



UNIVERSIDAD DEL AZUAY

FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

**Optimización de tamaño de un chasis tubular para un vehículo
eléctrico biplaza**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ**

Autores:

BLADYMIR ESTEBAN ALEJANDRO CUMBICUS

DIEGO RAÚL IGLESIAS SAETEROS

Nombre del director:

ROBERT ESTEBAN ROCKWOOD IGLESIAS

CUENCA – ECUADOR

2021

DEDICATORIA

Agradezco a Dios por brindarme paciencia y sabiduría para culminar con éxito mi carrera universitaria además de ser mi guía y acompañarme en el transcurso de mi vida, de igual manera a mis padres Manuel y Lilia que han sabido darme su ejemplo de trabajo y honradez, apoyándome siempre en todo momento y dándome aliento para seguir adelante cada día pese a las adversidades e inconvenientes que se presentaron ya que sin ellos no podría haberlo logrado, así mismo agradecer a mis hermanos, abuelitos y mi novia que estuvieron de alguna u otra manera en este proceso y me ayudaron a lograr un objetivo más de mi vida, a mi familia y amigos por su apoyo; finalmente agradecer a los docentes de IMA por los conocimientos impartidos a lo largo de mi carrera universitaria y la motivación a desarrollarme como persona y profesional.

Bladymir Esteban Alejandro Cumbicus

DEDICATORIA

Primeramente, agradezco a Dios por ser quien guía mis pasos cada día, por darme la sabiduría y la fuerza para para continuar con cada uno de nuestros sueños y hacerlos realidad con su bendición. De igual manera agradecer a mis padres Diego y Nelly por su esfuerzo, sacrificio y amor que día a día nos brindan para cumplir con nuestros sueños y luchar por cada uno de ellos con humildad y trabajo, así mismo agradezco a mis Abuelitos Raúl y Graciela por apoyarme siempre, por creer en mí y enseñarme que los sueños se consiguen con amor, dedicación y trabajo, finalmente agradecer a mis hermanos, novia y familiares por apoyarme en toda mi carrera universitaria, aportando en los momentos más difíciles dándome ánimos, consejos y palabras de aliento para cumplir con este sueño que es de todos.

Diego Raúl Iglesias Saeteros

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, agradecemos a Dios por bendecir y guiar nuestro camino para poder cumplir un sueño tan anhelado como es terminar nuestra carrera universitaria, agradecemos a todos los docentes de la Universidad del Azuay de la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz en especial a nuestro director Ing. David Reyes y a nuestro director de carrera Ing. Robert Rockwood por la paciencia y dedicación prestada para lograr con nuestro objetivo.

Bladymir Esteban Alejandro Cumbicus,

Diego Raúl Iglesias Saeteros

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTOS.....	iv
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS	vi
ÍNDICE DE TABLAS	vii
RESUMEN	viii
ABSTRACT.....	ix
I. INTRODUCCIÓN.....	11
<i>A. Estado del arte</i>	<i>10</i>
II. MARCO TEÓRICO: GENERALIDADES DEL CHASIS Y LA OPTIMIZACIÓN	11
<i>A. El chasis</i>	<i>11</i>
<i>B. La optimización</i>	<i>11</i>
III. MATERIALES Y MÉTODOS.....	12
IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	16
CONCLUSIONES	19

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1. Esquema de un chasis <i>F Student</i>	11
Fig. 2. Esquema de la transferencia de cargas longitudinales	12
Fig. 3. Esquema de la transferencia de cargas laterales	12
Fig. 4. Diagrama del proceso de optimización	12
Fig. 5. Localización de cargas y restricciones para flexión.....	13
Fig. 6. Vista frontal del vehículo	13
Fig. 7. Vista lateral del vehículo.....	13
Fig. 8. Localización de cargas y restricciones en flexión.....	13
Fig. 9. Localización de cargas y restricciones en torsión inversa.....	13
Fig. 10. Aplicación de fuerzas en frenado.	14
Fig. 11. Aplicación de fuerzas y sujeción en aceleración.....	14
Fig. 12. Aplicación de fuerzas y sujeción del vehículo eléctrico en curvas	14
Fig. 13. Consideraciones para la optimización.....	15
Fig. 14. Calidad de mallado.....	15
Fig. 15. Esquema para la validación de la optimización	16
Fig. 16. Resultado de la optimización.	16
Fig. 17. Análisis de deformaciones para los espesores seleccionados	17
Fig. 18. Disposición de los tubos ideales en la estructura	17
Fig. 19. Inserción de detalles.	18
Fig. 20. Esfuerzos de Von Mises para los espesores seleccionados	17
Fig. 21. Disposición de los tubos ideales en la estructura	17
Fig. 22. Análisis de esfuerzos de Von Mises en curva	19
Fig. 23. Análisis de deformación en curva	19
Fig. 24. Análisis de deformación en z para curva	19

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla I. Implicación de la reducción de masa	¡Error! Marcador no definido.
Tabla II. Cargas para la prueba de flexión.....	13
Tabla III. Cargas para las pruebas de torsión	13
Tabla IV. Cargas para la prueba de frenado	14
Tabla V. Cargas para el ensayo de aceleración	14
Tabla VI. Cargas para el ensayo en curvas.....	14
Tabla VII. Propiedades del material	14
Tabla VIII. Criterios para el mallado.....	15
Tabla IX. Espesores ideales.....	17
Tabla X. Resultados de la última iteración (ideal)	17
Tabla XI. Resultados de esfuerzos y factores de seguridad para diferentes materiales .	18
Tabla XII. Esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad según algunos materiales	19
Tabla XIII. Características de los tubos.....	18

OPTIMIZACIÓN DE TAMAÑO DE UN CHASIS TUBULAR PARA UN VEHÍCULO ELÉCTRICO BIPLAZA

RESUMEN

En este estudio se realiza un proceso de optimización en el chasis de un vehículo eléctrico bi plaza, para ello se identificaron zonas de diseño y no diseño establecidas en el modelo geométrico del estudio: “Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional”; se procedió con la discretización del dominio mediante elementos 2D tipo Shell, aplicando las cargas originales del modelo. Se espera preservar el mínimo factor de cumplimiento posible, bajo las restricciones: desplazamiento máximo del análisis más crítico, masa inicial de 176,2 kg, y varios espesores de tubos según la disponibilidad comercial. Los resultados determinan: reducción del peso de 27,53 %, 0,70 mm de desplazamiento máximo, un esfuerzo máximo de 200,6 MPa y un factor de seguridad de 1,72. En conclusión, las tensiones máximas permanecen por debajo de la tensión admisible del material seleccionado, asegurándose la integridad estructural de la modificación propuesta.

Palabras clave— optimización topológica, chasis, vehículo eléctrico, reducción de masa.



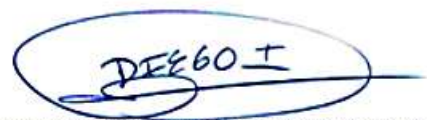
.....
Ing. David Reyes Jiménez. Msc.
Director del Trabajo de Titulación



.....
Ing. Robert Rockwood. Msc.
Director de Escuela



.....
Bladymir Esteban Alejandro Cumbicus
Autor



.....
Diego Raúl Iglesias Saeteros
Autor

OPTIMIZATION OF THE TUBULAR CHASSIS FOR USE IN A TWO-SEATER ELECTRIC VEHICLE

ABSTRACT

This study applies optimization process in an electric vehicle`s chassis. Thus, the study identified design and no design areas established on the geometric model of the study: “Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional”. Then, it was possible to apply discretization of the domain based on 2D elements, shell type, by using original loads of the model. It was expected to preserve the minimum possible compliance factor, under the restrictions: next restrictions, maximum displacement in the most critical case, initial mass of 176,2 kg and tubes of any thicknesses considering the national market. The results show a mass reduction of 27,53%, a maximum displacement of 0,70 mm, a maximum stress of 200,6 MPa and a safety factor of 1,72. Thus, maximum stresses remain under allowable stress of the selected material, preserving structural resistance of the purpose modification.

keywords— *topological optimization, chassis, electric vehicle, mass reduction.*




Eng. David Reyes Jiménez. Msc.
Thesis Director



Eng. Robert Rockwood. Msc.
School Director



Bladimir Esteban Alejandro Cumbicus
Author



Diego Raúl Iglesias Saeteros
Author

Translated by




Bladimir Alejandro Diego Iglesias

Optimización de tamaño de un chasis tubular para un vehículo eléctrico biplaza

Robert Rockwood Iglesias
Ingeniería Mecánica Automotriz,
Facultad de Ciencia y Tecnología
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
rockwood@uazuay.edu.ec

Bladymir Alejandro Cumbicus
Ingeniería Mecánica Automotriz,
Facultad de Ciencia y Tecnología
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
alejandro@gmail.com

Diego Iglesias Saeteros
Ingeniería Mecánica Automotriz,
Facultad de Ciencia y Tecnología
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
diego@gmail.com

Resumen— En este estudio se realiza un proceso de optimización en el chasis de un vehículo eléctrico biplaza, para ello se identificaron zonas de diseño y no diseño establecidas en el modelo geométrico del estudio: “Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional”; se procedió con la discretización del dominio mediante elementos 2D tipo Shell, aplicando las cargas originales del modelo. Se espera preservar el mínimo factor de cumplimiento posible, bajo las restricciones: desplazamiento máximo del análisis más crítico, masa inicial de 176,2 kg, y varios espesores de tubos según la disponibilidad comercial. Los resultados determinan: reducción del peso de 27,53 %, 0,70 mm de desplazamiento máximo, un esfuerzo máximo de 200,6 MPa y un factor de seguridad de 1,72. En conclusión, las tensiones máximas permanecen por debajo de la tensión admisible del material seleccionado, asegurándose la integridad estructural de la modificación propuesta.

Palabras clave— *optimización topológica, chasis, vehículo eléctrico, reducción de masa.*

Abstract— This study applies optimization process in an electric vehicle's chassis. Thus, the study identified design and no design areas established on the geometric model of the study: “Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional”. Then, it was possible to apply discretization of the domain based on 2D elements, shell type, by using original loads of the model. It was expected to preserve the minimum possible compliance factor, under the restrictions: next restrictions, maximum displacement in the most critical case, initial mass of 176,2 kg and tubes of any thicknesses considering the national market. The results show a mass reduction of 27,53%, a maximum displacement of 0,70 mm, a maximum stress of 200,6 MPa and a safety factor of 1,72. Thus, maximum stresses remain under allowable stress of the selected material, preserving structural resistance of the purpose modification.

Keywords— *topological optimization, chassis, electric vehicle, mass reduction.*

I. INTRODUCCIÓN

El desarrollo de la industria automotriz ha promovido nuevas tecnologías para la fabricación de componentes y automóviles en general. De este modo, es posible encontrar innovaciones en cuanto a procesos de manufactura y

materiales, optimización de varios componentes, etc. [1]. El enfoque de los fabricantes automotrices y regulaciones remarca la implementación de vehículos ligeros. En algunos casos, se menciona el éxito limitado para reducir la masa neta de vehículos, a pesar de los importantes avances en tecnología, materiales y herramientas de diseño. Para reducir masas se deben acatar requisitos de rendimiento, ambientales, de seguridad, durabilidad, confiabilidad, y regulaciones gubernamentales [2], [3].

Ante lo descrito, la masa de los componentes representa hasta un 30% del consumo energético de los automóviles, pudiéndose optimizar entre un 15% y 20% de dicho consumo mediante el diseño de vehículos ligeros [4]. Es así que, uno de los principales componentes que puede reducir su masa preservando la rigidez es el chasis, el cual soporta elementos como los neumáticos, el motor, la línea de transmisión y la suspensión; por lo cual, debe garantizar la resistencia a golpes, torsiones, vibraciones y otras tensiones [5], [6].

En consecuencia, a través del presente estudio se pretende optimizar el sobredimensionamiento del chasis de un vehículo eléctrico biplaza, dentro de un proyecto integrador de la Unidad de Titulación 2020, de la carrera de Ingeniería en Mecánica Automotriz de la Universidad del Azuay. El propósito final del proyecto integrador es construir un prototipo del referido vehículo. En el caso del presente estudio, se partió del proyecto “Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional”, para definir el sobredimensionamiento estructural, obtener las condiciones de carga y emplear Ingeniería Asistida por Computador para establecer las combinaciones de tubos que permitan la reducción de masa, preservándose a la vez las restricciones de esfuerzos de Von Mises, deformaciones y factores de seguridad. La selección de materiales y procesos de unión garantiza la disponibilidad comercial (acero y soldadura).

A. Estado del arte

El desarrollo de vehículos ligeros provee varias ventajas desde una perspectiva de innovación y competitividad, especialmente al requerirse de procesos de Ingeniería Asistida por Computador para agilizar los procesos [7]. Por ejemplo, [8] desarrolló pruebas de ciclos de conducción en vehículos eléctricos y determinó que las transformaciones en la masa vehicular influyen en la resistencia a la rodadura.

[9] mencionan que el análisis de tensión de elementos finitos del chasis de un vehículo ligero desempeña un rol fundamental para las etapas de diseño. Por tal motivo, [10], [11] y [12] plantean tres consideraciones: a) el dominio de la optimización (la malla de elementos finitos del objeto a optimizar, subdividida adecuadamente en áreas de diseño y de no diseño), b) el objetivo de la optimización, y c) los objetivos de rendimiento que debe satisfacer el chasis (expresados en forma de restricciones de optimización), junto con las condiciones de carga necesarias para calcular los objetivos. Ante esto, [13] contemplan dentro de su estudio el material, el espesor y los travesaños; realizando varias permutaciones entre algunos tipos de acero con espesores de 3 a 12 mm, especificando que los valores de deformación y tensión disminuyen con espesores de 8 y 12 mm.

Por estas consideraciones, [14] menciona que las variables de optimización pueden ser: propiedades de sección de las piezas, tamaño de la estructura (altura, longitud y espesor), topología de la estructura (densidad del material o perímetro) y propiedades constitutivas (módulo de elasticidad, coeficiente de Poisson). En sí, se menciona que no existen técnicas de optimización que consideren eficientemente los cuatro tipos de variables; con lo cual, resultan necesarios **dos estudios de optimización**, debido a que, la mayor parte de los problemas complejos (diseño de una estructura), no pueden tratarse libremente teniendo en cuenta todas las elecciones posibles, sino que debe de descomponerse en sub problemas separados con sus respectivas restricciones.

Consecuentemente, [15] luego de un segundo proceso de optimización de tamaño para un chasis monoplaza para *Fórmula Student*, obtuvo un factor de seguridad de 2 preservando las restricciones impuestas. En [16], un chasis de motocicleta luego de la optimización topológica tenía un factor de seguridad de 2,49; hasta que, luego de emplearse procesos de optimización de tamaño, el factor de seguridad llegó a 1,41. En otro caso, [17] crearon un elemento sólido basado en la geometría de un chasis; posteriormente, generaron un mallado con elementos hexagonales y determinaron la geometría final; todo esto luego de obtener el modelo mediante varias iteraciones de restricciones que variaban el espesor de los componentes estructurales, usando materiales disponibles como el acero y perfiles tubulares, los cuales proveen una adecuada triangulación con mayor resistencia frente a cargas puntuales.

II. MARCO TEÓRICO: GENERALIDADES DEL CHASIS Y LA OPTIMIZACIÓN

A. El chasis

El chasis corresponde a la estructura interna que sostiene, aporta rigidez y forma a un vehículo. Consiste de un armazón que integra y suspende componentes mecánicos como el sistema de transmisión, la suspensión de las ruedas, motor y carrocería; además, debe soportar las cargas generadas por el desplazamiento en la irregularidad del terreno, suspensión, motor, tren motriz y dirección (Fig. 1) [18],[19].

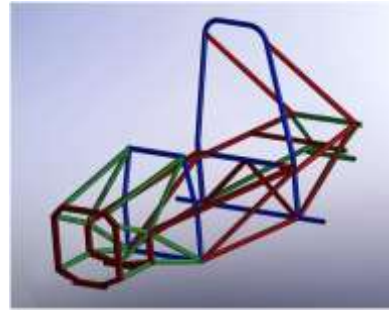


Fig. 1. Esquema de un chasis *F Student* [20]

1) *Principios para la optimización*: Según [21] y [22] el diseño de un chasis y su optimización deben considerar:

- El transporte de las cargas estacionarias o suspendidas (carrocería, motor, algunos sistemas) y de pasajeros.
- Soportar la vibración torsional causada por el movimiento del vehículo.
- Resistir la fuerza centrífuga causada por el desplazamiento en curvas.
- Controlar la vibración causada por el funcionamiento del vehículo.
- Resistir las tensiones de flexión originadas en los ejes frontal y posterior por la carga y sobrecarga.
- Resistir impactos por accidentes.

Por otro lado, los perfiles de cada uno de los componentes estructurales (travesaños y longitudinales) deben seleccionarse entre las alternativas: en *C* o en canal, rectangular y tubular [23], [24]. El presente caso únicamente empleó perfiles tubulares por la menor distribución de esfuerzos que provee esta geometría dada la disposición uniforme de las cargas.

B. La optimización

Para realizar la optimización del chasis de un vehículo de competición, [25] plantean que el diseño adecuado debe interactuar armoniosamente con otros sistemas del automóvil; alcanzando también requisitos de rigidez, fuerza, peso total y su distribución, dimensiones, factibilidad de construcción, costo y regulaciones. Además, estos autores recomiendan dos técnicas de optimización estructural:

1) *Optimización de tamaño*: Selecciona los tamaños de la estructura como variables de diseño (dimensiones de la sección transversal de los miembros, el espesor, el ancho, la altura, el momento de inercia, la constante de torsión) en un dominio dado [26].

2) *Optimización de la forma*: Se genera una variación de la geometría de la estructura con la finalidad de obtener la forma estructural óptima. En este caso, el límite de la estructura es variable, por lo que la parametrización de la geometría es el aspecto más importante [27].

Además, el procedimiento de optimización integrado sólo es aplicable en una parte, elemento o subsistema; y no en todo

el chasis del vehículo en casos reales. Dentro de la definición del problema de optimización, [28] enfatizan a los siguientes elementos como indispensables: espacio de diseño (ligado al mallado), variables, objetivo (minimización de masa), restricciones de optimización (rigidez y / o desplazamiento), el medio de evaluación de objetivos (análisis de elementos finitos).

III. MATERIALES Y MÉTODOS

A. Procedimiento de optimización

En primera instancia, se partió del estudio “Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional” para determinar las condiciones de contorno. Seguidamente, la optimización debía garantizar la resistencia de la estructura ante las cargas **laterales, longitudinales y diagonales**. En su efecto, las cargas longitudinales ocurren durante la aceleración y frenado, y actúan a través del centro de gravedad del vehículo (Fig. 2). Las cargas laterales se originan en las curvas a través de la fuerza centrífuga, la cual incrementa por el frenado (Fig. 3). Las cargas diagonales aparecen cuando se aplica una aceleración positiva o negativa durante la aceleración lateral (curvas).

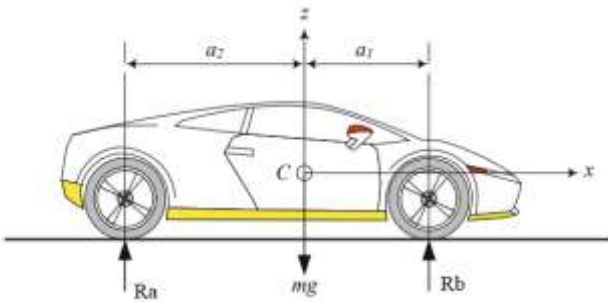


Fig. 2. Esquema de la transferencia de cargas longitudinales [24]

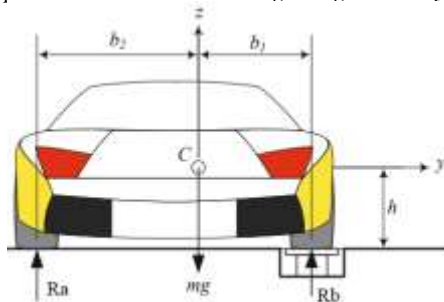


Fig. 3. Esquema de la transferencia de cargas laterales [24]

En concordancia, durante las curvas, la potencia en el eje posterior se pierde al transferir la carga a la parte delantera, y la potencia en el eje delantero se pierde al generar un par de subviraje sobre el centro de gravedad del vehículo; por lo que es necesario determinar:

- La rigidez y la resistencia a la torsión para una transferencia eficiente de la carga lateral.
- Seleccionar los tipos de chasis y los perfiles más idóneos.

- Determinar los materiales del chasis, según condiciones normales de operación, disponibilidad, métodos de fabricación, propiedades mecánicas y tratamientos superficiales.

En definitiva, deben priorizarse las cargas estáticas y cargas dinámicas. Las cargas estáticas corresponden al conductor, motor, suspensión, chasis y componentes auxiliares. Las cargas dinámicas son producidas por la aceleración, el frenado, curvas, irregularidades del terreno, reacciones del motor por la transmisión de torque y el tren motriz.

B. Materiales

El uso de CAD (*Computer Aided Design*) Autodesk Inventor® permitió la definición geométrica del chasis. Para el análisis de optimización estructural fue requerido el uso de CAE Altair Hypermesh®.

C. Métodos

El diagrama de la Fig. 4 indica el procedimiento realizado para la optimización del chasis. Básicamente, se planteó:

- Condiciones de contorno
- Optimización de tamaño
- Validación o concurrencia de solución
- Combinaciones de tubos
- Diseño final del chasis.

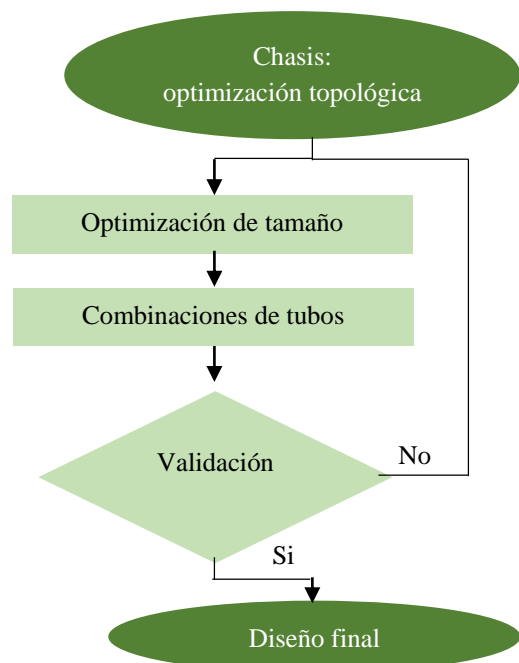


Fig. 4. Diagrama del proceso de optimización

1) Optimización topológica y condiciones de contorno:

El diseño CAD del chasis tiene 3 362,32 mm de largo y 1 681,16 mm de ancho, dimensiones obtenidas de [29]; tal como se indica en la Fig. 5 y Fig. 6.

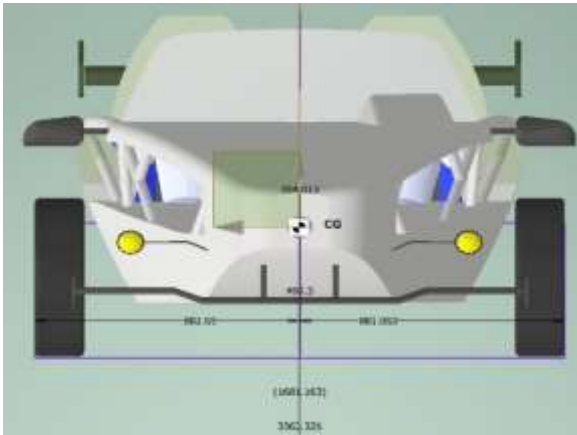


Fig. 5. Vista frontal del vehículo

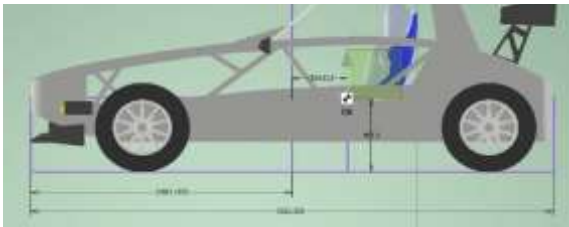


Fig. 6. Vista lateral del vehículo

El análisis de transferencia de cargas se basó en el procedimiento de los **numerados 1-5**, y aplica las mismas magnitudes que [30] en su estudio de optimización topológica, puesto que el presente documento constituye un segundo proceso de optimización que debe garantizar la transferencia de cargas planteada desde un inicio:

1: Para las fuerzas de flexión, la Fig. 7 indica los puntos de aplicación determinados en las zonas de anclaje de los sistemas de suspensión. Al considerarse el sistema en reposo, la aceleración se determinó en 1 g.

TABLA I. CARGAS PARA LA SIMULACIÓN DE FLEXIÓN

Elementos	Puntos totales de anclaje	Masa total [kg]	Fuerza total en los puntos de anclaje [N]
Pack de baterías 1 y 2, motor eléctrico, ocupantes y elementos de la dirección	24	548,4	1 113,94
Aceleración		1 g (9,81 m/s ²)	

Fuente: Adaptado de [30]

2: La rigidez torsional estuvo basada en las deformaciones verticales medidas en los puntos de máxima y mínima deformación, donde la Fig. 8 muestra que la aplicación de la fuerza se da en el eje delantero y los puntos fijos están en el eje posterior. Para la torsión inversa, la Fig. 9 muestra que los puntos de fijación se encuentran en el eje delantero y la aplicación de las fuerzas en la parte posterior.

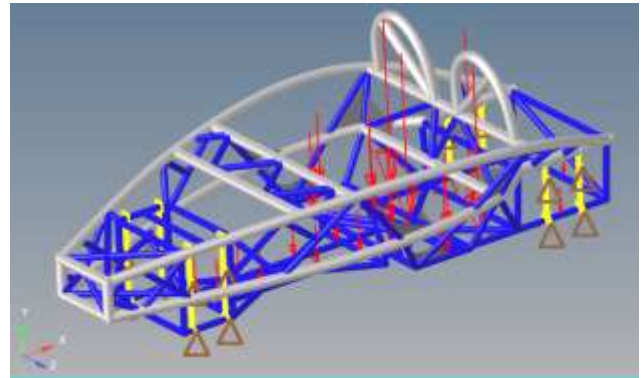


Fig. 7. Localización de cargas y restricciones para flexión [30]

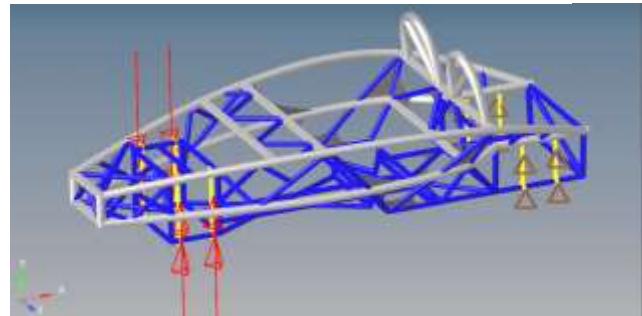


Fig. 8. Localización de cargas y restricciones en torsión [30]

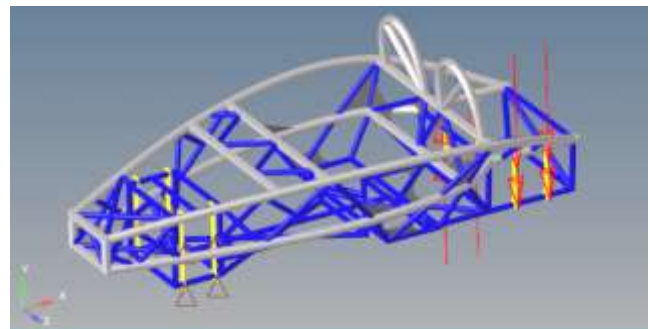


Fig. 9. Localización de cargas y restricciones en torsión inversa [30]

La TABLA III muestra las cargas aplicadas para las dos simulaciones de torsión.

TABLA II. CARGAS PARA LA SIMULACIÓN DE TORSIÓN

Simulación	Número de nodos	Fuerza [N]
Torsión	8	2 130,68
Torsión inversa	8	1 164

Fuente: Adaptado de [30]

3: El análisis de frenado contempló la transferencia de masas hacia el eje frontal, donde la fricción neumático-calzada influirá en el tiempo de frenado. Consecuentemente, surge una carga torsional de frenado a través de las fuerzas de fricción resultantes en las ruedas, las cuales son transmitidas hacia las manguetas y el chasis. El análisis estimó un caso extremo de deceleración de 100km/h a 0 km/h en 25 m. Con relación a esto, la Fig. 10 indica la aplicación de fuerzas y sujeción del vehículo eléctrico en frenado (Véase TABLA IV).

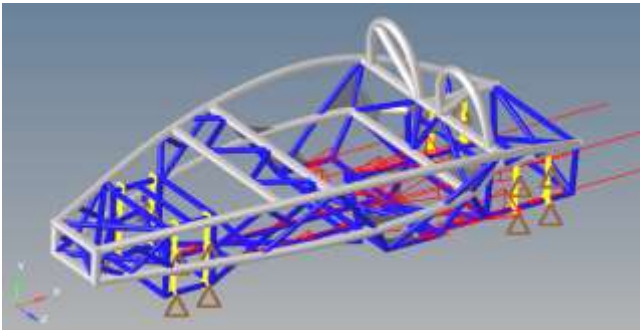


Fig. 10. Aplicación de fuerzas en frenado [30].

TABLA III. CARGAS PARA LA SIMULACIÓN DE FRENADO

Elementos	Puntos totales de anclaje	Masa total [kg]	Fuerza total en los puntos de anclaje [N]
Pack de baterías 1 y 2, motor eléctrico, ocupantes y elementos de la dirección	24	548,4	1 749,09
Aceleración		1,57 g (15,40 m/s ²)	

Fuente: Autores

4: Para la aceleración, el vehículo debe vencer la inercia a través del torque entregado por el motor. De este modo, dicho requerimiento puede calcularse a través de la primera marcha, cuando se origina el torque máximo (Fig. 11). Se consideró una velocidad máxima de 100 km/h en un tiempo de 4 segundos (6,95 m/s²) o 0,70 g, a lo largo del eje longitudinal o x del vehículo (TABLA V).

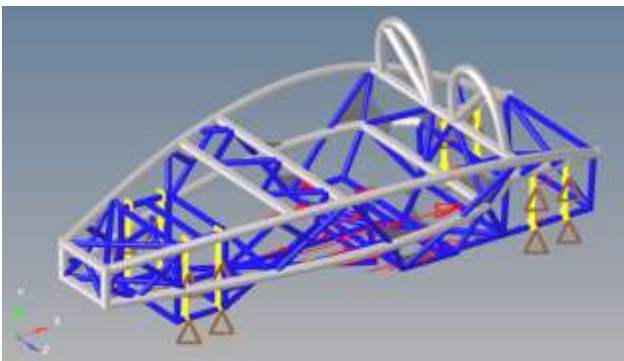


Fig. 11. Aplicación de fuerzas y sujeción en aceleración [30]

TABLA IV. CARGAS PARA LA SIMULACIÓN DE ACELERACIÓN

Elementos	Puntos totales de anclaje	Masa total [kg]	Fuerza total en los puntos de anclaje [N]
Pack de baterías 1 y 2, motor eléctrico, ocupantes y elementos de la dirección	24	548,4	727,51
Aceleración		0,70 g (6,86 m/s ²)	

Fuente: Adaptado de [30]

5: Para el caso de curvas, se requiere la aceleración centrífuga y un análisis en función de la fuerza resultante obtenida de las fuerzas centrípeta y tangencial. De esto se deriva la aplicación de fuerzas (TABLA VI) y sujeción del vehículo en curva, tal como puede notarse en la Fig. 12. Las condiciones fueron: un radio de 35 metros a una velocidad crítica de 90 km/h con una masa estimada de 672 kg; lo que originó una fuerza centrífuga de 12 000 N y una aceleración de 17,86 m/s² (1,82 g).

TABLA V. CARGAS PARA LA SIMULACIÓN EN CURVAS

Elementos	Puntos totales de anclaje	Masa total [kg]	Fuerza total en los puntos de anclaje [N]
Pack de baterías 1 y 2, motor eléctrico, ocupantes y elementos de la dirección	24	548,4	2 433,39
Aceleración		1,82 g (17,86 m/s ²)	

Fuente: Adaptado de [30]

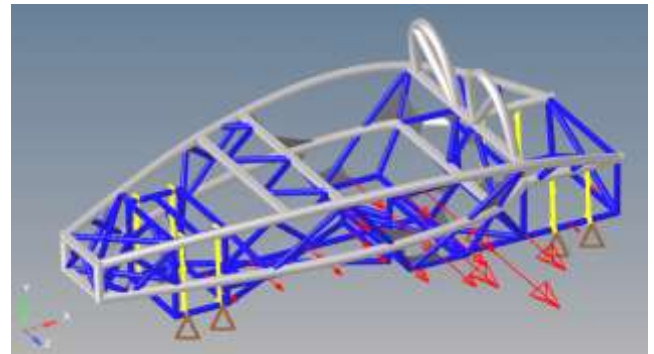


Fig. 12. Aplicación de fuerzas y sujeción del vehículo eléctrico en curvas [30]

Una vez definidas las cargas, con base en el estudio de [29] y [30] donde se estableció el tipo de chasis (monocasco) y otras características, las propiedades del material se definieron basadas en un perfil circular inicial de 3 mm para los largueros, y 2 mm para los principales y secundarios. El material del chasis es acero, cuyas propiedades se expresan en la TABLA VII.

En un inicio, el material por defecto para el análisis fue acero A36, dado su amplio uso en este tipo de aplicaciones y por mantener características de disponibilidad, maquinabilidad y unión. Sin embargo, este estudio también realizó el análisis con los materiales: ASTM 572 y ASTM 500. El primer caso empleó ese material para reproducir las mismas condiciones del estudio base, aunque se determinó que no se encuentra disponible comercialmente; por lo que se desestimó su factibilidad para una potencial manufactura. El segundo caso constituye un material disponible comercialmente, satisface los requerimientos técnicos del estudio y puede ser usado como una alternativa para una potencial manufactura.

TABLA VI. PROPIEDADES DEL MATERIAL

Propiedad	Especificación
Material	Acero
Módulo de elasticidad (E)	210 GPa
Resistencia a la fluencia (Sy)	250 MPa
Denominación comercial	A 36
Densidad	7 860 kg/m ³
Relación de Poissons	0,26

Fuente: [31]

2) Optimización de tamaño:

Este proceso consistió en establecer las zonas de diseño y no diseño, es decir, aquellas donde podrían aceptarse las restricciones de deformación y las otras donde no era aplicable este parámetro. Asimismo, se consideró: la malla de los elementos finitos, las características de los materiales, y la aplicación de las cargas y restricciones. Todo lo mencionado debía acoplarse al objetivo del problema de

optimización: no superar valores mínimos especificados. Con dichas consideraciones, la aplicación del método por elementos finitos permitió reducir los grados de libertad de infinito a finito, a través de la discretización o mallado, es decir, un conjunto de nodos y elementos.

El tipo de mallado fue 2D, con un tamaño de 5 mm y triangular. Al mismo tiempo, se identificaron las zonas complejas donde existían imprecisiones en el mallado, especialmente en los componentes más pequeños del conjunto (geometrías reducidas); también se planificó una iteración de convergencia donde se comprobaban diferentes espesores de tubos. Cabe mencionar que se debe evitar mezclar varias geometrías para el mallado y considerar los tiempos de intervención con base en la capacidad del procesador del software. Por otro lado, los elementos tipo Shell simularon la transferencia de las fuerzas o momentos a otros nodos, lo cual afecta a los grados de libertad *DOF* (*Degrees Of Freedom*), consideraciones importantes puesto que limitan la capacidad al momento de modelar un problema y establecen también la compatibilidad entre elementos. La aplicación de las fuerzas y/o restricciones se contempló como condición de frontera, donde cada componente tenía asignado un material con sus propiedades respectivas. Es así que, la Fig. 13 da a conocer los cuatro procesos fundamentales para el desarrollo de la simulación en el software Altair Hypermesh: tipo y tamaño, elementos tipo *Shell*, cargas y fracción de volumen.

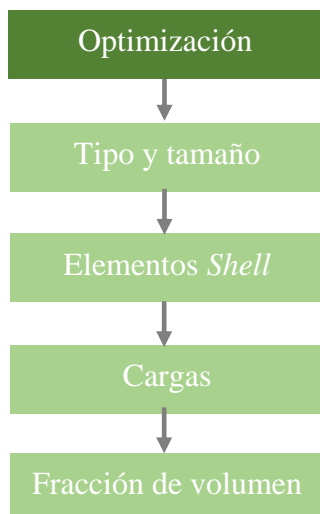


Fig. 13. Consideraciones para la optimización

Para el proceso *tipo y tamaño*, se generó un mallado de tipo triangular, considerando el esfuerzo máximo que se origina cuando el vehículo atraviesa una curva. Otras especificaciones son definidas en la TABLA VIII.

TABLA VII. CRITERIOS PARA EL MALLADO

Criterio	Especificación
Tipo de mallado	2D: tipo <i>Shell</i>
Tamaño de malla	5 mm (triangular)
Refinamiento	-
Restricciones	Flexión, aceleración, frenado, curvas y torsión
Esfuerzo aplicado	248,10 MPa (máx., producida en curvas)
Material	Acero estructural

Fuente: Autores

Por otro lado, existieron algunas condiciones que el software requiere para preservar la calidad de la malla, las cuales no deben superar los límites establecidos por defecto de la configuración del programa; puesto que la cantidad de *elementos tipo Shell* generados puede sobrepasar el error del porcentaje requerido (Fig. 14).

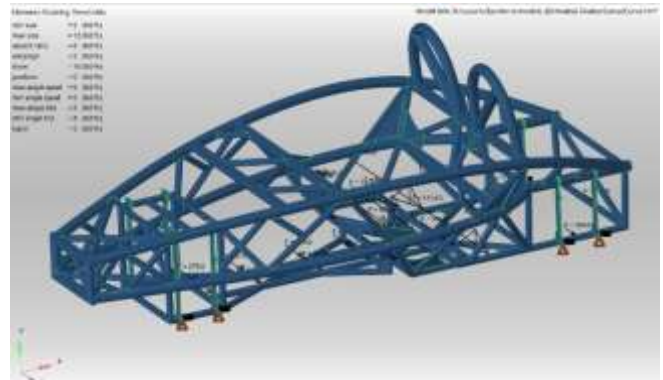


Fig. 14. Calidad de mallado

Según la Fig. 14, el reporte de elementos establece en porcentaje (%) los parámetros que no cumplen la calidad de mallado. Para este caso todos los campos mantienen el 0%, aunque para *skew* y *min. size* se identifican 16 y 62 elementos respectivamente. *Skew* es la desviación de los elementos triangulares y se calcula encontrando el ángulo mínimo entre el vector de cada nodo al lado medio opuesto, y el vector entre los dos lados medios adyacentes en cada nodo del elemento. *Min. size* hace referencia a la cantidad de elementos cuyo tamaño corresponde al mínimo definido. En este caso los valores son despreciables.

El siguiente paso constituyó en *aplicar las cargas* previamente detalladas, siendo la de mayor importancia la trayectoria en curva, puesto que se generan las mayores fuerzas en los puntos de anclaje. Posteriormente, la *fracción de volumen* empleó técnicas de optimización para disminuir la masa del chasis, preservando la rigidez estructural-

Es así que, el proceso de optimización debía establecer el control de tamaño del elemento y satisfacer el objetivo de minimización donde se vea reducida la mayor cantidad posible de energía de deformación; es decir, maximizar la rigidez de la estructura. Para ello fueron planteadas las restricciones según las respuestas de diseño, donde se debía reducir un 30% de material como máximo y en los posterior, generar el modelado *del chasis tubular* con la demarcación obtenida, posibilitándose insertar la estructura en un software CAD para generar barras con diferentes perfiles comerciales. El valor máximo de reducción se debe a que, si bien el software permite mayores porcentajes, los factores de seguridad disminuyen, con lo cual no se garantiza la rigidez estructural antes los requerimientos dinámicos de desplazamiento.

3) Validación y concurrencia de la solución:

Esta etapa estuvo basada en el análisis estructural de esfuerzos y deformaciones en el chasis mediante elementos finitos. Las restricciones fueron:

- Esfuerzo máximo admisible (σ): $\sigma < \sigma_{\text{material}}$
- Factor de seguridad (n): $n > 1$

- Desplazamiento: 0,70 mm.

Usualmente, el esfuerzo obtenido debe ser menor a la resistencia a la fluencia del material (S_y), puesto que así se evita una deformación plástica o permanente. El factor de seguridad mayor a uno indica que existe un margen extra de prestaciones sobre las necesarias para el elemento deseado; es decir, se indica la capacidad en exceso que mantiene el sistema sobre los requerimientos. El desplazamiento de 0,70 mm fue impuesto y parte del estudio de [30], donde se obtuvo un desplazamiento de 0,60 mm. Con este criterio, al incrementar el margen un 16,67%, se posibilitó la permutación de nuevos espesores para la estructura, ya que, al mantenerse el margen del estudio previo, no hubiese existido variación de las características de los tubos y se hubiese imposibilitado la reducción de masa.

Por ello, si el análisis satisfacía dichas restricciones, se daba por aceptada la optimización. A la par, fueron comparados los resultados con el estudio de [30]: “Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional”, teniendo presente que dicho estudio emplea como referencia dos prototipos: *Ariel ATOM 2*, un prototipo de vehículo eléctrico y dos materiales (ASTM 572, ASTM A 36). Al contrario, el presente estudio usa como referencia únicamente un prototipo de vehículo eléctrico y tres materiales (ASTM 572, ASTM A 36, ASTM A 500).

Según la Fig. 15, el análisis de un solo vehículo parte del hecho que en [30] usan un modelo ya fabricado para obtener un nuevo prototipo; en tanto, el objetivo del presente estudio es optimizar únicamente el prototipo ya obtenido. De igual manera, en el presente estudio se determinó que el material ASTM 572 empleado en [30] no presenta la disponibilidad técnica comercial requerida, por lo que se estableció un material que garantice dicha condición (ASTM A 500).

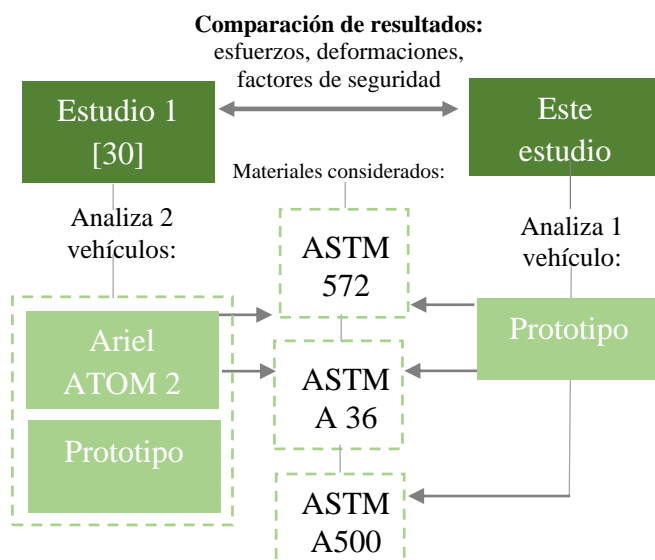


Fig. 15. Esquema para la validación de la optimización

4) Combinaciones de tubos:

Con la validación cumplida, las combinaciones de tubos se definieron según la disponibilidad comercial en el medio; contemplándose las siguientes propiedades:

- Diámetro exterior
- Espesor
- Momento de inercia
- Módulo de resistencia
- Radio de giro

5) Diseño final:

Una vez cumplidas las fases de condiciones de contorno, optimización de tamaño, validación, concurrencia de la solución y combinaciones de tubos; el diseño final del chasis se determinó tal como se describe en el siguiente apartado.

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A. Iteraciones

Fueron realizadas seis iteraciones para seleccionar los espesores que permitieron reducir masa y a la vez, garantizar las condiciones establecidas de esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad. Es así que, en la Fig. 16 puede verse el resultado de la optimización para lograr la máxima resistencia del chasis durante la sexta iteración, puesto que esta reducía la mayor cantidad de masa posible bajo las restricciones planteadas en la simulación de curva (la más crítica).

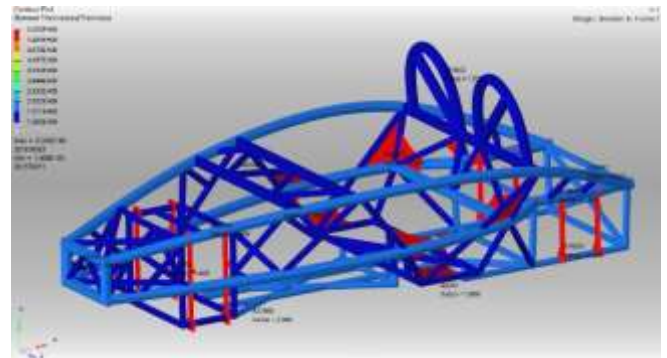


Fig. 16. Determinación de los espesores de tubos.

En adición, la Fig. 16 muestra que los mayores espesores (6 mm) se requieren en las zonas de acoplamiento de los sistemas de suspensión, puesto que estos transmiten las cargas durante el movimiento. Los largueros presentan espesores de 2 mm, mientras que el resto de tubos estructurales tiene espesores de 1,5 mm. El Anexo 1 indica los resultados para cada iteración, mientras que en la TABLA IX puede verse el detalle de la iteración que más masa redujo. El parámetro Id es la identificación de los elementos constitutivos en la Fig. 17, donde aparecen con diversos colores los 12 elementos.

TABLA VIII. ESPESORES SELECCIONADOS

Elemento	Id	Espesor [mm]	Punto de partida
Suspensión	0	6	No diseño
Chapa	1	6	No diseño
T_estructura principal	2	2	Diseño
T_superiores	3	1,5	Diseño
T_asientos superiores	4	1,5	Diseño
T_asiento	5	1,8	Diseño
T_p_inferiores	6	2	Diseño
T_laterales delanteros	7	1,4	Diseño
T_laterales posteriores	8	1,4	Diseño
T_susp_delantera	9	1,4	Diseño
T_delanteros inferiores	10	2	Diseño
T_centrales superiores	11	1,4	Diseño

Nota.

T se refiere a la abreviatura de "tubo"

Fuente: Autores

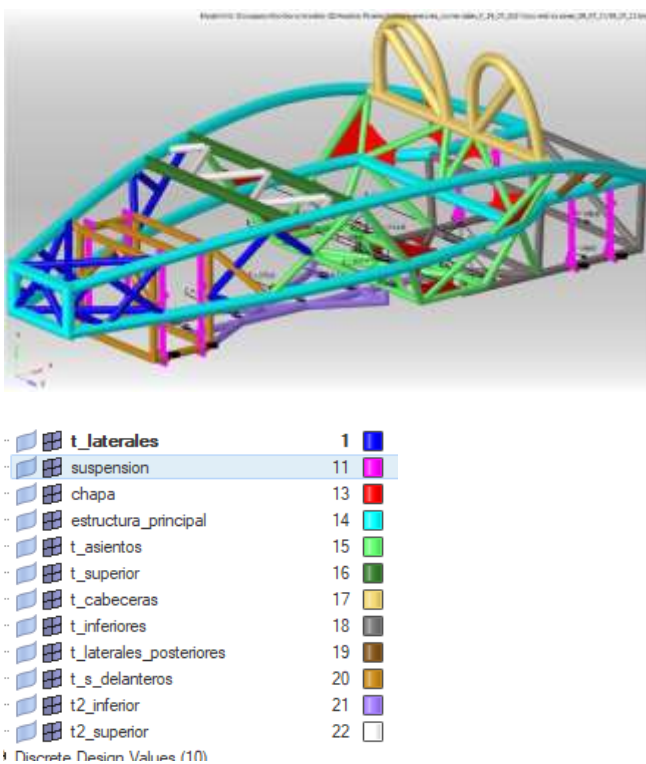


Fig. 17. Disposición de los tubos seleccionados en la estructura

Igual detalle se muestra en la Fig. 18, en la cual aparece en el recuadro de color amarillo la zona de restricción más crítica ($d < 0,70$ mm).

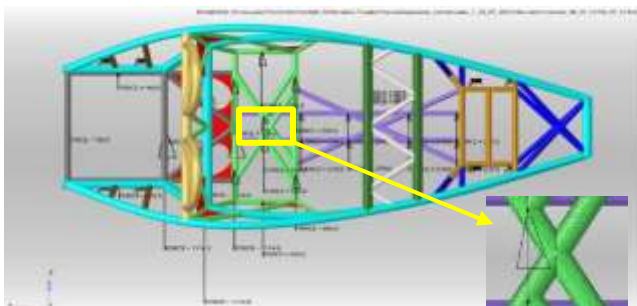


Fig. 18. Visualización de la zona más crítica

B. Comparación con el estudio base

La TABLA X compara los valores iniciales del estudio de [30] con los determinados luego de la sexta iteración, donde puede verse una variación de 27,53% en la reducción de masa.

TABLA IX. RESULTADOS DE LA SEXTA ITERACIÓN

Parámetro	Antes	Después
Masa [kg]	176,2	127,7
Desplazamiento [mm]	0,60	0,70
		(restricción)
Esfuerzo [MPa]	186,3	200,6

Fuente: Autores

Para contrastar los resultados, es necesario indicar que la Fig. 19 expone el resultado para el esfuerzo de Von Mises usando los espesores seleccionados dentro del estudio de [30]. En la mayor parte, la concentración de esfuerzos alcanza los valores más bajos, a excepción de las zonas de anclaje con los elementos de la suspensión, especialmente para la parte posterior.

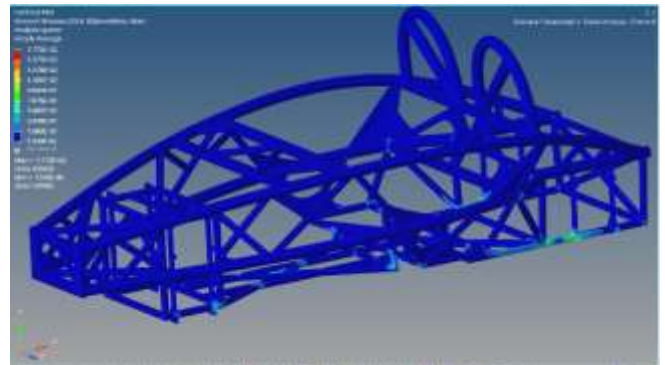


Fig. 19. Esfuerzos de Von Mises para los espesores seleccionados [30]

En cuanto a las deformaciones obtenidas en el estudio de [30], puede verse una zona crítica bajo los asientos y en los soportes superiores. Hacia la parte delantera y posterior las magnitudes se atenúan, con énfasis en los extremos del eje longitudinal (Fig. 20).

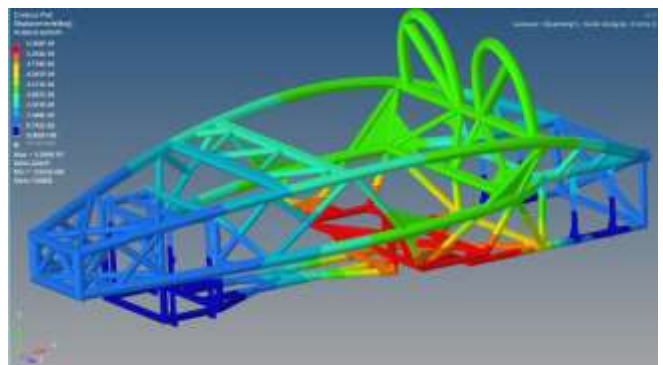


Fig. 20. Análisis de deformaciones para los espesores seleccionados [30]

Ante la consideración previa, en el modelado 3D y mallado de la geometría ahora se añadió chapa metálica en los puntos críticos para reforzar la estructura tubular. Asimismo, se colocaron los soportes de unión de las barras

de la suspensión delantera y posterior; generándose el conjunto mostrado en la Fig. 21.

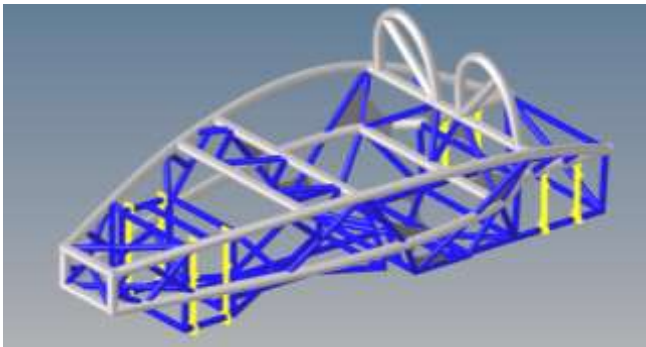


Fig. 21. Inserción de detalles [30].

C. Validación

Una vez conocidos los resultados de [30], el presente estudio realizó el modelado y mallado de la geometría con la condición de desplazamiento máximo (0,70 mm), preservando los espesores detallados en la TABLA IX. El análisis empleó tres tipos de material para obtener esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad (TABLA XI). El Anexo 2 da a conocer los resultados de esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad para las cinco iteraciones previas.

TABLA X. RESULTADOS DE ESFUERZOS Y FACTORES DE SEGURIDAD PARA DIFERENTES MATERIALES

Parámetro	Material			
	Tubo local (ASTM A 500)	Tubo importado (ASTM A 572)	Chapa (ASTM A 588)	Chapa (ASTM A 36)
Esfuerzo [MPa]	315	345	345	345
Factor de seguridad [-]	1,57	1,72	1,72	1,25

Fuente: Autores

Seguidamente, se establecieron esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad para los cinco modelos de carga aplicables al prototipo de vehículo eléctrico (Véase TABLA XII). En el Anexo 3 aparece la tabla referencial del estudio de [30], la cual sirvió como base para la optimización del presente estudio.

Al hacer una comparación con el estudio de [30], el principal objetivo de la presente propuesta era reducir la masa sin que se vea afectada mayormente la resistencia estructural. Por consiguiente, aunque los factores de seguridad para los diferentes modelos de carga se reducen hasta un 53,25% (Anexo 3), los valores se encuentran dentro de rangos aceptables para el tipo de material seleccionado. En concreto, al comparar el estudio de [30] según el mismo material y vehículo; para flexión el factor de seguridad se reduce un 40,67%; para curva disminuye un 35,9%; para aceleración incrementa un 30,36%; para frenado disminuye un 36,88%; para torsión la reducción es de 51,53%; y para torsión invertida la disminución llega a 53,25%. Asimismo, para todos los casos de carga, los esfuerzos de Von Mises son menores que el límite de resistencia a la fluencia del material

(S_y), lo que asegura que no se va a presentar una falla estructural.

TABLA XI. ESFUERZOS, DEFORMACIONES Y FACTORES DE SEGURIDAD PARA LOS CASOS DE ANÁLISIS

Modelos de carga	Caso	ASTM 572 ($S_y=345$ MPa)	ASTM A36 ($S_y=250$ MPa)	ASTM A500 ($S_y=315$ Mpa)
		Vehículo eléctrico	Vehículo eléctrico	Vehículo eléctrico
Flexión	D [mm]	0,82	0,82	0,82
	Es [MPa]	117,4	117,4	117,4
	Fs [-]	2,94	2,13	2,68
Curva	D [mm]	0,70	0,70	0,70
	Es [MPa]	200,6	200,6	200,6
	Fs [-]	1,72	1,25	1,57
Aceleración	D [mm]	0,23	0,23	0,23
	Es [MPa]	58,33	58,33	58,33
	Fs [-]	5,91	4,29	5,4
Frenado	D [mm]	0,48	0,48	0,48
	Es [MPa]	92,33	92,33	92,33
	Fs [-]	3,74	2,71	3,41
Torsión	D [mm]	3,03	3,03	3,03
	Es [MPa]	174,5	174,5	174,5
	Fs [-]	1,98	1,43	1,81
Torsión invertida	D [mm]	5,14	5,14	5,14
	Es [MPa]	216,9	216,9	216,9
	Fs [-]	1,59	1,15	1,45

Nota.

D: Deformación

Es: Esfuerzo de Von Mises

Fs: Factor de seguridad

Fuente: Autores

Posteriormente, con la estructura optimizada fue posible definir las dimensiones de los tubos, tal como se muestra en la TABLA XIII. En el Anexo 4 constan otras propiedades de los elementos seleccionados.

TABLA XII. CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS

Tubos	Colr	Diámetro [mm]	Espesor [mm]
Largueros	Negro	60,3	3
Principales	Azul	38,1	2
Secundarios	Naranja	38,1	2

Fuente: Autores

1) Análisis en curva

Como se indicó con anterioridad, las curvas generan las mayores magnitudes de esfuerzo y deformaciones, por lo que el análisis se centra en esta prueba. La Fig. 22 da a conocer el esfuerzo de Von Mises dentro del dominio (6,23 E-7; 200,6) [MPa] Toda la estructura recibe uniformemente los esfuerzos más bajos del análisis, a excepción de los puntos de acoplamiento con los trapecios posteriores.

En el caso de deformación, el dominio es (0; 0,70) [mm]. De este modo, las mayores zonas de deformación aparecen bajo el asiento del piloto y en los arcos de protección sobre la cabeza del piloto. Hacia las partes delantera y posterior de la estructura se alcanzan mínimos valores (Fig. 23).

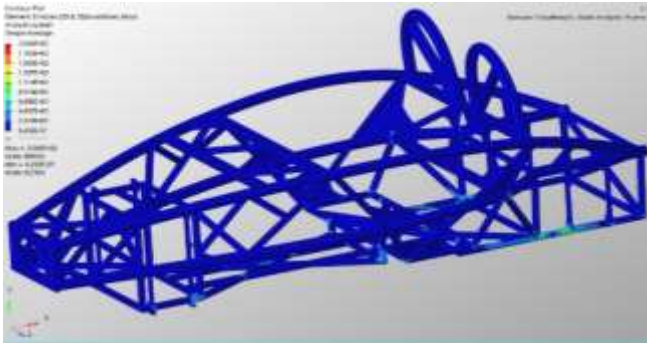


Fig. 22. Análisis de esfuerzos de Von Mises en curva

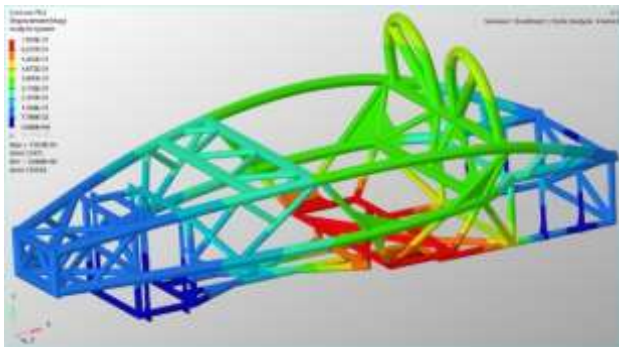
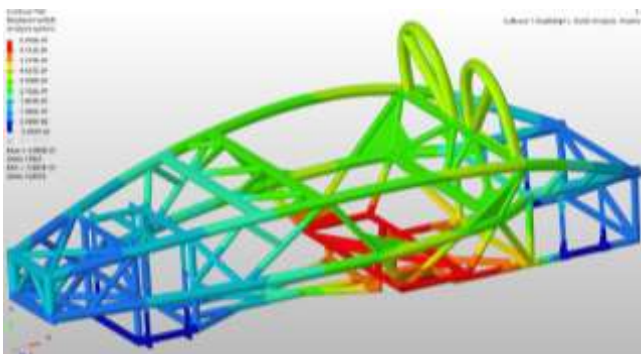


Fig. 23. Análisis de deformación en curva

La deformación en z expone un dominio de $(-5,89E-2; 0,69)$ [mm], con una distribución similar al caso anterior (Fig. 25).

Fig. 24. Análisis de deformación en z para curva

D. Discusión

Para el análisis más crítico en curva, las tensiones máximas se encuentran por debajo de la tensión admisible del material proporcionando un factor de seguridad mayor a uno (1,72), lo que asegura que la estructura no va a verse comprometida y va a soportar 1,72 veces los esfuerzos generados. Con este criterio, en [33] se establece que la presente propuesta genera una rigidez de la estructura tubular de $16\,304\text{ Nm}^\circ$, lo que garantiza adecuadas prestaciones bajo condiciones normales de funcionamiento y también en condiciones extremas. De la misma manera, el referido estudio indica las siguientes prestaciones de diseño: para una curva con radio de 35 metros, a una velocidad crítica de 90

km/h, con una masa del total de 672 kg: se origina una fuerza centrífuga será 12 000 N, una aceleración de $17,86\text{ m/s}^2$ o una fuerza g de 1,82. Además, para aceleración se tiene en cuenta la velocidad del motor eléctrico a 100 km/h en un tiempo de 4 segundos, es decir: $6,95\text{ m/s}^2$ o 0,70 g .

Otra consideración de importancia es que el prototipo de vehículo eléctrico soportará un sistema de tracción eléctrica con baterías, motor y controlador, con una masa aproximada de 342 kg.

Finalmente, las simulaciones posteriores a la optimización demuestran que la estructura tubular planteada resiste los esfuerzos derivados durante el desplazamiento, puesto que no se sobrepasa el límite elástico del material, lo que previene las deformaciones plásticas en el conjunto.

CONCLUSIONES

El proceso de optimización permitió validar la metodología de diseño de un chasis tubular para el vehículo eléctrico planteada en [30]: “Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional”.

Para realizar el proceso de optimización de tamaño fueron requeridas las fases: tipos de mallado, elementos tipo *Shell*, cargas y fracción del volumen. A su vez, para dar cumplimiento a los objetivos planteados, se obtuvieron las condiciones de contorno en cuanto a definición de cargas estáticas: piloto y equipamiento; y cargas dinámicas: transferencia de masas en diferentes condiciones.

Por este motivo, el mallado seleccionado fue de tipo 2D, *Shell*, con un tamaño de 5 mm de forma triangular. Las restricciones estuvieron basadas en las cargas: torsión, flexión, aceleración, frenado y curva.

Por ende, el análisis con los materiales acero ASTM A36 y ASTM A 500, con elementos tubulares; garantiza la disponibilidad comercial. A la vez, para la validación, las combinaciones planteadas de tubos satisfacen las restricciones de esfuerzos, desplazamientos y factores de seguridad. El acero ASTM 572 usado como base en [30] queda desestimado por no encontrarse disponible comercialmente bajo los requerimientos de diseño. En adición, el análisis incorporó chapa metálica como material de refuerzo en los puntos críticos para proveer mayor solidez estructural.

Asimismo, se ha demostrado que para la simulación de curva (ensayo más exigente), se genera un esfuerzo de 200 MPa y un factor de seguridad de 1,72; garantizándose la restricción de desplazamiento de 1,70 mm. En su efecto, las tensiones máximas derivadas de las seis simulaciones, se encuentran por debajo de la tensión admisible del material referencial acero A36, proporcionando un factor de seguridad confiable que si bien se reduce hasta un 53,25%, asegura la integridad estructural al mantener la restricción $n > 1$. También, la masa del chasis fue determinada en 127,7 kg para soportar un sistema de tracción eléctrica con baterías, motor y controlador, por un total de 342 kg.

Finalmente, el proceso de optimización de tamaño redujo un 27,53 % de la masa de las zonas de diseño, con lo cual, durante la validación se ha demostrado que la estructura tubular resiste las cargas consideradas en el estudio de [30], lo que evita deformaciones plásticas en el material

especialmente al emplear tubos con espesor de 3 mm para los largueros y de 2 mm para el resto de la estructura.

REFERENCIAS

- [1] G. Rosenthal, "Economic and Social Council," *Oxford Handb. United Nations*, vol. 2018, no. February, 2009, doi: 10.1093/oxfordhb/9780199560103.003.0007.
- [2] T. B. Glennan and S. Car, "Development Process and Vehicle Lifecycle Fig 1 : HISTORICAL VEHICLE CURB MASS GROWTH Facelift," 2007.
- [3] S. Kollamthodi, D. Kay, I. Skinner, C. Dun, and S. Hausberger, "The potential for mass reduction of passenger cars and light commercial vehicles in relation to future CO2 regulatory requirements: Report for the European Commission-DG Climate Action," no. 3, 2015.
- [4] U. S. Epa and I. General, "Congressionally Requested Report : EPA 's 2017 Glider Vehicle Testing Complied with Standard Practices," no. 19, 2019.
- [5] P. I. D. Lm, A. Mascarin, and I. Associates, "Vehicle Lightweighting : Mass Reduction Spectrum Analysis and Process Cost Modeling Overview Timeline," no. March, 2016.
- [6] E. Sundberg, "Weight Optimization of a Composite Chassis for a Multimodal Lightweight Vehicle," 2014.
- [7] V. Patel, V. and R. I. Patel, "Structural analysis of a ladder chassis frame Structural Analysis of Automotive Chassis Frame and Design Modification for Weight Reduction View project Ragadia sadiq View project Structural analysis of a ladder chassis frame," *World J. Sci. Technol.*, vol. 2012, no. 4, pp. 5–08, 2012, [Online]. Available: www.worldjournalofscience.com.
- [8] D. E. Malen, R. Göbbels, and R. Wohlecker, "Estimation of secondary mass changes in vehicle design," *SAE Int. J. Mater. Manuf.*, vol. 6, no. 2, pp. 174–183, 2013, doi: 10.4271/2013-01-0655.
- [9] S. Modi and J. Baron, "2017 EPA Mass Reduction Analysis – Observations and Recommendations," no. October, 2017.
- [10] A. García, "Sage 2013," View project Ragadia sadiq View project Structural analysis of a ladder chassis frame, vol. 42, no. 4, pp. 270–271, 2012.
- [11] L. C. Limited, "Vehicle Mass Reduction Opportunities," 2010.
- [12] V. Patil and P. K. H. Munde, "Stress Analysis And Weight Reduction of Roller Of Roller Conveyor," vol. 2, no. 10, pp. 990–996, 2016.
- [13] M. Cavazzuti, D. Costi, A. Baldini, and P. Moruzzi, "Automotive chassis topology optimization: A comparison between spider and coupé designs," *Proc. World Congr. Eng. 2011, WCE 2011*, vol. 3, pp. 2289–2293, 2011.
- [14] S. Monge. "Diseño y optimización del chasis de un monoplaza fórmula Student mediante el método de elementos finitos". Universidad de Valladolid, pp. 1–68, 2017.
- [15] J. Francfort, "Vehicle Mass Impact on Vehicle Losses and Fuel Economy," 2012.
- [16] C. S. D. E. Ingenier, "Diseño del chasis de una motocicleta de competición," 2018.
- [17] G. P. Patil, A. K. Shetty, and E. Rajkumar, "Design Optimization and Validation of the Chassis of SUV car," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 213, no. 1, pp. 1524–1530, 2017.
- [18] NAVEDTRA 14264A, "Automotive Chassis and Body," *Automot. Chass. Body*, vol. 1, pp. 1–77, 1998, [Online]. Available: <https://seabeemagazine.navylive.dodlive.mil/files/2014/05/14264A-Construction-Mechanic-Basic-Chapters-14.pdf>.
- [19] D. L. Fay, *Angew. Chemie Int. Ed.* 6(11), 951–952., 1967.
- [20] G. Genta and L. Morello, *The automotive chassis volume 1: components design*, vol. 1. 2009.
- [21] C. Campbell, "The chassis, frame and body," *Sport. Car*, pp. 169–185, 1978, doi: 10.1007/978-1-4613-3384-5_9.
- [22] P. Luque, D. A. Mántaras, and A. Pello, "Racing car chassis optimization using the finite element method, multi-body dynamic simulation and data acquisition," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part P J. Sport. Eng. Technol.*, vol. 227, no. 1, pp. 3–11, 2013, doi: 10.1177/1754337112444517.
- [23] J. Rajpal, S. G. Thorat, B. S. Kothavale, and S. S. Hatwalane, "Design considerations for automobile chassis for prevention of rolling over of a vehicle," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 612, no. October 2015, pp. 41–49, 2014, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.612.41.
- [24] A. M. O. Neill, "Chassis Design for SAE Racer," *October*, no. October, 2005.
- [25] Costin, "Racing & Sports Car Chassis Design - David Phipps.pdf." .
- [26] M. Maniowski, "Multi-criteria optimization of chassis parameters of Nissan 200 SX for drifting competitions," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 148, no. 1, 2016, doi: 10.1088/1757-899X/148/1/012019.
- [27] A. Ya, A. Bircan, M. Engineering, C. Engineering, and M. Engineering, "The Influence of Different Design Parameters by means of Analysis and Optimization in a Car Chassis," vol. 9, no. 2, pp. 1–6, 2015.
- [28] Heibing. and Ersoy, *Chassis Handbook*. .
- [29] Unidad de Titulación 2020, "Definición de cargas en un chasis tubular," 2020.
- [30] Cuesta y Narváez. "Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional Optimización de un chasis," Universidad del Azuay. 2020.
- [31] M. Cavazzuti, A. Baldini, E. Bertocchi, D. Costi, E. Torricelli, and P. Moruzzi, "High performance automotive chassis design: A topology optimization based approach," *Struct. Multidiscip. Optim.*, vol. 44, no. 1, pp. 45–56, 2011, doi: 10.1007/s00158-010-

0578-7.

- [32] A. D. Meszler, J. German, P. Mock, and A. Bandivadekar, "Summary of mass reduction impacts on EU cost curves," *Int. Counc. Clean Transp.*, pp. 1–37, 2013.

pdf%0Ahttp://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/7507.

- [33] Universidad del Azuay. Unidad de Titulación, "Datos optimización," 2020.

ANEXOS

Anexo I: Iteraciones para definir espesores de los elementos

Iteración 0				
0	Suspensión	6	[mm]	No diseño
1	Chapa	6	[mm]	No diseño
2	T_estructura principal	3	[mm]	Diseño
3	T_superiores	3	[mm]	Diseño
4	T_asientos superiores	3	[mm]	Diseño
5	T_asiento	2	[mm]	Diseño
6	T_p_inferiores	2	[mm]	Diseño
7	T_laterales delanteros	2	[mm]	Diseño
8	T_laterales posteriores	2	[mm]	Diseño
9	T_susp_delantera	2	[mm]	Diseño
10	T_delanteros inferiores	2	[mm]	Diseño
11	T_central superiores	2	[mm]	Diseño

			Reducción	
Masa final	176,2	[kg]	0	[%]
Desplazamiento mag.	0,6367	[mm]		
Desplazamiento z	0,6338	[mm]		
Esfuerzo	186,3	[Mpa]		

Iteración: 0					
0	Suspensión	6	[mm]	No diseño	
1	Chapa	6	[mm]	No diseño	
2	T estructura principal	3	[mm]	Diseño	
3	T superiores	3	[mm]	Diseño	
4	T asientos superiores	3	[mm]	Diseño	
5	T asiento	2	[mm]	Diseño	
6	T_p inferiores	2	[mm]	Diseño	
7	T laterales delanteros	2	[mm]	Diseño	
8	T laterales posteriores	2	[mm]	Diseño	
9	T susp_ delantera	2	[mm]	Diseño	
10	T_ delanteros inferiores	2	[mm]	Diseño	
11	T_ centrales superiores	2	[mm]	Diseño	
Reducción					
	Masa final	176,2	[kg]	0	[%]
	Desplazamiento mag.	0,6367	[mm]		
	Desplazamiento z	0,6338	[mm]		
	Esfuerzo	186,3	[Mpa]	7	

Fuente: Autores

Iteración 1		
Suspensión	6	[mm]
chapa	6	[mm]
T_estructura principal	2	[mm]
T_superiores	1,5	[mm]
T_asientos superiores	1,5	[mm]
T_asiento	1,9	[mm]
T_p_inferiores	2	[mm]
T_laterales delanteros	1,4	[mm]
T_laterales posteriores	1,4	[mm]
T_susp_delantera	1,5	[mm]
T_delanteros inferiores	2	[mm]
T_central superiores	1,4	[mm]

			Reducción	
Masa final	129,8	[kg]	26,33	[%]
Desplazamiento mag.	0,6889	[mm]		
Desplazamiento z	0,6833	[mm]		
Esfuerzo	198,1	[Mpa]		

Fuente: Autores

Iteración 2		
Suspensión	6	[mm]
chapa	6	[mm]
T_estructura principal	2	[mm]
T_superiores	1,5	[mm]
T_asientos superiores	1,5	[mm]
T_asiento	1,6	[mm]
T_p_inferiores	2	[mm]
T_laterales delanteros	1,4	[mm]
T_laterales posteriores	1,4	[mm]
T_susp_delantera	1,4	[mm]
T_delanteros inferiores	2	[mm]
T_central superiores	1,4	[mm]

			Reducción	
Masa final	126,5	[kg]	28,21	[%]
Desplazamiento mag.	0,7227	[mm]		
Desplazamiento z	0,7154	[mm]		
Esfuerzo	204,4	[Mpa]		

Fuente: Autores

Iteración 3		
Suspensión	6	[mm]
chapa	6	[mm]
T_estructura principal	2	[mm]
T_superiores	1,5	[mm]
T_asientos superiores	1,5	[mm]
T_asiento	1,7	[mm]
T_p_inferiores	2	[mm]
T_laterales delanteros	1,4	[mm]
T_laterales posteriores	1,4	[mm]
T_susp_delantera	1,4	[mm]
T_delanteros inferiores	2	[mm]
T_central superiores	1,4	[mm]

			Reducción	
Masa final	126,9	[kg]	27,98	[%]
Desplazamiento mag.	0,7115	[mm]		
Desplazamiento z	0,7049	[mm]		
Esfuerzo	202,4	[Mpa]		

Fuente: Autores

Iteración 4		
Suspensión	6	[mm]
Chapa	6	[mm]
T_estructura principal	2	[mm]
T_superiores	1,5	[mm]
T_asientos superiores	1,5	[mm]
T_asiento	1,7	[mm]
T_p_inferiores	2	[mm]
T_laterales delanteros	1,4	[mm]
T_laterales posteriores	1,4	[mm]
T_susp_delantera	1,4	[mm]
T_delanteros inferiores	2	[mm]
T_central superiores	1,4	[mm]

			Reducción	
Masa final	126,9	[kg]	27,98	[%]
Desplazamiento mag.	0,7115	[mm]		
Desplazamiento z	0,7049	[mm]		
Esfuerzo	202,4	[Mpa]		

Fuente: Autores

Iteración 5		
Suspensión	6	[mm]
Chapa	6	[mm]
T_estructura principal	2	[mm]
T_superiores	1,5	[mm]
T_asientos superiores	1,5	[mm]
T_asiento	1,8	[mm]
T_p_inferiores	2	[mm]
T_laterales delanteros	1,4	[mm]
T_laterales posteriores	1,4	[mm]
T_susp_delantera	1,4	[mm]
T_delanteros inferiores	2	[mm]
T_central superiores	1,4	[mm]

			Reducción	
Masa final	127,7	[kg]	27,53	[%]
Desplazamiento mag.	0,701	[mm]		
Desplazamiento z	0,695	[mm]		
Esfuerzo	200,6	[Mpa]		

Fuente: Autores

Anexo II: Iteraciones para definir esfuerzos y factores de seguridad en distintos materiales

ITERACIÓN	MATERIAL POR DEFECTO EN HYPERMESH ®		ESFUERZO [MPa]				FACTOR DE SEGURIDAD [-]			
			Tubos	Tubo importado	Chapa		Tubos	Tubo importado	Chapa	
	DESPLAZAMIENTO (mm)	ESFUERZO (MPa)	ASTM A500 grado C	ASTM 572 GRADO 50	ASTM A569	ASTM A588	ASTM A500	ASTM 572	ASTM A36	ASTM A588
0	0,6367	186,3	315	345	250	345	1,69	1,85	1,34	1,85
1	0,6889	198,1	315	345	250	345	1,59	1,74	1,26	1,74
2	0,7227	204,4	315	345	250	345	1,54	1,69	1,22	1,69
3	0,7115	202,4	315	345	250	345	1,56	1,70	1,24	1,70
4	0,7115	202,4	315	345	250	345	1,56	1,70	1,24	1,70
5	0,701	200,6	315	345	250	345	1,57	1,72	1,25	1,72

Fuente: Autores

Anexo III: Tablas comparativas entre estudio referencial (izquierda) y el presente estudio

Modelos de carga		ASTM A572	ASTM 572	ASTM A36
		Sy= 345 MPa	Sy= 345 MPa	Sy= 250 MPa
		Ariel Atom	Vehículo eléctrico	Vehículo eléctrico
Flexión	1	1.62 mm	0.66 mm	0.66 mm
	2	116 MPa	96 MPa	96 MPa
	3	2,97	3,59	2,6
Curva	1	1.85 mm	0.6 mm	0.6 mm
	2	243 MPa	177 MPa	177 MPa
	3	1,42	1,95	1,41
Aceleración	1	0.18 mm	0.2 mm	0.2 mm
	2	42 MPa	56 MPa	56 MPa
	3	8,21	6,16	4,46
Frenado	1	0.38 mm	0.45 mm	0.45 mm
	2	101 MPa	78 MPa	78 MPa
	3	3,41	4,42	3,2
Torsión	1	3.2 mm	2.04 mm	2.04 mm
	2	325 MPa	117 MPa	117 MPa
	3	1,06	2,95	2,13
Torsión invertida	1	4.78 mm	3.57 mm	3.57 mm
	2	311 MPa	140 MPa	140 MPa
	3	1,11	2,46	1,78

Nota.
1: Deformación
2: Esfuerzo de Von Misses
3: Factor de seguridad

Resultados del estudio inicial [30]

Modelos de carga		ASTM 572	ASTM A36	ASTM A500 GRADO C
		Sy= 345 MPa	Sy= 250 MPa	Sy= 315 Mpa
		Vehículo eléctrico	Vehículo eléctrico	Vehículo eléctrico
Flexión	1	0.8235 mm	0.8235 mm	0.8235 mm
	2	117.4 MPa	117.4 MPa	117.4 MPa
	3	2,94	2,13	2,68
Curva	1	0.701 mm	0.701 mm	0.701 mm
	2	200.6 MPa	200.6 MPa	200.6 MPa
	3	1,72	1,25	1,57
Aceleración	1	0.2303 mm	0.2303 mm	0.2303 mm
	2	58.33 MPa	58.33 MPa	58.33 MPa
	3	5,91	4,29	5,4
Frenado	1	0.4897 mm	0.4897 mm	0.4897 mm
	2	92.33 MPa	92.33 MPa	92.33 MPa
	3	3,74	2,71	3,41
Torsión	1	3.033 mm	3.033 mm	3.033 mm
	2	174.5 MPa	174.5 MPa	174.5 MPa
	3	1,98	1,43	1,81
Torsión invertida	1	5.148 mm	5.148 mm	5.148 mm
	2	216.9 MPa	216.9 MPa	216.9 MPa
	3	1,59	1,15	1,45

Nota.
1: Deformación
2: Esfuerzo de Von Misses
3: Factor de seguridad

Resultados del presente estudio

Anexo IV: Propiedades de los elementos seleccionados

Designaciones			Área	Peso	Propiedades Estáticas		
Diámetro Exterior		Espesor			Flexión		
D		e	A	P	I	W	i
pulg.	mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
3/4	19,10	1,40	0,78	0,61	0,30	0,32	0,63
		1,50	0,83	0,65	0,32	0,34	0,62
		1,80	0,98	0,77	0,37	0,39	0,61
		2,00	1,07	0,84	0,39	0,41	0,61
7/8	22,20	1,40	0,92	0,72	0,50	0,45	0,74
		1,50	0,98	0,77	0,53	0,47	0,73
		1,80	1,16	0,91	0,61	0,55	0,72
		2,00	1,27	1,00	0,66	0,59	0,72
1	25,40	1,40	1,06	0,83	0,76	0,60	0,85
		1,50	1,13	0,88	0,81	0,64	0,85
		1,80	1,33	1,05	0,93	0,74	0,84
		2,00	1,47	1,15	1,01	0,80	0,83
1 1/4	31,80	1,40	1,33	1,05	1,54	0,97	1,07
		1,50	1,43	1,12	1,63	1,03	1,07
		1,80	1,69	1,33	1,91	1,20	1,06
		2,00	1,87	1,47	2,08	1,31	1,05
1 1/2	38,10	1,40	1,61	1,27	2,72	1,43	1,30
		1,50	1,72	1,35	2,89	1,52	1,30
		1,80	2,05	1,61	3,39	1,78	1,28
		2,00	2,27	1,78	3,71	1,95	1,28
1 3/4	44,50	1,40	1,89	1,49	4,39	1,90	1,52
		1,50	2,02	1,59	4,67	2,10	1,52
		1,80	2,41	1,80	5,40	2,47	1,51
		2,00	2,67	2,09	6,02	2,71	1,50
1 7/8	47,60	1,40	2,03	1,60	5,44	2,28	1,64
		1,50	2,17	1,71	5,79	2,43	1,63
		1,80	2,59	2,03	6,81	2,86	1,62
		2,00	2,87	2,25	7,47	3,14	1,61
2	50,80	1,40	2,17	1,71	6,63	2,61	1,75
		1,50	2,32	1,82	7,06	2,78	1,74
		1,80	2,77	2,10	8,33	3,28	1,73
		2,00	3,07	2,41	9,14	3,60	1,73
		3,00	4,51	3,54	12,92	5,09	1,69
		4,00	5,88	4,62	16,22	6,39	1,66
2 3/8	60,30	1,50	2,77	2,10	12,00	3,98	2,08
		1,80	3,31	2,60	14,18	4,70	2,07
		2,00	3,66	2,86	15,60	5,17	2,06
		3,00	5,40	4,24	22,25	7,38	2,03
		4,00	7,08	5,56	28,21	9,35	2,00

Especificaciones Generales:

Largo Normal:	6 metros
Recubrimiento:	Negro o Galvanizado
Norma de Calidad:	ASTM A500 Gr. A, B o C
Norma de Fabricación:	NTE INEN 2415
Espesores:	Desde 1,50 a 6,00 mm
Observaciones:	Otras dimensiones y largos, previa consulta



NOMENCLATURA

Área= Área de la selección transversal del tubo, cm²
 I= Momento de inercia de la sección, cm⁴
 W= Módulo resistente de la sección, cm³
 i= Radio de giro de la sección cm