



**UNIVERSIDAD DEL AZUAY
FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA EN MECÁNICA
AUTOMOTRIZ**

**Propuesta metodológica para el diseño del chasis de un
vehículo eléctrico biplaza.**

Trabajo de graduación previo a la obtención del título de:

INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Autores:

**ANDRÉS STALIN NEIRA ORTIZ
JUAN PABLO PADRÓN PADRÓN**

Director:

ING. MGTR. ROBERT ROCKWOOD IGLESIAS

CUENCA – ECUADOR

2022

Dedicatoria

Dedico este trabajo de grado a mis padres, por su incondicional apoyo durante toda mi formación académica, ya que todos mis logros incluyendo el actual son gracias a ellos, también me dedico este trabajo por aprender a superar todos los retos académicos o personales que surgieron durante este proceso, por tenerme fe y darme ánimos en mis logros y más aún en mis fracasos.

Andrés Stalin Neira Ortiz

Dedicatoria

Dedico a mis padres, pues han sido el pilar fundamental para la formación de mi vida personal y profesional, inculcándome responsabilidad y deseos de superación.

A Dios por concederme la vida y darme a los mejores padres y hermanos que son personas que me ha ofrecido el amor y la calidez cuando más lo necesitaba.

Juan Pablo Padrón Padrón

Agradecimiento

Agradezco a mis familiares, compañeros y amigos quienes me han apoyado durante este proceso, a la Universidad del Azuay y su profesorado por todos los conocimientos que se me fueron impartidos con su gran acogida para brindarme la mejor formación universitaria, en especial al Ing. Mgtr. Robert Rockwood quien, en calidad de tutor, con su conocimiento, paciencia y tiempo apporto de gran manera a la finalización del presente trabajo.

Andrés Stalin Neira Ortiz

En primer lugar, agradezco a Dios por darme la vida y guiar mis pasos. Del mismo modo al Ing. Mgtr. Robert Rockwood director del proyecto de titulación y pilar fundamental en mi carrera.

A todos los docentes por sus enseñanzas para desarrollarme como profesional al transmitirme de la mejor manera los conocimientos.

Juan Pablo Padrón Padrón

Propuesta metodológica para el diseño del chasis de un vehículo eléctrico biplaza

RESUMEN

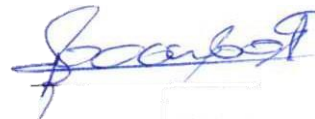
En este estudio se define una metodología para el diseño mecánico del chasis de un vehículo eléctrico biplaza, el mismo que se pretende manufacturar; adicionalmente se presenta el proceso de diseño del carenado, ya que estos dos elementos se diseñan en conjunto. Para el efecto, se recopiló información bibliográfica sobre aspectos a tomar en cuenta en el diseño; tanto para el dimensionamiento del vehículo, ergonomía de ocupantes, cargas que soporta el vehículo, esfuerzos estructurales permisibles, requerimientos de seguridad, etc. Una vez concebido el diseño conceptual y las prestaciones deseadas, se procedió a realizar el diseño mecánico del chasis, para lo cual se utilizaron técnicas de optimización topológica estructural, Optimización de tamaño, y verificación de desempeño mecánico estructural; estos procesos se realizaron utilizando programas computarizados de ingeniería asistida (CAE). El diseño del chasis propuesto posee excelentes prestaciones mecánicas, propias de un vehículo de alto rendimiento dinámico.

Palabras clave: diseño de chasis, optimización topológica, optimización de tamaño.



Ing. Mgtr. Robert Rockwood Iglesias

Director del trabajo de titulación



Ing. Mgtr. Robert Rockwood Iglesias

Coordinador de Escuela



Andrés Stalin Neira Ortiz



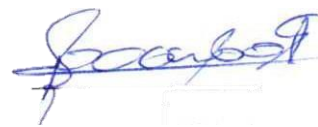
Juan Pablo Padrón Padrón

Methodological proposal for the design of a two-seater electric vehicle chassis

ABSTRACT

This study defines a methodology for the mechanical design of a two-seater electric vehicle chassis, which is intended to be manufactured. Additionally, the design process of the fairing is presented since these two elements are designed together. For this purpose, bibliographical information was collected taking into account the dimensioning of the vehicle, occupant ergonomics, loads that the vehicle supports, permissible structural stress, safety requirements, etc. Once the conceptual design and the desired benefits were conceived, the mechanical design of the chassis was carried out, for which structural topological optimization techniques, size optimization, and verification of structural mechanical performance were used, these processes were carried out by using Computer Aided Engineering software (CAE). The proposed chassis design has excellent mechanical performance, typical of a high dynamic performance vehicle

Keywords: chassis design, topology optimization, size optimization.



Ing. Mgtr. Robert Rockwood Iglesias

Ing. Mgtr. Robert Rockwood Iglesias

Director of the Research Project

School Coordinator



Andrés Stalin Neira Ortiz

Juan Pablo Padrón Padrón

Translated by



Andrés Neira and Juan Pablo Padrón

Propuesta metodológica para el diseño del chasis de un vehículo eléctrico biplaza

Robert Rockwood Iglesias
Centro de investigación de Desarrollo
en Ingeniería Automotriz (ERGON).
Ingeniería en Mecánica Automotriz
Cuenca, Ecuador
rrockwood@uazuay.edu.ec

Andrés Stalin Neira Ortiz
Universidad del Azuay
Facultad de Ciencia y Tecnología
Ingeniería Mecánica Automotriz
Cuenca, Ecuador
andres0220@es.uazuay.edu.ec

Juan Pablo Padrón Padrón
Universidad del Azuay
Facultad de Ciencia y Tecnología
Ingeniería Mecánica Automotriz
Cuenca, Ecuador
jpp@es.uazuay.edu.ec

Mateo Fernando Coello Salcedo
Centro de investigación de Desarrollo
en Ingeniería Automotriz (ERGON).
Ingeniería Mecánica Automotriz
Cuenca, Ecuador
mfcoello@uazuay.edu.ec

**Efrén Esteban Fernández
Palomeque**
Centro de investigación de Desarrollo
en Ingeniería Automotriz (ERGON).
Cuenca, Ecuador
efernandez@uazuay.edu.ec

Resumen. – En este estudio se define una metodología para el diseño mecánico del chasis de un vehículo eléctrico biplaza, el mismo que se pretende manufacturar; adicionalmente se presenta el proceso de diseño del carenado, ya que estos dos elementos se diseñan en conjunto. Para el efecto, se recopiló información bibliográfica sobre aspectos a tomar en cuenta en el diseño; tanto para el dimensionamiento del vehículo, ergonomía de ocupantes, cargas que soporta el vehículo, esfuerzos estructurales permisibles, requerimientos de seguridad, etc. Una vez concebido el diseño conceptual y las prestaciones deseadas, se procedió a realizar el diseño mecánico del chasis, para lo cual se utilizaron técnicas de optimización topológica estructural, Optimización de tamaño, y verificación de desempeño mecánico estructural; estos procesos se realizaron utilizando programas computarizados de ingeniería asistida (CAE). El diseño del chasis propuesto posee excelentes prestaciones mecánicas, propias de un vehículo de alto rendimiento dinámico.

Palabras clave: diseño de chasis, optimización topológica, optimización de tamaño.

Abstract. – This study defines a methodology for the mechanical design of a two-seater electric vehicle chassis, which is intended to be manufactured. Additionally, the design process of the fairing is presented since these two elements are designed

together. For this purpose, bibliographical information was collected taking into account the dimensioning of the vehicle, occupant ergonomics, loads that the vehicle supports, permissible structural stress, safety requirements, etc. Once the conceptual design and the desired benefits were conceived, the mechanical design of the chassis was carried out, for which structural topological optimization techniques, size optimization, and verification of structural mechanical performance were used, these processes were carried out by using Computer Aided Engineering software (CAE). The proposed chassis design has excellent mechanical performance, typical of a high dynamic performance vehicle

Keywords: chassis design, topology optimization, size optimization.

I. INTRODUCCIÓN

El presente documento esquematiza una metodología del proceso de diseño del chasis de un vehículo eléctrico biplaza integrando varios estudios relacionados, mismos que fueron realizados dentro de la unidad de integración curricular de la escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad del Azuay, Ecuador.

En el Ecuador, a medida que pasa el tiempo se aprecia un crecimiento constante del parque automotriz, y en los últimos años se han empezado a comercializar vehículos eléctricos, aunque algunos modelos de bajo costo presentan

prestaciones muy bajas en términos de: autonomía, velocidad, capacidad de aceleración, capacidad de ascenso en pendiente y seguridad.

Sin embargo, los vehículos eléctricos se presentan a nivel global como una alternativa para mitigar el calentamiento global y la sustitución de combustibles de origen fósil, para ello, muchos países han implementado incentivos a la ciudadanía para incrementar el uso de este tipo de vehículos. En el Ecuador se han implementado algunos de estos incentivos, especialmente se han reducido impuestos como el IVA que se grava con 0% si se adquieren los vehículos para transporte público o de carga, exoneración del Impuesto de Consumos Especiales (ICE) si el vehículo tiene un costo superior a USD 35.000, también cuentan con el 50% de descuento en peajes municipales y el mismo porcentaje de descuento en el impuesto predial (si el auto eléctrico es propiedad de una empresa); además un beneficio en tarifas eléctricas si se presenta la factura de compra del Una materia pendiente es la comunicación acertada de los beneficios de adquirir un vehículo eléctrico, pues incluso, en cuando a lo económico, el costo inicial es más elevado, pero está comprobado que el consumo de gasolina, diésel y demás combustibles de origen fósil son más costosos que el funcionamiento de un vehículo a base de energía eléctrica.

Lastimosamente, hasta el momento, la penetración en el mercado de este tipo de vehículos es muy reducida, como se puede apreciar en la Tabla 1. Según el registro del año 2021, en el Ecuador, circulan apenas 655 vehículos eléctricos (AEADE, 2021).

TABLA 1. VENTAS DE VEHÍCULOS ELÉCTRICOS EN EL ECUADOR.

VEHICULOS ELECTRICOS EN EL ECUADOR					
En unidades / % de participación 2017-2020					
AÑO	GUAYAS	%	AZUAY	%	TOTAL
2017	49	39.8 %	1	0.8 %	123
2018	76	58.5 %	1	0.8 %	130
2019	74	71.8 %	1	1.0 %	103
2020	46	43.4 %	42	39.6 %	106
2021	247	71%	25	7%	348

Fuente: AEADE, Autoplus.

El parque automotor del Ecuador en cuanto a vehículos nuevos se basa en 3 grupos, los cuales son:

- Vehículos de importación.
- Vehículos de exportación.
- Vehículos ensamblados en el Ecuador.

Las figuras 1 y 2 muestran los porcentajes específicos de procedencia de autos nuevos vendidos en el Ecuador.

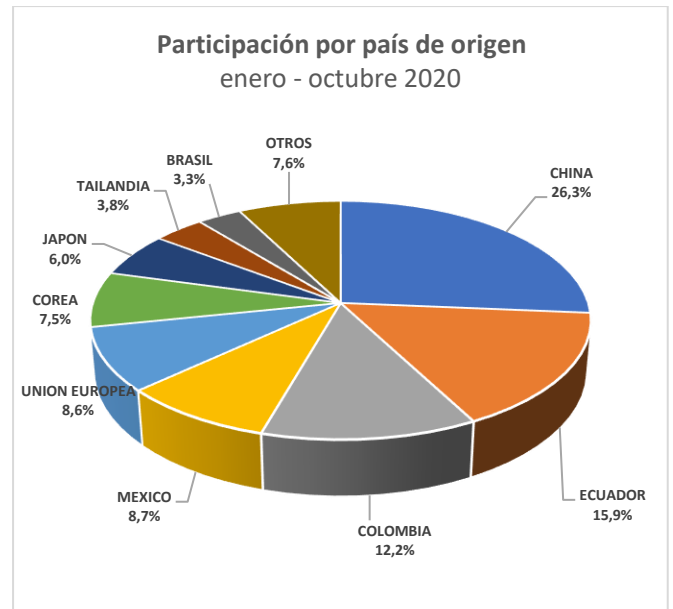


Figura 1. Origen de autos nuevos vendidos en Ecuador (2020).

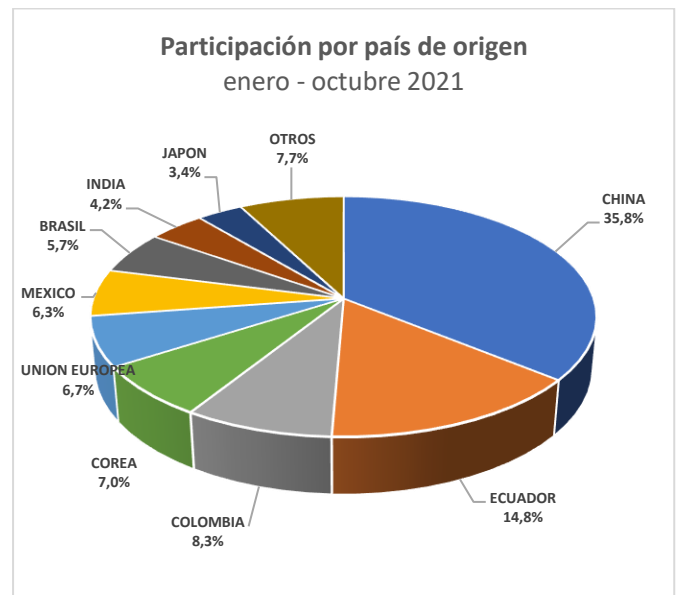


Figura 2. Origen de autos nuevos vendidos en Ecuador (2021).

De igual manera, la figura 3 presenta la cantidad de vehículos nuevos (eléctricos, híbridos y de

combustión fósil) vendidos en Ecuador. Sólo una breve comparación es necesaria para identificar la gran diferencia de mercado existente todavía entre vehículos de combustión fósil y otras alternativas.

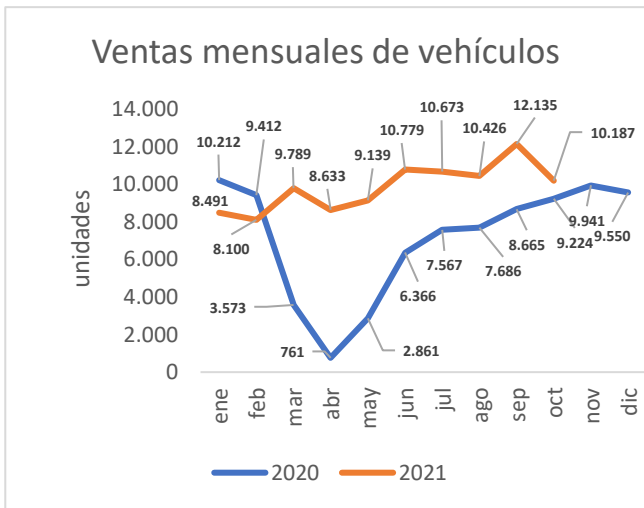


Figura 3. Ventas mensuales de vehículos en Ecuador 2020-2021.

Cabe destacar que, en los últimos tres años, ha disminuido la venta de vehículos ensamblados en el Ecuador (AEADE, 2021), lo que afecta a la economía del país y también significa menos oportunidades de trabajo, para compensar este decremento de producción ecuatoriana se podría considerar la búsqueda de nuevas formas de producir dentro del sector automotriz para generar más empleos y aportar de manera positiva a la economía del país.

El presente proyecto, busca incentivar los procesos de ingeniería en el Ecuador, y contribuir al desarrollo de sistemas de movilidad eficientes, no contaminantes, seguros y con altas prestaciones que permitan competir en el mercado de los vehículos; de esta manera, se ha diseñado un vehículo eléctrico biplaza funcional, que cumple con todos los requerimientos para circular en las vías del Ecuador.

En este trabajo se muestra el proceso de diseño del carenado del vehículo, el diseño mecánico del chasis y los procesos empleados para validar su desempeño, los mismos que incorporan técnicas de vanguardia de diseño asistido por computador (CAE), mismos que han permitido disminuir costos y tiempos. (Unadkat, et al., 2016).

El uso de estas herramientas en procesos similares de diseño está probado a escala

nacional e internacional; las distintas pruebas efectuadas en investigaciones anteriores vuelven confiable la participación de tales técnicas y en más experiencias de diseño automotriz (Lemache, 2020).

El interés por identificar una metodología óptima para el diseño de un chasis se relaciona directamente con la información obtenida de revisiones bibliográficas, tanto de investigaciones contemporáneas como de la normativa para vehículos en el Ecuador. Con este bagaje se presenta una propuesta metodológica que garantice prestaciones estructurales y funcionales de calidad.

En Ecuador ha brotado el interés por desarrollar conocimiento en torno al diseño de carrocería para vehículos eléctricos biplaza, de manera puntual con el trabajo de Cunalata, et al. (2014) empleando herramientas CAD y con soporte de software CAE, se expuso una propuesta en la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) y se desarrolló por estudiantes de tal institución. Dicha propuesta presentó aportes respecto a los criterios utilizados para el diseño del bastidor y elementos en general de carrocería e incluso los procesos de modelado; también destaca la necesidad de impulsar los procesos de diseño y manufactura en la rama automotriz nacional.

Así también, se identifican más iniciativas de diseño tanto a nivel nacional como la de Mora y Suconota (2017) y también a nivel regional como la de Bernal (2014) con aportes puntuales para áreas de carenado, estructura tubular, sistemas de dirección, suspensión, frenos, etc. Esto muestra el interés del campo investigativo por vincular su preparación en la práctica industrial; sin embargo, todo ello no se refleja en números de producción nacional de automóviles eléctricos.

De las investigaciones expuestas con anterioridad se han rescatado aportes relevantes como las distintas determinaciones de condiciones, distancias o herramientas, pero también en áreas de vital importancia como la seguridad y resistencias del diseño en sus distintas etapas de desarrollo.

Todos estos estudios previos representan avances significativos, pero, aun así, queda todavía trabajo pendiente en labores investigativas que presenten innovaciones con referencia a la

autonomía de los vehículos eléctricos; como medida de avance.

En el presente proyecto se considera la optimización topológica y de tamaño para atender dicha necesidad.

Pueden considerarse varias las razones para que los autos eléctricos importados posean todavía una gran diferencia mayoritaria de mercado en comparación con los de producción local, quizá los beneficios e incentivos se han enfocado en el consumo de tales bienes, pero no en su producción.

A tal realidad de incentivos de consumo se podría añadir el costo y disponibilidad de la mano de obra especializada local, el costo de importación de materia prima, así como la competitividad en calidad del producto final a ofrecer (Mercado-Bautista, 2020).

II. DISEÑO DEL CHASIS Y CARENADO

Para dar inicio al proceso de diseño, es necesario definir las dimensiones principales del vehículo, para ello se realizó un estudio de ingeniería inversa, con el fin de identificar un modelo de vehículo funcional, que incorpore un chasis tubular. Así se analizaron las prestaciones mecánicas y dinámicas del vehículo denominado “Ariel Atom” (incorpora un motor de combustión interna), el mismo que sirvió para definir la forma del vehículo y la disposición de largueros (mismos que fueron considerados como zonas de no diseño en el análisis de optimización topológica”). Siendo el principal objetivo de este proceso, conseguir eficiencia y seguridad estructural del chasis; sin omitir la comodidad y funcionalidad de los espacios designados; para ello es indispensable darle un enfoque funcional, estético y ergonómico (Rodríguez y Morejón, 2021).

A la par se realizó el esbozo del carenado, para ello se analizó el nivel tecnológico de los procesos de manufactura en nuestro medio, identificando restricciones para formas curvas complejas, por ello se consideraron contornos longitudinales y transversales de forma regular y con una sección transversal expuesta de los largueros principales para darle una apariencia robusta y deportiva. Basados en varios diseños de vehículos comerciales se generó una idea de las

características estéticas y funcionales a integrar en nuestro diseño.

Para las consideraciones del espacio en el habitáculo se realizó una investigación sobre el peso y la altura promedio del medio al que se destinara nuestro vehículo, en el Ecuador la persona promedio mide 1.70m y pesa 74.2 Kg.

Con base en tales características morfológicas usadas como constantes en el análisis, se enfoca y dimensiona el habitáculo de forma ergonómica, segura y funcional, distribuyéndolas acorde a las cotas y dimensiones designadas por la SAE (Society of Automotive Engineers), SAE-j280 “H Point” y SAE-j1100 “Seating Reference Point” (Society of Automotive Engineers), (2022). Las consideraciones de ergonomía más importantes se resumen en la tabla 2 y la figura 4. (Cuellar, López y Torres, 2018).

TABLA 2. DIMENSIONES ESTABLECIDAS POR LA SAE.

Fuente: Rivera y Uyaguari (2021).

Cota	Dimensión
L11	438 mm
L40	28°
H17	628 mm
L53	738 mm
W20.1-W20.2	700 mm
H30	150 mm

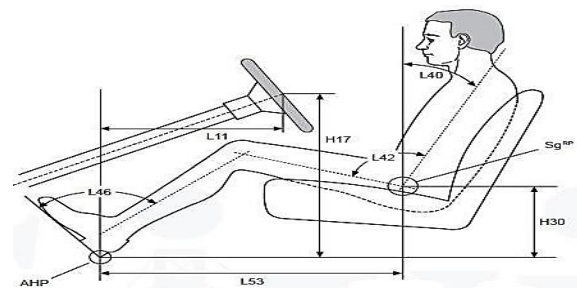


Figura 4. Cotitas para la posición de manejo designadas por la SAE.

Tal como lo recuentan Bayas y Rosero (2015) estas normas indican que el ángulo de inclinación de los asientos debe estar entre 25° y 30° grados, el ángulo de la pierna del conductor con respecto a los pedales no debe ser menor a los 90° grados en pedales de recorrido largo y para pedales de corto recorrido en asientos reclinables deberá ser de 120° grados o más; los asientos deberán contar

con un mínimo de cuatro puntos de anclaje al chasis y un ángulo de visión de los indicadores y el panel de instrumentos no mayor a los 10° grados con respecto a la línea de visión del conductor para asegurar la correcta visibilidad al camino y del panel de instrumentos, para ello se realizó un bosquejo 3D con “dummies” (sujetos de prueba) como se puede observar en la figura 5 para simular la tripulación y representar el espacio ocupado en el habitáculo considerando los parámetros antes mencionados, esto nos servirá para luego designar la ubicación de otros elementos del vehículo.

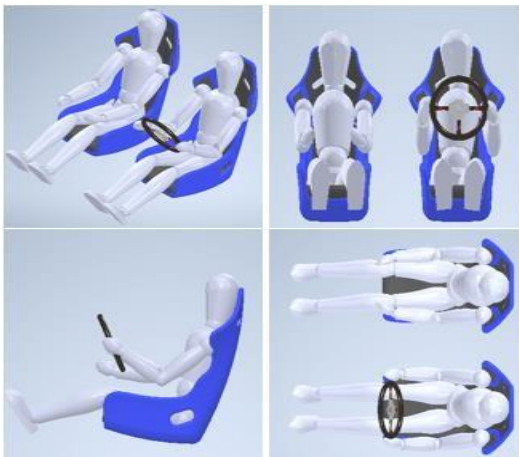


Figura 5. Ensamble de “dummies” en la posición ergonómica de conductor y pasajero.

Luego de tener designado el tipo de chasis, medidas referenciales, y los bocetos 3D de los ocupantes procedemos a generar el diseño estructural del chasis tomando en cuenta que es un chasis tubular, y que este componente debe tener una elevada rigidez torsional y flexionante, no fallar aún sometido a licitaciones extremas que se presenten durante el funcionamiento del vehículo, y debe adaptarse al material disponible en el medio, así como a los procesos de manufactura propios de un vehículo prototipo.

Como línea de trabajo y proceso a seguir para el presente proyecto, se realizó un estudio de optimización topológica como se indica en la figura 6, luego se definió la geometría base y se comparó el desempeño vs el chasis de Ariel Atom. Para finalizar se hizo el estudio de optimización de tamaño.

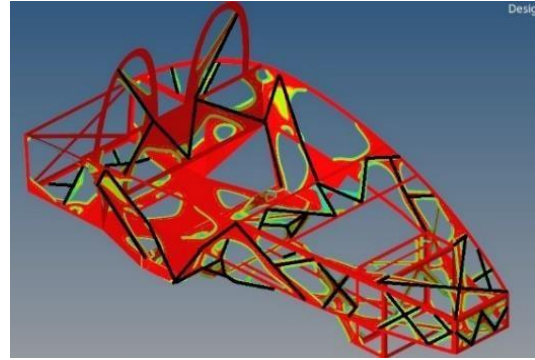


Figura 6. Proceso de optimización para la obtención del esquema alámbrico que conforma el chasis.

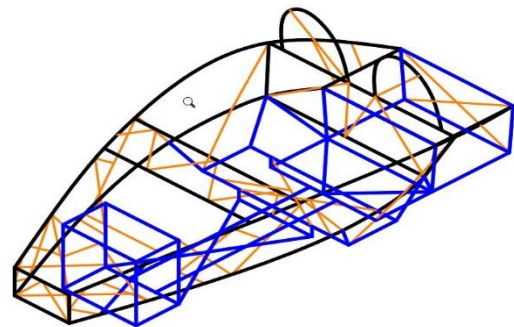


Figura 7. Boceto final de la estructura tubular del vehículo eléctrico (original a color).

Los bocetos de diseño se realizan en software CAD el cual nos permite hacer las variaciones necesarias hasta obtener el diseño propuesto presentado en la figura 7, la descripción de calibres y dimensiones de los elementos que forman el chasis se observan en la tabla 3.

TABLA 3. Dimensiones de los elementos que forman el chasis.

Tubos	Color	Diámetro [mm]	Espesor [mm]
Largueros	Negro	60.3	3
Principales	Azul	38.1	2
Secundarios	Naranja	38.1	2

Para que el chasis sea fabricado en el Ecuador se buscó el material más acorde a nuestras especificaciones y necesidades que esté disponible en el medio, con el cual se realizó una comparativa con el material usado en uno de los vehículos con mejores prestaciones y alto rendimiento compartiendo el mismo enfoque que nuestro proyecto en donde podemos observar en la tabla 4.

TABLA 4. MATERIALES PARA EL DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

	Acero del Ariel Atom 2	Acero comercial Ecuador
Propiedades	ASTM A572	ASTM A36
Densidad	7.85 gr/cm ³	7.86 gr/cm ³
Límite elástico	345 MPa	250 MPa
Módulo de elasticidad (Young)	205 GPa	205 GPa

Debido a las similares características es una gran referencia comparativa para obtener resultados acordes a nuestras exigencias. Al tener una estructura finalizada, con un material y dimensiones determinadas, comenzamos un análisis con diferentes pruebas en situaciones de manejo, para lo cual primero designamos las cargas más significativas y su ubicación en la estructura para dar paso a los diferentes tipos de análisis que serán presentados en la tabla 5 y 6.

TABLA 5. TIPOS DE CARGA Y UBICACIÓN.

TIPO DE CARGA	PESO (Kg)	UBICACIÓN
6 BATERIAS	312	En medio de asientos y en parte posterior
CONTROLADOR	6	parte posterior
MOTOR ELÉCTRICO	24	parte posterior
PESO OCUPANTES	148	asientos
ASIENTOS	40	parte central
ELEMENTOS DE DIRECCION	18	parte frontal

TABLA 6. TIPOS DE PRUEBAS ESTRUCTURALES.

TIPOS DE PRUEBAS	DESCRIPCIÓN
FLEXIÓN VERTICAL	Se comprueba el buen comportamiento del bastidor en condiciones estáticas. Utilizando la simulación de las masas principales aplicadas en el centro de gravedad y el resto de masas distribuidas en la estructura.
ACELERACIÓN	Es la transferencia de carga hacia los neumáticos posteriores, como resultado de las fuerzas de empuje al acelerar.
FRENADO	es la transferencia de carga hacia los neumáticos delanteros, siendo el resultado de las fuerzas de frenado.
CURVA	es la transferencia de masas de la rueda interior a la rueda exterior dependiendo el sentido de la curva, generando por la aceleración centrífuga.
RIGIDEZ A TORSIÓN	esta prueba es esencial ya que evalúa el comportamiento del chasis durante su uso, toma en cuenta los esfuerzos generados por el accionar de la suspensión.

Para realizar las pruebas antes mencionadas se usa un software CAE, que brinda la facilidad de simulación, con los diferentes restricciones y condiciones exigidas por cada prueba las cuales son las siguientes presentadas en la Tabla 7 y en la figura 8.

TABLA 7. CONDICIONES Y FORMA DE APLICACIÓN DE LAS PRUEBAS ESTRUCTURALES.

PRUEBA	CONDICIONES DE RESTRICCIÓN	APLICACIÓN DE FUERZAS
FLEXIÓN VERTICAL	Fijar los soportes en la suspensión delantera y posterior. Con una velocidad inicial igual a 0 y una aceleración igual a 1G.	Cargas distribuidas a lo largo del bastidor.
ACELERACIÓN	Fijar el eje posterior y restringir los movimientos verticales y laterales del eje delantero mediante los nodos donde se apoyará la suspensión delantera y posterior. Se tomará en cuenta una velocidad de 100 Km/h en un tiempo de 4 segundos	Las fuerzas situadas a lo largo del bastidor se direccionan en el eje X.
FRENADO	Poner apoyos fijos en los nodos donde ira apoyada la suspensión delantera y posterior, se considera una velocidad inicial de 100 Km/h y la final de 0 Km/h en un tramo de 25m.	Las fuerzas situadas en el bastidor se direccionan en el eje X.
CURVA	Colocar apoyos fijos en los ejes de las ruedas delanteras y posteriores y se restringe los movimientos en los puntos de anclaje inferiores de la suspensión.	Las fuerzas actuaran en los puntos de anclaje superior de la suspensión delantera y posterior, en dirección a la fuerza centrífuga generada por la curva
RIGIDEZ TORSIONAL	Fijar el desplazamiento de los puntos de apoyo de la suspensión posterior.	Se ejerce un par torsor en los puntos de anclaje de la suspensión delantera.
RIGIDEZ TORSIONAL INVERTIDA	Fijar el desplazamiento de los puntos de apoyo de la suspensión posterior.	Se ejerce un par torsor negativo en los puntos de anclaje de la suspensión delantera.

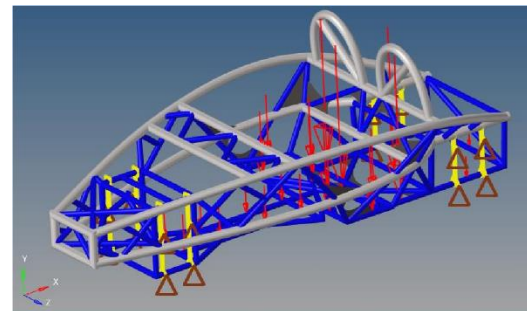


Figura 8. Aplicación de fuerzas y sujeción del vehículo eléctrico en flexión.

En la realización de cada una de las siguientes pruebas se utilizó el material ASTM A36 que es asequible en nuestro medio y con el material ASTM A572 usado en el vehículo Ariel Atom, también se gestionaron las pruebas en el chasis del Ariel Atom para obtener una comparativa de resultados frente a nuestra estructura, ya que con su similar peso y tamaño son modelos estructurales comparables.

En la tabla 8, se presentan los resultados y la comparativa de los modelos de carga, donde podemos apreciar 3 diferentes resultados para cada modelo de carga que son: los desplazamientos máximos (1), tensiones de Von Mises (2) y el factor de seguridad (3) en base al esfuerzo admisible de cada material.

TABLA 8. RESULTADOS DE LOS MODELOS DE CARGA.

Modelos de carga		ASTM A572 Sy= 345 MPa	ASTM 572 Sy= 345 MPa	ASTM A36 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

Al analizar la tabla 8 observamos que el modelo de carga más significativo en la estructura fue el presentado en curva, el cual presenta el mayor esfuerzo sobre la estructura (177 MPa.) y el menor factor de seguridad (1.41) debido a las características de nuestro material donde podemos visualizar en la figura 9.

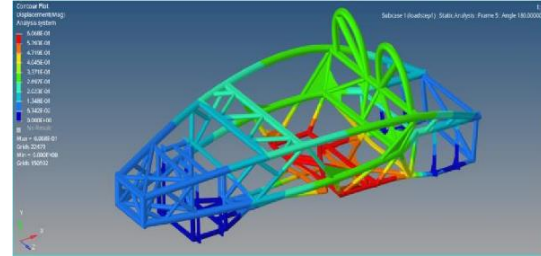


Figura 9. Desplazamiento máximo en curva del vehículo eléctrico.

Otra prueba con resultados significativos es la prueba a torsión, en donde presenta un menor desplazamiento en la estructura que el Ariel Atom, se calculó el ángulo de torsión para obtener la rigidez estructural como se puede observar en la Tabla 9 y la figura 10.

TABLA 9. RESULTADOS DE TORSIÓN.

		Ariel Atom	Vehículo eléctrico
Torsión	Desplazamiento del nodo.	1.998 mm	1.019 mm
	Ángulo de desplazamiento	0.65°	0.184°
	Rigidez.	4615 Nm/°	16304 Nm/°
Torsión invertida	Desplazamiento del nodo.	4.11 mm	1.858mm
	Ángulo de desplazamiento	0.576°	0.228°
	Rigidez.	5208 Nm/°	13157 Nm/°

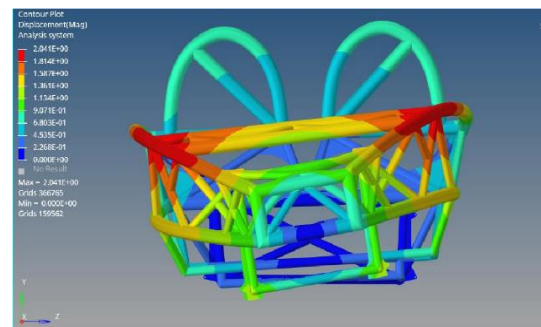


Figura 10. Desplazamiento de los nodos en torsión del vehículo eléctrico.

La comparativa del análisis estructural del chasis del Ariel Atom con referencia a nuestro chasis sirve para tener un elemento referencial en cuanto a los resultados obtenidos, considerando que el peso del Ariel Atom es de 456 Kg en total, a comparación del peso de nuestra propuesta, el mismo que alcanzaría 127.7 Kg, se obtuvieron resultados favorables en cuanto a las pruebas más exigentes que son en curva con un desplazamiento de 0.66 mm y factor de seguridad 1.95 con una rigidez torsional total de la

estructura de 16304 Nm/° lo que nos brinda una mayor seguridad y mejor comportamiento en cualquier condición normal de funcionamiento.

Estos resultados son obtenidos con el mismo tipo de material que el Ariel Atom por ser modelos comparables, el cual nuestra estructura presenta un mayor factor de seguridad en curva. A pesar de la clara diferencia en peso y estructura de ambos vehículos los resultados con el material ATM A36, el cual es accesible en el Ecuador, presenta resultados similares, adecuados y favorables para nuestro proyecto constando de altos estándares de seguridad y calidad en el diseño estructural.

Luego de haber obtenido una base sólida y fiable de la estructura del chasis se busca, como en todo proceso de fabricación, la disminución de costos, por ello se realiza una optimización topológica, la cual consta de una variación en la geometría de la estructura para reducir el material usado del chasis, que es realizado en un software CAE, logrando reducir del 40% al 70% de la masa inicial, significando un ahorro considerable en el material empleado y mejorando las propiedades de la estructura.

Para realizar una optimización topológica primero designamos las condiciones de contorno, generamos la malla de elementos finitos de nuestra estructura, aplicamos los casos de carga pertinentes, aplicamos técnicas de optimización, generamos un postproceso, un modelado del chasis tubular y realizamos una validación de nuestra propuesta de diseño mediante software de elementos finitos.

En nuestra estructura debemos designar variables de diseño a ser utilizadas en nuestra optimización, una de ellas es el espacio de diseño que hace referencia a los espacios modificables en nuestra estructura y designamos el espacio de no diseño, el cual son parámetros no modificables, los cuales se observan en la figura 11, se designa el espacio de diseño con color violeta y el espacio de no diseño con color azul, agregando los puntos de anclaje de la suspensión de color rojo.

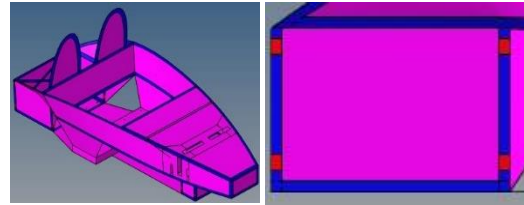


Figura 11. Elementos de diseño y no diseño.

Después de designar nuestras condiciones de contorno damos paso a la creación de elementos finitos, este es una técnica numérica utilizada para obtener una solución aproximada a un problema de ingeniería; este método nos permite usar diferentes geometrías en 2D o 3D para la creación de un mallado. En esta estructura se utilizó una malla en 2D uniforme de 5mm con elementos cuadrangulares con las siguientes propiedades y calidad dadas en la tabla 10.

TABLA 10. PROPIEDADES Y CALIDAD DE LOS ELEMENTOS FINITOS

Número de elementos		363707	
Tipo de elementos		Elemento <i>Pshell</i> de primer orden	
Warpage >	5	15/363707	0%
Aspect >	5	0/363707	0%
Skew >	60	0/363707	0%
Chord squish >	0.1	148/363707	0%
Cell squish >	0.5	0/363707	0%
Length <	3.75	5123/363707	1.4%
Length >	10	0/363707	0%
Jacobian <	0.7	1665/363707	0.5%
Equia skew >	0.6	0/363707	0%
Taper	0.5	0/363707	0%

Este análisis se realiza en el software HyperMesh®, para considerar y verificar la calidad de la malla los valores no deben ser mayores a los establecidos por defecto en el software como se visualiza en la figura 12, caso contrario no se podría realizar el proceso de optimización al obtener un porcentaje de error mayor al establecido.

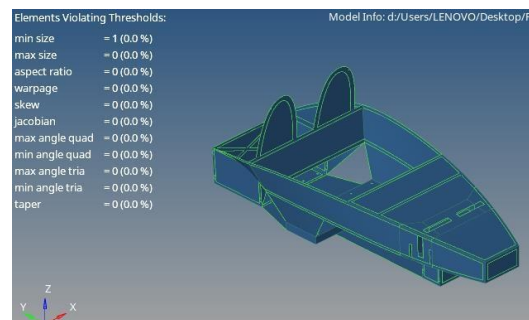


Figura 12. Análisis de elementos finitos.

Al obtener ya nuestra malla designada procedemos a configurar el material a usar, en

este caso el acero ASTM A36, donde configuraremos las propiedades: módulo de Young, coeficiente de Poisson y límite de cedencia que son requeridas para el análisis.

Realizamos nuevamente un estudio para los modelos de carga dados en la Tabla 7, pero enfocado a los nodos generados en nuestra malla, por ello se determina la fuerza total y la fuerza en cada punto de anclaje según cada tipo de carga, estos datos nos ayudaran a comprobar que luego de nuestra optimización topológica el chasis cumpla o supere con los mismos estándares de calidad y seguridad antes obtenidos; para ello utilizamos las siguientes constantes dadas en la tabla 11.

TABLA 11. CARACTERÍSTICAS DE LAS CONSTANTES PARA EL ANÁLISIS.

	Puntos de anclaje	Peso (Kg)
Pack de baterías 1	8	104
Pack de baterías 2	16	208
Motor eléctrico y controlador	4	30
Piloto y copiloto	8	188.4
Elementos de dirección	4	18

Luego de analizar la fuerza total ejercida en el chasis por las constantes antes mencionadas y en cada punto de anclaje de las mismas procedemos a definir los siguientes parámetros dados en la tabla 12.

TABLA 12. PARAMETROS PARA LA OPTIMIZACION TOPOLOGICA.

Parámetros	Descripción
Control de tamaño del elemento (mindim)	Control de la menor dimensión de la topología del diseño, $3 < \text{MINDIM} < 12$ veces el tamaño del elemento, en este caso se usó un mínimo de 10.
Condición de simetría	Restricción del espacio donde la masa del componente será distribuida para generar una geometría y simétrica.
Respuestas de diseño	Son las variables de control que se establecen en el proceso de simulación. "Weighted-Compliance", permite utilizar varios casos de carga durante la optimización topológica, "Volumefrac", volumen de todos los elementos que forman parte del grupo del espacio de diseño.

Objetivo	Es una respuesta del modelo que debe maximizar o minimizar, en este caso el objetivo es minimizar la cantidad de energía de deformación que se genera en la estructura ("Weighted-Compliance"), buscando maximizar la rigidez de la estructura.
Restricciones según respuestas de diseño	Se designa un porcentaje de uso del material de la zona de diseño, en este caso el 30% del material, para determinar que cumplan los objetivos de optimización.
Post-procesado	Se define las posiciones de las barras del chasis. obteniendo los puntos extremos de las barras y uniéndolos con líneas generamos una estructura para distinguir las zonas más significativas del chasis.

Luego de realizar la optimización considerando y realizando cada uno de los parámetros se genera el análisis de los modelos de carga obteniendo los resultados presentados en la tabla 13.

TABLA 13. RESULTADOS DE LOS ANALISIS DE CARGA LUEGO DE LA OPTIMIZACION TOPOLOGICA.

Modelos de carga		ASTM A36 Sy= 250 MPa
		Vehículo eléctrico
Flexión	1). Desplazamiento	0.2 mm
	2). Esfuerzo de Von Mises	52 MPa
	3). Factor de seguridad	4.8
Curva	1). Desplazamiento	0.3 mm
	2). Esfuerzo de Von Mises	117 MPa
	3). Factor de seguridad	2.13
Aceleración	1). Desplazamiento	0.06 mm
	2). Esfuerzo de Von Mises	47 MPa
	3). Factor de seguridad	5.32
Frenado	1). Desplazamiento	0.1 mm
	2). Esfuerzo de Von Mises	113 MPa
	3). Factor de seguridad	2.21
Torsión	1). Desplazamiento	2.04 mm
	2). Esfuerzo de Von Mises	126 MPa
	3). Factor de seguridad	1.98

Con estos resultados podemos visualizar una notable mejoría en el modelo de carga crítico en curva el cual el factor de seguridad sube de 1.41 a 2.13, reduciendo también el esfuerzo de 177 MPa a 117 MPa, lo que significa que nuestra estructura tiene un mínimo de 1.98 en el factor de seguridad a torsión y un esfuerzo máximo de 117 MPa en curva. Estos resultados son favorables y

obtenemos un chasis con mejores características de seguridad y un mejor comportamiento en situaciones reales.

Con la ayuda de esta optimización topológica logramos mejorar las características estructurales y usamos el 30% de materiales de la zona de diseño haciendo nuestra estructura más eficiente y con un mejor comportamiento en cada uno de los modelos de carga que simulan la conducción en casos reales con un mínimo de 1.98 en factor de seguridad y un peso de 240Kg, después de añadir todas las consideraciones y constantes.

Luego de tener un aligeramiento estructural obteniendo una geometría eficiente y de características mecánicas mejoradas, realizamos una nueva optimización de tamaño, en la cual se buscará nuevamente una reducción de masa, sin embargo, de una manera diferente al buscar los espesores más adecuados del material para las diferentes zonas de diseño de nuestra estructura tubular, para ello es necesario designar las zonas donde podemos aplicar este parámetro, a la cual se determinará como zona de diseño y las zonas no aplicables como zonas de no diseño de la misma manera que se realizó posteriormente para él análisis se consideran las mismas constantes usadas en la optimización topológica mostradas en la tabla 11.

Para realizar estas pruebas se determinarán la fuerza total de los nodos de los puntos de anclaje de todas las constantes antes mencionadas obteniendo los datos presentados en la tabla 14, contando de 24 puntos de anclaje con una masa total de 548.4 Kg.

TABLA 14. CARGAS APLICADAS PARA CADA MODELO DE CARGA.

Modelos de carga	Fuerza total en puntos de anclaje	Aceleración
Flexión	1113.94 N	1 g (9,81 m/s ²)
Frenado	1749.09 N	1, 57 g (15,40 m/s ²)
Aceleración	727.51 N	0,70 g (6,86 m/s ²)
Curva	2433.39 N	1,82 g (17,86 m/s ²)
Torsión	2130.68 N	-----
Torsión invertida	1164 N	-----

Luego de tener estas consideraciones realizamos el proceso de optimización de tamaño, para ello se generó una malla en la estructura la cual fue 2D tipo Shell de 5 mm con geometría triangular, con la misma consideración para la malla que se usó en la optimización topológica como se observa en la figura 13, la cual no debe superar los límites establecidos por defecto en la configuración del programa HyperMesh.

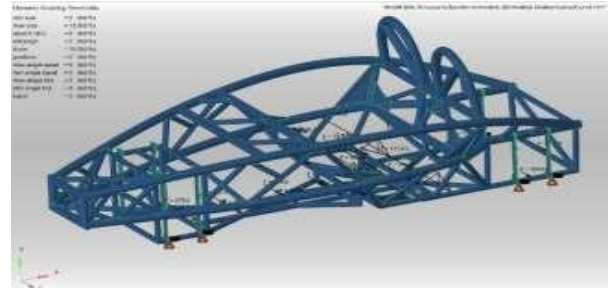


Figura 13. Calidad del mallado para la optimización de tamaño.

Luego procedemos a ubicar las cargas previamente detalladas, para el proceso se planteó las restricciones donde se propuso reducir la materia prima utilizando un 30% menos del diseño original, debido a que si aumentamos el porcentaje se puede afectar las propiedades mecánicas de nuestra estructura obteniendo factores de seguridad no aptos, por ello se establecen las siguientes restricciones.

1). Esfuerzo máximo admisible (σ_m):

$$\sigma_m < S_y \text{ material}$$

2). Factor de seguridad (n): $n > 1$

3). Desplazamiento máximo: 0.70 mm.

Se realizó un análisis con 3 diferentes materiales para la determinación del espesor de los tubos óptimos el acero ASTM 572, usado en el vehículo Ariel Atom, el ASTM A36, actual material designado para la estructura, y el acero ASTM A500, que es el acero disponible en el mercado.

Luego de tener todas estas consideraciones se realiza el proceso de optimización de tamaño, para la cual se realizaron 6 iteraciones para seleccionar los espesores adecuados los cuales permitieron reducir la masa, obteniendo los siguientes resultados presentados en la figura 14 y la tabla 15.

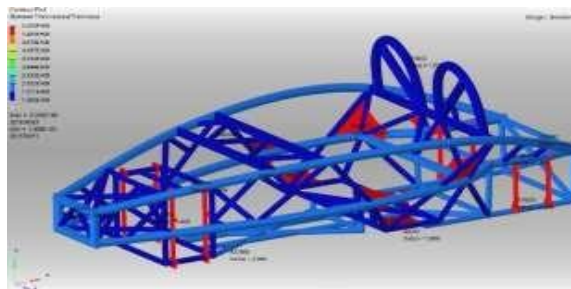


Figura 14. Determinación de espesores para los tubos de la estructura.

TABLA 15. ESPESORES RESULTANTES DE LA OPTIMIZACIÓN SEGÚN CADA ELEMENTO.

Elemento	Id	Espesor (mm)	Punto de partida
Suspensión	0	6	No diseño
Chapa	1	6	No diseño
Tubos estructura principal	2	2	Diseño
Tubos superiores	3	1.5	Diseño
Tubos superiores asientos	4	1.5	Diseño
Tubos asientos	5	1.8	Diseño
Tubos inferiores	6	2	Diseño
Tubos laterales delanteros	7	1.4	Diseño
Tubos laterales posteriores	8	1.4	Diseño
Tubos suspensión delantera	9	1.4	Diseño
Tubos delanteros inferiores	10	2	Diseño
Tubos centrales superiores	11	1.4	Diseño

Al obtener estos resultados se realizaron nuevamente los análisis de los modelos de carga especificados en la Tabla 7, por ello se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 16.

TABLA 16. COMPARACION DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS ANTES Y DESPUES DE LA OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA.

Parámetro	Antes	Después
Masa [Kg]	176.2	127.7
Desplazamiento [mm]	0.60	0.70 (restricción)
Esfuerzo [MPa]	186.3	200.6

Lo que nos indica que luego de la sexta iteración se obtuvo una reducción del 27.53% de la masa generando una estructura aún más ligera para obtener un vehículo con mayor eficiencia, considerando que en un auto eléctrico el peso del mismo es un factor muy importante que afecta

directamente a la autonomía que posee. Teniendo una reducción considerable de masa en el estudio de deformación de la estructura se sitúa una zona crítica bajo los asientos y en los soportes superiores con énfasis en los extremos del eje longitudinal, por ello se añadió chapa metálica en los puntos críticos, para reforzar la estructura tubular, y soportes en la unión de las barras de la suspensión tanto delantera y posterior como se observa en la figura 15.

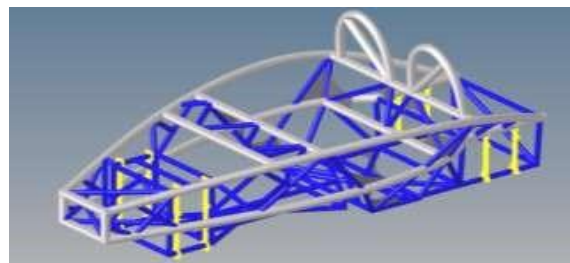


Figura 15. Inserción de esfuerzos en los puntos críticos.

Al obtener estos resultados favorables y con los refuerzos añadidos se realiza nuevamente el análisis para cada modelo de carga especificado en la Tabla 7 para validar que nuestra estructura cumpla con todos los requerimientos estructurales, en donde se añadió una comparación con los 3 diferentes materiales antes mencionados, para lo que se presentan los siguientes resultados donde se presenta en la tabla 17 los desplazamientos máximos (1), tensiones de Von Mises (2) y el factor de seguridad (3) en base al esfuerzo admisible de cada material.

TABLA 17. RESULTADOS DEL ANALISIS DE LOS MODELOS DE CARGA LUEGO DE LA OPTIMIZACIÓN DE TAMAÑO.

Modelos de carga		ASTM A572 Sy= 345 MPa	ASTM A36 Sy= 250 MPa	ASTM A500 Sy= 315 MPa
		Vehículo eléctrico	Vehículo eléctrico	Vehículo eléctrico
Flexión	1	0.82 mm	0.82 mm	0.82 mm
	2	117.4 MPa	117.4 MPa	117.4 MPa
	3	2.94	2.13	2.68
Curva	1	0.70 mm	0.70 mm	0.70 mm
	2	200.6 MPa	200.6 MPa	200.6 MPa
	3	1.72	1.25	1.57
Aceleración	1	0.23 mm	0.23 mm	0.23 mm
	2	58.33 MPa	58.3 MPa	58.33 MPa
	3	5.91	4.29	5.4

Frenado	1	0.48 mm	0.48 mm	0.48 mm
	2	92.33 MPa	92.33 MPa	92.33 MPa
	3	3.74	2.71	3.41
Torsión	1	3.03 mm	3.03 mm	3.03 mm
	2	174.5 MPa	174.5 MPa	174.5 MPa
	3	1.98	1.43	1.81
Torsión invertida	1	5.14 mm	5.14 mm	5.14 mm
	2	216.9 MPa	216.9 MPa	216.9 MPa
	3	1.59	1.15	1.45

En base a los resultados obtenidos a pesar de presentar una reducción en las características mecánicas de nuestra estructura siguen dentro de los parámetros admisibles para asegurar que nuestra estructura es eficiente y segura con un menor peso, gracias a este análisis se pudo definir las dimensiones de los tubos presentados en la tabla 18.

TABLA 18. RESULTADOS DE LAS DIMENSIONES DE LOS TUBOS.

Tubos	Diámetros (mm)	Espesor (mm)
Largueros	60.3	3
Principiantes	38.1	2
Secundarios	38.1	2

En base a los resultados obtenidos observamos que la prueba en curva es el modelo de carga más exigente obteniendo resultados críticos con el material acero A36, que soporta un esfuerzo máximo de 250 MPa con un factor de seguridad de 1.25, el cual cumple con los requerimientos, es óptimo para su utilización y se encuentra disponible en nuestro medio al igual que el acero A500.

Gracias a este análisis pudimos registrar zonas críticas de riesgo en nuestra estructura las cuales se pudieron detectar de manera oportuna y colocar los debidos refuerzos estructurales y afirmar que el material seleccionado sea el óptimo para tener una estructura con características mecánicas óptimas y con el menor peso posible ayudando a mejorar eficiencia de la propulsión eléctrica de nuestro vehículo.

Al tener ya definido nuestra estructura final nos enfocamos en otro aspecto importante para un vehículo: el carenado, el cual nos permite definir

el coeficiente de arrastre que posee el vehículo para ello también se trata de obtener el menor peso en el carenado.

Para generar el carenado automotriz usamos imágenes en escala real de la estructura tubular del chasis, la cual será nuestra base y sobre donde se empleará el carenado, luego se procede a modelar las superficies del carenado agregando después los detalles de la apariencia estética como color, tomas de aire, espesores, etc., observados en la figura 16.

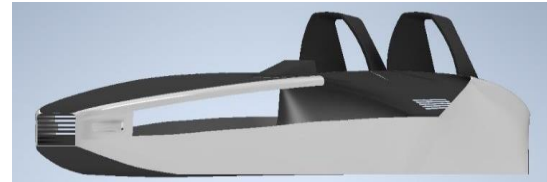


Figura 16. Definición de colores y apariencia.

Cabe destacar que se realizaron 3 diferentes propuestas de diseño de las cuales la presentada fue la seleccionada para el proyecto. Una vez finalizado el modelado del carenado y se ensambla los componentes anexos, para asegurar que todo encaje correctamente para tener una perspectiva completa del vehículo y análisis más apegado a la realidad.

Al tener nuestro carenado ya definido, realizado en un software CAD, se realiza un análisis CFD con diferentes parámetros para comprobar su efectividad y el arrastre que genera, para ello debemos seguir las etapas presentadas en la tabla 19.

TABLA 19. ETAPAS A SEGUIR PARA EL ANÁLISIS CFD.

Etapas o Procesos	Actividades
Pre proceso	Correcciones y simplificación de la geometría CAD.
	Mallado de superficies.
	Análisis y corrección del mallado.
	Exportación del archivo en extensión CFD.
Proceso	Importación del modelo.
	Simulación del túnel de viento.
	Establecer condiciones de operación.
	Establecer condiciones de frontera.
Post proceso	Obtención de resultados.
	Post análisis de resultados.

Para el estudio es necesario generar un túnel de viento, en donde es situado el vehículo, con las medidas adecuadas para que el flujo de aire sea el óptimo para el estudio. Al obtener el túnel

procedemos a generar un mallado, como se visualiza en la figura 17, sobre todo el carenado el cual se configuró con una malla 2D con elementos triangulares de 30 mm contando con un refinamiento en zonas pequeñas configurado de 10 mm.

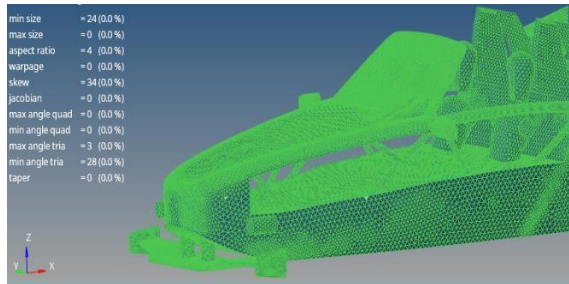


Figura 17. Mallado del vehículo en 2D.

Al obtener nuestro mallado 2D procedemos a configurar un mallado CFD 3D indicado en la figura 18, el costo computacional generado al crear el mallado variara según las características del ordenador que use.

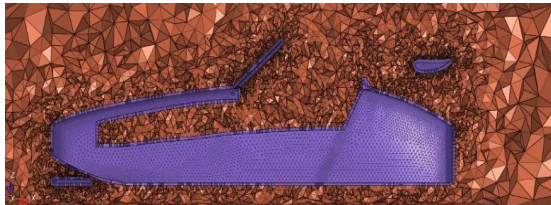


Figura 18. Mallado del vehículo en 3D.

Para la realización del análisis CFD del vehículo se usó las condiciones de operación presentadas en la tabla 20.

TABLA 20. CONDICIONES DE OPERACIÓN PARA EL ANALISIS CFD.

Variable	Valor	Unidad
Presión atmosférica	101325	Pa
Densidad	1.225	kg/m ³
Viscosidad	1.7894 x 10 ⁻⁵	kg/m-s
Área frontal	1.668	m ²
Velocidad	11.11 a 50	m/s

Antes de proceder con el análisis se determina el material a usar para la fabricación del carenado, por ello se genera una matriz de decisión, presentada en la tabla 21, con los dos mejores materiales que encontramos en nuestro medio, comparando las propiedades mecánicas y el costo en una escala del 1 al 5, tomando en cuenta el 5 como el mayor en puntaje.

TABLA 21. MATRIZ DE DECISIÓN.

	Fibra de Vidrio	Fibra de Carbono
Resistencia a la corrosión	4	5
Resistencia mecánica	3	5
Facilidad de manufactura	5	4
Costo	5	1
Rugosidad	4	4
Peso	4	5
Total	25	24

Al obtener la sumatoria de puntajes de los dos materiales se optó por designar la fibra de vidrio como el material adecuado para el carenado.

Para el análisis también determinaremos el coeficiente de arrastre (cd), indicado en el gráfico 19, resistencia que ofrece el vehículo frente al aire para moverse; donde se usa un rango de velocidad de 40 a 180 Km/h el cual presenta un menor cd a 100 Km/h dando un valor promedio de 0.960 ± 0.006.

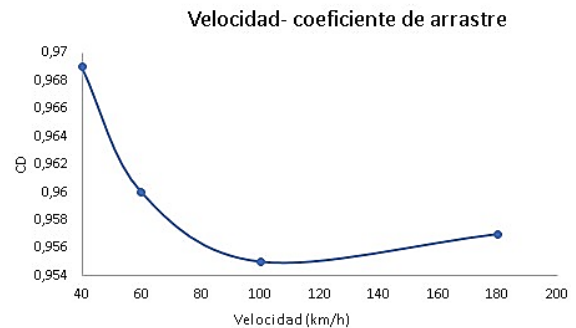


Figura 19. Gráfico del cd con respecto a la velocidad.

Para ello también se analiza el coeficiente de sustentación (cl), fuerza generada sobre el vehículo que se desplaza, indicado en la tabla 22 y la figura 20 en el mismo rango de velocidad, donde se registró una presión máxima de 887 Pa y una velocidad máxima de 40.9 m/s sobre el vehículo.

TABLA 22. RESULTADOS DEL COEFICIENTE DE SUSTENTACION CON RESPECTO A LA VELOCIDAD.

Velocidad (Km/h)	cl
40	-0.0104
60	-0.0085
100	-0.0069
180	-0.0040

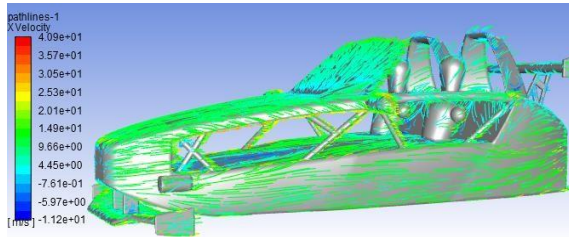


Figura 20. Líneas de contorno de la velocidad.

Para determinar la fuerza aerodinámica en el vehículo que está en función de los siguientes parámetros.

$$F_A = 0.5 * \rho * v^2 * C_d * A$$

Donde:

- ρ = densidad del fluido
- v = velocidad del fluido
- C_d = coeficiente de arrastre
- A = área frontal del vehículo

La fuerza aerodinámica resultante es 752.78N.

Durante el proceso de análisis del carenado se tuvo en consideración las normas de la SAE para que garantice una condición ergonómica y funcional, destinado a disminuir la resistencia del avance del vehículo, los valores resultantes indican un alto valor de C_d , sin embargo, considerando el diseño del carenado con chasis expuesto se encontraría acorde a su diseño; se compensaron las zonas de baja presión con el uso del alerón para obtener menor coeficiente de arrastre.

Los resultados obtenidos del C_d se deben a consideraciones antes realizadas en el carenado, como el ángulo de inclinación del parabrisas, el ángulo del alerón y el ángulo del capot, para obtener el mejor resultado, obteniendo el resultado final como se indica en la figura 21.



Figura 21. Modelo final del carenado renderizado.

III.CONCLUSIONES

La propuesta metodológica presentada en este proyecto, incorpora técnicas de diseño mecánico de vanguardia, las mismas que han permitido la concepción del chasis y el carenado de un vehículo en un tiempo récord de apenas seis meses. Los resultados obtenidos permiten avalar la propuesta metodológica, la misma que se puede utilizar para impulsar el desarrollo de vehículos en nuestro país.

Uno de los parámetros operacionales más importantes de un chasis es su rigidez torsional; el diseño de chasis presentado alcanza los 16.304 Nm/°, mientras que su peso llega alrededor de los 128 kg; siendo la relación peso – rigidez torsional muy buena, considerando que la tendencia mundial de diseño de vehículos eléctricos busca disminuir su peso, en miras de incrementar su autonomía.

El diseño de chasis presentado en este estudio, considera el nivel tecnológico de los procesos de manufactura que existen en nuestro país, así también la selección de materiales se realizó en base a la disponibilidad local; siendo estos aspectos restricciones que podrían mejorar en futuros diseños, no obstante la propuesta actual puede manufacturarse a nivel local, y de llegar a realizarse servirá para incentivar el desarrollo de la industria automotriz nacional, la cual no ha podido incorporar hasta la fecha procesos de alto valor agregado, como los son los de ingeniería y desarrollo de productos.

REFERENCIAS

- AEADE. (2021). Boletín del Sector Automotor en el Ecuador. <https://www.aeade.net/>
- Bayas, C. M., y Rosero, D. R. (2015). *Diseño y construcción de una carrocería de un vehículo de competencia fórmula "SAE" en fibra de vidrio, para la Escuela de Ingeniería Automotriz* (Tesis Escuela Superior Politécnica de Chimborazo). <http://dspace.espe.edu.ec/handle/123456789/4421>
- Bernal Ardila, E. A. (2014). Diseño conceptual del chasis de un vehículo eléctrico de alto desempeño. <https://repositorio.uniandes.edu.co/bitstream/handle/1992/16287/u686373.pdf?sequence=1>
- Cuellar, M. S., López, M., y Torres, O. R. Análisis del proceso de diseño y fabricación del chasis tubular para Vehículo Fórmula SAE. http://somim.org.mx/memorias/memorias2018/articulos/A1_81.pdf
- Cunalata, C., Terán, J., Santillán, E., y Bonilla, W. (2014). Diseño y construcción del bastidor y carrocería, de un vehículo eléctrico biplaza plegable, usando software CAD-CAE y manufactura ecuatoriana. <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/8846/1/AC-ESPEL-MAI-0479.pdf>
- El Comercio. (2018). 240 vehículos eléctricos circulan en el Ecuador. <https://www.elcomercio.com/actualidad/negocios/vehiculos electricos-ecuador-beneficios-incentivos tributarios.html#:~:text=El%20proyecto%20de%20ley%20econ%C3%B3mico,de%20hasta%20USD%2035%20000.>
- Lemache Vásquez, C. J. (2020). Diseño y construcción de un sistema de prototipado mediante el uso de CAD CAM y CAE para la optimización en la fabricación de perfiles aerodinámicos para la carrera de Ingeniería Automotriz. <http://dspace.espe.edu.ec/handle/123456789/15291>
- Mercado-Bautista, J. D. (2020). Evolución de los softwares de simulación para el Diseño y Construcción en la Industria. *Polo del Conocimiento*, 5(8), 1332-1343. <https://polodelconocimiento.com/ojs/index.php/es/article/view/1665>
- Mora, G. A., y Suconota, K. F. (2017). *Diseño y construcción del chasis tubular del vehículo híbrido tipo Buggy 4 x 4 para la carrera de Ingeniería Automotriz* (Tesis, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo). <http://dspace.espe.edu.ec/handle/123456789/9253>
- Rivera Villa, B. G., & Uyaguari Pesántez, C. I. (2021). *Diseño del carenado de un vehículo eléctrico biplaza* (Tesis, Universidad del Azuay). <https://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/10841>
- Rodríguez, H. L., y Morejón, C. D. (2021). Diseño, simulación y construcción de la carrocería de un prototipo híbrido ecológico de tres ruedas usando técnicas CAD, CAE, DFC, empleando fibra de vidrio. <http://dspace.espe.edu.ec/handle/123456789/15379>
- Society of Automotive Engineers. (Marzo de 2022). *Búsqueda de Estándares*. <https://www.sae.org/standards/?search=1100>
- Unadkat, S. B., Kangde, S., Burkul, M., y Badireddy, M. (2016). *Closure Slam CAE Method Investigation for Automobiles* (No. 2016-01-1349). SAE. <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2016-01-1349/>