

SIMULACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN Y DE LAS CONDICIONES
ACÚSTICAS EN UN SISTEMA DE ESCAPE CONVENCIONAL

MIGUEL ÁNGEL MÉNDEZ LÓPEZ
MARIO ALEJANDRO AVELLA SUAREZ

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2017

SIMULACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN Y DE LAS CONDICIONES
ACÚSTICAS EN UN SISTEMA DE ESCAPE CONVENCIONAL

MIGUEL ÁNGEL MÉNDEZ LÓPEZ
MARIO ALEJANDRO AVELLA SUAREZ

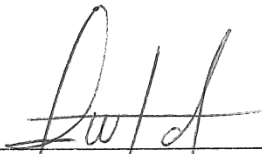
Trabajo de investigación para optar el título de
Ingeniero Mecánico

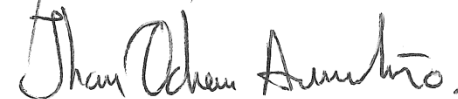
Dirección
JUAN FELIPE GIRALDO AVILA
Ingeniero Mecánico

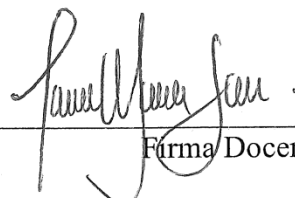
Co-dirección
JHON FREDDY OCHOA AVENDAÑO
Ingeniero Mecánico

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2017

Aceptación (Dirección de Investigaciones)


Firma Docente Investigador


Firma Docente Jurado 1


Firma Docente Jurado 2

Bogotá, D.C., Septiembre de 2017

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrector Académico y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano general Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director de Investigaciones

Ing. Armando Fernández

Director del Departamento de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y los docentes no son responsables por las ideas y conceptos emitidos en el presente documento. Estos corresponden únicamente al autor.

AGRADECIMIENTOS

A mi familia por el apoyo y a mis amigos por los momentos compartidos, gracias a todos.

Miguel Ángel Méndez L.

Agradezco a Dios y a mis padres. Al Profesor Juan Felipe Giraldo director del proyecto, por su gran colaboración y apoyo a un proyecto diferente.

Mario Alejandro Avella S.

CONTENIDO

| | pág. |
|---|------|
| RESUMEN | 17 |
| INTRODUCCIÓN | 18 |
| OBJETIVOS | 20 |
| | |
| 1. GENERALIDADES TEÓRICAS | 21 |
| 1.1 SONIDO | 21 |
| 1.2 ACÚSTICA | 21 |
| 1.3 CONDICIONES DE FRONTERA | 23 |
| 1.4 OÍDO HUMANO | 26 |
| 1.5 CONTAMINACIÓN AUDITIVA EN COLOMBIA | 27 |
| 1.6 RUIDO | 29 |
| 1.7 SISTEMA DE ESCAPE | 29 |
| 1.7.1 Colector de escape | 30 |
| 1.7.2 Catalizador | 31 |
| 1.7.3 Silenciador | 32 |
| 1.8 CLASIFICACIÓN | 32 |
| 1.8.1 Silenciadores Reactivos. | 33 |
| 1.8.2 Silenciadores Disipativos. | 35 |
| 1.9 CONTRAPRESIÓN | 36 |
| | |
| 2. PARÁMETROS ACÚSTICOS PARA ANALIZAR EL DESEMPEÑO DE UN SILENCIADOR | 37 |
| 2.1 ATENUACIÓN SONORA EN SILENCIADORES | 37 |
| 2.2 ÍNDICES DE ATENUACIÓN SONORA EN SILENCIADORES | 37 |
| 2.2.1 Reducción de ruidos, Noise Reduction (NR) | 37 |
| 2.2.2 Pérdida de inserción, Insertion Loss (IL) | 37 |
| 2.2.3 Pérdida de transmisión acústica, Transmission Loss (TL) | 38 |
| | |
| 3. MÉTODOS PARA CALCULAR LA PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN ACÚSTICA (TL) | 40 |
| 3.1 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS (FEM) | 40 |
| 3.2 MÉTODO DE MATRIZ DE TRANSFERENCIA MMT (O DE 4 POLOS) | 42 |
| 3.3 MÉTODO DE TRES PUNTOS | 45 |
| 3.4 ÍNDICE Y MÉTODO SELECCIONADO PARA EL ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO DE UN SILENCIADOR | 46 |
| | |
| 4. MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL | 48 |
| 4.1 MÓDULO ACÚSTICO ANSYS | 48 |
| 4.2 MÓDULO DE FLUIDO NX FLOW | 50 |
| 4.3 ECUACIONES GOBERNANTES | 50 |
| 4.4 CONDICIONES DE BORDE | 52 |

| | |
|---|-----|
| 5. SIMULACIÓN DE LAS CONDICIONES ACÚSTICAS | 55 |
| 5.1 SISTEMA DE ESCAPE VEHICULO DE COMPETENCIA (SIN SILENCIADOR) | 63 |
| 5.2 SISTEMA DE ESCAPE CONVENCIONAL (CON SILENCIADOR) | 64 |
| 5.2.1 Casos cámara simple | 64 |
| 5.2.2 Silenciadores con ducto perforado | 68 |
| 5.3 VALIDACIÓN DE LOS RESULTADOS | 75 |
| 5.3.1 SCP1 Validación | 77 |
| 5.3.2 SCP2 Validación | 77 |
| 5.3.3 SCP3 Validación | 78 |
| 5.3.4 SCP4 Validación | 78 |
| 5.3.5 SEP1 Validación | 79 |
| 5.4 SIMULACIÓN CONDICIÓN DE TRABAJO | 79 |
| 6. SIMULACIÓN CAÍDA DE PRESIÓN | 85 |
| 6.1 CONVERGENCIA DE MALLA | 85 |
| 6.2 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN | 87 |
| 7. ANÁLISIS DE RESULTADOS | 93 |
| 7.1 PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN ACÚSTICA | 93 |
| 7.2 CAÍDA DE PRESIÓN | 96 |
| 8. CONCLUSIONES | 98 |
| 9. RECOMENDACIONES | 99 |
| BIBLIOGRAFÍA | 100 |
| ANEXOS | 107 |

LISTA DE TABLAS

| | pág. |
|---|------|
| Tabla 1. Niveles máximos de emisión de ruido expresados en decibeles dB(A). | 27 |
| Tabla 2. Distribución de temperaturas en sistema de escape convencional. | 52 |
| Tabla 3. Condiciones de borde. | 53 |
| Tabla 4. Propiedades físicas del fluido. | 55 |
| Tabla 5. Dimensiones de geometría ducto recto. | 63 |
| Tabla 6. Dimensiones cámara simple SCS1. | 65 |
| Tabla 7. Dimensiones cámara simple SCS2. | 66 |
| Tabla 8. Dimensiones cámara simple excéntrica SCSE1. | 67 |
| Tabla 9. Dimensiones silenciador concéntrico perforado SCP1 y SCP2. | 70 |
| Tabla 10. Dimensiones silenciador concéntrico perforado SCP3 y SCP4. | 72 |
| Tabla 11. Dimensiones silenciador excéntrico perforado SEP1. | 74 |
| Tabla 12. Tamaño de elemento para cada zona del silenciador. | 75 |
| Tabla 13. Convergencia de malla silenciador SCS1. | 86 |
| Tabla 14. Convergencia de malla silenciador SEP1. | 87 |
| Tabla 15. Caída de presión para todos los casos con ducto concéntrico. | 91 |
| Tabla 16. Caída de presión para los casos con ducto excéntrico. | 91 |
| Tabla 17. Error absoluto métodos FEM y Subestructurado. | 93 |
| Tabla 18. Error euclidiano métodos FEM y Subestructurado. | 93 |

LISTA DE FIGURAS

| | pág. |
|---|------|
| Figura 1. Ondas longitudinales y transversales. | 22 |
| Figura 2. Esquema propagación sonora en un ducto. | 25 |
| Figura 3. Umbral de audibilidad y umbral de dolor. | 27 |
| Figura 4. Componentes sistema de escape convencional. | 30 |
| Figura 5. Colector de escape. | 31 |
| Figura 6. Conversor catalítico. | 31 |
| Figura 7. Muestra esquemática de fuentes de ruido del motor. | 32 |
| Figura 8. Clasificación de silenciadores. | 33 |
| Figura 9. Cámara de expansión simple. | 33 |
| Figura 10. Silenciador de reflexión perforado. | 34 |
| Figura 11. Silenciador reactivo típico. | 35 |
| Figura 12. Silenciador disipativo típico. | 35 |
| Figura 13. Puntos de medición del método tradicional. | 39 |
| Figura 14. Modelo de análisis del MMT. | 42 |
| Figura 15. Esquema de un sistema acústico. | 43 |
| Figura 16. Propagación de onda plana armónica en un ducto-Esquema en 2D. | 44 |
| Figura 17. Método de tres puntos. | 45 |
| Figura 18. Gráfica pérdida de transmisión acústica TL. | 47 |
| Figura 19. Definición de características, código cámara simple. | 58 |
| Figura 20. Elección del elemento y asignación de las propiedades del material. | 58 |
| Figura 21. Creación de la geometría. | 58 |
| Figura 22. Vista de la geometría en 3D | 59 |
| Figura 23. Morfología fluid30. | 59 |
| Figura 24. Malla del silenciador. | 60 |
| Figura 25. Condiciones de frontera para un silenciador de cámara simple. | 60 |
| Figura 26. Selección condiciones de contorno y tipo de solución. | 61 |
| Figura 27. Cámara simple con condiciones de frontera. | 62 |
| Figura 28. Código para la impresión virtual de los resultados. | 62 |
| Figura 29. Ilustración ducto sin silenciador. | 63 |
| Figura 30. Ilustración cámara simple. | 65 |
| Figura 31. Ilustración cámara simple excéntrica de sección oval. | 66 |
| Figura 32. Ilustración silenciador concéntrico perforado. | 68 |
| Figura 33. Vista frontal, silenciador concéntrico perforado 5% de porosidad. | 68 |
| Figura 34. Vista isométrica, silenciador concéntrico perforado 5% de porosidad. | 69 |
| Figura 35. Vista frontal, silenciador concéntrico perforado 10% de porosidad. | 69 |
| Figura 36. Vista isométrica silenciador concéntrico perforado 10% de porosidad. | 70 |
| Figura 37. Ilustración silenciador excéntrico perforado de sección oval. | 73 |
| Figura 38. Vista frontal, silenciador excéntrico perforado 11,3% de porosidad. | 73 |
| Figura 39. Vista lateral silenciador excéntrico perforado (SEP1). | 74 |
| Figura 40. Morfología de la malla para toda la geometría. | 76 |
| Figura 41. Zoom del mallado ANSYS. | 76 |

| | |
|---|----|
| Figura 42. Aplicaciones de NX. | 88 |
| Figura 43. Tipo de solver y detalle de solución. | 88 |
| Figura 44. Mallado tetraédrico de 4 nodos para cámara simple. | 89 |
| Figura 45. Condiciones de borde de flujo. | 89 |
| Figura 46. Resultados de presión. | 90 |
| Figura 47. Promedio de presión de la cara de entrada. | 90 |
| Figura 48. Promedio de presión de la cara de salida. | 91 |

LISTA DE GRÁFICAS

| | pág. |
|---|------|
| Gráfica 1. TL de una cámara simple. | 63 |
| Gráfica 2. TL para ducto a temperatura ambiente. | 64 |
| Gráfica 3. TL para SCS1 a temperatura ambiente. | 65 |
| Gráfica 4. TL para SCS2 a temperatura ambiente. | 66 |
| Gráfica 5. TL para SCSE1 a temperatura ambiente. | 67 |
| Gráfica 6. TL para SCP1 con porosidad de 5%, a temperatura ambiente. | 71 |
| Gráfica 7. TL para SCP2 con porosidad de 10%, a temperatura ambiente. | 71 |
| Gráfica 8. TL para SCP3 con porosidad de 5%, a temperatura ambiente. | 72 |
| Gráfica 9. TL para SCP4 con porosidad de 10%, a temperatura ambiente. | 72 |
| Gráfica 10. TL para SEP1 con porosidad de 11,3%, a temperatura ambiente. | 75 |
| Gráfica 11. TL para SCP1 con porosidad de 5%, validación de resultado. | 77 |
| Gráfica 12. TL para SCP2 con porosidad de 10%, validación de resultado. | 77 |
| Gráfica 13. TL para SCP3 con porosidad de 5%, validación de resultado. | 78 |
| Gráfica 14. TL para SCP4 con porosidad de 10%, validación de resultado. | 78 |
| Gráfica 15. TL para SEP1 con porosidad de 11,3%, validación de resultado. | 79 |
| Gráfica 16. TL ducto a temperatura ambiente y de trabajo. | 80 |
| Gráfica 17. TL SCS1 a temperatura ambiente y de trabajo. | 80 |
| Gráfica 18. TL SCS2 a temperatura ambiente y de trabajo. | 81 |
| Gráfica 19. TL SCSE1 a temperatura ambiente y de trabajo. | 81 |
| Gráfica 20. TL SCP1 a temperatura ambiente y de trabajo. | 82 |
| Gráfica 21. TL SCP2 a temperatura ambiente y de trabajo. | 82 |
| Gráfica 22. TL SCP3 a temperatura ambiente y de trabajo. | 83 |
| Gráfica 23. TL SCP4 a temperatura ambiente y de trabajo. | 83 |
| Gráfica 24. TL SEP1 a temperatura ambiente y de trabajo. | 84 |
| Gráfica 25. Convergencia de malla silenciador SCS1. | 86 |
| Gráfica 26. Convergencia de malla para SEP1. | 87 |
| Gráfica 27. Error absoluto SCP1. | 94 |
| Gráfica 28. Error absoluto SCP2. | 94 |
| Gráfica 29. Error absoluto SCP3. | 95 |
| Gráfica 30. Error absoluto SCP4. | 95 |
| Gráfica 31. Error absoluto SEP1. | 96 |
| Gráfica 32. Caída de presión contra pérdida de transmisión acústica (TL). | 97 |

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Planos de los silenciadores estudiados

LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

| | |
|--------------|---|
| A, B, C, D | 4 polos, matriz de transferencia |
| c | Velocidad del sonido en un medio |
| f | Frecuencia (en Hertz) |
| \hat{F} | Vector dependiente de las CF (FEM) |
| j | Número complejo |
| k | Número de onda |
| \hat{k} | Matriz de Rigidez (FEM) |
| \bar{M} | Matriz de transferencia (MMT) |
| \hat{M} | Matriz de masa (FEM) |
| n | Vector normal a la frontera,(con dirección hacia afuera de la frontera) |
| p | Presión sonora |
| p_0 | Presión barométrica (estática de referencia en el aire) o presión atmosférica |
| p_{ref} | Presión de referencia (atmosférica), $20\mu Pa$ |
| p_1, p_2 | Presiones en extremos, entrada y salida respectivamente |
| q | Constante de proporcionalidad para CF |
| U | Velocidad de partícula en el medio |
| u_1, u_2 | Velocidades en extremos de entrada y salida en un ducto |
| Z | Impedancia acústica |
| Δp | Caída de presión |

SIMBOLOS LETRAS GRIEGAS

| | |
|------------------|--|
| Γ_1 | Denota la frontera i |
| λ | Longitud de onda |
| ρ | Densidad |
| ρ_0 | Densidad del aire |
| ρ_c | Densidad de medio absorbente |
| ϕ | Función ϕ , perteneciente a espacio Sobolev |
| Φ_i | Funciones base |
| Ω | Dominio bajo estudio |
| v | Velocidad del fluido |
| ω | Frecuencia angular |
| $\partial\Omega$ | Frontera |

ABREVIATURAS

| | |
|---------|---|
| CF | Condición de frontera |
| BEM | Método de elementos de frontera |
| FEM | Método de elementos finitos |
| FSI | Interacción Fluido-Estructura |
| MMT | Método matriz de transferencia |
| SPL | Nivel de Presión Sonora |
| SPL_i | Nivel de Presión Sonora cuando el sistema no cuenta con silenciador |
| SPL_t | Nivel de Presión Sonora cuando el sistema cuenta con el silenciador |
| TL | Pérdida de transmisión acústica |
| NR | Reducción de ruido |
| IL | Pérdida de Inserción |
| SCS1 | Silenciador cámara simple 1 |
| SCS2 | Silenciador cámara simple 2 |
| SCSE1 | Silenciador cámara simple excéntrica 1 |
| SCP1 | Silenciador concéntrico perforado 1 con 5% de porosidad |
| SCP2 | Silenciador concéntrico perforado 2 con 10% de porosidad |
| SCP3 | Silenciador concéntrico perforado 3 con 5% de porosidad |
| SCP4 | Silenciador concéntrico perforado 4 con 10% de porosidad |
| SEP1 | Silenciador excéntrico perforado 1 con 11,3% de porosidad |

GLOSARIO

DIFRACCIÓN: fenómeno que se presenta cuando la onda sonora se encuentra con obstáculos que impiden su propagación en forma rectilínea, en consecuencia estas ondas toman una forma curvada o semicircular¹.

REFLEXIÓN: es el rebote de una onda sonora en una superficie rígida y lisa².

REFRACCIÓN: la refracción se lleva a cabo en el límite de dos medios de propagación con diferentes propiedades físicas, donde parte de la onda se refleja, parte se disipa y se transmite la parte restante³.

TERMINACIÓN ANECOICA: se utilizan comúnmente en la acústica para simular en experimentos una terminación a campo libre, eso quiere decir que no hay señales reflejadas⁴.

UMBRAL DE AUDICIÓN: es la mínima presión sonora eficaz que debe tener una señal para dar origen a una sensación auditiva, en ausencia de todo ruido. Se expresa generalmente en dB⁵.

¹ F. Alton Everest. Master Handbook of Acoustics. Fourth edition. United States of America: McGraw-Hill, 2001.

² GARCÍA LUQUE, Alexander. Estudio comparativo del desempeño de los métodos FEM y MMT para el cálculo de la atenuación sonora de silenciadores pasivos. Bogotá, 2014, p. 131. Trabajo de Magister en Ingeniería (Ingeniería mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

³ *Ibíd.*, p.131

⁴ DEL REY, Romina. Construcción de un tubo de impedancia para la medida de las pérdidas por transmisión. En VIII Congreso Ibero-Americano de Acústica. Évora-Portugal. 2012.

⁵ MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL. Resolución 0627 de 2006. Anexo 1 definiciones. 12 de Abril de 2006

RESUMEN

Este proyecto de investigación consiste en el análisis del comportamiento acústico y la caída de presión, los cuales son dos factores determinantes en el diseño de silenciadores para automóviles.

En el presente documento se realiza una detallada recopilación de información concerniente a las propiedades físicas (presión, velocidad, temperatura) del fluido al interior del sistema de escape y al comportamiento de las ondas acústicas en ductos y silenciadores. Seguido a esto se determinan las propiedades del fluido y se procede a analizar la propagación sonora con el método de los elementos finitos en diferentes topologías por medio del modelamiento y simulación en el módulo acústico de ANSYS, se selecciona la pérdida de transmisión acústica (TL) como factor evaluativo para el desempeño acústico en los diferentes casos estudiados.

Para el análisis de la caída de presión, se realiza el análisis de convergencia de malla en NX, de esta manera se garantiza que los valores de presión estática a la entrada y salida del silenciador fueran válidos para el cálculo de la caída de presión. Por último, se realiza la comparación de los resultados obtenidos en ANSYS con lo encontrado en la literatura.

PALABRAS CLAVE: Caída de presión, Elementos finitos, Pérdida de transmisión acústica (TL), Convergencia de malla.

INTRODUCCIÓN

En Colombia se presenta una problemática constante que corresponde a la creciente contaminación auditiva, debida al constante incremento de la población⁶. Esto ha hecho que las autoridades competentes como el Ministerio de ambiente, vivienda y desarrollo territorial⁷ establezcan límites de generación de ruido en diferentes zonas específicas, cambiando la antigua designación de las zonas que no eran habitadas y por ende los límites de ruido en estas.

En un afán por mejorar el desempeño del motor en las carreras de competencia los propietarios de los vehículos excluyen componentes del sistema de escape tal como lo es el silenciador; a fin de reducir la contrapresión/caída de presión que genera este elemento en el sistema y aprovechar al máximo la potencia de del motor. Como consecuencia de este tipo de modificaciones, estos vehículos producen una gran cantidad de ruido, insoportable para los habitantes aledaños a la zona de competencia.

Los establecimientos en donde se realizan carreras con vehículos automotrices son grandes fuentes de ruido, por lo tanto deben cuidar que el ruido generado durante las competencias no sobrepase los límites máximos establecidos, evitando problemas legales y que se vea afectada su operación.

El primer paso para dar solución o mitigar una parte del ruido es analizar las características del fluido en un sistema de escape, para ello se estudian dos factores indispensables; donde se calcula como factor inicial la pérdida de Transmisión acústica (TL) que es el índice más efectivo para evaluar la atenuación sonora en un sistema de escape ya que su valor es independiente de la fuente de ruido, posición y fuerza. De tal manera se realiza una simulación mediante el software computacional ANSYS APDL de la correcta y detallada caracterización del gas dentro del sistema de escape, obteniendo resultados como la representación gráfica de la variación de la presión sonora en función del tiempo denominada oscilograma, que permitirá comparar la generación de ruido en los sistemas de escape con y sin silenciador.

El factor secundario es la contrapresión/caída de presión el cual es un factor imprescindible para el diseño de silenciadores; ya que este puede afectar el rendimiento del motor generando mayor resistencia al fluido de salir del sistema. Este factor es obtenido por medio del software NX Flow simulando la presión del flujo del fluido en todo el sistema.

⁶ Secretaría Distrital de Ambiente. Ambiente Por recursos: Información general sobre la problemática de ruido. [en línea]. Disponible en: <<http://ambientebogota.gov.co/ruido>>

⁷ MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL. Resolución 0627 de 2006. En: Alcaldía de Bogotá [en línea]. <<http://www.alcaldiabogota.gov.co/sisjur/normas/Norma1.jsp?i=19982>> [citado en 1 de febrero de 2017].

Para el diseño de silenciadores se tiene en cuenta la caída de presión y la pérdida de transmisión acústica que son inversamente proporcionales una de la otra. Siendo así, esta investigación se centra en el análisis y comparación de los resultados obtenidos a fin de establecer un modelamiento computacional de fácil acceso para posteriores trabajos competentes a este.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Simular la caída de presión y las condiciones acústicas de un sistema de escape convencional.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Determinar las propiedades físicas del fluido de escape de un vehículo de competencia sin silenciador.
2. Simular el nivel de ruido del sistema de escape de un vehículo de competencia sin silenciador.
3. Simular la caída de presión y la pérdida de transmisión acústica para un silenciador convencional.
4. Comparar los resultados de la simulación con la información obtenida de la literatura.

1. GENERALIDADES TEÓRICAS

En este capítulo se encuentra la terminología básica apropiada para la comprensión del desarrollo del proyecto.

1.1 SONIDO

El autor Heinrich Kuttruff⁸, afirma que la generación, propagación y la percepción del sonido están conectadas con vibraciones u oscilaciones mecánicas.

El sonido es asociado a un fenómeno de difusión de onda de comprensión longitudinal, con características elásticas que generan vibraciones en un cuerpo aun cuando estas no se escuchen.

La percepción del sonido se produce por las variaciones en la presión del aire que el oído humano convierte en ondas mecánicas donde el cerebro puede percibir las y procesarlas⁹. Si los sonidos son muy fuertes pueden afectar el oído humano, por ejemplo Heinrich Kuttruff¹⁰ establece que, “si el órgano auditivo se expone a un sonido intenso, puede sufrir daños temporales o incluso permanentes que lleven a una sordera completa. Incluso el sonido de intensidad media puede conducir al daño del sistema nervioso autónomo, manifestándose en irregularidades del sueño, nerviosismo, presión arterial elevada, etc...”.

1.2 ACÚSTICA

La acústica es la ciencia que estudia el origen y propagación del sonido, ya sea en el espacio libre, canales, o en espacios cerrados. Es la base para el estudio de fenómenos afines a la propagación de sonido y también de numerosas aplicaciones prácticas¹¹.

La propagación de ondas sonoras depende básicamente de dos aspectos, el tipo de perturbación y las características fisicoquímicas como compresibilidad, densidad y cohesión molecular que estén presentes en el medio de propagación; este medio puede ser sólido, líquido y gaseoso. De acuerdo con la dirección de propagación, las ondas pueden clasificarse en:

Transversales si las partículas del medio vibran de forma perpendicular a la dirección de propagación de la perturbación.

Longitudinales o a compresión si las partículas del medio vibran en la dirección de propagación de la perturbación.

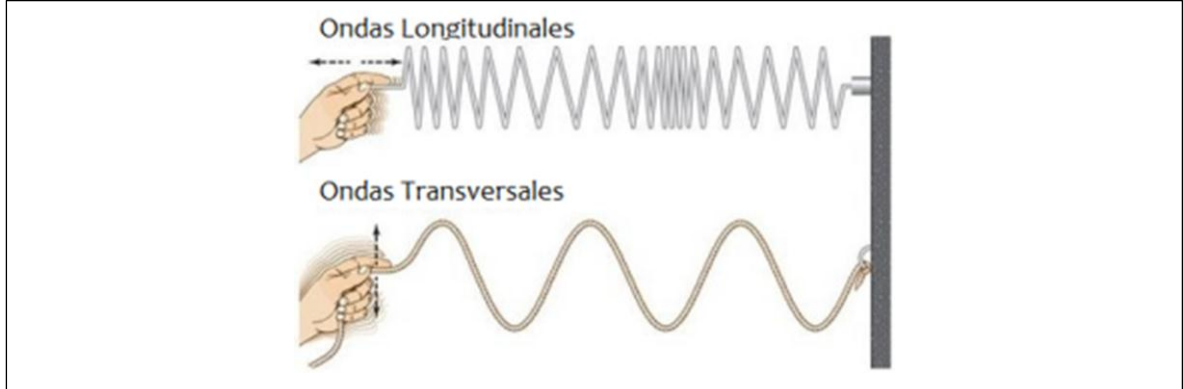
⁸ KUTTRUFF, Heinrich. Acoustics An introduction. Taylor & Francis e-Library, 2006. p. 457. ISBN 0-203-97089-6

⁹ PÉREZ, Porto. GARDEY, Ana. Definición de sonido. [en línea]. < <http://definicion.de/sonido/>>. [citado en 24 de febrero de 2017].

¹⁰ KUTTRUFF, op. cit, p.457

¹¹ Ibíd., p.457

Figura 1. Ondas longitudinales y transversales.



Fuente. Liliana. Ondas longitudinales y transversales. [en línea]. Disponible en: <<http://demezcalaparaelmundo.blogspot.com.co/2012/06/ondas-se-podria-definir-una-onda-como.html>> [citado en 7 de Marzo de 2017].

De acuerdo con Pérez (2011)¹², las ondas sonoras propagadas en fluidos son longitudinales, ya que los gradientes de presión que acompañan a la propagación se producen en la misma dirección en la cual éstas se propagan; además los cambios en la tensión transversal del fluido son suficientemente pequeños como para despreciarse.

Se define presión sonora como la diferencia en pascuales ($1\text{Pa}=1\text{N/m}^2$) entre la presión instantánea y la presión atmosférica en algún punto determinado. Debido a que las variaciones de presión no son muy grandes y que la respuesta del oído humano es logarítmica, el decibel (dB) se adopta como la unidad a utilizar en aplicaciones acústicas debido a que representa la relación entre las magnitudes de interés y la de referencia, estas magnitudes pueden ser presión, potencia, intensidad entre otras¹³. El nivel de presión sonora (SPL) se define así:

$$SPL(dB) = 20\text{Log} \frac{p}{p_{ref}}$$

Donde:

p = presión sonora en Pa

p_{ref} = presión de referencia 2×10^{-5} Pa

Generalmente al hablar de acústica aparecen términos como amplitud de onda e impedancia. La longitud de onda λ se refiere a la distancia que existe entre dos picos de la onda sonora y se relaciona con la velocidad del sonido y la frecuencia

¹² PÉREZ María del Carmen. Atenuación del sonido en conductos. Proyecto fin de carrera. Escuela técnica superior de ingeniería, Universidad de Sevilla. (2011).Cap. 2.

¹³ GARCÍA LUQUE, Alexander. Estudio comparativo del desempeño de los métodos FEM y MMT para el cálculo de la atenuación sonora de silenciadores pasivos. Bogotá, 2014, p. 131. Trabajo de Magister en Ingeniería (Ingeniería mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

así $\lambda = \frac{c}{f}$, también está el vector número de onda k que es el vector que apunta en la dirección de propagación de la onda y se define así $k = \frac{2\pi f}{c}$ y su magnitud es el número de onda $k = \frac{1}{\lambda}$.¹⁴

La impedancia acústica es la oposición de un medio a un movimiento ondulatorio longitudinal y existen dos tipos de impedancia¹⁵. La específica que relaciona la presión acústica (p) y la velocidad de partícula en el medio (U) así $Z = \frac{p}{U}$; y la impedancia característica del medio que se define como el producto entre la densidad (ρ) y la velocidad del sonido (c) en el medio (material) $Z_0 = \rho c$.

1.3 CONDICIONES DE FRONTERA

En esta parte se explican el tipo de condiciones de frontera (CF) que pueden implementarse en un análisis acústico, las cuales imponen valores específicos en la solución de la ecuación de onda de Helmholtz para ductos y en silenciadores.

Generalmente en ductos se establecen las siguientes condiciones.

- Tubo abierto (ideal). Esta es una condición tipo Dirichlet, consiste en dar un valor fijo de la función incógnita en los puntos del contorno. Para este caso se fijará un valor de presión nulo en cada nodo de la frontera de los extremos

$$p|_{\partial\Omega} = 0, \text{ ó, } p|_{\partial\Omega} = 0$$

Donde:

p = Presión

$\partial\Omega$ = Frontera

Entonces se establece un valor constante o igual a cero para la presión sonora en los bordes, que simula abertura al ambiente con 100% de propagación de onda y cero reflexión de onda, como se muestra en la figura 25.

- Tubo Cerrado (aislamiento). Condición de tipo Neumann, es la derivada de una condición de frontera tipo Dirichlet, donde se representa la variación en la dirección normal a la superficie de frontera. Para este caso la condición de frontera (CF) toma un valor libre de presión en cada nodo de la frontera de los dos extremos.

$$\left. \frac{\partial p}{\partial \vec{n}} \right|_{\partial\Omega} = 0$$

¹⁴ KUTTRUFF, Heinrich. Acoustics An introduction. Taylor & Francis e-Library, 2006. p. 457. ISBN 0-203-97089-6

¹⁵ Lippincott Williams & Wilkins. Acoustic Impedance, 2009.

Donde:

\vec{n} = Vector normal a la frontera, (con dirección hacia afuera de la frontera).

De esta manera se establece que la variación de la presión sonora es nula en la frontera y existirá reflexión total de onda.

- Frontera mixta. Condición de tipo Robin.

$$q \frac{\partial p}{\partial n} + p|_{\partial\Omega} = 0$$

Donde:

q = Constante de proporcionalidad para CF

En este caso se establece una combinación lineal de la presión y su variación en la frontera. Es la combinación de las dos CF mencionadas anteriormente, esta combinación permite realizar análisis más detallados, con condiciones de radiación para extremos abiertos del tubo que genera una dispersión de la onda sonora, e impedancia para las propiedades absorbentes que producen pérdida de energía por reflexión de la onda sonora.

Para los silenciadores se pueden aplicar las siguientes condiciones.

- Pared dura. Es una condición de tipo Neumann y se utiliza para imponer una condición de rigidez (aislamiento) en los bordes, donde sea necesario anular la transmisión sonora y que la energía incidente sea reflejada.

El problema para la ecuación de Helmholtz quedaría expresado de la siguiente manera.

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad \text{en } \Omega$$

$$\frac{\partial p}{\partial \vec{n}} = 0 \quad \text{en } \Gamma$$

- Radiación. Esta condición se implementa en los extremos abiertos del ducto, donde no existen paredes u obstáculos que generen reflexiones importantes. A este fenómeno se le llama reflectividad, donde esta condición simulara una salida abierta al ambiente para que las ondas acústicas se disipen al ambiente y no se reflejan como una condición Neumann. La condición de radiación hace una descripción más detallada del problema, pues en realidad cuando el tubo está abierto existe una dispersión divergente de la onda sonora hacia el exterior en donde existe la presión atmosférica. Esta condición llamada

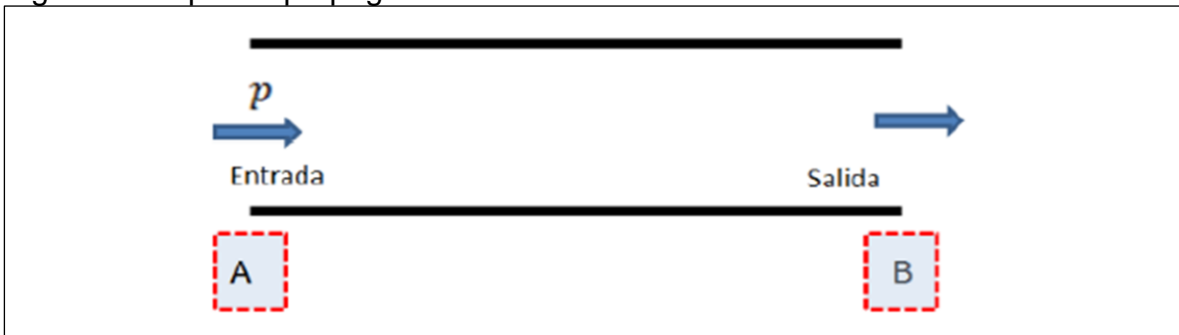
también como condición de Sommerfeld es descrita con más detalle por Morse (1953)¹⁶, Pierce (1989)¹⁷ y Schot (1992)¹⁸.

García Luque¹⁹, expresa la formulación de la ecuación de Helmholtz con estas condiciones, de modo que el problema pueda expresarse como:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad \text{en } \Omega$$

$$-\vec{n} \cdot \left(\frac{-1}{\rho_0} \nabla p + \left(jk \frac{p}{\rho_0} \right) \right) = \left(jk - j(\vec{k}\vec{n}) \right) \frac{p_0}{\rho_0} e^{-j\vec{k}\vec{n}} \quad \text{en } \Gamma$$

Figura 2. Esquema propagación sonora en un ducto.



Fuente. GARCÍA LUQUE, Alexander. Estudio comparativo del desempeño de los métodos FEM y MMT para el cálculo de la atenuación sonora de silenciadores pasivos. Bogotá, 2014, p. 131. Trabajo de Magister en Ingeniería (Ingeniería mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

En la figura 2 se muestra una ilustración para una condición Sommerfeld:

- La presión sonora en el punto A está determinada por la amplitud de onda.
 - La onda se propaga longitudinalmente de A hacia B.
 - La condición Sommerfeld de radiación se establece en el extremo B (salida) donde la presión sonora será igual a la presión atmosférica.
- Impedancia. Esta condición acústica describe un cambio de medio (cambio de impedancia), que está dado por la refracción y reflexión sonora con pérdidas

¹⁶ MORSE PHILIP M., Herman Feshbach. Methods of Theoretical Physics. Mc Graw-Hill book, Cap.11.

¹⁷ PIERCE Allan, Acoustics: An Introduction to It's Physical Principles and Applications. Acoustical Society of America.

¹⁸ SCHOT Steven. Eighty Years of Sommerfeld's Radiation Condition. History mathematica.

¹⁹ GARCÍA LUQUE, Alexander. Estudio comparativo del desempeño de los métodos FEM y MMT para el cálculo de la atenuación sonora de silenciadores pasivos. Bogotá, 2014, p. 131. Trabajo de Magister en Ingeniería (Ingeniería mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

debido a la capacidad de absorción en la frontera (subdominio), en palabras más simples, esta condición se refiere a como un nuevo medio puede atenuar o amortiguar la propagación de onda.

Para entender la CF se denota Z como la impedancia en la frontera y se le define como:

$$Z = \frac{p}{U} \left[\frac{Pa \cdot s}{m} \right]$$

Donde:

p = Presión sonora

U = Velocidad de la partícula

La formulación para una condición de impedancia es asociada a una CF tipo Robin, la cual queda expresada de la siguiente manera:

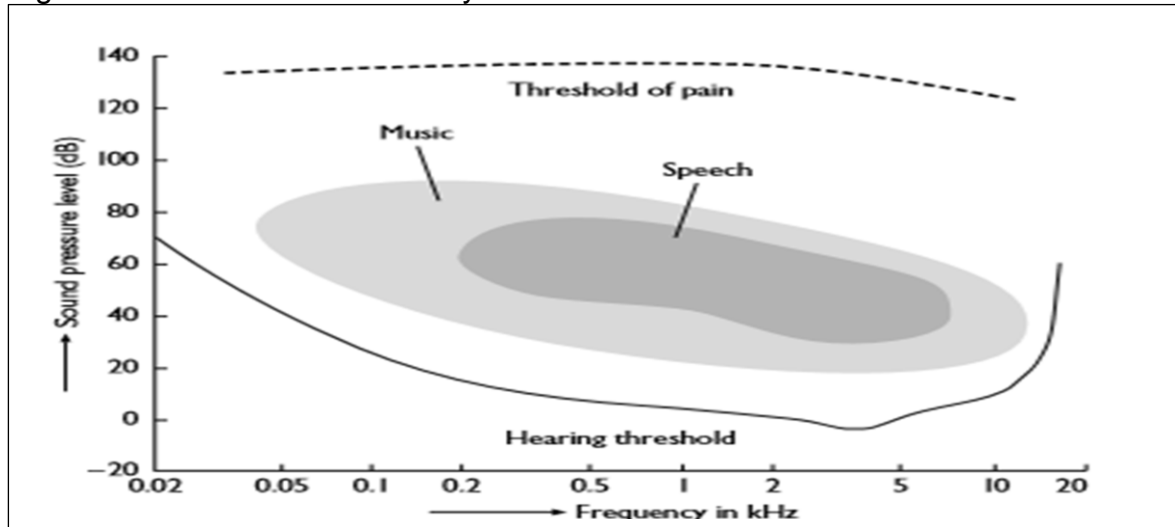
$$-\frac{1}{\rho_0} (\nabla p \cdot n) - \frac{j\omega}{Z} p = 0$$

1.4 OÍDO HUMANO

El oído humano puede procesar una amplia gama de intensidades de sonido sin ser sobrecargado, detectando ligeras diferencias entre tono y timbre²⁰. Es capaz de comprender un rango de frecuencias audibles aproximadamente de 16 Hz a más de 20000 Hz, donde de 0 a 20 Hz son infrasonidos y de 20000 Hz en adelante son ultrasonidos. A continuación la figura 3 representa el umbral de audibilidad de una persona común, regiones en el plano de nivel de frecuencia ocupado por el habla y la música.

²⁰ KUTTRUFF, Heinrich. Acoustics An introduction. Taylor & Francis e-Library, 2006. p. 457. ISBN 0-203-97089-6

Figura 3. Umbral de audibilidad y umbral de dolor.



Fuente. KUTTRUFF, Heinrich. Acoustics An introduction. p. 243.

1.5 CONTAMINACIÓN AUDITIVA EN COLOMBIA

Es cualquier tipo de emisión de sonido que afecte la salud, seguridad, la propiedad o la convivencia de los seres humanos. La resolución 0627 de 2006 del ministerio de ambiente, vivienda y desarrollo territorial que regula el nivel de ruido en Colombia establece la norma nacional de emisión de ruido y define la emisión de ruido como “la presión sonora que generada en cualesquiera condiciones, trasciende al medio ambiente o al espacio público”²¹. Donde se determinan las normas ambientales mínimas y las regulaciones de carácter general para controlar y reducir la contaminación auditiva en todo el territorio nacional. En la tabla 1 se muestra los estándares máximos permisibles de niveles de emisión de ruido.

Tabla 1. Niveles máximos de emisión de ruido expresados en decibeles dB(A).

| Sector | Subsector | Estándares máximos permisibles de niveles de emisión de ruido dB | |
|------------------------------------|---|--|-------|
| | | Día | Noche |
| Sector A. Tranquilidad y Silencio. | Hospitales, bibliotecas, guarderías, sanatorios, hogares geriátricos. | 55 | 50 |

²¹ MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL. Resolución 0627 de 2006. Anexo 1 definiciones. 12 de Abril de 2006

Tabla 1. (Continuación).

| Sector | Subsector | Estándares máximos permisibles de niveles de emisión de ruido dB | |
|---|---|--|-------|
| | | Día | Noche |
| Sector B. Tranquilidad y Ruido Moderado. | Zonas residenciales o exclusivamente destinadas para desarrollo habitacional, hotelería y hospedajes | 65 | 55 |
| | Universidades, colegios, escuelas, centros de estudio e investigación. | | |
| | Parques en zonas urbanas diferentes a los parques mecánicos al aire libre. | | |
| Sector C. Ruido Intermedio Restringid. | Zonas con usos permitidos industriales, como industrias en general, zonas portuarias, parques industriales, zonas francas. | 75 | 75 |
| | Zonas con usos permitidos comerciales, como centros comerciales, almacenes, locales o instalaciones de tipo comercial, talleres de mecánica automotriz e industrial, centros deportivos y recreativos, gimnasios, restaurantes, bares, tabernas, discotecas, bingos, casinos. | 70 | 60 |
| | Zonas con usos permitidos de oficinas. | 65 | 55 |
| | Zonas con usos institucionales. | | |
| | Zonas con otros usos relacionados, como parques mecánicos al aire libre, áreas destinadas a espectáculos públicos al aire libre. | 80 | 75 |
| Sector D. Zona Suburbana o Rural de Tranquilidad y Ruido Moderado. | Residencial suburbana. | 55 | 50 |
| | Rural habitada destinada a explotación agropecuaria. | | |
| | Zonas de Recreación y descanso, como parques naturales y reservas naturales. | | |

Fuente. MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL. Resolución 0627 de 2006. En: Alcaldía de Bogotá [en línea]. <<http://www.alcaldiabogota.gov.co/sisjur/normas/Norma1.jsp?i=19982>> [citado en 1 de febrero de 2017].

1.6 RUIDO

Es todo sonido no deseado que afecte negativamente la salud y el bienestar humano. Es considerado ruido cuando la intensidad del sonido es muy elevada²². Se presentan tres tipos de ruido:

- Ruido Continuo. Se muestra cuando el nivel de presión sonora es relativamente constante durante un periodo de trabajo, aquellas que siempre tienen el mismo signo, es decir, son siempre positivas o nulas. Como por ejemplo el ruido de un motor eléctrico donde la amplitud de la señal nunca llega a cero en un determinado tiempo pero el valor de la señal es cercano a cero, este tipo de señal se le conoce como variante²³.
- Ruido Intermitente. Se presenta caídas bruscas de ruido de forma intermitente disminuyendo rápidamente hasta el nivel de ruido de fondo. El nivel superior de ruido debe mantenerse durante un segundo o más antes de que se genere una nueva caída. Como por ejemplo el accionar de un taladro²⁴.
- Ruido de Impacto. Es aquel que tiene un máximo de intensidad de ruido en un tiempo inferior a 35 milisegundos y una duración total en un periodo de tiempo menor a 500 milisegundos. Como por ejemplo, martillazos, arranque de compresores²⁵.

1.7 SISTEMA DE ESCAPE

Un sistema de escape consta de un conjunto de conductos tubulares que permiten la evacuación de los gases y ruidos al medio ambiente que se generan en un motor de combustión interna de un vehículo o equipo. Su función principal consiste en disminuir el ruido generado por la descompresión brusca de los gases de escape en el instante que son evacuados del motor²⁶.

Estos gases tienen que ser expulsados en un lugar lejano al motor, ya que podrían entrar al habitáculo con el peligro de intoxicar a los ocupantes del vehículo. Por otro lado, si los gases se expulsan directamente al ambiente sin pasar por un sistema de escape, se generaría un nivel de ruido muy elevado, es por esto que el

²² MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL: Anexo 1, Definiciones. Resolución 0627 de 2006. En: Alcaldía de Bogotá [en línea]. <<http://www.alcaldiabogota.gov.co/sisjur/normas/Norma1.jsp?i=19982>> [citado en 1 de febrero de 2017].

²³ ESCUELA COLOMBIANA DE INGENIERÍA, Niveles de Ruido Protocolo Laboratorio de producción, 2007, p. 9.

²⁴ *Ibíd.*, p. 9

²⁵ *Ibíd.*, p. 9

²⁶ GONZÁLES CALLEJA, David. Motores térmicos y sus sistemas auxiliares. 2.ª ed. Editorial Paraninfo. España: 2015, p. 199. ISBN 978-84-9732-847-0

tubo de escape tiene la función de reducir el nivel de ruido a través de uno o varios silenciadores²⁷.

De acuerdo con David Gonzales²⁸, un sistema de escape tiene que cumplir con las siguientes funciones:

- Reducir nivel de ruido de los gases de escape.
- Reducir la temperatura de los gases antes de ser expulsados al exterior.
- Impedir el ingreso de gases nocivos al habitáculo (lugar donde se encuentran los ocupantes del vehículo).
- Manipulación de los gases en función a los parámetros normativos y de fábrica.
- Normatividad de baja contaminación

Figura 4. Componentes sistema de escape convencional.



Fuente. MECÁNICA EN ACCIÓN. (2013, Enero 6). Función del tubo de escape [Archivo de video]. Disponible en <https://www.youtube.com/watch?v=2fK8sSV0eJl> citado el 20 de febrero de 2017.

1.7.1 Colector de escape. Conjunto de tubos por el cual el aire quemado sale del interior de la cámara de combustión del motor y es canalizado hacia el sistema de escape, esta es la parte inicial del sistema de escape. Es fabricado en fundición de hierro que soporta las altas temperaturas de los gases de escape²⁹.

²⁷ GONZÁLES CALLEJA, David. Motores térmicos y sus sistemas auxiliares. 2.ª ed. Editorial Paraninfo. España: 2015, p. 199. ISBN 978-84-9732-847-0

²⁸ Ibid., p. 200

²⁹ Ibid., p. 199-200

Figura 5. Colector de escape.



Fuente. JAPSPEED. Exhausts Honda Civic. [En línea]
<<https://www.japspeed.co.uk>>[citado 15 de febrero de 2017].

1.7.2 Catalizador. Su función es transformar las sustancias nocivas de los gases en componentes inocuos. Los componentes presentes en los gases de un motor de combustión interna nocivos para el medio ambiente y la salud humana están formados por óxidos de nitrógeno (NO), monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos (HC). Cuando estos gases fluyen dentro del catalizador se acelera la descomposición química de los componentes que se encuentran presentes, con el fin de reducir alrededor del 90% de sustancias nocivas a sustancias inocuas³⁰.

Figura 6. Conversor catalítico.



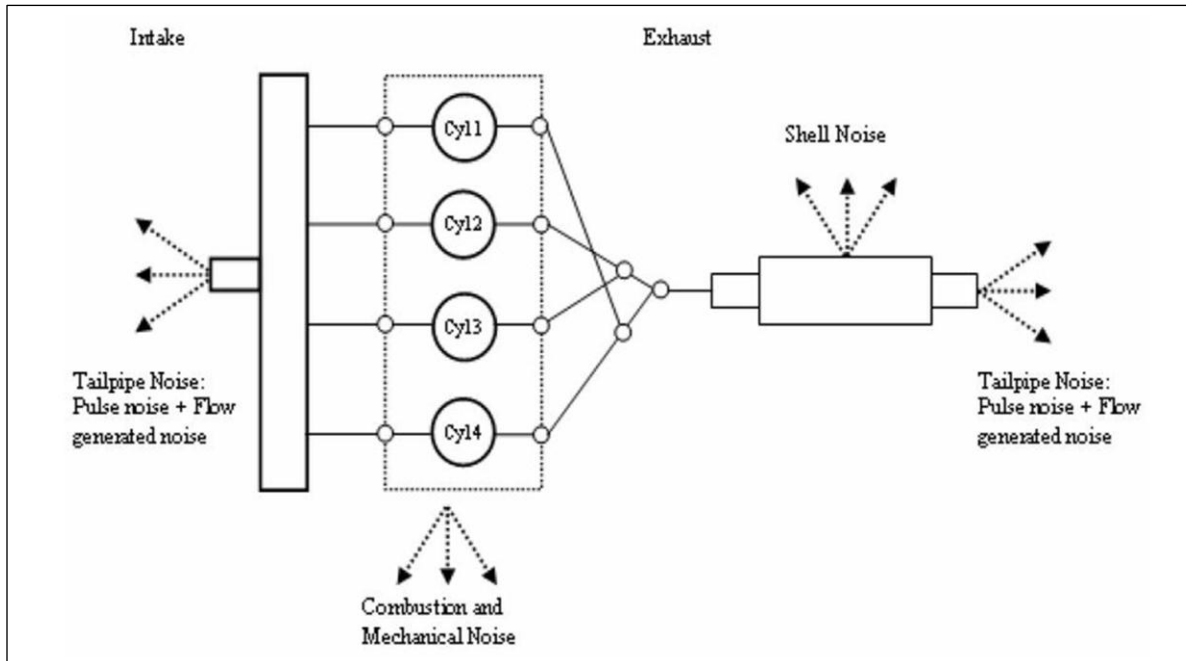
Fuente. TORQUETRONIX. Conversor catalítico. [en línea]
<<http://www.torquetronix.co.uk>>[citado 15 de febrero de 2017].

³⁰ VALLEJOS, Ezequiel. Manual Mecánica Automotriz: Motores a Explosión y Motores Diesel. 2015. p. 32.

1.7.3 Silenciador. Los silenciadores de escape son utilizados con el fin de reducir el ruido generado por la combustión del motor, por medio de una serie de pasajes y cámaras alineadas para disminuir la intensidad de la presión sonora; desafortunadamente no se logran eficiencias del 100%. El silenciador es una parte del sistema de escape que se encuentra debajo del chasis e instalado longitudinalmente a lo largo del vehículo. Debido a las restricciones de espacio y a la disminución de la eficiencia del motor, existe un ambiente de mejora constante del rendimiento acústico del silenciador y de la disminución de la contrapresión sin tener que implementar geometrías más grandes³¹.

En la figura 7 se da un ejemplo representativo de fuentes de ruido generados por el motor.

Figura 7. Muestra esquemática de fuentes de ruido del motor.



Fuente: SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 2.

1.8 CLASIFICACIÓN

Los silenciadores se clasifican en función de la forma en que atenúan el ruido. Existen dos tipos de diseños de silenciador³².

³¹ SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 1-2.

³² SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 2.

- Reactivo
- Disipativo

Figura 8. Clasificación de silenciadores.



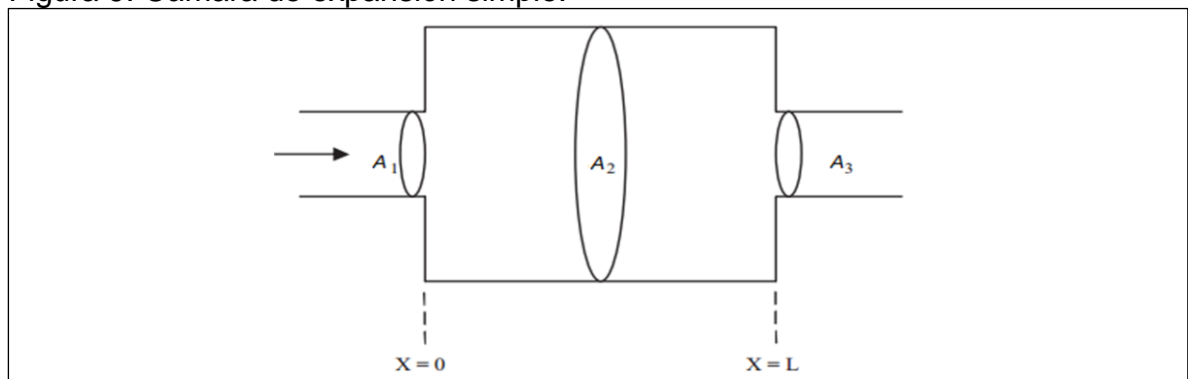
Fuente. SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 3.

1.8.1 Silenciadores Reactivos. Los silenciadores reactivos normalmente trabajan con el principio de interferencia destructiva, donde las ondas sonoras producidas por la fuente (motor) son ondas planas sencillas, generando que las ondas se cancelen parcialmente entre sí dentro del silenciador por medio de la producción de una onda igual y opuesta³³.

La reflexión real que sucede cuando se presentan variaciones geométricas da lugar a dos tipos de silenciadores reactivos:

- La cámara de expansión simple.
- Silenciadores reactivos perforados.

Figura 9. Cámara de expansión simple.



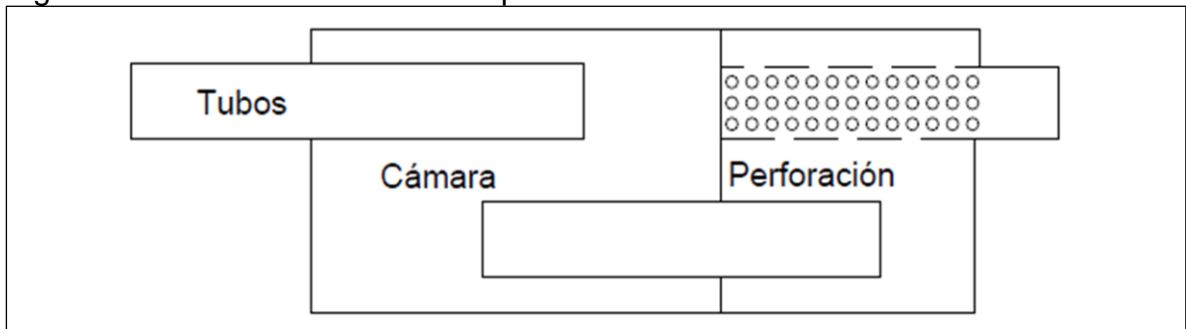
Fuente. ROMERO GAJARDO, Rubén. Estudio de la Pérdida de Inserción (IL) en Silenciadores Reactivos. Valdivia, 2008. p. 18. Universidad Austral de Chile. Facultad de ingeniería.

³³ Ibíd., p. 3

La gran mayoría de los silenciadores reactivos presentan cámaras de expansión simple (figura 9), donde en $x=0$ se produce una expansión abrupta en la sección transversal del conducto de A_1 a A_2 y en $x=L$ una contracción de A_2 a A_3 .

Los silenciadores de reflexión perforados (figura 10), presentan cámaras conectadas entre sí, donde la corriente de gases de escape es interrumpida varias veces en su camino. Por otro lado, las perforaciones permiten que los miles de pequeños pulsos de presión generados se disipen y reboten dentro de la cámara principal.

Figura 10. Silenciador de reflexión perforado.



Fuente. BAZURTO PALMA, Dover. LÓPEZ LÓPEZ, Santiago. Estudio y Diseño para la Fabricación de Silenciadores en Vehículos Diesel y Gasolina. Latacunga, 2003. p. 22. Proyecto de Grado (Ingeniería Automotriz). Escuela Politécnica del Ejército.

En la figura 11 se muestra un silenciador reactivo, estos tienen una serie de cámaras de resonancia y de expansión que están diseñadas para reducir el nivel de presión de sonido (SPL) a ciertos límites. Estos silenciadores se utilizan en la mayoría de los sistemas de escape de los automóviles, donde se tienen que reducir los sonidos en varias frecuencias debido a las variaciones geométricas, sin embargo solo trabajan a bajas frecuencias en el intervalo de 0 a 1500 Hz, esto no es suficiente, ya que las frecuencias de los gases de escape de ruido oscilan entre 0 a 3500 Hz³⁴.

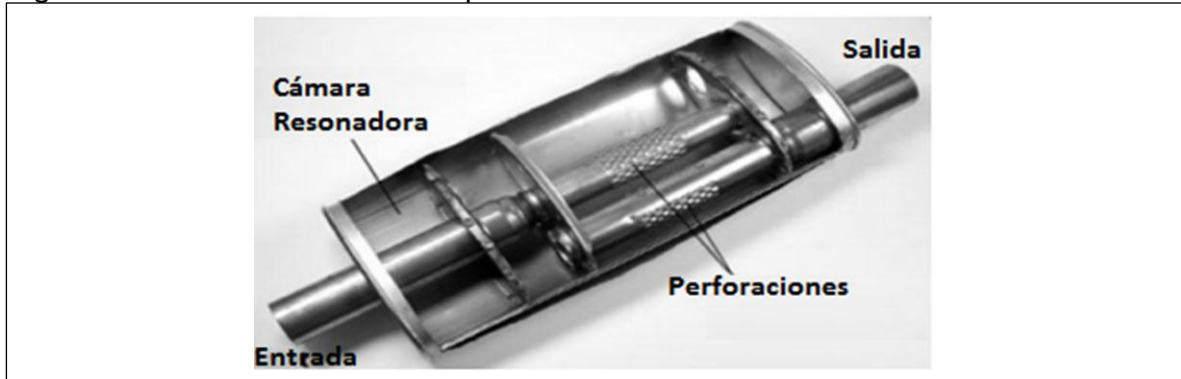
Además de la eficiencia que tenga el silenciador con respecto a la atenuación de sonido, otra consideración importante es la cantidad de contrapresión que produce el silenciador cuando está conectado al sistema de escape³⁵, entiéndase que la contrapresión representa la presión estática adicional ejercida por el silenciador en el motor a través de la restricción en el flujo de gases de escape. En general, cuanto mejor es un silenciador en la atenuación de sonido, más contrapresión se genera y esto reduce la potencia de salida del motor y aumentar el consumo de

³⁴ SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 3.

³⁵ *Ibíd.*, p. 3-4

combustible. La contrapresión debe mantenerse a un mínimo para evitar pérdidas de potencia especialmente para vehículos donde el rendimiento es primordial³⁶.

Figura 11. Silenciador reactivo típico.



Fuente: SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 3.

1.8.2 Silenciadores Disipativos. Los silenciadores de disipación o absorbentes, como se muestra en la figura 12, utilizan el principio de absorción como una manera de reducir la energía del sonido. Un silenciador de absorción estándar se compone de un tubo recto circular y perforado, que está encerrado en una carcasa de acero de gran tamaño. Entre el tubo perforado y la carcasa existe una capa de material de absorción de sonido que absorbe parte de los pulsos de onda de presión. Esta clase de silenciadores producen menor contrapresión pero no funcionan bien en el intervalo de 0 a 1500 Hz y la reducción de ruido es mínima³⁷.

Figura 12. Silenciador disipativo típico.



Fuente: SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 4.

³⁶ POTENTE, Daniel. General Design Principles for an Automotive Muffler. Busselton. 2005. 153-157p.

³⁷ SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 3-4.

También se encuentra una tercera categoría de silenciadores que son conocidos como híbridos, en base a los principios de los silenciadores reactivos y disipativos. Estos tienen capacidades tales como resonancia de ruido debido a las variaciones de la geometría, así como la absorción de la energía de ruido y su conversión en energía térmica³⁸. Por lo tanto, el diseño de silenciadores híbridos requiere comprensión de las características acústicas de cámara individual sencilla de expansión, elementos disipativos y reactivos, así como las interacciones entre ellos³⁹.

1.9 CONTRAPRESIÓN

La contrapresión del escape del motor se define como la presión del gas de escape que es producida por el motor para superar la resistencia hidráulica del sistema de escape para descargar los gases al ambiente⁴⁰. Donde los componentes del sistema de escape son una fuente de contrapresión o caída presión del escape del motor. Un aumento de la contrapresión causa un mayor consumo de combustible, un aumento de las emisiones de gases y una baja eficiencia del motor.

³⁸ SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 3-4.

³⁹ AIRAKSINEN, Tuomas; HEIKKOLA, Erkki. Multiobjective muffler shape optimization with hybrid acoustics modeling. The Journal of the Acoustical Society of America, 2011, vol. 130, no 3, p. 1359-1369.

⁴⁰ JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Engine Exhaust Back Pressure. En: DieselNet [en línea]. Disponible en: <https://www.dieselnets.com/tech/diesel_exh_pres.php> [citado en 5 de julio de 2017]

2. PARÁMETROS ACÚSTICOS PARA ANALIZAR EL DESEMPEÑO DE UN SILENCIADOR

En este capítulo se presentan índices para medir la atenuación sonora en un sistema de escape de un vehículo.

2.1 ATENUACIÓN SONORA EN SILENCIADORES

El autor Martínez Manuel, define La atenuación sonora como “*la disminución de la potencia acústica de una onda sonora que se propaga entre dos puntos de un sistema a acústico*”⁴¹. Donde esta medida va a depender de las características del silenciador, la fuente de ruido y la impedancia de la terminación del sistema acústico. Este valor puede ser obtenido mediante diferentes índices de medida tales como índice de Reducción de ruido, NR, Pérdida de Inserción, IL, o Pérdida de Transmisión acústica, TL.

2.2 ÍNDICES DE ATENUACIÓN SONORA EN SILENCIADORES

El desempeño o rendimiento de los silenciadores se puede calcular con el nivel de atenuación sonora obtenido por medio del cálculo de los siguientes parámetros acústicos que se expresan en decibelios (dB):

2.2.1 Reducción de ruido, Noise Reduction (NR). Diferencia entre el nivel de presión sonora medido en el extremo del silenciador que da a la fuente y a la salida del sistema de escape. Es una propiedad que no es fiable para el diseño del silenciador ya que las mediciones realizadas tienen en cuenta la terminación del sistema de escape⁴².

$$NR = 20 \log \left| \frac{p1}{p2} \right|$$

Donde:

$p1$ = Presión acústica en la fuente

$p2$ = Presión acústica de salida del sistema

2.2.2 Pérdida de inserción, Insertion Loss (IL). Es la diferencia de nivel de presión sonora SPL en decibeles, en un punto fuera del sistema con y sin el silenciador presente en el sistema de escape. La pérdida de inserción es dependiente no sólo del silenciador, sino también de la impedancia de la fuente y la impedancia de radiación⁴³.

⁴¹ MARTÍNEZ BORDES, Manuel José. Modelado analítico-numérico y caracterización experimental de silenciadores de escape híbridos. Valencia, 2010, p. 343. Tesis Doctoral (Ingeniería mecánica). Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

⁴² SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 5

⁴³ SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 5

$$Il = 10 \log \left(\frac{W1}{W2} \right)$$

Donde:

W1= Potencia Acústica sin silenciador

W2= Potencia Acústica con silenciador

2.2.3 Pérdida de transmisión acústica, Transmission Loss (TL). Es la diferencia entre los niveles de presión acústica de las ondas incidentes y transmitidas, es independiente de la fuente de ruido, su posición y fuerza; sin embargo la pérdida de transmisión es la medida más relevante para describir la actuación del silenciador. Mientras que las zonas de entrada y salida del silenciador sean de la misma sección transversal, y las propiedades del fluido (densidad, temperatura) no cambien, entonces la pérdida de transmisión acústica puede expresarse como⁴⁴.

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{P_i}{P_{ref}} \frac{P_{ref}}{P_t} \right| = 20 \log_{10} \left| \frac{P_i}{P_t} \right|$$

Donde:

P_i : Valor eficaz de la onda incidente en Pa

P_t : Valor eficaz de presión de la onda en Pa

P_{ref} : Referencia valor eficaz de presión ($2 \cdot 10^{-5}$ Pa)

Esto puede simplificarse a la siguiente ecuación:

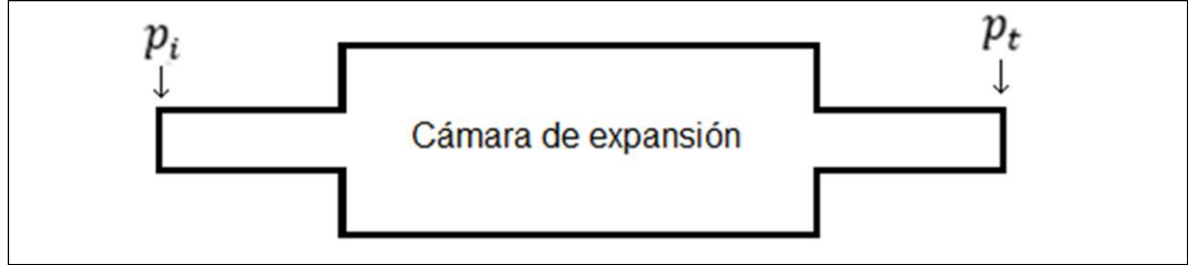
$$TL = SPL_i - SPL_t$$

Donde se entiende que SPL_i se obtiene en la entrada del silenciador, y SPL_t se obtiene a la salida del mismo. A diferencia del método para obtener la reducción de ruido (NR) en el que los valores de SPL a comparar se obtienen con el silenciador dentro del sistema de escape.⁴⁵ En la Figura. 13 se ilustra la geometría usada para calcular el SPL_i y SPL_t .

⁴⁴ WAGNER,N. y HELFRICH,R. Computation of the transmission loss of acoustic resonators. Stuttgart. 2013. En: AEROACOUSTICS AND FLOW NOISE. p. 2-3.

⁴⁵ Ibíd., p. 2-3

Figura 13. Puntos de medición del método tradicional.



Se han desarrollado variedad de métodos para calcular de forma experimental los diferentes índices de atenuación; donde se resalta el método del micrófono móvil (1946)⁴⁶, método del impulso (1978)⁴⁷ y el método de los dos micrófonos (1977-1980)⁴⁸. Usualmente requieren el uso de una cámara anecóica o de reverberación, donde se observe que este método se utilizó como la prueba de verificación para los silenciadores reales⁴⁹.

⁴⁶ Scott, R.A. An apparatus for accurate measurement of the acoustic impedance of sound-absorbing materials. Proceedings of the Physical Society, 1946. p. 253-264.

⁴⁷ Singh, R. Katra, T. Development of an impulse technique for measurement of muffler characteristics. Journal of Sound and Vibration, 1978. p. 279-298.

⁴⁸ Chung, J.Y. y Blaser, D.A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. II. Experiment. Journal of the Acoustical Society of America, 1980, p. 914-1577.

⁴⁹ PEDROSA SÁNCHEZ, Ana María. Desarrollo de herramientas experimentales para la caracterización acústica de silenciadores en presencia de flujo medio. Valencia, 2015, p. 251. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Universidad Politécnica de Valencia.

3. MÉTODOS PARA CALCULAR LA PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN ACÚSTICA (TL)

El cálculo de la pérdida de transmisión acústica se puede realizar por medio de los siguientes métodos:

3.1 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS (FEM)

Este método se utiliza principalmente para análisis acústicos al interior de alguna geometría específica, también se puede utilizar para análisis exteriores, sin embargo, sería bastante complejo modelar y simular un entorno con las condiciones adecuadas.

Descripción matemática del método: la base de análisis del método es la solución de la ecuación de Helmholtz nombrada así por Hermann Von Helmholtz, cada problema tiene una solución diferente de acuerdo a las condiciones de frontera con que se realice el análisis. Según García Luque (2014)⁵⁰, el método se lleva a cabo en las siguientes etapas:

- Formulación variacional. Cuando un problema está definido por ecuaciones diferenciales, el problema puede formularse de manera alternativa mediante ecuaciones con integrales, haciendo que sea posible resolverse por medio de álgebra lineal.
- Discretización. Se busca construir un espacio de dimensión finita, llamado espacio de elementos finitos, donde cada uno de estos pequeños elementos están conectados por nodos. La discretización del dominio se realiza por medio de puntos en un análisis unidimensional, líneas en un análisis bidimensional y superficies para análisis de geometrías en tres dimensiones.
- Sistema lineal de ecuaciones finito (Matrices de masa y de rigidez): el número de grados de libertad (incógnitas) se limita gracias a la discretización del dominio. Se crean matrices locales para cada elemento que posteriormente se acoplan en una matriz global de coeficientes.

La forma general del sistema lineal resultante al implementar el método es:

$$-\hat{k}\Phi_i + \hat{M}\Phi_i = \hat{F}$$

Reemplazando los valores y simplificando la formulación anterior, quedaría de la siguiente manera:

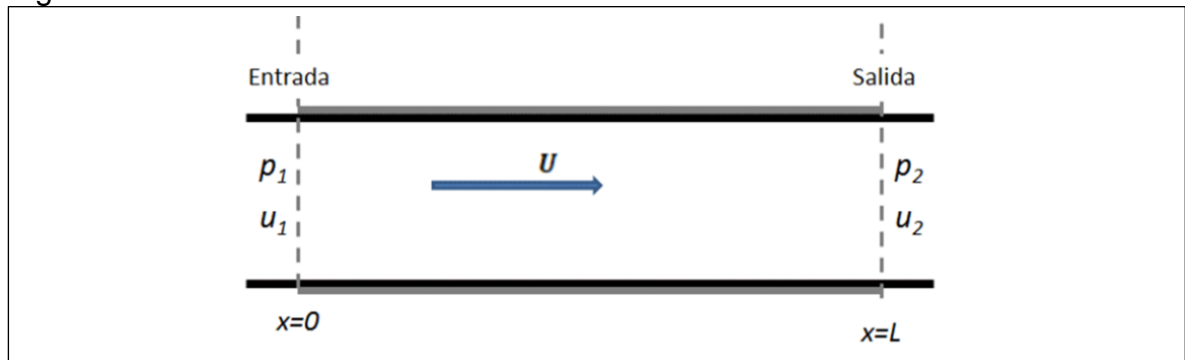
⁵⁰ GARCÍA LUQUE, Alexander. Estudio comparativo del desempeño de los métodos FEM y MMT para el cálculo de la atenuación sonora de silenciadores pasivos. Bogotá, 2014, p. 61. Trabajo de Magister en Ingeniería (Ingeniería mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

3.2 MÉTODO DE MATRIZ DE TRANSFERENCIA MMT (O DE 4 POLOS)

Es utilizado en sistemas que se caracterizan por una serie de subsistemas o cambios en geometrías que interactúan con los sistemas precedentes y futuros. Este proceso permite enlazar los subsistemas entre sí a través de matrices de transferencia para representar el sistema global⁵⁵.

Por lo tanto, cada elemento se caracteriza por una matriz de transferencia que relaciona las variables de estado presión p y velocidad de partícula U , que dependen de su geometría y condiciones de flujo. Es necesario modelar cada elemento y después relacionar todos ellos para caracterizar de manera global el sistema estudiado.

Figura 14. Modelo de análisis del MMT.



Fuente. GARCÍA LUQUE, Alexander. Estudio comparativo del desempeño de los métodos FEM y MMT para el cálculo de la atenuación sonora de silenciadores pasivos. Bogotá, 2014, p. 131. Trabajo de Magister en Ingeniería (Ingeniería mecánica). Universidad Nacional de Colombia

La MT (matriz de transferencia) relaciona los vectores de estado $\begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix}$ y $\begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{bmatrix}$ que corresponden a la entrada y salida del ducto.

Entonces de manera general se tiene:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix} = \bar{M} \begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

Donde \bar{M} es la matriz de transferencia de cuatro polos y se establece así:

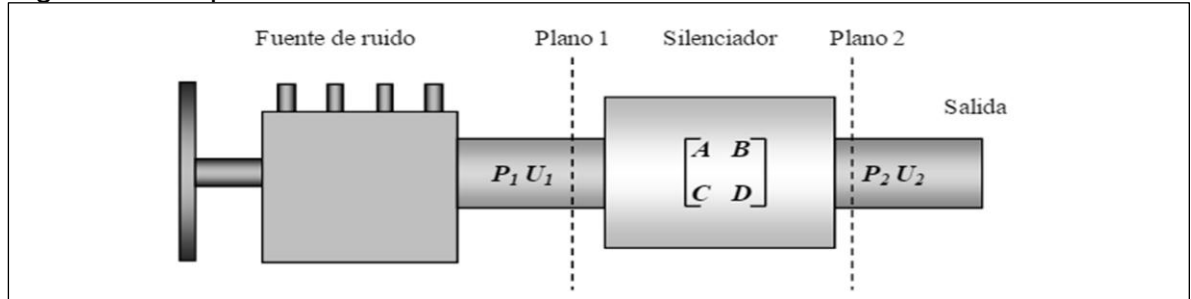
$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}$$

⁵⁵ MCMAHON, Kevin J. A Comparison of the Transfer Matrix Method and the Finite Element Method for the Calculation of the Transmission Loss in a Single Expansion Chamber Muffler. Hartford. 2014. 39p. Rensselaer Polytechnic Institute.

Donde A, B, C, D son los llamados 4 polos y la ecuación de la forma general quedaría así, y se observa en la figura 15

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

Figura 15. Esquema de un sistema acústico.



Fuente. MARTÍNEZ BORDES, Manuel José. Modelado analítico-numérico y caracterización experimental de silenciadores de escape híbridos. Valencia, 2010, p. 343. Tesis Doctoral (Ingeniería mecánica). Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

El método funciona siempre y cuando se cumpla con la propagación de onda plana. Para obtener A, B, C, D se aplican las siguientes condiciones de frontera:

- Imposición de presión en el extremo del ducto, p_2
- Impresión de velocidad en extremo del ducto, U_2

Entonces

$$\begin{aligned} p_1 &= Ap_2 + Bu_2 \\ u_1 &= Cp_2 + Du_2 \end{aligned}$$

Con condición de extremo abierto ($p_2 = 0$), la formulación para la condición de presión quedaría así

$$B = \frac{p_1}{u_2}$$

Y para la segunda condición de velocidad

$$D = \frac{u_1}{u_2}$$

Ahora con condición de extremo cerrado ($u_2 = 0$), para la condición de presión:

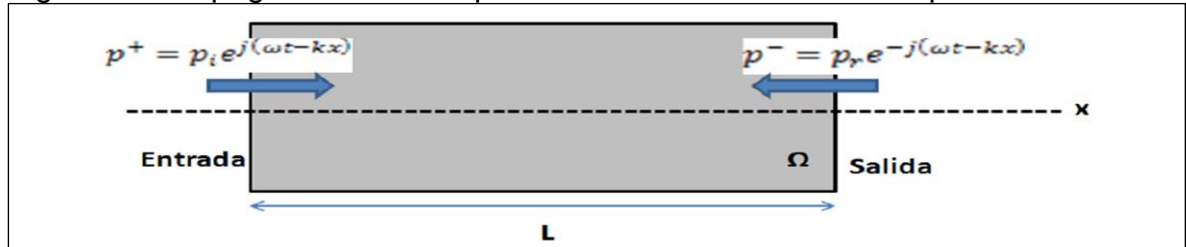
$$A = \frac{p_1}{p_2}$$

Condición de velocidad

$$C = \frac{u_1}{p_2}$$

Dado que la longitud de onda (λ) es mayor que la sección transversal del ducto; la propagación de onda será de manera longitudinal, por tanto el caso de estudio es el de una onda plana con desplazamiento unidimensional, tal y como se muestra en la figura 16.

Figura 16. Propagación de onda plana armónica en un ducto-Eschema en 2D.



Fuente. GARCÍA LUQUE, Alexander. Estudio comparativo del desempeño de los métodos FEM y MMT para el cálculo de la atenuación sonora de silenciadores pasivos. Bogotá, 2014, p. 131. Trabajo de Magister en Ingeniería (Ingeniería mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

Suponiendo un sistema armónico, la propagación sonora al interior de un ducto puede describirse en términos de presión incidente y reflejada.

$$\begin{aligned} \text{Incidente; } p^+ &= p_i e^{j(\omega t - kx)} \\ \text{Reflejada; } p^- &= p_r e^{-j(\omega t - kx)} \end{aligned}$$

Entonces $p(x)$ es la combinación de las componentes p^+ y p^-

$$p(x) = p^+ + p^- = p_i e^{j(\omega t - kx)} + p_r e^{-j(\omega t - kx)}$$

Y la velocidad u puede expresarse así

$$u(x) = \frac{p(x)}{Z} = \frac{1}{Z_0} (p_i e^{j(\omega t - kx)} + p_r e^{-j(\omega t - kx)})$$

Encontrando los términos de la matriz, se determina la pérdida de transmisión acústica como se muestra a continuación

$$TL = 20 \log \left| \frac{1}{2} \left(A + \frac{BS}{\rho c} + \frac{C\rho c}{S} + D \right) \right|$$

Donde:

ρc = Densidad de medio absorbente

S = Área de sección transversal

3.3 MÉTODO DE TRES PUNTOS

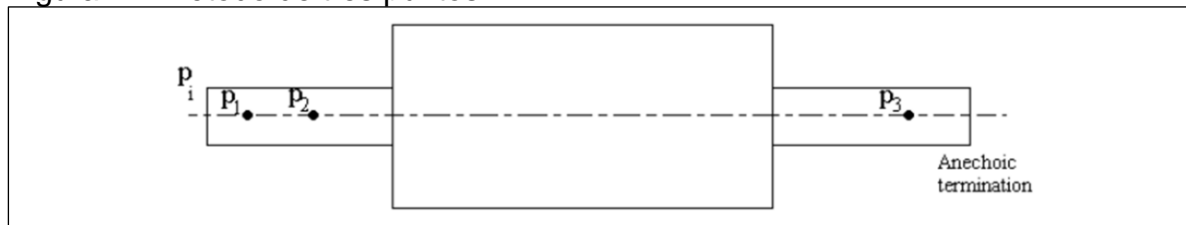
Es un método donde se evalúa la pérdida de transmisión a partir de las presiones de campo medidas en tres puntos diferentes dentro del silenciador como se muestra en la figura 17. Los dos puntos de campo en el tubo de entrada se utilizan para extraer la presión de onda entrante. Por otro lado la presión de punto de campo en el punto 3 es la presión de onda en la tubería de salida es decir la presión reflejada que debido a la terminación anecoica en la salida no refleja ondas de nuevo en la tubería de salida. Este método no puede ser utilizado para representar el silenciador en un sistema cuando múltiples silenciadores están conectados entre sí⁵⁶.

Para ZHE, Cui y YUN, Huang⁵⁷, en este tipo de método la pérdida de transmisión acústica de un silenciador se puede evaluar a partir de las presiones de ondas entrantes y transmitidas de la siguiente forma:

$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{|p1|}{|p3|} \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{S_i}{S_0} \right)$$

Donde S_i y S_0 son las áreas de tubo de entrada y salida respectivamente.

Figura 17. Método de tres puntos.



Fuente. ZHE, Cui. YUN, Huang. Boundary Element Analysis of Muffler Transmission Loss With LS-DYNA, 2012, p. 8. In 12th International LS-DYNA Users Conference.

En comparación con el método de cuatro polos, el método de tres puntos es mucho más rápido para calcular la TL, debido a su naturaleza de ejecución BEM simple⁵⁸. Sin embargo, el método de tres puntos no produce la matriz de transferencia de cuatro polos la cual contiene parámetros importantes cuando el silenciador está conectado a otro silenciador u otros componentes en el sistema de escape.

⁵⁶ Ansol. Muffler Transmission Loss – Simple Expansion Chamber.[en línea]. [citado el 06/03/2017]. disponible en: http://ansol.us/Products/Coustyx/Validation/Indirect/Muffler/Muffler-1/Downloads/dataset_description.pdf

⁵⁷ ZHE, Cui. YUN, Huang. Boundary Element Analysis of Muffler Transmission Loss With LS-DYNA, 2012, p. 8. In 12th International LS-DYNA Users Conference.

⁵⁸ ZHE, Cui. YUN, Huang. Boundary Element Analysis of Muffler Transmission Loss With LS-DYNA, 2012, p. 8. In 12th International LS-DYNA Users Conference.

3.4 ÍNDICE Y MÉTODO SECCIONADO PARA EL ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO DE UN SILENCIADOR

Conforme con la revisión bibliográfica y antecedentes de los tres parámetros de evaluación de silenciadores acústicos, se seleccionó el índice de pérdida por transmisión acústica TL para el análisis del rendimiento de un sistema de escape sin silenciador y con silenciador convencional, siendo este un criterio válido y eficaz el cual evalúa el control de ruido de forma independiente de la fuente que lo genera y del extremo de salida que dispone de una terminación a campo libre.

Como se mencionó en el sub-capítulo 2.2 el índice de TL es independiente de las terminaciones del sistema de escape, pero la medición de la onda incidente y transmitida nos proporciona el nivel de atenuación efectuado por el silenciador con respecto al ruido generado por la combustión del motor. Este criterio se ha vuelto un elemento de gran importancia para el estudio y desarrollo de silenciadores con el fin de generar una eficiencia óptima⁵⁹.

En el pasado, la medición de la onda incidente en un campo de ondas estacionarias requería el uso de experimentos bastante laboriosos como el de (Mats Abom)⁶⁰, (Alfredson)⁶¹, (Wong Chu)⁶², (Davis Don D)⁶³. En la actualidad el avance tecnológico permite realizar análisis y cálculos como el de la TL por medio del uso de software de simulación; ahorrando tiempo y dinero en construcción de prototipos poco eficientes.

La pérdida de transmisión acústica TL de un silenciador se representa por medio de una gráfica, donde se muestra en el eje horizontal X un rango de frecuencias en Hertz (Hz), y en el eje vertical Y el TL en decibeles (dB). Los picos en la gráfica (véase figura 18) nos indican las frecuencias de trabajo con mayor atenuación sonora del silenciador. A mayor amplitud de la onda, mayor cantidad de ruido atenuado.

⁵⁹ S. N.Y, Gerges. R, Jordan. Muffler Modeling by Transfer Matrix Method and Experimental Verification. Florianópolis. 2005. 133p. Federal Univ. of Santa Catarina. Dept Mechanical Engineering.

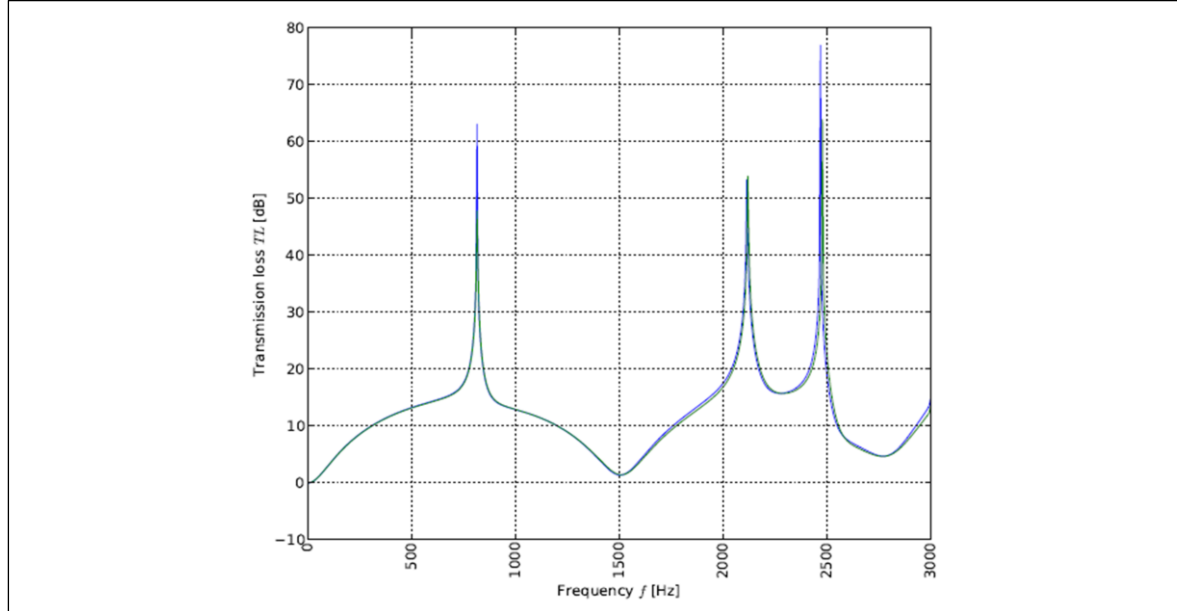
⁶⁰ ÅBOM, Mats; BODÉN, Hans. Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow. The journal of the acoustical society of America, 1988, vol. 83, no 6, p. 2429-2438.

⁶¹ ALFREDSON, Robin James. The design and optimisation of exhaust silencers. 1970. 222p. Tesis Doctoral. University of Southampton.

⁶² CHU, Wing Tin. Transfer function technique for impedance and absorption measurements in an impedance tube using a single microphone. The Journal of the Acoustical Society of America, 1986, vol. 80, no 2, p. 555-560.

⁶³ DAVIS JR, Don D., et al. Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine-exhaust muffler design. 1954. p 47.

Figura 18. Gráfica pérdida de transmisión acústica TL.



Fuente. N. Wagner, R. Helfrich. Computation of the transmission loss of acoustic resonators. Stuttgart, 2012. 1-12p. Intes Engineering.

Se puede afirmar que al aumentar la amplitud de la onda en la gráfica de pérdida de transmisión acústica (figura 18), el silenciador va atenuar mayor cantidad de ruido en cierto intervalo de frecuencias. El índice de pérdida de transmisión acústica (TL) puede ser calculado con diferentes métodos numéricos los cuales se mencionan anteriormente, los métodos más usados son el MMT y FEM; siendo FEM el que se selecciona según el criterio de García Luque⁶⁴, quien afirma que el método de los elementos finitos es el más apropiado para analizar silenciadores con geometrías complejas, debido a que tiene mayor eficiencia, mientras que el método de matriz de transferencia (MMT) presenta limitaciones con respecto a la morfología del modelo.

La mayor ventaja del FEM es que puede discretizar geometrías complicadas, además tiene en cuenta la longitud de onda en el análisis de la propagación sonora, de esta manera se puede realizar un análisis más acercado a la realidad⁶⁵.

⁶⁴ GARCÍA LUQUE, Alexander. Estudio comparativo del desempeño de los métodos FEM y MMT para el cálculo de la atenuación sonora de silenciadores pasivos. Bogotá, 2014, p. 131. Trabajo de Magister en Ingeniería (Ingeniería mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

⁶⁵ PÉREZ, Carlos Pelayo. Modelado y simulación acústica 3D mediante Comsol de dispositivos de la línea de escape en vehículos: Aplicación a catalizadores. Trabajo de Fin de Máster de Ingeniería Mecánica. Valencia: Universitat Politècnica de València. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. 2016. 131 p.

4. MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

Esta investigación se centra en el análisis acústico y caída de presión del comportamiento del fluido al interior de un sistema de escape, por este motivo se hace necesario el uso de dos software de simulación computacional que proporcionen las herramientas y el entorno adecuado para tal análisis. Para el caso acústico, se trabajó con el software ANSYS que cuenta con un módulo de análisis acústico muy práctico que permite el modelamiento y la simulación del sistema de escape que se desea analizar, el software permite la exportación de la geometría y los resultados de ser necesario algún tipo de análisis complementario.

Para analizar la caída de presión se utilizó el software siemens NX, este permite ejecutar el análisis del fluido al interior del sistema de escape y visualizar resultados deseados con un costo computacional bajo.

4.1 MÓDULO ACÚSTICO ANSYS

El modulo acústico de ANSYS APDL simula las características de generación y propagación de las propiedades acústico estructurales acopladas mediante elementos finitos, interacción fluido-estructura (FSI) o la onda acústica pura desacoplada en el entorno dado. También proporciona apoyo para el análisis acústico modal, tiempo-armónico y transitorio. El software asume el fluido como compresible con flujo medio igual a cero⁶⁶.

APDL (Ansys Parametric Design Language), es un lenguaje de programación que hace posible parametrizar los diferentes tipos de modelos. Su modo de utilización se divide en 3 etapas:

- Pre-procesador

En esta fase se introducen todos los parámetros iniciales del problema en el software, tales como la geometría del sistema, condiciones de contorno, propiedades físicas e incluso la configuración de malla deseada.

- Procesador.

Esta es la etapa de solución, donde por medio de solucionadores iterativos se logra solucionar el sistema de ecuaciones. En esta etapa se generan las funciones de forma, se realiza el cálculo de las matrices locales de cada elemento, para posteriormente realizar el ensamble global y hacer uso de las CF para obtener la solución.

⁶⁶ ANSYS,Inc. ANSYS Mechanical APDL Acoustic Analysis Guid. [en línea]. Disponible en: <<http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Mechanical%20APDL%20Acoustic%20Analysis%20Guide.pdf>> [citado el 02/02/2017]

- Post-procesador

En esta fase, se observa la representación de los resultados de la solución encontrada. Además, el software permite la extracción de los resultados con el fin de poderlos analizar utilizando programas matemáticos, tales Matlab, Python, etc...

Para iniciar cualquier análisis, en primer lugar se debe discretizar el dominio en subdominios llamados elementos. Para el caso unidimensional serán líneas, bidimensional serán superficies y volúmenes para el caso tridimensional.

Al aplicar sobre cada elemento la ecuación diferencial que dirige el comportamiento continuo de cada nodo se llega a la ecuación de interpolación, la cual relaciona el comportamiento en el interior del elemento con el valor del estado y posición nodal. Seguido de lo anterior, se realiza un planteamiento matricial global que contendrá un conjunto de ecuaciones algebraicas que determinan el comportamiento de cada elemento.

El análisis finaliza al definir la condición de frontera, para que el software ANSYS pueda entender la naturaleza del problema. Condiciones como la de impedancia, radiación, tubo cerrado (Neumann) entre otras.

La solución del sistema matricial se puede resolver mediante distintos métodos como⁶⁷:

- Método de Gauss-Jordan o factorización de Cholesky, para sistemas pequeños.
- Método de Gauss-Seidel o Jacobi, para sistemas grandes.
- Método Newton-Raphson para sistemas no lineales.

Estos métodos se encuentran referenciados y desarrollados en Galeano Carlos⁶⁸ y Burden Richard⁶⁹.

⁶⁷ MOHEDANO ORTEGA, Juan Diego. Desarrollo e implementación de herramientas numéricas basadas en Ansys para la simulación acústica de dispositivos de control de ruido en vehículos: Aplicación a silenciadores de escape reactivos. Trabajo Fin de Máster en Ingeniería Mecánica. Valencia: Universidad Politècnica de València. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales 2016. 258 p.

⁶⁸ GALEANO URUEÑA, Carlos Humberto, et al. Técnicas de solución numérica de la ecuación de difusión-advección-reacción para el estudio de dispersión de contaminantes. Tesis Doctoral. Universidad Nacional de Colombia.

⁶⁹ BURDEN, Richard L.; FAIRES, J. Douglas; MOCHON, Simon. Análisis numérico. 7.ª ed. Grupo Editorial Iberoamericana, 2002, p. 839. ISBN 970-686-134-3

4.2 MÓDULO DE FLUIDO NX FLOW

El software NX Flow es una herramienta computacional de dinámica de fluidos (CFD), la cual está integrada con archivos de FEM NX Advanced y NX Advanced Simulation. Este módulo proporciona herramientas para modelar y simular el flujo de fluidos para piezas y ensamblajes complejos⁷⁰.

La solución CFD permite una simulación precisa del flujo de fluidos y proporciona información sobre el rendimiento del producto durante todas las fases de desarrollo del diseño; limitando costos y procesos largos de pruebas físicas. NX Flow combina la volubilidad del análisis de elementos finitos (FEM) con la potencia y precisión de una formulación de volumen de control para discretizar y resolver eficientemente las ecuaciones de Navier-Stokes que describen el movimiento del fluido⁷¹.

4.3 ECUACIONES GOBERNANTES

Para poder desarrollar matemáticamente el fenómeno de propagación sonora es necesario solucionar la ecuación de onda acústica, la cual ha sido desarrollada por diferentes autores en donde se destaca a Munjal (1987)⁷² y Jacobsen (2011)⁷³.

- Ecuación de onda acústica.

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0$$

Donde

p = presión de sonido

c = velocidad del sonido

t = tiempo

Esta ecuación describe una variedad de ondas como las ondas de luz en el agua y sonoras. Para este caso el interés es la propagación de onda sonora en ductos de un sistema de escape. Donde se tienen varias consideraciones hasta llegar a la ecuación de Helmholtz como lo muestra el autor Alexander (2014)⁷⁴.

⁷⁰ Siemens. NX Flow: Simulating fluid flow for complex parts and assemblies. [en línea]. Disponible en: <https://www.plm.automation.siemens.com/en_us/Images/6639_tcm1023-4403.pdf> [citado el 5 de julio de 2017]

⁷¹ Ibíd .,

⁷² MANOHAR LAL, Munjal. Acoustics of Ducts and Mufflers. Calgary: John Wiley & Sons, 1987. 328p.

⁷³ JACOBSEN, Finn. Propagation of sound waves in ducts. 2011. Technical University of Denmark. 71 p.

⁷⁴ GARCÍA LUQUE, Alexander. Estudio comparativo del desempeño de los métodos FEM y MMT para el cálculo de la atenuación sonora de silenciadores pasivos. Bogotá, 2014, p. 131. Trabajo de Magister en Ingeniería (Ingeniería mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0$$

Donde

$k = \omega / c$. Siendo ω la frecuencia angular y c la velocidad del sonido

El software ANSYS de simulación utiliza la ecuación de Helmholtz como base para el estudio acústico de silenciadores, que corresponde al análisis de vibraciones forzadas en diferentes cavidades tridimensionales.

Ansyes obtiene el valor de atenuación sonora para silenciadores, mediante el desarrollo de la ecuación de atenuación general, en ella nos interesa la ecuación de onda en la entrada, es decir solo la onda incidente y no la reflejada a la salida, ya que esta onda no se refleja debido a la terminación anecoica simulada.

- Ecuaciones de conservación de momento Navier – Stokes.

Son un conjunto de ecuaciones en derivadas parciales no lineales que describen el movimiento de los fluidos, las ecuaciones de Navier – Stokes gobiernan cualquier fenómeno donde se involucren fluidos newtonianos lo cuales están expresados en términos de gradiente de velocidad con densidad constante.

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right] = -\nabla p + \eta \nabla^2 v + \rho \infty g$$

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right] = \text{Fuerzas de inercia}$$

$$-\nabla p = \text{Fuerzas de presión}$$

$$\eta \nabla^2 v = \text{Fuerzas viscosas}$$

$$\rho \infty g = \text{Fuerzas externas aplicadas al fluido, Gravedad}$$

Estas ecuaciones fueron desarrolladas por Claude Navier, Poisson, Saint-Venant, y George Stokes entre 1827 y 1845. Encontrando variedad de aplicaciones, las cuales incluyen el estudio del flujo de fluidos en tuberías y sobre superficies.

Estas ecuaciones se resuelven siempre junto con la ecuación de continuidad.

- Ecuación de continuidad.

Ecuación de continuidad o ecuación de conservación de masa indica que la masa en un sistema al pasar el tiempo permanecerá constante.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \nabla \cdot v = 0$$

Donde:

$\rho \nabla$ = Gradiente de densidad

$\frac{\partial p}{\partial t}$ = Derivada de la presión con respecto al tiempo

v = Velocidad del fluido

Es valida tanto para flujos compresibles como incompresibles. Donde la velocidad del fluido cambia debido a la variación de la sección transversal por donde el fluido fluye.

4.4 CONDICIONES DE BORDE

En esta sección se presentan las condiciones de borde encontradas durante la investigación realizada en la literatura. La figura 4 muestra de manera simple la configuración de un sistema de escape convencional; de manera que se ubiquen los intervalos de temperatura descritos en la tabla 2, en la cual se hace referencia al artículo Vázquez Jorge⁷⁵ que se centra sobre el uso de la generación termoeléctrica a partir del calor de los gases de escape producidos en el proceso de combustión de un automóvil.

Tabla 2. Distribución de temperaturas en sistema de escape convencional.

| Intervalo | Temperatura (°C) |
|--------------------------------|------------------|
| Después del colector de escape | 1000 - 750 |
| Colector – catalizador | 750 - 400 |
| Después del catalizador | 400 – 200 |

Así mismo se recopila información de distintas fuentes sobre las condiciones del fluido en el silenciador del sistema de escape de un vehículo convencional, donde se seleccionan tres documentos con un criterio de investigación obtenida experimentalmente que nos brinde información sobre las condiciones más críticas en el sistema de escape.

Los tres artículos presentados en la tabla 3 por Prakash Mishra, Sourav Kumar, Harshit Mishra, Anand Gupta (2016) [1]⁷⁶; Alain Maiboom, Xavier Tazua, Jean-Francois Hétet (2008) [2]⁷⁷; Bazurto Dover y López Santiago (2003) [3]⁷⁸.

⁷⁵ Vázquez, Jorge., Sanz-Bobi, M. A., Palacios, R., & Arenas, A. State of the art of thermoelectric generators based on heat recovered from the exhaust gases of automobiles. 2002, en Proc. 7th European Workshop on Thermoelectrics.

⁷⁶ PRAKASH Mishra, SOURAV Kumar Kar, HARSHIT Mishra, ANAND Gupta. Applied Thermal Engineering: Modeling for combined effect of muffler geometry modification and blended fuel use

Tabla 3. Condiciones de borde.

| Caso | Descripción | Velocidad entrada (m/s) | Velocidad salida (m/s) | Temperatura entrada (°C) | Temperatura salida (°C) | Presión entrada (Pa) | Presión salida (Pa) | Densidad del gas (Kg/m ³) | Referencia |
|------|---|-------------------------|------------------------|--------------------------|-------------------------|----------------------|---------------------|---------------------------------------|------------|
| 1 | Motor cuatro tiempos a gasolina | 2,27 | - | 362,588 | - | - | - | 1,222 | [1] |
| 2 | Motor cuatro tiempos a gasolina | 2,5 | - | 362,588 | - | - | - | 1,222 | [1] |
| 3 | Motor cuatro tiempos a gasolina | 2,43 | - | 362,588 | - | - | - | 1,222 | [1] |
| 4 | Motor cuatro tiempos a gasolina | 2,45 | - | 362,588 | - | - | - | 1,222 | [1] |
| 5 | Motor diésel turbo cargado | - | - | - | - | 200000 | - | - | [2] |
| 6 | Silenciador tipo bala para motores a gasolina | 19 | 14,44 | 140 | 104 | 257000 | 60000 | - | [3] |
| 7 | Silenciador tipo vaciado para motores gasolina "galvanizado" | 19 | 11,44 | 140 | 92 | 257000 | 42000 | - | [3] |
| 8 | Silenciador tipo vaciado para motores diésel "laminado en frío" | 15,88 | 10,02 | 105 | 88,3 | 350000 | 20000 | - | [3] |
| 9 | Silenciador de tres cámaras para motores gasolina "aluminio" | 19 | 8,39 | 140 | 86,4 | 257000 | 68000 | - | [3] |

on exhaust performance of a four stroke engine: A computational fluid dynamics approach. 2016. 1105-1118 p. KIIT University.

⁷⁷ Alain Maiboom, Xavier Tauzia, Jean-Franc-ois He´ tet. Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine.

⁷⁸ BAZURTO PALMA, Dover. LÓPEZ LÓPEZ, Santiago. Estudio y Diseño para la Fabricación de Silenciadores en Vehículos Diesel y Gasolina. Latacunga, 2003. p. 136. Proyecto de Grado (Ingeniería Automotriz). Escuela Politécnica del Ejército.

Tabla 3. (Continuación)

| Caso | Descripción | Velocidad entrada (m/s) | Velocidad salida (m/s) | Temperatura entrada (°C) | Temperatura salida (°C) | Presión entrada (Pa) | Presión salida (Pa) | Densidad del gas (Kg/m ³) | Referencia |
|------|--|-------------------------|------------------------|--------------------------|-------------------------|----------------------|---------------------|---------------------------------------|------------|
| 10 | Silenciador de dos cámaras para motores gasolina "laminado frío" | 19 | 8,81 | 140 | 84 | 257000 | 32000 | - | [3] |
| 11 | Silenciador de tres cámaras para motores gasolina "Laminado en frío" | 19 | 8,66 | 140 | 104 | 257000 | 66000 | - | [3] |
| 12 | Silenciador de tres cámaras para motores diésel "Laminado en frío" | 15,88 | 7,86 | 105 | 75,2 | 350000 | 20000 | - | [3] |
| 13 | Silenciador tipo semivaciado para motores diésel "galvanizado" | 18,88 | 15,88 | 105 | 81,2 | 350000 | 36000 | - | [3] |
| 14 | Motor cuatro cilindros diésel turbo cargado | - | - | - | - | 20000 | - | - | [2] |

5. SIMULACIÓN DE LAS CONDICIONES ACÚSTICAS

En este capítulo se realizaron simulaciones a temperatura ambiente (20°C). Con el fin de validar los resultados con los obtenidos en la tesis doctoral Torres María⁷⁹. Para la selección de las condiciones a simular, se seleccionó el caso 4 de la tabla 3, donde se tuvo en cuenta el valor de la velocidad que simule el estado de trabajo más crítico de velocidad de flujo y el intervalo de temperaturas que se muestra en la tabla 2 correspondientes al trabajo realizado por Vázquez Jorge⁸⁰; en el que realizan un estudio con respecto a la recuperación del calor de los gases de escape en los automóviles para su aprovechamiento en la generación de energía mediante termoelectricidad.

Tabla 4. Propiedades físicas del fluido.

| Variable | Magnitud |
|----------------------------|----------|
| Presión (Pa) | 1 |
| Velocidad del fluido (m/s) | 2.45 |
| Temperatura (°C) | 363 |

La presión de entrada se establece como 1Pa para todas las simulaciones debido a que el software se limita a esta pequeña presión acústica en sus análisis⁸¹, también se aproximó a 363°C el valor de la temperatura.

Para la caracterización del fluido también hace falta definir la densidad del mismo, siendo esta una variable dependiente de la temperatura, se calcula por medio de la ecuación general de los gases ideales.

Ecuación general de los gases ideales⁸²:

$$P * V = n * R * T$$

Donde

P = Presión

⁷⁹ TORRES PICAZO, María Isabel. Modelado Acústico de Silenciadores con Material Absorbente. Valencia, 2006, p. 250. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Universidad Politécnica de Valencia.

⁸⁰ Vázquez, Jorge, Sanz-Bobi, M. A., Palacios, R., & Arenas, A. State of the art of thermoelectric generators based on heat recovered from the exhaust gases of automobiles. 2002, en Proc. 7th European Workshop on Thermoelectrics.

⁸¹ ANSYS. Ansys manual fluid30 3D Acoustic Fluid. [En línea]. [citado el 13 de mayo de 2017]. Disponible en: http://www.ansys.stuba.sk/html/elem_55/chapter4/ES4-30.htm

⁸² QuimiTube. ¿Podemos predecir con cálculos si un gas será más denso que el aire?. [en línea]. <<http://www.quimitube.com/densidad-de-un-gas-ley-gases-ideales>>. [citado el 4 de agosto de 2017].

n = Moles de gas
 V = Volumen
 R = Constante de los gases ideales
 T = Temperatura en Kelvin

Se realiza la siguiente formulación, para poder calcular la densidad del gas:

$$\begin{aligned}
 P * V &= \frac{m}{M} * R * T \\
 P * M &= \frac{m}{V} * R * T \\
 \frac{P * M}{R * T} &= \frac{m}{V} \\
 \rho &= \frac{P * M}{R * T}
 \end{aligned}$$

Donde
 m = Masa presente
 M = Masa molecular del gas
 ρ = Densidad

Se obtiene que para temperatura de trabajo (363°C) la densidad es de

$$\rho = \frac{1 * 28.996}{0,08205746 * 636.15} = 0.5555 \frac{Kg}{m^3}$$

Y a temperatura ambiente (20°C)

$$\rho = \frac{1 * 28.996}{0,08205746 * 293.15} = 1.2054 \frac{Kg}{m^3}$$

Para el cálculo de la velocidad de propagación (velocidad del sonido) se hace uso de la siguiente ecuación.

Ecuación de la velocidad del sonido⁸³.

$$c = \sqrt{\frac{\gamma * R * T}{M}} = \frac{m}{s}$$

γ = coeficiente de dilatación adiabática
 R = constante universal de los gases
 T = temperatura en Kelvin
 M = masa molar del gas

⁸³ QUEZADA LAMBERTIN Carlos, AQUINO Hernán. La velocidad del sonido en un tubo. La Paz, 2015. Universidad Católica Boliviana "San Pablo".

$$c = \sqrt{\frac{1,4 * 8,314 * 636,15}{0,029}} = 505,3006 \frac{m}{s}$$

Según la guía de ANSYS⁸⁴, en el módulo acústico se establece que la malla debe contar mínimo con 10 elementos por longitud de onda para que el análisis arroje buenos resultados. Entonces para el caso seleccionado, el tamaño del elemento se define con la frecuencia más alta así:

$$\lambda_i = \frac{c}{f_{max}}$$

$$tamaño\ de\ elemento = \frac{\lambda_i}{10}$$

Donde:

λ_i = Longitud de onda a la frecuencia más alta

f_{max} = Frecuencia máxima

Entonces se podrán utilizar tamaños iguales o menores al calculado por la formula anterior.

Tomando como ejemplo uno de los macros para análisis de cámara simple a temperatura ambiente, se realiza una guía interpretativa del código implementado para el desarrollo del cálculo de atenuación sonora en un silenciador.

En primer lugar, se establece las características del fluido a simular, rango de frecuencias para el análisis y las dimensiones correspondientes al silenciador.

⁸⁴ ANSYS. ANSYS Mechanical APDL Acoustic Analysis Guide: Overview of the Acoustic Analysis Process. 2013. p.86.

Figura 19. Definición de características, código cámara simple.

```

/nopr
/PREP7
rho=1.2054      ! Densidad de masa del aire
c0=343.24      ! Velocidad del aire (sonido)
z0=rho*c0      ! Velocidad de la masa
freqE=3500     ! Frecuencia de trabajo más alta
wave=c0/freqE  ! Longitud de onda a la frecuencia más alta
p=1
vn=-p/(rho*c0) ! Excitación de velocidad normal

                ! Crear el modelo
rent=0.0268    ! Radio del conducto de entrada
lent=0.1       ! Longitud del conducto de entrada
rsal=0.0268    ! Radio del conducto de salida
lsal=0.1       ! Longitud del conducto de salida
lchamb=0.148   ! Longitud cámara de expansión
rchamb=0.091   ! Radio cámara de expansión

```

Se continúa aplicando las propiedades del fluido como lo son la velocidad del sonido y la densidad.

Figura 20. Elección del elemento y asignación de las propiedades del material.

```

et,1,fluid30
keyopt,1,2,1      ! estructura ausente
                  ! asignar propiedades material

mp,dens,1,rho
mp,sonc,1,c0

```

Luego de ingresar las propiedades del material y las variables iniciales, se procede a utilizar comandos que permitan la creación de la geometría mediante dos cilindros como se muestra en la figura 21, que posteriormente se unen conformando una sola geometría (véase figura 22).

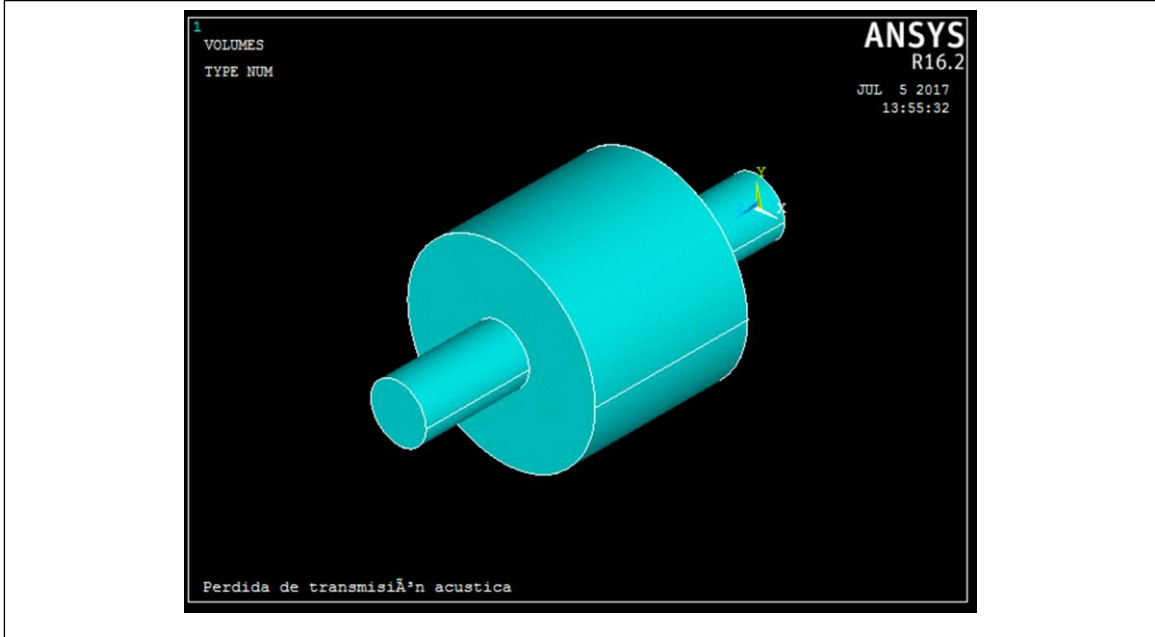
Figura 21. Creación de la geometría.

```

cylind,0,rent,0,lent+lchamb+lsal,0,360  ! creación ducto recto
cylind,rent,rchamb,lent,lent+lchamb,0,360 ! creación cámara de expansión
vsel,all                                  ! selección de todos los volúmenes
vglue,all                                  ! convierte todo en un solo volumen

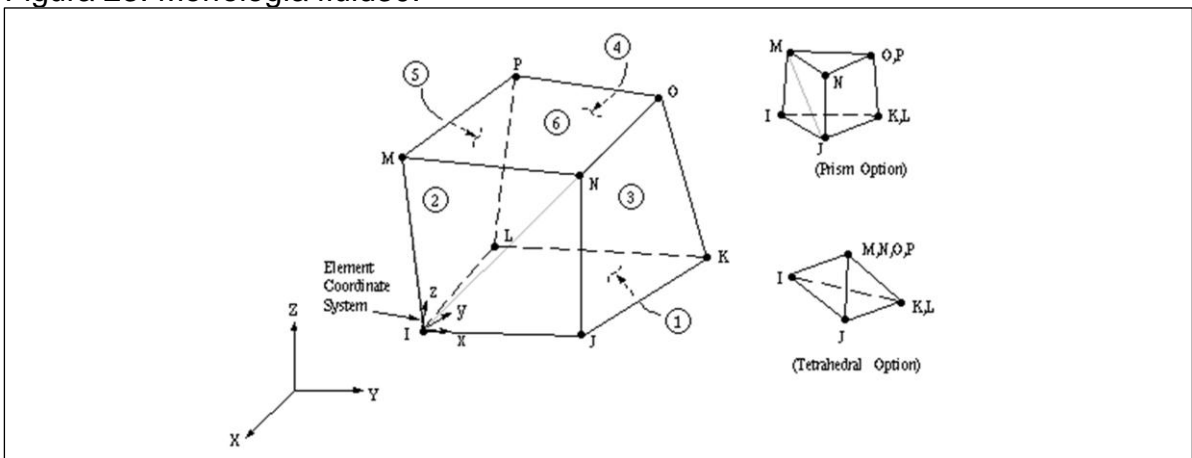
```

Figura 22. Vista de la geometría en 3D



En este trabajo la malla se creó con fluid30, teniendo en cuenta que es un elemento disponible para análisis acústico con y sin interfaz fluido-estructura, además cuenta con 8 nodos y puede utilizarse como hexaedro o tetraedro aportando una mayor versatilidad y rapidez en el análisis en cuanto al costo computacional.

Figura 23. Morfología fluid30.

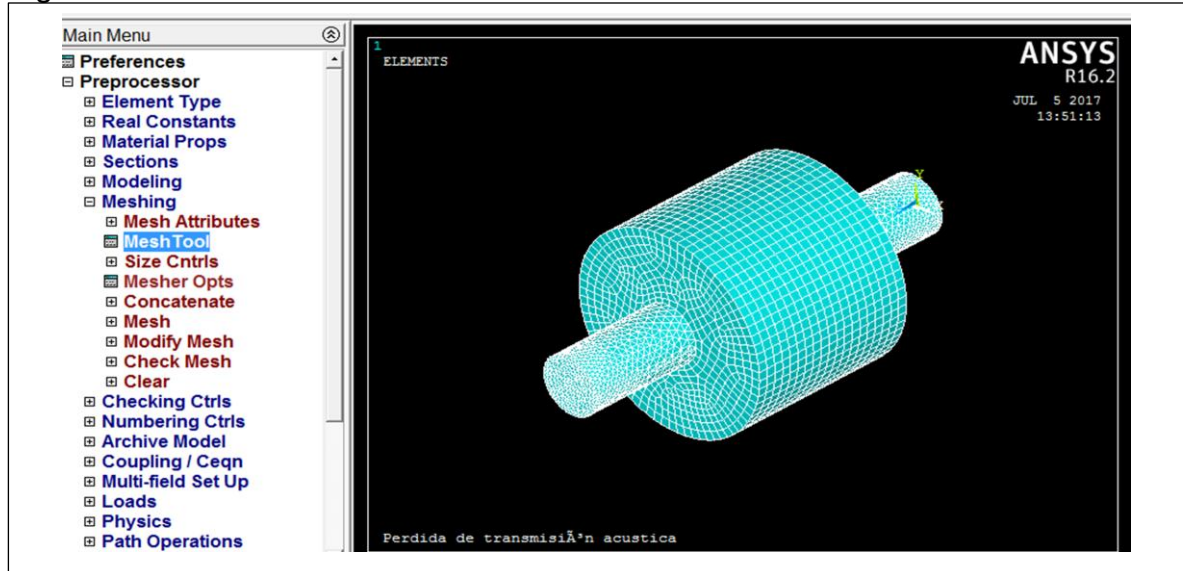


Fuente. ANSYS . Ansys manual fluid30 3D Acoustic Fluid. [En línea]. [Citado el 13 de mayo de 2017]. Disponible en: http://www.ansys.stuba.sk/html/elem_55/chapter4/ES4-30.htm

Como se mencionó anteriormente, la guía de ANSYS recomienda un mínimo de 10 elementos por longitud de onda, para las cámaras simples se utilizó hexaedros

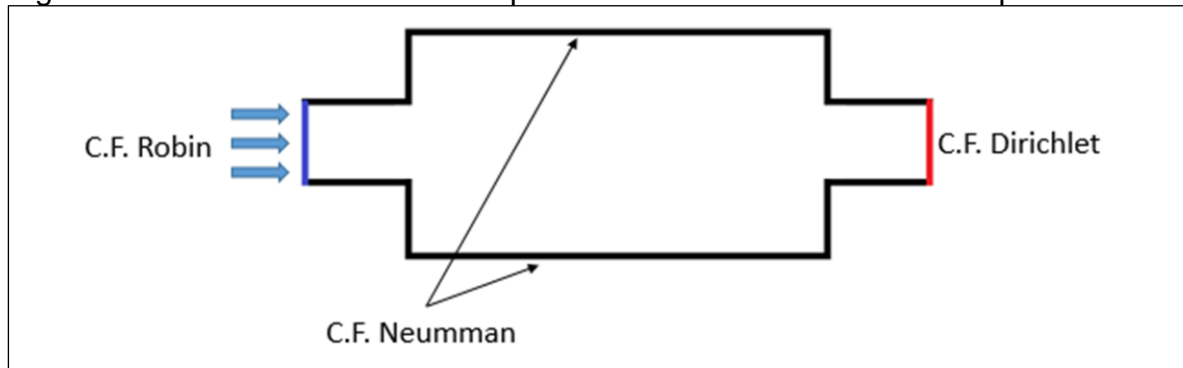
en la cámara de expansión con un tamaño de elemento de 8mm y tetraedros con un tamaño de elemento 4 mm para la sección central.

Figura 24. Malla del silenciador.



Seguidamente del mallado se establecen las condiciones de contorno como lo muestra el esquema en la figura 25. También se establece un análisis de tipo armónico y el rango de frecuencias en el cual se debe desarrollar el mismo.

Figura 25. Condiciones de frontera para un silenciador de cámara simple.



A continuación se utiliza un código de colores que permite entender cuáles son las condiciones de frontera utilizadas en este trabajo.

— Velocidad del fluido, Fija un valor de presión incidente (1Pa) implícito en la condición. Además se establece impedancia característica, que es como un nuevo medio (cambio de sección de área) puede atenuar la propagación de onda.

$$Z = \frac{p}{U} \left[\frac{\text{Pa} \cdot \text{s}^{-1}}{\text{m}} \right]$$

Donde:

p = Presión sonora

U = Velocidad de la partícula

— Funciona como una condición de aislamiento, en estos bordes no hay absorción de onda ni transmisión sonora hacia el exterior, impidiendo que exista pérdida de energía. La onda sonora se refleja en estos bordes cancelándose con otra onda de la misma amplitud, como resultado se produce la atenuación sonora.

$$\left. \frac{\partial p}{\partial \vec{n}} \right|_{\partial \Omega} = 0$$

— En este borde se establece un límite de radiación, simulando la cámara anecoica que se utiliza en los análisis prácticos para análisis acústicos. Este límite simula la salida al ambiente, donde hay una propagación de onda del 100% donde no habrá reflexión de onda.

$$p|_{\partial \Omega} = 0$$

$\partial \Omega$ = Frontera

Para la definición de las condiciones de contorno se aplican como se muestra en la figura 26 en el ANSYS APDL.

Figura 26. Selección condiciones de contorno y tipo de solución.

```

! Definen las condiciones de excitación y de contorno
nselect,s,loc,z,0           ! Nodos en la entrada
sf,all,port,1              ! Puerto de entrada
sf,all,shld,vn             ! Velocidad normal
sf,all,impd,z0             ! Límite de impedancia en la entrada
nselect,s,loc,z,lsal+lent+lchamb  ! Nodos en la salida
sf,all,port,2              ! Puerto de salida
sf,all,inf                  ! Límite de radiación en la salida
alls
fini

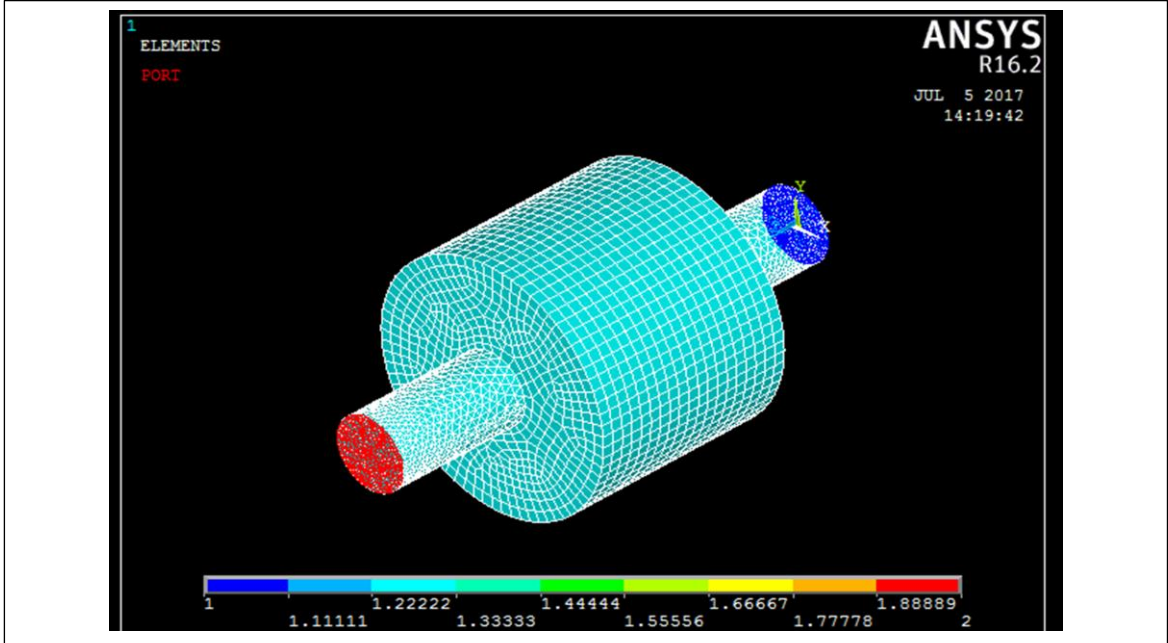
! Realizar soluciones

/solu
antype,harmic
hropt,auto
kbc,1
harf,0,freqE
nsub,60                     ! Intervalo de 50 Hz con 60 pasos
solve
finish

```

En la figura 27 se visualiza las condiciones de frontera ya aplicadas al silenciador.

Figura 27. Cámara simple con condiciones de frontera.



Al culminar la solución, ANSYS permite sacar un listado de los resultados de pérdida de transmisión acústica en un archivo de texto con los comandos mostrados a continuación.

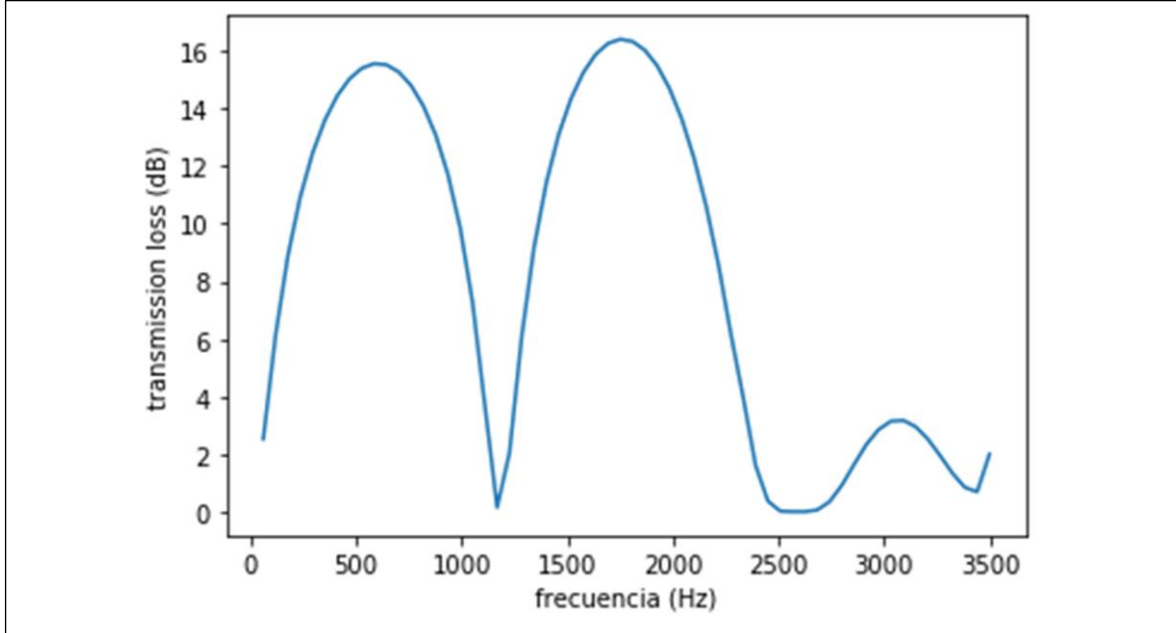
Figura 28. Código para la impresión virtual de los resultados.

```
/post1
spower,1,2
plst,file0102,a2p,t1      ! visualizar la perdida de transmisión acustica
fini
```

Finalizando con la visualización de la gráfica de TL (gráfica 1). En este trabajo las gráficas de pérdida de transmisión acústica fueron realizadas a partir de la exportación de los archivos de texto a Python⁸⁵, con el fin de poder comparar todas las geometrías.

⁸⁵ Python Software Foundation. Disponible en: < <https://www.python.org/> >

Gráfica 1. TL de una cámara simple.



5.1 SISTEMA DE ESCAPE VEHICULO DE COMPETENCIA (SIN SILENCIADOR)

Para la geometría de un tubo de escape sin silenciador, se establece un ducto recto que reemplazaría la sección ocupada por el silenciador.

Figura 29. Ilustración ducto sin silenciador.

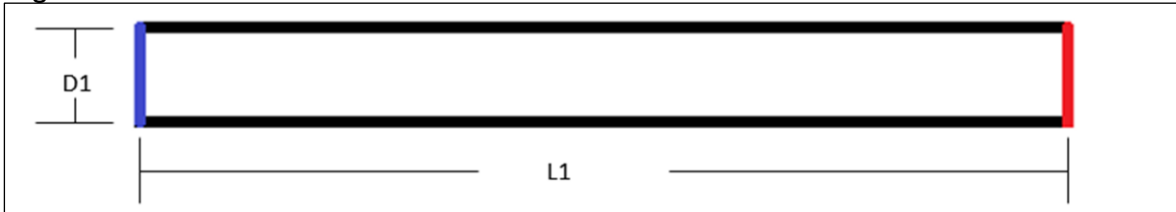
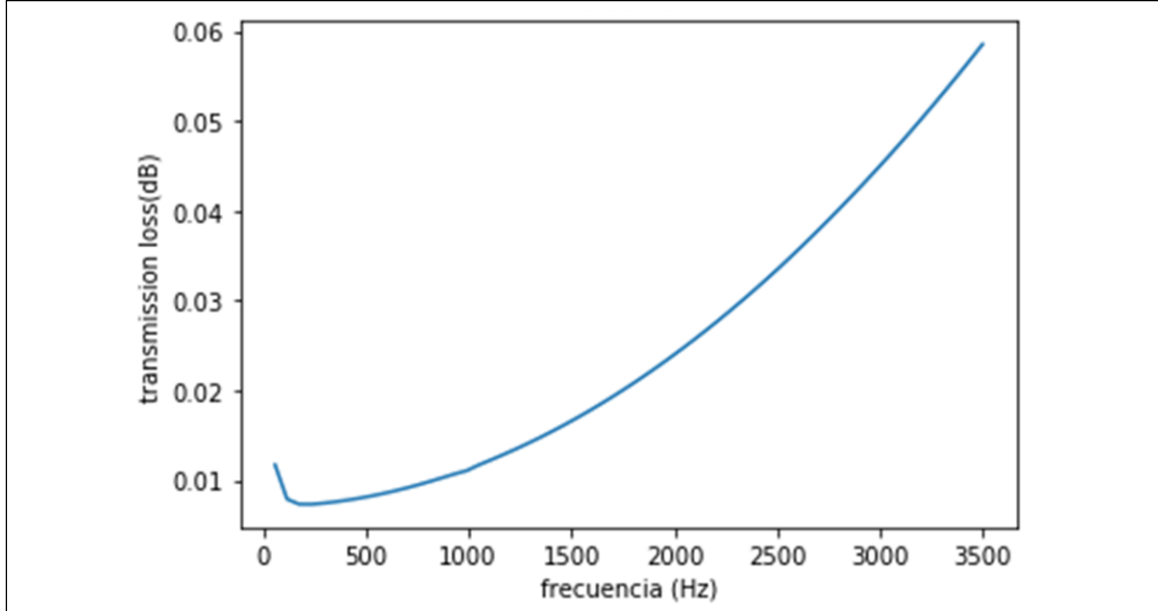


Tabla 5. Dimensiones de geometría ducto recto.

| Dimensiones | Magnitud (m) |
|-------------|--------------|
| D1 | 0.0268 |
| L1 | 0.348 |

La siguiente gráfica muestra la atenuación sonora efectuada por el ducto recto en 3 dimensiones.

Gráfica 2. TL para ducto a temperatura ambiente.



Como se observa en la gráfica 2, la cantidad de atenuación sonora proporcionada por el ducto es despreciable o nula. Esto se presenta al no haber obstáculos que impidan la transmisión de la onda sonora.

5.2 SISTEMA DE ESCAPE CONVENCIONAL (CON SILENCIADOR)

En esta sección se realizó el análisis para diferentes tipos de silenciadores, como son los silenciadores de cámaras simples y con tubos perforados. Para el análisis se tuvo en cuenta factores como la variación de la longitud de cámara y el porcentaje de porosidad, que es la fracción del volumen de huecos sobre el volumen total, donde se calcula para los diferentes casos a estudiar cuanto es el porcentaje del volumen total que se va remplazar por perforaciones (porcentaje de porosidad). Las siguientes abreviaturas hacen referencia a los 8 casos a estudiar.

SCS1: Silenciador cámara simple 1

SCS2: Silenciador cámara simple 2

SCSE1: Silenciador cámara simple excéntrica 1

SCP1: Silenciador concéntrico perforado 1 con 5% de porosidad

SCP2: Silenciador concéntrico perforado 2 con 10% de porosidad

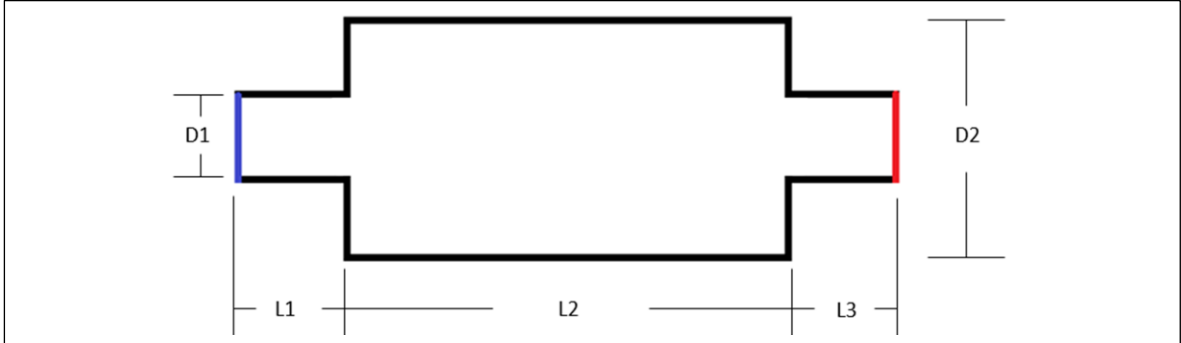
SCP3: Silenciador concéntrico perforado 3 con 5% de porosidad

SCP4: Silenciador concéntrico perforado 4 con 10% de porosidad

SEP1: Silenciador excéntrico perforado 1 con 11,3% de porosidad

5.2.1 Casos cámara simple

Figura 30. Ilustración cámara simple.

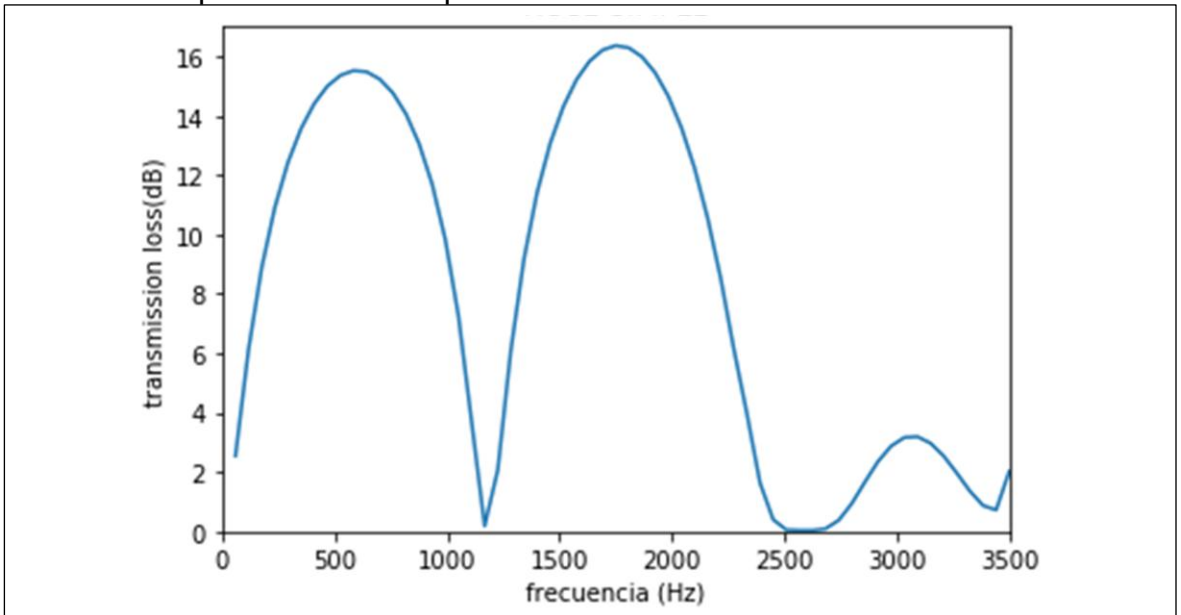


- Caso 1 silenciador cámara simple (SCS1)

Tabla 6. Dimensiones cámara simple SCS1.

| Dimensiones | Magnitud (m) |
|-------------|--------------|
| D1 | 0.0268 |
| D2 | 0.091 |
| L1 | 0.1 |
| L2 | 0.148 |
| L3 | 0.1 |

Gráfica 3. TL para SCS1 a temperatura ambiente.

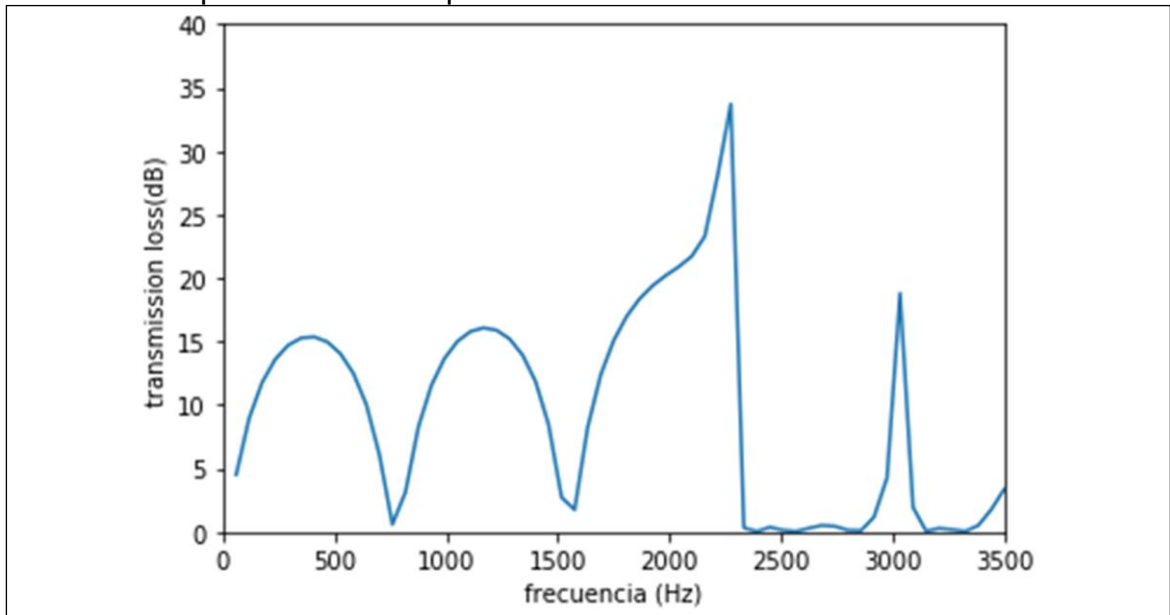


- Caso 2 silenciador cámara simple (SCS2).

Tabla 7. Dimensiones cámara simple SCS2.

| Dimensiones | Magnitud (m) |
|-------------|--------------|
| D1 | 0.0268 |
| D2 | 0.091 |
| L1 | 0.1 |
| L2 | 0.224 |
| L3 | 0.1 |

Gráfica 4. TL para SCS2 a temperatura ambiente.



- Caso 3 Silenciador cámara simple excéntrica (SCSE1)

Figura 31. Ilustración cámara simple excéntrica de sección oval.

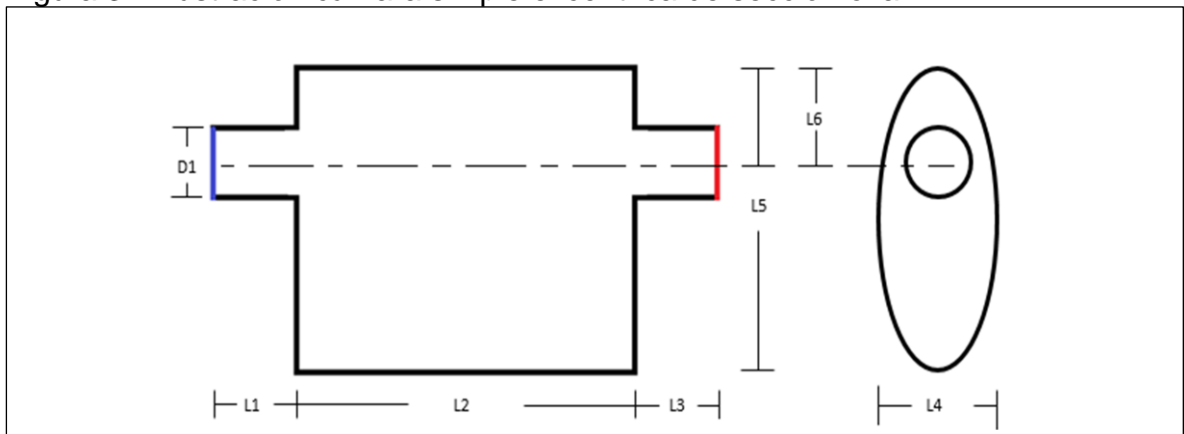
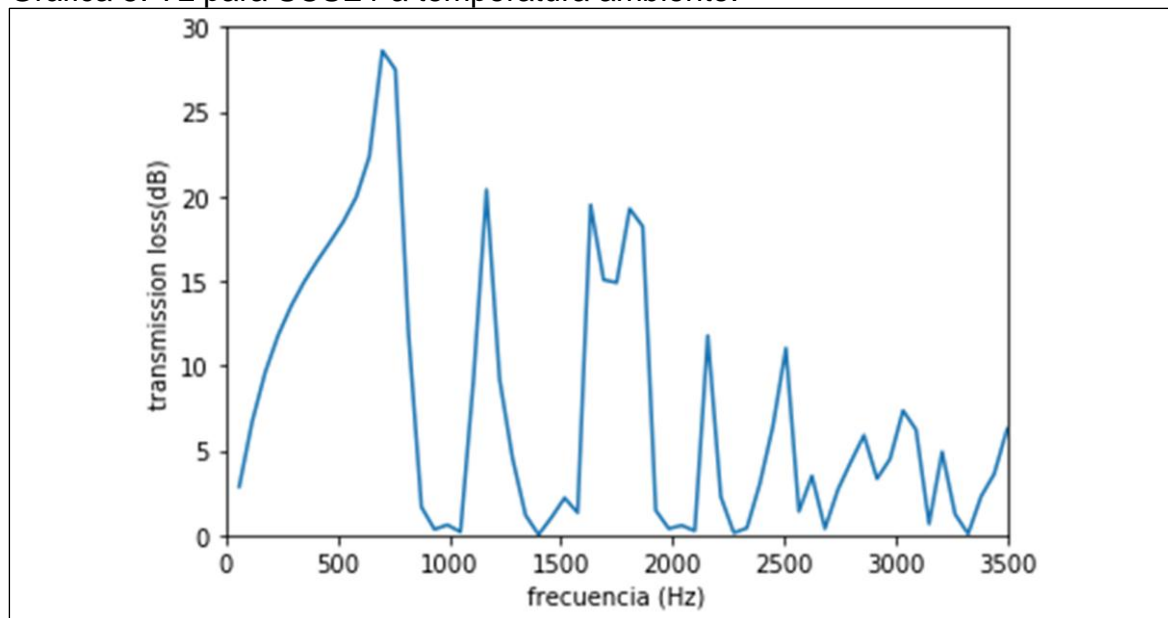


Tabla 8. Dimensiones cámara simple excéntrica SCSE1.

| Dimensiones | Magnitud (m) |
|-------------|--------------|
| D1 | 0.0268 |
| L1 | 0.1 |
| L2 | 0.165 |
| L3 | 0.1 |
| L4 | 0.130 |
| Dimensiones | Magnitud (m) |
| L5 | 0.230 |
| L6 | 0.071 |

Gráfica 5. TL para SCSE1 a temperatura ambiente.



En las gráficas 5, 4 y 3 se observa atenuación de ruido comparado a la gráfica 2 donde la atenuación sonora es nula, este análisis se da al saber que en la gráfica de pérdida de transmisión acústica la amplitud de la onda nos indica la cantidad de ruido atenuado en decibeles (dB) a cierto rango de frecuencias. Esto quiere decir que entre mayor sea la amplitud de onda mayor será la atenuación sonora de este silenciador.

La pérdida de transmisión acústica generada por las cámaras simples a temperatura ambiente presenta buena atenuación sonora en un rango de 500 – 2000 Hz con picos entre 15 y 25 dB. Para los casos de cámara de expansión concéntrica (gráfica 3 y 4) se observa que la atenuación toma cierto patrón en cuenta a la amplitud y la distancia entre crestas, a diferencia del caso tres donde la gráfica 5 de atenuación es totalmente irregular.

5.2.2 Silenciadores con ducto perforado

Figura 32. Ilustración silenciador concéntrico perforado.

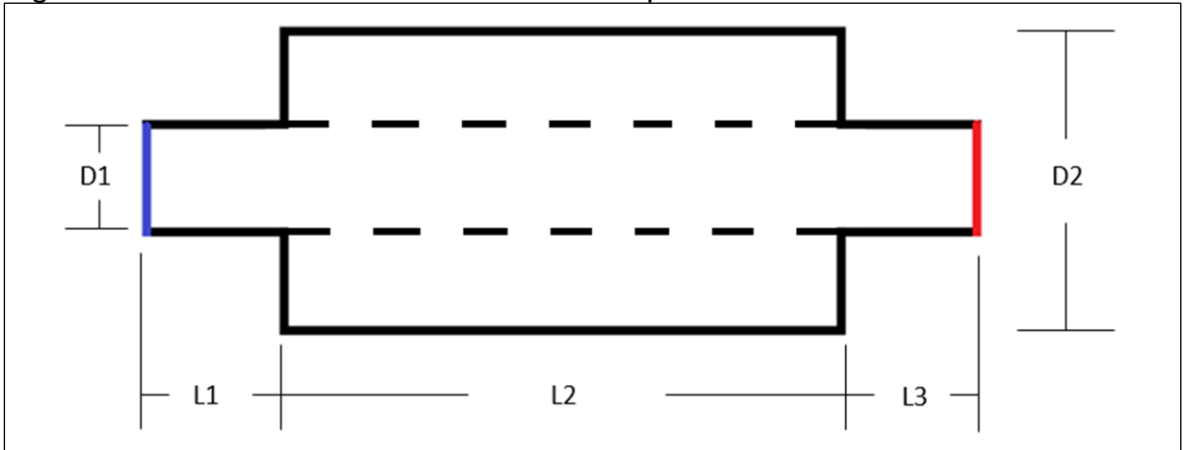


Figura 33. Vista frontal, silenciador concéntrico perforado 5% de porosidad.

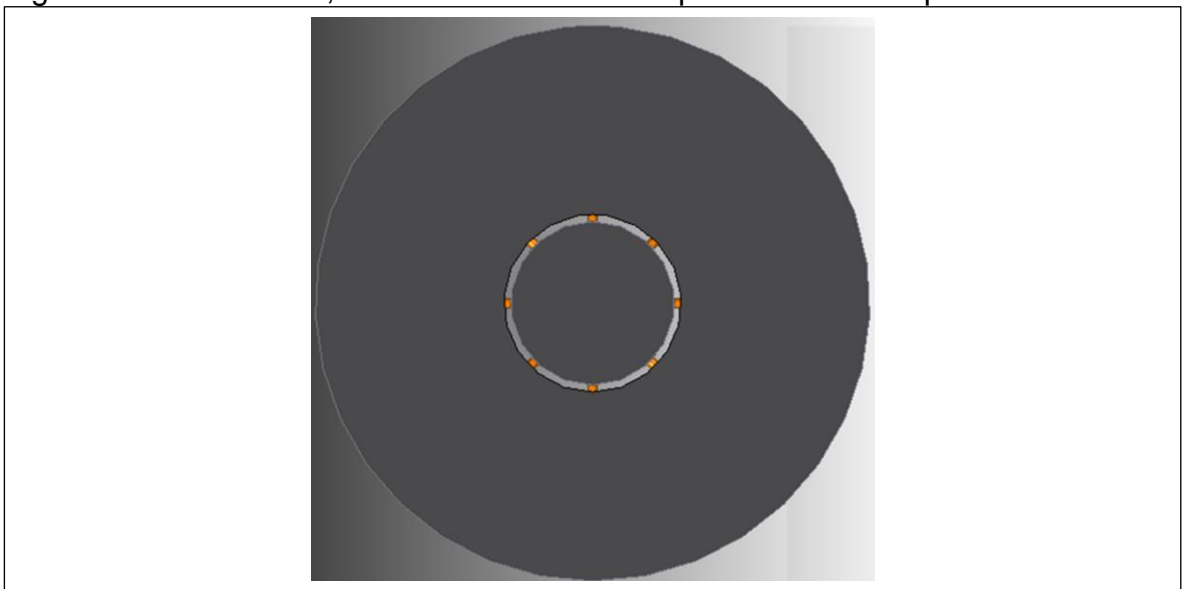


Figura 34. Vista isométrica, silenciador concéntrico perforado 5% de porosidad.

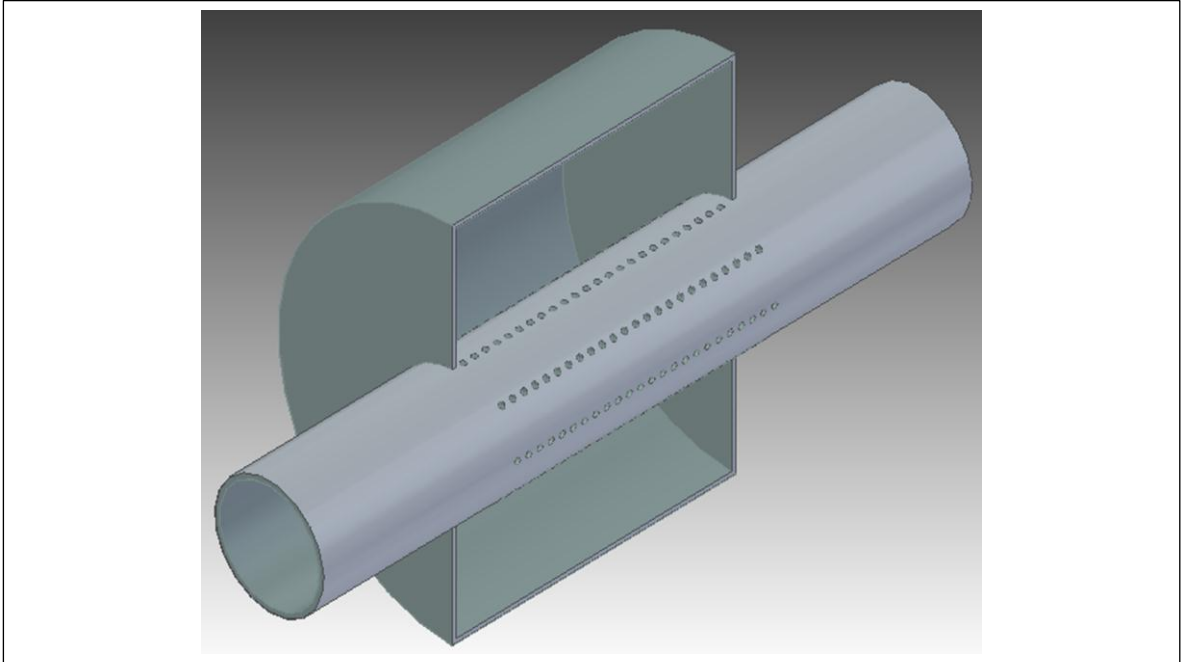


Figura 35. Vista frontal, silenciador concéntrico perforado 10% de porosidad.

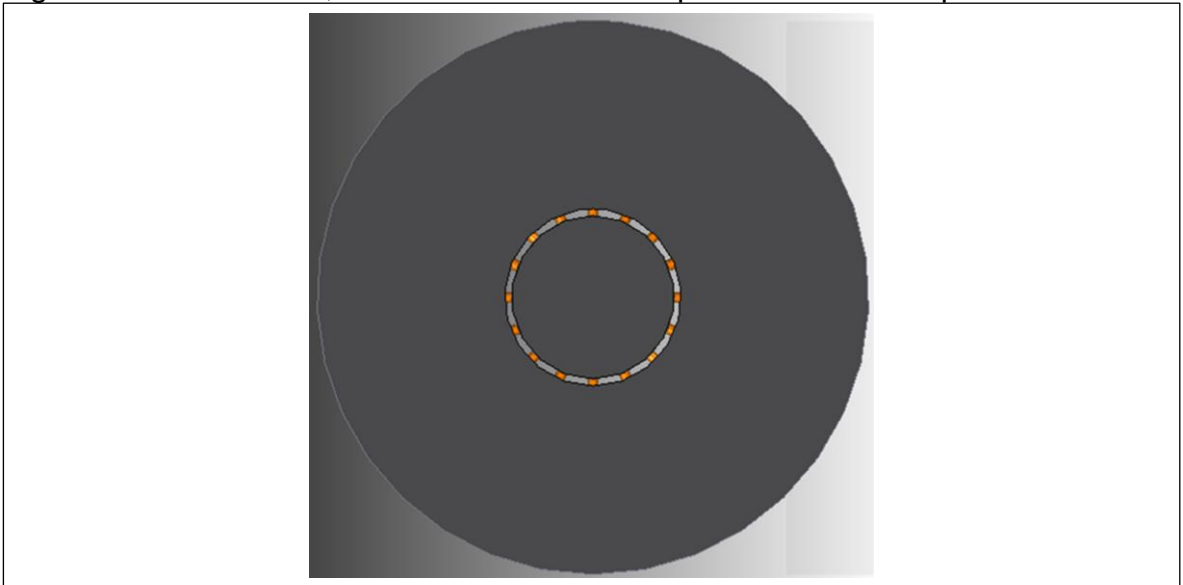
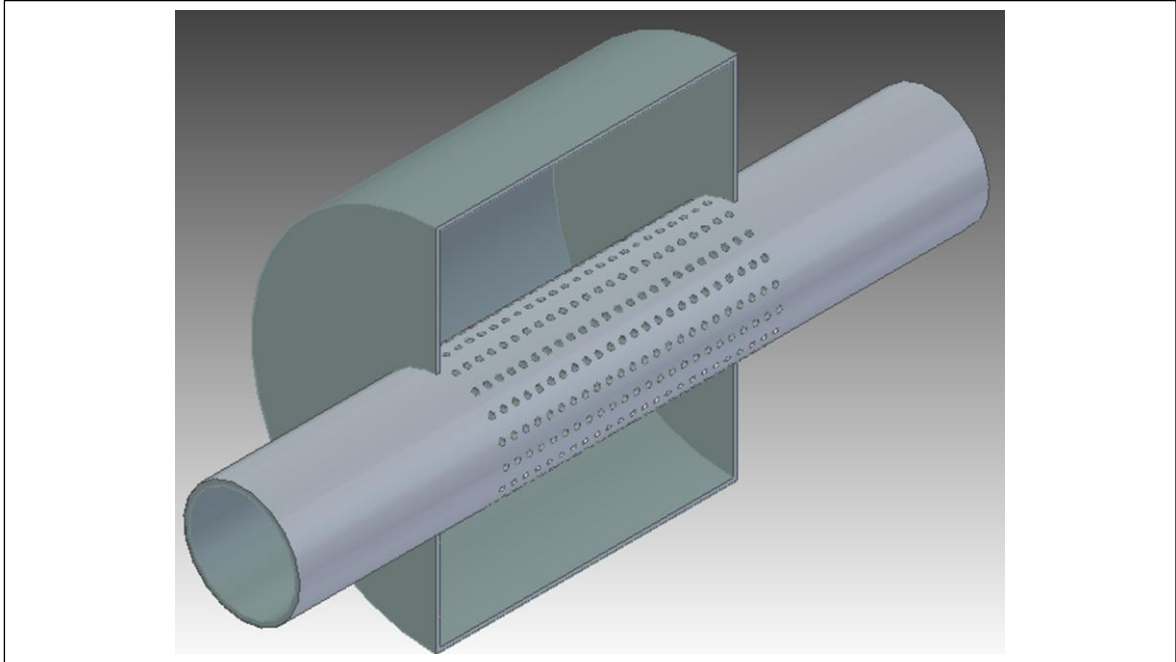


Figura 36. Vista isométrica silenciador concéntrico perforado 10% de porosidad.

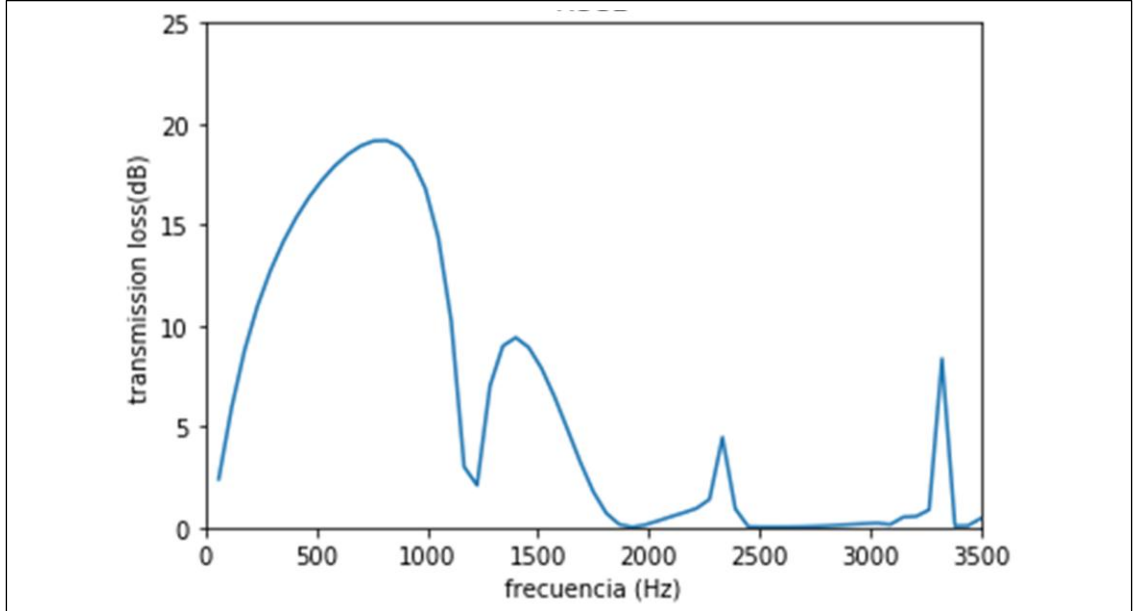


- Caso 4 silenciador concéntrico perforado (SCP1) y Caso 5 silenciador concéntrico perforado (SCP2)

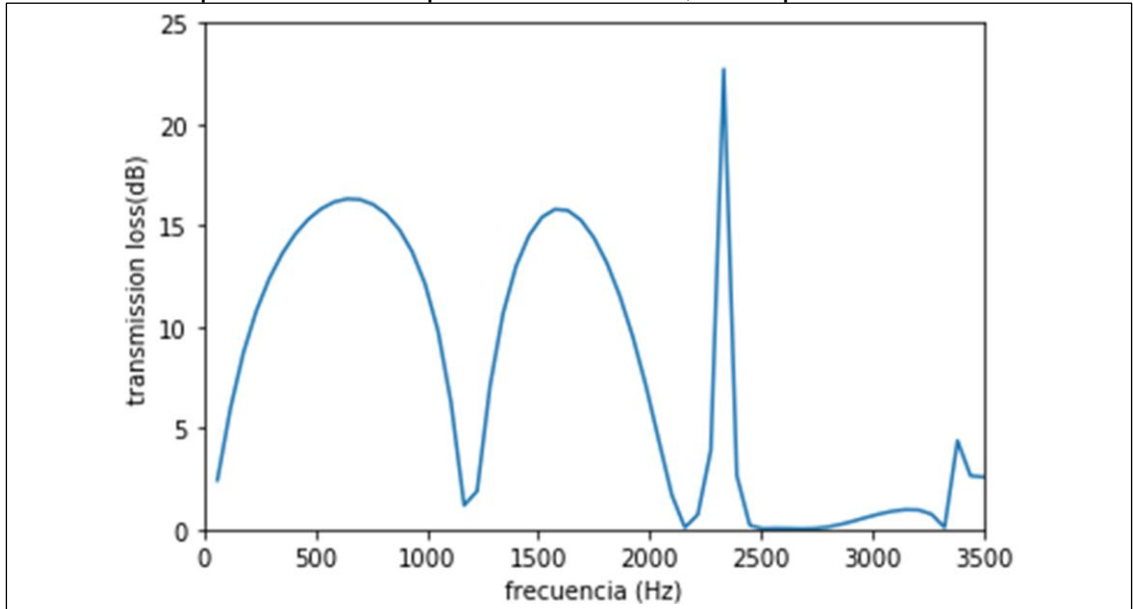
Tabla 9. Dimensiones silenciador concéntrico perforado SCP1 y SCP2.

| Dimensiones | Magnitud (m) |
|-----------------------------|--------------|
| D1 | 0.0268 |
| D2 | 0.091 |
| L1 | 0.1 |
| L2 | 0.148 |
| L3 | 0.1 |
| Diámetro perforaciones | 0.003 |
| Espesor del ducto perforado | 0.0023 |

Gráfica 6. TL para SCP1 con porosidad de 5%, a temperatura ambiente.



Gráfica 7. TL para SCP2 con porosidad de 10%, a temperatura ambiente.



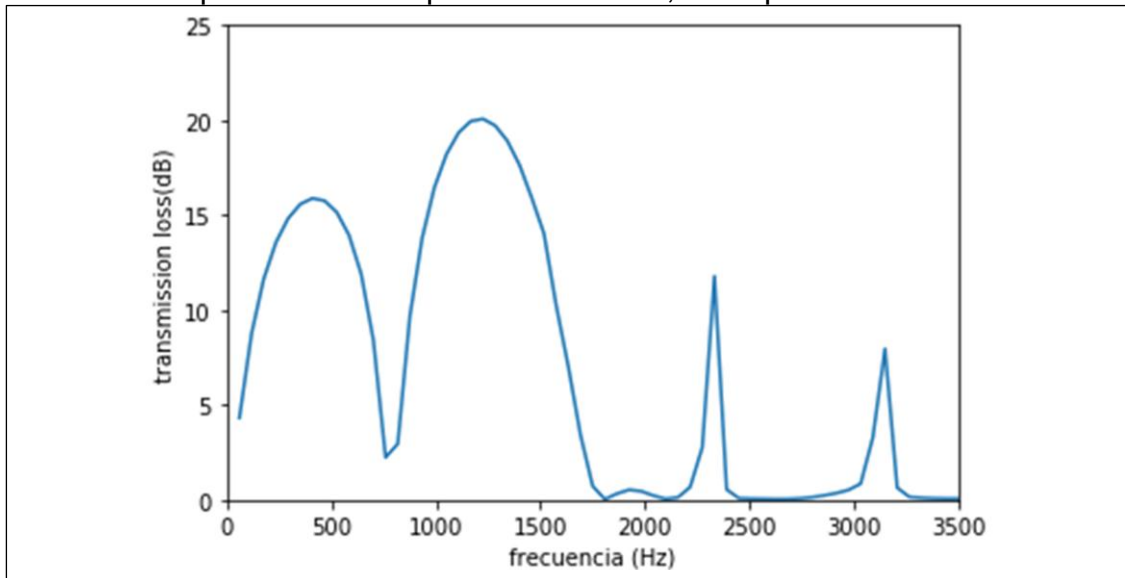
En la gráfica 6 y 7, el rango de frecuencia de 0 - 1250 Hz presentan atenuación de 15 a 20 dB. Para el caso 5 la atenuación a frecuencias de 1250 – 2500 Hz es mayor que para el caso 4, esto se debe al aumento del porcentaje de porosidad.

- Caso 6 silenciador concéntrico perforado (SCP3) y Caso 7 silenciador concéntrico perforado (SCP4)

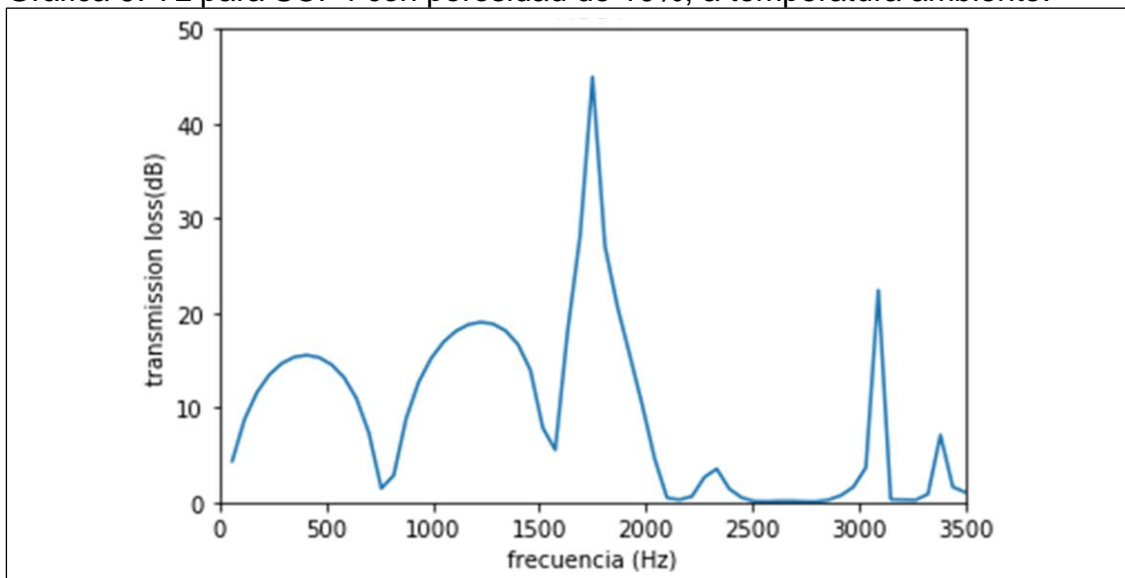
Tabla 10. Dimensiones silenciador concéntrico perforado SCP3 y SCP4.

| Dimensiones | Magnitud (m) |
|-----------------------------|--------------|
| D1 | 0.0268 |
| D2 | 0.091 |
| L1 | 0.1 |
| L2 | 0.224 |
| L3 | 0.1 |
| Diámetro perforaciones | 0.003 |
| Espesor del ducto perforado | 0.0023 |

Gráfica 8. TL para SCP3 con porosidad de 5%, a temperatura ambiente.



Gráfica 9. TL para SCP4 con porosidad de 10%, a temperatura ambiente.



En los casos 6 y 7 (gráfica 8 y 9) se aprecia mejor como el aumento de la porosidad mejora el desempeño del silenciador a frecuencias medias como se ve en el intervalo 1600-2200Hz. Donde el pico de atenuación alcanza los 45Hz para el caso 7.

- Caso 8 silenciador excéntrico perforado (SEP1)

Figura 37. Ilustración silenciador excéntrico perforado de sección oval.

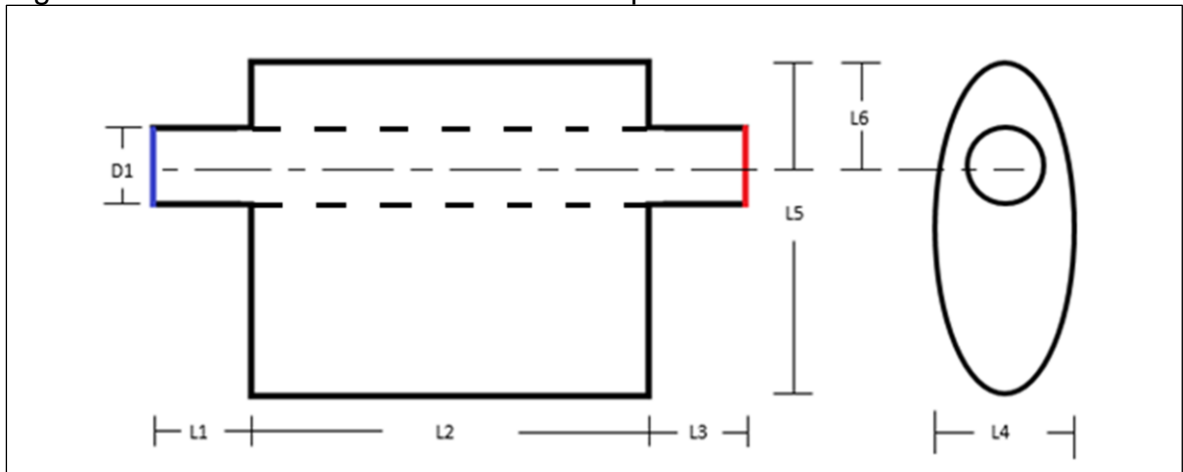


Figura 38. Vista frontal, silenciador excéntrico perforado 11,3% de porosidad.

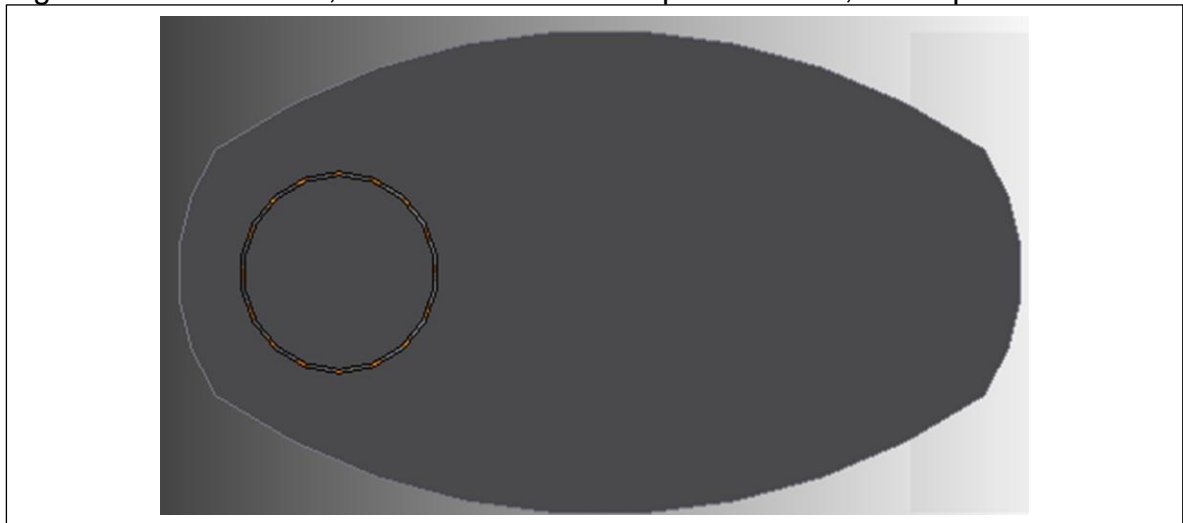


Figura 39. Vista lateral silenciador excéntrico perforado (SEP1).

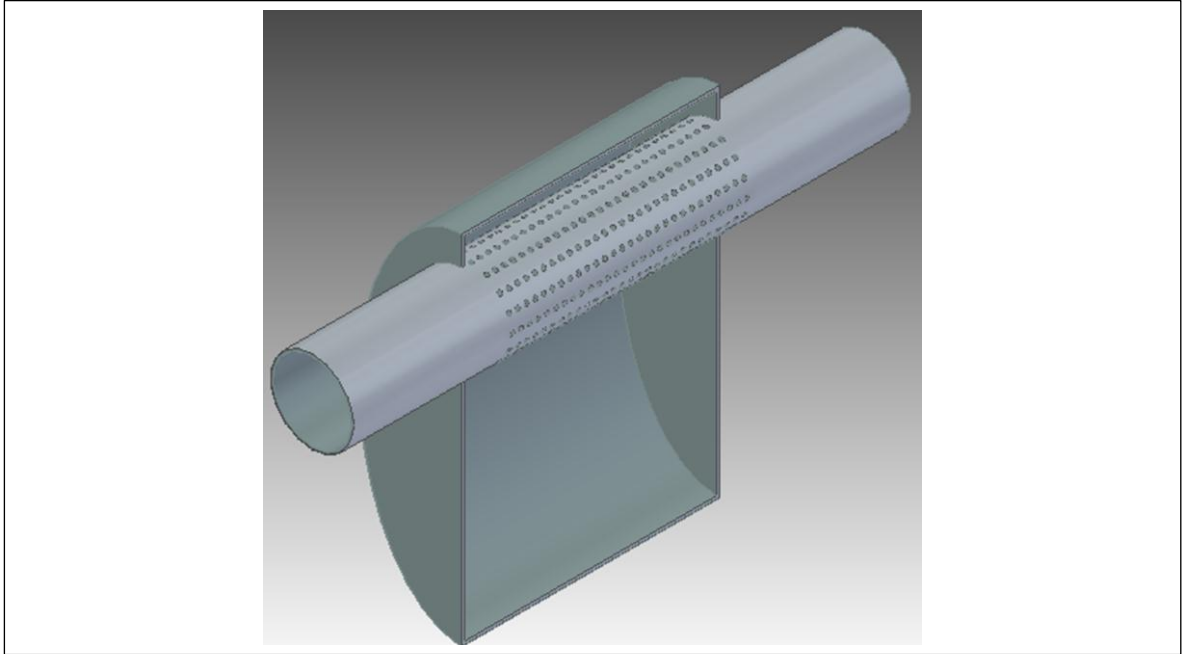
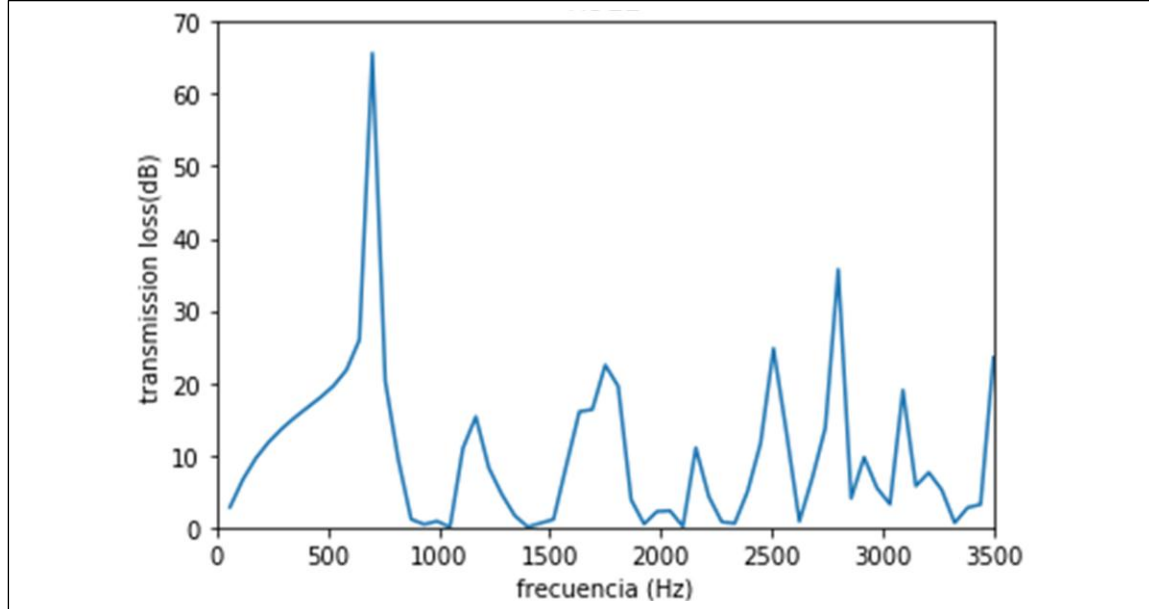


Tabla 11. Dimensiones silenciador excéntrico perforado SEP1.

| Dimensiones | Magnitud (m) |
|-----------------------------|--------------|
| D1 | 0.026 |
| L1 | 0.1 |
| L2 | 0.165 |
| L3 | 0.1 |
| L4 | 0.130 |
| L5 | 0.230 |
| L6 | 0.071 |
| Diámetro perforaciones | 0.003 |
| Espesor del ducto perforado | 0.001 |

Gráfica 10. TL para SEP1 con porosidad de 11,3%, a temperatura ambiente.



La gráfica 10 que corresponde al caso 8, muestra buena atenuación a baja, media y alta frecuencia. Con un promedio de atenuación de 10 a 40 dB. Esto se puede deber a que su geometría es oval, ducto excéntrico y mayor porcentaje de porosidad. Ocasionado una mayor propagación de la onda dentro de la cámara y una mayor cantidad de ondas reflejándose.

5.3 VALIDACIÓN DE LOS RESULTADOS

Para la validación de los resultados obtenidos anteriormente del método FEM utilizado en este trabajo, se realizó la comparación de los datos obtenidos con los datos experimentales encontrados en la tesis doctoral de Torres María⁸⁶. La malla utilizada para los silenciadores con ducto perforado presenta la morfología expuesta en la figura 40 y está compuesta por tres tamaños de elemento especificados en la tabla 12.

Tabla 12. Tamaño de elemento para cada zona del silenciador.

| Zona | Tamaño de Elemento (m) |
|---------------------|------------------------|
| Centro | 0,005 |
| Perforado | 0,004 |
| Cámara de expansión | 0,008 |

⁸⁶ TORRES PICAZO, María Isabel. Modelado Acústico de Silenciadores con Material Absorbente. Valencia, 2006, p. 250. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Universidad Politécnica de Valencia.

Figura 40. Morfología de la malla para toda la geometría.

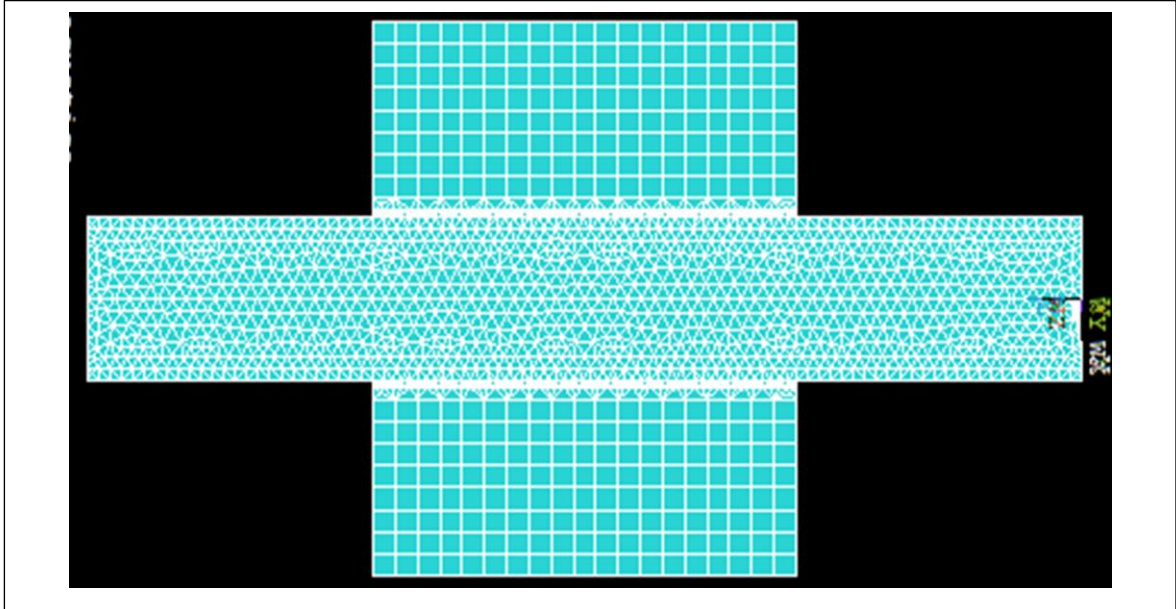
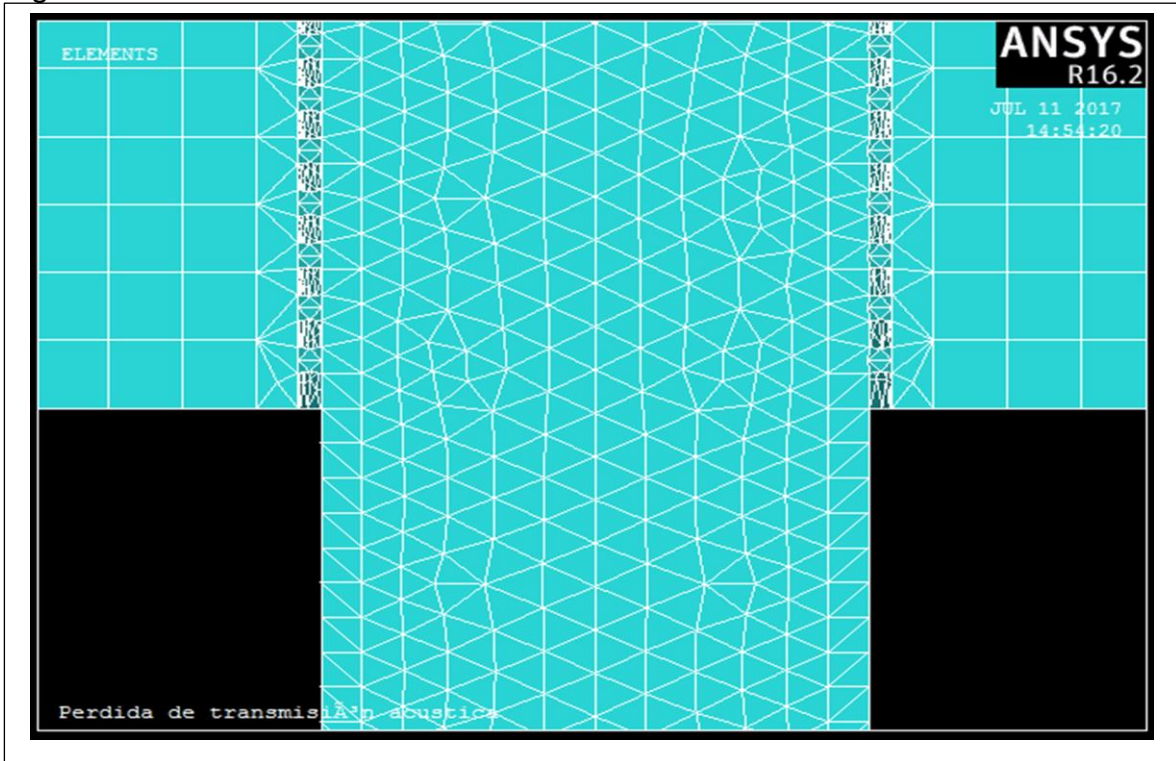


Figura 41. Zoom del mallado ANSYS.

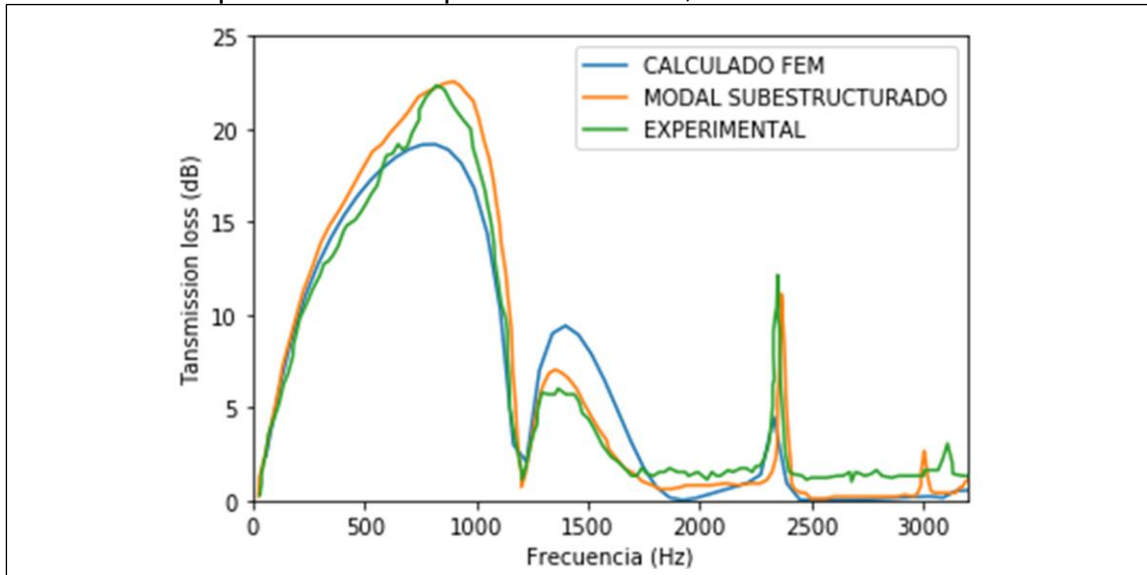


En las siguientes subsecciones se muestran las gráficas de atenuación generadas por los diferentes silenciadores, donde se comparan los resultados del método

FEM calculados en este trabajo con los datos experimentales y el método modal subestructurado usado por Torres María⁸⁷ en su tesis doctoral.

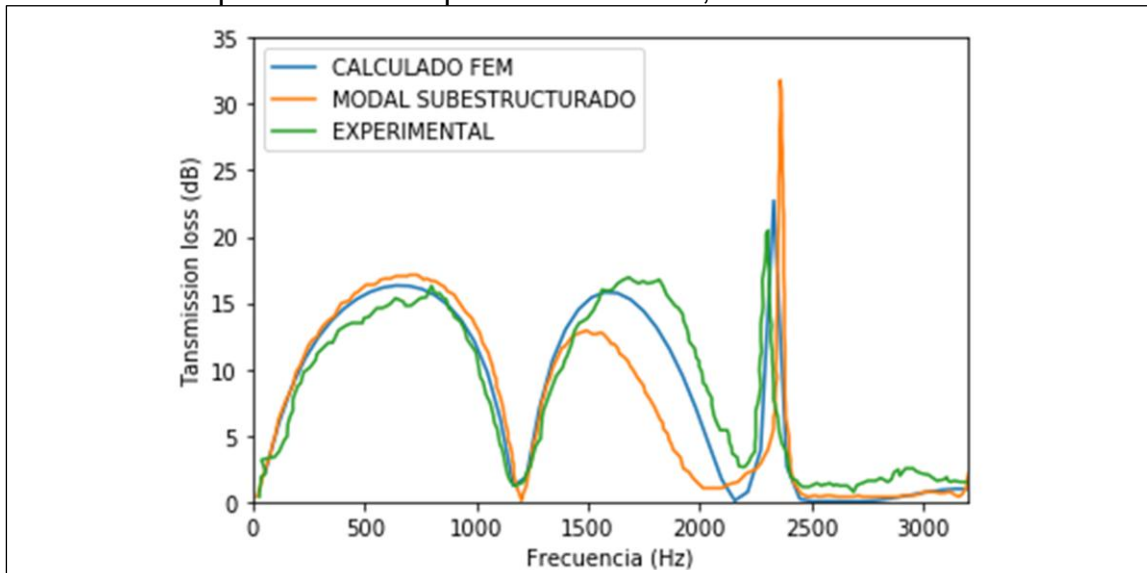
5.3.1 SCP1 Validación

Gráfica 11. TL para SCP1 con porosidad de 5%, validación de resultado.



5.3.2 SCP2 Validación

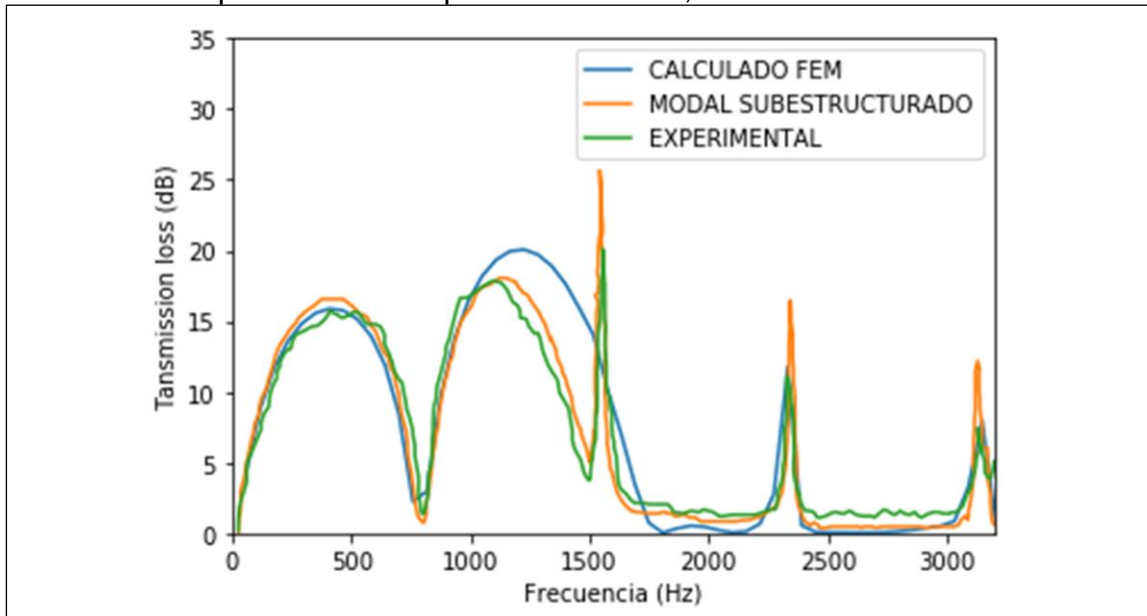
Gráfica 12. TL para SCP2 con porosidad de 10%, validación de resultado.



⁸⁷ TORRES PICAZO, María Isabel. Modelado Acústico de Silenciadores con Material Absorbente. Valencia, 2006, p. 250. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Universidad Politécnica de Valencia.

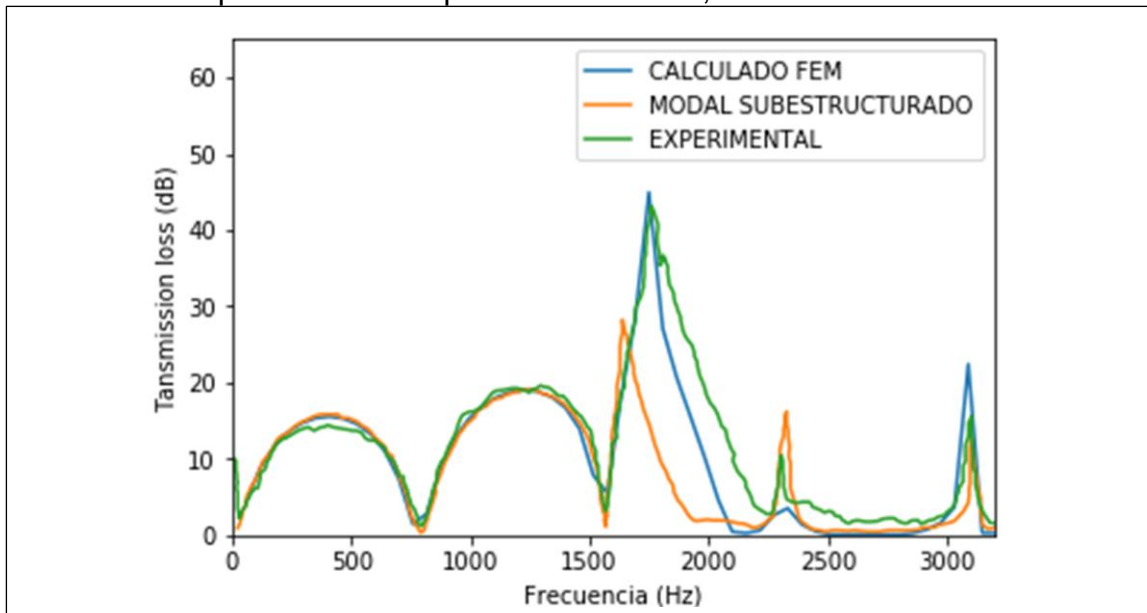
5.3.3 SCP3 Validación

Gráfica 13. TL para SCP3 con porosidad de 5%, validación de resultado.



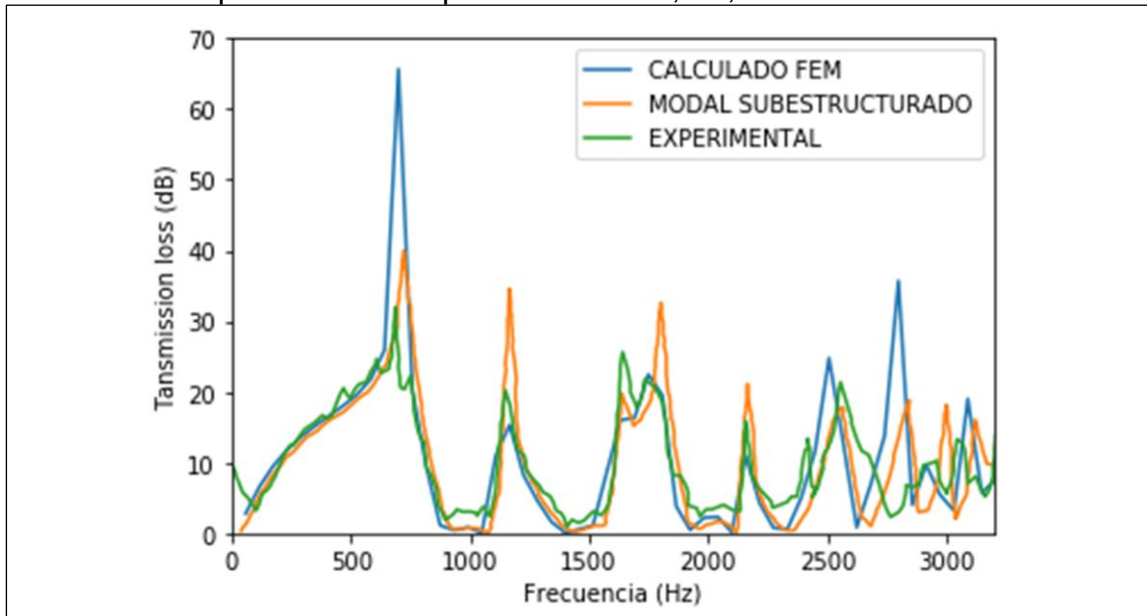
5.3.4 SCP4 Validación

Gráfica 14. TL para SCP4 con porosidad de 10%, validación de resultado.



5.3.5 SEP1 Validación

Gráfica 15. TL para SEP1 con porosidad de 11,3%, validación de resultado.

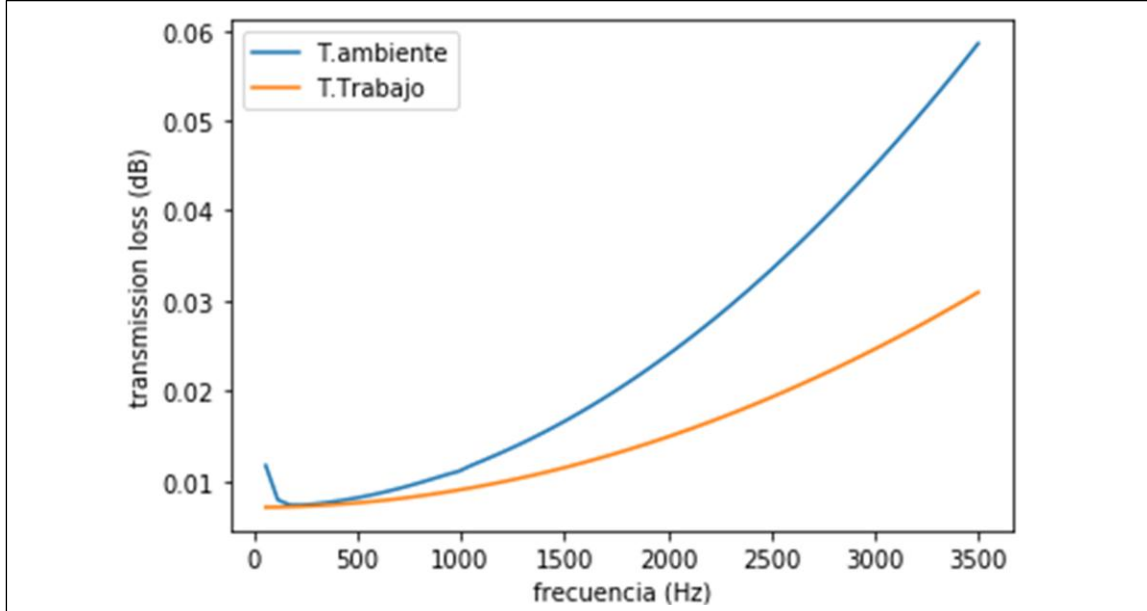


La validación de los cinco casos con ducto perforado (gráficas 11-15) muestran que el método utilizado en el presente trabajo genera una buena aproximación de los resultados experimentales. También se puede observar que el método modal subestructurado tiende a perder su aproximación de los resultados a altas frecuencias. El análisis de la cuantificación del error de resultado para los dos métodos se encuentra en la sección 7.1. Pérdida De Transmisión Acústica.

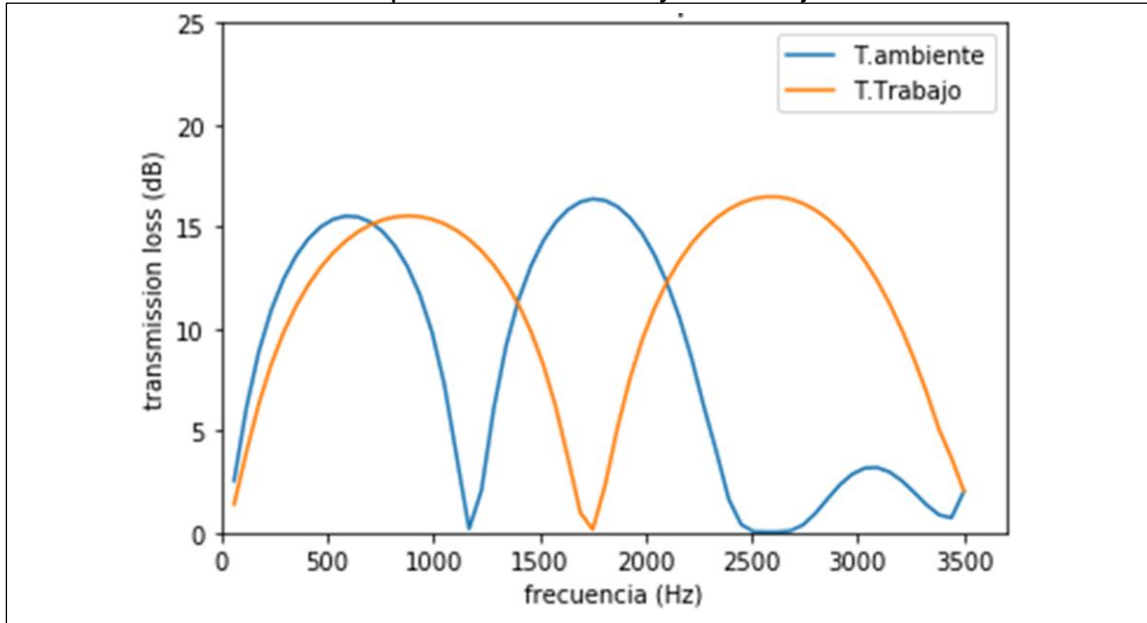
5.4 SIMULACIÓN CONDICIÓN DE TRABAJO

Una vez realizada la validación de los resultados obtenidos a temperatura ambiente, se procedió a realizar la simulación para todos los casos a temperatura de trabajo. Esto con el fin de observar el efecto que tiene la temperatura en el desempeño del silenciador y generar resultados aproximados a los que se presentaría en una condición real de trabajo.

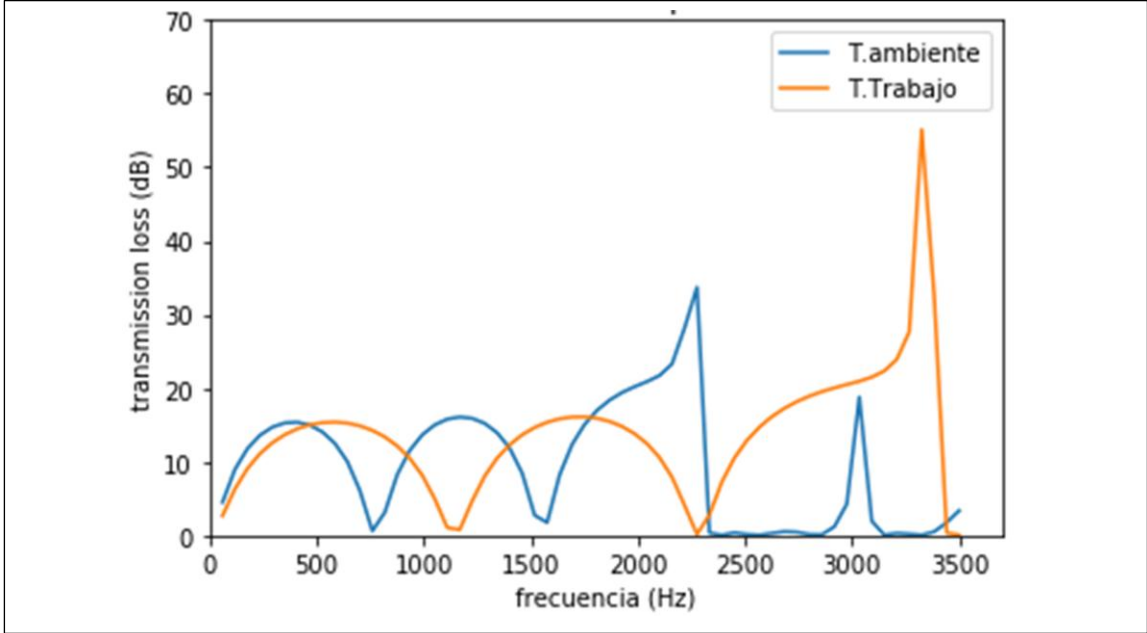
Gráfica 16. TL ducto a temperatura ambiente y de trabajo.



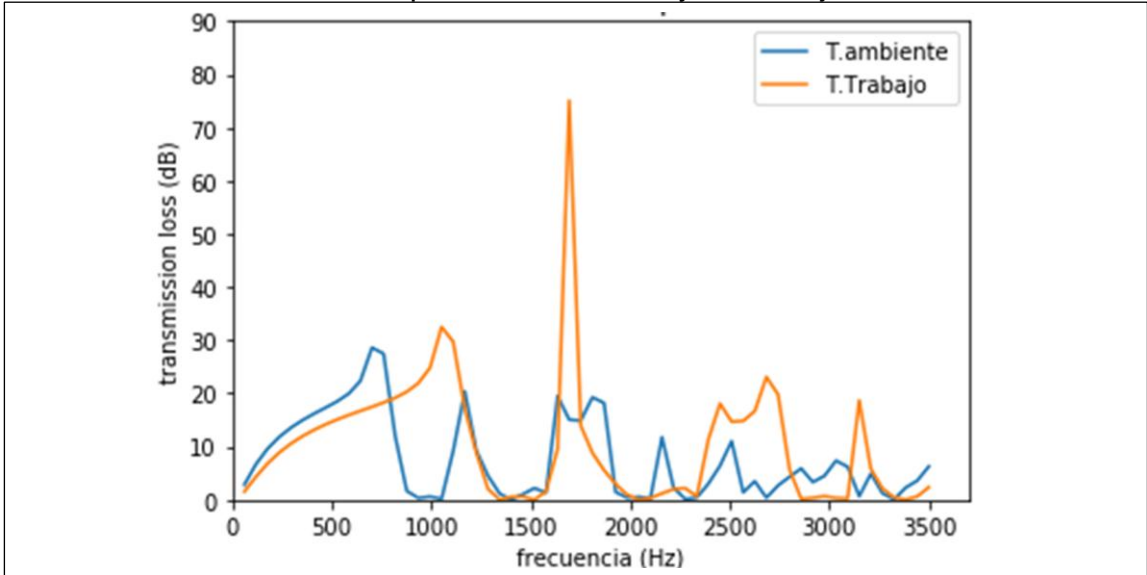
Gráfica 17. TL SCS1 a temperatura ambiente y de trabajo.



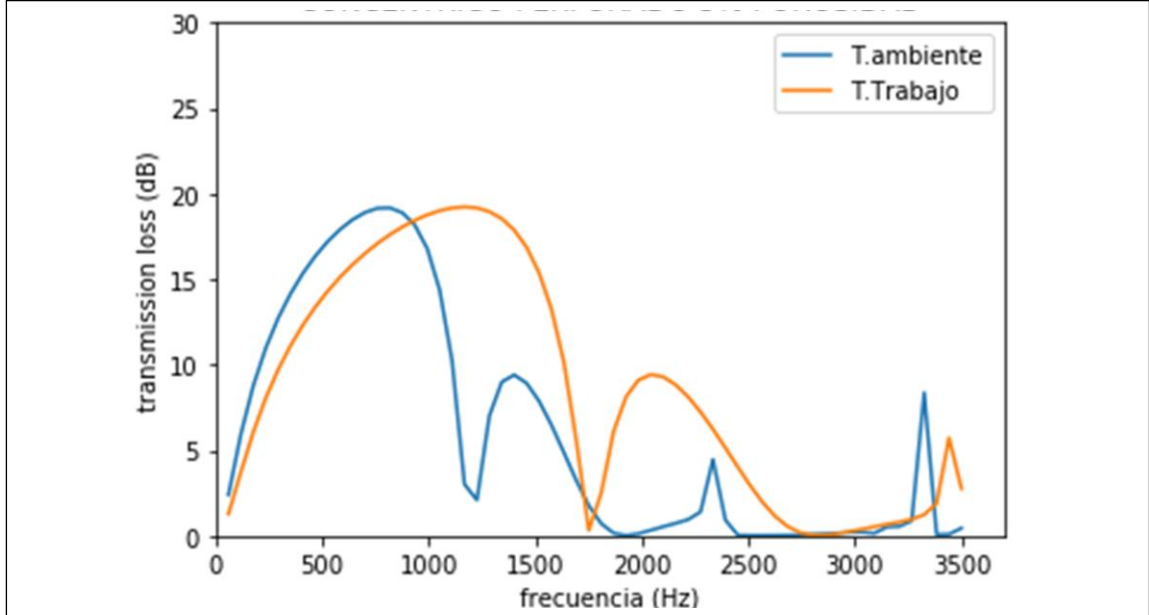
Gráfica 18. TL SCS2 a temperatura ambiente y de trabajo.



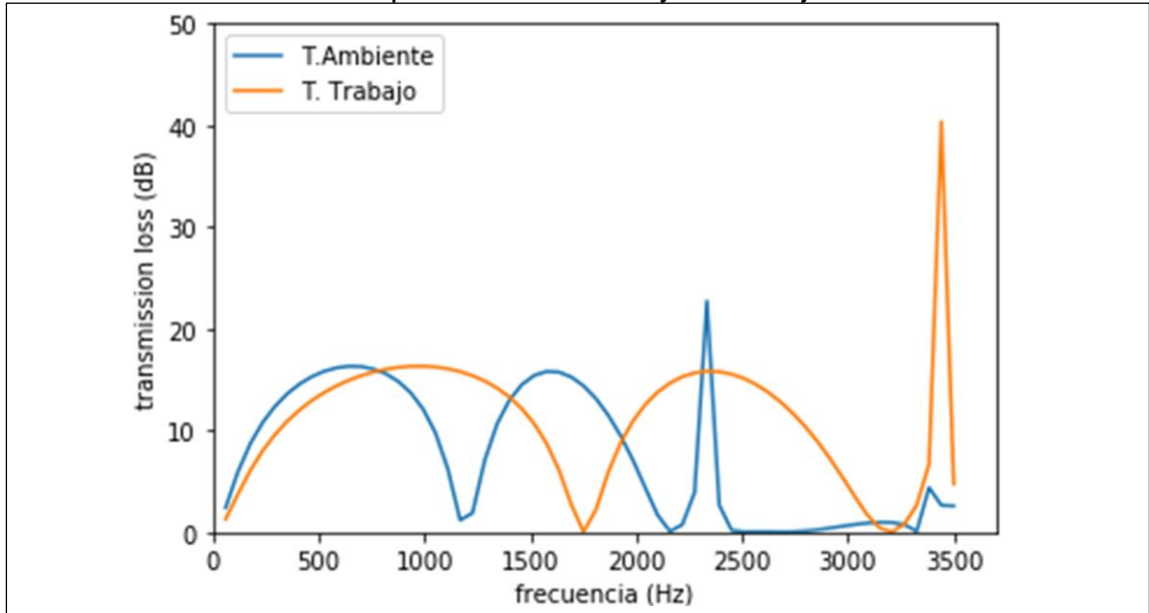
Gráfica 19. TL SCSE1 a temperatura ambiente y de trabajo.



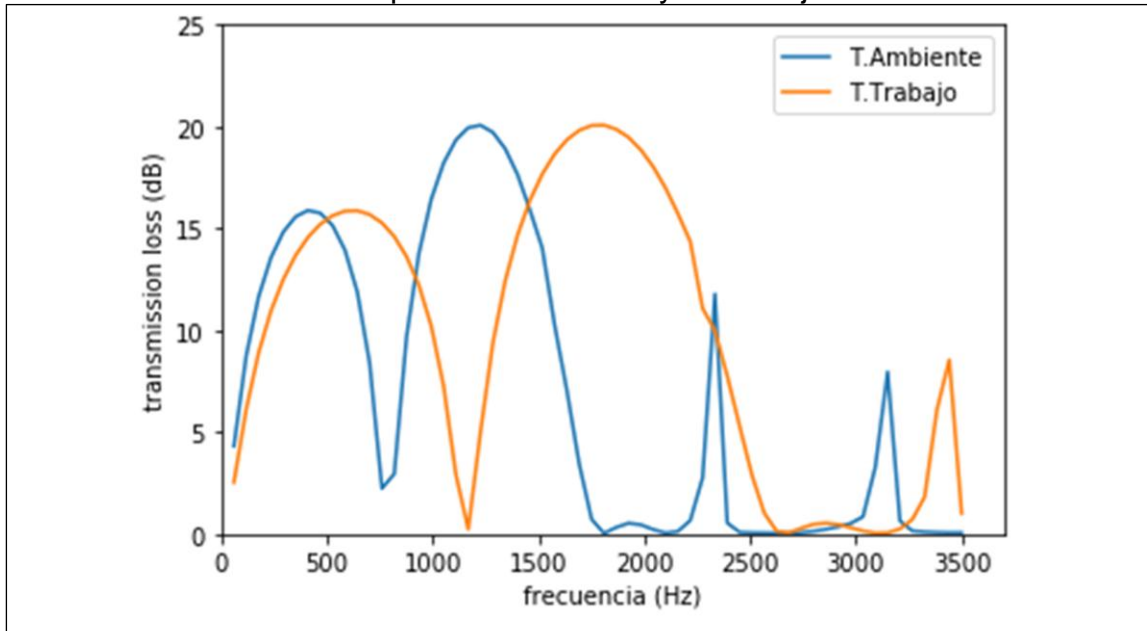
Gráfica 20. TL SCP1 a temperatura ambiente y de trabajo.



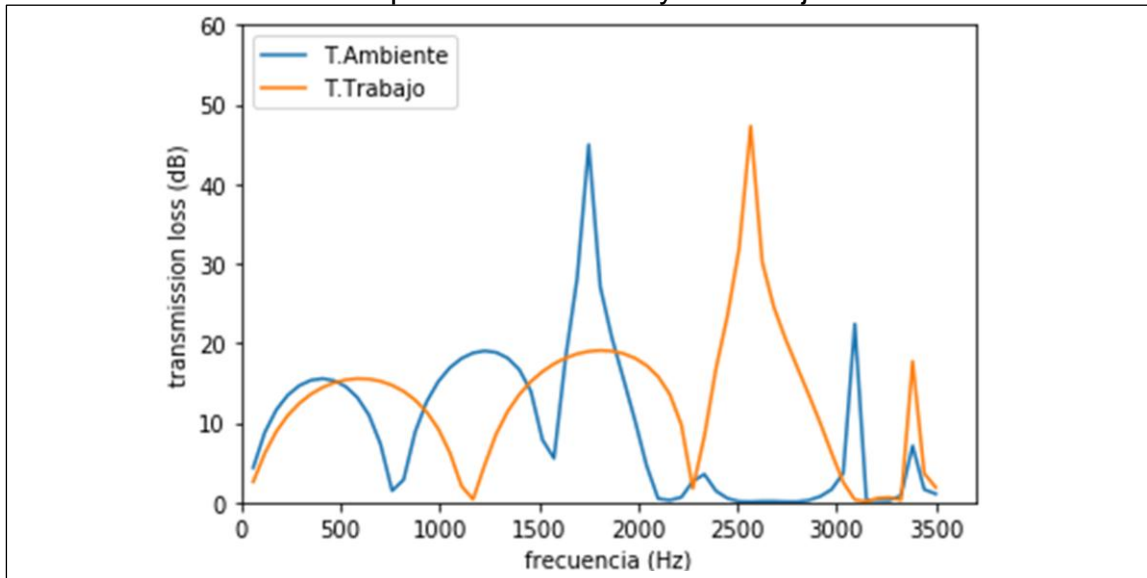
Gráfica 21. TL SCP2 a temperatura ambiente y de trabajo.



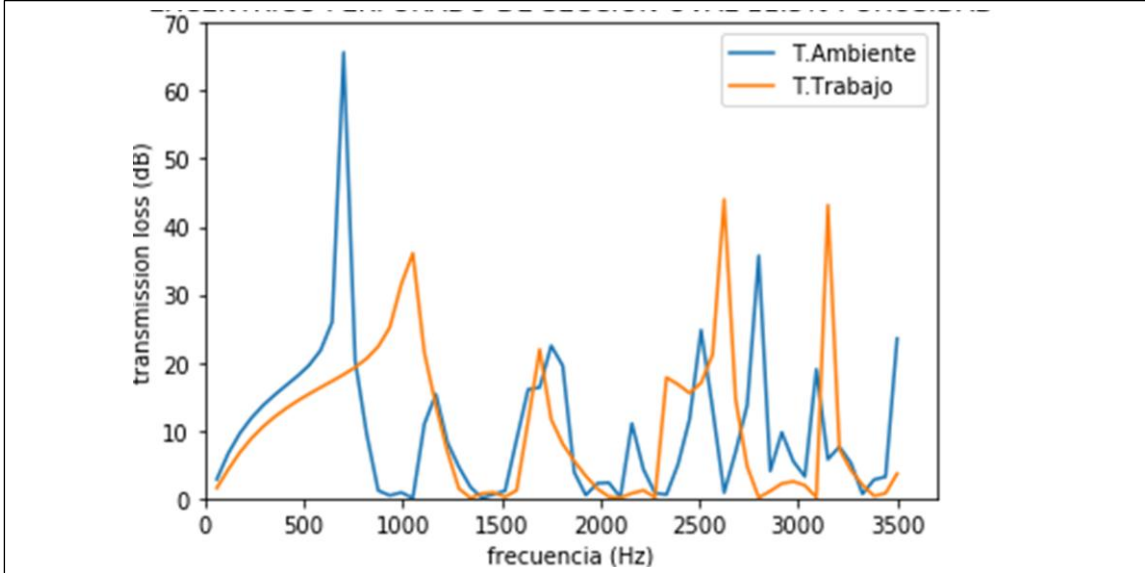
Gráfica 22. TL SCP3 a temperatura ambiente y de trabajo.



Gráfica 23. TL SCP4 a temperatura ambiente y de trabajo.



Gráfica 24. TL SEP1 a temperatura ambiente y de trabajo.



Las gráficas 16 a la 24 presentan el mismo fenómeno al variar la temperatura de ambiente (20°C) a la de trabajo (363°C). Se observa que al aumentar la temperatura, el silenciador se desempeña mejor, atenuando mayor cantidad de ruido y en un periodo más largo. La onda acústica a temperatura de trabajo se comporta de la misma manera que la ambiente, pero con una amplitud mayor y se traslada a frecuencias más altas. Técnicamente la onda naranja se comporta igual a la azul pero en un periodo mayor.

6. SIMULACIÓN CAÍDA DE PRESIÓN

Para mejorar el rendimiento acústico de los silenciadores, se han diseñado varios elementos que atenúen el ruido generado por la combustión de motores de vehículos. Diseños o adecuaciones como expansiones, cambios de área, tuberías perforadas entre otras. Estos elementos ayudan en términos de atenuación sonora pero a su vez ejercen sustancialmente un aumento de la contrapresión sobre los pistones de los motores.

La contrapresión está definida como la diferencia entre la presión de escape media y la presión ambiente a la salida. Esto se debe a la caída de presión, que se presenta a través de elementos perforados y de discontinuidades o cambio de área. La cual se calcula con la diferencia de presión entre dos puntos de una red de transporte de fluido. Para el caso de los silenciadores de motores es la entrada de la presión al silenciador y la salida de presión al ambiente.

A continuación se muestra el cálculo obtenido en el software siemens NX, el cual es un software muy potente (amplia capacidad de procesamiento de información) y versátil en utilizar. Cuenta con distintos módulos de análisis para el desarrollo de diferentes problemas y un solver Nastran el cual es un solucionador avanzado de simulación, que trabajo por análisis de elementos finitos. Para el caso de la caída de presión se selecciona el módulo de simulación de flujo, el cual posee una buena visualización y exactitud de resultados.

6.1 CONVERGENCIA DE MALLA

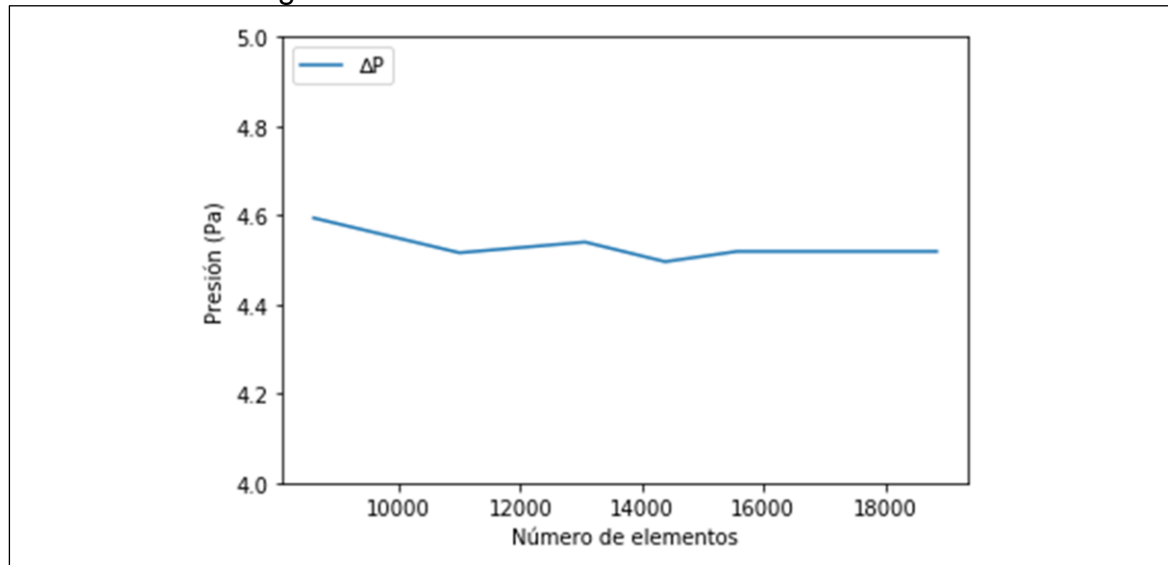
Para el problema de la caída de presión en un silenciador de vehículo se debe realizar una simulación de la trayectoria del fluido (aire) por la región donde este va a transitar. Donde la validación de este resultado es de gran importancia ya que no se cuenta con pruebas experimentales o ensayos de los casos presentes. Esto se hace realizando una convergencia de malla, que consta de poder determinar el tamaño adecuado del elemento de malla que aproxime el resultado al valor real de la caída de presión.

Se realiza una tabla (véase tabla 13) de 6 simulaciones del mismo caso pero con diferente tamaño de elemento, que posteriormente estos resultados se grafican (gráfica 25).

Tabla 13. Convergencia de malla silenciador SCS1.

| Presión de entrada Pa (N/m ²) | Presión de salida Pa (N/m ²) | Caída de presión Pa (N/m ²) | Número de elementos | Tamaño del elemento (mm) |
|--|---|--|------------------------|-----------------------------|
| 4,598 | 0,004 | 4,594 | 8603 | 15 |
| 4,52 | 0,004 | 4,516 | 10999 | 14 |
| 4,543 | 0,003 | 4,54 | 13063 | 13 |
| 4,499 | 0,003 | 4,496 | 14381 | 12 |
| 4,5223 | 0,003 | 4,5193 | 15563 | 11 |
| 4,5227 | 0,003 | 4,5197 | 18843 | 10 |

Gráfica 25. Convergencia de malla silenciador SCS1.



En la gráfica 25 se observa que para un número de elementos de 18843 – 14381 (tamaño de elemento de 10 - 12mm) el valor tiende a ser estable, es decir el valor converge. Como en el rango de 10 - 11mm el valor de la caída de presión es el mismo pero con mayor cantidad de elementos. Se selecciona el tamaño de elemento de diez milímetros (10mm) con 18843 elementos; el cual presenta una buena aproximación del valor real con un refinamiento de malla más preciso al haber mayor número de elementos que el de 11mm.

Con un criterio de selección de elemento de malla que genere un valor acercado a la realidad, no oscile su resultado y un costo computacional no tan alto, se seleccionó un tamaño de elemento de malla tetraédrico de diez milímetros (10mm) para los seis casos donde el ducto de entra y salida del silenciador es concéntrico.

Por otro lado, los dos casos donde el ducto es excéntrico el tamaño de elemento de malla de 10mm generan elementos pobres y prohibidos; lo cual quiere decir que el elemento se distorsiona de su forma original, generando resultados con

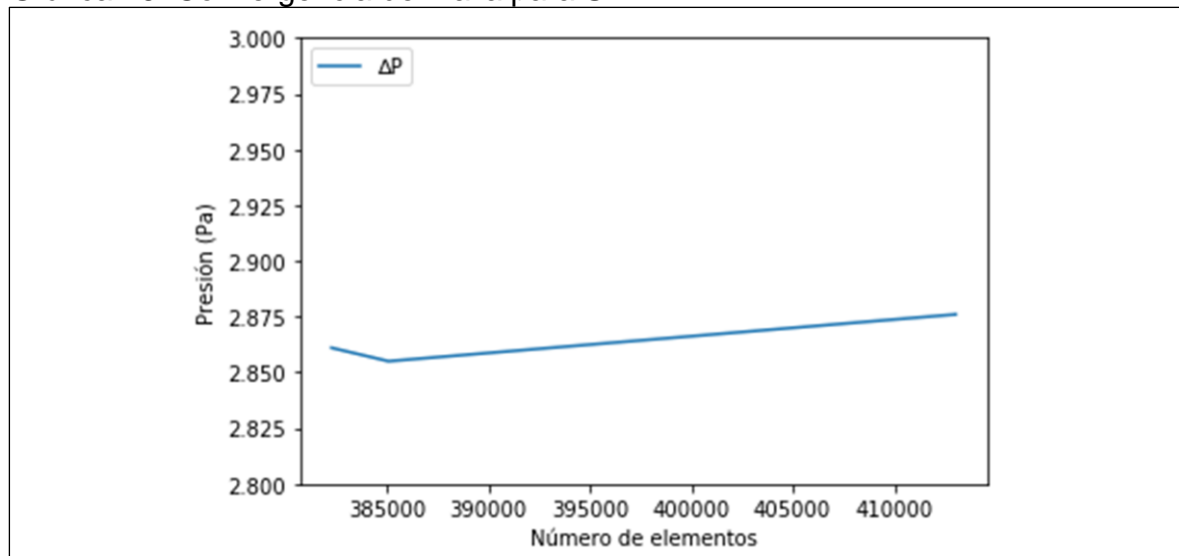
muy mala aproximación. Para poder solucionar ese problema se realizó convergencia de malla para los silenciadores excéntricos de sección oval.

Se realizó el mismo procedimiento de los casos anteriores, una tabla (tabla 14) resolviendo el mismo problema pero con diferente tamaño de elemento, tomando como ejemplo el caso SEP1 y graficando estos resultados (gráfica 26).

Tabla 14. Convergencia de malla silenciador SEP1.

| Presión de entrada Pa (N/m ²) | Presión de salida Pa (N/m ²) | Caída de presión Pa (N/m ²) | Número de elementos | Tamaño del elemento (mm) |
|--|---|--|------------------------|-----------------------------|
| 2,871 | 0,01 | 2,861 | 382281 | 8 |
| 2,864 | 0,009 | 2,855 | 385086 | 7,5 |
| 2,886 | 0,01 | 2,876 | 413019 | 7 |

Gráfica 26. Convergencia de malla para SEP1.

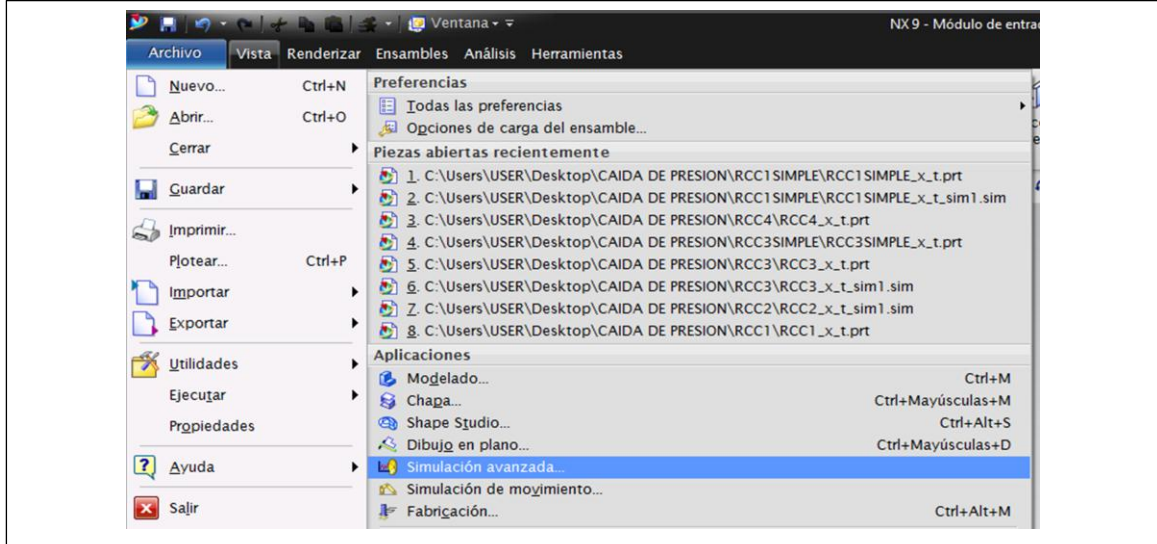


En este caso se observa en la gráfica 26, que la convergencia de malla se presenta en el intervalo de 7 - 8mm. Seleccionado 7mm de tamaño de elemento de malla con 413019 elementos para los dos casos con ducto excéntrico SEP1 y SCSE1.

6.2 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

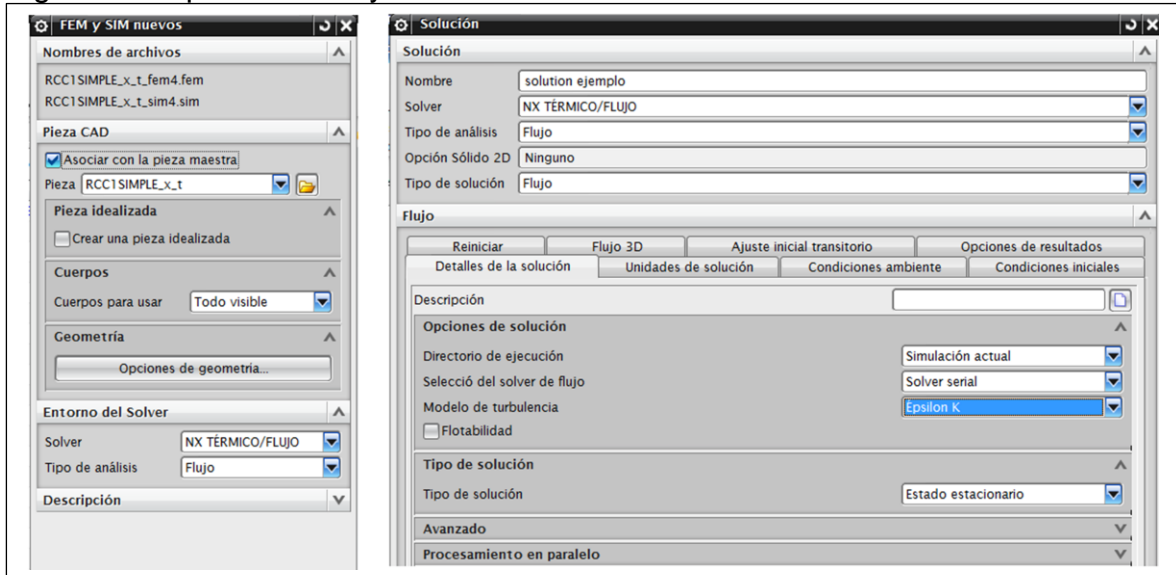
Para el desarrollo del problema se ejecuta el software siemens NX, y se importa la geometría a la cual se le piensa realizar el análisis. Se selecciona el tipo de aplicación que va a satisfacer la solución del problema. Para este caso simulación avanzada.

Figura 42. Aplicaciones de NX.



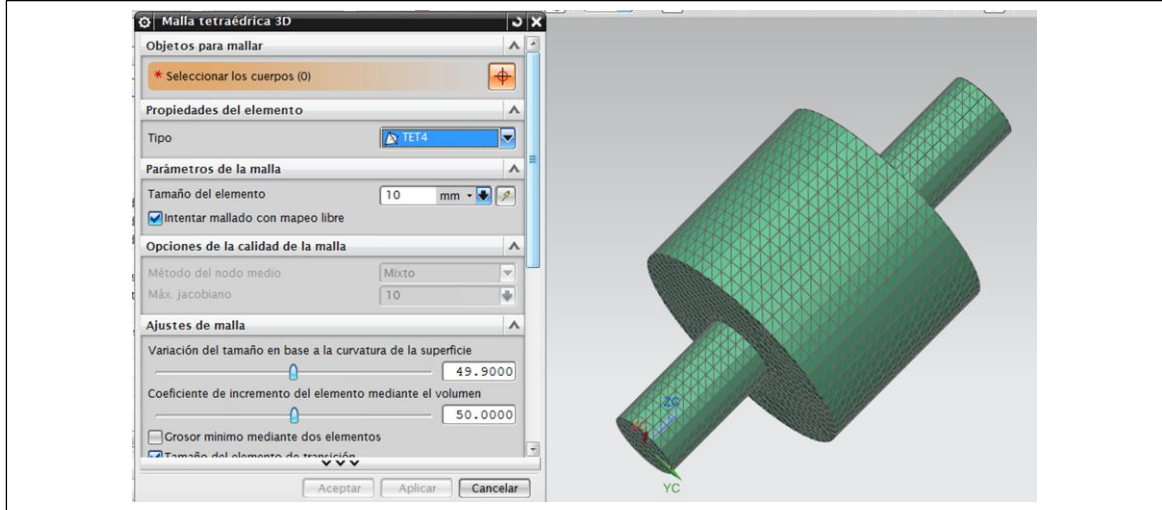
Se obtiene el archivo .FEM y .SIM, donde se selecciona el tipo de análisis y solver para el caso de comportamiento del fluido.

Figura 43. Tipo de solver y detalle de solución.



Se continúa con los detalles de solución. Que para este caso se selecciona un modelo de turbulencia épsilon K, el cual es el más utilizado en dinámica de fluidos computacional (CFD) que se basa en la relación entre el esfuerzo de Reynolds y la velocidad media de deformación, para todas las direcciones.

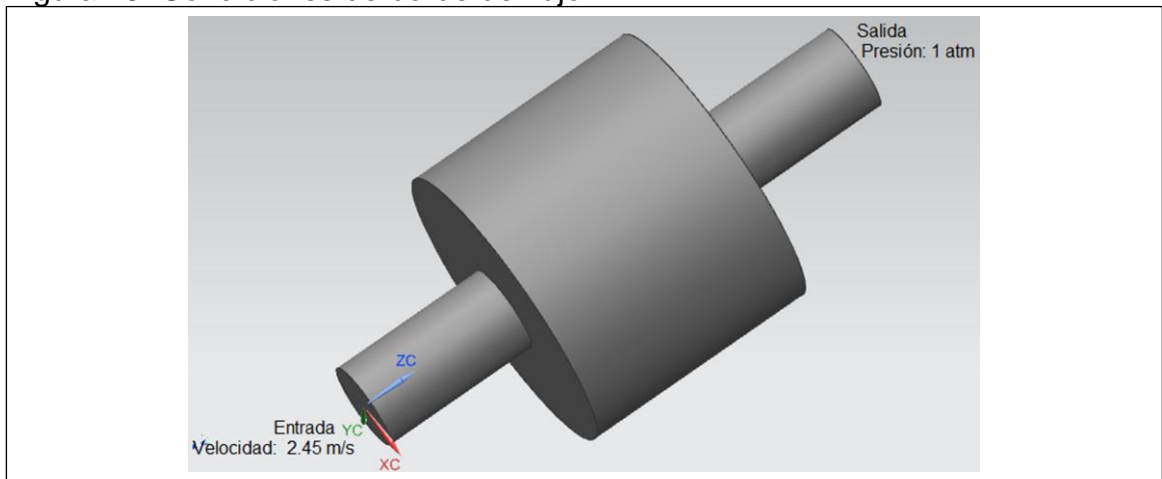
Figura 44. Mallado tetraédrico de 4 nodos para cámara simple.



En el archivo .FEM se selecciona el tipo de fluido que pasara por la tubería y se realiza el mallado con un tamaño de elemento de 4mm de tipo tetraédrico. El cual es un elemento piramidal de base triangular de 4 nodos que genera un mallado refinado con pocos elementos pobres.

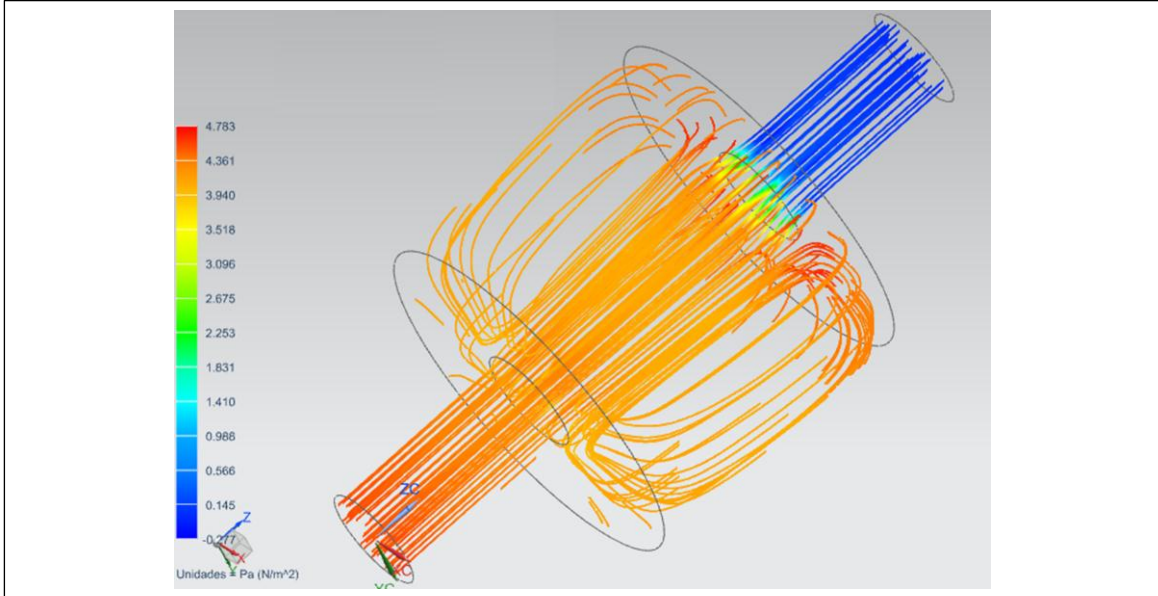
Para el archivo .SIM se seleccionan las condiciones de borde de flujo, iniciando con la condición de entrada que sería una velocidad de $2.45 \frac{m}{s}$ y condición de salida abertura que equivale a $1atm=101325 pa$.

Figura 45. Condiciones de borde de flujo.



Al ajustar las condiciones de tipo de flujo y condiciones de borde del fluido con las cuales el software va a simular. Se procede a resolver, generando los siguientes resultados en valores de presión estática.

Figura 46. Resultados de presión.



Para calcular la caída de presión (Δp), se toma el promedio de la suma de las áreas en las caras de la entrada y la salida del silenciador. Donde Δp es igual a la resta de la presión promedio en la entrada menos el valor de la presión promedio a la salida.

Figura 47. Promedio de presión de la cara de entrada.

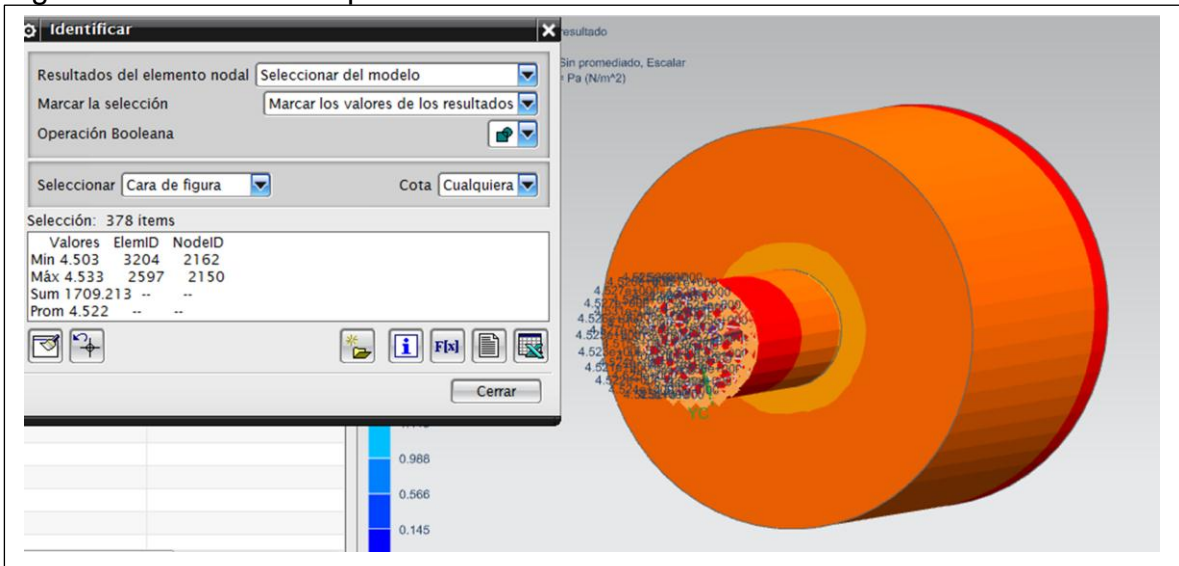
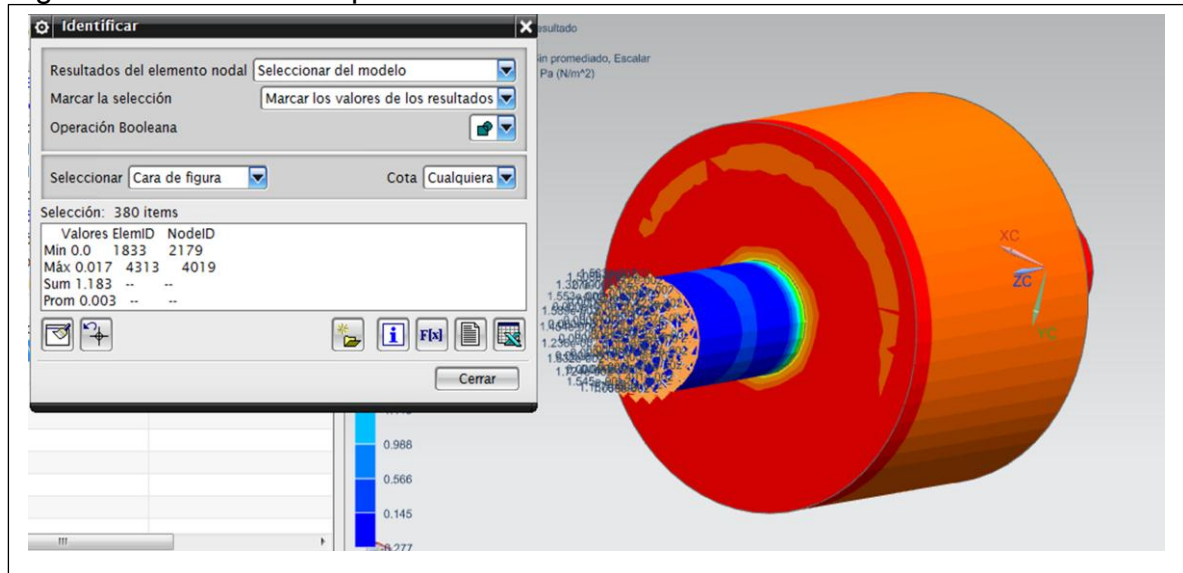


Figura 48. Promedio de presión de la cara de salida.



En las siguientes tablas 15 y 16 se muestra la caída de presión para los distintos casos presentados anteriormente.

Tabla 15. Caída de presión para todos los casos con ducto concéntrico.

| Tipo de silenciador | Presión de entrada Pa (N/m ²) | presión de salida Pa (N/m ²) | Caída de presión Pa (N/m ²) | # Elementos |
|---------------------|--|---|--|-------------|
| Ducto | 0,169 | 0,0005 | 0,1685 | 6043 |
| SCP1 | 2,065 | 0,01 | 2 | 125558 |
| SCS1 | 4,522 | 0,003 | 4,519 | 18843 |
| SCP2 | 2,814 | 0,008 | 2,806 | 335359 |
| SCP3 | 3,365 | 0,01 | 3,355 | 503859 |
| SCS2 | 5,367 | 0,003 | 5,364 | 22186 |
| SCP4 | 3,682 | 0,011 | 3,671 | 504045 |

Tabla 16. Caída de presión para los casos con ducto excéntrico.

| Tipo de silenciador | Presión de entrada Pa (N/m ²) | presión de salida Pa (N/m ²) | Caída de presión Pa (N/m ²) | # Elementos |
|---------------------|--|---|--|-------------|
| SEP1 | 2,886 | 0,01 | 2,876 | 413019 |
| SCSE1 | 4,406 | 0,003 | 4,403 | 49461 |

Se puede concluir que para los silenciadores con cámara de expansión sin ducto perforado, se presenta una mayor caída de presión por encima de los 4 Pa. Esto se debe a que el fluido cuando transita por el ducto pierde energía y al llegar a un cambio de sección de área muy elevada su caída de presión es más alta; como se observa en los casos de cámara de expansión simple, el cambio de área de contacto es mayor que las perforación de un ducto perforado.

La geometría que afectaría menos la eficiencia del motor, es la del silenciador concéntrico perforado (SCP1), la cual expulsara el gas de combustión más fácil y rápido, ya que su longitud y su porosidad es menor a la de los otros casos. Esto quiere decir que la pérdida de energía en este sistema es baja y generaría una menor contrapresión al motor, lo cual ayudaría a reducir el consumo de combustible. Esto se debe a que no se tiene que compensar la disminución de potencia del motor.

7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

7.1 PÉRDIDA DE TRANSMISIÓN ACÚSTICA

Como se pudo apreciar en capítulos anteriores, la velocidad del sonido aumenta siempre y cuando la temperatura también lo haga. De acuerdo con lo mostrado en la sección 5.4 se puede decir que el aumento en la temperatura afecta de manera positiva el desempeño del silenciador, ya que los silenciadores pueden atenuar en la mayoría de las frecuencias de interés.

También se calculó el error absoluto y la diferencia euclidiana (tablas 17 y 18) del método FEM y el método modal subestructurado con respecto a los datos experimentales.

Tabla 17. Error absoluto métodos FEM y Subestructurado.

| Silenciador | FEM error absoluto promedio (dB) | Subestructurado error absoluto promedio (dB) |
|-------------|----------------------------------|--|
| SCP1 | 1,5512 | 1,0761 |
| SCP2 | 1,6192 | 3,2099 |
| SCP3 | 2,0203 | 1,3608 |
| SCP4 | 2,3286 | 3,9032 |
| SEP1 | 4,2704 | 3,9218 |

Tabla 18. Error euclidiano métodos FEM y Subestructurado.

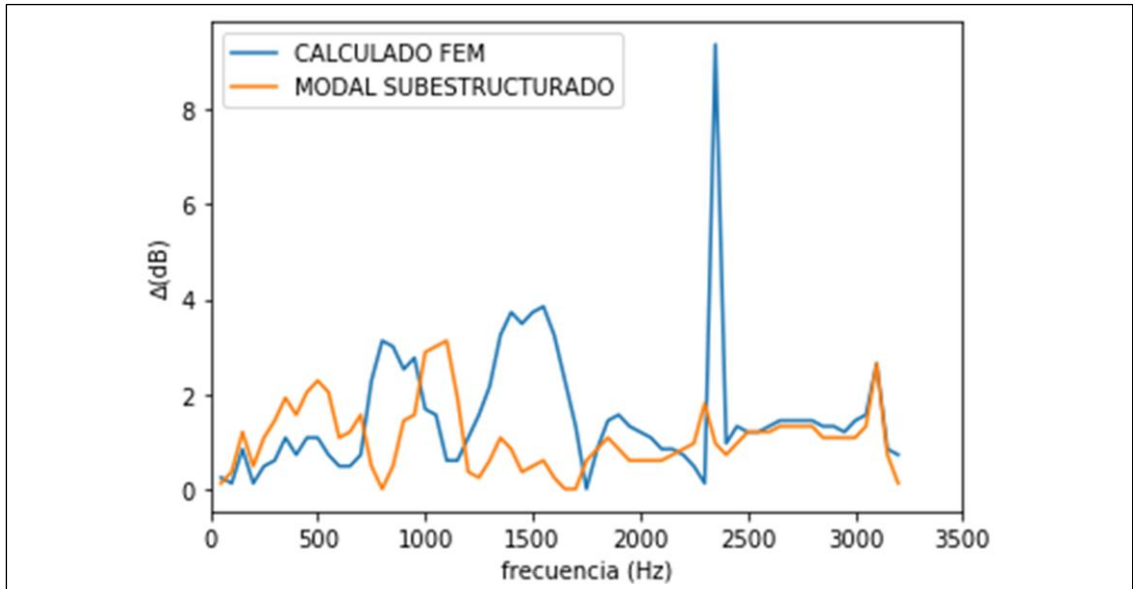
| Silenciador | FEM diferencia euclidiana (dB) | Subestructurado diferencia euclidiana (dB) |
|-------------|--------------------------------|--|
| SCP1 | 16,5813 | 10,3092 |
| SCP2 | 16,5058 | 43,2865 |
| SCP3 | 25,771 | 18,0195 |
| SCP4 | 27,8162 | 62,1899 |
| SEP1 | 62,1055 | 42,2066 |

Los valores del error absoluto promedio demuestran la precisión y capacidad que tiene el método FEM para el análisis de diferentes tipos de silenciadores, sin perder su efectividad. De manera general el FEM muestra un mejor acoplamiento a las diferentes morfologías de silenciadores como lo muestra la diferencia euclidiana de la tabla 18, donde la diferencia no sobrepasa los 28 dB para los cuatro primeros casos.

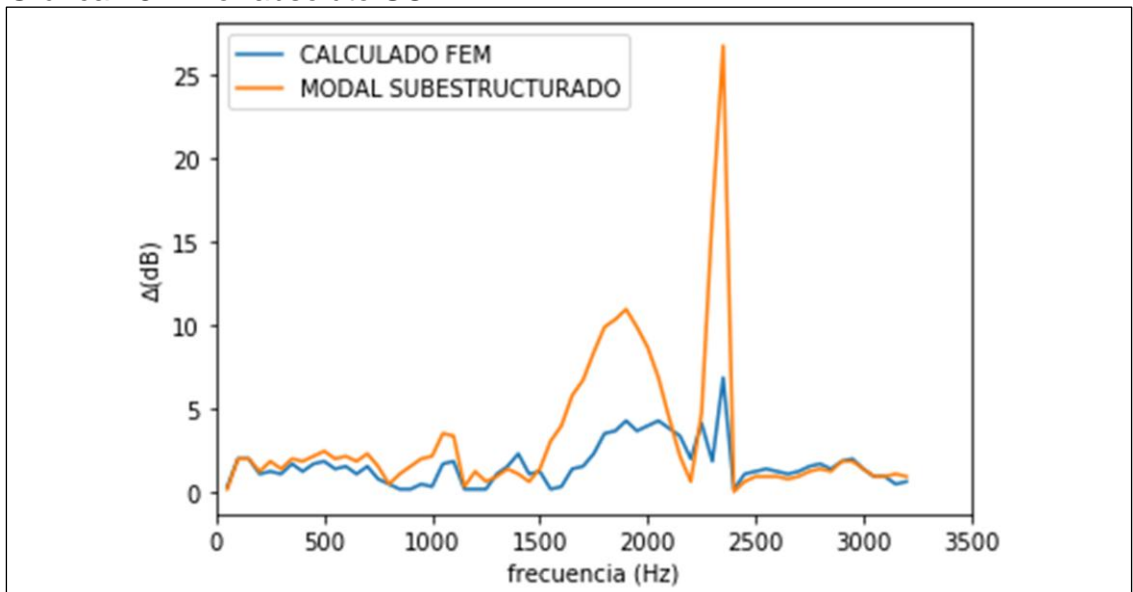
A excepción del SEP1 el error absoluto promedio para los casos en estudio no sobrepasa los 2.5 dB, las diferencias entre los valores calculados y los experimentales pueden ser causadas por la incertidumbre correspondiente a las mediciones del trabajo experimental o a la ausencia de planos que especifiquen mejor los detalles del tubo perforado.

En las gráficas 27 a 31 se pueden apreciar los errores absolutos obtenidos con el método FEM utilizado en este trabajo y el método modal sub estructurado utilizado en la tesis doctoral de Torres María⁸⁸. De esta manera se puede evidenciar cuales son las frecuencia en las que el método es efectivo y sus limitantes.

Gráfica 27. Error absoluto SCP1.

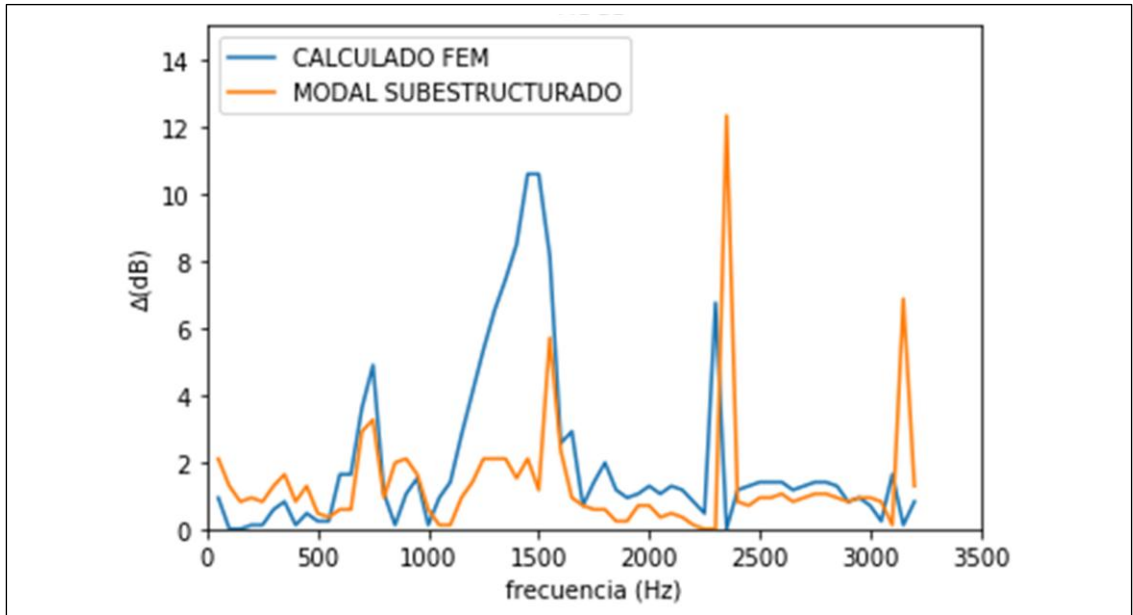


Gráfica 28. Error absoluto SCP2.

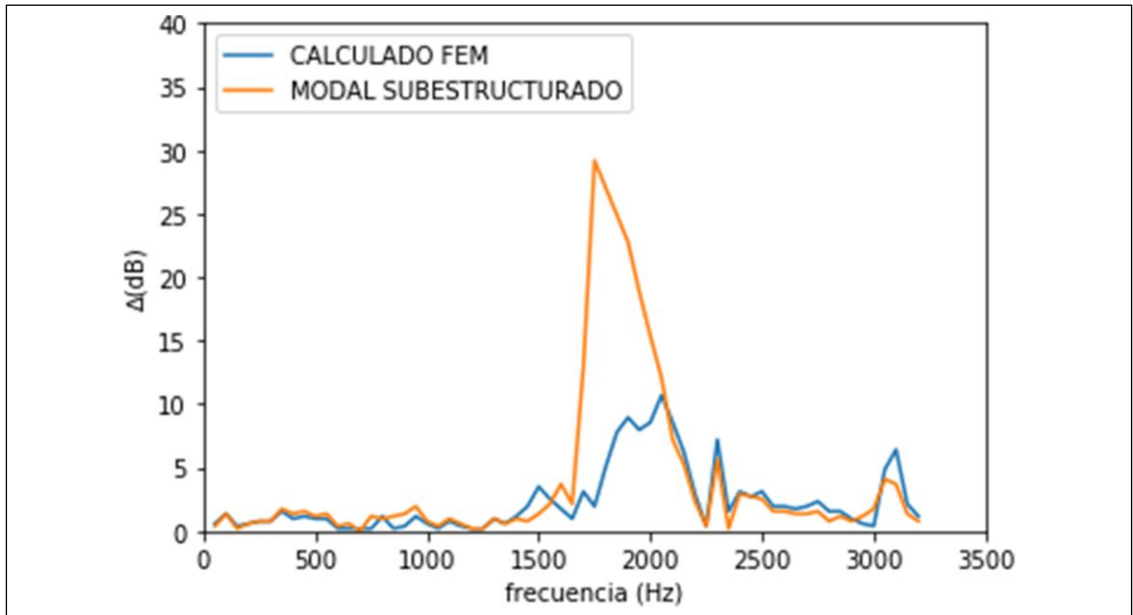


⁸⁸ TORRES PICAZO, María Isabel. Modelado Acústico de Silenciadores con Material Absorbente. Valencia, 2006, p. 250. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Universidad Politécnica de Valencia.

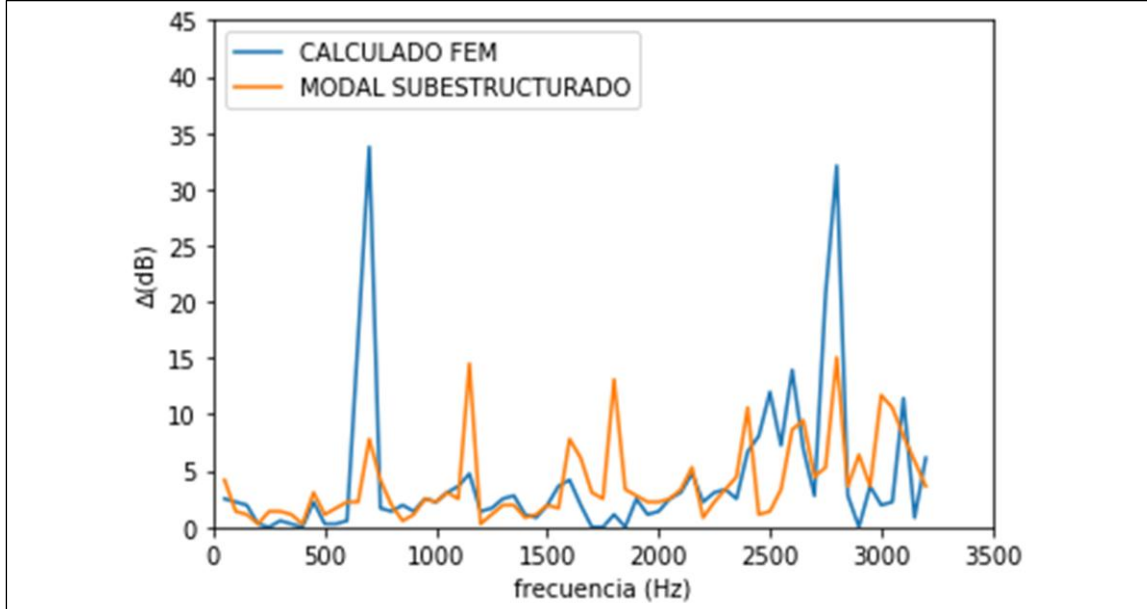
Gráfica 29. Error absoluto SCP3.



Gráfica 30. Error absoluto SCP4.



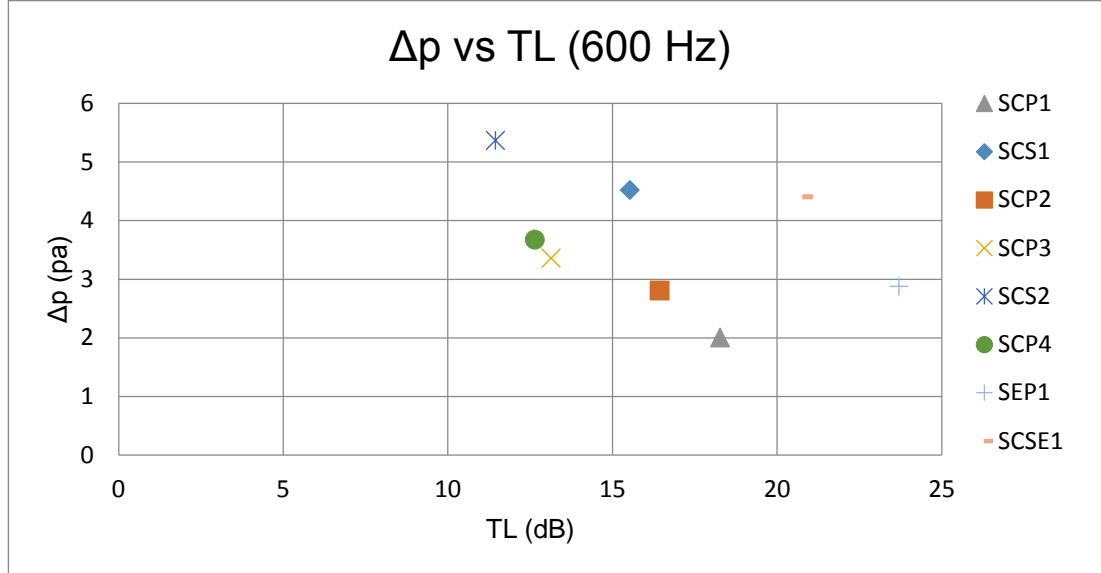
Gráfica 31. Error absoluto SEP1.



7.2 CAÍDA DE PRESIÓN

Para poder determinar si el valor obtenido de la contrapresión/caída de presión por el software computacional NX flow es preciso; se realizaron pruebas con convergencia de malla, donde se resuelve el mismo problema pero con diferente tamaño de elemento de malla de tipo tetraédrico, donde se busca una solución precisa con una malla que sea lo suficientemente densa, pero que no demande una cantidad excesiva de recursos de procesamiento. El análisis obtenido de los resultados de las tablas 15 y 16, destacan que la caída de presión para los 8 casos se encuentra entre 2 a 6 Pa. En los casos donde el silenciador es de tipo cámara de expansión simple se presenta la mayor caída de presión siendo el caso SCS2 con mayor valor de caída de presión, que se puede deber a que su longitud es mayor presentando un aumento en la pérdida de energía por rozamiento y cambio de sección de área. Para el silenciador con menor valor de caída de presión es SCP1 el cual tiene un menor tamaño y porcentaje de porosidad del 5%, que relaciona una menor cantidad de fluido por toda la sección del silenciador generando como resultado un valor de caída de presión menor a la de los otros casos.

Gráfica 32. Caída de presión contra pérdida de transmisión acústica (TL).



La gráfica 32 muestra el balance de los dos factores importantes en el diseño de silenciadores. El análisis se realizó a una frecuencia de 600 Hz de modo que la frecuencia seleccionada estuviera en el rango de funcionamiento de todos los casos en estudio.

En la gráfica 32 se destaca el comportamiento del silenciador excéntrico perforado (SEP1), ya que presenta los mayores niveles de atenuación con un valor bajo de contrapresión. Se puede decir que la cámara ovalada, la excentricidad del ducto perforado y el pequeño espesor del ducto perforado; se convierten en una buena base para el diseño de un silenciador más completo.

8. CONCLUSIONES

- Para el análisis de silenciadores aun cuando tiene un alto costo computacional, si se trata de precisión el método FEM es el más indicado. Esto se debe a su capacidad para discretizar el dominio de geometrías complicadas y la versatilidad de modelar elementos con condiciones más ajustadas a la realidad.
- El análisis realizado a temperaturas de trabajo demuestra que las altas temperaturas mejoran el desempeño de atenuación generado por los silenciadores. Puede que dicho desempeño sea el reflejo de la separación de las partículas en altas temperaturas y al aumento de la velocidad del sonido en el medio.
- La caída de presión (ΔP) para cada topología del documento está en el rango de 2,3 a 4,8 Pa, los resultados muestran que los valores más altos se presentan cuando existen cambios bruscos de sección como los de las cámaras simples. En los casos perforados, la contrapresión se eleva con el número de obstáculos que tenga el fluido al atravesar el silenciador, por esta razón la caída de presión crece si el perforado cuenta con un alto porcentaje de porosidad.
- El uso de software computacional es una herramienta efectiva para la toma de decisiones ingenieriles en el diseño de silenciadores, ya que permite realizar análisis de forma y desempeño en diferentes escenarios. Esto acompañado de una validación experimental, genera resultados aproximados con un margen de error muy bajo.
- Se realizó el estudio de cuál es el índice de atenuación sonora más efectivo para el presente trabajo. Seleccionado la pérdida de transmisión acústica (TL) como índice de medición de nivel de ruido. El cual su valor no depende de la fuente de ruido ni de su terminación a diferencia de los otros dos índices.

9. RECOMENDACIONES

- Se debe tener cuidado con la discretización del dominio en estudio, pues usar tamaños de elementos demasiado grandes o generar elementos de mala calidad afectan la precisión de los resultados. Cabe mencionar que elementos demasiado pequeños incrementan el costo computacional y por eso es mejor realizar refinamientos en los lugares críticos.
- En caso de continuar con el proyecto con el diseño de silenciadores se debe tener en cuenta que obtengan una pérdida de transmisión acústica (TL) alta pero con una caída de presión baja. Esto quiero decir que cada variable es inversamente proporcional a la otra y se debe buscar un equilibrio donde la cantidad de ruido generado sea mínimo sin afectar el funcionamiento del vehículo.
- Se recomienda añadir cámaras y ductos perforados en una sola configuración. Con el fin de crear un silenciador que atenué la mayor cantidad del ruido generado, sin afectar la eficiencia y rendimiento del motor producido por la contrapresión
- Se recomienda realizar una validación experimental de los datos obtenidos en este trabajo de grado, para poder dar más exactitud a los resultados obtenidos.

BIBLIOGRAFÍA

ÅBOM, Mats; BODÉN, Hans. Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow. The journal of the acoustical society of America, 1988, vol. 83, no 6, p. 2429-2438.

AIRAKSINEN, Tuomas; HEIKKOLA, Erkki. Multiobjective muffler shape optimization with hybrid acoustics modeling. The Journal of the Acoustical Society of America, 2011, vol. 130, no 3, p. 1359-1369.

Alain Maiboom, Xavier Tauzia, Jean-Franc-ois He´ tet. Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine.

ALFREDSON, Robin James. The design and optimisation of exhaust silencers. 1970. 222p. Tesis Doctoral. University of Southampton.

Ansol. Muffler Transmission Loss – Simple Expansion Chamber.[en línea]. [citado el 06/03/2017]. Disponible en: http://ansol.us/Products/Coustyx/Validation/Indirect/Muffler/Muffler-1/Downloads/dataset_description.pdf .

ANSYS,Inc. ANSYS Mechanical APDL Acoustic Analysis Guid. [en línea]. Disponible en: <<http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Mechanical%20APDL%20Acoustic%20Analysis%20Guide.pdf>> [citado el 02/02/2017].

ANSYS. Ansys manual fluid30 3D Acoustic Fluid. [En línea]. [citado el 13 de mayo de 2017]. Disponible en: <http://www.ansys.stuba.sk/html/elem_55/chapter4/ES4-30.htm>.

ANSYS. ANSYS Mechanical APDL Acoustic Analysis Guide: Overview of the Acoustic Analysis Process. 2013. p.86.

BAZURTO PALMA, Dover. LÓPEZ LÓPEZ, Santiago. Estudio y Diseño para la Fabricación de Silenciadores en Vehículos Diesel y Gasolina. Latacunga, 2003. p. 22. Proyecto de Grado (Ingeniería Automotriz). Escuela Politécnica del Ejército.

BILAWCHUK,S. y FYFE,KR. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. En: APPLIED ACOUSTICS. vol. 64, no. 9, p. 906.

BRESÓ BELTRÁN D. José. Modelado y análisis de La Influencia del Gradiente de Temperatura en Silenciadores de Escape Disipativos Mediante Elementos Finitos.

Valencia, 2016, p. 363. Trabajo de Máster (Ingeniería Mecánica y Materiales). Universidad Politécnica de Valencia.

BURDEN, Richard L.; FAIRES, J. Douglas; MOCHON, Simon. Análisis numérico. 7.ª ed. Grupo Editorial Iberoamericana, 2002, p. 839. ISBN 970-686-134-3.

CHU, Wing Tin. Transfer function technique for impedance and absorption measurements in an impedance tube using a single microphone. The Journal of the Acoustical Society of America, 1986, vol. 80, no 2, p. 555-560.

Chung, J.Y. y Blaser, D.A. Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. II. Experiment. Journal of the Acoustical Society of America, 1980, p. 914-1577.

DAVIS JR, Don D., et al. Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine-exhaust muffler design. 1954. p 47.

DEL REY, Romina. Construcción de un tubo de impedancia para la medida de las pérdidas por transmisión. En VIII Congreso Ibero-Americano de Acústica. Évora-Portugal. 2012.

ESCUELA COLOMBIANA DE INGENIERÍA, Niveles de Ruido Protocolo Laboratorio de producción, 2007, p. 9.

F. Alton Everest. Master Handbook of Acoustics. Fourth edition. United States of America: McGraw-Hill, 2001.

FRIAS VALERO, Eduardo. Aportaciones al estudio de las máquinas eléctricas de flujo axial mediante la aplicación del método de los elementos finitos. 2004, p. 111-352. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería eléctrica. Universidad Politécnica de Catalunya.

GALEANO URUEÑA, Carlos Humberto, et al. Técnicas de solución numérica de la ecuación de difusión-advección-reacción para el estudio de dispersión de contaminantes. Tesis Doctoral. Universidad Nacional de Colombia.

GARCÍA LUQUE, Alexander. Estudio comparativo del desempeño de los métodos FEM y MMT para el cálculo de la atenuación sonora de silenciadores pasivos. Bogotá, 2014, p. 131. Trabajo de Magister en Ingeniería (Ingeniería mecánica). Universidad Nacional de Colombia.

GONZÁLES CALLEJA, David. Motores térmicos y sus sistemas auxiliares. 2.ª ed. Editorial Paraninfo. España: 2015, p. 199. ISBN 978-84-9732-847-0.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Referencias bibliográficas, contenido, forma y escritura. NTC 5613. Bogotá: ICONTEC, 2008 P. 1-2

_____. Referencias documentales para fuentes de información electrónicas. NTC 4490. Bogotá: ICONTEC, 1998 P. 2

_____. Trabajos escritos: presentación y referencias bibliográficas. NTC 1486 documentación, presentación de tesis, trabajo de grado y otros trabajos de investigación. Sexta actualización. Bogotá: ICONTEC, 2008 P. 110

JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Engine Exhaust Back Pressure. En: DieselNet [en línea]. Disponible en: <https://www.dieselnet.com/tech/diesel_exh_pres.php> [citado en 5 de julio de 2017]

JACOBSEN, Finn. Propagation of sound waves in ducts. 2011. Technical University of Denmark. 71 p.

JAPSPEED. Exhausts Honda Civic. [En línea] <<https://www.japspeed.co.uk>> [citado 15 de febrero de 2017].

KUTTRUFF, Heinrich. Acoustics An introduction. Taylor & Francis e-Library, 2006. p. 457. ISBN 0-203-97089-6.

Liliana. Ondas longitudinales y transversales. [en línea]. Disponible en: <<http://demezcalaparaelmundo.blogspot.com.co/2012/06/ondas-se-podria-definir-una-onda-como.html>> [citado en 7 de Marzo de 2017].

Lippincott Williams & Wilkins. Acoustic Impedance, 2009.

MANOHAR LAL, Munjal. Acoustics of Ducts and Mufflers. Calgary: John Wiley & Sons, 1987. 328p.

MARTÍNEZ BORDES, Manuel José. Modelado analítico-numérico y caracterización experimental de silenciadores de escape híbridos. Valencia, 2010, p. 343. Tesis Doctoral (Ingeniería mecánica). Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

MCMAHON, Kevin J. A Comparison of the Transfer Matrix Method and the Finite Element Method for the Calculation of the Transmission Loss in a Single Expansion Chamber Muffler. Hartford. 2014. 39p. Rensselaer Polytechnic Institute.

MECÁNICA EN ACCIÓN. (2013, Enero 6). Función del tubo de escape [Archivo de video]. Disponible en <https://www.youtube.com/watch?v=2fK8sSV0ejI> citado el 20 de febrero de 2017.

MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL. Resolución 0627 de 2006. Anexo 1 definiciones. 12 de Abril de 2006.

MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL. Resolución 0627 de 2006. En: Alcaldía de Bogotá [en línea]. <<http://www.alcaldiabogota.gov.co/sisjur/normas/Norma1.jsp?i=19982>> [citado en 1 de febrero de 2017].

MOHD Umair, ABDUL Basit, ARUN Prabhakar, ANSHUL Gautam. Modification in Muffler Design to Reduce The Backpressure. New Delhi. 2016. 8045-8051 p. Guru Gobind Singh Indraprastha University. ISSN 2319-8753.

MOHEDANO ORTEGA, Juan Diego. Desarrollo e implementación de herramientas numéricas basadas en Ansys para la simulación acústica de dispositivos de control de ruido en vehículos: Aplicación a silenciadores de escape reactivos. Trabajo Fin de Máster en Ingeniería Mecánica. Valencia: Universidad Politècnica de València. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales 2016. 258 p.

MORI GONZÁLEZ, Gonzalo. Análisis estructural y atenuante de un silenciador. Sevilla, 2016, p. 91. Trabajo Fin de Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales. Universidad de Sevilla.

MORSE PHILIP M., Herman Feshbach. Methods of Theoretical Physics. Mc Graw-Hill book, Cap.11.

MÖSER, Michael. Engineering Acoustics: An Introduction to Noise Control. 2004. p.1-13. ISBN 978-3-540-92722-8.

N. Wagner, R. Helfrich. Computation of the transmission loss of acoustic resonators. Stuttgart, 2012. 1-12p. Intes Engineering.

PEDROSA SÁNCHEZ, Ana María. Desarrollo de herramientas experimentales para la caracterización acústica de silenciadores en presencia de flujo medio. Valencia, 2015, p. 251. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Universidad Politécnica de Valencia.

PÉREZ María del Carmen. Atenuación del sonido en conductos. Proyecto fin de carrera. Escuela técnica superior de ingeniería, Universidad de Sevilla. (2011).Cap. 2.

PÉREZ, Carlos Pelayo. Modelado y simulación acústica 3D mediante Comsol de dispositivos de la línea de escape en vehículos: Aplicación a catalizadores. Trabajo de Fin de Máster de Ingeniería Mecánica. Valencia: Universitat

Politécnica de València. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. 2016. 131 p.

PÉREZ, Porto. GARDEY, Ana. Definición de sonido. [en línea]. <<http://definicion.de/sonido/>>. [citado en 24 de febrero de 2017].

PIERCE Allan, Acoustics: An Introduction to It's Physical Principles and Applications. Acoustical Society of America.

POTENTE, Daniel. General Desing Principles for an Automotive Muffler. Busselton. 2005. 153-157p.

PRAKASH Mishra, SOURAV Kumar Kar, HARSHIT Mishra, ANAND Gupta. Applied Thermal Engineering: Modeling for combined effect of muffler geometry modification and blended fuel use on exhaust performance of a four stroke engine: A computational fluid dynamics approach. 2016. 1105-1118 p. KIIT University.

Python Sofware Foundation. Disponible en: <<https://www.python.org/>>.

QUEZADA LAMBERTIN Carlos, AQUINO Hernán. La velocidad del sonido en un tubo. La Paz, 2015. Universidad Católica Boliviana "San Pablo".

QuimiTube. ¿Podemos predecir con cálculos si un gas será más denso que el aire?. [en línea]. <<http://www.quimitube.com/densidad-de-un-gas-ley-gases-ideales>>. [citado el 4 de agosto de 2017].

ROMERO GAJARDO, Rubén. Estudio de la Pérdida de Inserción (IL) en Silenciadores Reactivos. Valdivia, 2008. p. 18. Universidad Austral de Chile. Facultad de ingeniería.

Sanghyeon Kim, Cheolung Cheong, Jaeseong Park, Haeseung Kim, Hyojae Lee. Investigation of flow and acoustic performances of suction mufflers in hermetic reciprocating compressor. Busan. 2016. 74-84p. Pusan National University.

S.N. Panigrahi, M.L. Munjal. A generalized sheme for analysis of multifarious commercially used mufflers. Bangalore. 2006. 660-681p. Indian Institute of Science. Department of Mechanical Engineering.

S. N.Y, Gerges. R, Jordan. Muffler Modeling by Transfer Matrix Method and Experimental Verification. Florianópolis. 2005. 133p. Federal Univ. of Santa Caterina. Dept Mechanical Engineering.

SCHOT Steven. Eighty Years of Sommerfeld's Radiation Condition. History mathematica.

Scott, R.A. An apparatus for accurate measurement of the acoustic impedance of sound-absorbing materials. Proceedings of the Physical Society, 1946. p. 253-264.

Secretaría Distrital de Ambiente. Ambiente Por recursos: Información general sobre la problemática de ruido. [en línea]. Disponible en: <<http://ambientebogota.gov.co/ruido>> .

Siemens. NX Flow: Simulating fluid flow for complex parts and assemblies. [en línea]. Disponible en: <https://www.plm.automation.siemens.com/en_us/Images/6639_tcm1023-4403.pdf> [citado el 5 de julio de 2017].

Singh, R. Katra, T. Development of an impulse technique for measurement of muffler characteristics. Journal of Sound and Vibration, 1978. p. 279-298.

SNEHASIS, Pal. Design and Acoustic Analysis of Exhaust Mufflers for Automotive Applications. Christ University, Bangalore, 2015. p. 1-9.

Takashi Yasuda. Chaoqun Wu. Noritoshi Nakagawa. Kazuteru Nagamura. Studies on an automobile muffler with the acoustic characteristic of low-pass filter and Helmholtz resonator. Hiroshima, Wuhan. 2012. 49-57p. Hirotec Corporation, Hiroshima University, Wuh.

TORQUETRONIX. Conversor catalítico. [en línea] <<http://www.torquetronix.co.uk>> [citado 15 de febrero de 2017].

TORRES PICAZO, María Isabel. Modelado Acústico de Silenciadores con Material Absorbente. Valencia, 2006, p. 250. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Universidad Politécnica de Valencia.

VALLEJOS, Ezequiel. Manual Mecánica Automotriz: Motores a Explosión y Motores Diesel. 2015. p. 32.

Vázquez, Jorge, Sanz-Bobi, M. A., Palacios, R., & Arenas, A. State of the art of thermoelectric generators based on heat recovered from the exhaust gases of automobiles. 2002, en Proc. 7th European Workshop on Thermoelectrics.

WAGNER, N. y HELFRICH, R. Computation of the transmission loss of acoustic resonators. Stuttgart. 2013. En: AEROACOUSTICS AND FLOW NOISE. p. 2-3.


Y. Sathyanarayana, M.L Munjal. A hybrid approach for aeroacoustic analysis of the engine exhaust system. Bangalore. 2000. 425-450p. Indian Institute of Science.

ZEYNEP, Parlar. ŞENGÜL, Ari. RIFAT, Yilmaz. ERDEM, Özdemir. and ARDA, Kahraman. Acoustic and Flow Field Analysis of a Perforated Muffler Design. 2013. 447-451p.

ZHE, Cui. YUN, Huang. Boundary Element Analysis of Muffler Transmission Loss With LS-DYNA, 2012, p. 8. In 12th International LS-DYNA Users Conference.

ANEXOS

ANEXO A.
PLANOS DE LOS SILENCIADORES ESTUDIADOS

| | | |
|--|--|--------------|
|  Fundación Universidad de América | FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA | Código: |
| | PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA | Versión 0 |
| | Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres | Julio - 2016 |


AUTORIZACIÓN PARA PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL LUMIERES

Nosotros **Miguel Ángel Méndez López y Mario Alejandro Avella Suarez** en calidad de titulares de la obra **SIMULACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN Y DE LAS CONDICIONES ACÚSTICAS EN UN SISTEMA DE ESCAPE CONVENCIONAL**, elaborada en el año 2016, autorizamos al **Sistema de Bibliotecas de la Fundación Universidad América** para que incluya una copia, indexe y divulgue en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres, la obra mencionada con el fin de facilitar los procesos de visibilidad e impacto de la misma, conforme a los derechos patrimoniales que nos corresponden y que incluyen: la reproducción, comunicación pública, distribución al público, transformación, en conformidad con la normatividad vigente sobre derechos de autor y derechos conexos (Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, entre otras).

Al respecto como Autores manifestamos conocer que:

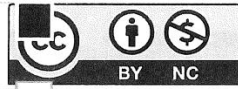
- La autorización es de carácter no exclusiva y limitada, esto implica que la licencia tiene una vigencia, que no es perpetua y que el autor puede publicar o difundir su obra en cualquier otro medio, así como llevar a cabo cualquier tipo de acción sobre el documento.
- La autorización tendrá una vigencia de cinco años a partir del momento de la inclusión de la obra en el repositorio, prorrogable indefinidamente por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales del autor y podrá darse por terminada una vez el autor lo manifieste por escrito a la institución, con la salvedad de que la obra es difundida globalmente y cosechada por diferentes buscadores y/o repositorios en Internet, lo que no garantiza que la obra pueda ser retirada de manera inmediata de otros sistemas de información en los que se haya indexado, diferentes al Repositorio Digital Institucional – Lumieres de la Fundación Universidad América.
- La autorización de publicación comprende el formato original de la obra y todos los demás que se requiera, para su publicación en el repositorio. Igualmente, la autorización permite a la institución el cambio de soporte de la obra con fines de preservación (impreso, electrónico, digital, Internet, intranet, o cualquier otro formato conocido o por conocer).
- La autorización es gratuita y se renuncia a recibir cualquier remuneración por los usos de la obra, de acuerdo con la licencia establecida en esta autorización.
- Al firmar esta autorización, se manifiesta que la obra es original y no existe en ella ninguna violación a los derechos de autor de terceros. En caso de que el trabajo haya sido financiado por terceros, el o los autores asumen la responsabilidad del cumplimiento de los acuerdos establecidos sobre los derechos patrimoniales de la obra.
- Frente a cualquier reclamación por terceros, el o los autores serán los responsables. En ningún caso la responsabilidad será asumida por la Fundación Universidad de América.
- Con la autorización, la Universidad puede difundir la obra en índices, buscadores y otros sistemas de información que favorezcan su visibilidad.

Conforme a las condiciones anteriormente expuestas, como autores establecemos las siguientes condiciones de uso de nuestra obra de acuerdo con la **licencia Creative Commons** que se señala a continuación:

| | | |
|---|--|--------------|
|  | FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA | Código: |
| | PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA | Versión 0 |
| | Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres | Julio - 2016 |



Atribución- no comercial- sin derivar: permite distribuir, sin fines comerciales, sin obras derivadas, con reconocimiento del autor.



Atribución – no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor.



Atribución – no comercial – compartir igual: permite distribuir, modificar, crear obras derivadas, sin fines económicos, siempre y cuando las obras derivadas estén licenciadas de la misma forma.

Licencias completas: http://co.creativecommons.org/?page_id=13

Siempre y cuando se haga alusión de alguna parte o nota del trabajo, se debe tener en cuenta la correspondiente citación bibliográfica para darle crédito al trabajo y a sus autores.

De igual forma como autores autorizamos la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:

| AUTORIZO (AUTORIZAMOS) | SI | NO |
|---|----|----|
| La consulta física (sólo en las instalaciones de la Biblioteca) del CD-ROM y/o Impreso | X | |
| La reproducción por cualquier formato conocido o por conocer para efectos de preservación | X | |

| Información Confidencial: este Trabajo de Grado contiene información privilegiada, estratégica o secreta o se ha pedido su confidencialidad por parte del tercero, sobre quien se desarrolló la investigación. En caso afirmativo expresamente indicaremos, en carta adjunta, tal situación con el fin de que se respete la restricción de acceso. | SI | NO |
|--|----|----|
| | | X |

Para constancia se firma el presente documento en (Bogotá), a los 16 días del mes de Agosto del año 2017.

LOS AUTORES:

Autor 1

| | |
|---------------------------------------|------------------|
| Nombres | Apellidos |
| Miguel Ángel | Méndez López |
| Documento de identificación No | Firma |

C.C. 1.075.673.342

Miguel Méndez

Autor 2

| | |
|---------------------------------------|------------------|
| Nombres | Apellidos |
| Mario Alejandro | Avella Suarez |
| Documento de identificación No | Firma |

C.C. 1.024.540.320