

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Análisis estructural y atenuante de un silenciador

Autor: Gonzalo Mori González

Tutor: Juana María Mayo Nuñez

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Análisis estructural y atenuante de un silenciador

Autor:

Gonzalo Mori González

Tutor:

Juana María Mayo Nuñez

Profesora Titular

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016

Trabajo Fin de Grado: Análisis estructural y atenuante de un silenciador

Autor: Gonzalo Mori González
Tutor: Juana María Mayo Nuñez

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

Índice

<i>Índice</i>	1
1. Introducción	1
2. Física del sonido, medio ambiente y normativa	3
2.1. Física del sonido	3
2.2. Problemas medioambientales	4
2.3. Normativa medioambiental	5
3. Presentación de los modelos	7
3.1. Materiales	7
3.2. Modelo 1: Estructura convencional	8
3.3. Modelo 2: Línea recta FlowMaster	9
4. Análisis Modal	11
4.1. Estudio de la estructura	11
4.2. Origen de vibraciones	11
4.3. Obtención de frecuencias naturales	13
4.3.1. Importación de modelos	13
4.3.2. Mallado	14
4.3.3. Condiciones de contorno	15
4.3.4. Cálculo y obtención de resultados	15
4.4. Validación de resultados	20
4.5. Conclusión	22
5. Estudio fluidomecánico	23
5.1. Pérdida de carga	23
5.1.1. Modelización	24
Modelado 3D	24
Inicio y modo de resolución Fluent	24
Ruido regenerado	27
Material y condiciones de contorno	28
Parámetros de la resolución	30
5.1.2. Escape libre	31
5.1.3. Modelo 1	33
Presión	33
Velocidad	35
5.1.4. Modelo 2	38
Presión	38
Velocidad	40
5.2. Fuerzas fluidodinámicas	43
5.2.1. Modelización	43
5.2.2. Modelo 1	45

5.2.3. Modelo 2	46
5.2.4. Validación de resultados	46
Fuerzas de choque con el silenciador	47
Fuerzas de choque principal	49
Cálculo de deformaciones	51
6. Estudio acústico	53
6.1. Modelización	53
6.1.1. Diseño 3D	53
6.1.2. Mallado del sistema	57
6.1.3. Definición del problema	60
6.1.4. Definición de los resultados	65
6.2. Modelo 1	66
6.3. Modelo 2	67
7. Conclusión	69
7.1. Mejoras	70
7.2. Normativa	71
Apéndices	72
A. Anexo	75
A.1. Modelo 1	75
A.2. Modelo 2	77
<i>Índice de Figuras</i>	79
<i>Índice de Tablas</i>	81

1 Introducción

Desde los inicios de la humanidad, el hombre ha querido obtener una mejor calidad de vida. Para conseguir este propósito, se realizaron todo tipo de inventos. Uno de los inventos más emblemáticos de nuestra sociedad fue el vehículo: Un método de transporte rápido que se ajustara a las necesidades de nuestra ajetreada vida. Debido a su utilidad, este tipo de vehículos se ha hecho bastante popular y por tanto, requiere una continua evolución.

Este proyecto tiene como objetivo la disminución de contaminación acústica provocada por dichos vehículos. De esta manera, intentaremos mejorar el sobrecargado ruido ambiental que sufre nuestra sociedad. Algunas historias son dramáticas, la mayoría no tanto, pero a menudo se realizan grandes esfuerzos y se invierten grandes sumas de dinero en conflictos relacionados con el ruido ambiental.

Para cumplir nuestro objetivo, el objeto de estudio será el silenciador del vehículo, un dispositivo encargado de reducir al mínimo las ondas sonoras provocadas por el funcionamiento del mismo. Este trabajo se dividirá en varios capítulos:

- Primeramente, daremos una breve explicación teórica sobre las ondas sonoras, tanto la física que hay detrás de ellas como su efecto en el ser humano y en el medio ambiente.
- Analizaremos la estructura del silenciador, los mecanismos mediante los cuales consigue atenuar el ruido y la física que hay tras los tipos más comunes de silenciador. Analizaremos dos tipos de silenciadores, el convencional de entrada por tubo perforado y un nuevo modelo "FlowMaster" de reciente fabricación en América. Compararemos los resultados y verificaremos y este nuevo modelo de silenciador justifica el cambio industrial necesario para su fabricación con una mejor calidad acústica y rendimiento para el motor. Este trabajo no constará del estudio térmico del silenciador debido a su complejidad.
- Estudiaremos las diversas maneras de conseguir una salida eficiente de los gases del motor. Tendremos en cuenta tanto la facilidad de la salida de los gases como el efecto en el rendimiento del motor.
- Finalmente, pondremos todas las opciones estudiadas en común para llegar a una conclusión en la cual veamos tanto los puntos fuertes como las desventajas de cada tipo de silenciador en cuanto a los dos puntos anteriormente citados.

2 Física del sonido, medio ambiente y normativa

2.1 Física del sonido

El sonido se define como sensación o impresión producida en el oído por vibraciones que se propagan por un medio elástico, normalmente en aire. Dependiendo del medio de transmisión, dichas vibraciones se propagarán a diferentes velocidades, tomando una mayor velocidad en medios sólidos, velocidades medias en líquidos y las menores en gases.

Estas vibraciones son iniciadas por un movimiento mecánico de ciertas partículas, las cuales transmitirán dicho movimiento a sus partículas adyacentes sin arrastrarlas, de manera que producimos zonas de sobrepresiones y depresiones. Esta onda de presión se propaga en todas direcciones alejándose del foco emisor. Estas vibraciones son las que llegan a nuestro tímpano, produciendo la sensación de sonido tras llegar a nuestro cerebro.

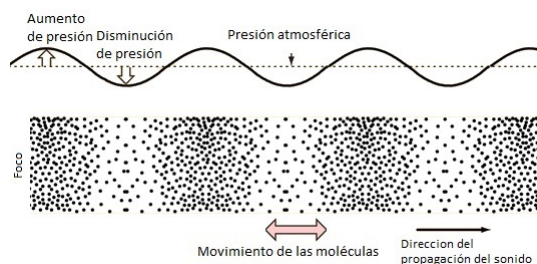


Figura 2.1 Propagación de ondas sonoras.

Los siguientes datos se obtuvieron de Ruido Ambiental[1] y serán tomados en cuenta a lo largo del proyecto:

Las frecuencias audibles por el ser humano tienen un rango desde 20 Hz hasta 20000 Hz. Estos valores se tendrán en cuenta en el posterior estudio acústico del silenciador.

Una presión sonora de, aproximadamente, 100 Pa (133 dB) es tan alta que causa dolor y por lo tanto es llamado umbral del dolor. Tendremos en cuenta este valor para evitar a toda costa este tipo de niveles de presión sonora.

2.2 Problemas medioambientales

La principal utilidad del silenciador es disminuir la ya saturada contaminación acústica. El ruido ambiental es un problema a nivel mundial, sin embargo cada comunidad lo enfoca de distintas maneras.

Pese a que no hay una estimación del impacto del ruido ambiental mundial, hay un estudio sobre este aspecto en la mayor parte de Europa realizado por El Libro Verde de la Unión Europea sobre la Futura Política de Ruido [2]

- El Libro Verde estima que el 20% de la población sufre niveles de ruido por encima de los límites permitidos causando alteraciones en la salud. Otros 170 millones de ciudadanos viven en zonas con niveles de ruido inaceptables durante el día.
- La contaminación acústica tiene un costo de entre un 0,2% y un 2% del Producto Nacional Bruto, lo cual, pese a las pequeñas cifras, son unas pérdidas gigantescas.

Centrándonos en un entorno más cercano, podemos analizar el nivel de ruido continuo del que disponemos en nuestra comunidad. La siguiente gráfica es un dato proporcionado por la Junta de Andalucía respecto a 1995 [3].

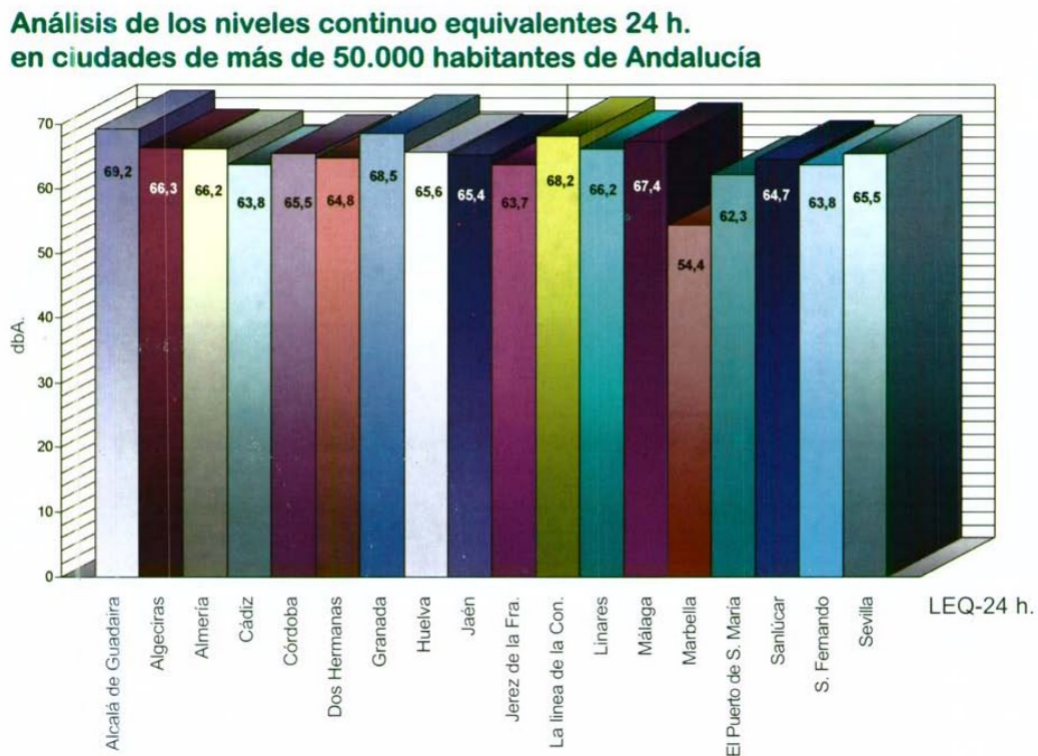


Figura 2.2 Niveles de Ruido en Andalucía.

Además, según estudios realizados por el Instituto del Ruido de Londres, el 80% del ruido transmitido a la atmósfera es debido al tráfico viario, por tanto, vemos que es un factor clave en la problemática. Por supuesto, el mayor foco de ruido dentro del coche son las explosiones dentro del motor, que serán atenuadas gracias a los silenciadores.

2.3 Normativa medioambiental

Para regular esta problemática existen ciertas normativas a las cuales nos adaptaremos a la hora de realizar los cálculos de atenuación de sonidos. Según la Directiva 2007/34/CE de la comisión europea [4]. Estos valores deben estar medidos a 1 metro del escape del vehículo, con un sonómetro de clase 1 como mínimo y sin contar el ruido de fondo.

Tabla 2.1 Tabla de niveles sonoros admitidos.

Categoría de vehículos	Valores expresados en dB
Vehículos destinados al transporte de personas equipados con un máximo de nueve asientos, incluido el del conductor	74
Vehículos destinados al transporte de personas equipados con más de nueve asientos, incluido el del conductor, cuya masa máxima autorizada no exceda de 3,5 toneladas y cuyo motor tenga una potencia inferior a 150 kW	78
Vehículos destinados al transporte de personas equipados con más de nueve asientos, incluido el del conductor, cuya masa máxima autorizada no exceda de 3,5 toneladas y cuyo motor tenga una potencia mínima de 150 kW	80
Vehículos destinados al transporte de personas equipados con más de nueve asientos, incluido el del conductor; vehículos destinados al transporte de mercancías cuya masa máxima autorizada no exceda de 2 toneladas	76
Vehículos destinados al transporte de personas equipados con más de nueve asientos, incluido el del conductor; vehículos destinados al transporte de mercancías cuya masa máxima autorizada exceda de 2 toneladas pero no de 3,5 toneladas	77
Vehículos destinados al transporte de mercancías cuya masa máxima autorizada exceda de 3,5 toneladas y cuyo motor tenga una potencia inferior a 75 kW	77
Vehículos destinados al transporte de mercancías cuya masa máxima autorizada exceda de 3,5 toneladas y cuyo motor tenga una potencia mínima de 75 kW pero inferior a 150 kW	78
Vehículos destinados al transporte de mercancías cuya masa máxima autorizada exceda de 3,5 toneladas y cuyo motor tenga una potencia mínima de 150 kW	80

No obstante:

- Para los vehículos de las categorías "Vehículos destinados al transporte de personas equipados con un máximo de nueve asientos, incluido el del conductor" y "Vehículos destinados al transporte de personas equipados con más de nueve asientos, incluido el del conductor; vehículos destinados al transporte de mercancías" los valores límite aumentarán de 1 dB si van equipados con un motor diésel de inyección directa
- Para los vehículos con una masa máxima autorizada superior a 2 toneladas diseñados para ser utilizados en todo terreno, los valores límite aumentarán de 1 dB si la potencia de su motor es inferior a 150 kW y de 2 dB si es de 150 kW o más, 15.6.2007 ES Diario Oficial de la Unión Europea L 155/51

- Para los vehículos de la categoría 2.1.1 equipados con una caja de cambios manual de más de cuatro velocidades hacia adelante y con un motor cuya potencia máxima sea superior a 140 kW y cuya relación entre potencia máxima y masa máxima sea superior a 75 kW/t, los valores límite aumentarán de 1 dB si la velocidad a la que la parte posterior del vehículo pasa la línea BB en tercera es superior a 61 km/h.

Para finalizar con esta sección, debemos comprobar la implementación de esta normativa al estado español. Para ello acudimos al Boletín Oficial del Estado (BOE) correspondiente:

Según el BOE 254 [5] Capítulo IV Artículo 18: Emisores acústicos. Valores límite de emisión e inmisión

1. Los vehículos de motor y ciclomotores en circulación deberán corresponder a tipos previamente homologados en lo que se refiere a niveles sonoros de emisión admisibles, de acuerdo con la reglamentación vigente, por aplicación del Real Decreto 2028/1986, de 6 de junio, por el que se dictan normas para la aplicación de determinadas directivas comunitarias, relativas a la homologación de tipos de vehículos automóviles, y del Decreto 1439/1972, de 25 de mayo, de homologación de vehículos automóviles en lo que se refiere al ruido por ellos producido.
2. Sin perjuicio de lo establecido en la disposición adicional primera, el valor límite del nivel de emisión sonora de un vehículo de motor o ciclomotor en circulación se obtiene sumando 4 dB(A) al nivel de emisión sonora que figura en la ficha de homologación del vehículo, correspondiente al ensayo a vehículo parado, evaluado de conformidad con el método de medición establecido en el procedimiento de homologación aplicable al vehículo, de acuerdo con la reglamentación vigente.
3. Todos los conductores de vehículos de motor y ciclomotores quedan obligados a colaborar en las pruebas de control de emisiones sonoras que sean requeridas por la autoridad competente, para comprobar posibles incumplimientos de los límites de emisión sonora.

A su vez, al revisar el Real Decreto 2028/1986 [6] vemos que la normativa vigente en el estado español se basa en silenciadores homologados según la tabla 2.1 que a su vez se basa en la tabla europea que vimos arriba.

1	2	3	4	5	
Materia objeto de Reglamentación (H) (D)	Disposiciones europeas Art. 3.	Nuevos tipos Art. 4.1.	Nueva matrícula Art. 4.2.	Reglamentación a que se refiere Art. 4.3. (F) (M)	Observaciones
Nivel sonoro admisible	Directiva 70/157 Directiva 73/350 Directiva 77/212 Directiva 81/334 Directiva 84/372 Directiva 84/424 Directiva 89/491 Directiva 92/97 Directiva 96/20 Directiva 1999/101 Directiva 2007/34	(-) (-) (-) (-) (-) (-) (-) (-) (-) (-) (-) (A)	(-) (-) (-) (-) (-) (-) (-) (-) (A*) (*) (A) (A*)	Reglamento CEPE/ONU 51 (L)	(*) Solo para recambios.

Figura 2.3 Tabla de homologación de silenciadores.

A continuación mostramos la leyenda de la tabla acotada con los datos necesarios para su comprensión:

NOTAS:

(A) Cumplimiento obligatorio. (A*) Aceptada como alternativa. (-) No aceptado o no obligatorio. Las fechas de aplicación, tanto de la nota (A) como (A*) están supeditadas a lo establecido en la reglamentación comunitaria correspondiente.

Figura 2.4 Leyenda tabla de homologación.

3 Presentación de los modelos

Con toda la información descrita en el apartado anterior, vemos más que justificado el uso de los silenciadores en los vehículos de hoy en día. Por tanto pasamos a la presentación de la siguiente parte.

En este apartado presentaremos los dos modelos que serán sujetos de nuestro análisis. Visualizaremos sus detalles geométricos y los posibles puntos problemáticos que podamos encontrar debido a ello. Además mostraremos las estrategias de atenuación del sonido, estructurales y físicos que estén relacionados con la geometría.

3.1 Materiales

El objetivo final de este trabajo es realizar una comparación sobre la eficacia de los modelos que presentaremos a continuación. Por tanto, para evitar modificaciones en los resultados debidos al factor del material del cual estén compuestos, utilizaremos el mismo material para ambos modelos:

Tabla 3.1 Tabla de propiedades del material.

Acero 309L	
Propiedad	Valor a 25°C
Densidad	$7800\text{kg}/\text{m}^3$
Límite elástico	240MPa
Límite de rotura	450MPa
Módulo de Young	$190 - 210\text{GPa}$
Módulo de Poisson	$0,27 - 0,3$
Dureza	80HRB
Coefficiente de expansión térmica	$11,7 \cdot 10^{-6}/\text{C}$
Conductividad térmica	$24,9\text{W}/\text{m} - \text{K}$

El material escogido ha sido recomendado por Present and Future Trends of Stainless Steel for Automotive Exhaust System [7].

3.2 Modelo 1: Estructura convencional

Para empezar mostraremos el exterior del primer modelo que analizaremos:

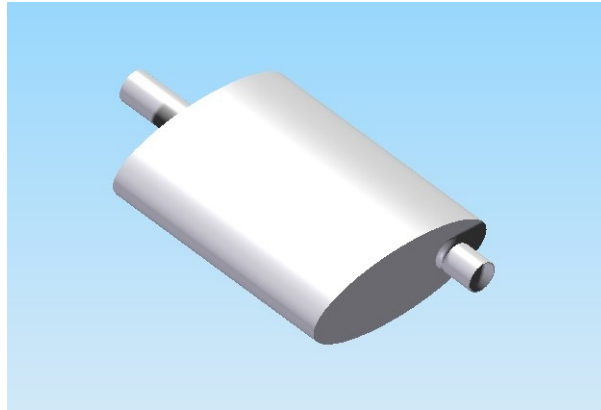


Figura 3.1 Primer modelo. Exterior.

El diseño exterior está basado en los silenciadores más comunes, como los que podemos ver fabricados por la marca WALKER o ERNST. Con un tubo de entrada de unos 35 mm de diámetro interior (Representado por el tubo inferior derecho de menor longitud) y un tubo de salida ubicado en la zona superior izquierda de la foto. Para más detalles de este modelo exterior consultar el anexo Apéndice A

Ahora analizaremos el interior de dicho modelo:

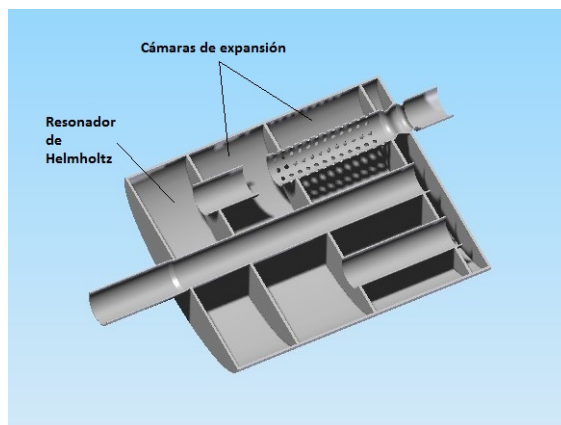


Figura 3.2 Primer modelo. Interior.

Analizando el sistema, podemos subdividirlo en dos cámaras de expansión y, justo antes de la salida, un resonador de Helmholtz. También destacamos el tubo de entrada, el cual dispone una serie de perforaciones de 5 mm de diámetro para la correcta difusión del sonido y de las partículas de fluido. Este último fenómeno relacionado con el tubo perforado se estudiará con mayor detalle en los siguientes capítulos.

3.3 Modelo 2: Línea recta FlowMaster

A continuación describiremos el segundo modelo, empezando por una vista general exterior del mismo:

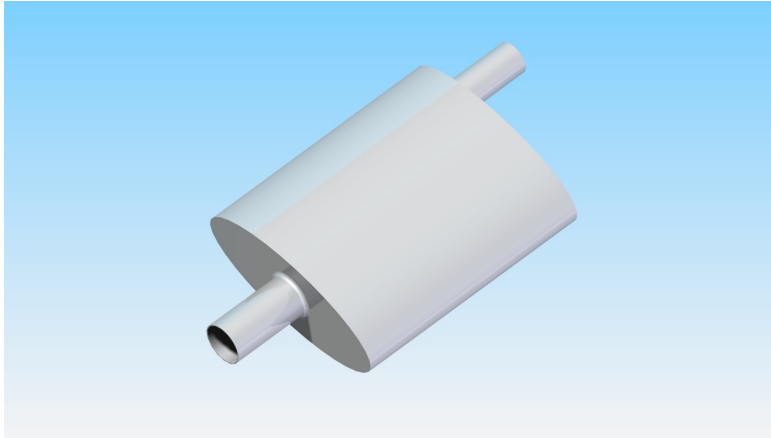


Figura 3.3 Segundo modelo. Exterior.

En términos generales, el exterior es bastante parecido al primer modelo. Sin embargo podemos ver que el tubo de salida está centrado en la sección perpendicular al eje. Además, es el tubo de entrada el que presenta una excentricidad con respecto al centro de la sección anteriormente mencionada. Toda esta disposición se entenderá mejor al ver la estructura interna del modelo:

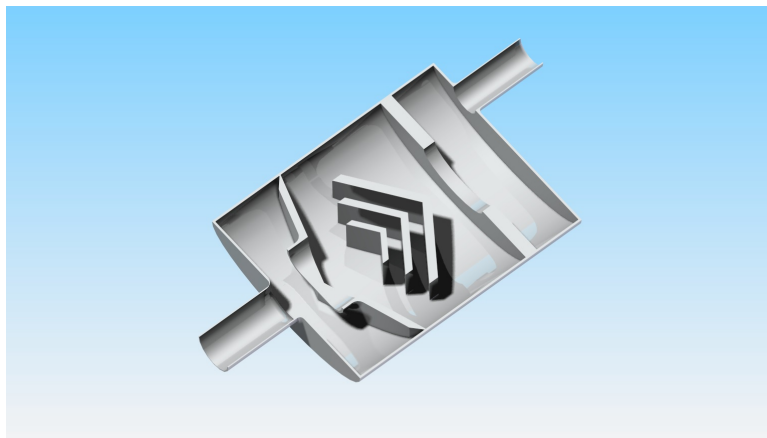


Figura 3.4 Segundo modelo. Interior.

Este segundo modelo presenta una primera cámara de expansión, que reducirá el ruido en mayor medida debido al choque principal de los gases con las paredes de dicha cámara. Otra medida importante de atenuación de ruido vendrá en la segunda cámara con las cuñas que podemos ver en la imagen. El sistema de atenuación se verá más detalladamente en los siguientes capítulos, pero resaltaremos la importancia de estos elementos de la segunda cámara. En una tercera instancia tenemos una estrechadura que obligará a los gases a pasar de nuevo por una conexión de diámetro menor que el de la cámara de expansión precedente. Esto permite pasar los gases a un nuevo resonador de Helmholtz para eliminar los ruidos de una frecuencia específica antes de liberarlos por el tubo de salida.

4 Análisis Modal

En este apartado analizaremos la posibilidad de fallo crítico de cada uno de los modelos. En específico, hablaremos de la resonancia, la cual conlleva vibraciones de gran amplitud que pueden desembocar en roturas por fatiga, deformaciones incompatibles y grietas en el material. Por tanto realizaremos un estudio sobre este fenómeno para intentar evitar sus efectos en la medida de lo posible. También podría pasar que el silenciador se convirtiera en un foco de ruido por las vibraciones excesivas.

4.1 Estudio de la estructura

Por otra parte, deberemos analizar la estructura del silenciador para encontrar sus frecuencias naturales y modos de vibración. Antes de empezar con el estudio del mismo, definiremos los conceptos dinámicos de modos de vibración y frecuencias naturales de vibración.

- **Frecuencia natural de vibración:** Un sistema alterado de su posición de equilibrio tiende a vibrar a ciertas frecuencias denominadas naturales cuando éste es excitado.
- **Modo de vibración:** Para cada frecuencia natural, el sólido adquiere una determinada forma denominada modo de vibración.
- **Resonancia:** Un sistema excitado con una fuerza armónica pequeña pero con una frecuencia próxima a alguna de las naturales, oscila con amplitudes grandes. Este fenómeno se conoce como resonancia.

4.2 Origen de vibraciones

Una posible causa de este efecto se debe a la frecuencia de salida de los gases del motor. Dichos gases provocarán vibraciones a lo largo de todo el sistema de evacuación debido a su cantidad de movimiento. Además, un gran factor a tener en cuenta serán las vibraciones del propio motor, que se transmitirán a lo largo de toda la carrocería, pudiendo afectar a nuestros silenciadores.

Si la frecuencia de vibración en el sistema de evacuación llega a alcanzar la frecuencia natural, entraremos en resonancia, provocando unos grandes desplazamientos tal y como vemos en la siguiente gráfica proporcionada por la Universidad de Sevilla [8]

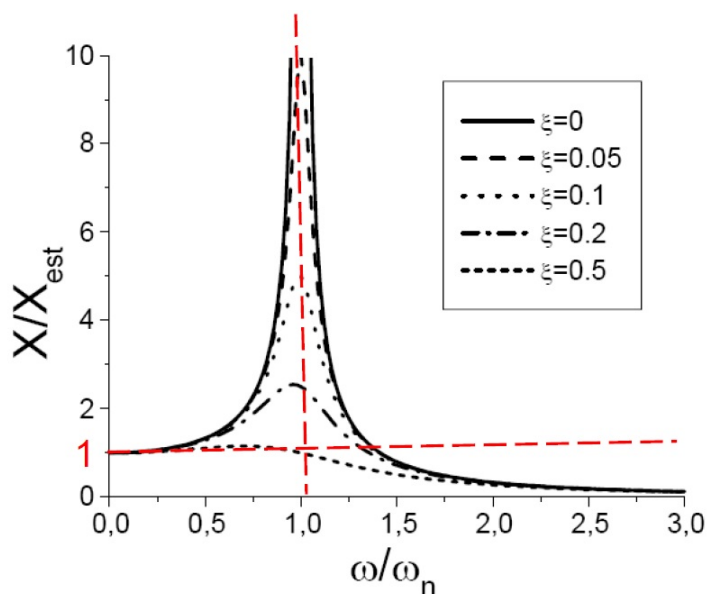


Figura 4.1 Frecuencia/Frecuencia natural - Amplitud de movimiento(X).

En la gráfica podemos ver cómo se relacionan las deformaciones producidas por una fuerza estática (X_{est}) con las producidas si dicha fuerza tuviera una frecuencia de aplicación (X). Este caso está referenciado para un solo grado de libertad. En nuestro caso, al contar con más de un grado de libertad, se aplicaría esta gráfica para cada uno de ellos. Cada grado de libertad tiene sus propias frecuencias naturales.

Para relacionar las vibraciones del motor con las propias vibraciones del silenciador, utilizaremos los datos experimentales obtenidos por "A Study on Vibration Characteristics of Vehicle Muffler Depending on Excitation Sources" [9]

En este experimento, colocaron unos acelerómetros unidireccionales en el silenciador del coche de tal manera que se obtuvieran las frecuencias de vibración de 3 puntos diferentes. La estructura exterior de dicho silenciador y la comunicación con el motor se parecen en gran medida a la de nuestros modelos, por lo que extrapolaremos sus resultados. Dichas frecuencias se relacionan con las revoluciones del motor ya que, como hemos comentado antes, tienen una gran relación.

Tabla 4.1 Tabla de relación de vibraciones (rpm).

Revoluciones motor	Acelerómetro 1	Acelerómetro 2	Acelerómetro 3	Media
800	826	810	805	814
1500	1496	1618	1627	1580
2000	2072	2066	2087	2075
2500	2679	2683	2520	2627
3000	3166	3120	3028	3105

En este trabajo usaremos como posibles vibraciones transmitidas al silenciador las propias vibraciones del motor (producidas por las revoluciones del mismo). De esta manera podremos verificar que no se llega a la frecuencia natural del silenciador debido a las revoluciones del propio motor (principal fuente de vibraciones).

4.3 Obtención de frecuencias naturales

Una vez analizados tanto los posibles orígenes o fuentes de vibración y visto como se traspasan dichas vibraciones al silenciador, debemos comparar dichas vibraciones con la frecuencia natural del silenciador. Para ello utilizaremos la herramienta Ansys Workbench 15.0.

4.3.1 Importación de modelos

Primeramente introduciremos los modelos definidos en el capítulo anterior dentro del sistema traspasándolos del programa de diseño en tres dimensiones a la extensión .STP y posteriormente importándolos a Ansys mediante su extensión "Design Modeler". De esta manera podremos trabajar con los modelos directamente en Ansys sin tener que recurrir a una sincronización con el programa de diseño en 3D.

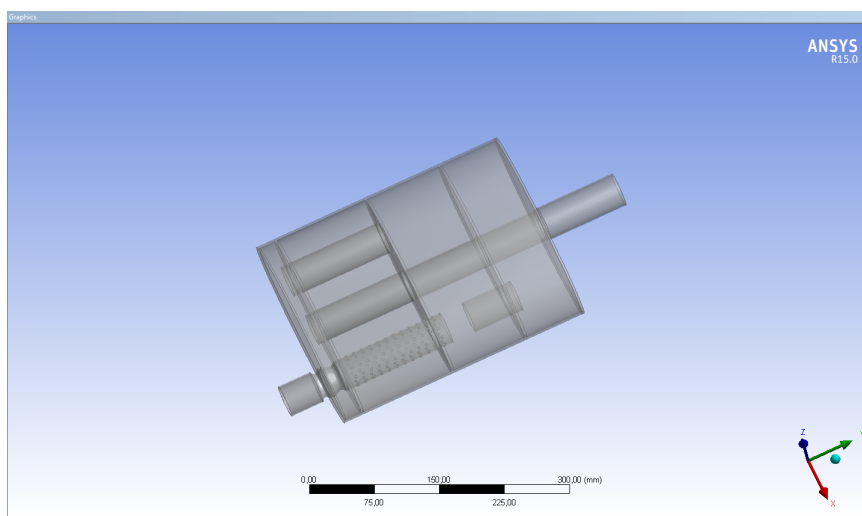


Figura 4.2 Importación del primer modelo.

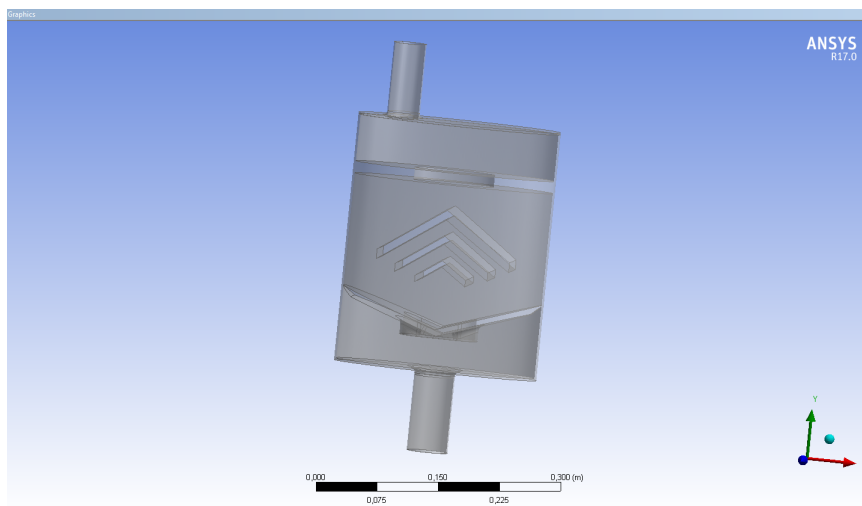


Figura 4.3 Importación del segundo modelo.

La elección de la extensión de importación a Workbench es clave ya que la compatibilidad de los editores de diseños debe coincidir y ser perfecta para reproducir todos los detalles que queremos añadir a nuestros silenciadores.

4.3.2 Mallado

En segundo lugar tendremos que aplicar un mallado a ambos silenciadores. Utilizamos un mallado predeterminado en las zonas exteriores sin apenas gradientes en la superficie y sin mayores detalles. Sin embargo realizamos una concentración mayor de nodos en las esquinas, detalles como cambios de sección y las pequeñas perforaciones que podemos encontrar en el tubo de entrada del primer modelo.

Realizando todos estos procedimientos conseguimos los siguientes mallados:

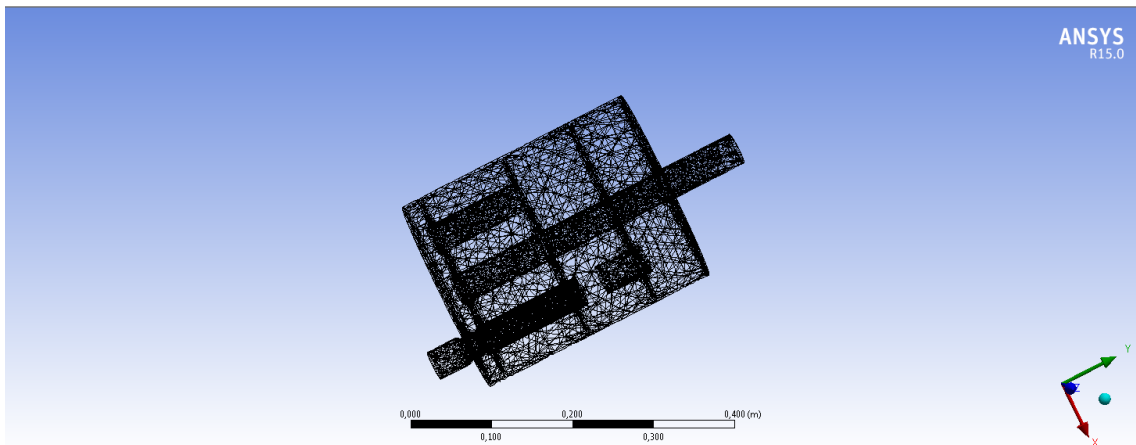


Figura 4.4 Mallado del primer modelo. 51737 Nodos 24936 Elementos .

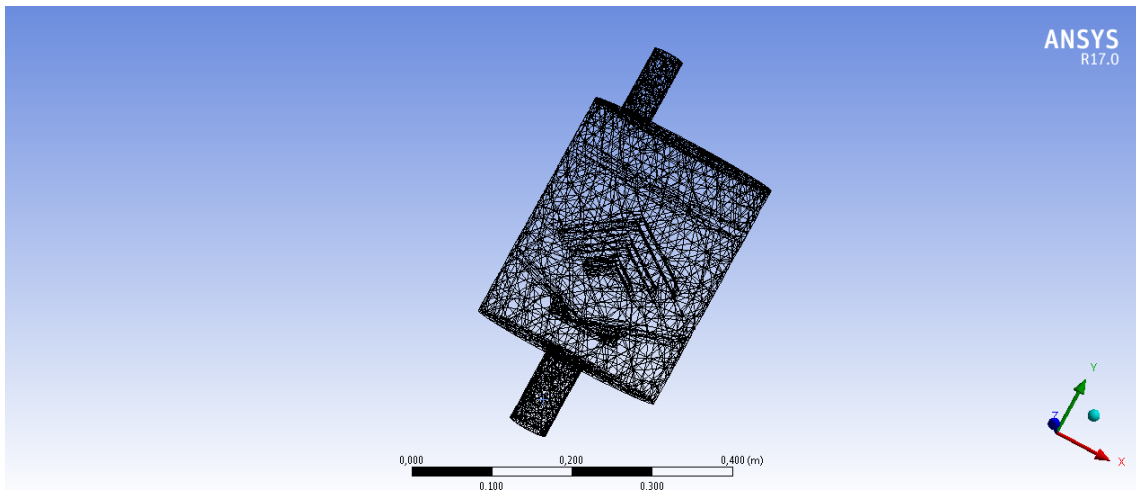


Figura 4.5 Mallado del segundo modelo. 14805 Nodos 7416 Elementos.

El mayor número de elementos y de nodos el el primer modelo se debe a su mayor complejidad y sobre todo al mallado del tubo de entrada perforado.

4.3.3 Condiciones de contorno

Una vez hallamos realizado con éxito el mallado de ambos modelos, deberemos aplicar las condiciones de contorno que simularán el agarre que tiene el silenciador a la propia carrocería del vehículo. Estas condiciones de contorno serán de gran importancia a la hora de encontrar los modos de vibración y las frecuencias naturales ya que niegan algunos grados de libertad y por tanto algunos posibles modos de vibración.

Como el exterior de ambos modelos es análogo el uno al otro y solamente hemos aplicado condiciones de contorno en el exterior del mismo, mostraremos únicamente la aplicación de las condiciones a un modelo:

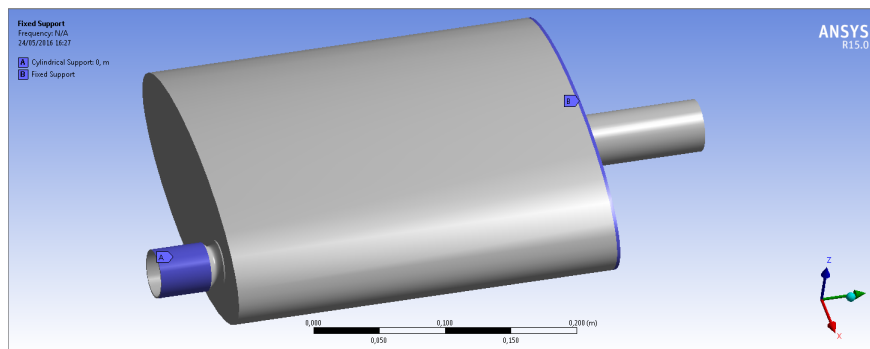


Figura 4.6 Condiciones de contorno.

Estas son las descripciones de las condiciones de contorno utilizadas:

- La condición de contorno A es la responsable de representar el hecho de que la entrada cilíndrica está conectada a la propia tubería de escape del motor. Esta conexión no es para nada despreciable y será tenida en cuenta como un soporte cilíndrico alrededor de la superficie del cilindro de entrada del silenciador.
- La condición de contorno B representa la cogida del silenciador a la carrocería del coche. Este tipo de cogidas es común en algunos vehículos, variando solamente la distancia a lo largo del eje Y de la imagen. De esta manera el silenciador estaría estáticamente bien sujeto al propio coche. Aun así, podemos encontrar otros vehículos sin este tipo de apoyos, por lo tanto tendremos en cuenta ambas posibilidades.

En principio no contaremos con más condiciones de contorno pese a que ciertos modelos puedan tener agarres extras tanto al principio de la caja de resonancia o en otras zonas críticas dependiendo de cada diseño.

4.3.4 Cálculo y obtención de resultados

Una vez hallamos preparado todos los detalles del modelo en Workbench, pasaremos al propio cálculo del modelo matemático implementado en Ansys.

Debemos recordar que para este tipo de estudio no hace falta introducir datos como las fuerzas a las cuales se someterá el silenciador ya que la frecuencia natural depende únicamente de la estructura y la distribución de masa del silenciador. Por tanto, tiene sentido que el propio programa Ansys no requiera de estos datos para realizar el cálculo.

A continuación mostramos la tabla de resultados de frecuencias naturales de ambos modelos con la condición de contorno B:

Tabla 4.2 Tabla de frecuencias naturales (hz).

Frecuencia natural modelo 1	Frecuencia natural modelo 2
1134,7	981,83
1773,8	1747,5
1978,7	1764,3
2070,9	1920,2
2087,6	2072

Por otro lado, analizaremos los modos de vibración asociados a las tres primeras frecuencias naturales de cada modelo para tener una idea de cómo sería esta situación de resonancia del silenciador.

Tabla 4.3 Modelo 1.

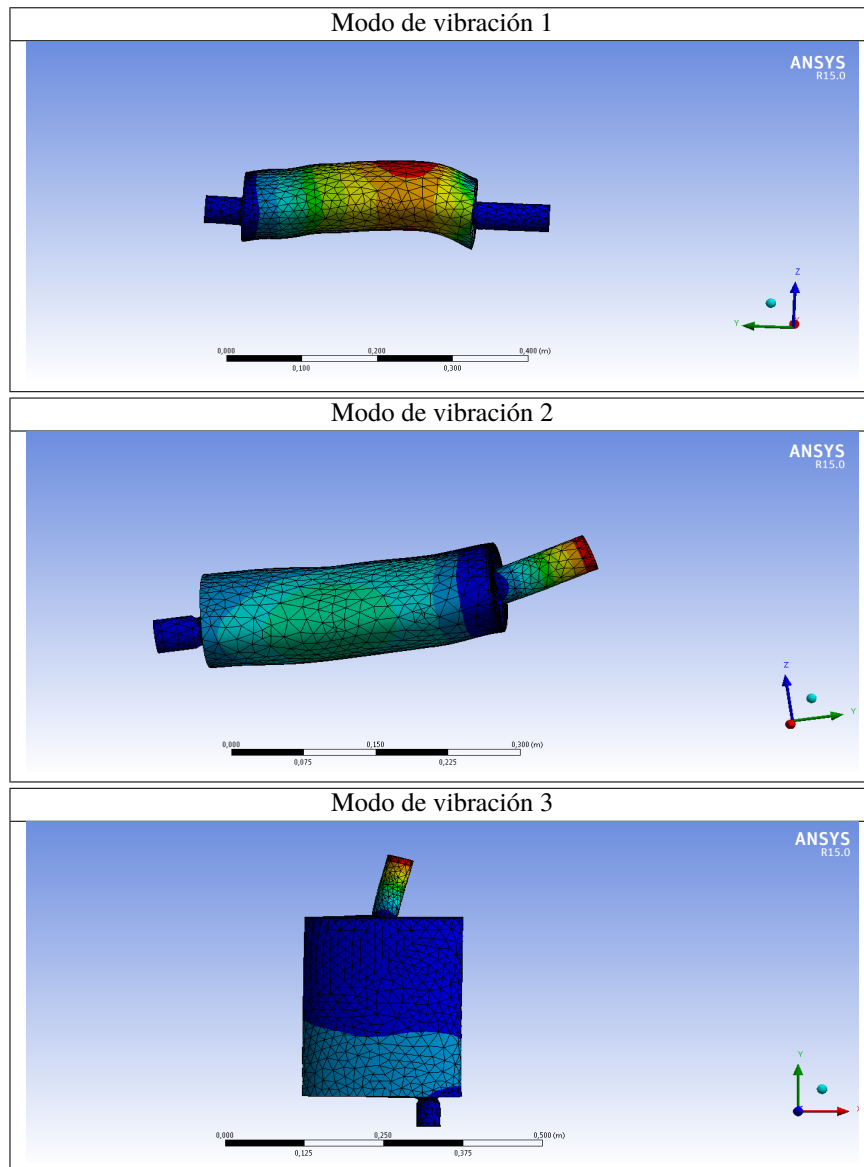
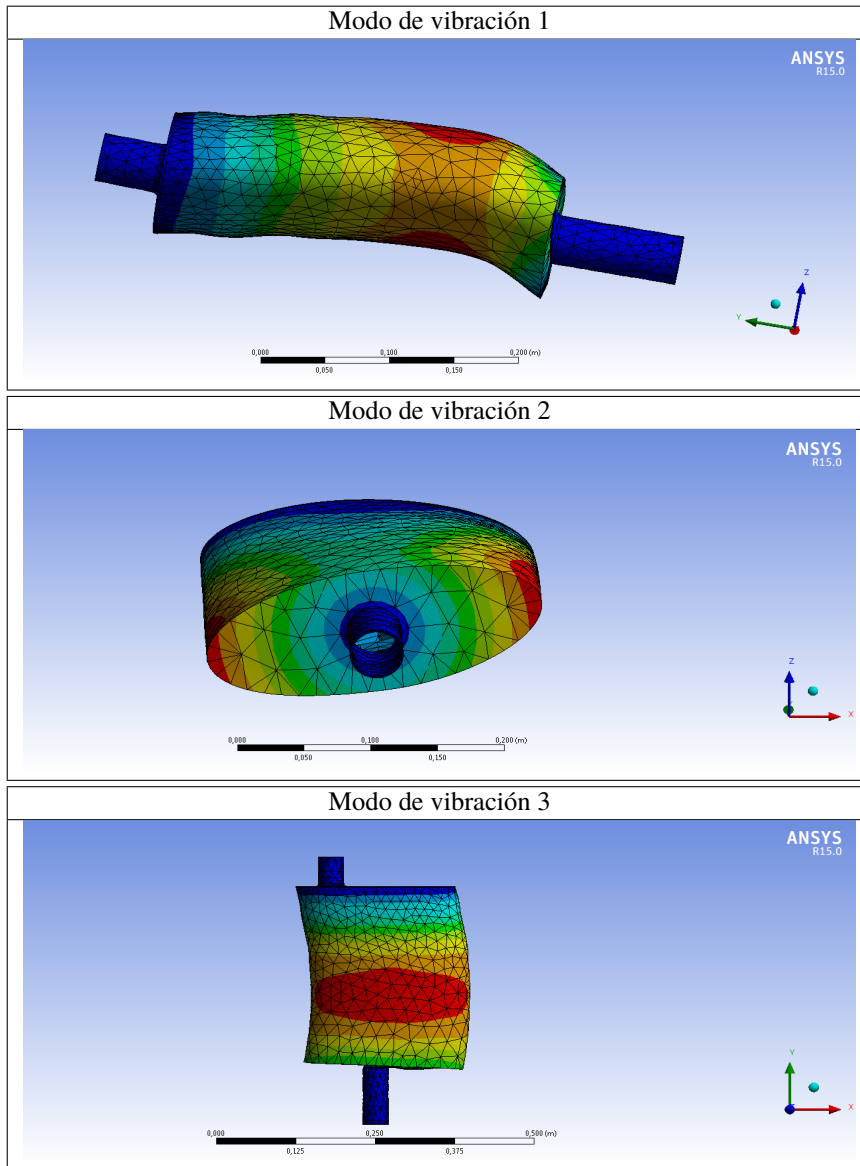


Tabla 4.4 Modelo 2.



A continuación mostramos las frecuencias y modos de vibración de los modelos sin la condición de contorno B. Esperamos unas frecuencias más bajas debido a no contar con el apoyo extra y, por lo tanto, será más fácil que el sistema entre en resonancia.

Tabla 4.5 Tabla de frecuencias naturales (hz).

Frecuencia natural modelo 1	Frecuencia natural modelo 2
60,5	51,3
64,4,8	71,8
284,94	444,4
677,22	526,23
1345,2	990,38

Tabla 4.6 Modelo 1.

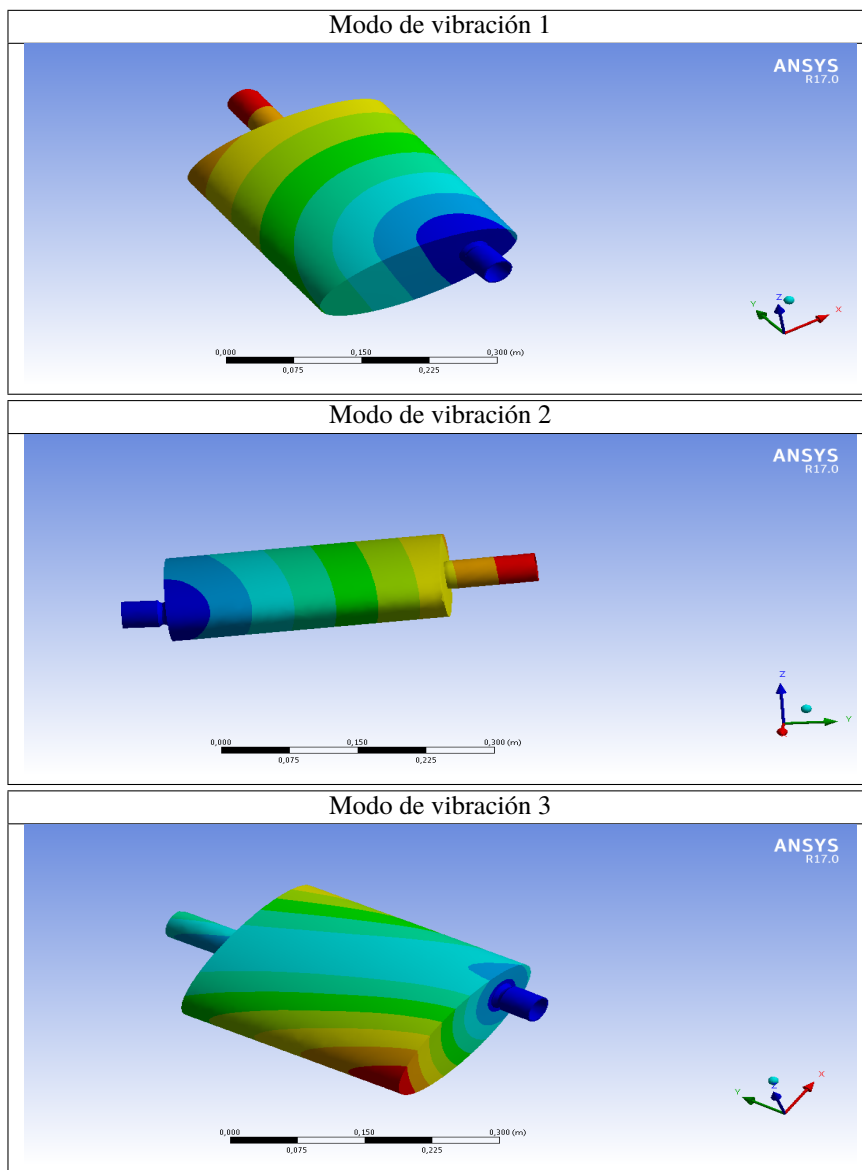
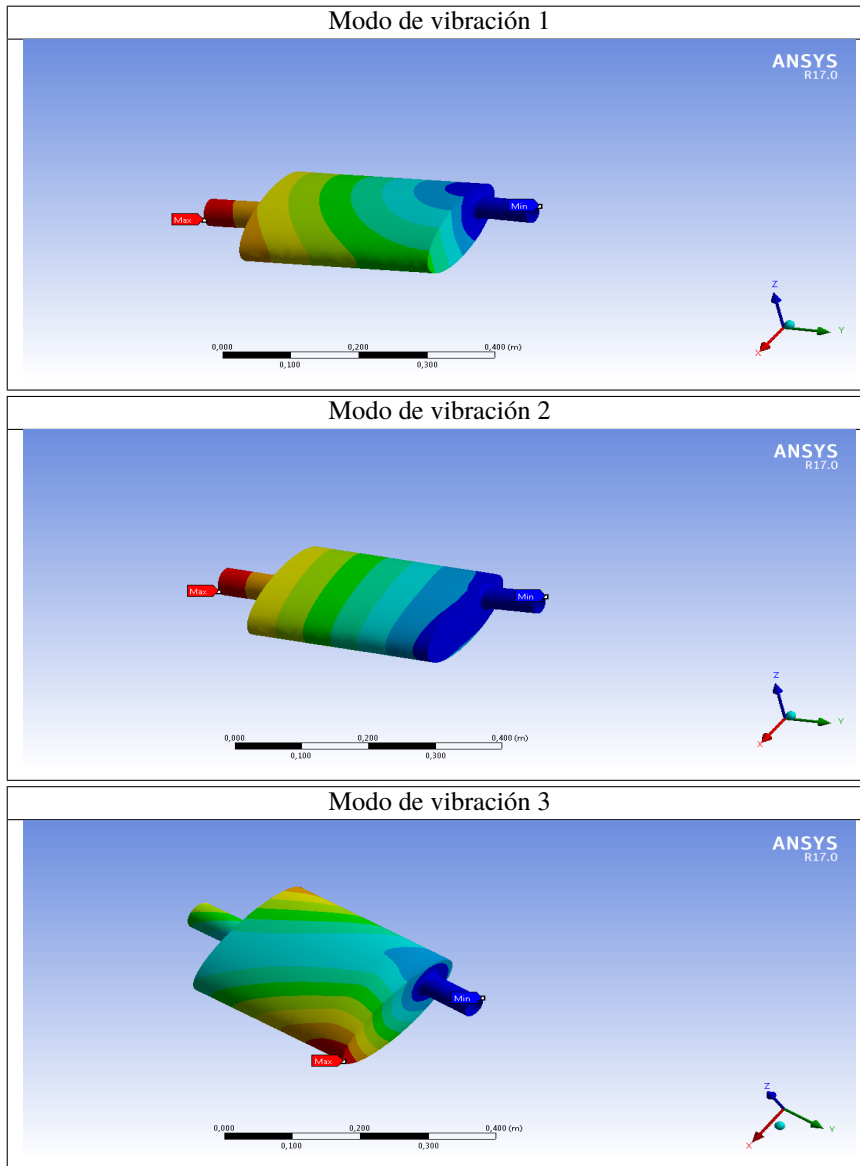


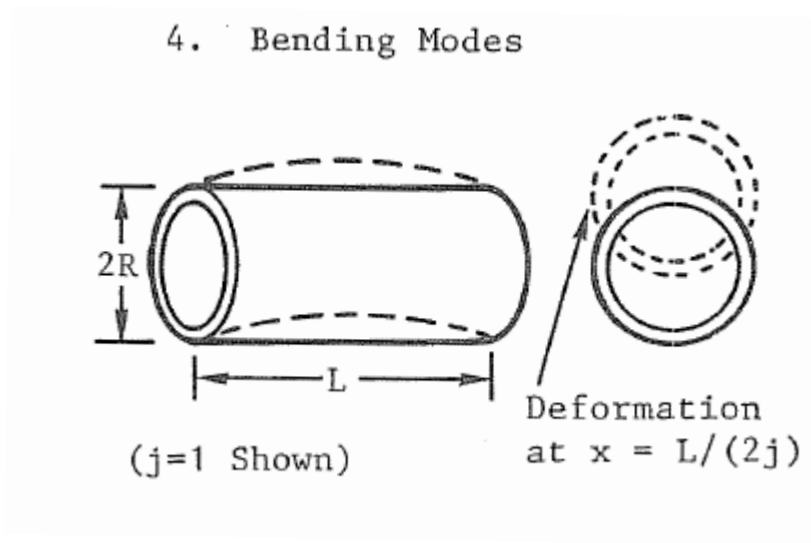
Tabla 4.7 Modelo 2.



4.4 Validación de resultados

Esta sección servirá como validación de los resultados obtenidos mediante el programa de elementos finitos "Ansys". Para contrastar dichos resultados realizamos un estudio de la estructura mediante las fórmulas sugeridas por el libro "Blevins Formulas for natural frequency and mode shape"[10].

Para la resolución de este problema simplificaremos el modelo con la condición de contorno B a simplemente una barra con las características elásticas de la cubierta de nuestros silenciadores, que es el elemento que mayor importancia tiene en la resonancia de los silenciadores. Por lo tanto, podremos utilizar el mismo modelo simplificado para aproximar el comportamiento de ambos silenciadores. Calcularemos únicamente la primera frecuencia natural, que en este caso corresponde en ambos modelos en una flexión. El modelo simplificado, una vez aplicadas las condiciones de contorno sería el siguiente:



Podemos ver que las condiciones de contorno se simplifican a una fijación en cada extremo de la barra simulando la cogida al resto del tubo de escape y a la carrocería del vehículo.

Para la resolución de este sistema, aplicaremos la siguiente fórmula:

$$\text{Natural Frequency (hertz), } f_{ij} = \frac{\lambda_{ij}}{2\pi R} \left[\frac{E}{\mu(1 - \nu^2)} \right]^{1/2}$$

Donde λ se define a partir de la siguiente fórmula (donde j=1):

For long cylinders, $L/(jR) > 8,$

$$\frac{j^2 \pi^2 (1 - \nu^2)^{1/2}}{2^{1/2}} \frac{R^2}{L^2}$$

$$i = 1$$

$$j = 1, 2, 3, \dots$$

Sin embargo, el hecho de utilizar este modelo teórico para calcular las frecuencias naturales implica la aceptación de varias hipótesis:

- El área de los cuellos del silenciador debe ser menor que el área de la cavidad interior.
- El diámetro de los cuellos debe ser menor que el diámetro de la cavidad interior.
- El modelo es unidimensional.
- El espesor debe ser constante y menor del 10% del radio del silenciador.
- El material se tomará como lineal, elástico, homogéneo e isótropo.
- Suponemos cargas aplicadas nulas.
- Las deformaciones son pequeñas en comparación con el radio de la cavidad interior.

Para la resolución de la fórmula debemos calcular los parámetros necesarios según las características de nuestro modelo:

- L : Es la longitud de nuestro modelo. Este dato se puede ver reflejado en las mediciones del modelo en los Anexos.
- R : Para esta simplificación supondremos un tubo equivalente completamente cilíndrico. El radio supuesto es la media entre los radios de la elipse que define la sección del silenciador.
- ν : Coeficiente de Poisson del material.
- E : Módulo de Young del material.
- μ : Es la densidad del material.

Una vez introducidos todos los datos dentro de la fórmula obtenemos el siguiente valor de la primera frecuencia natural:

$$f = 1092,08\text{hz}$$

4.5 Conclusión

Primeramente debemos destacar el resultado visto en la última sección. El hecho de que el resultado de la resolución analítica del modelo aproximado se parezca al realizado por elementos finitos indica el correcto planteamiento de ambos procedimientos. En caso de que se hubiera detectado una gran diferencia en la frecuencia natural proporcionada por ambos métodos, tendríamos que haber revisado los cálculos y el planteamiento del modelo en el programa.

La pequeña diferencia entre ambas frecuencias naturales (la de los modelos y la del modelo simplificado) se deben en gran medida a que el programa de elementos finitos cuenta con todos los elementos interiores del silenciador, una mayor precisión en las condiciones de contorno y el procedimiento de cálculo.

Por otro lado, una vez confirmada la primera frecuencia natural de ambos sistemas, podremos pasarlas a revoluciones por minuto y, gracias a la tabla de relación de vibraciones entre el motor y el silenciador (vistos en la sección 4.2) podremos aproximar estas revoluciones a las del motor con un error menor del 5%.

$$\text{Primer modelo: } f = 1134,7\text{hz} * 60 = 68082\text{rpm}$$

$$\text{Segundo modelo: } f = 981,3\text{hz} * 60 = 58878\text{rpm}$$

Podemos ver que las revoluciones por minuto que debería alcanzar el motor para que el silenciador entrara en resonancia son mucho más elevadas de las revoluciones normales del motor. Por consiguiente podemos afirmar que ambos silenciadores no tendrán problemas de resonancia.

Sin embargo, si no tuviéramos la condición de contorno B:

$$\text{Primer modelo: } f = 60,5\text{hz} * 60 = 3630\text{rpm}$$

$$\text{Segundo modelo: } f = 51,3\text{hz} * 60 = 3078\text{rpm}$$

Con estos resultados, un vehículo algo revolucionado podría producir resonancia en los silenciadores. Por tanto llegamos a la conclusión de que el modelo de silenciador será más seguro si contamos con la cogida extra en la carrocería (Condición de contorno B)

5 Estudio fluidomecánico

En este apartado estudiaremos los efectos de los gases de salida del motor al pasar por nuestros silenciadores. Analizaremos características tan propias de un silenciador como la pérdida de carga. Además comprobaremos que la estructura es lo suficientemente rígida para aguantar el paso de los gases de salida.

5.1 Pérdida de carga

En esta sección compararemos la dificultad que tienen los gases de salida para salir del sistema de escape según el modelo.

Pese a que este parámetro parece ser poco importante, el fenómeno de devolución de ondas de presión puede llegar a tener una gran repercusión en la eficiencia del motor. Este fenómeno se genera debido a estas dificultades en pasar por el circuito del silenciador. El coeficiente de pérdida de carga que impide pasar a las ondas de presión de manera efectiva genera unas ondas de presión en la misma dirección pero en el sentido contrario (hacia el motor). Estas ondas "rebotadas" harán que sea más difícil la extracción de gases en la última etapa de combustión y, por tanto, impidiendo el correcto funcionamiento del motor.

Para cuantificar esta pérdida de carga, utilizaremos la siguiente fórmula que dependerá tanto de la pérdida de presión y la variación de velocidad que haya en el flujo:

$$PC = P_{oe} - P_{os} = P_e + 1/2\rho v_e^2 - (P_s + 1/2\rho v_s^2)$$

En esta fórmula P_{oe} y P_{os} son las presiones de remanso a la entrada y a la salida del silenciador. P representa las presiones a la entrada o a la salida según el subíndice. ρ es la densidad del gas y v la velocidad del fluido a la entrada o a la salida según el subíndice. Haciendo referencia a otros trabajos sobre esta temática, tenemos "Backpressure Study in Exhaust Muffler of Single Cylinder Diesel Engine using CFD Analysis" [12] donde con un gasto de 0,005 kg/s se obtiene una pérdida de carga de 500-740 Pa según el modelo de silenciador. Por otra parte tenemos "Optimizing commercial vehicle muffler size" [13] donde llegamos a pérdidas de carga de 4,7 kPa. Tomaremos estos datos como referencia para validar nuestros resultados.

Finalmente concluimos esta introducción recalcando que por este proceso el rendimiento del motor se puede ver lacrado y por tanto, será un factor a tener en cuenta en el diseño del silenciador.

5.1.1 Modelización

Antes de pasar a la muestra de resultados del escape libre, mostraremos el procedimiento y las diferentes opciones tomadas para la resolución de este problema. El mallado que será utilizado para los modelos es el ya explicado en secciones anteriores. Este apartado se centrará en la modelización del sistema con la salida de gases.

Modelado 3D

Antes de entrar en Ansys Fluent, deberemos introducir nuestro modelo dentro del propio sistema "Fluid Flow (Fluent)" e iniciar la creación del modelo en 3D. La parte de la creación del modelo es propia de cada proyecto y no tiene mucho interés pero sí destacaremos un pequeño detalle que deberemos realizar para que posteriormente, Fluent nos facilite la designación de secciones de entrada, salida y qué superficies serán tratadas como paredes.

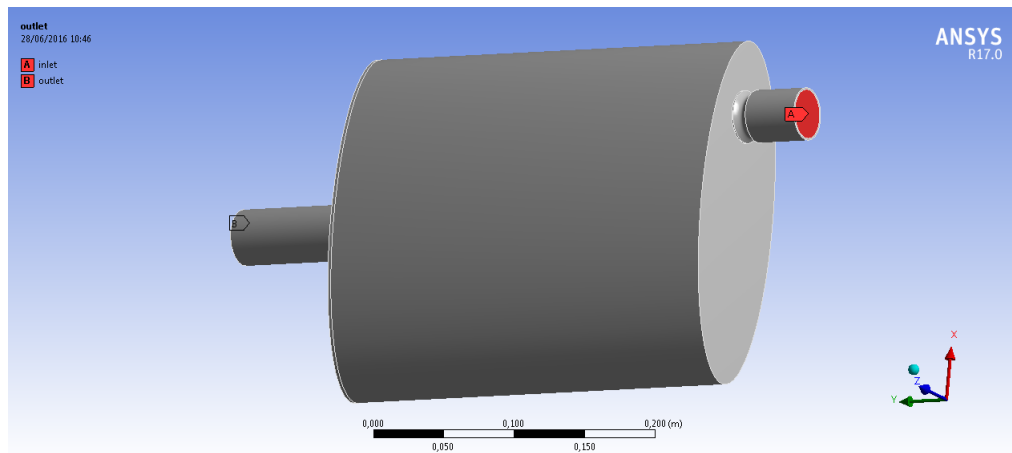


Figura 5.1 Creación de "Named Selections".

En la etapa del mallado tendremos que seleccionar cuáles serán las superficies interiores de entrada y salida del fluido y realizar un "Create Named Selection" llamándolos "Inlet" y "Outlet". De esta manera, posteriormente, Fluent detectará automáticamente la entrada y salida del sistema.

Inicio y modo de resolución Fluent

Nada más ejecutar Ansys Fluent nos saldrá el siguiente cuadro de opciones que definirá nuestros futuros cálculos:

Las opciones más importantes de este cuadro son:

- **Double Precision:** Permite resolver con gran precisión modelos con grandes variaciones de presión, mallado y otras variables. La memoria reservada para el proceso de resolución también se duplica y, por tanto, su activación depende de los recursos que queramos asignar a esta tarea.

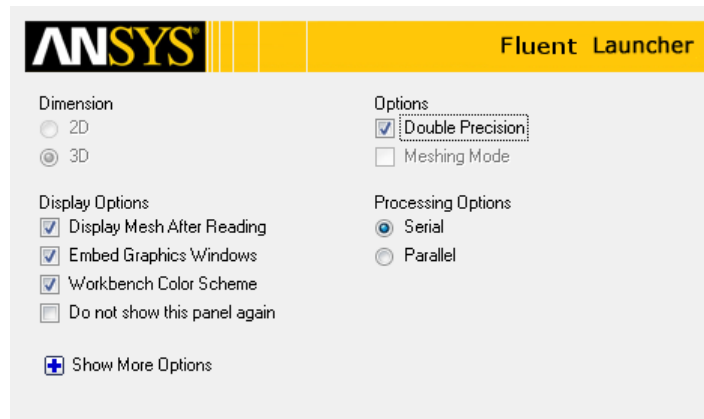


Figura 5.2 Inicio Fluent.

- Processing Options: Dentro de este subcuadro podemos elegir si queremos una resolución utilizando un solo núcleo o varios en paralelo. Esta opción depende también del hardware que dispongamos. Obviamente, la velocidad de resolución aumentará en caso de incluir más procesadores, pero sólo será notoria en resolución de transitorios.

La segunda elección importante con la que nos encontraremos será la del Solver que utilizaremos:

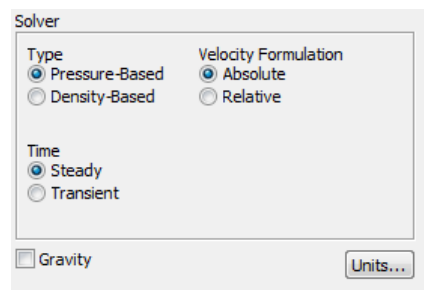


Figura 5.3 Elección del Solver.

Debido a que las presiones por las cuales nos moveremos siempre serán subsónicas, no se puede considerar una resolución compleja de este problema y por tanto utilizaremos el método "Pressure-Based". Dicho método se basa en la iteración y convergencia de las ecuaciones que gobiernan el problema.

Por otro lado, si las presiones fueran extremadamente altas y con grandes gradientes, tal vez un Solver "Density-Based", el cual linealiza las ecuaciones, obtendrá unos resultados aceptables en menos tiempo.

Además, para este cálculo no basaremos únicamente en el problema en régimen permanente, ya que en el transitorio inicial, debido a la gran complejidad del arranque del coche, no tenemos datos suficientes para interpretar los posibles resultados. Por tanto escogemos la opción "Steady".

A continuación deberemos escoger ciertos aspectos del modelo que queramos resolver. Este modelo debe adaptarse a nuestra situación de gases de salida del motor en un sistema como es el silenciador.

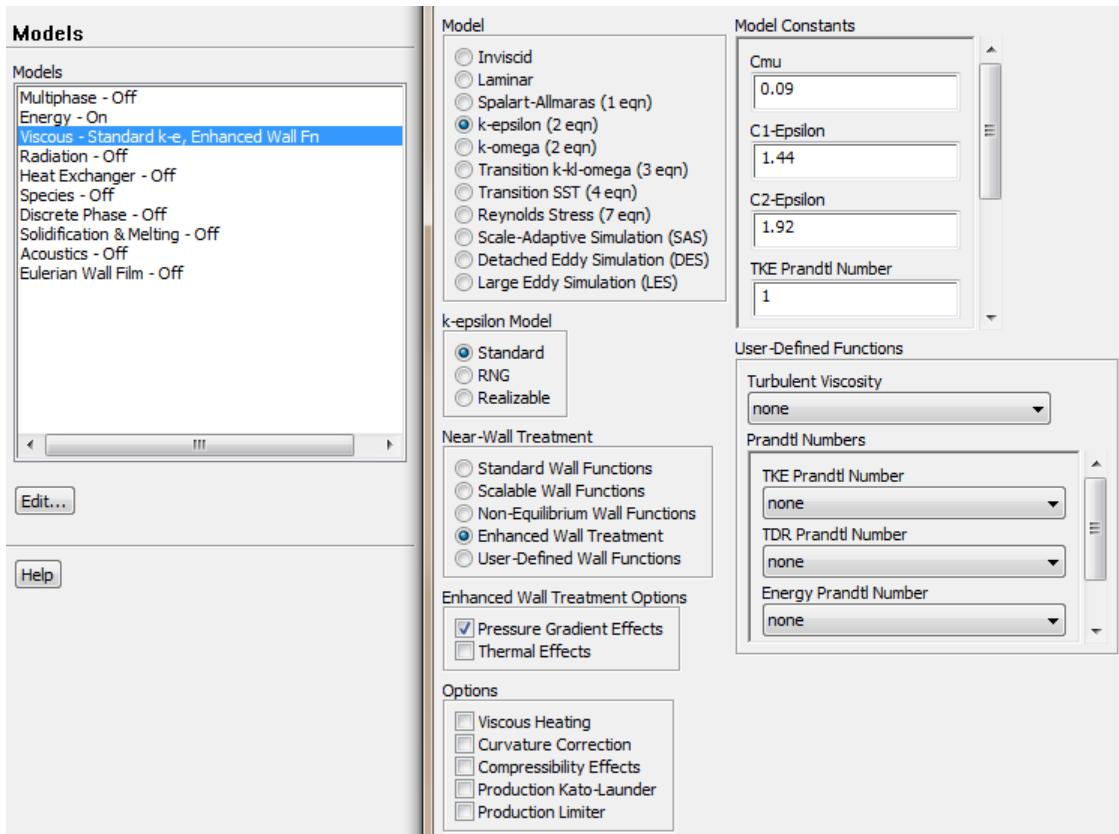


Figura 5.4 Elección del modelo.

A continuación analizaremos cada una de las opciones de modelización:

- La opción de "Multiphase" no se activa debido a que no tendremos en cuenta las posibles condensaciones que puedan producirse por altas presiones dentro del silenciador al chocar los gases de salida con las paredes del mismo.
- La ecuación de energía se utilizará en la resolución de las ecuaciones y por tanto se activa dicha opción.
- "Viscous Standard k-epsilon, Enhanced Wall Fn": Debido a esta opción se despliega el cuadro de opciones que podemos ver a la derecha de la imagen "Elección del modelo". Dentro de estas opciones escogeremos K-epsilon que tiene en cuenta la energía cinética turbulenta (K) y el ratio de disipación (ϵ), dando buenos resultados en la resolución. La opción de "Enhanced Wall Treatment" y "Pressure Gradient Effects" se activan para obtener una mejor solución en las zonas cercanas a las paredes del silenciador.
- No tendremos en cuenta efectos de disipación de calor en este trabajo, por tanto desactivaremos tanto la opción de "Radiation" y "Heat Exchanger".
- El resto de las opciones se desactivará por conveniencia o por no aplicarse en este tipo de estudios. Sin embargo, la opción Acoustics se activará para obtener el ruido regenerado dentro del silenciador.

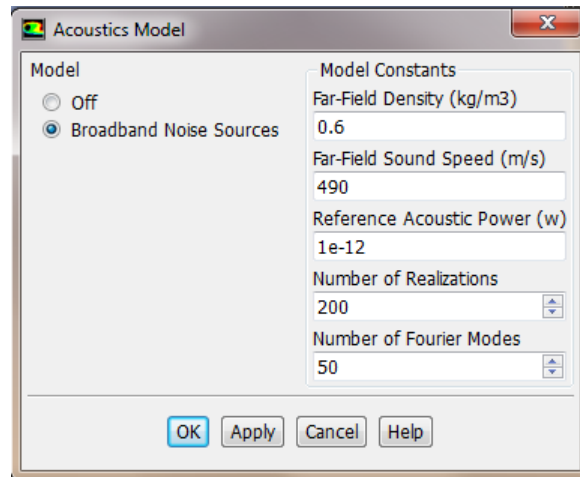


Figura 5.5 Menú "Acoustics".

Ruido regenerado

En el menú de "Acoustics" tendremos que introducir las propiedades del gas interior aproximadas. En este problema tomaremos las densidades y velocidad del sonido en el aire. El resto de variables se dejan de la forma predeterminada, salvo que al estar en otro país o bajo otro tipo de normativa en cuyo caso se modificaría el valor "Reference Acoustic Power".

Este ruido regenerado es el producto del propio ruido creado al pasar el fluido por las paredes y conductos del silenciador. Analizaremos posteriormente este valor a la salida, y por tanto, será nuestro valor mínimo de decibelios que podremos obtener a la salida de nuestro silenciador. En nuestro caso, en ambos silenciadores obtenemos el siguiente resultado:

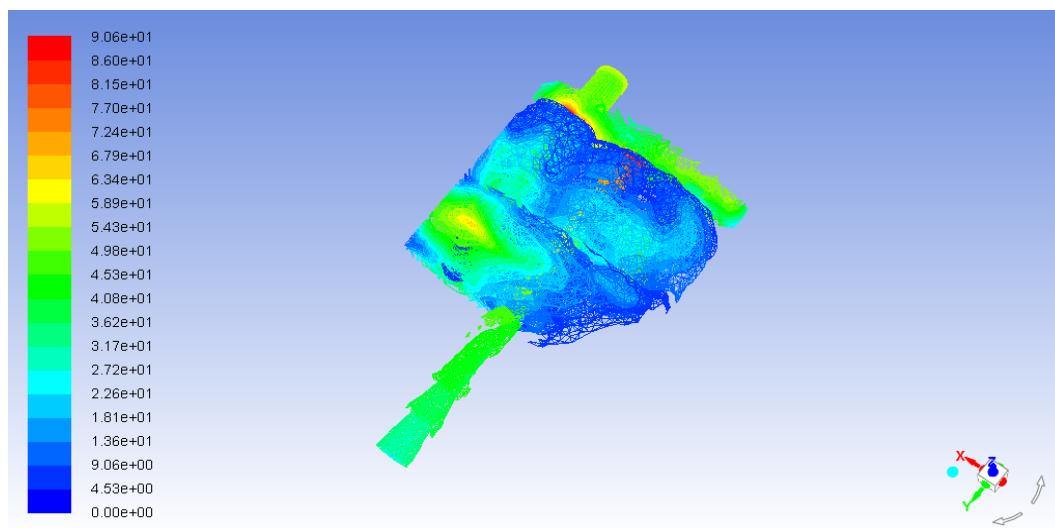


Figura 5.6 Ruido regenerado modelo 1 (dB).

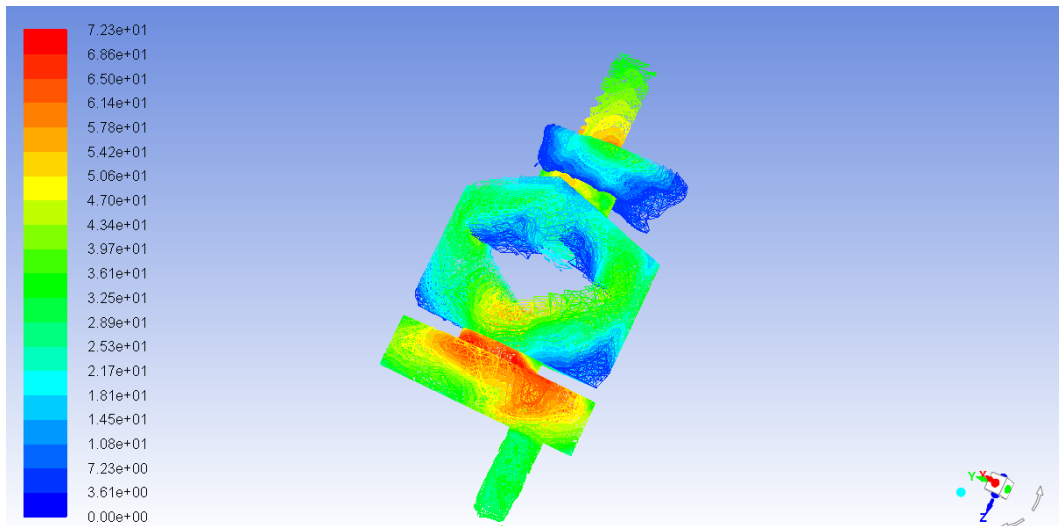


Figura 5.7 Ruido regenerado modelo 2 (dB).

Lo que vemos en las gráficas es la evolución de las presiones en el fluido generadas por los choques con el propio silenciador y su transmisión por el propio fluido. Podemos ver que hay zonas en las que el choque contra una pared del silenciador aumenta en gran medida el número de decibelios pero estas ondas sonoras se dispersan rápidamente rebotando dentro del silenciador. Nuestra principal preocupación serán las ondas provocadas a la salida del mismo.

Podemos ver que a la salida el ruido regenerado en el primer y segundo modelo está muy por debajo de los niveles máximos marcados por la normativa, por lo tanto no tendremos en cuenta este factor a lo largo del estudio.

Material y condiciones de contorno

En cuanto a las propiedades del material, tenemos dos principales definiciones:

- Silenciador: El material del silenciador está definido en la sección de "Presentación de Modelos". Simplemente se introducen las propiedades necesarias para adaptar el modelo lo más posible a la realidad.
- Gases de salida: Estos gases de salida tendrán que tener ciertas características para, partiendo del aire, parecerse al tipo de material necesario que será analizado por Fluent. Las características más importantes a tener en cuenta serán:

$$Cp = 1198,5 - 1,1144T + 0,0024398T^2 - 2,068310^{-6}T^3 + 8,087410^{-10}T^4 - 1,211710^{-13}T^5$$

$$K = 6,4009 + 0,065544T - 8,021510^{-6}T^2$$

$$\mu = 2,012710^{-6} + 6,773910^{-8}T - 4,606410^{-11}T^2 - 2,747310^{-14}T^3 - 9,016510^{-18}T^4 - 1,230610^{-21}T^5$$

El siguiente punto a tener en cuenta son las condiciones de contorno que afectan al problema de gases. Para ello iremos a la sección "Boundary conditions" donde introduciremos los siguientes datos obtenidos del libro "Contaminación del aire por la industria" [11]:

- Gasto a la entrada: 0,03 kg/s
- Temperatura de entrada: 773,15 K
- Presión de salida: 1 bar

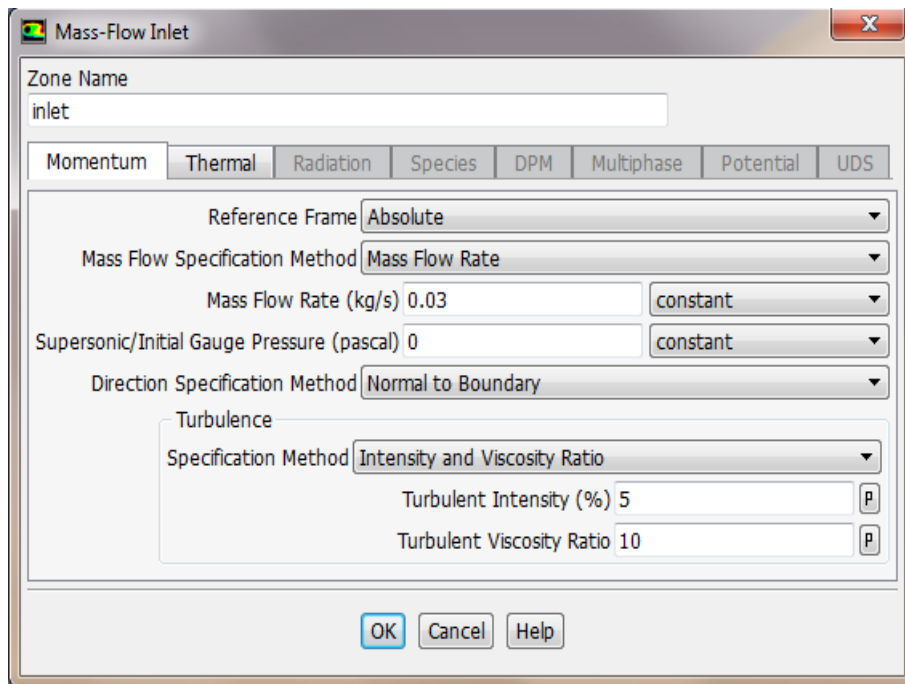


Figura 5.8 Selección de condiciones iniciales de entrada.

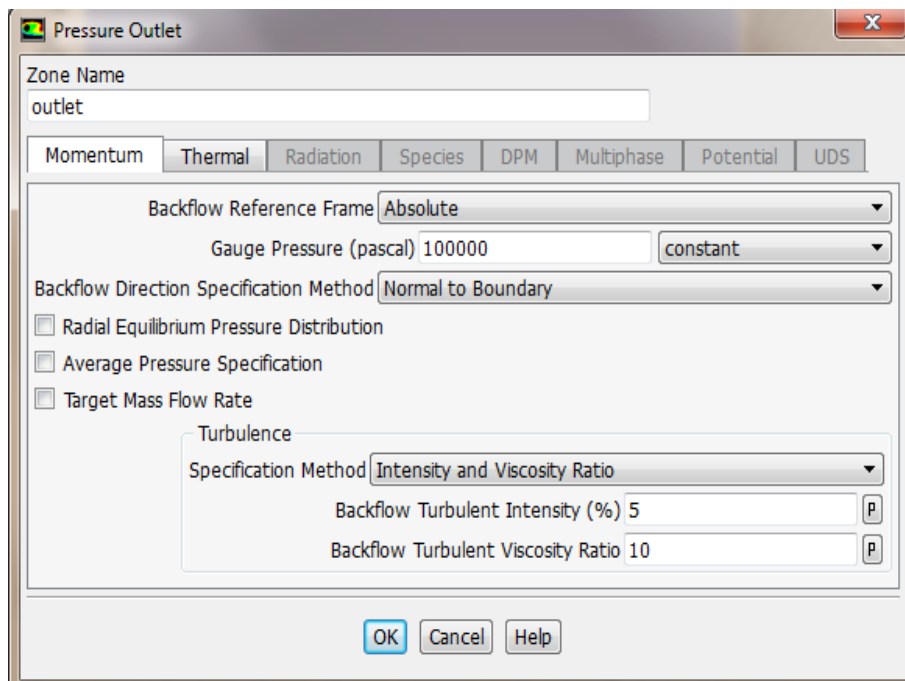


Figura 5.9 Selección de condiciones iniciales de salida.

Los valores dados a estas condiciones de contorno son aproximados, donde estimamos la temperatura de salida de los gases del motor y su presión, aproximando dichas propiedades a la salida con las ambiente.

En esta ventana también introduciremos el "Turbulent Intensity" que es un factor que indicará el orden de magnitud de la velocidad de las fluctuaciones de los gases en un porcentaje de la velocidad total del fluido. Pondremos un valor de 10% obtenido a partir de la fórmula:

$$I = (u_{fluctuaciones}/u_{media}) * 100 = 0.16 * (Re_{Dh})^{-1/8} * 100 \simeq 0,1$$

Por otro lado también tendremos que introducir el diámetro hidráulico, cuyo valor se obtiene de la siguiente expresión:

$$D_h = A * 4 / Perimetro = D_{tubo}$$

Parámetros de la resolución

Una vez terminado este recuadro, podremos pasar al siguiente paso que será seleccionar el tipo de resolución deseada. Para ello vamos a la sección "Solution Methods":

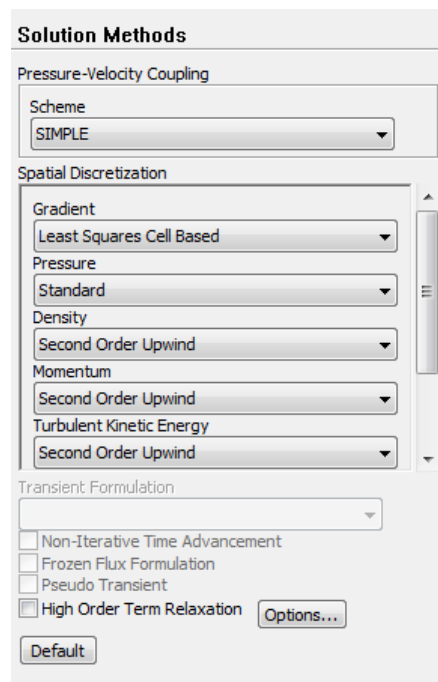


Figura 5.10 Selección del modelo de resolución.

Pese a parecer que SIMPLEC puede dar mejores resultados en problemas relativamente sencillos como éste, SIMPLEC puede llevar fácilmente a inestabilidades en la propia resolución. Por tanto decidimos utilizar SIMPLE. Por otro lado el resto de opciones se dejan de la manera predeterminada.

Una vez determinados todos estos factores y configuraciones podemos proceder a la inicialización del problema y posteriormente a su resolución.

5.1.2 Escape libre

Para comenzar, y para que sirva de comparación, analizaremos el caso de un escape libre. Pondremos el caso en cual tenemos un tubo por el cual pasan los gases con el mismo diámetro del que dispondremos en el tubo de entrada de ambos silenciadores.

Con el fin de obtener resultados lo más acertados posibles, utilizaremos el programa de elementos finitos "Ansys" con su extensión "Fluent" para analizar el paso de los gases por esta tubería y posteriormente por los diferentes modelos de silenciador. Inicialmente obtenemos el siguiente modelo en "Fluent" tras la modelización 3D ya mostrada en la presentación del modelo:

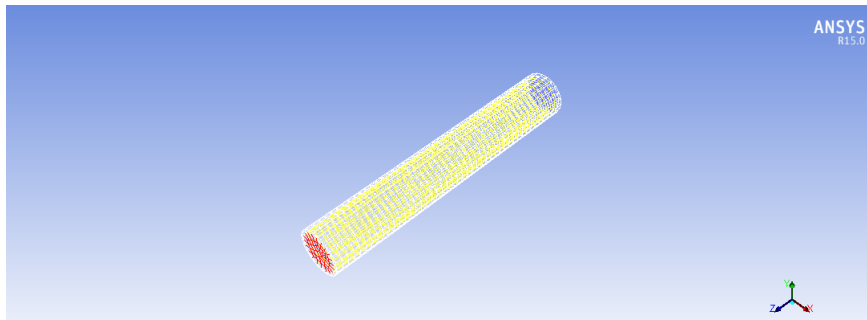


Figura 5.11 Modelo de escape libre en Fluent.

Tras resolver el problema tal y como hemos configurado en la subsección anterior obtendremos los siguientes resultados de presión y velocidad a lo largo del modelo en 3 dimensiones:

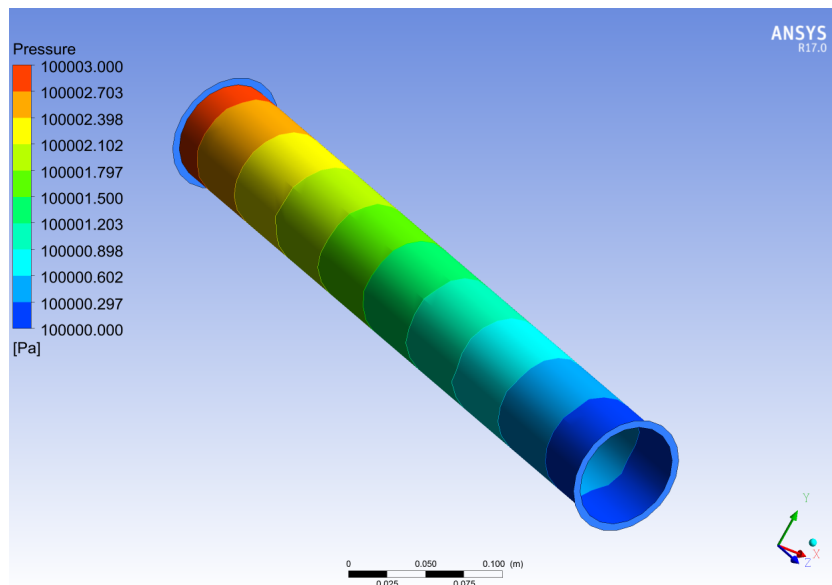


Figura 5.12 Evolución de presiones.

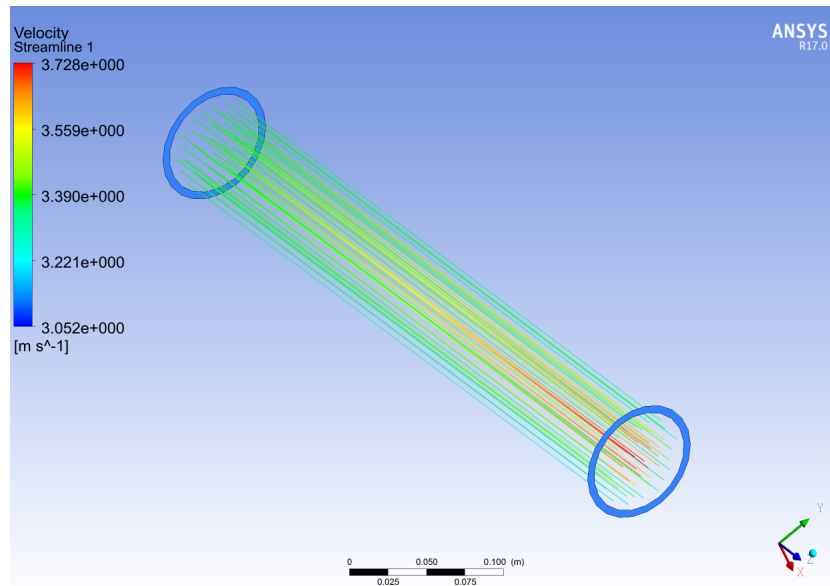


Figura 5.13 Evolución de velocidades.

Podemos ver que según las condiciones de contorno, se empieza con una presión de 1.006 bar que va disminuyendo hasta la presión a la salida que coincide con la ambiente (1 bar). Por otro lado vemos que la velocidad va aumentando poco a poco a lo largo del cilindro de salida compensando dicho decremento de presión. La velocidad aumenta sobre todo en el centro de la sección del cilindro ya que apenas cuenta con rozamiento en dicha zona.

Sin embargo, eso mismo no pasa con los gases que circulan cerca de las paredes del tubo de salida, ya que los gases rozarán con las mismas creando la denominada capa límite viscosa tal y como podemos ver en la siguiente imagen:

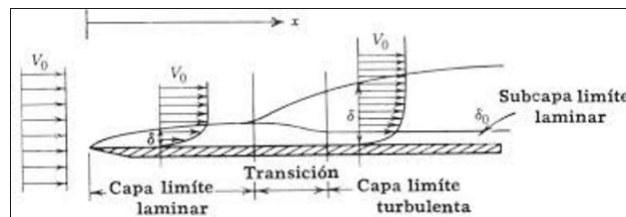


Figura 5.14 Efecto de capa límite.

Con todos estos datos podemos concluir que el escape libre cuenta con una pérdida de carga de:

$$PC_T = P_{oe} - P_{os} = P_e + 1/2\rho v_e^2 - (P_s + 1/2\rho v_s^2) = 0Pa$$

Podemos ver que en este caso, las variaciones de velocidad y presión son tan bajas que el factor de pérdida de carga es prácticamente nulo, tal y como se espera de una tubería recta.

5.1.3 Modelo 1

En esta subsección analizaremos de la misma manera que en el apartado anterior el primer modelo de silenciador. Una vez mostrados todos los resultados tanto de presión como velocidad, podremos compararlo con el caso de un escape libre.

Primeramente mostraremos el modelo en Fluent que usaremos para su posterior análisis:

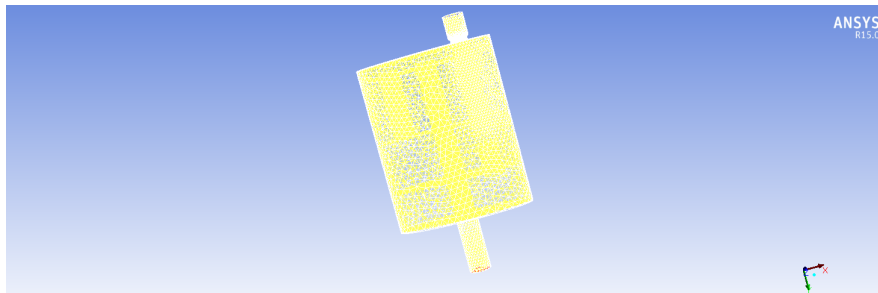


Figura 5.15 Primer modelo en Fluent.

Resolviendo el problema tal y como hemos explicado en el apartado correspondiente llegamos a los siguientes resultados de presión y velocidad a lo largo del modelo:

Presión

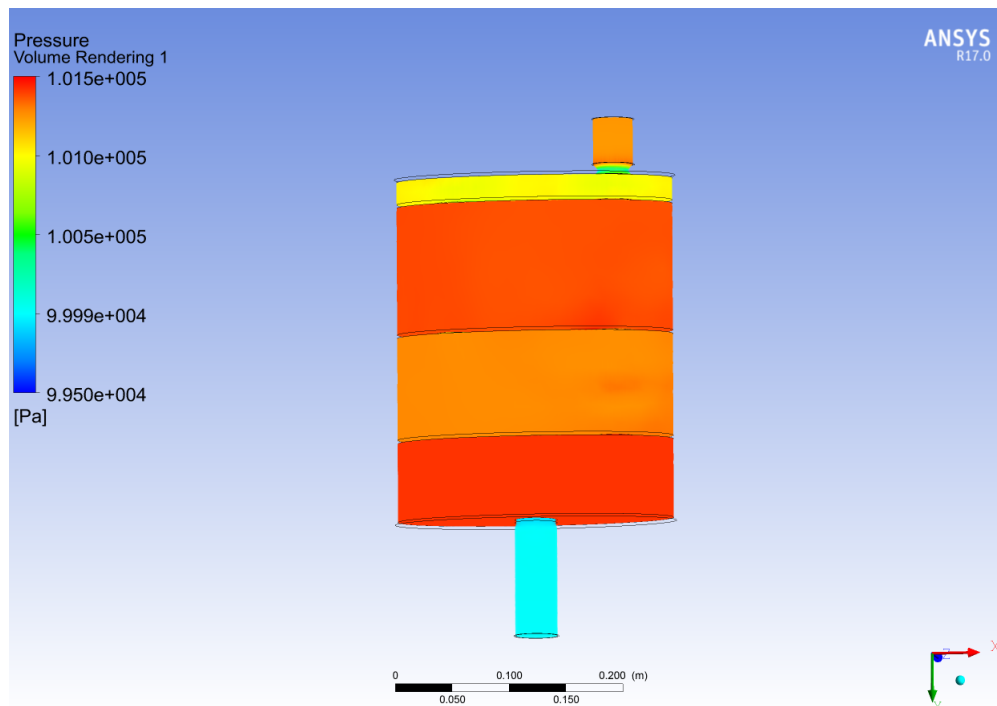


Figura 5.16 Evolución de presiones en el primer modelo.

Podemos ver que al inicio, en el tubo de entrada, hay una presión inicial de entrada. Al llegar a la primera estrangulación encontramos una pequeña subida de presiones en los bordes de dicha estrangulación. Además, el aumento de velocidad en la zona de menor área (debido a que el caudal debe ser constante), hace que la presión baje también en las zonas de mayor velocidad y, por tanto, en las paredes de la estrangulación cerca de la zona con menor área podemos ver unas pequeñas bajadas de presión:

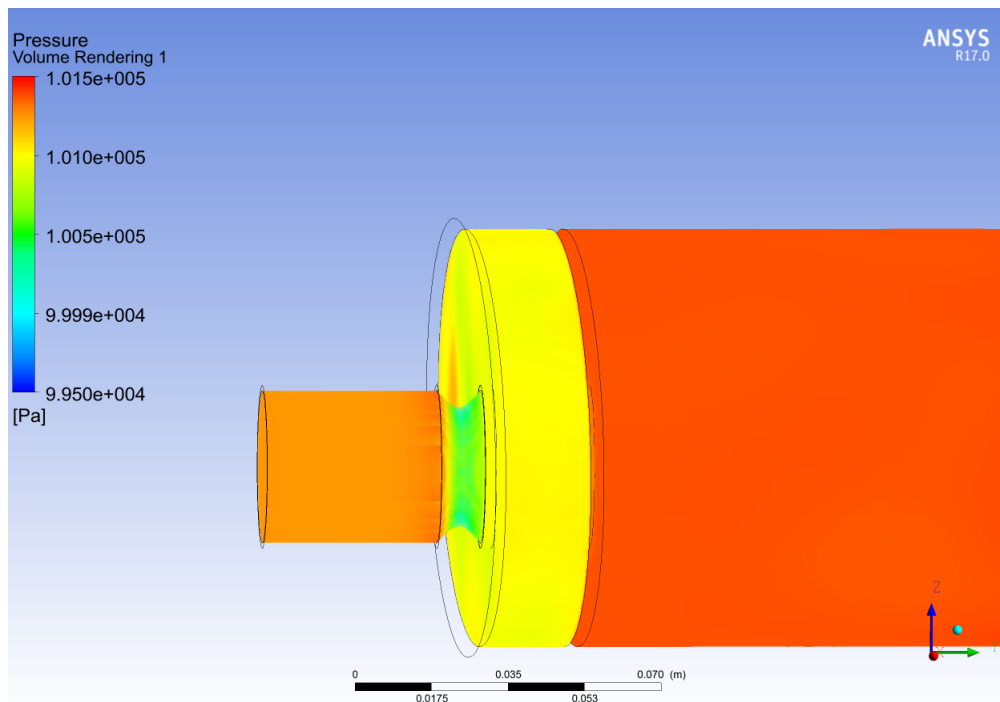


Figura 5.17 Evolución de presiones en la estrangulación.

Una vez pasada esta entrada, el tubo sigue a la primera y segunda cámaras de expansión, las cuales tienen una presión mayor que la de la entrada. Ambas cámaras están conectadas, permitiendo un pequeño equilibrio entre las dos. Sin embargo, al principio el fluido tiene mucha velocidad como para salir del tubo en la primera parte que está conectada con la segunda cámara de expansión. Podemos ver que, por tanto, una mayor parte del fluido que sale por las perforaciones del tubo de entrada de la segunda cámara de expansión.

Esta sería la explicación de la mayor presión en la segunda cámara de expansión, pero no la única. La segunda cámara de expansión está conectada tanto con la primera cámara como con la tercera y, por tanto, una mayor cantidad de fluido pasará por ella que por la primera cámara. Esto es otra razón del aumento de presión en la segunda cámara. En la siguiente imagen veremos un aumento de presión localizado en la pared más exterior de la primera cámara en la zona donde chocaría el fluido que viene desde la segunda cámara (Podremos ver este fenómeno más detalladamente en la gráfica de velocidades):

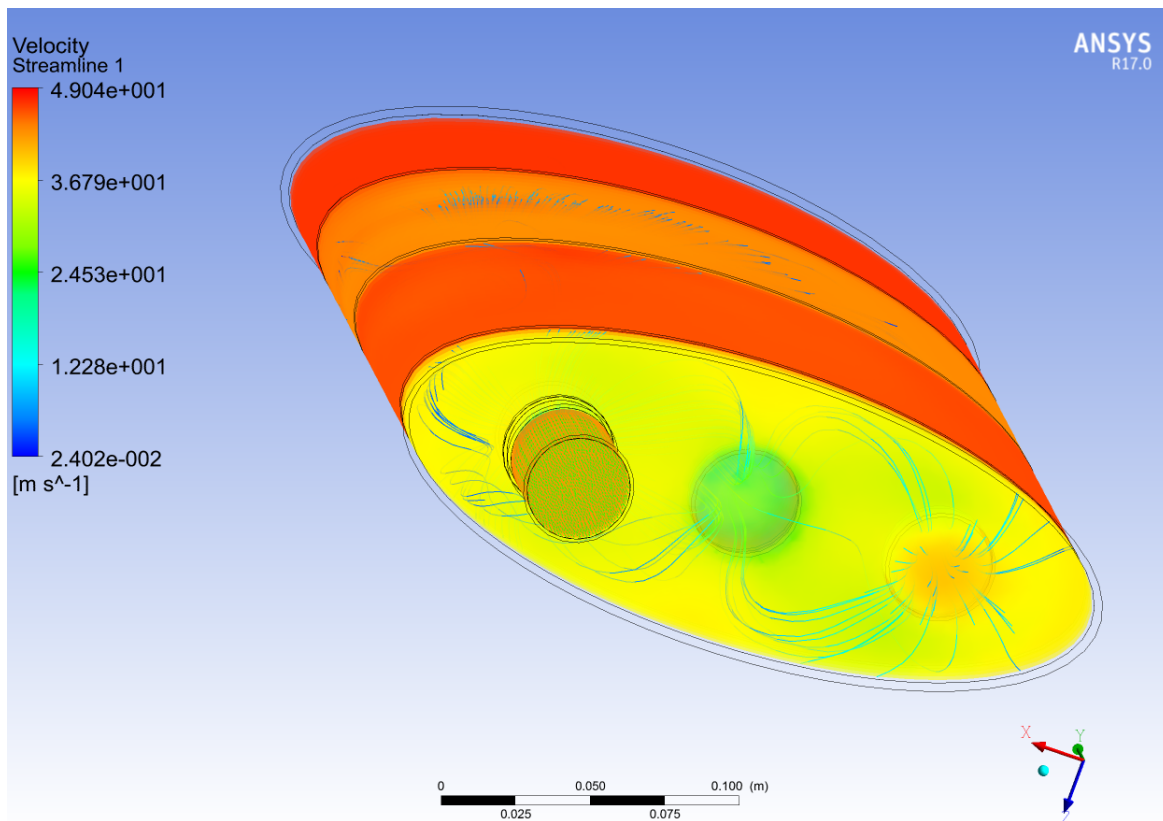


Figura 5.18 Choque de partículas por conexión a la segunda cámara.

La tercera cámara tiene una mayor presión ya que recibe toda la recirculación del fluido que ha seguido por el tubo de entrada y las partículas de fluidos que vienen de las anteriores cámaras de expansión. Podemos ver además una zona en particular de esta cámara que tiene una presión mayor que la del resto de la misma, esto se debe a que el choque de las partículas es más intenso en dicha zona, tal y como veremos en la gráfica de velocidades.

Por último, la última cámara es la que recibe el choque final de todas las partículas que entran al silenciador y que no han salido por las propias salidas de las anteriores cámaras, que es una cantidad importante. Además, recibe todo el fluido entrante.

Velocidad

A continuación pasaremos a analizar el campo de velocidades a lo largo de todo el modelo del silenciador. En la siguiente gráfica veremos un ejemplo con partículas a lo largo de todos los rincones del modelo para poder vislumbrar las velocidades máximas que hay a lo largo de los mismos y sus trayectorias. Sin embargo, al ser sólo una gráfica de muestra de velocidades, no cumple la ley de conservación de masa y, por tanto, no veremos la misma cantidad de fluido entrante que saliente:

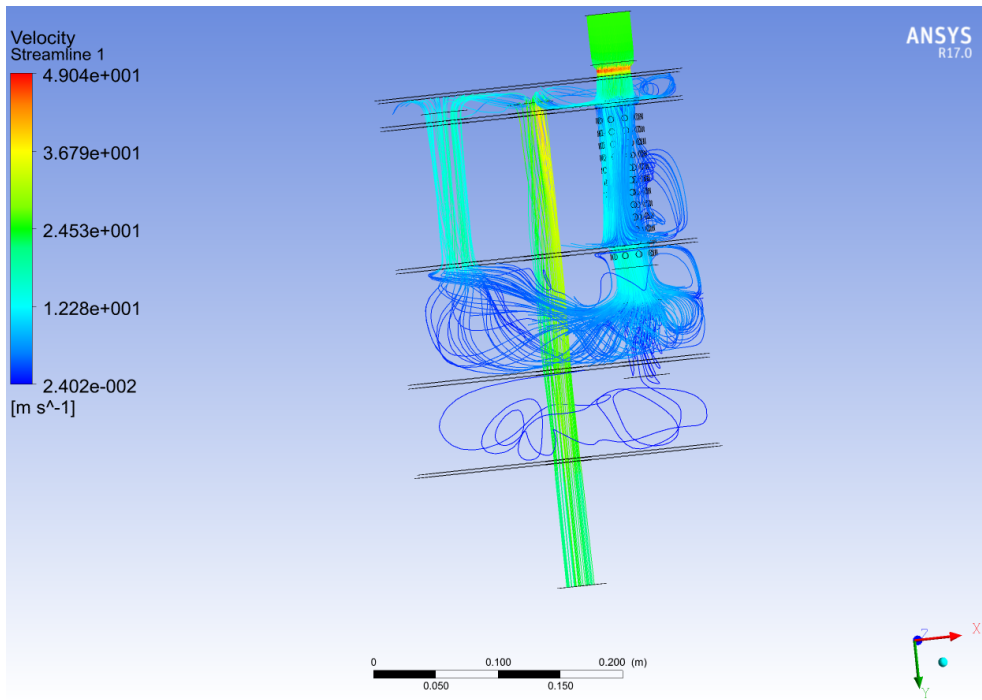


Figura 5.19 Evolución de velocidades.

Primeramente volvemos a ver que en la entrada, debido a la estricción, hay un aumento de velocidad localizado debido a la disminución de área en dicha sección para conservar el caudal en dicha sección:

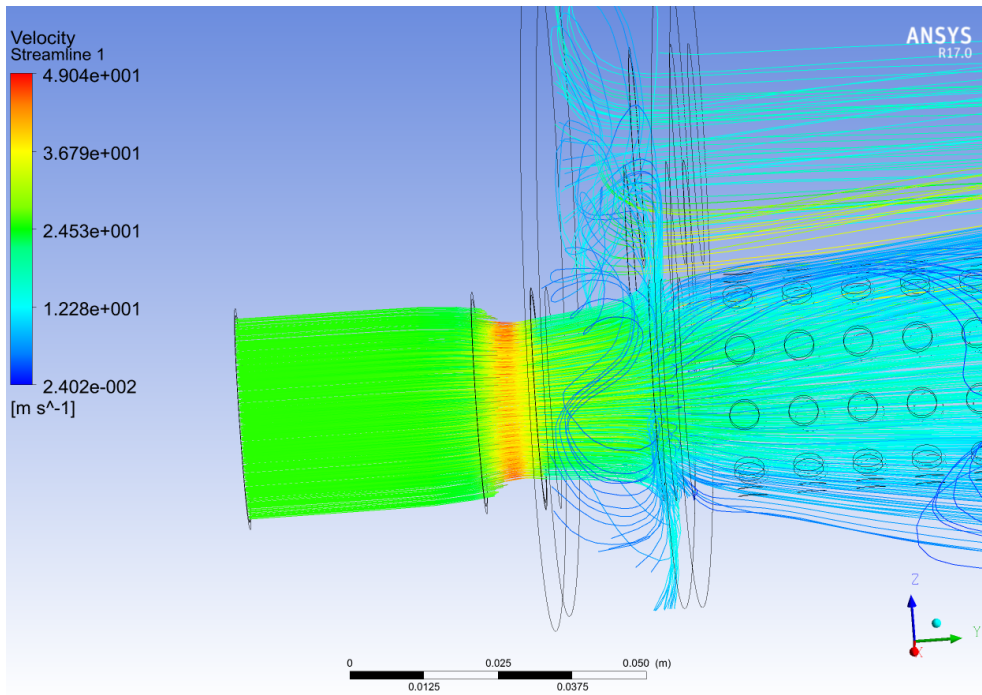


Figura 5.20 Evolución de velocidades en la estricción.

Sin embargo, encontramos una gran singularidad que no debemos pasar por alto a la hora de analizar las velocidades en la tercera cámara. En dicha cámara se rompe la continuidad en gran medida del tubo de entrada y, por tanto, la mayor parte de los gases dejan de seguir la línea lógica de corriente, saliendo del flujo principal y produciendo recirculaciones a lo largo de toda la tercera cámara de expansión. Este fenómeno es el que produce el aumento de presión visto en el estudio de presiones:

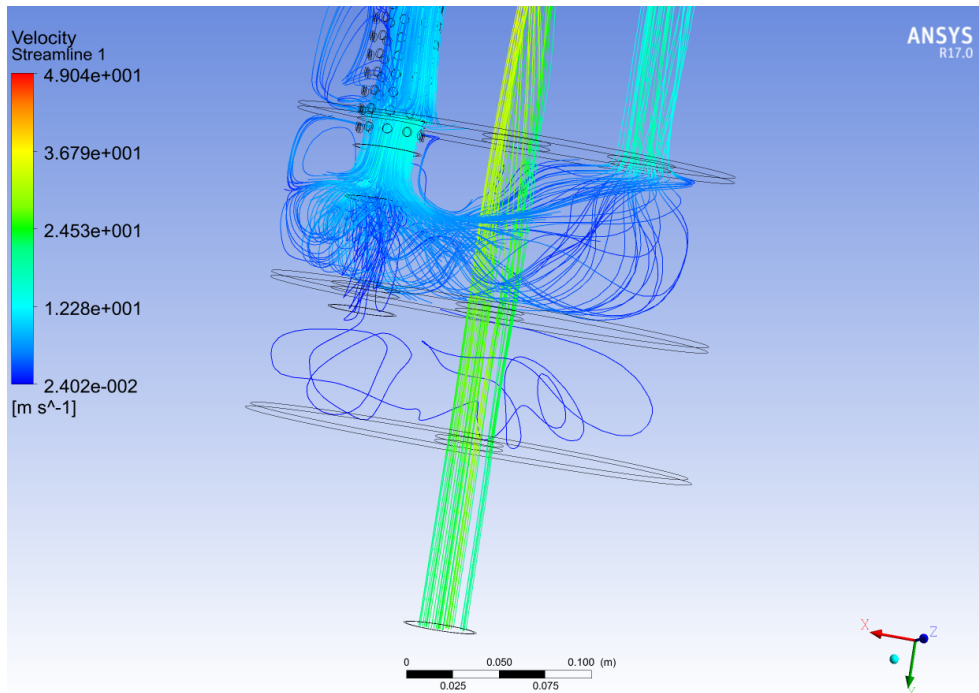


Figura 5.21 Evolución de velocidades en la tercera cámara.

Una vez analizados todos los aspectos puntuales tanto de presión como de temperatura podremos calcular la pérdida de carga asociada con este modelo:

$$PC_T = P_{oe} - P_{os} = P_e + 1/2\rho v_e^2 - (P_s + 1/2\rho v_s^2) = 1215,6Pa$$

Un valor alto que se debe a la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida, por tanto, también se ve afectada la presión inicial y final. Esta variación de temperaturas es constante en todos los modelos, por lo tanto usaremos como factor de elección estos valores de pérdida de carga. En caso de querer obtener el factor de pérdida de carga puro por el propio paso del fluido tendríamos que definir un nuevo problema sin la variación de temperatura añadido. Además, comparándolo con los valores de referencia mencionados al principio del estudio fluidomecánico podemos ver que los valores no andan desencaminados.

5.1.4 Modelo 2

Para finalizar con esta sección, analizaremos el segundo modelo, el cual tiene una forma exterior bastante parecida a la del primer modelo. Sin embargo, veremos que interiormente hay bastantes diferencias para conseguir unos resultados localizados muy diferentes.

Primeramente veremos el diseño en Fluent utilizado para resolver el problema fluidodinámico de este modelo de silenciador:

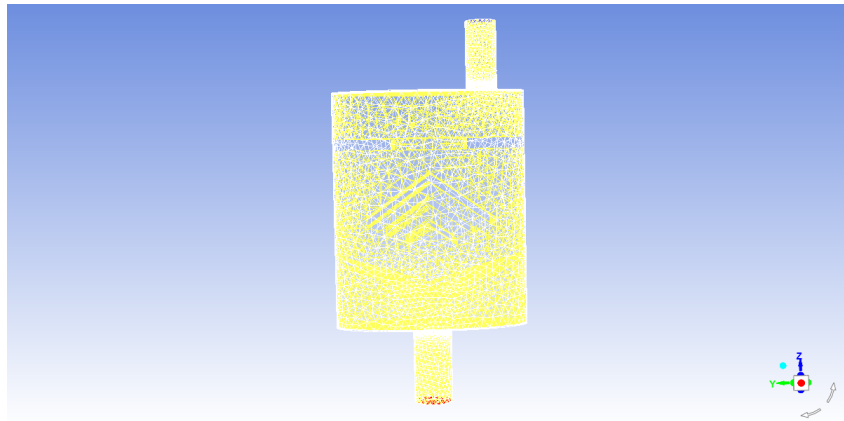


Figura 5.22 Segundo modelo en Fluent.

A continuación, resolvemos el problema tal y como lo hicimos para el primer modelo. Una vez resuelto obtenemos los siguientes resultados:

Presión

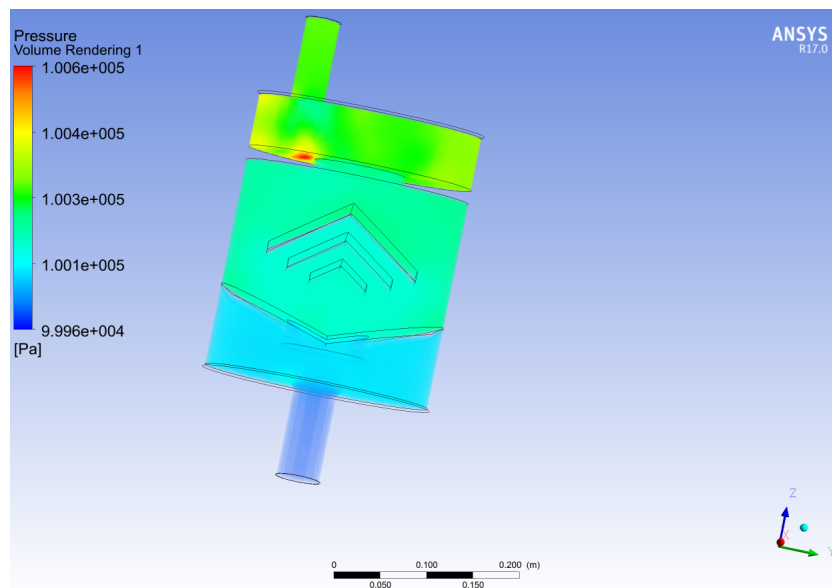


Figura 5.23 Evolución de presiones en el segundo modelo.

Podemos ver a simple vista que este reparto de presiones no está tan bien dividido como en el anterior modelo, en el cual en cada cámara había una presión general mayoritaria.

En la entrada no contamos con ninguna estrangulación a diferencia con el otro modelo, por tanto no tendremos los mismos fenómenos de entrada.

Sin embargo, podemos ver una gran irregularidad de presiones en la primera cámara de la cual discutiremos más adelante. Por otro lado hablaremos sobre el factor fundamental en este silenciador: el choque del fluido con las cuñas en la segunda cámara. Finalmente trataremos el recorrido de las partículas en la última cámara tras su conexión con menor diámetro que el de las mismas.

El principal problema de presiones viene en el choque principal con las paredes de la primera cámara que podemos ver en la siguiente imagen:

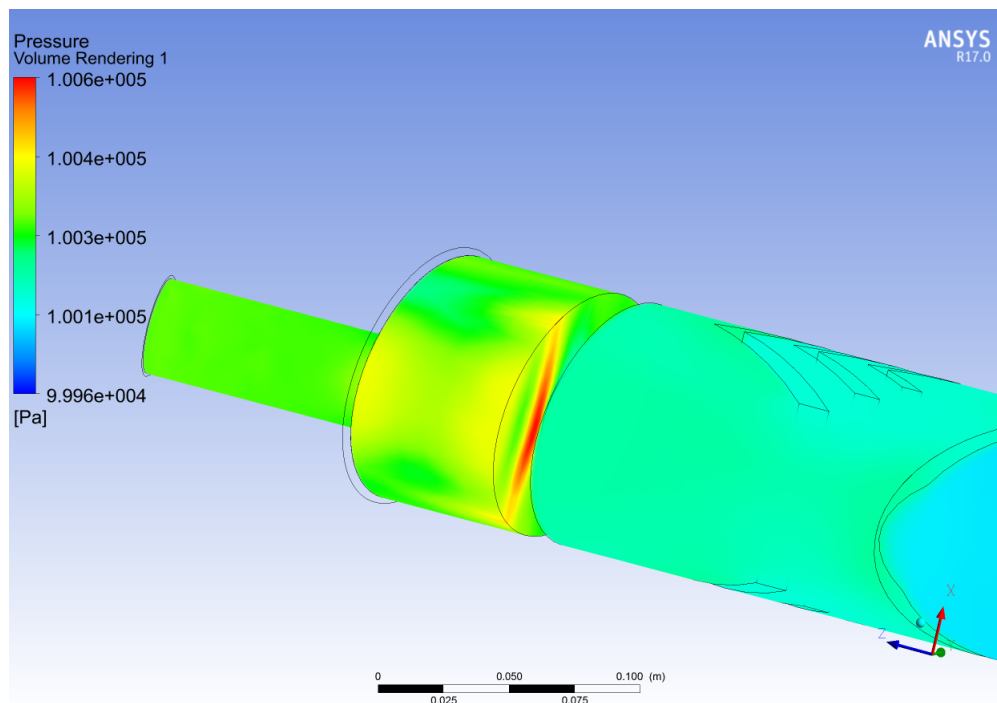


Figura 5.24 Evolución de presiones en el choque principal.

Vemos que hay un gran gradiente de presiones debido al choque lógico con la primera pared que aparece nada mas entrar en la cámara. Además, debido a la recirculación en contra de la corriente principal de gases, hay un aumento de presión localizado cerca de la conexión entre la primera y la segunda cámara (Este detalle se verá mejor en el análisis de velocidades). Finalmente podemos ver que una vez saltada esta dificultad, la presión general de la cámara desciende al llegar a la conexión con la segunda cámara. No podemos olvidar el aumento de presión en las paredes laterales de la primera cámara debido a la gran recirculación de gases. Este último aspecto se verá con más detalle en el flujo de velocidades.

Los siguientes detalles pueden ser vistos en la siguiente imagen:

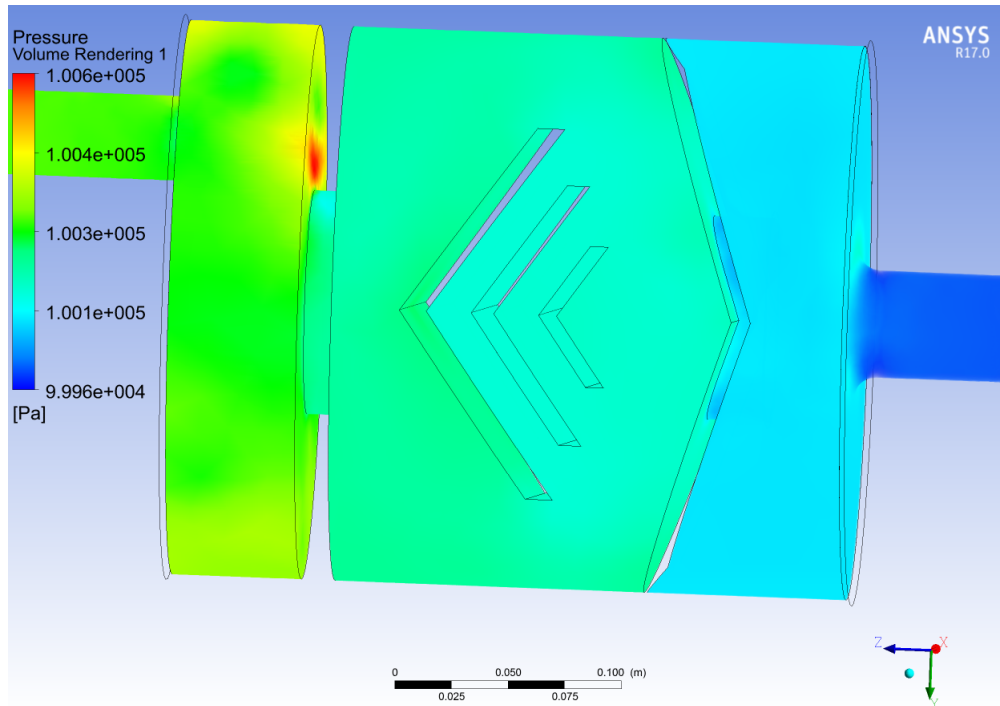


Figura 5.25 Evolución de presiones en el choque secundario.

En la cámara secundaria parece que puede haber una presión constante a primera vista. Sin embargo vemos que la podemos subdividir en dos partes. Una primera división que se encuentra más cerca del choque del fluido con la primera cuña (A medida que más nos acercamos al punto de choque, más sube la presión). La segunda parte es la zona más alejada de dicho choque de partículas, donde el fluido ha perdido energía y, por tanto, baja la presión.

En la cámara final destacaremos dos zonas. La primera es la superficie del silenciador que recibe el flujo de gases que pasa en línea recta por la conexión entre las dos últimas cámaras y no sale por el tubo de salida. En esta zona podemos ver un leve aumento de presión. Por otro lado, el resto de la cámara mantiene una presión un poco superior a la atmosférica para permitir la salida de gases.

Velocidad

En este subapartado hablaremos sobre los flujos de velocidad predominantes encontrados en este modelo durante su resolución. Podemos ver que se vuelve a repetir el mismo caso que en el modelo 1: No hay una conservación de masa en el modelo que veremos a continuación ya que es solamente una gráfica de representación de las velocidades que tendría el fluido durante su paso por el modelo:

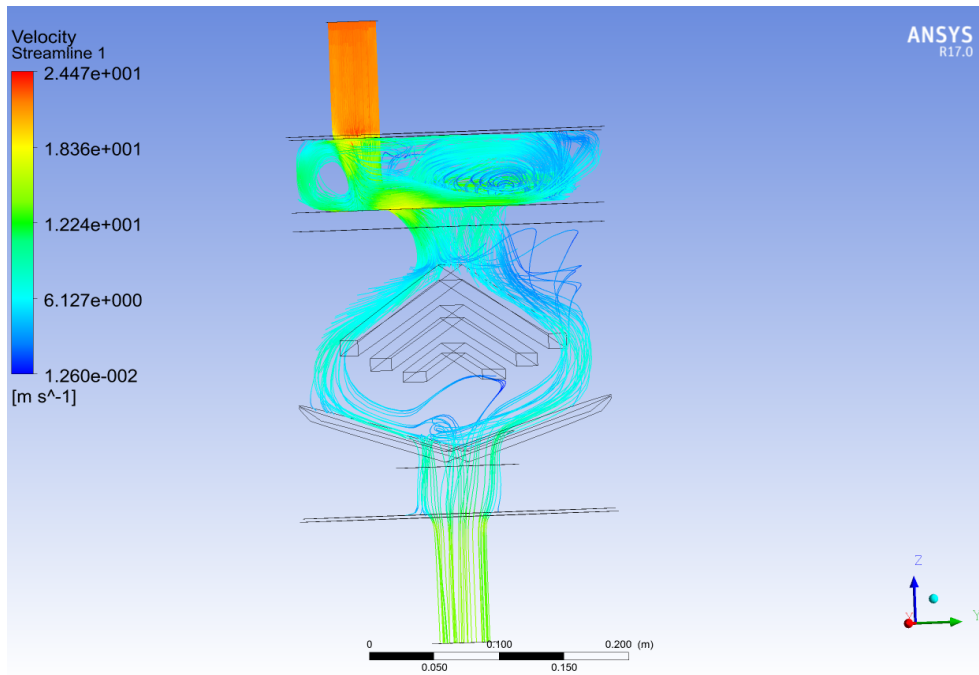


Figura 5.26 Evolución de velocidades en el segundo modelo.

En primera instancia veremos la recirculación debido al choque principal con la primera pared que encontramos al principio de la primera cámara. La velocidad que traen las partículas del fluido y el hecho de que la conexión con la segunda cámara no está alineada hace que se produzca este fenómeno, que se podrá ver más detenidamente en la siguiente imagen:

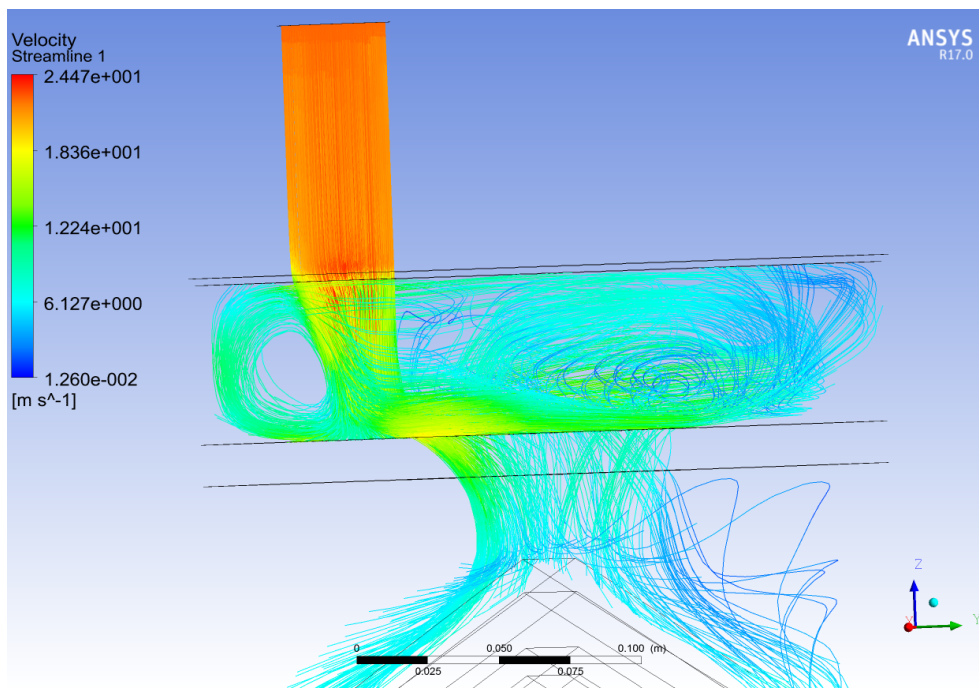


Figura 5.27 Evolución de velocidades en el choque principal.

Podemos ver una gran cantidad de rebotes de partículas a lo largo de la primera cámara, lo cual justifica el aumento de presión en la misma, sobre todo el aumento de presión localizado en la superficie opuesta a la entrada del fluido. Por otro lado puede haber una recirculación desde la segunda cámara hacia la primera debido al choque con las cuñas de la segunda cámara.

En cuanto al resto de la segunda cámara, podremos ver la evolución de presiones en la siguiente imagen. Podemos ver que la velocidad disminuye debido a la pérdida de energía debida al choque y rodea las cuñas produciendo un mayor recorrido del fluido dentro del silenciador sin aumentar en gran medida la pérdida de carga. Además, vemos que el conducto de conexión entre la segunda cámara y la final lleva el fluido a una mayor velocidad. Esto ocurre debido a la diferencia de áreas entre la conexión y la segunda cámara. Esta velocidad se mantiene una vez llega a la última cámara, produciendo una menor pérdida de carga. Además podemos ver que en la última cámara apenas hay choques de partículas. Esto se debe a la alineación de los ejes de la conexión entre las dos últimas cámaras y el tubo de salida. De esta manera evitaremos una recirculación excesiva entre cámaras y un aumento significativo de la pérdida de carga.

A continuación mostramos una imagen donde se podrán ver los últimos detalles descritos:

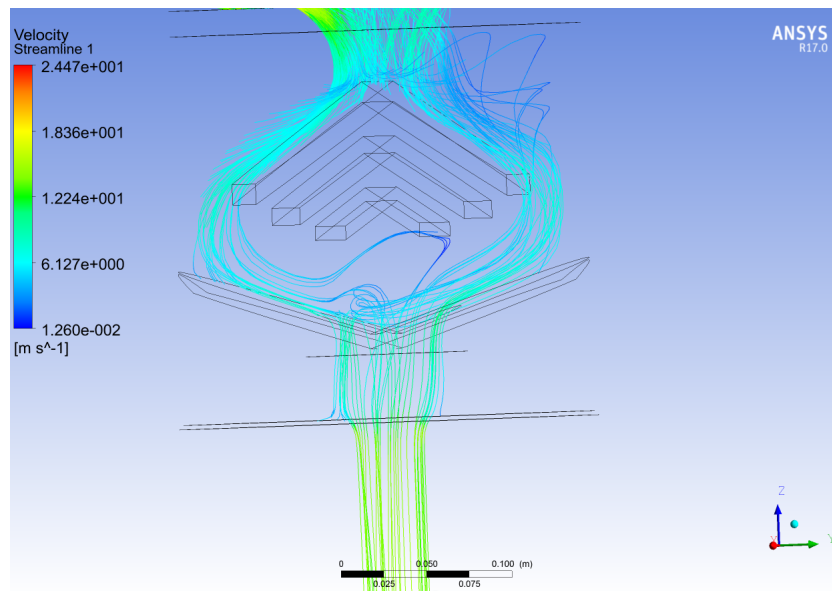


Figura 5.28 Evolución de velocidades en resto del silenciador.

Con todos estos datos podremos concluir que la pérdida de carga de este modelo será:

$$PC_T = P_{oe} - P_{os} = P_e + 1/2\rho v_e^2 - (P_s + 1/2\rho v_s^2) = 836,9Pa$$

Volvemos a ver un valor aparentemente desorbitado para la pérdida de carga, pero tenemos que tener en cuenta que en el problema analizamos también la variación de temperatura y, por lo tanto, la variación de las presiones es mucho mayor de la que habría si la temperatura de entrada fuera igual a la de salida. Además, comparándolo con los valores de referencia mencionados al principio del estudio fluidomecánico podemos ver que los valores no andan desencaminados.

5.2 Fuerzas fluidodinámicas

Otro factor que tendremos en cuenta en este estudio serán las fuerzas aplicadas por el paso del fluido en el silenciador. Calcularemos dichas fuerzas a partir del estudio en Fluent ya utilizando en la sección anterior y veremos sus efectos en las estructuras de ambos silenciadores.

En cuanto al propio peso del silenciador, es una fuerza constante y experimentalmente vemos que no tiene mucha repercusión en este tipo de silenciadores, por tanto, la obviaremos en el estudio de deformaciones finales. El hecho de ser una fuerza constante nos indica que no podrá llegar nunca a producir resonancia en el silenciador y, por tanto, elimina la última posibilidad de fallo posiblemente producida por esta fuerza.

5.2.1 Modelización

Para este apartado también utilizaremos el método de elementos finitos para tener una mayor certeza y precisión en nuestros resultados, por ello, volveremos a utilizar Ansys para obtener una mejor vinculación de los resultados obtenidos por Fluent y, de paso, realizar un análisis estructural de los silenciadores aplicándoles estas fuerzas del fluido.

Debemos resaltar que este análisis tendrá en cuenta las cargas aplicadas en el silenciador de manera estática, por lo que, de esta manera aseguramos que el modelo y el material resisten al menos este tipo de fuerzas. El caso de las fuerzas alternativas se ve en la sección de análisis modal, en el cual podemos ver la gráfica en la cual se comparan las deformaciones producidas por fuerzas estáticas (que veremos en esta sección) con las deformaciones que se producirían en caso de que estas fuerzas tuvieran una cierta frecuencia, como ocurre en el caso real.

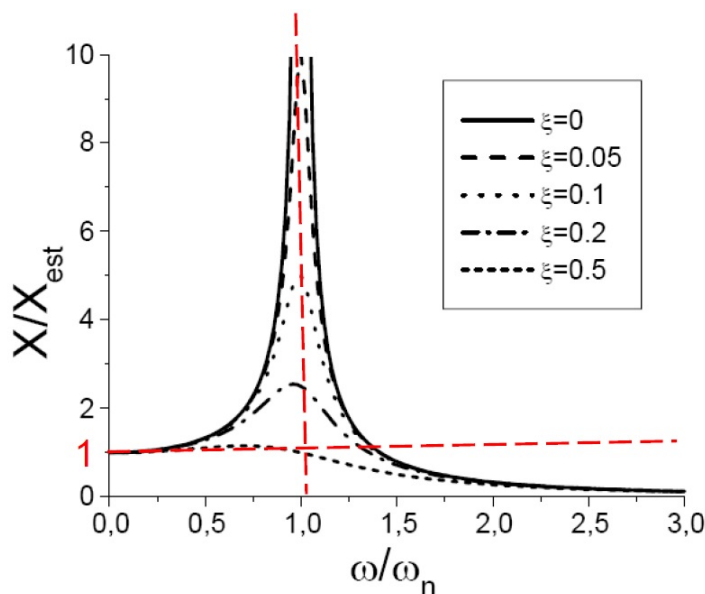


Figura 5.29 Frecuencia/Frecuencia natural - Amplitud de movimiento(X).

Primeramente deberemos importar los modelos y realizar un mallado a los mismos. Estos pasos se han repetido a lo largo de este trabajo y, por tanto, no volveremos a resaltar estos pasos colocando imágenes parecidas. Tendremos que resaltar que el mallado tiene las mismas características en cuanto a puntos localizados de mayor densidad de mallado que en los anteriores apartados.

En segundo lugar deberemos tener en cuenta las condiciones de contorno que asemejen el problema teórico lo más posible a la realidad. Para conseguirlo utilizaremos las mismas condiciones de contorno que vimos en el análisis modal, en cuyo apartado vemos la explicación de cada uno de los apoyos utilizados en nuestro modelo.

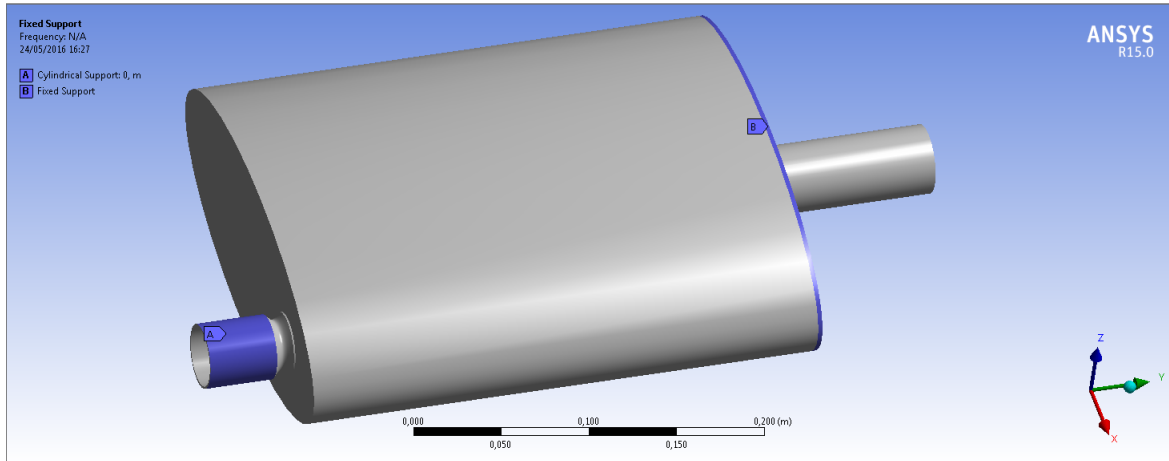


Figura 5.30 Condiciones de contorno.

El cálculo de las fuerzas aplicadas se basará, tal y como hemos dicho en la introducción de la sección, en el estudio en Fluent realizado con anterioridad. Para obtener dichas fuerzas y, además, vincular dicho estudio con un nuevo proyecto que analizará las deformaciones en las estructuras de nuestros modelos, realizaremos la sincronización que veremos a continuación:

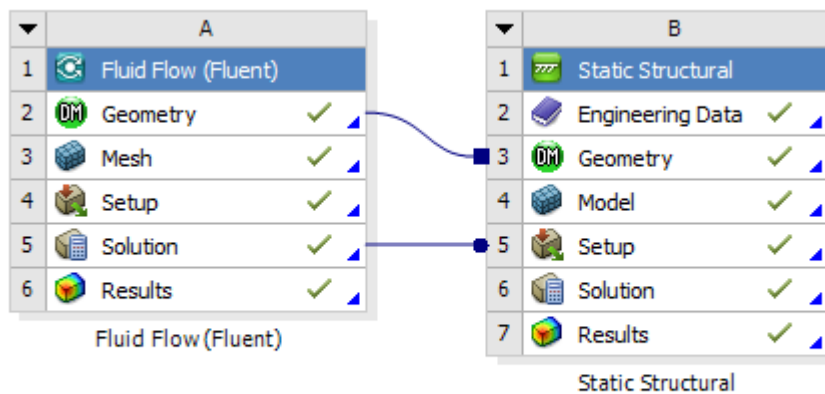


Figura 5.31 Sincronización para la obtención de fuerzas.

Además, una vez dentro de la interfaz de configuración del modelo, tendremos que añadir que queremos importar las presiones resultantes del estudio fluidodinámico:

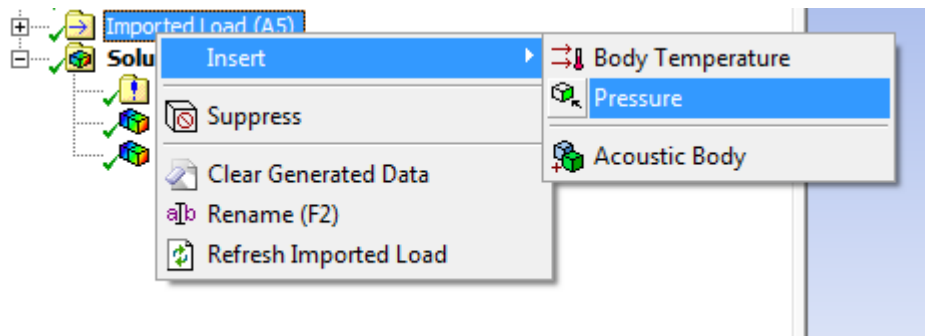


Figura 5.32 Selección de presiones desde Fluent.

Una vez que ya hayamos importado tanto el modelo, las fuerzas, aplicado las condiciones de contorno y realizado el mallado, podremos dar paso a la resolución de cada una de las estructuras, y así obtener las posibles deformaciones que pueden llegar a sufrir debido al propio uso del silenciador.

5.2.2 Modelo 1

En cuanto al primer modelo, una vez introducido en el programa de elementos finitos Ansys usando las condiciones de contorno idóneas e importando las fuerzas del sistema fluidodinámico obtendremos los siguientes resultados de deformaciones:

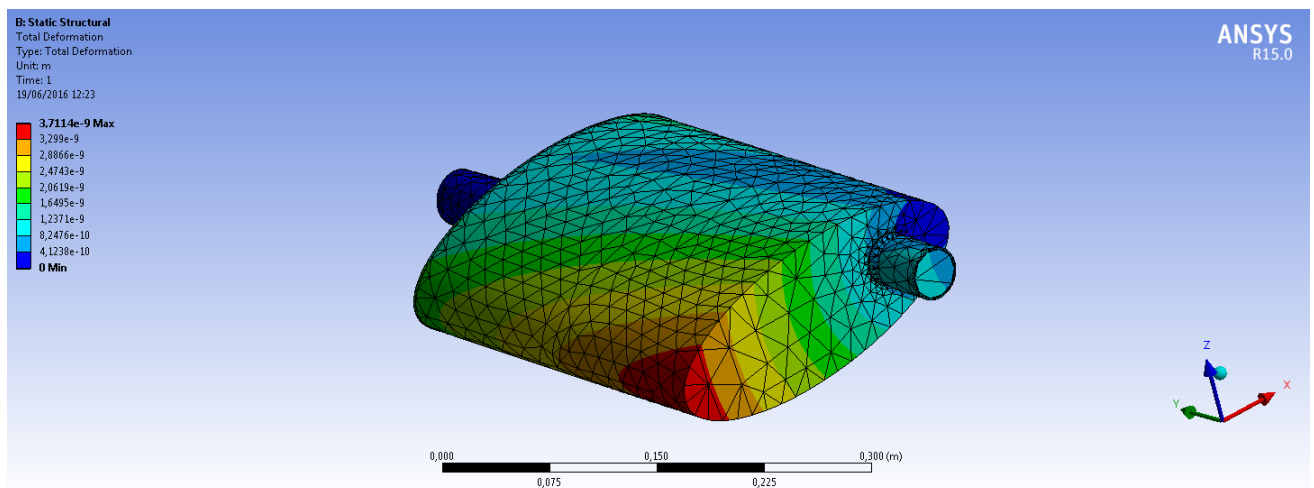


Figura 5.33 Deformaciones en el modelo 1.

Podemos ver que, debido a las condiciones de contorno realizadas, las recirculaciones que producen presiones generalizadas en diversos puntos del primer modelo y, sobre todo, la situación del tubo de entrada con respecto al de la salida, la mayoría de las presiones se dirigen hacia el primer depósito en su esquina más alejada del tubo de entrada.

El movimiento producido por este tipo de fuerzas tiende a ser una torsión del propio silenciador. Sin embargo, tal y como podemos ver en la imagen, el orden de magnitud de las deformaciones es básicamente despreciable, con un valor de $3,711 \times 10^{-6} mm$.

5.2.3 Modelo 2

A continuación pasamos a analizar el efecto de estas fuerzas producidas por el paso de los gases en el segundo modelo de silenciador:

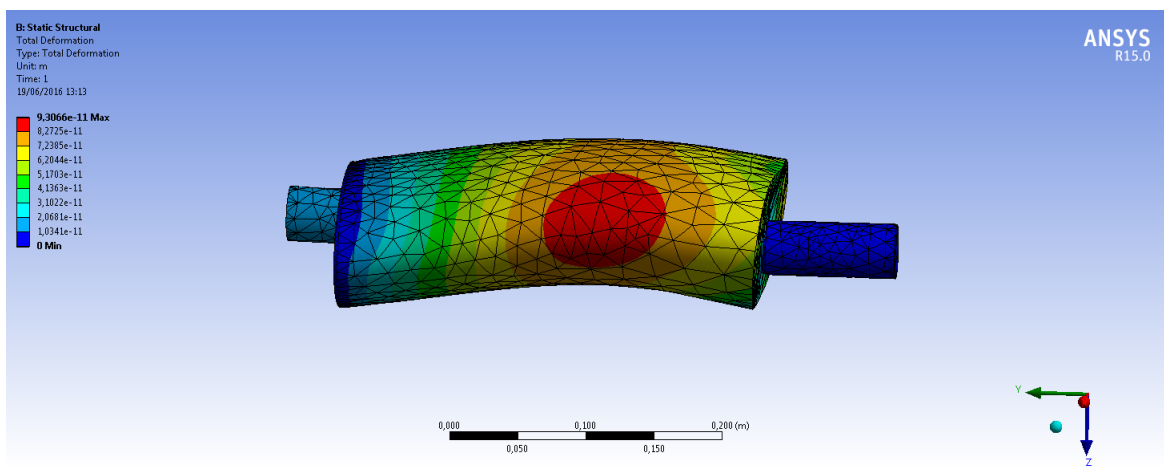


Figura 5.34 Deformaciones en el modelo 2.

Podemos ver que esta vez, el esfuerzo mayoritario del silenciador es de flexión, tal y como podemos ver en la imagen. La máxima vibración se da en la parte media del silenciador. Esto se debe en gran medida a las condiciones de contorno que sujetan la parte y a que la mayor cantidad de recirculaciones y el choque principal ocurren en dicha zona.

Aun así podemos ver que el orden de magnitud de estas deformaciones sigue siendo incluso más despreciable que en el caso anterior, con unas deformaciones máximas de $9,3 \times 10^{-8} mm$.

5.2.4 Validación de resultados

Esta sección servirá para contrastar los resultados obtenidos mediante elementos finitos. El objetivo de este apartado será la obtención de las fuerzas que realiza el fluido sobre un modelo simplificado de silenciador. Finalmente, una vez calculadas dichas fuerzas, si estas son lo suficientemente pequeñas podremos validar la conclusión del apartado anterior.

Este estudio se dividirá en el cálculo de dos fuerzas fundamentales en este problema:

Fuerzas de choque con el silenciador

En esta sección calcularemos las fuerzas principales de choque del flujo de aire con el silenciador. Para ello mostramos a continuación la simplificación del modelo de silenciador realizado para el cálculo de dicha fuerza:

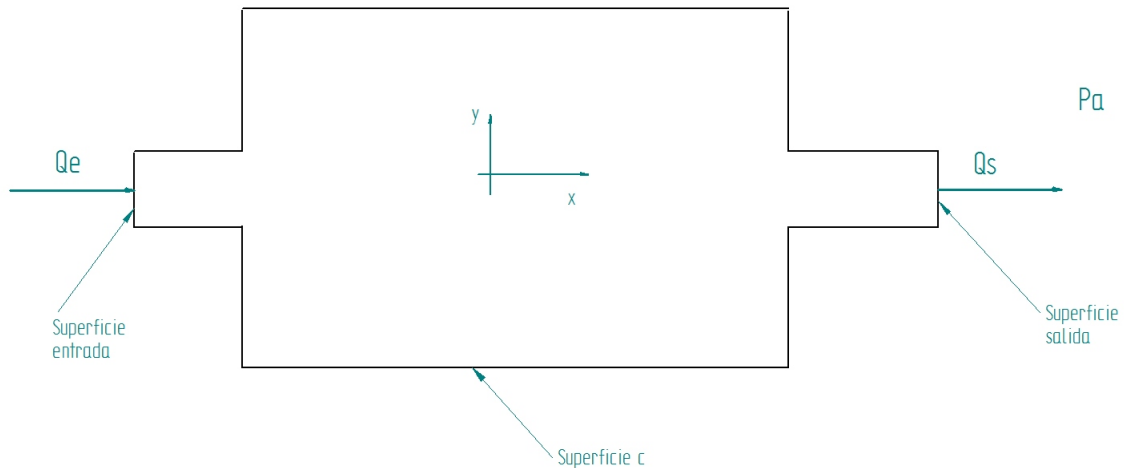


Figura 5.35 Modelo simplificado.

Para resolver este problema, en el cual la presión de entrada es igual a 1,1 bar (tal y como vimos en las condiciones de resolución del problema en Fluent), usaremos las ecuaciones de conservación de masa y conservación de cantidad de movimiento:

Conservación de cantidad de masa:

$$\int_{\Sigma_{sup}} \rho \vec{v} d\sigma + \int_{\Omega} \rho d\omega = 0$$

Donde ρ es la densidad, \vec{v} es la velocidad del fluido, σ la superficie analizada y Ω el volumen interior del silenciador.

Resolviendo esta ecuación teniendo en cuenta que sólo hay flujo de intercambio en el volumen de control en las superficies de entrada y de salida obtenemos:

$$Q_s = Q_e$$

Para esta resolución hemos tenido en cuenta que el gas apenas se comprime debido a las pequeñas presiones que podemos encontrar dentro del silenciador. Por tanto la densidad apenas cambiará y entonces el primer término será nulo.

Conservación de cantidad de movimiento:

La ecuación de conservación de cantidad de movimiento aplicado a este problema en estacionario es la siguiente:

$$\int_{\Sigma_{sup_i}} \rho \vec{v}(\vec{v} * \vec{n}) d\sigma = \int_{\Sigma_{sup_i}} -(P - Pa) \vec{n} d\sigma + \int_{\Sigma_{sup_i}} \vec{n} * \vec{\tau} d\sigma + \int_{\Omega} \rho f_m d\omega$$

Esta fórmula necesitará de varias suposiciones y aproximaciones para su resolución. Primeramente despreciaremos las fuerzas de gravedad, ya que apenas tienen importancia cuando las partículas estudiadas son gaseosas. Según esta suposición, el último término desaparecerá.

Además, separaremos las superficies en superficies de entrada, salida y superficie c, que será la superficie de contacto con las paredes del silenciador.

Además, como vimos en la resolución de la ecuación de conservación de masa, el único flujo de intercambio es el que pasa por las superficies de entrada y de salida del silenciador, por lo que las superficies de interés serán estas. De esta manera, obtenemos la siguiente ecuación:

$$\int_{\Sigma_{entrada}} \rho \vec{v}_e(\vec{v}_e * \vec{n}) d\sigma + \int_{\Sigma_{salida}} \rho \vec{v}_s(\vec{v}_s * \vec{n}) d\sigma = \int_{\Sigma_{entrada}} -(P_e - Pa) \vec{n} d\sigma + \int_{\Sigma_{salida}} -(P_s - Pa) \vec{n} d\sigma + \int_{\Sigma_{sup.c}} -(P_c - Pa) \vec{n} d\sigma + \int_{\Sigma_{sup_i}} \vec{n} * \vec{\tau} d\sigma$$

Además, simplificamos el término de la presión a la salida ya que dicha presión es igual a la presión ambiente. Por otro lado definiremos la fuerza que el silenciador ejerce sobre el fluido al conjunto de presiones ejercidas sobre la superficie c y las fuerzas de viscosidad realizadas sobre la misma superficie. Con todo esto obtenemos:

$$\int_{\Sigma_{entrada}} \rho \vec{v}_e(\vec{v}_e * \vec{n}) d\sigma + \int_{\Sigma_{salida}} \rho \vec{v}_s(\vec{v}_s * \vec{n}) d\sigma = \int_{\Sigma_{entrada}} -(P_e - Pa) \vec{n} d\sigma + F_{sil \rightarrow fluido}$$

Resolviendo las integrales y sustituyendo valores obtendremos:

$$F_{fluido \rightarrow sil} = \rho Q^2 (Ae^3 - As^3) + (Pe - Pa) Ae$$

Sustituyendo los valores geométricos de nuestros modelos en los valores A_s y A_e (Áreas de los conductos de entrada y salida del silenciador) y los siguientes datos obtenidos del libro "Contaminación del aire por la industria" [11]:

Gasto medio de gases de salida de un coche de gasolina: 26 kg/min Gasto medio de gases de salida de un coche de diésel: $37,6 \text{ kg/min}$

Obtenemos los siguientes valores de fuerza aplicada:

$$F_{fluido \rightarrow sil} = 9,62 \text{ N}$$

Esta fuerza es general y válida para ambos modelos, por lo que tanto el primer como el segundo modelo tendrán que ser capaces de superar dicha fuerza.

Fuerzas de choque principal

En este subapartado calcularemos la fuerza del choque principal del flujo de aire de entrada con la primera pared o cuña que se encuentra al entrar al silenciador.

Para este problema utilizaremos la ecuación de Euler-Bernoulli en la cual suponemos una viscosidad despreciable, la ecuación de conservación de cantidad de movimiento y la conservación de energía.

Nuestro modelo simplificado utilizado para el cálculo de esta fuerza es el siguiente:

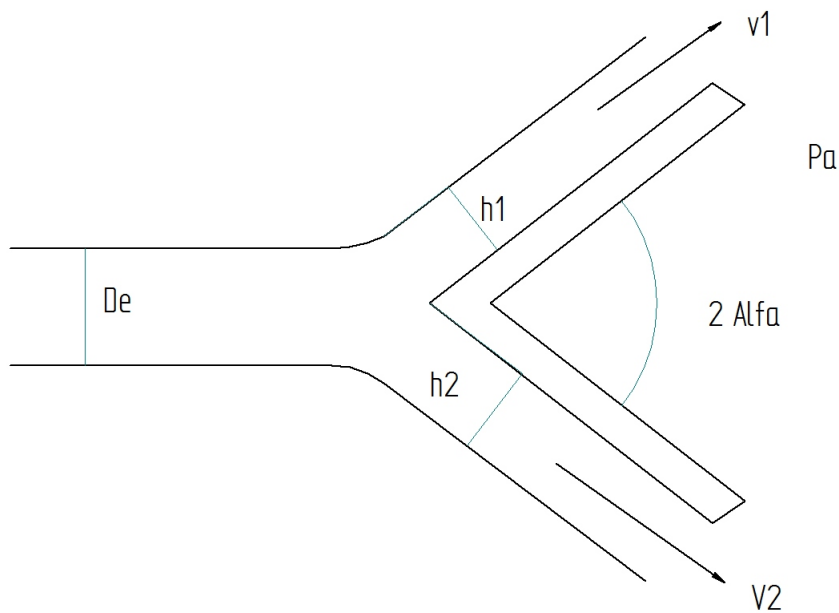


Figura 5.36 Modelo simplificado de choque principal.

Ecuación de Euler-Bernoulli

Esta ecuación supone que se mantienen las líneas de corriente de entrada a lo largo del choque. En este caso escogeremos las líneas de corriente más exteriores y en contacto con la zona exterior al flujo:

Línea de corriente 1:

$$P_a + (\rho V_e^2)/2 = P_a + (\rho V_1^2)/2$$

Línea de corriente 2:

$$P_a + (\rho V_e^2)/2 = P_a + (\rho V_2^2)/2$$

De estas ecuaciones obtenemos que:

$$V_1 = V_2 = Ve$$

Ecuación de conservación de masa

Tal y como hemos visto en el cálculo de la fuerza general aplicada al silenciador, la ecuación de conservación de masa es la siguiente:

$$\int_{\Sigma_{sup_i}} \rho \vec{v} d\sigma + \int_{\Omega} \rho d\omega = 0$$

El resultado será equivalente al apartado anterior, sin embargo sustituiremos las variables de caudal para dejarlas en función del área y la velocidad:

$$\int_{\Sigma_{sup_i}} \vec{v} * \vec{n}, d\sigma = -VeDe + V_1 h_1 + V_2 h_2$$

Esta resolución, junto con el resultado de la ecuación de Bernoulli tendrá el siguiente resultado:

$$De = h_1 + h_2$$

Conservación de cantidad de movimiento

La ecuación de conservación de cantidad de movimiento aplicada a este problema es la siguiente:

$$\int_{\Sigma_{sup_i}} \rho \vec{v}(\vec{v} * \vec{n}) d\sigma = \int_{\Sigma_{sup_i}} -(P - Pa) \vec{n} d\sigma + \int_{\Sigma_{sup_i}} \vec{n} * \vec{\tau} d\sigma + \int_{\Omega} \rho f_m d\omega$$

Volveremos a realizar las mismas suposiciones que en el apartado anterior, además se despreciarán las fuerzas de viscosidad debido a la suposición ya realizada al usar las ecuaciones de Euler-Bernoulli. Con todo esto llegamos a la siguiente ecuación:

$$\int_{\Sigma_{sup_{entrada y salida}}} \rho \vec{v}(\vec{v} * \vec{n}) d\sigma = F_{sol \rightarrow fluido}$$

Sustituyendo los valores de la integral en las superficies de entrada y salida llegaremos a la siguiente ecuación:

$$-\rho Ve^2 (De - h_1 \cos(\alpha) - h_2 \cos(\alpha)) = F_{fluido \rightarrow sol}$$

Sustituyendo las conclusiones obtenidas de las dos ecuaciones anteriores llegaremos a la siguiente expresión de la fuerza aplicada al silenciador por el choque principal del flujo de aire entrante:

$$F_{gas \rightarrow sol} = \rho Ve^2 De (-1 + 2 \cos(\alpha))$$

A continuación introducimos los datos del modelo. Ve es la velocidad de entrada que obtendremos a partir de los datos del gasto obtenidos del libro "Contaminación del aire por la industria" [11]. Por otro lado α es la mitad ángulo de la pared de entrada. En el caso de la cuña será el visto en los planos en los anexos. En el caso del primer modelo este ángulo será 45.

Con estos datos obtendremos las siguientes fuerzas aplicadas:

Fuerza aplicada al modelo 1: 15,76N

Fuerza aplicada al modelo 2: 6,53N

Cálculo de deformaciones

Primeramente tendremos que definir las fuerzas totales aplicadas a cada modelo de silenciador:

$$F_{total} = F_{general} + F_{choque}$$

Fuerza aplicada al modelo 1: 25,38N

Fuerza aplicada al modelo 2: 16,14N

A continuación obtendremos la superficie general del modelo a partir del modelo en Solid Edge:

Superficie afectada del modelo 1: 747111,68mm²

Superficie afectada del modelo 2: 634289,38mm²

Con este valor podemos obtener una aproximación de la presión total aplicada:

$$P = F_{total}/S$$

Presión aplicada al modelo 1: 33,97Pa

Presión aplicada al modelo 2: 25,45Pa

Finalmente podremos obtener los resultados de deformación gracias al módulo de Young del material definido en el apartado "Materiales":

$$\varepsilon = P/E$$

Deformación del modelo 1: 1,41 * 10⁻⁷

Deformación del modelo 2: 1,05 * 10⁻⁷

Vemos que las deformaciones son bastante pequeñas tal y como vimos en los resultados de las deformaciones obtenidos por método de elementos finitos en los anteriores apartados. Al ver esta similitud podemos afirmar que nuestros cálculos son correctos y que la fuerza de los gases de salida son muy pequeñas como para tener grandes repercusiones en el propio silenciador siempre que no se acerquen a la frecuencia natural del sistema.

6 Estudio acústico

Por último, tendremos que analizar la cualidad más importante de los silenciadores: Su capacidad de atenuar el sonido. Esta cualidad definirá en gran medida la calidad del silenciador, siendo decisiva en la decisión final del modelo de silenciador.

En este capítulo realizaremos el análisis acústico de ambos silenciadores. El análisis consistirá en obtener la atenuación producida por cada uno de los modelos de silenciadores estudiados. Con estos resultados podremos validar si estos silenciadores son apropiados para los vehículos de hoy en día, haciendo que cumplan la normativa vigente tal y como vimos en el primer apartado.

6.1 Modelización

En este apartado explicaremos el método seguido para poder calcular la atenuación ofrecida por cada modelo de silenciador. Debemos añadir que este proceso, debido a la dificultad de la aproximación de sus resultados, se hará gracias al método de elementos finitos adaptado a problemas acústicos proporcionado por Ansys (Extensión Acoustics).

6.1.1 Diseño 3D

En primera instancia deberemos crear un nuevo sistema "Harmonic Response". Esto se debe a que, tal y como explicamos en la física del sonido, el ruido se transmite por medio de ondas sonoras (presiones y depresiones) y por tanto éste sistema es el más apropiado para este tipo de análisis:

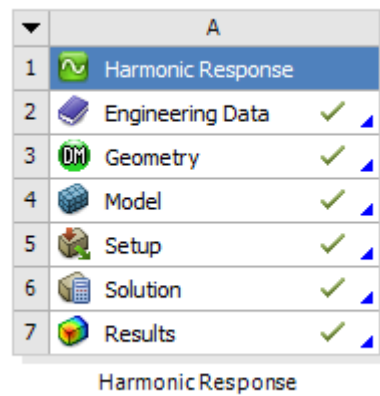


Figura 6.1 Sistema "Harmonic Response".

Una vez definido el tipo de sistema, procedemos a la creación del modelo gráfico. Primeramente importamos nuestro modelo de silenciador tal y como hemos hecho en los anteriores capítulos:

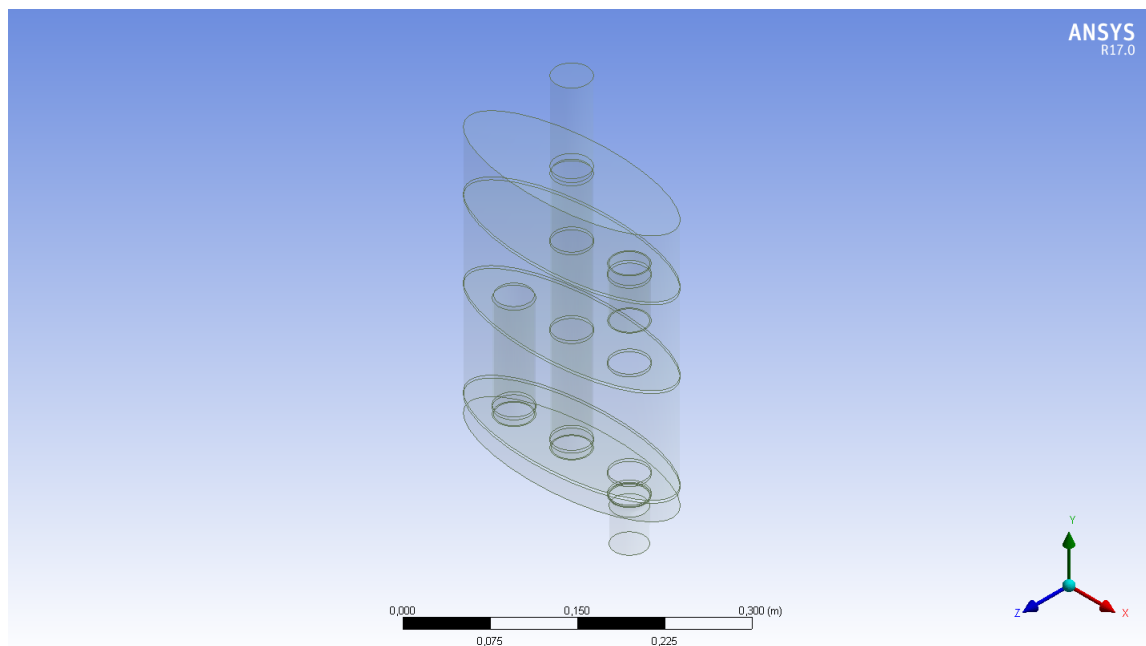


Figura 6.2 Modelo silenciador en 3D.

Una vez introducido el modelo del silenciador, deberemos modelar el interior del mismo, es decir, el fluido que recorrerá el silenciador y que será el que analizaremos cuando tengamos que revisar las atenuaciones totales. Para obtenerlo utilizaremos la opción Fill:

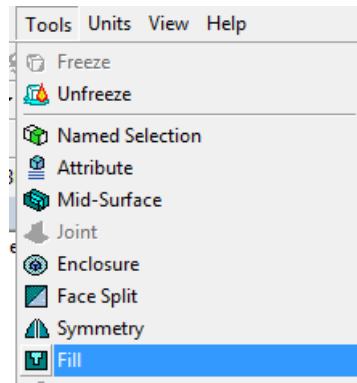


Figura 6.3 Menú Fill.

Seleccionaremos todas las caras interiores de nuestro modelo y le damos al botón "Generate". Para hacer la selección de estas caras aconsejo seleccionar todas las caras con "Box Select" y después deseleccionar manualmente las caras exteriores debido a la complejidad de las caras internas del modelo:

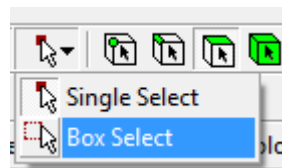


Figura 6.4 Opción Box Select.

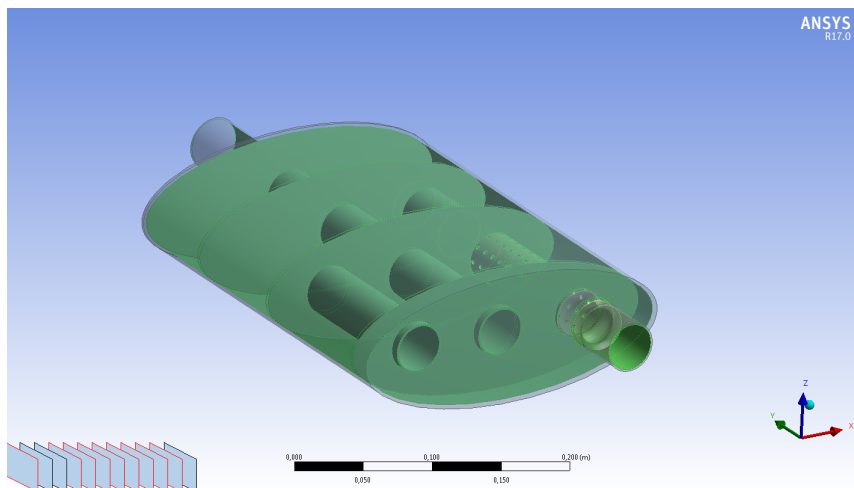


Figura 6.5 Selección de caras interiores.

A continuación mostramos el modelo interior del fluido generado por el comando "Fill":

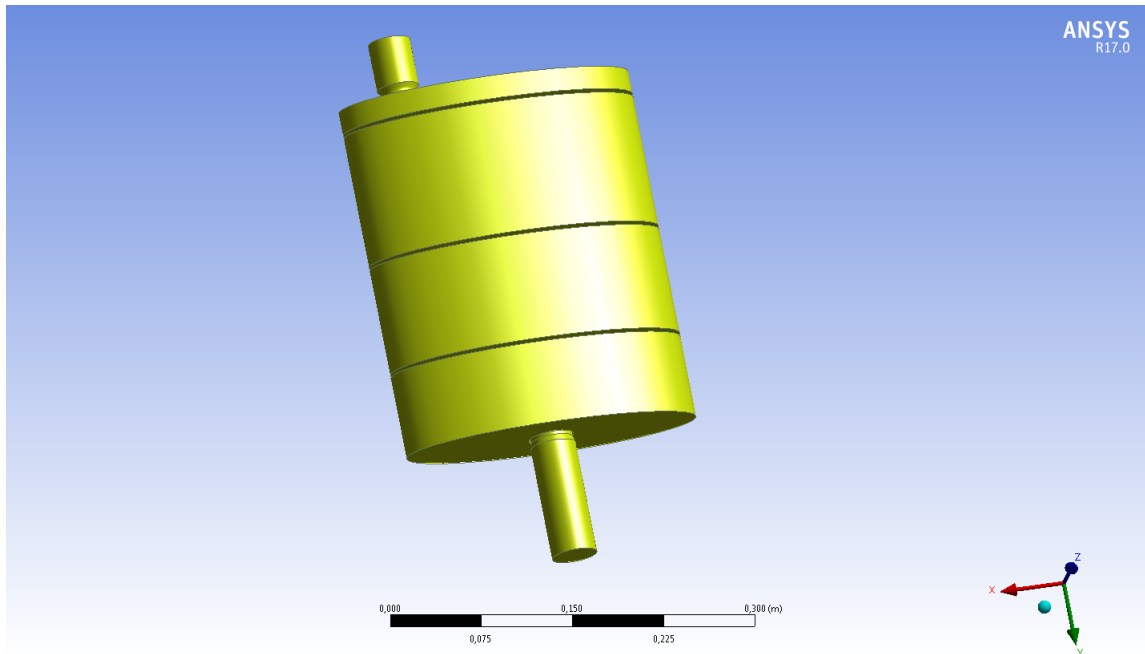


Figura 6.6 Resultado del comando "Fill".

Antes de cerrar el modelado en 3D del diseño, no debemos olvidar introducir el dato de que nuestro modelo es fluido y no sólido, lo cual podría llevar a futuros fallos en los cálculos del programa:

Details View	
[-] Details of Body	
Body	Interior
Volume	...
Surface Area	...
Faces	38
Edges	57
Vertices	53
Fluid/Solid	Fluid
Shared Topology Method	Automatic
Geometry Type	DesignModeler

Figura 6.7 Details of Body.

6.1.2 Mallado del sistema

A continuación hablaremos sobre el siguiente paso de la resolución, el mallado del sistema. En este mallado tendremos que tener varios factores en cuenta para poder obtener unos resultados fiables.

En primera instancia deberemos aplicar un "Body Sizing" al modelo, para ello simplemente lo añadiremos al mallado seleccionándolo del menú que aparece al hacer click derecho sobre "Mesh":

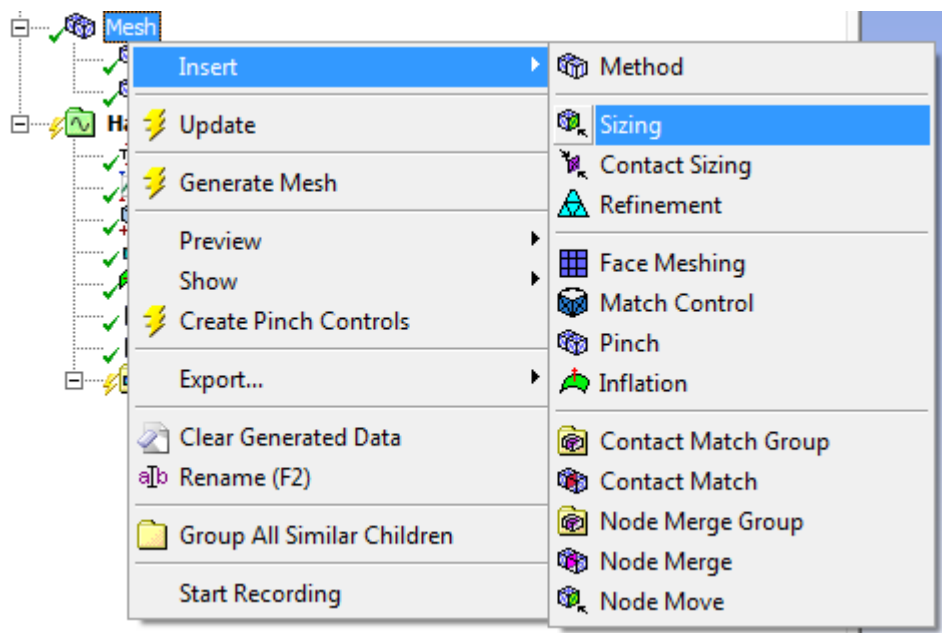


Figura 6.8 Menu "Body Sizing".

A continuación seleccionaremos nuestro cuerpo en 3D. En los detalles del "Body Sizing" deberemos modificar el tamaño del mallado deseado. En este caso, como estamos interesados en un rango de frecuencias de 0-4000 hz utilizaremos un tamaño de 0,0075. En caso de estar interesado en un rango de frecuencias cuyo máximo sea menor, por ejemplo 0-500 hz podríamos permitirnos un tamaño de 0,06.

Details of "Body Sizing" - Sizing	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	7,5e-003 m
Behavior	Soft

Figura 6.9 Detalles de "Body Sizing".

Esto se debe a que según la frecuencia de las ondas sonoras, la distancia recorrida por las ondas en un periodo es diferente (A mayor frecuencia menor distancia recorrida). Por tanto, si estamos interesados en una frecuencia alta, deberemos utilizar un tamaño de mallado pequeño para poder analizar los pequeños saltos producidos por las ondas.

En caso de que queramos utilizar una frecuencia diferente a las puestas de ejemplo, podemos simplemente utilizar una regla de tres inversa con las frecuencias para obtener el tamaño de mallado deseado.

Por otro lado deberemos aplicar un procedimiento "Method", que introduciremos de la misma manera que el "Body Sizing":

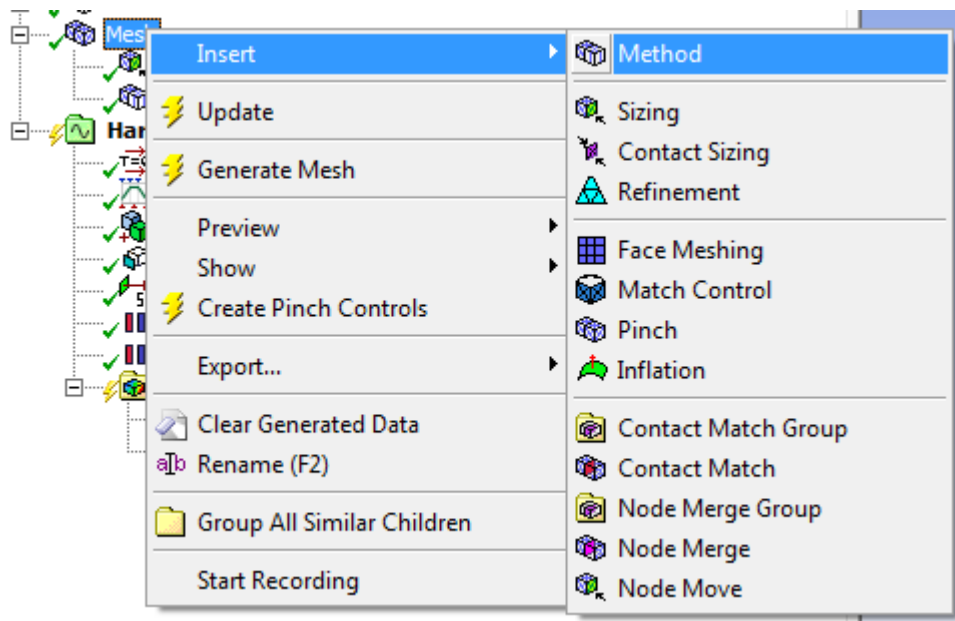


Figura 6.10 Menú "Method".

Este procedimiento permitirá cambiar ciertos aspectos en el mallado de estos modelos según nuestras necesidades:

Details of "Patch Independent" - Method	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
[-] Definition	
Suppressed	No
Method	Tetrahedrons
Algorithm	Patch Independent
Element Midside Nodes	Use Global Setting
[-] Advanced	
Defined By	Max Element Size
<input type="checkbox"/> Max Element Size	Default(7,5e-003 m)
<input type="checkbox"/> Feature Angle	30,0 °
Mesh Based Defeaturing	Off
Refinement	No
Smooth Transition	Off
Growth Rate	Default
Minimum Edge Length	6,8723e-003 m
Write ICEM CFD Files	No

Figura 6.11 Detalles de "Method".

En principio tendremos que elegir nuestro cuerpo, al que aplicaremos este procedimiento. Después en la fila "Method" podremos elegir "Tetraedrons", los cuales dan buenos resultados para este tipo de silenciadores reactivos. Sin embargo, si estamos interesados en silenciadores con partes absorbentes o perforadas, nos interesará utilizar un método "Hex Dominant". No recomendamos el uso del método "Hex Dominant" para superficies que no cumplan estos requisitos ya que pueden llevar a problemas de convergencia.

Finalmente, para terminar de definir el mallado, escogeremos la opción "Patch Independent" en la fila "Algorithm". En nuestro caso, al no tener un problema acústico de gran dificultad, también negamos la fila "Refinement", ya que en caso de querer esta opción, los tiempos de resolución se verían aumentados en gran medida sin ganar excesiva precisión.

Una vez detallados todos los aspectos del mallado podremos generar el mallado con la sencilla función "Generate Mesh", obteniendo resultados parecidos a los siguientes:

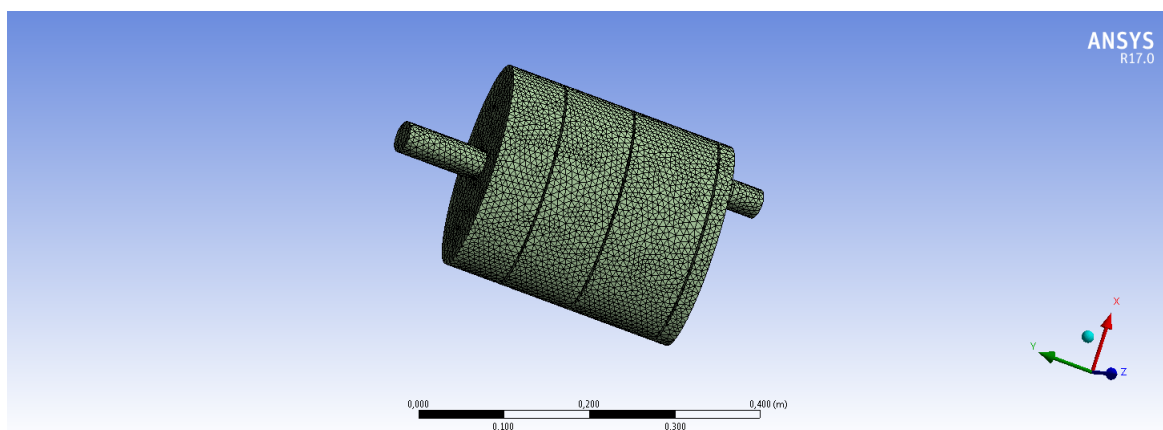
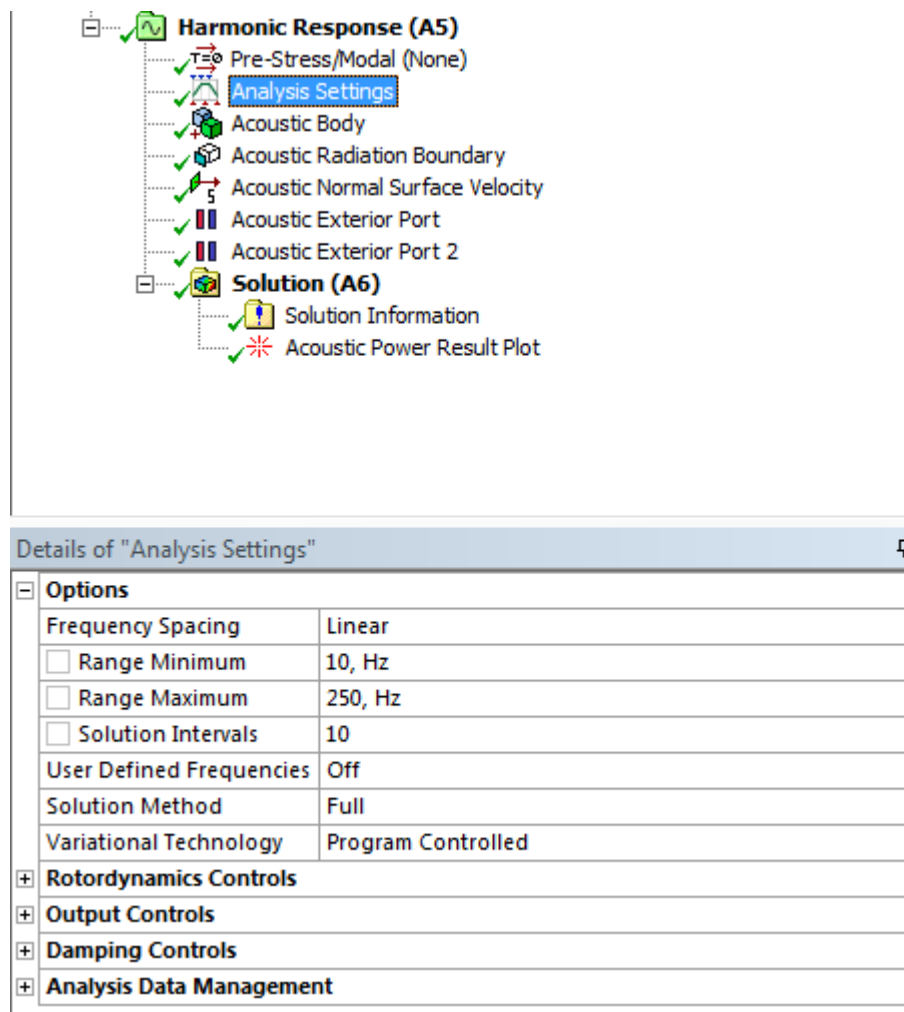


Figura 6.12 Mallado resultante.

6.1.3 Definición del problema

A continuación definiremos todos los detalles que debemos suministrar al programa para poder resolver nuestro problema acústico de una manera eficaz.

En primer lugar deberemos decir al programa cuál será el rango de frecuencias que nos interesa. Para ello abriremos los detalles de "Analysis Settings":



The image shows a software interface for setting up an acoustic analysis. The top part is a tree view under 'Harmonic Response (A5)'. The 'Analysis Settings' node is selected and highlighted in blue. Below the tree is a dialog box titled 'Details of Analysis Settings'.

Options	
Frequency Spacing	Linear
<input type="checkbox"/> Range Minimum	10, Hz
<input type="checkbox"/> Range Maximum	250, Hz
<input type="checkbox"/> Solution Intervals	10
User Defined Frequencies	Off
Solution Method	Full
Variational Technology	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Rotordynamics Controls	
<input type="checkbox"/> Output Controls	
<input type="checkbox"/> Damping Controls	
<input type="checkbox"/> Analysis Data Management	

Figura 6.13 "Analysis Settings".

En la imagen podemos ver que nuestra frecuencia mínima es de 10 y la máxima de 250 Hz. Además, para un correcto funcionamiento del programa deberemos seleccionar "Full" en la fila "Solution Method". La opción "Mode Superposition" no es aplicable para este tipo de problemas acústicos.

⊕ Rotordynamics Controls	
⊖ Output Controls	
Stress	Yes
Strain	Yes
Nodal Forces	No
Calculate Reactions	Yes
General Miscellaneous	Yes
⊕ Damping Controls	
⊖ Analysis Data Management	
Solver Files Directory	C:\Users\Gonmo\Desktop\Documents\Universidad\C...
Future Analysis	None
Scratch Solver Files Direc...	
Save MAPDL db	Yes
Delete Unneeded Files	Yes
Solver Units	Active System
Solver Unit System	mks

Figura 6.14 Opciones de "Analysis Settings".

Además, para una mejor recopilación de los resultados, dentro del submenú "Output Controls" seleccionaremos la opción "Yes" en la fila "General Miscelaneous" y dentro del submenú "Analysis data management" seleccionaremos "Yes" en la fila "Save MAPDL db". Estas opciones nos ayudarán en la posterior muestra de resultados.

A continuación deberemos definir nuestro "Acoustic Body" o cuerpo acústico. Para ello introduciremos dicha opción en el menú general y podremos definir sus siguientes características:

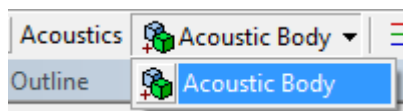


Figura 6.15 Menú "Acoustic Body".

Details of "Acoustic Body"	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
[-] Definition	
Behavior	Compressible
Frequency Dependency	No
<input type="checkbox"/> Mass Density	0,675 [kg m ⁻¹ m ⁻¹ m ⁻¹]
<input type="checkbox"/> Sound Speed	545 [m sec ⁻¹]
<input type="checkbox"/> Dynamic Viscosity	0 [Pa sec]
<input type="checkbox"/> Bulk Viscosity	0 [Pa sec]
<input type="checkbox"/> Thermal Conductivity	0 [W m ⁻¹ C ⁻¹]
<input type="checkbox"/> Specific Heat Cp	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]
<input type="checkbox"/> Specific Heat Cv	0 [J kg ⁻¹ C ⁻¹]
Equivalent Fluid of Perforated Material	No
Low Reduced Frequency Model	No
<input type="checkbox"/> Reference Pressure	2E-05 [Pa]
<input type="checkbox"/> Reference Static Pressure	101325 [Pa]
Acoustic-Structural Coupled Body Options	Program Controlled Uncoupled
Perfectly Matched Layers (PML)	Off

Figura 6.16 Detalles de "Acoustic Body".

En este menú de detalles, las únicas opciones importantes son la definición de la densidad y la velocidad del sonido en el fluido estudiado a la temperatura dada. Por supuesto, deberemos suponer que es un fluido compresible (al menos en nuestro caso, al tratarse de gases). En nuestro caso dejaremos la definición de presión de referencia por defecto.

En caso de querer introducir un material poroso o absorbente, deberemos definir un "Acoustic Body" independiente y seleccionar "*SGYM_HGYM*" en la fila "Equivalent Fluid of Perforated Material". Una vez seleccionada esta opción aparecerán nuevas filas con nuevas características a definir, como la distancia entre poros ("Grid Period") o el radio de los mismos ("Hole Radius").

A continuación tendremos que definir la salida y la entrada de nuestro silenciador. Para ello utilizaremos la opción "Acoustic Radiation Boundary". Esta opción nos permitirá seleccionar las superficies que no serán tratadas como límites que hagan rebotar las ondas sonoras. Adaptado a nuestro modelo quedaría tal y como vemos en la imagen:

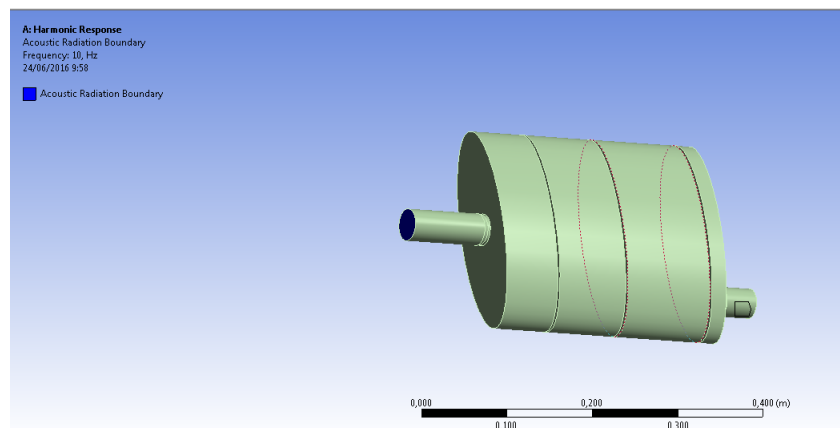


Figura 6.17 "Radiation Boundary" 1.

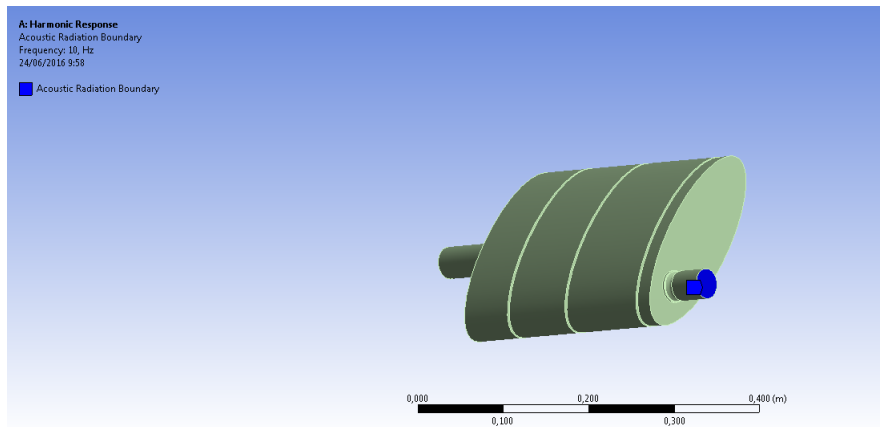


Figura 6.18 "Radiation Boundary" 2.

El resto de las superficies se tomarán como una superficie sólida y completamente rígida (tal y como podemos suponer tras realizar el estudio fluidodinámico de la estructura) y completamente reflectante.

En el siguiente paso tendremos que definir los diferentes puntos que queremos estudiar en la geometría del silenciador. En nuestro caso, sólo nos interesará la entrada y la salida, para poder después definir el aislamiento acústico producido por todo el silenciador.

Para definir estos puntos utilizaremos la opción "Acoustic Exterior Port" o "Acoustic Port" dependiendo de la versión de Ansys de la que se disponga. Tenemos que tener en cuenta que hay que distinguir la entrada de la salida, por lo que tendremos que definir y numerar tantos "Acoustic Port" como superficies nos interesen. En nuestro caso quedará tal y como podemos ver en las imágenes:

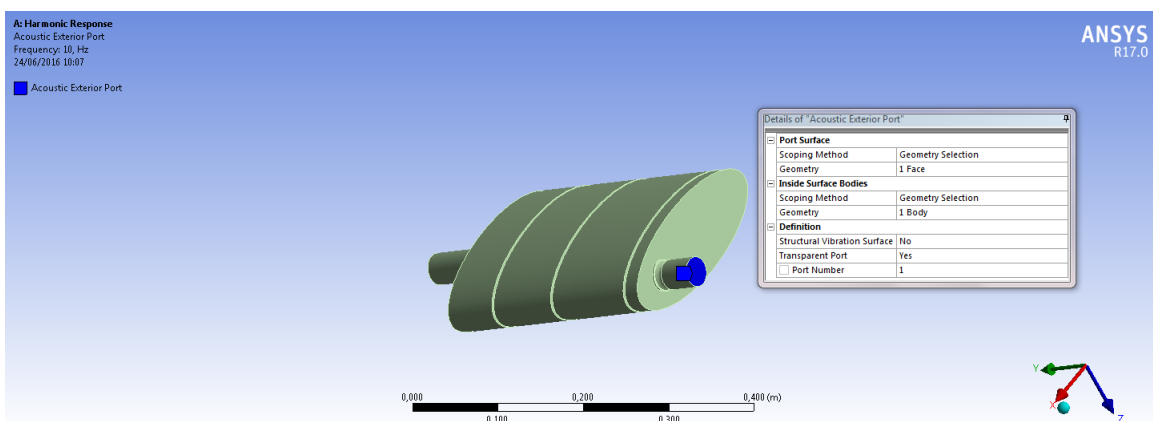


Figura 6.19 Definición del puerto de entrada.

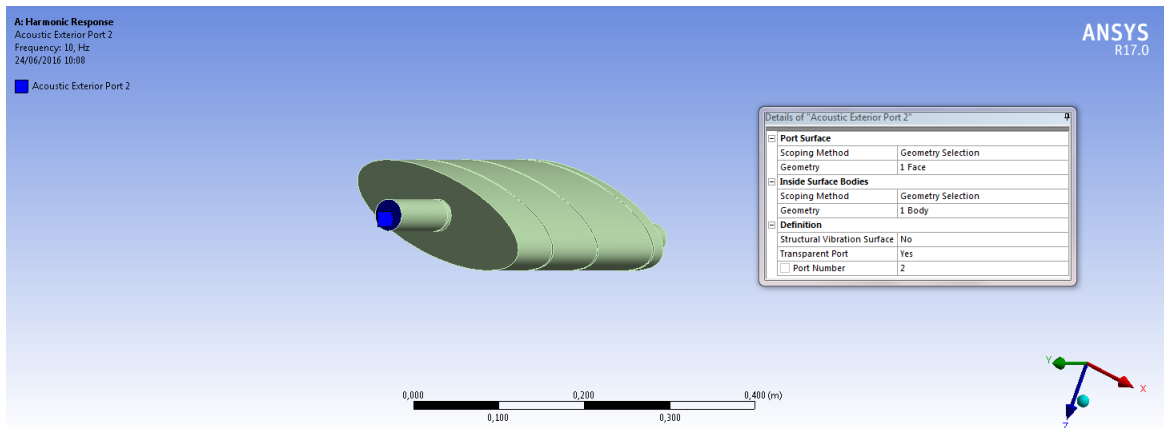


Figura 6.20 Definición del puerto de salida.

Como nota, en caso de querer analizar el paso de las presiones acústicas por un objeto poroso o absorbente deberemos colocar más puertos en la superficie de entrada y de salida de dicho objeto.

Finalmente tendremos que introducir la excitación deseada en función de la velocidad normal a la superficie o "Acoustic Normal Surface Velocity". Deberemos aplicar esta propiedad a la superficie de entrada tal y como vemos en la siguiente imagen:

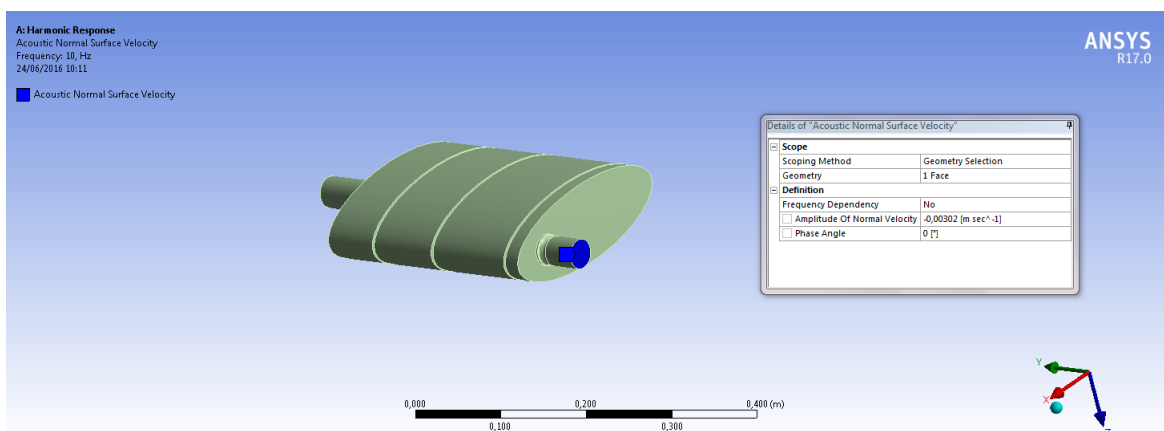


Figura 6.21 Definición de la velocidad de entrada.

El signo de la velocidad debe ser negativo, ya que el sentido positivo de la misma significaría que dicha velocidad tiene el mismo sentido de la normal a la superficie (hacia el exterior del modelo) lo que en nuestro caso no nos interesa.

Por otro lado, el valor de la velocidad a introducir será el siguiente:

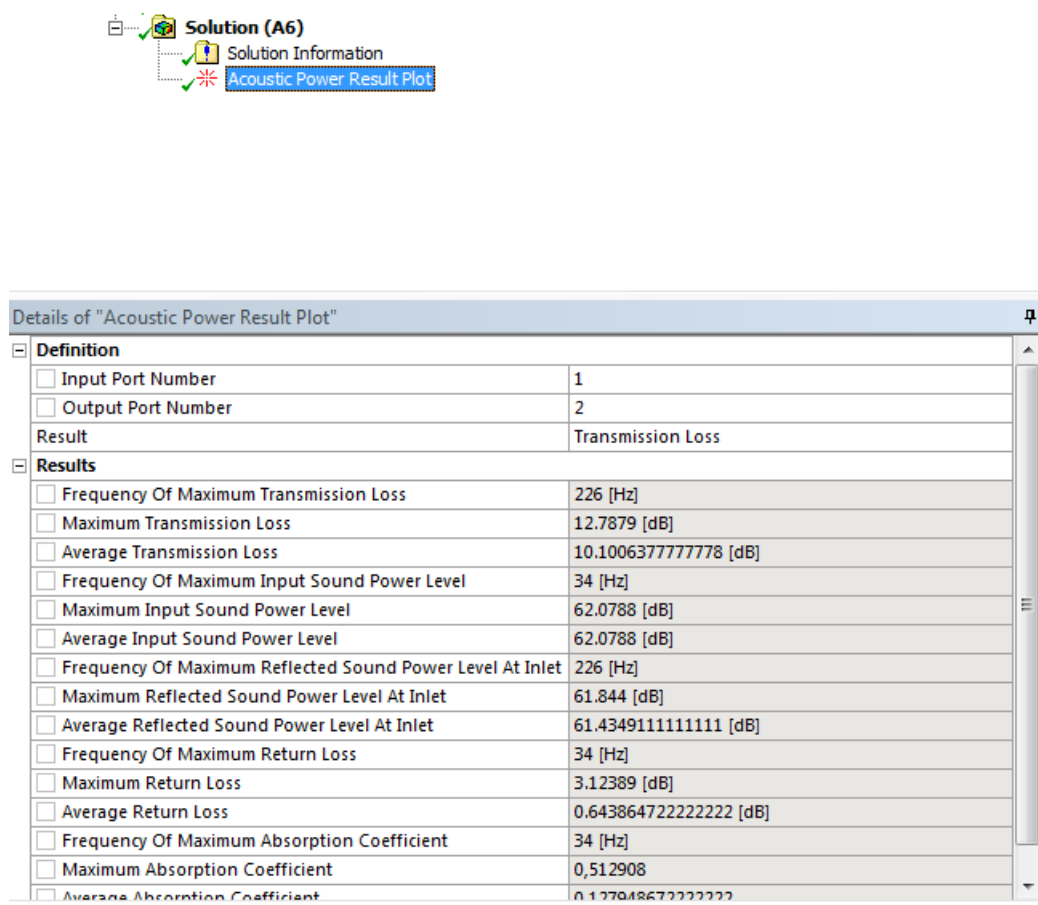
$$V = -P_o/(\rho c) = -1/(\rho c)$$

Donde P_0 es un valor de referencia igual a 1, ρ es la densidad del fluido a la temperatura deseada y c el valor de la velocidad del sonido en el fluido a la temperatura deseada.

6.1.4 Definición de los resultados

Una vez introducidos todos estos datos ya tendremos definido el problema acústico. Sólo nos faltará indicar al programa cómo queremos recibir los resultados. En nuestro caso, queremos obtener un espectro en frecuencia que nos indique la atenuación en dB producido por nuestros silenciadores. Por tanto, en el apartado "Solution" introduciremos la opción "Acoustic Power Result Plot".

En esta opción deberemos elegir cuál será nuestro puerto de salida y cuál el de entrada según el número que les hallamos asignado. Según nuestro criterio podemos ver qué puerto será nuestro Input y cuál nuestro Output en la imagen siguiente:



Details of "Acoustic Power Result Plot"	
Definition	
<input type="checkbox"/> Input Port Number	1
<input type="checkbox"/> Output Port Number	2
Result	Transmission Loss
Results	
<input type="checkbox"/> Frequency Of Maximum Transmission Loss	226 [Hz]
<input type="checkbox"/> Maximum Transmission Loss	12.7879 [dB]
<input type="checkbox"/> Average Transmission Loss	10.1006377777778 [dB]
<input type="checkbox"/> Frequency Of Maximum Input Sound Power Level	34 [Hz]
<input type="checkbox"/> Maximum Input Sound Power Level	62.0788 [dB]
<input type="checkbox"/> Average Input Sound Power Level	62.0788 [dB]
<input type="checkbox"/> Frequency Of Maximum Reflected Sound Power Level At Inlet	226 [Hz]
<input type="checkbox"/> Maximum Reflected Sound Power Level At Inlet	61.844 [dB]
<input type="checkbox"/> Average Reflected Sound Power Level At Inlet	61.4349111111111 [dB]
<input type="checkbox"/> Frequency Of Maximum Return Loss	34 [Hz]
<input type="checkbox"/> Maximum Return Loss	3.12389 [dB]
<input type="checkbox"/> Average Return Loss	0.643864722222222 [dB]
<input type="checkbox"/> Frequency Of Maximum Absorption Coefficient	34 [Hz]
<input type="checkbox"/> Maximum Absorption Coefficient	0,512908
<input type="checkbox"/> Average Absorption Coefficient	0.127048672222222

Figura 6.22 Definición de "Acoustic Power Result Plot".

Una vez definida nuestra solución, podremos resolver el problema con el comando "Solve".

6.2 Modelo 1

A continuación mostraremos los resultados de atenuación proporcionados por el método de elementos finitos:

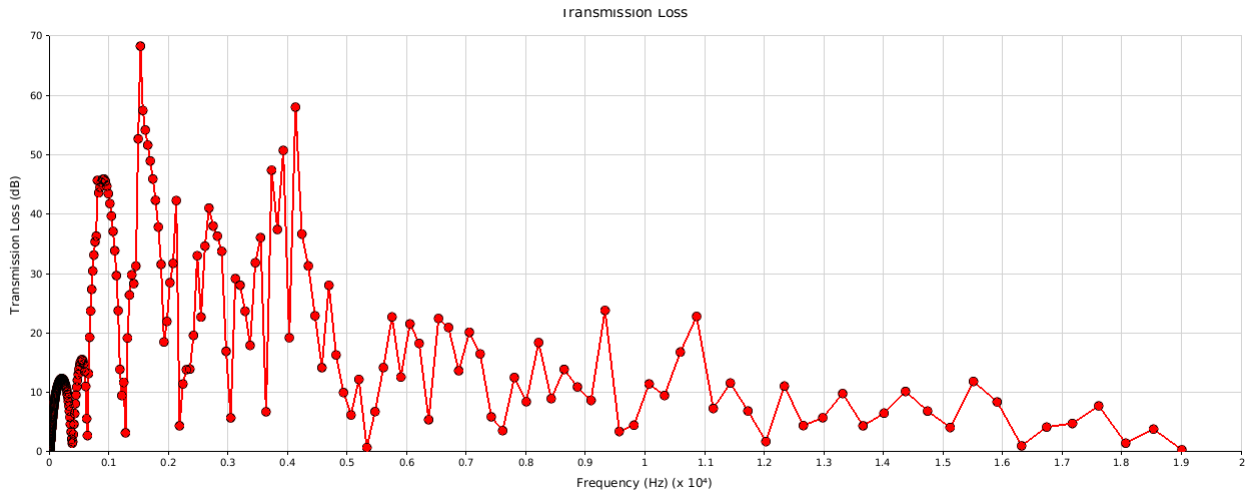


Figura 6.23 Espectro de atenuación del primer modelo.

Podemos obtener la media de la atenuación a todas las frecuencias, que será de 13,74 dB. Este valor ha sido proporcionado por la propia resolución del programa de elementos finitos.

Podemos destacar una gran irregularidad en la atenuación, pudiendo llegar a picos de 70 dB si nos encontramos en la frecuencia acertada. A continuación mostramos en detalle el comportamiento a muy bajas frecuencias:

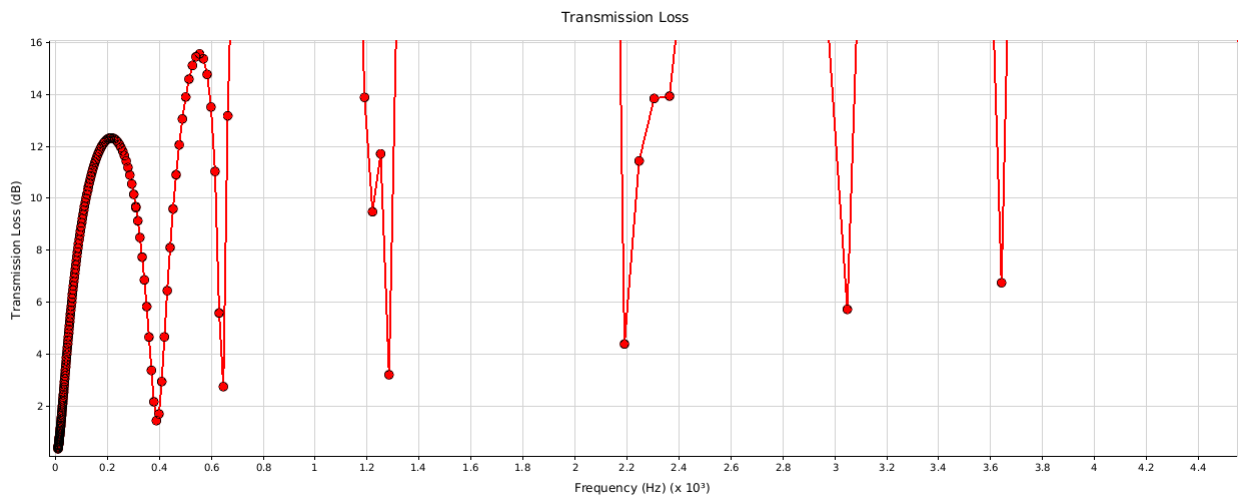


Figura 6.24 Espectro de atenuación del primer modelo.

Podemos ver que el comportamiento a muy bajas frecuencias es aceptable. Además, la atenuación aumenta en gran medida en medias frecuencias, llegando incluso a 70 dB de atenuación en aproximadamente 1800 Hz. Si continuamos subiendo en las frecuencias de estudio, tenemos una bajada en 2400 Hz, pero en general el comportamiento en el resto de frecuencias es bastante equilibrado, siguiendo una bajada en la atenuación general desde las medias frecuencias.

6.3 Modelo 2

En cuanto al modelo 2, siguiendo el procedimiento mostrado anteriormente, encontramos el siguiente espectro de atenuación:

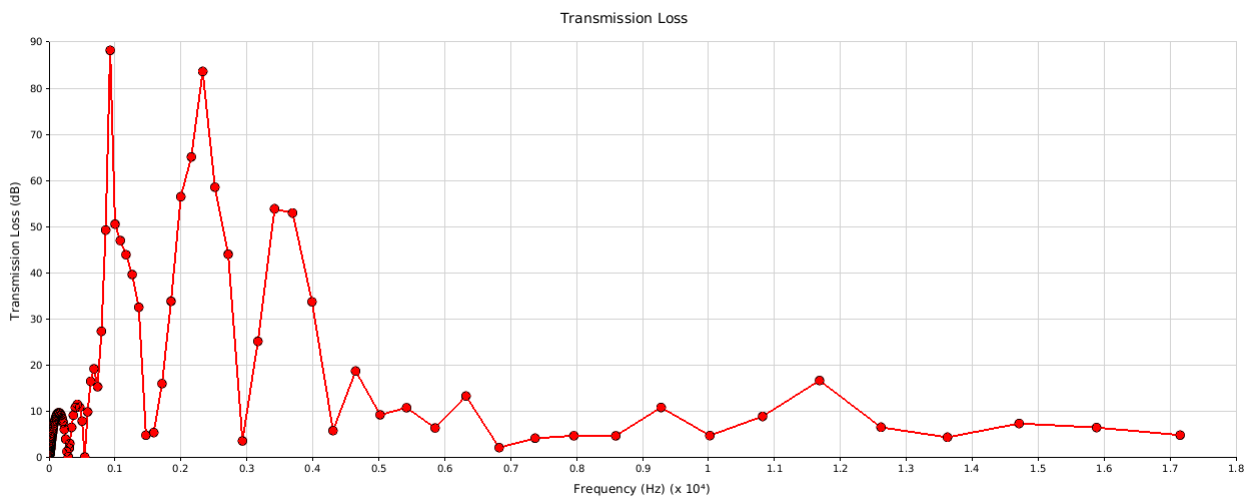


Figura 6.25 Espectro de atenuación del segundo modelo.

En este caso, la media de la atenuación a todas las frecuencias es de 14,43 dB, un poco mayor que la del anterior modelo. Podemos ver claramente una mejor atenuación a baja-media frecuencia.

La atenuación proporcionada por este silenciador podría llegar a 90 dB en la frecuencia idónea, por lo tanto, tendría una atenuación máxima mayor que la del primer modelo. Otro aspecto a destacar es que el rango de frecuencias con mayor atenuación es prácticamente el mismo que en el primer modelo

Sin embargo, a altas frecuencias, la atenuación baja drásticamente, al igual que a muy bajas frecuencias. No obstante, el motor de un coche se caracteriza por no emitir a altas frecuencias, por lo que no tendremos que preocuparnos por este aspecto en absoluto.

A continuación mostramos con detalle la atenuación a muy bajas frecuencias:

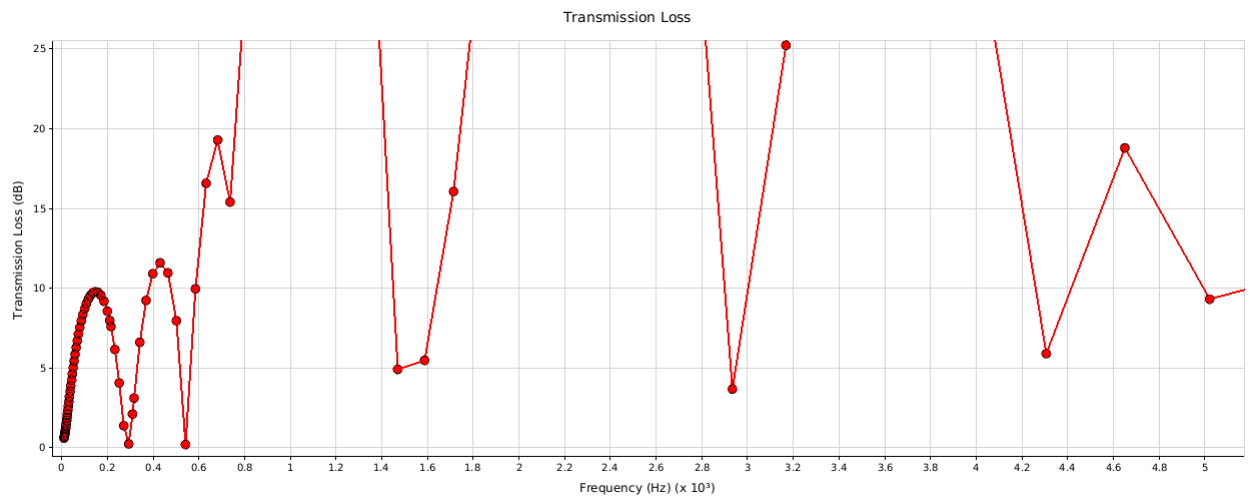


Figura 6.26 Espectro de atenuación del primer modelo.

Podemos ver que tenemos una atenuación de alrededor de 10 dB máximo a muy bajas frecuencias, para después subir drásticamente antes de llegar a 600 hz y comenzar con la zona de máxima atenuación.

Por falta de medios, no pudimos obtener el espectro del motor con el gasto estudiado a escape libre. En caso de realizarlo tendríamos que utilizar un sonómetro de clase 1 para la medición.

7 Conclusión

Este capítulo servirá para detallar diferentes aspectos de este trabajo y destacar diversos puntos que no se trataron en sus respectivos capítulos.

Empezaremos por el análisis modal: Pese a que el segundo modelo tiene unas frecuencias naturales más bajas y por lo tanto más desfavorables, tenemos que recordar que las frecuencias naturales de ambos modelos son muy altas como para dar problemas en motores de combustión de coche normales.

En cuanto a cada silenciador, podemos destacar la menor pérdida de carga del modelo "FlowMaster". Ésto hará que haya un mejor rendimiento en el motor debido a que tendrá que hacer un menor esfuerzo por expulsar dichos gases en la última fase de la combustión.

Sin embargo, tenemos que destacar que el ruido regenerado de ambos modelos aunque bajo, podría llegar a tener repercusiones en el espectro de ruido final según la frecuencia de dichos decibelios ya que la norma implementa unas restricciones para los ruidos a bajas frecuencias.

Finalmente, como vemos en el estudio acústico, el primer silenciador tiene una menor atenuación general pero sí que tiene mejor rendimiento a altas frecuencias (aunque no sean las propias de un motor de coche). Por otro lado, el segundo modelo tendrá un excelente comportamiento a bajas frecuencias, lo cual es crítico para atenuar el sonido del motor de un coche. Sin embargo, podría llegar a flaquear en caso de encontrarse con ruidos a altas frecuencias.

Como podemos ver, cada modelo tiene sus ventajas y desventajas. Sin embargo, para nuestro propósito, el segundo modelo muestra una clara ventaja ante el modelo tradicional en cuanto a pérdida de carga y a atenuación a media - baja frecuencia, que son los dos factores clave para un silenciador. Aun así, si quisiéramos obtener mejores resultados, lo idóneo sería mezclar los modelos con algún tipo de material absorbente que mejorara su comportamiento a muy bajas frecuencias.

7.1 Mejoras

Como en todo proyecto, a éste también se le pueden aplicar mejoras para obtener resultados más precisos o tener en cuenta más detalles para dar mayor rigor al proyecto.

En primera instancia una característica importante del silenciador será la disipación del calor residual proveniente del sistema de escape anterior al silenciador. Este tipo de solución podría resolverse con el sistema "Steady-State Thermal".

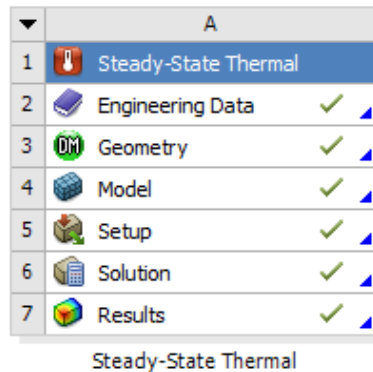


Figura 7.1 Sistema "Steady State Thermal".

Con la resolución de este sistema, podríamos obtener la temperatura en cada punto del silenciador, desde un punto inicial de entrada de gases en el mismo a 250°C hasta la salida, donde los gases terminan en una atmósfera a temperatura ambiente. Como bien sabemos, muchas de las propiedades de los gases cambian con la temperatura, por lo que, sabiendo el perfil de temperaturas podríamos obtener la evolución de dichas propiedades y, por tanto, obtener unos resultados más fiables en el resto de estudios realizados. Por ejemplo, en el estudio acústico, la velocidad del sonido depende en gran medida de la temperatura a la que se encuentren los gases mediante los que se transmite.

Sin embargo, debido a la complejidad del problema térmico, la falta de datos tal y como el flujo de calor emitido por la salida de gases del silenciador decidimos no incluir este apartado en el trabajo. Además, pese a que puede que se generen tensiones en el modelo debido a las dilataciones por el cambio de temperatura, éstas no tienen mucho impacto en el momento, sino que determinarán una vida útil del silenciador a fatiga.

Por otro lado, la posibilidad de utilizar silenciadores de coches con las últimas actualizaciones en los propios diseños podría ser un gran punto para este trabajo. Estos silenciadores destacan por el hecho de tener material absorbente en los espesores de sus paredes. Este material absorbente ayuda en gran medida a la atenuación de bajas frecuencias, que son las responsables de la mayor parte del ruido en un motor de coche. El material absorbente se caracteriza por su gran cantidad de poros y oquedades por las cuales pasarán las ondas sonoras. Éstas ondas chocarán contra las paredes de dichas oquedades provocando una pérdida de energía sonora, y por tanto, atenuando el ruido.

Finalmente, otro factor que podríamos haber tenido en cuenta es la resolución del problema acústico junto con las deformaciones producidas por el propio fluido sobre el silenciador. De esta manera podríamos evitar la suposición de paredes completamente rígidas a la hora de resolver el problema acústico.

7.2 Normativa

Obviamente, el principal problema que resuelven los silenciadores es la resolución de la normativa vigente en cuanto a vehículos de motor tal y como expusimos en las primeras páginas de este trabajo.

Para la resolución de este problema tendríamos que restar directamente el espectro de entrada del motor que queramos silenciar con la atenuación conseguida con cada silenciador en la resolución del problema acústico.

Una vez obtenido el espectro resultante a partir de la resta anterior, tendremos que hacer una suma de todas las amplitudes encontradas a cada frecuencia estudiada. Estas amplitudes no pueden sumarse de manera usual, ya que se tratan de decibelios (dB), que están en escala logarítmica. Por tanto, la fórmula que tendremos que usar será:

$$L_{eq} = 10 \log(\sum 10^{L_i/10})$$

Donde L_{eq} es el valor de la suma ya referenciado. Este valor tendrá que ser comparado con los valores máximos de la tabla proporcionada en la normativa vigente y, por supuesto, tendrá que ser menor o igual para que, al menos teóricamente, cumpla la normativa.

De igual manera, este valor puede ser contrastado de manera experimental utilizando sonómetros y un buen método de medición, sin tener en cuenta otros factores como ruido de fondo.

Apéndice

A Anexo

A.1 Modelo 1

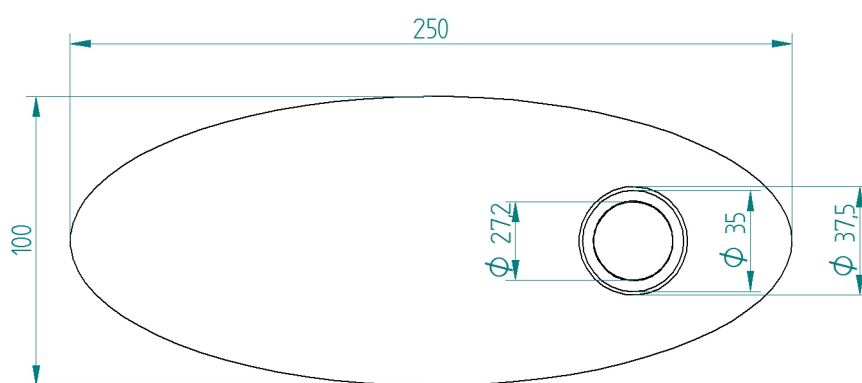


Figura A.1 Primer modelo. Plano Frontal.

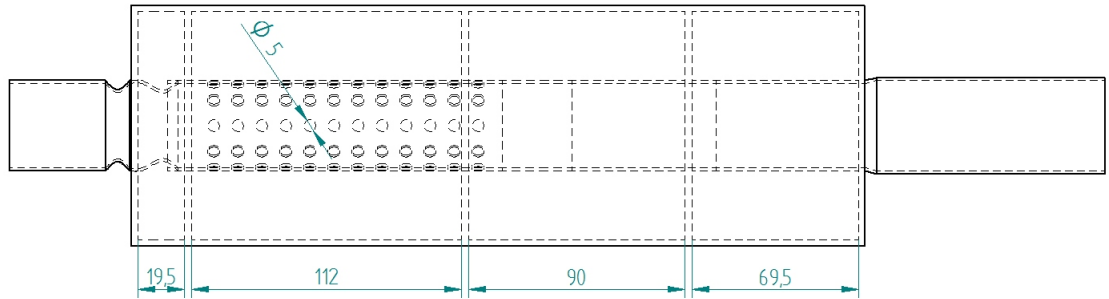


Figura A.2 Primer modelo. Plano Lateral.

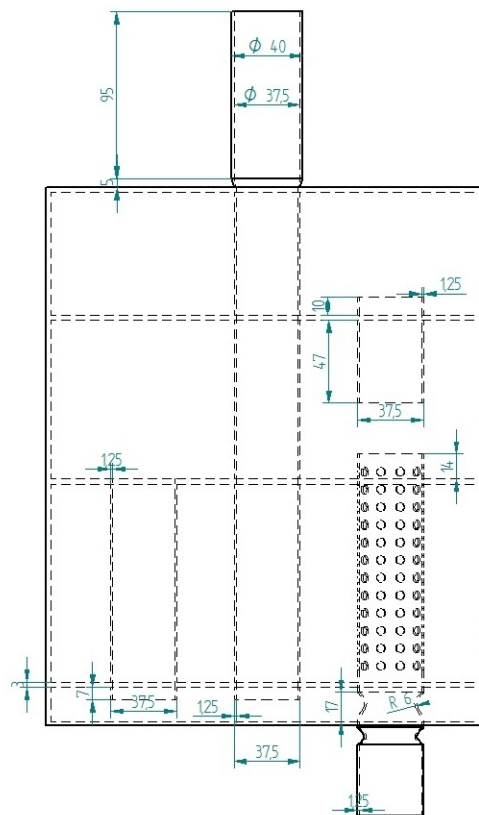


Figura A.3 Primer modelo. Plano Interior.

A.2 Modelo 2

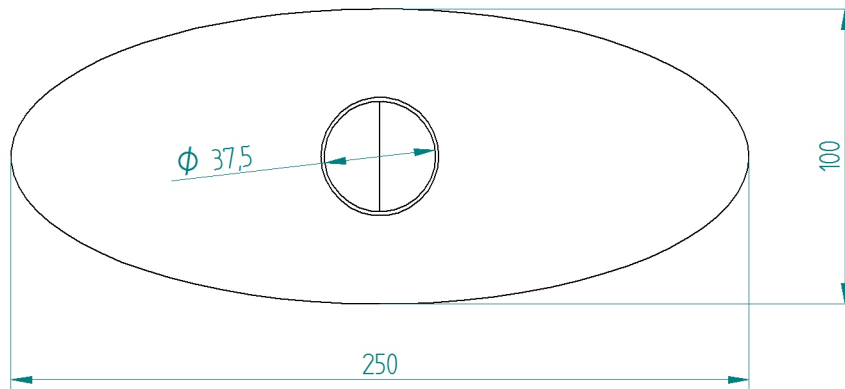


Figura A.4 Segundo modelo. Plano Frontal.



Figura A.5 Segundo modelo. Plano Lateral.

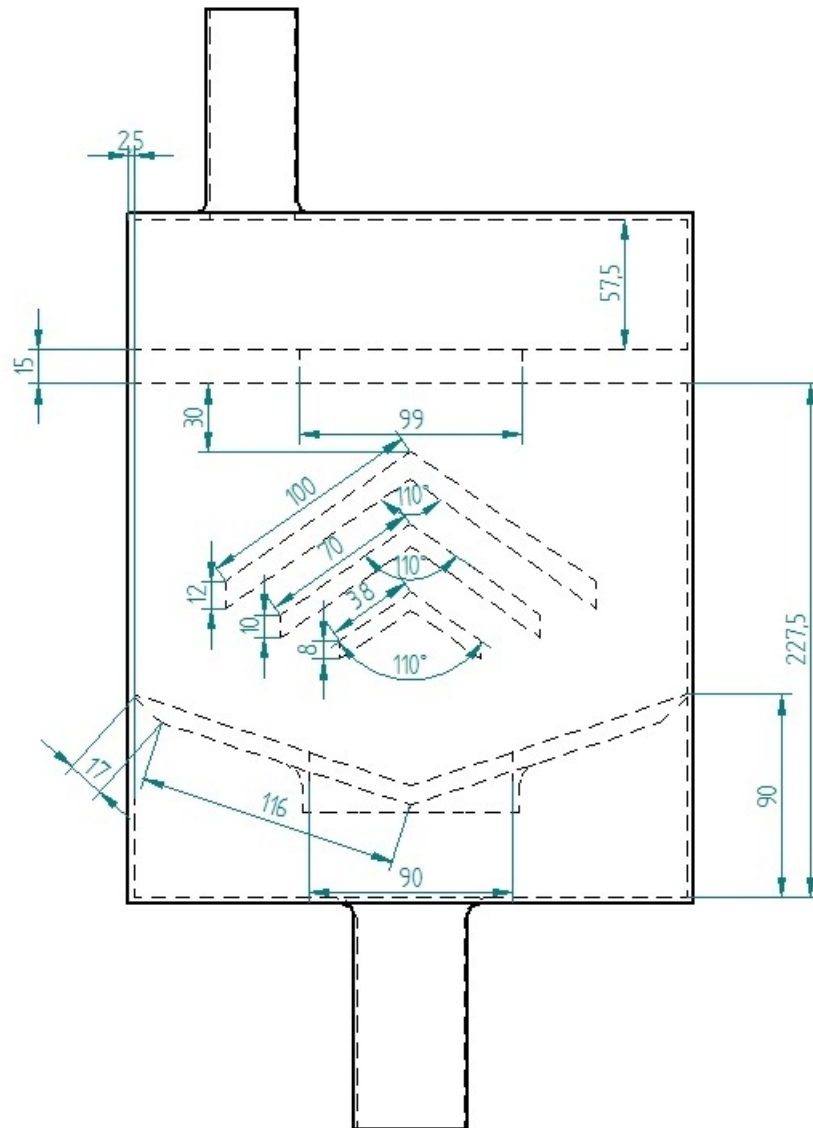


Figura A.6 Segundo modelo. Plano Interior.

Índice de Figuras

2.1.	Propagación de ondas sonoras	3
2.2.	Niveles de Ruido en Andalucía	4
2.3.	Tabla de homologación de silenciadores	6
2.4.	Leyenda tabla de homologación	6
3.1.	Primer modelo. Exterior	8
3.2.	Primer modelo. Interior	8
3.3.	Segundo modelo. Exterior	9
3.4.	Segundo modelo. Interior	9
4.1.	Frecuencia/Frecuencia natural - Amplitud de movimiento(X)	12
4.2.	Importación del primer modelo	13
4.3.	Importación del segundo modelo	13
4.4.	Mallado del primer modelo. 51737 Nodos 24936 Elementos	14
4.5.	Mallado del segundo modelo. 14805 Nodos 7416 Elementos	14
4.6.	Condiciones de contorno	15
5.1.	Creación de "Named Selections"	24
5.2.	Inicio Fluent	25
5.3.	Elección del Solver	25
5.4.	Elección del modelo	26
5.5.	Menú "Acoustics"	27
5.6.	Ruido regenerado modelo 1 (dB)	27
5.7.	Ruido regenerado modelo 2 (dB)	28
5.8.	Selección de condiciones iniciales de entrada	29
5.9.	Selección de condiciones iniciales de salida	29
5.10.	Selección del modelo de resolución	30
5.11.	Modelo de escape libre en Fluent	31
5.12.	Evolución de presiones	31
5.13.	Evolución de velocidades	32
5.14.	Efecto de capa límite	32
5.15.	Primer modelo en Fluent	33
5.16.	Evolución de presiones en el primer modelo	33
5.17.	Evolución de presiones en la estrangulación	34
5.18.	Choque de partículas por conexión a la segunda cámara	35
5.19.	Evolución de velocidades	36
5.20.	Evolución de velocidades en la estrangulación	36
5.21.	Evolución de velocidades en la tercera cámara	37
5.22.	Segundo modelo en Fluent	38
5.23.	Evolución de presiones en el segundo modelo	38

5.24.	Evolución de presiones en el choque principal	39
5.25.	Evolución de presiones en el choque secundario	40
5.26.	Evolución de velocidades en el segundo modelo	41
5.27.	Evolución de velocidades en el choque principal	41
5.28.	Evolución de velocidades en resto del silenciador	42
5.29.	Frecuencia/Frecuencia natural - Amplitud de movimiento(X)	43
5.30.	Condiciones de contorno	44
5.31.	Sincronización para la obtención de fuerzas	44
5.32.	Selección de presiones desde Fluent	45
5.33.	Deformaciones en el modelo 1	45
5.34.	Deformaciones en el modelo 2	46
5.35.	Modelo simplificado	47
5.36.	Modelo simplificado de choque principal	49
6.1.	Sistema "Harmonic Response"	54
6.2.	Modelo silenciador en 3D	54
6.3.	Menú Fill	55
6.4.	Opción Box Select	55
6.5.	Selección de caras interiores	55
6.6.	Resultado del comando "Fill"	56
6.7.	Details of Body	56
6.8.	Menu "Body Sizing"	57
6.9.	Detalles de "Body Sizing"	57
6.10.	Menú "Method"	58
6.11.	Detalles de "Method"	59
6.12.	Mallado resultante	59
6.13.	"Analysis Settings"	60
6.14.	Opciones de "Analysis Settings"	61
6.15.	Menú "Acoustic Body"	61
6.16.	Detalles de "Acoustic Body"	62
6.17.	"Radiation Boundary" 1	62
6.18.	"Radiation Boundary" 2	63
6.19.	Definición del puerto de entrada	63
6.20.	Definición del puerto de salida	64
6.21.	Definición de la velocidad de entrada	64
6.22.	Definición de "Acoustic Power Result Plot"	65
6.23.	Espectro de atenuación del primer modelo	66
6.24.	Espectro de atenuación del primer modelo	66
6.25.	Espectro de atenuación del segundo modelo	67
6.26.	Espectro de atenuación del primer modelo	68
7.1.	Sistema "Steady State Thermal"	70
A.1.	Primer modelo. Plano Frontal	75
A.2.	Primer modelo. Plano Lateral	76
A.3.	Primer modelo. Plano Interior	76
A.4.	Segundo modelo. Plano Frontal	77
A.5.	Segundo modelo. Plano Lateral	77
A.6.	Segundo modelo. Plano Interior	78

Índice de Tablas

2.1.	Tabla de niveles sonoros admitidos	5
3.1.	Tabla de propiedades del material	7
4.1.	Tabla de relación de vibraciones (rpm)	12
4.2.	Tabla de frecuencias naturales (hz)	16
4.3.	Modelo 1	16
4.4.	Modelo 2	17
4.5.	Tabla de frecuencias naturales (hz)	18
4.6.	Modelo 1	18
4.7.	Modelo 2	19

Bibliografía

- [1] Ruido Medioambiental. Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S.
- [2] Política futura de lucha contra el ruido. Libro verde de la comisión europea. Comisión de las Comunidades Europeas 1996
- [3] Física del sonido. Programa: Menos ruido más vida. Junta de Andalucía. 2004
- [4] Directiva 2007/34/CE de la comisión. Diario Oficial de la Unión Europea. 14 de Junio de 2007
- [5] Boletín Oficial del Estado nº 254. Gobierno de España. 23 Octubre 2007
- [6] Real Decreto 2028/1986. Con referencia al BOE 236 del 02 de Octubre de 1986
- [7] Present and Future Trends of Stainless Steel for Automotive Exhaust System & NIPPON STEEL TECHNICAL REPORT No. 88 July 2003 & Yoshiharu INOUE Masao KIKUCHI
- [8] Diapositivas del departamento de Estructuras. Andrés Sáez como profesor de Teoría de Estructuras.
- [9] A Study on Vibration Characteristics of Vehicle Muffler Depending on Excitation Sources & Yoo-jong Lee, Doo-seuk Choi, Key-sun Kim & Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Kongju National University.
- [10] Blevins Formulas for natural frequency and mode shape. Robert D. Blevins Van Nostrand Reinhold company
- [11] Contaminación del aire por la industria. Albert Parker & Reverté/McGraw-Hill & 1983 Datos en concordancia con la Guía Donaldson "Engine Horsepower and Exhaust Flow Guide"
- [12] Backpressure Study in Exhaust Muffler of Single Cylinder Diesel Engine using CFD Analysis Puneetha C G Project trainee Altair Engineering India Pvt. Manjunath H Assistant professor Siddaganga institute of technology Shashidhar M.R Manager –CAE Faurecia emission control technology Bangalore Tech center
- [13] Optimizing commercial vehicle muffler size SAE International Ashok Patidar Shivdayal Prasad Umashanker Gupta Mohan Subbarao