



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

Análisis de cargas que soportan los elementos del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza.

Trabajo de graduación previo a la obtención del título  
de:

INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Autores

Alvaro Francisco Bustamante Robles.

Cristian David Ludeña Suárez.

Director

Ing. Hernán Viteri.

CUENCA – ECUADOR

2021

## **Dedicatoria**

A mis padres por haberme forjado, inculcándome los mejores valores para así alcanzar muchos sueños incluyendo este. Gracias a mi madre por cada llamada de aliento; gracias a mi padre por desear y anhelar siempre lo mejor para mí, gracias por cada consejo y por cada una de sus palabras que me guiaron durante esta etapa de mi vida.

A mis hermanos y demás familiares por el apoyo que siempre me brindaron en todo el transcurso de mi carrera Universitaria.

**Alvaro Francisco Bustamante Robles**

## **Dedicatoria**

Dedico este trabajo a mis padres Marco y Olga quienes con su apoyo, esfuerzo y ejemplo me permitieron estar donde estoy, a mis hermanos Andrea, Gabriela, Alejandro y Vanessa por sus palabras de apoyo para continuar adelante en mis estudios, a mi esposa Paola por estar conmigo en todo el tiempo de mi carrera universitaria y a mi hijo Josué por ser mi motor y mi fuerza para salir adelante cada día, inspirándome a dar lo mejor de mí. A Uds. familia dedico esto, que sin Uds. no hubiese logrado esta meta tan anhelada.

**Cristian David Ludeña Suarez**

## **Agradecimientos**

Primeramente, agradecemos a Dios por permitirnos llegar hasta donde hemos llegado y haber hecho realidad este sueño anhelado, a nuestros padres que siempre estuvieron apoyándonos en todo este tiempo para poder alcanzar esta anhelada meta.

A la UNIVERSIDAD DEL AZUAY por darnos la oportunidad de estudiar y ser profesionales. También nos gustaría agradecer a nuestros profesores durante toda nuestra carrera profesional porque todos han aportado con un granito de arena a nuestra formación y en especial a nuestro director de tesis el Ing. Hernán Viteri quien ha sido nuestro guía y mentor en nuestro trabajo de graduación.

Y por último a nuestros amigos y compañeros con quienes vivimos tantos buenos y malos momentos en lo largo de nuestra carrera universitaria.

**Alvaro Francisco Bustamante Robles**

**Cristian David Ludeña Suarez**

**ANÁLISIS DE CARGAS QUE SOPORTAN LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE  
SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO BIPLAZA.  
RESUMEN**

Resumen— Este trabajo de investigación fue elaborado con el propósito de diseñar un sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza, el cual permitirá brindar estabilidad y seguridad al vehículo al momento de desplazarse por la vía en la que circule.

Dadas las características geométricas y mecánicas del vehículo, se implementó los sistemas de suspensión Push-Rod para el eje delantero y Pull-Rod para el eje trasero, las cuales brindan una mayor seguridad, confiabilidad, fácil mantenimiento, confort y ergonomía.

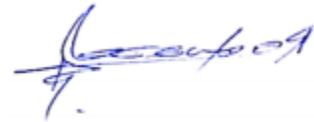
Se analizó los principales casos estáticos y dinámicos a los que podrían estar sujeto los sistemas de suspensión, utilizando datos conocidos del vehículo se obtendrá las cargas correspondientes que actuaran en él, los cuales permiten analizar los sistemas de suspensión. Con la ayuda de un software CAE (Ingeniería asistida por computadora) se determina los esfuerzos a los que están sujetos los diferentes elementos de la suspensión, además este software nos permite analizar la estimación de vida a fatiga de los sistemas de suspensión.

*Palabras clave*— Vehículo eléctrico, Push-Rod, Pull-Rod, software CAE, suspensión.



---

Ing. Hernán Viteri.  
**Director del trabajo de titulación**



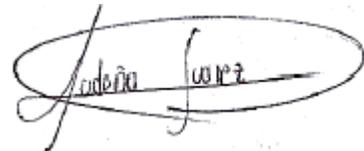
---

Ing. Robert Rockwood Iglesias.  
**Director del trabajo de titulación**



---

Alvaro Francisco Bustamante Robles.  
**Autor**



---

Cristian David Ludeña Suárez.  
**Autor**

**ANALYSIS OF LOADS THAT SUPPORT THE ELEMENTS OF THE SUSPENSION  
SYSTEM OF A TWO-SEAT ELECTRIC VEHICLE.  
ABSTRACT**

This research was developed to design a suspension system for a two-seater electric vehicle, which will provide stability and safety to the vehicle when traveling on the road. Given the geometric and mechanical characteristics of the vehicle. Push-Rod suspension systems were implemented for the front axle and Pull-Rod for the rear axle, which provides greater safety, reliability, easy maintenance, comfort, and ergonomics. The main static and dynamic cases to which these suspensions could be subject were also analysed. Based on known vehicle data the corresponding loads that will act on the vehicle were obtained. This led to the analysis of the suspension systems. With the help of a CAE (Computer-Aided Engineering) software, the stresses to which the different suspension elements are subjected were determined. In addition, this software allowed the analysis of the fatigue life estimation of the suspension systems.

Keywords— Electric vehicle, Push-Rod, Pull-Rod, Software CAE, suspension.



---

Ing. Hernán Viteri  
**Thesis Director**



---

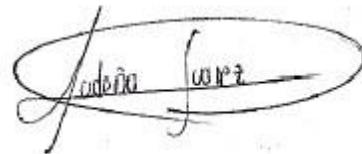
Ing. Robert Rockwood Iglesias  
**Faculty Director**

**Translated by**



---

Alvaro Francisco Bustamante Robles  
**Author**



---

Cristian David Ludeña Suarez  
**Author**



# Análisis de cargas que soportan los elementos del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza.

**Hernán Viteri Cerda**  
Universidad del Azuay  
Facultad de Ciencia y Tecnología  
Ingeniería Mecánica Automotriz  
Cuenca, Ecuador  
hviteri@uazuay.edu.ec

**Alvaro Bustamante Robles**  
Universidad del Azuay  
Facultad de Ciencia y Tecnología  
Ingeniería Mecánica Automotriz  
Cuenca, Ecuador  
alvaro95@es.uazuay.edu.ec

**Cristian Ludeña Suárez**  
Universidad del Azuay  
Facultad de Ciencia y Tecnología  
Ingeniería Mecánica Automotriz  
Cuenca, Ecuador  
cristian221@es.uazuay.edu.ec

**Resumen**— Este trabajo de investigación fue elaborado con el propósito de diseñar un sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza, el cual permitirá brindar estabilidad y seguridad al vehículo al momento de desplazarse por la vía en la que circule.

Dadas las características geométricas y mecánicas del vehículo, se implementó los sistemas de suspensión Push-Rod para el eje delantero y Pull-Rod para el eje trasero, las cuales brindan una mayor seguridad, confiabilidad, fácil mantenimiento, confort y ergonomía.

Se analizó los principales casos estáticos y dinámicos a los que podrían estar sujeto los sistemas de suspensión, utilizando datos conocidos del vehículo se obtendrá las cargas correspondientes que actuaran en él, los cuales permiten analizar los sistemas de suspensión. Con la ayuda de un software CAE (Ingeniería asistida por computadora) se determina los esfuerzos a los que están sujetos los diferentes elementos de la suspensión, además este software nos permite analizar la estimación de vida a fatiga de los sistemas de suspensión.

**Palabras clave:** Vehículo eléctrico, Push-Rod, Pull-Rod, software CAE, suspensión.

**Abstract**— This research work was developed with the purpose of designing a suspension system for a two-seater electric vehicle, which will provide stability and safety to the vehicle when traveling on the road.

Given the geometric and mechanical characteristics of the vehicle, Push-Rod suspension systems were implemented for the front axle and Pull-Rod for the rear axle, which provide greater safety, reliability, easy maintenance, comfort and ergonomics.

We analyze the main static and dynamic cases to which these suspensions could be subject, based on known vehicle data we will obtain the corresponding loads that will act on the vehicle, which allow us to analyze the suspension systems. With the help of a CAE (Computer Aided Engineering) software we determine the stresses to which the different suspension elements are subjected, in addition this software allows us to analyze the fatigue life estimation of the suspension systems.

**Keywords:** Electric vehicle, Push-Rod, Pull-Rod, Software CAE, suspension.

## I. INTRODUCCIÓN

En la actualidad los vehículos eléctricos tienen un gran impacto en nuestro medio, ofreciendo una mejor eficiencia y par, ante los vehículos que funcionan con motores de combustión interna, los mismos que se utilizan para competencias, transporte privado y público, debido a las prestaciones que ofrecen para el conductor y el medio ambiente. Este trabajo de titulación se basa en el diseño de un vehículo eléctrico biplaza, centrándose en el análisis y diseño de la suspensión delantera y trasera del vehículo, las cuales puedan cumplir con los requerimientos adecuados para una correcta circulación del vehículo, que permitan absorber las irregularidades del terreno, ofrecer mayor maniobrabilidad y comodidad a los ocupantes.[1] [2]

En base a varios estudios realizados sobre el diseño y construcción del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza formula student, en los cuales planteaban obtener un diseño funcional y eficaz que les permita brindar un sistema de suspensión adecuado para la competencia “Formula Student”, como resultado concluyeron que el tipo de suspensiones Push-Rod (Fig. 1) y Pull-Rod (Fig.2) son las más adecuadas para vehículos monoplaza, ya que presenta muchas ventajas en la adaptación que permiten una gran variedad de ajustes que favorecen al vehículo.[3]

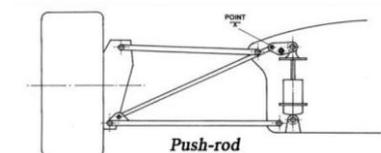


Fig. 1 Suspensión Push Rod.  
Fuente: [4].

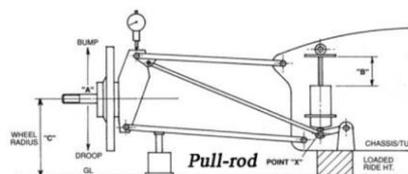


Fig. 2 Suspensión Pull Rod  
Fuente:[4].

El comportamiento de los componentes del sistema de suspensión en base a las cargas que soporta el vehículo definirán un diseño adecuado para el mismo, por lo cual los cálculos son fundamentales en el análisis del sistema en las principales situaciones de funcionamiento de manejo.[5]

La correcta selección de un sistema de suspensión dependerá de varios parámetros correspondientes al vehículo a diseñar que son fundamentales en el mismo, los cuales deben soportar varios comportamientos en casos críticos, lo que permitirá analizar los esfuerzos y deformaciones en los elementos de suspensión, la geometría, pesos, material y diámetro serán los parámetros fundamentales para el análisis.[6]

El software CAE es una herramienta fundamental, la cual permite analizar a profundidad la geometría seleccionada, permitiendo corregir superficies para un estudio más eficaz, se obtendrá los esfuerzos y deformaciones en los elementos producidos por las cargas, lo que permite seleccionar una sección adecuada para la geometría del sistema, siendo esta capaz o no de soportar dichos esfuerzos mencionados.[7] [4]

La geometría seleccionada para los sistemas de suspensión delantera y trasera tendrá que tener un diseño adecuado para el vehículo después de los análisis realizados, verificando su validez y comportamiento, lo cual permite estimar la vida útil a fatiga de los sistemas de suspensión seleccionados mediante software CAE.[8]

## II. MATERIALES Y MÉTODOS

Los materiales (programas) usados

- 1.- Excel.
- 2.- Software Inventor Profesional
- 3.- Software HyperMesh
- 4.- Software SolidWorks.

La metodología está dividida en:

- A.- Geometría y material.
- B.- Casos de carga en el sistema de suspensión.
- C.- Cargas que soportan los apoyos de la suspensión.
- D.- Esfuerzos que soportan los sistemas de suspensión.
- E.- Esfuerzos que soportan los apoyos de los sistemas de suspensión.
- F.- Vida útil a fatiga del sistema de suspensión.

### A. Geometría y material

El modelo CAD de las geometrías se basa en las suspensiones propuestas: Push-Rod y Pull-Rod, las cuales son estructuras tubulares y apoyos fijos con un dimensionamiento y material adecuado para el ensamble a la mangueta y al chasis. El material se seleccionó en base a costos, características y disponibilidad en el medio (Ciudad de Cuenca), el dimensionamiento se basó en estudios investigados por parte del grupo encargado, las cuales permitan un funcionamiento y acople correcto para el sistema de suspensión. [9]

El material y dimensiones de las geometrías respectivas se analizaron para que la misma sea capaz de soportar las cargas correspondientes en el vehículo en las situaciones más críticas de funcionamiento del vehículo.

En la “Tabla I” se muestra las características del material a usar.

TABLA I. CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES DEL MATERIAL AISI 1018.  
FUENTE: [10].

Características del material			
Tipo	Sección	Espesor	Unidad

Tubo de acero	19.05 (3/4")	1.5	mm
Propiedades del material			
Propiedades mecánicas.	Valor	Unidad	
Módulo de fluencia.	370	MPa.	
Módulo de elasticidad.	205	GPa.	
Propiedad física.			
Densidad	7.87	g/cm <sup>3</sup>	



Fig. 3 Geometría final Push Rod.  
Fuente: Autores.

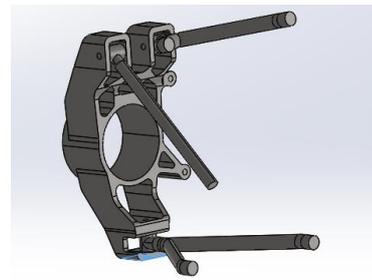


Fig. 4 Geometría final Pull Rod.  
Fuente: Autores.

### B. Casos de carga en el sistema de suspensión.

Se analizan los principales casos estáticos y dinámicos a los que podría estar sujeto el sistema de suspensión los cuales son: transferencias de masa, aceleración lateral y obstáculo. Estos análisis permiten encontrar las cargas que actúan en el neumático y analizar el comportamiento de la suspensión sujeto a estas cargas.

#### Ubicación del centro de gravedad.

La ubicación del centro de gravedad se determina mediante el software SolidWorks, en base al modelo/geometría aportado por el grupo de chasis correspondiente.[9]

En la “Tabla II” se muestra las medidas del centro de gravedad del vehículo.

TABLA II. MEDIDAS DEL CENTRO DE GRAVEDAD.  
FUENTE: AUTORES.

Medidas C.G		
	Medida	Unidad
Altura	0.50	m
Ubicación longitudinal “dx”	0.205	m

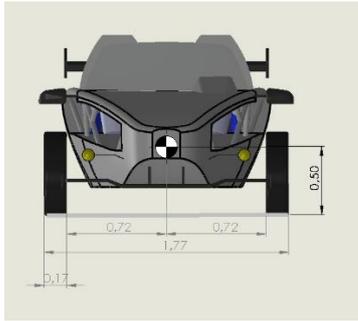


Fig. 5 Altura centro de gravedad.  
Fuente: Autores.

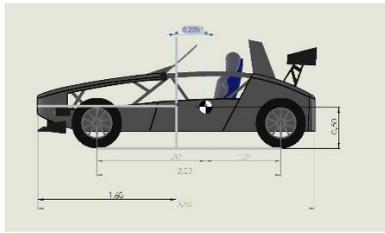


Fig. 6 Ubicación longitudinal C.G.  
Fuente: Autores.

### Distribucion de masas.

Con conocimiento de la ubicación del centro de gravedad se procede a realizar la distribución de masas en el vehículo en base a un diagrama de cuerpo libre, aplicando el principio estático de la física para realizar sumatoria de momentos y conocer la distribución de masas en el eje trasero y el eje delantero.

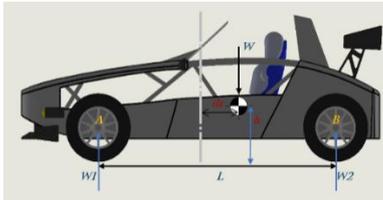


Fig. 7 Distribución de masas en vehículo.  
Fuente: Autores.

$$\begin{aligned} \sum MA &= 0 \curvearrow + \\ W_2 * L - W \left( \frac{L}{2} + dx \right) &= 0 \\ \sum MB &= 0 \curvearrow + \\ -W_1 * L + W \left( \frac{L}{2} - dx \right) &= 0 \end{aligned}$$

Donde obtenemos las siguientes formulas:

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{W}{2} - \frac{(W * dx)}{L} \\ W_2 &= \frac{W}{2} + \frac{(W * dx)}{L} \end{aligned}$$

Donde:

$W_1$  = Distribución de masas en el eje delantero (kg).  
 $W_2$  = Distribución de masas en el eje posterior (kg).  
 $W$  = Peso del vehículo + peso del piloto (kg).  
 $L$  = Batalla (mm).

$dx$  = Ubicación del centro de gravedad en el eje x (mm).

Obteniendo los siguientes resultados:

$$W_1 = \frac{672 \text{ kg}}{2} - \frac{(672 \text{ kg} * 205 \text{ mm})}{2230 \text{ mm}}$$

$$W_1 = 274,22 \text{ kg}$$

$$W_2 = \frac{672 \text{ kg}}{2} + \frac{(672 \text{ kg} * 205 \text{ mm})}{2230 \text{ mm}}$$

$$W_2 = 397,78 \text{ kg}$$

### Transferencia de masa lateral.

Se produce cuando el vehículo ingresa a una curva, lo que ocasiona una transferencia de masa a causa de la fuerza centrífuga producida en el mismo, esto provoca que dicha masa se desplace del lado interno hacia el exterior. Para el cálculo se considera una aceleración lateral de 0,7 g, obtenida del grupo de chasis correspondiente.[11]. Se realiza un análisis con un diagrama de cuerpo libre y sumatoria de momentos para encontrar la transferencia de masa lateral en el vehículo.

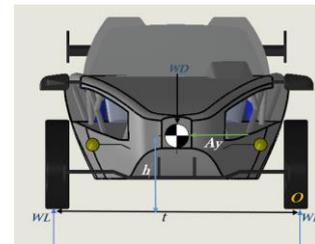


Fig. 8 Distribución de masa lateral.  
Fuente: Autores.

$$\begin{aligned} \sum Mo &= 0 \curvearrow + \\ W_L * t - W_d * \left( \frac{t}{2} \right) - W_d * Ay * h &= 0 \end{aligned}$$

Despejando el peso del eje izquierdo  $W_L$ , obtenemos:

$$W_L = \frac{W_d}{2} + \left( \frac{W_d * Ay * h}{t} \right)$$

Donde:

$W_d$  = Peso en el eje delantero (kg).

$W_L$  = Peso en el eje exterior (kg).

$t$  = Ancho de vía. (mm).

$Ay$  = Aceleración lateral = 0,7g

Obteniendo los siguientes resultados:

$$W_L = \frac{274,22 \text{ kg}}{2} + \left( \frac{274,22 \text{ kg} * 0,7 \text{ g} * 500 \text{ mm}}{1600 \text{ mm}} \right)$$

$$W_L = 197,10 \text{ kg}$$

$$W_L = 1933,54 \text{ N}$$

### Trasnsferencia de masa longitudinal.

Al momento de acelerar o frenar el vehículo se da una serie de transferencias de masa hacia el eje delantero o trasero

según sea el caso, la transferencia de masa al momento de frenar es la causa que más puede afectar a la estabilidad del coche.

Para este cálculo se asume que el vehículo va a una velocidad de 100 km/h (27,78 m/s) al momento de frenar y detenerse 0 km/h (0 m/s) recorriendo una distancia aproximada de 25 metros, lo que nos permitirá calcular la desaceleración del mismo. Estos datos son basados en base a normas otorgados por el grupo del chasis correspondiente.[11]

$$-a = \frac{v_f^2 - v_o^2}{2 * (x_1 - x_2)}$$

Donde:

$a$  = desaceleración (m/s<sup>2</sup>)

$V_f$  = Velocidad final = 0 m/s

$V_o$  = Velocidad inicial = 100 km/h = 27,78 m/s

$X_1$  = Posición inicial = 0 m

$X_2$  = Posición final = 25 m

Obteniendo la siguiente desaceleración:

$$-a = \frac{(0 \frac{m}{s})^2 - (27,78 \frac{m}{s})^2}{2 * (0 - 25)(m)}$$

$$-a = 15,43 m/s^2$$

$$-a = 1,57 g$$

Obtenida la desaceleración producida por el vehículo al frenar, realizamos una sumatoria de momentos en torno al diagrama de cuerpo libre para encontrar el incremento de peso en el eje delantero.

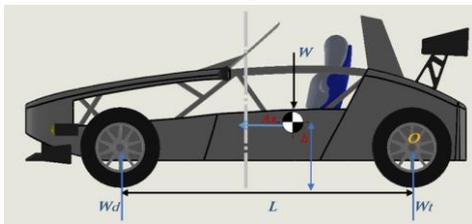


Fig. 9 Distribución de masa longitudinal.  
Fuente: Autores.

$$\sum M_o = 0 \curvearrow +$$

$$dW_d * l - W * Ax * h = 0$$

Despejando el incremento de peso en el eje delantero  $W_d$ , obtenemos:

$$dW_d = \frac{W * Ax * h}{l}$$

Donde:

$W$  = Peso del vehículo. = 672 Kg

$h$  = Altura del centro de gravedad. = 500mm

$l$  = Distancia entre ejes = 2230 mm

$Ax$  = Aceleración lateral = 1.57 g

$dW_d$  = Incremento de peso en el eje delantero.

Obteniendo:

$$dW_d = \frac{672kg * 1,57g * 500mm}{2230mm}$$

$$dW_d = 237,02kg$$

Por lo tanto, sumando el peso del eje delantero más el incremento de peso tenemos un peso total en el eje delantero de 511,25 kg, es decir 255,62 kg = **2507,67 N** en cada rueda

*Aceleracion lateral.*

Cuando el vehículo pasa por una curva se genera una fuerza centrífuga, la cual produce una fuerza lateral en la rueda.

Para los cálculos se considera una velocidad de 90 Km/h (25.00 m/s) y un radio de curva de 35 metros, datos dados por el grupo de chasis correspondiente en su análisis.[11]

$$F_{lateral} = m * \frac{v^2}{r}$$

Donde:

$F_{lateral}$  = Fuerza lateral.

$m$  = Masa del vehículo. = 672 Kg.

$v$  = Velocidad del vehículo. = 90 Km/h

$r$  = radio de la curva. = 35 m

Obteniendo como resultado:

$$F_{lateral} = 672kg * \frac{(25,00 \frac{m}{s})^2}{35m}$$

$$F_{lateral} = 12000 N$$

Por lo tanto, la fuerza lateral generada en cada neumático es de **3000 N**

*Vehiculo pasa por un obstaculo.*

Cuando el vehículo pasa por un montículo se genera una aceleración vertical y una fuerza que debe ser absorbida por el sistema de suspensión.

Para esto se realiza un cálculo tomando las siguientes consideraciones, una velocidad de 50 Km/h, una altura del obstáculo de 20 cm con una pendiente de 20°.

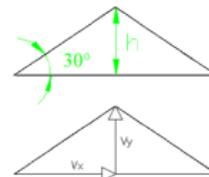


Fig. 10 Obstáculo.  
Fuente: Autores.

Encontramos la velocidad vertical  $V_y$  que se produce cuando el vehículo pasa por el montículo.

$$v_y = v_x * \tan \theta$$

$$v_y = 13,89 m/s * \tan 20^\circ$$

$$v_y = 5,05 m/s$$

Calculamos la aceleración vertical del vehículo en base a la velocidad encontrada.

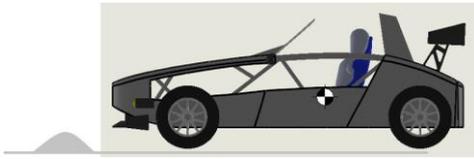


Fig. 11 Vehículo al pasar un obstáculo.  
Fuente: Autores.

$$v_x^2 = v_y^2 + 2a_y * h$$

$$| v_x^2 = 0$$

Despejando la aceleración vertical, obtenemos:

$$a_y = \frac{v_y^2}{2 * h}$$

$$a_y = \frac{(5,05m/s)^2}{2 * 0,2m}$$

$$a_y = 63,82 m/s^2$$

En base a la aceleración encontrada se calcula la fuerza generada en los neumáticos:

$$F_{eje} = 0,2 * m_{eje} * a_y$$

$$F_{eje} = 0,2 * 274,22kg * 63,82m/s^2$$

$$F_{eje} = 3499,97N$$

Resumen de las fuerzas que actúan en la suspensión.

Se obtiene como resultados una fuerza lateral **F<sub>L</sub> = 3000 N** y como fuerzas verticales: transferencia de masa lateral = 1933,54 N, transferencia de masa longitudinal = 2507.67 N, fuerza por obstáculo = 3499.97N obteniendo como resultado una fuerza vertical resultante **F<sub>R</sub> = 7491N**.

### C. Cargas que soportan los apoyos de la suspensión

Para determinar las fuerzas que se producen en los brazos de los sistemas de suspensión se utiliza el software SolidWorks, para esto se realiza un análisis estático en el modelo CAE donde se simula el caso más crítico posible, es decir el vehículo frenando en curva sobre un obstáculo donde tenemos una fuerza lateral F<sub>L</sub> = 3000 N y una fuerza vertical resultante F<sub>R</sub> = 7941 N.

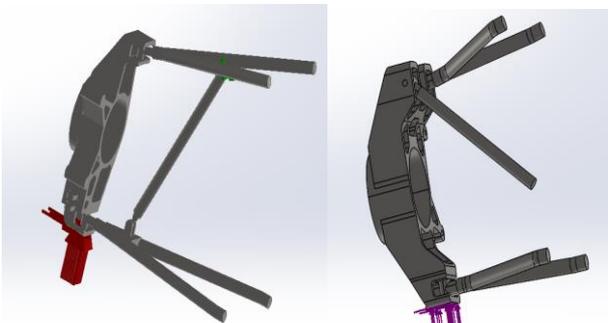


Fig.12 Análisis estático de las suspensiones Push-Rod y Pull-Rod en software SolidWorks.  
Fuente: Autores.

Para realizar el análisis estático en el software Solid Works de los sistemas de suspensión primero se selecciona el material de la tabla del programa “AISI 1018”, luego se

aplica los apoyos y fuerzas correspondientes en cada sistema de suspensión para que el programa ejecute el estudio.

Con el análisis estático aplicado se obtiene mediante la opción de fuerzas resultantes los valores correspondientes a cada brazo de suspensión, a su vez permite realizar una breve comprobación de fatiga del diseño, lo cual permite ver las zonas de riesgo a fracturarse en las suspensiones mencionadas. Los valores obtenidos de las fuerzas de cada brazo de suspensión permiten el análisis del comportamiento de los apoyos de suspensión.

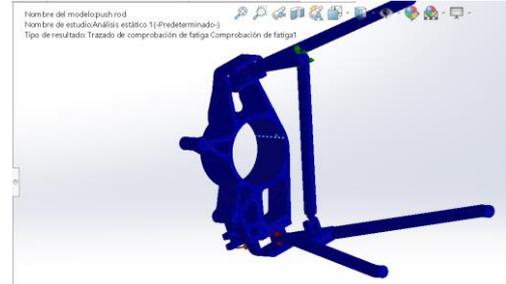


Fig. 13 Comprobación de fatiga suspensión Push-Rod.  
Fuente: Autores.

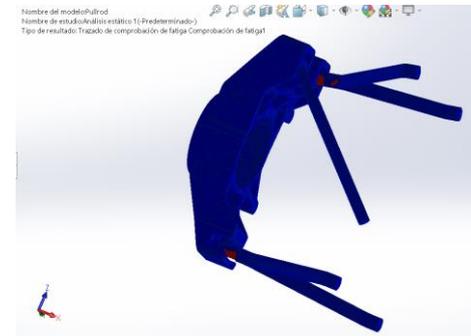


Fig. 14 Comprobación de fatiga suspensión Pull-Rod.  
Fuente: Autores.

En la “Tabla III” se describe la distribución de fuerzas correspondientes de los brazos de las suspensiones delantera y trasera.

TABLA III. DISTRIBUCION DE FUERZAS EN LA SUSPENSION PUSH ROD Y PULL ROD.  
FUENTE: AUTORES.

SUSPENSION PUSH-ROD.			
BRAZO SUPERIOR DERECHO	FX	-610	N
	FY	241	N
	FZ	-388	N
	FRESULTANTE	763	N
BRAZO SUPERIOR IZQUIERDO	FX	-819	N
	FY	-375	N

	FZ	-461	N
	FRESULTANTE	1.01	KN
<b>BRAZO INFERIOR DERECHO</b>	FX	1.43	KN
	FY	-491	N
	FZ	947	N
	FRESULTANTE	1.78	KN
<b>BRAZO INFERIOR IZQUIEDO</b>	FX	1.72	KN
	FY	653	N
	FZ	921	N
	FRESULTANTE	2.06	KN
<b>BARRA PUSH-ROD</b>	FX	-4.66	KN
	FY	-29.4	N
	FZ	-10.7	KN
	FRESULTANTE	11.7	KN
<b>SUSPENSION PULL-ROD</b>			
<b>BRAZO SUPERIOR DERECHO</b>	FX	-892	N
	FY	996	N
	FZ	-200	N
	FRESULTANTE	1.35	KN
<b>BRAZO SUPERIOR IZQUIERDO</b>	FX	-1.64	N
	FY	-101	N
	FZ	-272	N
	FRESULTANTE	290	N
<b>BRAZO INFERIOR DERECHO</b>	FX	288	N
	FY	-75.2	N

	FZ	-241	N
	FRESULTANTE	383	N
<b>BRAZO INFERIOR IZQUIEDO</b>	FX	-2.51	KN
	FY	-1.65	KN
	FZ	-288	N
	FRESULTANTE	3.02	KN
<b>BARRA PULL-ROD</b>	FX	2.22	KN
	FY	-53	N
	FZ	-1.96	KN
	FRESULTANTE	2.96	KN

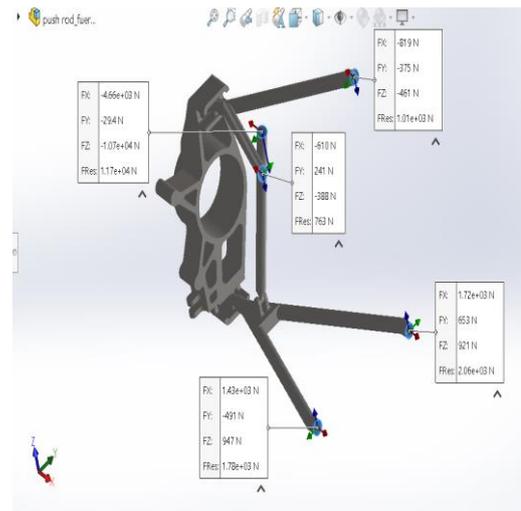


Fig.15 Distribución de fuerzas de la suspensión Push-Rod.  
Fuente: Autores.

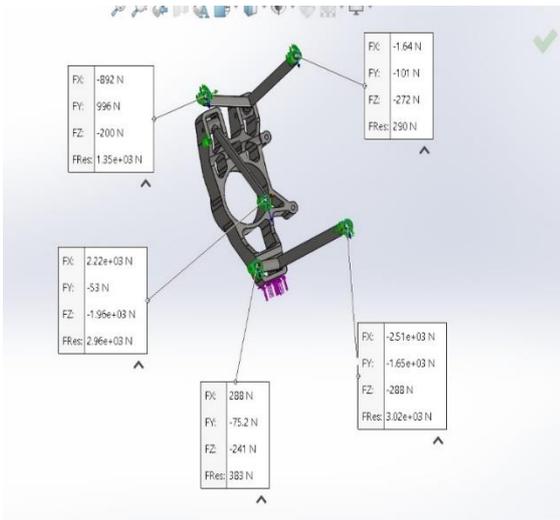


Fig.16 Distribución de fuerzas de la suspensión Pull-Rod.  
Fuente: Autores.

#### D. Esfuerzos que soportan los sistemas de suspensión.

De acuerdo con lo existente a la fecha del estudio, el material de los sistemas tendrá un diámetro de 19,05 mm que conformará los brazos de suspensión. La suspensión Push-Rod y Pull-Rod han sido analizadas en el software HyperMesh, se utiliza elementos 3D tipo *PSOLID*, con una malla uniforme en forma triangular.

##### 1) Cargas y restricciones

Para realizar la validación de la propuesta de la suspensión se colocaron las cargas y apoyos en los puntos mostrados en las “Fig. 17-18”.

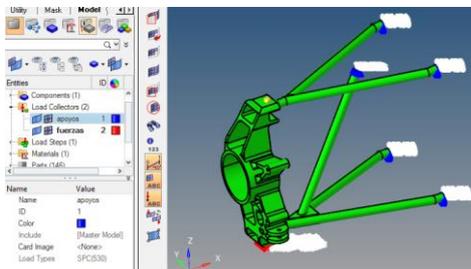


Fig.17 Fuerzas y apoyos, suspensión PUSH-ROD.  
Fuente: Autores.

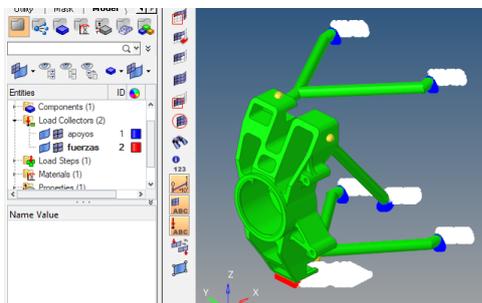


Fig.18 Fuerzas y apoyos, suspensión PULL-ROD.  
Fuente: Autores.

##### 2) Resultados de los esfuerzos de VonMises y desplazamiento

El esfuerzo de VonMises se utiliza para predecir el rendimiento de materiales bajo cargas complejas a partir de los resultados de las diferentes pruebas. El desplazamiento es

la flexión que se produce en la estructura debido a las cargas en que está sometida[12].

##### a) Caso de carga crítica

Se determina el valor de los esfuerzos y desplazamientos en el caso de carga más crítico antes mencionado donde se obtiene una fuerza lateral  $F_L = 3000\text{ N}$  y una fuerza vertical resultante  $F_R = 7941\text{ N}$ .

##### b) Caso de carga crítica en la suspensión Push-Rod.

Este análisis tiene un resultado de esfuerzo VonMises máximo de 270MPa como se observa en la “Fig. 19” y un desplazamiento de 0.25mm

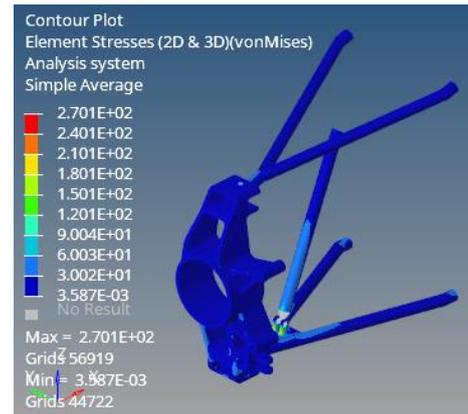


Fig. 19 Resultado suspensión Push-Rod.  
Fuente: Autores.

En donde el factor de seguridad es:

$$\eta_F = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (1)$$

$$\eta_F = \frac{370}{270}$$

$$\eta_F = 1.37$$

##### c) Caso de carga crítica en la suspensión Pull-Rod

En este caso se obtuvo un resultado de esfuerzo de VonMises máximo de 210,8MPa como se observa en la “Fig.20” y un desplazamiento de -0,64mm

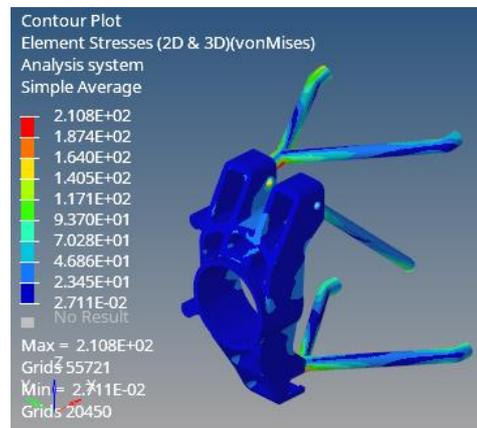


Fig. 20 Resultado de carga en curva.  
Fuente: Autores.

En donde el factor de seguridad es:

$$\eta_C = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\eta_c = \frac{370}{210,8}$$

$$\eta_c = 1,75$$

E. Esfuerzos que soportan los apoyos de los sistemas de suspensión.

a) Caso de carga crítica en los apoyos de la suspensión Push-Rod.

Para esto utilizamos las fuerzas encontradas por medio del análisis estático de fuerzas en el programa SolidWorks como se muestra en la “Fig. 21”.

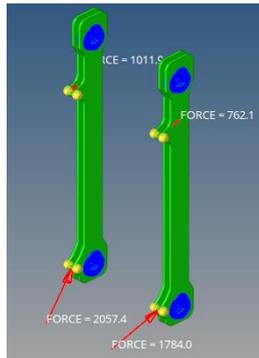


Fig. 21 Fuerzas en los apoyos de la suspensión delantera.  
Fuente: Autores.

En el presente caso de carga como resultado se obtuvo un esfuerzo de VonMises máximo de 65,79MPa como se observa en la “Fig. 22” y un desplazamiento de -0.1mm.

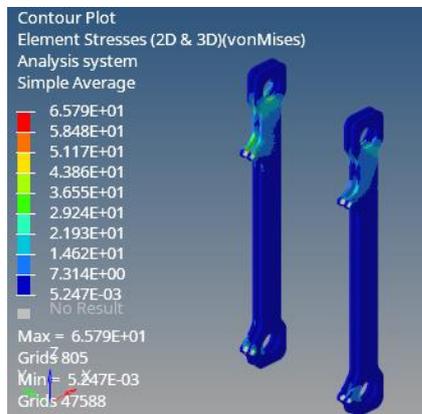


Fig. 22 Resultado apoyos suspensión delantera(Push-Rod).  
Fuente: Autores.

En donde el factor de seguridad es:

$$\eta_A = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\eta_A = \frac{370}{65,79}$$

$$\eta_A = 5,62$$

b) Caso de carga crítica en los apoyos de la suspensión Pull-Rod.

Para esto utilizamos las fuerzas encontradas por medio del análisis estático de fuerzas en el programa SolidWorks como se muestra en la “Fig. 23”.

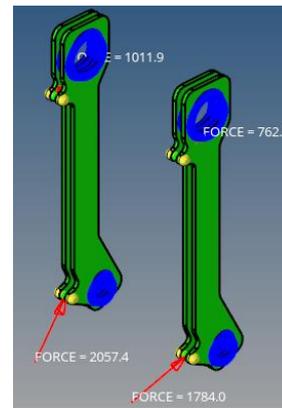


Fig. 23 Fuerzas en los apoyos de la suspensión trasera.  
Fuente: Autores.

Este análisis tiene un resultado de esfuerzo de VonMises máximo de 55,94MPa como se observa en la “Fig.24” y un desplazamiento de 0.0098mm



Fig. 24 Resultado caso de carga en freno.  
Fuente: Autores.

En donde el factor de seguridad es:

$$\eta_{Fr} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\eta_{Fr} = \frac{370}{55,94}$$

$$\eta_{Fr} = 6,61$$

c) Vida util a fatiga del sistema de suspension.

La fatiga en un material es ocasionada por tensiones cíclicas producidas en base a cargas que actúan sobre dicho material de una manera constante.

En este análisis se realizó un estudio a fatiga de la suspensión delantera y trasera mediante el software SolidWorks, el cual permite encontrar la vida útil de los sistemas en base a un análisis estático previamente realizado.

Para este estudio a fatiga se analiza en base a ciclos y carga invertida, esto permite obtener el número de ciclos y la parte del sistema a la cual fallará en base al análisis estático realizado. Se agregó un suceso de análisis de 10 millones de ciclos, debido a que este valor o superiores al mismo corresponden a la vida infinita de un material, también se aplica los datos de fatiga del material en base a la curva de Wöhler “S-N” que brinda al programa. La curva de Wöhler se basa en el ciclo de vida medio de la fatiga o en una probabilidad de fallo determinada en base a un entorno de cargas.[13]

Mediante este análisis se obtiene la vida a fatiga “ciclos” de los sistemas de suspensión obteniendo como resultado que en el sistema de suspensión delantera Push-Rod tendrá su primera falla en la parte de la rótula inferior del sistema, la cual presentará fallo a los 84.663 ciclos de funcionamiento.

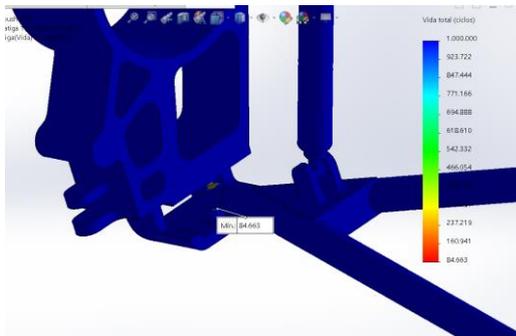


Fig. 25 Resultado vida útil a fatiga “ciclos” suspensión Push-Rod.  
Fuente: Autores.

En la suspensión trasera Pull-Rod se tuvo como resultado un análisis en el cual la rótula inferior falla a los 68.564 ciclos de funcionamiento.

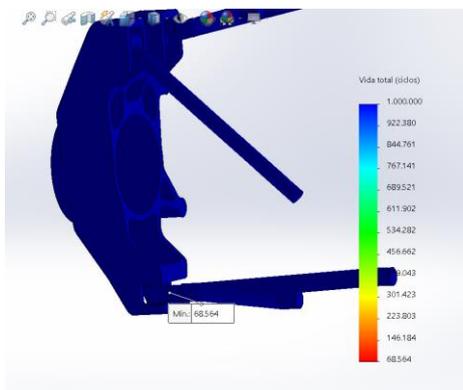


Fig. 26 Resultado vida útil a fatiga “ciclos” suspensión Pull-Rod.  
Fuente: Autores.

### III. RESULTADOS

- Realizando los cálculos en base a los principales casos estáticos y dinámicos se obtuvo una fuerza lateral  $FL = 3000N$  y fuerza vertical resultante  $FR = 7491N$ .
- Con los análisis planteados y aplicados en los sistemas de suspensión correspondientes se generó una propuesta adecuada en base al material y sección del tubo para el diseño de las mismas, el cual da un factor de seguridad de 1,37 en la suspensión delantera y 1.75 en la suspensión trasera, considerando que se tomaron en cuenta valores críticos elevados para así obtener mayor seguridad.
- Mediante el uso del software SolidWorks se obtuvo que la suspensión Push-Rod fallará en su rótula inferior a los 84.663 ciclos de funcionamiento y la suspensión Pull-Rod fallará también en su rótula inferior a los 68.564 ciclos de funcionamiento.

### IV. CONCLUSIONES

- El material y sección seleccionado para el diseño de los sistemas de suspensión resultó favorable para los análisis correspondientes, dando resultados óptimos para garantizar un funcionamiento adecuado brindando así estabilidad y confort al vehículo eléctrico biplaza.
- Los análisis de cargas planteados para los sistemas se basaron en situaciones críticas, esto nos permitió diseñar un sistema adecuado y correspondiente para el vehículo para una larga vida útil.
- El análisis de fatiga en los sistemas de suspensión se realizó en un funcionamiento crítico a la cual se encuentra el vehículo, por lo cual los valores de falla se darían cuando el vehículo solo este presente en esos aspectos y sea algo repetitivo, es decir el vehículo en condiciones normales no tendrá tanto daño en sus componentes de suspensión debido a que las cargas serán menores y se reduciría el daño a fatiga de los componentes de suspensión.
- En las simulaciones, se determinó que las zonas donde se encuentran los máximos esfuerzos es en la rotulas que une la mangueta con el brazo inferior de los sistemas, que son elementos críticos dentro del sistema.
- Los sistemas de suspensión tipo Push-Rod y Pull-Rod son los más adecuados para usarse en suspensiones de vehículos biplaza, ya que tienen un menor peso y una mejor aerodinámica.

### V. REFERENCIAS

- [1] artucode, «Aprendizaje: Push rod y pull rod», *Ingeniero de sofá*, abr. 10, 2016. <https://ingenierodesofa.wordpress.com/2016/04/10/aprendizaje-push-rod-y-pull-rod/> (accedido abr. 16, 2021).
- [2] «Suspensión “push rod” y frenos carbono cerámicos», *Autolimite*. <https://www.autolimite.com/mas-info/suspension-push-rod-y-frenos-carbono-ceramicos> (accedido abr. 16, 2021).
- [3] C. A. Caraguay Correa y S. J. Caraguay Correa, «Diseño y construcción del sistema de suspensión de un vehículo monoplace para la competencia Formula Student», feb. 2015, Accedido: abr. 16, 2021. [En línea]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/8929>
- [4] J. C. Arellano Villares y E. F. Taday Yupanqui, «Diseño y construcción de un sistema de suspensión para un vehículo tipo fórmula para la Escuela de Ingeniería Automotriz.», ago. 2016, Accedido: abr. 16, 2021. [En línea]. Disponible en: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/6192>
- [5] G. García y M. Alejandro, «Diseño y construcción del sistema de suspensión para un vehículo tipo fórmula Student», ene. 2012, Accedido: abr. 16, 2021. [En

- línea]. Disponible en:  
<http://repositorio.espe.edu.ec/jspui/handle/21000/5101>  
 [6] «PFC\_carlos\_pulido\_laparra\_2014.pdf». Accedido: abr. 16, 2021. [En línea]. Disponible en: [https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22605/PFC\\_carlos\\_pulido\\_laparra\\_2014.pdf](https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22605/PFC_carlos_pulido_laparra_2014.pdf)
- [7] J. L. Auquilla Ocampo y C. R. Torres Romero, «Diseño del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza eléctrico Fórmula SAE», may 2016, Accedido: abr. 16, 2021. [En línea]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/12131>
- [8] J. Peña E. y C. Polanco P., «Ensayo de fatiga en flexión rotativa del acero aisi-sae 1018 por el método esfuerzo-vida», sep. 2011, Accedido: jul. 19, 2021. [En línea]. Disponible en: <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/17102>
- [9] L. Montaleza y A. Encalada, «Determinación geométrica del sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza». 2021.
- [10] R. Paguay Alvarado, «Análisis del comportamiento a fatiga en flexión rotativa de un acero aisi sae 1018 en ambientes corrosivos», dic. 2011, Accedido: ago. 03, 2021. [En línea]. Disponible en: <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/19139>
- [11] A. Narvaez y P. Cuesta, «Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional». 2021.
- [12] E. J. Carpio Iñiguez y A. M. Chalco Orellana, «Factibilidad Técnica y Económica para la producción de Barras de Tiro en Ecuador», 2019, Accedido: mar. 10, 2021. [En línea]. Disponible en: <http://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/9610>
- [13] «Curva del ciclo de vida fatiga (S-N) - 2016 - Ayuda de SOLIDWORKS». [http://help.solidworks.com/2016/spanish/SolidWorks/cworks/c\\_sn\\_curve.htm](http://help.solidworks.com/2016/spanish/SolidWorks/cworks/c_sn_curve.htm) (accedido jul. 30, 2021).