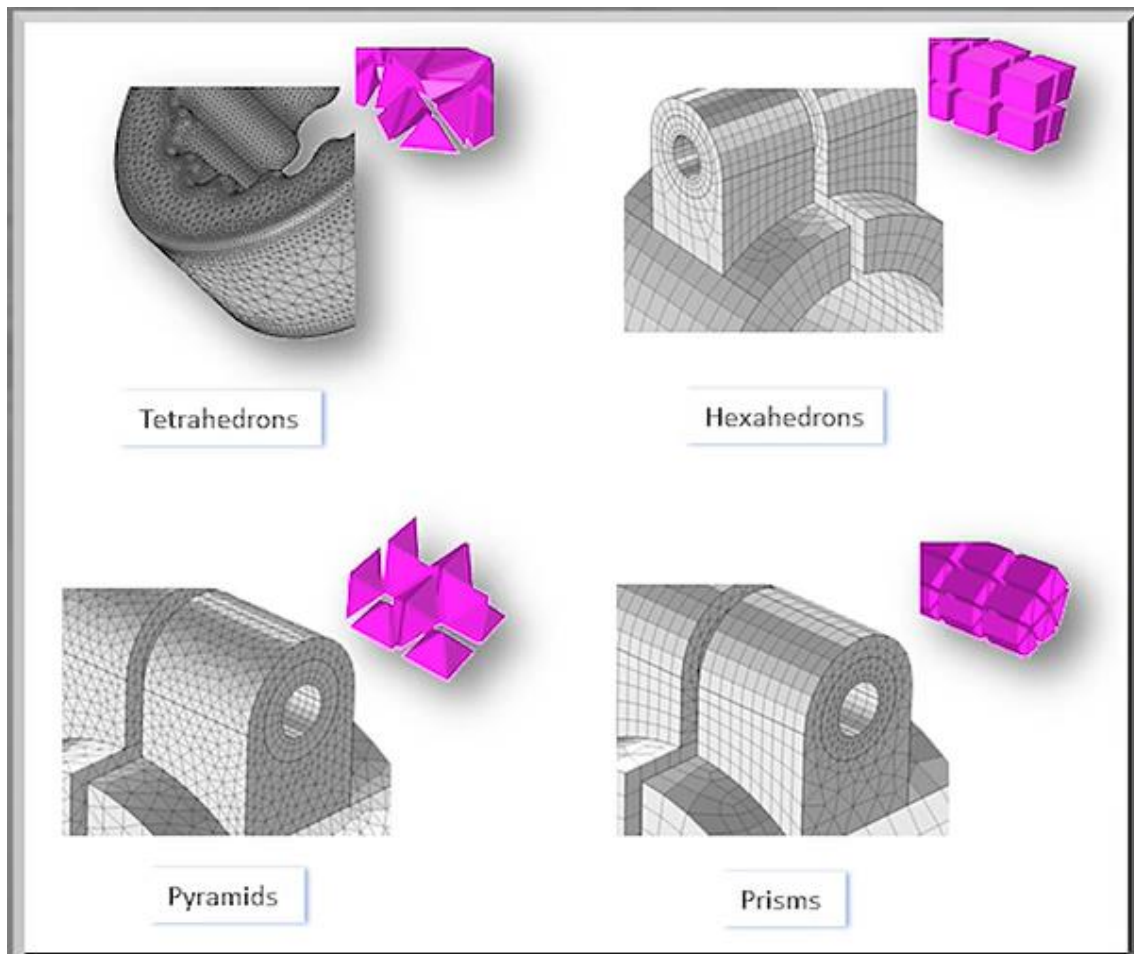


Figura 7. Tipos de mallado 3D en Comsol

2.10 Método de Delaney-Bazley-Miki

Este es un método creado en base a realizar una serie de experimentos para determinar las propiedades acústicas de materiales absorbentes, las cuales se pueden determinar por la siguiente fórmula (Komatsu, 2008):

$$Z_c = R + jX \quad (30)$$

(31)

$$\gamma = \alpha + j\beta$$

Donde Z_c es la impedancia y γ es la constante de propagación, R es la componente real, X es la componente imaginaria, α es la constante de atenuación medida en nepers/m (1 neper \approx 8.686 dB), $\beta = \omega/c$ es la constante de fase en rad/s donde ω es la frecuencia angular y c es la velocidad del aire en el material.

En el caso del modelo de Delany-Bazley-Miki, estas ecuaciones se representan de la siguiente forma:

$$R = \rho_0 c_0 \left\{ 1 + a \left(\frac{f}{\sigma} \right)^b \right\} \quad (32)$$

$$X = -\rho_0 c_0 \left\{ c \left(\frac{f}{\sigma} \right)^d \right\} \quad (33)$$

$$\alpha = \frac{\omega}{c_0} p \left(\frac{f}{\sigma} \right)^q \quad (34)$$

$$\beta = \frac{\omega}{c_0} \left\{ 1 + r \left(\frac{f}{\sigma} \right)^s \right\} \quad (35)$$

Aquí ρ_0 y c_0 son la densidad y la velocidad del sonido en el aire respectivamente, f es la frecuencia y σ es la resistividad del aire. Mientras que los coeficientes a, c, p, r, b, d, q y s son números exactos determinados por las investigaciones de Miki (Komatsu, 2008).

2.11 Puertos en modelos de guía de onda acústica

Cuando se modelan problemas acústicos que involucran estructuras de guías de ondas (como canales, conductos y sistemas de silenciadores), la condición de frontera del puerto es esencial. Estos puertos pueden manejar los modos de propagación en guías de ondas de una manera eficiente y consistente, tanto al modelar condiciones no reflectantes en las salidas como al aplicar fuentes en la entrada de un sistema.

La condición de frontera obtenida al aplicar un puerto, introducida en la versión 5.4 del software *Comsol Multiphysics*, se aplica a los modelos que se configuran mediante la física de Presión acústica para un estudio de Dominio de Frecuencia. Esta condición de frontera sirve para prescribir una condición no reflectante al final de una guía de ondas (una salida), así como para establecer una onda incidente en un límite (una fuente). La combinación de varias condiciones de puerto nos permite calcular fácilmente la pérdida de transmisión e inserción en, por ejemplo, sistemas de escape y silenciadores.

Las magnitudes y fases de los diversos modos de salida vienen dadas por los componentes de la matriz de dispersión o matriz S . Para expresar matemáticamente la presión acústica total en un límite dado (por ejemplo, la entrada) en *Comsol Multiphysics* se usa la siguiente expresión:

$$p_t = \sum_{i \in \text{boundary}} A^{in} e^{i\phi} (S_{ij} + \delta_{ij}) p_i \quad (36)$$

Donde S_{ij} son los componentes de la matriz de dispersión, p_i son las formas del modo de puerto, A^{in} es la amplitud, ϕ es la fase de la onda incidente (fuente), la suma es sobre todos los puertos agregados al límite dado, y la excitación está en el puerto j .

Existen varias opciones integradas para definir los modos de puerto. Hay dos tipos de puertos analíticos: uno para guías de ondas con sección transversal

circular y otro para guías de ondas con sección transversal rectangular. Estas opciones son aplicables siempre que las paredes circundantes sean sólidas. Además, existe una opción de puerto numérico que se puede aplicar a una sección transversal arbitraria; esta opción requiere la adición de un paso de estudio del modo de límite para resolver las formas del modo. Finalmente, hay una opción definida por el usuario donde se debe ingresar la forma del modo del puerto, y el número de onda de propagación (“Using the Port Boundary Condition in Acoustic Waveguide Models | COMSOL Blog”, 2020).

▼ Port Properties

Port name:
1

Type of port:
Rectangular ▼
User defined
Numeric
Circular
Rectangular

Mode number, shortest side:
 n 0 1

▼ Incident Mode Settings

Incident wave excitation at this port:
On ▼

Define incident wave:
Amplitude ▼

A^{in} 1 Pa

Phase:
 ϕ^{in} 0 rad

Figura 8. Ejemplo de cómo se ingresan los datos de puertos e *Comsol Multiphysic*

3 Metodología

3.1 Simulaciones Instrucciones generales

El programa que se utiliza para la simulación en el presente proyecto es el programa *Comsol Multiphysics*. Este es un programa cuyo funcionamiento está basado en hacer cálculos y predicciones basándose en el método de elemento finito (FEM).

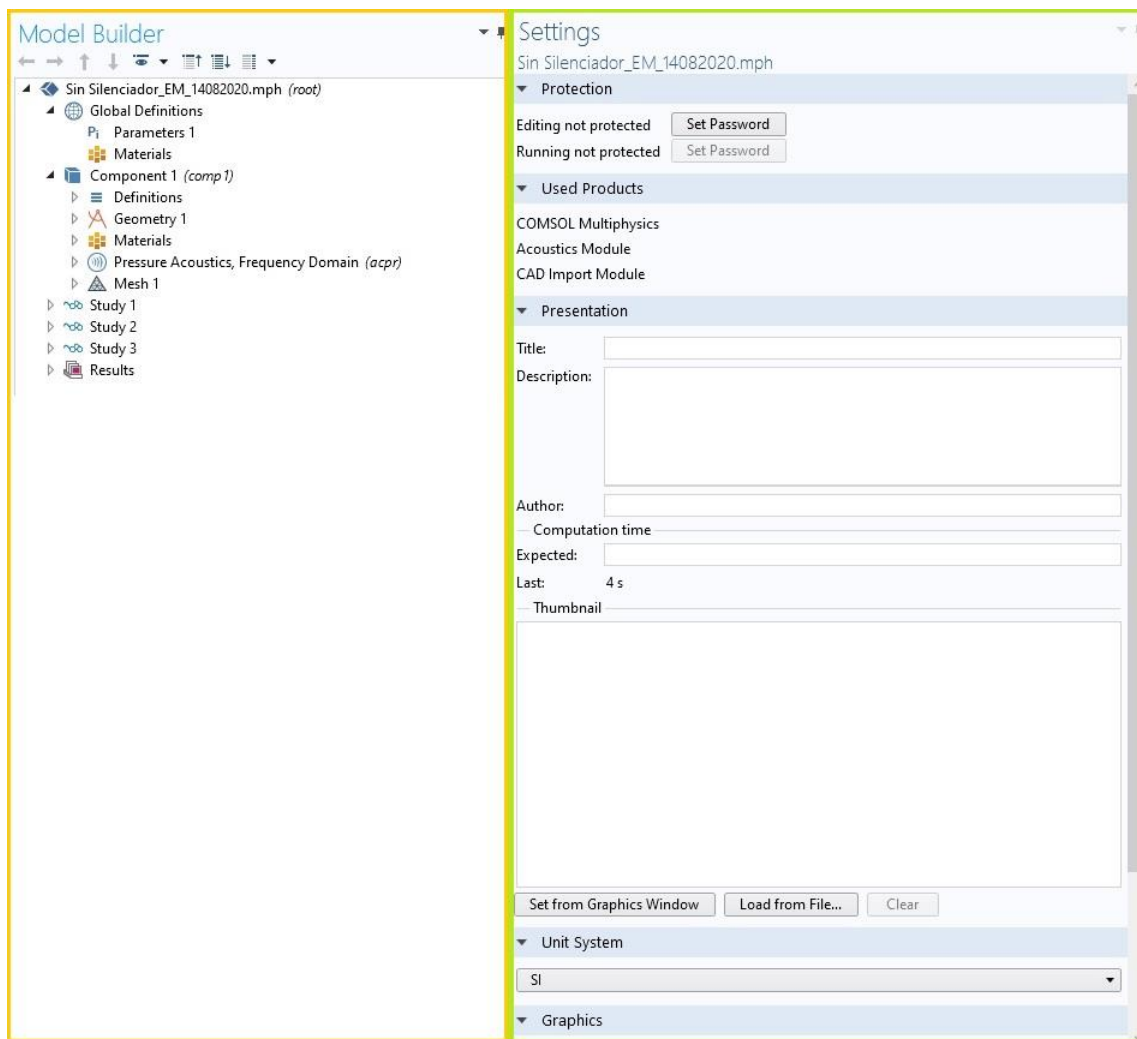


Figura 9. Ventana de trabajo de Comsol Multiphysics

- a) En naranja Model Builder;
- b) En verde Settings.

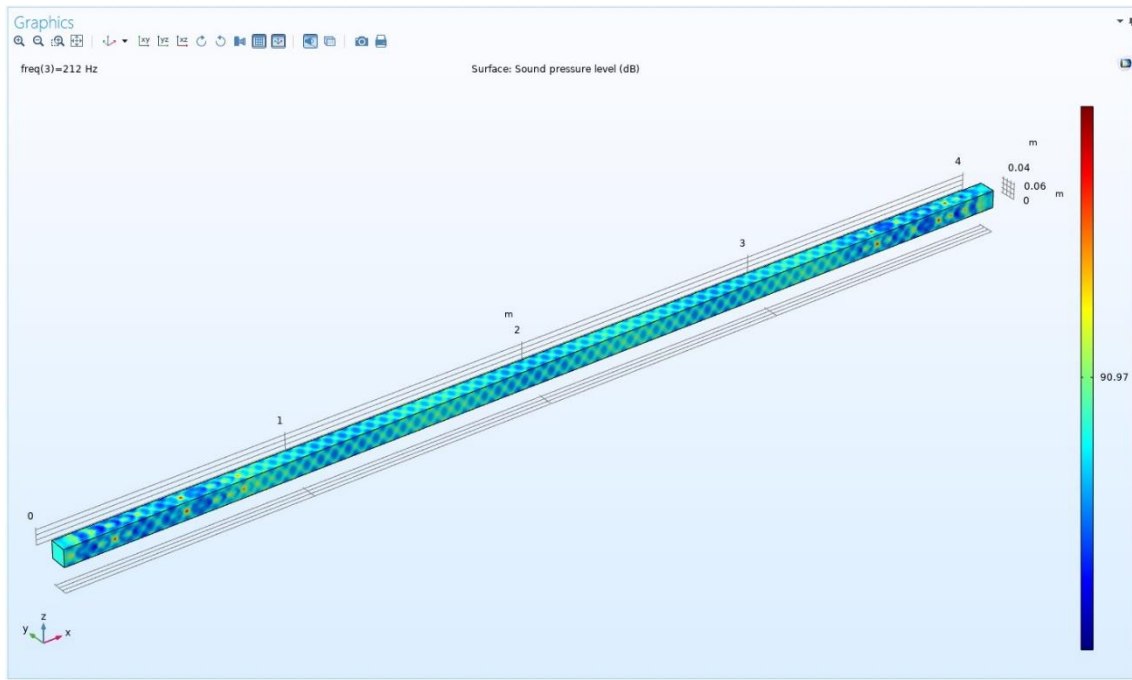


Figura 10 Ventana de trabajo de Graphics de Comsol Multiphysics.

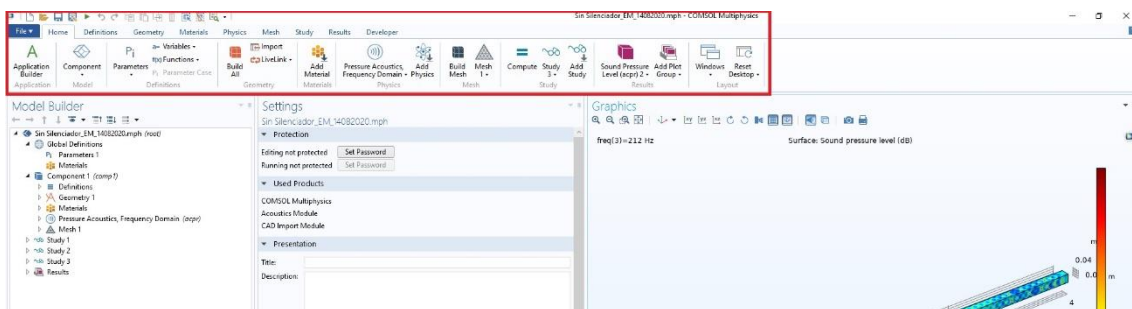


Figura 11. Ventana abierta de Comsol Multiphysics.

a) En rojo marcada la barra de herramientas

Las figuras 10 y 11 muestran la interfaz gráfica de software Comsol. Aquí se puede apreciar que este software cuenta con 3 ventanas principales (*Model Builder*, *Settings* y *Graphics*) además de una barra de herramientas con las que se puede hacer modificaciones al modelo que se va a simular.

La primera ventana desde la izquierda es la ventana que se conoce como *Model Builder* (figura 9 recuadro naranja). En esta ventana se puede acceder a los distintos componentes que definen el modelo y que Comsol utiliza para realizar

las simulaciones y se puede ir cambiando cada uno de los atributos que definen el modelado y la simulación.

La siguiente sección *Settings* (figura 9 recuadro verde) es la sección en la que se pueden modificar cada uno de los parámetros que definen los elementos del *Model Builder* que se va a simular. Estos elementos pueden ser, por ejemplo, las coordenadas sobre las que se construye la geometría que define el modelo estudiado. Esta ventana cambia de acuerdo con cada uno de los componentes de la ventana del *Model Builder*.

La siguiente sección, es la ventana de gráficos (figura 10) en la que se puede observar la geometría sobre la que se construye y cómo se va modificando a la misma a medida que se modifica al modelo. También es la ventana en la que se pueden observar los gráficos con los resultados de la simulación al ser creados.

3.1.1 Guía de modelado

Para entender mejor el proceso que se ha utilizado en este proyecto, a continuación, se plantea una guía de modelado de ductos con *comsol multiphysics*.

3.1.1.1 Parámetros

En primer lugar, en el *Model Builder* (revisar sección 3.1) se deben definir los parámetros sobre los que se va a trabajar (figura 12). Estos parámetros son todas las variables usadas por el usuario que sirven para parametrizar el modelo.

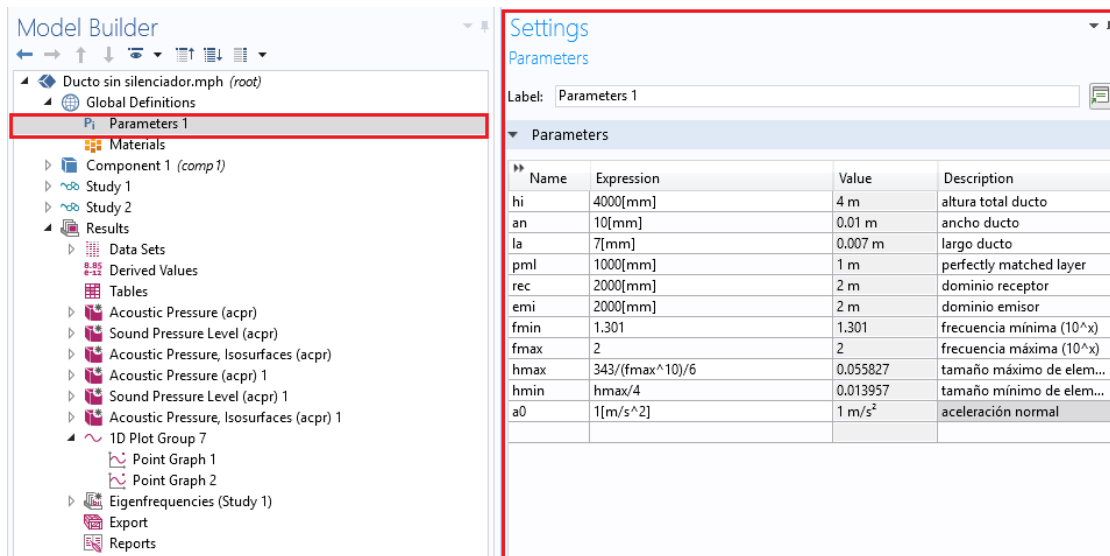


Figura 12. Parámetros en Comsol.

- a) Señalado en a la izquierda en rojo se resaltan los parámetros que se muestran a la derecha en la ventana de *Settings* .

3.1.1.2 Geometría

La geometría es donde se construye el modelo. La geometría modelada representa el medio de propagación (dominio), sea un fluido o un sólido, y también define las fronteras del medio, acoples entre estructuras y posibles condiciones de frontera específica.

Como se puede ver en la figura 13, para generar el modelo, se construye una geometría en base a unas figuras que son creadas en serie una después de la otra. Esto permite construir todos los dominios en un cierto orden sucesivo en forma de pasos uno a continuación del siguiente. Así, en caso de tener errores, se puede corregir solo a partir de la parte donde se presenta el error.

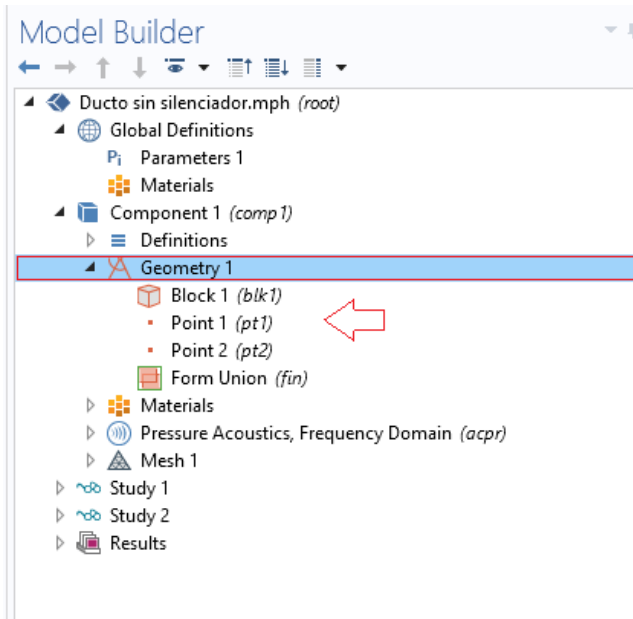


Figura 13. Geometría en Comsol.

- a) Flecha muestra el orden en que se crea la geometría.

El programa está diseñado para generar un cuerpo de acuerdo con figuras básicas, es decir, con prismas rectangulares, cilindros, pirámides, etc. También se puede construir figuras en 2D como círculos, cuadrados, triángulos, etc. En la figura 10 se puede ver un modelo construido a partir de prismas rectangulares.

Para modificar los parámetros de cada uno de los dominios que han sido generados en la geometría del modelo se usa la pantalla de *Settings* que nos presenta una serie de opciones con las que se puede modificar la forma, el tamaño y la ubicación de cada uno de los elementos que conforma la geometría como se muestra en la figura 14.

Settings

Block

Build Selected Build All Objects

Label: Block 1

Object Type

Type: Solid

Size and Shape

Width: la m

Depth: an m

Height: hi m

Position

Base: Corner

x: 0 m

y: 0 m

z: 0 m

Axis

Axis type: z-axis

Rotation Angle

Rotation: 0 deg

Coordinate System

Work plane: xy-plane

Layers

Selections of Resulting Entities

Resulting objects selection

Show in physics: Domain selection

Color: None

Cumulative selection

Contribute to: None New

Figura 14. Características modificables de los dominios de la geometría en consol.

3.1.1.3 Definiciones

El siguiente paso que se puede tomar, es la parte de las definiciones. En esta parte, se puede dar un nombre y una definición a cada uno de los elementos de la geometría que se creó anteriormente. En este punto se definen los nombres de elementos importantes dentro de los modelos para después poder encontrarlos con facilidad al realizar el modelado.

Se pueden dar definiciones específicas a dominios (3 dimensiones), caras o aristas de la figura (2 dimensiones) o puntos dentro de la geometría, como en el ejemplo mostrado en la figura 15.

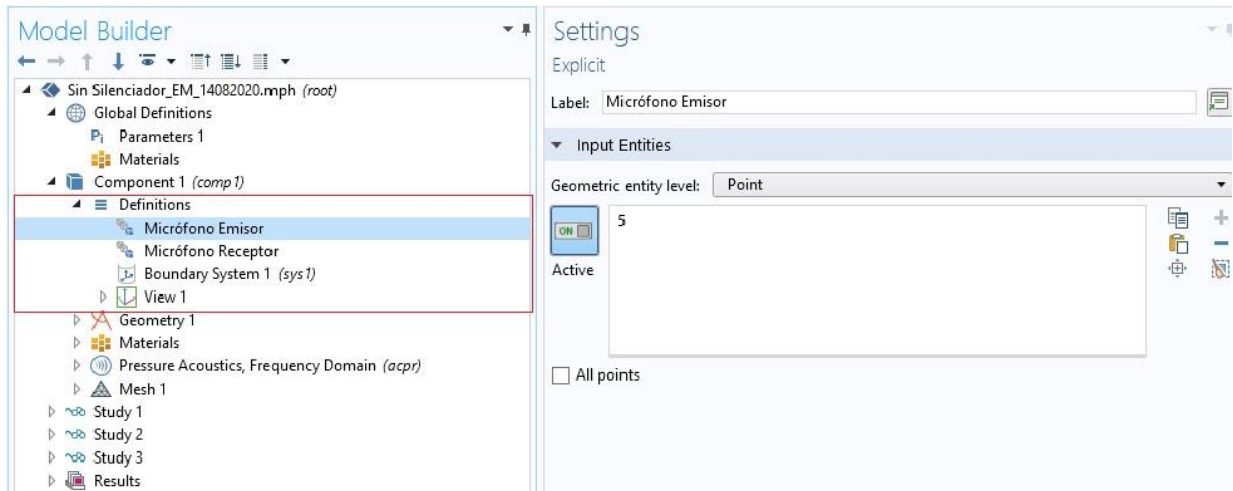


Figura 15. Ejemplo de definiciones en Comsol.

a) Se puede ver la opción de definiciones desplegada en recuadro rojo y un ejemplo del nombre que se le da a un punto en la simulación.

3.1.1.4 Materiales

Agregar un material o materiales a cada uno de los componentes de la geometría (como se muestra en la figura 15) sirve para definir el medio de propagación. Esto es importante porque nos permite dar ciertas condiciones de frontera como la rigidez, y una velocidad de propagación de materiales en específico.

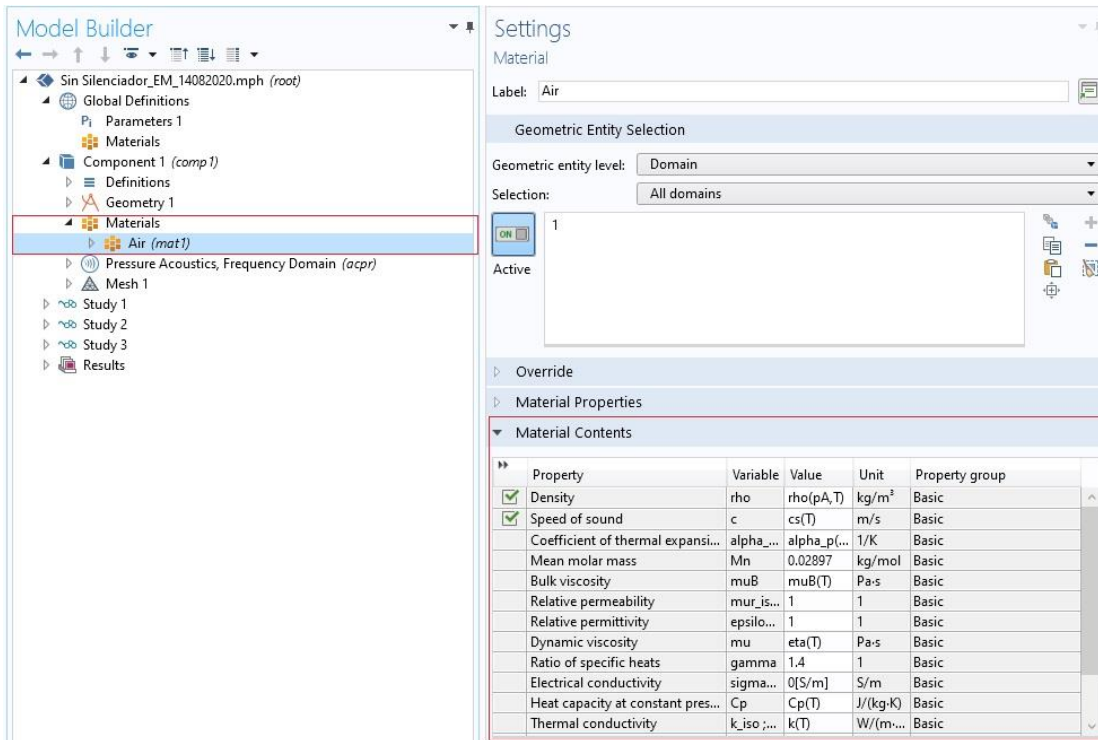


Figura 16. Ejemplo de Materiales en modelo de Comsol.

- A la izquierda se puede ver la selección de los materiales en el *model builder*.
- A la derecha en la parte inferior se pueden ver las propiedades de los materiales y su funcionamiento de acuerdo con la física (sección 3.1.1.5).

Estos materiales pueden ser materiales que vienen con propiedades ya definidas y que ofrece la librería de *Comsol*. Pero también pueden ser materiales creados por el usuario y a los cuales se les pueden dar las propiedades mínimas que necesita el programa para hacer los cálculos con las fórmulas que se manejan dentro del mismo.

En el caso representado en la figura 16, se utilizó aire para simular el espacio dentro del ducto, aunque en otros modelos que se mostrarán a continuación en la siguiente parte de esta sección, se utilizó también un material poroso creado para simular las propiedades de un material utilizado en el mercado y aluminio también con propiedades predefinidas por el programa.

3.1.1.5 Físicas

La siguiente parte del proceso consiste en definir algunos de los parámetros que se van a estudiar. El resultado que se obtiene de la simulación se basa en el tipo de estudio al que se somete al modelo. Existen estudios dentro de varias ramas de la física. (figura 17 b).

Además, se puede realizar al mismo tiempo estudios en varios tipos de físicas diferentes. Esto quiere decir que se puede realizar el estudio del comportamiento de un sistema sometido a varias fuerzas físicas y obtener una respuesta que mezcle varios efectos.

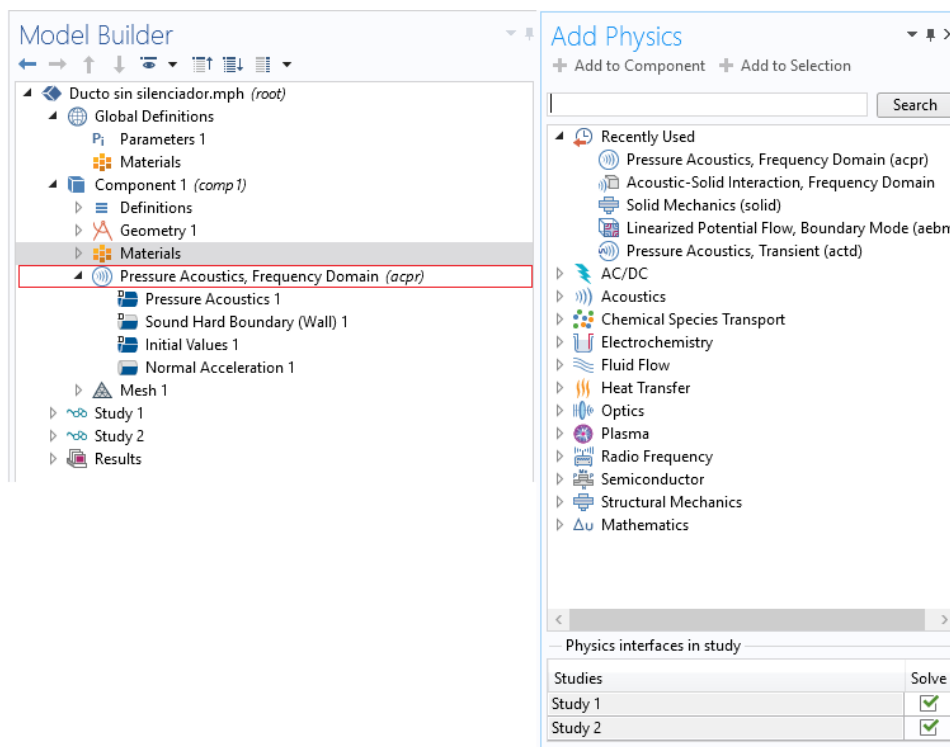


Figura 17. Física y ejemplos de físicas que pueden ser agregadas en Comsol.

- A la derecha se puede ver la física aplicada al modelo.
- A la izquierda se pueden ver algunos ejemplos de los tipos de física que existen y las ramas a las que pertenecen.

Dentro de la física también se definen los detalles que cumplen cada una de las partes de un modelo. Por ejemplo, en esta parte se definen las condiciones de frontera del modelo, en el caso específico de un ducto, se define en qué parte se

encuentran las paredes rígidas de un ducto, a pesar de que el material de un dominio sea aire.

3.1.1.6 Mallado

El paso que continúa con el proceso es el paso más importante de toda la simulación. Se trata de definir el mallado que se ubicará sobre la geometría antes creada. Este mallado es básicamente el proceso de subdividir la geometría en elementos más pequeños (FEM, véase sección 2.8) y en lo que se basa *Comsol* (figura 18).

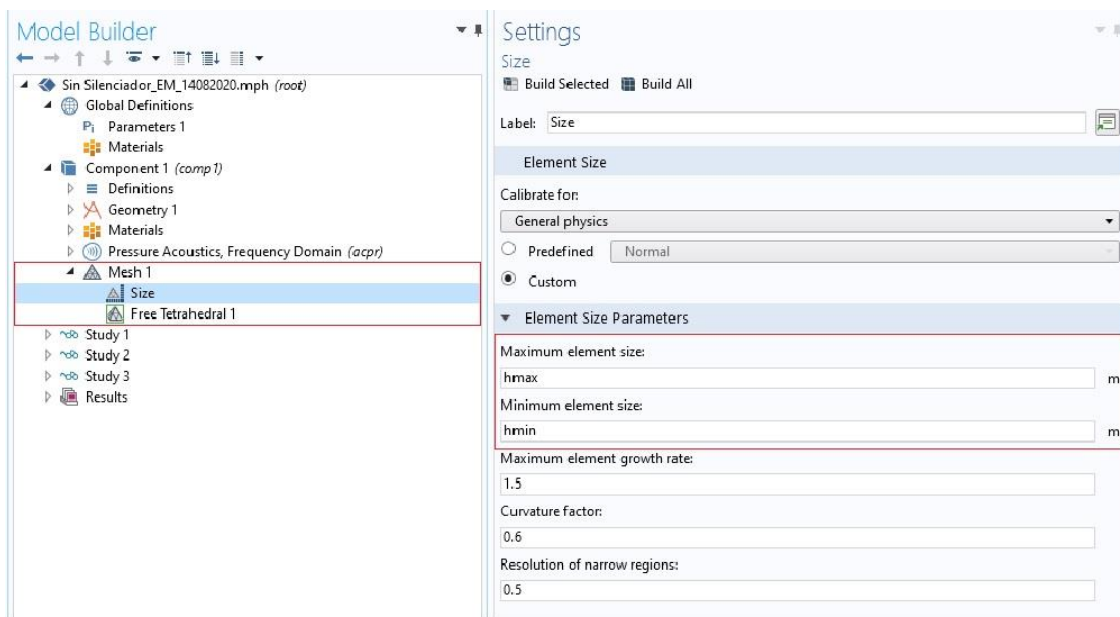


Figura 18. Mallado en Comsol.

- En la izquierda se puede apreciar los pasos seguidos en el ejemplo para crear la malla.
- En la derecha se resalta los parámetros donde se define el máximo y el mínimo tamaño de elemento.

Al cargar el mallado, este, al igual que al dibujar la geometría, se va creando en un cierto número de pasos y con un orden específico. Es recomendable empezar a crear la malla desde los elementos más complejos hacia los elementos que menos interés presenten en la precisión de su estudio. Esto permite trabajar con varios tipos de mallado en un mismo modelo y, por lo tanto, ahorrar recursos computacionales.

En la figura 18 se puede apreciar la importancia del máximo tamaño de elemento que fue explicado en la sección 2.8. (recuadro rojo de la derecha) y el mínimo tamaño de elemento que define la precisión de la simulación. Se puede ver el mallado obtenido en base a estos parámetros en la figura 19.

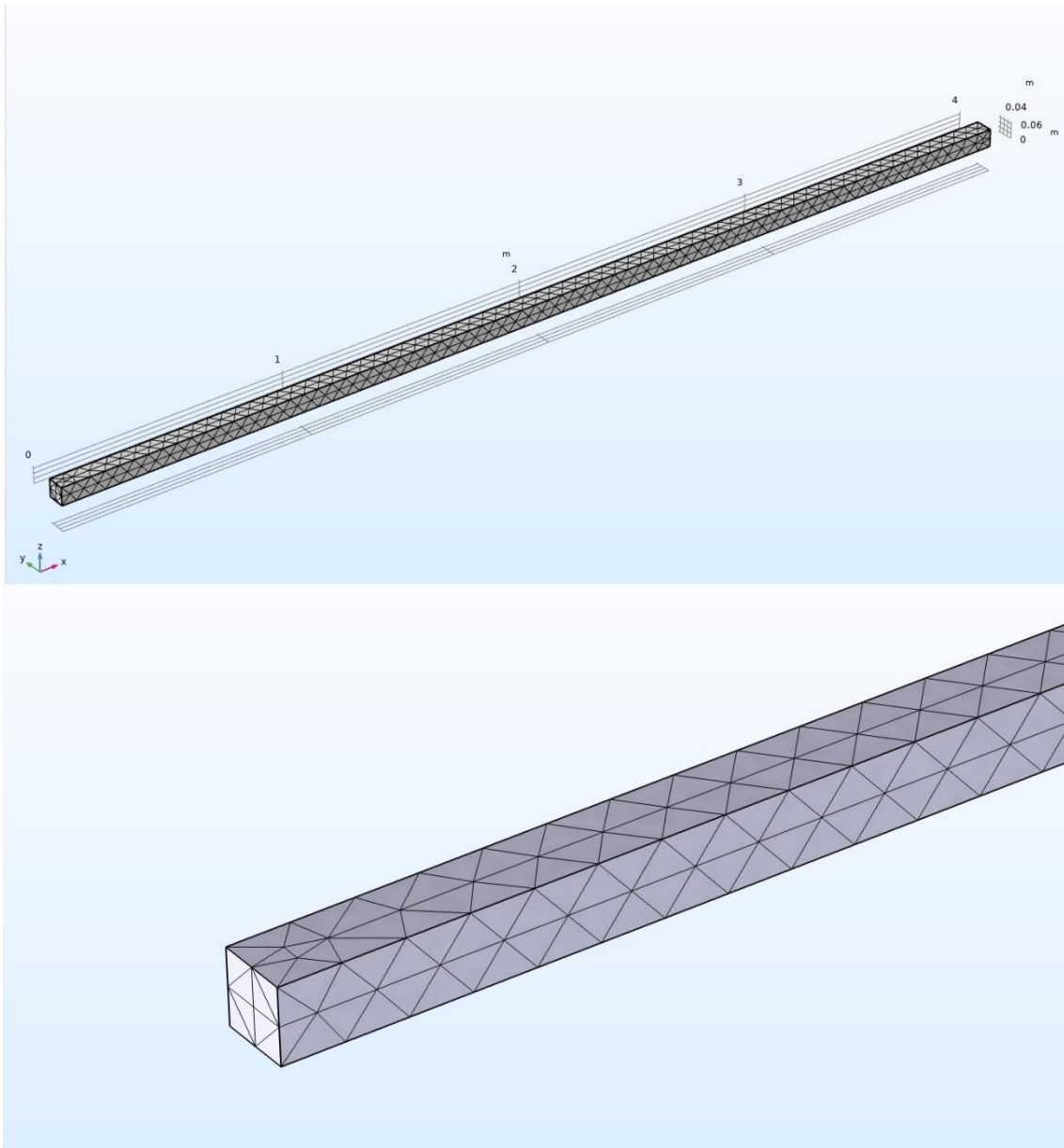


Figura 19. Ejemplo de mallado en *Comsol Multiphysics*.

- a) En la parte superior se puede apreciar el mallado total de la geometría.
- b) En la parte inferior se puede ver un detalle del mallado.

3.1.1.7 Estudio

En esta parte del proceso se definen los parámetros sobre los que se va a realizar el estudio del modelo; como por ejemplo el rango de frecuencias a estudiar o la cantidad de puntos que se toman para representar el resultado. Se pueden realizar varios estudios dentro de una misma simulación.

En este proyecto se han realizado dos estudios diferentes. El primero es un estudio de los modos propios de los ductos sobre los que se realizan las simulaciones. El segundo se enfoca en mostrar la presión sonora dentro de un rango de frecuencias. El estudio está más enfocado hacia las frecuencias bajas y medias por lo que en los dos casos se realizaron estudios desde 200 Hz a 1000 Hz. Se puede ver los ajustes dados en las figuras 20 y 21.

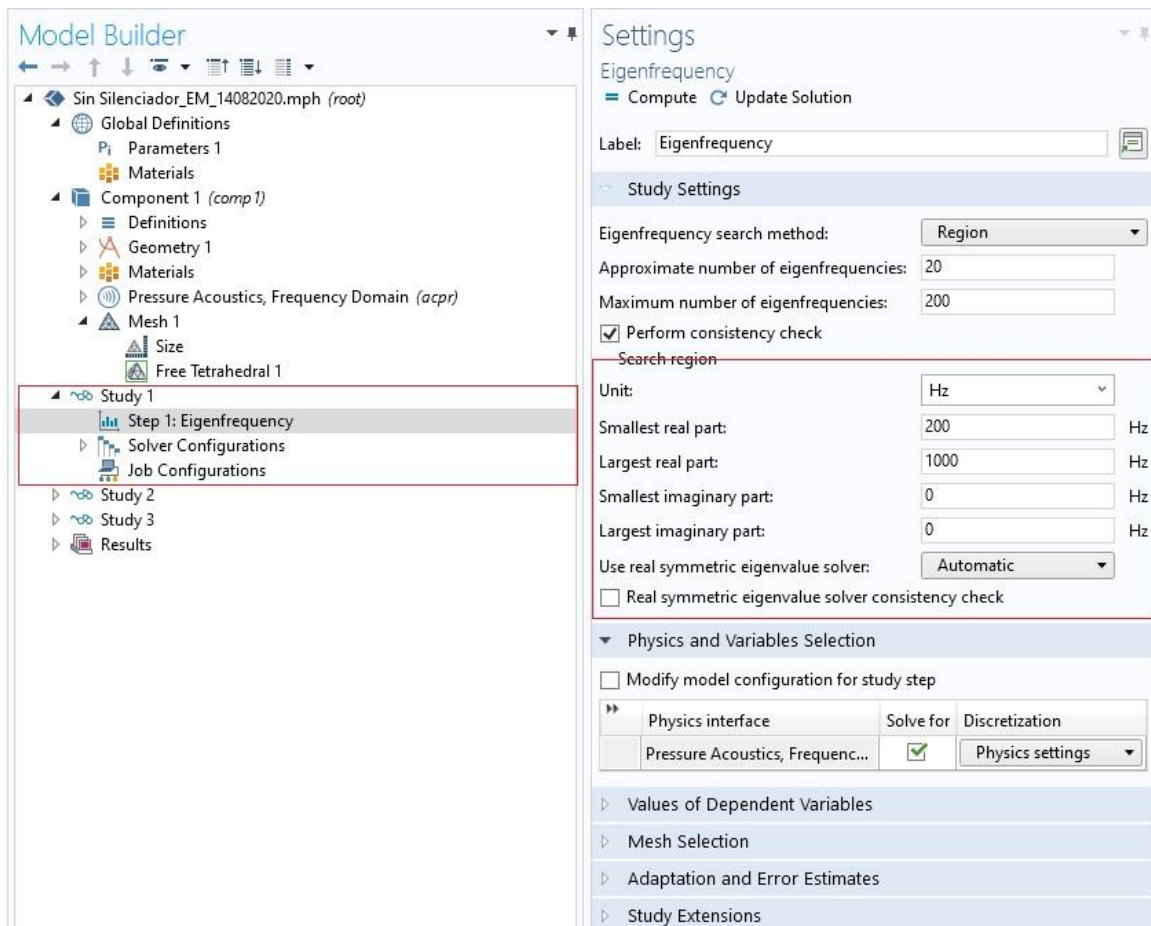


Figura 20. Estudio de modos (Eigenfrequency) en Comsol.

- a) A la derecha se puede ver el estudio seleccionado en el *model builder*.

- b) En el recuadro de la izquierda se puede apreciar la región sobre la cual se buscan las frecuencias fundamentales.

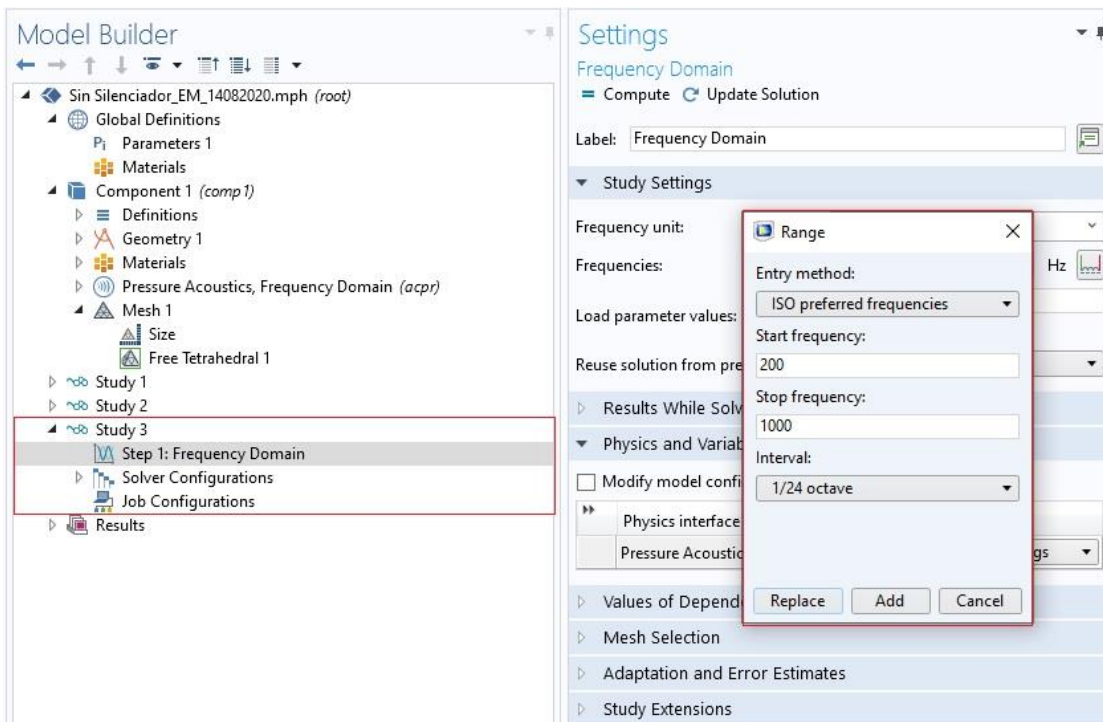


Figura 21. Estudio de frecuencias en Comsol.

- a) A la derecha está resaltado el estudio escogido en el *model builder*.
- b) A la izquierda se puede apreciar el recuadro en donde se inserta el rango de frecuencias sobre las que se realiza el estudio y la precisión.

Cuando se llega a este paso, es cuando se ha dado todas las instrucciones al programa para que pueda realizar los cálculos necesarios para realizar la simulación. Al igual que en los casos anteriores, cuando se le da la orden al programa para que realice sus procesos, este sigue una serie de pasos en un orden específico en base a las fórmulas del programa y lo definido en los pasos anteriores.

3.1.1.8 Resultados en Comsol Multiphysics

El último paso en *Comsol* es el de tabular los resultados y crear los gráficos necesarios para expresarlos. Una vez que termina el proceso computacional de simulación, el programa muestra una serie de resultados por defecto (si así se

elige en las configuraciones del estudio). Pero también es posible mostrar resultados propios. En las figuras 22 y 23 se pueden apreciar algunos ejemplos.

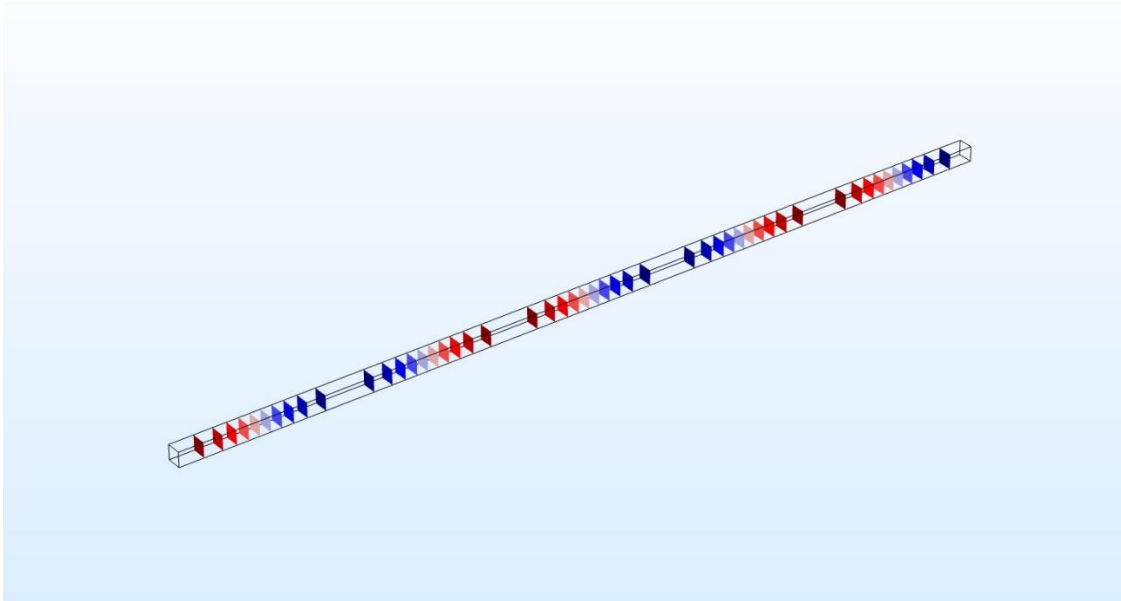


Figura 22. Ejemplo de resultados de isosuperficies de presión acústica en *Comsol*.

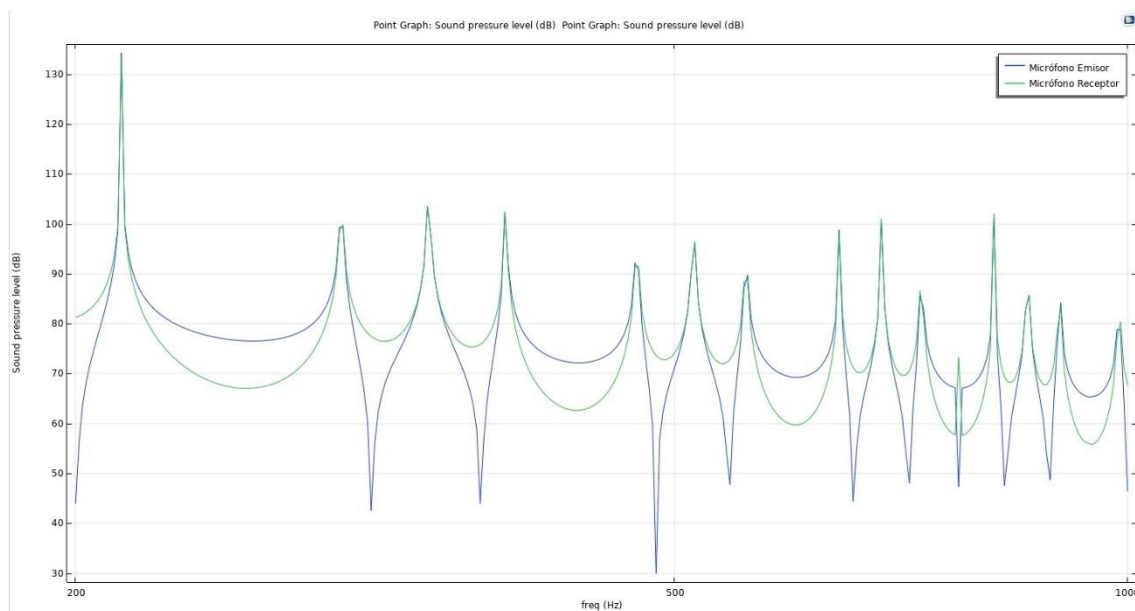


Figura 23. Ejemplo de Gráfico de presión sonora vs. frecuencia creado por el usuario en *Comsol*.

3.2 Simulaciones

Como se explicó en la sección anterior (3.1) se debe seguir un proceso para crear los modelos y obtener los resultados de simulación. Para este trabajo se realizaron simulaciones en un ducto de sección transversal rectangular y todos los modelos se realizaron con las mismas características y dimensiones para poder hacer una comparación de los resultados. A continuación, se muestran los detalles específicos de cada uno de los estudios.

3.2.1 Simulación de Ducto sin silenciador

El primer ducto sobre el que se realizaron las simulaciones es un ducto ideal sin ningún tipo de silenciador dentro. En la tabla 1 se puede ver los parámetros que se utilizaron para realizar el modelo y que sirvieron como parámetros base de todas las otras simulaciones.

Tabla 1. Parámetros ducto sin silenciador.

Nombre	Expresión	Descripción
hi	70[mm]	altura ducto
la	4000[mm]	largo ducto
an	70[mm]	ancho ducto
emi	la/2	dominio emisor
rec	la/2	dominio receptor
fmin	2,301	frecuencia mínima (10^x)
fmax	3	frecuencia máxima (10^x)
hmax	$343/(10^{fmax})/6$	maximo tamaño elemento
hmin	hmax/35	minimo tamaño elemento

El ducto está dividido en dos partes, la primera parte considerada como emisor y la siguiente como receptor (emi y rec en tabla 1) y cada uno de ellos forma la mitad de la geometría completa. En medio de cada una de estas partes se encuentra un micrófono representado por un punto.

A la física que viene predeterminada por el software, se le agrega unas condiciones de frontera llamados puertos (véase sección 2.11.). Estos puertos

se basan en los modos del ducto en base a la velocidad del sonido y los tamaños de los lados (Véase fórmula 27 sección 2.4.).

Para esta investigación se crearon 5 puertos en cada extremo del ducto, es decir en cada una de las caras más pequeñas que cierran el ducto. El primero es el que se conoce como la onda plana y proviene de usar $n = 0$ y $m = 0$. Dando como resultado el modo (0,0) que se encuentra en $f = 0$ Hz y al que se le aplica la amplitud de entrada en 1 Pascal (revisar sección 2.11.) Mientras que los demás están en (1,0), (0,1), (1,1) y (2,0).

En la figura 24 se puede ver los parámetros que definen a estos puertos, que se escogen como puertos rectangulares para acoplarlos a la geometría del ducto.

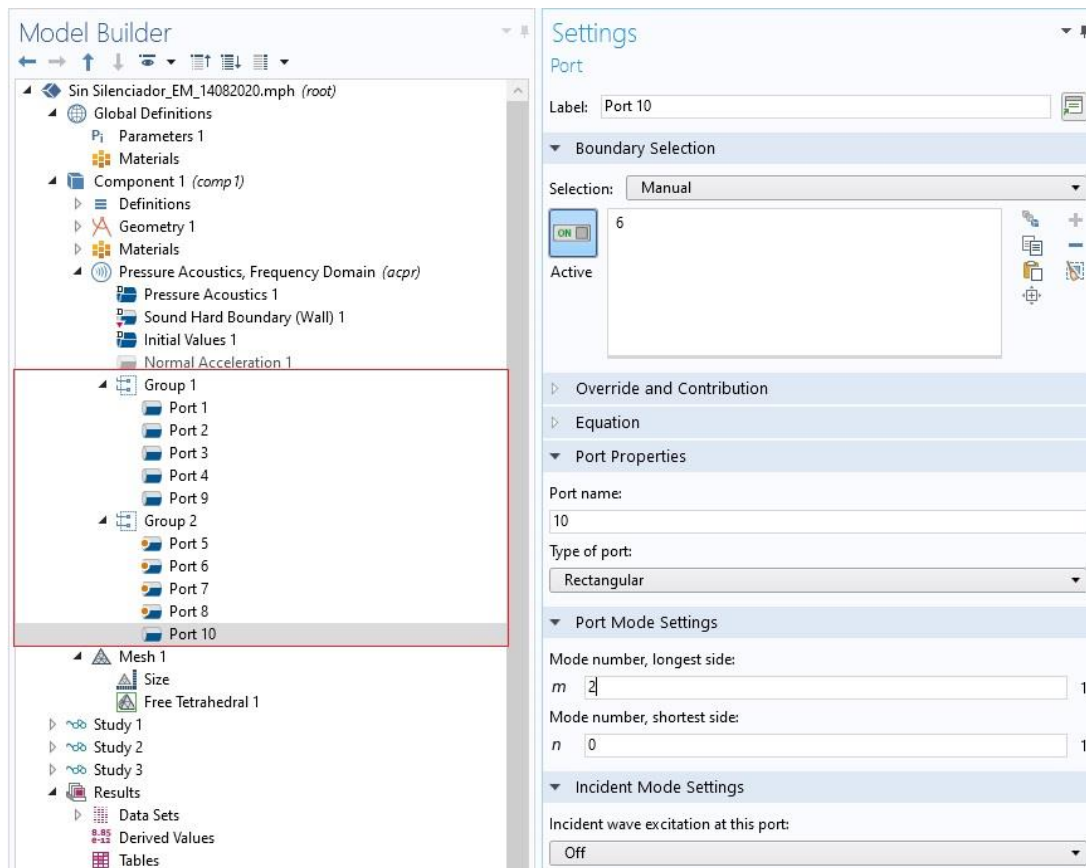


Figura 24. Física ducto sin silenciador.

a) En rojo se puede apreciar en la izquierda los puertos repartidos en dos grupos por cada extremo del ducto

- b) A la derecha en la ventana de settings se puede apreciar la cara a la que está asignada (6), el nombre del puerto (10 en este caso) y el tipo rectangular.
- c) Se puede ver en la sección "*Port Mode Settings*" que este modo corresponde a (2,0) por los valores asignados a m y n.

Los estudios que se realizaron se acotaron entre la frecuencia mínima y la frecuencia máxima mostradas en los parámetros (Tabla 1). Se eligió este rango de frecuencias enfocado en frecuencias graves debido a que los métodos de control actuales tienen más problemas en estas frecuencias y sobre todo porque se realizó el análisis tratando de replicar un experimento realizado anteriormente por Maaz Farooqui (Farooqui, Elnady, & Akl, 2016b).

3.2.2 Ducto con silenciador de dominio poroso

Para este caso se creó un nuevo ducto con características parecidas al ducto anterior, sin embargo, en este caso se agregó un tercer dominio en medio del ducto. Se puede ver los parámetros que se utilizaron en este caso en la tabla 2 y la geometría en la figura 25.

Tabla 2. Parámetros ducto con dominio poroso.

Nombre	Expresión	Descripción
hi	70[mm]	altura ducto
la	4000[mm]	largo ducto
an	70[mm]	ancho ducto
emi	$(la/2)-(sil/2)$	dominio emisor
rec	$(la/2)-(sil/2)$	dominio receptor
a0	1[m/s ²]	aceleración normal
fmin	1,301	frecuencia mínima (10 ^x)
fmax	3	frecuencia máxima (10 ^x)
hmax	$343/(10^{fmax})/6$	máximo tamaño elemento
hmin	$hmax/35$	mínimo tamaño elemento
sil	500[mm]	tamaño silenciador
Rf0	60[Pa*s/m ²]	Resistividad flujo (poroso)
c0	343[m/s]	velocidad aire
rho0	1.225[kg/m ³]	densidad aire

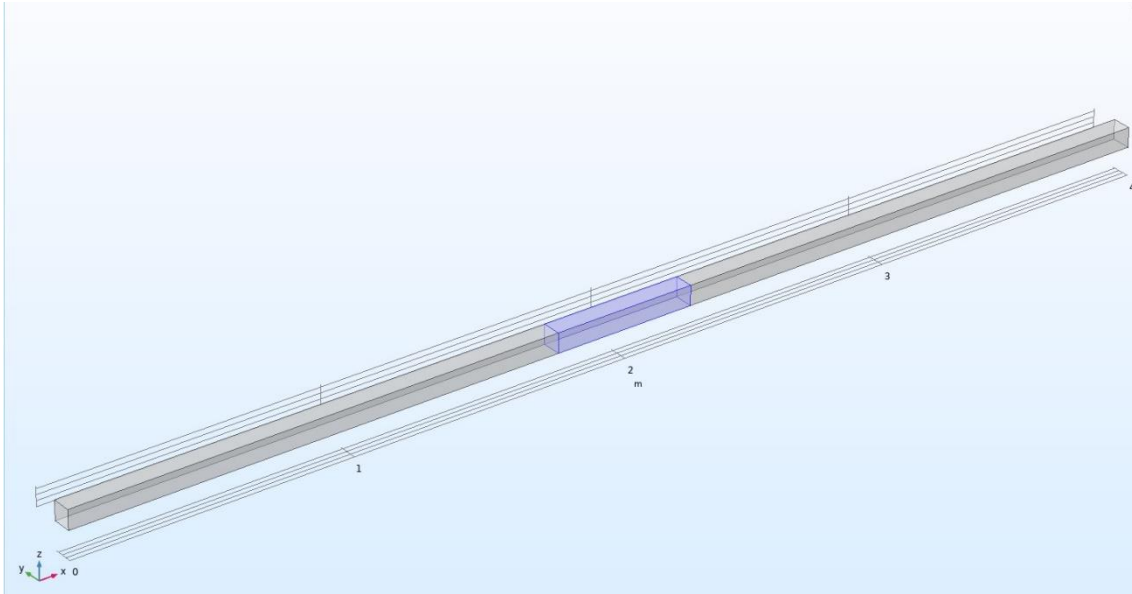


Figura 25. Dominio Poroso en el ducto.

a) Resaltado en color azul se puede distinguir un dominio en medio de la geometría sobre el que se aplica un material poroso que sirve como silenciador.

Este dominio que se encuentra en mitad del conducto intenta simular un material poroso dentro de un ducto. En la realidad este método no es factible debido a que evita el flujo normal de aire además de aumentar masa y por tanto peso al ducto, pero para términos de análisis y comparación prácticos presentados en este trabajo, se decidió realizar este paso.

Para darle características físicas realistas se tomaron los datos de una lana de roca conocida como *SeaRox SL 320*, fabricada por la compañía *Rockwool* y especializada en aislamiento acústico (“ROCKWOOL Technical Insulation”, 2020). Con estos datos, se generó un nuevo material con las características especificadas en la sección de anexos y en la tabla 2.

Así mismo, para darle una propiedad física al dominio que deje pasar el aire y absorber al mismo tiempo el sonido, se utilizó en la sección de física del software la opción *poroacustics*. Se tomó el método de Delaney-Bazley-Miki para realizar los cálculos de absorción del material (véase sección 2.10.). Se necesitan tres parámetros de entrada para definir las componentes real e imaginaria de la impedancia al sonido del material. Estas son la velocidad, la densidad del aire y

la resistividad al flujo del material sometido a experimentación, y que *Comsol Multiphysics* requiere que se especifique en las propiedades de los materiales (véase tabla 2) y que se puede apreciar en la siguiente figura.

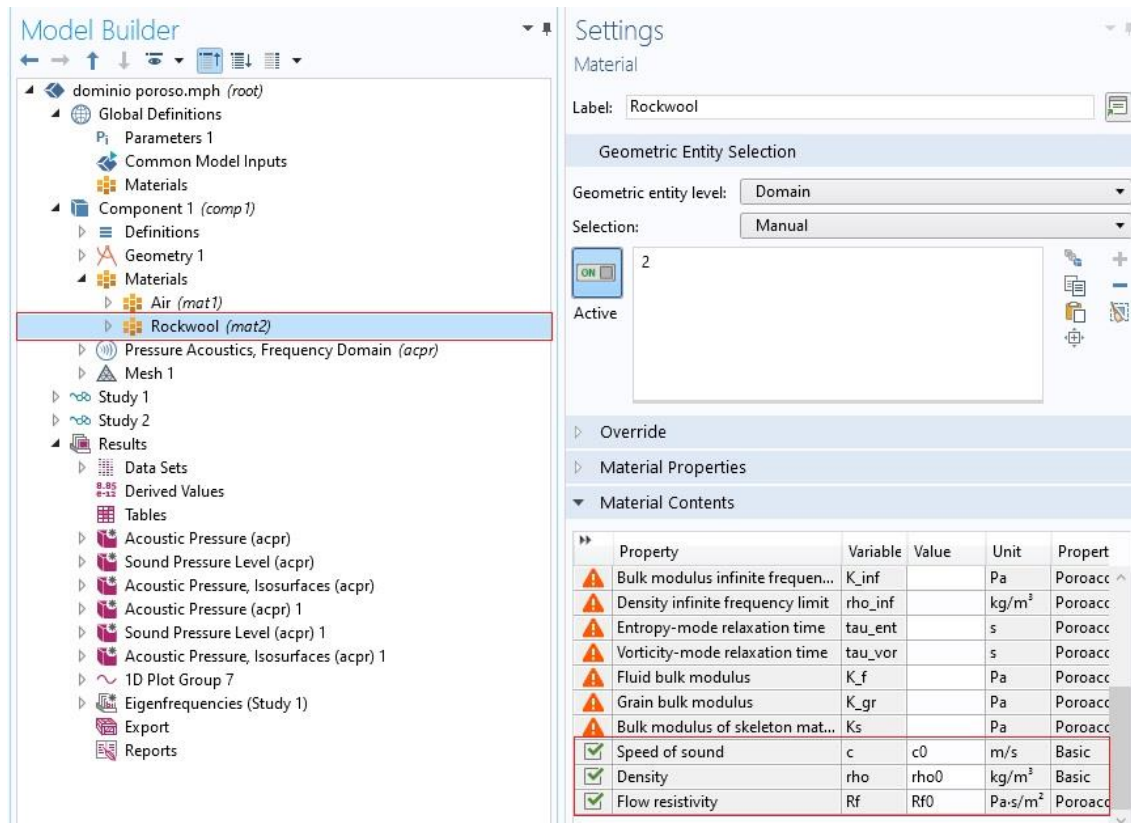


Figura 26. Material Creado para dominio poroso.

- En el *model builder* se puede apreciar el material creado por el usuario.
- En la parte inferior derecha en la ventana de *settings* se puede apreciar las propiedades asignadas al material en base a los parámetros de la tabla 2.

3.2.3 Ducto con silenciador de membrana

En este caso, los parámetros son los mismos que en el caso anterior (tabla 2), y la geometría es también muy parecida a la que se aplica en esa sección, con la diferencia de que para generar un silenciador de membrana (véase sección 2.6.) se coloca una membrana en medio del ducto con la intención de atenuar el nivel de presión sonora.

Normalmente, se debería hacer que el ducto en esta parte aumente al doble de su ancho para generar una mejor atenuación. Sin embargo, por complicaciones de lo que esto provoca en recursos computacionales se ha decidido hacer una sección más simple, parecida a la que se muestra en la figura 4 c).

Los resultados de esta geometría se pueden apreciar en la figura 26, donde se puede apreciar que el dominio central está subdividido en tres partes, dos secciones que representan un octavo del ancho total del ducto cada una y la sección central que representa las tres cuartas partes del ducto.

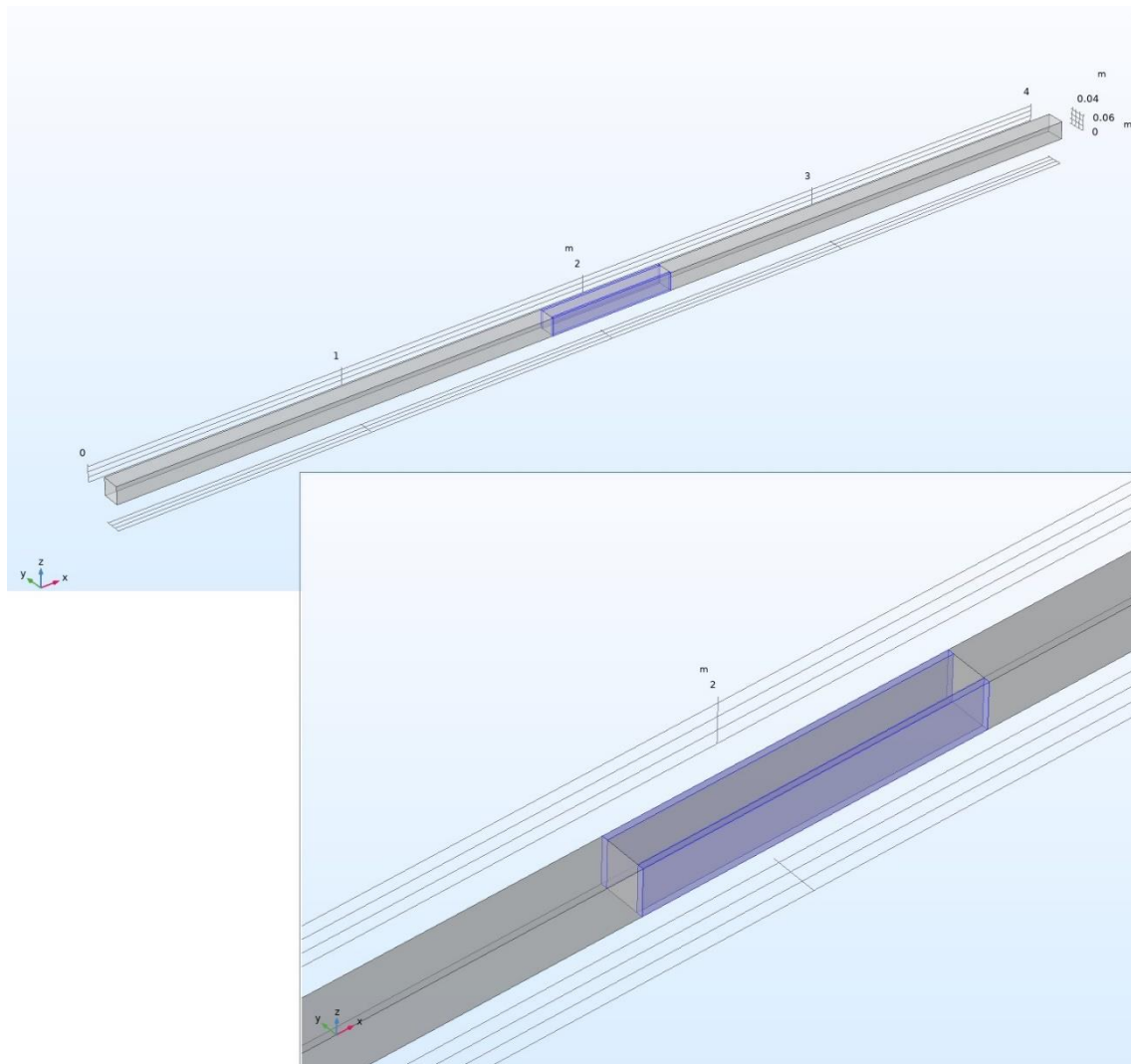


Figura 27. Geometría del ducto con dominio silenciador.

- a) En la parte superior se puede apreciar la geometría total con las membranas resaltadas en azul.
- b) En la parte inferior derecha se puede apreciar un detalle de las membranas porosas.

A estos pequeños dominios resaltados en azul en la figura 27 también se les ha asignado el mismo material poroso que en la sección anterior. Es decir, un material absorbente de la vida real y que tiene las mismas características explicadas previamente, pues están analizadas con el mismo método de Delaney-Bazley-Miki (sección 2.10.).

3.2.4 Ducto con silenciador de membrana resiliente (innovador)

Este es el caso de estudio principal de este trabajo de titulación. El silenciador no es un dominio que atraviesa el ducto si no que, por el contrario, se acopla al ducto por una de sus superficies. Este silenciador es un parche de aluminio.

Las dimensiones del ducto son las mismas con las que se ha trabajado en todos los casos. Se tomó la decisión de escoger estas medidas basándose en experimentos realizados previamente por otros investigadores (Farooqui & Akl, 2015; Farooqui, Elnady, & Akl, 2016a, 2016b). Así mismo las medidas del parche que se pueden ver en la tabla 3, se basan en sus experimentos in situ:

Tabla 3. Parámetros ducto con silenciador innovativo.

Nombre	Expresión	Descripción
hi	70[mm]	altura ducto
la	4000[mm]	largo ducto
an	70[mm]	ancho ducto
emi	la/2	dominio emisor
rec	la/2	dominio receptor
a0	1[m/s ²]	aceleración normal
fmin	2,301	frecuencia mínima (10 ^x)
fmax	3	frecuencia máxima (10 ^x)
hmax	343/(10 ^{fmax})/6	máximo tamaño elemento
hmin	hmax/35	mínimo tamaño elemento
c_alum	6327[m/s]	vel. sonido aluminio
hi_patch	35[mm]	altura parche
la_patch	55[mm]	largo parche
an_patch	1[mm]	grosor parche

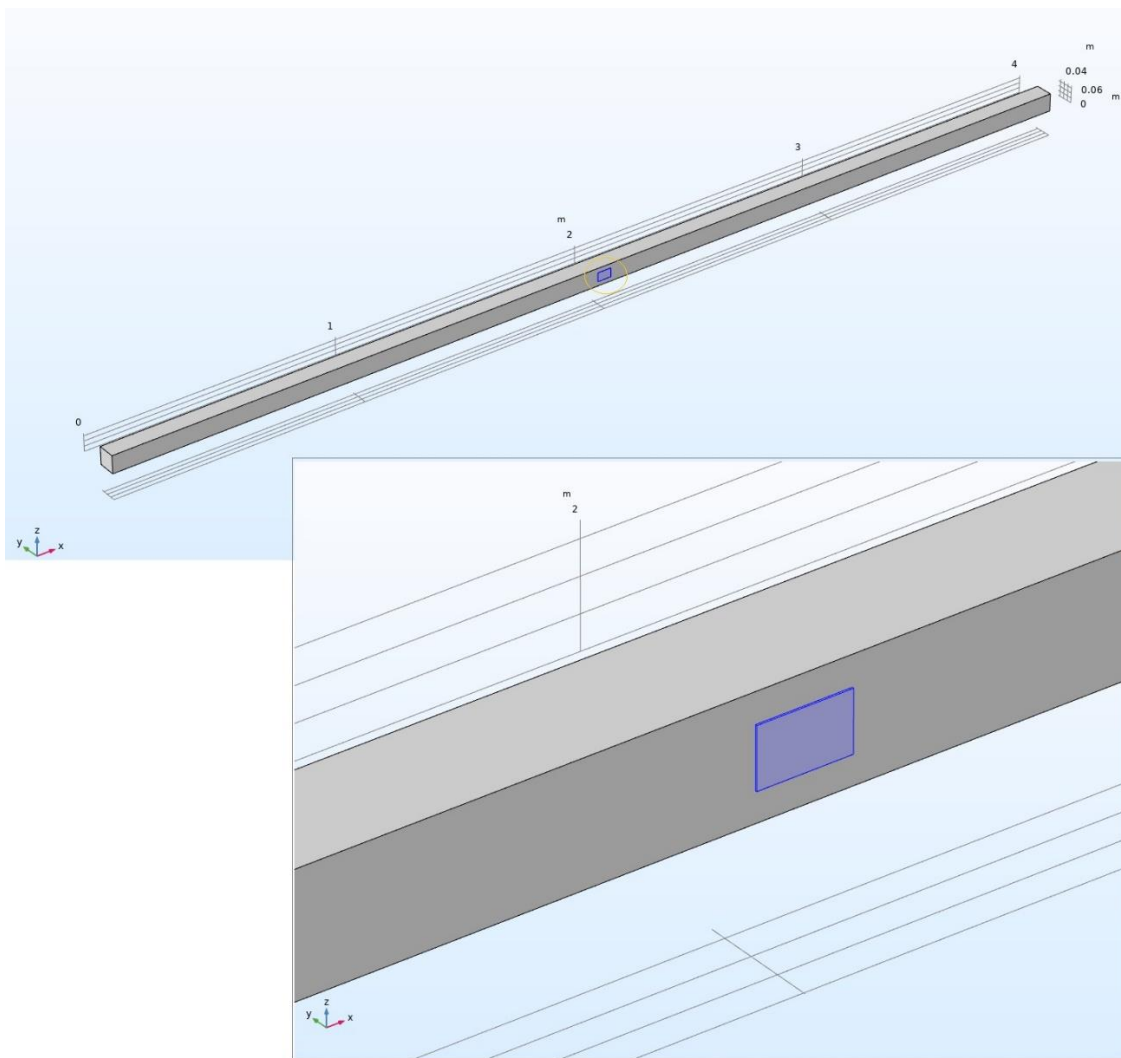


Figura 28. Geometría ducto con silenciador innovativo.

- a) En la parte superior se puede apreciar la geometría completa con el parche en la mitad resaltado en azul.
- b) Detalle del parche acoplado al ducto en la imagen inferior.

En la figura 28, la geometría se divide en dos dominios, uno que en este caso está representado en color gris y al cual se le asignó el aire, y un segundo resaltado en azul en la figura y que representa al parche empotrado, al cual se

le asignó el material que venía predefinido por *Comsol* y que tiene las propiedades físicas del aluminio.

En este caso en particular, la física que permite la simulación correcta de las propiedades físicas de los materiales involucrados en el proceso de atenuación es más complicada. Se tuvo que hacer uso de los sistemas de funcionamiento avanzado de *Comsol*, pues se debió trabajar con dos tipos de física al mismo tiempo, la física acústica, y la física mecánica de sólidos.

La respuesta correcta del parche como silenciador, se basa en el hecho del estrés al que se le somete mediante ondas acústicas; pero la deformación que toma el parche depende de su interacción como sólido. Es por esta razón por la que se trabajó con dos físicas acopladas mediante la herramienta multifísica del software que ya venía predefinida por el mismo (figura 29 b).

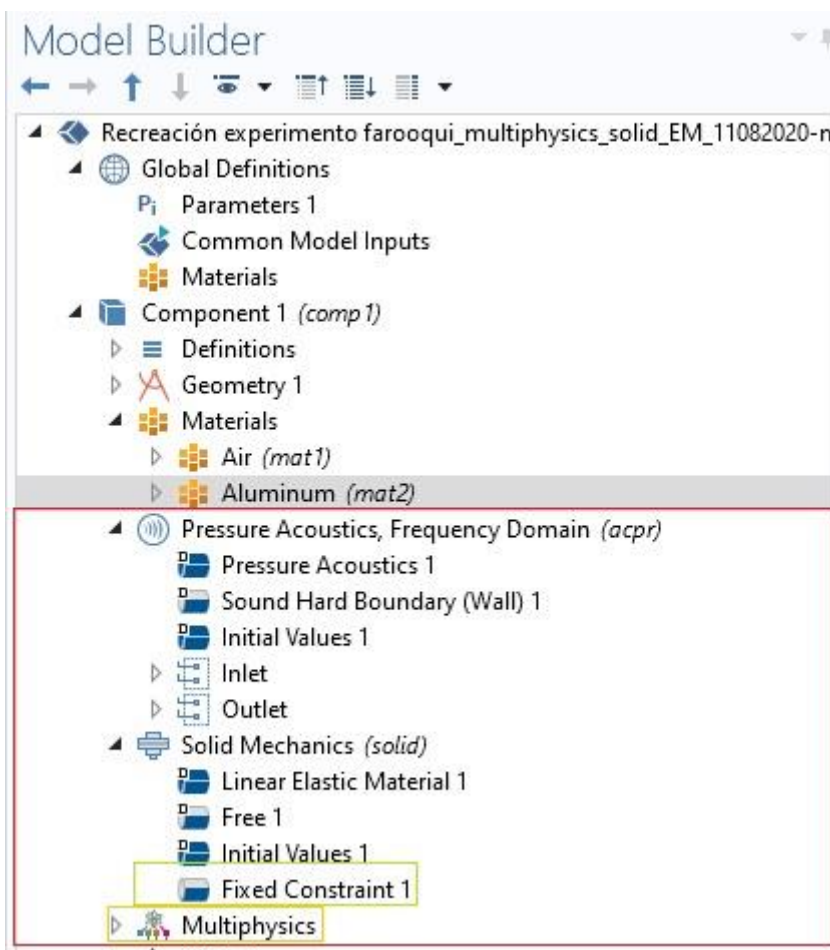


Figura 29. Física de membrana resiliente.

- a) En verde se aplica *fixed constraint* para simular empotramiento.
- b) En naranja se puede apreciar el trabajo del acoplamiento de multifísica.

Se aplicó una física distinta a cada dominio del modelo. Así mismo al sólido, que en este caso es el parche, se le agregó una condición llamada *fixed constraint* (figura 29 a) que se encarga de simular el hecho de que el parche está fijado por los extremos.

El tamaño de malla que se ha utilizado en todos los casos de estudio está basado en poder hacer comparaciones con el estudio específico de este silenciador. Para tener una mejor precisión en las mediciones, se decidió que el tamaño de elemento mínimo debe ser 35 veces más pequeño que el tamaño máximo de elemento que se basa en la frecuencia máxima de estudio (en este caso 1000 Hz) y que debe ser mayor al grosor del parche que es de 1 mm. La placa no puede tener elementos de malla superiores, porque los resultados de la simulación no serían precisos.

Se puede ver un detalle en la figura 30, donde se nota que hay un cambio en el tamaño y la precisión del mallado en el dominio que representa la placa con respecto al dominio del aire.

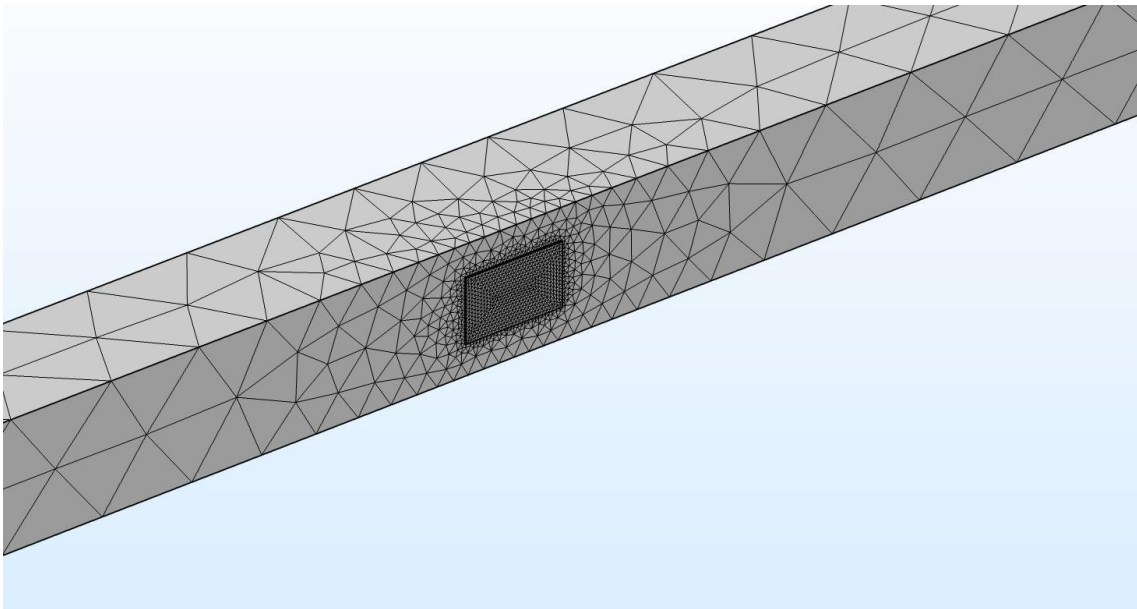


Figura 30. Detalle de la malla en silenciador innovador.

4 Resultados

4.1 Cálculos Teóricos

Para poder hacer ciertas comparaciones y dar validez a los resultados obtenidos se ha decidido realizar una serie de cálculos teóricos para mostrar los modos de vibración del ducto.

Si se toma en cuenta la fórmula (17) véase sección (2.4.) y se asume que la onda sonora no viaja en las direcciones x e y , entonces:

$$k^2 = k_z^2 \quad (37)$$

Por lo que la ecuación (27) se transforma en:

$$f = \frac{c * m}{2 * L_z} \quad (38)$$

Donde f es la frecuencia resultante, c es la velocidad del aire que se asume igual a 343 m/s, m es una constante que representa valores enteros positivos (1,2,3,4,5,...), y L_z es el lado más largo del ducto que en el caso de este trabajo de titulación se considero igual a 4 m.

Si se usa esta ecuación para determinar los modos de vibración longitudinales del ducto, se puede calcular analíticamente los mismos. A continuación, en la tabla 4 se presentan los modos de vibración del ducto calculados en Excel a la izquierda:

Tabla 4. Comparación de cálculos de los modos propios del ducto.

- a) Izquierda (naranja). Se ven los modos calculados teóricamente en Excel
- b) Derecha (verde). Se ven los modos calculados mediante simulación en *Comsol Multiphysics* para el caso de estudio del ducto sin silenciador.

Cálculo teórico (Excel)		Simulación Sin Silenciador (Comsol)	
constante m	frecuencia	# modo	frecuencia
5	214,38	1	214,50
6	257,25	2	257,40
7	300,13	3	300,30
8	343,00	4	343,21
9	385,88	5	386,11
10	428,75	6	429,01
11	471,63	7	471,91
12	514,50	8	514,82
13	557,38	9	557,72
14	600,25	10	600,63
15	643,13	11	643,54
16	686,00	12	686,46
17	728,88	13	729,38
18	771,75	14	772,30
19	814,63	15	815,23
20	857,50	16	858,17
21	900,38	17	901,12
22	943,25	18	944,07
23	986,13	19	987,03

Como se puede ver en la tabla 4 b) (derecha) se muestran los resultados del cálculo realizado por el software en la simulación del ducto en el caso de estudio sin silenciador.

Los resultados de las frecuencias son muy cercanos tanto teóricamente como lo simulado. Esto demuestra que *Comsol Multiphysics* está realizando las simulaciones adecuadamente puesto que se han llegado a resultados muy cercanos por dos métodos distintos.

Si nos fijamos en los modos calculados en Excel, se puede ver que se representa desde $m=5$ hasta $m=23$ (tabla 4 a), esto se debe a que las frecuencias obtenidas son relevantes dentro del rango de estudio (200 Hz a 1000Hz); mientras que, si nos fijamos en los modos calculados por el software, los modos van desde 1 hasta 19. Esto se debe a que los cálculos se realizaron directamente en el rango de frecuencias establecido.

Cabe recalcar que estas comparaciones solamente se pueden realizar entre los cálculos teóricos basados en el largo del ducto, y la simulación sin silenciador. Esto se debe a que si se realiza el cálculo de las frecuencias naturales en *Comsol* cuando se encuentra otro dominio, como el del silenciador innovativo, el software calcula las frecuencias de vibración de este segundo dominio, es decir, por ejemplo, el de la placa de aluminio.

4.2 Simulación de ducto sin silenciador

En todas las figuras presentadas a continuación se hace la comparación con los datos obtenidos en la frecuencia de 212 Hz, que es la frecuencia más cercana al primer modo de vibración del ducto (214,5 Hz aproximadamente) y que se encuentra dentro del rango de frecuencias estudiado (200 Hz a 1000 Hz).

A continuación, en la figura 31 se muestra el resultado de la presión sonora en el caso del ducto sin ningún tipo de silenciador:

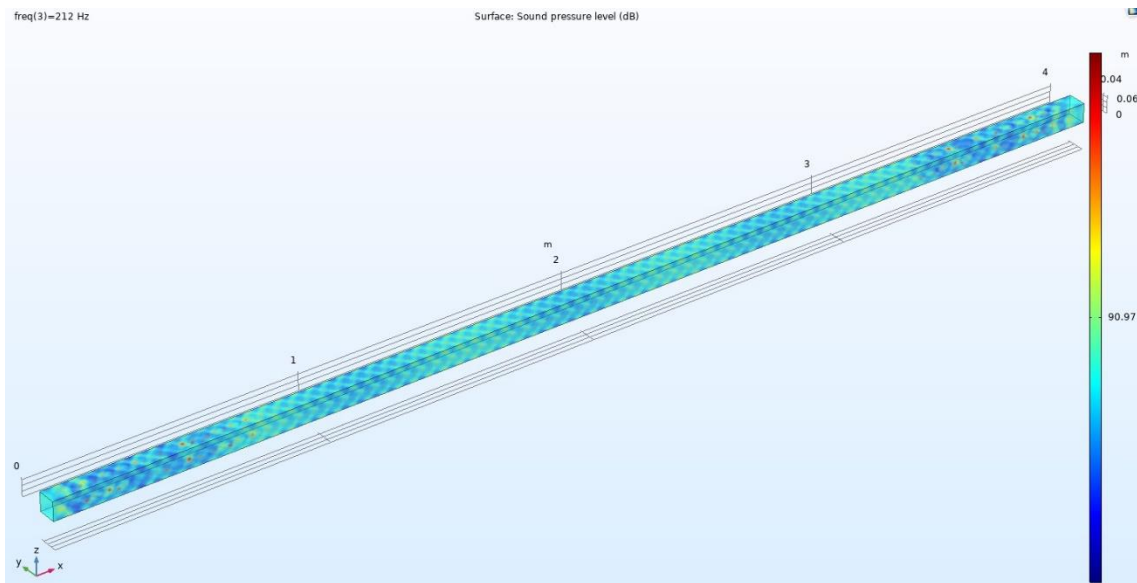


Figura 31. Resultados en la superficie del dominio de la presión sonora en la frecuencia de 212 Hz.

Como se puede notar, el campo sonoro se mantiene más o menos estable a lo largo de todo el ducto. La diferencia en colores que se puede apreciar a la derecha del gráfico muestra que la variación del nivel de presión sonora no es mayor a un dB.

Por otra parte, si se analiza el resultado de la variación en la presión sonora entre dos puntos, el primero ubicado a $\frac{1}{4}$ de distancia del inicio del ducto, y el segundo a $\frac{3}{4}$ de distancia del inicio del ducto, podemos ver que entre estos dos puntos no hay ninguna disminución de presión sonora por lo menos en los modos de vibración como se muestra en la figura 32.

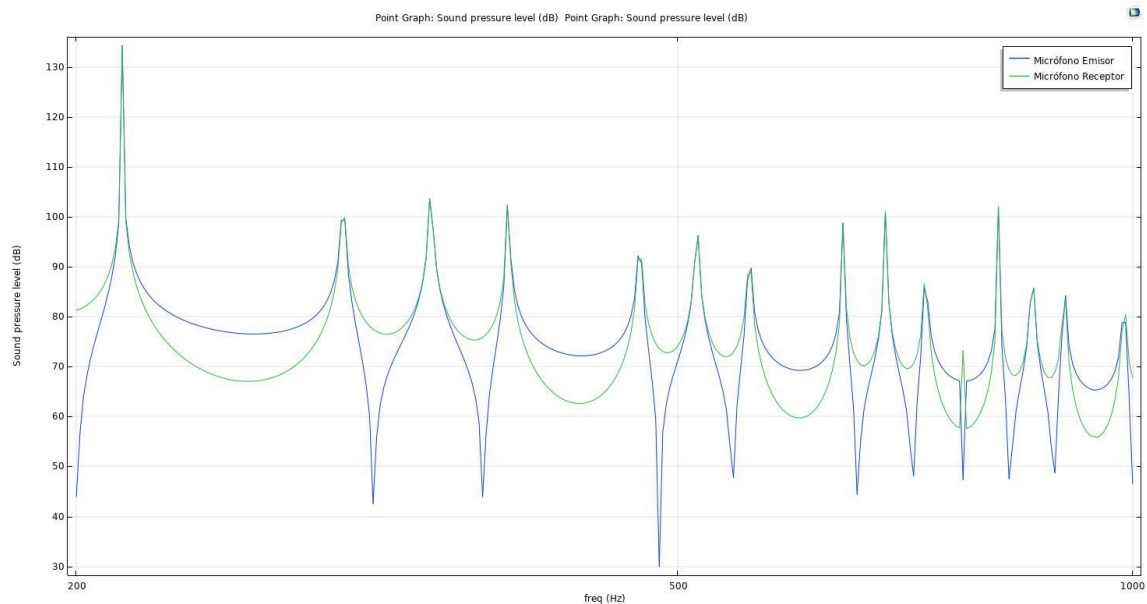


Figura 32. Resultados de dB vs. Frecuencia entre dos puntos dentro del ducto sin silenciador.

Cabe destacar que hay algunas discrepancias entre los resultados. Se nota que fuera de los modos propios del ducto, no coinciden las señales, esto puede deberse al hecho de que están ubicados a distancias simétricas y por lo tanto se colocan en los antinodos, esto podría demostrarse porque siempre que en un caso el nivel de presión disminuye el otro caso el nivel aumenta.

4.3 Simulación de ducto con dominio poroso

Al igual que el caso anterior, se muestran los resultados en la frecuencia más cercana al primer modo de vibración dentro del rango de frecuencias estudiados (figura 33).

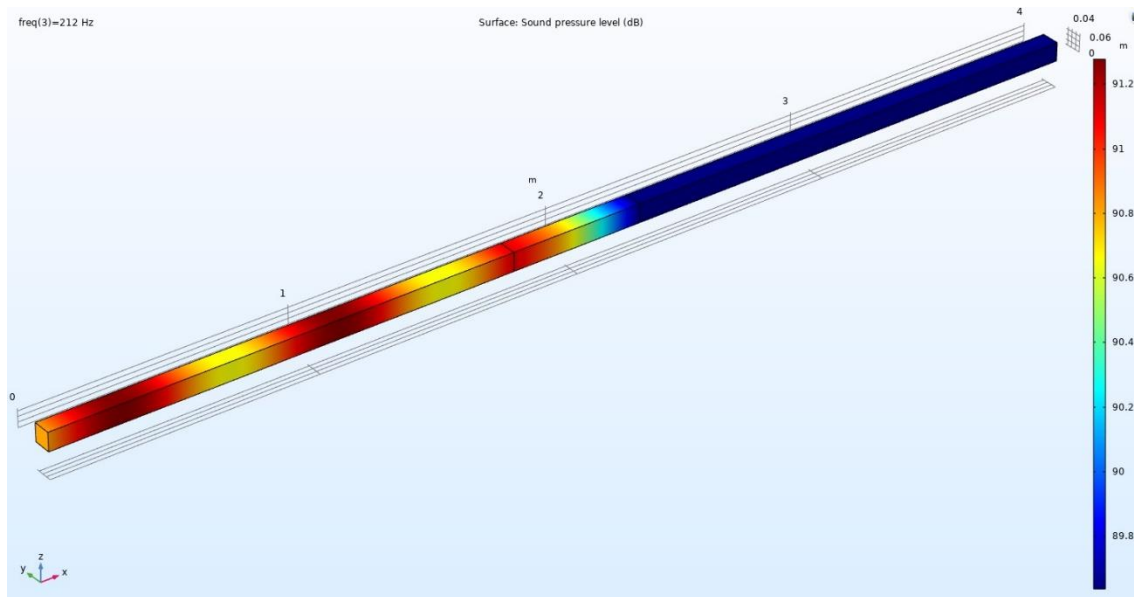


Figura 33. Nivel de Presión sonora en ducto con dominio poroso en la frecuencia de 212 Hz.

En este caso se puede notar que el dominio poroso está causando una disminución en el nivel de presión sonora generando una atenuación de alrededor de 2 dB. Esta es una atenuación que casi no se puede notar por el oído humano.

Por otra parte, agregar una masa al ducto con un material absorbente no es lo más adecuado debido a que en primer lugar agrega un peso extra a la estructura. Y por el otro lado, los ductos están hechos para transportar algún tipo de fluido (en este caso aire) y al poner un material absorbente se genera un cambio en el flujo.

En la actualidad lo que se hace es forrar las paredes de material absorbente, sin embargo, esto también genera un peso extra sobre el ducto y cambia el flujo dentro del ducto.

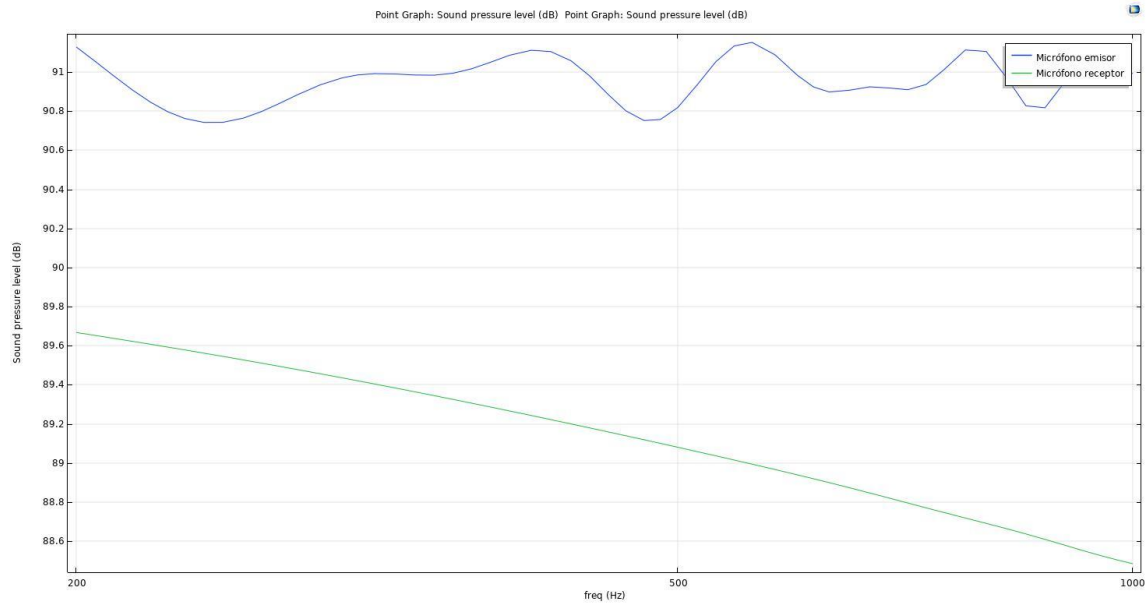


Figura 34. Comparación dB vs. Frecuencia en ducto con dominio poroso.

Como se puede notar en la figura 34, la atenuación de presión sonora aumenta a medida que aumentan las frecuencias hasta el punto de casi disminuir en 3 dB cerca de los 1000 Hz. Aunque esta atenuación puede llegar a ser detectada por el oído humano, no es una disminución que pueda llegar a ser justificada.

4.4 Simulación de ducto con silenciador de membrana

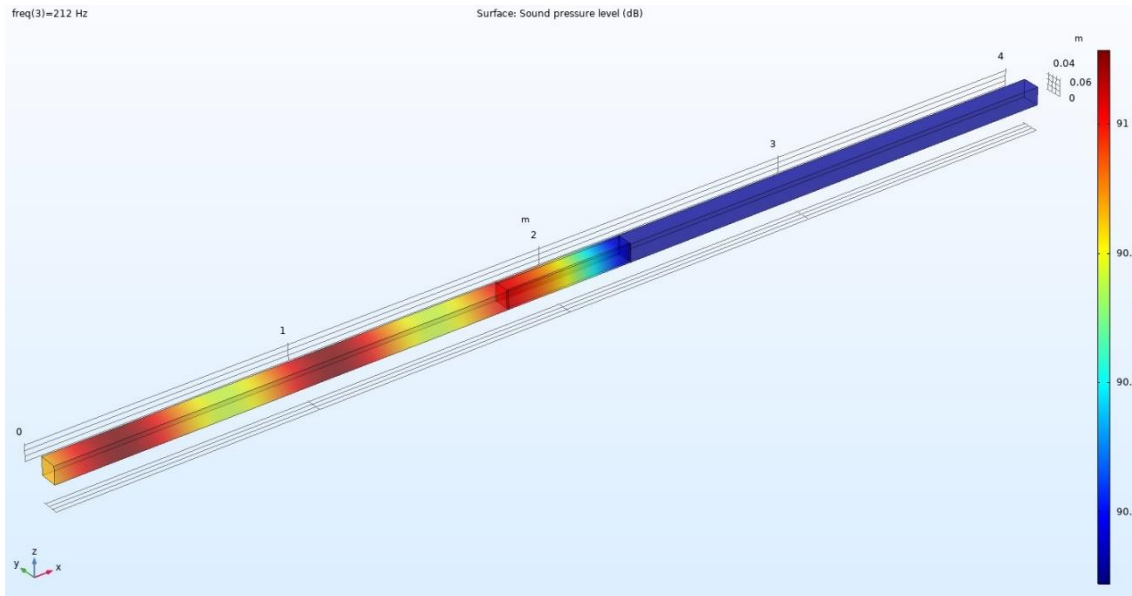


Figura 35. Gráfico dB vs. Frecuencia simulación de membrana en la frecuencia de 212 Hz.

En este caso (figura 35), se puede ver que la atenuación es sumamente pequeña, pues es menor a 1 dB en la frecuencia de 212 Hz. En la vida cotidiana este es uno de los mayores silenciadores utilizados. Sin embargo, los resultados de esta simulación parecen insatisfactorios.

Esto puede deberse al hecho de que se decidió no utilizar la geometría predeterminada en la mayoría de los casos que consiste en aumentar el ancho del ducto en el doble y también cambiar la forma en la que esta sección se adapta a la forma del ducto como en la figura 4 de la sección 2.6.

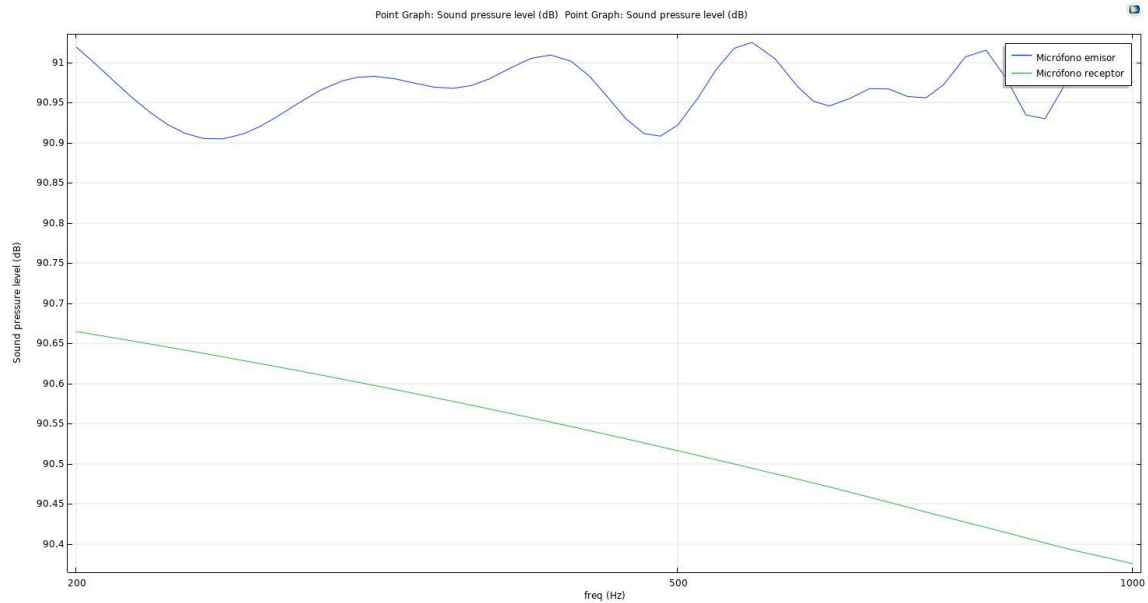


Figura 36. Gráfico de Frecuencia vs. dB de simulación de silenciador de membrana.

Al igual que el caso anterior la atenuación disminuye constantemente con el aumento de la frecuencia (figura 36). Esto quiere decir que el silenciador funciona mejor con las frecuencias mayores, mientras que tiene problemas con las frecuencias más bajas.

4.5 Simulación de ducto con membrana resiliente

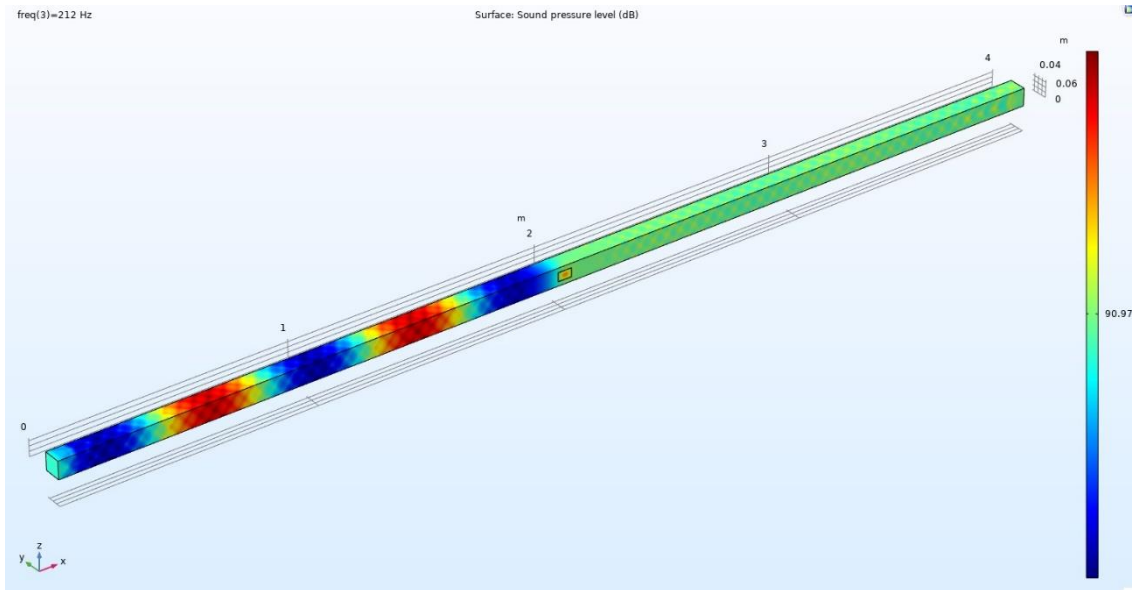


Figura 37. Gráfico de nivel de presión sonora en 212 Hz de silenciador de membrana resiliente.

Como se nota en la figura 37, en este caso la membrana también actúa como un silenciador, pues después de que la onda sonora pasa por el punto en el que se encuentra el parche de aluminio, el campo sonoro se vuelve más estable en un nivel medio, aunque no tiende a decaer tanto como en los casos anteriores, igual la atenuación está alrededor de 1 dB.

Como se mencionó anteriormente, este es el principal caso de estudio de este trabajo de titulación. El enfoque de utilizar un parche empotrado en uno de los lados de un ducto es el de cambiar los métodos actuales que necesitan de una gran cantidad de material y de espacio para realizar su trabajo de atenuación. Por otra parte, este parche ocupa poco espacio y es de un material común por lo que ciertos investigadores han visto que tal vez una forma de mejorar la calidad del método es agregar varios parches con diferentes modos de vibración para atenuar de mejor manera en un mayor rango de frecuencias (Farooqui & Akl, 2015; Farooqui, Elnady, & Akl, 2016a).

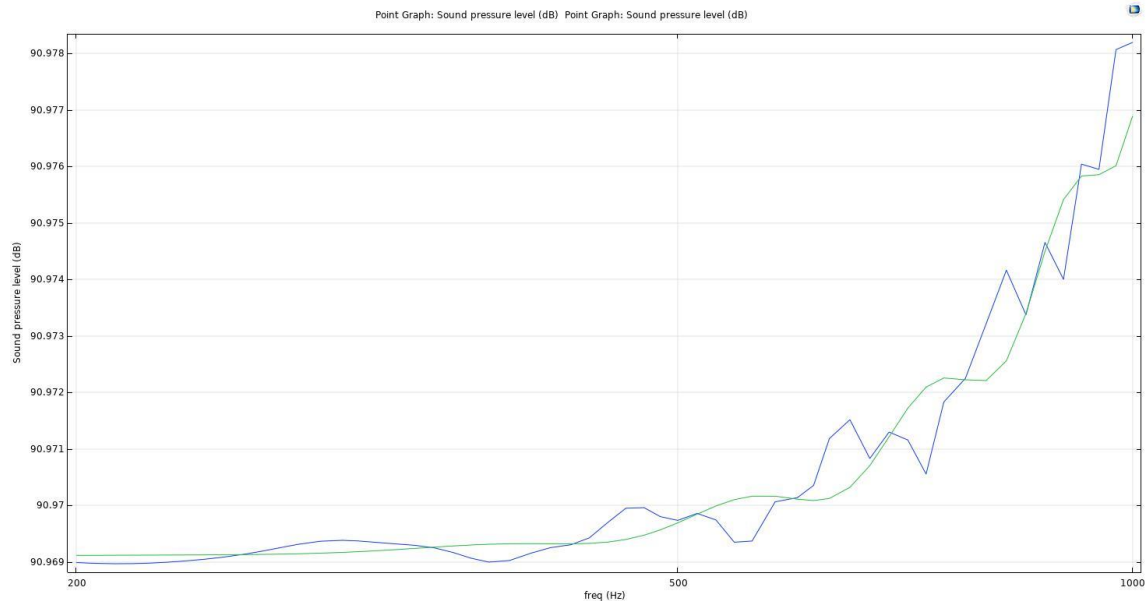


Figura 38. Gráfico dB vs. Frecuencia de silenciador de membrana resiliente.

Este gráfico es un poco diferente a los gráficos anteriormente obtenidos (figura 38). Esto puede deberse a que el modo de vibración de la membrana resiliente de aluminio está por encima de las frecuencias estudiadas, por lo que puede ser que el crecimiento que se ve en las frecuencias altas se deba a que después existe un pico en frecuencias que no se han analizado y por lo tanto no se ven en el gráfico.

4.6 Comparaciones

En todos los casos en los que existe un silenciador se pueden notar que el silenciador está causando un cambio en el campo sonoro del ducto. Esto demuestra que está sucediendo algo similar a lo que sucede en los casos estudiados experimentalmente, aunque la atenuación no se dé en la cantidad adecuada.

Cabe destacar que la forma en la que actúa el parche es interesante pues en los otros dos casos con silenciador, parece ser que la onda sonora va cambiando a medida que pasa por el material poroso hasta que al final sale atenuada por el otro lado (figuras 33 y 35). Es por esto, que es importante la geometría en estos

casos. Probablemente al aumentar el largo del silenciador se puede atenuar una mayor cantidad.

Por otro lado, en el caso del silenciador innovador, el campo sonoro cambia debido a que la membrana vibra cambiando el nivel de presión sonora de una manera un poco abrupta, pues justo después de que la onda pasa por la membrana el campo sonoro se mantiene más estable (figura 37).

A pesar de que los resultados obtenidos no sean numéricamente esperados, si se puede decir que el comportamiento de las simulaciones es adecuado, pues se está presentando un cambio en el campo sonoro en todos los casos como se muestra en las figuras 33, 35 y 37. Esto es, en cierta manera un reflejo de los estudios realizados in situ. Además, como se demostró en la sección 4.1., los cálculos realizados por el programa son parecidos a los cálculos teóricos planteados en la bibliografía, pues el ducto está vibrando en frecuencias muy cercanas.

El hecho de que los resultados numéricos en cuanto a la atenuación no sean los más adecuados lleva a pensar que se deberían llevar a cabo nuevas investigaciones sobre los métodos de simulación que se debe aplicar a los casos de estudio para mejorar su calidad.

5 Conclusiones

En primer lugar, hay que destacar el hecho de que los resultados visuales demuestran que en todos los casos los silenciadores están actuando de una manera en la que modifican el campo sonoro para crear una variación en el nivel de presión sonora, incluso aunque este nivel no sea del todo adecuado para aplicarse en la vida cotidiana.

Por otra parte, la comparación de los cálculos teóricos con los resultados obtenidos mediante los cálculos de las frecuencias fundamentales del ducto demuestra la validez de las simulaciones realizadas y los cálculos efectuados por el software de simulación además esto también se evidencia en el hecho de que los silenciadores y los materiales en cada uno de ellos se comportan de maneras esperadas. Por ejemplo, en el caso del material poroso, se atenúa el sonido a medida que la onda atraviesa el material, mientras que, en el caso del parche, el campo sonoro se vuelve más estable después de que la membrana vibra.

Si analizamos la eficiencia de cada uno de los métodos, notamos que el método de rellenar una parte del ducto con material absorbente no es adecuado debido a que impide el paso de flujo de manera correcta. Por otra parte, aunque el silenciador de membrana soluciona un poco este problema, también agrega una masa al sistema que debe ser controlada además de agregar más material que no puede ser tan accesible y que puede acarrear un costo.

Mientras que el silenciador innovativo ocupa poco espacio, es posiblemente más barato pues está hecho de un material más accesible y que puede ser mejorado agregando nuevos parches. Estos parches no son caros y, no ocupan mucho espacio ni agregan mucho peso al sistema y al estar montados en la estructura no impiden el paso del flujo de aire.

6 Referencias

- Aurégan, Y., Farooqui, M., & Groby, J.-P. (2016). Low frequency sound attenuation in a flow duct using a thin slow sound material. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 139(5), EL149–EL153. <https://doi.org/10.1121/1.4951028>
- Cai, C., & Mak, C. M. (2018). Hybrid noise control in a duct using a periodic dual Helmholtz resonator array. *Applied Acoustics*, 134, 119–124. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.01.015>
- COMSOL Multiphysics®. (2020). Building the Mesh for a Model Geometry in COMSOL Multiphysics®. Recuperado el 20 de mayo de 2020, de <https://www.comsol.com/video/building-the-mesh-for-a-model-geometry-in-comsol-multiphysics>
- Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de La Plata. (s/f). Recuperado el 16 de agosto de 2020, de <https://www.ing.unlp.edu.ar/catedras/>
- Farooqui, M. (2016). *Innovative noise control in ducts*.
- Farooqui, M., & Akl, W. (2015). *Low Frequency Noise Attenuation inside Ducts using locally resonant periodic flush mounted Steel Patches*.
- Farooqui, M., Elnady, T., & Åbom, M. (2016). Measurement of perforate impedance with grazing flow on both sides. *22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2016*. <https://doi.org/10.2514/6.2016-2853>
- Farooqui, M., Elnady, T., & Akl, W. (2016a). Sound attenuation in ducts using locally resonant periodic aluminum patches. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 139(6), 3277–3287. <https://doi.org/10.1121/1.4948990>
- Farooqui, M., Elnady, T., & Akl, W. (2016b). Validation of low frequency noise attenuation using locally resonant patches. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 139(6), 3267–3276. <https://doi.org/10.1121/1.4950736>
- Farooqui, M., Elnady, T., Glav, R., & Karlsson, T. (2015). Modeling and Characterization of a Novel Porous Metallic Foam Inside Ducts. *SAE*

International Journal of Materials and Manufacturing, Vol. 8, pp. 937–945.
<https://doi.org/10.2307/26268792>

- Fuchs, H. V., & Fuchs, H. V. (2013). Silencers in Flow Ducts. En *Applied Acoustics: Concepts, Absorbers, and Silencers for Acoustical Comfort and Noise Control* (pp. 507–581). https://doi.org/10.1007/978-3-642-29367-2_13
- Herring Jensen, M. (2019). Using the Port Boundary Condition in Acoustic Waveguide Models | COMSOL Blog. Recuperado el 16 de agosto de 2020, de <https://www.comsol.com/blogs/using-the-port-boundary-condition-in-acoustic-waveguide-models/>
- Jacobsen, F., & Moller Juhl, P. (2013). Fundamentals of General Linear Acoustics. En *Wiley* (1a ed.). Recuperado de <http://eu.wiley.com/WileyCDA/WileyTitle/productCd-1118346416.html>
- Komatsu, T. (2008). Improvement of the Delany-Bazley and Miki models for fibrous sound-absorbing materials. *Acoustical Science and Technology*, 29(2), 121–129. <https://doi.org/10.1250/ast.29.121>
- Landau, I. D., Melendez, R., Dugard, L., & Buche, G. (2019). Robust and Adaptive Feedback Noise Attenuation in Ducts. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 27(2), 872–879. <https://doi.org/10.1109/TCST.2017.2779111>
- Ochoa Pérez, J. M., Bolaños, F., & Martí Roca, J. (1990). *Medida y control del ruido*. Marcombo.
- ROCKWOOL Technical Insulation. (s/f). Recuperado el 24 de junio de 2020, de <https://rti.rockwool.com/>
- Shur, M., Strelets, M., Travin, A., Christophe, J., Kucukcoskun, K., Schram, C., ... Åbom, M. (2018). Experimental/numerical study of ducted-fan noise: Effect of duct inlet shape. *AIAA Journal*, 56(3), 979–996. <https://doi.org/10.2514/1.J055870>
- Torregrosa, A. J., Broatch, A., Margot, X., & García-Tíscar, J. (2016). Experimental methodology for turbocompressor in-duct noise evaluation

based on beamforming wave decomposition. *Journal of Sound and Vibration*, 376, 60–71. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.04.035>

Zienkiewicz, O.C. Taylor, R. L. (1976). *The finite element method* (6th ed.). Oxford: Elsevier Ltd.

ANEXOS

Propiedades de SeaRox SL 320

SeaRox® SL 320

SeaRox SL 320 is a semi-rigid slab of stone wool. Excellent properties for easy handling and installation.

Application

SeaRox SL 320 is primarily used for sound insulation. Perfect in combination as comfort insulation with noise reduction.



Product properties

Properties		Performance		Norm
Thermal conductivity	T (°C)	10	50	EN 12667
	λ (W/mK)	0,035	0,045	
Nominal density		60 kg/m ³		EN 1602 / IMO
Compressive strength		-		EN 826
Fire classification		Non-combustible Low flame-Spread Properties		Acc. IMO FTP code
Water absorption (short term)		< 1 kg/m ²		EN 1609
Max. Application Temperature		Wool: 250°C		-
Sound absorption directly mounted		$\alpha_w = 0,85$ Thickness: 50 mm		ISO 354 (approximated) Evaluated after ISO 11 654
Facings		-		IMO A.653(16) (low flame - spread)

Figura 39. Ficha de datos del material SeaRox SL 320 de la compañía Rockwool technical insulation

Tomada de: (“ROCKWOOL Technical Insulation”, 2020).

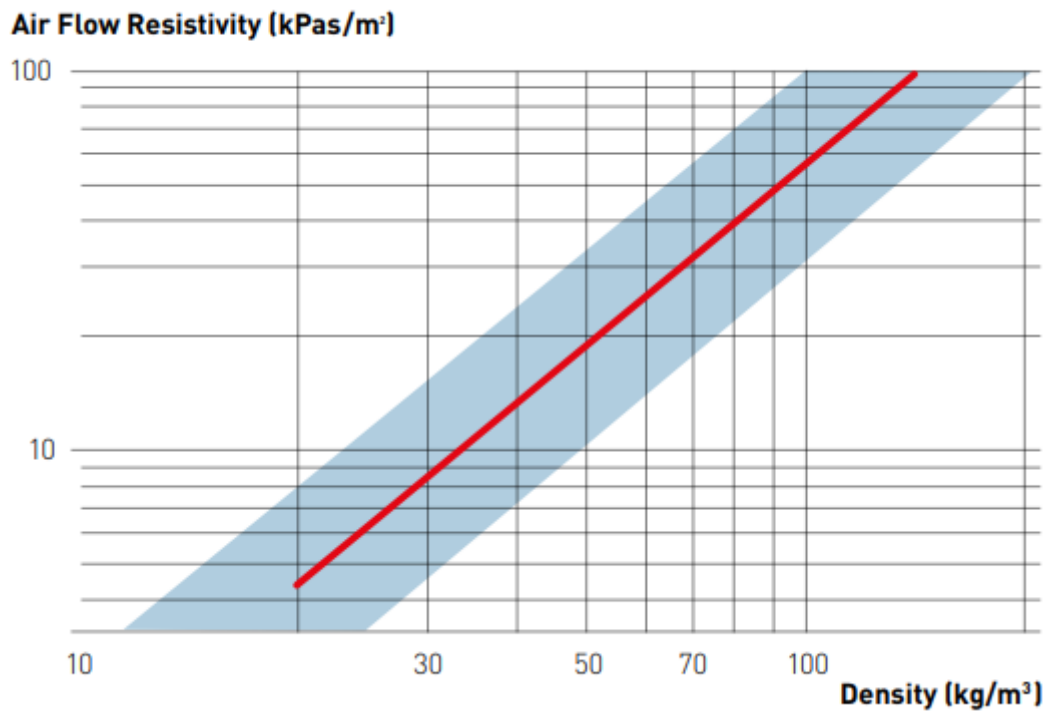


Figura 40. Resistividad al flujo vs Densidad.

Tomada de (“ROCKWOOL Technical Insulation”, 2020).

- a) Muestra la resistividad al flujo de aire en base a la densidad de sus materiales

