



Revista Internacional de Investigación e Innovación Tecnológica

Página principal: www.riit.com.mx

Análisis acústico predictivo aplicado a un diseño de caseta de planta de emergencia para determinar el funcionamiento más apropiado con 3 materiales de recubrimiento acústico que cumpla con la norma mexicana NOM-081-SEMARNAT-1994

Predictive acoustic analysis applied to emergency plant cabin design to determine the most appropriate performance with 3 acoustic coating materials that comply with the Mexican norm NOM-081-SEMARNAT-1994

Sánchez-Carpinteyro, G.^a, Hernández-Pérez, B.^b, Gutiérrez-Luna, C.^c

^a Ingeniería de Proyectos Especiales; IGSA S.A. de C.V.; 05000 Ciudad de México.
Estudiante de Maestría en Manufactura Avanzada; CIATEQ A.C.; 52004 Lerma, Estado de México.

^b Gerencia de Turbomaquinaria; CIATEQ, A.C.; 76150 Querétaro.

^c Facultad de ingeniería; Universidad Autónoma del Estado de México; 50100 Toluca, Estado de México.
Correspondencia: gustavo.sanchez@igsa.com.mx; bernabe.hernandez@ciateq.mx; cgutierrezl@uaemex.mx

Innovación tecnológica: Caseta acústica para planta de emergencia que cumple con la norma mexicana de ruido acústico.

Área de aplicación industrial: Prueba de materiales de recubrimiento para insonorización de cabinas acústicas en la industria automotriz. Se puede aplicar en diferentes tipos de grupos electrógenos y donde la generación de ruido acústico representa un riesgo a la salud.

Recibido: 10 Octubre 2017.

Aceptado: 16 Diciembre 2017.

Abstract

An investigation was carried out in reference to the modeling and prediction of acoustic noise of the geometry of the "Current Commercial Cabin Model" manufactured by IGSA, in comparison with a "Prototype Model" applying 3 different acoustic coating materials with the target thicknesses of 25.4 mm, 38.1mm and 50.8mm, the materials used were PVC Foam, SAN Foam Ref. (1) and a commercial material named PABA from the company POLYDAMP Ref. (2). The acoustic modeling was carried out with the software ANSYS Academic Ref. (3) provided by CIATEQ, with the acoustic extensions Ansys ACT Acoustics Extension V180.1 Ref. (4); the geometries of the models were simplified to their most basic form as well as the emergency plant with its three main components of noise generation (electric generator, motor and cooling fan), occupying the software SolidWorks Ref.(5), with the in order to optimize the mesh and the processing times in the solution of the models. In total, 18 simulations were generated in relation to the two models studied (9 in Current Cabin and 9 in Prototype Cabin). In each simulation 6

microphones were established with sound pressure level in weighting A, at an approximate height of 1.2 meters from the floor level and at one meter from the Cabin as established by the norm NOM-081-SEMARNAT-1994 Ref.(6) of which 50 samples were generated for each established microphone. A frequency of laboratory operation was set from 0 to 1500Hz where the overall model of its coating material and thickness that obtained the best performance was the "Current Commercial Acoustic Cabin Model" with Styrene Acrylonitrile Foam coating (SAN Foam) a thickness of 50.8mm in the range from 0 to 900Hz complying 100% with the Mexican norm. It was determined that the highest salient acoustic sound pressure level of the cab model is found in the regions of the upper and lateral ventilation grilles. A methodology was developed to carry out the simulation process, in order that it may be applicable for subsequent analyzes.

Key words: Acoustic attenuation, sound insulation cabin; finite element acoustic analysis (FEA), analysis of acoustic coatings, acoustic enclosure for emergency plant.

Resumen

Se realizó una investigación en referencia al modelado y predicción de ruido acústico de la geometría del "Modelo de Caseta Actual Comercial" fabricada por IGSA, en comparación con un "Modelo Prototipo" aplicando 3 diferentes materiales de recubrimiento acústico con los espesores objetivo de 25.4mm, 38.1mm y 50.8mm, los materiales ocupados fueron PVC Foam, SAN Foam Ref. (1) y un material comercial de nombre PABA de la empresa POLYDAMP Ref. (2). El modelado acústico se realizó con el software ANSYS Academic Ref. (3) proporcionada por CIATEQ, con las extensiones acústicas Ansys ACT Acoustics Extension V180.1 Ref. (4); las geometrías de los modelos se simplificaron a su forma más básica así como la planta de emergencia con sus tres componentes principales de generación de ruido (Generador eléctrico, Motor y Ventilador de enfriamiento), ocupando el software SolidWorks Ref. (5), con el fin de optimizar el enmallado y los tiempos de procesamiento en la solución de los modelos. En total se generaron 18 simulaciones en relación a los dos modelos estudiados (9 en Caseta Actual y 9 en Caseta Prototipo). En cada simulación se establecieron 6 micrófonos con nivel de presión sonora en ponderación A, a una altura aproximada de 1.2 metros del nivel del piso y a una distancia de 1 metro de la caseta tal como lo establece la norma NOM-081-SEMARNAT-1994 Ref. (6) de lo cual se generaron 50 muestras por cada micrófono establecido. Se fijó una frecuencia de operación de laboratorio desde 0 hasta 1500Hz donde el modelo en conjunto de su material de recubrimiento y espesor que obtuvo el mejor desempeño fue el "Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial" con recubrimiento de Styrene acrylonitrile Foam (SAN Foam) a un espesor de 50.8mm en el rango de 0 a 900Hz cumpliendo al 100% con la norma mexicana. Se determinó que el mayor nivel saliente de presión sonora acústica del modelo de la cabina se encuentra en las regiones de las rejillas de ventilación tanto superior como lateral. Se desarrolló una metodología para realizar el proceso de simulación, con el fin de que pueda ser aplicable para análisis posteriores.

Palabras Clave: Atenuación acústica, cabina de aislamiento acústico, análisis acústico por elemento finito (FEA), análisis de recubrimientos acústicos, cabina acústica para planta de emergencia.

1. Introducción.

IGSA S.A. de C.V. es una empresa mexicana que dentro de su política integral se compromete con la protección del medio ambiente y la comunidad, por tal razón se invierte en investigación desarrollo e innovación (I+D+i) a través de la vinculación con el Centro de Investigación CIATEQ en la generación de recursos humanos con el fin de desarrollar productos y servicios de calidad que cumplan los requerimientos legales o normativos de una manera responsable. Por lo anterior se da la necesidad de realizar un estudio predictivo acústico aplicado a el diseño actual comercial de una caseta acústica para planta de emergencia, el modelo de la planta ocupada es el GSCU00100S 100KVA Ref. (7) de IGSA. Esta planta de emergencia se considera como fuente de ruido principal en el análisis predictivo del presente proyecto, es diseñada y construida bajo sistema de certificación ISO 9001-2008.

Probada bajo especificaciones de diseño y condiciones de plena carga. La planta eléctrica está compuesta de un motor diésel de cuatro tiempos con 6 cilindros en línea, tipo industrial estacionario, acoplado a un generador de corriente alterna, controles y accesorios montados y probados en fábrica usando una carga resistiva variable por un periodo de 1 hora desde 0 a 100% de la carga. Construida con silenciador para gases de escape con una sección de tubo flexible para propósitos de conexión. Las partes principales son:

1. Motor CUMMINS 6BTA5.9G6.
2. Generador eléctrico STAMFORD.
3. Panel de control DEEP SEA 7320.
4. Sistema de escape de gases.
5. Filtros del motor.
6. Sistema de enfriamiento.
7. Base chasis de acero estructural.

Que se muestran en la Figura 1.1.

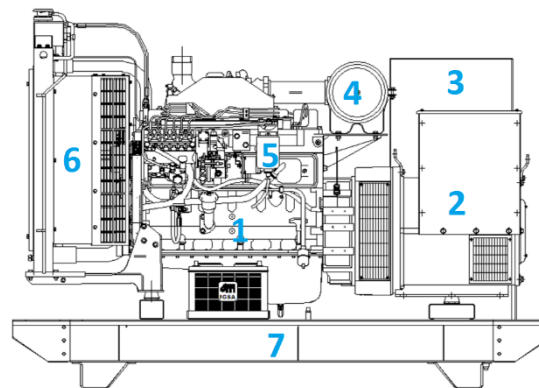


Figura 1.1. Planta IGSA Modelo: GSCU00100S.
CUMMINS, 6BTA5.9G6. 1800 RPM, 60 HZ.

Las pruebas aplicadas a la Caseta actual comercial para planta de emergencia Modelo GSCU00100S 100KVA presentan bajo índice de absorción de ruido acústico. Los datos de diseño y especificaciones técnicas del modelo quedan reservados por motivo de confidencialidad y protección de intereses de la empresa IGSA S.A. de C.V.

Como se ha mencionado la caseta acústica actual se comercializa sin recubrimiento acústico y cuando es requerido se cuenta con un recubrimiento de una espuma acústica convencional de poliuretano código IESA 24 FRF de 50.8mm, la cual presenta bajo índice de atenuación sonora; llegando a registrar un ruido máximo generado de aproximadamente 77dB. Dado esto se requiere el poder realizar pruebas con dos tipos de materiales de recubrimiento interno para la caseta acústica PVC Foam (80 kg/m^3) y SAN Foam (103 kg/m^3) seleccionados por sus especificaciones técnicas, y porque son materiales que comercialmente se pueden adquirir nacionalmente y se encuentran disponibles dentro de la librería de Ansys Academic Ref. (1).

A continuación, en la Tabla 2.3. “Tabla de materiales de absorción acústica a ocupar con principales características para la realización de un estudio armónico acústico”; se presentan sus especificaciones técnicas mínimas requeridas por el simulador para poder realizar un análisis armónico con el fin de determinar el nivel de presión sonora de la geometría determinada tanto para el modelo de la caseta actual, y así como para el modelo de la caseta prototipo.

Se consideró realizar el estudio en un rango de frecuencia de 0 a 1500Hz para el análisis armónico, dado que la frecuencia de paso considerando el motor con su eje y baleros, generador eléctrico y los alabes del sistema de ventilación se encuentran en su conjunto por arriba de 800Hz y menores a 1000Hz en un funcionamiento a carga completa de la planta de emergencia; por tal razón se establece un tope de 1500Hz con el fin de observar la respuesta en una escala más amplia de operación.

El modelado y los resultados serán evaluados de acuerdo a los lineamientos establecidos por la norma mexicana aplicada hacia fuentes fijas de emisión de ruido acústico que es la NOM-081-SEMARNAT-1994 Ref. (6), limitado a la selección de rango de frecuencia de paso establecida (0 a 1500hz) para el análisis a realizar. Por otro lado, se pretende el desarrollar una metodología de estudio que pueda ser aplicable para análisis posteriores.

La norma mexicana ha establecido que las diferentes fuentes de emisión de ruido deben de ser reguladas; niveles de ruido demasiado altos pueden causar daños a la salud, accidentes, afectar la productividad o la atención de las personas, ya que no se oyen las alarmas y otras señales acústicas.

En el caso de las plantas de emergencia se les considera como una fuente fija de emisión de ruido acústico. Una fuente fija es un elemento o un conjunto de elementos

capaces de producir ruido que es emitido hacia el exterior a través de las colindancias del predio por el aire y por el suelo. La Tabla 1.1 muestra los límites máximos permisibles del nivel sonoro en ponderación A emitido por fuentes fijas.

Tabla 1.1. Límites máximos permisibles de nivel de presión sonora en ponderación A.

ZONA	HORARIO	LÍMITE MÁXIMO PERMISIBLE dB (A)
Residencial 1 (exteriores)	6:00 a 22:00	55
	22:00 a 6:00	50
Industriales y comerciales	6:00 a 22:00	68
	22:00 a 6:00	65
Escuelas (áreas exteriores de juego)	Durante el juego	55
Ceremonias, festivales y eventos de entretenimiento.	4 horas	100

Estos datos de límites máximos corresponden a la actualización del artículo 5.4 de la NOM-081-SEMARNAT-1994 publicada el 03 de diciembre del 2013 Ref. (8). Donde la zona objetivo de aplicación es para zonas industriales y comerciales en un horario de 6:00-22:00hrs se tiene un máximo nivel de ruido permitido de 68dB, y en el horario de 22:00-6:00hrs se tiene un máximo nivel de ruido permitido de 65dB.

Para el modelado y el análisis los puntos de medición se deben establecer de acuerdo a la norma NOM-081-SEMARNAT-1994, donde indica en el numeral 5.3.2.4.4 que “si la fuente fija no se halla limitada por confinamientos y no existe forma de determinar los límites del predio (maquinaria en la vía pública, por ejemplo), los puntos de medición deben situarse a un 1 m de distancia de ésta, a una altura del piso no inferior a 1.20 m” Ref. (6 pág. 7).

El nivel de presión acústica (L) esta expresado como una magnitud logarítmica la cual se define internacionalmente como:

$$L = 20 \log \left(\frac{p}{p_0} \right) = 10 \log \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 \quad (1.1)$$

Ec. 1.1: Nivel de presión acústica. Ref. (9 pág. 6).

Donde $p_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$. Esta presión corresponde aproximadamente al valor mínimo de presión que debería tener un tono puro de 1000Hz para que una persona normal lo perciba. Se entiende por p el valor efectivo de la señal temporal (frecuentemente designado como raíz cuadrática media o RMS: Root Mean Square).

El termino dB (decibel o decibelio) no es una unidad de medida, este se usa únicamente para indicar que se ha utilizado una relación logarítmica. El factor 20 (ó 10) en la ecuación (1) se ha elegido de manera tal que 1 dB corresponde aproximadamente a la mínima diferencia en el nivel de presión sonora necesaria para que el ser humano perciba dos sonidos con distinto volumen Ref. (9 pág. 6).

Para el caso donde se tienen diferentes fuentes de ruido la ecuación equivalente queda expresada por:

$$L_{tot} = 10 \log \left(\sum_{i=1}^N 10^{\frac{L_i}{10}} \right) \quad (1.2)$$

Ec. 1.2: Nivel de presión acústica con diferentes fuentes de ruido. N es el número de fuentes de ruido con nivel individual L_i . Ref. (9 pág. 7).

Se aplicó un análisis de elementos finitos (FEA: Finite Element Analysis) en un entorno virtual a los modelos de casetas acústicas, con el propósito de realizar diferentes tipos de pruebas con los materiales de recubrimiento para la insonorización interna, FEA es la aplicación

práctica del método de elementos finitos (FEM: Finite Element Method).

Carl Q. Howard y Benjamín S. Cazzolato Ref. (10) establecen que el análisis de elementos finitos es un método numérico que se puede utilizar para calcular la respuesta de una estructura complicada debido a la aplicación de las funciones de forzamiento, que puede ser una fuente acústica o una distribución de fuerzas mecánicas. FEA también se puede utilizar para estimar la potencia acústica radiada por una estructura o la distribución del campo de sonido en un espacio cerrado.

El Análisis de elementos finitos de los sistemas acústicos implica la discretización del volumen acústico en elementos y nodos. Un volumen acústico cerrado podría estar rodeado de paredes rígidas, una estructura flexible, o las paredes para su aislamiento acústico. Alternativamente, la radiación acústica de una estructura en un campo anecoico o libre, también puede ser examinado.

Los métodos de análisis se pueden utilizar para calcular los campos acústicos y vibración estructural para sólo los sistemas más simples, con geometrías típicamente limitadas a rectángulos y círculos y sus equivalentes 3D, por lo cual en el proyecto se realizaron las geometrías simples básicas de las casetas acústicas tanto para el modelo actual comercial y el modelo de caseta prototipo.

Existen dos formulaciones de elementos finitos que se utilizan para analizar problemas acústicos las cuales son presión y desplazamiento. El elemento finito que se utilizó es el elemento formulado a presión. La presión acústica L_f dentro de un elemento finito puede escribirse como:

$$L_f = \sum_{i=1}^m N_i L_{fi}$$

(1.3)

Ec. 1.3: Ecuación de presión acústica L_f dentro de un elemento finito Ref. (10 pág. 13).

Donde N_i es un conjunto de funciones de forma lineal, L_{fi} son presiones acústicas nodales en el nodo i , y m es el número de nodos que forman el elemento.

Para los elementos acústicos formados a presión, la ecuación de elemento finito sin pérdidas para el fluido en forma de matriz es:

$$[M_f]\{\ddot{L}_f\} + [K_f]\{L_f\} = \{F_f\} \quad (1.4)$$

Ec. 1.4: Ecuación de elemento finito sin pérdidas para el fluido en forma de matriz. Ref. (10 pág. 13).

Donde $[K_f]$ es la matriz de rigidez de fluido equivalente, $[M_f]$ es la matriz de masa de fluido equivalente, $\{F_f\}$ es un vector de cargas de fluido aplicadas, $\{L_f\}$ es un vector de presiones acústicas nodales desconocidas y $\{\ddot{L}_f\}$ es un vector de la segunda derivada de la presión acústica con respecto al tiempo.

Existen varios tipos de análisis disponibles para realizar investigaciones acústicas y de vibración utilizando el software ANSYS, más es de referenciar que el análisis acústico que se seleccionó para determinar los niveles de presión de sonido dentro de las casetas a modelar se realizó a través del tipo de análisis armónico Ref. (10 pág. 6). Este es utilizado para calcular la respuesta armónica de un sistema y puede ser determinado a través de dos métodos los cuales son el método completo y el método de suma modal (o superposición). El método completo, implica la formación de las matrices de masa $[M]$, amortiguamiento $[C]$ y rigidez $[K]$ y el vector de carga $\{f\}$ de las ecuaciones dinámicas de movimiento. Entonces, combinando las matrices e invirtiendo la matriz combinada y multiplicándola con la carga vectorial para calcular los desplazamientos nodales $\{u\}$, la

Ecuación de desplazamiento queda como sigue:

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} &= \{f\} \\ -\omega^2[M]\{u\} + j\omega[C]\{u\} + [K]\{u\} &= \{f\} \\ (-\omega^2[M] + j\omega[C] + [K])\{u\} &= \{f\} \end{aligned}$$

$$\{u\} = (-\omega^2[M] + j\omega[C] + [K])^{-1}\{f\}$$

(1.5)

Ec. 1.5: Ecuación de desplazamiento Ref. (10 pág. 8)

El método de suma modal implica el cálculo de las formas de los modos de una estructura o sistema acústico, y determina que porción de cada modo, llamado factores de participación modal P_n , que contribuye en la respuesta general. La Figura 1.2 muestra el concepto del método de suma modal, considerando una viga soportada simple que tiene formas modales de vibración ψ_n que se asemejan al medio de ondas sinusoidales y que contribuyen para la respuesta total del sistema.

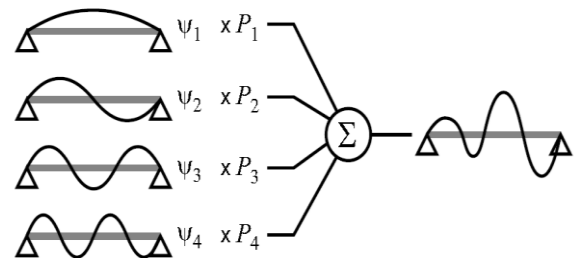


Figura 1.2. Esquema de concepto de método de suma modal. Donde las fracciones (factores de participación modal) P_n de cada forma de modo ψ_n contribuyen para la respuesta total del sistema. Ref. (10 pág. 9).

Para la emulación de las fuentes de ruido se consideró la utilización de fuentes de masa armónica (Generador eléctrico, Motor y Ventilador de enfriamiento), las cuales son adecuadas para realizar el análisis de respuesta armónica, puede simularse en ANSYS Workbench seleccionando dentro de la aplicación de Ansys Academic Workbench - Mechanical: [Mass Source \(Harmonic\)](#) desde el menú de

excitación en la barra de menús de ACT Acoustics.

Una fuente de masa es un caudal másico y se define como un valor (normalizado) por unidad de volumen como Ref. (10 pág. 49).

$$\frac{\text{masa}}{\text{longitud}^2 * \text{tiempo}} \quad (1.6)$$

Ec 1.6: Unidades de representación para una fuente de masa armónica Ref. (10 pág. 49).

Una fuente de masa puede aplicarse a un vértice, borde, cara o cuerpo, sin embargo, las unidades tienen que ser ajustadas. La Tabla 1.2 lista las unidades de la fuente de masa dependiendo del objeto al que se adjunta la fuente.

Tabla 1.2: Unidades para fuente de masa armónica para vértice, borde, cara y cuerpo.

Geometría	Unidad
Vértice	$kg / (s)$
Borde	$kg / (m * s)$
Cara	$kg / (m^2 * s)$
Cuerpo	$kg / (m^3 * s)$

Para el análisis de la predicción de intensidad de ruido acústico se aplicó una fuente de masa de tipo Cara, tanto a la planta de emergencia, así como al sistema de enfriamiento y el alternador.

Dentro del modelado se consideró una cámara anecoica o anecoide, que es una sala diseñada para absorber en su totalidad las reflexiones producidas por ondas acústicas en cualquiera de las superficies que la conforman (suelo, techo y paredes laterales). A su vez, la cámara se encuentra aislada del exterior de cualquier fuente de ruido o influencia sonora externa. La combinación

de estos dos factores implica que la sala emule las condiciones acústicas que se darían en un campo libre, ajeno a cualquier tipo de efecto o influencia de la habitación fruto de dichas reflexiones Ref. (9 pág. 47).

El rango de frecuencias de la cámara anecoica suele ser desde aproximadamente los 200 Hz a los 20 kHz, con una absorción superior al 95%. Cabe destacar que existen dificultades en las frecuencias más bajas a causa de la respuesta de los materiales absorbentes y de las dimensiones de la cámara. Ref. (11). Para la aplicación del estudio predictivo en la caseta acústica se generará en el modelo una cámara anecoica a través de la función Perfectly Matched Layers.

Las capas perfectamente acopladas (PMLs) se usan para absorber las ondas acústicas incidentes y no reflejan ondas excepto aquellas que viajan tangencialmente a la capa Ref. (12 pág. 65). Una región PML 3-D consta de capas de elementos que se extienden desde el volumen interior hacia el dominio abierto como se muestra en la Figura 1.3.

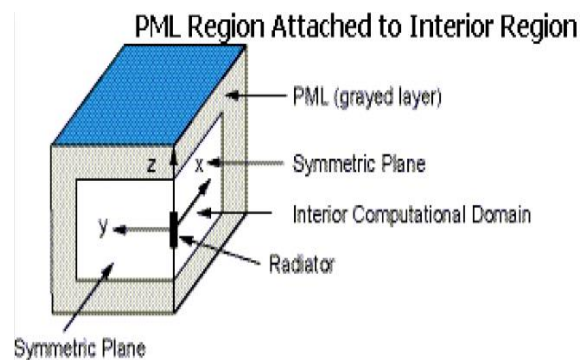


Figura 1.3. Región PML adjunta a la región interior. Ref. (12 pág. 66).

En el diseño se creó un modelo de elementos finitos para simular un campo libre o una cámara anecoica con una región de elementos acústicos rodeada por una capa perfectamente acoplada (Perfectly Matched

Layers - PLM); elementos que actúan para absorber las ondas acústicas salientes.

2. Materiales y Equipos.

El modelado acústico se realizó con el software ANSYS Academic Ref. (3), con las extensiones acústicas Ansys ACT Acoustics Extension V180.1 Ref. (4); las geometrías de los modelos se simplificaron a su forma más básica así como la planta de emergencia con sus tres componentes principales (Generador eléctrico, Motor y Ventilador de enfriamiento), ocupando el Software SolidWorks Ref. (5), con el fin de optimizar el enmallado y los tiempos de procesamiento en la solución de los modelos.

La Figura 2.1 muestra el modelo básico de la caseta acústica actual comercial.

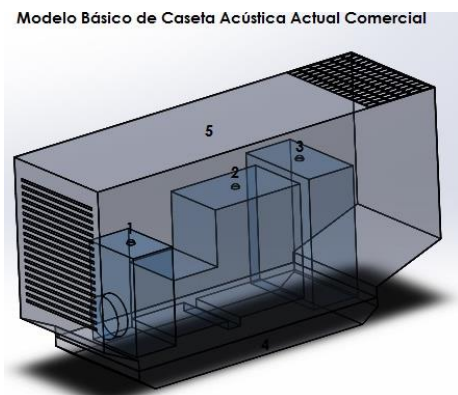


Figura 2.1. Modelo básico de caseta acústica actual comercial.

La Figura 2.2 muestra el modelo básico de la caseta acústica caseta acústica prototipo.

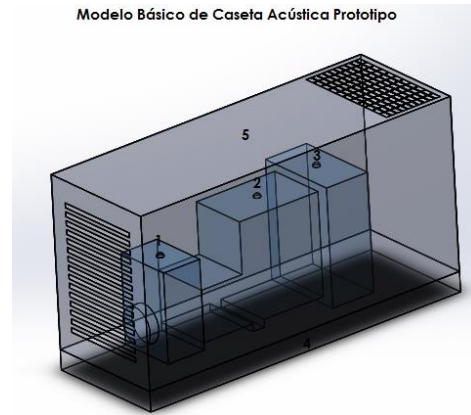


Figura 2.2: Modelo básico de caseta acústica prototipo.

Las Geometrías quedan conformadas principalmente por:

1. Generador eléctrico
2. Motor
3. Ventilador
4. Base
5. Caseta Acústica.

Se consideró aplicar los materiales de recubrimiento de la caseta de manera uniforme en toda la geometría y con los espesores objetivo antes mencionados que son de 25.4mm, 38.1mm y 50.8mm.

Los materiales a utilizar para el recubrimiento interior se eligieron por sus especificaciones técnicas al ser materiales porosos Ref. (13). Adicionalmente a esto, son materiales que comercialmente se pueden adquirir nacionalmente y dos de ellos se encuentran disponibles dentro de la librería de Ansys Academic dentro de la base de datos de ANSYS Engineering Data Ref. (1), los cuales son esponja de policloruro de vinilo (PVC Foam: Polyvinyl chloride Foam) y esponja de estireno acrilonitrilo (SAN Foam: Styrene acrylonitrile Foam).

La Figura 2.3 y Figura 2.4 muestra las vistas laterales de geometrías básicas de casetas con la aplicación de los materiales de recubrimiento para el modelo básico de caseta actual comercial y el modelo básico

de caseta prototipo de las cuales se expresa un resumen en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Tabla de espesores en relación a las Figuras 2.3 y 2.4.

Modelo de Caseta	Espesor aplicado de recubrimiento	Figura
Actual Comercial	25.4mm	Figura 2.3A
Actual Comercial	38.1mm	Figura 2.3B
Actual Comercial	50.8mm	Figura 2.3C
Prototipo	25.4mm	Figura 2.4A
Prototipo	38.1mm	Figura 2.4B
Prototipo	50.8mm	Figura 2.4C

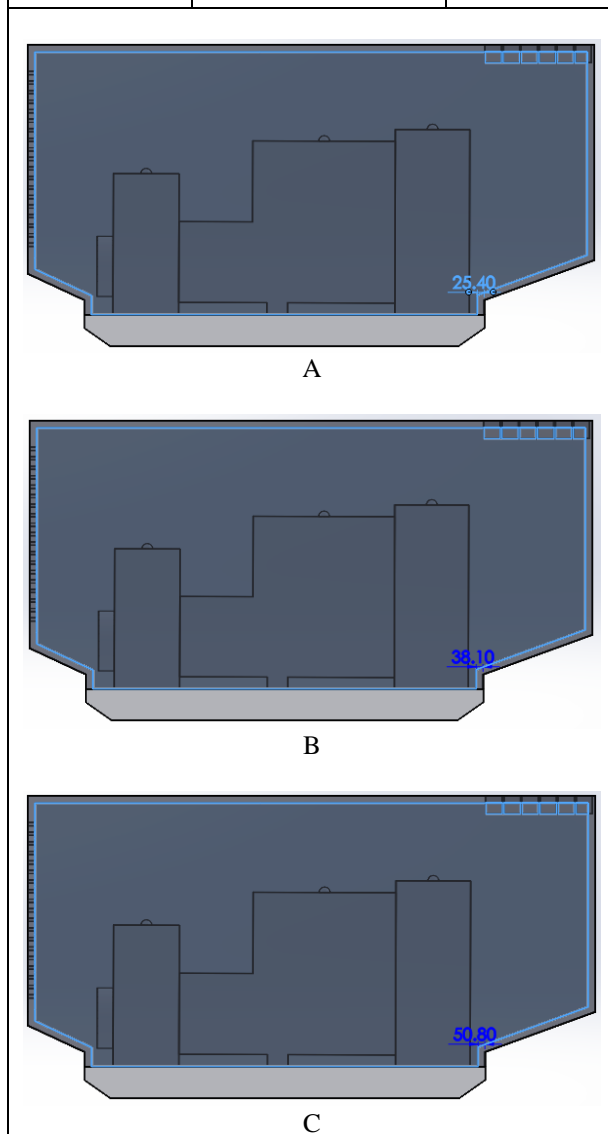


Figura 2.3. Vistas laterales de aplicación de recubrimiento de 25.4mm(A), 38.1mm(B) y 50.80mm(C) en modelo básico de caseta actual comercial

Un material comercial de nombre PABA POLYDAMP Ref. (2) fue considerado en el presente estudio el cual se agregó en la base de datos de ANSYS con las principales características requeridas para su modelación en un análisis de respuesta armónica Ref. (14).

Se consideraron 3 fuentes generadoras de ruido acústico, modelándolas como fuente de masa armónica que emularon el ruido generado por la planta de emergencia esto es, motor, ventilador de enfriamiento y

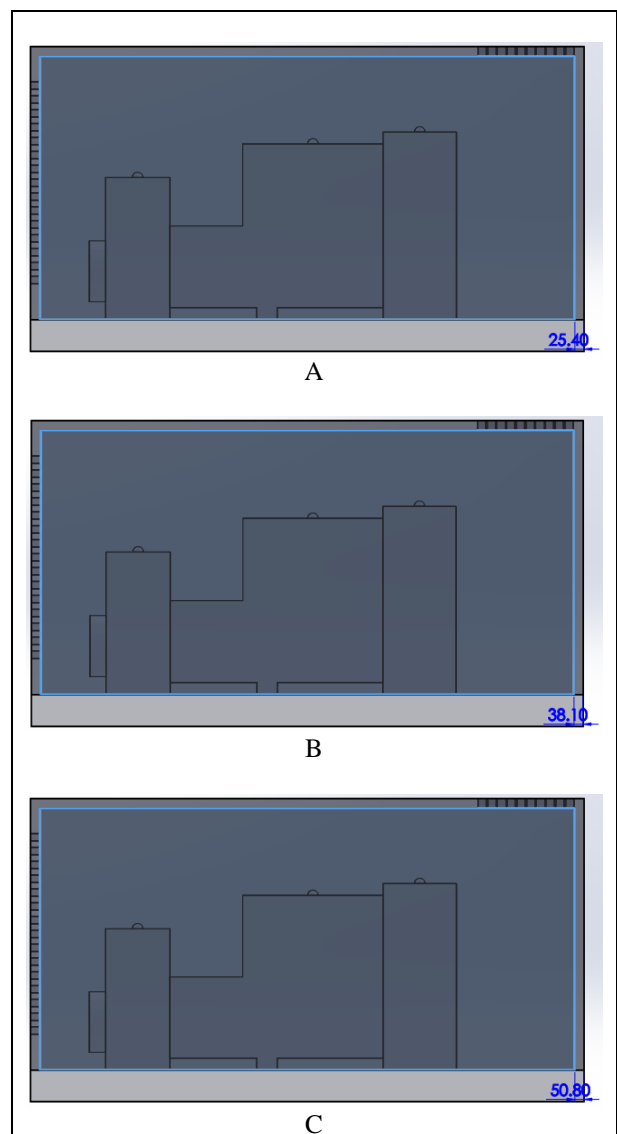


Figura 2.4. Vistas laterales de aplicación de recubrimientos de 25.4mm(A), 38.1mm(B) y 50.80mm(C) en modelo básico de caseta prototipo.

alternador, con las magnitudes de generación de ruido expresadas en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Magnitudes de generación de ruido.

Fuente de Ruido	Magnitud
Generador eléctrico	$0.02\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$.
Motor	$0.06\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$.
Ventilador	$0.01\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$.

En la Tabla 2.3 se presentan las principales características generales de los tres materiales ocupados, expresando valores de densidad, módulo de Young, coeficiente de Poisson, módulo de volumen y módulo de corte.

Tabla 2.3. Tabla de materiales de absorción acústica a ocupar con principales características para la realización de un estudio armónico acústico.

Material	Densita (kg m^{-3})	Young's Modulus (Pa)	Poisson's Ratio	Bulk Modulus (Pa)	Shear Modulus (Pa)
PVC Foam	80	$1.02\text{E}+08$	0.3	$8.50\text{E}+07$	$3.92\text{E}+07$
SAN Foam	103	$8.50\text{E}+07$	0.3	$7.08\text{E}+07$	$3.27\text{E}+07$
PABA	29	82737	0.3	68948	31822

3. Métodos Experimentales.

Para el estudio acústico se crearon dos encierros como se muestra en la Figura 3.1, en el primero se estableció a una distancia uniforme de 1m en todas las regiones de la caseta acústica estableciendo un dominio computacional, esto con el fin de determinar

el nivel de presión sonora objetivo limitada conforme a la norma mexicana NOM-081-SEMARNAT-1994.

En este encierro se asignaron 6 puntos de medición (A, B, C, D, E, F). Estos puntos son ubicados de forma simétrica al límite establecido a una altura aproximada de 1,2m como lo establece la norma, y son representados como micrófonos de campo lejano acústico, los cuales se puede insertar utilizando el objeto "Micrófono de campo lejano acústico" disponible en el menú "Resultados" de ANSYS.

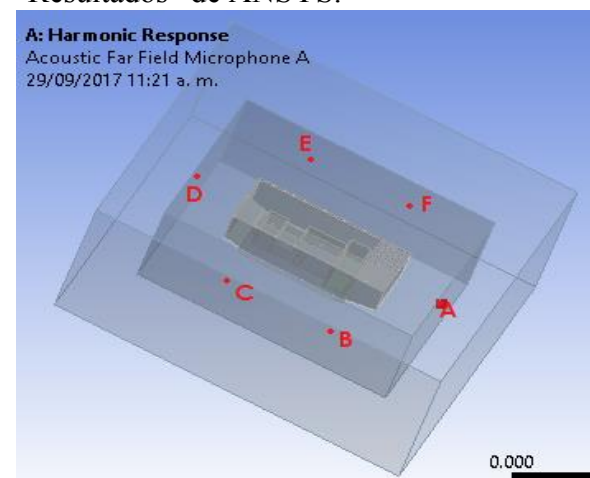


Figura 3.1. Encierro general PML y encierro de dominio computacional con micrófonos de medición (A, B, C, D, E, F).

Las coordenadas del micrófono se pueden definir en un sistema de coordenadas esférico o cartesiano, en este caso se seleccionó un sistema de coordenadas cartesiano. El resultado se elige en los detalles del objeto por lo cual se asignó el expresar los resultados en nivel de presión de sonido ponderado "A", puesto que así es requerido en la norma.

El segundo encierro está enfocado a emular una cámara anecoica que es una sala diseñada para absorber en su totalidad las reflexiones producidas por ondas acústicas en cualquiera de las superficies que la conforman (suelo, techo y paredes laterales). En el diseño se consideró que esta cámara se encuentra aislada del exterior de cualquier

fuelle de ruido o influencia sonora externa. Para esto se aplicó la función llamada Perfectly Matched Layers (PMLs) desde las propiedades del cuerpo acústico previamente definido, considerando que las capas perfectamente acopladas son materiales artificiales que absorben todas las ondas entrantes sin ninguna reflexión. Adicionalmente con la aplicación de esta función fue posible calcular los resultados del campo acústico, más allá del dominio computacional establecido. La combinación de estos dos encierros implica que la sala emule las condiciones acústicas que se darían en un campo libre, ajeno a cualquier tipo de efecto o influencia de reflexión acústica y así poder obtener los mejores resultados del sistema.

Se establecieron los parámetros para el análisis armónico con los siguientes datos:

- Rango Mínimo de frecuencia 0Hz.
- Rango Máximo de frecuencia 1500Hz.
- 50 intervalos con el fin de tener múltiplos de frecuencia de 30Hz.
- Método de solución "Completo".

La malla fue definida en todos los cuerpos a un tamaño de 0.3m, con una calidad objetivo de 0.05, se generó de manera automática considerando los tipos de elementos acústicos como tetraedros, el número total de elementos generados para el Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA a un espesor de 25.4mm fue de 88590 y el número total de nodos fue de 123593. Quedando expresada como se muestra en la Figura 3.2 vista de enmallado de la geometría general.

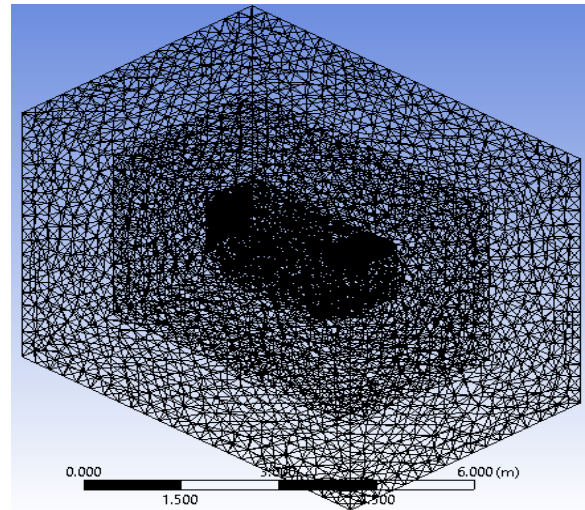


Figura 3.2. Muestra la vista de enmallado de la geometría general para el Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA a un espesor de 25.4mm.

La Figura 3.3 representa una vista de corte del enmallado realizado a la geometría para el Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA a un espesor de 25.4mm, donde puede apreciarse las mallas individuales y acopladas que representan las geometrías de la planta de emergencia, caseta acústica con recubrimiento, dominio computacional y PML; y la Figura 3.4 muestra solo la malla de la caseta acústica en conjunto de su recubrimiento.

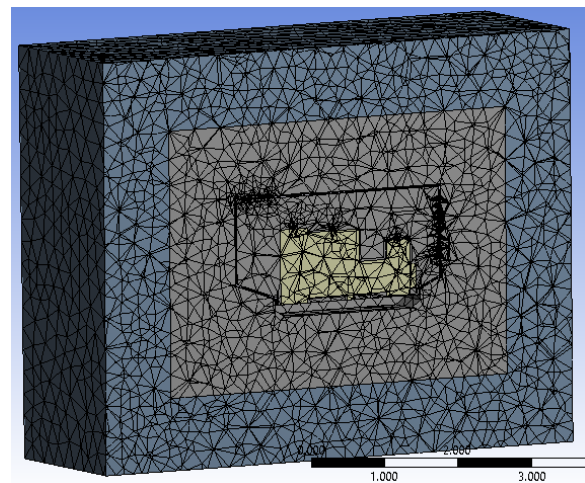


Figura 3.3. Vista de corte de enmallado de modelo general para el Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA a un espesor de 25.4mm.

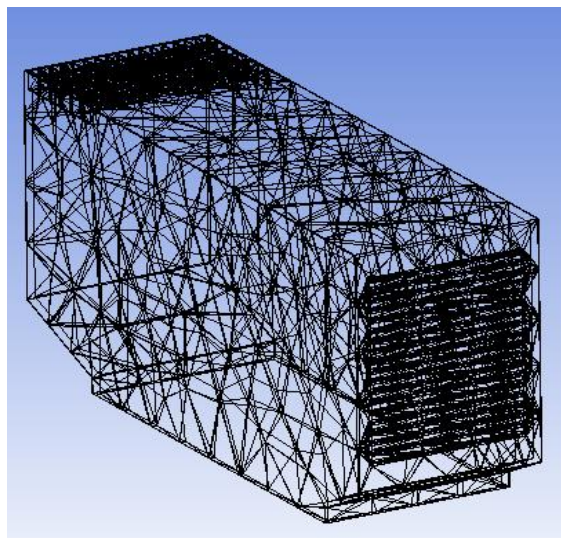


Figura 3.4. Representa la malla generada de la geometría para el Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA a un espesor de 25.4mm.

El procedimiento de generación y recopilación de resultados fue aplicado al análisis de las diferentes combinaciones de los dos modelos a tratar en relación a su material de recubrimiento acústico, considerando el espesor ocupado; esto es, aplicable para los siguientes modelos:

- Modelo Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA POLYDAMP® Acoustical Foam Barrier Composite de espesores de 25.4mm, 38.1mm y 50.8mm.
- Modelo Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico Polyvinyl chloride Foam (PVC Foam) de espesores de 25.4mm, 38.1mm y 50.8mm.
- Modelo Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico Styrene acrylonitrile Foam (SAN Foam) de espesores de 25.4mm, 38.1mm y 50.8mm.
- Modelo de Caseta Acústica Prototipo con material de recubrimiento acústico PABA POLYDAMP® Acoustical Foam Barrier Composite de espesores de 25.4mm, 38.1mm y 50.8mm.

- Modelo de Caseta Acústica Prototipo con material de recubrimiento acústico Polyvinyl chloride Foam (PVC Foam) de espesores de 25.4mm, 38.1mm y 50.8mm.
- Modelo de Caseta Acústica Prototipo con material de recubrimiento acústico Styrene acrylonitrile Foam (SAN Foam) de espesores de 25.4mm, 38.1mm y 50.8mm.

Obteniendo un total de 18 combinaciones, 9 para el Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial y 9 para Modelo de Caseta Acústica Prototipo; por lo cual solo se indicará el procedimiento realizado en la recopilación de la información obtenida por el Micrófono A del modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA POLYDAMP® Acoustical Foam Barrier Composite a un espesor de 25.4mm, dado que el procedimiento es repetitivo en todos los casos.

4. Discusión y Resultados.

Para verificar los resultados obtenidos del modelo seleccionamos el micrófono de campo lejano a elección (En este caso será el Micrófono A). Una vez seleccionado se despliega en la ventana de vista de datos la tabla de los valores generados del nivel de presión sonora en ponderación A valores que se muestra en la Tabla 4.1, los cuales se encuentran en relación a los parámetros establecidos de frecuencia que va desde 0 hasta 1500hz y su intervalo de solución establecido (Múltiplos de 30Hz).

Tabla 4.1. Datos generados en Ansys con los valores del nivel de presión sonora en ponderación A, para el micrófono A del Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA a un espesor de 25.4mm.

No.	Frecuencia (Hz)	Micrófono A (dBA)
1	30	-19
2	60	-7
3	90	-3
4	120	0

5	150	13
6	180	4
7	210	14
8	240	19
9	270	12
10	300	33
11	330	39
12	360	27
13	390	38
14	420	34
15	450	45
16	480	40
17	510	17
18	540	40
19	570	40
20	600	49
21	630	49
22	660	46
23	690	45
24	720	41
25	750	54
26	780	48
27	810	45
28	840	58
29	870	56
30	900	57
31	930	59
32	960	59
33	990	64
34	1020	65
35	1050	63
36	1080	60
37	1110	58
38	1140	62
39	1170	59
40	1200	60
41	1230	67
42	1260	65
43	1290	70
44	1320	69
45	1350	69
46	1380	64
47	1410	72
48	1440	62
49	1470	66
50	1500	60

La Figura 4.1 muestra gráficamente la ubicación del Micrófono A.

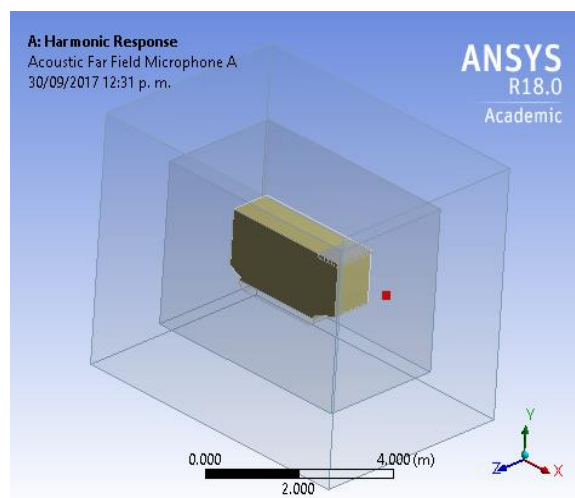


Figura 4.1. Micrófono A definido en Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA a un espesor de 25.4mm.

La Figura 4.2 muestra la gráfica de los datos generados en Ansys con los valores del nivel de presión sonora en ponderación A, para el micrófono A, del Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA a un espesor de 25.4mm.

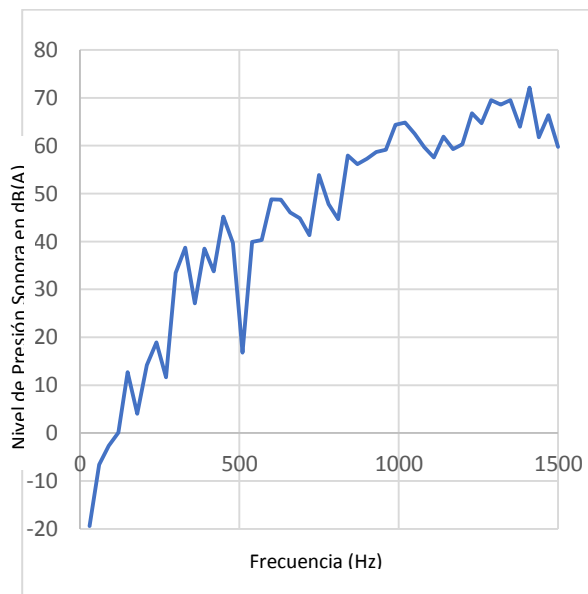


Figura 4.2. Valores obtenidos en Ansys para el micrófono A, del Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento acústico PABA a un espesor de 25.4mm que expresa el nivel de presión sonora (dBA) en relación a la frecuencia.

Se procede con la exportación de los valores obtenidos de los micrófonos (A, B, C, D, E, F), y en cada modelo generado dando clic derecho encima del micrófono y en el menú desplegable se selecciona “Export”. El archivo de exportación se realiza en formato .txt de texto, posteriormente, los valores generados se integraron en una hoja de cálculo para su análisis.

Los resultados de los micrófonos por modelo se analizaron eligiendo el valor máximo como valor representativo en relación a los rangos de frecuencia de estudio (0-1500Hz). Posteriormente se realizó una comparativa de los valores máximos generales obtenidos de los modelos de caseta prototipo y caseta actual esto de acuerdo a sus espesores, representados en las Figuras 4.3, 4.4 y 4.5. La Figura 4.3 representa la gráfica de valores máximos de nivel de presión sonora ponderación A de Casetas Acústicas modelo Actual y Modelo Prototipo con Materiales PABA, PVC Foam y SAN Foam de 25.4mm de espesor.

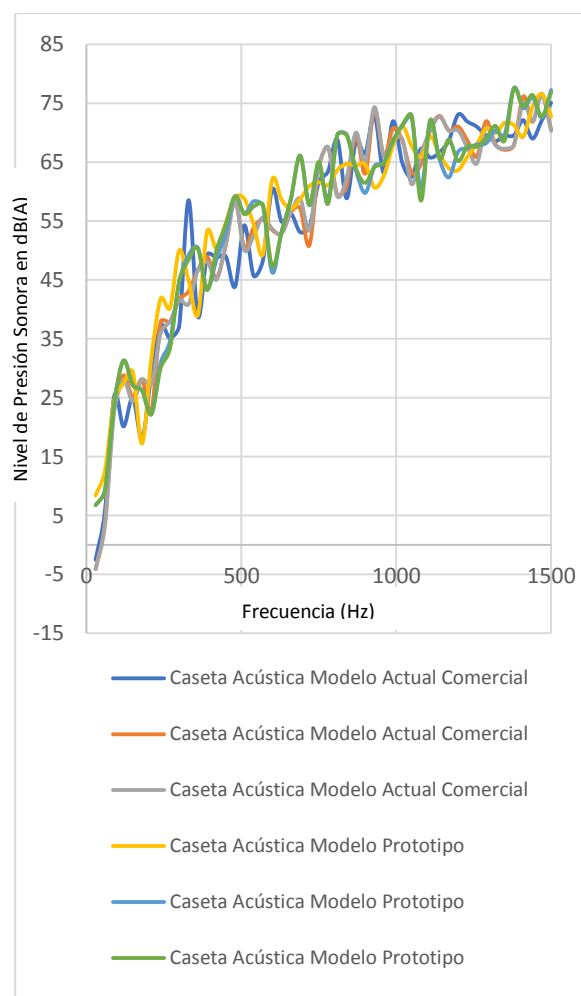


Figura 4.3. Valores máximos de nivel de presión sonora ponderación A de Casetas Acústicas modelo Actual y Modelo Prototipo con Materiales PABA, PVC Foam y SAN Foam de 25.4mm de espesor.

Se verifica para este caso que el Modelo de Caseta Acústica Prototipo con recubrimiento de material PABA de espesor de 25.4mm, es el que presenta un mejor desempeño acústico en comparación con los límites establecidos por la norma, otorgando un 68% de cumplimiento a un rango de frecuencia de 0 a 1500Hz y un 100% en un rango de frecuencias de 0 a 960Hz. Este segundo rango de frecuencias se establece como referencia en base a los resultados con el fin de determinar cuál fue la frecuencia en que el modelo cumplió al cien por ciento.

La Figura 4.4 representa la gráfica de valores máximos de nivel de presión sonora

ponderación A de Casetas Acústicas modelo Actual y Modelo Prototipo con Materiales PABA, PVC Foam y SAN Foam de 38.1mm de espesor.

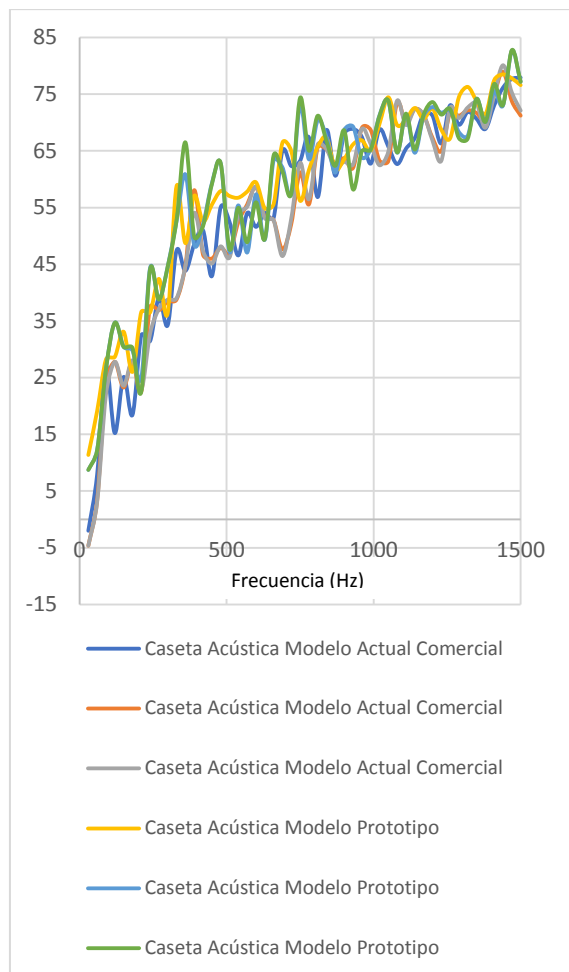


Figura 4.4. Valores máximos de nivel de presión sonora ponderación A de Casetas Acústicas modelo Actual y Modelo Prototipo con Materiales PABA, PVC Foam y SAN Foam de 38.1mm de espesor.

Podemos observar que, en comparación con los límites establecidos por la norma, el cumplimiento está limitado en un rango de frecuencias de 0 a 780Hz, para el Modelo de caseta acústica Actual comercial considerando el material de recubrimiento PVC Foam y SAN Foam a un espesor de 38.1mm, y de manera general en el rango de estudio establecido de 0 a 1500Hz presentan ambos modelos un cumplimiento del 64%.

La Figura 4.5 representa la gráfica de valores máximos de nivel de presión sonora ponderación A de Casetas Acústicas modelo Actual y Modelo Prototipo con Materiales PABA, PVC Foam y SAN Foam de 50.8mm de espesor.

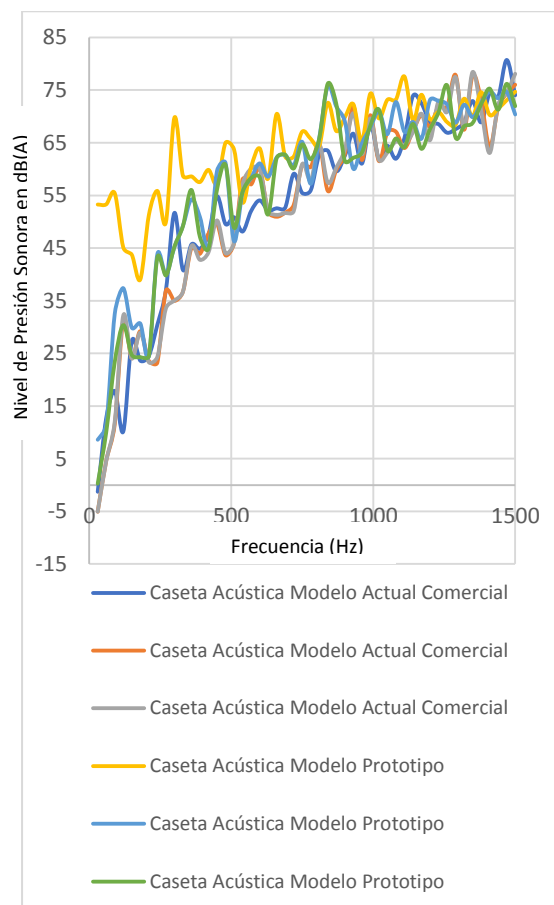


Figura 4.5. Valores máximos de nivel de presión sonora ponderación A de Casetas Acústicas modelo Actual y Modelo Prototipo con Materiales PABA, PVC Foam y SAN Foam de 50.8mm de espesor.

Para este caso donde el recubrimiento aplicado a los modelos de Casetas acústicas, fue de 50.8mm, se presenta una ventaja muy marcada a favor del Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial, puesto que, en comparación con los límites establecidos por la norma mexicana, se tiene un cumplimiento al 100% el cual se encuentra en un rango de frecuencias de 0 a 900Hz, en los tres materiales de recubrimiento acústico.

A continuación, se presenta una tabla de resumen de cumplimiento, donde se expresan los valores de acuerdo a los límites permitidos establecidos por la norma mexicana NOM-081-SEMARNAT-1994 a una frecuencia de operación de 0 a 1500Hz y de 0-960Hz considerando esta última como la frecuencia de cumplimiento de modelo.

Tabla 4.2. Resumen de cumplimiento de los Modelos planteados (Actual y Prototipo) con sus recubrimientos aplicados a diferentes espesores de acuerdo a los límites permitidos establecidos por la norma mexicana NOM-081-SEMARNAT-1994.

Modelo de Caseta con recubrimiento y espesor	Porcentaje de Cumplimiento 0-960Hz	Porcentaje de Cumplimiento 0-1500Hz
Actual PABA 25.4mm	92%	60%
Actual PVC Foam 25.4mm	92%	60%
Actual SAN Foam 25.4mm	90%	58%
Prototipo PABA 25.4mm	100%	68%
Prototipo PVC Foam 25.4mm	94%	62%
Prototipo SAN Foam 25.4mm	92%	58%
Actual PABA 38.1mm	88%	56%
Actual PVC Foam 38.1mm	94%	64%
Actual SAN Foam 38.1mm	94%	64%
Prototipo PABA 38.1mm	90%	54%
Prototipo PVC Foam 38.1mm	90%	58%
Prototipo SAN Foam 38.1mm	88%	54%
Actual PABA 50.8mm	98%	68%
Actual PVC Foam 50.8mm	98%	68%
Actual SAN Foam 50.8mm	98%	70%
Prototipo PABA 50.8mm	82%	46%
Prototipo PVC Foam 50.8mm	90%	54%
Prototipo SAN Foam 50.8mm	94%	64%

Con los resultados de la gráfica de la Figura 4.9, se puede determinar que el modelo de caseta acústica con mejor respuesta de atenuación es el Modelo Actual Comercial, aplicando materiales de recubrimiento acústico de 50.8mm de espesor y obtenido el mejor rendimiento con el material de recubrimiento SAN Foam (Styrene acrylonitrile Foam). Esto es, de acuerdo a la

norma mexicana se tiene el 98% de cumplimiento en el rango de frecuencias de 0 a 960Hz y del 70% a un rango de 0 a 1500Hz.

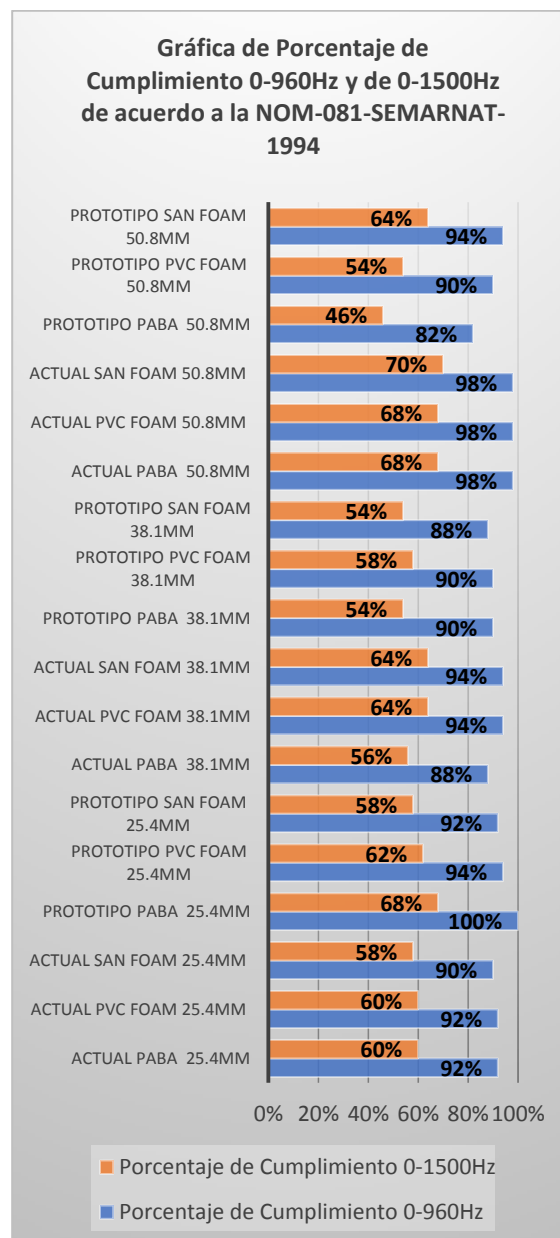


Figura 4.6. Gráfica de Porcentaje de Cumplimiento 0-960Hz y de 0-1500Hz de acuerdo a la NOM-081-SEMARNAT-1994.

Las Figuras 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10 muestran el nivel de presión acústica representado en decibeles ponderación A, del Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento SAN Foam de

50.8mm de espesor, a una frecuencia de 1500Hz.

La Figura 4.7A representa el nivel de presión acústica en 3D de manera general, y en la Figura 4.7B una vista frontal de corte en la cual muestra que el nivel más alto se encuentra en la parte central del motor.

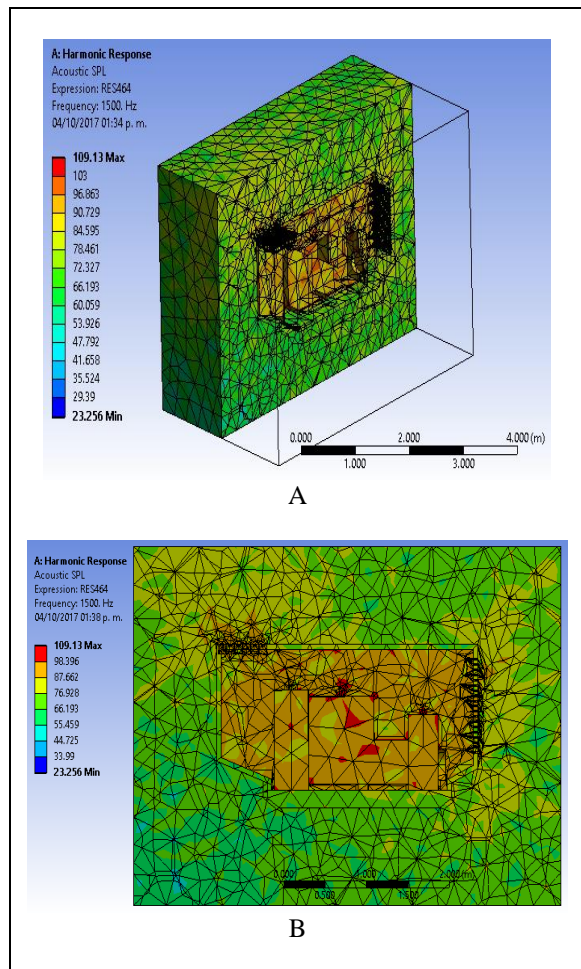


Figura 4.7. Nivel de presión acústica representado en decibels ponderación A. Vista de corte 3D “A” y plano “B” de dominio computacional del Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento SAN Foam de 50.8mm de espesor a una frecuencia de 1500Hz.

Las partes de la figura 4.8A y 4.8C representan las vistas laterales completas y las Figuras 4.8B y 4.8C representan sus cortes correspondientes del dominio computacional.

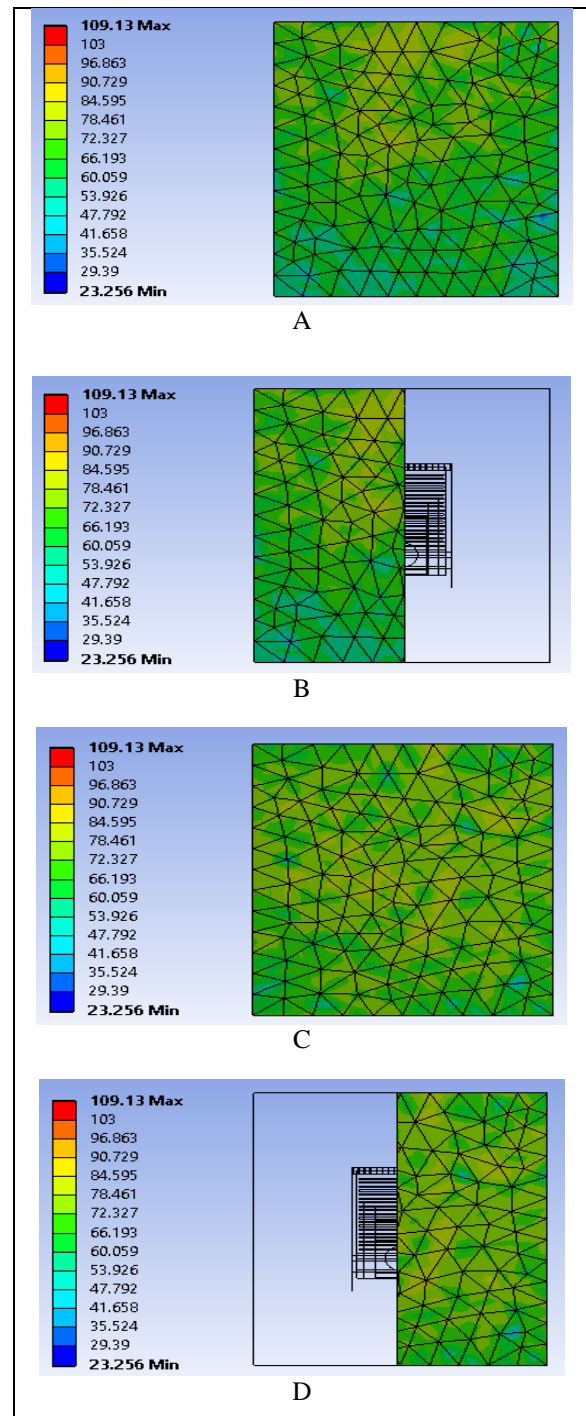


Figura 4.8. Nivel de presión acústica representado en decibels ponderación A. Vistas laterales “A”, “C” y de corte “B”, “D” de dominio computacional Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento SAN Foam de 50.8mm de espesor a una frecuencia de 1500Hz.

Donde en Figura 4.8C, es la parte del dominio computacional, donde se ubica la rejilla de ventilación lateral de la caseta, y es la cara de mayor concentración de nivel de

presión acústica representado en decibeles ponderación A.

La Figura 4.9A y 4.9C muestra las vistas frontales del dominio computacional, donde la mayor concentración de nivel de presión de sonido se encuentra en el costado cerca de la rejilla de ventilación. Ver Figura 4.9B.

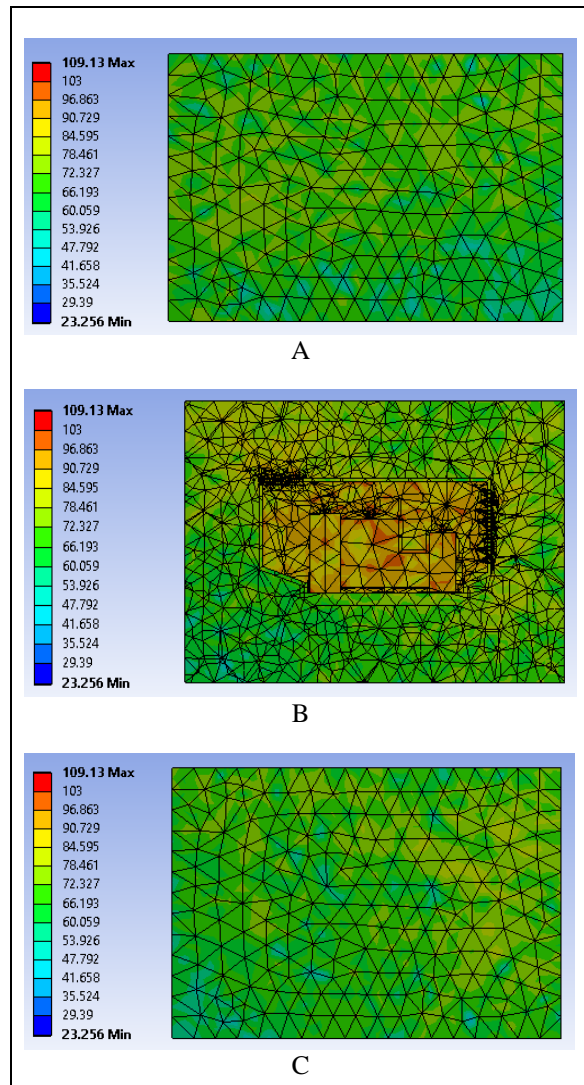


Figura 4.9. Nivel de presión acústica representado en decibeles ponderación A. Vistas frontales “A”, “C” y de corte “B” de dominio computacional Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento SAN Foam de 50.8mm de espesor a una frecuencia de 1500Hz.

La Figura 4.10 muestra la vista superior “A” y de su correspondiente corte “B”; así como la vista inferior “C” y corte “D” del dominio computacional. Se puede apreciar que la

parte de mayor concentración de nivel de presión sonora acústica se encuentra en la rejilla de ventilación superior.

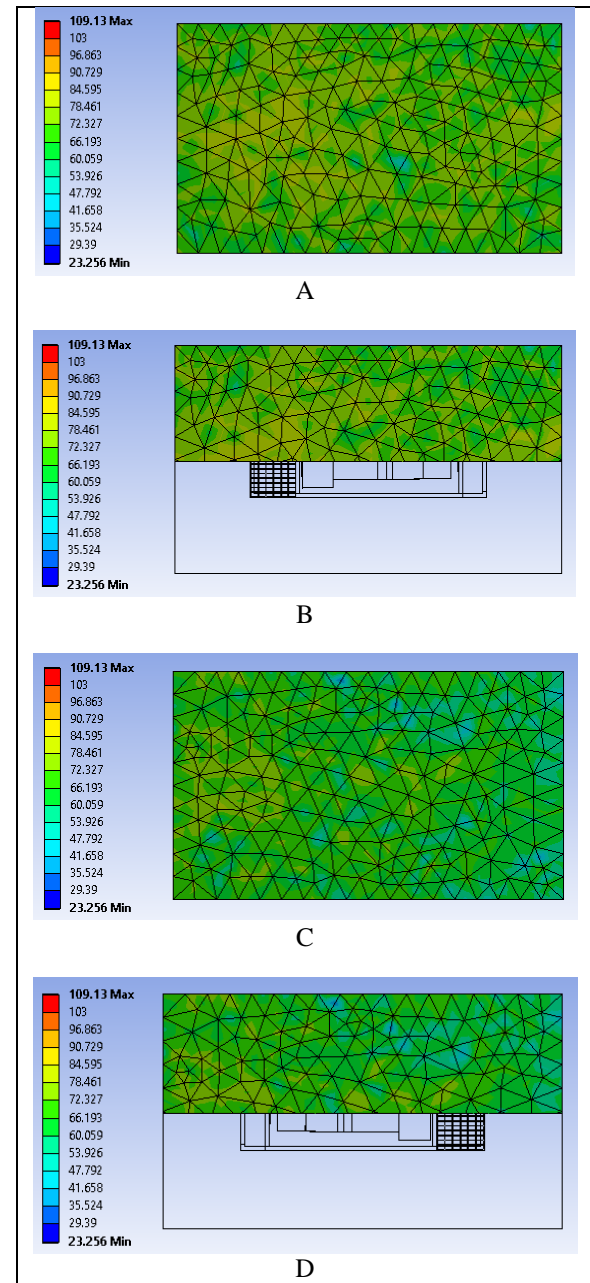


Figura 4.10. Nivel de presión acústica representado en decibeles ponderación A. Vista superior “A” y corte “B” e inferior “C” y de corte “D” de dominio computacional Modelo de Caseta Acústica Actual Comercial con material de recubrimiento SAN Foam de 50.8mm de espesor a una frecuencia de 1500Hz.

5. Conclusiones.

Se logró realizar la predicción acústica del “Modelo de Caseta Actual Comercial” y el

“Modelo de Caseta Prototipo”, donde se identificó que el modelo actual comercial presenta un mejor índice de absorción acústica de acuerdo a los recubrimientos aplicados en la simulación, los cuales fueron PVC Foam, SAN Foam y PABA POLYDAMP considerando sus tres diferentes espesores aplicados 25.4mm, 38.1mm y 50.8mm; siendo el modelo con material de recubrimiento SAN Foam a un espesor de 50.8mm el más adecuado y de mejor respuesta de acuerdo a la Tabla 4.2 de resumen de cumplimiento, donde se expresan los valores de acuerdo a los límites permitidos establecidos por la norma mexicana NOM-081-SEMARNAT-1994 limitándose a una frecuencia de operación de 0 a 1500Hz y de 0-960Hz considerando esta última como la frecuencia de cumplimiento de modelo.

Se determinó que los requerimientos de acuerdo a la norma son indicados y recomendados para pruebas reales aplicadas a fuentes de ruido en todo el rango audible, por tal razón los resultados obtenidos en el modelo, estuvieron limitados en relación al rango de frecuencias de paso establecido (0-1500Hz).

Se verifico que el planteamiento de los micrófonos conforme lo indica la norma, puede acotar los resultados del modelo, puesto que se pueden obtener resultados generales en todo el dominio computacional planteado, como se mostró en las Figuras 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10 de resultados generales de nivel de presión acústica en ponderación A del Modelo de caseta actual comercial con recubrimiento SAN Foam de 50.8mm de espesor”, donde se logró realizar un análisis a detalle de todo el encierro logrando determinar en el análisis, que el mayor nivel saliente de presión sonora acústica del modelo de la caseta se encuentra en las

regiones de las rejillas de ventilación, tanto superior como lateral. Con esto podemos confirmar que se tiene la oportunidad de poder generar otros tipos de resultados, así como el poder integrar más consideraciones en el diseño.

Por otra parte, se desarrolló una metodología para realizar las simulaciones, con el fin de que pueda ser aplicable y modificable para análisis posteriores. A continuación, se presentan los pasos a seguir:

Paso 1: Carga y habilitación de extensiones acústicas en Ansys Workbench.

Paso 2: Seleccionar análisis de sistema de respuesta armónica.

Paso 3: Asignación de materiales acústicos dentro de la base de datos “Engineering Data”.

Paso 4: Realización de importación de geometría a DesignModeler desde Menú Archivo seleccionando “Importar archivo de geometría externa”.

Paso 5: Realización de encierros para Dominio Computacional y PLM.

Paso 6: Asignación de nomenclatura para cuerpos y superficies a ocupar.

Paso 7: Ejecución de Ansys Mechanical a través de la opción de Model dentro de Harmonic análisis.

Paso 8: Asignar propiedades de material al recubrimiento tanto para el Dominio Computacional, así como para PML.

Paso 9: Se establecen los parámetros para el análisis armónico.

Paso 10: Declarar el dominio computacional y PLM como un cuerpo acústico.

Paso 11: Estableciendo Fuentes de Ruido.

Paso 12: Se aplica una presión cero en las caras externas de la geometría PML, para asegurar la absorción de las ondas salientes.

Paso 13: Definiendo la malla en todos los cuerpos.

Paso 14: Hacer la base de la planta infinitamente rígida con el fin de que actúe

como reflector perfecto de radiación acústica.

Paso 15: Configurando parámetros para la solución del modelo.

Paso 16: Estableciendo los puntos de medición conforme a la norma NOM-081-SEMARNAT-1994 (Micrófonos de campo lejano).

Paso 17: Establecer estudio de Nivel de presión de sonido en el dominio computacional.

Paso 18: Resolución del Modelo.

Paso 19: Análisis de resultados.

6. Agradecimientos.

A CIATEQ porque gracias a la facilidad otorgada de herramienta software Ansys Academic Teaching Advanced V18 Ref. (3), en conjunto con ACT Extensiones Acústicas V180.1 Ref. (4), se ha logrado desarrollar y concluir esta investigación.

7. Referencias.

1. **Ansys, Inc.** *Ansys Academic - Workbench Engineering Data*. Pensilvania, Canonsburg, Estados Unidos: Ansys, 29 de Noviembre de 2016.

2. **Polymer Technologies.** *Technical Data Sheet Materials Specifications For: Polydamp® Acoustical Foam with Optional Film Facings*. Newark, Delaware: Polydamp, 2016.

3. **Ansys, Inc.** *ANSYS Academic engineering simulation software*. [Software Ansys Academic Teaching Advanced V18] Canonsburg, Pensilvania, Estados Unidos: Ansys, 2017. V18.

4. *Introduction to Acoustics "Acoustics ACTx R150"*. s.l.: Ansys, 2014.

5. **Corporation, SolidWorks.** *Solidworks 2017*. [Software CAD] Suresnes, Francia: ©2017 Dassault Systemes SolidWorks Corporation, 2017.

6. **SEMARNAT.** Norma Oficial Mexicana NOM-081-SEMARNAT-1994, que establece los límites máximos permisibles de emisión de ruido de las fuentes fijas y su método de medición. *Diario Oficial de la Federación*. 2003, Vol. Norma Oficial Mexicana en materia de contaminación por ruido, DO 2296, págs. 1-19.

7. **Cummins, Inc.** Engine Data Sheet Model 6BTA5.9-G6. *Power Suite Cummins*. [En línea] 03 de Marzo de 2010. [Citado el: 18 de Enero de 2016.

https://powersuite.cummins.com/PS5/PS5Content/SiteContent/en/Binary_Asset/pdf/KentData/DataSheets/DS-6BTA5.9-G6.pdf.

8. **SEMARNAT.** Acuerdo por el que se modifica el numeral 5.4 de la Norma Oficial Mexicana NOM-081-SEMARNAT-1994. *Diario Oficial de la Federación*. 13 de Diciembre de 2013.

9. **Möser, Michael y Barros, José Luis.** *Ingeniería Acústica, Teoría y Aplicaciones, 2da Edición*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2009. 978-3-642-02543-3.

10. **Howard, Carl y Cazzolato, Benjamin.** *Acoustic Analyses Using MATLAB® and ANSYS®*. Florida U.S.: Taylor & Francis Group, 2015. 978-1-4822-2327-9.

11. **Universidad Austral de Chile.** Escuela de Ingeniería Civil Acústica. *Acústica UACH - Salas Anecoicas*. [En línea] [Citado el: 09 de agosto de 2017.] http://www.acusticauach.cl/?page_id=189.

12. **Ansys, Inc.** *Acoustics ACTx R180. Harmonic Analyses*. Canonsburg, Pensilvania, Estados Unidos : Ansys, 2017.

13. **Allard, Jean F y Noureddine, Atalla.** *Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Absorbing Materials.* Qc, Canada : John Wiley & Sons, Ltd, 2009. 978-0-470-746615-0.
14. **Ansys, Inc.** Harmonic Analyses. *Acoustics ACTx R180.* Pennsylvania, United States: Ansys, Inc., 2014.