



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

Adaptación de los elementos del sistema de frenos,  
dirección y transmisión del vehículo Chok G2 a un  
vehículo eléctrico bi-plaza

Trabajo de graduación previo a la obtención del título de:  
INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Autores

Celi Vera Manuel Antonio  
Serrano Arias Sebastián Serrano

Director

Ing. Hernán Viteri C.

Cuenca - Ecuador

2022

## **Dedicatoria**

A Dios en primer lugar por su bendición y por darme la fuerza para terminar mis estudios.

Luego se lo dedico a mi mami Gloria porque ha sido quien me ha inculcado la responsabilidad, el respeto y el deseo de superación; a mi hijo, Emilio Antonio, que ha sido uno de mis motores para alcanzar este objetivo; a mi enamorada y madre de mi hijo, Karla, porque desde que la conocí me ha motivado y apoyado; a mis ñaños Chalo y Suco que nunca dejarán de ser como padres para mí y un ejemplo a seguir por su honestidad y valentía; al resto de mi familia y amigos.

De todo corazón le dedico este triunfo a mi mami Elvia que sé que desde el cielo estará feliz y muy orgullosa de ver a su hijo ser lo que es.

**Manuel Antonio Celi Vera**

## **Dedicatoria**

A mis padres y en especial a mi mamá Maritza por estar todo el tiempo pendiente, apoyando y deseándome lo mejor cada día, a mis hermanos que son mi ejemplo y motivación, a Fernanda que fue parte esencial en mi vida universitaria, por creer en mí, por motivarme y apoyarme en diferentes situaciones, de manera general a mi familia que de cualquier manera fueron parte de este proceso y a mis compañeros que a lo largo se formó una hermandad y ahora estamos como colegas, con todos ellos se dio este logro que hoy se los dedico.

**Sebastián Andrés Serrano Arias**

Agradecemos a Dios por permitirnos llegar hasta donde estamos, todo va de la mano de él y sin él no somos nada. Agradecemos a nuestra familia y amigos por su apoyo, paciencia y motivación durante toda nuestra carrera universitaria. También agradecemos a la Universidad del Azuay por darnos la oportunidad de cumplir nuestro sueño y finalmente agradecemos a nuestros profesores por compartir sus conocimientos y experiencias con nosotros.

## **Agradecimientos**

**Manuel Antonio Celi Vera**  
**Sebastián Andrés Serrano Arias**

# ADAPTACIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE FRENOS, DIRECCIÓN Y TRANSMISIÓN DEL VEHÍCULO CHOK G2 A UN VEHÍCULO ELÉCTRICO BI-PLAZA

## RESUMEN

El objetivo de este trabajo es analizar la factibilidad del uso de los elementos del sistema de frenos, dirección y transmisión del vehículo Chok G2 en un vehículo eléctrico biplaza; previamente se realiza una investigación bibliográfica sobre la viabilidad de la utilización de los componentes de estos sistemas, considerando también la necesidad de acoplamientos y modificaciones para su correcto funcionamiento. Con el modelado 3D, se realiza un análisis de esfuerzos para verificar que el diseño propuesto sea el adecuado. Se fabrican los acoples con los materiales y dimensiones requeridas de los sistemas de dirección y frenos, luego se ensamblan los sistemas y se realizan pruebas en carretera bajo diferentes condiciones de carga para comprobar la eficiencia de frenado y la maniobrabilidad del vehículo, obteniendo los resultados favorables a la investigación.

*Palabras clave– Vehículo eléctrico, sistema de frenos, sistema de dirección, sistema de transmisión, adaptación, pruebas dinámicas.*



Ing. Hernán Viteri C.

Director de trabajo de titulación



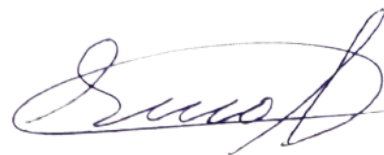
Ing. Robert Rockwood I.

Coordinador de escuela



Manuel Antonio Celi Vera

Autor



Sebastián Andrés Serrano Arias

Autor

# ADAPTATION OF THE ELEMENTS OF THE BRAKE, STEERING AND TRANSMISSION SYSTEM OF THE CHOK G2 VEHICLE TO A TWO-SEATER ELECTRIC VEHICLE

## ABSTRACT

The objective of this work is to analyze the feasibility of using the elements of the brake, steering and transmission system of the Chok G2 vehicle in a two-seater electric vehicle; previously, a bibliographic research on the feasibility of adapting the components of these systems is carried out, considering also the need for couplings and modifications for their correct operation. With the 3D modeling, a stress analysis is performed to verify that the proposed design is adequate. The couplings are manufactured with the required materials and dimensions of the steering and braking systems, then the systems are assembled and road tests are performed under different load conditions to check the braking efficiency and maneuverability of the vehicle, obtaining results favorable to the research.

*Keywords– Electric vehicle, braking system, steering system, transmission system, adaptation, dynamic testing.*



Ing. Hernán Viteri C.

Thesis Director



Ing. Robert Rockwood I.

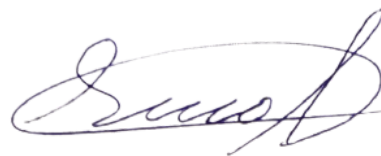
Faculty Director



Manuel Antonio Celi Vera

Author

Translate by



Sebastián Andrés Serrano Arias

Author



# Adaptación de los elementos del sistema de frenos, dirección y transmisión del vehículo Chok G2 a un vehículo eléctrico bi-plaza

**Hernán Viteri Cerda**

Universidad del Azuay

Facultad de Ciencia y Tecnología

Ingeniería Mecánica Automotriz

Cuenca, Ecuador

hviteri@es.uazuay.edu.ec

**Manuel Celi Vera**

Universidad del Azuay

Facultad de Ciencia y Tecnología

Ingeniería Mecánica Automotriz

Cuenca, Ecuador

mceli@es.uazuay.edu.ec

**Sebastián Serrano Arias**

Universidad del Azuay

Facultad de Ciencia y Tecnología

Ingeniería Mecánica Automotriz

Cuenca, Ecuador

sebastianreserrano3@es.uazuay.edu.ec

**Resumen**—; El objetivo de este trabajo es analizar la factibilidad del uso de los elementos del sistema de frenos, dirección y transmisión del vehículo Chok G2 en un vehículo eléctrico biplaza previamente se realiza una investigación bibliográfica sobre la viabilidad de la adaptación de los componentes de estos sistemas, considerando también la necesidad de acoplamientos y modificaciones para su correcto funcionamiento. Con el modelado 3D, se realiza un análisis de esfuerzos para verificar que el diseño propuesto sea el adecuado. Se fabrican los acoples con los materiales y dimensiones requeridas de los sistemas de dirección y frenos, se ensamblan los sistemas y se realizan pruebas en carretera bajo diferentes condiciones de carga para comprobar la eficiencia de frenado y la maniobrabilidad del vehículo, obteniendo los resultados favorables a la investigación.

**Palabras clave**— Vehículo eléctrico, sistema de freno, sistema de dirección, sistema de transmisión, adaptación, pruebas dinámicas.

**Abstract**— The objective of this work is to analyze the feasibility of using the elements of the brake, steering and transmission system of the Chok G2 vehicle in a two-seater electric vehicle.; Previously, bibliographic research on the feasibility of adapting the components of these systems is carried out, considering also the need for couplings and modifications for their correct operation. With the 3D modeling, a stress analysis is performed to verify that the proposed design is adequate. The couplings are manufactured with the required materials and dimensions of the steering and braking systems, then the systems are assembled and road tests are performed under different load conditions to check the braking efficiency and maneuverability of the vehicle, obtaining results favorable to the research.

**Keywords**— Electric vehicle, braking system, steering system, transmission system, adaptation, dynamic testing.

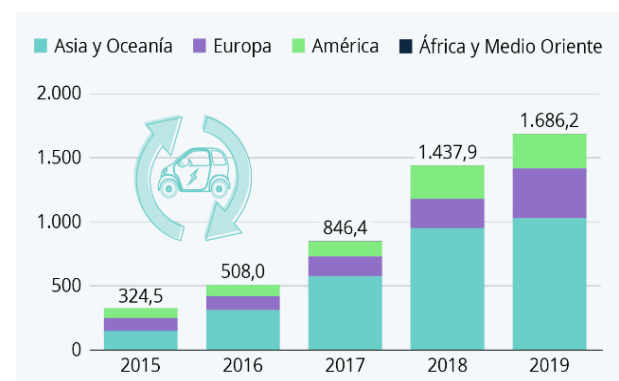
## I. INTRODUCCIÓN

Los vehículos eléctricos están aumentando de forma constante y significativa en todo el mundo, con China, Estados Unidos y la Unión Europea a la cabeza. En 2017 se vendieron más de 3 millones de vehículos en todo el mundo, un 56% más que en 2016. China a la cabeza con el 40% del total y entre la Unión Europea y Estados Unidos el 50%. [1].

De 2015 a 2020 el vehículo eléctrico ha crecido hasta alcanzar un parque automotor amplio en todo el mundo, de 5 millones de unidades y se espera que en las próximas dos décadas su comercialización aumente significativamente. La *figura 1* muestra el número de vehículos eléctricos vendidos de 2015 a 2019.

### La adopción de vehículos eléctricos en el mundo

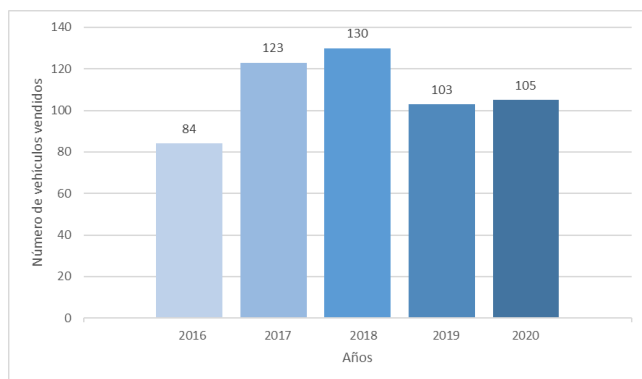
Número de vehículos eléctricos de batería (VEB) vendidos entre 2015 y 2019, por región (en miles)



**Figura 1:** Número de vehículos eléctricos vendidos (2015/2019) [2]

En Ecuador se han vendido 545 vehículos eléctricos desde 2016 hasta 2020 y la tendencia es aumentar su comercialización, lo que supone tomar ciertas medidas

para facilitar la circulación de estos vehículos en el país, como la exoneración de los aranceles de importación en un 100%, así como de las baterías y cargadores. Además, el proyecto de ley de energía promueve el uso de vehículos eléctricos para el transporte urbano, público e interprovincial. [3]. La *figura 2* muestra el número de vehículos eléctricos vendidos en los últimos años.



**Figura 2:** Número de vehículos eléctricos vendidos en Ecuador [2].

Existen dificultades para la masificación de este tipo de transporte en Ecuador. El presidente de la Cámara de Comercio de Quito señaló que para promover estos vehículos es necesario eliminar el impuesto a los vehículos especiales comunes y el impuesto al valor agregado. Asimismo, el presidente de Empresas Automotrices del Ecuador afirmó que el país no cuenta con infraestructura, como estaciones de servicio eléctricas, para cargar estos vehículos. [3].

Los costos de consumo de estos vehículos en Ecuador oscilan entre \$13.000 y \$30.000 y en el mercado predominan cuatro marcas: Hanteg, Chok, Renault y Kia.

Tabla 1: Comparación de consumo entre un vehículo eléctrico con uno a gasolina.

Descripción	Vehículo Eléctrico		Vehículo a Combustión Interna			
	Consumo energético (sin subsidio)	Consumo energético (con subsidio)	Consumo energético (gasolina extra)		Consumo energético (gasolina super)	
<b>Rendimiento 24Kwh/175km</b>	Electricidad 0,10 USD/KWh	Electricidad 0,08 USD/KWh	Rendimiento 2,56 gln/175km	2,40 USD x 2,56 gln	Rendimiento 3,07 gln/175km	4,27 USD x 3,07 gln
	Consumo: 24Kwh/175km	Consumo: 24Kwh/175km		6 USD / 175km		13,11 USD / 175km
	2,4 USD/175km	1,92USD/175km		Consumo		Consumo
	4114,28 USD/300000km	3291,42 USD/300000km		10285,71 USD/300000km		22474,29 USD/300000km

La tabla 1 muestra un análisis del costo medio de consumo energético de los vehículos eléctrico y gasolina (extra y super), considerando un tiempo de 5 años o 100.000 km de recorrido, que es la garantía que dan los concesionarios y a su vez es el tiempo estimado en el que las personas cambian de vehículo o de modelo [4].

Debido a la ausencia de manuales y planos de los sistemas del Chok G2 se dificulta al momento de utilizar dichos sistemas en el vehículo biplaza. Por consecuencia se planteó la pregunta que motivó esta investigación.

¿Qué procesos se deben realizar para ajustar correctamente los componentes del sistema de dirección, frenos y transmisión en un vehículo eléctrico biplaza?

Según Kampker - Kreiskoether en su artículo "Mobile Electric Vehicle Assembly: Decentralized, Low Investment and Flexible" [5] afirma que, en consonancia con la creciente importancia de las tecnologías de la información y la comunicación, los ciclos de innovación se reducen significativamente; lo que a la hora de adquirir un vehículo eléctrico es un factor competitivo determinante. Esto se consigue aprovechando los efectos de la curva de aprendizaje, es decir, los efectos de la disminución de los costes medios y marginales con el aumento de la experiencia de producción, las economías de escala y la mayor disposición a pagar de algunos clientes.



Debido a la ausencia de manuales y planos de los sistemas del Chok G2 se dificulta al momento de utilizar dichos sistemas en el vehículo biplaza. Por consecuencia se planteó la pregunta que motivó esta investigación.

¿Qué procesos se deben realizar para ajustar correctamente los componentes del sistema de dirección, frenos y transmisión en un vehículo eléctrico biplaza?

## II. METODOLOGÍA

La metodología se divide en 3 partes:

- A.- Revisión bibliográfica
- B.- Método teórico - práctico
- C.- Trabajo experimental

### *A.- Revisión bibliográfica*

En la metodología se realizó un análisis bibliográfico de proyectos vinculados a los tres sistemas para familiarizarse con los conceptos y puntos importantes que se deben tomar antes del acoplamiento de los mismos al vehículo eléctrico biplaza.

A lo largo de la historia automotriz nos encontramos que existieron trabajos de configuración de diferentes sistemas de un vehículo a otro, teniendo en cuenta que funcionen correctamente; en este caso tenemos un motor eléctrico y es precisamente aquí donde hay que tener más cuidado a la hora de acoplar los sistemas en cuestión.

**A.1** Acoplar un sistema de frenos es quizás lo más común en la industria ya que tenemos casos en los que se acoplan frenos de tambor por frenos de disco, sin embargo, en este caso se acopla el mismo sistema de frenado, lo que cambia es el vehículo. Tenemos un vehículo eléctrico que genera un alto par a bajas revoluciones, por ello incrementa la demanda de frenado.

**A.2** La dirección asistida electrónicamente sin duda cambió por completo la forma de conducir, facilita la realización de giros, y provee de un mayor control a la hora de maniobrar. Acoplar el sistema de dirección desde el Chok G2 fue accedido gracias a la incorporación de una cremallera mecánica, una columna de dirección, donde se encuentra el motor de asistencia, y el volante de dirección; las normas SAE-J286 “H Point” y SAE-J1100 “Seating Reference Point” nos dieron pautas para realizar los apoyos de estos elementos y así no afectar tanto a la maniobrabilidad como al confort del conductor. Se consideró el ángulo de dirección y realizamos las modificaciones necesarias

para no tener dificultades con el diseño del nuevo chasis.

**A.3** Actualmente existen en el mercado una serie de vehículos eléctricos ya que son una excelente alternativa para reducir el uso indiscriminado de hidrocarburos y la contaminación atmosférica [6] por lo que la configurar un sistema de tracción eléctrica en este proyecto es todo un éxito y montar el eje que lleva incorporado el motor no presenta complejidades al momento de ajustarse al nuevo chasis. Previo a la instalación del eje, es necesario realizar un estudio para la disposición del banco de baterías y el convertidor (inversor), también se considera el peso del nuevo vehículo para evitar fallos de tracción.

### *B.- Método teórico – práctico*

Se hizo la aplicación del método teórico práctico, que consiste en verificar de acuerdo a la necesidad de cada sistema y modelar cada elemento de acoplamiento considerando variables importantes como las características físicas y mecánicas para garantizar la seguridad y eficiencia en diferentes situaciones de carga, lo que da paso al trabajo experimental para obtener concretamente el acoplamiento y ajuste de estos tres sistemas.

En esta fase se revisan todas las dimensiones de diseño de los soportes y abrazaderas para la posterior fabricación y acoplamiento de los mismos.

**B.1** En el sistema de dirección existen parámetros que le permiten cumplir con ciertas pautas o requisitos para su óptima funcionalidad según la UNECE (Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa) en su artículo N° 79, para que el vehículo sea homologado, debe equipar un sistema de dirección fiable y seguro. [7]. Las variables requeridas son las siguientes:

**B.1.1** El círculo de viraje que es el resultado del radio de giro multiplicado por 2 y en general este radio de giro es el doble de la distancia entre sus ejes o batalla (B) [8].

$$R = 2 * B$$

R = radio de giro (m).

B = Distancia entre ejes o batalla (m).

**B.1.2** El tiempo de respuesta de la dirección, que es el tiempo que transcurre entre el inicio del movimiento del volante hacia uno de sus lados hasta que se alcanzan los respectivos ángulos de giro en cada rueda [8].

**B.1.3** Los ángulos de giro, que se determinan gracias a la teoría de Ackermann, a partir de la cual se obtienen los ángulos de giro interno y externo mediante las variables de la distancia entre ejes “B”, el ancho de vía “Av” y el radio de giro del vehículo R (figura 3) [7].

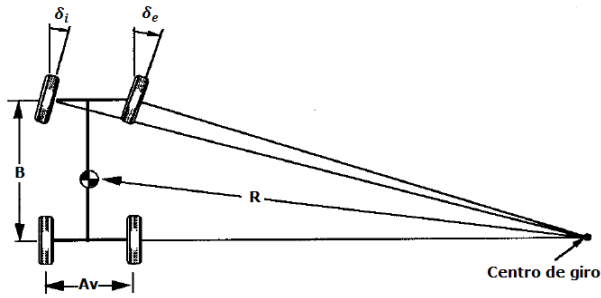


Figura 3: Geometría de Ackermann [7].

**B.1.3.1** El ángulo de giro interior se determinó mediante la ecuación E1 [9]:

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{B}{\left(R + \frac{Av}{2}\right)} \quad (E1)$$

En donde:

B = Distancia entre ejes o batalla (m).

Av = ancho de vía.

R = radio de giro (m).

**B.1.3.2** Ángulo de giro exterior se determina mediante la ecuación E2:

$$\delta_e = \tan^{-1} \frac{B}{\left(R - \frac{Av}{2}\right)} \quad (E2)$$

Las variables que intervienen son las antes especificadas, R, Av y B dadas en unidad de metros (m).

**B.1.4** La fuerza de fricción en las ruedas delanteras, en la que es necesario involucrar un diagrama de cuerpo libre (figura 4) para su determinación. Se considera la desaceleración del vehículo porque el peso se transfiere a las ruedas delanteras al frenar.

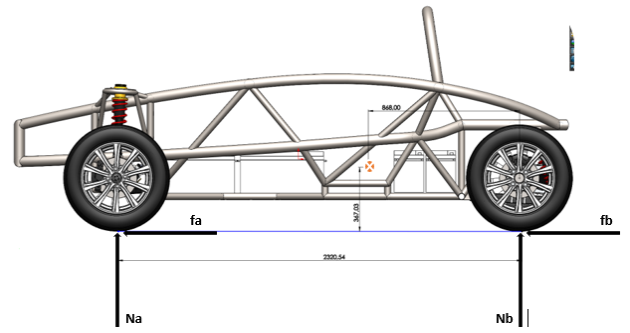


Figura 4: Diagrama de cuerpo libre del vehículo eléctrico biplaza. Fuente: Autores.

**B.1.4.1** La desaceleración del vehículo eléctrico biplaza se determina mediante la ecuación E3:

$$-a = \frac{V_f - V_0}{t} \quad (E3)$$

Vf = velocidad final del vehículo (Km/h)

Vo = velocidad inicial del vehículo (Km/h)

t = tiempo de frenado (s).

**B.1.4.2** La fuerza de rozamiento sobre las ruedas viene determinada por la figura 5, las reacciones sobre las ruedas se resuelven por la segunda ley de Newton [9].

$$\Sigma F_x = m * a$$

$$H_a + H_b = m * (\pm a) \quad (E4)$$

$$\Sigma F_y = m * a$$

$$F_a + F_b = W \quad (E5)$$

$$\downarrow + \Sigma MA = 1$$

$$F_b * l_t + m * a * H_c + m * g * l_f = \frac{4lr * a}{rdin}$$

Fa = fuerza normal en A (N).

Fb = fuerza normal en B (N).

Hr = fuerza de fricción en A (N).

Hl = fuerza de fricción en B (N).

m = masa total del biplaza (Kg).

(±a) = desaceleración máxima (m/s²).

$g$  = gravedad ( $m/s^2$ ).

$l_t = B$  = batalla (m).

$l_f$  = distancia del centro de gravedad al eje delantero (m).

$h = H_c$  = altura del centro de gravedad medido desde el piso (m).

$r_{din}$  = radio dinámico (m).

$I_r$  = inercia de la rueda ( $Kg \cdot m^2$ ).

$\mu$  = coeficiente de fricción.

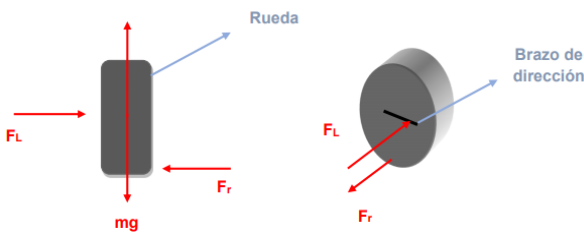
**B.1.4.2.1** La fuerza de fricción en r:

$$H_r = \mu * F_r \quad (E6)$$

**B.1.4.2.2** La fuerza de fricción en L:

$$H_l = \mu * F_l \quad (E7)$$

**B.1.5** La fuerza necesaria para hacer girar los neumáticos, de la cual es importante mencionar que el valor de la fuerza es mayor si el vehículo está estático mientras el conductor gira el volante.



**Figura 5:** D.C.L de las fuerzas generadas en las ruedas delanteras [10].

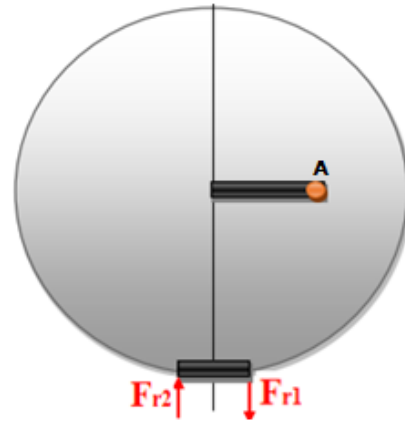
$FL$  = fuerza lateral (N).

$Fr$  = fuerza de fricción (N).

$m \cdot g$  = peso (N).

$N$  = fuerza normal (N).

El neumático en contacto con el piso resulta ser una superficie por lo tanto la fuerza de fricción se representa como indica la *figura 6*.



**Figura 6:** Fuerza de fricción en el neumático [10].

En la *figura 6* el punto A representa el acoplamiento del brazo de dirección donde se aplica la fuerza lateral necesaria para hacer girar las ruedas y el rectángulo inferior representa la superficie de contacto entre el suelo y el neumático.

$$Fr_1 = Fr_2 = Fr$$

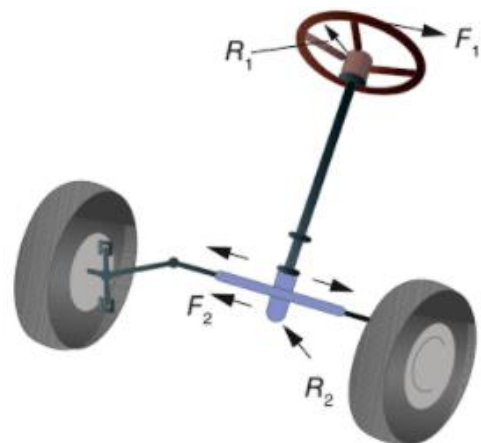
La fuerza lateral debe ser ligeramente mayor que la fuerza de rozamiento para romper la fuerza de inercia y mover las ruedas, donde se aplica entonces la segunda ley de Newton a la rueda y resulta lo siguiente [10]:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$FL - Fr = 0 \quad (E8)$$

$$FL - Fr = Ha \quad (E9)$$

**B.1.6** La fuerza ejercida sobre el mando de dirección para dirigir el automóvil como se observa en la *figura 7* en donde se detallan las fuerzas que actúan en el sistema [6].



**Figura 7:** Relación de esfuerzos en el volante de dirección.

Las fuerzas aplicadas y obtenidas por Gonzales [11] son inversamente proporcionales a los radios de giro, tanto internos como externos, porque el momento de esfuerzo en el volante es igual al momento resistente en la caja de dirección, entonces:

$$F1 * r1 = F2 * r2 \quad (\text{E10})$$

La fuerza por el radio da como resultado el par de giro T.

$$T = F1 * r1 \quad (\text{E11})$$

$$F1 = \frac{T}{r1} \quad (\text{E12})$$

T = torque (Nm).

r1 = radio del volante de dirección (m).

F1 = fuerza necesaria para girar el volante de dirección (N).

**B.1.7** El par aplicado a la cremallera de dirección que es igual a la fuerza lateral por el radio del piñón helicoidal. [9].

$$T = FL * r. \text{piñón} \quad (\text{E13})$$

T = torque (Nm).

FL = Ha = Fuerza lateral (N).

r piñón = radio exterior del piñón (m).

**B.1.8** La relación de dirección media o relación de transmisión, que se define como el ángulo de dirección del volante dividido por el ángulo de dirección de las ruedas delanteras.

Este valor está entre 12:1 y 24:1 [12].

La ecuación para la relación de transmisión de la dirección es B181 [13]:

$$i_d = \frac{\beta}{\alpha} \quad (\text{E14})$$

$i_d$  = relación de transmisión de la dirección.

$\beta$  = ángulo de giro del volante (°).

$\alpha$  = ángulo de viraje de las ruedas delanteras (°).

**B.1.9** La convergencia es la diferencia de distancia entre los planos interiores y posteriores de la rueda delantera. Hay convergencia positiva cuando los planos medios de la rueda tienden a cerrarse en la parte

delantera de los neumáticos y hay convergencia negativa (divergencia), cuando en sentido contrario los planos medios de las ruedas tienden a cerrarse en el lateral de la rueda, como se muestra en la figura 8. [14].

Con el fin de mantener el sistema de dirección en tensión para absorber las vibraciones, es ideal que el coche tenga un ángulo de convergencia positivo, como se muestra en la figura 9 [13].

El valor de esta variable está comprendido entre 0 y 4 milímetros [15].

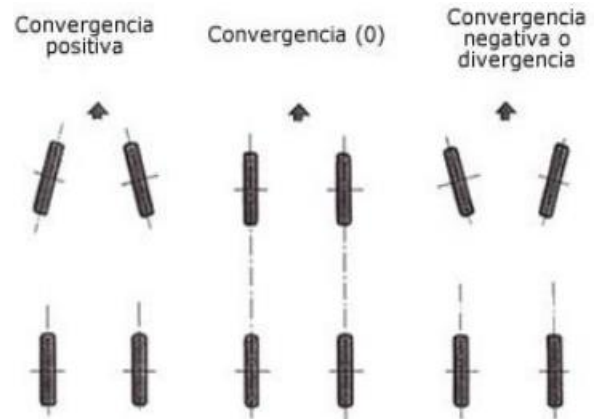


Figura 8: Convergencia y divergencia [14].

La fórmula para el cálculo de convergencia [13].

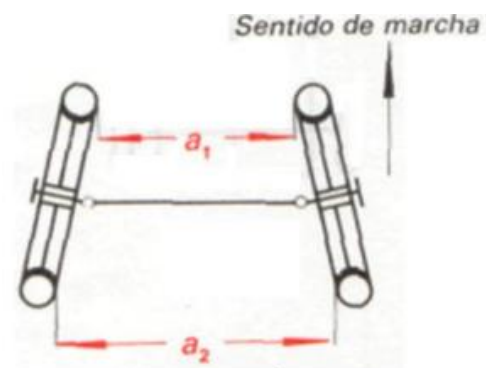


Figura 9: Convergencia [13].

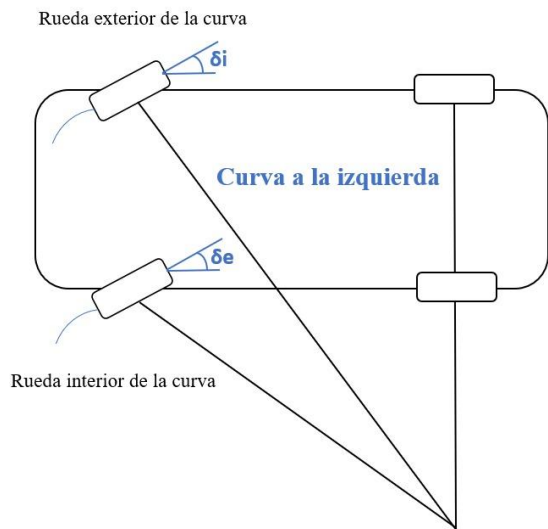
$$C = a2 - a1 \quad (\text{E15})$$

C = convergencia (mm).

a2 = distancia entre los neumáticos por la parte trasera a media altura de los mismos (mm).

a1 = distancia entre los neumáticos por la parte delantera a media altura de los mismos (mm).

**B.1.10** El ángulo de convergencia, que es la diferencia entre los ángulos de giro exterior e interior, debido a que la rueda interior gira un poco más que la exterior en las curvas. [13].



**Figura 10:** Ángulos de giro de las ruedas delanteras.  
Fuente: Autores.

$$\gamma = \delta_e - \delta_i \quad (E16)$$

$\gamma$  = ángulo de convergencia (°).

$\delta_e$  = ángulo de giro externo de la rueda interior (°).

$\delta_i$  = ángulo de giro interno de la rueda interior (°).

### C.- Trabajo experimental

Se fabricaron los acoples basados en las medidas reales del chasis, ya que, debido a su construcción, existen variaciones tolerables a las que hay que adaptarse.

Finalmente, la verificación de los sistemas tiene lugar una vez que fueron acoplados, realizando pruebas de campo en diferentes situaciones de carga; la seguridad tanto activa como pasiva del vehículo está garantizada de antemano.

Los resultados se reflejan en el comportamiento del vehículo en las pruebas de campo, para las que se registran los valores de la alineación de la dirección, la eficiencia del sistema de freno y el rendimiento de la transmisión con el nuevo chasis, que incluye una reducción de peso en comparación con el vehículo anterior.

Tras la propuesta de la metodología, y por medio del análisis teórico, se indagó sobre los sistemas de ensamblaje, la prueba de los mismos y su confiabilidad; se concluyó que requieren de acoplamientos que fueron diseñados por el software CAD y analizados por

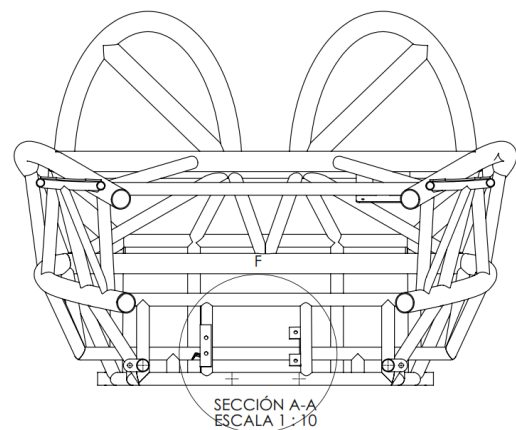
simulación que indicaron los factores de seguridad y deformaciones.

**C.1** Basándose en el modelado CAD de la estructura del chasis frente a las dimensiones del Chok G2, como se muestra en la Tabla 2, se considera el espacio para la ubicación de la cremallera (figura 11), la columna de dirección (figura 15), el recorrido de las cañerías de freno, el espacio para la bomba de vacío (eléctrica), el servofreno (figura 17), el freno de mano, la ubicación de los pedales (freno y acelerador) y el espacio para la transmisión.

**Tabla 2:** Medidas generales del vehículo [16].

Medidas del vehículo		
	Valor	Unidad
Largo	3214	mm
Ancho	1446	mm

**C.1.1** En el sistema de dirección, el primer paso es posicionar la cremallera para que esté centrada respecto al chasis y así tener simetría en los espacios libres para las articulaciones y terminales que posteriormente se acoplaron al contraeje de cada rueda considerando la altura de la misma para que el resultado sea una correcta alineación de cremallera - articulaciones.



**Figura 11:** Ubicación de la cremallera.

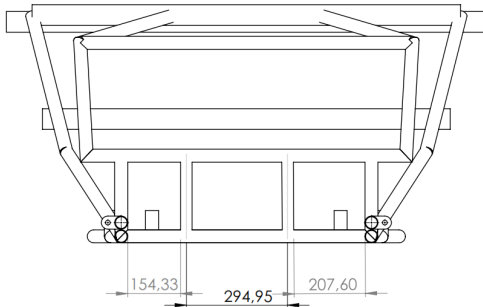
Fuente: Autores.

Las articulaciones del Chok G2 no son suficientemente largas para el nuevo chasis, el cual tiene una dimensión de ancho mayor, por lo tanto, este acoplamiento necesita articulaciones más largas como se muestra en la figura 12.



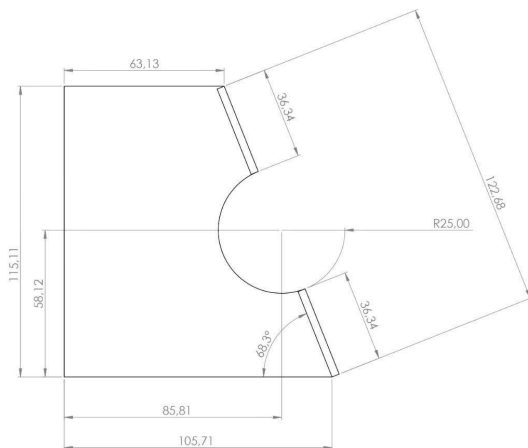
**Figura 12:** Simulación de la cremallera y articulaciones.  
Fuente: Autores.

**C.1.2** La ubicación de este elemento tiene dos parantes, (figura 13), donde se ubicarán los dos apoyos, que a su vez tienen una inclinación, (figura 14), que depende de la alineación final de la dirección y adicional se establece el recorrido de la columna de dirección verificando que no existan interferencias con el chasis y otros elementos de los sistemas.



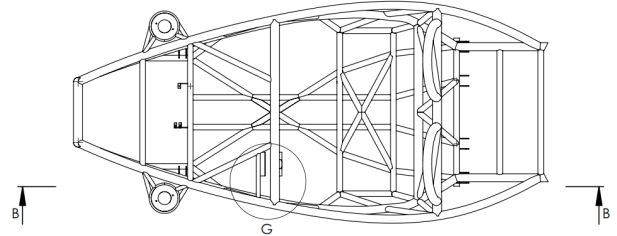
**Figura 13:** Ubicación de apoyos y parantes.  
Fuente: Autores.

Debido a la disposición de los soportes de la cremallera, ésta se encuentra inclinada para dirigir el estriado de acoplamiento con la columna de dirección. Para ello, se modelaron los soportes especificando el grado de inclinación mediante las medidas descritas en la figura 14.



**Figura 14:** Inclinación de los apoyos de la cremallera.  
Fuente: Autores.

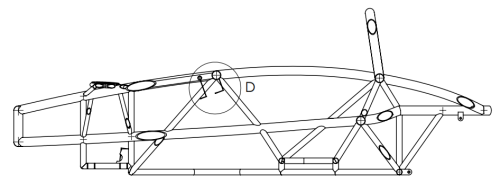
**C.1.3** La columna de dirección está centrada con respecto a la ubicación del asiento y la barra antivuelco del conductor, como se puede ver en la vista superior del chasis (figura 15), destacando la distancia necesaria entre el volante y el asiento, teniendo en cuenta también que la palanca de los intermitentes está a la distancia correcta del chasis y el panel de instrumentos.



**Figura 15:** Vista superior de ubicación de los apoyos de la columna de dirección. Fuente: Autores.

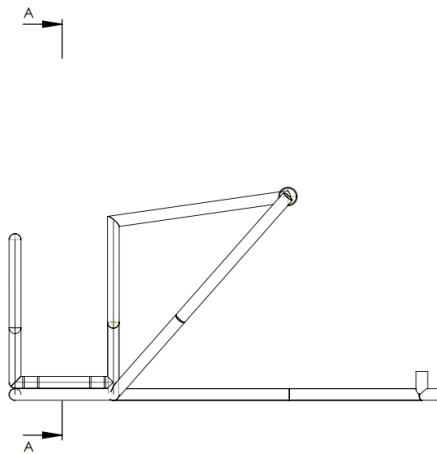
**C.1.4** La inclinación de los soportes de la columna de dirección implican directamente la orientación del volante y la conexión con la cremallera, por lo que se diseñó de manera que no interfiera y se deforme en caso de colisión; asimismo, la columna de dirección del Chok no es lo suficientemente larga como se requiere para conectar estos dos elementos que conforman el sistema de dirección, debido a las dimensiones del nuevo chasis, por lo que este elemento se fabrica de acuerdo a nuestra necesidad.

La ubicación de estos dos soportes está unida a la estructura superior que forma el chasis, desde la vista lateral izquierda como se detalla en la figura 16.

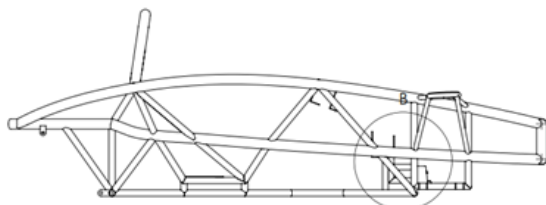


**Figura 16:** Detalle de acoplamiento de los soportes de la columna de dirección. Fuente: Autores.

**C.2.1** En el sistema de frenos se inicia con el acople de la bomba de vacío y principalmente del servofreno (figura 17) porque ocupa espacio y podría presentar interferencias con los tubos que conforman el chasis o a su vez con el piso del vehículo biplaza, además que el servo va junto con el pedal del freno (figura 18) y se debe acoplar a la altura correcta para obtener todo el recorrido del pedal.



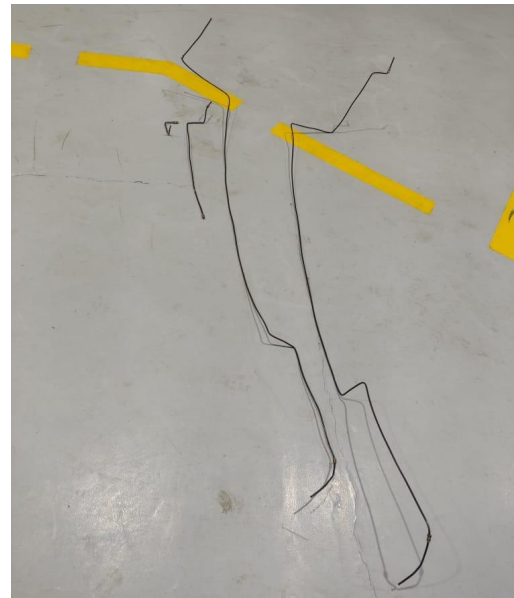
**Figura 17:** Soporte del servofreno.  
Fuente: Autores.



**Figura 18:** Ubicación del servofreno.  
Fuente: Autores.

**C.2.2** Debido a las características del nuevo vehículo, las cañerías del sistema de frenos (*figura 19*) se fabrican de acuerdo al nuevo chasis, teniendo en cuenta las posibles interferencias con otros sistemas, acoplamiento y elementos del vehículo, de los cuales se mantiene el material y el diámetro de los mismos para acoplarse a la bomba de freno y a las pinzas, ya que no habría modificaciones en estos dos últimos elementos.

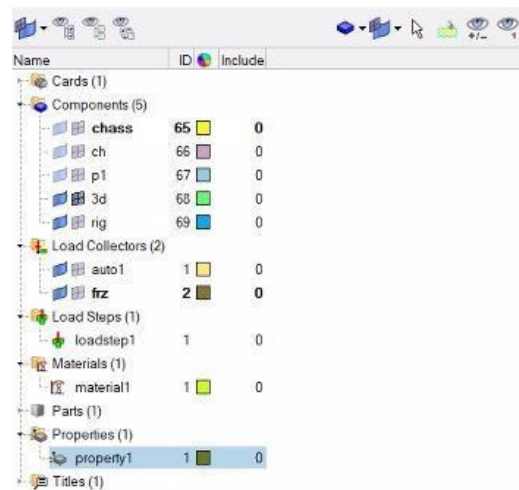
Las cañerías están sujetas con vinchas plásticas al chasis, para evitar el desgaste por vibración y así garantizar el funcionamiento del sistema.



**Figura 19:** Diseño de cañerías.  
Fuente: Autores.


**C.2.3** En cuanto a todos los elementos de soporte que serán fabricados a partir de tubos y placas de acero de diferentes espesores como se detalla en la Tabla 3, se someten inicialmente a simulación para verificar la resistencia en cada uno de ellos, como se muestra posteriormente en las *figuras 22 a 25*.

Para analizar los elementos de apoyo y acople de los tres sistemas a tratar partimos creando las mallas (*figura 20*) y agregando las propiedades (*figura 21*) de las mismas para obtener resultados lo más apegados a la realidad.



**Figura 20:** Edición de mallas para los elementos de análisis.  
Fuente: Autores.



Name	Value
Solver Keyword:	PSOLID
Name:	property1
ID:	1
Color:	
Include:	[Master Model]
Defined:	<input checked="" type="checkbox"/>
Card Image:	PSOLID
Material:	(1) material1
User Comments:	Hide In Menu/Export
CORDM options:	BLANK
ISOP:	
FCTN:	

**Figura 21:** Propiedades de las mallas para el análisis.  
Fuente: Autores.

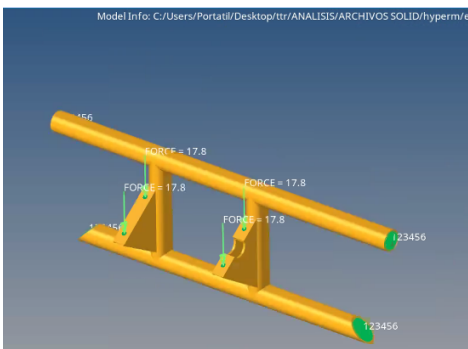
Para los apoyos de la cremallera se aplican las fuerzas sobre estos, debido a que tienen una inclinación, de igual manera actúan hacia abajo como vector de gravedad (peso de la cremallera) como se observa en la *figura 22a*, es decir, que en este caso son 4 pernos, la fuerza se estima por el peso medio de la cremallera por la gravedad de manera que el esfuerzo máximo ( $\sigma_{max}$ ) es de 3.8 MPa y con la resistencia a la fluencia ( $S_y$ ) de 250 MPa que da como resultado un factor de seguridad de 65.79, un valor alto de seguridad debido a las características favorables del material y el esfuerzo limitado al que está sometido el elemento:

$$\eta_c = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (E17)$$

$$\eta_c = \frac{250 \text{ MPa}}{3.8 \text{ MPa}}$$

$$\eta_c = 65.79$$

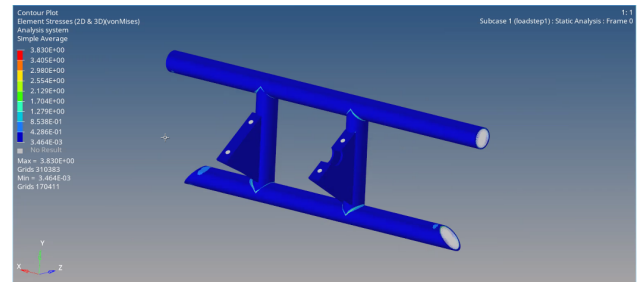
Las restricciones para el análisis se colocan en los tubos transversales paralelos que forman parte del chasis.



**Figura 22a:** Simulación de los apoyos de la cremallera.  
Fuente: Autores.

El tipo de malla aplicada para estos elementos fueron: 2D tipo Pshell (*figura 22b*) para ahorrar costos computacionales debido a que este tipo de mallado fue usado en el diseño del chasis del Chok G2 tomado del artículo “Optimización Topológica de un Chasis Tubular

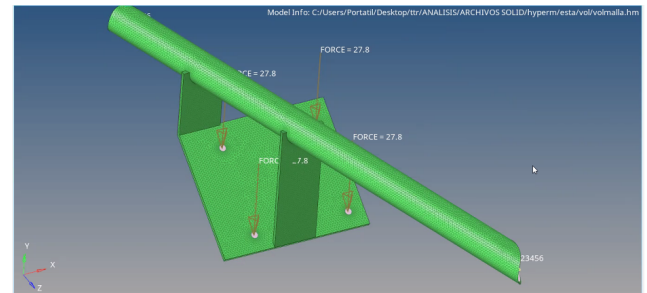
para Vehículo Eléctrico Biplaza” de los autores Espinoza Roman [19].



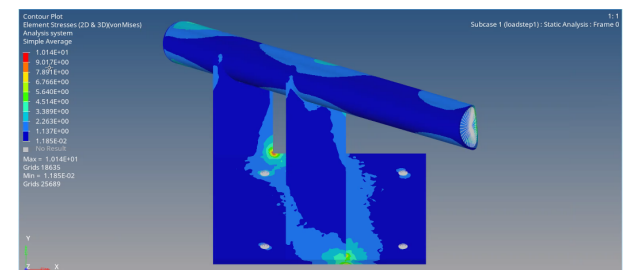
**Figura 22b:** Simulación de esfuerzo de Von Mises de los soportes de la cremallera. Fuente: Autores.

De la misma manera los soportes de la columna de dirección (*figuras 23*), el soporte del pedal del freno (*figuras 24*) y el soporte del pedal del acelerador (*figuras 25*) se mallaron y analizaron de igual forma con las características idénticas de material, el tipo de elementos de malla y la calidad de la misma.

Para la columna de dirección las fuerzas que actúan son en base al peso medio de la columna que está conjuntamente al volante de dirección (*figura 23a*). Las fuerzas aplicadas tienen un valor de 27.8 Newtons por cuatro pernos que sujetan este soporte.



**Figura 23a:** Simulación del soporte de la columna de dirección (fuerzas y restricciones). Fuente: Autores.



**Figura 23b:** Esfuerzo de von Mises para el soporte de la columna de dirección. Fuente: Autores.

El factor de seguridad de este elemento es de 24.75 y se obtiene mediante la ecuación C232 utilizando el valor del esfuerzo máximo ( $\sigma_{max}$ ) de 10.1 MPa que se observa en la *figura 21b* y el  $S_y$  de 250 MPa del material:

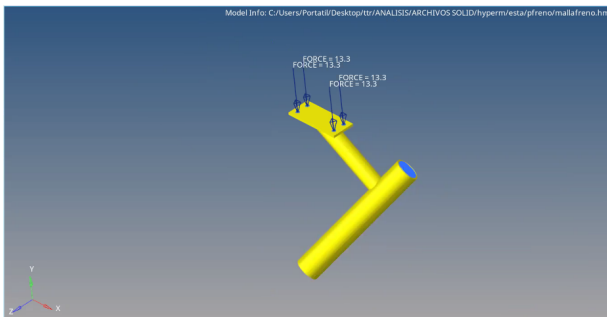


$$\eta_c = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (\text{E18})$$

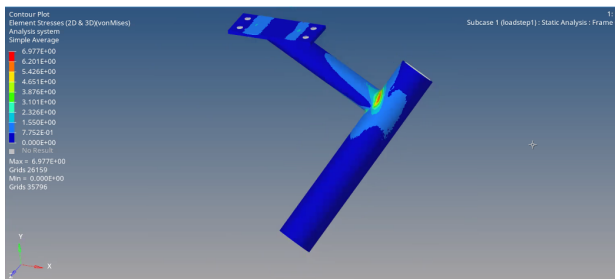
$$\eta_c = \frac{250 \text{ MPa}}{10.1 \text{ MPa}}$$

$$\eta_c = 24.75$$

El soporte del pedal del freno y del servofreno se malla de igual forma y las fuerzas están aplicadas de manera perpendicular a la placa en donde se asienta el pedal y tiene dos restricciones ubicadas a lo largo del tubo transversal que forma parte del chasis como se observa en la *figura 24a*. Las fuerzas que se le atribuye a este soporte son de acuerdo a la estimación que se ejerce sobre dicho pedal y se divide para cuatro, por los pernos, para distribuir la carga.



**Figura 24a:** Simulación del soporte del pedal de freno y servofreno. Fuente: Autores.



**Figura 24b:** Esfuerzo de Von Mises del soporte del pedal de freno y servofreno. Fuente: Autores.

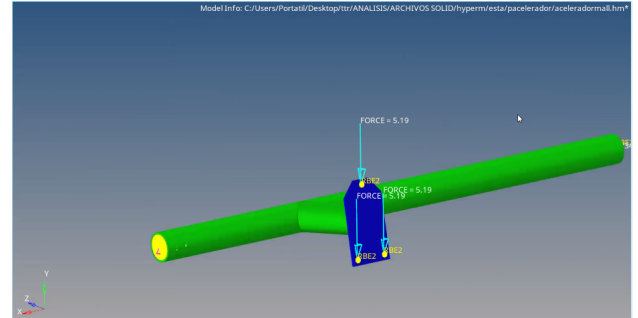
El esfuerzo máximo para este soporte es de 6.98 MPa (*figura 24b*) obteniendo un factor de seguridad favorable de 24.75. La ecuación C233 facilita el cálculo de este valor:

$$\eta_c = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (\text{E19})$$

$$\eta_c = \frac{250 \text{ MPa}}{10.1 \text{ MPa}}$$

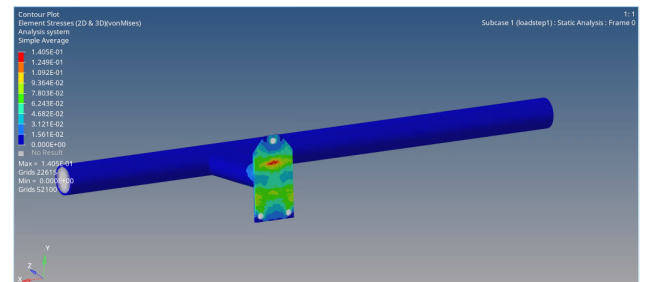
$$\eta_c = 24.75$$

Para el soporte del pedal del acelerador se aplican tres fuerzas de 5.19 Newtons cada una, que van paralelas a la placa, actuando en sentido de la gravedad (*figura 25a*) y haciendo un esfuerzo cortante en los pernos de anclaje.



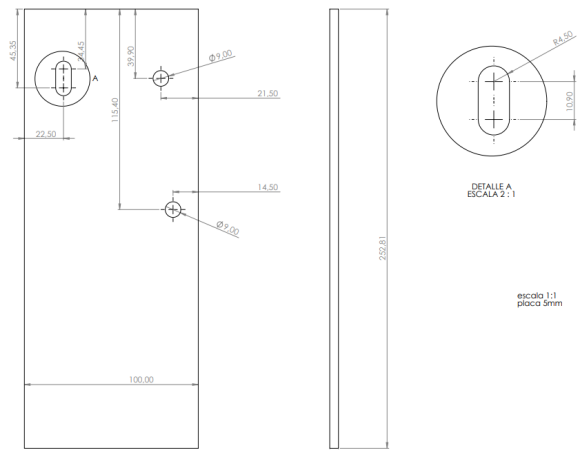
**Figura 25a:** Simulación del soporte pedal acelerador. Fuente: Autores.

El esfuerzo de Von Mises en el soporte del pedal del acelerador (*figura 25b*) demuestra el esfuerzo máximo y a su vez resulta un factor de seguridad confiable debido principalmente al esfuerzo imperceptible al que está sometido este elemento y conjuntamente con las características mecánicas del material dan como resultado dicho factor:



**Figura 25b:** Esfuerzo de Von Mises del soporte del pedal del acelerador. Fuente: Autores.

Para el freno de mano se diseñó una placa (*figura 26*) y se soldó la misma en el chasis al lado derecho del piloto.



**Figura 26:** Diseño de placa base de freno de mano. Fuente: Autores.

Para el modelado de estos elementos se seleccionó el material en función de la disponibilidad en nuestro entorno, las diferentes características (físicas y mecánicas) y costo. El acero ASTM A36 cumple con todas las especificaciones (tabla 3).

El modelado en CAD de estos elementos es diferente al del chasis, ya que al ser pequeños y estar directamente acoplados al chasis mediante soldadura, no requieren mucho esfuerzo, como el soporte de la columna de dirección y el soporte del servofreno que, a diferencia de los soportes de la cremallera, deben garantizar la rigidez en caso de colisión. En concreto, las placas del soporte de la columna deben cumplir con la capacidad suficiente para mantener la columna elevada y al mismo tiempo deformarse en caso de colisión.

**Tabla 3:** Características y propiedades del material seleccionado [17].

Características del material		
Tipo	Sección	Espesor
Tubo de acero ASTM A36	2 in	2 mm
Placa de acero ASTM A36	-	5 mm
Propiedades del material		
Propiedades Mecánicas	Valor	Unidad
Resistencia a la fluencia	250	MPa
Módulo de elasticidad	200	GPa
Propiedad física		
Densidad	7.85	g/cm <sup>3</sup>

En la parte experimental de este trabajo abordamos la fabricación de los elementos detallados anteriormente para la organización de los espacios de todos los sistemas que componen el vehículo; es imprescindible pensar en la colocación de las cañerías del sistema de frenos debido a su diseño y por donde debe dirigirse en la estructura del chasis. Por ende las cañerías del vehículo eléctrico biplaza fueron los primeros elementos en colocarse para no enfrentar problemas posteriores.

El tipo de soldadura se selecciona de acuerdo a la tabla 4 y a las características de los materiales tanto de los soportes como del chasis, por lo mismo que estos serán

unidos por cordones con los electrodos de 1.22 mm de diámetro y su aleación ER 70 S-6.

**Tabla 4:** Características de la suelda seleccionada.

Soldadura	MIG Soldador Inversor Lincoln Powertec 271C-220V,225A	Aleación ER70S-6 y espesor de 1.22 mm Resistencia a la tracción de 530 MPa Límite de fluencia de 415 MPa Gas: Co2 al 100%
-----------	---	--

El orden de acoplamiento de los tres sistemas está estructurado cronológicamente, comenzando por el más complejo como se indica, primero de los sistemas de frenos se ubican las cañerías, de la más lejana a la más cercana a la bomba de freno, las mordazas se ubican en los discos de freno, y las cañerías flexibles que se conectan desde las cañerías rígidas a las mordazas, las cuales tienen la finalidad de facilitar el movimiento de los neumáticos, principalmente los delanteros, ya que estos giran sobre su propio eje y las cañerías flexibles se moverán dependiendo del sentido de giro del volante; se fija el soporte del servofreno y a continuación dicho elemento; se fijan los soportes de los pedales y se instala todo el cuerpo del sistema de frenos; a continuación se purga el sistema para descartar fugas y se pone a punto el sistema, y por último se fija el soporte de la bomba de vacío, que trabaja con el servofreno y se acciona mediante un motor eléctrico conectado desde la centralita. El sistema se completa con el freno de mano, que en nuestro trabajo se diseñó una placa base para poder apoyarlo y accionarlo.

A continuación, en el sistema de dirección, comenzamos a fijar los soportes en el chasis, tanto para la cremallera como para la columna de dirección, de manera que estos componentes se acoplan de acuerdo con la normativa. Esto da paso al ajuste de todo el sistema, en términos de alineación (camber y caster) para garantizar un ángulo de dirección seguro y que las ruedas traseras no sean arrastradas.

**C.3** Se coordinó para la optimización del espacio para el motor trifásico del vehículo y la palanca de cambios que conforman este sistema. Este motor se monta en el eje trasero tal y como se extrajo del Chok y no requiere de acoplamientos, sólo se observa que no haya interferencias con el chasis y los componentes de los diferentes sistemas del vehículo. La palanca de cambios requiere un soporte

sencillo que ofrezca rigidez y puntos de apoyo para accionar las marchas.

Así, se logró el trabajo inicialmente propuesto, se obtuvo la información, se diseñó, se fabricó y se acoplaron todos los sistemas para terminar con las pruebas.

### III. RESULTADOS

Se analizó la viabilidad de adaptar los elementos de los sistemas de dirección, frenos y transmisión del Chok G2 al biplaza eléctrico, lo que dio como resultado un acoplamiento favorable que fue el diseño de los elementos que permiten el objetivo general.

Los materiales para acoplar los sistemas fueron utilizados de acuerdo a las necesidades de cada uno de ellos y del resultado favorable del análisis en el software Hypermesh en donde se considera la seguridad de los ocupantes como punto principal y atendiendo a las prestaciones del motor trifásico para considerar el peso total.

Con las pruebas de campo en funcionamiento de los sistemas adaptados, se consiguió los objetivos propuestos, garantizando así su viabilidad, seguridad y eficiencia.

### IV. CONCLUSIONES

En la investigación bibliográfica realizada se determinó la factibilidad de utilizar los sistemas de freno, dirección y transmisión del Chok G2 en el vehículo eléctrico biplaza.

La modulación 3D y los análisis en Hypermesh facilitaron el trabajo al momento de manufacturar los acoples, ya que las medidas fueron lo más cercanas en cuanto a las cotas reales.

Se desarrolló el proceso de optimización topológica en el software Altair Hypermesh con un porcentaje de 30% del material de la zona de diseño, obteniendo una estructura la cual tuvo que ser rediseñada con la finalidad de aprovechar de mejor manera el material, reducir el peso del chasis y el costo del mismo.

En el transcurso del montaje las pruebas dinámicas de funcionamiento de todos los sistemas que hablamos en este artículo resultaron exitosas.

### V. REFERENCIAS

- [1] Peña Álvarez, M. (1 de julio de 2019). *Los vehículos híbridos y eléctricos impactan el futuro del sector automotriz global*. Obtenido de <https://www.bbva.com/es/sostenibilidad/los-vehiculos-hibridos-y-electricos-impactan-el-futuro-del-sector-automotriz-global>
- [2] Chevalier Naranjo, S. (23 de Septiembre de 2020). *¿Cómo va la adopción de vehículos eléctricos en el mundo?* Obtenido de <https://es.statista.com/grafico/22999/numero-de-vehiculos-electricos-de-bateria-en-el-mundo>
- [3] Alarcón de Aragón, E. (2 de abril de 2019). *Las ventas de vehículos eléctricos en el mundo crecieron un 64% en 2018*. Obtenido de <https://movilidadelectrica.com/las-ventas-de-vehiculos-electricos-globales2018>
- [4] Vélez Sanchez, J. G. (2017). *Análisis y Estimación de la Demanda Eléctrica con la Implementación de Vehículos Eléctricos conectados a una red de distribución en Cuenca y El Ecuador*. Cuenca.
- [5] A. Kampker, K. Kreiskoether and J. Wagner are with the Chair of Production Engineering of E-Mobility Components (PEM) of RWTH Aachen University, Steinbachstraße 19, Aachen, 52074 Germany.
- [6] M. Duran, J. Aguilera, G. Guerrero-Ramirez, A. Claudio, L.G. Veja y J. Gudiño-Lau, «Modelado del Sistema de Tracción para un Vehículo Eléctrico» Puerto Vallarta, Jalisco, México, 2010.
- [7] C. E. d. I. N. U. p. E. (CEPE), «Reglamento N° 79. Prescripciones uniformes relativas a la homologación de vehículos por lo que respecta al sistema de dirección». 20 Enero 2006.
- [8] J. D. Pérez, «Procedimiento para el Diseño de Vehículo categoría mini BAJA SAE. Tesis.» Universidad Nacional Experimental Politécnica " Antonio José de Sucre", Venezuela, 2011.
- [9] T. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Lehigh Valley - USA: SAE International, 1992.
- [10] C. Albán, «Diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo tipo fórmula para la Escuela de Ingeniería Automotriz.» Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, 2016.
- [11] J. A. Picón, «Diseño de un prototipo de volante para un vehículo tipo fórmula SAE mediante técnicas de optimización estructural. Tesis.» Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, 2016.

- [12] F. Ruiz, «Diseño y cálculo de un sistema de dirección para un automóvil de Fórmula Student. Tesis,» Universidad Zaragoza, Zaragoza - España, 2014.
- [13] T. González, G. del Río, J. Tena y B. Torres, Mantenimiento de vehículos autopropulsados. Circuitos de fluidos suspensión y dirección., Madrid-España: EDITEX, S.A., 2011.
- [14] Instituto Motores, « Sistema de dirección,» 9 Junio 2010. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/24965689/S14-Sistema-de-direccion>. [Último acceso: 01 Febrero 2018].
- [15] H. Kindler y H. Kynast, Cálculos Técnicos para el Automóvil, España: Reverté, 1992.
- [16] A. Quishpe y F. Toapanta, «Diseño, construcción e implementación de los sistemas de suspensión, dirección, y frenos de un vehículo blindado 4x4. Tesis,» Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Latacunga, 2014.
- [17] Material Mundial, «ASTM A36 Acero Propiedades & Ficha Técnica: Fy, Dureza, Densidad» Obtenido de <https://www.materialmundial.com/acero-astm-a36-propiedades-ficha-tecnica-estructural/>
- [18] J. López, Dirección, Valladolid-España: Escuela de Ingenierías Industriales de Valladolid, 2013.
- [19] E. Espinoza, S. Román, “Optimización topológica de un chasis tubular para vehículo eléctrico biplaza,” *Universidad del Azuay* / pp. 11 / nov, 2021.
- [20] «SAE International». <https://www.sae.org/> (accedido oct. 2022).
- [21] S. Macey y G. Wardle, H-Point: the fundamentals of car design & packaging. Art Center College of Design, 2009.
- [22] I. SAE, «FORMULA SAE. Rules 2020». enero. 02, 2020, [En línea]. Disponible en: <http://fsaeonline.com/cdsweb/gen/DownloadDocument.aspx?DocumentID=1b6bda52-48d0-4286-931dc9418165fd3e>.