

Análisis estructural modal de un sistema de cobro Farebox

COLLAZO-BARRIENTOS, J.C.*†, ZÚÑIGA-CERROBLANCO, J.L. y CORREA-ZÚÑIGA, L.O.

Universidad Politécnica de Aguascalientes. Paseo San Gerardo #207. Fracc. San Gerardo. C.P.20342

Recibido Octubre 12, 2017; Aceptado Diciembre 6, 2017

Resumen

En este documento se describe el análisis estructural tipo modal de un gabinete farebox (sistema de multi-cobro a bordo de autobuses) para establecer la primera frecuencia fundamental de vibración mediante un modelo virtual en software CAE (primer modo de vibración del gabinete del farebox), después de su validación matemática con el Método de Rayleigh para una viga con masa uniforme en voladizo con masa concentrada en su extremo libre. Se da a conocer la metodología de investigación tanto de la parte matemática como de la parte de simulación en software CAE de elemento finito. La primera frecuencia fundamental calculada fue de 231.1520 Hz, cuya magnitud es 11.5576 veces mayor que la cantidad máxima permitida o especificada en la norma UNE-ISO 2631-1 (en un autobús en los Estados Unidos varían de 1 a 20 Hz). Además, se verificó que las frecuencias de vibración del autobús como del gabinete no adquiere el primer modo de vibración y, por lo tanto, el sistema no entra a resonancia.

Frecuencia fundamental, resonancia, análisis modal estructural

Citación: COLLAZO-BARRIENTOS, J.C., ZÚÑIGA-CERROBLANCO, J.L. y CORREA-ZÚÑIGA, L.. Análisis estructural modal de un sistema de cobro Farebox. Revista de Cómputo Aplicado 2017, 1-4: 14-24

Abstract

This paper describes the modal type structural analysis of a farebox (multi payment types system of a bus fare) cabinet to establish the first fundamental frequency of vibration using a virtual model in software CAE (the first vibration mode of the farebox cabinet), after its mathematical validation with the Rayleigh Method for a beam with uniform cantilever mass with mass concentrated at its free end. The research methodology of both the mathematical part and the simulation part in a finite element CAE software is presented. The first fundamental frequency calculated was 231.1520 Hz, whose magnitude is 11.5576 times greater than the maximum amount allowed or specified in the UNE-ISO 2631-1 standard (on a bus in the United States of America ranging from 1 to 20 Hz). In addition, it was verified that bus and cabinet vibration frequencies don't acquire the first mode of vibration and therefore, the system don't come to resonance.

Fundamental frequency, resonance, structural modal analysis* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: juan.collazo@upa.edu.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

Las estructuras mecánicas pueden entrar en resonancia, esto es, que pequeñas fuerzas pueden resultar en grandes desplazamiento, deformaciones o esfuerzos considerables en el material ya sea por carga estática o fatiga (carga cíclica). La mayoría de las estructuras pueden generar resonancia, es decir, vibrar con movimiento oscilatorio excesivo. La resonancia es a menudo causa, o al menos es un factor que contribuye mucho a la vibración y el ruido relacionado a problemas que ocurren en estructuras y maquinaria en operación.

La mejor manera de entender cualquier problema de vibración estructural es identificar como cuantificar las frecuencias de resonancia para evitarlas. Actualmente, el análisis modal se ha convertido en un medio generalizado de encontrar los modos de vibración de una máquina o estructura. En cada desarrollo de un nuevo o mejora de un producto mecánico, las pruebas de dinámica estructural en prototipos de productos se utilizan para evaluar su comportamiento dinámico real.

Un farebox es un sistema de cobro exacto de pasaje (puede devolver cambio si se utiliza efectivo) en un autobús en Estados Unidos (USA) y el cual tiene diferentes formas de pago, como se muestra en la Figura 1. Uno de los principales componentes es el gabinete de la estructura y es el que se analiza en este documento para saber si entra en resonancia y evitar posible falla del material utilizado para fabricar el mismo.



Figura 1 Partes principales de un Farebox comercial. Fuente: [6]

Justificación

Una empresa mexicana en consolidación le solicitó a la Universidad Politécnica de Aguascalientes (UPA) el diseño de partes específicas de un sistema de cobro Farebox que actualmente desarrolla para competir en mercados extranjeros. El diseño de estas partes, en particular el gabinete, resuelve varios problemas de sujeción y seguridad que requerían atención para ser acreditados en USA.

Problema

No se contaba con un análisis matemático o análisis computacional para identificar la primera frecuencia fundamental del gabinete del Farebox y de esa manera justificar el material utilizado, el espesor como otras dimensiones geométricas del mismo.

Hipótesis

Al identificar la primera frecuencia de vibración se comprueba que el gabinete del Farebox en un autobús en USA no entra en resonancia.

Objetivos

Objetivo General

Determinar el primer modo de frecuencia de un gabinete mediante un modelo matemático utilizando el método de Rayleigh y un modelo virtual mediante el uso de un software CAE comercial, además de determinar el error entre ambos métodos.

Objetivos específicos

- Calcular la frecuencia fundamental del gabinete mediante el Método analítico de Rayleigh.
- Simular el gabinete mediante un análisis estructural tipo modal (de frecuencias) en un software CAE comercial.
- Validar el modelo virtual determinando el error y compararlo contra la norma UNE-ISO 2631-1 y UNE-ISO 2631-5. Para acreditar el producto en mercados extranjeros, específicamente en USA.
- Esta investigación permite la elaboración y entrega de un reporte técnico a CONACYT del proyecto PEI.

Marco Teórico

En esta sección se dan a conocer los conceptos básicos de vibraciones y las magnitudes generadas en un automotor, además el método de análisis de vibraciones fundamentales de Rayleigh. Los mismos son útiles para validar una simulación de un análisis modal en software CAE.

El Método de Rayleigh sirve para determinar la frecuencia fundamental de un sistema continuo cuando la deformación es descrita por una coordenada generalizada basado en el principio de conservación de la energía. [4] En la práctica, se aplica igualando la energía potencial máxima a la energía cinética máxima del sistema, es necesario suponer una curva de deformación.

La deformación de estructuras continuas y de estructuras discretas de múltiples grados de libertad puede ser supuesta, en general, arbitrariamente. Sin embargo, en las aplicaciones prácticas, el éxito del método depende de cuan cercana esté la deformación supuesta de la deformación real de la estructura. Una vez que la deformación ha sido especificada, el valor máximo de la energía cinética y el valor máximo de la energía potencial pueden determinarse aplicando las ecuaciones adecuadas. No obstante, si la deformación ha sido definida como la deformación producida por fuerzas estáticas, es generalmente más conveniente calcular el trabajo hecho por estas fuerzas, en lugar de determinar directamente la energía potencial del sistema. En consecuencia, en este caso, la máxima energía cinética se iguala al trabajo de las fuerzas aplicadas estáticamente. [2,4]

El término “vibraciones” se refiere normalmente a vibraciones táctiles y visuales mientras que la vibración audible regularmente se define como ruido (generado principalmente por la huella de los neumáticos en vehículos). El ruido generalmente es generado por la aerodinámica de la carrocería de un vehículo y el viento que se introduce a la huella de los neumáticos. [1]

El espectro de vibraciones se puede clasificar de la siguiente manera 0 a 25 Hz se conoce como vibraciones y de 25 a 25000 Hz como ruido. El punto límite de 25 Hz es aproximadamente la frecuencia inferior del umbral de audición, mientras que el límite superior de frecuencia de es la vibración simple común a todos los vehículos de motor.

Las variaciones del par a ralentí (Número de revoluciones por minuto que debe tener el motor de un automóvil u otro vehículo cuando no está acelerado) para un motor con la caja de transmisión en tracción, que puede tener una frecuencia de encendido de **20 Hz** o inferior. [7]

La norma UNE-ISO 2631-1 y UNE-ISO 2631-5 (Vibraciones en Cuerpo Entero, Evaluación de la Exposición Humana a Vibraciones del Cuerpo Completo ISO/TC 108 100E (1969), ISO/TC 108/W67 (1970), ISO 2631 (1974)) constituye una guía general para definir la tolerancia humana a las vibraciones, de utilización tanto de vehículos de transporte como en la industria. Se define en ella tres límites para el conjunto del cuerpo humano, abarcando un intervalo de frecuencias de **0.5 a 80 Hz**.

La tolerancia humana a las vibraciones depende de la dirección de estas con relación al cuerpo humano. En dirección vertical la mayor sensibilidad se presenta para frecuencias entre **7 y 8 Hz**, mientras que en direcciones transversales dicho intervalo se reduce a frecuencias de entre **1 y 2 Hz**. [1]

La cabeza y el cuello son muy sensibles a vibraciones que varían entre 18-20 Hz y las frecuencias del orden de 20 Hz son perjudiciales para las vértebras cervicales. En función de las pruebas y ensayos se llega a unas frecuencias de resonancia para otras partes del cuerpo como se listan enseguida [1,7]:

- Pierna flexionada (sentado): 2 Hz.
- Pierna rígida: 20 Hz
- Torso superior (hombro)= 4-5 Hz.
- Antebrazo: 5-10 Hz.
- Columna vertebral (axial)= 10-12 Hz.
- Brazo: 16-30 Hz.
- Mano: 30-50 Hz.
- Globo ocular: 20-90 Hz.

Es difícil analizar los tipos de vibraciones por separado ya que regularmente van acompañadas.

Limitándose a frecuencias verticales, la gama existente puede ser dividida en 3 tipos. [1,7]

- 1 a 3 Hz corresponde a frecuencias naturales de la carrocería.
- 5 a 40 Hz es las frecuencias de oscilación de las masas no suspendidas (normalmente de 10 a 20 Hz).
- 40 a 250 Hz son oscilaciones producidas en las masas no suspendidas esto puede ser debido a las vibraciones de los neumáticos.

Metodología de Investigación

A continuación, en la Figura. 2, se muestran los pasos de la metodología para la validación del análisis modal del gabinete del Farebox realizado en un software CAE del gabinete contra un valor analítico calculado con el Método de Rayleigh.

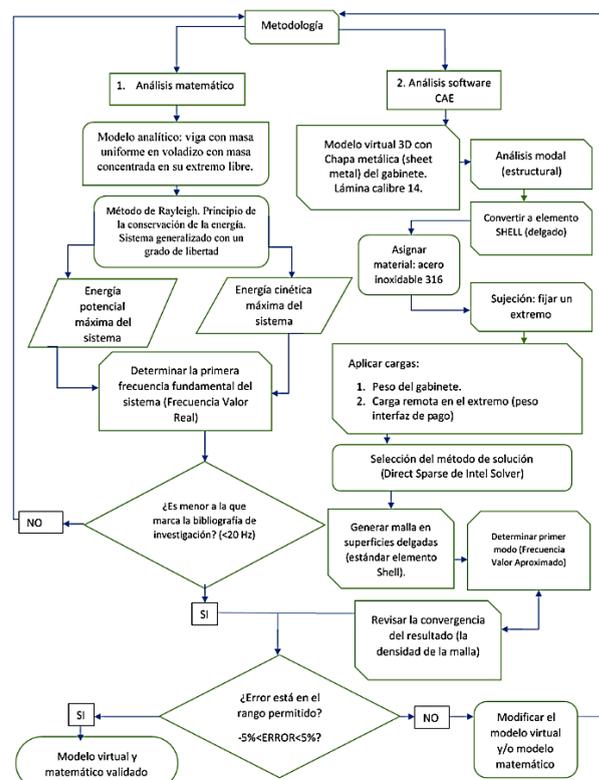


Figura 2 Metodología de análisis para la validación del modelo virtual. (Elaboración Propia)

Métodos Teóricos

En la Figura 3 se muestra el prototipo final ensamblado, el cual está conformado de un gabinete y un control/interfaz de pago del pasaje del usuario, el primer componente soporta al segundo, ver además la Figura. 1.



Figura 3 Prototipo de la interfaz del sistema de cobro instalado en el farebox. (Elaboración Propia)

El modelo matemático hace referencia a una viga con masa uniforme en voladizo con masa concentrada en su extremo libre (la masa del control/interface de pago).

En las Figuras 4. (a)-(b) se muestra la viga con sus variables involucradas como: la variable generalizada “y” y la deflexión que sufre debido a la masa concentrada en el extremo libre, respectivamente.

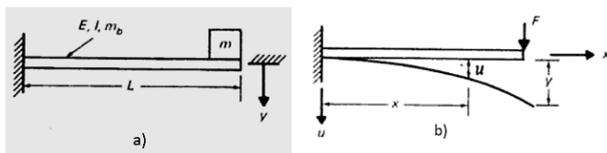


Figura 4 (a) Viga en voladizo de masa uniforme con masa concentrada en el extremo libre. (b) Curva de la deformación supuesta. Fuente: [4]

La ec. 1 describe la energía de deformación debida a la flexión de la viga, donde “y” es el desplazamiento vertical en el extremo libre de la viga.

$$u = \frac{3y}{L^3} \left(\frac{Lx^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) \tag{1}$$

En vibración libre, esta flecha puede expresarse por la función armónica, ec. 2

$$y = C \sin(\omega t + \alpha) \tag{2}$$

Se aplica la ec.2 en la ec. 1,

$$u = \frac{3x^2L-x^3}{2L^3} C \sin(\omega t + \alpha) \tag{3}$$

La energía potencial se calcula como el trabajo efectuado por la fuerza F que aumenta gradualmente de cero a su valor final F. Este trabajo es igual a $V = Fy/2$, y su valor máximo, igual a la energía potencia máxima, es entonces,

$$V_{max} = \frac{FC}{2} = \frac{3EI}{2L^3} C^2 \tag{4}$$

donde, C es el desplazamiento máximo y puesto que la fuerza F está relacionada con la deformación máxima, por la fórmula elemental de resistencia de materiales para el desplazamiento máximo en una viga en voladizo.

$$y = \frac{FL^3}{3EI} \tag{5}$$

La energía cinética (T) debida a la masa uniforme distribuida de la viga está dada por la ec. 6,

$$T = \int_0^L \frac{1}{2} \left(\frac{m_b}{L} \right) \dot{u}^2 dx \tag{6}$$

y su valor máximo, que se obtiene aplicando la ec. 3,

$$T = \frac{m_b}{2L} \int_0^L \left(\frac{3x^2L-x^3}{2L^3} \omega C \right)^2 dx + \frac{m}{2} \omega^2 C^2 \tag{7}$$

Después de integrar la ec. 3 e igualar la expresión resultante para la máxima energía cinética con la máxima energía cinética con la máxima energía potencial dada por la ec. 4 resulta la ec. 8.

$$\frac{3EI}{2L^3} C^2 = \frac{1}{2} \omega^2 C^2 \left(m + \frac{33}{140} m_b \right) \tag{8}$$

La frecuencia fundamental es obtenida con la ec. 9

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{L^3 \left(m + \frac{33}{140} m_b \right)}} \tag{9}$$

donde,

- f: Primera frecuencia fundamental de la viga en Hz
- E: Módulo de elasticidad del material (Pa)
- I: Momento de inercia de área con respecto al eje neutro (m⁴)
- L: Longitud de la viga (m)
- m: masa en el extremo libre de la viga (kg)
- mb: masa de la viga (kg)

Cálculo de la primera frecuencia fundamental

A continuación, se da la solución numérica a la ecuación 9. La lámina utilizada en el gabinete se fabrica de acero inoxidable 316 (316 SS o UNS S31600) con espesor calibre 14 (espesor nominal comercial de 0.0747in equivalente a 1.8974 mm ≅ 1.9 mm).

A continuación, en la Tabla 1, se tienen las propiedades del material AISI 316 (SS) proporcionado en SolidWorks

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo elástico “E”	193,000	MPa
Coefficiente de Poisson “ν”	0.27	-----
Esfuerzo de Cedencia “Sy”	172.37	MPa
Densidad “ρ”	8000	kg/m ³
Factor de dureza	0.85	-----

Tabla 1 Resumen de las propiedades más importantes del material en lámina 316 SS. Fuente: SolidWorks Materials®.

En la ec. 10 se calcula el momento de inercia aproximado para una sección rectangular hueca, en la Figura 5, se pueden observar las dimensiones generales de la sección transversal.

$$I_y = \frac{BH^3}{12} - \frac{bh^3}{12} = \frac{1}{12} (BH^3 - bh^3) = 1.0613 \times 10^{-5} m^4 \tag{10}$$

donde,

B= base exterior = 0.205 m

b= base interior = 0.2012 m

H= altura exterior = 0.205 m

h= altura interior=0.2012 m

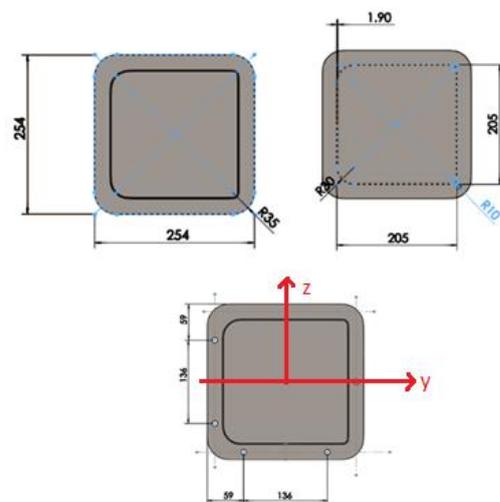


Figura 5 Dimensiones de la sección transversal. (Elaboración Propia)

Se utilizó la herramienta de Propiedades Físicas de SolidWorks® para determinar la masa total del gabinete, los paámetros importantes se resumen en la Tabla 2.

Propiedad	Valor	Unidad
Masa	14.41	kg
Volumen	0.0018	m ³
Área de superficie	1.4462	m ²

Tabla 2 Resumen de las propiedades físicas del modelo CAD del gabinete. (Elaboración propia)

En el análisis de frecuencia y cálculo de la ecuación 9.1 se incluye la masa en el extremo libre del módulo de control (interfaz del módulo de pago), cuyo valor es de 0.600 kg (ver Figura 6).



Figura 6 Interfaz de módulo de pago con pantalla LCD del farebox (ver Figura 1). (Elaboración Propia)

Con todos los datos conocidos se puede calcular la frecuencia fundamental de vibración con la ayuda de la ecuación 9.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{L^3 \left(m + \frac{33}{140} m_b\right)}} = 231.1520 \text{ Hz} \quad (11)$$

donde,

$$- L = 0.9 \text{ m}$$

$$- m_b = 14.4073 \text{ kg}$$

$$- I = 1.0613 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$- E = 193,000 \text{ MPa}$$

$$- m = 0.6 \text{ kg}$$

Como se puede observar, la frecuencia a la cual el gabinete entraría en resonancia es a 231.1520 Hz, los vehículos de cualquier índole no es posible que lleguen a dicho valor por la norma UNE-ISO 2631-1.

Metodología de Software CAE

En este apartado se describe el desarrollo del análisis estructural de frecuencias (modal) del modelo virtual en el software CAE (SolidWorks Simulation®). Al final del mismo se compara el resultado de la primera frecuencia fundamental obtenida con la ecuación 9.1 para la validación del modelo virtual simulado (si el error calculado es menor a $\pm 5\%$, ver la metodología en la Figura 2).

Mediante un estudio de frecuencias en SolidWorks Simulation® se obtuvo como resultados las frecuencias y desplazamientos de los modos de vibración del sistema simulado. En la Figura 7 se muestra el modelo en chapa metálica 3D.



Figura 7 Modelo en 3D del gabinete como chapa metálica ("sheet metal"). (Elaboración Propia)

En la Figura 8 se puede observar los elementos de un análisis de frecuencia en SolidWorks Simulation®.

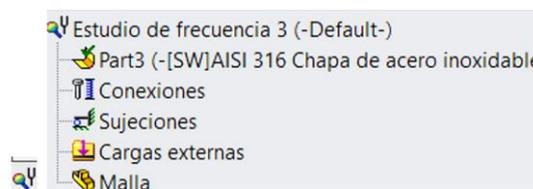


Figura 8 Elementos del estudio de frecuencia en SolidWorks Simulation®. (Elaboración Propia)

Para el análisis es necesario editar la definición de la chapa metálica para definir los elementos SHELL, un tipo de elemento utilizado cuando se tienen superficies o espesores delgados. En las Figuras 9 (a)-(c) muestran las ventanas de los pasos realizados para configurar el tipo de elemento necesario.

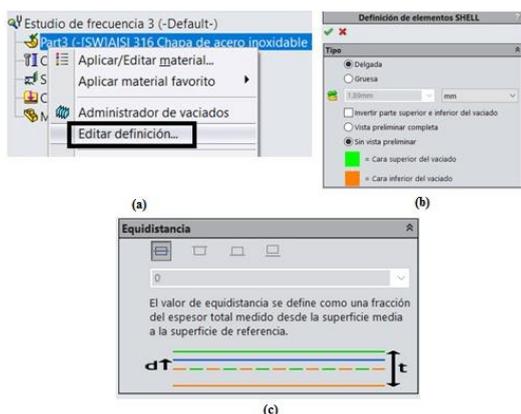


Figura 9 Definición de elementos SHELL para superficies o espesores delgados como láminas. (Elaboración Propia)

En el siguiente paso del análisis se debe asignar al modelo 3D el material. Acero inoxidable 316 SS para lámina (chapa de acero inoxidable).

En el análisis de elemento finito son necesarias las condiciones de frontera para la solución del sistema de ecuaciones, es decir, en nuestro caso, es la sujeción de geometría fija en uno de los extremos como se muestra en la Figura 10.

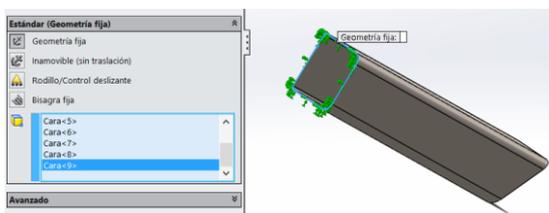


Figura 10 Asignación de la restricción o sujeción de geometría, también conocida como inamovible. (Elaboración Propia)

El paso subsecuente es la aplicación de las cargas.

La primera, efecto de la aceleración de la gravedad (para incluir el peso del gabinete de acero inoxidable), ver la Figura 11 (a). La segunda, una carga remota que representa el peso del módulo de control de pago Figura 11 (b).

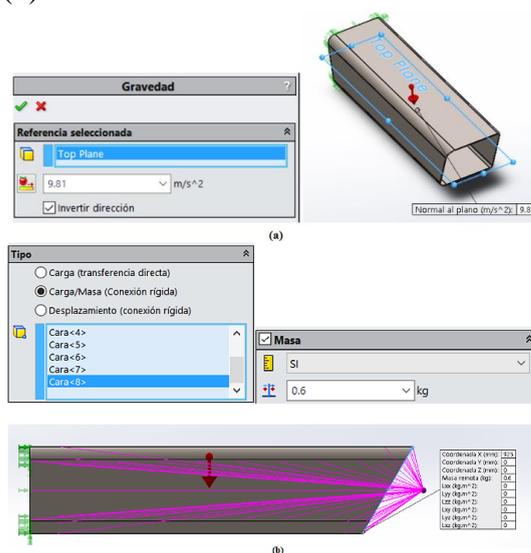


Figura 11 (a) Aplicación de la gravedad en el análisis de frecuencias en SolidWorks Simulation®. (b) Configuración de la masa remota que representa la masa del módulo de interfaz de pago. (Elaboración Propia)

El tipo de malla que se utilizó fue: estándar (que activa el esquema de mallado de Delaunay-Voronoi para efectuar operaciones de mallado subsiguientes) con elementos SHELL de superficies medias y la calidad con elementos cuadráticos de alto orden. Además, con una transición automática en curvaturas, ver la Figura 12.

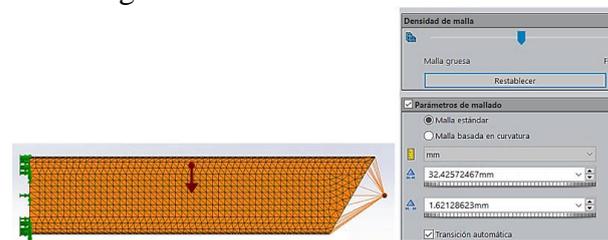


Figura 12 Ventana para crear la malla y variar densidad como sus parámetros. (Elaboración Propia)

Selección del método de solución (Solver de procesamiento)

Como parte importante en un estudio de frecuencia, es la selección del tipo de Solver necesario para la etapa de procesamiento.

En nuestro caso, se contaba con cargas, por lo que se utilizó el método directo de Sparse de Intel. A continuación, se justifica esta selección basada en la ayuda del complemento de SolidWorks Simulation®.

En el análisis de elementos finitos, un problema está representado por un grupo de ecuaciones algebraicas que deben ser resueltas de manera simultánea. En la Tabla 3 se comparan los tipos de Solver recomendados para solucionar un estudio de frecuencia (etapa de procesamiento).

Solver	Descripción
Solver tipo FFEPlus (iterativo)	Para calcular los modos de sólidos rígidos. Un sólido que no posee restricciones tiene seis modos de sólido rígido.
Direct Sparse	Cuando se disponga de suficiente memoria RAM y varias CPU en su equipo. Al resolver modelos con un contacto sin penetración. También para resolver modelos de piezas con propiedades de materiales muy diferentes.
Direct Sparse de Intel	Para tener en cuenta el efecto de la carga en frecuencias naturales. Modelos con piezas que tienen propiedades de materiales muy diferentes. Modelos en los que una malla incompatible presenta una unión rígida con ecuaciones de restricción.

Tabla 3 Tipos de Solver recomendados para un estudio de frecuencia. Fuente: SolidWorks Simulation® Help

El método de solución directo de Intel (Direct Sparse de Intel Solver) fue el utilizado en la simulación debido a su capacidad de procesamiento de múltiples núcleos (40 % más rápido) y porque se tomó en cuenta el efecto de dos cargas involucradas (mostradas en la Figura 11).

Adicionalmente, en el preproceso del análisis de elemento finito, se configuran las propiedades del estudio de frecuencia de la siguiente manera, ver Figuras 13 (a), (b) y (c):

– El número de frecuencias a calcular, el valor por defecto es 5.

– Opciones de unión rígida incompatibles: la más precisa.

– Selección del tipo del método de solución (solver): Direct Sparse de Intel.

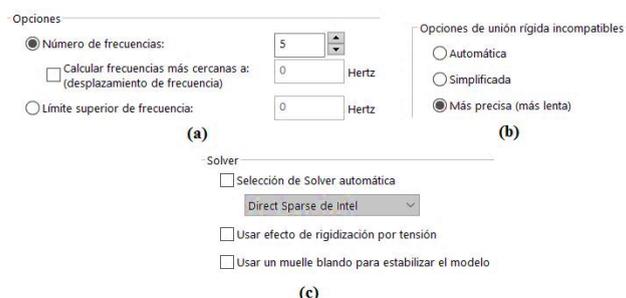


Figura 13 Propiedades del estudio de frecuencia. (Elaboración Propia)

Resultados

En esta sección se examina la etapa de postprocesamiento del análisis de elemento finito, en específico la convergencia del resultado para determinar el tamaño adecuado del elemento Shell en la malla del gabinete y que proporciona el menor error.

El porcentaje de error se calcula con la ec. 11.

$$\%Error = \frac{V_{real} - V_{aprox}}{V_{real}} \times 100 \quad (12)$$

donde,

%Error: es el porcentaje de error, columna 4 Tabla 4

V_{real} = Valor real calculado con la ecuación 9.1.

V_{aprox} = Valor aproximado de la columna 3 de la Tabla 4

En la Tabla 4, el tamaño del elemento SHELL en la malla por defecto es de 32 mm, pero entre los tamaños de 50 a 60 mm el resultado converge al valor de 233.9 Hz proximadamente y en específico el tamaño 50.1 nos proporciona el mínimo porcentaje de 1.1724 % con un resultado de 233.86 Hz (valor aproximado) y comparado contra el resultado de la ecuación 9.1 cuya magnitud es de 231.15 Hz (valor real calculado). Cabe mencionar que la tolerancia es calculada automáticamente por el software CAE (segunda columna de la Tabla 4).

Tamaño global (mm)	Tolerancia (mm)	Resultado (Hz)	Error (%)
32	1.6	224.69	2.795
45	2.25	234.69	- 1.531
50	2.5	233.91	- 1.194
50.1	2.505	233.86	- 1.172
50.5	2.525	233.92	- 1.198
51	2.55	233.94	- 1.207
60	3	234.15	- 1.298
64	3.2	234.24	- 1.337

Tabla 4 Análisis del tamaño de malla, resultado y % de error. (Elaboración propia)

En la Figura 14 se graficó en Excel la columna del tamaño global (eje horizontal) versus la columna de frecuencias resultantes (eje vertical). A partir del tamaño 49 a 52 al valor tiene comportamiento constante, es decir que tiende a la convergencia. También la variación de resultados fue de 2 Hz desde una malla gruesa hasta una fina en SolidWorks Simulation®.

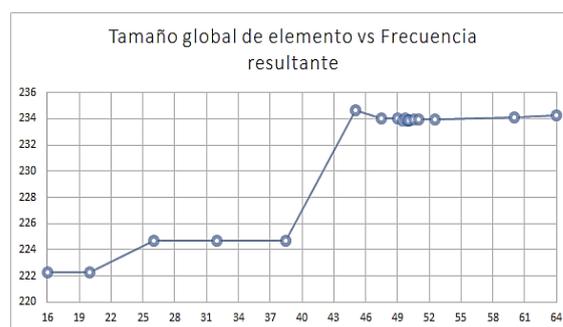


Figura 14 En el eje horizontal el tamaño del elemento y en el eje vertical la frecuencia en el primero modo de vibración. (Elaboración Propia)

En la Figura 15 se muestra el trazado del primer modo de vibración del gabinete para el tamaño de elemento más adecuado de 50.1 mm, donde se aprecia su frecuencia y amplitud.

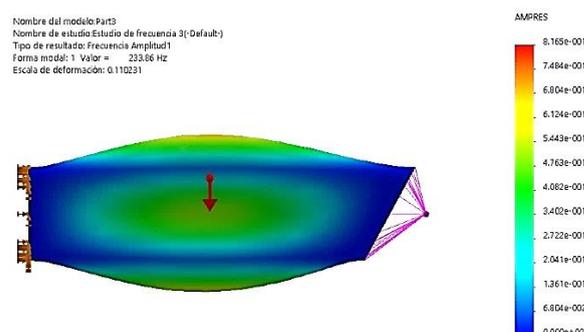


Figura 15 Trazado del primer modo. Frecuencia de 233.86 Hz y amplitud resultante de 0.8165 para un elemento SHELL de 50.1 mm. (Elaboración Propia)

Agradecimiento

Los autores agradecen a las autoridades de la Universidad Politécnica de Aguascalientes, la empresa mexicana involucrada y al CONACYT por los recursos otorgados en el desarrollo del proyecto PEI (Programa de Estimulos a la Innovación 2016).

Conclusiones

Mediante la metodología del apartado número 3 de este documento, se logró determinar el tamaño de malla adecuado para validar el modelo virtual del software CAE, el cual fue de 50.1 mm con una tolerancia de 2.505 mm (5, 388 nodos y 2,651 elementos).

A pesar de no contar con equipo experimental, se decidió utilizar un modelo matemático con el objetivo de validar el modelo virtual con un error absoluto menor al 5% (valor final de -1.172%). Los resultados justificaron el uso de una lámina calibre 14 de acero inoxidable AISI 316 (SS) en el prototipo del gabinete del farebox, así como la geometría el mismo. La frecuencia máxima permitida en autobuses en USA es de 20 Hz, según las fuentes consultadas en el marco teórico; dicho valor está muy lejos de la primera frecuencia fundamental del gabinete que fue determinada tanto en software CAE como del método de Rayleigh y cuya magnitud fue de 231.15 y 233.86 Hz respectivamente.

En un trabajo a futuro se utilizarán acelerómetros, una tarjeta de adquisición de datos, una computadora con un software de análisis de señales y un vibrómetro, para medir las frecuencias de vibración reales in situ del gabinete, posteriormente por medio de un análisis de fatiga en SolidWorks Simulation ® predecir posibles fallas del material por carga cíclica y así establecer para la empresa un programa de mantenimiento predictivo como preventivo.

Referencias

- [1] Álvarez, I. D. (2013). *Ingeniería del automóvil: Sistemas y comportamiento dinámico*. España : Paraninfo. ISBN: 978-84-9732-282-9.
- [2] Venkatachalam, R. (2014). *Mechanical Vibration*. Delhi-110092. ISBN: 978-81-203-5035-9
- [3] Theoretical Manual Solidworks Simulation, (2017). Obtenido de Help Home Page SolidWorks: <http://help.solidworks.com/>
- [4] Paz, M. (1992) “*Dinámica estructural: teoría y cálculo*”. Reverte. ISBN: 9788429148541
- [5] Guillaume, P. (2003). *An automatic frequency domain modal parameter estimation algorithm*.
- [5] Heylen W., Lammens S. and Sas P. (1998). *Modal Analysis Theory and Testing*. KULeuven ISBN: 90-73802-61-X.
- [6] Johnson, P. (2017). Obtenido de: <http://citeseerx.ist.psu.edu/>. [online] Accessed May 5th 2017.
- [7] Thomas, D. (1992). “*Fundamentals of Vehicle Dynamics*” *Society of Automotive Engineers*. Gillespie. ISBN: 1560911999.