



ING. AUTOMOTRIZ

**Trabajo integración Curricular previa a la obtención
del título de Ingeniería en Mecánica Automotriz**

AUTORES:

Ian Ariel Tapia Jaramillo

TUTOR:

Ing. Juan Fernando Iñiguez Izquierdo

Evaluación del comportamiento dinámico del sistema de suspensión en
vehículos M1 con la incorporación de protectores de suspensión

CERTIFICACIÓN DE AUTORÍA

Yo, IAN ARIEL TAPIA JARAMILLO, declaro bajo juramento, que el trabajo aquí descrito es de autoría propia; que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o calificación profesional y que se ha consultado la bibliografía detallada.

Cede los derechos de propiedad intelectual a la Universidad Internacional del Ecuador, para que sea publicado y divulgado en internet, según lo establecido en la Ley de Propiedad Intelectual, su reglamento y demás disposiciones legales.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Ian Ariel Tapia J.' with a large, sweeping flourish above it.

Ian Tapia

APROBACIÓN DEL TUTOR

Yo, JUAN FERNANO IÑIGUES IZQUIERDO, certifico que conozco a los autores del presente trabajo, siendo el responsable exclusivo tanto de su originalidad y autenticidad, como de su contenido.

Firma profesor

Dedicatoria

Este documento está dedicado a mi familia, a mis padres que luchan toda su vida para poder llevarme hasta donde me encuentro ahora, a mis abuelos por cuidarme y criarme cuando mis padres trabajaban. A mi hermano que, gracias a su insistencia y apoyo, logre terminar este documento para dar un gran paso en mi vida profesional.

Dedico este trabajo a mis abuelos Eduardo y Manuel, que, con sus conocimientos, lograron llevarme por el camino del mundo automotriz, por sus sabios consejos y lecciones, me inspiraron a seguir mis sueños y aficiones. Todo el esfuerzo plasmado en estas páginas es un homenaje a su dedicación hacia mí. Prometo llevar siempre sus enseñanzas en cada paso de mi vida profesional. Este logro no es solo mío, es el resultado de su amor incondicional y confianza en mí.

Ian Tapia

Agradecimiento

Quiero agradecer a mi familia, a mi madre Irina Jaramillo y a mi padre Fabricio Tapia, por su sacrificio incondicional, por enseñarme el valor del trabajo duro y por brindarme todas las herramientas para alcanzar este sueño. Todo lo que he logrado se lo debo a su esfuerzo infinito.

A mi hermano Mattias, por ser mi apoyo constante, hasta en este documento, por su insistencia y por darme ese empuje necesario para no rendirme y dar este gran paso en mi vida.

Un agradecimiento muy especial a mis abuelos, por cuidarme con tanto amor desde mi infancia, por sus sabios consejos y por ser la inspiración que me guio hacia el mundo. A mis tías Mayra y Judith, a mi tío Jonathan y a mis primas, gracias por estar siempre presentes, por su apoyo incondicional, cariño sincero y por animarme en cada etapa de este proceso.

A mis amigos y compañeros de clase, con quienes compartí largas jornadas de estudio, prácticas y desafíos, y que hoy me enorgullece llamar mis futuros colegas. Gracias por el apoyo mutuo y por hacer de estos años universitarios una experiencia única.

Finalmente, quiero extender mi profundo reconocimiento a la Universidad Internacional del Ecuador, a la Facultad y, de manera especial, a la Escuela de Ingeniería Automotriz. A mis docentes, gracias por su genuina vocación de enseñanza y por transmitirme los conocimientos técnicos que hoy forman la base de mi vida profesional.

Muchas gracias a todos.

Ian Tapia

Índice De Contenido

CERTIFICACIÓN DE AUTORÍA	3
APROBACIÓN DEL TUTOR.....	4
Dedicatoria.....	5
Agradecimiento	6
Índice De Contenido	7
RESUMEN.....	9
ABSTRACT	9
Introducción	10
Marco Teórico	12
Sistemas de Suspensión	12
Oscilaciones del Sistema de Suspensión	13
Frecuencia del Sistema de Suspensión	14
Capacidad de Amortiguamiento	14
Resortes Helicoidales.....	15
Protectores de Suspensión	15
Acelerómetros MPU6050 y Adquisición de Datos con Arduino	16
Normativa NTE INEN 2349:2003 (Revisión Técnica Vehicular)	17
Normativa ASTM A125 para Ensayos de Compresión	18
Materiales y Métodos.....	18
Equipos, instrumentos y materiales.....	18
Vehículo de Pruebas	18
Sistema de Telemetría Móvil (Macroscópica).....	19

Sistema de adquisición de datos microelectromecánico (Microscópica)	19
Diseño y Fabricación de Soportes en Impresión 3D	20
Procedimiento Experimental.....	21
Diagnóstico y Acondicionamiento Mecánico Previo.....	21
Caracterización Estática: Ensayo de compresión en laboratorio	22
Caracterización Dinámica: Pruebas de campo.....	23
Resultados y Discusión	24
Análisis de Rigidez Estática.....	24
Análisis del Comportamiento Dinámico Lateral (Balanceo).....	25
Análisis de Absorción de Impactos Verticales	26
Comportamiento Cinemático de la Masa No Suspendida.....	28
Correlación Visual de la Cinemática de Suspensión.....	29
Conclusiones	29
Referencias.....	33
ANEXOS.....	36

EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN EN VEHÍCULOS M1 CON LA INCORPORACIÓN DE PROTECTORES DE SUSPENSIÓN

Ing. Juan Fernando Íñiguez I. MSc¹, Ian Tapia J.²

¹Ingeniería Automotriz- Universidad Internacional del Ecuador, email jiniguez@uide.edu.ec, Quito – Ecuador

²Ingeniería Automotriz Universidad Internacional del Ecuador, iatapiaja@uide.edu.ec, Quito - Ecuador

RESUMEN

Introducción: El sistema de suspensión es vital para la seguridad y confort en vehículos M1. Su modificación mediante protectores de elastómero de poliuretano es una práctica emergente por el mal estado vial, buscando prolongar la vida útil de los componentes y mejorar la estabilidad, aunque carece de validación técnica rigurosa bajo condiciones dinámicas. **Metodología:** Se analizó cinemáticamente un vehículo utilitario deportivo con y sin la instalación de protectores. El estudio comprendió ensayos estáticos de compresión en laboratorio bajo la norma ASTM A125 para determinar la constante elástica, y pruebas dinámicas de telemetría dual en campo a 60 km/h (estabilidad lateral) y 30 km/h (terreno irregular). Se emplearon dispositivos móviles para la masa suspendida y acelerómetros MPU6050 con microcontroladores Arduino en la masa no suspendida para registrar las aceleraciones en tres ejes. **Resultados:** La instalación del elastómero incrementó la rigidez estática en un 1.97%. Dinámicamente, se evidenció una reducción del impacto transversal máximo absoluto en curvas (de 6.97 m/s² a 6.77 m/s²), actuando como tope de compresión. No obstante, en la prueba de terreno irregular, la energía vibratoria general (RMS) transmitida al habitáculo aumentó, elevando los impactos verticales máximos absolutos de la masa no suspendida de 3.17 g a 3.53 g. **Conclusión:** Los protectores optimizan la estabilidad lateral y evitan topes mecánicos profundos, pero penalizan significativamente el confort de marcha y aumentan el estrés vibratorio en los componentes del tren de rodaje.

Palabras clave: Dinámica vehicular, sistema de suspensión, elastómeros de poliuretano, acelerómetros, confort de marcha.

ABSTRACT

Introduction: The suspension system is vital for safety and comfort in M1 vehicles. Its modification through polyurethane elastomer protectors is an emerging practice due to poor road conditions, aiming to extend component lifespan and improve stability, although it lacks rigorous technical validation under dynamic conditions. **Methodology:** A sport utility vehicle was kinematically analyzed with and without the installation of protectors. The study included static compression tests in the laboratory under the ASTM A125 standard to determine the spring rate, and dynamic dual telemetry field tests at 60 km/h (lateral stability) and 30 km/h (irregular terrain). Mobile devices were used for the sprung mass, and MPU6050 accelerometers with Arduino microcontrollers in the unsprung mass to record accelerations across three axes. **Results:** The installation of the elastomer increased static stiffness by 1.97%. Dynamically, a reduction in the maximum absolute transverse impact during cornering was observed (from 6.97 m/s² to 6.77 m/s²), acting as a compression bumper. However, in the irregular terrain test, the general vibrational energy (RMS) transmitted to the cabin increased, raising the absolute maximum vertical impacts of the unsprung mass from 3.17 g to 3.53 g. **Conclusion:** The protectors optimize lateral stability and prevent deep mechanical bottoming, but significantly penalize ride comfort and increase vibratory stress on the undercarriage components.

Keywords: Vehicle dynamics, vehicle suspension, polyurethane elastomers, accelerometers, ride comfort.

Introducción

En la actualidad, la seguridad y el confort de los pasajeros son los aspectos más importantes en el diseño automotriz, por lo tanto, el sistema de suspensión de un vehículo es fundamental en la conducción al absorber irregularidades del terreno y proporcionar estabilidad en diversas maniobras. Durante los últimos años se ha observado un incremento en la instalación de protectores de suspensión en vehículos tipo M1 con la intención de mejorar el rendimiento y prolongar la vida útil de los componentes. Sin embargo, la efectividad de estos dispositivos en condiciones de conducción dinámicas aún no ha sido validada plenamente desde una perspectiva técnica.

En Ecuador, las condiciones viales son un factor crítico que directamente afecta en el deterioro de componentes de la suspensión y en la seguridad vial. Según el diario Expreso, “las suspensiones de los autos sufren más debido a las malas condiciones del terreno”, comprometiendo la estabilidad del vehículo y la seguridad de los ocupantes (Expreso, 2023a). Además, se identifica que “el paso por baches y huecos puede afectar las partes de la dirección y suspensión”, causando fallas en rótulas, bujes o amortiguadores que inciden a costosas reparaciones (Expreso, 2023b). La exposición a caminos en mal estado motiva a los usuarios a buscar soluciones alternativas, como el uso de protectores de suspensión para sus vehículos.

Ante esta problemática, el objetivo general de la presente investigación es analizar el comportamiento del sistema de suspensión en vehículos M1 equipados con protectores de suspensión, evaluando su desempeño en condiciones dinámicas, absorción de impactos por terreno irregular y estabilidad en curvas.

Para alcanzar este objetivo, el estudio se desglosa en los siguientes objetivos específicos:

- Investigar las variables cinemáticas fundamentales del sistema de suspensión en vehículos M1, enfocándose en la rigidez, la frecuencia natural y la respuesta oscilatoria (aceleraciones verticales y laterales), para establecer la base teórica del comportamiento dinámico.
- Validar el funcionamiento del sistema de suspensión (con y sin protectores) mediante pruebas dinámicas de campo, recolectando datos telemétricos a través de sensores de aceleración (ejes X, Y, Z) para cuantificar la respuesta del vehículo en distintas condiciones de conducción.
- Comparar los resultados estadísticos obtenidos en ambas configuraciones, determinando el impacto funcional de los protectores de suspensión sobre la estabilidad direccional, la absorción de vibraciones y el control del balanceo en condiciones reales.

Para fundamentar la siguiente investigación, se ha considerado estudios de relevancia que respaldan la importancia del análisis del comportamiento dinámico en sistemas de suspensión. Schickhofer (2022) propuso un modelo no lineal para representar el comportamiento dinámico de amortiguadores, capaz de predecir bucles de histéresis y oscilaciones complejas. Este permite comprender la interacción de los elementos de la suspensión bajo cargas dinámicas, fundamental para evaluar el efecto de los protectores de suspensión. Hajidavalloo et al. (2021) propusieron un diseño de un amortiguador con absorbedor de vibraciones de péndulo no lineal, mejorando simultáneamente el confort y la eficiencia en la recolección de energía cinética. Este aporte evidencia el potencial de innovaciones funcionales en los sistemas de suspensión, buscando una mayor eficiencia dinámica. Morales y Larraga (2021) realizaron un análisis mecánico y térmico del X funcionamiento del sistema de suspensión, evidenciando un comportamiento anormal en el eje posterior derecho. Estos hallazgos revelan que la suspensión puede presentar deterioro

específico en un eje o lateralidad, aspecto clave en esta investigación para poder interpretar posibles asimetrías en la recolección de datos de nuestras variables. Analuisa (2025) realizó un análisis de vibraciones utilizando acelerómetros en un sistema de suspensión hidráulica, identificando variaciones significativas entre distintos escenarios de prueba. Este estudio servirá como referente metodológico para la selección de estrategias de recolección de datos en pruebas dinámicas utilizando acelerómetros digitales. Peña (2025) comparó la frecuencia de oscilación, amplitud de vibración y coeficiente de amortiguamiento entre el sistema de suspensión trasera original y una suspensión trasera tipo push rod en vehículos M1. Esta investigación proporciona una orientación técnica para el análisis matemático y la simulación de respuestas dinámicas, permitiendo validar de forma experimental el impacto del uso de protectores de suspensión.

Marco Teórico

Sistemas de Suspensión

El **sistema de suspensión** está compuesto por **elementos elásticos** y disipativos, encargados de mantener el contacto constante de los neumáticos con la superficie al absorber las irregularidades del terreno. Un diseño óptimo debe equilibrar las exigencias de control direccional y el **confort** del ocupante bajo maniobras dinámicas (Abdelkareem et al., 2018). En este proceso mecánico, el **resorte** almacena la energía transitoria al comprimirse y el **amortiguador** disipa la energía del resorte en forma de calor. Este comportamiento es comúnmente analizado mediante modelos matemáticos (**sistema masa-resorte-amortiguador**), los cuales simulan el desplazamiento vertical y el tiempo de estabilización tras un impacto (Soliman y Kaldas, 2021)."

Oscilaciones del Sistema de Suspensión

Las oscilaciones del sistema de suspensión corresponden a las respuestas cinemáticas repetitivas originadas cuando el chasis es desplazado de su posición de equilibrio estático condiciones topográficas. La magnitud de esta respuesta oscilatoria define el grado de energía que se transfiere al habitáculo, dependiendo directamente de la constante de rigidez y el coeficiente de amortiguamiento del conjunto (Wang et al., 2019).

Rigidez del Sistema de Suspensión

La rigidez en un sistema de suspensión automotriz determina la resistencia a la deformación del conjunto elástico del resorte ante las cargas dinámicas, crucial para mantener la geometría del vehículo y la adherencia de las ruedas al piso. Investigaciones recientes han demostrado que la rigidez no solo define la capacidad de carga estática, sino que altera directamente la transferencia de peso y la cinemática del chasis durante maniobras de viraje y frenado, donde una calibración adecuada de la rigidez afecta en la estabilidad direccional, previniendo el balanceo excesivo de la carrocería sin comprometer severamente el confort en marcha (Mahmood et al., 2023).

La rigidez (k) de un sistema de suspensión representa la resistencia del resorte a la deformación bajo una carga, y se expresa como la relación entre la fuerza aplicada y el desplazamiento producido:

$$k = \frac{F}{\Delta x}$$

Donde k es la rigidez del resorte (N/m), F es la fuerza aplicada (N), y Δx corresponde al desplazamiento del resorte (m). Una suspensión muy rígida reduce drásticamente la absorción de impactos disminuyendo el confort, mientras que una constante elástica muy blanda permite un balanceo excesivo que compromete la estabilidad direccional del vehículo (Wang et al., 2019).

Frecuencia del Sistema de Suspensión

La frecuencia natural se refiere a la velocidad con la que un cuerpo vibra libremente al ser alterado, donde en un sistema masa-resorte-amortiguador de un solo grado de libertad se calcula según:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Donde f_n es la frecuencia natural (Hz), k es rigidez (N/m) y m es la masa suspendida (kg). La frecuencia natural óptima en vehículos particulares se encuentra entre 1 y 1.5 Hz, en vehículos de competencia puede llegar hasta 2.5 Hz; fuera de este rango, las aceleraciones verticales sostenidas generan fatiga e inconformidad severa en los ocupantes, afectando la ergonomía de marcha (Soliman y Kaldas, 2021). Según esto, las modificaciones que alteren la masa o rigidez afectan directamente este valor.

Capacidad de Amortiguamiento

El amortiguamiento se encarga de disipar la energía cinética generada por oscilaciones del sistema de suspensión al oponerse al movimiento oscilatorio permitiendo que el vehículo estabilice su posición luego ser afectado por el terreno. Para determinarlo se utiliza el coeficiente de amortiguamiento c , relacionado con el factor de amortiguamiento ζ :

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k \cdot m}}$$

Donde k es la rigidez del sistema y m es la masa suspendida. Los amortiguadores tienen la función de controlar la respuesta transitoria del vehículo ante una entrada dinámica, como baches o maniobras bruscas. El diseño de este coeficiente influye directamente en el tiempo crítico que tarda el sistema en retornar a su estado de equilibrio dinámico (Abdelkareem et al., 2018)."

Tabla 1*Tipos de Amortiguamiento*

Tipo de amortiguamiento	Relación	Comportamiento
Subamortiguado	$\zeta < 1$	Oscilaciones decrecientes
Críticamente amortiguado	$\zeta = 1$	Retorno rápido sin oscilaciones
Sobre amortiguado	$\zeta > 1$	Retorno lento al equilibrio, sin oscilaciones

Nota. Comportamiento dinámico adaptado de Soliman y Kaldas. *Fuente:* Soliman y Kaldas (2021)

Resortes Helicoidales

Los resortes helicoidales son los elementos elásticos primarios encargados de absorber los impactos y las irregularidades del camino, almacenando la energía cinética transitoria de forma momentánea, complementando al sistema de amortiguación del vehículo, donde en dinámica vehicular, la respuesta estructural y el comportamiento mecánico del resorte bajo cargas cíclicas son esenciales para mantener un contacto constante de la rueda con el suelo. Esto mitiga la transferencia de las vibraciones hacia la cabina y manteniendo la tracción necesaria para responder a cambios de dirección y frenado (Kumar et al., 2024).

Protectores de Suspensión

Los protectores de suspensión son aditamentos de elastómeros de poliuretano colocados entre los resortes helicoidales utilizados con el fin de modificar las características de compresión del sistema. (Novinnvento, 2021)

Figura 1

Protectores de Suspensión



Nota. Adaptado de Novinnvento, 2021 (<https://www.novinnvento.com/novin.html>)

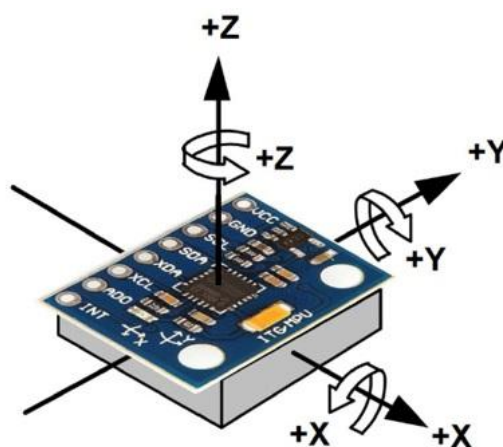
Estos dispositivos alteran la rigidez estática y dinámica de la suspensión, y si bien se promueve su uso para mejorar la absorción de impactos y la estabilidad, su instalación altera los parámetros de funcionamiento originales del sistema, por lo que es necesario evaluar experimentalmente su impacto en pruebas de balanceo absorción de impactos del conjunto resorte-amortiguador.

Acelerómetros MPU6050 y Adquisición de Datos con Arduino

Para el monitoreo de vibraciones estructurales y dinámicas, los sistemas de adquisición de datos basados en microcontroladores de código abierto como Arduino, combinados con sensores MEMS, ofrecen una alta precisión instrumental. El módulo acelerómetro y giroscopio MPU6050 integra medición de aceleración en tres ejes, permitiendo capturar telemetría en tiempo real sobre las oscilaciones y el comportamiento cinemático (ejes X, Y, Z) (García et al., 2023).

Figura 2

Acelerómetro MPU6050



Nota. Adaptado de Naylamp, 2016 (<https://naylampmechatronics.com/>)

La recolección y posterior procesamiento digital de estos datos facilitan un diagnóstico preciso de las frecuencias naturales y la eficiencia de absorción de la suspensión bajo condiciones reales de conducción (García et al., 2023).

Normativa NTE INEN 2349:2003 (Revisión Técnica Vehicular)

En el contexto nacional, la evaluación de las condiciones mecánicas y de seguridad de los vehículos se rige bajo la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2349:2003, la cual establece los procedimientos obligatorios para la Revisión Técnica Vehicular (RTV). En el ámbito de la suspensión, la normativa exige el uso de un banco de pruebas mecatrónico vibratorio que mide automáticamente la eficacia del conjunto en porcentaje y la amplitud máxima de oscilación de cada rueda en milímetros al entrar en resonancia (Instituto Ecuatoriano de Normalización [INEN], 2003). La aplicación de esta norma en la investigación fundamenta los parámetros legales y técnicos de seguridad vial, proporcionando un estándar métrico sólido para justificar la necesidad de que los vehículos categoría M1 mantengan una adherencia óptima, independientemente de los accesorios posventa instalados en su chasis.

Normativa ASTM A125 para Ensayos de Compresión

La normativa ASTM A125 (Standard Specification for Steel Springs, Helical, Heat-Treated) establece los requisitos técnicos y los procedimientos estandarizados para la evaluación mecánica de resortes helicoidales de compresión fabricados en acero y tratados térmicamente, por lo que se seguirán las directrices metodológicas rigurosas para ejecutar ensayos de compresión axial en laboratorio. Al estandarizar la forma en que se aplica la carga progresiva y se mide la deflexión resultante, la norma permite calcular con precisión la constante elástica del resorte (spring rate), asegurándonos que la caracterización de la rigidez en los elementos de suspensión sea confiable, reproducible y libre de sesgos instrumentales (ASTM International, 2018).

Materiales y Métodos

Equipos, instrumentos y materiales

Vehículo de Pruebas

Los ensayos dinámicos se ejecutaron sobre un vehículo utilitario deportivo (SUV) marca Kia, modelo Sportage Active, año 2013, con motorización 2.0 litros y tracción delantera (FWD), ensamblado en Ecuador. Este modelo cuenta con un sistema de suspensión independiente tipo MacPherson en las cuatro ruedas. Previo a las pruebas dinámicas, el vehículo fue sometido a una evaluación en un banco de pruebas de placas vibratorias en laboratorio, determinando el peso estático soportado por el tren delantero de 897 kg, variable usada para el cálculo de la transferencia de cargas.

La selección de esta unidad para la experimentación se basó en tres criterios técnicos representativos para la categoría M1. En primer lugar, emplea una suspensión delantera tipo MacPherson, la cual es una arquitectura predominante y estándar empleada en la mayoría de los ejemplares del parque automotor liviano; en segundo lugar, su masa (897 kg de carga

estática en el eje frontal) permite evaluar el límite de estrés mecánico del elastómero bajo un escenario de alta exigencia operacional; y por último, debido a las irregularidades topográficas y viales del entorno local, los vehículos tipo SUV conforman el segmento de mercado con mayor demanda de la instalación empírica de estos dispositivos en la posventa del país, otorgándole alta pertinencia práctica al caso de estudio.

Sistema de Telemetría Móvil (Macroscópica)

Para la recolección de datos de aceleración y fuerzas G de la carrocería (masa suspendida), se empleó la aplicación de código abierto Phyphox, ejecutada simultáneamente en cuatro dispositivos móviles ubicados estratégicamente sobre las torres de suspensión:

- Torre delantera derecha: iPhone XR.
- Torre delantera izquierda: Honor X6b Plus.
- Torre trasera derecha: iPhone 16 Pro Max.
- Torre trasera izquierda: Samsung S24 Ultra.

Sistema de adquisición de datos microelectromecánico (Microscópica)

Para registrar las vibraciones directas y el desplazamiento vertical (eje Z) de la masa no suspendida, se desarrolló un sistema de adquisición de datos basado en microcontroladores:

- Placa de desarrollo: Arduino UNO R4, alimentado directamente a través del puerto USB de una computadora portátil empleada como centro de mando móvil.
- Sensores: Módulos inerciales MEMS MPU6050 (Acelerómetro y Giroscopio de 3 ejes), configurados para capturar datos de alta frecuencia.
- Procesamiento y almacenamiento: La transmisión de datos se realizó vía comunicación serial (Puerto COM3) hacia el software MATLAB, donde se ejecutó un código para el monitoreo en vivo, la generación de gráficas en tiempo real y el

almacenamiento de los datos brutos en formato CSV para su posterior análisis estadístico y filtrado digital.

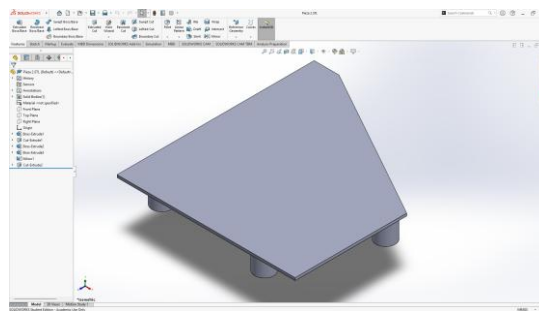
Diseño y Fabricación de Soportes en Impresión 3D

Para garantizar la fidelidad de los datos y evitar vibraciones parásitas generadas por sujeciones inestables, se diseñaron soportes a medida utilizando el software CAD SolidWorks.

- Soportes superiores: Bases adaptadoras para fijar firmemente los dispositivos móviles sobre la geometría irregular de las torres de suspensión.

Figura 3

Bases Adaptadoras para Soporte de Teléfonos

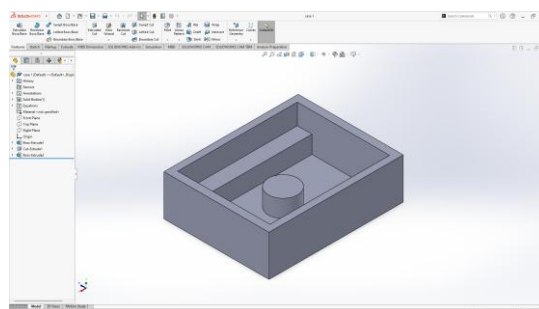


Nota. Fuente Autor

- Soportes inferiores (Carcasas MPU): Estuches protectores de bajo perfil para encapsular los módulos MPU6050.

Figura 4

Carcasa Fijadora y Protector de Acelerómetros



Nota. Fuente Autor

Estos componentes fueron manufacturados mediante impresión 3D en polímero Ácido Poliláctico (PLA), el cual posee un módulo de Young elevado (entre 3.3 – 3.6 GPa), lo que le otorga una alta rigidez estructural frente a las bajas frecuencias de oscilación del sistema de suspensión (de 1 a 15 Hz), y para su instalación en las mesas inferiores del tren delantero y en las torres, se utilizó cinta adhesiva industrial de doble faz como interfaz de acople, reforzada con la aplicación de silicona termo fundida, garantizando una adherencia total al metal y resistencia a las fuerzas de desprendimiento durante los ensayos.

Aunque los materiales empleados para fijar los acelerómetros cuentan con propiedades viscoelásticas, su posible influencia en la atenuación o alteración de las lecturas se controló basándose en la teoría de transmisibilidad de vibraciones, donde las frecuencias características analizadas en este estudio (balanceo de chasis entre 1 y 3 Hz, y rebote de la masa no suspendida entre 10 y 15 Hz) son de muy baja frecuencia. Ante estas excitaciones, el factor de transmisibilidad del montaje es cercano a 1 (transmitiendo el 100% de la aceleración), en donde el acople viscoelástico actuó como un filtro pasa-bajos mecánico, aislando ruidos acústicos parásitos de alta frecuencia sin falsear ni amortiguar la medición de las fuerzas G reales del impacto.

Procedimiento Experimental

Diagnóstico y Acondicionamiento Mecánico Previo

Para garantizar la fiabilidad de los datos telemétricos recolectados del comportamiento dinámico del conjunto resorte-amortiguador, el vehículo fue sometido a un riguroso diagnóstico y reacondicionamiento preventivo previo a la ejecución de las pruebas, el cual incluyó la sustitución de las torres de los amortiguadores delanteros y barras link estabilizadoras en ambos extremos del tren motriz. Adicionalmente, en el sistema de dirección, se reemplazó la rótula axial y el terminal de dirección del lado izquierdo en conjunto con los retenedores de la caja automática. El servicio incluyó alineación de las

cuatro ruedas y se monitoreo la presión de los neumáticos a 30 psi. Estas intervenciones mecánicas aseguraron la eliminación de tolerancias excesivas, fricciones atípicas y holguras parásitas que pudieran introducir ruido o alteraciones en las mediciones de aceleración y vibración. A su vez se utilizó el banco de pruebas de suspensión de la universidad para comprobar el estado de los conjuntos resorte-amortiguador según la normativa NTE INEN 2349:2003, donde se concluyó que el vehículo se encuentra en condiciones ideales, apto para realizar las pruebas.

Es imperativo considerar que la alteración en la rigidez del resorte tiende a realizar alteraciones geométricas de trabajo y, consecuentemente, los ángulos característicos del sistema de dirección (Camber y Convergencia), por lo que, para controlar esta variable de confusión, el vehículo fue sometido a una alineación computarizada de las cuatro ruedas inmediatamente después de cada intervención en el tren de rodaje (al aplicar los protectores de suspensión). La restitución de la geometría a las especificaciones correctas de trabajo garantizó que las diferencias cinemáticas capturadas durante los ensayos dinámicos se atribuyen de a la presencia del elastómero de poliuretano como única variable independiente.

Caracterización Estática: Ensayo de compresión en laboratorio

Para establecer una línea base cuantitativa, se procedió a determinar la rigidez elástica del sistema con y sin la incorporación del protector de suspensión elastómero de poliuretano, el cual se ejecutó en una Máquina Universal de Ensayos Amsler, aplicando carga axial progresiva sobre el resorte helicoidal automotriz. Este procedimiento experimental se desarrolló tomando como referencia metodológica los lineamientos de la normativa internacional ASTM A125 (*Standard Specification for Steel Springs, Helical, Heat-Treated*), que establece los parámetros de ejecución de pruebas de compresión y el cálculo de la constante de rigidez (spring rate). Los datos registrados de fuerza aplicada (N) frente a la deformación resultante (mm) permitieron calcular el coeficiente de rigidez estática de ambas

configuraciones, fundamentando de manera técnica y estandarizada los cambios físicos aportados por el elastómero.

Caracterización Dinámica: Pruebas de campo

Con la instrumentación asegurada en sus respectivos soportes 3D, el protocolo de pruebas de campo se dividió en dos escenarios principales, realizando tres repeticiones por cada configuración (vehículo estándar vs. vehículo con protectores instalados):

- Prueba de estabilidad en asfalto: El vehículo se desplazó a una velocidad constante de 60 km/h sobre una ruta asfaltada, trazando trayectorias con curvas de radio cerrado y medio. El objetivo principal fue registrar la aceleración lateral (eje Y) para evaluar la contención del balanceo de la carrocería y la distribución de fuerzas centrífugas.
- Prueba de absorción en terreno irregular: El vehículo recorrió un tramo no pavimentado con irregularidades topográficas a una velocidad promedio variable de 30 km/h. En esta prueba se analizó la respuesta cinemática en el eje vertical (eje Z), capturando la eficiencia del sistema para disipar la energía de los impactos y la frecuencia de oscilación residual transmitida al chasis.
- Sensores de aceleración: Se emplearán acelerómetros triaxiales compatibles con dispositivos móviles, junto con el software Phyphox para el registro de datos dinámicos de aceleración en los tres ejes (X, Y, Z).

En cuanto a la recolección y tratamiento telemétrico, es pertinente aclarar que, al tratarse de un estudio de caso experimental en dinámica, el tamaño de la muestra analítica no está determinado por la cantidad de vehículos evaluados, sino por la densidad de los datos discretos recolectados, donde al emplear una alta frecuencia de muestreo durante los recorridos, se generaron miles de vectores de aceleración por cada escenario, garantizando una alta robustez en la señal; por lo que para el análisis estadístico de estas vibraciones, se priorizó el cálculo del Valor Cuadrático Medio (RMS) y la evaluación de impactos máximos

(Peak-to-Peak), ya que en dinámica vehicular, el valor RMS constituye una medida estadística que representa la energía promedio de la oscilación, similar a la desviación estándar de una señal centrada en cero, alineándose con los estándares internacionales (como la norma ISO 2631) para la cuantificación objetiva de vibraciones transferidas a los ocupantes.

Resultados y Discusión

En esta sección se presentan los resultados obtenidos de la experimentación estática y dinámica del sistema de suspensión del vehículo M1, comparando la configuración estándar frente a la incorporación de protectores de suspensión de poliuretano. Los datos cinemáticos han sido promediados a partir de tres repeticiones por escenario y se contrastan con la literatura técnica actual sobre dinámica vehicular.

Análisis de Rigidez Estática

Para determinar la variación mecánica fundamental inducida por los protectores de suspensión, se evaluó la rigidez del resorte mediante una Máquina Universal de Ensayos Amsler, donde los resultados demostraron que el sistema en su configuración original (sin elastómero) presenta una rigidez promedio de 65.86 N/mm, y tras la instalación del protector de poliuretano, la rigidez del conjunto se incrementó a 67.16 N/mm, es decir un aumento de 1.3 N/mm o 1.97% en la constante elástica. Este resultado es congruente con Mahmood et al. (2023), quienes establecen que la alteración de la constante elástica en los sistemas de suspensión eleva la rigidez dinámica específica del conjunto, modificando la capacidad de carga y la resistencia a la deformación mecánica.

Tabla 2*Resultados de Ensayo de Compresión Estática*

Orden	Sin elastómero				Con elastómero	
	Carga [kg]	Carga [N]	Deformación [mm]	rigidez [N/mm]	Deformación [mm]	rigidez [N/mm]
1	200.00	1962.00	31.20	62.88	31.20	62.88
2	300.00	2943.00	45.60	64.54	44.90	65.55
3	400.00	3924.00	59.70	65.73	58.70	66.85
4	500.00	4905.00	74.20	66.11	72.30	67.84
5	600.00	5886.00	88.30	66.66	85.90	68.52
6	700.00	6867.00	102.60	66.93	99.60	68.95
7	800.00	7848.00	115.10	68.18	112.90	69.51
Promedio				65.86	Promedio	67.16

Nota. La tabla muestra el aumento de la constante elástica (N/mm) en los ensayos de carga progresiva antes y después de la instalación del elastómero de poliuretano. Fuente. Autor

Aunque el incremento de rigidez estática es apenas del 1.97%, la relevancia práctica del elastómero radica en su comportamiento dinámico no lineal al actuar como un limitador físico de recorrido (bump stop) que, al bloquear la carrera útil de compresión del resorte, obliga a la masa no suspendida a rebotar con mayor violencia contra el terreno para disipar la energía. La telemetría confirma este efecto al registrar un incremento superior al 11% en los impactos inferiores, evidenciando que el ensayo estático solo refleja una fracción de su severo impacto en la dinámica general

Análisis del Comportamiento Dinámico Lateral (Balanceo)

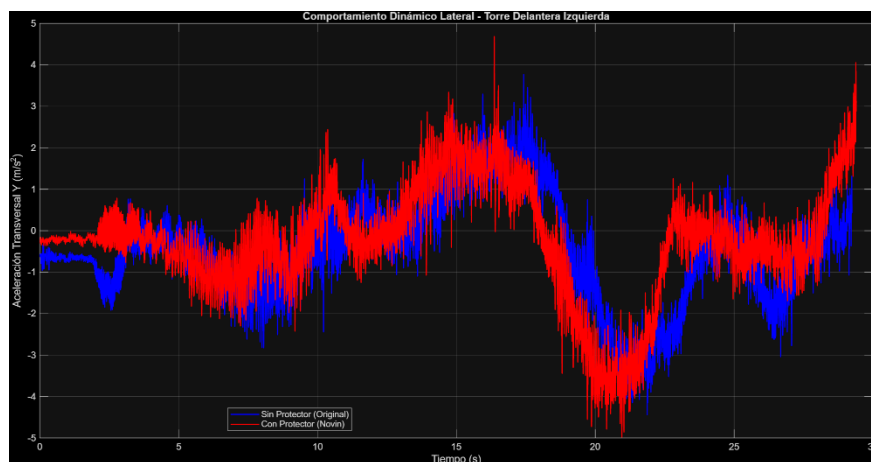
La evaluación de la transferencia de masa transversal (eje Y) se realizó durante la prueba de estabilidad en carretera a 60 km/h constantes, en donde los datos recopilados en la masa suspendida indicaron una reducción consistente en la amplitud Pico a Pico (PtP) promedio, descendiendo 0.62m/s^2 , de 13.32 m/s^2 a 12.70 m/s^2 en la torre izquierda, y 0.94

m/s² de 12.56 m/s² a 11.60 m/s² en el lado derecho. En cuanto al tren trasero, el impacto máximo lateral se redujo 0.85 m/s², de 18.90 m/s² a 18.05 m/s² en el lado izquierdo. Esto demuestra físicamente que el protector restringe la deflexión lateral máxima, limitando el balanceo de la carrocería en curvas.

Simultáneamente, la energía vibratoria promedio (RMS) experimentó un corto incremento de 1.86 a 1.90 m/s² en el lado izquierdo. Este comportamiento se correlaciona con los postulados de Wang et al. (2019), quienes evidencian que un incremento en la constante de rigidez estabiliza la geometría del chasis y limita el recorrido bajo cargas laterales, pero provoca que el sistema retorne a su punto de equilibrio con mayor rapidez, generando oscilaciones más cortas y de frecuencia constante.

Figura 5

Gráfico de Comportamiento Lateral



Nota. Comportamiento oscilatorio lateral (Eje Y) registrado en las torres de suspensión delanteras (torre izquierda) durante la prueba de estabilidad en carretera. Fuente. Autor

Análisis de Absorción de Impactos Verticales

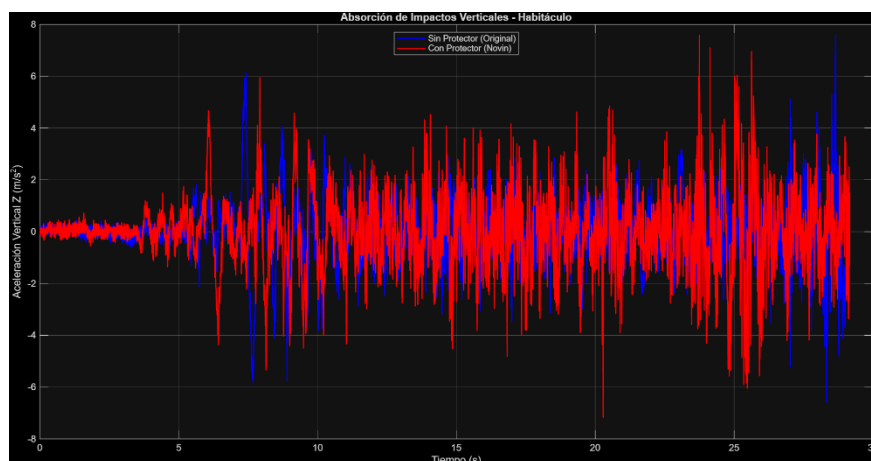
El desempeño de absorción se analizó sometiendo al vehículo a un recorrido sobre terreno irregular a 30 km/h. En la masa suspendida del tren delantero, el impacto vertical máximo en el eje Z se atenuó en la torre izquierda, bajando de 22.88 m/s² a 21.21 m/s² con el

dispositivo instalado. Esta mitigación del pico de aceleración demuestra que el elastómero actúa como un tope de compresión dinámico (*jounce bumper*), evitando que el amortiguador llegue a su límite mecánico en baches profundos.

A diferencia del eje frontal, en el tren trasero se evidenció un incremento en el impacto vertical, pasando de 23.08 m/s^2 a 26.06 m/s^2 , una diferencia de 2.98 m/s^2 , asimismo, la energía de vibración general (RMS) del lado izquierdo frontal aumentó de 1.76 a 1.85 m/s^2 , mientras que en el eje trasero izquierdo el valor RMS subió de 2.34 m/s^2 a 2.67 m/s^2 (un incremento de 0.33 m/s^2). Según Soliman y Kaldas (2021), la limitación física del recorrido y la alteración de la frecuencia natural de la suspensión penalizan inevitablemente el confort de marcha. Al rigidizar el tramo central del resorte, las irregularidades de menor amplitud geométrica no son absorbidas con la misma docilidad, transfiriendo una mayor cantidad de vibración de alta frecuencia hacia el habitáculo; este fenómeno resulta más pronunciado en el eje trasero debido a su menor carga de peso estático.

Figura 6

Gráfico de Transmisión de Aceleración Vertical



Nota. Transmisión de aceleración vertical (Eje Z) hacia el habitáculo en terreno irregular, donde se evidencia la atenuación de los impactos verticales máximos absolutos en el tren delantero con la incorporación del protector de poliuretano, frente a un aumento del RMS transferido a la cabina. Fuente. Autor

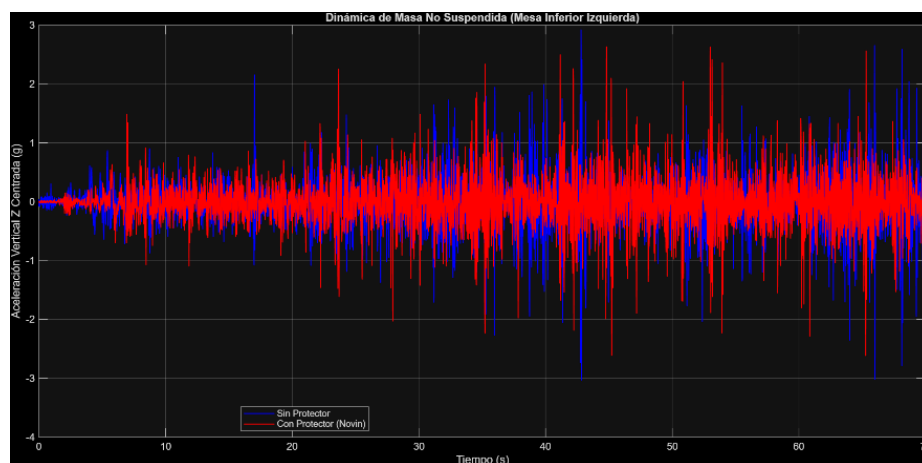
Comportamiento Cinemático de la Masa No Suspendida

Los acelerómetros instalados en los brazos de control inferiores confirmaron el cambio de comportamiento inferido en el confort de marcha, ya que al evaluar la dinámica inferior (eje Z) en la masa no suspendida durante la prueba de terreno irregular a 30 km/h, se observó en el tren delantero izquierdo que el pico máximo de aceleración vertical se elevó de 3.17 g a 3.53 g, a su vez, la vibración constante (RMS) subió de 0.458 g a 0.484 g con los protectores instalados. Por su parte, el tren delantero derecho mantuvo una relativa estabilidad, variando su impacto máximo de 3.07 g a 3.09 g.

Al limitar la carrera libre de compresión en el tramo central del resorte, la energía cinética del terreno no se disipa completamente hacia arriba, obligando a los componentes inferiores (neumático y mesa de suspensión) a rebotar con mayor intensidad (alcanzando los 3.53 g de impacto) contra el suelo, exigiendo un mayor esfuerzo mecánico a los bujes del brazo de control.

Figura 7

Respuesta Dinámica de la Masa no Suspendida Frente a Excitaciones del Terreno



Nota. El incremento en los valores RMS y Pico a Pico indica una mayor frecuencia e intensidad de rebote del tren de rodaje con los protectores instalados. *Fuente.* Autor

Correlación Visual de la Cinemática de Suspensión

Para relacionar los datos numéricos obtenidos por la telemetría, se analizaron los registros visuales capturados por las cámaras de acción (GoPro) guardafangos del lado izquierdo del vehículo; esta fotogrametría cualitativa de las pruebas dinámicas corroboró los hallazgos de los acelerómetros, lo que demuestra que en la configuración estándar, el vástago del amortiguador aprovecha casi la totalidad de su carrera útil ante los impactos, mientras que, con la adición de los elastómeros, se observa una restricción visual evidente en el grado de compresión del resorte, forzando a la carrocería a acompañar el movimiento de la rueda de forma más rígida.

Figura 8

Visualización Cualitativa del Sistema de Suspensión en Fase de Compresión



Nota. Derecha: recorrido de compresión libre; Izquierda: limitación física proporcionada por el protector de elastómero. *Fuente.* Autor

Conclusiones

La presente investigación permitió evaluar de forma técnica y cuantitativa el comportamiento dinámico del sistema de suspensión en un vehículo de categoría M1 tras la incorporación de protectores de suspensión elastómeros de poliuretano. El estado actual del estudio demuestra que, si bien estos aditamentos modifican sustancialmente la respuesta

cinemática del vehículo, su impacto no es unidireccional, estos nos ofrecen ventajas en el control de estabilidad y prevención de topes mecánicos, pero penalizan significativamente el confort de marcha y aumentan el estrés vibratorio en el tren de rodaje inferior.

En cuanto a la validez externa de la investigación, es necesario delimitar el alcance de los resultados obtenidos. Se establece que, si bien las magnitudes cuantitativas precisas (como el incremento de rigidez del 1.97% o la elevación de los impactos en la masa no suspendida a 3.53 g) son específicas para la relación masa-geometría del vehículo SUV evaluado, el fenómeno físico cualitativo documentado obedece a los principios universales de la dinámica de vibraciones, por consiguiente, la mitigación del balanceo transversal a expensas de una penalización directa en el confort de marcha (aumento del valor RMS y de los rebotes inferiores) es un comportamiento físico extrapolable a otros vehículos de la categoría M1 con arquitecturas de suspensión similares, aunque variando en sus proporciones matemáticas.

En relación con el cumplimiento de los objetivos específicos trazados en esta investigación, se concluye lo siguiente.

Fundamentación de variables y rigidez: Se investigaron y definieron con éxito las variables cinemáticas fundamentales del sistema, donde mediante el ensayo estático de compresión en laboratorio, se estableció una base teórica y empírica comprobando que la instalación del elastómero incrementa la rigidez del resorte helicoidal en un 1.97% (de 65.86 N/mm a 67.16 N/mm). Esto altera ínfimamente la capacidad de deformación del vehículo bajo carga.

Validación instrumental y recolección de datos: Se validó el funcionamiento del sistema en condiciones de campo mediante la implementación de un protocolo de telemetría dual, mezclando el uso de dispositivos móviles para analizar los pesos suspendidos y acelerómetros MPU6050 con microcontroladores Arduino analizando el peso no suspendido,

lo que permitió capturar con precisión las aceleraciones en los ejes X, Y, y Z, en las pruebas de estabilidad en carretera y de absorción en terreno irregular demostraron ser escenarios idóneos para estimular la suspensión para obtener registros viables de análisis.

Comparación y determinación del impacto funcional: El análisis estadístico comparativo de los datos telemétricos permitió determinar con exactitud el impacto funcional de los protectores, donde:

- En estabilidad lateral, estos aditamentos mejoran levemente el control del balanceo reduciendo la fuerza lateral máxima absoluta experimentada por la cabina en curvas (descendiendo de 6.97 m/s^2 a 6.77 m/s^2 en el eje delantero izquierdo).
- En absorción y confort, estos aditamentos funcionan como topes de compresión dinámicos en baches (reduciendo el impacto vertical máximo de 22.88 m/s^2 a 21.21 m/s^2 en el tren delantero). Sin embargo, al rigidizar el sistema, incrementan la transferencia de vibraciones constantes (RMS) hacia el habitáculo, afectando el confort de los ocupantes, especialmente en el eje trasero.
- En la masa no suspendida, se comprobó que la energía cinética no disipada por el resorte es rechazada hacia los componentes inferiores, obligando al neumático y a la mesa de suspensión a rebotar con mayor violencia contra el suelo (elevando los impactos de 3.17 g a 3.53 g).

Cabe recalcar que la naturaleza de este estudio es empírica y experimental, constituyendo un análisis cinemático transversal, por lo que al basarse en registros telemétricos capturados *in situ* bajo condiciones físicas reales (impactos en terreno irregular y fuerzas centrífugas en carretera), se prioriza la validez probatoria de los datos físicos por sobre la modelación matemática en simulación, asimismo, el enfoque del presente estudio se delimita a la evaluación a la respuesta dinámica inmediata del vehículo; por lo que un análisis

de la degradación viscoelástica del poliuretano o la fatiga de materiales a largo plazo quedan fuera del alcance actual.

Líneas de investigación y trabajos futuros

A partir de los hallazgos de este proyecto, se plantean las siguientes recomendaciones para futuras investigaciones en la rama de la ingeniería automotriz:

- **Análisis de fatiga en componentes:** Dado que se demostró un incremento sustancial en la fuerza de rebote de la masa no suspendida (hasta 3.53 g), resultaría fundamental desarrollar un estudio a largo plazo sobre el desgaste prematuro que este estrés adicional genera en los bujes de las mesas de control, rótulas y terminales de dirección.
- **Influencia longitudinal (Eje X) y distancia de frenado:** Se sugiere utilizar la telemetría recopilada en el eje X para investigar si el aumento de rigidez y el rebote de los neumáticos comprometen la adherencia longitudinal, evaluando si los protectores influyen en la distancia de frenado de los vehículos M1.
- **Simulación de densidades en elastómeros:** Replicar las pruebas dinámicas variando el coeficiente de dureza y el diseño geométrico de los protectores de poliuretano, buscando un punto de equilibrio óptimo que limite el balanceo en curvas sin penalizar de forma tan agresiva el confort de marcha en el habitáculo.

Referencias

- Abdelkareem, M. A. A., Xu, L., Ali, M. K. A., Elagouz, A., Mi, J., Hassan, M. A., & Yang, C. (2018). Vibration energy harvesting in automotive suspension system: A detailed review. *Applied Energy*, 229, 672-699.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.08.030>
- ASTM International. (2018). Standard specification for steel springs, helical, heat-treated (Norma No. ASTM A125-96(2018)). <https://doi.org/10.1520/A0125-96R18>
- Expreso. (2023a, 15 de marzo). Autos: Reconozca los daños en la suspensión y cómo evitarlos. <https://www.expreso.ec/ciencia-y-tecnologia/autos-reconozca-danos-suspension-evitarlos-235538.html>
- Expreso. (2023b, 20 de febrero). En ruta: Suspensión, tema de alto riesgo. <https://www.expreso.ec/ciencia-y-tecnologia/ruta-suspension-tema-alto-riesgo-162127.html>
- García, P., Fernández, L., & Rodríguez, M. (2023). Application of MEMS accelerometers in dynamic vibration monitoring of a vehicle. *Micromachines*, 14(5), 923.
<https://doi.org/10.3390/mi14050923>
- Hajidavalloo, M. R., Cosner, J., Li, Z., Tai, W.-C., & Song, Z. (2021). Simultaneous suspension control and energy harvesting through novel design and control of a new nonlinear energy harvesting shock absorber. *arXiv*. <https://arxiv.org/abs/2106.10540>
- Instituto Ecuatoriano de Normalización. (2003). Revisión técnica vehicular. Procedimientos (NTE INEN 2349:2003). INEN.

- Kumar, A., Singh, R., & Sharma, V. (2024). Structural and material response of suspension components under applied loads. *Journal of Vehicle Dynamics*, 12(3), 45-58.
<https://doi.org/10.1080/20451234.2024.1122334>
- Mahmood, S., Ali, Z., & Khan, M. (2023). Vehicle suspension system components and stiffness analysis. *International Journal of Automotive Engineering*, 15(2), 112-125.
<https://doi.org/10.4271/2023-01-0125>
- Maza Peña, D. S. (2025). Análisis comparativo de la frecuencia de oscilación, amplitud de vibración y coeficiente de amortiguamiento entre el sistema de suspensión trasera original y una suspensión trasera tipo push rod categoría M1 utilizando Matlab [Tesis de grado, Universidad Politécnica Salesiana]. Repositorio UPS.
<https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/29666>
- Morales León, J. G., & Panchi Larraga, D. S. (2021). Análisis mecánico y térmico del funcionamiento del sistema de suspensión de un vehículo liviano tipo M1 [Tesis de grado, Universidad Internacional del Ecuador]. Repositorio UIDE.
<https://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/4949>
- Naylamp Mechatronics. (2016). Acelerómetro MPU6050 [Imagen].
<https://naylampmechatronics.com/>
- Novinnvento. (2021). Ficha Técnica Novin 2021.
<https://www.novinnvento.com/downloads/Ficha%20Tecnica%20Novin%202021%20M.pdf>
- Schickhofer, L. (2022). A universal nonlinear model for the dynamic behaviour of shock absorbers. arXiv. <https://arxiv.org/abs/2208.06343>

Soliman, A. M. A., & Kaldas, M. M. S. (2021). Semi-active suspension systems from research to mass-market: A review. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 40(2), 1005-1023. <https://doi.org/10.1177/1461348419876392>

Tapia Analuisa, B. A. (2025). Análisis de estabilidad de un sistema de suspensión hidráulica en un Vehículo M1 [Tesis de grado, Universidad Internacional del Ecuador]. Repositorio UIDE. <https://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/7965>

Wang, Y., Li, H., Sheng, M., & Yang, J. (2019). A review of active and semi-active suspension control strategies for vehicle ride comfort. *IEEE Access*, 7, 131804-131823. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2940685>

ANEXOS

Anexo 1

Informe de Laboratorio – Pruebas de Compresión

	ENSAYO DE COMPRESIÓN DE RESORTE AUTOMOTRIZ	Laboratorio de Mecánica de Materiales	
		N.º Informe	DCEM-LMM-2026-0101
		Página:	1 de 2

Laboratorio de Mecánica de Materiales

INFORME N.º DCEM-LMM-2026-0101
Cliente Ian Tapia
Fecha del ensayo 18 de mayo de 2026
Equipo utilizado Máquina Universal de Ensayos Amsler
Ubicación Laboratorio de Mecánica de Materiales

A. ANTECEDENTES

En atención al requerimiento realizado por el señor Ian Tapia, y conforme la cotización de prestación de servicios de laboratorio COT. No. 186a-2026 correspondiente al ensayo de rigidez por compresión de resorte, se efectuó el presente ensayo experimental para la determinación de la rigidez del sistema en condición "sin elastómero" y "con elastómero".

B. DESARROLLO

El ensayo fue realizado en el Laboratorio de Mecánica de Materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, utilizando la máquina universal de ensayos Amsler, calibrada durante el año 2025.

El procedimiento experimental consistió en la aplicación progresiva de carga axial de compresión sobre el conjunto ensayado, registrando la deformación correspondiente para cada incremento de carga aplicado.

La rigidez experimental fue determinada mediante la relación entre la carga aplicada y la deformación registrada ver Tabla 1. Los resultados obtenidos se presentan a continuación:

Orden	Carga [N]	Sin elastómero		Con elastómero	
		Deformación [mm]	Rigidez [N/mm]	Deformación [mm]	Rigidez [N/mm]
1	1962.00	31.20	62.88	31.20	62.88
2	2943.00	45.60	64.54	44.90	65.55
3	3924.00	59.70	65.73	58.70	66.85
4	4905.00	74.20	66.11	72.30	67.84
5	5886.00	88.30	66.66	85.90	68.52
6	6867.00	102.60	66.93	99.60	68.95
7	7848.00	115.10	68.18	112.90	69.51
		Promedio	65.86	Promedio	67.16

C. OBSERVACIONES Y CONSIDERACIONES TÉCNICAS

- Los resultados reportados en el presente informe corresponden exclusivamente al resorte ensayado y a las condiciones experimentales descritas en este documento.
- El Laboratorio de Mecánica de Materiales no se responsabiliza por interpretaciones, aplicaciones o decisiones técnicas derivadas del uso de los resultados aquí presentados.
- La información contenida en el presente informe tiene carácter técnico y confidencial; su reproducción parcial requiere autorización expresa del Laboratorio de Mecánica de Materiales.

Código de documento: UPDI-INF-2025-VS-067
Código de proceso: GASE-GPDI-3

Rev. UPDI: 2025-agos-012

	ENSAYO DE COMPRESIÓN DE RESORTE AUTOMOTRIZ	Laboratorio de Mecánica de Materiales	
		N.º Informe	DCEM-LMM-2026-0101
		Página:	2 de 2

- El resorte y componentes ensayados fueron suministrados por el solicitante.
- El presente informe constituye un registro técnico de los resultados obtenidos durante el ensayo realizado.

NOTA:

La máquina universal de ensayos utilizada para el presente ensayo dispone de calibración vigente al momento de la ejecución del ensayo.

Sangolquí, a 18 de mayo de 2026



Verificar documento en línea:
Código de verificación (QR):
LENIN RÓMULO ABATTA JÁCOME

Lenin Rómulo Abatta Jácome, PhD.
Jefe del Laboratorio de Mecánica de Materiales
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica
Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE
Correo: lrabatta@espe.edu.ec | www.espe.edu.ec

Anexo 2

Esquema de Conexión Electrónica (Telemetría de Masa No Suspendida). Descripción del Hardware.

Tabla de Ruteo de Pines (Pinout)

Placa Base (Arduino UNO R4 WiFi)	Sensor 1: MPU6050 (Izquierdo) - Dir: 0x68	Sensor 2: MPU6050 (Derecho) - Dir: 0x69	Función de la Señal
5V	VCC	VCC	Alimentación principal
GND	GND	GND	Tierra común
SDA (Pin A4 / Pin SDA)	SDA	SDA	Línea de datos (I2C)
SCL (Pin A5 / Pin SCL)	SCL	SCL	Línea de reloj (I2C)
GND	AD0	-	Define la dirección I2C como 0x68
3.3V (o 5V)	-	AD0	Define la dirección I2C como 0x69

Nota. El sistema de adquisición de datos se basa en una placa microcontroladora Arduino UNO R4 WiFi, la cual actúa como maestro en el bus de comunicación I2C. Se emplearon dos módulos inerciales MPU6050 esclavos para monitorear simultáneamente la mesa inferior izquierda y derecha. Para evitar conflictos de dirección I2C en el mismo bus, se modificó el estado lógico del pin AD0 en uno de los sensores.

Anexo 3

Código C++ instalado en Arduino mediante Arduino IDE

```
#include <Wire.h>
#include "I2Cdev.h"
#include "MPU6050.h"

// OBJETOS MPU6050
MPU6050 mpuLeft(0x68);
MPU6050 mpuRight(0x69);

// VARIABLES
int16_t axL, ayL, azL;
int16_t axR, ayR, azR;
unsigned long tiempoInicial;

// SETUP
void setup() {
  Wire.begin();
  Wire.setClock(25000);
  Serial.begin(115200);
  delay(2000);
  // Inicializar sensores
  mpuLeft.initialize();
  mpuRight.initialize();
  // CONFIGURAR ±8g
  mpuLeft.setFullScaleAccelRange(MPU6050_ACCEL_FS_8);
  mpuRight.setFullScaleAccelRange(MPU6050_ACCEL_FS_8);
  // Verificar conexión
  Serial.print("MPU Left: ");
  Serial.println(mpuLeft.testConnection());
  Serial.print("MPU Right: ");
  Serial.println(mpuRight.testConnection());
  delay(1000);
  tiempoInicial = millis();
  // Encabezado CSV
  Serial.println("Tiempo_s,Az_Left_g,Az_Right_g");
  // LOOP
  void loop() {
    // Leer aceleración
    mpuLeft.getAcceleration(&axL, &ayL, &azL);
    mpuRight.getAcceleration(&axR, &ayR, &azR);
    // Tiempo
    float tiempo = (millis() - tiempoInicial) / 1000.0;
    // ±8g = 4096 LSB/g
    float azLeft_g = azL / 4096.0;
    float azRight_g = azR / 4096.0;
    // Enviar CSV
    Serial.print(tiempo, 3);
    Serial.print(",");
    Serial.print(azLeft_g, 4);
    Serial.print(",");
    Serial.println(azRight_g, 4);
    // ~100 Hz
    delay(10);
  }
}
```

Anexo 4

Código C++ utilizado en Matlab para analisis en tiempo real y procesamiento de datos de acelerómetros MPU6050.

```
clc;
clear;
close all;

% =====
% CONFIGURACION SERIAL
% =====
puerto = "COM3";
baudrate = 115200;

s = serialport(puerto, baudrate);
flush(s);

% =====
% DURACION PRUEBA
% =====
duracion = 90;

% =====
% VARIABLES
% Estimamos ~75 Hz * 90s = 6750 muestras. Asignamos 10000 por seguridad.
% =====
muestras_estimadas = 10000;
tiempo = zeros(1, muestras_estimadas);
azL = zeros(1, muestras_estimadas);
azR = zeros(1, muestras_estimadas);
idx = 1; % Contador de índice

% =====
% FIGURA EN VIVO OPTIMIZADA
% =====
figure('Name', 'Monitoreo en Vivo MPU6050');
% Configuramos el entorno gráfico una sola vez fuera del bucle
lineL = animatedline('Color', 'b', 'DisplayName', 'Izquierda', 'LineWidth', 1.5);
lineR = animatedline('Color', 'r', 'DisplayName', 'Derecha', 'LineWidth', 1.5);
xlabel('Tiempo (s)');
ylabel('Aceleracion Z (g)');
title('Monitoreo en Vivo MPU6050');
legend('show');
grid on;

disp("Iniciando adquisicion...");
tic;

% =====
% ADQUISICION
% =====
while toc < duracion
    try
        linea = readline(s);
        datos = split(strtrim(linea), ",");

        if length(datos) == 3
            t = str2double(datos(1));
            left = str2double(datos(2));
```

```

right = str2double(datos(3));

if ~isnan(t) && ~isnan(left) && ~isnan(right)

    % Guardar datos usando el índice (mucho más rápido)
    tiempo(idx) = t;
    azL(idx) = left;
    azR(idx) = right;

    % Añadir puntos a la línea animada
    addpoints(lineL, t, left);
    addpoints(lineR, t, right);

    % Actualizar la figura gráfica solo cada 20 iteraciones
    if mod(idx, 20) == 0
        drawnow limitrate;
    end

    idx = idx + 1;
    if idx > muestras_estimadas
        break;
    end
end
end
catch
end
end
disp("Adquisicion finalizada");

% =====
% CERRAR SERIAL
% =====
clear s;

% =====
% POST-PROCESAMIENTO
% =====
% Recortar los arrays al número exacto de muestras reales capturadas
muestras_reales = idx - 1;
tiempo = tiempo(1:muestras_reales);
azL = azL(1:muestras_reales);
azR = azR(1:muestras_reales);

% Corregir tiempo para que inicie exactamente en 0
tiempo = tiempo - tiempo(1);

% Eliminar offset dinámico
azL_corr = azL - mean(azL);
azR_corr = azR - mean(azR);

% Calculo RMS
RMS_Left = rms(azL_corr);
RMS_Right = rms(azR_corr);

disp("");
disp("===== RESULTADOS RMS =====");
fprintf('RMS Izquierda: %.4f g\n', RMS_Left);
fprintf('RMS Derecha: %.4f g\n', RMS_Right);

% =====

```

```

% EXPORTAR DATOS
% =====
T = table(tiempo', azL', azR', azL_corr', azR_corr', ...
    'VariableNames', {'Tiempo_s', 'Az_Left_g', 'Az_Right_g', 'Az_Left_Centered_g', 'Az_Right_Centered_g'});

writetable(T, 'datos_suspension_final_Prueba_SN_00.csv');
disp("CSV guardado correctamente");

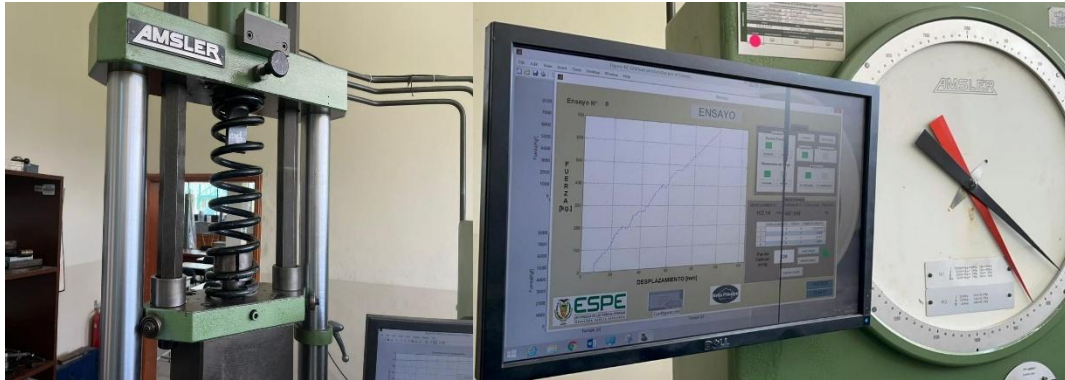
% =====
% GRAFICAS FINALES ESTATICAS
% =====
figure;
plot(tiempo, azL, 'b'); hold on;
plot(tiempo, azR, 'r');
xlabel('Tiempo (s)'); ylabel('Aceleracion (g)');
title('Aceleracion Vertical (Original)');
legend('Izquierda', 'Derecha'); grid on;

figure;
plot(tiempo, azL_corr, 'b'); hold on;
plot(tiempo, azR_corr, 'r');
xlabel('Tiempo (s)'); ylabel('Aceleracion dinamica (g)');
title('Vibracion Dinamica (Corregida)');
legend('Izquierda', 'Derecha'); grid on;

```

Anexo 5

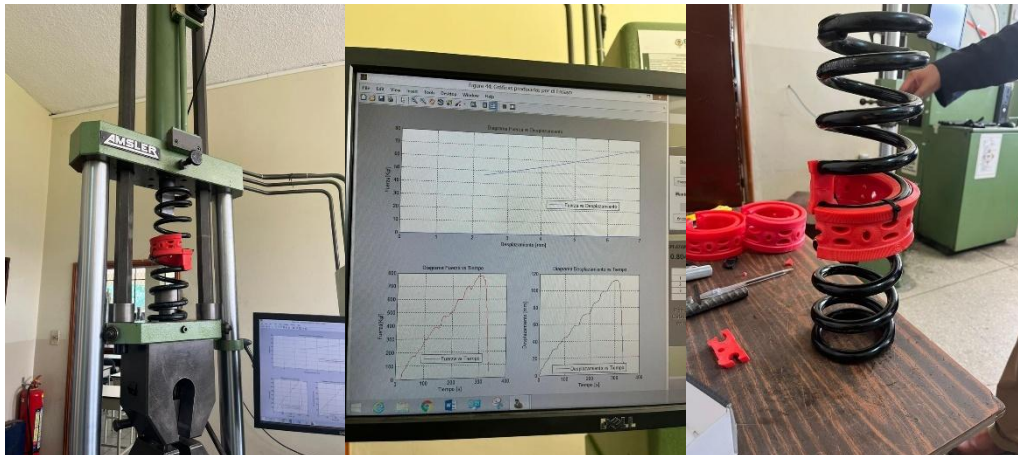
Prueba de compresión de resorte en laboratorio de materiales – ESPE



Fuente. Autor

Anexo 6

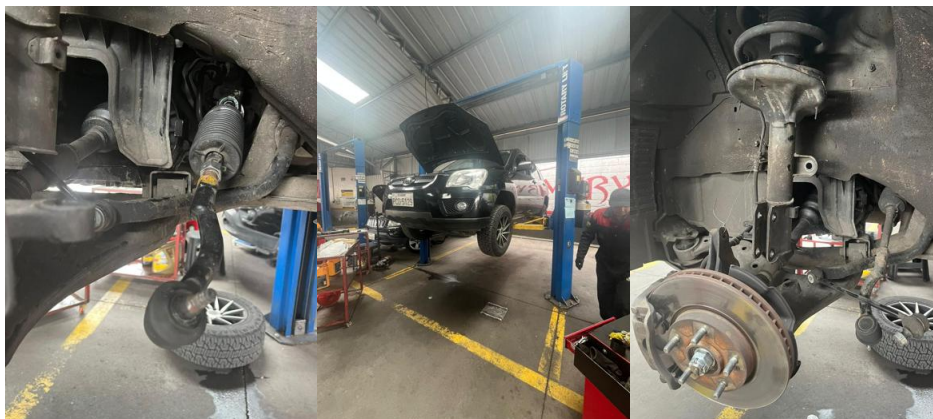
Prueba de compresión de resorte con elastómero en laboratorio – ESPE



Fuente. Autor

Anexo 7

Reparación de componentes de suspensión delantera.



Fuente. Autor

Anexo 8

Repuestos usados en el vehículo.



Fuente. Autor

Anexo 9

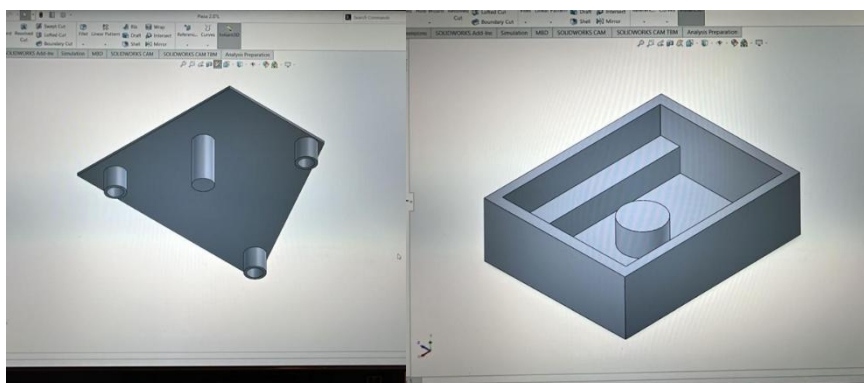
Medidas para fabricación de bases de teléfonos suspensión delantera.



Fuente. Autor

Anexo 10

Diseño CAD de bases acelerómetros y teléfonos.



Fuente. Autor

Anexo 11

Fabricación de acelerómetros con protector y cableado.



Fuente. Autor

Anexo 12

Acelerómetros MPU-6050 y conexiones.



Fuente. Autor

Anexo 13

Instalación de acelerómetros en mesas inferiores derecha e izquierda.



Fuente. Autor

Anexo 14

Instalación de Protectores de suspensión.



Fuente. Autor

Anexo 15

Medición de altura con y sin protector de suspensión.



Fuente. Autor

Anexo 16

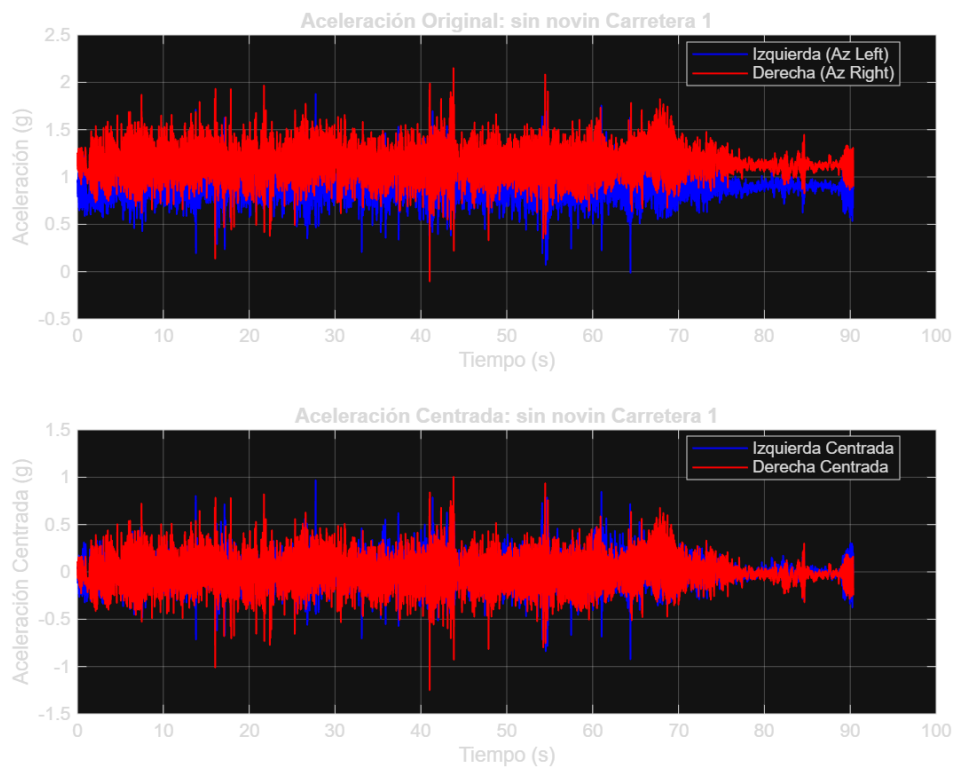
Suspensión delantera y trasera con protector de elastómero.



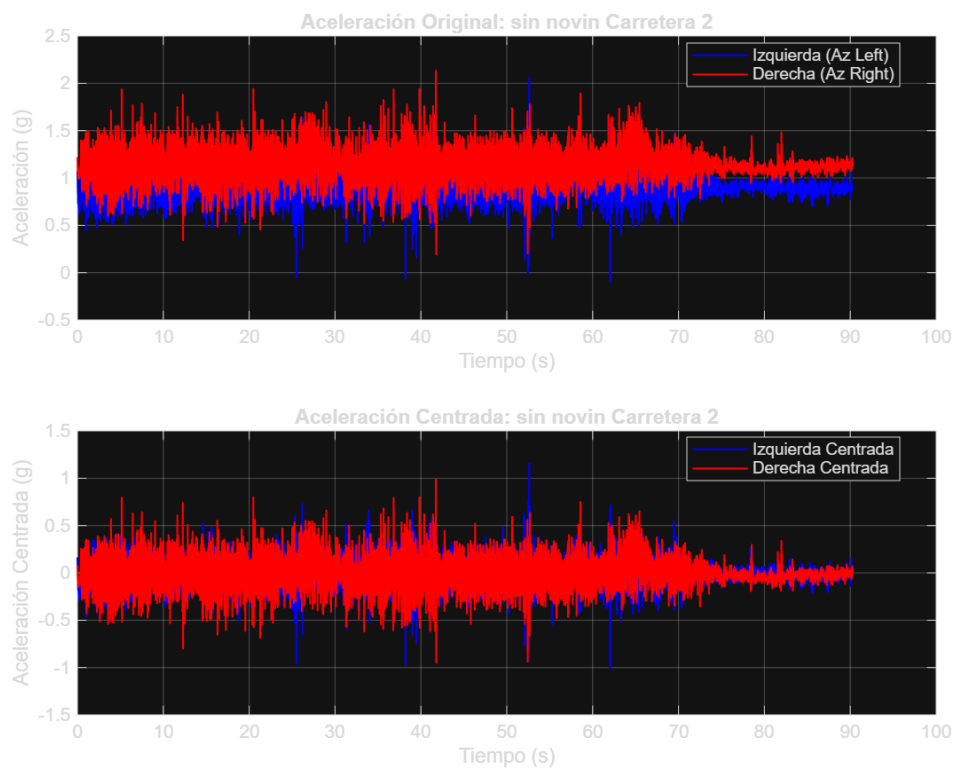
Fuente. Autor

Anexo 17

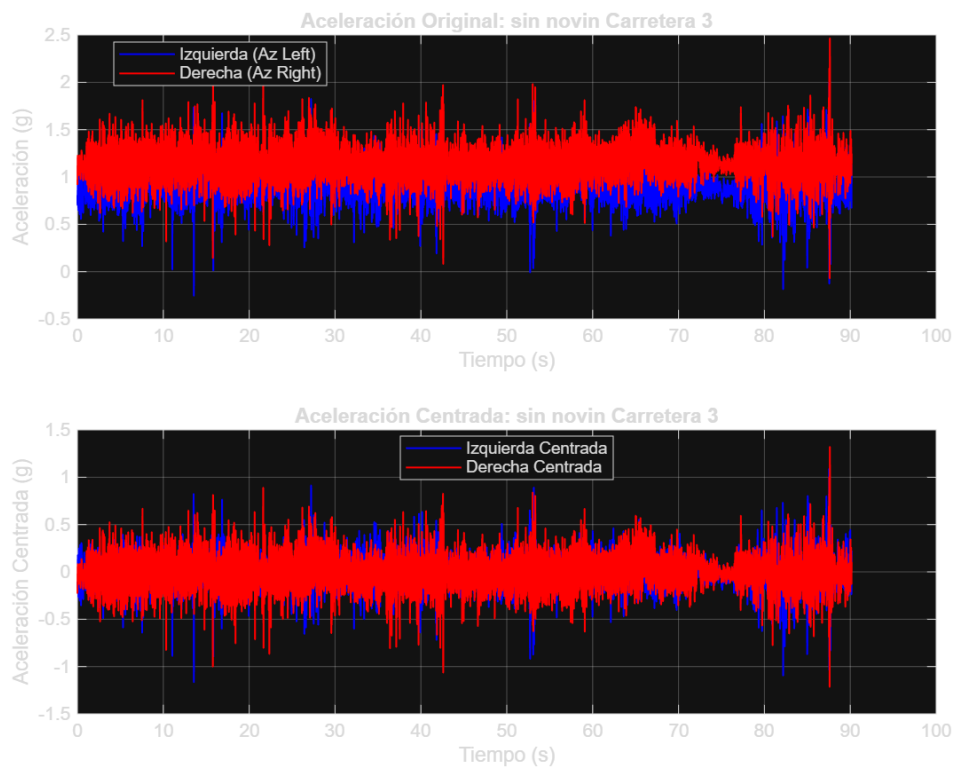
Graficas resultantes de pruebas dinámicas con acelerómetros sin protector de suspensión – carretera.



Fuente. Autor



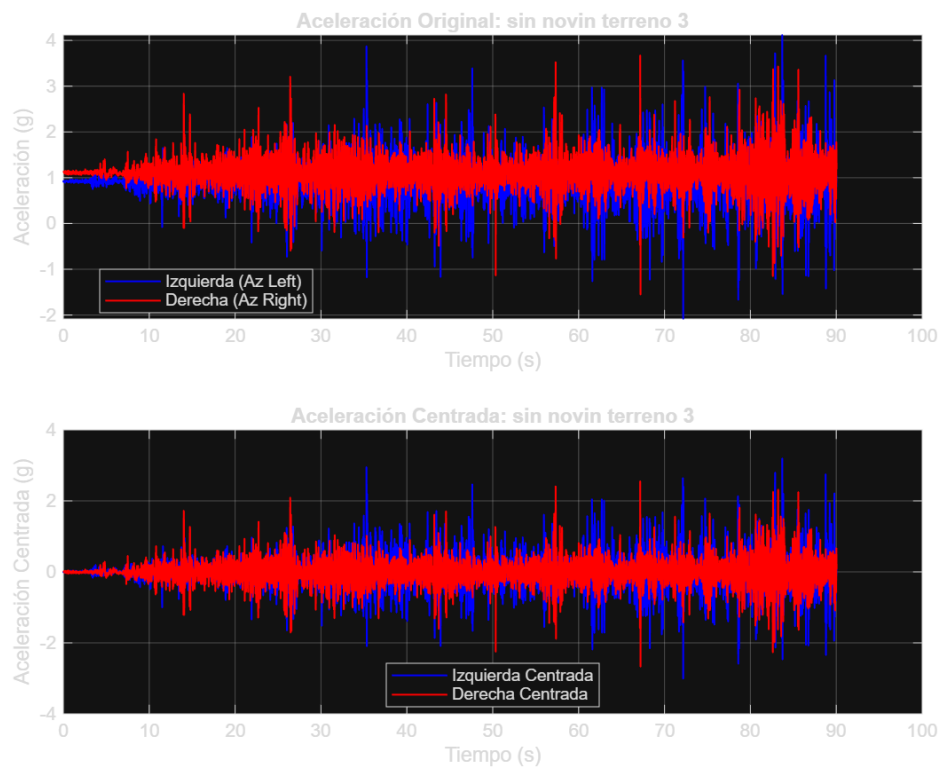
Fuente. Autor



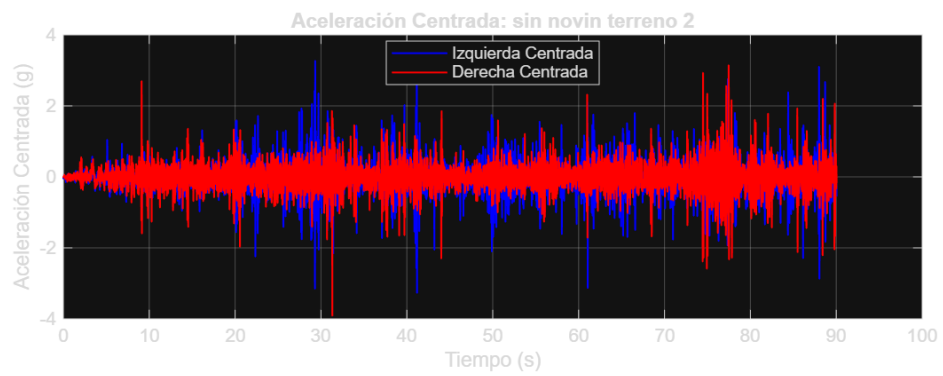
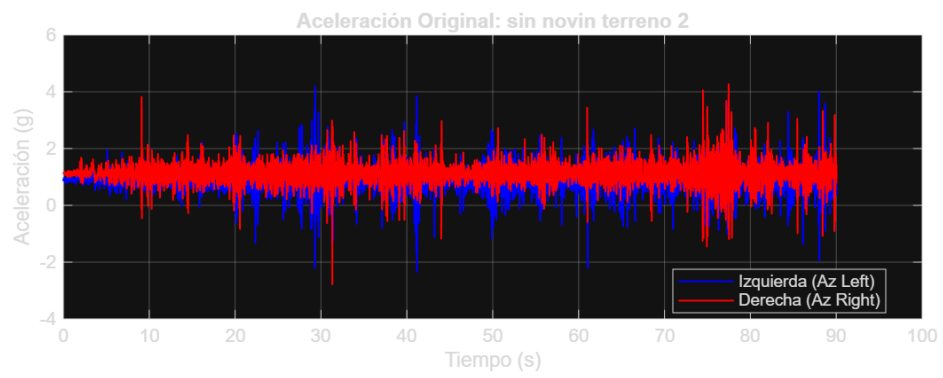
Fuente. Autor

Anexo 18

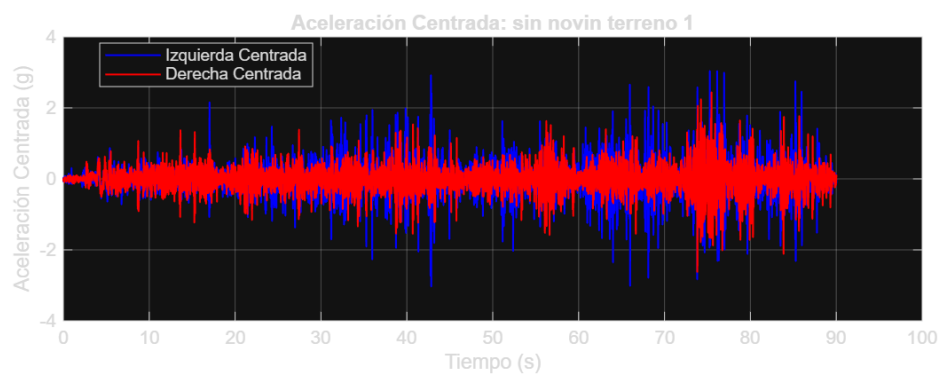
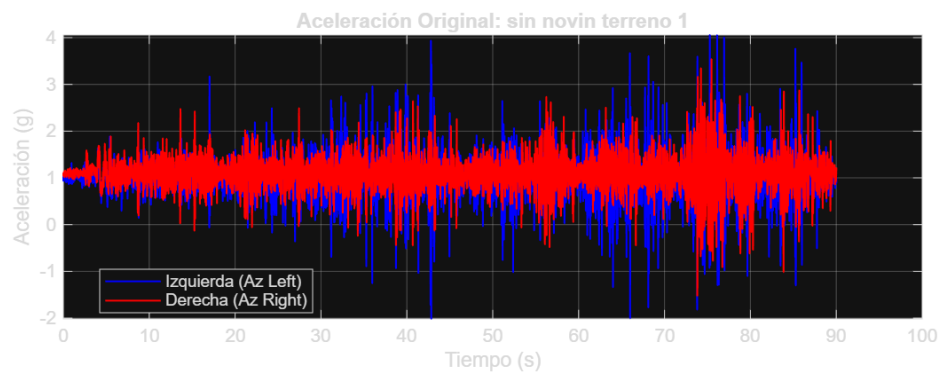
Graficas resultantes de pruebas dinámicas con acelerómetros sin protector de suspensión – terreno irregular.



Fuente. Autor



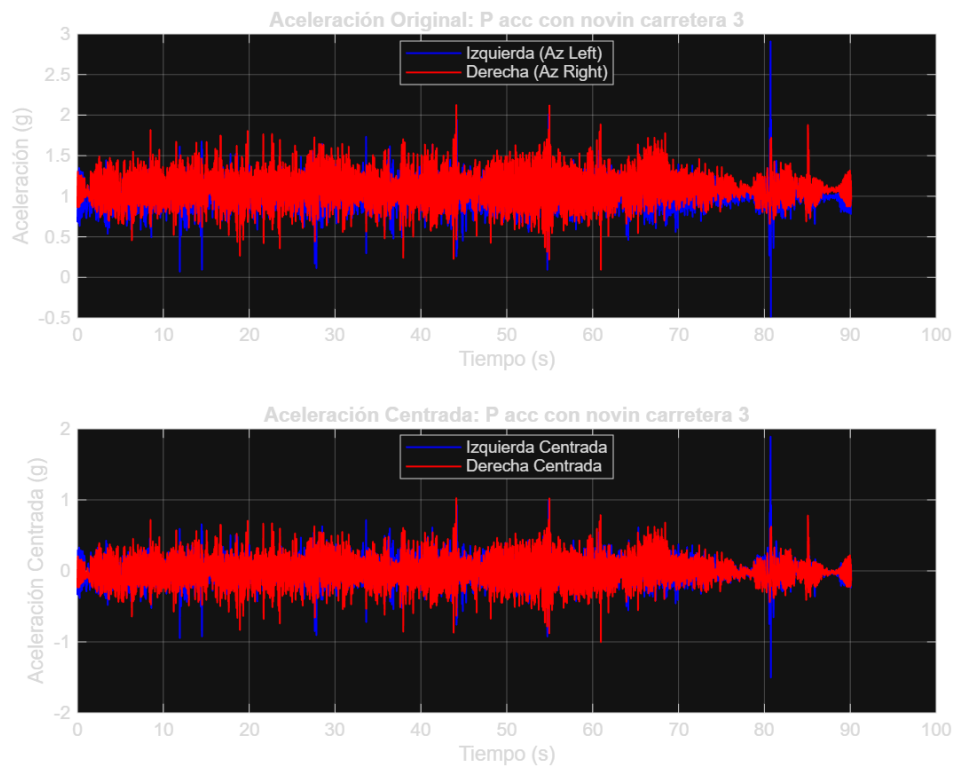
Fuente. Autor



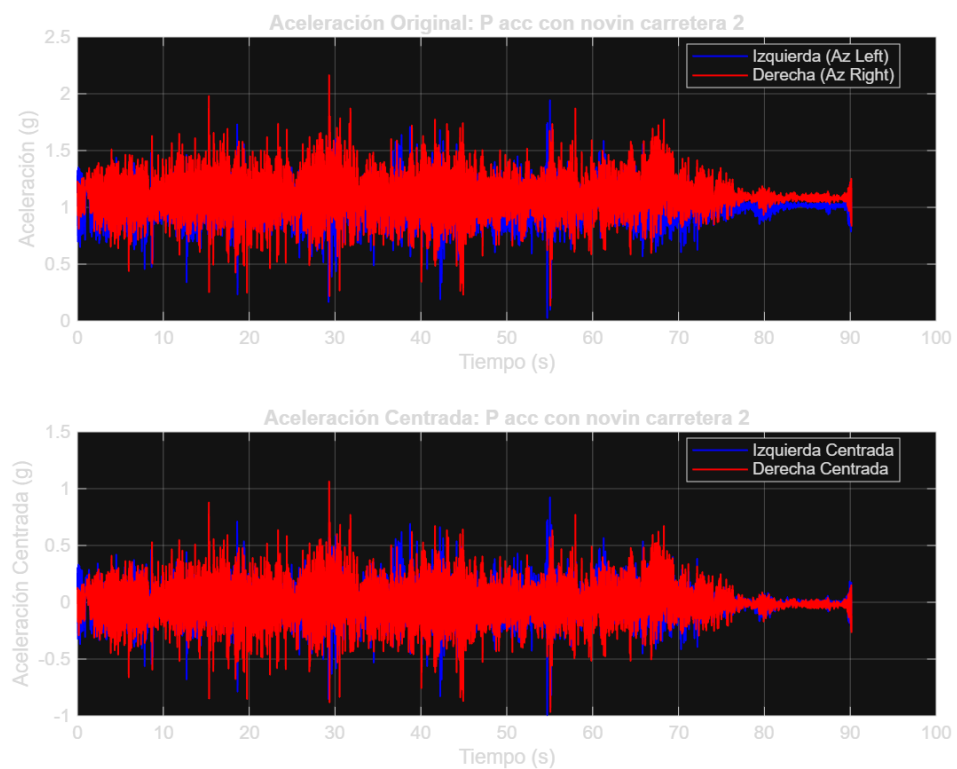
Fuente. Autor

Anexo 19

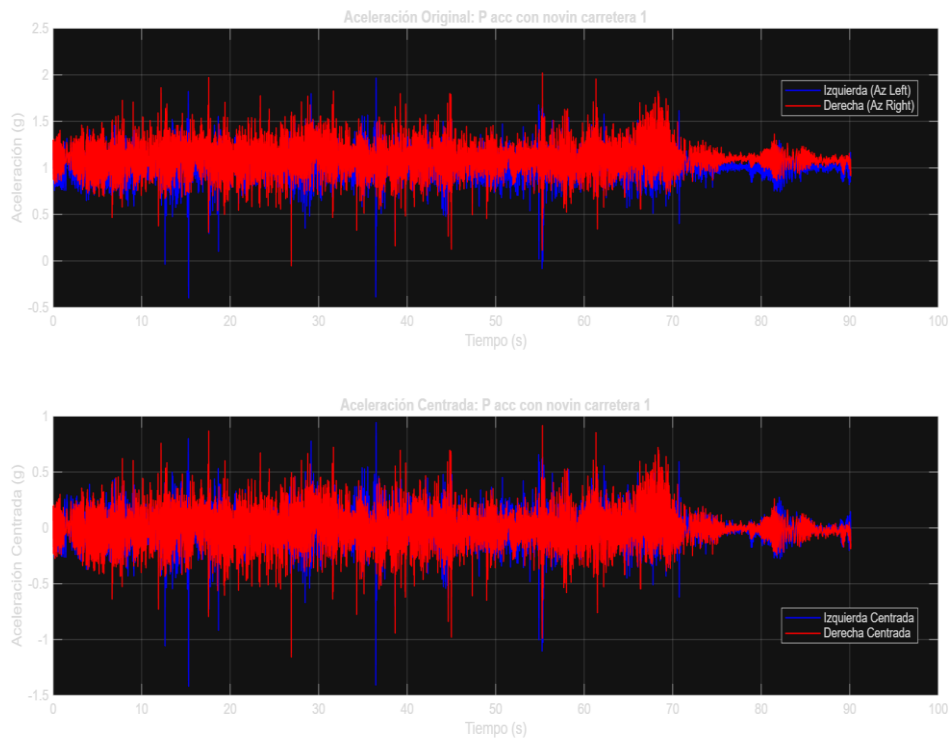
Graficas resultantes de pruebas dinámicas con acelerómetros con protector de suspensión – carretera.



Fuente. Autor



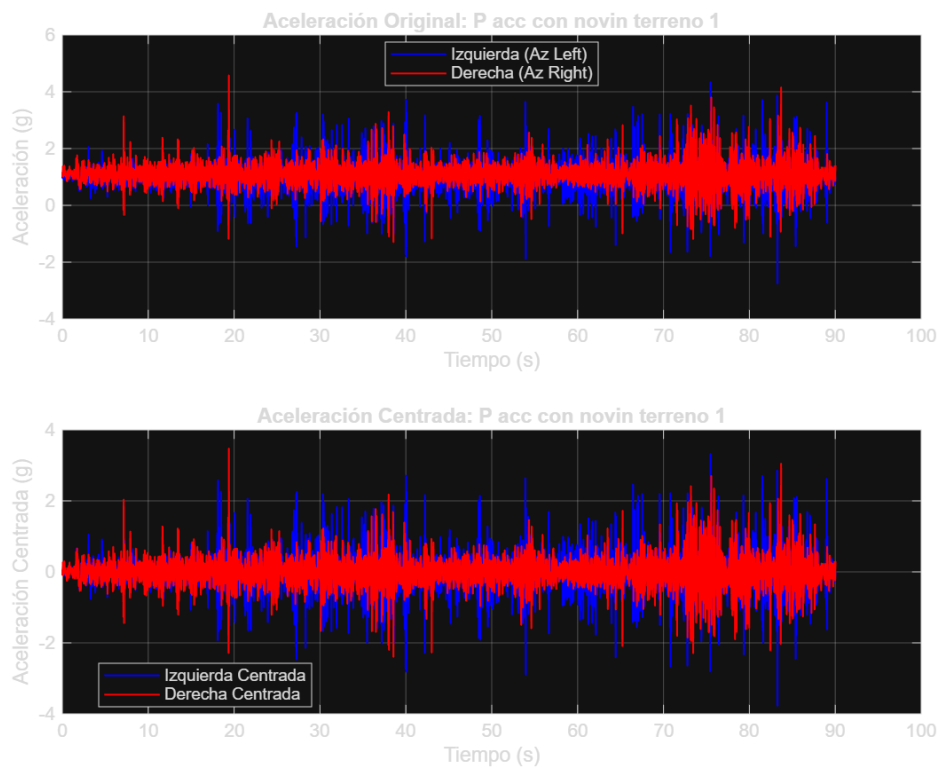
Fuente. Autor



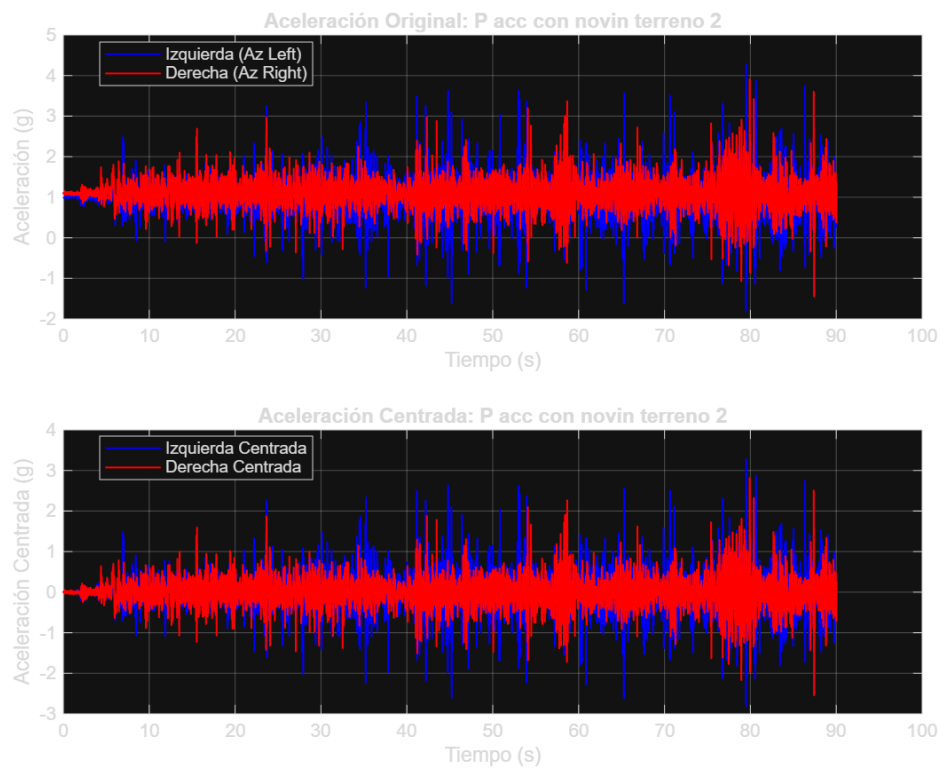
Fuente. Autor

Anexo 20

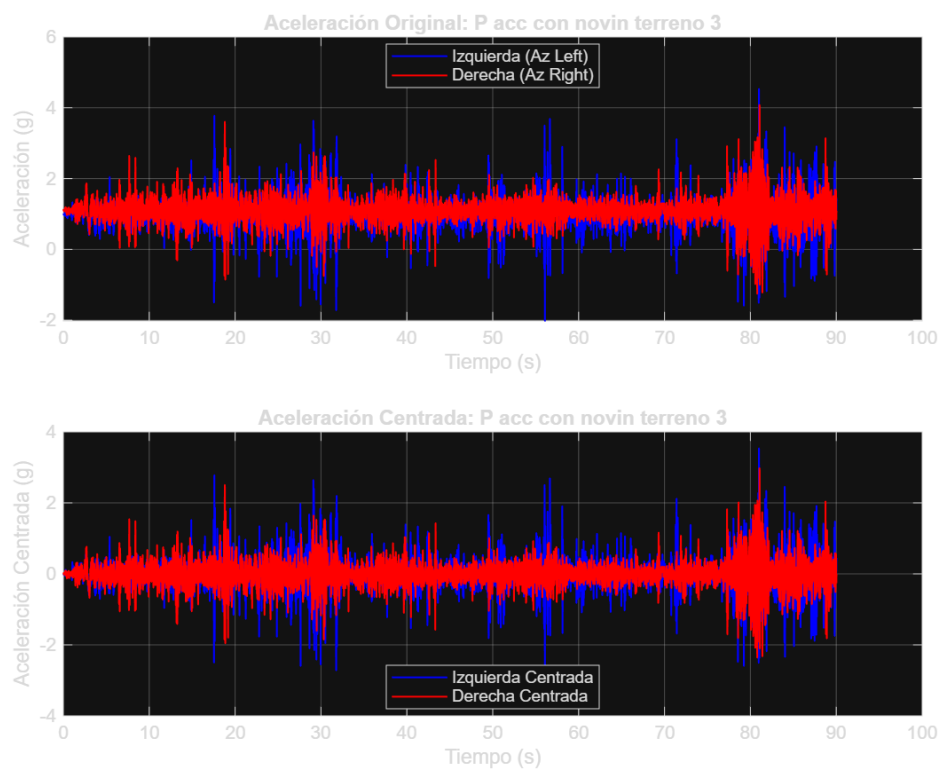
Graficas resultantes de pruebas dinámicas con acelerómetros con protector de suspensión – terreno irregular.



Fuente. Autor



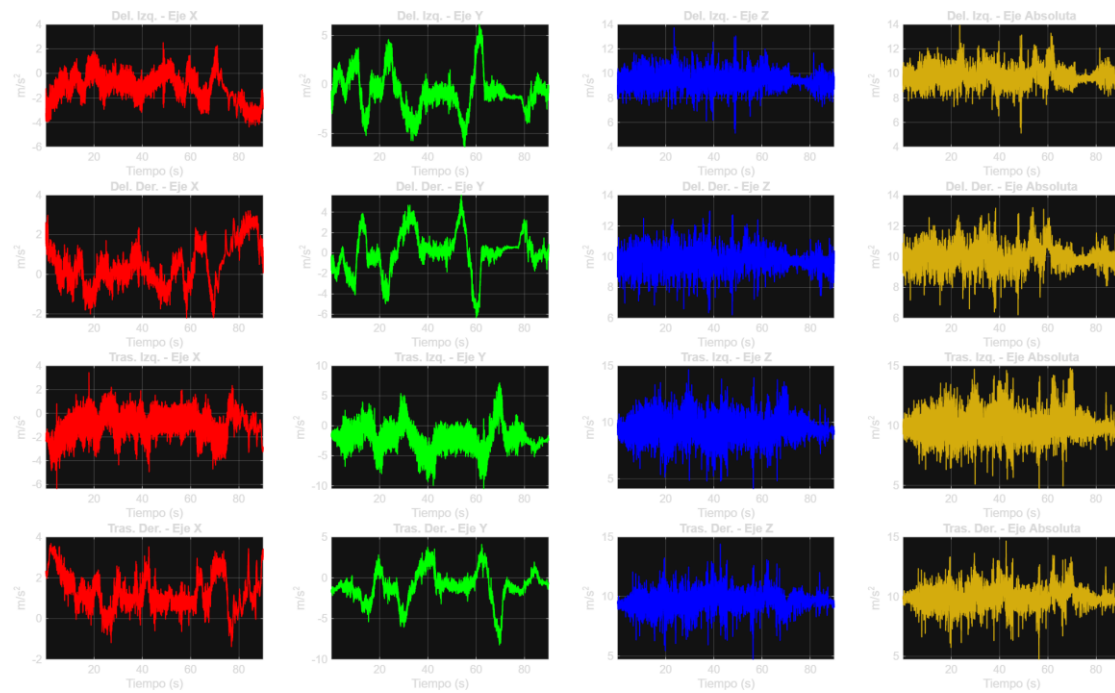
Fuente. Autor



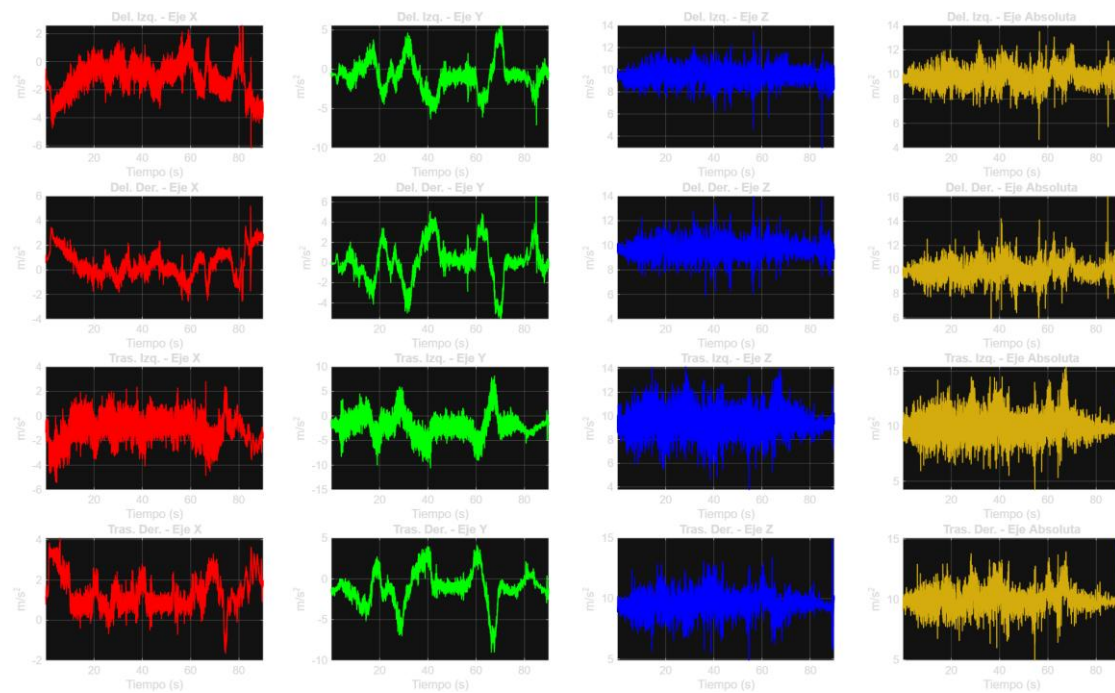
Fuente. Autor

Anexo 21

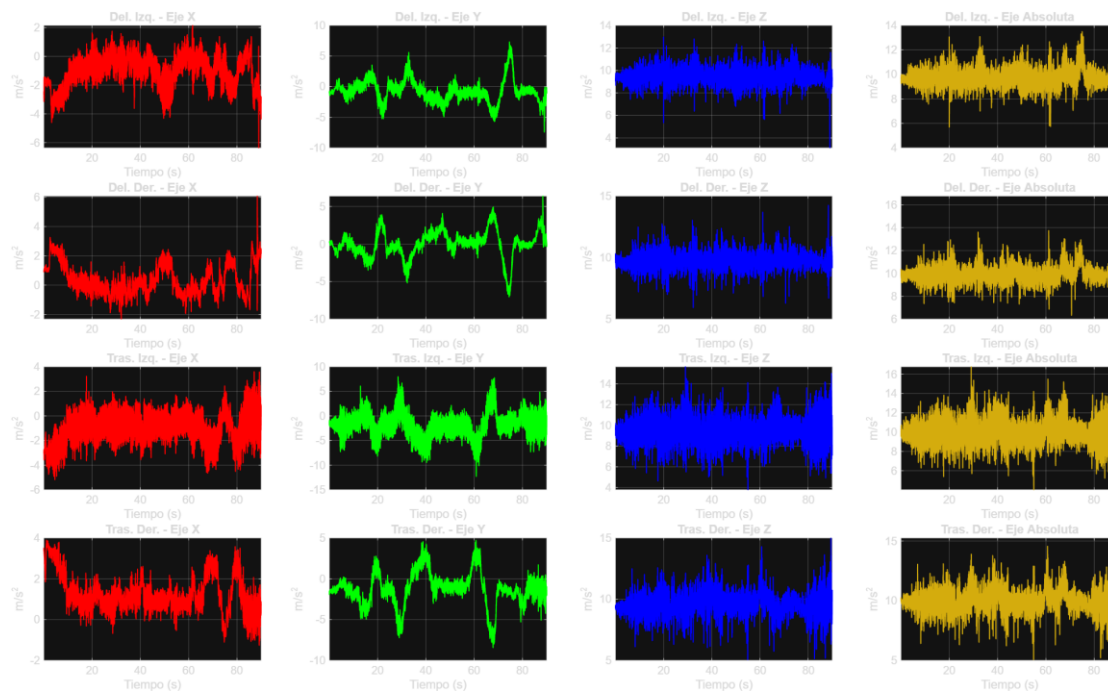
Graficas resultantes de pruebas dinámicas con teléfonos sin protector de suspensión – carretera



Fuente. Autor



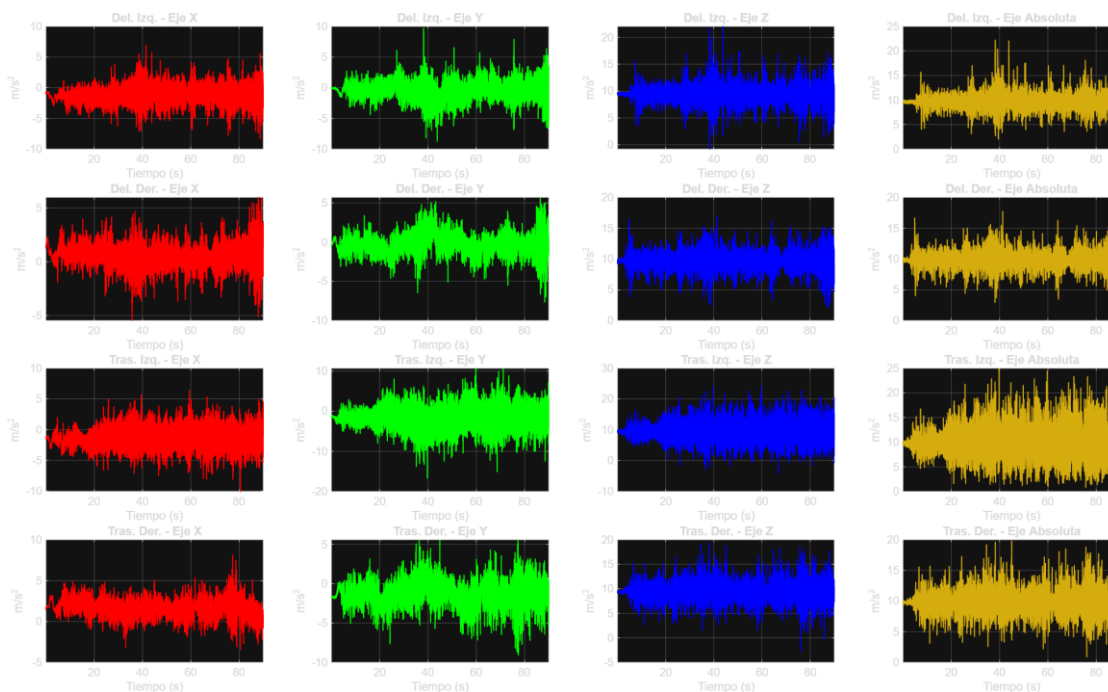
Fuente. Autor



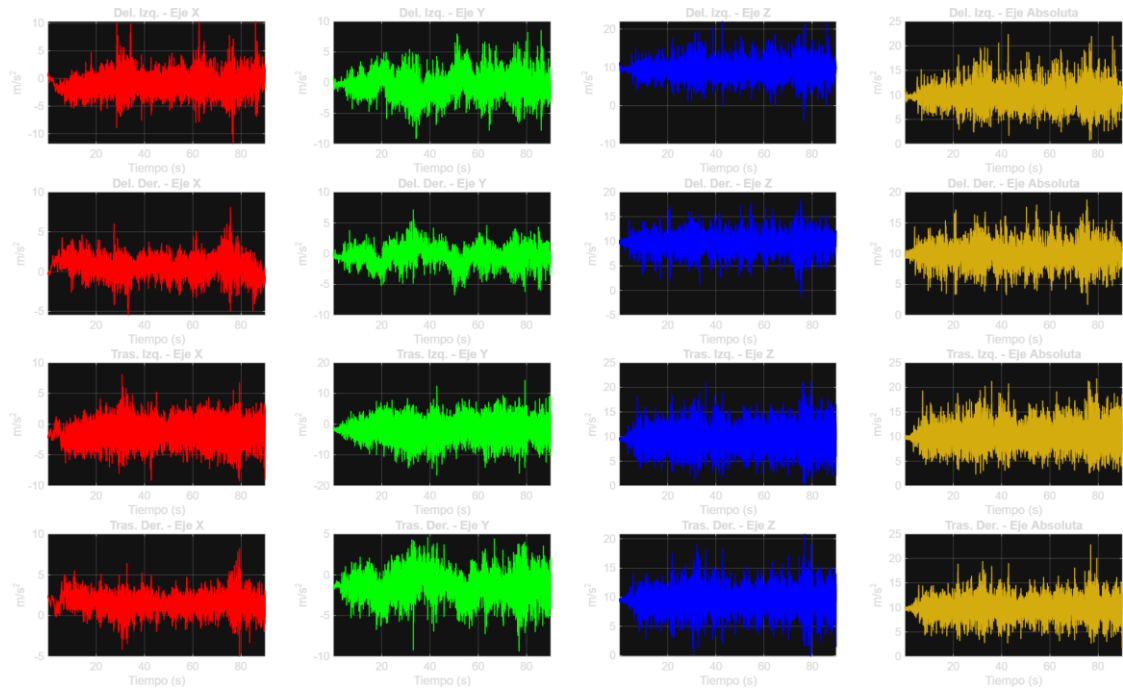
Fuente. Autor

Anexo 22

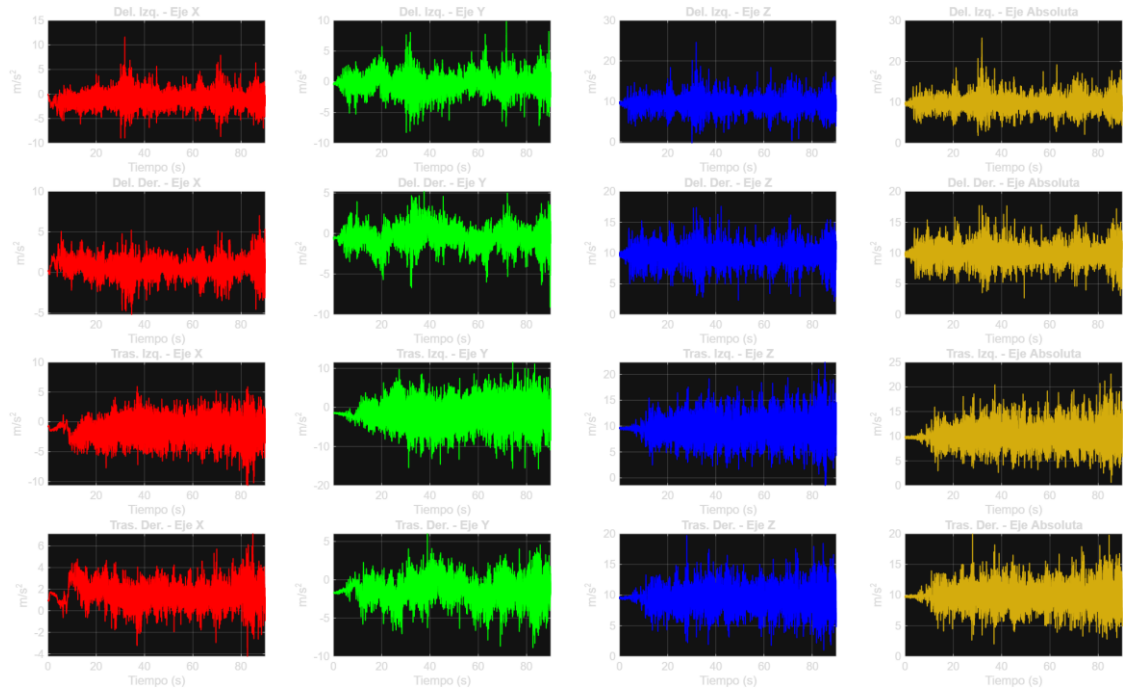
Graficas resultantes de pruebas dinámicas con teléfonos sin protector de suspensión – terreno irregular.



Fuente. Autor



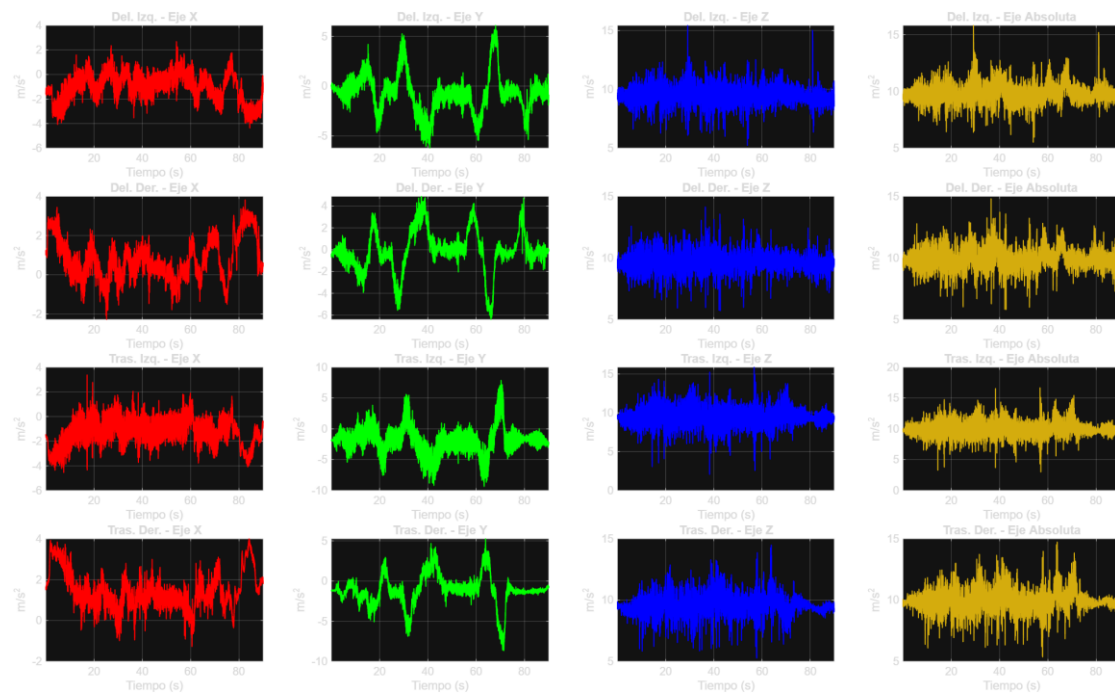
Fuente. Autor



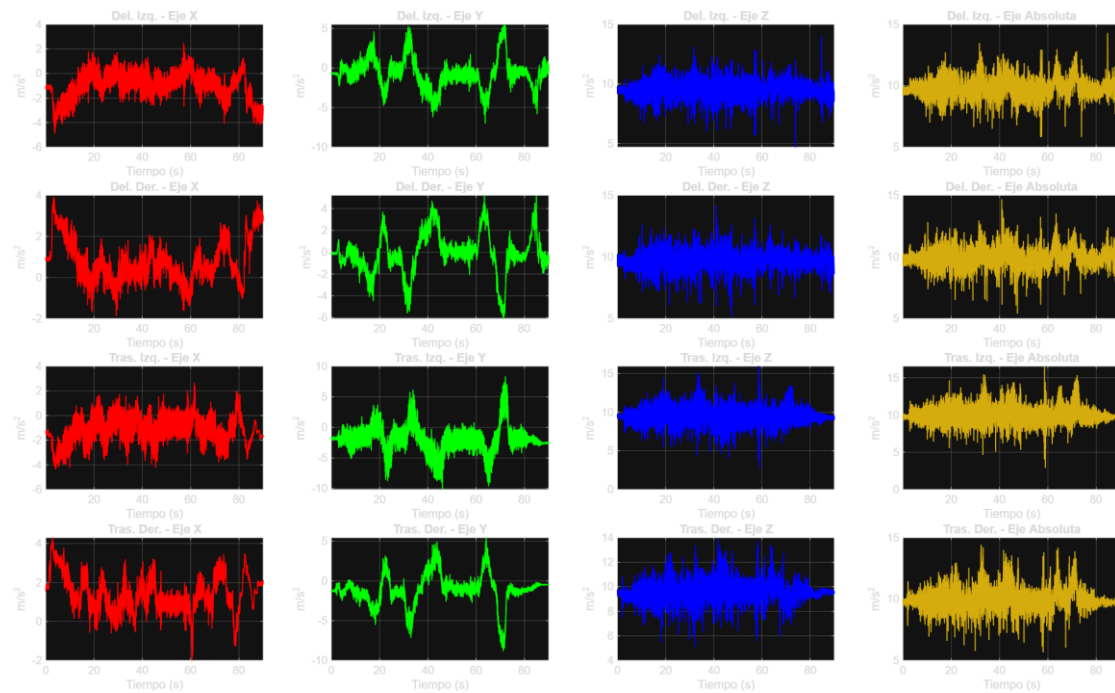
Fuente. Autor

Anexo 23

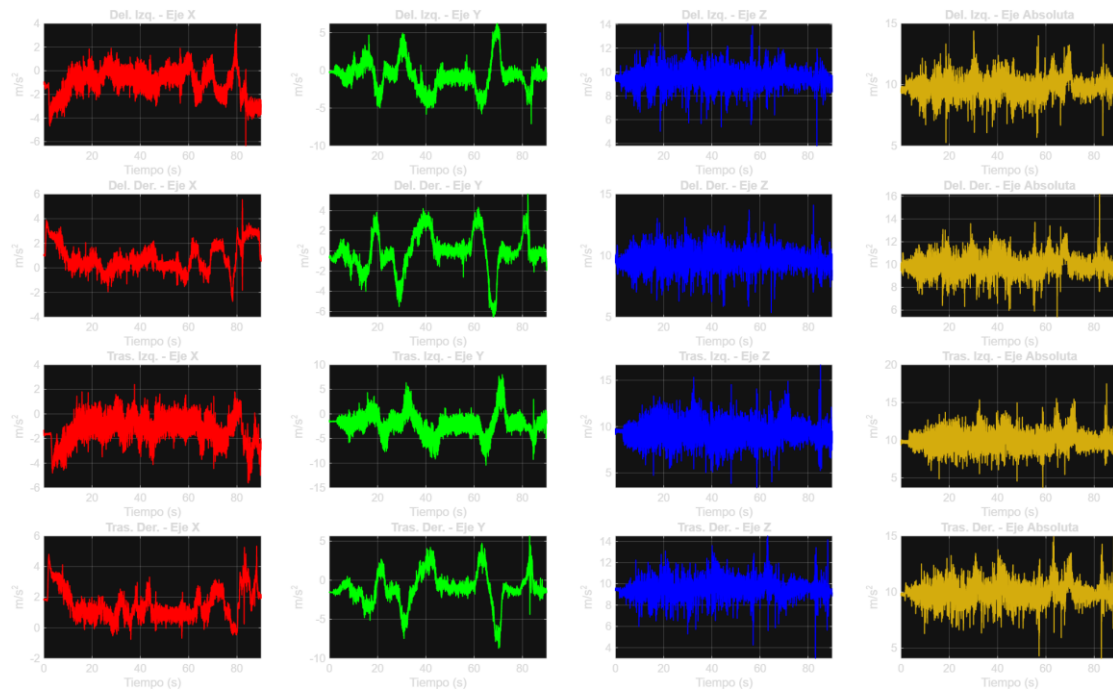
Graficas resultantes de pruebas dinámicas con teléfonos con protector de suspensión – carretera.



Fuente. Autor



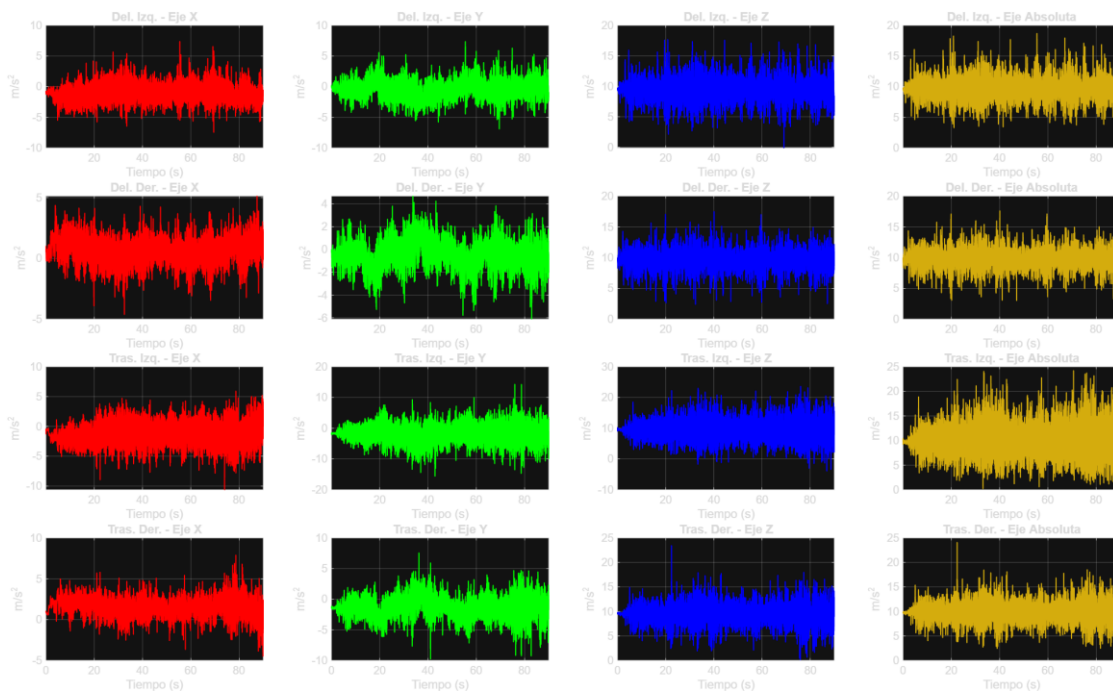
Fuente. Autor



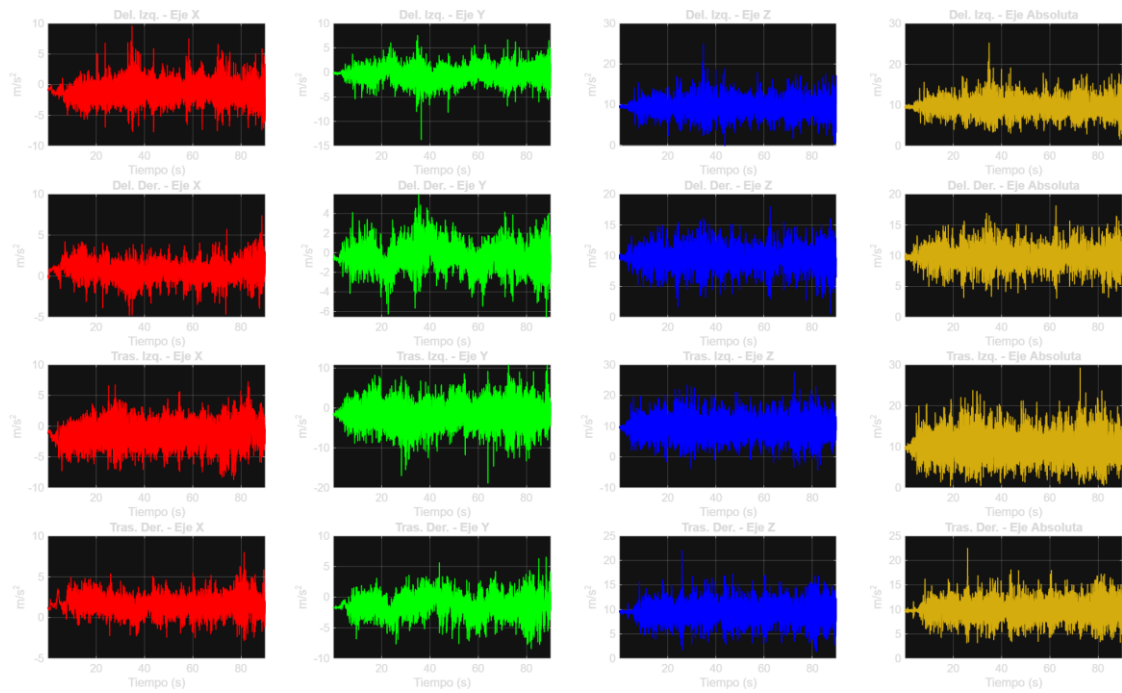
Fuente. Autor

Anexo 24

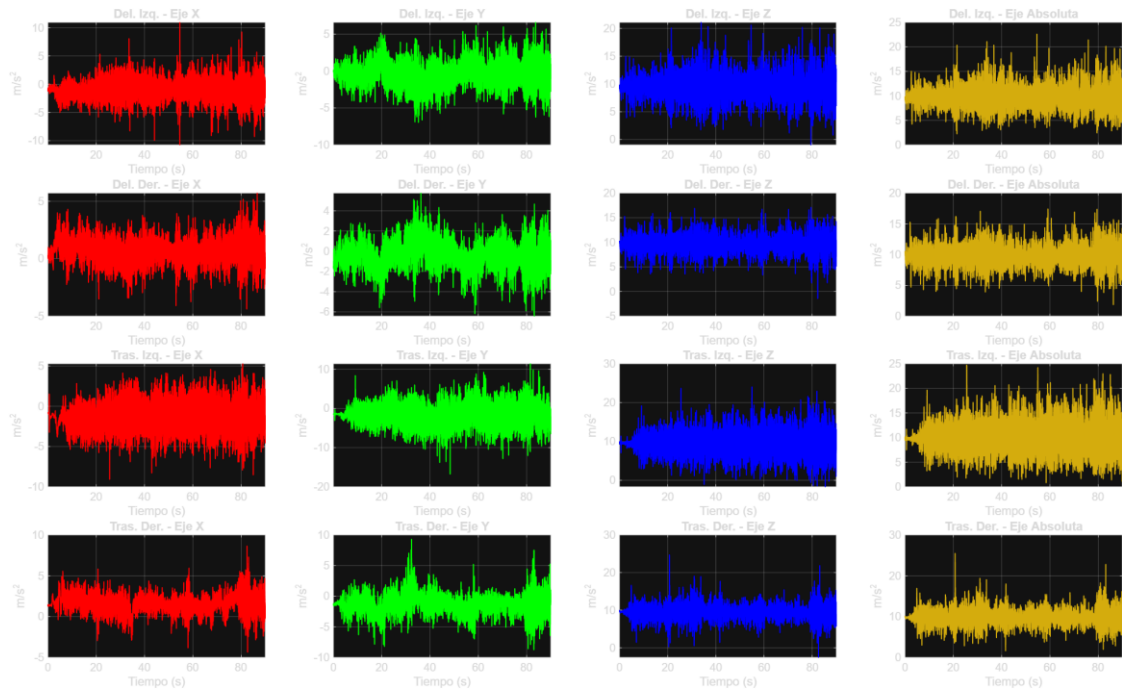
Graficas resultantes de pruebas dinámicas con teléfonos con protector de suspensión – terreno irregular.



Fuente. Autor



Fuente. Autor



Fuente. Autor