

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

### **ANÁLISIS DE LA RESPUESTA VIBRACIONAL EN UNA CABINA DE BUS Y SUS EFECTOS EN EL DESEMPEÑO FUNCIONAL DEL CONDUCTOR**

**COMPONENTE: ANÁLISIS DE LOS NIVELES DE VIBRACIÓN  
MECÁNICA, LOS EFECTOS EN LA SALUD Y CONFORT DEBIDO  
ACTIVIDADES DE IMPACTO DE VEHÍCULO CON UNA CARGA  
ALEATORIA.**

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO REQUISITO  
PARA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**MATEO SEBASTIÁN SANDOVAL BRITO**

**mateo.sandoval@epn.edu.ec**

**DIRECTOR: ING. WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMAN**

**salvatore.reina@epn.edu.ec**

**Quito, Julio 2024**

## **CERTIFICACIONES**

Yo, Mateo Sebastián Sandoval Brito declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

---

MATEO SEBASTIÁN SANDOVAL BRITO

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por Mateo Sebastián Sandoval Brito, bajo mi supervisión.

---

ING. WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMÁN, PhD

DIRECTOR

## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

MATEO SEBASTIÁN SANDOVAL BRITO

ING. WASHINGTON SALAVATORE REINA GUZMÁN, PhD

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo a mi madre, quien siempre me ha apoyado de forma incondicional a lo largo de toda la carrera, con su ánimo y comprensión, siempre me motivo a seguir adelante y cumplir mis sueños .

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios por permitirme lograr este gran objetivo.

A mi padre.

A mi hermana Sofia Sandoval por ser siempre un apoyo a lo largo de toda la carrera.

A mi hermano Rodrigo Sandoval el cual me brindo mucha ayuda para entender muchos temas al inicio de la carrera.

A mis amigos, quienes hicieron de la universidad un viaje inolvidable: a Mateo Pérez, que me acompañó a lo largo de toda la carrera y siempre fue un buen y leal amigo; a Omar Montenegro, con quien compartí muchos momentos y experiencias enriquecedoras; a Erick Flores, que me contagió su buena actitud y soltura; y a Boris Sigüencia, cuya actitud juvenil y graciosa llenó de alegría nuestros días. A Kevin Guato, Ángel Cobo, a todos ellos, les agradezco por su cariño. Siempre los llevaré en el corazón.

Un agradecimiento especial al Ing. Washington Reina por su tiempo y direccionamiento en la realización de este trabajo.

## Índice

CERTIFICACIONES .....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA .....	II
DEDICATORIA .....	III
AGRADECIMIENTO .....	IV
RESUMEN.....	VIII
ABSTRACT.....	IX
1 DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO .....	10
1.1 Objetivo general.....	11
1.2 Objetivo específico.....	11
1.3 Alcance.....	11
1.4 Marco Teórico.....	11
Dispositivos para la Generación y Estudio de Vibraciones .....	12
Plataformas vibratorias.....	12
Servomotores.....	13
Motores con masas desbalanceadas.....	13
Medición de las vibraciones.....	14
Uso de acelerómetros para medir vibraciones.....	14
Normativa y estándares.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Método de Evaluación Básica Utilizando el Valor Eficaz de la Aceleración Ponderada ...	15
Real Decreto 1311/2005.....	17
Sistema de suspensión de vehículos.....	18
Dinámicas de Vibración en Vehículos.....	21
Simuladores de cabinas de conducción.....	24
Prototipo del laboratorio .....	25
Modelado Matemático de la Cabina: .....	26
Simulación de vibraciones mediante software de elementos finitos.....	27
2 Metodología.....	27
2.1 Análisis de vibración del prototipo experimental con software de elementos finitos.	31
Modelado CAD del prototipo experimental: .....	31
Configuración de geometría en Diseño de modelos. ....	34
Configuración del material.....	35
Configuración de contactos .....	36
Configuración de los resortes .....	37
Configuración del amortiguamiento .....	38
Configuración del mallado .....	39
Configuración del módulo estructural estático .....	40

Configuración del módulo Modal .....	41
Configuración del módulo de vibraciones aleatorias .....	42
2.2 Análisis de vibraciones en el prototipo experimental .....	44
Obtención de la aceleración en la estructura del prototipo de conducción .....	45
Obtención de la aceleración en la palanca de cambios del prototipo de conducción .....	46
Obtención de la aceleración en los pedales del prototipo de conducción .....	47
Obtención de la aceleración en el volante del prototipo de conducción. ....	49
2.3 Medición de vibraciones y frecuencias en un bus .....	50
3 Análisis y resultados .....	51
3.1 Resultados de la Simulación .....	51
Resultados de Análisis Estático estructural .....	51
Resultados del análisis modal .....	52
Resultados del análisis de Vibración Aleatoria .....	54
Resultados del análisis de Vibración Aleatoria en el volante .....	54
Resultados del análisis de Vibración Aleatoria en la Estructura-Asiento .....	57
Resultados del análisis de Vibración Aleatoria de la Palanca de cambios .....	60
Resultados del análisis de Vibración Aleatoria de los Pedales .....	63
3.2 Resultados de vibraciones del Prototipo experimental .....	66
Aceleración vs Frecuencia de la palanca de cambios.....	66
Aceleración vs Frecuencia del asiento.....	68
Aceleración vs Frecuencia de la palanca del volante.....	70
Aceleración vs Frecuencia del pedal .....	72
3.3 Aceleración ponderada de cada medición de las 4 mediciones realizadas en el prototipo experimental .....	73
Aceleración ponderada en el volante.....	74
Aceleración ponderada en la palanca de cambios del prototipo experimental .....	75
Aceleración ponderada de la estructura del asiento en el prototipo experimental .....	76
Aceleración ponderada del pedal en el prototipo experimental .....	77
Comparativa de la aceleración medida en los cuatro componentes del prototipo experimental.....	78
3.4 Validación de la simulación con el prototipo experimental.....	79
3.5 Validación del prototipo con un bus .....	84
4 Conclusiones y recomendaciones.....	87
4.1 Conclusiones .....	87
4.2 Recomendaciones .....	88
5 Referencias Bibliográficas :.....	88
6 Anexos.....	90

Anexo I.Tabla de Mediciones de la aceleración en la palanca de cambios en el prototipo experimental .....	90
Anexo II.Tabla de Mediciones de la aceleración en la Estructura-Asiento en el prototipo experimental .....	90
Anexo III. Tabla de Mediciones de aceleración en el volante del prototipo experimental .	91
Anexo IV.Tabla de Mediciones de aceleración en la palanca de cambios en el prototipo experimental .....	92
Anexo V . Tabla de Datos de la aceleración obtenidos en la simulación del volante.....	92
Anexo VI.Tabla de Datos de la aceleración obtenidos en la simulación del asiento.....	93
Anexo VII.Tabla de Datos de la aceleración obtenidos en la simulación de la palanca de cambios.....	94
Anexo VIII.Tabla de Datos de la aceleración obtenidos en la simulación de los pedales.	95

## RESUMEN

El presente estudio aborda el análisis de la respuesta vibracional en un prototipo de cabina de bus y sus efectos en el desempeño funcional del conductor. Se desarrolló una metodología de medición y evaluación de vibraciones bajo cargas aleatorias, utilizando un prototipo experimental sin sistema de suspensión. Se identificaron modos propios de vibración, validando el modelo matemático mediante simulaciones y mediciones experimentales. Los resultados de las simulaciones se compararon y validaron con datos experimentales obtenidos en el laboratorio, mostrando una correlación significativa. Se encontró que tanto el prototipo experimental como la simulación presentan la mayor resonancia alrededor de los 10 a 11 Hz, específicamente en los modos de vibración 5 y 6, con frecuencias de 11.01 y 11.14 Hz, respectivamente. Además, se determinaron aceleraciones ponderadas máximas en el prototipo experimental de 1,3 m/s<sup>2</sup> en el volante, 1,2 m/s<sup>2</sup> en la palanca de cambios, 0,53 m/s<sup>2</sup> en los pedales y 0,9 m/s<sup>2</sup> en el asiento. De acuerdo a la norma ISO 2631-1 para la evaluación del confort del conductor determinados que el pedal, la palanca de cambios y el asiento generan molestia en el conductor, mientras que el volante sería muy molesta su vibración para el conductor.

Para la evaluación de la salud del conductor se utiliza el Real Decreto 1311/2005 mediante el cual se determinó que el pedal, la palanca de cambios y el volante se mantiene por un nivel por debajo del requerido para tomar alguna acción correctiva mientras que el asiento si requiere una evaluación exhaustiva de la situación con el fin de desarrollar un plan de prevención que mitigue las vibraciones y garantice la salud del trabajador, evitando que alcance los 2,5 m/s<sup>2</sup>, donde el conductor ya experimentaría condiciones peligrosas para su salud. La combinación de análisis experimental y de simulación proporciona una visión integral de las dinámicas del sistema y sugiere mejoras específicas para aumentar su estabilidad y rendimiento, garantizando el confort y la seguridad del conductor.

**Palabras clave:** vibraciones, cabina de bus, frecuencias naturales, modelo matemático, ANSYS, suspensión, confort del conductor, monitoreo continuo.

## ABSTRACT

This study analyzes the vibrational response in a bus cabin prototype and its effects on driver performance. A methodology was developed to measure and evaluate vibrations under random loads using an experimental prototype without a suspension system. The natural vibration modes were identified, and the mathematical model was validated through simulations and experimental measurements. The simulation results were compared and validated with experimental data obtained in the laboratory, showing significant correlation.

It was found that both the experimental prototype and the simulation exhibit the highest resonance around 10 to 11 Hz, specifically in vibration modes 5 and 6, with frequencies of 11.01 and 11.14 Hz, respectively. Maximum weighted accelerations in the experimental prototype were determined to be 1.3 m/s<sup>2</sup> on the steering wheel, 1.2 m/s<sup>2</sup> on the gear lever, 0.53 m/s<sup>2</sup> on the pedals, and 0.9 m/s<sup>2</sup> on the seat. According to ISO 2631-1 for evaluating driver comfort, it was determined that the pedals, gear lever, and seat generate discomfort for the driver, while the vibrations from the steering wheel are considered very uncomfortable.

For evaluating driver health, Real Decreto 1311/2005 was used, determining that the pedals, gear lever, and steering wheel remain below the level required for corrective action, while the seat necessitates a thorough evaluation to develop a prevention plan that mitigates vibrations and ensures worker health, preventing it from reaching 2.5 m/s<sup>2</sup>, where the driver would experience dangerous health conditions. The combination of experimental and simulation analysis provides a comprehensive view of the system dynamics and suggests specific improvements to enhance stability and performance, ensuring driver comfort and safety.

**Keywords:** vibrations, bus cabin, natural frequencies, mathematical model, ANSYS, suspension, driver comfort, continuous monitoring.

## 1 DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO

En el contexto actual, la investigación y comprensión de los efectos de las vibraciones en los sistemas de transporte han adquirido una importancia fundamental. Es especialmente relevante abordar el impacto que estas vibraciones tienen en los conductores. El foco de este proyecto se encuentra en analizar la respuesta vibracional en diferentes componentes del vehículo bajo una carga aleatoria como la que se puede producir en un bache o en los relieves de los reductores de velocidades. El enfoque central de esta investigación se centra en comprender el impacto de las vibraciones, no solo en la comodidad durante la conducción, sino también en la salud del conductor. Para mitigar estas vibraciones, se emplea el sistema de suspensión de vehículos, modelado como un sistema de cuarto de vehículo con masa-resorte-amortiguador. En este estudio, las mediciones seguirán los lineamientos establecidos por la norma ISO 2631-1, que proporciona directrices para evaluar la exposición del cuerpo humano a las vibraciones.

El marco normativo adicional, en particular el Real Decreto 1311/2005 del 4 de noviembre, subraya la importancia de respetar los límites establecidos para proteger la salud y seguridad de los trabajadores ante los riesgos derivados de la exposición a vibraciones mecánicas. En este sentido, la respuesta vibratoria perceptible por el cuerpo humano, se convierte en un factor crucial, y su gestión se convierte en un imperativo para salvaguardar la integridad de los conductores. La contribución de este trabajo radica en la introducción de una metodología experimental integral que no solo se centrará en la realización de mediciones y evaluación de las vibraciones en la cabina de un autobús, sino que también incluirá una simulación de las vibraciones en la cabina. Además, se destaca la existencia de un prototipo para el modelo experimental, lo que añade un elemento práctico y aplicado al análisis. El objetivo es determinar de manera precisa y científica el efecto de estas vibraciones en el cuerpo humano, estableciendo así las bases para mejorar tanto el confort como la salud del conductor. Este enfoque, respaldado por las normativas vigentes, proyecta no solo una comprensión más profunda de las dinámicas vibracionales en el transporte, sino también la formulación de estrategias efectivas para mitigar sus efectos adversos.

## 1.1 Objetivo general

Analizar la respuesta vibracional en una cabina de bus, bajo una carga aleatoria, mediante el desarrollo de una metodología de medición y evaluación.

## 1.2 Objetivo específico

- Identificar los modos propios de vibración y sus frecuencias naturales de la cabina prototipo de conducción y validar su modelo matemático.
- Analizar los niveles de vibraciones sobre la cabina prototipo de conducción bajo una carga aleatoria
- Desarrollar una metodología de medición de vibraciones en la cabina de un bus.
- Evaluar los efectos de las vibraciones en el confort y la salud del conductor en base a las normativas (Norma INEN-ISO 2631-1) (Real Decreto RD 1311/2005) relacionadas con la exposición diaria a vibraciones mecánicas.

## 1.3 Alcance

Dentro de este trabajo se realizará una simulación de vibraciones bajo una carga aleatoria del prototipo de conducción ubicado en el laboratorio de máquinas herramientas de la Escuela Politécnica Nacional. Estos resultados serán comparados con las aceleraciones obtenidas mediante mediciones experimentales, haciendo vibrar el prototipo con un motor con masas desbalanceadas. Así, se validará la simulación y el modelo matemático empleado. Posteriormente, se analizará y comparará la aceleración medida en el prototipo con la aceleración medida en un autobús, con el fin de validar las mediciones del prototipo de conducción y analizar los motivos de las posibles discrepancias entre ambos de ser el caso.

## 1.4 Marco Teórico

En este trabajo, comenzaremos examinando los mecanismos que se han implementado para generar vibraciones. Luego, hablaremos del estudio y medición de las vibraciones, y de los estudios previos sobre la medición de vibraciones en cabinas, con el objetivo de verificar el cumplimiento de las normativas vigentes. Posteriormente, analizaremos los sistemas de suspensión y realizaremos un estudio de los equipos de simuladores de vibraciones en cabinas disponibles en el mercado. Además, analizaremos el prototipo de conducción del laboratorio de máquinas herramientas de la Escuela Politécnica Nacional.

Implementaremos un modelo matemático para un cuarto de vehículo, el cual utilizaremos para simular las vibraciones de la cabina. Este modelo nos permitirá entender mejor las

dinámicas de las vibraciones y cómo estas pueden afectar la experiencia del usuario en la cabina. Finalmente, analizaremos el software de elementos finitos Ansys y su aplicación en el análisis de vibraciones bajo cargas aleatorias. Con esta información, podremos proponer soluciones para minimizar las vibraciones y mejorar la comodidad del usuario.

## Dispositivos para la Generación y Estudio de Vibraciones

### Plataformas vibratorias

Las plataformas vibratorias son herramientas versátiles en el mercado, con aplicaciones que van desde la construcción hasta la investigación. Se utilizan en la construcción para vibrar mesas que contienen materiales como hormigón y cemento, y también se diseñan para simular terremotos. Aunque su uso principal es en la construcción, también se han utilizado ampliamente en la investigación, por ejemplo, para controlar y analizar amortiguadores y neumáticos en vehículos de carreras.



**Figura 1.1** Plataforma vibratoria en el uso de vehículos de carreras

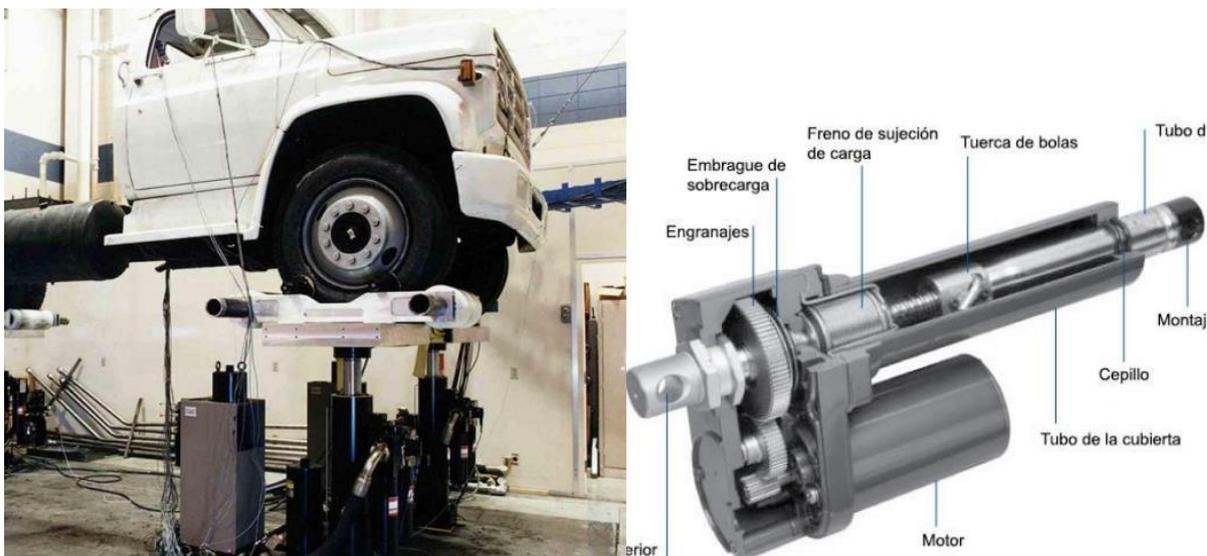
**Fuente :** (MTS, 2014)

Las plataformas de este tipo ejercen presiones verticales sobre los neumáticos para imitar los impactos de las cargas de carreteras reales en una variedad diversa de vehículos, tal como se ilustra en la Figura 1.1. Estos modelos de plataformas integran actuación lineal eléctrica o servohidráulica, controles para la fijación de los neumáticos a los servos y el software que respalda las aplicaciones para transmitir las vibraciones.

Además, estas plataformas pueden ser fundamentales para la investigación y desarrollo en la industria automotriz, ya que permiten a los ingenieros estudiar y optimizar la respuesta de los vehículos a diferentes condiciones de carretera sin salir del laboratorio. Esto puede conducir a mejoras en la comodidad de la conducción y la seguridad del vehículo. También pueden ser útiles para la formación de conductores, permitiéndoles experimentar cómo reaccionaría un vehículo bajo diversas condiciones de carretera en un entorno controlado y seguro. (MTS, 2014)

## Servomotores

Los servomotores son dispositivos de control de movimiento que permiten un control preciso de la posición, la velocidad y el par de fuerzas. Utilizan sensores de retroalimentación y sistemas de control cerrados para ajustar continuamente su funcionamiento, lo que los hace ideales para aplicaciones que requieren movimientos precisos y controlados.



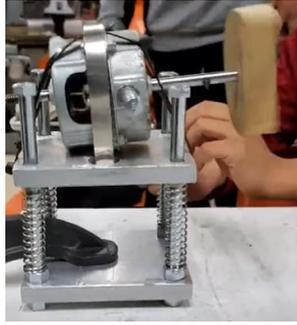
**Figura 1.2** Actuadores eléctricos lineales de núcleo de hierro.

**Fuente:** (Javied, 2023)

La Figura 1.2 muestra el uso de servomotores en plataformas vibratorias. Estos motores proporcionan un control preciso necesario para generar patrones de vibración específicos, ajustando su salida rápidamente en respuesta a la retroalimentación del sistema. (Rodríguez, 2018)

## Motores con masas desbalanceadas

Los motores con masas desbalanceadas son una herramienta esencial en el estudio de vibraciones. El desbalance ocurre cuando el centro de gravedad de un cuerpo que gira no coincide con su centro de rotación. Este desequilibrio genera una fuerza centrífuga no compensada que rota a la velocidad de giro.



**Figura 1.3** Motor con masas desbalanceadas.

**Fuente:** (L.Eleiv, 2020)

Cuando este cuerpo es un motor, el desbalance produce un aumento de las amplitudes de vibración. Estas vibraciones generan fuerzas indeseables que se transmiten directamente a los elementos mecánicos, como soportes y cojinetes del rotor, como se observa en la Figura 1.3.

### **Medición de las vibraciones**

El análisis de vibraciones es esencial para desarrollar métodos de atenuación o eliminación de estas. Con los avances en la tecnología electrónica, disponemos de dispositivos sofisticados que permiten cuantificar las vibraciones de manera precisa. (Vega, 2014)

### **Uso de acelerómetros para medir vibraciones**

Los acelerómetros son dispositivos que miden la aceleración. Cuando se exponen a la aceleración, una masa dentro del acelerómetro se desplaza. Este desplazamiento se mide y se convierte en una señal eléctrica. La señal de aceleración puede convertirse en velocidad y desplazamiento.



**Figura 1.4** Disposición de los acelerómetros dentro de la cabina

**Fuente:** (Vega, 2014)

Los acelerómetros deben ir en los lugares que deseemos medir la vibración por su contacto directo con el usuario al momento de conducir como es el volante, los pedales, el asiento y en el piso de la cabina como se observa en la Figura 1.4. (Vega, 2014)

### **Norma INEN-ISO 2631-1**

La norma INEN ISO 2631-1 establece métodos para evaluar la exposición humana a las vibraciones de cuerpo entero, considerando su impacto en la salud y el confort. Se aplica a vibraciones de 0.5 Hz a 80 Hz, pero no a impactos extremos como accidentes de tráfico. La norma también considera factores como la frecuencia de vibración y la entrada de vibraciones al cuerpo humano. Sin embargo, evaluar la exposición a las vibraciones es un proceso complejo que requiere considerar múltiples factores. (Norma INEN-ISO 2631-1). (Norma INEN-ISO 2631-1)

La norma técnica de Ecuador, NTE INEN-ISO 2631-1, establece tres técnicas para medir las vibraciones que se transmiten al cuerpo completo cuando una persona está sentada en una superficie que está vibrando. Estos métodos son:

- Un método básico que utiliza el valor eficaz de la aceleración ponderada.
- Un método que utiliza el valor eficaz móvil de la aceleración ponderada.
- Un método que utiliza el valor de la dosis de vibración elevada a la cuarta potencia.

En nuestra investigación, nos basamos en el método básico que utiliza el valor eficaz de la aceleración ponderada. No consideramos los métodos adicionales porque las vibraciones que se sienten en el asiento del conductor y los pasajeros están en rangos de baja frecuencia, que son típicos de un vehículo.

### **Método de Evaluación Básica Utilizando el Valor Eficaz de la Aceleración Ponderada**

Para analizar los datos recogidos en las mediciones de vibraciones mecánicas en el prototipo experimental, se aplica el método de evaluación básica descrito en la norma técnica ecuatoriana NTE INEN-ISO 2631-1. Este método requiere calcular el valor total de la aceleración ponderada en frecuencia, denotado como  $a_v$ .

Este valor se puede obtener aplicando la Ecuación 1.1:

$$a_v = (k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2)^{1/2}$$

Ecuación 1.1 .Aceleración Ponderada

(1.1)

Donde:

- $a_v$  : Representa la aceleración total ponderada
- $a_{wx}, a_{wy}, a_{wz}$  :Son las aceleraciones r.m.s. ponderadas en relación a los ejes ortogonales o básicentricos x, y, z, respectivamente
- $K_x, K_y, K_z$ : Es un factor de multiplicación que se indica en la Tabla 1.1 .

**Tabla 1.1** Criterios para la evolución de la exposición de las vibraciones sobre el confort, percepción y mareo producido por el movimiento.

Ejes ortogonales	Ponderación	Factor multiplicador de K
X	$W_d$	1.4
Y	$W_d$	1.4
Z	$W_k$	1

Fuente: (NTE INEN-ISO 2631-1,2014)

Para determinar si la magnitud total de la aceleración ponderada en frecuencia tiene impactos que puedan comprometer la comodidad, el bienestar y la salud de las personas expuestas, es esencial hacer una comparación con los valores presentados en la Tabla 1.2. Esta tabla muestra los valores de referencia en los que el cuerpo humano experimenta sensaciones de incomodidad a diferentes niveles de aceleración.

Para nuestro caso de estudio se consideró un factor multiplicador de K igual a 1 ,por lo que la ecuación para hallar la aceleración ponderada es igual a :

$$a_v = (a_{wx}^2 + a_{wy}^2 + a_{wz}^2)^{1/2}$$

Ecuación 1.2 Accl

**Tabla 1.2 .** Criterios para la evaluación de la exposición de las vibraciones sobre el confort, percepción y mareo producido por el movimiento.

Evaluación del confort (0.5 Hz a 80 Hz)	
Intensidad de la vibración	Sensación del pasajero

Menos de $0.315 \text{ m/s}^2$	No molestar
De $0.315 \text{ m/s}^2$ a $0.63 \text{ m/s}^2$	Un poco molesto
De $0.5 \text{ m/s}^2$ a $1 \text{ m/s}^2$	Algo molesto
De $0.8 \text{ m/s}^2$ a $1.6 \text{ m/s}^2$	Molesto
De $1.25 \text{ m/s}^2$ a $2.5 \text{ m/s}^2$	Muy molesto
Mayor a $2 \text{ m/s}^2$	Extremadamente molesto
<b>PERCEPCION</b> (0.5 Hz a 80 Hz)	
$0.015 \text{ m/s}^2$ (0.01-0.02) $\text{m/s}^2$	Una persona sana ya percibe sensaciones
<b>MAREO PRODUCIDO POR EL MOVIMIENTO</b> (0.1-0.5) $\text{m/s}^2$	
$0.5 \text{ m/s}^2$	Mareos

**Fuente:** (NTE INEN-ISO 2631-1,2014)

### **Real Decreto 1311/2005**

El Real Decreto 1311/2005, promulgado el 4 de noviembre, tiene como objetivo principal salvaguardar la salud y seguridad de los trabajadores ante los riesgos asociados con la exposición a vibraciones mecánicas. Esta normativa establece métodos de medición de la vibración en todo el cuerpo en función de la salud y bienestar humanos, aplicándose a vibraciones en el rango de 0.5 Hz a 80 Hz, pero excluyendo impactos severos como los derivados de accidentes automovilísticos. La norma detalla ponderaciones de frecuencia específicas para distintos ejes de vibración, reflejando la importancia atribuida a diversas frecuencias que podrían ser perjudiciales para la salud, y subraya la necesidad de medir las vibraciones con respecto a un sistema de coordenadas que inicia en el punto de entrada al cuerpo humano. (Real Decreto RD 1311/2005)

La Tabla 1.3 es un resumen de los valores límites permisibles en la aceleración que experimenta un trabajador en mano-brazo y en todo el cuerpo, dichos valores se hallan, aplicando la Ecuación 1.2, es decir, se expresa como la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados (valor total) de los valores eficaces de aceleración ponderada en frecuencia, determinados según los ejes ortogonales en la mayor cresta observada en un período de 8 horas.

**Tabla 1.3** *Criterios para la evaluación de la exposición de las vibraciones sobre la salud.*

<b>Evaluación de la salud</b>			
Valores de aceleración	1. Vibración transmitida al sistema mano-brazo	2. Vibraciones transmitidas cuerpo entero	Acción a tomar
a) Valor límite :	5 m/s <sup>2</sup>	1.15 m/s <sup>2</sup>	Se deben tomar medidas inmediatas para reducir la exposición a las vibraciones, dado que son peligrosas para la salud del trabajador.
b) Valor que da lugar a una acción correctiva	2.5 m/s <sup>2</sup>	0.5 m/s <sup>2</sup>	Es necesario realizar una evaluación exhaustiva de la situación con el fin de desarrollar un plan de prevención que mitigue las vibraciones y garantice la salud del trabajador.
Valores para exposición diaria normalizado para un período de referencia de ocho. Cuando la exposición a vibraciones mecánicas de los trabajadores es generalmente inferior a los valores diarios establecidos, pero varía significativamente y puede superar ocasionalmente el límite, el cálculo del valor medio de exposición puede realizarse sobre un período de referencia de 40 horas en lugar de 8 horas.			

**Fuente :** (Real Decreto RD 1311/2005)

## **Sistema de suspensión de vehículos**

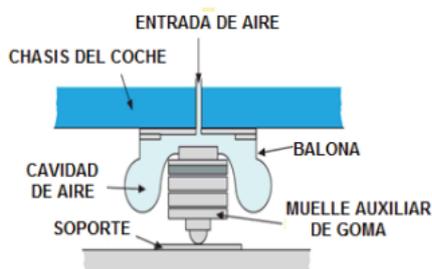
El sistema de suspensión es el encargado de absorber las vibraciones generadas tanto por el motor como por el contacto entre la rueda y el suelo. El sistema de suspensión es un conjunto de elementos elásticos que se interponen entre los órganos suspendidos (bastidor, carrocería, pasajeros y carga) y los órganos no suspendidos (ruedas y ejes).

El sistema de suspensión juega un papel crucial en la maniobrabilidad y estabilidad del vehículo. Al mantener un contacto constante entre las ruedas y el suelo, el sistema de suspensión permite que el vehículo responda eficazmente a las acciones del conductor, como girar, frenar y acelerar. También contribuye a la comodidad de los pasajeros al minimizar el impacto de las irregularidades del terreno. (Chamorro, 2014)

**Según la clase de resortes o muelles se definen los siguientes sistemas de suspensión**

## Suspensión Neumática

La suspensión neumática utiliza aire comprimido y proporciona una conducción suave al absorber las irregularidades de la carretera. Existen variantes semineumáticas y hidroneumáticas que ofrecen mayor adaptabilidad y combinan las ventajas de la suspensión neumática con las de la suspensión mecánica e hidráulica, respectivamente.



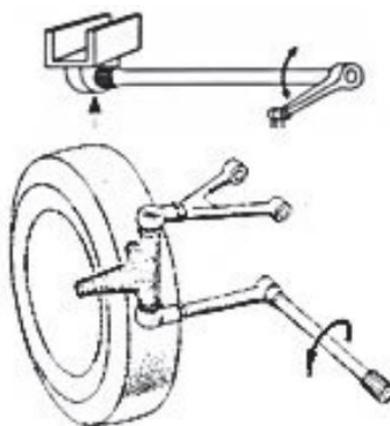
**Figura 1.5** Suspensión Neumática

**Fuente:** (Alfonzo Pícabera Subía, 2010)

La Figura 1.5 muestra un ejemplo de suspensión neumática. La elección del tipo de suspensión depende de factores como el tipo de vehículo, su uso y las preferencias del conductor. Aunque la suspensión neumática puede ser más cómoda, puede ser más costosa y requerir más mantenimiento. (Alfonzo Pícabera Subía, 2010)

## Suspensión de barra de torsión

La suspensión de barra de torsión es un tipo de suspensión que se utiliza en algunos vehículos y que ofrece ciertas ventajas en términos de peso, espacio y durabilidad. Sin embargo, puede no ser la opción más cómoda o la más fácil de reparar en caso de avería.



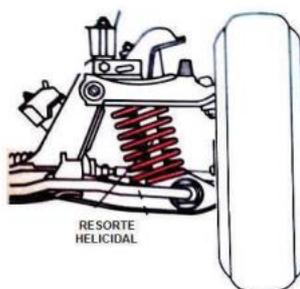
**Figura 1.6** Suspensión de barra de torsión

**Fuente:** (Gonzalez, 1981)

La Figura 1.6 muestra un ejemplo de suspensión de barra de torsión. La elección del tipo de suspensión depende de las necesidades y preferencias específicas del conductor y del uso previsto del vehículo. (Gonzalez, 1981)

### Suspensión por muelles helicoidales

La suspensión por muelles helicoidales es un tipo de suspensión versátil y eficiente que se utiliza en la mayoría de los vehículos de turismo. Ofrece una conducción suave y cómoda y es compacta y eficiente en términos de espacio.



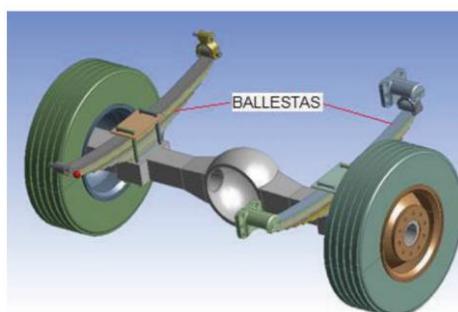
**Figura 1.7** Suspensión por muelles helicoidales

**Fuente:** (Gonzalez, 1981)

La Figura 1.7 muestra un ejemplo de suspensión por muelles helicoidales. Sin embargo, su idoneidad puede depender del tipo de vehículo y de las condiciones de conducción. Como siempre, la elección del tipo de suspensión más adecuado debe basarse en una consideración cuidadosa de las necesidades y preferencias específicas del conductor y del uso previsto del vehículo. (Gonzalez, 1981)

### Suspensión por ballestas

La suspensión por ballestas es un sistema de suspensión resistente y eficaz para vehículos de transporte de carga. Su idoneidad puede depender del equilibrio específico entre la capacidad de carga y el confort de conducción que se requiera.



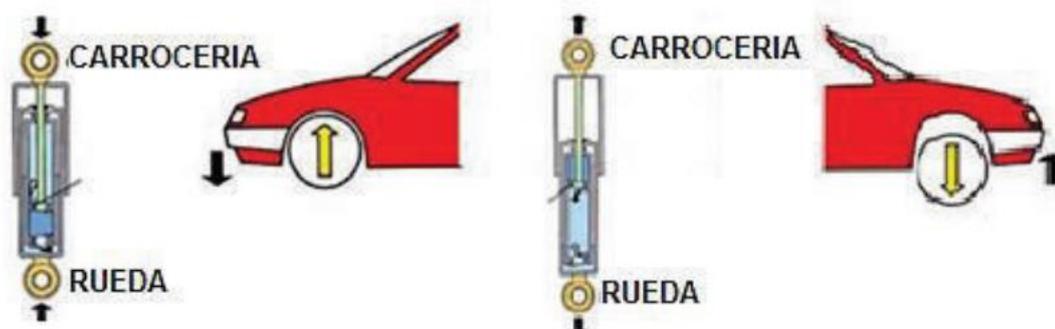
**Figura 1.8** Suspensión por ballestas

**Fuente:** (Gonzalez, 1981)

La Figura 1.8 muestra un ejemplo de suspensión por ballestas. Como siempre, la elección del tipo de suspensión más adecuado debe basarse en una consideración cuidadosa de las necesidades y preferencias específicas del conductor y del uso previsto del vehículo. (Gonzalez, 1981)

## Amortiguadores

Los amortiguadores son una parte esencial del sistema de suspensión de un vehículo, contribuyendo tanto al confort de la conducción como a la seguridad en la carretera. Es esencial mantenerlos en buen estado para garantizar un rendimiento óptimo del vehículo.



**Figura 1.9** Amortiguadores

**Fuente:** (Casado, 2010)

La Figura 1.9 muestra un esquema de los amortiguadores. Estos componentes son cruciales para el sistema de suspensión, mejorando el confort y la seguridad en la conducción. Mantenerlos en buen estado es fundamental para asegurar un rendimiento óptimo del vehículo. (Casado, 2010)

## Dinámicas de Vibración en Vehículos

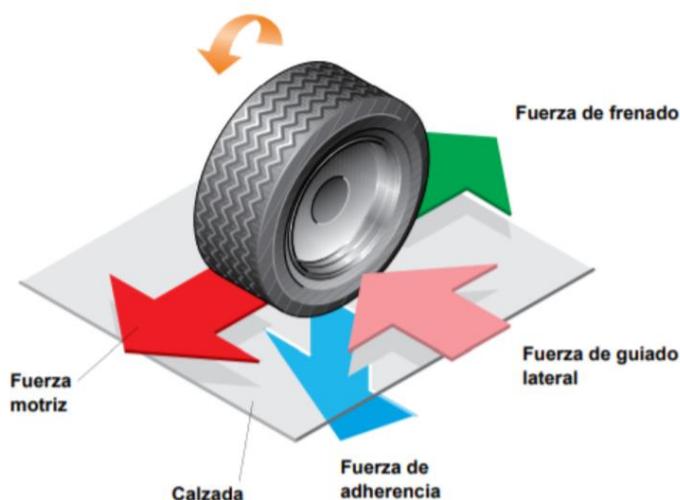
La dinámica del vehículo es un campo de estudio que se centra en el comportamiento de un vehículo en movimiento. Este comportamiento se ve afectado por una serie de factores, incluyendo las fuerzas físicas que actúan sobre el vehículo, la geometría de la suspensión, la distribución del peso, y las características de los neumáticos. (Gualotuña, 2016)

La dinámica del vehículo es el estudio del movimiento del automóvil y de las fuerzas que lo determinan. Un automóvil al circular por las calles es sometido a distintos factores como el frenado, el giro de ruedas y la aceleración, esto produce un gran número de fuerzas. Si la suma de todas las fuerzas es cero, significa que está en reposo. Si es diferente de cero, estará en movimiento. (Gualotuña, 2016)

### Fuerzas que intervienen en las ruedas del vehículo

Las fuerzas que intervienen en las ruedas al como se puede observar en la Figura 1.10 , son las siguientes:

- Fuerza de tracción o motriz: es producida por el motor y genera el movimiento.
- Fuerzas de guiado lateral: responsables de conservar la direccionalidad del vehículo.
- Fuerza de adherencia: depende del peso que recae sobre la rueda.
- Fuerza de frenado: que actúa en dirección contraria al movimiento de la rueda. Depende de la fuerza de adherencia y del coeficiente de rozamiento entre la calzada y la rueda.



**Figura 1.10** Fuerzas que intervienen en las ruedas del vehículo

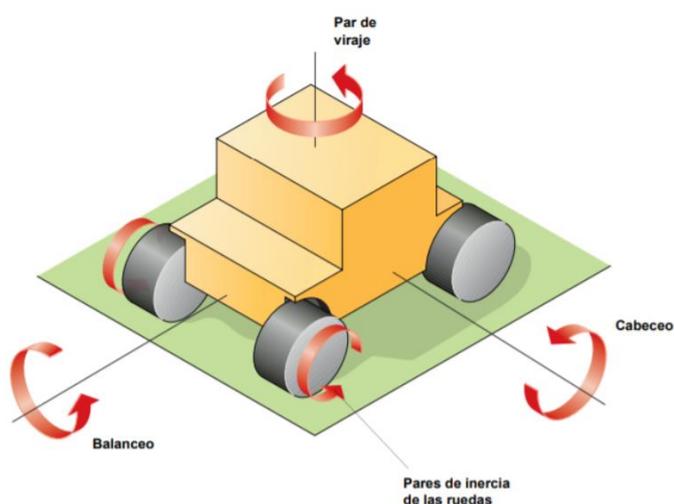
**Fuente:** (I. Y. M. Automotriz, 2020)

La Figura 1.10 ilustra las fuerzas que intervienen en las rueda, se puede observar cómo la fuerza de tracción o motriz genera el movimiento inicial del vehículo. Las fuerzas de guiado

lateral son esenciales para mantener la trayectoria deseada, particularmente en curvas y durante maniobras evasivas. La fuerza de adherencia asegura que las ruedas mantengan contacto con la carretera, influenciada por el peso del vehículo y las características del neumático. Finalmente, la fuerza de frenado es crítica para la seguridad, ya que permite reducir la velocidad del vehículo y detenerlo, dependiendo del coeficiente de fricción entre la rueda y la superficie de la carretera. Además, el mantenimiento adecuado de los frenos y los neumáticos es fundamental para optimizar estas fuerzas y garantizar una conducción segura. (I. Y. M. Automotriz, 2020)

### Fuerzas que intervienen en el vehículo

Cuando el vehículo está en marcha, es sometido a las mismas fuerzas mencionadas, solo que en diferente proporción en cada rueda. Esto va a depender de la distribución del peso y las condiciones del camino por el cual esté circulando. Al frenar, la carga del vehículo recae con mayor intensidad en el eje delantero, un fenómeno conocido como cabeceo. En el caso de una curva, la carga se apoya en mayor proporción en las ruedas exteriores que en las interiores, lo que se denomina balanceo. La suma de todas las fuerzas que provocan el giro del vehículo sobre su eje de geometría vertical, aplicadas en cualquier punto, se denomina pares de viraje.



**Figura 1.11** Fuerzas que intervienen en el vehículo

**Fuente:** (I. Y. M. Automotriz, 2020)

La Figura 1.11 ilustra cómo las fuerzas se distribuyen en cada rueda cuando el vehículo está en marcha, dependiendo de la distribución del peso y las condiciones del camino. En esta figura, se puede observar que durante el frenado, la carga se transfiere hacia el eje

delantero, causando el cabeceo. Además, al tomar una curva, la carga se transfiere hacia las ruedas exteriores, un fenómeno conocido como balanceo. Los pares de viraje, representados en la figura, son la suma de todas las fuerzas que inducen el giro del vehículo sobre su eje vertical, cruciales para entender el comportamiento dinámico del vehículo en diversas condiciones de conducción. Esta distribución de fuerzas es esencial para el diseño y ajuste de los sistemas de suspensión y frenado, asegurando así la estabilidad y seguridad del vehículo. (I. Y. M. Automotriz, 2020).

## Simuladores de cabinas de conducción

### Simulador de conducción Lander

Lander, una empresa con sede en España, se especializa en la fabricación de simuladores para vehículos y aeronaves. Con una impresionante cartera de 400 simuladores distribuidos en los cinco continentes, Lander es un jugador global en este campo. (Lander, 2020)



**Figura 1.12** Simulador Lander

**Fuente:** (Lander, 2020)

El simulador de coche de Lander que se puede observar en la Figura 1.12, diseñado para vehículos ligeros, garantiza una experiencia de conducción auténtica gracias a su diseño innovador. Este simulador ofrece tres grados de libertad, permitiendo a los usuarios experimentar una variedad de condiciones de conducción. Además, el simulador está equipado con un sistema de vibraciones que reproduce las irregularidades del terreno. Los actuadores incorporados proporcionan sensaciones realistas al tomar curvas, acelerar y

frenar. El simulador también ofrece la flexibilidad de simular tanto la transmisión manual como la automática en la misma estación de simulación. En cuanto al precio, el simulador de coche Lander tiene un rango de precio de 200.000\$ a 300.000\$, dependiendo de las características adicionales que se deseen incorporar. (Lander, 2020)

### **Prototipo del laboratorio**

El prototipo del sistema vibratorio de cabina, el cual está ubicado en el laboratorio de máquinas herramientas, es una herramienta de investigación diseñada para estudiar y analizar las vibraciones vehiculares. Este prototipo cuenta con una estructura de acero que simula los pedales, el volante y el sistema de cambio de velocidades de un vehículo real, proporcionando un entorno de prueba realista. El motor del prototipo, equipado con masas desbalanceadas, es capaz de generar vibraciones que simulan las producidas por el contacto entre las llantas y el suelo.



**Figura 1.13** Prototipo del sistema de simulación de vibraciones para transporte pesado

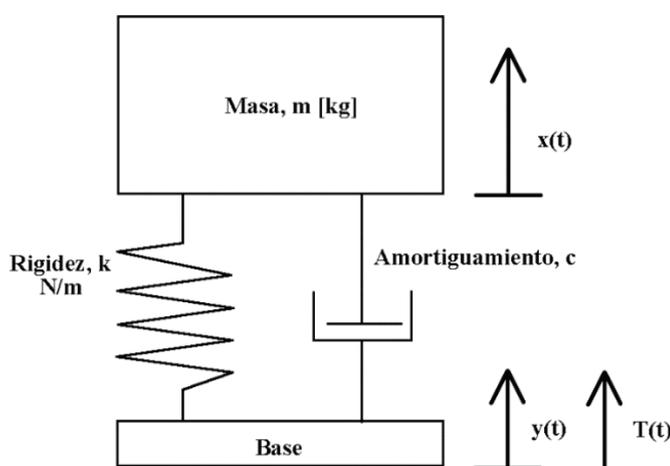
**Fuente: Propia**

La Figura 1.13 muestra el prototipo del sistema vibratorio de cabina en el laboratorio de biomecánica. Este diseño permite a los investigadores estudiar las vibraciones en un entorno controlado. Con su estructura de acero que replica los pedales, el volante y el sistema de cambio de velocidades de un vehículo real, el prototipo ofrece una simulación precisa de las condiciones de conducción. El motor, equipado con masas desbalanceadas, genera vibraciones que imitan las interacciones entre las llantas y el suelo, permitiendo un

análisis detallado de cómo estas vibraciones afectan el confort y la seguridad del vehículo. Este entorno de prueba es esencial para desarrollar y optimizar tecnologías de reducción de vibraciones en vehículos.

## Modelado Matemático de la Cabina

Se asume un movimiento armónico para la excitación  $y(t) = Y \sin(\omega_b t)$ . A partir de esto, se obtiene un modelo matemático para el movimiento vibratorio. Este modelo representa un sistema típico de un solo grado de libertad sometido a una excitación base.



**Figura 1.14** Modelo matemático del sistema de suspensión amortiguado frente a una excitación externa

**Fuente:** (Gualotuña, 2016)

La Figura 1.14 muestra el movimiento base, representado por  $y(t)$  y  $x(t)$  muestra el movimiento de la masa.

**La solución completa es:**

$$x(t) = Ae^{-\zeta\omega t} \sin(\omega_d t + \theta) + A_o \cos(\omega_b t - \phi_1 - \phi_2)$$

**Ecuación 1.3** Solución completa de movimiento amortiguado.

Donde:

A es la amplitud de la parte transitoria del movimiento amortiguado.

$e^{-\zeta\omega t}$  es el factor de decaimiento exponencial debido al amortiguamiento. Aquí,  $\zeta$  es el coeficiente de amortiguamiento adimensional, y  $\omega$  es la frecuencia natural del sistema.

$\sin(w_d t + \theta)$  es la parte oscilatoria de la solución transitoria, donde  $w_d$  es la frecuencia angular amortiguada, y  $\theta$  es la fase inicial de la parte transitoria.

$A_o$  es la amplitud de la respuesta estacionaria debida a la excitación armónica.

$\cos(w_b t - \phi_1 - \phi_2)$  es la parte de la solución correspondiente a la excitación armónica. Aquí,  $w_b$  es la frecuencia angular de la excitación,  $\phi_1$  y  $\phi_2$  son fases que dependen del sistema y la excitación.

## 2 Metodología

### Simulación de vibraciones mediante software de elementos finitos

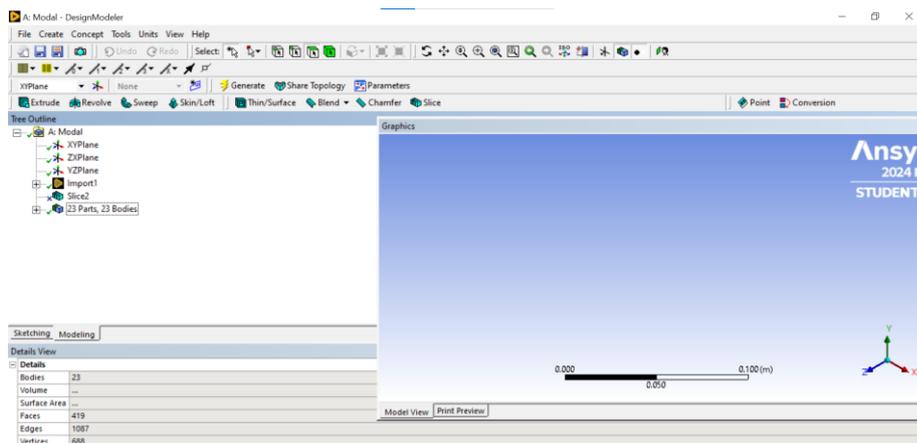
El análisis de vibraciones en componentes críticos de una cabina de conducción, como el volante, la palanca de cambios, el asiento y los pedales, es esencial para asegurar el confort y la seguridad del conductor. En este contexto, el uso de herramientas avanzadas de simulación como ANSYS se ha convertido en un recurso invaluable. ANSYS permite modelar y simular el comportamiento dinámico de estos componentes bajo diversas condiciones de carga y excitación, proporcionando una comprensión detallada de cómo responden a las vibraciones.

#### Herramientas clave

El software ANSYS posee herramientas clave en cada módulo que se utilizan para realizar un análisis más preciso y obtener valores más cercanos a los reales. A continuación, se detallan las herramientas principales de cada uno de estos módulos:

#### Diseño de modelos

El primer paso en el análisis es la creación del modelo geométrico del prototipo utilizando el módulo Diseño de Modelos de ANSYS. Aunque el modelo 3D inicial se construyó en Inventor, el módulo Diseño de Modelos permite corregir y optimizar ciertos detalles de la estructura.



**Figura 2.1** Ambiente de Diseño de modelos

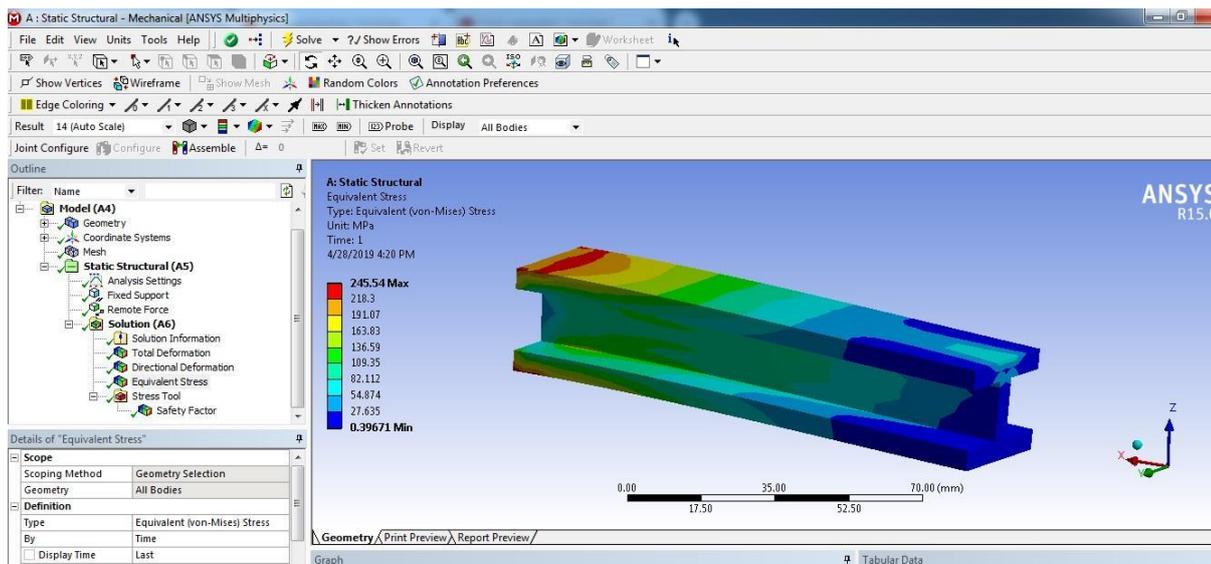
**Fuente: Propia**

En la Figura 2.1 , se puede observar el sistema de conducción en el ambiente de Diseño de Modelos. Entre sus funciones clave se incluyen:

1. **Corrección de Geometría Importada:** Al importar el modelo desde Inventor, puede haber un exceso de partes individuales que complican el análisis estructural. El diseño de modelos ofrece la opción de combinar estas partes en un solo sólido, simplificando el proceso y reduciendo los problemas relacionados con las uniones entre múltiples componentes.
2. **Creación de Nuevas Partes:** Si es necesario, en el diseño de modelos se permite la creación de nuevas partes o la modificación de las existentes para mejorar la integridad del modelo.
3. **Parámetros Personalizados:** Diseño de modelos permite la parametrización de la geometría, facilitando modificaciones rápidas y estudios de sensibilidad para diferentes configuraciones del sistema.

## **Análisis Estático Estructural**

Una vez optimizado la geometría , se procede a realizar el análisis estático estructural,este módulo permite evaluar la resistencia y el comportamiento mecánico del prototipo bajo diferentes condiciones de carga y vibración



**Figura 2.2** Perfil de hierro en ambiente Estático estructural de Ansys

Fuente: Propia

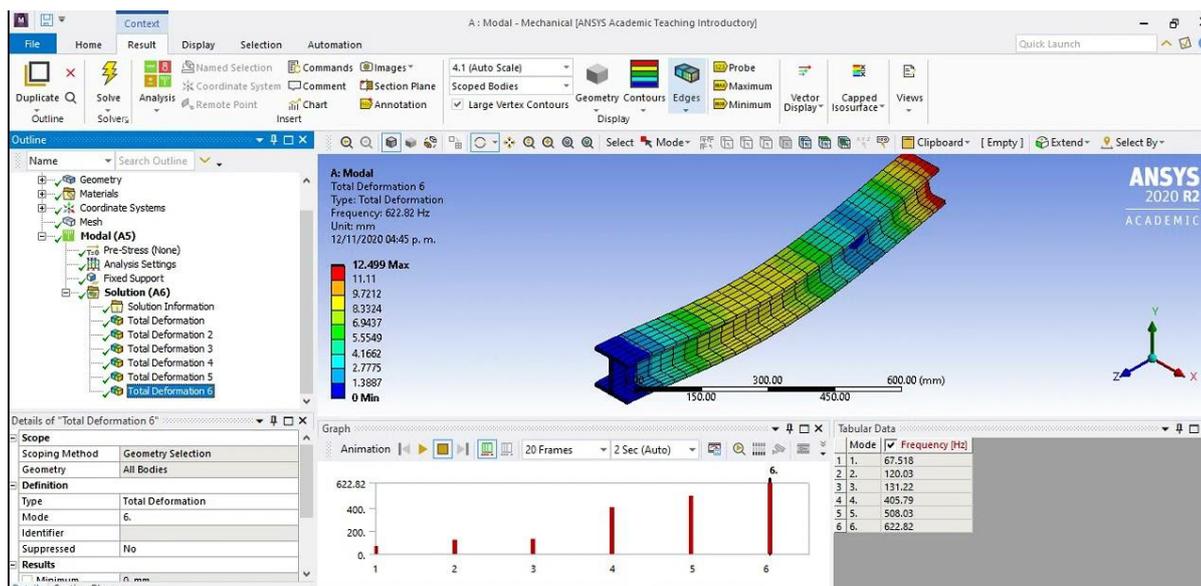
La Figura 2.2 muestra el ambiente de Análisis Estático Estructural, el cual es fundamental para configurar los soportes y los valores de frontera del sistema. En este caso específico, se consideraron las siguientes etapas para el ajuste y configuración de este módulo:

1. **Definición de Materiales y Propiedades:** Se asignan las propiedades de los materiales utilizados en la estructura del prototipo, incluyendo el acero para la estructura metálica y otros componentes.
2. **Aplicación de Condiciones de Frontera:** Se definen las condiciones de apoyo y las cargas dinámicas inducidas por el contacto entre el vehículo y el suelo, simulando las vibraciones que un vehículo de transporte pesado experimenta en condiciones reales.
3. **Seteo de la Gravedad:** En este análisis, se ajustó el valor de la gravedad para replicar condiciones de operación realistas y asegurar la precisión del análisis.

## Análisis Modal

El siguiente paso en el proceso es el análisis modal, que se realiza para determinar los modos de vibración principales de la estructura. Este análisis es crucial para comprender cómo la estructura responde a diferentes frecuencias de excitación. En el contexto del prototipo de cabina de conducción, se consideran los siguientes aspectos:

1. **Identificación de Frecuencias Naturales:** El análisis modal permite identificar las frecuencias naturales de la estructura, es decir, las frecuencias a las que la estructura tiende a vibrar de forma natural.
2. **Modos de Vibración:** Se determinan los modos de vibración principales, que describen las formas en que la estructura se deforma y vibra bajo excitación. Estos modos son importantes para diseñar sistemas que eviten resonancias destructivas.



**Figura 2.3** Viga de hierro en ambiente Modal de Ansys

**Fuente: Propia**

La Figura 2.3 ilustra el análisis modal realizado para una viga I. En esta figura, se puede observar cómo se identifican las frecuencias naturales de la estructura y los modos de vibración principales. El análisis muestra las formas en que la estructura se deforma y vibra bajo diferentes frecuencias de excitación, lo cual es esencial para diseñar sistemas que prevengan resonancias destructivas y aseguren un rendimiento óptimo del prototipo.

## Análisis de Vibraciones Aleatorias

El análisis de las vibraciones aleatorias es una etapa crítica en este estudio, ya que simula las condiciones de vibración que el vehículo experimenta debido a irregularidades del terreno y eventos sísmicos. ANSYS proporciona herramientas avanzadas para este tipo de análisis, que incluyen:

1. **Definir del Espectro de Vibración Aleatoria:** Se puede establecer un espectro de vibración aleatoria para simular las condiciones operativas del vehículo, basándose en un modelo matemático que reproduce los valores de aceleración del suelo durante un sismo.
2. **Simulación de Respuesta Aleatoria:** Utilizando el módulo ANSYS Mechanical, se puede llevar a cabo la simulación de la respuesta estructural del prototipo a las vibraciones aleatorias. Esto permite identificar las frecuencias naturales del sistema y evaluar su comportamiento dinámico bajo **condiciones** de excitación realistas aleatorias.
3. **Análisis de Resultados:** Los resultados de la simulación incluyen mapas de deformaciones, tensiones y modos de vibración del prototipo. Estos resultados son

analizados para identificar posibles resonancias y evaluar la efectividad del diseño en mitigar los efectos de las vibraciones aleatorias.

## 2.1 Análisis de vibración del prototipo experimental con software de elementos finitos.

### Modelado CAD del prototipo experimental:

El estudio de las vibraciones de un prototipo de cabina de conducción requiere una representación precisa y detallada del sistema en estudio. Este prototipo, ubicado en el laboratorio de máquinas herramientas de la Escuela Politécnica Nacional, consiste en una estructura metálica equipada con elementos clave como un volante, una palanca de cambios, pedales y una bancada montada sobre resortes. Estos componentes forman la base del sistema de análisis de vibraciones.

### Descripción del Sistema

El sistema está compuesto por varias partes esenciales:

1. **Estructura Metálica:** La base del prototipo está constituida por una estructura metálica robusta, diseñada para soportar los elementos dinámicos del sistema. Esta estructura incluye:
  - **Volante:** Dispositivo de control para simular la experiencia de conducción.
  - **Palanca de Cambios:** Mecanismo para simular cambios de marcha.
  - **Pedales:** Conjunto de pedales que replican los pedales de acelerador, freno y embrague de un vehículo.
  - **Soporte sobre Resortes:** Superficie principal donde se instalan los componentes y que está montada sobre resortes para simular condiciones de vibración.
2. **Motor con Masas Desbalanceadas:** Bajo la bancada principal, se encuentra un motor diseñado para generar vibraciones mediante masas desbalanceadas. Este motor es ajustable y se puede setear en un rango de 0 a 30 Hz durante la toma de datos experimental.

3. **Soporte inferior y patas de apoyo:** Bajo el motor, existe otra bancada que sirve como base adicional. Esta bancada está equipada con patas que se fijan al suelo, proporcionando estabilidad al sistema durante las pruebas.

### Proceso de Modelado CAD



*Figura 2.4* Prototipo del sistema de simulación de vibraciones y cad

**Fuente: Propia**

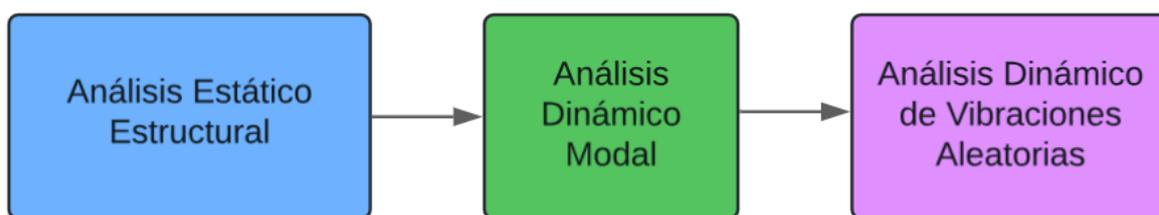
El primer paso para el análisis detallado de las vibraciones fue la creación de un modelo sólido en 3D del prototipo. Este proceso se llevó a cabo utilizando el software Inventor, que permitió una representación precisa de cada componente y su disposición en el sistema.

1. **Toma de Medidas:** Se realizó una medición meticulosa de todas las partes del prototipo para asegurar que el modelo 3D refleje con exactitud las dimensiones y características del sistema real.
2. **Creación del Modelo 3D:** Con las medidas obtenidas, se construyó un modelo sólido en Inventor como se observa en la Figura 2.4. Este modelo incluye todos los componentes esenciales, volante, palanca de cambios, pedales y la estructura del asiento.

3. **Verificación y Ajuste:** Una vez creado el modelo inicial, se llevaron a cabo revisiones y ajustes para asegurar que cada detalle fuera representado con precisión. Esto garantizó que el modelo 3D fuera una réplica fiel del prototipo físico.

### **Análisis dinámico en la cabina de conducción mediante el software de elementos finitos.**

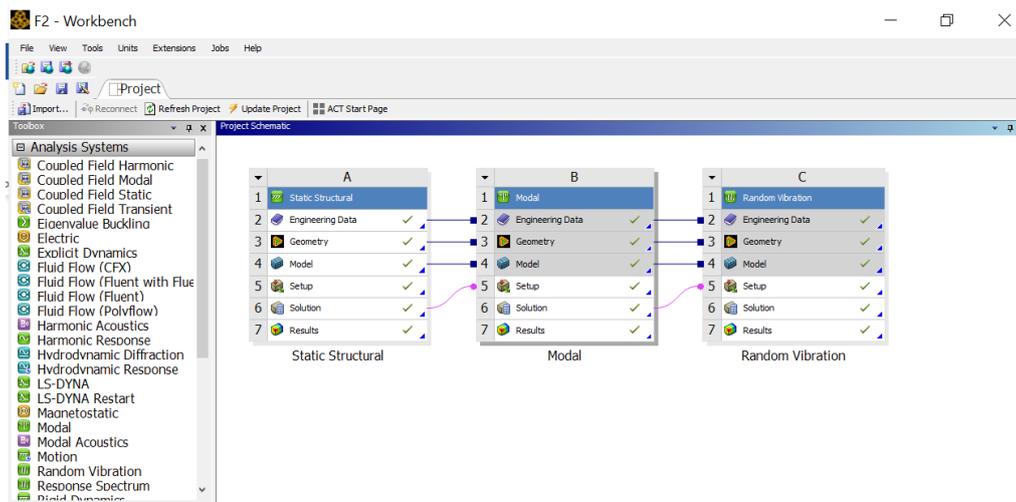
Posterior al diseño del prototipo de conducción se procede al análisis con un software de elementos finitos. ANSYS es un software que proporciona un conjunto completo de herramientas para llevar a cabo estos análisis. En este proyecto, se han utilizado varios módulos de ANSYS para modelar y analizar el comportamiento vibratorio del sistema. A continuación, se detalla el proceso y el uso de cada ambiente del software ANSYS en el contexto de este estudio.



**Figura 2.5** Diagrama descriptiva del análisis dinámico del sistema de suspensión.

**Fuente.** Autor.

En la presente sección, se detallará el proceso de seteo y configuración de cada uno de los ambientes de ANSYS utilizados en el estudio de las vibraciones aleatorias del prototipo de cabina de conducción. ANSYS ofrece un conjunto integral de herramientas de simulación que permiten abordar diversas facetas del análisis estructural y dinámico. A continuación, se explicará cómo se utilizaron los módulos Diseño de modelos, ANSYS Mechanical para análisis estructural y modal, y el análisis de vibraciones aleatorias para llevar a cabo este estudio de manera exhaustiva. Además, en la Figura 2.5, se muestra un flujograma del proceso de seteo que sigue el siguiente orden: análisis estático, modal y de vibraciones aleatorias.



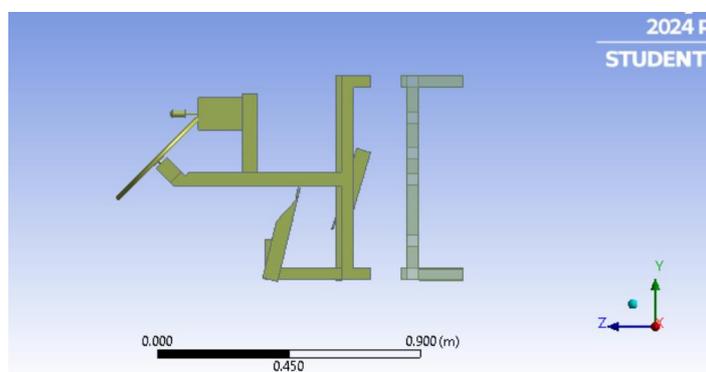
*Figura 2.6 Modelo de sistema de conducción, Workbench*

**Fuente:** Propia

En el Figura 2.6 se describen los ambientes de ANSYS Workbench utilizados para el análisis del prototipo de cabina de conducción, siguiendo la secuencia indicada en el flujograma. Esta sección detalla cada módulo utilizado y su configuración específica para asegurar un análisis completo y preciso.

### **Configuración de geometría en Diseño de modelos.**

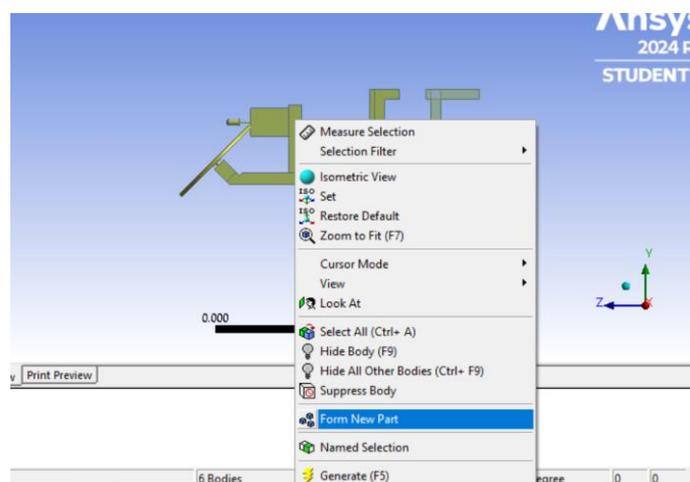
Para evitar problemas con los contactos generados por tener varios sólidos que conforman la estructura al exportar desde Inventor, se procedió a crear una sola parte de toda la parte superior de la estructura. Primero, se selecciona toda la estructura importada desde Inventor, incluyendo el volante, la palanca de cambios, los pedales y la bancada sobre resortes, asegurándose de incluir todos los componentes.



*Figura 2.7 Modelo de sistema de conducción, Diseño de modelos.*

**Fuente:** Propia

La Figura 2.7 muestra como se seleccionaron todos los componentes mencionados del prototipo de conducción .



**Figura 2.8** Modelo de sistema de conducción, Diseño de modelos

**Fuente: Propia**

Después de seleccionar todos los componentes de la parte superior de la estructura, incluyendo el volante, la palanca de cambios, los pedales y la bancada sobre resortes, se procede a unificar estos elementos en una sola parte .Para ello, con todos ellos seleccionados, se hace clic derecho y se elige la opción "**Form New Part**" como se observa en la Figura 2.8. Esta acción crea un solo cuerpo sólido a partir de los múltiples componentes seleccionados. Al crear una nueva parte unificada, se evitan los contactos múltiples que pueden generar problemas durante el análisis estructural, simplificando el modelo y asegurando que el análisis se realice de manera más eficiente y precisa.

### Configuración del material

El material utilizado para la estructura del prototipo es acero A36, un tipo de acero estructural ampliamente utilizado en aplicaciones de ingeniería debido a sus excelentes propiedades mecánicas.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
12	Strain-Life Parameters				
20	S-N Curve	Tabular			
24	Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa		
25	Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa		
26	Tensile Ultimate Strength	4.6E+08	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Figura 2.9 Modelo de sistema de conducción, Material Workbench

Fuente: Propia

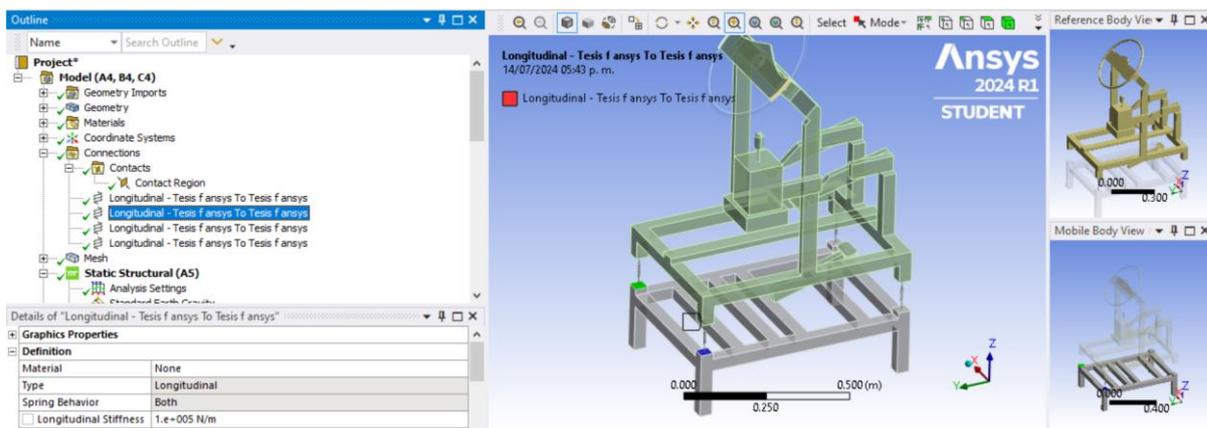
La figura 2.9, muestra el módulo Datos de Ingeniería de ANSYS, en el cual se configuran las propiedades del material. Este módulo es esencial para definir las características mecánicas del material utilizado.

Tabla 2.1 Propiedades del acero A36

Densidad	7850Kg/m <sup>3</sup>	Dureza	179 HB
Módulo de elasticidad	200 Gpa	Resistencia útil a la tracción	400-500 Mpa
Coeficiente de Poisson	0.3	Límite de fluencia	250 Mpa

Fuente: (M. Mundial, 2024)

La Tabla 2.1 muestra las propiedades del acero estructural A36, las cuales fueron configuradas en ANSYS para representar fielmente el comportamiento mecánico del prototipo de conducción. Configuración de contactos



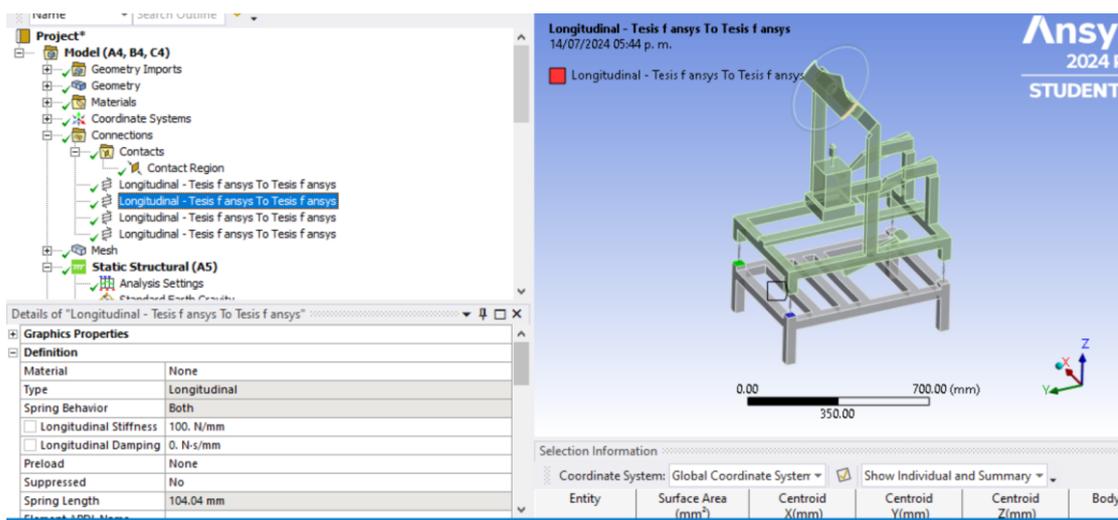
**Figura 2.10** Modelo de sistema de conducción, Configuración de contactos

**Fuente:** Propia

En la configuración de contactos del análisis estructural del prototipo de cabina de conducción que se puede observar en la Figura 2.10, se han definido cuidadosamente los contactos para asegurar una representación precisa de las interacciones entre los componentes. Los únicos contactos presentes en la estructura son los de los resortes con las bases a las que están unidos. Estos contactos se han definido como uniones fijas, asegurando que no haya movimiento relativo entre los resortes y las bases.

### Configuración de los resortes

En la configuración del análisis estructural del prototipo de cabina de conducción, todos los resortes se configuran en la carpeta de "Conexiones" de ANSYS. Para establecer estas conexiones, se selecciona la opción de resorte y se eligen ambas caras de la estructura a las que los resortes estarán unidos.



**Figura 2.11** Modelo de sistema de conducción, Configuración de resortes

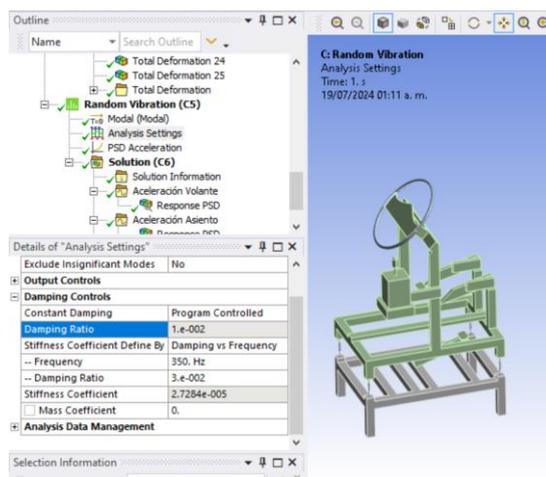
**Fuente:** Propia

Cada resorte se configura con una rigidez ( $k$ ) de 100 N/mm como se puede observar en la Figura 2.11, asegurando que las propiedades dinámicas de los resortes se representen con precisión en el modelo. Este valor de rigidez es crítico para simular correctamente cómo los resortes afectan la respuesta vibratoria de la estructura.

La configuración adecuada de los resortes permite que el modelo capture de manera precisa las interacciones entre los componentes de la estructura y las fuerzas que estos transmiten. Esta precisión es fundamental para obtener resultados fiables en los análisis de vibraciones y asegurar que el prototipo de cabina de conducción se comportará según lo previsto bajo condiciones de carga realistas.

### Configuración del amortiguamiento

En el software ANSYS, el valor del amortiguamiento para vibraciones aleatorias es de 0.01 por defecto. Sin embargo, hemos establecido una relación de amortiguamiento del 3% en el rango de frecuencia de 0 a 350 Hz.



**Figura 2.12** Modelo de sistema de conducción, Configuración del amortiguamiento.

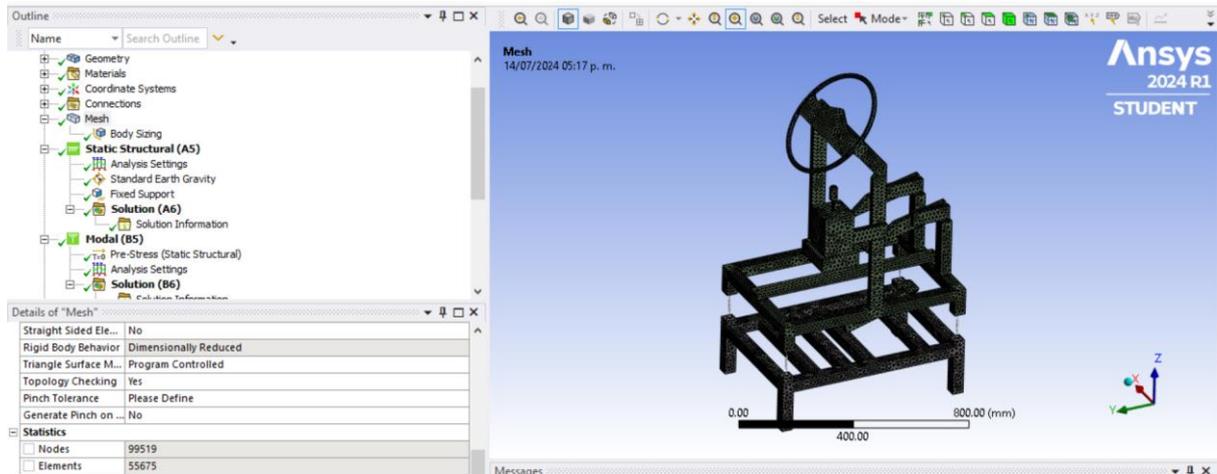
**Fuente:** Propia

La Figura 2.12, ilustra la configuración del amortiguamiento aplicado en ANSYS. En esta figura, se puede observar cómo se ha ajustado la relación de amortiguamiento al 3% dentro del rango de frecuencia de 0 a 350 Hz, en contraste con el valor por defecto de 0.01. Este ajuste permite una simulación más precisa del comportamiento del prototipo bajo condiciones de vibración específicas.

### Configuración del mallado

El mallado consiste en discretizar o dividir los objetos modelados en pequeños elementos, lo cual es esencial para obtener resultados más precisos y realistas en los análisis. En el estudio de las vibraciones del prototipo de cabina de conducción, se utilizó un mallado tipo body sizing con un tamaño de elemento de 15 mm, adecuado para la geometría y las dimensiones de la estructura. La configuración de la malla se aplica a todos los componentes del modelo, asegurando una representación detallada y precisa de cada parte.

En nuestro caso, el modelo generado cuenta con 55675 elementos y 99519 nodos. Esta alta densidad de elementos y nodos permite capturar con mayor detalle las características estructurales y las respuestas dinámicas del prototipo. La calidad de la malla y su correcta configuración son fundamentales para garantizar la fiabilidad de los resultados obtenidos en los análisis de vibraciones aleatorias y estructurales.



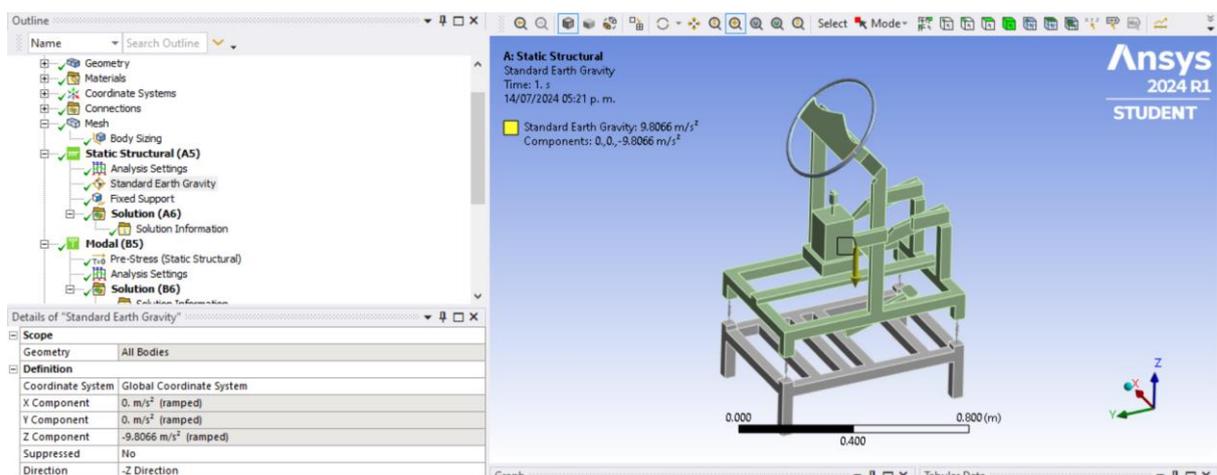
*Figura 2.13 Modelo de sistema de conducción, Configuración de malla*

**Fuente: Propia**

La Figura 2.13 muestra la configuración del mallado aplicada a la estructura del prototipo, destacando cómo se ha logrado un equilibrio entre la complejidad geométrica y la eficiencia computacional del análisis.

### Configuración del módulo estructural estático

En este módulo, se ha configurado el modelo del prototipo de cabina de conducción para considerar la influencia de la gravedad, que afecta a todos los cuerpos que conforman la estructura.



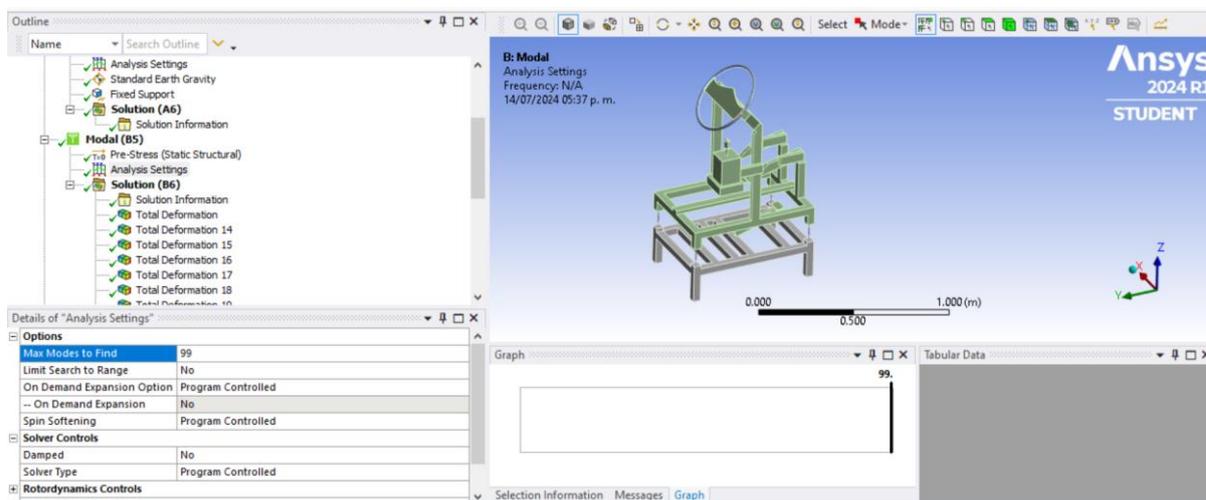
*Figura 2.14 Modelo de sistema de conducción, Análisis Estructural*

**Fuente: Propia**

La aceleración gravitatoria se ha establecido en  $-9.8066 \text{ m/s}^2$  en dirección  $-z$ , como se muestra en la Figura 2.14, asegurando que cada componente del prototipo de la cabina, responda adecuadamente bajo las condiciones de carga realistas.

## Configuración del módulo Modal

En esta etapa, se procede a configurar el módulo modal, que toma en consideración los resultados obtenidos en el módulo de análisis estructural. Este módulo se configura específicamente para calcular y proporcionar las frecuencias de los primeros 99 modos de vibración de la estructura del prototipo de cabina de conducción.



**Figura 2.15** Modelo de sistema de conducción, Modal.

**Fuente:** Propia

La configuración modal es esencial para identificar y analizar las diferentes formas en que la estructura puede vibrar bajo diversas condiciones. Este análisis modal permite obtener una comprensión detallada del comportamiento dinámico de la estructura, identificando las frecuencias naturales y los modos de vibración que son críticos para la integridad estructural y el rendimiento del prototipo.

Al considerar los primeros 99 modos de vibración como se puede observar en la Figura 2.15, se asegura una cobertura exhaustiva de las posibles resonancias y respuestas dinámicas del sistema, lo cual es crucial para el diseño y la optimización del prototipo frente a las vibraciones inducidas durante su operación.

## Configuración del módulo de vibraciones aleatorias

### Configuración de las cargas

Para el análisis de las vibraciones aleatorias del prototipo de cabina de conducción, se utilizaron datos proporcionados en el informe "Structural Response and Damage Produced by Ground Vibration from Surface Mine Blasting" de Siskind, Stagg, et al. (1980). Este informe, que investiga el impacto de las ondas sísmicas generadas por explosiones en minas superficiales en las estructuras cercanas, proporciona normas y límites para las vibraciones aceptables, cruciales para la seguridad y minimización de daños en áreas cercanas a operaciones mineras.

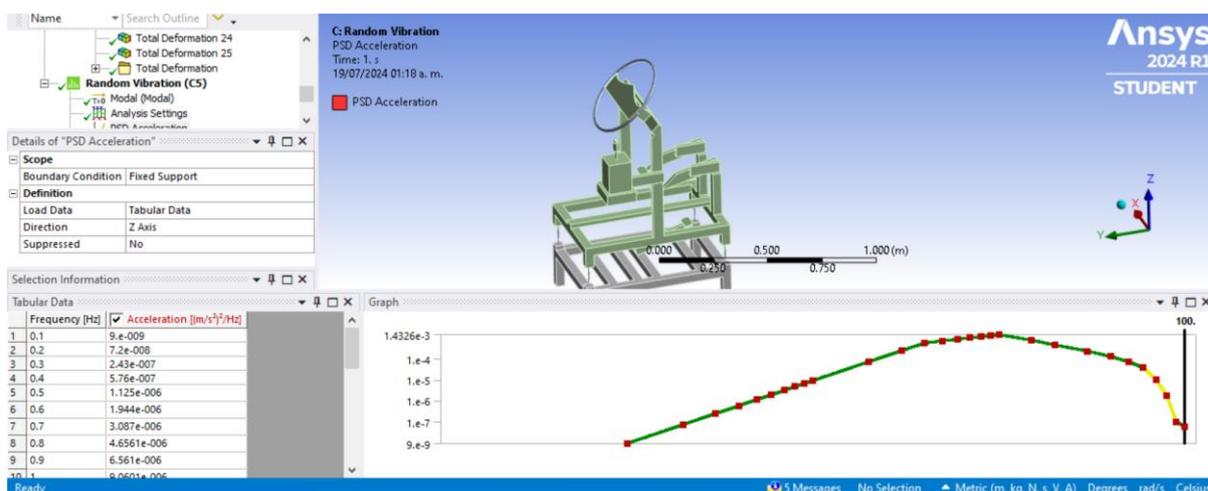
**Tabla 2.2** *Aceleración permisible en edificaciones cercanas a explosiones de minas a cielo abierto.*

Frecuencia [Hz]	Aceleración[m/s <sup>2</sup> ]
0.1	0.0003
0.2	0.0012
0.3	0.0027
0.4	0.0048
0.5	0.0075
0.6	0.0108
0.7	0.0147
0.8	0.0193
0.9	0.0243
1	0.0301
2	0.1203
3	0.2707
4	0.4787
5	0.5984
6	0.7181
7	0.8378
8	0.9575
9	1.0772
10	1.1969
15	1.0772

20	0.9575
30	0.8378
40	0.7181
50	0.5984
60	0.4787
70	0.2707
90	0.0301
80	0.1203
100	0.0243

**Fuente :** (D. E. Siskind, 1981)

En nuestro estudio, estos datos fueron fundamentales para definir la carga vibratoria aleatoria en el análisis de ANSYS. Utilizando los valores de aceleración y frecuencias máximas aceptables del informe, se configuró un espectro de vibración aleatoria en el módulo correspondiente de ANSYS, simulando las condiciones de vibración que un vehículo de transporte pesado experimenta debido a irregularidades del terreno y eventos sísmicos. Se restringieron los valores de aceleración a un máximo de  $1.19 \text{ m/s}^2$ , dado que no es común que se presenten sismos que generen una aceleración mayor a esta, dichos valores de aceleración se muestran en la Tabla 2.2.



**Figura 2.16** Modelo de sistema de conducción, Randomic Vibrations

**Fuente:** Propia

En la Figura 2.16, se muestran estos datos seteados en el análisis de vibraciones aleatorias en ANSYS.

## 2.2 Análisis de vibraciones en el prototipo experimental

Posteriormente, se cuantificarán las oscilaciones inducidas en el prototipo virtual utilizando el analizador de sonido y vibraciones de cuatro canales SVAN 958A. Este instrumento permite evaluar las oscilaciones en los tres ejes del sistema de coordenadas cartesianas. Las vibraciones aleatorias serán generadas mediante la implementación de un motor de masas desbalanceadas, configurado para variar su frecuencia de 0 a 40 Hz.

En esta fase del análisis, se procederá a calcular y obtener las gráficas de aceleraciones en los tres ejes (X, Y, Z) para cada parte de la estructura del prototipo de cabina de conducción. Este paso es crucial para comparar los resultados con los valores obtenidos en las simulaciones y validar la precisión del modelo. Además, se verificará que cumpla con la norma ISO 2631-1. Las gráficas se generarán para cada componente clave de la estructura, incluyendo el volante, la palanca de cambios, los pedales y la estructura del asiento. El análisis de estas gráficas proporcionará una visión detallada del comportamiento dinámico del prototipo, permitiendo identificar posibles resonancias y áreas críticas que puedan necesitar ajustes en el diseño o en la configuración del análisis. La obtención y análisis de estas gráficas es fundamental para realizar una evaluación precisa y cumplir con los estándares normativos.



**Figura 2.17** Analizador de vibraciones SVAN 958A.

**Fuente:** Propia

La Figura 2.17 muestra el analizador de sonido y vibraciones SVAN 958A, utilizado para cuantificar las oscilaciones inducidas en el prototipo virtual. En esta figura, se puede observar cómo se mide la vibración en los tres ejes del sistema de coordenadas cartesianas. La implementación del motor de masas desbalanceadas, mostrado en la figura, permite variar la frecuencia de 0 a 40 Hz para generar las vibraciones aleatorias necesarias. Esta configuración es clave para obtener las gráficas de aceleraciones en los

tres ejes (X, Y, Z) y realizar el análisis comparativo con los valores obtenidos en las simulaciones y la norma ISO 2631-1.

### **Obtención de la aceleración en la estructura del prototipo de conducción**

Primero se instala un sensor piezoeléctrico para medir las vibraciones en la estructura del prototipo de cabina de conducción. Este sensor se ubicará estratégicamente en un punto crítico de la estructura para capturar con precisión las respuestas vibracionales en los tres ejes (X, Y, Z).



**Figura 2.18** Montaje del acelerómetro en la base del prototipo de cabina de conducción.

**Fuente:** Propia

La Figura 2.18 muestra la ubicación del sensor piezoeléctrico en la estructura del prototipo de cabina de conducción. En esta figura, se puede observar cómo el sensor está situado en un punto crítico de la estructura para medir eficazmente las vibraciones en los tres ejes (X, Y, Z). Esta colocación estratégica asegura una captura precisa de las respuestas vibracionales, facilitando un análisis detallado del comportamiento dinámico del prototipo.



**Figura 2.19** Variación de la aceleración en el eje x, y y z vs tiempo, que experimenta la base de la cambian.

Fuente: Propia

En la Figura 2.19, se presenta la gráfica de la variación de las aceleraciones en los ejes X, Y y Z, obtenida a partir de las mediciones realizadas por el sensor piezoeléctrico. Esta gráfica proporciona una representación visual clara de cómo las diferentes partes de la estructura responden a las vibraciones, permitiendo una comparación detallada con los resultados de las simulaciones y facilitando la identificación de posibles mejoras en el diseño.

### Obtención de la aceleración en la palanca de cambios del prototipo de conducción.

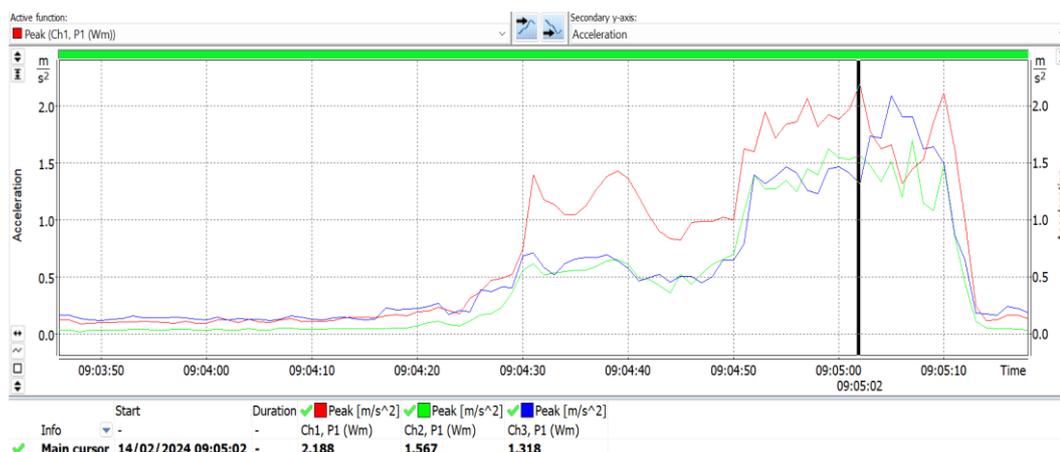
Se instala un sensor piezoeléctrico en la palanca de cambios del prototipo de cabina de conducción. Este sensor está diseñado para medir las vibraciones en la palanca de cambios, registrando las respuestas en los tres ejes (X, Y, Z).



**Figura 2.20** Montaje del acelerómetro en palanca de cambios

Fuente: Propia

La Figura 2.20 muestra la ubicación del sensor piezoeléctrico en la palanca de cambios del prototipo de cabina de conducción. En esta figura, se puede observar cómo el sensor está posicionado para medir las vibraciones en la palanca de cambios, capturando las respuestas en los tres ejes (X, Y, Z). Esta disposición permite un análisis detallado de las vibraciones específicas en esta parte del prototipo.



**Figura 2.21** Variación de la aceleración en el eje x, y y z vs tiempo, que experimenta en la palanca de cambios

**Fuente:** Propia

En la Figura 2.21, se presenta la gráfica de la variación de las aceleraciones en los ejes X, Y y Z, obtenida a partir de las mediciones realizadas por el sensor piezoeléctrico en la palanca de cambios. Esta gráfica ofrece una representación clara del comportamiento vibracional de la palanca de cambios, facilitando la validación con los resultados de las simulaciones.

### Obtención de la aceleración en los pedales del prototipo de conducción

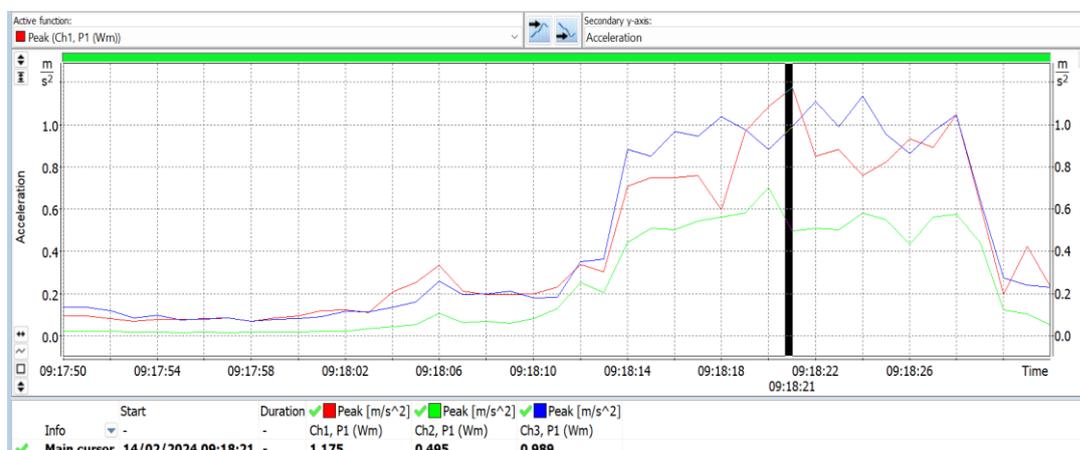
Se instala un sensor piezoeléctrico en los pedales del prototipo de cabina de conducción. Este sensor medirá las vibraciones en los pedales, capturando las respuestas en los tres ejes (X, Y, Z).



**Figura 2.22** Montaje del acelerómetro en el pedal

**Fuente:** Propia

La Figura 2.22 muestra la ubicación del sensor piezoeléctrico en los pedales del prototipo de cabina de conducción. En esta figura, se puede observar cómo el sensor está colocado para medir las vibraciones en los pedales, registrando las respuestas en los tres ejes (X, Y, Z). Esta ubicación permite un análisis preciso de las vibraciones específicas en los pedales del prototipo.



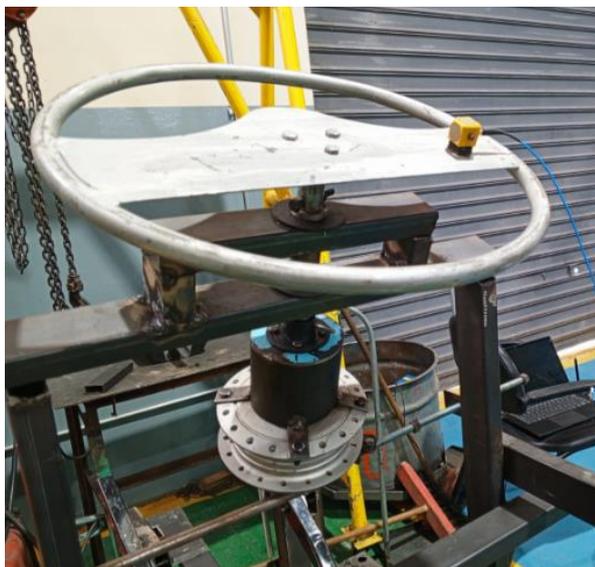
**Figura 2.23** Variación de la aceleración en el eje x, y y z vs tiempo, que se experimenta en un pedal.

**Fuente:** Propia

En la Figura 2.23, se presenta la gráfica de la variación de las aceleraciones en los ejes X, Y y Z, obtenida a partir de las mediciones realizadas por el sensor piezoeléctrico en la bancada superior. Esta gráfica ofrece una visión clara del comportamiento vibracional de la bancada superior, facilitando la validación con los resultados de las simulaciones.

## Obtención de la aceleración en el volante del prototipo de conducción.

Se instala un sensor piezoeléctrico en el volante del prototipo de cabina de conducción. Este sensor medirá las vibraciones específicas en el volante, capturando las respuestas en los tres ejes (X, Y, Z).



**Figura 2.24** Montaje del acelerómetro en el volante

Fuente: Propia

La Figura 2.24 muestra la ubicación del sensor piezoeléctrico colocado en el volante del prototipo de **cabina** de conducción. En esta figura, se puede observar cómo el sensor está situado para medir las vibraciones en el volante, registrando las respuestas en los tres ejes (X, Y, Z). Esta disposición permite un análisis detallado de las vibraciones en esta parte del prototipo.



**Figura 2.25** Variación de la aceleración en el eje x, y y z vs tiempo, que experimenta en el volante.

Fuente: Propia

### 2.3 Medición de vibraciones y frecuencias en un bus

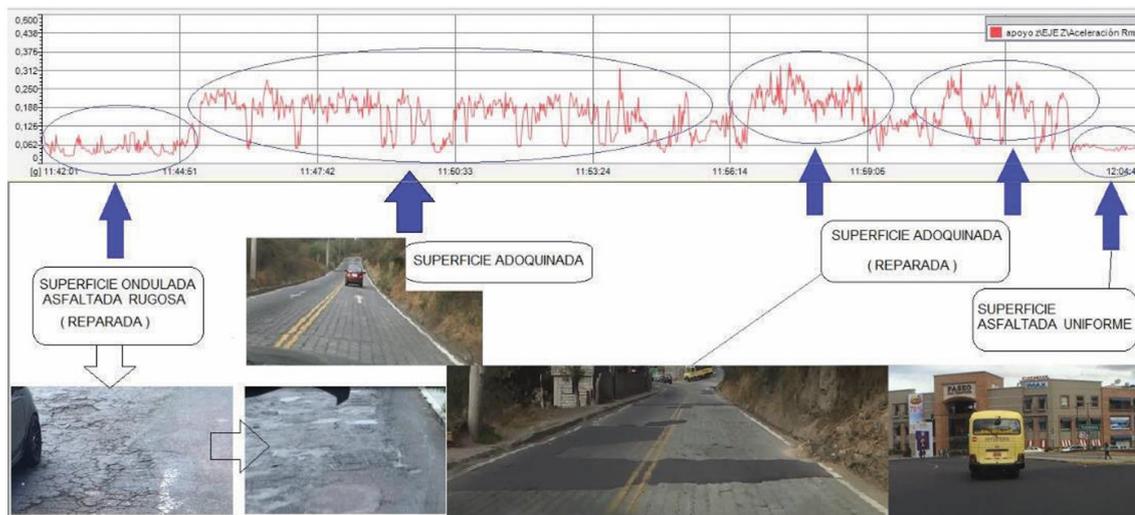
Después de realizar la simulación del prototipo experimental y tomar los datos correspondientes para su comparación y validación, se procede a medir las vibraciones de un autobús HINO AK 8 JRSA-1526. Los datos de vibración en carretera de este autobús fueron obtenidos del trabajo de investigación titulado "Medición y Análisis de Vibraciones Mecánicas en un Bus de Transporte de Pasajeros y sus Efectos en la Salud y el Confort Mediante la Norma ISO 2631", presentado como tesis previa a la obtención del grado de Magister (MSc) en Sistemas Automotrices por Elvis Patricio Gualotuña Quishpe.



**Figura 2.26** Autobús HINO AK 8 JRSA-1526

Fuente: (QUISHPE, 2016)

La Figura 2.26 muestra el autobús HINO AK 8 JRSA-1526 del que se tomaron los datos de vibración en carretera. Gracias a estos datos, se realizará una comparación exhaustiva con los obtenidos en el prototipo experimental de cabina de conducción. Este paso es crucial para validar la precisión y confiabilidad de los datos obtenidos en el prototipo, asegurando que las simulaciones reflejan adecuadamente las condiciones reales de operación de vehículos de transporte pesado. La comparación permitirá identificar posibles ajustes y mejoras en el modelo, garantizando su efectividad y aplicabilidad en estudios futuros sobre vibraciones y confort en vehículos de transporte.



**Figura 2.27** Vibraciones experimentadas en bus.

**Fuente:** (QUISHPE, 2016)

Gracias a estos datos, se realizará una comparación exhaustiva con los obtenidos en el prototipo experimental de cabina de conducción. Este paso es crucial para validar la precisión y confiabilidad de los datos obtenidos en el prototipo experimental, asegurando que las simulaciones realizadas reflejan adecuadamente las condiciones reales de operación de vehículos de transporte pesado. La comparación permitirá identificar posibles ajustes y mejoras en el modelo, garantizando su efectividad y aplicabilidad en estudios futuros sobre vibraciones y confort en vehículos de transporte.

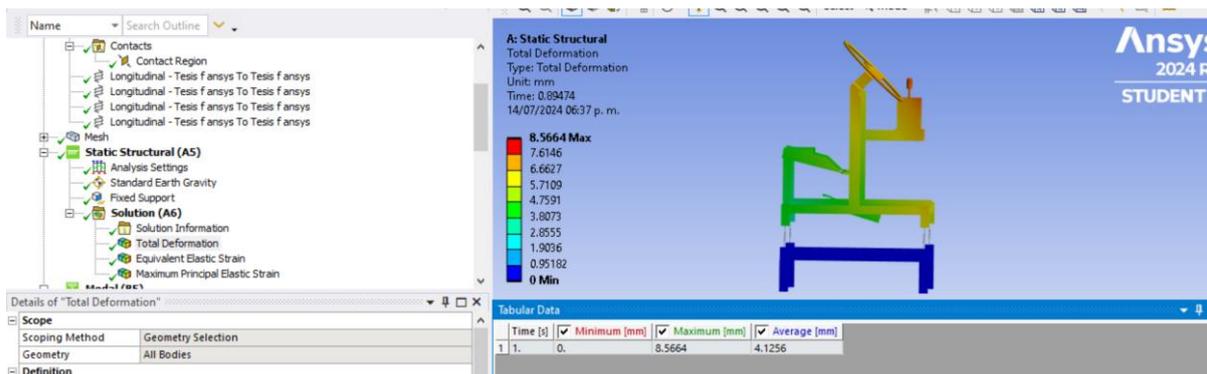
En la Figura 2.27, se muestra una gráfica de aceleración vs frecuencia obtenida en el trabajo anteriormente mencionado.

### 3 Análisis y resultados

#### 3.1 Resultados de la Simulación

##### Resultados de Análisis Estático estructural

En el presente análisis estadístico estructural, se evaluaron las deformaciones de los resortes bajo la influencia del peso de la estructura de la cabina de conducción. Para asegurar la precisión del estudio, se configuró la fuerza de la gravedad en todos los cuerpos involucrados en el sistema.



**Figura 3.1** Prototipo de conducción ,Análisis Estructural

Fuente: Propia

El análisis se llevó a cabo utilizando un conjunto de datos obtenidos mediante la simulación y experimentación con el prototipo de la cabina de conducción. Se realizaron múltiples mediciones de la compresión de los resortes para obtener un promedio representativo.

Los resultados del análisis estadístico indican que, bajo el peso de la estructura, los resortes se comprimieron en promedio 4.13 mm como se puede observar en la Figura 3.1.

### Resultados del análisis modal

Se presentan los modos de vibración de 6 a 116 Hz y la deformación máxima correspondiente a cada uno. Estos datos son fundamentales para analizar cómo la estructura del prototipo responde a diversas frecuencias de excitación.

**Tabla 3.1** Modos de vibrar, Frecuencia y deformación máxima obtenidos en el Análisis Modal

Modo de vibrar	Frecuencia [Hz]	Deformación máxima [mm]
4	6.7697	5.71
5	11.01	6.09
6	11.14	6.58
7	31.69	6.81
8	48.92	8.01
9	53.33	38.36
10	58.80	13.92
11	69.15	19.27
12	79.66	30.01
13	85.00	15.68
14	98.82	24.25

15	116.65	13.95
----	--------	-------

**Fuente:** Propia

La Tabla 3.1 proporciona detalles precisos sobre los modos de vibración y las deformaciones máximas asociadas en el rango de 6 a 116 Hz. Aquí se puede observar cómo varía la deformación máxima para cada frecuencia específica, lo cual permite identificar las áreas críticas de la estructura que sufren mayores deformaciones. Este análisis es crucial para evaluar la integridad estructural y ajustar el diseño del prototipo según sea necesario.

El factor de participación se utiliza en el análisis modal para determinar cómo la masa de un modo vibratorio específico se mueve en la misma dirección que la excitación aplicada. Un valor elevado en una dirección particular indica que el modo será activado más fácilmente por fuerzas aplicadas en esa dirección. Este concepto es crucial para comprender cómo las fuerzas externas pueden influir en los modos de vibración de una estructura.

**Tabla 3.2** Factor de participación de la masa en el movimiento del prototipo de conducción respecto a los 3 ejes coordenados

Factor de participación				
Modo de vibrar	Frecuencia [Hz]	Eje Z	Eje Y	Eje X
4	6.76970	0.14027	-0.00205	0.01274
5	11.01200	0.17529	0.00464	-0.00001
6	11.13800	0.20674	-0.00331	-0.00340
7	31.69000	0.00606	0.00009	0.00025
8	48.91800	-0.00249	-0.00001	-0.00007
9	53.32900	0.00111	-0.00004	0.00001
10	58.79600	0.00359	-0.00005	0.00004
11	69.14900	-0.00096	-0.00001	-0.00002
12	79.66100	-0.00071	0.00001	-0.00003
13	85.00100	0.00090	-0.00002	0.00002
14	98.82400	-0.00066	0.00001	0.00001
15	116.65000	-0.00175	-0.00002	0.00000

**Fuente:** Propia

La Figura 2.7 ilustra cómo se aplica el factor de participación en el análisis modal, mostrando la contribución relativa de cada masa a los diferentes modos de vibración. La representación visual permite identificar qué modos son más susceptibles a las fuerzas aplicadas en direcciones específicas, facilitando la optimización del diseño estructural y la mejora del rendimiento del prototipo.

El modo de vibración 6 presenta el mayor factor de participación en el eje Z, como se puede observar en la Tabla 3.2, con un valor de 0.2. Esto significa que una parte significativa de la masa de la estructura se desplaza en la dirección del eje Z cuando se excita a esta frecuencia específica. Este factor de participación elevado indica que el modo 6 será particularmente sensible a las fuerzas aplicadas en la dirección Z, lo que puede resultar en vibraciones considerables en esa dirección. Dado que el análisis modal nos ayuda a identificar los modos más críticos, este hallazgo sugiere que se debe considerar la implementación de un sistema de amortiguamiento específico para mitigar las vibraciones en el modo 6. Esto es esencial para evitar daños estructurales y reducir las vibraciones molestas que podrían afectar la integridad y el confort del prototipo de cabina de conducción. La identificación y el control de estos modos críticos aseguran una operación segura y eficiente del sistema, evitando problemas potenciales derivados de las vibraciones no deseadas.

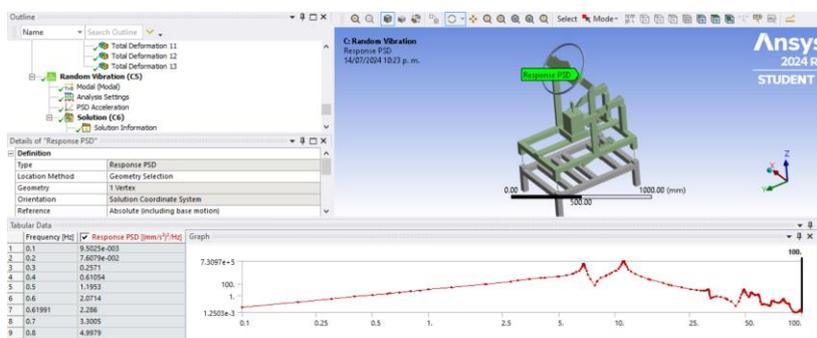
## **Resultados del análisis de Vibración Aleatoria**

Se procederá a mostrar los resultados del análisis de vibraciones aleatorias obtenidos en el software de elementos finitos, en los cuatro componentes del prototipo experimental: volante, pedales, asiento y palanca de cambios. Estos resultados permitirán evaluar cómo cada componente responde a las vibraciones aleatorias aplicadas. Posteriormente, se compararán estos resultados con las frecuencias naturales de los modos de vibración hallados en el análisis modal. Esta comparación es fundamental hallar frecuencias que se deberían evitar para evitar resonancias y así asegurar el confort y salud de los conductores.

### **Resultados del análisis de Vibración Aleatoria en el volante**

Se realizó una medición específica en el volante del prototipo experimental utilizando el software ANSYS para evaluar su comportamiento bajo carga aleatoria. Este análisis permitió determinar cómo el volante responde a las excitaciones

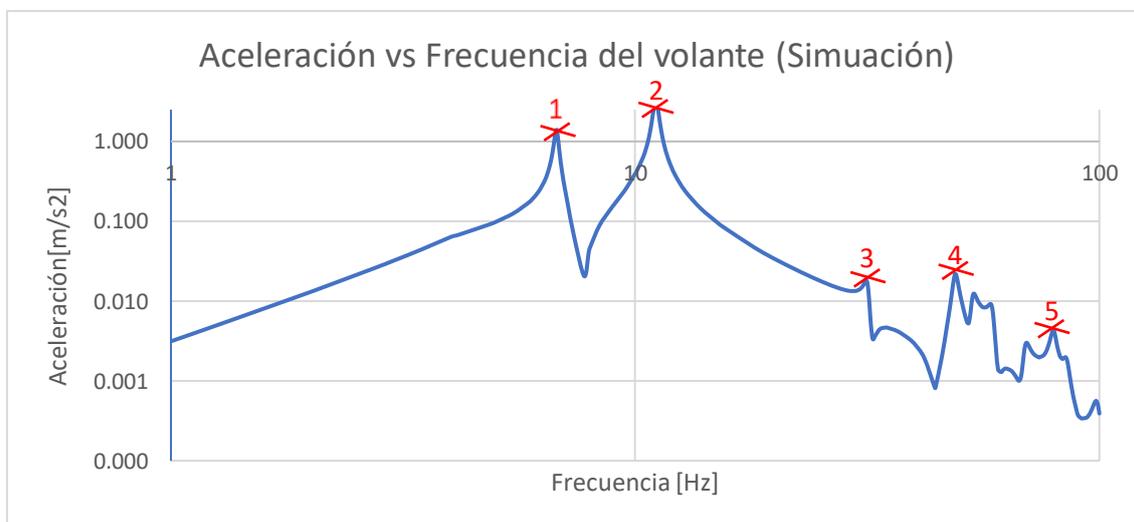
aleatorias, proporcionando información valiosa sobre su comportamiento dinámico en condiciones de operación realistas



**Figura 3.2** Respuesta vibratoria del volante bajo la carga aleatoria

Fuente: Propia

En la Figura 3.2 se presentan los resultados de la respuesta del sistema vibratorio del volante bajo una carga aleatoria, obtenidos mediante la simulación en ANSYS.



**Figura 3.3** Aceleración vs Frecuencia del volante(simulación).

Fuente: Propia

En la Figura 3.3 se presentan los datos obtenidos en el software ANSYS los cuales se presentan en Anexos I, que representan la respuesta del sistema vibratorio del volante bajo condiciones de carga específicas. Esta simulación fue realizada para analizar cómo el volante responde a diferentes excitaciones y para evaluar el comportamiento dinámico del sistema en un entorno controlado.

**Tabla 3.3** Frecuencia y aceleración de los picos de aceleración del volante.

Pico	Frecuencia[Hz]	Aceleración[m/s <sup>2</sup> ]
1	6.83	1.04
2	11.23	2.25
3	31.77	0.014
4	48.57	0.019
5	80.36	0.004

**Fuente:** Propia

En la Tabla 3.3 se presentan los picos con sus frecuencias ya aceleraciones mostrados en la Figura 3.3 de aceleración vs Frecuencia del volante en la simulación.

Se realizó un análisis comparativo entre las frecuencias de los modos de vibrar obtenidos mediante simulación y las frecuencias de los picos de aceleración medidas en el volante del prototipo experimental. A continuación se presenta dicha comparación:

#### **Frecuencia 11.23 Hz (Pico 2) y Modos de Vibrar 5 y 6 (11.01 Hz y 11.14 Hz)**

- **Aceleración:** 2.25 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 6.09 mm y 6.58 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración se encuentra muy cerca de las frecuencias de los Modos de Vibrar 5 y 6. Esto sugiere que ambos modos son excitados, provocando una alta aceleración y deformación en el volante.

#### **Frecuencia 48.57 Hz (Pico 4) y Modo de Vibrar 8 (48.92 Hz)**

- **Aceleración:** 0.019 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 8.01 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración es cercana a la del Modo de Vibrar 8, sugiriendo una excitación moderada de este modo. La aceleración medida es baja, indicando que el impacto en la vibración es limitado a esta frecuencia.

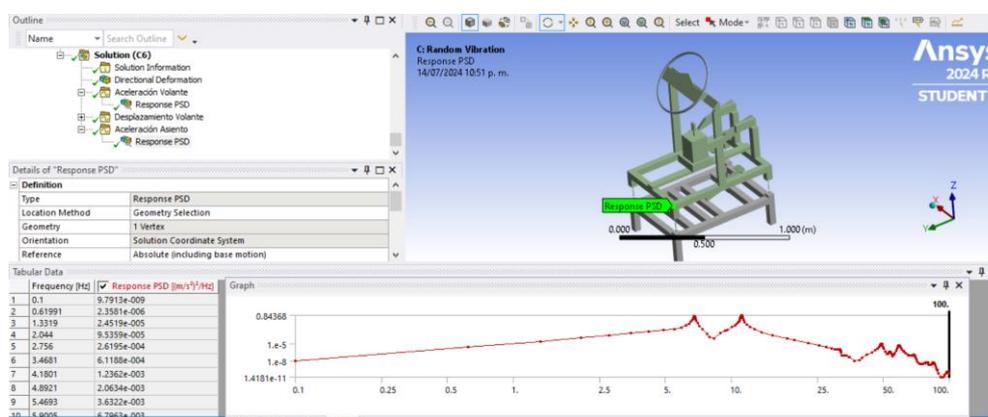
#### **Frecuencia 80.36 Hz (Pico 5) y Modo de Vibrar 12 (79.66 Hz)**

- **Aceleración:** 0.004 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 30.01 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración coincide con la del Modo de Vibrar 12, que tiene una alta deformación máxima. La baja aceleración medida sugiere

una menor excitación de este modo, pero la deformación significativa podría implicar un comportamiento resonante.

## Resultados del análisis de Vibración Aleatoria en la Estructura-Asiento

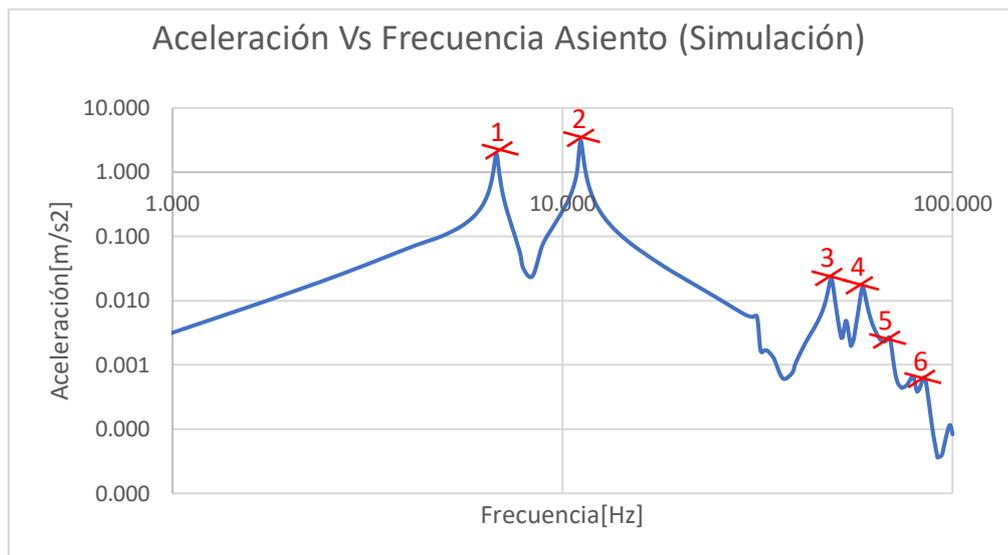
Se realizó una medición específica en la estructura del prototipo experimental utilizando el software ANSYS para evaluar su comportamiento bajo carga aleatoria. Este análisis permitió determinar cómo el asiento responde a las excitaciones aleatorias, proporcionando información valiosa sobre su comportamiento dinámico en condiciones de operación realistas



**Figura 3.4** Respuesta vibratoria de la estructura del asiento bajo la carga aleatoria.

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.4 se presentan los resultados de la respuesta del sistema vibratorio del asiento bajo una carga aleatoria, obtenidos mediante la simulación en ANSYS.



**Figura 3.5** Aceleración vs Frecuencia del asiento (simulación).

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.5 se presentan los valores de aceleración vs frecuencia de la respuesta del sistema vibratorio del asiento bajo una carga aleatoria, obtenidos mediante la simulación en ANSYS, cuyos valores se presentan en Anexos II.

**Tabla 3.4** Frecuencia y aceleración de los picos de aceleración del asiento.

Pico	Frecuencia [Hz]	Aceleración [m/s <sup>2</sup> ]
1	6.76	1.94
2	11.2	2.7
3	48.37	0.018
4	58.7	0.014
5	68.27	0.003
6	85.33	0.001

**Fuente:** Propia

En la Tabla 3.4 se presentan los picos con sus frecuencias y aceleraciones mostrados en la Figura 3.5 de aceleración vs Frecuencia del asiento en la simulación.

Se realizó un análisis comparativo entre las frecuencias de los modos de vibrar obtenidos mediante simulación y las frecuencias de los picos de aceleración medidas en el asiento del prototipo experimental. A continuación se presenta dicha comparación :

**Frecuencia 6.76 Hz (Pico 1) y Modo de Vibrar 4 (6.7697 Hz) Aceleración: 1.94 m/s<sup>2</sup>**

- **Deformación Máxima:** 5.71 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración coincide estrechamente con la frecuencia del Modo de Vibrar 4, indicando una significativa excitación de este modo con una alta aceleración y deformación.

#### **Frecuencia 11.2 Hz (Pico 2) y Modos de Vibrar 5 y 6 (11.01 Hz y 11.14 Hz)**

- **Aceleración:** 2.7 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 6.09 mm y 6.58 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración se encuentra muy cerca de las frecuencias de los Modos de Vibrar 5 y 6. Esto sugiere que ambos modos son excitados, provocando una alta aceleración y deformación en el asiento.

#### **Frecuencia 48.37 Hz (Pico 3) y Modo de Vibrar 8 (48.92 Hz)**

- **Aceleración:** 0.018 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 8.01 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración es cercana a la del Modo de Vibrar 8, sugiriendo una excitación moderada de este modo. La aceleración medida es baja, indicando que el impacto en la vibración es limitado a esta frecuencia.

#### **Frecuencia 58.7 Hz (Pico 4) y Modo de Vibrar 10 (58.80 Hz)**

- **Aceleración:** 0.014 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 13.92 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración coincide con la frecuencia del Modo de Vibrar 10, indicando una excitación menor de este modo, con una baja aceleración medida.

#### **Frecuencia 68.27 Hz (Pico 5) y Modo de Vibrar 11 (69.15 Hz)**

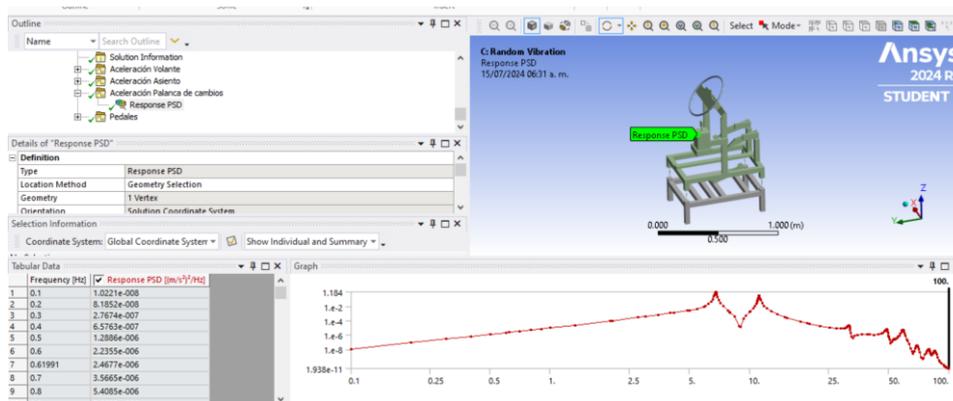
- **Aceleración:** 0.003 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 19.27 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración se encuentra muy cerca de la del Modo de Vibrar 11. La baja aceleración medida sugiere una menor energía de excitación a esta frecuencia.

#### **Frecuencia 85.33 Hz (Pico 6) y Modo de Vibrar 13 (85.00 Hz)**

- **Aceleración:** 0.001 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 15.68 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración coincide con el Modo de Vibrar 13. La aceleración medida es extremadamente baja, indicando una muy limitada excitación a esta frecuencia.

### Resultados del análisis de Vibración Aleatoria de la Palanca de cambios

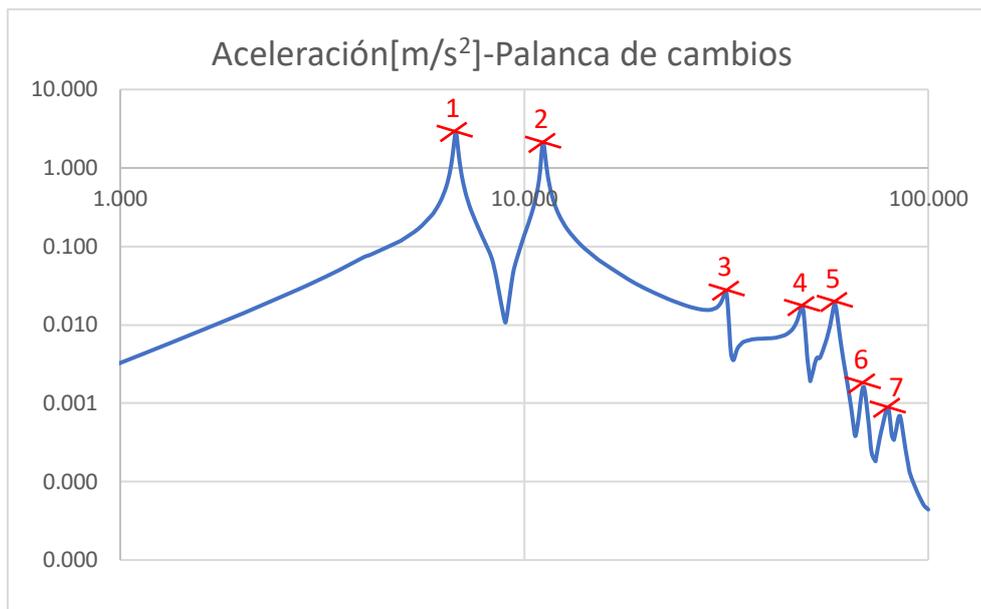
Se realizó una medición específica en la palanca de cambios del prototipo experimental, utilizando el software ANSYS para evaluar su comportamiento bajo cargas aleatorias. Este análisis permitió determinar cómo la palanca de cambios responde a las excitaciones aleatorias, proporcionando información valiosa sobre su comportamiento dinámico en condiciones de operación realistas.



**Figura 3.6** Respuesta vibratoria de la palanca de cambios, bajo la carga aleatoria.

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.6 se presentan los resultados de la respuesta del sistema vibratorio de la palanca de cambios, bajo una carga aleatoria, obtenidos mediante la simulación en ANSYS.



**Figura 3.7** Aceleración vs Palanca de cambios (simulación).

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.7 se presentan los resultados de la respuesta del sistema vibratorio de la palanca de cambios, bajo una carga aleatoria, obtenidos mediante la simulación en ANSYS, dichos datos se encuentran en Anexos III.

**Tabla 3.5** Frecuencia y aceleración de los picos de aceleración de la palanca de cambios.

Pico	Frecuencia [Hz]	Aceleración [m/s <sup>2</sup> ]
1	6.74	2.56
2	11.08	1.87
3	31.817	0.021
4	49.14	0.014
5	59.25	0.016
6	68.58	0.001
7	85.78	0.0007

**Fuente:** Propia

En la Tabla 3.5, se presentan los picos con sus frecuencias y aceleraciones mostrados en la Figura 3.7 de aceleración vs Frecuencia de la palanca de cambios en la simulación.

Se realizó un análisis comparativo entre las frecuencias de los modos de vibrar obtenidos mediante simulación y las frecuencias de los picos de aceleración medidas en la palanca de cambios del prototipo experimental. A continuación se presenta dicha comparación:

#### **Frecuencia 6.74 Hz (Pico 1) y Modo de Vibrar 4 (6.7697 Hz)**

- **Aceleración:** 2.56 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 5.71 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración coincide estrechamente con la frecuencia del Modo de Vibrar 4, indicando una significativa excitación de este modo con una alta aceleración y deformación.

#### **Frecuencia 11.08 Hz (Pico 2) y Modos de Vibrar 5 y 6 (11.01 Hz y 11.14 Hz)**

- **Aceleración:** 1.87 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 6.09 mm y 6.58 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración se encuentra muy cerca de las frecuencias de los Modos de Vibrar 5 y 6. Esto sugiere que ambos modos son excitados, provocando una alta aceleración y deformación en la palanca de cambios.

#### **Frecuencia 31.817 Hz (Pico 3) y Modo de Vibrar 7 (31.69 Hz)**

- **Aceleración:** 0.021 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 6.81 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración es cercana a la del Modo de Vibrar 7, sugiriendo una excitación moderada de este modo. La aceleración medida es baja, indicando que el impacto en la vibración es limitado a esta frecuencia.

#### **Frecuencia 49.14 Hz (Pico 4) y Modo de Vibrar 8 (48.92 Hz)**

- **Aceleración:** 0.014 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 8.01 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración coincide con la del Modo de Vibrar 8, indicando una excitación menor de este modo, con una baja aceleración medida.

#### **Frecuencia 59.25 Hz (Pico 5) y Modo de Vibrar 10 (58.80 Hz)**

- **Aceleración:** 0.016 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 13.92 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración coincide con la frecuencia del Modo de Vibrar 10, indicando una excitación menor de este modo, con una baja aceleración medida.

#### **Frecuencia 68.58 Hz (Pico 6) y Modo de Vibrar 11 (69.15 Hz)**

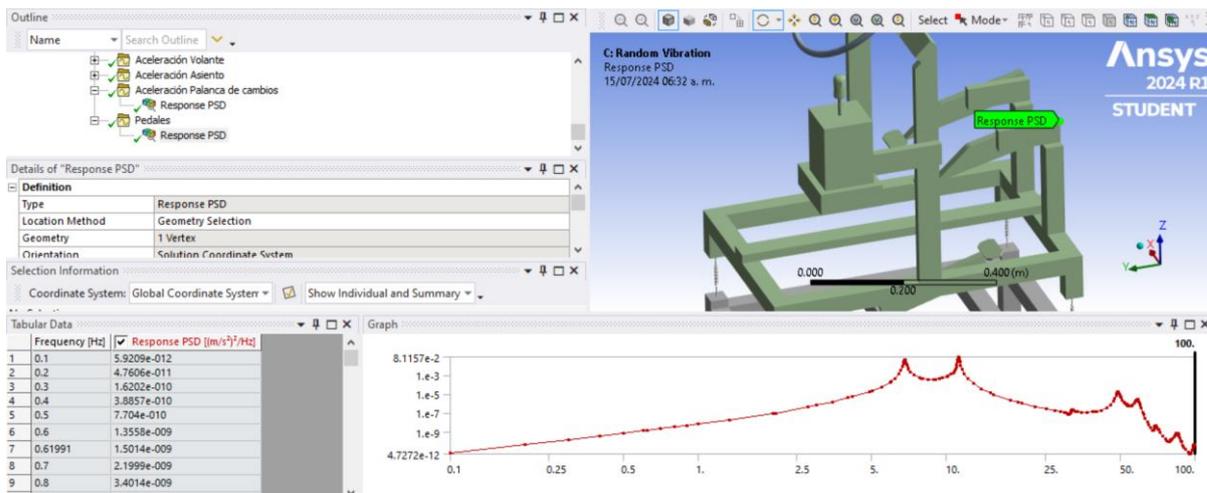
- **Aceleración:** 0.001 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 19.27 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración se encuentra muy cerca de la del Modo de Vibrar 11. La baja aceleración medida sugiere una menor energía de excitación a esta frecuencia.

#### **Frecuencia 85.78 Hz (Pico 7) y Modo de Vibrar 13 (85.00 Hz)**

- **Aceleración:** 0.0007 m/s<sup>2</sup>
- **Deformación Máxima:** 15.68 mm
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración coincide con la del Modo de Vibrar 13. La aceleración medida es extremadamente baja, indicando una muy limitada excitación a esta frecuencia.

### **Resultados del análisis de Vibración Aleatoria de los Pedales**

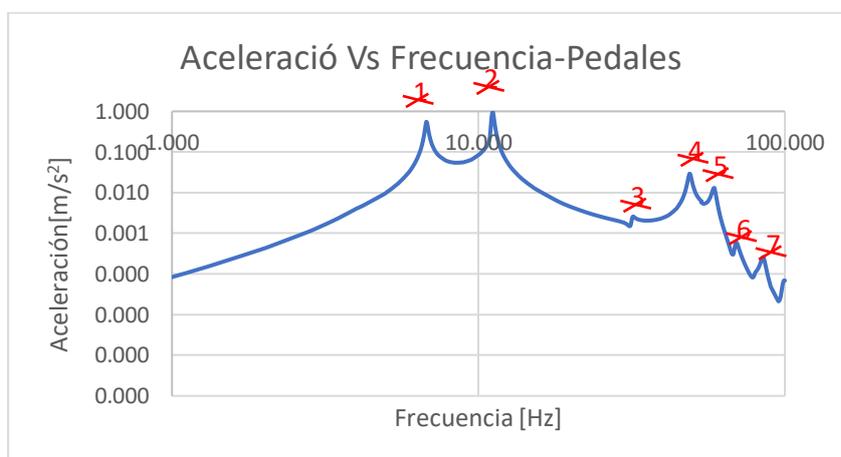
Se realizó una medición específica en los pedales del prototipo experimental, utilizando el software ANSYS para evaluar su comportamiento bajo cargas aleatorias. Este análisis permitió determinar cómo los pedales responden a las excitaciones aleatorias, proporcionando información valiosa sobre su comportamiento dinámico en condiciones de operación realistas



**Figura 3.8** Respuesta vibratoria de los pedales, bajo la carga aleatoria.

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.8 se presentan los resultados de la respuesta del sistema vibratorio de los pedales, bajo una carga aleatoria, obtenidos mediante la simulación en ANSYS.



**Figura 3.9** Aceleración vs Frecuencia del pedales(simulación).

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.9 se presentan los resultados de la respuesta del sistema vibratorio de los pedales , bajo una carga aleatoria, obtenidos mediante la simulación en ANSYS, dichos valores se pueden observar en Anexos IV.

**Tabla 3.6** Frecuencia y aceleración de los picos de aceleración de los pedales.

Pico	Frecuencia [Hz]	Aceleración [m/s <sup>2</sup> ]
1	6.83	0.44
2	11.2	0.81
3	32.96	0.002
4	48.57	0.025
5	59.25	0.011
6	68.78	0.00049
7	83.58	0.00002

**Fuente:** Propia

En la Tabla 3.6 se presentan los picos con sus frecuencias y aceleraciones mostrados en la Figura 3.9 de aceleración vs Frecuencia del pedal en la simulación.

Se realizó un análisis comparativo entre las frecuencias de los modos de vibrar obtenidos mediante simulación y las frecuencias de los picos de aceleración medidas en los pedales del prototipo experimental. A continuación se presenta dicha comparación:

#### **Frecuencia 6.83 Hz (Pico 1) y Modo de Vibrar 4 (6.7697 Hz)**

- **Aceleración:** 0.44 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración está cercana a la frecuencia del Modo de Vibrar 4. Esto sugiere una excitación significativa de este modo con una aceleración moderada medida en los pedales.

#### **Frecuencia 11.2 Hz (Pico 2) y Modos de Vibrar 5 y 6 (11.01 Hz y 11.14 Hz)**

- **Aceleración:** 0.81 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración coincide estrechamente con las frecuencias de los Modos de Vibrar 5 y 6. Esto indica una significativa excitación de estos modos, contribuyendo a la alta aceleración medida en los pedales.

#### **Frecuencia 48.57 Hz (Pico 4) y Modo de Vibrar 8 (48.92 Hz)**

- **Aceleración:** 0.025 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración está cerca de la frecuencia del Modo de Vibrar 8. Esto sugiere una excitación moderada de este modo, con una aceleración medida relativamente alta en los pedales.

### **Frecuencia 59.25 Hz (Pico 5) y Modo de Vibrar 10 (58.80 Hz)**

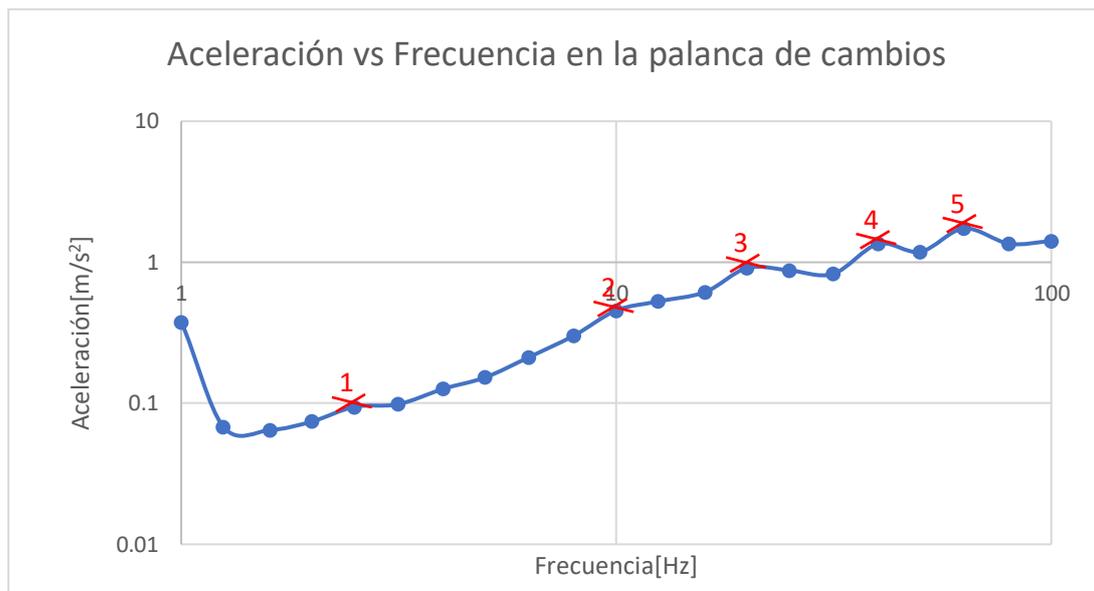
- **Aceleración:** 0.011 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración coincide con la frecuencia del Modo de Vibrar 10. Esto indica una excitación moderada de este modo, con una aceleración medida en los pedales.

## **3.2 Resultados de vibraciones del Prototipo experimental**

A continuación se muestran los resultados del análisis de vibraciones aleatorias en el prototipo experimental ,en los cuatro componentes del prototipo: volante, pedales, asiento y palanca de cambios. Estos resultados permitirán evaluar cómo cada componente responde a las vibraciones aleatorias aplicadas. Posteriormente, se compararán estos resultados con las frecuencias naturales de los modos de vibración hallados en el análisis modal. Esta comparación es fundamental hallar frecuencias que se deberían evitar para evitar resonancias y así asegurar el confort y salud de los conductores .

### **Aceleración vs Frecuencia de la palanca de cambios**

Se realizó una medición específica en la palanca de cambios del prototipo experimental, para evaluar su comportamiento bajo cargas aleatorias. Este análisis permitió determinar cómo la palanca de cambios responde a las excitaciones aleatorias, proporcionando información valiosa sobre su comportamiento dinámico en condiciones de operación realistas.



**Figura 3.10** Aceleración vs Frecuencia de palanca de cambios del prototipo experimental

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.10 se presenta la aceleración instantánea medida en la palanca de cambios del prototipo experimental, dichos datos se observan en Anexos V. Esta medición es crucial para evaluar el comportamiento dinámico de la palanca bajo condiciones operativas reales y para identificar posibles problemas de vibración que puedan afectar el confort y la funcionalidad del sistema de cambios.

Los datos obtenidos muestran variaciones significativas en la aceleración instantánea, reflejando cómo la palanca de cambios responde a diferentes excitaciones durante su operación. Los puntos de mayor interés incluyen los picos de aceleración, que indican las frecuencias naturales y modos de vibración del sistema.

**Tabla 3.7** Frecuencia y aceleración de los picos de aceleración de la palanca de cambios del prototipo experimental.

Pico	Frecuencia [Hz]	Aceleración [m/s <sup>2</sup> ]
1	2.5	0.094
2	10	0.45
3	20	0.91
4	40	1.35
5	63	1.73

**Fuente:** Propia

En la Tabla 3.7 se presentan los picos con sus frecuencias y aceleraciones mostrados en la Figura 3.10 de aceleración vs Frecuencia de la palanca de cambios en el prototipo experimental.

Se realizó un análisis comparativo entre las frecuencias de los modos de vibrar obtenidos mediante simulación y las frecuencias de los picos de aceleración medidas en la palanca de cambios del prototipo experimental. A continuación se presenta la comparación y las posibles excitaciones causadas:

#### **Frecuencia 40 Hz (Pico 4) y Modo de Vibrar 7 (31.69 Hz)**

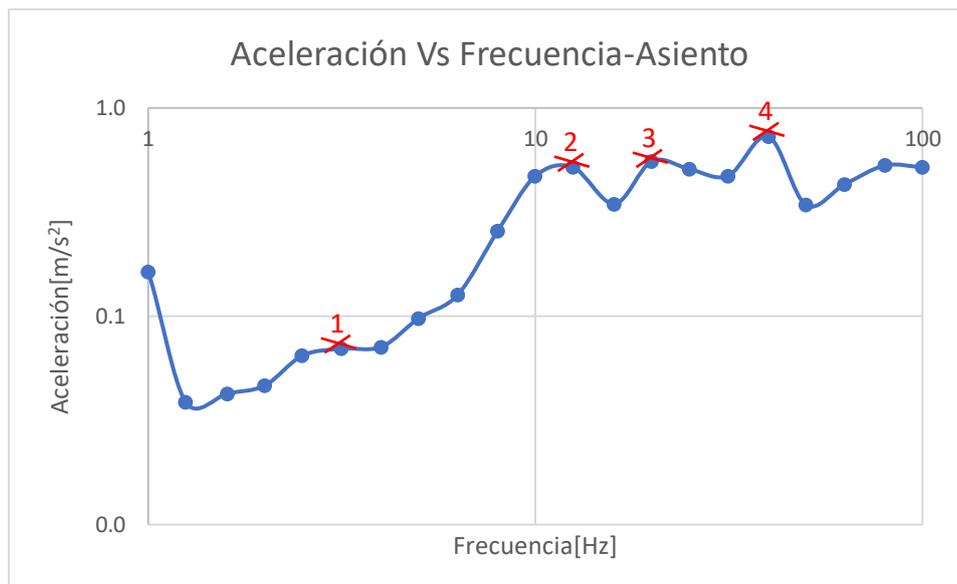
- **Aceleración:** 1.35 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración es algo mayor que la del Modo de Vibrar 7. Esto sugiere una posible excitación extendida de este modo, pero no una coincidencia exacta, indicando que otros factores podrían contribuir a esta vibración.

#### **Frecuencia 63 Hz (Pico 5) y Modos de Vibrar 10 y 11 (58.80 Hz y 69.15 Hz)**

- **Aceleración:** 1.73 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración está entre las frecuencias de los Modos de Vibrar 10 y 11. Esto sugiere una posible excitación de estos modos, contribuyendo a la aceleración medida.

#### **Aceleración vs Frecuencia del asiento**

Se realizó una medición específica en el asiento del prototipo experimental, para evaluar su comportamiento bajo cargas aleatorias. Este análisis permitió determinar cómo la palanca de cambios responde a las excitaciones aleatorias, proporcionando información valiosa sobre su comportamiento dinámico en condiciones de operación realistas.



**Figura 3.11** Aceleración vs Frecuencia del asiento(prototipo experimental).

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.11, se presenta la aceleración instantánea medida en el asiento del prototipo experimental, dichos valores se presentan en Anexos VI. Esta medición es crucial para evaluar el comportamiento dinámico del asiento bajo condiciones operativas reales y para identificar posibles problemas de vibración que puedan afectar el confort y la seguridad del conductor y los pasajeros.

Los datos obtenidos muestran variaciones significativas en la aceleración instantánea, reflejando cómo el asiento responde a diferentes excitaciones durante su operación. Los puntos de mayor interés incluyen los picos de aceleración, que indican las frecuencias naturales y modos de vibración del sistema.

**Tabla 3.8** Frecuencia y aceleración de los picos de aceleración del asiento en el prototipo experimental.

Pico	Frecuencia [Hz]	Aceleración [m/s <sup>2</sup> ]
1	3.5	0.1
2	12.5	0.5
3	20	0.6
4	40	0.7

**Fuente:** Propia

En la Tabla 3.8 se presentan los picos con sus frecuencias y aceleraciones mostrados en la Figura 3.11 de aceleración vs Frecuencia del asiento en el prototipo experimental.

Se realizó un análisis comparativo entre las frecuencias de los modos de vibrar obtenidos mediante simulación y las frecuencias de los picos de aceleración medidas en el asiento

del prototipo experimental. A continuación se presenta la comparación y las posibles excitaciones causadas:

### Frecuencia 12.5 Hz (Pico 2) y Modos de Vibrar 5 y 6 (11.01 Hz y 11.14 Hz)

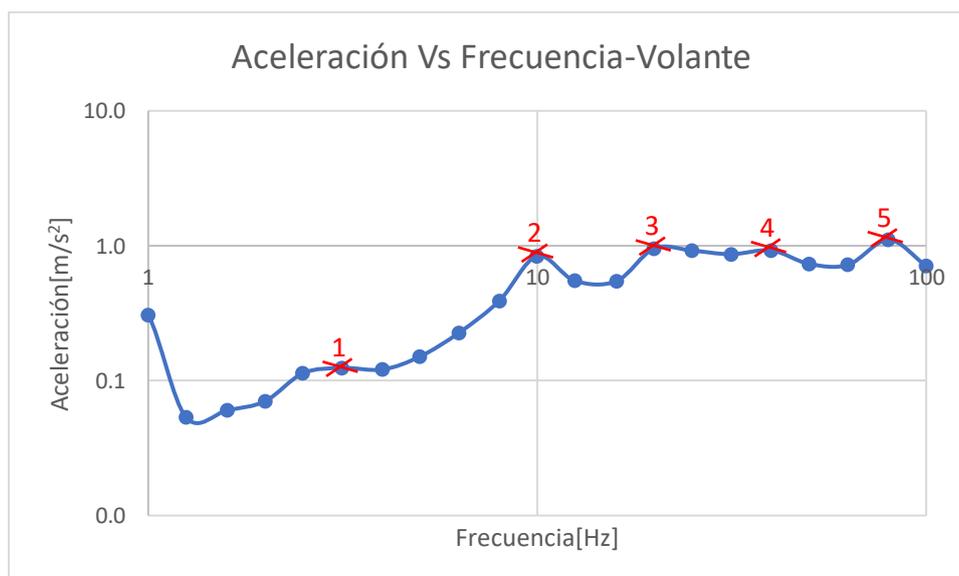
- **Aceleración:** 0.5 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración está entre las frecuencias de los Modos de Vibrar 5 y 6. Esto sugiere una posible excitación de estos modos, contribuyendo a la aceleración medida.

### Frecuencia 40 Hz (Pico 4) y Modos de Vibrar 8 (48.92 Hz)

- **Aceleración:** 0.7 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración está entre las frecuencias de los Modos de Vibrar 8. Esto sugiere una posible excitación de estos modos, contribuyendo a la aceleración medida.

### Aceleración vs Frecuencia del volante

Se realizó una medición específica en el volante del prototipo experimental, para evaluar su comportamiento bajo cargas aleatorias. Este análisis permitió determinar cómo la palanca de cambios responde a las excitaciones aleatorias, proporcionando información valiosa sobre su comportamiento dinámico en condiciones de operación realistas.



**Figura 3.12** Aceleración vs Frecuencia del volante (prototipo experimental).

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.12 se presenta la aceleración instantánea medida en el volante del prototipo experimental, dichos valores se presntan en Anexos VII. Esta medición es crucial para evaluar el comportamiento dinámico del volante bajo condiciones operativas reales y para identificar posibles problemas de vibración que puedan afectar el confort y el control del conductor.

Los datos obtenidos muestran variaciones significativas en la aceleración instantánea, reflejando cómo el volante responde a diferentes excitaciones durante su operación. Los puntos de mayor interés incluyen los picos de aceleración, que indican las frecuencias naturales y modos de vibración del sistema.

**Tabla 3.9** Frecuencia y aceleración de los picos de aceleración del volante de prototipo experimental.

Pico	Frecuencia [Hz]	Aceleración [m/s <sup>2</sup> ]
1	3.5	0.1
2	10	0.8
3	20	1
4	40	0.9
5	80	1.1

**Fuente:** Propia

En la Tabla 3.9 se presentan las frecuencias y aceleraciones de los picos mostrados en la Figura 3.12 de aceleración vs Frecuencia del volante en el prototipo experimental.

Se realizó un análisis comparativo entre las frecuencias de los modos de vibrar obtenidos mediante simulación y las frecuencias de los picos de aceleración medidas en el volante del prototipo experimental. A continuación se presenta la comparación y las posibles excitaciones causadas:

#### **Frecuencia 10 Hz (Pico 2) y Modos de Vibrar 5 y 6 (11.01 y 11.14 Hz)**

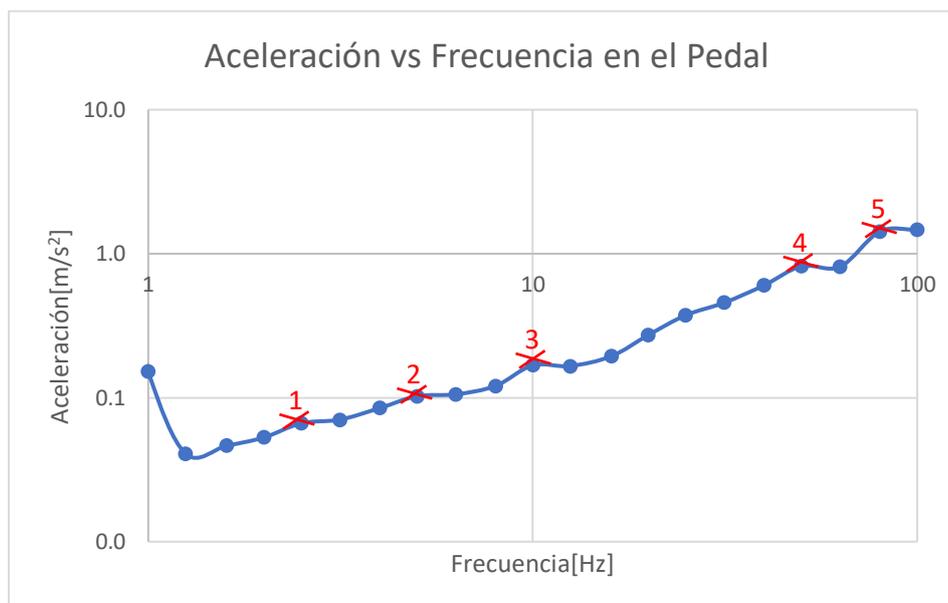
- **Aceleración:** 0.8 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración está entre las frecuencias de los Modos de Vibrar 5 y 6. Esto sugiere una posible excitación de estos modos, contribuyendo a la aceleración medida.

#### **Frecuencia 40 Hz (Pico 4) y Modos de Vibrar 8 (48.92 Hz)**

- **Aceleración:** 0.9 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración está entre las frecuencias de los Modos de Vibrar 8. Esto sugiere una posible excitación de estos modos, contribuyendo a la aceleración medida.

## Aceleración vs Frecuencia del pedal

Se realizó una medición específica en el pedal del prototipo experimental, para evaluar su comportamiento bajo cargas aleatorias. Este análisis permitió determinar cómo el pedal responde a las excitaciones aleatorias, proporcionando información valiosa sobre su comportamiento dinámico en condiciones de operación realistas.



**Figura 3.13** Aceleración vs Frecuencia del pedal en el prototipo experimental.

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.13 se presenta la aceleración instantánea medida en el pedal del prototipo experimental, dichos valores se pueden observar en Anexos VIII. Esta medición es crucial para evaluar el comportamiento dinámico del pedal bajo condiciones operativas reales y para identificar posibles problemas de vibración que puedan afectar el confort y la seguridad del conductor.

Los datos obtenidos muestran variaciones significativas en la aceleración instantánea, reflejando cómo el pedal responde a diferentes excitaciones durante su operación. Los puntos de mayor interés incluyen los picos de aceleración, que indican las frecuencias naturales y modos de vibración del sistema.

**Tabla 3.10** Frecuencia y aceleración de los picos de aceleración de los pedales en el prototipo experimental.

Pico	Frecuencia [Hz]	Aceleración [m/s <sup>2</sup> ]
1	2.5	0.07
2	5	0.1
3	10	0.2
4	50	0.82
5	80	1.4

**Fuente:** Propia

En la Tabla 3.10 se presentan las frecuencias y aceleraciones de los picos mostrados en la Figura 3.13 de aceleración vs Frecuencia del pedal en el prototipo experimental.

Se realizó un análisis comparativo entre las frecuencias de los modos de vibrar obtenidos mediante simulación y las frecuencias de los picos de aceleración medidas en los pedales del prototipo experimental. A continuación se presenta la comparación y las posibles excitaciones causadas:

**Frecuencia 10 Hz (Pico 3) y Modos de Vibrar 5 y 6 (11.01 y 11.14 Hz)**

- **Aceleración:** 0.2 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración está entre las frecuencias de los Modos de Vibrar 5 y 6. Esto sugiere una posible excitación de estos modos, contribuyendo a la aceleración medida.

**Frecuencia 50 Hz (Pico 4) y Modos de Vibrar 8 (48.92 Hz)**

- **Aceleración:** 0.82 m/s<sup>2</sup>
- **Análisis:** La frecuencia del pico de aceleración está entre las frecuencias de los Modos de Vibrar 8. Esto sugiere una posible excitación de estos modos, contribuyendo a la aceleración medida.

### 3.3 Aceleración ponderada en el prototipo experimental.

Para este análisis se halló la aceleración ponderada de cada medición de las 5 realizadas en cada componente .

## Aceleración ponderada en el volante

A continuación, se presentan las aceleraciones ponderadas medidas en el volante del prototipo experimental y se analiza su impacto en el confort del conductor según la norma NTE INEN-ISO 2631-1, así como su posible efecto en la salud del conductor de acuerdo con el Real Decreto RD 1311/2005. Estos análisis son esenciales para evaluar si las vibraciones experimentadas superan los umbrales establecidos, lo que podría requerir medidas de mitigación para mejorar tanto la comodidad como la seguridad en el entorno de conducción.



**Figura 3.14** Medición de la aceleración en el volante del prototipo experimental.

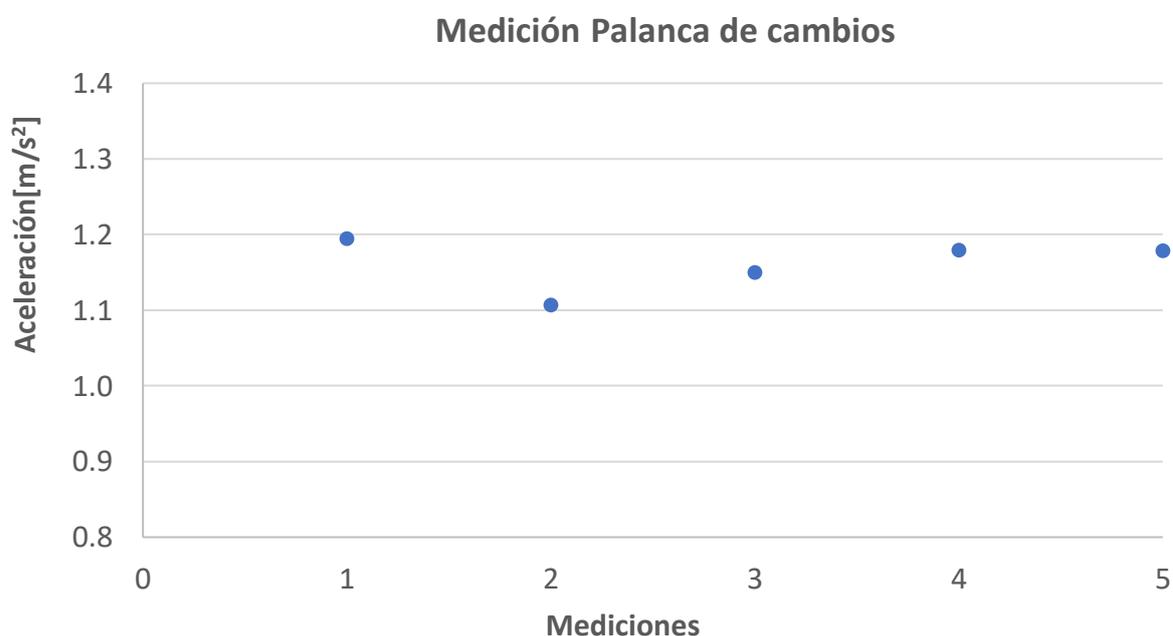
**Fuente:** Propia.

Las vibraciones del volante en el prototipo experimental, en términos de aceleración ponderada varía entre 1.2 m/s<sup>2</sup> y 1.3 m/s<sup>2</sup>, como se observa en la Figura 3.14, los valores de dicha Figura se observan en Anexos IX. Según la norma NTE INEN-ISO 2631-1, 2014, esta respuesta se clasifica en la categoría de "muy molesto". Estos resultados subrayan la importancia de minimizar las vibraciones en el volante para mejorar el confort y seguridad del conductor.

Aplicando el (Real Decreto RD 1311/2005) para analizar la salud del conductor aplicando el criterio 1B para vibraciones que se transmiten de manos a brazos, nos dice que a partir de una aceleración de 2.5 m/s<sup>2</sup> como se indica en la Tabla 1.3 se debe tomar acción preventiva, y dado que nuestra aceleración es de 1.2 m/s<sup>2</sup> y 1.3 m/s<sup>2</sup>, aún no se debe desarrollar un plan preventivo que mitígue las vibraciones.

### Aceleración ponderada en la palanca de cambios del prototipo experimental

A continuación, se presentan las aceleraciones ponderadas medidas en la palanca de cambios del prototipo experimental y se analiza su impacto en el confort del conductor según la norma NTE INEN-ISO 2631-1, así como su posible efecto en la salud del conductor de acuerdo con el Real Decreto RD 1311/2005. Estos análisis son esenciales para evaluar si las vibraciones experimentadas superan los umbrales establecidos, lo que podría requerir medidas de mitigación para mejorar tanto la comodidad como la seguridad en el entorno de conducción.



**Figura 3.15** Medición de la aceleración en la palanca de cambios del prototipo experimental.

**Fuente:** Propia

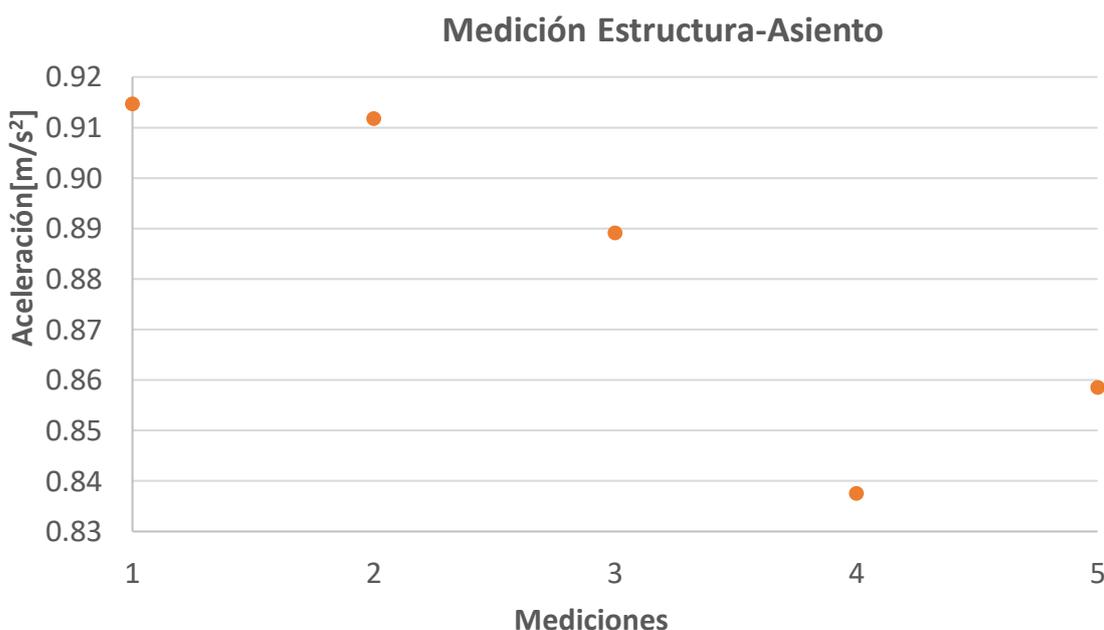
En la palanca de cambios del prototipo experimental se observó que el valor máximo de aceleración ponderada se encontró en la primera medida, alcanzando 1.2 m/s<sup>2</sup>, mientras que el valor mínimo se registró en la segunda medida, con 1.1 m/s<sup>2</sup>, como se observa en la Figura 3.15. Según la norma NTE INEN-ISO 2631-1, 2014, estos valores se clasifican en la categoría de "muy molesto". Esto subraya la importancia de reducir las vibraciones en la palanca de cambios para mejorar el confort y la seguridad del conductor.

Aplicando el Real Decreto RD 1311/2005 para analizar la salud del conductor aplicando el criterio 1B para vibraciones que se transmiten de manos a brazos, nos dice que a partir de una aceleración de 2.5 m/s<sup>2</sup> como se indica en la Tabla 1.3 se debe tomar acción

presentativa , y dado que nuestra aceleración es de 1.1 m/s<sup>2</sup> y 1.2 m/s<sup>2</sup>, aún no se debe desarrollar un plan preventivo que mitíguelas vibraciones.

### **Aceleración ponderada de la estructura del asiento en el prototipo experimental**

A continuación, se presentan las aceleraciones ponderadas medidas en el asiento del prototipo experimental y se analiza su impacto en el confort del conductor según la norma NTE INEN-ISO 2631-1, así como su posible efecto en la salud del conductor de acuerdo con el Real Decreto RD 1311/2005. Estos análisis son esenciales para evaluar si las vibraciones experimentadas superan los umbrales establecidos, lo que podría requerir medidas de mitigación para mejorar tanto la comodidad como la seguridad en el entorno de conducción.



**Figura 3.16** Mediación de la aceleración en la estructura del prototipo experimental

**Fuente:** Propia

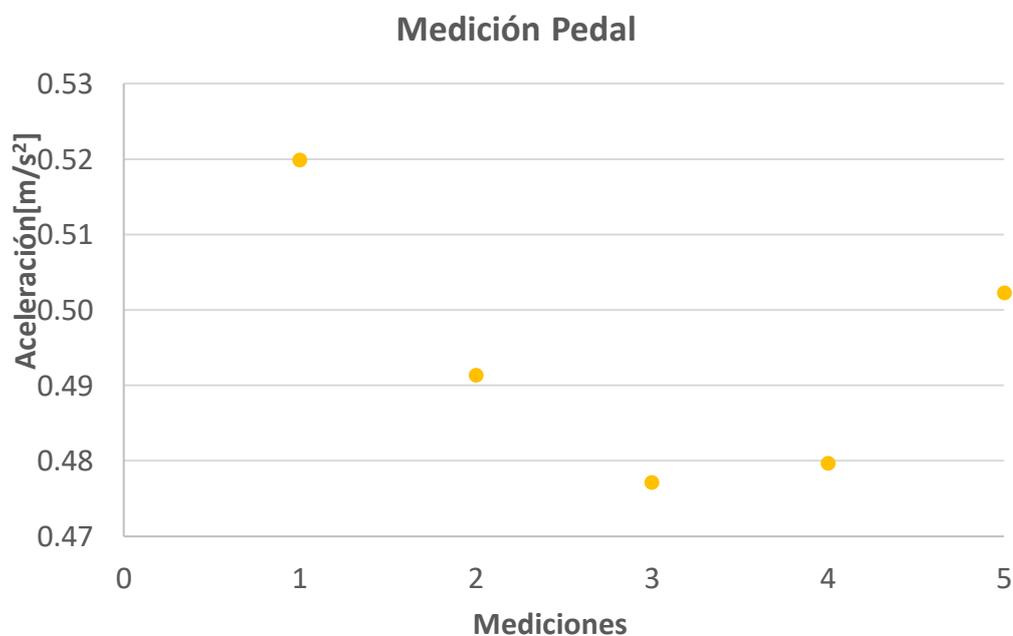
En el análisis de vibraciones de la estructura del prototipo experimental, se identificó que el valor máximo de aceleración ponderada se registró en la primera medida, alcanzando 0.9 m/s<sup>2</sup>, mientras que el valor mínimo se encontró en la cuarta medida, con 0.8 m/s<sup>2</sup>, como se observa en la Figura 3.16. Según la norma NTE INEN-ISO 2631-1, 2014, estos resultados indican que las vibraciones se clasifican en la categoría de "molesto". Esta

evaluación resalta la necesidad de implementar estrategias para reducir las vibraciones en la estructura, lo cual puede mejorar significativamente el confort y la seguridad del prototipo durante su funcionamiento.

Aplicando el Real Decreto RD 1311/2005 para analizar la salud del conductor aplicando el criterio 2B para vibraciones que se transmiten al cuerpo entero, nos dice que a partir de una aceleración de  $0.5 \text{ m/s}^2$  como se indica en la Tabla 1.3 se debe tomar acción preventiva, y dado que nuestra aceleración es de  $0.8 \text{ m/s}^2$  y  $0.9 \text{ m/s}^2$ , se debe desarrollar un plan preventivo que mitigue las vibraciones.

### Aceleración ponderada del pedal en el prototipo experimental

A continuación, se presentan las aceleraciones ponderadas medidas en el pedal del prototipo experimental y se analiza su impacto en el confort del conductor según la norma NTE INEN-ISO 2631-1, así como su posible efecto en la salud del conductor de acuerdo con el Real Decreto RD 1311/2005. Estos análisis son esenciales para evaluar si las vibraciones experimentadas superan los umbrales establecidos, lo que podría requerir medidas de mitigación para mejorar tanto la comodidad como la seguridad en el entorno de conducción.



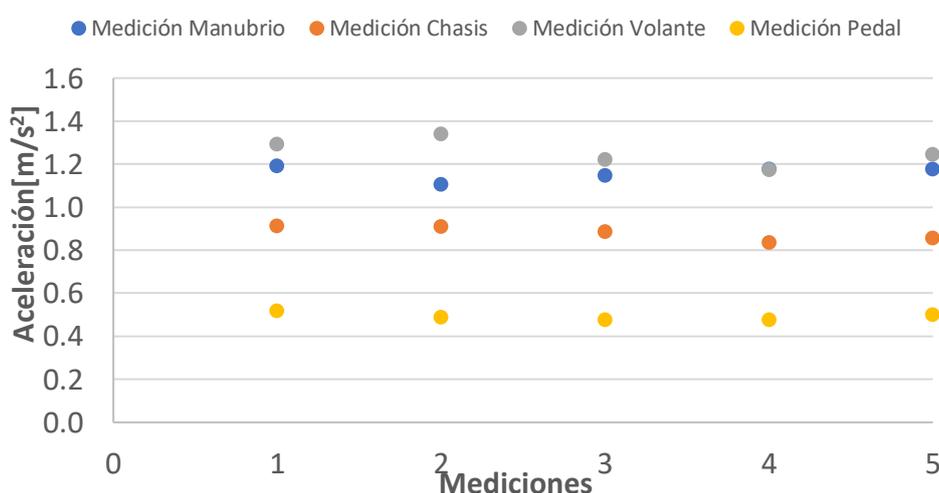
**Figura 3.17** Medición de la aceleración en el pedal del prototipo experimental.

**Fuente:** Propia

En el análisis de vibraciones del pedal, se observó que el valor máximo de aceleración ponderada se registró en la primera medida, alcanzando 0.52 m/s<sup>2</sup>, mientras que el valor mínimo se encontró en la tercera medida, con 0.48 m/s<sup>2</sup>, como se puede observar en la Figura 3.17. Según la norma NTE INEN-ISO 2631-1, 2014, estos valores se clasifican en la categoría de "algo molesto". Estos resultados resaltan la importancia de mitigar las vibraciones en el pedal para mejorar el confort y la precisión del control durante la conducción.

### Comparativa de la aceleración medida en los cuatro componentes del prototipo experimental.

A continuación, se presentan las aceleraciones ponderadas medidas en el prototipo experimental y se analiza su impacto en el confort del conductor según la norma NTE INEN-ISO 2631-1, así como su posible efecto en la salud del conductor de acuerdo con el Real Decreto RD 1311/2005. Estos análisis son esenciales para evaluar si las vibraciones experimentadas superan los umbrales establecidos, lo que podría requerir medidas de mitigación para mejorar tanto la comodidad como la seguridad en el entorno de conducción.



**Figura 3.18** Aceleraciones medidas en los cuatro componentes evaluados del prototipo experimental.

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.18 se presenta una comparativa de las aceleraciones medidas en los cuatro componentes evaluados del prototipo experimental: el volante, los pedales, el chasis y la

palanca de cambios. Los resultados obtenidos indican diferencias significativas en los niveles de vibración experimentados por cada componente. La mayor aceleración registrada se observó en el volante, con un valor máximo de  $1.3 \text{ m/s}^2$ , lo que según la norma NTE INEN-ISO 2631-1 se considera muy molesto para el conductor. En contraste, la menor aceleración se registró en los pedales, con un valor mínimo de  $0.5 \text{ m/s}^2$ , clasificado como algo molesto según la misma norma.

Aplicando el Real Decreto 1311/2005, para analizar la salud del conductor aplicando el criterio 1B para vibraciones que se transmiten mano brazo, aún no se debería realizar medidas para mitigar las vibraciones dado que la aceleración máxima de la palanca de cambios es menor a  $2.5 \text{ m/s}^2$ , sin embargo, bajo el criterio 1B, las vibraciones que se transmiten al cuerpo entero, como los que general el asiento son mayores a  $0.5 \text{ m/s}^2$ , por lo que se requiere que se realice un plan para lograr mitigar las vibraciones o al menos que no sigan aumentando.

Los datos comparativos destacan la importancia de implementar mejoras específicas en cada componente para minimizar las vibraciones y optimizar el confort y la seguridad del conductor. A continuación, se resumen los valores más altos y más bajos de aceleración registrados en cada componente:

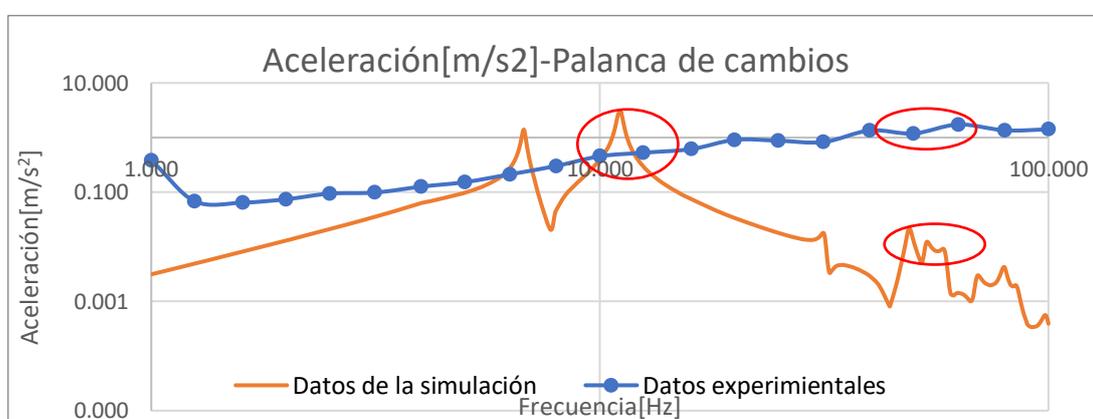
- **Volante:** Aceleración máxima de  $1.3 \text{ m/s}^2$  (muy molesto), aceleración mínima de  $1.2 \text{ m/s}^2$  (molesto) y no se requiere realizar un plan para mitigar las vibraciones.
- **Pedales:** Aceleración máxima de  $0.52 \text{ m/s}^2$  (algo molesto), aceleración mínima de  $0.48 \text{ m/s}^2$  (un poco molesto) y no se requiere realizar un plan para mitigar las vibraciones.
- **Chasis:** Aceleración máxima de  $0.9 \text{ m/s}^2$  (molesto), aceleración mínima de  $0.8 \text{ m/s}^2$  (molesto) y se requiere realizar un plan para mitigar las vibraciones.
- **Palanca de cambios:** Aceleración máxima de  $1.2 \text{ m/s}^2$  (molesto), aceleración mínima de  $1.1 \text{ m/s}^2$  (algo molesto) y no se requiere realizar un plan para mitigar las vibraciones.

### 3.4 Validación de la simulación con el prototipo experimental

La validación del modelo de vibración simulado en el programa ANSYS utilizando los valores obtenidos en el prototipo experimental es un paso crucial en el desarrollo y optimización de sistemas automotrices. ANSYS es una herramienta de simulación avanzada que permite predecir el comportamiento dinámico de componentes y estructuras

bajo diversas condiciones operativas. Sin embargo, la precisión y fiabilidad de estas simulaciones dependen en gran medida de la validación empírica con datos experimentales.

En este estudio, se realizó una medición detallada de las aceleraciones en el volante del prototipo experimental, enfocándose en un intervalo específico de frecuencia. Adicionalmente, se analizó la excitación del sistema vibratorio del volante bajo una carga aleatoria, empleando un modelo matemático que simula un sismo con una aceleración máxima de  $1.6 \text{ m/s}^2$ . Esta combinación de datos experimentales y simulación de condiciones extremas proporciona una base sólida para la validación del modelo de vibración en ANSYS.



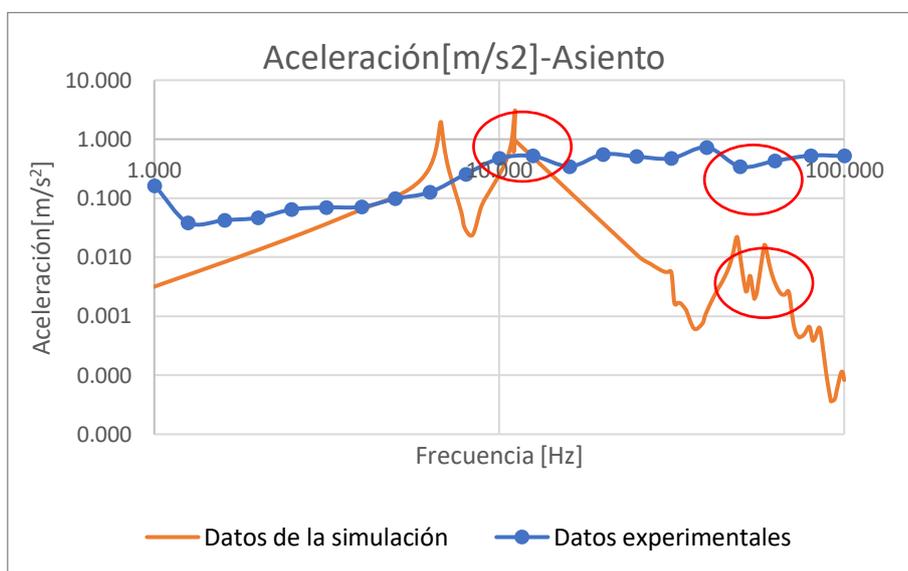
**Figura 3.19** Comparación de la aceleración vs frecuencia de la palanca de cambios, obtenida en ANSYS y en el prototipo experimental.

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.19 se presenta una correlación entre la aceleración y la frecuencia, mostrando dos curvas que representan los datos experimentales y los datos obtenidos de la simulación de la aceleración de la palanca de cambios. Al analizar estas curvas, se puede observar una correlación significativa entre ambas.

Específicamente, alrededor de la frecuencia de 10 Hz, que corresponde a los modos de vibración 5 y 6 (11.01 Hz y 11.14 Hz), se puede observar un pico en ambas curvas. Este comportamiento sugiere una consistencia entre los datos experimentales y los resultados de la simulación, indicando que el modelo simulado refleja con precisión el comportamiento dinámico del sistema en esta frecuencia crítica.

Además, se observan dos picos adicionales alrededor de 50 Hz, que corresponden a los modos de vibración 8 y 9 (18.92 Hz y 53.55 Hz). Estos picos adicionales refuerzan aún más la validez del modelo simulado, ya que capturan de manera precisa las frecuencias donde el sistema experimenta mayores amplitudes de vibración tanto en los datos experimentales como en la simulación.



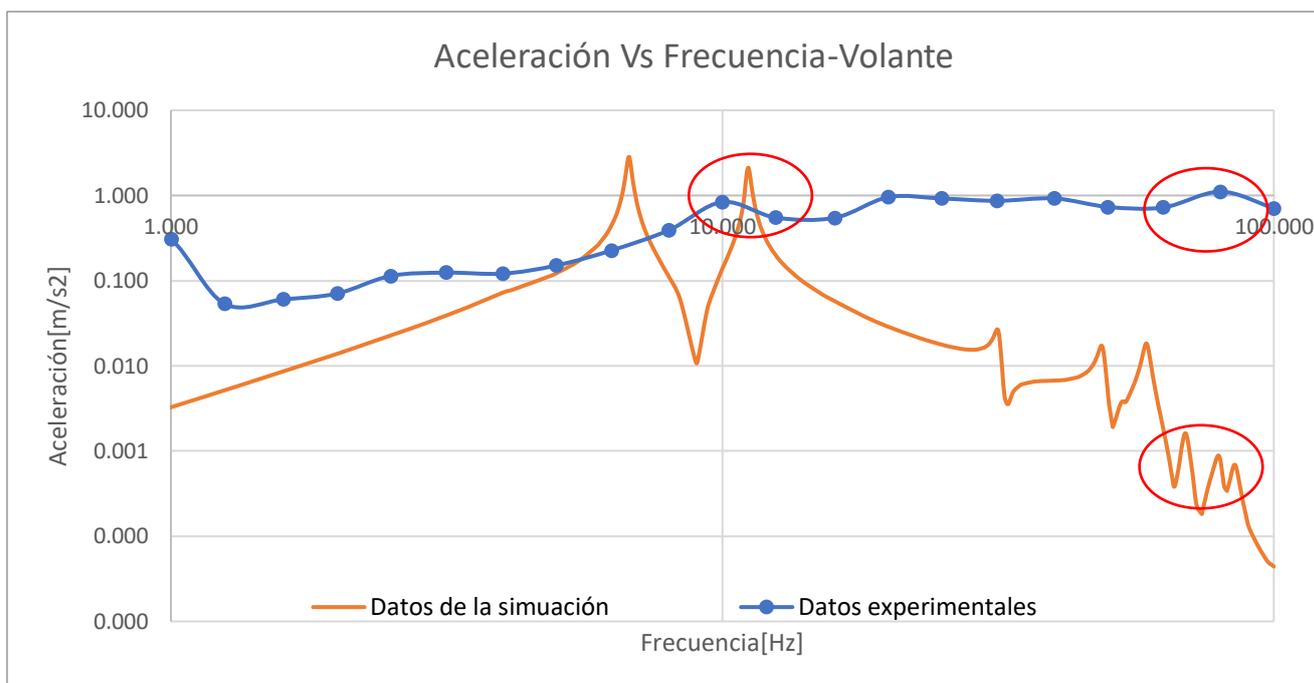
**Figura 3.20** Medición de la aceleración en el asiento del prototipo experimental de conducción.

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.20 se presenta una correlación entre la aceleración y la frecuencia para el asiento, mostrando dos curvas que representan los datos experimentales y los datos obtenidos de la simulación. Al analizar estas curvas, se puede observar una correlación significativa entre ambas.

Específicamente, alrededor de la frecuencia de 10 Hz, que corresponde a los modos de vibración 5 y 6 (11.01 Hz y 11.14 Hz), se puede observar un pico en ambas curvas. Este comportamiento sugiere una consistencia entre los datos experimentales y los resultados de la simulación, indicando que el modelo simulado refleja con precisión el comportamiento dinámico del sistema en esta frecuencia crítica.

Además, alrededor de los 50 Hz, se observan valles en ambas curvas. Estos valles corresponden a una reducción significativa en la aceleración, lo cual es indicativo de una disminución en la respuesta vibratoria del asiento en esta gama de frecuencias. Este comportamiento refuerza aún más la validez del modelo simulado, ya que captura con precisión las frecuencias donde el sistema experimenta menores amplitudes de vibración tanto en los datos experimentales como en la simulación.



**Figura 3.21** Medición de la aceleración en el volante del prototipo experimental de conducción.

**Fuente:** Propia

En la Figura 3.21 se presenta una correlación entre la aceleración y la frecuencia para el volante, mostrando dos curvas que representan los datos experimentales y los datos obtenidos de la simulación. Al analizar estas curvas, se puede observar una correlación significativa entre ambas.

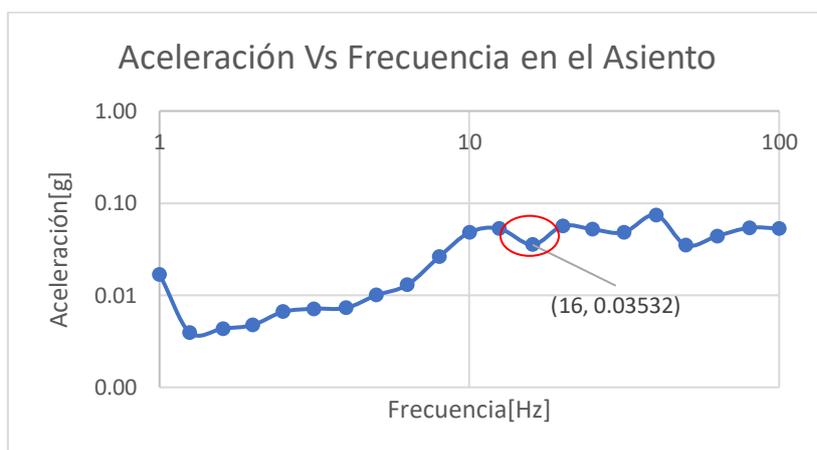
Específicamente, alrededor de la frecuencia de 10 Hz, que corresponde a los modos de vibración 5 y 6 (11.01 Hz y 11.14 Hz), se puede observar un pico en ambas curvas. Este comportamiento sugiere una consistencia entre los datos experimentales y los resultados de la simulación, indicando que el modelo simulado refleja con precisión el comportamiento dinámico del sistema en esta frecuencia crítica.



Además, se observa una serie de picos en el intervalo de frecuencias de 50 Hz a 80 Hz, que corresponde a los modos de vibración 8, 9, 10, 11 y 12 (48.92 Hz, 53.33 Hz, 58.8 Hz, 69.15 Hz, 79.66 Hz). Estos picos adicionales refuerzan aún más la validez del modelo simulado, ya que capturan con precisión las frecuencias donde el pedal experimenta mayores amplitudes de vibración tanto en los datos experimentales como en la simulación.

### 3.5 Validación del prototipo con un bus .

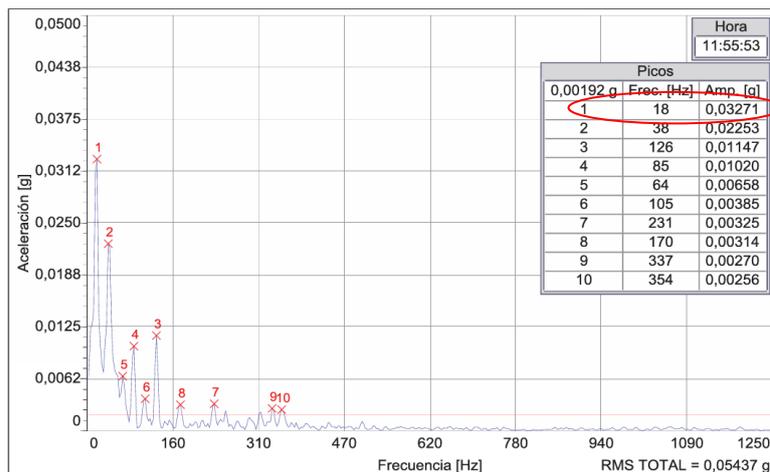
A continuación se muestran los resultados obtenidos de Aceleración vs Frecuencia del prototipo experimental del laboratorio de máquinas herramientas para posteriormente comparar dichos resultados con los resultados obtenidos en el autobús .



**Figura 3.23** Aceleración vs Frecuencia en el asiento del prototipo experimental.

**Fuente:** Propia

En las mediciones realizadas en el asiento o estructura del prototipo de conducción, se registró una aceleración de 0.036 g a una frecuencia de 16 Hz en un punto de referencia, como se observa en la Figura 3.23. Esta medida proporciona información crucial sobre cómo las vibraciones afectan la estructura del vehículo en condiciones específicas de operación.



**Figura 3.24** Aceleración vs Frecuencia en el asiento del autobús HINO AK 8 JRSA-1526

Fuente: (Vega, 2014)

De los datos obtenidos de las vibraciones del asiento del autobús HINO AK 8 JRSA-1526, se observó que a una frecuencia de 18 Hz la aceleración medida fue de 0.032 g, como se observa en la Figura 3.24. Estos datos son significativos para evaluar cómo las vibraciones afectan la comodidad de los pasajeros y la seguridad del vehículo.

Comparando las mediciones realizadas tanto en el asiento del prototipo de conducción como en el autobús HINO AK 8 JRSA-1526, se observa que, a frecuencias cercanas de 16 Hz y 18 Hz, las aceleraciones medidas fueron de 0.036 g y 0.032 g, respectivamente. Esta proximidad en frecuencia y aceleración entre ambos casos valida el comportamiento del prototipo experimental, proporcionando una correlación directa de cómo las vibraciones afectan tanto la estructura del vehículo como la comodidad de los pasajeros en condiciones operativas específicas.

### Aceleración ponderada

En el trabajo MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS Y SUS EFECTOS EN LA SALUD Y EL CONFORT MEDIANTE LA NORMA ISO 2631, se analiza la aceleración del asiento de un bus y se obtuvo una aceleración ponderada de  $1.49 \text{ m/s}^2$ . (Vega, 2014).

Ahora se compara con los datos obtenidos en el prototipo de conducción, con los siguientes datos obtenidos del **SVAN 958A**.

$$a_{wx} = 0.796 \text{ m/s}^2$$

$$a_{wy} = 0.378 \text{ m/s}^2$$

$$a_{wz}=0.019 \text{ m/s}^2$$

$$K_x=1.4$$

$$K_y=1.4$$

$$K_z=1$$

Remplazando los datos en la ecuación (1)

$$a_v = (1.4^2 * 0.796^2 + 1.4^2 * 0.378^2 + 1^2 * 0.019^2)^{1/2} \quad (1)$$

$$a_v = 1.23 \text{ m/s}^2$$

La aceleración ponderada medida en el asiento del autobús HINO AK 8 JRSA-1526 en la dirección z es de 1.49 m/s<sup>2</sup>, mientras que en el prototipo experimental es de 1.23 m/s<sup>2</sup>. Estos valores cercanos validan el modelo del prototipo experimental, ya que reflejan de manera precisa el comportamiento vibratorio del autobús real. La ligera variación se puede atribuir a la ausencia de sistemas de amortiguamiento y suspensión en el prototipo, que están presentes en el autobús real y ayudan a reducir las vibraciones. Además, las diferencias en materiales, construcción y condiciones de prueba también pueden influir. Para mejorar la precisión del prototipo, se recomienda incorporar sistemas de amortiguamiento y suspensión, ajustar el diseño y materiales, y replicar las condiciones de prueba del autobús real.

Bajo la norma INEN-ISO 2631-1 se determina que la aceleración del asiento en el prototipo experimental de 1.23 m/s<sup>2</sup> generan en el confort del conductor molestia de acuerdo a la Tabla 2 , y de acuerdo a la normativa Real Decreto 1311/2005 la aceleración del asiento al ser mayor de 0.5 de acuerdo al criterio 2B vibraciones transmitidas a todo el cuerpo, es necesario realizar una evaluación exhaustiva de la situación con el fin de desarrollar un plan de prevención que mitigue las vibraciones y garantice la salud del trabajador.

Mientras que para el asiento del bus bajo la norma INEN-ISO 2631-1 se determina que la aceleración del asiento de 1.49 m/s<sup>2</sup> generan en el confort del conductor molestia de acuerdo a la Tabla 2 , y de acuerdo a la normativa Real Decreto 1311/2005 la aceleración del asiento al ser mayor de 0.5 de acuerdo al criterio 2B vibraciones transmitidas a todo el cuerpo, es necesario realizar una evaluación exhaustiva de la situación con el fin de desarrollar un plan de prevención que mitigue las vibraciones y garantice la salud del trabajador.

## 4 Conclusiones y recomendaciones

### 4.1 Conclusiones

Se concluye que tanto el prototipo experimental como la simulación presentan la mayor resonancia alrededor de los 10 a 11 Hz, la cual corresponde a los modos de vibración 5 y 6 hallados en la simulación (11.01 y 11.14 Hz, respectivamente). Por lo tanto, se debe implementar un sistema de amortiguamiento en el prototipo experimental para evitar esta frecuencia de resonancia del sistema.

Se logró validar la simulación por la correspondencia en la frecuencia de excitación de la simulación, que coincidió en ciertos puntos con la del prototipo experimental en las gráficas comparativas desde la figura 3.19 hasta la figura 3.22, donde se puede observar principalmente una relación directa entre la frecuencia de excitación alrededor de 10 Hz y 50 Hz. La primera corresponde al modo de vibración 6, que según la tabla 7 presenta el mayor factor de participación en el eje z con 0.206, y 50 Hz corresponde al modo de vibración 9 de 53.33 Hz, el cual presenta la máxima deformación en la simulación con 38.36 mm.

En el análisis de confort, se concluye que un conductor experimentaría molestias en el pedal del prototipo experimental con una aceleración ponderada máxima de 0.53 m/s<sup>2</sup>, según la norma NTE INEN-ISO 2631-1.

En el análisis de confort bajo la norma NTE INEN-ISO 2631-1, se concluye que un conductor experimentaría una molestia significativa al sujetar la palanca de cambios con una aceleración máxima de 1.2 m/s<sup>2</sup>. En el análisis de salud bajo el Real Decreto RD 1311/2005, aplicando el criterio 1B de dicha norma para vibraciones que se transmiten de manos a brazos, al ser menor de 2.5 m/s<sup>2</sup>, aún no se considera un riesgo de salud al que esté expuesto.

En el análisis de confort bajo la norma NTE INEN-ISO 2631-1, se concluye que un conductor experimentaría molestias al sentarse en el asiento de la cabina del prototipo de conducción con una aceleración máxima de 0.9 m/s<sup>2</sup>. En el análisis de salud bajo el Real Decreto RD 1311/2005, aplicando el criterio 2B de dicha norma para vibraciones que se transmiten al cuerpo entero, al ser mayor de 0.5 m/s<sup>2</sup>, se debe realizar una evaluación exhaustiva de la situación con el fin de desarrollar un plan de prevención que mitigue las vibraciones y garantice la salud del trabajador, evitando que alcance los 2.5 m/s<sup>2</sup>, donde el conductor ya experimentaría condiciones peligrosas para su salud.

En el análisis de confort bajo la norma NTE INEN-ISO 2631-1, se concluye que un conductor experimentaría una molestia considerable al sujetar el volante en el prototipo experimental con una aceleración máxima de 1.3 m/s<sup>2</sup>. En el análisis de salud bajo el Real Decreto RD 1311/2005, aplicando el criterio 1B de dicha norma para vibraciones que se transmiten de manos a brazos, al ser menor de 2.5 m/s<sup>2</sup>, aún no se considera un riesgo de salud al que esté expuesto, pero se deben tomar medidas para reducir las vibraciones y que no lleguen a 5 m/s<sup>2</sup>, donde el conductor ya estaría bajo condiciones que afectan a su salud.

Se logró validar el prototipo con el Bus HINO AK 8 JRsa-1526 gracias a la cercanía de los datos de frecuencia y aceleración. La frecuencia de 16 Hz en el prototipo experimental con una aceleración de 0.03532 g se correlaciona con la medida uno de la gráfica figura 3.24, que corresponde a 18 Hz con una aceleración de 0.03271 g. La cercanía y correlación de los datos en dicho punto nos permite validar el sistema.

Se concluye que el vehículo Bus HINO AK 8 JRsa-1526, con una aceleración ponderada máxima en el asiento de  $1.49 \text{ m/s}^2$  bajo la norma NTE INEN-ISO 2631-1, causa molestias. Al analizar la salud bajo el Real Decreto 1311/2005, aplicando el criterio 2B de dicha norma para vibraciones que se transmiten al cuerpo entero, al ser mayor de  $0.5 \text{ m/s}^2$ , se debe realizar una evaluación exhaustiva de la situación con el fin de desarrollar un plan de prevención que mitigue las vibraciones y garantice la salud del trabajador, evitando que alcance los  $2.5 \text{ m/s}^2$ , donde el conductor ya experimentaría condiciones peligrosas para su salud.

## 4.2 Recomendaciones

Se recomienda colocar masas en el sistema para observar cómo afecta a la frecuencia natural de la cabina y así cambiar la frecuencia natural para que no se generen resonancias dentro de frecuencias que comúnmente se presenten al conducir en carretera .

Para mitigar las resonancias identificadas en el prototipo experimental, se recomienda la implementación de un sistema de amortiguadores de vibraciones. Los DVA pueden ayudar a reducir la amplitud de las vibraciones en las frecuencias de resonancia, mejorando así el confort y la seguridad del conductor, dado que estos están diseñados para ser ajustables en términos de masa, rigidez y amortiguamiento , es aplicable en estructuras que vibran con diferentes modos de operación lo cual podría ser útil en caso de realizar cambios en los componentes físicos del prototipo de conducción .

Se recomienda para el prototipo experimental, se puede considerar el uso de amortiguadores de vibraciones sintonizados (Tuned Vibration Absorbers, TVAs) diseñados específicamente para las frecuencias de resonancia identificadas , en este caso de 10 a 11 Hz. Los TVAs consisten en masas secundarias conectadas mediante resortes y amortiguadores al sistema principal, que están sintonizadas para oscilar a las mismas frecuencias que las resonancias no deseadas. Al hacerlo, los TVAs absorben y disipan la energía de las vibraciones, reduciendo significativamente su amplitud, el cual sería ideal si no se planea hacer cambios a la estructura de la cabina de conducción .

## 5 Referencias Bibliográficas :

Alfonzo Pícabera Subía, J. O. (2010). *Mantenimiento mecánico preventivo del vehículo*. Madrid.

Casado, T. G. (2010). *Transporte y mantenimiento de vehículos*. Madrid.

- Chamorro, D. (Septiembre de 2014). *El comercio*. (Las cinco quejas al servicio de transporte) Recuperado el 1 de Enero de 2024, de <https://www.elcomercio.com/actualidad/ecuador/ecuador-transporte-quejas-tarifa-pasajes.html>
- D. E. Siskind, M. S. (1981). Structure response and damage produced by ground vibration from surface mine blasting. *International Journal Of Rock Mechanics And Mining Sciences & Geomechanics* .
- Gonzalez, A. S. (1981). *Tecnología de la Automoción*. Barcelona: Bruño.
- Gualotuña, E. (2016). *Medición y análisis de vibraciones mecánicas en un bus de transporte de pasajeros y sus efectos en la salud y el confort mediante la norma ISO2631*. Quito: Repositorio de la Escuela Politécnica Nacional.
- I. Y. M. Automotriz. (30 de Junio de 2020). *¿Qué es la dinámica del vehículo y cuáles son sus conceptos básicos?* Recuperado el 20 de Diciembre de 2023, de <https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/que-es-la-dinamica-del-vehiculo-y-cuales-son-sus-conceptos-basicos/>
- Javied, S. (21 de Abril de 2023). *Electropreguntas*. Obtenido de Cómo funciona un actuador lineal en sistemas eléctricos y electrónicos,: <https://electropreguntas.com/como-funciona-un-actuador-lineal-en-sistemas-electricos-y-electronicos/>
- L.Eleirv. (2020). *Youtube*. Obtenido de Motor con masas desbalanceadas: [https://www.youtube.com/shorts/jODpx2m1X\\_M](https://www.youtube.com/shorts/jODpx2m1X_M)
- Lander. (2020). *Simulador de conducción de coche*. Recuperado el 27 de Diciembre de 2023, de <https://www.landersimulation.com/es/simuladores/simuladoresautomocion/simulador-conduccion-coche>
- M. Mundial. (2024). *Material Mundial Grados*. Obtenido de “ASTM A36 Acero Propiedades & ficha tecnica: FY, dureza, densidad”: <https://www.materialmundial.com/acero-astm-a36-propiedades-ficha-tecnica-estructural/>
- MTS. (2014). *MTS Systems Corporation* . (Management software - RPC®,” MTS Systems Corporation - Test / Analysis / Simulation) Recuperado el 1 de Enero de 2024, de <https://www.aeroexpo.online/prod/mts-systems-corporation/product-184609-26510.html>
- Noma INEN-ISO 2631-1. (s.f.).
- QUISHPE, E. P. (2016). *MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS Y SUS EFECTOS EN LA SALUD Y EL CONFORT MEDIANTE LA NORMA ISO 2631*. Quito : Escuela Politécnica Nacional
- Real Decreto RD 1311/2005. (s.f.).
- Rodríguez, F. (2018). *Servomotor y Motor a pasos*. Repositorio de Unidad Profesional de Ingeniería Interdisciplinaria Guanajuato20.
- Vega, D. (2014). *Análisis y diagnóstico de vibraciones en vehículos livianos de combustión interna*. Quito: Repositorio de la Escuela Politécnica Nacional.

## 6 Anexos

### Anexo I. Tabla de Mediciones de la aceleración en la palanca de cambios en el prototipo experimental .

Mediciones de la Palanca de cambios	
Frecuencia[Hz]	Aceleración[m/s <sup>2</sup> ]
0.8	1.37
1	0.38
1.25	0.07
1.6	0.06
2	0.07
2.5	0.09
3.15	0.10
4	0.13
5	0.15
6.3	0.21
8	0.30
10	0.45
12.5	0.53
16	0.62
20	0.91
25	0.88
31.5	0.83
40	1.35
50	1.19
63	1.74
80	1.35
100	1.41

Fuente : Propia

### Anexo II. Tabla de Mediciones de la aceleración en la Estructura-Asiento en el prototipo experimental .

Mediciones de la Estructura-Asiento	
Frecuencia[Hz]	Aceleración[m/s <sup>2</sup> ]
0.8	0.45
1	0.16
1.25	0.04
1.6	0.04
2	0.05
2.5	0.06
3.15	0.07

4	0.07
5	0.10
6.3	0.13
8	0.26
10	0.47
12.5	0.52
16	0.35
20	0.56
25	0.51
31.5	0.47
40	0.73
50	0.34
63	0.43
80	0.53
100	0.52

Fuente : Propia

**Anexo III. Tabla de Mediciones de aceleración en el volante del prototipo experimental .**

Mediciones del Volante	
Frecuencia[Hz]	Aceleración[m/s <sup>2</sup> ]
0.8	0.58
1	0.31
1.25	0.05
1.6	0.06
2	0.07
2.5	0.11
3.15	0.12
4	0.12
5	0.15
6.3	0.23
8	0.39
10	0.84
12.5	0.55
16	0.55
20	0.96
25	0.92
31.5	0.87
40	0.92
50	0.73
63	0.72
80	1.11
100	0.71

Fuente : Propia

**Anexo IV. Tabla de Mediciones de aceleración en la palanca de cambios en el prototipo experimental .**

Mediciones del Pedal	
Frecuencia[Hz]	Aceleración[m/s <sup>2</sup> ]
0.8	1.44
1	0.15
1.25	0.04
1.6	0.05
2	0.05
2.5	0.07
3.15	0.07
4	0.08
5	0.10
6.3	0.11
8	0.12
10	0.17
12.5	0.17
16	0.19
20	0.27
25	0.37
31.5	0.46
40	0.60
50	0.82
63	0.81
80	1.43
100	1.46

Fuente : Propia

**Anexo V . Tabla de Datos de la aceleración obtenidos en la simulación del volante.**

Datos de la simulación-Volante	
Frecuencia[Hz]	Aceleración[m/s <sup>2</sup> ]
0.10	3.08E-05
2.00	1.30E-02
5.00	9.77E-02
6.76	1.39E+00
6.77	1.39E+00
6.92	5.36E-01
8.38	8.87E-02
10.95	2.44E+00
11.01	2.73E+00

11.07	2.81E+00
11.14	2.84E+00
11.20	2.54E+00
13.82	1.46E-01
30.47	1.41E-02
31.66	1.66E-02
31.77	1.42E-02
34.74	4.67E-03
48.06	1.20E-02
48.89	2.18E-02
49.27	2.03E-02
51.86	5.46E-03
53.32	1.14E-02
53.49	1.22E-02
58.10	9.16E-03
58.78	8.16E-03
59.25	5.42E-03
64.43	1.36E-03
69.08	2.64E-03
69.21	2.78E-03
74.05	1.97E-03
79.21	4.11E-03
79.74	4.24E-03
80.93	2.94E-03
84.91	1.93E-03
85.09	1.86E-03
91.47	3.39E-04
98.19	5.60E-04
98.94	5.36E-04
99.46	4.73E-04

Fuente : Propia

### Anexo VI. Tabla de Datos de la aceleración obtenidos en la simulación del asiento.

Datos de la simulación-Asiento	
Frecuencia[Hz]	Aceleración[m/s <sup>2</sup> ]
0.10	3.13E-05
6.54	6.32E-01
6.76	1.95E+00
6.78	1.90E+00
7.15	2.95E-01
10.86	9.09E-01
11.01	1.85E+00

11.04	2.31E+00
11.13	3.06E+00
11.16	2.99E+00
12.17	3.20E-01
30.91	5.66E-03
31.67	4.87E-03
31.82	3.67E-03
34.88	1.25E-03
48.57	2.04E-02
48.91	2.20E-02
49.79	1.20E-02
52.72	3.56E-03
53.35	4.84E-03
53.95	3.68E-03
58.61	1.55E-02
58.81	1.61E-02
60.51	8.14E-03
67.81	2.45E-03
69.15	2.54E-03
69.52	2.18E-03
78.03	5.96E-04
79.61	6.31E-04
80.36	4.79E-04
83.83	5.82E-04
85.04	6.24E-04
86.19	3.97E-04
97.86	1.09E-04
98.79	1.14E-04

Fuente : Propia

**Anexo VII. Tabla de Datos de la aceleración obtenidos en la simulación de la palanca de cambios.**

Datos de la simulación-Palanca de cambios	
Frecuencia[Hz]	Aceleración[m/s <sup>2</sup> ]
0.10	3.20E-05
2.00	1.38E-02
5.00	1.22E-01
6.76	2.79E+00
6.77	2.83E+00
6.92	1.21E+00
8.38	6.08E-02
10.95	9.49E-01
11.01	1.31E+00

11.07	1.81E+00
11.14	2.11E+00
11.20	1.89E+00
13.82	1.04E-01
30.47	1.81E-02
31.66	2.56E-02
31.77	2.25E-02
34.74	5.97E-03
48.06	1.43E-02
48.89	1.67E-02
49.27	1.25E-02
51.86	2.56E-03
53.32	3.81E-03
53.49	3.76E-03
58.10	1.52E-02
58.78	1.83E-02
59.25	1.55E-02
64.43	8.84E-04
69.08	1.62E-03
69.21	1.61E-03
74.05	1.82E-04
79.21	8.82E-04
79.74	8.47E-04
80.93	4.62E-04
84.91	6.91E-04
85.09	6.85E-04
91.47	1.03E-04
98.19	4.80E-05
98.94	4.65E-05
99.46	4.54E-05

Fuente : Propia

### Anexo VIII. Tabla de Datos de la aceleración obtenidos en la simulación de los pedales.

Datos de la simulación-Pedales	
Frecuencia[Hz]	Aceleración[m/s <sup>2</sup> ]
0.10	7.69E-07
2.00	4.25E-04
5.00	1.00E-02
6.76	5.38E-01
6.77	5.50E-01

6.92	2.58E-01
8.38	5.45E-02
10.95	3.55E-01
11.01	5.82E-01
11.07	8.44E-01
11.14	9.49E-01
11.20	8.05E-01
13.82	2.24E-02
30.47	1.68E-03
31.66	2.18E-03
31.77	2.43E-03
34.74	2.06E-03
48.06	1.78E-02
48.89	2.88E-02
49.27	2.61E-02
51.86	8.03E-03
53.32	6.07E-03
53.49	5.81E-03
58.10	1.12E-02
58.78	1.29E-02
59.25	1.07E-02
64.43	8.09E-04
69.08	5.61E-04
69.21	5.80E-04
74.05	1.72E-04
79.21	8.77E-05
79.74	1.00E-04
80.93	1.21E-04
84.91	2.58E-04
85.09	2.55E-04
91.47	3.79E-05
98.19	5.17E-05
98.94	6.54E-05
99.46	6.93E-05

Fuente : Propia