



FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Propuesta de diseño de un chasis auto portante para un vehículo eléctrico ligero

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:

INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Autor:

Andrés Fabricio Chimbo Pañi

Director:

Ing. Robert Rockwood Mgst.

**CUENCA - ECUADOR
2025**

Dedicatoria

Quiero comenzar agradeciendo profundamente a mis padres, por su amor incondicional y sus enseñanzas que me han formado, y a mis hermanos, por su compañía y apoyo constante que hacen que los días sean más llevaderos y alegres. También agradezco a todas las personas que, de algún modo, me han ayudado y acompañado en mi camino; su presencia y ayuda han dejado huella en mi vida.

A mi esposa, gracias por inspirarme cada día a ser mejor, por tu paciencia, tu amor y tu apoyo incondicional. Tu compañía y tu ejemplo me motivan a seguir creciendo, y cada logro se siente más grande porque lo comparto contigo y con todas las personas que han creído en mí.

Agradecimientos

Primero quiero agradecer a Dios, por darme vida, fuerza y guía en cada paso de mi camino, por iluminar mis decisiones, darme esperanza en los momentos difíciles y permitirme llegar hasta aquí con fe y gratitud.

A mis padres, a mi familia y a mi esposa, gracias por su amor, paciencia y apoyo constante. Cada uno de ustedes ha sido un pilar en mi vida, y su confianza y ejemplo me han motivado a superar retos y valorar cada logro.

Finalmente, agradezco a todos mis profesores, por su dedicación y por compartir sus conocimientos. Su guía y enseñanzas han sido fundamentales para crecer personal y académicamente, y siempre llevaré conmigo lo aprendido.

INDICE

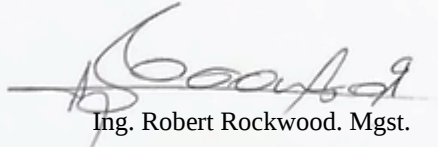
I. Introducción.....	1
II. Metodología.....	3
Zonas de refuerzo:	5
Materiales:	5
Peso:	5
Dimensiones:	6
III. Resultados	8
Análisis de la rigidez torsional	8
Análisis de la rigidez a la flexión	8
Análisis de resistencia estructural.....	9
Resultados del análisis estructural	10
Conclusiones y recomendaciones	10
Recomendaciones	10
Referencias bibliográficas.....	11
Anexos.....	12
Anexo 1	12
Anexo 2	13

PROPUESTA DE DISEÑO DE UN CHASIS AUTO PORTANTE PARA UN VEHÍCULO ELÉCTRICO LIGERO

RESUMEN

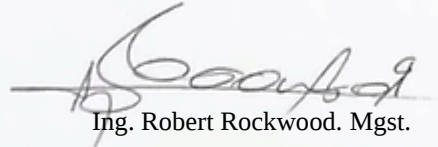
El presente trabajo propone el diseño de un bastidor autoportante para un vehículo urbano ligero, tomando como referencia las estructuras de automóviles tipo Kei Car. Se generaron tres propuestas iniciales y tras una encuesta al público, se seleccionó la más aceptada. Se inspeccionaron vehículos reales para obtener referencias estructurales y se modeló el bastidor en un programa CAD. Luego, se realizaron simulaciones computacionales de Ingeniería Asistida (CAE) para evaluar sus prestaciones mecánicas bajo diferentes condiciones de carga. Los resultados permitieron validar el diseño, detectar zonas críticas y proponer mejoras, contribuyendo así al desarrollo de soluciones para impulsar el desarrollo de la industria automotriz nacional.

Palabras clave: chasis autoportante, diseño asistido por computador, diseño de vehículos.



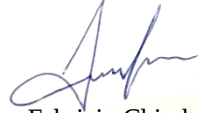
Ing. Robert Rockwood. Mgst.

Director del trabajo de titulación



Ing. Robert Rockwood. Mgst.

Director de escuela



Andres Fabricio Chimbo Pañi

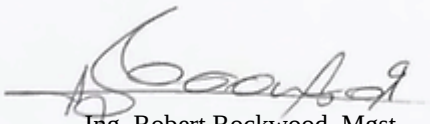
Autor

DESIGN PROPOSAL FOR A UNIBODY CHASSIS FOR A LIGHTWEIGHT ELECTRIC VEHICLE

Abstract

The present work proposes the design of a self-supporting frame for a lightweight urban vehicle, taking Kei Car structures as a reference. Three initial proposals were generated and, after a public survey, the most accepted one was selected. Real vehicles were inspected to obtain structural references, and the frame was modeled in a CAD program. Subsequently, Computer-Aided Engineering (CAE) simulations were carried out to evaluate its mechanical performance under different load conditions. The results allowed the validation of the design, identification of critical areas, and the proposal of improvements, thus contributing to the development of solutions that promote the growth of the national automotive industry.

Keywords: unibody chassis, computer-aided design, vehicle design.



Ing. Robert Rockwood. Mgst.

Director of the degree Project



Ing. Robert Rockwood. Mgst.

School Director



Andres Fabricio Chimbo Pañi

Author

Propuesta de diseño de un chasis auto portante para un vehículo eléctrico ligero

Robert Rockwood

*Facultad de Ciencia y Tecnología
Ingeniería en Mecánica Automotriz
Universidad del Azuay
rrockwood@uazuay.edu.ec*

Andres Fabricio Chimbo Pañi

*Facultad de Ciencia y Tecnología
Ingeniería en Mecánica Automotriz
Universidad del Azuay
chimboandres1996@gmail.com*

Resumen

El presente trabajo propone el diseño de un bastidor autoportante para un vehículo urbano ligero, tomando como referencia las estructuras de automóviles tipo Kei Car. Se generaron tres propuestas iniciales y tras una encuesta al público, se seleccionó la más aceptada. Se inspeccionaron vehículos reales para obtener referencias estructurales y se modeló el bastidor en un programa CAD. Luego, se realizaron simulaciones computacionales de Ingeniería Asistida (CAE) para evaluar sus prestaciones mecánicas bajo diferentes condiciones de carga. Los resultados permitieron validar el diseño, detectar zonas críticas y proponer mejoras, contribuyendo así al desarrollo de soluciones para impulsar el desarrollo de la industria automotriz nacional.

Palabras clave: chasis autoportante, diseño asistido por computador, diseño de vehículos. **Abstract**

The present work proposes the design of a selfsupporting frame for a lightweight urban vehicle, taking Kei Car structures as a reference. Three initial proposals were generated and, after a public survey, the most accepted one was selected. Real vehicles were inspected to obtain structural references, and the frame was modeled in a CAD program. Subsequently, ComputerAided Engineering (CAE) simulations were carried out to evaluate its mechanical performance under different load conditions. The results allowed the validation of the design, identification of critical areas, and the proposal of improvements, thus contributing to the development of solutions that promote the growth of the national automotive industry.

Keywords: unibody chassis, computer-aided design, vehicle design.

Introducción

Las reservas de petróleo de Ecuador muestran que dentro de unos años el país llegará a un límite de producción donde difícilmente podrá abastecer el mercado interno y dejará de ser un exportador neto. Según diversas proyecciones, este cambio podría darse entre 2027 y 2031 (Larrea C., 2022), por lo que es necesario que el gobierno comience a replantear los fundamentos de la economía nacional. Una opción viable es incrementar la capacidad de producción industrial del país y, paralelamente, encontrar alternativas de movilidad que no dependan de combustibles fósiles. En este contexto, Ecuador posee una ventaja comparativa significativa: su matriz eléctrica depende en gran medida de fuentes renovables, principalmente hidroeléctricas. Gracias a esta disponibilidad de recurso hídrico, es posible prescindir en gran parte de los combustibles fósiles para la generación de electricidad, lo que permite que las emisiones de CO₂ del sector eléctrico sean considerablemente menores en comparación con las del sector transporte. Esta situación representa una oportunidad estratégica para migrar hacia modos de transporte eléctricos alimentados por energía limpia, reduciendo así la dependencia de derivados del petróleo y contribuyendo directamente a la mitigación del cambio climático.

La electrificación del transporte representa una de las alternativas más prometedoras para reducir esta dependencia y mitigar los efectos del cambio climático; sin embargo, electrificar todos los modos de transporte con vehículos similares a los convencionales resulta complejo debido a la gran cantidad de energía eléctrica que esto implica, así como la alta inversión necesaria en la infraestructura; adicionalmente debido a las limitaciones en recursos como el litio —material esencial para la fabricación de baterías y cuya oferta está concentrada en pocas compañías a nivel mundial (Benchmark, 2023; Portal movilidad, 2022); así como la gran cantidad de emisiones de CO₂ que se generaran en las diferentes fases de su explotación, y transformación.. Una alternativa a los vehículos convencionales, son los vehículos ligeros, conocidos en Japón como “Kei Car’s” los cuales mejoran significativamente el

rendimiento de la energía empleada en su motorización.

Según el Anuario Estadístico 2024 de la Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador (AEADE), en dicho año se vendieron 108.266 vehículos nuevos, lo que representa una disminución del 18,2 % respecto a los 132.388 comercializados en 2023. Esta caída refleja el impacto de factores adversos como la incertidumbre económica, los racionamientos energéticos y la crisis de seguridad, que afectaron estructuralmente al sector automotor ecuatoriano. A pesar de este contexto, los vehículos híbridos y eléctricos crecieron un 18,2 %, alcanzando 14.504 unidades vendidas y representando el 13,4 % del mercado. En cuanto a la producción nacional, se vendieron 17.359 vehículos ensamblados localmente, equivalentes al 16,0 % del total, aunque esta cifra refleja una caída del 7,62 % respecto a 2023, concentrándose principalmente en camionetas (66,4 %) y SUV (31,5 %). Si bien se mantiene cierta estabilidad respecto a años recientes, estos números están muy por debajo de los niveles de 2011, cuando se superaron las 60.000 unidades ensambladas, evidenciando una transformación estructural del mercado automotor (AEADE, 2024), ocasionada en gran parte por la competencia de vehículos procedentes de China, los cuales se comercializan a precios menores.



Figura 1

Venta anual de vehículos ensamblados en Ecuador. Tomado de *Anuario AEADE 2024*, por AEADE, 2024.

Frente a los desafíos actuales del mercado y las condiciones urbanas del país, los vehículos eléctricos urbanos ligeros —conocidos como Kei Cars en Japón— surgen como una alternativa tecnológica y económica viable. Estos automóviles compactos están diseñados para una movilidad más eficiente, ya que requieren menor cantidad de energía para su motorización, además su uso en entornos urbanos, reduce la congestión vehicular, y el uso del espacio público. Se caracterizan por dimensiones máximas específicas que no deben ser superadas para mantener su categoría y ventajas competitivas (ver Figura 2). Fabricados con bastidores autoportantes, su estructura liviana y

optimizada permite utilizar motores de menor cilindraje, lo que reduce significativamente los costos de fabricación, operación y mantenimiento, para el presente estudio se plantea que su motorización sea eléctrica, adaptándose así a las necesidades del contexto ecuatoriano.



Figura 2

Dimensiones estándar de los kei cars japoneses. Tomado de *Motor1*, por F. Muñoz, 2022.

El bastidor autoportante o estructura monocasco integra chasis y carrocería en una sola unidad que soporta el peso del vehículo, motor, pasajeros y las fuerzas generadas durante la conducción, tales como frenadas, curvas, o impacto de las ruedas con obstáculos de la calzada. A diferencia del bastidor independiente, esta estructura tridimensional concentra rigidez y resistencia, disminuyendo el peso total, manteniendo niveles aceptables de seguridad y desempeño dinámico del vehículo. Su fabricación se basa en la estampación de láminas metálicas moldeadas y ensambladas mediante soldadura por puntos o adhesivos, formando una carcasa ligera y resistente. Este diseño es común en vehículos livianos y automóviles de pasajeros debido a su eficiencia energética y capacidad para absorber impactos, incrementando la protección de los ocupantes (Simbaña J., 2018).



Figura 3

Chasis autoportante (monocasco). Tomado de *Chasis autoportante o monocasco: qué es y qué ventajas aporta*, por D. Plaza, 16 de enero de 2021, *Motor.es*.

Para el desarrollo del presente estudio se realizó una revisión bibliográfica sistemática de investigaciones nacionales e internacionales enfocadas en metodologías avanzadas para el diseño, fabricación y

análisis estructural de vehículos automotores, con énfasis en herramientas computacionales aplicadas a la motorización y optimización estructural. Por ejemplo, Fraga (2015), en su tesis “Memoria de diseño de producto e identidad gráfica corporativa”, presenta un análisis detallado del mercado europeo y tendencias estéticas globales, proponiendo un diseño basado en los Kei Cars y subrayando la importancia de la integración temprana de la motorización, específicamente con motores eléctricos en los cubos de rueda para mejorar la distribución de masas y la eficiencia dimensional, además de recomendar una carrocería tipo Kammback para optimizar la aerodinámica. En el ámbito nacional, Armas y

Castillo (2015), en su estudio “Diseño y construcción de un vehículo automotor personal”, desarrollan una carrocería con estructura tubular empleando materiales compuestos como fibra de vidrio y acrílico, validando mediante análisis estructurales que las tensiones del bastidor se mantienen por debajo del límite elástico y corroborando la seguridad funcional a través de simulaciones en SolidWorks® 2014. Sin embargo, esta revisión evidencia la ausencia de investigaciones específicas sobre el diseño y fabricación de bastidores autoportantes o monocascos; tradicionalmente, las grandes empresas automotrices han sido las principales generadoras de conocimiento en este campo; no obstante, dicho conocimiento no ha sido publicado y se mantiene celosamente como secreto industrial.

Este trabajo de titulación propone el diseño de un bastidor autoportante para un vehículo eléctrico urbano ligero, empleando herramientas de ingeniería asistida por computadora (CAD y CAE) y criterios funcionales orientados a la realidad ecuatoriana. La metodología se estructura desde la definición conceptual del vehículo, pasando por la selección del tipo de bastidor más adecuado, hasta el modelado tridimensional y el análisis estructural mediante simulaciones computacionales. A diferencia de proyectos similares, se incorpora una etapa participativa que considera las preferencias del usuario final mediante encuestas orientadas a validar la estética y funcionalidad del diseño seleccionado. Desde una perspectiva académica, este trabajo contribuye a cerrar una brecha significativa en la literatura técnica nacional, esperando que el diseño planteado sirva como base para futuras investigaciones, desarrollos industriales y líneas de ensamblaje que fortalezcan la soberanía tecnológica en el sector automotriz ecuatoriano.

I. Metodología

El presente trabajo de investigación se desarrolla a través de una secuencia metodológica compuesta por seis etapas diferenciadas, que permiten una

organización sistemática del proceso investigativo. Cada etapa ha sido diseñada con un propósito específico, en correspondencia directa con los objetivos generales y específicos del estudio, garantizando así la coherencia y el rigor metodológico en todas las fases del proyecto.



La rigidez estructural de un chasis autoportante representa una propiedad fundamental en el diseño de vehículos comerciales, ya que influye directamente en la estabilidad, seguridad, durabilidad y comportamiento dinámico del vehículo (Hernández del Arco, 2024). Esta investigación presenta el análisis de dos parámetros clave: rigidez torsional y rigidez a la flexión, evaluadas a partir de los resultados obtenidos en simulaciones computacionales de Ingeniería Asistida por Computador (CAE).

La *rigidez torsional* describe la capacidad del chasis para resistir deformaciones cuando se aplican momentos de torsión, como los que se generan durante curvas o al transitar por superficies irregulares.

Para su evaluación, se emplean configuraciones experimentales que aíslan la deformación en zonas específicas del chasis, permitiendo analizar su comportamiento estructural bajo distintos esquemas de carga. Según Martínez del Pezzo et al. (2013), existen tres configuraciones principales: rigidez torsional delantero, rigidez torsional posterior y rigidez torsional transversal. En el primero, se colocan apoyos en el tren posterior y se aplican cargas verticales opuestas en los apoyos de las ruedas delanteras, generando torsión localizada en la parte frontal. En el segundo, los apoyos se sitúan en el tren delantero y las cargas se aplican sobre el eje trasero, provocando torsión en la zona posterior. Finalmente, el escenario transversal, descrito por Valencia Hinestroza (2015), utiliza un montaje cruzado en el que una rueda delantera y su opuesta trasera actúan como apoyos, mientras que las otras dos reciben cargas en sentidos opuestos; esta disposición permite simular cargas diagonales reales que se presentan durante maniobras exigentes.

Las fórmulas empleadas para determinar la rigidez torsional del chasis se derivan del equilibrio estático y la relación entre momentos aplicados y desplazamientos angulares, como lo abordan Hibbeler (2016), Timoshenko (1972) y el Eurocódigo 3 (EN 1993-1-8).

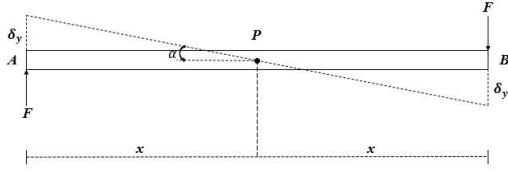


Figura 4

Diagrama de la rigidez torsional.

El momento aplicado al sistema se calcula como:

$$(1.1) \quad M_p = F * x + F * x = 2F * x$$

donde:

- F: fuerza aplicada en cada extremo,
- x: distancia al eje de rotación.

La torsión genera una diferencia de desplazamientos verticales en los puntos extremos:

$$(1.2) \quad |\Delta\delta_y| = \delta_{yA} \text{ ó } \delta_{yB} \text{ (se selecciona la mayor)}$$

Esta diferencia se relaciona con el ángulo de torsión medio (en radianes) mediante:

$$(1.3) \quad \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta\delta_y}{x} \right)$$

$$(1.4) \quad RT = \frac{M_p}{\alpha}$$

Este método, basado en desplazamientos medidos y geometría del sistema, permite evaluar la rigidez torsional mediante simulaciones, siendo útil incluso para estructuras con comportamiento no lineal.

La *rigidez a la flexión* se refiere a la capacidad del chasis para resistir deformaciones verticales cuando se aplican cargas desde esa dirección, como ocurre ante el peso del vehículo, pasajeros, carga útil o irregularidades en el terreno. La rigidez a la flexión del chasis se evalúa considerando la combinación de cargas muertas (como motor, batería y carrocería) y cargas vivas (pasajeros, equipaje o carga útil), que actúan simultáneamente durante el uso real del vehículo (López, 2020). Para este análisis, los apoyos se colocan en los puntos correspondientes al sistema de suspensión, simulando el comportamiento del vehículo en reposo.

Además, se analiza la *resistencia del bastidor* frente a maniobras de frenado, aplicando una desaceleración equivalente a 1G (9.81 m/s²), lo que genera una fuerza en el eje Z negativo (Silva, 2017). Esta carga se aplica principalmente en el tren delantero, que es donde se concentran los mayores esfuerzos durante una desaceleración brusca, permitiendo observar la respuesta del chasis ante cargas longitudinales reales (Martínez, 2018).

Además, se analizó en el frente y la parte trasera izquierda, simulando cargas dinámicas generadas por impactos de rueda contra obstáculos o depresiones en la vía. Se calcula una masa total del vehículo de 956.8 kg, correspondiente a una fuerza de 9386.208 N. Esta se multiplica por un factor dinámico de 2.5 —que representa el incremento de cargas durante un impacto— y se divide entre tres, considerando la distribución entre diferentes componentes estructurales, lo que da una carga efectiva de 7821.84 N. Esta fuerza se reparte entre los cuatro puntos de apoyo del sistema de suspensión: para el impacto frontal, la carga se aplica en el lado delantero izquierdo, mientras que los otros tres puntos actúan como apoyos estructurales. En el caso del impacto trasero, se aplica la carga en la parte posterior izquierda bajo el mismo criterio de distribución. Esta configuración permite evaluar adecuadamente la capacidad del chasis para absorber impactos localizados sin comprometer la integridad global de la estructura (Milliken & Milliken, 1995; Hibbeler, 2016).

La rigidez a la flexión se evalúa con una formulación similar a la usada para la rigidez torsional, basada en la relación entre carga aplicada y deformación angular. A diferencia del caso torsional, el ángulo de rotación se calcula a partir del desplazamiento vertical máximo en el centro del elemento y la distancia a los apoyos. Para una viga simplemente apoyada con carga centrada (Hibbeler, 2016), se define el momento aplicado como:

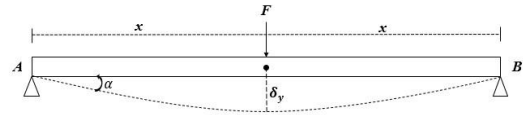


Figura 5

Diagrama de rigidez a la flexión.

$$(1.5) \quad M_f = F * x$$

El ángulo de deformación es:

$$(1.6) \quad \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta\delta_y}{x} \right)$$

La rigidez flexionante se obtiene como:

$$(1.7) \quad RF = \frac{M_f}{\alpha}$$

Los valores de desplazamiento δ_y fueron obtenidos por simulaciones computacionales de Ingeniería Asistida (CAE) llevadas cabo en el programa Altair® hypermesh®, lo que permite estimar de forma práctica la rigidez estructural del chasis monocasco bajo flexión.

El *factor de seguridad (FS)* es la relación entre el límite elástico del material (σ_{vm}) y el esfuerzo máximo al que se encuentra sometido un componente (σ_r),

generalmente evaluado mediante el criterio de Von Mises para estados de carga multiaxiales.

$$(1.8) \quad FS = \frac{\sigma_Y}{\sigma_{vm}}$$

Según Shigley (2015), un $FS > 1$ garantiza que el componente no alcanzará su límite de fluencia bajo las condiciones de diseño, manteniendo su integridad estructural y evitando deformaciones permanentes. En este trabajo, el FS se emplea como criterio para la selección de materiales en el chasis monocasco, asegurando que cada elemento cumpla con los requisitos de resistencia y seguridad establecidos.

Zonas de refuerzo:

Las zonas de refuerzo son elementos estructurales diseñados para absorber y dispersar energía en impactos, formando una “jaula de seguridad” alrededor de los pasajeros (Muro Pereg, 2021). El vehículo se divide en tres secciones: delantera (elementos mecánicos), central (habitáculo) y trasera (zona de carga).

Las principales zonas de refuerzo son:

- **Pilares (A, B y C):** Elementos monocasco que unen techo y suelo, aportando rigidez. Fabricados generalmente en acero de alta resistencia, aunque en algunos modelos se usan aluminio o fibra de carbono para reducir peso y aumentar rigidez.

Pilares A, B y C en la estructura monocasco del vehículo.

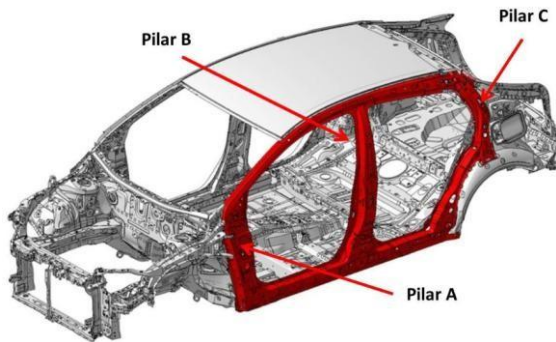


Figura 6

Pilares en la estructura monocasco del vehículo. Tomado de Zona Movilidad (2021).

- **Pilar A:** Soporta el parabrisas, techo y bisagras de puertas delanteras; clave para la rigidez frontal.
- **Pilar B:** Sostiene el techo y las puertas delanteras y traseras, contribuyendo a la estabilidad estructural.
- **Pilar C:** Situado en la parte trasera, ayuda a absorber impactos y aporta rigidez torsional, además de soportar la puerta trasera.

Largueros del chasis: Vigas longitudinales principales que recorren el vehículo de adelante hacia atrás, garantizando resistencia a flexión y torsión. Sirven de base para montar carrocería, motor, transmisión, suspensión y ejes.

Travesaños del chasis: Elementos transversales que conectan los largueros, aumentando la rigidez torsional y asegurando la integridad estructural del vehículo ante cargas y terrenos irregulares.

Materiales:

Los materiales utilizados en la estructura del chasis son seleccionados en función de sus propiedades mecánicas y su contribución a la reducción de peso, resistencia y seguridad del vehículo. A continuación, se presentan los materiales empleados en el diseño de cada componente estructural, junto con sus espesores típicos y módulos de Young, que reflejan su rigidez y comportamiento ante cargas.

Tabla 1

Resumen de materiales y propiedades usadas en la estructura del chasis.

Componente	Materiales	Límite de fluencia σ_y MPa	Modulo Young
Largueros y Travesaños	UHSS DP780	440	210
Base del Motor	ASTM A36	240	
Bases del Amortiguador	ASTM A572	345	
Pilares	UHSS DP980	780	
Lámina del Piso	UHSS DP600	320	
Travesaños del Techo	AISI 1018	370	
Estribos	AISI 1018	370	
Traviesa superior del marco de la puerta	AISI 1018	370	

Nota. Datos obtenidos y organizados a partir de diversas fuentes técnicas sobre diseño y materiales automotrices, incluyendo Sathyabama University (s.f.), ResearchGate (2022) y CEDE (s.f.).

Peso:

Las principales masas consideradas en el vehículo eléctrico corresponden a componentes clave como el

motor eléctrico, el paquete de baterías y los pasajeros. Estas masas son fundamentales para el análisis de la distribución de cargas y el dimensionamiento estructural, y se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 2

Masas aproximadas de componentes esenciales en vehículos eléctricos.

Elemento	Masa usada (kg)	Observaciones
Motor eléctrico	50	Incluye el motor y carcasa, montado sobre el eje motriz.
Paquete de baterías	150	Depende de la capacidad (normalmente 10–30 kWh en un Kei car eléctrico).
4 pasajeros (75 kg c/u)	300	Masa estándar según normativas ISO.

Nota. Datos obtenidos y organizados a partir de diversas fuentes técnicas sobre diseño de vehículos eléctricos y normativas de masas de pasajeros (Gerssen-Gondelach & Faaij, 2012; ISO, 2011; Harlow et al., 2019).

Dimensiones:

El diseño del vehículo se basa en las restricciones máximas establecidas por la normativa japonesa para los Kei Cars, las cuales delimitan las dimensiones exteriores permitidas. Estas medidas son el marco fundamental para la definición geométrica del bastidor, la carrocería y la distribución interna del vehículo.

Se desarrollaron tres prototipos preliminares de vehículos utilizando software comercial de inteligencia artificial (Davinci.AI), una herramienta capaz de generar imágenes originales de alta calidad basadas en indicaciones técnicas y estéticas. Esta tecnología permitió automatizar y acelerar el proceso creativo, reduciendo considerablemente el tiempo necesario para producir bocetos conceptuales de kei cars. Es importante mencionar que fue necesario brindar instrucciones muy precisas para que la generación de bosquejos se acomode a los requerimientos del presente estudio.

Las imágenes generadas se seleccionaron y emplearon en encuestas digitales dirigidas al público objetivo del proyecto, con el fin de evaluar la aceptación, el interés y la conexión emocional con cada diseño. Esta retroalimentación externa fue fundamental para incorporar las preferencias del mercado al proceso de diseño. Finalmente, se escogió uno de los prototipos como el ganador de la encuesta, asegurando que el diseño final respondiera tanto a criterios técnicos como a las expectativas de los usuarios.



Figura 7

Prototipo seleccionado luego de la encuesta.

Como parte del proceso de diseño estructural del bastidor autoportante, se realizó una inspección visual de vehículos comerciales en talleres de reparación automotriz, con el objetivo de obtener referencias reales sobre la configuración y conformación de chasis autoportantes. Ante la limitada disponibilidad de vehículos del segmento Kei Car en el contexto nacional, se seleccionaron modelos livianos estructuralmente comparables, como el Chevrolet Spark, Aveo, Sail, Captiva, y los Hyundai Tucson IX y Creta. Durante el relevamiento se documentaron, mediante registros fotográficos y mediciones directas, elementos clave como largueros, travesaños, refuerzos internos, puntos de anclaje de suspensión y espesor de láminas metálicas. El acceso a vehículos parcialmente desmontados permitió observar detalles constructivos como soldaduras, uniones estructurales y configuraciones internas poco visibles en planos técnicos. Esta información resultó fundamental para construir una base sólida y realista en el modelado CAD del bastidor en SolidWorks.

La Tabla 3 muestra los espesores de láminas obtenidos mediante muestreo de campo y los espesores empleados en la simulación. Los valores de simulación se seleccionaron para representar de manera representativa la variabilidad observada en campo, permitiendo evaluar la fidelidad del modelo frente a las condiciones reales.

Tabla 3

Espesores medidos y utilizados en el diseño.

Componente	Espesor medido (mm)	Espesor utilizado (mm)
Largueros y travesaños	2.05	1.5
Base del motor	2.15	2.0
Bases del amortiguador	2.86	2.0
Pilares	1.46	1.2
Travesaños del techo	1.86	1.5
Lámina del piso	1.22	0.8
Estribos	2.0	1.5
Traviesa superior del marco de la puerta	1.51	1.0

En la propuesta de diseño, la reducción de espesores frente a los valores medidos en el modelo de referencia se justifica por la limitación de la velocidad máxima a 90 km/h, lo que disminuye las solicitaciones dinámicas y permite emplear secciones más delgadas sin comprometer la seguridad estructural. Esta medida reduce la masa total del vehículo, optimiza el consumo energético y mejora la autonomía del sistema de baterías. La tabla comparativa de espesores evidencia esta optimización y sus fundamentos técnicos para cada componente.



Figura 8

Vista frontal interna del vehículo Chevrolet Aveo.

Tras seleccionar el diseño más aceptado mediante encuestas, se procedió a modelar digitalmente el prototipo del vehículo utilizando el software SolidWorks®. Para establecer una base dimensional y funcional coherente con los kei cars, se tomó como referencia el modelo Nissan Sakura (comercializado en Japón), cuyas dimensiones sirvieron de guía para el diseño de la carrocería y el chasis autoportante. A partir de imágenes ortográficas de este modelo, se trazaron contornos y se generaron volúmenes 3D mediante herramientas como extrusiones, superficies limitantes y curvas proyectadas, lo que permitió construir progresivamente la geometría exterior e interior del prototipo.

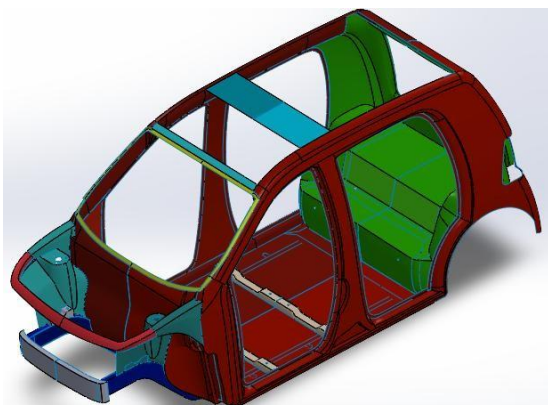


Figura 9

Vista isométrica del vehículo.

El proceso de modelado incluyó el diseño detallado del bastidor, los pilares estructurales, el piso, el compartimento del maletero, así como los largueros y travesaños para mejorar la rigidez. También se

desarrollaron zonas clave como el soporte del parabrisas, la compuerta posterior, y el área frontal que alberga el sistema de suspensión. Finalmente, se incorporaron recortes estratégicos para facilitar futuros análisis estructurales y simulaciones de comportamiento mecánico, preparando así el modelo para las siguientes fases del desarrollo del vehículo.

Para la generación del dominio computacional destinado al análisis CAE del chasis autoportante, se comenzó con la creación de un modelo geométrico detallado en SolidWorks®, que fue exportado en formato IGS e importado en el programa Altair HyperMesh para su preprocesamiento. Se realizó un minucioso proceso de limpieza y depuración de la geometría, eliminando duplicados y solucionando discontinuidades para asegurar un mallado adecuado. Posteriormente, se generó una malla bidimensional utilizando la herramienta Automesh, estableciendo un tamaño de elemento de 15 mm, y se aplicaron mejoras de calidad mediante Element CleanUp y Quality Index. La geometría fue segmentada en componentes individuales mediante la herramienta Organize, lo que facilitó la asignación de propiedades específicas como espesores y materiales. El material base definido fue acero, con un módulo de Young de 210 GPa, y se aplicaron espesores mínimos a cada componente, junto con espesores adicionales de 2 mm y 4 mm en zonas críticas como los asientos traseros, para reforzar la estructura en áreas con concentraciones de esfuerzo.

Una parte fundamental del dominio computacional fue la implementación de elementos rígidos, los cuales desempeñan un papel crucial en la correcta aplicación de fuerzas y restricciones sobre el modelo. Se creó un componente exclusivo denominado “rígidos”, en el que se generaron elementos de rigidez que conectan nodos centrales ubicados en perforaciones clave con los nodos periféricos. Esta estrategia permitió una distribución uniforme de las cargas y reacciones en zonas como los puntos de fijación del motor, anclajes de los asientos, puentes delantero y trasero, soporte de batería y torretas de los amortiguadores. Las condiciones de contorno se definieron mediante load collectors: uno para “Apoyos”, que contiene las restricciones estructurales, y otro para “Fuerzas”, donde se asignaron las cargas equivalentes al peso de los componentes del vehículo (calculadas como $F = m \times g$). Finalmente, se creó un paso de carga denominado “pesos”, configurado para análisis estático con el solucionador OptiStruct. Este modelo completo y rigurosamente configurado permitió realizar un análisis estructural fiable, del cual se derivarán propiedades clave como la rigidez torsional y la rigidez a la flexión del bastidor.

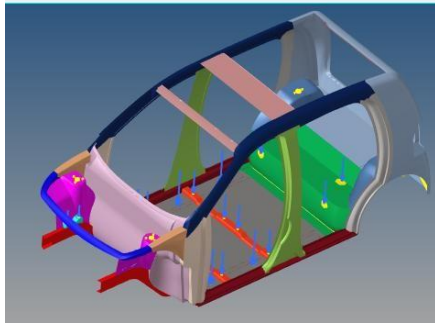


Figura 10

Vista isométrica del dominio computacional configurado para el análisis de prestaciones mecánicas del bastidor.

II. Resultados

Análisis de la rigidez torsional.

En primer lugar, se presenta el análisis del comportamiento estructural del chasis bajo distintas solicitaciones, enfocándose en la rigidez torsional. Las simulaciones se realizaron en el programa Altair® Hypermesh®, aplicando cargas arbitrarias cuyo fin es generar deformaciones en la estructura, in sobrepasar el límite de fluencia del material, al medir las deformaciones obtenidas para las tres configuraciones: frontal, posterior y transversal, y utilizando la ecuación 1.5 se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 4.

Tabla 4

Resultados de la rigidez torsional.

Puntos	A-B		C-D		A-D	
F(N)	1000	-1000	-1000	1000	-1000	1000
x (mm)	481.547		446.663		1429.55	
δ_y (mm)	8.71	10	7.40	5.249	1.902	0.365
M_p (N)	963.093		893.326		2859.119	
$ \Delta\delta_y $ (mm)	1.29		2.151		1.5363	
α_{rad}	0.002678		0.004815		0.001047	
α_{grados}	0.1534		0.2759		0.0615	
RT (Nm/°)	6274.72		3237.62		46433.96	

Nota: los puntos A-B son de la rigidez torsional frontal; B-D es la rigidez posterior, y A-D corresponde a la rigidez torsional transversal.

Con base en los resultados calculados, se elaboró una tabla comparativa que reúne las deformaciones máximas y la deformación angular en las distintas zonas del chasis. Esta información facilita la identificación de los sectores más sensibles a la torsión y respalda el análisis estructural del vehículo.

Tabla 5

Tabla comparativa de la diferente rigidez torsional.

Rigidez torsional	Delantero	Posterior	transversal
Deformación máxima (mm)	11.05	8.162	3.231
Zona crítica	Larguero delantero izquierdo	Sección posterior derecho	Sección delantera derecha parabrisas
Deformación angular (°)	0.1532	0.2772	0.0665

Análisis de la rigidez a la flexión.

Para el análisis de la rigidez a la flexión, se emplean principios similares a los utilizados en el estudio de la rigidez torsional. Sin embargo, la principal diferencia radica en el punto donde se evalúa la deformación, que en este caso se encuentra en la zona media entre dos apoyos designados.

En este escenario, se consideró una combinación de cargas vivas y muertas representativas del peso del motor, la batería y los pasajeros. La fuerza total aplicada fue de 1000 N, distribuida entre cuatro puntos centrales del piso del vehículo. Para simplificar el análisis, se representó como una carga puntual centrada en el vano entre apoyos.

Tabla 6

Resultado de la rigidez a la flexión.

Puntos	B-D
F(N)	1000
x (mm)	1248.18
δ_y (mm)	6.673
M_p (N)	1248.18
α_{rad}	0.005346
α_{grados}	0.30631
RF (Nm/°)	4074.84

Con base en los resultados obtenidos, se elaboró una tabla que reúne la deformación máxima en la zona del chasis bajo carga de flexión. Esta información permite identificar las áreas más propensas a sufrir deflexiones significativas y respalda el análisis estructural del vehículo frente a esfuerzos de flexión.

Tabla 7

Tabla informativa de la deformación.

Rigidez flexión	B-D
Deformación máxima (mm)	6.673
Zona crítica	Zona central del piso
Deformación angular (°)	0.30631

Análisis de resistencia estructural.

Se realizó un análisis de resistencia estructural bajo diferentes escenarios de carga: combinaciones de cargas vivas y muertas, frenado e impactos frontal y posterior. A partir de las simulaciones se identificaron las zonas críticas y los esfuerzos máximos mediante el criterio de Von Mises. Con estos resultados y el límite de cedencia del material se calculó el factor de seguridad en la región más solicitada, verificando la capacidad resistente del diseño. A continuación, se presenta una tabla comparativa que resume los esfuerzos máximos y los factores de seguridad obtenidos para cada escenario analizado.

Tabla 8

Tabla comparativa del análisis de resistencia de la estructura.

	Von Mises máx. (MPa)	Zona crítica	σ_r (MPa)	FS
Cargas vivas y muertas	166.4	Larguero delantero derecho cerca al perno posterior del puente	440	2.64
Frenado	156.4		440	2.81
Impacto delantero	413.1	Larguero delantero izquierdo junto al perno delantero del puente	440	1.06

Impacto posterior	164	Larguero posterior izquierdo donde van los pernos del puente	440	2.68
-------------------	-----	--	-----	------

En la figura 11, se evidencia una marcada concentración de esfuerzo en el larguero delantero derecho, localizándose con precisión en las proximidades del perno posterior del puente. Esta zona, identificada como crítica, presenta la máxima sollicitación bajo la acción combinada de las cargas vivas y muertas.

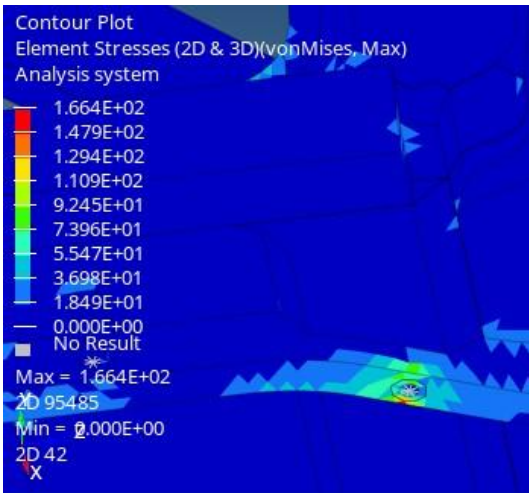


Figura 11. Captura que muestra los esfuerzos de Von Mises que se generan en el larguero delantero derecho, durante el análisis con cargas vivas y muertas.

La figura 12 muestra una concentración de esfuerzos significativa en el larguero posterior izquierdo, específicamente en el área de los pernos del puente. Esta condición se manifiesta bajo un escenario de impacto de la rueda posterior sobre una superficie irregular. Este fenómeno indica que dicha zona se convierte en un punto crítico de la estructura ante este tipo de sollicitación dinámica.

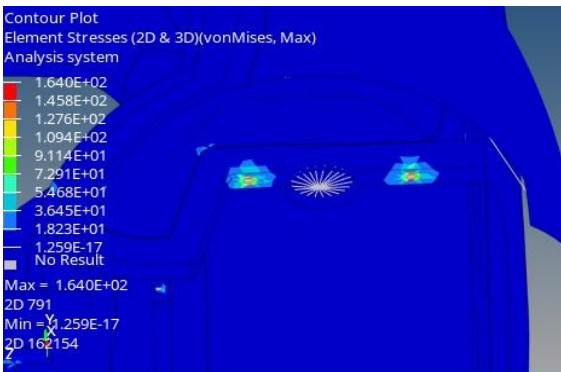


Figura 12. Captura de los esfuerzos de Von Mises, que se generan en la zona de sujeción del puente delantero, durante la simulación por cargas de impacto en la rueda posterior.

Resultados del análisis estructural

El estudio de rigidez torsional evidenció que las mayores deformaciones se concentran en los largueros delanteros y posteriores, mientras que las secciones transversales presentan desplazamientos significativamente menores. Esta distribución indica que la estructura posee mayor resistencia a la torsión en dirección transversal, y que las zonas delanteras y posteriores son las más susceptibles a deformaciones angulares. Los resultados obtenidos destacan la importancia de reforzar localmente estas áreas para optimizar la rigidez torsional general del chasis.

En el análisis de rigidez a la flexión, las deformaciones máximas se localizaron en la zona central del piso, ubicada entre los apoyos principales de la estructura, bajo la acción combinada de cargas vivas y muertas correspondientes al peso del motor, la batería y los pasajeros. El ángulo de flexión medido confirma que el chasis mantiene un comportamiento estable frente a cargas verticales, aunque la concentración de deformación en la zona central indica que este sector constituye un punto crítico, cuya optimización mediante refuerzos estructurales puede mejorar la distribución de esfuerzos y la rigidez general.

El estudio de resistencia estructural permitió identificar los puntos de máxima sollicitación bajo escenarios de cargas operativas, frenado e impactos frontales y posteriores, empleando el valor de los esfuerzos de Von Mises. Los resultados revelaron que los mayores esfuerzos se concentran en los largueros delanteros durante impactos frontales, mientras que las cargas normales y el frenado generan esfuerzos menores con factores de seguridad adecuados. Esta información confirma la capacidad resistente de la estructura frente a condiciones habituales de operación y señala las zonas críticas que requieren atención para garantizar la integridad del chasis bajo situaciones extremas.

En conjunto, los resultados obtenidos permiten caracterizar las regiones más sensibles del chasis frente a torsión, flexión y cargas extremas, proporcionando una base sólida para la optimización del diseño estructural, la mejora de la rigidez y la garantía de seguridad y desempeño del vehículo.

Conclusiones y recomendaciones.

El estudio estructural del chasis monocasco, basado en simulaciones numéricas computacionales, permitió evaluar su rigidez torsional y a la flexión en condiciones reales de operación. Los resultados indicaron que la

sección transversal ofrece la mayor resistencia a deformaciones angulares, mientras que la zona posterior es la más vulnerable. En flexión, el chasis mostró buen comportamiento estructural ante cargas dinámicas e impactos que se producen en las ruedas.

La rigidez torsional mínima en la zona posterior fue de 3 237,62 Nm/°, valor superior al de prototipos Fórmula SAE (2 000–2 500 Nm/°) según *beautifullyengineered*. Aunque se ubica en el rango inferior de los vehículos urbanos ligeros, este nivel de rigidez es suficiente para el segmento de los *kei cars* eléctricos, considerando sus dimensiones compactas, bajo peso y prestaciones moderadas. La rigidez máxima registrada en la sección transversal alcanzó 46 433,96 Nm/°, comparable a la de automóviles deportivos de alto desempeño (*DSport Magazine*), evidenciando un bastidor con desempeño torsional favorable dentro de su categoría.

En cuanto a la rigidez a la flexión, el chasis presentó un valor de 4 074,84 Nm/°, medido en la zona central del piso. Este resultado es comparable al rango observado en vehículos urbanos ligeros y *kei cars*, los cuales, debido a su bajo peso y estructura compacta, suelen exhibir rigideces a la flexión entre aproximadamente 3 500 y 5 000 Nm/° (*beautifullyengineered*). Si bien esta rigidez permite soportar cargas verticales típicas de operación, evidencia que la sección central constituye un punto crítico que podría beneficiarse de refuerzos locales. De esta manera, la comparación con estándares de vehículos pequeños y urbanos permite concluir que el chasis mantiene un comportamiento estable frente a cargas de flexión, aunque existe margen de optimización para mejorar su desempeño estructural.

Los resultados obtenidos de rigidez se consideran adecuados para el tipo de vehículo analizado, ya que corresponden a un automóvil urbano ligero con un límite de velocidad máxima de 90km/h y aceleraciones moderadas. Bajo estas condiciones de operación, los valores alcanzados garantizan un comportamiento estructural suficiente para mantener la estabilidad, seguridad y durabilidad del bastidor, cumpliendo con las exigencias dinámicas previstas sin comprometer la integridad de la estructura.

Recomendaciones

Con base en los resultados, se recomienda:

- Fortalecer las zonas que presentan mayor deformación en miras de incrementar la rigidez torsional, especialmente la parte posterior.
- Optimizar las uniones y conexiones estructurales para reducir las concentraciones de esfuerzos y disminuir la incertidumbre.

- Evaluar el uso de materiales alternativos con mejor relación resistencia-peso, como materiales compuestos o aleaciones de aluminio.
- Extender el análisis para considerar la interacción con otros sistemas del vehículo y validar el desempeño global bajo condiciones operativas reales, esto se podría realizar a través de simulaciones de dinámica computacional de cuerpos múltiples, incorporando los sistemas de dirección y suspensión del vehículo.

Referencias bibliográficas

- Larrea, C. (2022). *El próximo agotamiento del petróleo en Ecuador*. UASB-Digital. <https://repositorio.uasb.edu.ec/bitstream/10644/8948/1/Larrea%20C-CON-35El%20proximo.pdf>
- Benchmark. (04 de agosto del 2023). *La industria del litio necesita más de 116 mil millones de dólares para cumplir los objetivos políticos y de los fabricantes de automóviles para 2030*. Benchmark source. https://source.benchmarkminerals.com/article/lithium-industry-needs-over-116-billion-to-meet-automaker-and-policy-targets-by2030?mc_cid=f6c0a93fb5&mc_eid=f8b8d16924
- Guglielmetti, F. (25 de enero del 2022). *Top 10: las empresas que lideran el mercado de baterías de litio para vehículos eléctricos*. Portal Movilidad España. <https://portalmovilidad.com/top-10-lasempresas-que-lideran-mercado-de-bateriasde-litio-para-vehiculos-electricos/>
- Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador (AEADE). (2025). *Anuario AEADE 2024*. https://www.aeade.net/wpcontent/uploads/2025/03/AEADE-ANUARIO-2024_digital.pdf
- Muñoz, J. F. (10 de febrero de 2023). *The Kei car is a Japanese phenomenon that is still going strong*. Motor1. Recuperado el 20 de julio de 2023 de <https://www.motor1.com/news/652011/motor1-numbers-kei-car-still-strong/>
- Motor.es. (2021, 16 de enero). Chasis autoportante o monocasco: qué es y qué ventajas aporta. *Motor.es*. Recuperado de <https://www.motor.es/que-es/chasisautoportante-monocasco>
- Fraga Viera, D. (2015). *Keiyo*. [Tesis pregrado Universidad de la Laguna]. Repositorio institucional <https://riull.ull.es/xmlui/bitstream/915/278/1/Keiyo.pdf>
- Armas Arteaga, E. Y. & Castillo Pazmiño, J. C. (2015). *Diseño y construcción de un vehículo automotor personal*. [Tesis pregrado Universidad de las fuerzas armadas]. Repositorio institucional <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/9275>
- Hernández del Arco, L. (2024, abril 10). *Rigidez de un auto: cómo se percibe al manejar y qué tan importante es*. AS USA Autos. <https://us.as.com/autos/noticias/rigidez-de-un-auto-como-se-percibe-al-manejar-y-quetan-importante-es/>
- Martínez del Pezzo, A., Cavallin, B., & Actis, M. (2013). *Simulación y ensayo de rigidez torsional de un chasis de un vehículo todo terreno* (Segundas Jornadas de Investigación y Transferencia). Universidad Nacional de La Plata. Recuperado de https://sedici.unlp.edu.ar/bitstream/10915/37707/1/Documento_completo.pdf
- Valencia Hinestroza, J. (2015). *Análisis estructural mediante el método de elementos finitos del chasis Fórmula SAE/Student* (Trabajo de pregrado). Universidad Politécnica Salesiana. Recuperado de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/15081/1/UPS-CT007439.pdf>
- Hibbeler, R. C. (2016). *Mechanics of materials* (10ª ed.). Pearson. Recuperado de <https://www.pearson.com/store/p/mechanics-of-materials/P100000404983>
- Timoshenko, S. P. (1972). *Strength of materials* (3ª ed.). Van Nostrand Reinhold. Disponible en <https://books.google.com/books?id=5vRLAAAAAAAJ>
- Comité Europeo de Normalización (CEN). (2005). *Eurocódigo 3: Diseño de estructuras de acero - Parte 1-8: Diseño de uniones* (EN 1993-1-8). Recuperado de

- https://standards.cen.eu/dyn/www/f?p=204:110:0:::FSP_PROJECT,FSP_ORG_ID:32756,6066&cs=1C918FF79E0F96E99E5D8F1AB80C54B6C
- López, A. (2020). *Análisis estructural de vehículos eléctricos: Criterios de diseño y simulación*. Editorial Técnica Universitaria. Disponible para consulta en: <https://www.editorialtecnicauniversitaria.com>
 - Silva, J. (2017). *Análisis dinámico y control de frenado en vehículos automotores* (Tesis de maestría). Universidad Nacional Autónoma de México. Disponible en repositorio UNAM: https://ru.dgb.unam.mx/handle/DGB_UNAM/repositorio
 - Martínez, R. (2018). *Dinámica estructural en vehículos terrestres: análisis y simulación*. Editorial Ingeniería Automotriz. Disponible para consulta en: <https://www.editorialingenieriaautomotriz.com>
 - Hibbeler, R. C. (2016). *Engineering Mechanics: Dynamics* (14th ed.). Pearson Education. Disponible para consulta en: <https://www.pearson.com>
 - Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). *Race car vehicle dynamics*. SAE International. <https://doi.org/10.4271/R-382>
 - Shigley, J. E., & Mischke, C. R. (2015). *Diseño en ingeniería mecánica* (9.ª ed.). McGraw-Hill Interamericana. Recuperado de <https://books.google.com/>
 - Muro Pereg, J. R. (2021). *Los pilares del automóvil: diseño y funcionalidad*. Zona Movilidad. <https://www.zonamovilidad.es/los-pilaresdel-automovil-diseno-y-funcionalidad>
 - Sathyabama University. (s.f.). *SAU1305 - Diseño de chasis automotriz*. Recuperado de https://sist.sathyabama.ac.in/sist_coursematerial/uploads/SAU1305.pdf
 - ResearchGate. (2022). *Thickness optimization of car frame for strength*. Recuperado de https://www.researchgate.net/publication/357394344_THICKNESS_OPTIMIZATION_OF_CAR_FRAME_FOR_STRENGTH
 - CEDE. (s.f.). *Mantenimiento de Vehículos - Carrocerías y bastidores*. Recuperado de https://www.cede.es/PDF/Mantenimiento_Vehiculos/temario_mantenimiento_vehiculos.pdf
 - Gerssen-Gondelach, S. J., & Faaij, A. P. C. (2012). *Performance of batteries for electric vehicles on short and longer term*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(3), 2154-2171. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.011>
 - International Organization for Standardization (ISO). (2011). *ISO 7176-7: Wheelchairs — Part 7: Seating systems for wheelchairs — Determination of static, impact and fatigue strengths* [Standard]. <https://www.iso.org/standard/45987.html>
 - Harlow, J. E., Ma, L., & Ren, Y. (2019). *Electric vehicle battery design and performance metrics*. *Journal of Power Sources*, 408, 89-105. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2018.10.040>
 - DaVinci. (2025). *DaVinci: Best AI Art Generator*. <https://davinci.ai/>
 - Beautifullyengineered. (2012). *Torsional Rigidity: A Compiled List of Known Specs*. Tumblr. <https://www.tumblr.com/beautifullyengineered/19609093654/torsional-rigidity-acompiled-list-of-known-specs>
 - DSPORT Magazine. (s.f.). *Chassis tuning: Torsional rigidity*. DSPORT Magazine. <https://dsportmag.com/the-tech/chassistuning-torsional-rigidity/?>

Anexos

Anexo 1.

A continuación, se muestra el formulario aplicado a los participantes, en el cual se les solicitó seleccionar el prototipo de vehículo que consideraban más conveniente. La decisión debía tomarse considerando las siguientes características comunes en los tres modelos:

De los siguientes prototipos ¿cuál le parece más conveniente, o le gusta más?

-Considere los siguientes aspectos antes de hacer una selección:

- Todos tienen la capacidad de transportar hasta 5 pasajeros.
- La opción 1 tiene un espacio de carga de 200L, cuando viajan 2 pasajeros
- La opción 2 tiene un espacio de carga de 400L, cuando viajan 2 pasajeros
- La opción 3 tiene un espacio de carga de hasta 600 L, cuando viajan 2 pasajeros
- Los tres vehículos tendrán el mismo precio de venta y será de alrededor de \$17,000
- Los tres vehículos tendrán un rendimiento de 90 km/galón de gasolina
- Los tres vehículos generan la menor cantidad de emisiones, en su segmento

Agradecemos su valiosa opinión.

☐ Opción 1



☐ Opción 2



☐ Opción 3



Figura 13

Anexo 2.

Se recopilaron **104 respuestas**. La distribución de preferencias fue la siguiente:

- **Opción 1: 40.4%** • **Opción 2: 21.2%** • **Opción 3: 38.5%**

Estos resultados se presentan en la siguiente gráfica:

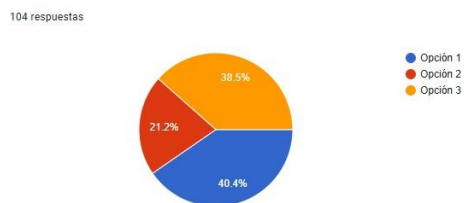


Figura 14