

Cálculo del nivel de presión acústica mediante modelación SEA en gabinete de lavadora automática

Roberto Zarate Espinosa

Departamento de Ingeniería Mecánica, Instituto Tecnológico de Celaya.

rooo_zarate@hotmail.com

Edgardo Matus Benítez

Mabe Centro de Tecnología y Proyectos

Edgardo.Matus@mabe.com.mx

Luis Ballesteros Martínez

Mabe Centro de Tecnología y Proyectos

Luis.Ballesteros@mabe.com.mx

Martín Caudillo Ramírez

Departamento de Ingeniería Mecánica, Instituto Tecnológico de Celaya.

martin.caudillo@itcelaya.edu.mx

Resumen

En este artículo se presenta un análisis estadístico de energía (SEA por sus siglas en inglés) para calcular el nivel de presión acústica (SPL por sus siglas en inglés) de un gabinete de lavadora automática, excitado en su interior por una fuente acústica para analizar la respuesta sonora fuera de éste. El análisis fue validado mediante técnicas experimentales, en las que se colocaron micrófonos en zonas de interés. Se obtuvo una correlación del 92% el cual será utilizado en diseños futuros para llegar a la geometría óptima del ensamble gabinete ante fuentes de excitación acústica.

Palabra(s) Clave(s): Absorción acústica, análisis estadístico de energía, nivel de presión sonora, pérdida de transmisión de sonido.

1. Introducción

La cantidad y calidad de ruido emitido por algún producto (avión, automóvil, electrodoméstico, etc....) es un tema cada vez más valorado por el usuario, ya que el ruido agradable o desagradable puede asociarse con la calidad de un producto. El ruido es una variable que puede medirse en dominio del tiempo y transformarse matemáticamente en dominio de la frecuencia. El estudio del ruido a través de las frecuencias permite un mayor entendimiento del fenómeno, desde la identificación de sus fuentes, hasta los elementos que lo pueden transmitir y/o amplificar. El interés por comprender y dominar con mayor precisión el fenómeno de ruido emitido por algún producto desde etapas tempranas del diseño, ha hecho que algunas industrias usen diferentes técnicas y metodologías para controlarlo y/o contenerlo. El Análisis estadístico de energía (SEA por sus siglas en inglés) es una técnica de análisis propuesta por Lyon y Dejong [1] que se ha estado implementando con aceptación en el campo de la acústica, para modelar y simular el comportamiento generado por un sistema dinámico en los diferentes rangos de frecuencia en donde pueda operar el producto. La técnica SEA usa el Coeficiente de Absorción y la Pérdida de Transmisión de Sonido (STL por sus siglas en inglés), con el objetivo de predecir el nivel de presión sonora (SPL por sus siglas en inglés) y el cambio en la respuesta acústica en las frecuencias de interés debido a la fuente o los parámetros de sub-ensambles.

Las primeras aplicaciones del SEA fueron en la industria aeroespacial realizadas por Davis, Fung y después Moeller, Gmerek, Nagi [2,3], en la predicción de niveles de vibración estructural y el ruido que se radia al interior de la cabina para esto las ecuaciones básicas del SEA fueron reformuladas en términos de balance de potencia, lo que facilitó las comparaciones de validación basadas en funciones de transferencia de energía proporcionando una correlación del modelo SEA con un rango de frecuencias de

100 a 10000 Hz y una mejor entendimiento de las rutas de fuente-receptor. Musser, Manning y Peng [4] aplicaron este modelo en la industria automotriz para la predicción del ruido que se radia dentro de un vehículo en un rango de 500-6300 Hz con una variación de 1 a 2 dB fuera de la medición experimental promedio del SPL, de la misma forma Park y Nan [5], desarrollaron un modelo del vehículo completo colocando fuentes sonoras en las zonas de las fuentes principales de sonido (Motor, llantas y piso) logrando una variación de hasta de 3 dB en cada banda, de las bandas de un tercio de octava de la medición experimental dentro del vehículo en un rango de 400-6300 Hz. Después, Borello [6], hizo uso del análisis SEA para predecir la respuesta estructural y la potencia acústica radiada por los barcos con una predicción en los rangos de frecuencia 100-1000 Hz. Aubert, Green y Crawford [7] lo comenzaron a usar en maquinaria de fuentes de vibración estructural, realizaron un análisis SEA en la máquina de ensayos Rieter APAMAT II con una variación de 1 a 5 dB de la medición experimental de presión de sonido en un rango de 100-10000 Hz permitiendo la mejorara de su eficiencia, para encontrar materiales plásticos como lo son el PET convencional y polipropileno que puedan aislar el sonido de impactos de bolas de acero y/o de fuentes acústicas debido a su densidad, módulo elástico, su espesor y sus factores de perdida, de cada material. Con el paso del tiempo la industria de electrodomésticos ha venido haciendo uso de esta herramienta, Barpanda y Tudor [8], presentan una metodología para identificar las principales fuentes de ruido y vibración en una lava-secadora de carga frontal con un análisis SEA en el panel frontal y una breve revisión de los diferentes materiales, el poliuretano (PU-64 como material absorbente) y polímero (BETADAMP™ 23 como material amortiguador) para mitigar los niveles de ruido.

Lo anterior demuestra que el SEA es de utilidad para la predicción de los niveles de ruido y vibración en una estructura, sistema dinámico y/o producto; por tanto; demuestra su utilidad para ser usado como herramienta de diseño en etapas tempranas de desarrollo de un producto. En este artículo se presenta un análisis SEA del gabinete de una lavadora automática, excitado por una fuente de sonido el cual esta validado experimentalmente, este análisis servirá para el cálculo de los niveles de presión acústica mediante modelación.

2. Metodología

2.1 Diagrama de bloques funcionales

Para entender como se genera y transmite el ruido y la vibración en una lavadora, se deben identificar las principales fuentes del sistema y transmisores del mismo para conocer la aportación de cada elemento de una lavadora. E. Matus [9], realizar un diagrama de bloques funcionales para identificar las fuentes y los subsistemas que transmiten ruido y la vibración en una lavadora de carga frontal.

En base a esto se propone un diagrama de bloques funcionales para la fuente, el transmisor y el receptor de ruido del modelo que se presenta con el gabinete de lavadora, que se muestra en la Fig. 1.

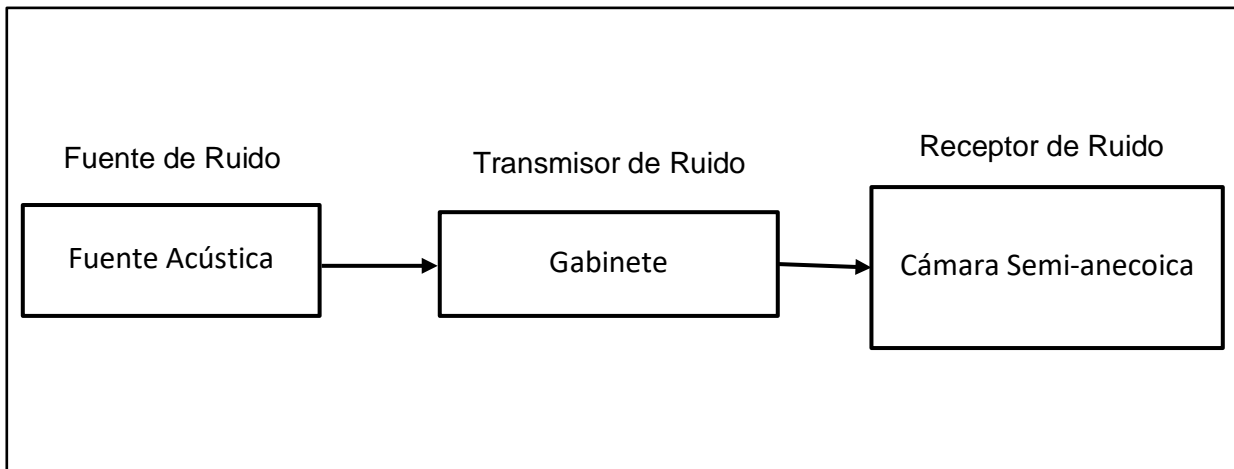


Fig.1. Diagrama de bloques funcionales de ruido y vibración.

En este modelo, el diagrama muestra como entrada una excitación con una fuente acústica la cual es colocada en el interior gabinete de lavadora, después se transmite hacia el gabinete y con una salida hacia el receptor que es la cámara semi-anecoica, con

este diagrama definimos como se comportara el fenómeno de nuestro experimento para tener un mejor control de parámetros.

2.2 Diagrama de Parámetros

Es necesario definir los parámetros de la medición del nivel de presión acústica, para tener un mayor control en la entrada y obtener buenos resultados a la salida. Por lo que se genera un diagrama de parámetro que se muestran en la Fig. 2.

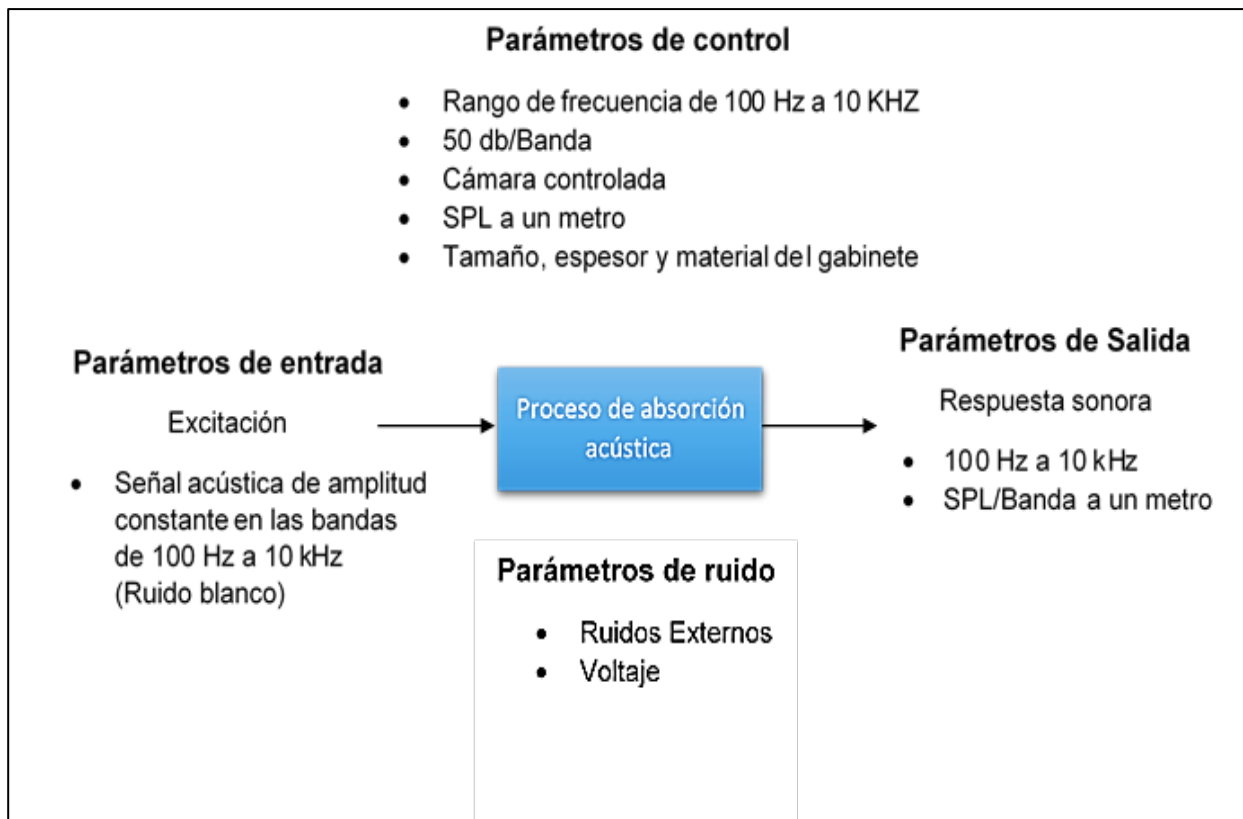


Fig. 2. Diagrama de parámetros.

Con esto ya definimos los parámetros con los que se llevaran a cabo las mediciones del nivel de presión acústica y la respuesta que se espera en la entrada como en la salida.

2.3 Propiedades de los materiales

Para el análisis hay que considerar las propiedades mecánicas de los materiales. En este estudio fue considerado un acero comercial AISI 1010 rolado en frío que es con el que está fabricado el gabinete, en la Tabla 1 se muestran sus propiedades mecánicas.

Propiedades mecánicas
Densidad (d)= 7850 kg/m ³
Módulo de elasticidad (E)= 200 GPa
Relación de Poisson (Nu)= 0.29
Módulo de corte transversal = 77500 MPa

Tabla 1. Propiedades mecánicas del acero.

También hay que considerar las propiedades acústicas y las dimensiones del campo acústico, donde se llevaran a cabo las mediciones experimentales para que estas sean incluidas en el modelo SEA. La cámara semi-anecoica fue usada para estas mediciones en la cual se consideran diferentes tipos de coeficiente de absorción [10]. Como son el piso, los tableros, la puerta y la cortina de acero las cuales se muestran en la Tabla 2.

Cortina de acero		Piso linóleo		Puerta		Tableros absorbentes	
Hz	% de absorción	Hz	% de absorción	Hz	% de absorción	Hz	% de absorción
125	0.06	125	0.02	125	0.15	125	0.14
250	0.05	250	0.03	250	0.1	250	0.35
500	0.07	500	0.03	500	0.06	500	0.55
1000	0.15	1000	0.03	1000	0.08	1000	0.75
2000	0.13	2000	0.02	2000	0.1	2000	0.7
4000	0.17	4000	0.05	4000	0.05	4000	0.6

Tabla 2. Coeficientes de absorción de la cámara semi-anecoica.

Otra de las propiedades a considerar son las del medio de propagación del sonido que en este caso es el aire, se deben de considerar las propiedades del aire dentro de la cámara que se utiliza y las dimensiones para la medición del nivel de presión acústica que se muestran en la Fig. 3. Para tener una medición más exacta y una buena predicción del SPL.

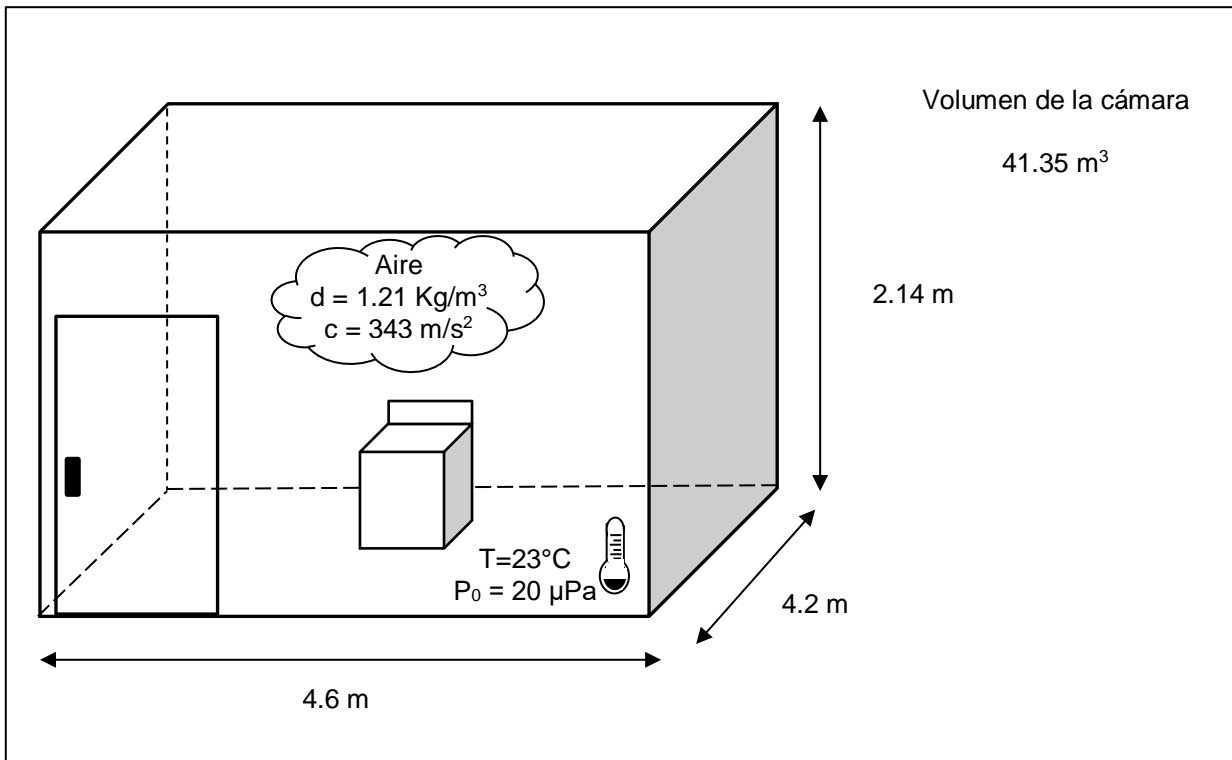


Fig. 3. Dimensiones de la cámara semi-anecoica.

2.4 Modelo SEA

El Análisis estadístico de energía (SEA) es basado en un balance de energía para conocer la interacción acústico-estructural comprendida entre subsistemas [1]. Los sistemas analizados con este método son modelados como una composición de subsistemas como se muestra en la Fig. 4. En los que su respuesta dinámica es descrita en términos de los niveles de la respuesta de la energía promedio y de la frecuencia para cada subsistema.

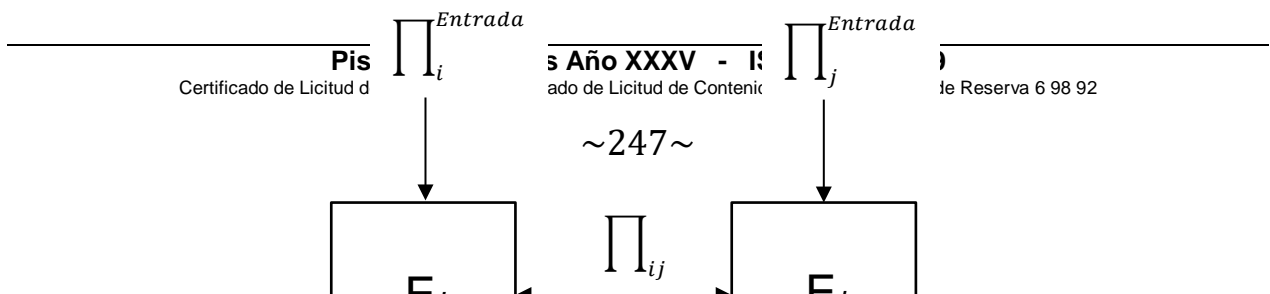


Fig. 4. Acoplamiento de subsistemas.

El aspecto clave de la formulación del SEA, es la suposición que la energía Π_{ij} que cambia entre el subsistema i y j esto puede ser expresado en términos de su energía promedio como:

$$\Pi_{ij} = \omega(\eta_{ij}(E_i) - \eta_{ji}(E_j)) \quad (1)$$

Donde η_{ij} y η_{ji} son los factores de acoplamientos de pérdida, E_i y E_j es la energía promedio para cada subsistema y ω es la frecuencia de excitación. Son considerados los subsistemas i y j para aplicar la relación del balance de energías, las ecuaciones de balance de energía pueden escribirse como:

$$\Pi_i^{Entrada} = \omega\eta_i(E_i) + \omega n_i \left(\frac{\eta_{ij}(E_i)}{n_i} - \frac{\eta_{ji}(E_j)}{n_j} \right) \quad (2)$$

$$\Pi_j^{Entrada} = \omega\eta_j(E_j) + \omega n_j \left(\frac{\eta_{ji}(E_j)}{n_j} - \frac{\eta_{ij}(E_i)}{n_i} \right) \quad (3)$$

Donde ω es la frecuencia central de excitación del análisis, $\Pi_i^{Entrada}$ es la entrada de energía del tiempo promedio η_i , n_i y (E_i) es el factor de pérdida interna, densidad modal y la energía promedio del subsistema i respectivamente, η_{ij} es el factor de pérdida por acoplamiento del subsistema i al campo de onda j . En esta búsqueda, el software SEAM está basado en esta teoría [11]; por lo que, será usado para el cálculo del SPL en el campo acústico exterior al gabinete.

Para generar un modelo SEA del campo acústico exterior al gabinete en SEAM, se tienen que considerar la geometría, las propiedades mecánicas y acústicas del material, el tipo de ensamble y las entradas acústicas y/o vibración. El modelo SEA, no es dependiente en detalles geométricos como lo son los modelos FEA/CAD ya que son más usados durante el concepto de la fase de diseño, este modelo debe ser similar al del gabinete real utilizado en las mediciones experimentales. Las propiedades mecánicas que se consideran para este análisis son la densidad, el módulo de Young, el módulo de corte transversal y el módulo de Poisson. Las propiedades acústicas son el coeficiente de absorción acústica, pérdidas de transmisión acústica, amortiguamiento.

La parte interior del gabinete se considera un campo acústico, que actúa en la propagación del sonido generado por la fuente hacia los paneles del gabinete por medio de conexiones acústicas-estructurales y a la parte exterior que es la cámara semi-anechoica, la cual también se considera como otro campo acústico. Para estos dos campos acústicos también hay que considerar sus coeficientes de absorción acústica y de transmisión acústica del medio, la pérdida de transmisión es válido desde 100 Hz a 10 kHz y el coeficiente de absorción de 125 Hz a 4 kHz. Por último, el SPL medido se encuentra a un metro de distancia del gabinete. La Fig. 5 muestra el modelo de SEA final.

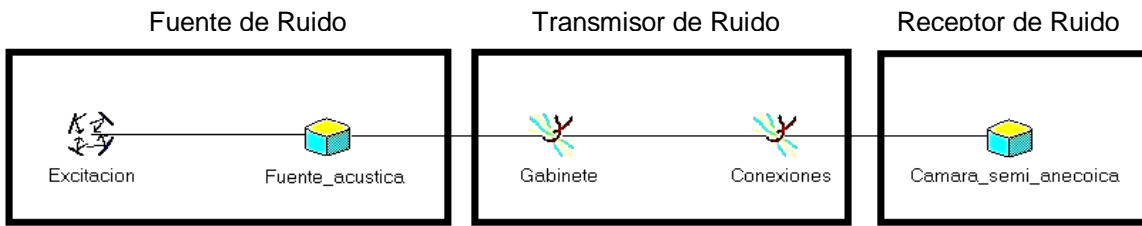


Fig. 5. Modelo SEA.

2.5 Medición de niveles de presión acústica

La medición experimental se realiza en una cámara semi-anechoica para medir el nivel de presión sonora dentro y fuera del gabinete de la lavadora, estas mediciones fueron hechas en las zonas de interés de ruido. En base a la orientación de la fuente acústica se colocó un micrófono en el interior del gabinete para medir la entrada de ruido generada por está como se muestra en la Fig. 6.



Fig. 6. Micrófono colocado en el interior del gabinete.

La ubicación de la fuente acústica es en el centro del interior del gabinete con orientación hacia el panel frontal como se muestra en la Fig. 7. La fuente acústica JBL® con un rango de frecuencia de respuesta 70 Hz a 20 kHz y un SPL máximo de 89db por cada banda de un tercio de octava a 1m, es suficiente para generar un ruido blanco que opera en un rango de frecuencia de 100 Hz a 10 kHz.



Fig. 7. Colocación de fuente acústica.

Otro micrófono también fue colocado orientado a la fuente acústica fuera del gabinete a 1 metro de distancia del panel frontal para medir la salida de ruido generada por este como se puede ver en la Fig. 8.



Fig. 8. Micrófonos colocados fuera del gabinete en la parte frontal.

Se utilizan micrófonos de campo libre para estas pruebas, marca G.R.A.S., tipo 26CA y una respuesta en el rango de frecuencias de 2 Hz a 100 kHz, esta capacidad es suficiente para las condiciones de ruido a medir.

Las mediciones se obtienen en bandas de un tercio de octava con un rango de 100 a 10000 Hz por el tiempo promedio durante 10 segundos haciendo una ponderación A. El nivel de presión sonora se obtiene para cada banda de tercio octava después se suma en todo el rango de frecuencias para obtener el nivel global de SPL.

3. Análisis de resultados

En la Fig. 9. Se muestran los resultados de las mediciones del SPL dentro y fuera del gabinete, se obtiene SPL dentro del gabinete con un nivel de presión al menos de 50 dB(A) en las bandas de un tercio de octava de 315 Hz a 10 kHz como se planteó en el diagrama de parámetros y con un SPL global de 91 dB(A). El SPL global fuera del gabinete es 66 dB(A), mayor en las frecuencias altas.

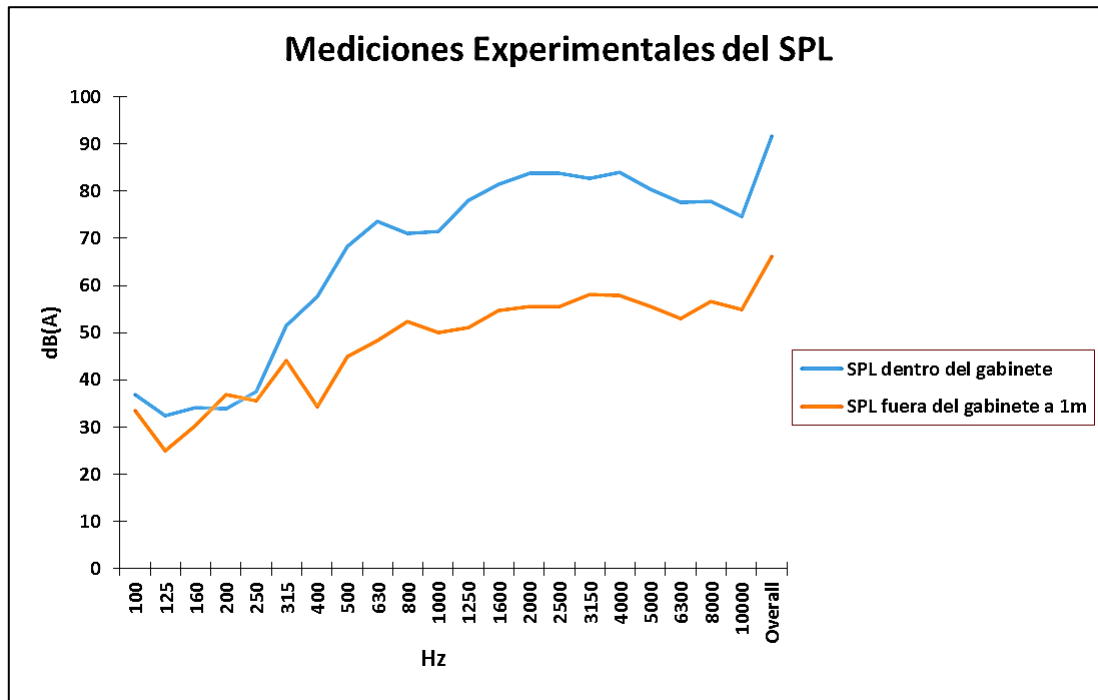


Fig. 9. Nivel de presión acústica dentro y fuera del gabinete.

El cálculo del modelo SEA, se valida con los resultados de las mediciones experimentales con la fuente acústica como entrada. La tendencia de SPL predicho y medido es similar de acuerdo con la localización del micrófono fuera del gabinete como se muestra en la Fig.10.

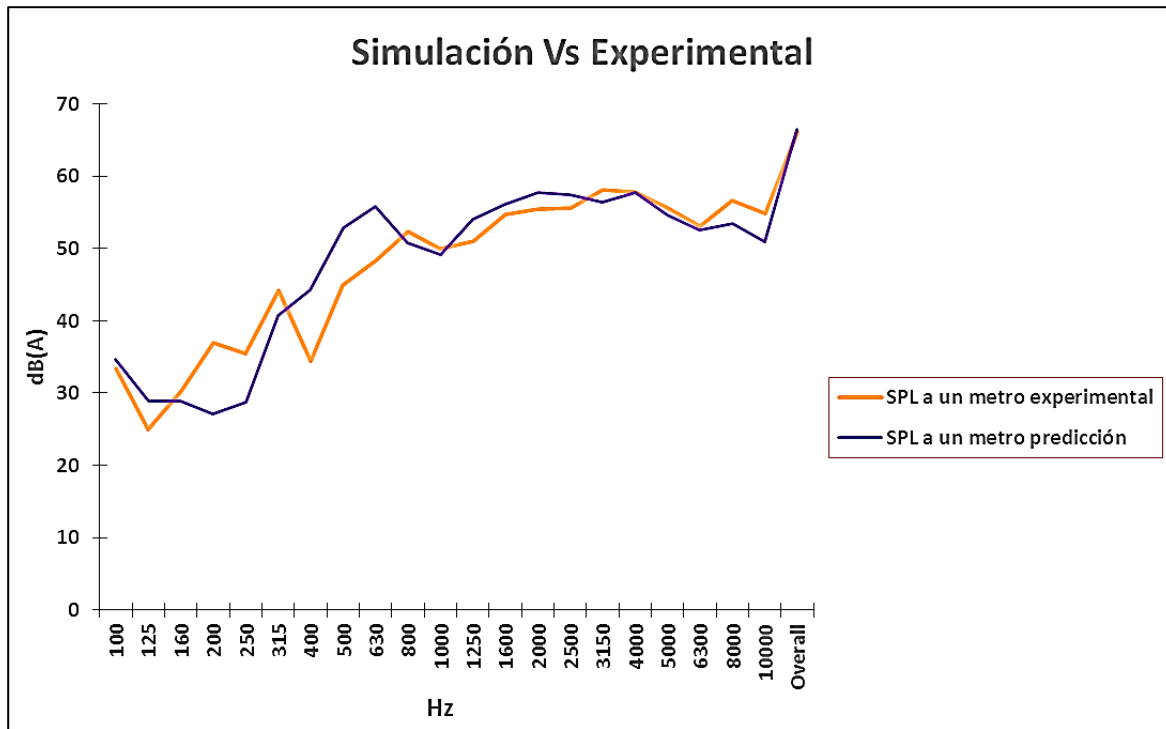


Fig. 10. Correlación del modelo numérico con las mediciones experimentales.

El cálculo del SPL tiene una correlación del 92% con la medición experimental la cual se considera satisfactoria para que el modelo SEA pueda predecir el comportamiento del sistema, lo cual será de utilidad en etapas tempranas de futuros diseños. Coeficiente de absorción acústica se calculó de acuerdo a H.A. González [12], con las mediciones experimentales dentro y fuera se puede obtener un coeficiente total de 0.25 que corresponde a un 25% de absorción del gabinete y también dadas de un tercio de octava que se muestra en la Tabla 3.

Coeficientes de absorción de sonido			
Hz	Coeficiente de absorción	Hz	Coeficiente de absorción
100	0.095	1250	0.34
125	0.23	1600	0.32
160	0.11	2000	0.33
200	-0.087	2500	0.33
250	0.051	3150	0.29
315	0.14	4000	0.31
400	0.4	5000	0.3
500	0.34	6300	0.31
630	0.34	8000	0.27
800	0.26	10000	0.26
1000	0.3	Global (NRC)	0.25

Tabla 3. Coeficiente de absorción del gabinete por bandas.

4. Discusión

En pruebas previas se midió la fuente acústica sola como entrada, se adquirió un nivel de SPL mayor que la medición de la fuente dentro del gabinete como entrada que se muestra en la Fig.11.

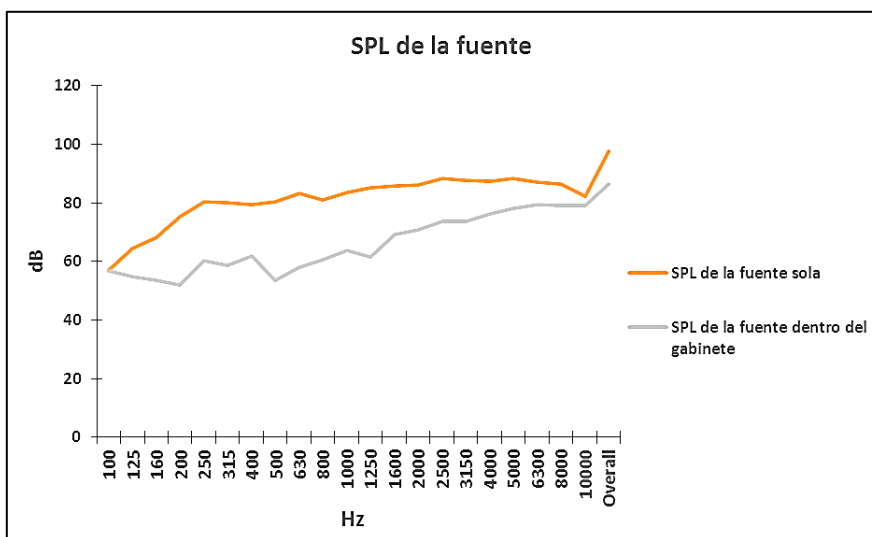


Fig. 11. SPL de la Fuente.

Después se midió el SPL a un metro de la fuente con solo el panel frontal del gabinete y se obtuvo una pérdida de 23 dB global, con respecto a la medición de la fuente sola. Se hizo lo mismo para la medición del SPL con el gabinete completo y se obtuvo una pérdida de 22.1 dB global, con la fuente dentro del gabinete como se muestra en la Fig.12.

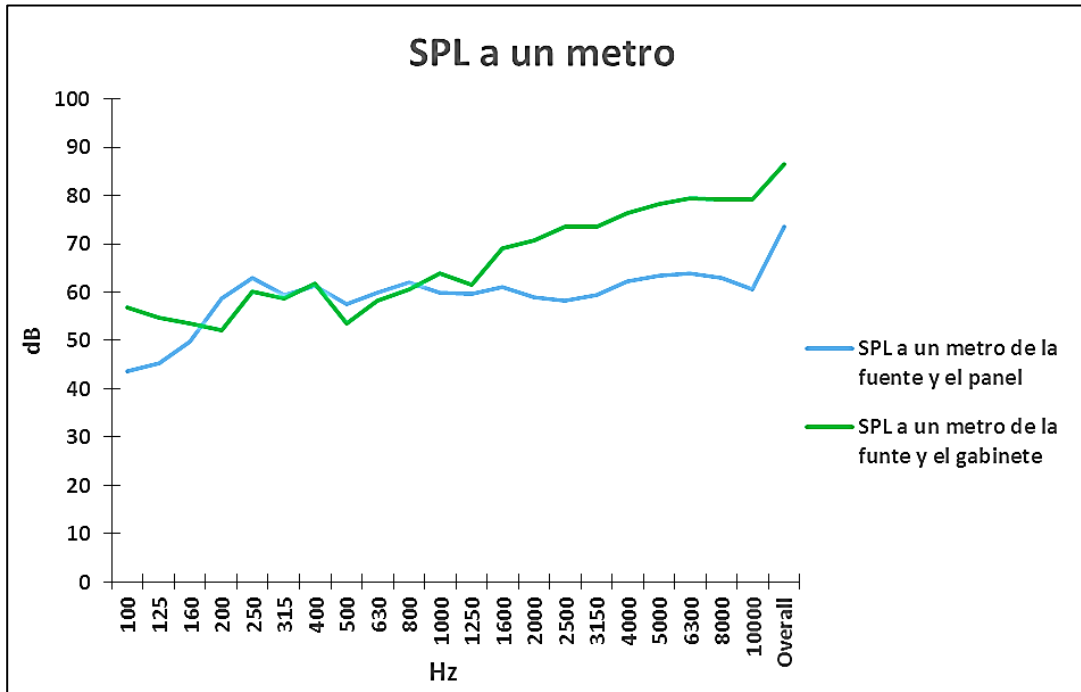


Fig.12. SPL a un metro.

Por lo que fueron descartadas las mediciones de la fuente acústica sola ya que la absorción acústica es casi la misma a un metro del gabinete.

Pareciera ser que en el interior del gabinete rebota el ruido creando un campo reverberante que reduce el SPL en 11 dB de la fuente, lo cual debería ser motivo de comprobación en futuros trabajos.

5. Conclusiones

Se concluye que el SEA demostró ser una herramienta que permite predecir el ruido en el rango de 100 Hz a 10 KHz. El modelado de las conexiones acústica y las condiciones de entrada son las adecuadas para la modelación del sub sistema gabinete.

En este artículo mostramos las comparaciones entre la medición del nivel de presión sonora experimental y el nivel de presión sonora predicho, con una principal condición de carga de la fuente acústica. A partir de estos resultados, se puede concluir que el modelo SEA completo del gabinete propuesto predice el nivel de ruido en el rango de frecuencia de 100 Hz a 10 kHz, obteniendo una correlación del 92%.

6. Referencias

- [1] R.H. Lyon, R.G. DeJong, *Theory and Application of Statistical Energy Analysis*, 2nd ed., 1995, Butterworth-Heinemann, E.U.A, p. 275.
- [2] E.B. Davis, A.K. Fung, "Prediction of Airplane Aft-Cabin Noise using Statistical Energy Analysis", *Acoustical Society of America Journal*. 118 (3). (2005). pp. 1847-1847.
- [3] M.J. Moeller, M. Gmerek, A. Nagi, "Power Transfer Functions for Aircraft Statistical Energy Analysis Model Validation". *American Institute of Aeronautics and Astronautics*. 15 (11). (05-2009). p. 14.
- [4] C. Musser, J. Manning, G. Peng, "Predicting Vehicle Interior Sound with Statistical Energy Analysis". *Sound & Vibration*; Dec2012. 46 (12). (12-2012). p.8.
- [5] Y.J. Park, R.G. Nan, Y.J. Kang, C.M. Park, K.S. Chae, "EXPERIMENTAL VERIFICATION OF FULL VEHICLE SEA MODEL", 14th International Congress on Sound and Vibration (ICSV14). 14 (1). (07-2007). p.8

- [6] G. Borello, "Virtual SEA Analysis of a Warship Classification", 10th French Congress of Acoustics, Lyon. 41 (13). (04-2010). p.6.
- [7] A. Aubert, E. Green, R. Crawford, "Deriving SEA Trim Properties from APAMAT II Insertion Loss Measurements", The 2002 International Congress and Exposition on Noise Control Engineering Dearborn, MI, USA. 1 (4). (06-2002). p.6.
- [8] D. Barpanda, J.M. Tudor, "Solutions-Based Approach for Noise Reduction in Washing Machines", 27th Conference and Exposition on Structural Dynamics 2009 (IMAC XXVII), 1 (26). (06-2009). p.13
- [9] E. Matus, L. Ballesteros, A. Thompson, "DETERMINACION DE FUENTES DE RUIDO DE LAVADORA DE CARGA FRONTAL", XVI Congreso internacional anual de la SOMIM, Monterrey, Nuevo León, México, 1 (4). (09-2010). p.9.
- [10] W. PURCELL, COMPEDIUM OF MATERIALS FOR NOISE CONTROL, 1 ed., E.U.A, 1975, NIOSH, p.341.
- [11] SEAM® Reference Manual, Cambridge Collaborative, Inc., Copyright
- [12] H.A. González, E.G. Salazar, C.H. Cabrera, "Calculo del coeficiente de reducción de ruido (NRC), de materiales, utilizando una cámara de insonorización", Scientia et Technica Año XIV, No 38. Universidad Tecnológica de Pereira, 1 (2). (06-2008). pp. 119-124.