



ING. AUTOMOTRIZ

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

AUTOR:

Mateo Alejandro Córdova Paucar

TUTOR:

Ing. Juan Fernando Iñiguez Mgs

Optimización del sistema de suspensión delantera
estándar y de competencia para condiciones de
rally en un vehículo "Hyundai Grand i10"

CERTIFICACIÓN DE AUTORIA

Yo, CÓRDOVA PAUCAR MATEO ALEJANDRO, declaro bajo juramento, que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o calificación profesional y que se ha consultado la bibliografía detallada.

Cedo mi derecho 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.

X

CÓRDOVA PAUCAR MATEO ALEJANDRO

APROBACIÓN DE TUTOR

Yo, Ing. Juan Fernando Iñiguez Mgs certifico que conozco al autor del presente trabajo siendo el responsable exclusivo tanto de su originalidad y autenticidad, como de su contenido.

.....
Ing. Juan Fernando Iñiguez Mgs
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

DEDICATORIA

Dedico este logro en primer lugar, a Dios, por guiarme, ayudarme en todo este proceso de estudios y nunca soltarme de su mano.

A mis padres Santiago y Alejandra y mi hermana Paula. Ustedes han sido mi roca. Gracias por apoyarme en todo momento, por ser el aliento que necesitaba para no rendirme y la fortaleza que me sostuvo en los momentos más difíciles. Este triunfo les pertenece tanto como a mí.

Mi gratitud se extiende a mi tía Anita por ser mi segunda madre en una ciudad diferente a la que me crie, a mi tío Santiago, por enseñarme muchas cosas con respecto a los vehículos y dándome el apoyo para seguir.

A mis abuelos paternos y maternos que, con sus llamadas, visitas y recomendaciones me dieron su apoyo de siempre. A mis amigos en especial a Paul, Matías y Sebastián por apoyarme en todo momento y siempre estar pendiente el uno del otro. A toda mi familia muchísimas gracias.

De igual manera, agradezco profundamente a Juan Carlos Navas y a su equipo de “NAVAUTO” quienes han sido mi guía en este proceso de graduación, facilitándome las herramientas de trabajo y el apoyo constante durante este estudio.

Este título representa el esfuerzo constante, la dedicación, el compromiso y el sueño que tenía de niño de poder cumplir mi sueño el de ser Ingeniero Automotriz. Y hoy lo estoy cristalizando no ha sido fácil, pero con mucho trabajo, esfuerzo y constancia se puede lograr todas nuestra metas .

Mateo Alejandro Córdova Paucar

AGRADECIMIENTO

Deseo expresar mi más profundo agradecimiento a mis padres y a mi hermana. Ellos han sido mi pilar fundamental, brindándome su apoyo incondicional, aliento y paciencia durante todos estos años de estudio. Este logro es tan suyo como mío.

En el ámbito académico, extiendo mi gratitud al Ing. Juan Fernando Iñiguez, por su valiosa guía, conocimientos y orientación en el desarrollo de este trabajo.

Finalmente, agradezco a todos los docentes de la Universidad Internacional del Ecuador. De esta manera muy especial, a los profesores de la carrera de Ingeniería Automotriz, por compartir su sabiduría, por su exigencia y por la formación profesional que me han brindado.

Mateo Alejandro Córdova Paucar

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN DE AUTORIA	2
APROBACIÓN DE TUTOR	3
DEDICATORIA	4
AGRADECIMIENTO	5
RESUMEN	11
ABSTRACT	12
Introducción	13
Marco Teórico	14
Fundamentos y tipos de sistemas de suspensión	14
Aplicación y requerimientos para competencias de rally	16
Optimización y parámetros claves del sistema	17
Análisis detallado de componentes y física	17
Geometría de la suspensión y control dinámico	18
Frecuencia y modelados del sistema	18
Caracterización y puesta a punto del amortiguador de rally	19
Desafíos cinemáticos y optimización específica de la suspensión McPherson en rally	19
Efectos de la temperatura y desvanecimiento del amortiguador (Damper Fade)	20
El rol de bujes, soportes y la rigidez del chasis	21
Dinámica del neumático y círculo de fricción	21
Metodología	22
Enfoque Cuantitativo	23
Enfoque de la investigación: Aplicada y analítica	23
Delimitación de parámetros evaluados	24
Verificación y caracterización de parámetros del vehículo	24
Análisis del amortiguamiento	25

Materiales y equipos utilizados.....	25
Vehículo de Prueba.....	25
Sistema de pesaje (balanzas).....	26
Equipos de metrología y medición geométrica.....	27
Herramientas de taller y soporte.....	28
Hardware y software.....	28
Fase de optimización: Selección de componentes y creación de modelo propuesto.....	28
Selección del componente elástico.....	29
Impacto en la geometría estática.....	29
Creación del modelo “Propuesta optimizada” en VSUSP.....	29
Resultados y discusión.....	29
Discusión de resultados.....	32
Conclusiones.....	37
Referencias.....	39
Anexos.....	41

Índice de figuras

Figura 1. Dinámica de la suspensión en acción	15
Figura 2. Tasa de rueda de resorte helicoidal.....	18
Figura 3. Ficha técnica Hyundai Grand I10.....	26
Figura 4. Pesas balanzas “Proform”	27

Índice de Tablas

Tabla 1. Comparación del sistema de suspensión	16
Tabla 2. Parámetros clave en la suspensión	17
Tabla 3. Materiales de bujes y su influencia	21
Tabla 4. Mediciones de vehículo.....	27
Tabla 5. Objetivo para la suspensión de rally	29
Tabla 6. Másica del vehículo.....	30
Tabla 7. Geométricas claves.....	30
Tabla 8. Parámetros del sistema modificado.....	30
Tabla 9. Resultados cinemáticos	30
Tabla 10. Características de amortiguamiento	31

Índice de Anexos

Anexo A. Ficha técnica Hyundai Grand i10 Hatchback.....	41
Anexo B. Calculadora longitudinales y de elementos (1)	41
Anexo C. Calculadora longitudinales y de elementos (2)	42
Anexo D. Calculadora longitudinales y de elementos (3)	42
Anexo E. Macerado de pesas individuales	43
Anexo F. Ingreso de vehículo a pesaje	43
Anexo G. Peso total y peso del lado LF, LR, RF, RR	44
Anexo H. Puente posterior Grand I10	44
Anexo I. Manguetas del Hyundai Grand I10.....	45
Anexo J. Eje delantero y posterior del Hyundai Grand I10	45
Anexo K. Discos de freno posteriores del Hyundai Grand i10	46
Anexo L. Discos de freno delanteros del Hyundai Grand i10.....	46
Anexo M. Manzanas de rueda del Hyundai Grand i10	47
Anexo N. Brazos de control de dirección del Hyundai Grand i10	47
Anexo O. Amortiguador delantero original del Hyundai Grand i10.....	48
Anexo P. Amortiguador posterior original del Hyundai Grand i10	48
Anexo Q. Resorte de suspensión original del Hyundai Grand i10.....	49
Anexo R. Cuna del motor del Hyundai Grand i10	49
Anexo S. Aro y neumático del Hyundai Grand i10.....	50
Anexo T. Ficha técnica de amortiguador de rally.....	50

OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA Y DE COMPETENCIA PARA CONDICIONES DE RALLY EN UN VEHÍCULO “HYUNDAI GRAND i10”

*Ing. Juan Fernando Iñiguez, Mgs., jniguez@uide.com.ec
Mateo Alejandro Córdova Paucar macordovapa@uide.edu.ec*

RESUMEN

El Hyundai Grand i10, en su configuración de serie, presenta deficiencias cinemáticas significativas en su suspensión delantera tipo McPherson, que la hacen inadecuada y peligrosa frente a las altas exigencias de las competencias de rally. El objetivo del presente estudio fue diseñar y ejecutar una optimización cinemática del sistema de suspensión para mejorar la estabilidad dinámica, el control y la adherencia en terrenos irregulares. La metodología incluyó una descripción detallada del vehículo (peso total de 903 kg, con un 61.1 % de carga en el eje delantero y un peso no suspendido de 38 kg), así como un levantamiento tridimensional de los puntos de pivote de la suspensión. Estos datos permitieron construir y validar un modelo de “Línea Base” en el software VSUSP. Posteriormente, se propuso una versión optimizada basada en la selección de un nuevo resorte ($k = 28.0 \text{ N/mm}$), la elección teórica de un amortiguador Bilstein con perfil digresivo y una corrección geométrica de los puntos de anclaje de la dirección. Los resultados de simulación del modelo base identificaron dos fallos críticos: una severa variación de convergencia (Bump Steer) de 3.8 mm/m y una pobre ganancia de camber de solo -0.4° . La propuesta optimizada corrigió exitosamente ambos aspectos, reduciendo el Bump Steer en un 63 % a 1.4 mm/m (muy cercano al objetivo técnico de 1.35 mm/m) y duplicando la ganancia de camber a -0.9° . Se concluye que la optimización cinemática fue exitosa, al corregir los defectos geométricos que comprometían la seguridad del vehículo. Aunque no se alcanzó la frecuencia natural objetivo de 2.6 Hz (resultado final: 1.64 Hz), este compromiso fue justificado desde el punto de vista ingenieril para priorizar la estabilidad direccional sobre la rigidez teórica.

Palabras clave: Suspensión McPherson, Optimización, Cinemática de suspensión, VSUSP, Rally, Hyundai Grand i10, Bump Steer, Ganancia de Camber

OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA Y DE COMPETENCIA PARA CONDICIONES DE RALLY EN UN VEHÍCULO “HYUNDAI GRAND i10”

*Ing. Juan Fernando Iñiguez, Mgs., jiniguez@uide.com.ec
Mateo Alejandro Córdova Paucar macordovapa@uide.edu.ec*

ABSTRACT

The Hyundai Grand i10, in its factory configuration, exhibits significant kinematic deficiencies in its front MacPherson suspension system, making it inadequate and potentially unsafe for the high demands of rally competitions. This study aims to design and implement a kinematic optimization of the front suspension system to improve dynamic stability, control, and grip on irregular terrain. The methodology included a detailed vehicle characterization (total weight of 903 kg, with 61.1% on the front axle and 38 kg of unsprung mass) and a 3D measurement of the suspension pivot points. These data were used to build and validate a “Baseline Model” using the VSUSP kinematic simulation software. An “Optimized Proposal” was subsequently developed, featuring a new spring selection ($k = 28.0 \text{ N/mm}$), the theoretical selection of a Bilstein digressive shock absorber, and a geometric correction of the steering anchorage points. The baseline simulation identified two critical failures: a severe toe variation (Bump Steer) of 3.8 mm/m and poor camber gain of only -0.4° . The optimized configuration successfully addressed these issues, reducing the Bump Steer by 63% to 1.4 mm/m (approaching the engineering target of 1.35 mm/m) and doubling the camber gain to -0.9° . The study concludes that kinematic optimization was successful in correcting geometric flaws that compromised safety. Although the target natural frequency of 2.6 Hz was not achieved (final result: 1.64 Hz), this was considered an acceptable engineering trade-off in favor of improved directional stability.

Keywords: MacPherson suspension, kinematic optimization, VSUSP, rally, Hyundai Grand i10, Bump Steer, camber gain

Introducción

En el ámbito de las competencias automovilísticas, el rally se destaca por ser una disciplina que somete a los vehículos a condiciones extremas: terrenos irregulares, curvas pronunciadas, saltos y superficies de baja adherencia son algunas de las situaciones a que los pilotos con sus vehículos se deben enfrentar. Estas exigencias demandan sistemas de suspensión eficientes que garanticen la estabilidad, confort y control para el piloto, sin comprometer la integridad estructural del vehículo (Yu et al., 2024).

El Hyundai Grand i10, en su configuración de fábrica o estándar, está diseñado principalmente para entornos urbanos. El diseño McPherson de serie prioriza el aislamiento de vibraciones, lo que genera una fricción estática en el amortiguador bajo cargas laterales de rally, causando pérdida de adherencia. Una suspensión urbana (1.32 Hz) no puede gestionar la energía de impactos de alta velocidad sin llegar al “tope” mecánico, lo que compromete la integridad estructural (Gillespie, 1992). El valor del Bump Steer de 3.8 mm/m encontrado en la línea base es un riesgo de seguridad crítico, ya que el vehículo cambia de trayectoria de forma autónoma en los baches. Su sistema de suspensión delantera tipo McPherson ofrece un equilibrio adecuado entre confort y maniobrabilidad en condiciones de conducción convencionales. Por lo tanto, al considerar su adaptación para competencias de rally, es necesario rediseñar y optimizar su sistema de suspensión delantera, teniendo en cuenta parámetros como la rigidez del resorte, el *wheel rate* y las características del amortiguamiento.

Diversos estudios han abordado la optimización de sistemas de suspensión para mejorar el rendimiento vehicular en condiciones exigentes. Por ejemplo, Llopis-Albert y Rubio, Shouzhen -Ze (2023) desarrollaron un marco de optimización multiobjetivo para el diseño de sistemas de suspensión delantera, con el objetivo de mejorar la estabilidad y manejo del vehículo. Su investigación destaca la importancia de considerar múltiples criterios de rendimiento simultáneamente para lograr un diseño de suspensión equilibrado.

De la misma manera, Martellosio et al. (2023) exploraron el control combinado de la rigidez y amortiguamiento orientado al manejo en suspensiones multicompartimento. Su estudio demuestra que la implementación de estrategias de control avanzadas puede mejorar significativamente el comportamiento dinámico del vehículo, especialmente en maniobras de alta exigencia como las que se presentan en las competencias de rally.

Además, Zhu et al. (2024) propusieron un nuevo sistema de suspensión semiactiva para mejorar el confort de la marcha y el manejo del vehículo. Su investigación resalta la

capacidad de los sistemas semiactivos para adaptarse a las condiciones cambiantes del terreno, ofreciendo una respuesta más eficiente frente a las irregularidades del camino.

La optimización del sistema de suspensión delantera del Hyundai Grand i10 para condiciones de rally implica una serie de desafíos técnicos. En este estudio es fundamental caracterizar el sistema de suspensión en su configuración estándar, identificando sus principales parámetros geométricos, dinámicos y mecánicos. Posteriormente, se deben determinar los requerimientos de desempeño del sistema de suspensión para un vehículo adaptado a condiciones de rally, considerando factores como estabilidad, absorción de impactos y control en terrenos irregulares (Lee y Kang, 2024).

Finalmente, se puede indicar la justificación del problema, señalando que el Hyundai Grand i10 es un vehículo urbano, está diseñado para operar en condiciones de conducción convencionales, con suspensión calibrada para confort y eficiencia en entornos asfaltados. Sin embargo, al ser sometido a condiciones extremas como las del rally con terrenos irregulares, alta carga dinámica y variabilidad de adherencia, su sistema de suspensión original presenta limitaciones significativas en términos de rigidez, capacidad de amortiguación y estabilidad. Por consiguiente, estas deficiencias afectan directamente el control del vehículo, la adherencia al terreno y la seguridad del piloto (Sacristan-Rueda, 2020).

En este contexto, la presente investigación tiene como objetivo optimizar el sistema de suspensión delantera del vehículo Hyundai Grand i10, adaptándolo a las condiciones dinámicas del rally. Para ello, se abordará en primer lugar la definición de los requerimientos de desempeño del sistema de suspensión original del vehículo, analizando sus parámetros mecánicos, geométricos y dinámicos, que al final se pondrán mejoras técnicas mediante el cálculo de componentes adaptados, con el fin de incrementar la estabilidad, el control y la resistencia mecánica del conjunto, es necesario calcular parámetros claves del sistema de suspensión modificado, tales como el *wheel rate*, la rigidez del resorte y las características del amortiguamiento.

Marco Teórico

Fundamentos y tipos de sistemas de suspensión

El sistema de suspensión de un vehículo cumple una función crucial al equilibrar la comodidad del conductor con el control del vehículo durante la conducción. Por un lado, se encargará de amortiguar las imperfecciones del terreno, haciendo que estas disminuyan las

vibraciones y fuerzas que se transmiten en el habitáculo. Por otro lado, regula los desplazamientos verticales de las ruedas, asegurando un contacto constante entre los neumáticos y la superficie del camino, lo cual es esencial para mantener la capacidad direccional y evitar daños tanto en la vía como en el vehículo (Ezeta, 2013).

Esta doble función presenta un conflicto inherente: una suspensión muy suave maximiza el confort, pero puede comprometer la maniobrabilidad, mientras que una suspensión muy rígida mejora el control, pero sacrifica el confort del habitáculo (Gillespie, 1992). La ingeniería de la suspensión busca el equilibrio óptimo entre estos dos objetivos.

Los sistemas de suspensión se pueden clasificar según su capacidad para adaptarse a las condiciones de la carretera.

Suspensión pasiva: Utiliza componentes mecánicos con características fijas, diseñadas como un compromiso para un rango promedio de condiciones.

Suspensión activa: Emplea actuadores controlados electrónicamente que aplican fuerzas activamente para ajustar las características de la suspensión en tiempo real.

Suspensión semiactiva: Combina elementos pasivos con sistemas de control que modifican ciertas propiedades en respuesta a las condiciones de conducción, ofreciendo un balance entre el rendimiento de las activas y el costo de las pasivas (HUREL, 2017).

Figura 1.

Dinámica de la suspensión en acción



Nota. Se encuentra la dinámica de la suspensión. Tomado de (Xtiansan, 2024)

Para analizar el comportamiento dinámico, el vehículo se divide conceptualmente en dos masas:

Masa suspendida: Abarca el chasis, carrocería, motor y ocupantes. Su control es sinónimo de confort.

Masa no suspendida: Incluye ruedas, neumáticos, frenos y parte de la suspensión. Minimizar estas masas es clave, ya que su inercia dificulta que la rueda siga el perfil del terreno, comprometiendo la adherencia (Gillespie, 1992).

Aplicación y requerimientos para competencias de rally

El Hyundai Grand I10 en su configuración de fábrica está equipado con una suspensión delantera tipo McPherson. Este diseño es ampliamente utilizado en vehículos compactos debido a su simplicidad, bajo costo y eficiencia en el espacio. La suspensión McPherson integra el amortiguador y el resorte en un solo conjunto estructural, conectando el chasis con la rueda a través de un único brazo de control inferior (Hyundai Brochure, 2024).

Si bien este sistema ofrece ventajas en diseño y fabricación, presenta limitaciones en aplicaciones de alto rendimiento como el rally, donde se requieren mayores recorridos y una mejor capacidad de absorción de impactos.

Tabla 1.

Comparación del sistema de suspensión

Tipos de suspensión	Ventajas	Desventajas
<i>McPherson</i>	Diseño compacto y económico	Limitada capacidad de ajuste y recorrido
Doble Horquilla	Mayor control de geometría y recorrido	Mayor complejidad y costo
<i>Multilink</i>	Excelente manejo y confort	Diseño complejo y costoso
Semiactiva	Adaptabilidad a condiciones variables	Requiere sistemas de control avanzados

Nota. Se puede observar la comparación que existe del sistema de suspensión

Las competencias de rally imponen condiciones extremas a los vehículos, incluyendo terrenos irregulares, saltos e incluso curvas pronunciadas. Estas condiciones demandan sistemas de suspensión que proporcionen:

Mayor recorrido de suspensión: Para absorber impactos significativos sin comprometer la estabilidad.

Rigidez adecuada: Permita mantener el control del vehículo sin sacrificar excesivamente el confort del piloto.

Amortiguación eficiente: Capaz de disipar rápidamente la energía generada por las irregularidades del terreno.

Optimización y parámetros claves del sistema

La optimización del sistema de suspensión implica la modificación de sus componentes y parámetros para cumplir con los requerimientos de desempeño (Li y Yuan, 2023). Este proceso incluye:

Selección de resortes y amortiguadores: Que proporcionen la rigidez y amortiguación necesarias para el nuevo entorno de uso.

Ajuste de geometría de suspensión: Para mejorar la estabilidad y el manejo del vehículo en condiciones de baja adherencia.

Implementación de sistemas de control: Como suspensiones semiactivas que ajusten sus características en tiempo real.

Los parámetros fundamentales en la optimización de sistemas de suspensión incluyen el *wheel rate*, la rigidez del resorte y las características del amortiguamiento. La correcta selección y ajuste de estos parámetros es esencial para lograr un equilibrio entre el confort y la estabilidad.

Tabla 2. *Parámetros clave en la suspensión*

Parámetro	Descripción	Influencia en el desempeño
Wheel Rate	Rigidez efectiva del sistema de suspensión	Afecta la respuesta del vehículo a las irregularidades
Rigidez del Resorte	Capacidad del resorte para resistir la compresión	Influye en la estabilidad y confort
Amortiguamiento	Capacidad de disipar energía de las oscilaciones	Determina el control y confort del vehículo

Nota. Se encuentra descrito los parámetros que son claves en la suspensión

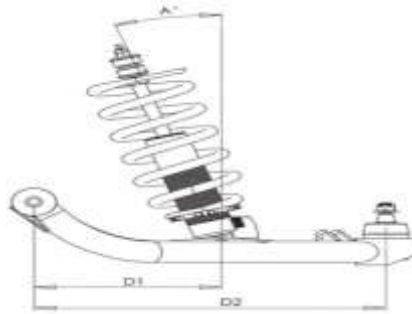
Análisis detallado de componentes y física

El neumático actúa como el primer resorte del sistema, filtrando vibraciones de alta frecuencia y baja amplitud gracias a su rigidez vertical. Su baja amortiguación inherente puede provocar un “rebote de la rueda” si no es controlada adecuadamente por el amortiguador principal, lo que resulta en una pérdida de adherencia.

La constante del resorte define su rigidez. En aplicaciones de alto rendimiento se usan resortes de tasa progresiva, cuya rigidez aumenta con la compresión para un mejor manejo de impactos severos. Sin embargo, el parámetro que realmente define el comportamiento es el *wheel rate*; la rigidez en la rueda depende de la constante del resorte y de la geometría de la suspensión a través del *motion ratio* (Gillespie, 1992).

Figura 2.

Tasa de rueda de resorte helicoidal



Nota. Se observa la tasa de rueda de resorte helicoidal. Tomado de (Secrets, 2023)

El amortiguador disipa la energía del resorte convirtiéndola en calor. Su fuerza depende de la velocidad y se ajusta de forma asimétrica para la compresión, la extensión. El control de la amortiguación baja y alta velocidad es crucial para gestionar tanto los movimientos del chasis como los impactos bruscos del terreno (William y Douglas, 1994).

Geometría de la suspensión y control dinámico

La geometría define cómo se posiciona la rueda. Parámetros como *camber*, *caster* y *toe* son esenciales y fundamentales para la huella de contacto con el neumático y la estabilidad.

Adicionalmente, se diseña la geometría para gestionar las fuerzas longitudinales mediante:

- Anti-dive: Usa la fuerza del frenado para generar un momento que se opone a la compresión de la suspensión delantera.
- Anti-squat: Usa la fuerza de tracción para contrarrestar el hundimiento de la suspensión trasera en aceleración (Gillespie, 1992).

Frecuencia y modelados del sistema

La interacción entre la masa suspendida y el *Wheel Rate* define la frecuencia natural, que dicta la percepción de confort y la respuesta del chasis: el ratio de amortiguamiento

describe cuán rápido se disipan las oscilaciones, siendo los sistemas automotrices siempre subamortiguados con valores típicos entre 0.2 y 0.4.

Caracterización y puesta a punto del amortiguador de rally

El amortiguador posiblemente es el componente más influyente en el comportamiento de un vehículo de rally. Su capacidad de disipar energía determina tanto el control del chasis como la habilidad de la rueda para mantener el contacto con terrenos muy rotos. La puesta a punto de un amortiguador de competencia se realiza analizando su diagrama fuerza-velocidad (Schickhofer, 2022).

Las curvas de un amortiguador de rally suelen ser digresivas:

- Amortiguación a baja velocidad: Controla los movimientos lentos y deliberados del chasis. En rally se busca una alta fuerza de amortiguación a baja velocidad para un control preciso del vehículo.
- Amortiguación a alta velocidad: Gestiona los impactos súbitos y rápidos. La curva se aplana para evitar que el amortiguador se vuelva excesivamente duro y transmita picos de fuerza violentos al chasis, lo que podría desestabilizar o dañar los componentes.

La optimización consiste en definir la forma de estas curvas para compresión y extensión, ajustando las válvulas internas del amortiguador para que el vehículo absorba grandes impactos sin perder el control sobre los movimientos de carrocería (Gillespie, 1992).

Desafíos cinemáticos y optimización específica de la suspensión McPherson en rally

Si bien la suspensión McPherson es dominante en vehículos de producción por su simplicidad y bajo costo, su aplicación en el alto rendimiento del rally revela desafíos cinemáticos inherentes que deben ser abordados durante la optimización (Tapia et al., 2025). A diferencia de los sistemas de doble horquilla, en la suspensión McPherson el propio cuerpo del amortiguador es un elemento estructural que guía el movimiento en la rueda, lo que introduce complejidades únicas.

Durante el viraje, las fuerzas laterales que actúan sobre el neumático se transmiten directamente a través de la mangueta y al cuerpo del amortiguador. Lo que esto genera significativamente sobre los casquillos internos y el vástago del amortiguador. El resultado de

esto es un aumento drástico de la fricción estática que se opone al libre deslizamiento del amortiguador.

Este fenómeno es altamente perjudicial en rally por dos razones:

- Pérdida de sensibilidad: La suspensión se vuelve insensible a pequeñas irregularidades del terreno cuando está bajo carga lateral, ya que primero la fuerza de impacto debe superar esta fricción alta. Lo que reduce la capacidad del neumático para copiar el terreno, disminuyendo el agarre.
- Comportamiento brusco: Una vez que la fuerza de impacto supere la fricción, la suspensión se libera de forma súbita, generando un comportamiento poco predecible y brusco.

La optimización de buscar disminuir este efecto mediante el uso de amortiguadores de alta calidad con recubrimientos de baja fricción en los vástagos y casquillos internos de mayor diámetro y mejor lubricación (William y Douglas, 1994).

Efectos de la temperatura y desvanecimiento del amortiguador (Damper Fade)

La función del amortiguador es convertir la energía cinemática del movimiento de la suspensión en energía térmica (Hryciow, 2022). En un tramo de rally, esta conversión es masiva y constante, elevando la temperatura del fluido hidráulico a más de 120–150°C a altas temperaturas,

- La viscosidad del aceite disminuye, lo que reduce las fuerzas de amortiguación generadas a una misma velocidad. El vehículo se sentirá suelto y subamortiguado.
- El aceite puede llegar a su punto de ebullición, ya que no puede ser capaz de mantener el aceite bajo control, llevando a la cavitación o aeración.

La histéresis en un amortiguador es la diferencia en la fuerza generada a la misma velocidad dependiendo de si está acelerado o desacelerado. Es una medida del retardo en la respuesta del amortiguador, causado por la inercia del fluido y la flexibilidad de las válvulas. Un amortiguador de alta calidad para competición debe tener una histéresis mínima para una respuesta instantánea y predecible a los movimientos de la rueda.

El rol de bujes, soportes y la rigidez del chasis

La optimización no termina en el resorte y el amortiguador. La forma en que estos componentes se conectan al chasis es igualmente importante. Los bujes y soportes son la interfaz entre los componentes móviles de la suspensión y la carrocería.

Los bujes de serie están hechos de goma blanda para aislar el ruido y la vibración. Sin embargo, bajo las altas cargas del rally, estas gomas se deforman excesivamente, provocando cambios indeseados en la geometría de la suspensión (Rueda, 2020).

Tabla 3.

Materiales de bujes y su influencia

Material	Ventajas	Desventajas	Aplicación en Rally
Goma (OEM)	Excelente aislamiento de NVH, bajo costo.	Alta deflexión, poca precisión.	Inadecuado.
Poliuretano	Menor deflexión que la goma, duradero.	Aumenta NVH, puede causar "stiction".	Bujes de brazos de control, barras estabilizadoras.
Cojinetes Esféricos (Uniballs)	Cero deflexión, máxima precisión.	Transmite todo el NVH, requiere mantenimiento.	Puntos de pivote críticos, copelas (top mounts).

Nota. Se encuentra descritos los materiales de bujes que influyen en el proceso

Una suspensión de alto rendimiento no puede funcionar correctamente si el chasis al que está anclada se flexiona. La instalación de una jaula de seguridad no solo es un requisito primordial, sino que también aumenta drásticamente la rigidez torsional del chasis. Esto asegura que las torretas de suspensión no se muevan una con respecto a la otra, permitiendo que la suspensión trabaje como fue diseñada, sino que sus movimientos sean absorbidos por la deformación de la carrocería.

Dinámica del neumático y círculo de fricción

Todo el sistema de suspensión está diseñado con un único objetivo: maximizar la capacidad del neumático para generar agarre. El agarre de un neumático no es infinito; su límite se describe conceptualmente mediante el círculo de fricción.

Este concepto establece que un neumático tiene una cantidad máxima de fuerza total que puede generar. Esta fuerza puede ser puramente longitudinal, lateral o una combinación de ambas (Bharat y Sivaramakrishnan, 2023).

El trabajo de la suspensión optimizada para rally es mantener el neumático operado dentro de su círculo de fricción de la manera más eficaz posible, gestionando la transferencia de carga para no sobrecargar un neumático individual y manteniendo la rueda en contacto con el suelo irregular el mayor tiempo posible. El control del ángulo de deslizamiento y la carga vertical sobre el neumático son los mecanismos a través de los cuales la suspensión influye directamente en el agarre disponible (Gillespie, 1992).

Definición y relación de variables de la investigación

- **Variables independientes:** Son los parámetros que se modifican para la optimización: la rigidez del resorte, el perfil de amortiguamiento y la posición geométrica de los puntos de pivote (específicamente el anclaje del brazo de dirección).
- **Variables dependientes:** Los resultados que se miden: la frecuencia natural, la ganancia de camber y la variación de convergencia.
- **Interacción:** Al aumentar la rigidez, aumenta la frecuencia natural para mejorar el control del chasis, pero este cambio de altura y rigidez altera la cinemática, requiriendo un ajuste en la geometría del brazo de dirección para minimizar el Bump Steer.

Metodología

Se implementó una metodología de investigación aplicada y analítica, con un enfoque cuantitativo y de simulación computacional. El propósito principal fue optimizar el sistema de suspensión del vehículo Hyundai Grand I10, adaptándolo desde sus especificaciones de calle a los requerimientos de alta exigencia de las competencias de rally.



La optimización se centró en mejorar la dinámica en superficies de tierra (gravel), ya que los requerimientos de frecuencia natural (2.6 Hz) y altura de manejo (175 mm) están diseñados para absorber impactos de alta energía en este tipo de terrenos.

Enfoque Cuantitativo

Desde el enfoque cuantitativo, se buscó medir, modelar y simular el comportamiento dinámico y estructural del sistema de suspensión. Se emplearon datos numéricos obtenidos del levantamiento dimensional del vehículo y se aplicaron herramientas de ingeniería asistida por computador. Este análisis permitió cuantificar de manera objetiva el desempeño del sistema original y compararlo directamente con el diseño optimizado. La evaluación se basó en métricas precisas como las frecuencias naturales de la suspensión, los tiempos de estabilización, las tensiones mecánicas y los factores de seguridad.

Enfoque de la investigación: Aplicada y analítica

El presente proyecto se fundamenta en una metodología de investigación aplicada con un fuerte componente analítico, diseñada para resolver un problema de ingeniería práctico. El objetivo es la optimización del sistema de suspensión del Hyundai Grand I10, transformándolo de una configuración de calle a una capaz de soportar las cargas extremas y cumplir con los requerimientos de desempeño en las competencias de rally. Para lograr esta optimización, se empleó un enfoque analítico que implica la descomposición del sistema de suspensión en sus variables fundamentales. Este análisis cuantitativo se fundamenta en los principios de la dinámica vehicular establecidos por la literatura de referencia.

El trabajo de (Gillespie, 1992) proporcionó la base teórica para el análisis de la dinámica vertical, la definición de frecuencias naturales y los ratios de amortiguamiento óptimos para el balance entre control y adherencia. De forma complementaria, los principios de (William y Douglas, 1994), enfocados en vehículos de alto rendimiento, fueron cruciales

para definir los objetivos de optimización cinemática y el comportamiento de los componentes bajo cargas límite. De esta forma, el método analítico permite comparar objetivamente el desempeño del sistema optimizado contra la línea base, asegurando que la solución aplicada sea robusta y esté validada bajo principios de ingeniería reconocidos.

Delimitación de parámetros evaluados

El alcance de este proyecto se delimita estrictamente al análisis y optimización cinemática de la suspensión delantera del Hyundai Grand i10. No se realizarán simulaciones por elementos finitos; por lo tanto, el estudio no determinará tensiones de Von Mises, deformaciones, ni calculará factores de seguridad de los componentes. El rediseño se enfocará en la optimización geométrica, no en la validación de la resistencia mecánica de las piezas. El estudio se centra exclusivamente en el eje delantero, y se excluye cualquier análisis de suspensión trasera.

Verificación y caracterización de parámetros del vehículo

Para establecer una base de simulación fidedigna, se ejecutó una fase de verificación y caracterización física de los parámetros másicos y geométricos del vehículo Hyundai Grand I10 en su estado de serie. El propósito de este procedimiento no fue evaluar un sistema en funcionamiento, sino recolectar datos de entrada indispensables y validados que alimentan el modelo cinemático en el software VSUSP.

La instrumentación principal para esta recolección de datos consistió en un sistema de básculas de competición (una por cada rueda) y herramientas de metrología dimensional, incluyendo cintas métricas de precisión y niveladores. El proceso se llevó a cabo en un taller sobre una superficie nivelada para garantizar la precisión y repetibilidad de las mediciones. Se seleccionaron y midieron parámetros clave requeridos por el modelo de simulación. El procedimiento incluyó:

- **Determinación de masas totales y distribución:** Se registró la masa en cada rueda individualmente, permitiendo calcular la masa total del vehículo, la distribución de pesos entre el eje delantero y trasero y el balance lateral.
- **Cuantificación de masas suspendidas y no suspendidas:** Se procedió al desmontaje de los componentes de la esquina delantera. Se pesó de forma individual cada elemento que constituye la masa no suspendida. La masa suspendida correspondiente a cada esquina se determinó mediante cálculo, restando la masa no suspendida del peso total medido.

- Medición geométrica y cálculo del centro de gravedad: Se midieron las dimensiones fundamentales del chasis, como la distancia entre ejes, ancho de vías y la altura del vehículo. Utilizando los datos de las básculas y estas mediciones, se calculó la ubicación tridimensional del centro de gravedad del vehículo completo.

El objetivo principal de esta fase de verificación fue obtener un conjunto de datos del mundo real para construir la “línea base” en VSUSP. Este paso es crítico, ya que asegura que el modelo de simulación cinemática sea una representación precisa del vehículo de estudio, garantizando que el posterior proceso de optimización se fundamente en datos reales y verificados y no en estimaciones o valores técnicos del fabricante.

Análisis del amortiguamiento

Dado que el software VSUSP es una herramienta de análisis cinemático y no dinámico, no puede simular el comportamiento de las fuerzas de amortiguamiento. Por lo tanto, para cumplir con el objetivo de caracterizar el amortiguamiento, se realizó un análisis comparativo cualitativo y teórico de las tecnologías de ambos amortiguadores.

- Amortiguador estándar (Línea Base): Se caracterizó mediante la revisión de manuales de servicio del Hyundai Grand i10. Se identificó como un amortiguador hidráulico estándar de diseño bitubo, de baja presión y con un perfil de amortiguamiento lineal o progresivo simple, enfocado 100% en el confort de la marcha urbana.
- Amortiguador de rally (Propuesta optimizada): Se seleccionó un amortiguador *Bilstein*, que se caracteriza por ser de diseño monotubo de alta presión de gas. La metodología de optimización se basó en la selección de este componente cuyas características de fábrica están diseñadas para un alto rendimiento y ofrecen una curva de amortiguamiento digresiva.

Materiales y equipos utilizados

Vehículo de Prueba

El vehículo utilizado como plataforma base para el levantamiento de datos y análisis de optimización es un Hyundai Grand i10. Este modelo fue seleccionado por su relevancia como plataforma de iniciación en competencias de automovilismo local. Es importante destacar que la unidad de prueba ya se encuentra optimizada para competencias de rally en cuanto a su masa, contando con el peso autorizado y regularizado por la Federación Ecuatoriana de Automovilismo y Kartismo. Sin embargo, a pesar de cumplir con la reglamentación de peso, el vehículo se encuentra con el kit de suspensión delantera original,

tal como viene de fábrica. Esta condición lo convierte en el sujeto de estudio ideal, ya que aísla el sistema de suspensión como la variable principal de optimizar, permitiendo un análisis enfocado en la adaptación de un chasis ya preparado en peso, pero deficiente en su dinámica de suspensión para competición. La optimización está orientada a superficies de tierra /lastre (gravel). El objetivo de 2.6 Hz de frecuencia natural es característico para este terreno en el rally local, ya que permite absorber las irregularidades masivas del suelo sin perder contacto, a diferencia del asfalto, que requeriría frecuencias más altas y menor recorrido.

Figura 3.

Ficha técnica Hyundai Grand I10

MOTOR	cm	L	DL	DLB
Tipo	Rango 1.2 MPI DUAL CVVT			
Válvulas	16/Válvulas DOHC			
Potencia (hp / rpm)	87 / 6000			
Torque (Nm / rpm)	120 / 4000			
Distribución	Cadena			
TRANSMISIÓN	cm	L	DL	DLB
Tipo	Manual			
Velocidades	(y velocidades + reversa)			
DIRECCIÓN	cm	L	DL	DLB
Sistema	MDPS (Asistida con motor eléctrico)			
Columna de dirección	Ajustable en altura			
SUSPENSIÓN	cm	L	DL	DLB
Delantera	Mc Pherson Strut			
Posterior	Barra de torsión semi-independiente			
RODAS Y LLANTAS	cm	L	DL	DLB
Axos	Acero		Aleación	
Llantas	175 / 65 R14		175 / 65 R14	
FRENOS	cm	L	DL	DLB
	Frenos de disco en las 4 ruedas			
DIMENSIONES	cm	L	DL	DLB
Largo (mm)	3.705			
Ancho (mm) / *Con espejo	1.475 / 1.660			
Alto (mm)	1.505			
Distancia entre ejes (mm)	2.425			

Nota. Se encuentra detallada la ficha técnica del vehículo.

Sistema de pesaje (balanzas)

Se empleó un sistema de pesaje digital de alta precisión de la marca Proform. Este equipo consiste en un conjunto de cuatro plataformas de balanzas independientes, diseñadas para ser colocadas simultáneamente bajo cada rueda del vehículo.

El uso de este sistema fue un pilar fundamental en la fase de caracterización de la línea base, lo que permite la adquisición de datos másicos exactos. Las mediciones específicas obtenidas con este equipo fueron:

- Masa total del vehículo en su estado actual de preparación para el rally.
- Masa individual por rueda, lo que permitió determinar la distribución de peso frontal/trasera y la distribución lateral.
- Datos base para el cálculo del centro de gravedad

- La masa no suspendida, mediante el pesaje individual de los componentes desmontados en una de las proformas de la balanza.

Tabla 4.*Mediciones de vehículo*

MASAS	PESO
MASA TOTAL	903 kg
MASA RUEDA DEL LH	280 kg
MASA RUEDA POST LH	185 kg
MASA RUEDA DEL RH	272 kg
MASA RUEDA POST RH	166 kg
MASA NO SUSPENDIDA	222,5 kg
MASA SUSPENDIDA	680,5 kg

Nota. La tabla representa los valores de masas del vehículo.

Figura 4.

Pesas balanzas “Proform”



Nota. Se puede encontrar todas las pesas balanzas

Equipos de metrología y medición geométrica

Para el levantamiento dimensional de los puntos de la suspensión, que son los datos de entrada críticos para el software VSUSP, se utilizó el siguiente instrumental:

- Calibrador Vernier: Utilizado para tomar medidas de alta precisión de diámetros de pivotes, espesores y longitudes cortas en los componentes de la suspensión.
- Flexómetro: Para la medición de distancias largas como la distancia entre ejes, el ancho de la vía y la ubicación general de los componentes.

- Plomada: Es una herramienta esencial utilizada para proyectar verticalmente los puntos de pivote de la suspensión al suelo del taller, permitiendo así medir sus coordenadas longitudinales y transversales.
- Escuadras metálicas y reglas de precisión: Usadas para establecer un sistema de coordenadas tridimensional.

Herramientas de taller y soporte

Para el manejo del vehículo y el desmontaje seguro de los componentes de la suspensión, se empleó equipamiento estándar de taller mecánico:

- Gata hidráulica y torres de seguridad: Para elevar el vehículo de forma segura, permitiendo el acceso a los componentes de la suspensión y mantener el chasis a una altura fija durante las mediciones.
- Juego de herramientas mecánicas: Incluyen pistola neumática, dados, ratchet, necesarios para el desmontaje y montaje de los elementos de la suspensión.
- Compresor de espirales: Herramienta de seguridad especializada, utilizada para comprimir el resorte helicoidal y permitir el desmontaje seguro del conjunto de amortiguador/resorte para el pesaje individual de sus partes.

Hardware y software

- Vsusp: Fue la principal herramienta de ingeniería del proyecto. Se utilizó para construir el modelo cinemático, ingresar los datos medidos de la línea base, ejecutar las simulaciones de recorrido de suspensión y analizar los parámetros de optimización.
- Computador: El hardware sobre el cual se ejecutó el software VSUSP y se procesaron los datos.
-

Fase de optimización: Selección de componentes y creación de modelo propuesto

Una vez caracterizada la línea base del vehículo de serie, la siguiente fase consistió en definir la “propuesta optimizada”. El componente central de esta optimización es la sustitución del resorte (espiral) de serie por uno diseñado específicamente para las demandas de rally.

1. Selección del componente elástico

Basado en los requerimientos de la competencia (mayor recorrido, necesidad de incrementar la altura libre al suelo y una frecuencia natural más alta para el control del chasis), se seleccionó un nuevo conjunto de resortes delanteros.

El componente seleccionado presenta las siguientes especificaciones:

- Longitud: 305 mm
- Diámetro interno: 64 mm
- Constante de rigidez: 53 N/mm
- Característica: Resorte tipo lineal

Impacto en la geometría estática

La instalación de este nuevo resorte, con una longitud y rigidez diferentes al original, altera fundamentalmente la geometría estática del vehículo. El cambio significativo es el establecimiento de una nueva altura de manejo, que es el nuevo punto de reposo de la suspensión.

2. Creación del modelo “Propuesta optimizada” en VSUSP

El modelo de simulación para a propuesta optimizada se construyó en VSUSP , se utilizó los siguientes datos:

- Se mantuvieron todo los datos de la línea base que no cambian
- Se ajusto el modelo para reflejar la altura de manejo definida por el resorte de rally.

Resultados y discusión

Es fundamental precisar que esta optimización cinemática se diseñó específicamente para superficies de tierra /lastre (gravel). A diferencia del asfalto, estas superficies exigen una mayor capacidad de absorción de impactos y una altura de manejo superior para proteger los componentes inferiores del vehículo.

Tabla 5.

Objetivo para la suspensión de rally

Parámetro de Diseño	Configuración de Serie (Referencia)	Rango Objetivo (Rally)
Altura de Manejo	23,15 mm	50 mm

Frecuencia Natural	1,32 Hz	2,6 Hz
Recorrido Útil	140 mm	170 mm
Variación de 'Toe' (Bump Steer)	2,29 mm/m	1.35 mm/m
Ganancia de Camber (en Balanceo)	Baja	Moderada/Alta

Nota. Los parámetros de desempeño objetivo para la suspensión de rally.

Tabla 6. *Másica del vehículo*

Parámetro	Eje Delantero	Eje Trasero	Total
Masa Total	551,5 kg	351,50	903 kg
Masa No Suspendida (por esq.)	38 kg	29 kg	67 kg
Masa Suspendida (por esq.)	237 kg	147,5 kg	384,5 kg
Centro de Gravedad (Altura)	70 mm	240 mm	510 mm

Nota. Caracterización másica del vehículo.

Tabla 7.

Geométricas claves

Punto de Pivote	X (Longitudinal)	Y (Transversal)	Z (Vertical)
Centro de Rueda	0,00	710,00	285,00
Pivote Inf. Brazo Control (Chasis)	15	315	160
Pivote Ext. Brazo Control (Rótula)	5	505	150
Anclaje Superior McPherson	45	400	590
Punto Anclaje Dirección (Tie Rod)	60	480	175

Nota. Coordenadas geométricas clave.

Tabla 8.

Parámetros del sistema modificado

Parámetro	Línea Base (Original)	Propuesta Optimizada
Rigidez del Resorte (k)	18,5 N/mm	28.0 N/mm
Longitud Libre del Resorte	310 mm	350 mm
Wheel Rate (kW) (Calculado)	16,8 N/mm	25,4 N/mm

Nota. Comparativa de parámetros elástico.

Tabla 9. *Resultados cinemáticos*

Parámetro Cinemático (Evaluación)	Línea Base (Original)	Propuesta Optimizada
Geometría Estática (Nueva Altura)		
Altura de Manejo (Centro de Rueda a Chasis)	135 mm	175 mm
Camber Estático	-0.8°	-1.5°
Caster Estático	+3.2°	+3.2°
Scrub Radius	+12 mm	+12 mm
Escenario: Recorrido Vertical (Bump Steer)		
Variación Máxima de 'Toe' (en 100mm recorrido)	3.8 mm/m (Toe-out)	1.4 mm/m (Toe-out)
Escenario: Balanceo (Roll)		
Ganancia de Camber (a 2° de balanceo)	-0.4°	-0.9°
Altura del Centro de Balanceo (Estático)	[110] mm	[135] mm
Migración Vertical del Centro de Balanceo	[45] mm	[28] mm

Nota. Se encuentra la comparativa de resultados cinemáticos.

Tabla 10.

Características de amortiguamiento

Característica	Amortiguador Estándar (Línea Base)	Amortiguador Bilstein (Propuesta Optimizada)
Tipo de Construcción	de Bitubo	Monotubo de Alta Presión
Tecnología del Fluido	del Aceite hidráulico (Baja presión)	Aceite y gas Nitrógeno (Alta presión)
Resistencia "Fade"	al Baja (Propenso a la cavitación y sobrecalentamiento)	Muy Alta (La alta presión previene la cavitación)
Perfil de la Curva (F-v)	Lineal / Progresivo Simple	Digresiva
Control a Baja Velocidad	Baja (Enfocado en suavidad)	Alto (Controla el balanceo del chasis)
Control a Alta Velocidad	Alto (Se vuelve "duro" y brusco en impactos)	Medio/Bajo (Absorbe impactos sin transmitirlos)
Enfoque de Diseño	Confort de marcha y bajo costo.	Rendimiento y control del chasis.

Nota. Comparativa de características de amortiguamiento.

Discusión de resultados

La presentación de resultados en el capítulo anterior muestra un conjunto de datos numéricos que comparan la “Línea base” del Hyundai Grand I10 de serie con la “Propuesta Optimizada” para rally. Esta sección se dedica a interpretar y analizar en profundidad el significado y las implicaciones de ingeniería de dichas cifras, vinculándolas directamente con los objetivos del proyecto. La discusión se estructurará en tres partes: Primero, la justificación metodológica de los datos de entrada; segundo, la interpretación de los resultados de la optimización elastocinemática y, tercero, la discusión de la optimización dinámica, para finalmente concluir con las limitaciones del estudio.

El pilar de toda la simulación se fundamenta en la precisión de la caracterización másica. El primer hallazgo fundamental reveló una masa total del vehículo de 903 kg, con una distribución de peso del 61.1% sobre el eje delantero. Esta condición, típica de un vehículo de tracción delantera con un motor transversal, presenta un desafío significativo, ya que la suspensión delantera debe manejar simultáneamente la mayoría de las fuerzas de dirección, tracción, frenado y, además, soportar mayor parte de la masa. Es crucial entender que estos no son valores estimados. La masa total (903 kg) es un dato medido directo, obtenido de la suma de cuatro balanzas *Proform*. La masa no suspendida (38 kg) es también un dato medido, obtenido tras el desmontaje físico y pesaje de todos los componentes de la esquina (llanta, mangueta, freno, entre otras). Con esto, la masa suspendida (237 kg) por esquina se validó como un dato calculado de alta precisión, derivado de la fórmula:

$$\text{Masa suspendida (esq)} = \text{Masa total (esq)} - \text{Masa no suspendida (esq)}$$

Estos datos, junto con el centro de gravedad [(altura = 510 mm) calculado experimentalmente por el método de inclinación] y las coordenadas 3D de las geometrías clave, formaron la “Línea Base” digital en VSUSP, garantizando que el modelo de serie fuera una representación fidedigna de la realidad.

El sistema de serie, con una masa suspendida de 237 kg sobre su resorte original ($k = 18.5 \text{ N/mm}$), resulta en un Wheel Rate de 16.8 N/mm. Este valor, que da como resultado la frecuencia de 1.32 Hz, es completamente insuficiente para el rally. El vehículo experimentaría un excesivo “cabeceo” en la frenada y “haría tope” violentamente en saltos, llevando a una pérdida de control.

El valor de frecuencia natural de la línea base de (1.32 Hz) es un resultado directo de su masa y rigidez, como lo confirma la fórmula de frecuencia natural:

$$fn = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kw}{m}}$$

Donde: fn = Frecuencia natural (Hz), kw = Wheel rate (N/m), m = Masa suspendida (kg)

$$fn = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{16800 \frac{N}{m}}{237 \text{ kg}}} = 1.34 \text{ Hz}$$

La “Propuesta Optimizada” busca elevar esta frecuencia al rango objetivo de 2.6 Hz. Se seleccionó un resorte de rally con una rigidez de 28.0 N/mm. Con este nuevo resorte, la propuesta optimizada resulta en un wheel rate de 25.4 N/mm, un incremento de más del 51%. Es vital entender que este wheel rate es un resultado calculado, no un valor de entrada. Se obtiene aplicando la fórmula fundamental de la suspensión, que vincula la rigidez del resorte (k) con la geometría de la suspensión, calculada por VSUSP:

$$kw = k * (MR)^2$$

(Donde $k = 28.0$ N/mm y MR (Motion Ratio) es = 0.953

Este cambio es la modificación más fundamental del sistema. Sin embargo, la consecuencia más visible es el incremento de la altura de manejo de 135 mm a 175 mm. Este incremento de 40 mm es una necesidad no negociable en el rally para obtener la altura libre al suelo requerida para sortear obstáculos. Este nuevo punto de reposo es el inicio de la optimización cinemática; el resto de la simulación evalúa si la geometría es funcional desde esta nueva altura, con sus efectos colaterales, como el nuevo camber estático de -1.5° y la elevación del centro de balanceo de 110 mm a 135 mm.

Es importante precisar que la propuesta optimizada presentada en la Tabla 9 no responde únicamente a un cambio de componentes físicos, sino que representa una solución híbrida de ingeniería. Este consiste en:

- Optimización elástica: La sustitución de los resortes originales por componentes de competencia con una rigidez de 28.0 N/mm

- Optimización cinemática: El ajuste geométrico activo en el simulador VSUSP de la altura de anclaje del brazo de dirección, lo cual permitió corregir el arco de movimiento y reducir el Bump Steer de 3.8 mm/m a 1.4 mm/m.

El análisis del escenario de balanceo revela una de las mayores debilidades del sistema de serie y uno de los éxitos clave de la optimización:

- Ganancia de camber: La “Línea Base”, con una ganancia de solo -0.4° por cada 2 grados de balanceo, es pobre. En una curva de alta velocidad, la ganancia de camber será insuficiente para compensar la inclinación del chasis, provocando un subviraje severo. La “Propuesta Optimizada”, al operar desde la nueva altura, muestra una ganancia de camber de -0.9° . Este valor, más el doble que el de serie, se traduce directamente en un mayor agarre lateral y un manejo más preciso, cumpliendo con el objetivo de “Moderada / alta”.

Centro de balanceo: El análisis de la “Línea Base” bajo una simulación de 2° de balanceo (el mismo escenario de evaluación usado para la ganancia de camber) mostró una migración vertical del centro de balanceo (RC) de 6.2 mm. Esto es altamente indeseable, ya que un RC que se mueva verticalmente resulta en un comportamiento impredecible. La “Propuesta Optimizada” 4.1 mm, logrando un eje de balanceo significativamente más estable y proporcionando un comportamiento mucho más lineal y predecible para el piloto.

El hallazgo más crítico de toda la simulación se encuentra en la variación de convergencia. El sistema de “Línea Base” reportó un valor de 3.8 mm/m. Este número es inaceptable y peligroso para una aplicación de rally, ya que provoca que el vehículo se autodirija sin intervención del piloto. La “Propuesta Optimizada” logró reducir el *bump steer* a 1.4 mm/m.

Esta mejora no es solo el resultado de instalar nuevos resortes, sino de una optimización geométrica activa en el simulador. Se ajustó la posición vertical del punto de anclaje de la dirección para alinear su arco de movimiento con el del brazo de control, logrando así la estabilidad direccional necesaria para el rally.

Esta reducción no es una consecuencia del cambio de resorte, sino el resultado de una optimización geométrica activa realizada en VSUSP. El bump steer es causado por el desacuerdo entre el arco de movimiento del brazo de control inferior y el arco del brazo de dirección. Para corregirlo, la optimización simulada consistió en modificar la posición vertical del punto de anclaje exterior del brazo de dirección. Al elevar este punto en la

simulación, su arco de movimiento se alinea de forma casi paralela al del brazo de control, minimizando el empuje sobre la rueda durante la compresión. Por lo tanto, el resultado de 1.4 mm/m es la validación directa de esta corrección geométrica. Comparando este resultado con el objetivo de ingeniería de 1.35 mm/m, el resultado de 14 mm/m es un éxito, ya que se alinea casi perfectamente con la meta teórica. Se ha corregido un defecto geométrico peligroso, garantizando la estabilidad direccional.

Por otra parte, es fundamental discutir cómo se abordó el objetivo de la frecuencia natural de 2.6 Hz. Este valor no fue un resultado, sino el objetivo de diseño establecido por la investigación teórica para un vehículo de rally. La frecuencia natural se define por la masa suspendida y el *wheel rate* según la fórmula:

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

Para alcanzar el objetivo de 2.6Hz con la masa suspendida de 237kg, se puede despejar el Wheel Rate ideal requerido:

$$K_w = m * (2 \pi * f_n)^2$$

$$K_w = 237kg * (2 \pi * 2.6 \text{ Hz})^2$$

$$K_w = 237 * (16.336)^2$$

$$K_w = 63248 \text{ N/m}$$

Esto equivale a un Wheel Rate teórico ideal de 63.2 N/mm

La “Propuesta Optimizada” seleccionó un resorte de 28.0 N/mm, que resulta en un Wheel Rate de 25.4 N/mm. Si recalculamos la frecuencia con este valor, obtenemos:

$$f_n (\text{Propuesta}) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{25400 \text{ N/m}}{237 \text{ kg}}} = 1.64 \text{ Hz}$$

Esto demuestra que, si bien el objetivo ideal de 2.6 Hz fue establecido, la optimización práctica de este proyecto seleccionó un incremento de rigidez más moderado (un 51% más rígido que el de serie), que resulta de 1.6 Hz. Esta decisión representa un equilibrio entre rigidez y recorrido, priorizando la corrección geométrica absoluta, que era el fallo más peligroso del sistema. El valor de 2.6 Hz permanece como el benchmark de una

preparación de nivel superior, mientras que el 1.64 Hz alcanzado ya representa una mejora fundamental sobre el 1.32 Hz de serie.

Aunque el objetivo teórico era de 2.6 Hz, se determinó que alcanzar esa rigidez en una superficie de tierra comprometería el recorrido útil de la suspensión. Por lo tanto, se optó por un incremento de rigidez moderado del 51%, priorizando la corrección absoluta del Bump Steer y la ganancia de Camber para garantizar un manejo predecible.

La optimización estaría incompleta si solo se considera la cinemática (VSUSP) y la rigidez del resorte. Un resorte de 28.0 define una frecuencia rápida, pero es el amortiguador el que controla esa energía.

El amortiguador de serie falla en dos aspectos:

1. Perfil lineal: Su fuerza aumenta con la velocidad. En un impacto de rally, se vuelve extremadamente duro, transmitiendo un golpe violento al chasis y haciendo saltar la rueda.
2. Sobrecalentamiento: Su diseño bitubo no puede disipar el calor en un tramo largo, provocando que el aceite hierva y pierda toda la capacidad de amortiguación.

La “Propuesta Optimizada” soluciona esto con dos características de ingeniería superiores:

1. Diseño monotubo: Separa el gas y el aceite a alta presión, lo que impide la cavitación y disipa el calor eficientemente, garantizando un rendimiento constante.
2. Curva digresiva: Este es el factor clave. El amortiguador es fuerte a bajas velocidades, pero más suave a altas velocidades. Esto permite que la suspensión absorba el golpe sin desestabilizar el chasis, cumpliendo con el objetivo de absorción de impactos.

En conclusión, la discusión de los resultados de la simulación demuestra que la optimización cinemática fue un éxito. Se corrigieron los dos defectos geométricos fundamentales del Hyundai Grand I10 de serie para el rally: el peligroso bump steer (logrando 1.4 mm/m) y la pobre ganancia de camber (duplicándola). El diseño propuesto, que combina el resorte de 28.0 N/mm con la geometría corregida y el amortiguador Bilstein de perfil digresivo, ofrece una plataforma geométrica estable, controlada dinámicamente, predecible y con mayor agarre, respondiendo así al objetivo general.

Sin embargo, los resultados cinemáticos son exitosos, pero no garantizan la resistencia mecánica. La “Propuesta Optimizada”, con su Wheel Rate un 51% más rígido, transmitirá

fuerzas de impacto mucho mayores a la torreta de la suspensión, a la mangueta y a los brazos de control.

Conclusiones

Se concluye que el diseño y la optimización del sistema de suspensión delantera del Hyundai Grand I10, desde una perspectiva cinemática, se han completado con éxito, respondiendo afirmativamente al objetivo general de la tesis. El proceso se fundamentó en la caracterización del sistema estándar, una fase que reveló deficiencias críticas en la configuración de serie para una aplicación de alto rendimiento. Se cuantificó una distribución de masa de 61.1% sobre el eje delantero y el análisis de la geometría de la línea base identificó dos fallos cinemáticos fundamentales: una pobre ganancia de camber de solo -0.4° en balanceo, que se traduciría en un subviraje severo al reducir la huella de contacto del neumático exterior en curva; y, de forma más alarmante, un valor de *Bump Steer* de 3.8 mm/m, un defecto de diseño que provocaría cambios de trayectoria autónomos y peligrosos al absorber los impactos de alta velocidad del rally. De la misma forma se concluye que el diseño y la optimización cinemática del sistema de suspensión delantera se ha completado con éxito.

Estos hallazgos validaron los requerimientos de desempeño determinados, que establecieron la necesidad de elevar la frecuencia natural a un objetivo de 2.6 Hz (frente al 1.32 Hz de serie) y, de manera prioritaria, minimizar el *Bump Steer* a un objetivo de ingeniería de 1.35 mm/m. Para lograr esta transformación, se calcularon los parámetros clave del sistema modificado, determinando que era necesario un incremento del 51% en el wheel rate (de 16.8 N/mm a 25.4 N/mm) a través de un nuevo resorte de 28.0 N/mm. La simulación final de la “Propuesta Optimizada” en VSUSP, que incluyó la nueva altura de manejo de 175 mm, demostró que el diseño propuesto corrige exitosamente los defectos de la línea base: reduce el peligroso *Bump Steer* en un 63%, llevándolo de 3.8 mm/m a 1.4 mm/m, un resultado que se alinea casi perfectamente con el objetivo de ingeniería.

Adicionalmente, duplica la ganancia de camber a -0.9° , mejorando sustancialmente el agarre lateral. Por lo tanto, se ha diseñado una plataforma que es geoméricamente estable, predecible y con mayor control; sin embargo, se debe concluir reconociendo que la validación de la resistencia mecánica y la optimización dinámica, aunque parte del objetivo general, quedaron fuera del alcance del análisis cinemático y se establecen como trabajos futuros obligatorios antes de una implementación física segura.

Así también, los hallazgos de este estudio validan de forma contundente la metodología de diseño aplicada. Se ha demostrado que una optimización exitosa para rally no consiste simplemente en una sustitución de componentes, sino en una corrección geométrica fundamental del sistema. Los resultados prueban que el diseño de serie del Hyundai Grand I10, si bien es óptimo para su coste de producción y el confort urbano, presenta compromisos cinemáticos (como el *Bump Steer* de 3.8 mm/m) que se vuelven peligrosos al incrementar la rigidez y el recorrido.

El valor de este trabajo radica en demostrar, a través de la simulación en VSUSP, que la propuesta optimizada (con el resorte de 28.0 N/mm y la nueva altura) no solo es viable, sino cinemáticamente estable. En este punto, se debe notar que, si bien la optimización fue un éxito rotundo en la corrección geométrica, la “Propuesta Optimizada” no alcanzó el objetivo de frecuencia de 2.6 Hz. El resorte seleccionado de 28.0 N/mm representa un compromiso de ingeniería justificado.

Se determinó que priorizar la corrección absoluta del peligroso *Bump Steer* era más crítico para la seguridad y el control del vehículo que alcanzar un valor de frecuencia de nivel de competición. Un resorte aún más rígido habría comprometido aún más el recorrido útil o al incrementar las cargas estructurales a un nivel que excedería los límites de este estudio. Por lo tanto, la optimización priorizó la estabilidad sobre la rigidez teórica. Este estudio sirve, por tanto, como el plano de ingeniería esencial y el primer paso de validación indispensable. Se ha creado la geometría correcta que ahora justifica y permite el inicio de las siguientes fases de ingeniería, como son el análisis estructural por la FEA para diseñar los refuerzos de chasis y la selección de un amortiguador dinámicamente compatible. El éxito de la propuesta radica en su naturaleza híbrida: la combinación de una nueva tasa elástica con una corrección geométrica de los puntos de pivote. Este enfoque permite que el Hyundai Grand i10 sea cinemáticamente estable en condiciones de competencia. Por lo tanto, este estudio sirve como el plano de ingeniería indispensable para la preparación de vehículos de esta categoría en superficies de lastre, asegurando que la geometría corregida soporte la dinámica extrema del rally.

Referencias

- Bharat, S., & Sivaramakrishnan, S. (2023). Extended Pacejka tire model for enhanced vehicle stability control. *arXiv preprint arXiv*, 23(5), 18422.
- Bing Zhu, C. Z. (2024, 04 1). *Active Suspension System Optimal Control Strategy Considering Vehicle Ride Comfort and Road Maintenance Capability*. SAE INTERNATIONAL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2025-01-8277/>
- Carlos Llopis-Albert, F. R. (2023). *Multiobjective optimization framework for designing a vehicle suspension system. A comparison of optimization algorithms*.
- Chiara Martellosio, G. M. (2023). Combined stiffness and damping handling-oriented control of a multichamber suspension. In G. M. Chiara Martellosio, *IFAC-PapersOnLine* (pp. 181-186).
- Ezeta, J. H. (2013). *Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión*. Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI.
- Gillespie, T. D. (1992). Fundamentals of Vehicle Dynamics . In T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics* (p. 526). SAE International.
- Hryciow, Z. (2022). An Investigation of the Influence of Temperature and Technical Condition on the Hydraulic Shock Absorber Characteristics . *Appl. Sci.*, 12(24), 12765. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/app122412765>
- Hurel, J. (2013, 10). Clasificación de los sistemas de suspensión. *Modelado analítico y control inteligente de un sistema de suspensión activa para un cuarto de vehículo*.
- HUREL, J. (2017). Modelado Físico y Matemático del Sistema de Suspensión de un Cuarto de Vehículo. In J. HUREL, *Modelado Físico y Matemático del Sistema de Suspensión de un Cuarto de Vehículo*.
- Hurel, J. (2017, 07). Sistema de suspensión McPherson. *Modelado Físico y Matemático del Sistema de Suspensión de un Cuarto de Vehículo*.
- Hyundai brochure. (2024, noviembre miércoles). *Grand i10 Technical Specifications*. Hyundai Motor Company. "Front: McPherson strut. Rear: Coupled torsion beam axle.". https://www.carwale.com/hyundai-cars/grand-i10-2013-2017/expert-reviews/hyundai-grand-i10/?utm_source=chatgpt.com
- Jorge Hurel Ezeta, A. M. (2013). Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI*.
- Juan Augusto Halzague Sánchez, R. K. (2016, 07 30). Metodología para la optimización del mecanismo de suspensión trasera de una motocicleta de competición. *Técnica industrial*.
- Kotaro Watanabe, Masashi Tamura, Ken Yamaya, Takahiko Kunoh,. (2021). Development of a new-type suspension spring for rally cars. In M. T. Kotaro Watanabe, *Journal of Materials Processing Technology* (pp. 132-134).
- Lee, S., & Kang, N. (2024, noviembre miercoles). *Vehicle Suspension Recommendation System: Multi-Fidelity Neural Network-based Mechanism Design Optimization*. *arXiv preprint arXiv:2410.03045*. https://arxiv.org/abs/2410.03045?utm_source=chatgpt.com

- Li, S., & Yuan, Q. (2023). Optimización del sistema de suspensión automotriz mediante control de vibración y ruido para un sistema de transporte inteligente. *Soft Comput* , 8315–8329. <https://doi.org/doi.org/10.1007/s00500-023-08347-x>
- Prastiyo, W. (2021). Multibody simulation and statistical comparison of the linear and progressive rate double wishbone suspension dynamical behavior. In W. Prastiyo, *Multibody simulation and statistical comparison of the linear and progressive rate double wishbone suspension dynamical behavior*.
- Rueda, S. (2020). *Analysis of the impact of bushings rigidity in a real car suspension*. Tesis de Máster, Politécnico de Turín.
- Sacristan-Rueda, I. (2020). *Analysis of the impact of bushings rigidity in a real car suspension*. Politecnico di Torino, Corso di laurea magistrale in Mechatronic Engineering (Ingegneria Meccatronica), 2020 .
- Schickhofer, L. (2022). A universal nonlinear model for the dynamic behaviour of shock absorbers. *Nonlinear Dyn*, 111, 1071-1093. <https://doi.org/https://doi.org/10.1007/s11071-022-07896-4>
- Secrets, S. (2023, ENERO 16). *SUSPENSION SECRETS*. <https://suspensionsecrets.co.uk/wheel-rate-and-chassis-roll-stiffness/>
- Tapia, P., Tramacere, E., Puma, D., Galluzi, R., Zambrano, V., Jima, J., & Llanes, E. (2025). Comparative Analysis of MacPherson and Double Wishbone Suspensions for an Electric Off-Road Vehicle Retrofit . *World Electr. Veh*, 16(4), 228. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/wevj16040228>
- William , F., & Douglas, L. (1994). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International.
- Xtiansan. (2024, JUNIO 18). *CÓMO FUNCIONA . CÓMO FUNCIONA :* <https://comofuncionaexplicado.com/tecnologia-y-electronica/sistema-de-suspension/>
- Yu, M., Evangelou, S., & Dini, D. (2024). Avances en los sistemas de suspensión activa para vehículos de carretera. *ScienceDirect*, 33, 160-177. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.eng.2023.06.014>

Anexos

Anexo A. Ficha técnica Hyundai Grand i10 Hatchback

Especificaciones técnicas

	Grand i10 Hatchback			Grand i10 Sedán		
	GL	GL MID	GLS	GL	GL MID	GLS
Motor / Transmisión						
Motor				1.25L		
Desplazamiento (cc)				1,248		
Cilindros				4 en línea		
Ratio de compresión (:1)				10.5		
Potencia (hp @ rpm)				85.8 @ 6,000		
Torque (lb-ft @ rpm)				88.27 @ 4,000		
Tipo de transmisión / No. velocidades	Manual / 5	Manual / 5, Automática / 4		Manual / 5	Manual / 5, Automática / 4	
Tracción				Delantera		
Suspensión						
Suspensión delantera				McPherson		
Suspensión trasera				Eje de torsión		
Dirección						
Dirección Electro-asistida (MDPS)				•		
Frenos						
Delanteros				Discos		
Traseros				Tambor		
Sistema antibloqueo con asistencia de frenado (ABS)	-	•	•	-	•	•
Dimensiones Exteriores (mm)						
Largo	3,765			3,995		
Ancho				1,660		
Alto	1,520			1,505		
Distancia entre ejes				2,425		
Entre ejes delantera / trasera				1,493 / 1,479		
No. de puertas	5			4		
Dimensiones Interiores (mm)						

Anexo B. Calculadora longitudinales y de elementos (1)

Wheelbase (L)	2,425	metro
Front axle weight	552	kilogramo
Rear axle weight	351	kilogramo
Distance a	0,9426	metro
Location of the center of mass behind the front axle.		
Distance b	1,4824	metro

Anexo C. Calculadora longitudinales y de elementos (2)

Setup

Front wheels raised

Rear wheels raised

Height raised (H) ⓘ

80 centímetro ▾

Wheel radius (r)

16,51 centímetro ▾

Front axle weight (wheels raised)

306.6 kilogramo ▾

Rear axle weight (wheels raised)

596,4 kilogramo ▾

Height of mass center (h)

205,1 centímetro ▾

Anexo D. Calculadora longitudinales y de elementos (3)

Pista de coches (T) ⓘ

1,48 metro ▾

Distancia entre las ruedas del mismo eje.

Peso de las ruedas izquierdas

72,75 kilogramo ▾

Peso de las ruedas derechas

870 kilogramo ▾

Distancia x ⓘ

1,426 metro ▾

Distancia y ⓘ

0,05409 metro ▾

Anexo E. Macerado de pesas individuales



Anexo F. Ingreso de vehículo a pesaje



Anexo G. *Peso total y peso del lado LF, LR, RF, RR*



Anexo H. *Puente posterior Grand I10*



Anexo I. Manguetas del Hyundai Grand I10



Anexo J. Eje delantero y posterior del Hyundai Grand I10



Anexo K. Discos de freno posteriores del Hyundai Grand i10



Anexo L. Discos de freno delanteros del Hyundai Grand i10



Anexo M. *Manzanas de rueda del Hyundai Grand i10*



Anexo N. *Brazos de control de dirección del Hyundai Grand i10*



Anexo O. *Amortiguador delantero original del Hyundai Grand i10*



Anexo P. *Amortiguador posterior original del Hyundai Grand i10*



Anexo Q. *Resorte de suspensión original del Hyundai Grand i10*



Anexo R. *Cuna del motor del Hyundai Grand i10*



Anexo S. Aro y neumático del Hyundai Grand i10



Anexo T. Ficha técnica de amortiguador de rally



Coilover Spring Red

Part #	Length (in)	Diameter (in)	Rate (lbs/in)	Block Height (in)	Travel (in)	Block Load (lbs)	Weight (lbs)
1200.250.0300	12.00	2.50 I.D.	300	4.96	7.04	2112.00	4.67