



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO AUTOMOTRIZ**

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL TREN DELANTERO PARA UN VEHÍCULO
MONOPLAZA TIPO BUGGY**

AUTORES:

**FUERTES CÁRDENAS ABIMAELE ALEJANDRO
MOLINA GARCÍA JOAO NICOLÁS**

DIRECTOR: ING. ARROYO TERÁN EDWIN SALOMÓN, MSc.

IBARRA, NOVIEMBRE 2023

CERTIFICADO

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de grado, previo a la obtención del título de Ingeniero Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

CERTIFICO:

Que una vez analizado el plan de grado cuyo tema es **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL TREN DELANTERO PARA UN VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO BUGGY”**, presentado por los señores: **Fuertes Cárdenas Abimael Alejandro**, con número de cédula **100372046-1**, y **Molina García Joao Nicolás** con número de cédula **172294890-6**, doy fe que dicho trabajo tiene los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 28 días del mes de noviembre del 2023

Atentamente,



Ing. Arroyo Terán Edwin Salomón, MSc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE GRADO.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN

A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1003720461		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Fuertes Cárdenas Abimael Alejandro		
DIRECCIÓN:	Calle Nazacota Puento y Los Arupos, Conjunto el Arca I. Ibarra, Imbabura.		
EMAIL:	aafuertesc@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	062511794	TELÉFONO MÓVIL:	0987569573
DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1722948906		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Molina García Joao Nicolás		
DIRECCIÓN:	Dr. Cristóbal Tobar Subia, El Olivo. Ibarra, Imbabura		
EMAIL:	jnmolinag@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	S/N	TELÉFONO MÓVIL:	0987997280
DATOS DE LA OBRA			
TÍTULO:	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL TREN DELANTERO PARA UN VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO BUGGY		
AUTORES:	Fuertes Cárdenas Abimael Alejandro, Molina García Joao Nicolás		

FECHA: DD/MM/AAAA	28/11/2023		
PROGRAMA:	PREGRADO	X	POSGRADO
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERO AUTOMOTRIZ		
DIRECTOR:	Ing. Arroyo Terán Edwin Salomón, MSc.		

CONSTANCIAS

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 28 días del mes de noviembre de 2023

AUTORES:



Fuertes Cárdenas Abimael Alejandro
1003720461



Molina García Joao Nicolás
1722948906

DEDICATORIA

A mi madre, Doris Cárdenas, que en su valentía encontré mi fortaleza, en su lucha descubrí mi camino. Gracias por guiarme por el camino del bien, por enseñarme a nunca rendirme ante la vida. Siempre a mi lado, ha sido mi faro, cuidándome con amor y transmitiéndome los mejores valores. Soy quien soy gracias a usted.

A mi padre, Ramiro Fuertes, por todo el sacrificio que ha hecho por mí. Su esfuerzo ha construido el camino para culminar esta meta.

A mi abuelita, Laura Cuamacás, que es mi segunda madre, la guardiana amorosa que siempre ha velado por mi bienestar. Sus consejos llenos de bondad y amabilidad me han sido de mucha ayuda. Porque con cada gesto, ha hecho mi vida más hermosa.

A mi hermano, Lucas Julián, mi tía María Teresa, mis primos, Samantha y Kevin y mi tío Fernando, quiénes agradezco profundamente el apoyo incondicional que me han brindado. Cada risa compartida, cada momento especial, han construido recuerdos inolvidables.

A mis dos gatitos, Kika y Bebé, mis fieles compañeros durante las noches de desvelo, que nada más bastaba verlos durmiendo en mi cama, me hacía sentirme feliz en los días más tristes.

Abimael Alejandro Fuertes Cárdenas

DEDICATORIA

A Dios, por haberme bendecido todos los días hasta culminar esta etapa importante en mi vida, por ser mi único amigo y jamás haberme dejado solo.

A la persona más importante del mundo, mi madre, Marina Patricia García Cedeño, quien desde el cielo me cuida y me protege. Sé que hoy su corazón se llena de felicidad al verme alcanzar una meta más.

A mi padre Edgar Molina, por todo el esfuerzo que ha realizado durante este tiempo, a mi hermana Gretty, mis tías Verónica y Patricia, y a mi abuelita Elvia, quiénes me han apoyado en el transcurso de este camino, con su aliento y sus oraciones.

A mi abuelito Carlos Molina, quien siempre ha estado pendiente de mí y a quien le debo todo lo que soy, gracias a sus consejos y regaños que han formado mi carácter y me han llevado a estar donde estoy.

A Sol Aguirre, quien ha sido mi mejor compañía y mi apoyo incondicional durante este viaje, compartiendo buenos y malos momentos, siempre presente con una hermosa sonrisa.

Joao Nicolás Molina García

AGRADECIMIENTO

A mi tutor de tesis, MSc. Edwin Arroyo, le agradezco por su guía constante y orientación diaria que fueron fundamentales para completar con éxitos este trabajo de titulación.

A mi asesor, MSc. Jorge Melo, que, a través de las lecciones y la experiencia proporcionada, he tenido la oportunidad de perfeccionar mis conocimientos académicos y culminar con el proyecto.

A la Universidad Técnica del Norte, la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas, la carrera de Ingeniería Automotriz y cada uno de sus docentes que me impartieron todos los conocimientos necesarios para convertirme en un verdadero profesional.

A mi familia, familiares y amigos, quienes han estado a mi lado brindándome toda su motivación y apoyo en cada momento a lo largo de todos estos años.

A las personas que me acompañaron en mi camino, expreso gratitud, aunque ya no estén presentes, dejaron en mí valiosas enseñanzas que atesoro.

Abimael Alejandro Fuertes Cárdenas

AGRADECIMIENTO

A Dios, por la fortaleza que me ha dado cada día y por nunca haberme abandonado a lo largo de este camino a pesar de todas las adversidades.

A la vida, por darme la oportunidad de estudiar en la ciudad de Ibarra que me acogió desde el primer día y ha puesto en mi camino a personas valiosas que siempre tendré en mi corazón.

A mi tutor de Tesis, MSc. Edwin Arroyo, que con sus conocimientos ha sembrado en nosotros las ganas de seguir investigando acerca de temas relacionados con el proyecto de tesis y por orientarnos día a día, hasta culminar esta etapa.

A los Ingenieros que se destacan en su campo, demostrando su compromiso al impartir las materias de esta fascinante carrera. Quienes más que docentes, han cultivado una relación de amistad y confianza.

A los maestros del Taller TractoMack, quienes no solo me han brindado la oportunidad de seguir aprendiendo, sino que también me han compartido sus conocimientos adquiridos a través de los años.

Joao Nicolás Molina García

ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN	I
ABSTRACT.....	II
INTRODUCCIÓN	III
CAPÍTULO I	1
1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.3. OBJETIVOS.....	3
1.3.1. OBJETIVO GENERAL.....	3
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.4. JUSTIFICACIÓN.....	3
1.5. ALCANCE.....	4
1.6. VEHÍCULO TIPO BUGGY	5
1.6.1. Clasificación de los vehículos tipo buggy	5
1.7. SISTEMA DE SUSPENSIÓN	6
1.7.1. Tipos de suspensiones para vehículos tipo buggy	7
1.7.2. Elementos estructurales de la suspensión	9
1.7.3. Frecuencia de la Suspensión	10
1.7.4. Centro de Balanceo	11
1.7.5. Centro de Gravedad	11
1.8. SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	12
1.8.1. Dirección de Piñón y Cremallera.....	12

1.8.2.	Ángulo Máximo de Giro de las Ruedas (Ackerman).....	12
1.8.3.	Ángulos Fundamentales de Alineación de Suspensión	13
1.9.	SISTEMA DE FRENOS	17
1.9.1.	Frenos Utilizados en los Vehículos Buggies	17
CAPÍTULO II.....		18
2.	MATERIALES Y MÉTODOS.....	18
2.1.	INTRODUCCIÓN	18
2.2.	DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	19
2.2.1.	Criterios Generales de Diseño	20
2.2.2.	Transferencia de Masas.....	20
2.2.3.	Obstáculo en Pista.....	27
2.2.4.	Momento Torsional de Frenado del Neumático	29
2.2.5.	Modelado Cinemático en el Software Lotus.....	30
2.2.6.	Modelado Dinámico.....	35
2.2.7.	Elección del Conjunto Resorte y Amortiguador	36
2.2.8.	Diseño y Representación Tridimensional del Tren Delantero en el Software SolidWorks	39
2.2.9.	Simulaciones de los Elementos del Sistema de Suspensión en SolidWorks	42
2.3.	SELECCIÓN DE LAS AUTOPARTES PARA EL TREN DELANTERO	44
2.3.1.	Punta de eje	44
2.3.2.	Manzana	45
2.3.3.	Disco de freno	46
2.3.4.	Mordaza	47
2.3.5.	Rótulas	48
2.3.6.	Amortiguadores.....	49

2.3.7.	Caja de dirección.....	50
2.3.8.	Neumáticos y aros.....	51
2.4.	CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DEL TREN DELANTERO	52
2.4.1.	Construcción y ensamblaje de los elementos de suspensión.	53
2.4.2.	Ensamblaje y adaptación de los elementos de dirección	57
2.4.3.	Ensamblaje y adaptación de los elementos de frenado.....	60
2.5.	PARÁMETROS PARA PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO BUGGY.....	64
2.5.1.	Prueba de Aceleración	65
2.5.2.	Prueba de Frenado.....	65
2.5.3.	Pruebas de Maniobrabilidad	65
CAPÍTULO III.....		69
3.	ANÁLISIS Y RESULTADOS	69
3.1.	SISTEMA DE SUSPENSIÓN	69
3.1.1.	Análisis Cinemático.....	69
3.1.2.	Comportamiento de la Geometría de la Suspensión Delantera	70
3.2.	ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN.....	75
3.3.	ELEMENTOS FABRICADOS Y ENSAMBLADOS.....	78
3.3.1.	Conjunto de Suspensión.....	78
3.3.2.	Conjunto de Dirección	81
3.3.3.	Conjunto de Frenos	81
3.4.	RESUMEN DE COSTOS	83
3.5.	RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	86
3.5.1.	Velocidad Máxima.....	86
3.5.2.	Resultados de la Prueba de Aceleración	88

3.5.3. Resultados de la Prueba de Frenado	89
3.5.4. Resultados de las Pruebas de Maniobrabilidad.....	90
CAPÍTULO IV.....	94
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	94
4.1. CONCLUSIONES	94
4.2. RECOMENDACIONES	97
BIBLIOGRAFÍA	99
ANEXOS	103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Criterios Generales para el Sistema de Suspensión	20
Tabla 2.2 Análisis de Carga Sobre Cada Rueda	36
Tabla 2.3 Cargas Mayores Sometidas para la Simulación.....	42
Tabla 2.4 Propiedades Mecánicas ASTM A500 Grado C	43
Tabla 2.5 Propiedades Mecánicas ASTM A36.....	43
Tabla 2.6 Especificaciones Técnicas de la Manzana	46
Tabla 2.7 Especificaciones Técnicas Disco de Freno	47
Tabla 2.8 Especificaciones Técnicas Amortiguador.....	50
Tabla 3.1 Comportamiento de la Geometría de la Suspensión Delantera	75
Tabla 3.2 Esfuerzo Máximo, Deformación Máxima y Factor de Seguridad del Conjunto de Suspensión	77
Tabla 3.3 Costos de Materiales	83
Tabla 3.4 Costos de Mano de Obra.....	84
Tabla 3.5 Costos de Piezas Adquiridas	85
Tabla 3.6 Valor Total de Construcción del Tren Delantero.....	86

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Acción del sistema de suspensión delantera independiente	7
Figura 1.2 Suspensión de paralelogramo deformable.....	9
Figura 1.3 Geometría de Ackerman.....	13
Figura 1.4 Ángulo de avance	14
Figura 1.5 Tipos del ángulo de caída.....	15
Figura 1.6 Representación del ángulo de salida	16
Figura 2.1 Secuencia de Trabajo.....	19
Figura 2.2 Obstáculo en pista	27
Figura 2.3 Designación del tipo de suspensión y dirección.....	31
Figura 2.4 Parámetros de la suspensión.....	32
Figura 2.5 Parámetros para los neumáticos	33
Figura 2.6 Coordenadas del sistema de suspensión delantera	34
Figura 2.7 Suspensión delantera modelada en el Lotus Suspension Analysis	35
Figura 2.8 Mesa Superior.....	39
Figura 2.9 Mesa Inferior	40
Figura 2.10 Mangueta.....	41
Figura 2.11 Ensamblaje Final	41
Figura 2.12 Simulación del Sistema de Suspensión en SolidWorks	44
Figura 2.13 Punta de Eje de un Chevrolet Aveo.....	45
Figura 2.14 Disco de Freno Trasero Yamaha 250 XT.....	46
Figura 2.15 Mordaza de motocicleta Pit Bike	48
Figura 2.16 Rótula	49

Figura 2.17 Amortiguador Motocicleta Pulsar 135	49
Figura 2.18 Caja Dirección Chevrolet Corsa.....	51
Figura 2.19 Neumático y Aro Rin 13	51
Figura 2.20 Molde de la platina y tubo doblado.....	53
Figura 2.21 Tubos doblados de la mesa de suspensión superior	54
Figura 2.22 Matriz para soldar la mesa de suspensión superior	54
Figura 2.23 Caucho con tubo interno para los bujes de las mesas de suspensión	55
Figura 2.24 Diseño de las maguetas listas para realizar el corte con plasma	56
Figura 2.25 Diseño de los brazos de dirección y alza con orificio cónico	56
Figura 2.26 Diseño de las placas para las rótulas inferiores y “orejas” listas para cortar con plasma	57
Figura 2.27 Anclaje de la caja de dirección.....	58
Figura 2.28 Muñón de la columna de dirección del Kia Picanto.....	59
Figura 2.29 Sistema de rodamientos para la columna de dirección.....	59
Figura 2.30 Volante anclado a la placa base.....	60
Figura 2.31 Disco de freno adaptada a la manzana	61
Figura 2.32 Ensamblaje de la punta de eje y la manzana del Chevrolet Aveo.....	61
Figura 2.33 Construcción molde de la placa de sujeción	62
Figura 2.34 Fijación de la base para la mordaza de freno	63
Figura 2.35 Mangueras de freno	64
Figura 2.36 Pista para la prueba Skid Pad	66
Figura 2.37 Primera etapa de la pista de obstáculos	67
Figura 2.38 Pista de Obstáculos.....	68

Figura 3.1	Suspensión Delantera Diseñada en Lotus	69
Figura 3.2	Ángulo de Avance (Caster)	70
Figura 3.3	Ángulo de Caída	71
Figura 3.4	Ángulo de Salida	72
Figura 3.5	Ángulo Toe	73
Figura 3.6	Relación de Desplazamiento del Amortiguador	74
Figura 3.7	Simulación del Esfuerzo Máximo del Conjunto de Suspensión	76
Figura 3.8	Simulación de la Deformación Máxima	77
Figura 3.9	Mesas de suspensión inferior	78
Figura 3.10	Mesas de suspensión superiores e inferiores	79
Figura 3.11	Buje para las mesas de suspensión	79
Figura 3.12	Mangueta Ensamblada	80
Figura 3.13	Ensamblaje del amortiguador como elemento de suspensión	80
Figura 3.14	Sistema de dirección ensamblado	81
Figura 3.15	Mordazas de freno ensambladas con las placas de sujeción modificadas	82
Figura 3.16	Mordaza de freno ensamblada	82
Figura 3.17	Pedal con la bomba de freno	83
Figura 3.18	Vehículo listo para realizar la prueba de aceleración	87
Figura 3.19	Velocidad registrada durante la prueba	87
Figura 3.20	Vehículo listo para la Prueba	88
Figura 3.21	Intento número 1 de la Prueba de Frenado	89
Figura 3.22	Intento número 2 de la Prueba de Frenado	90
Figura 3.23	Primer Intento de la Prueba de Slalom	91

Figura 3.24 Vehículo realizando la prueba Skid Pad.....	92
Figura 3.25 Piloto recorriendo la pista de obstáculos.....	93

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación [2.1] Movimiento Uniformemente Acelerado.....	22
Ecuación [2.2] Transferencia de Masa.....	22
Ecuación [2.3] Distancia de Frenado	23
Ecuación [2.4] Movimiento Rectilíneo Uniformemente Acelerado	24
Ecuación [2.5] Transferencia de Masa Durante el Frenado.....	24
Ecuación [2.6] Aceleración Normal.....	25
Ecuación [2.7] Aceleración Vertical.....	27
Ecuación [2.8] Tangente de las Velocidades	28
Ecuación [2.9] Fuerza en los Neumáticos.....	29
Ecuación [2.10] Momento Torsional de Frenado	29
Ecuación [2.11] Rigidez.....	37
Ecuación [2.12] Rigidez de la Rueda.....	38

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO I	103
A I 1 Mangueta Diseñada en el Software	103
A I 2 Conjunto del Tren Delantero Ensamblado en el Bastidor	103
A I 3 Diseño de la Mesa Inferior	104
A I 4 Diseño de la Mesa Superior.....	104
A I 5 Análisis de la Suspensión en Lotus	105
ANEXO II	105
A II 1 Molde para la Mesa Inferior	105
A II 2 Mangueta Fabricada por Corte CNC	106
A II 3 Mesa, Mangueta, Manzana y Disco de freno Ensamblados	106
A II 4 Parte Delantera con sus Respetivos Componentes.....	107
A II 5 Pedalera Acoplada	107
ANEXO III	108
A III 1 Fase de Preparación para las Pruebas.....	108
A III 2 Prueba de Maniobrabilidad Slalom	108
A III 3 Prueba de Maniobrabilidad SkidPad	109
A III 4 Prueba de Maniobrabilidad Pista de Obstáculos	109
ANEXO IV	110

RESUMEN

El propósito principal de este trabajo consistió en diseñar y construir el tren delantero para un vehículo monoplaza tipo buggy. Este proceso involucró la modelación y análisis del sistema de suspensión y dirección frontal, utilizando materiales y componentes disponibles en el mercado local. También, se llevó a cabo el ensamblaje integral del conjunto del tren delantero, permitiendo llevar a cabo pruebas de funcionamiento como de velocidad máxima, frenado y maniobrabilidad. Para la simulación, se empleó SolidWorks, mientras que para el análisis de la suspensión se recurrió al Lotus Suspension Analysis. Tras completar las fases preliminares, se calculó los ángulos de geometría direccional, así como las cargas máximas a las que estuvo expuesto todo el conjunto. Se identificó un límite elástico de 308,47 MPa, acompañado de un desplazamiento máximo de 1,046 mm. El factor de seguridad resultó ser superior a 1, brindando confianza y seguridad a todo el diseño concebido. Esto se atribuye al uso de aceros ASTM A500 y ASTM A36, seleccionados por su disponibilidad en el entorno. Además, la prueba del vehículo arrojó resultados favorables, alcanzando una velocidad máxima de 35,24 km/h y cubriendo una distancia de 30,48 m en un promedio de 6,6 s durante la aceleración, dando como resultado, la idoneidad del diseño, especialmente en lo que respecta a la maniobrabilidad y la eficiencia de la suspensión.

ABSTRACT

The main purpose of this work was to design and build the front axle for a single-seater buggy type vehicle. This process involved the modeling and analysis of the front suspension and steering system, using materials and components available in the local market. Also, the integral assembly of the front axle assembly was carried out, allowing performance tests such as maximum speed, braking and maneuverability. SolidWorks was used for the simulation, while Lotus Suspension Analysis was used for the suspension analysis. After completing the preliminary phases, the directional geometry angles were calculated, as well as the maximum loads to which the entire assembly was exposed. A yield strength of 308,47 MPa was identified, accompanied by a maximum displacement of 1,046 mm. The safety factor was found to be greater than 1, providing confidence and safety to the entire design. This is attributed to the use of ASTM A500 and ASTM A36 steels, selected for their availability in the environment. In addition, the vehicle test yielded favorable results, reaching a top speed of 35,24 km/h and covering a distance of 30,48 m in an average of 6,6s during acceleration, resulting in the suitability of the design, especially in terms of maneuverability and suspension efficiency.

INTRODUCCIÓN

En nuestro medio, la construcción de vehículos tipo buggy no tiene gran acogida debido a la falta de información. Además, para la fabricación del tren delantero se debe realizar una meticulosa elección del material y de los componentes que serán utilizados. Estos no solo deben resistir a las cargas y esfuerzos, si no también, deben ayudar a maximizar el desempeño del vehículo. Las herramientas computacionales facilitan las condiciones de simulación de los diferentes sistemas, asegurando altos estándares de calidad y durabilidad.

El trabajo conjunto de la suspensión y la dirección asegura la adherencia del vehículo al camino, permitiendo un buen comportamiento del vehículo mientras se conduce (Domínguez Soriano & Ferrer, 2011, p. 173).

Finalmente, se presentan conclusiones claras y concisas que analizan los procesos de diseño y construcción implementados en el presente trabajo.

CAPÍTULO I

1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1.1. ANTECEDENTES

Los vehículos monoplazas tipo Autocross llegaron a América en los años 80's estos fueron trasladados desde Francia, los monoplazas son manufacturados por medio de perfiles tubulares que tienen el objetivo de participar en las competencias denominadas Car Cross, los monoplazas cuentan con una excelente relación entre su rigidez torsional y su peso ya que cuenta con una estructura tubular que les permite tener un funcionamiento óptimo durante una competencia (Alvarado Ramón & Montalván Robles, 2019).

Según Juberías Fernández (2011), nos dice que tener una suspensión adecuada es muy importante tanto para la comodidad de los pasajeros y del piloto como para no dañar la carga en vehículos de transporte. Pero tiene otra finalidad que es la de mantener las ruedas pegadas al suelo a pesar de las irregularidades de la calzada, de ello dependen el control y la estabilidad del vehículo. Las principales fuentes de vibraciones son las irregularidades del terreno, las propias del vehículo (motor, caja de cambios y transmisión) y las aerodinámicas del flujo de aire que circula alrededor del vehículo.

De acuerdo con Ferigra & Enríquez (2012), las suspensiones son cadenas cinemáticas que unen las masas suspendidas con las no suspendidas con finalidades determinadas. Como definición, las masas suspendidas son todas aquellas partes del vehículo que se encuentran soportadas por los 5 elementos elásticos y que no están en contacto con el piso, por ejemplo, el

motor, chasis, carrocería, más todos los elementos que esta los contiene; y las masas no suspendidas serían todos los elementos que están en contacto con el piso o que están relacionados a ellos.

Un vehículo Baja SAE utilizará frenos de disco en lugar de frenos de tambor. La temperatura puede convertirse en un problema en la competición, ya que el frenado repetitivo se producirá navegando alrededor y sobre los obstáculos. Los frenos de disco también son mucho más fáciles de montar y mantener, los ajustes de los frenos de disco se producen automáticamente en los sistemas hidráulicos. Además, en el caso de los frenos de disco, la relación entre el par de frenado y el coeficiente de fricción de las pastillas es lineal, lo que aumenta la capacidad de ajustarse específicamente al par de frenado requerido (Burgess et al., 2015).

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En nuestro país la fabricación de vehículos monoplaza tipo Buggy no ha tenido un buen desarrollo debido a la falta de información en cuanto al diseño y construcción, tomando en cuenta aspectos importantes como seguridad, manejabilidad, funcionamiento y relación peso-potencia. Además, en Ecuador no existe una normativa que determine las características específicas de este tipo vehículos, restringiendo el impulso e innovación de estos. El diseño del tren delantero estará enfocado en el desempeño del vehículo monoplaza tomando en cuenta el bajo costo de construcción, pero con altos estándares de calidad y durabilidad.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y construir el tren delantero para un vehículo monoplaza tipo Buggy.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar el sistema de suspensión y dirección delantera para un vehículo monoplaza tipo Buggy usando software computacional.
- Construir los elementos del sistema de suspensión, dirección y frenos usando materiales y partes disponibles en el mercado local.
- Ensamblar los componentes del tren delantero en el bastidor de un vehículo monoplaza tipo Buggy.
- Realizar pruebas de funcionamiento de los componentes del tren delantero del vehículo tipo Buggy.

1.4. JUSTIFICACIÓN

Iniciando este proyecto, se considera que la creación de un tren delantero para un vehículo monoplaza tipo Buggy sea de forma optimizada y eficaz. Por lo cual, el uso de nuestros conocimientos en la manipulación de herramientas e investigación ayudará de una forma progresiva para completar todos los objetivos establecidos.

Con respecto al plan de oportunidades 2021-2025, el proyecto tiene una justificación industrial, de innovación e infraestructura, orientado al objetivo Nro. 16 del eje 5, el cual nos habla

acerca de “Apoyar el desarrollo de tecnologías, la investigación y la innovación nacionales en los países en desarrollo, incluso garantizando un entorno normativo propicio a la diversificación industrial y la adición de valor a los productos básicos, entre otras cosas” (Secretaría Nacional de Planificación, 2021). Este indica varias premisas que aportan a nuestro proyecto y lo hacen eficaz al momento de realizarlo. Además, haciendo énfasis en reducir costos de fabricación y de fácil utilización, se usa complementos de hardware y software para la creación de prototipos de control rápido a un sistema de suspensión neumática basada en el diseño de un modelo matemático del mismo, adaptando un controlador adecuado con validación experimental (Berisch et al., 2012).

La fabricación del vehículo monoplaza tipo Buggy en nuestro país aporta en la innovación de nuevas técnicas de fabricación de bajo costo basándose en componentes comerciales que se encuentren al alcance de todas las personas interesadas en este mundo motor.

1.5. ALCANCE

El alcance de este proyecto consiste en el diseño y construcción del tren delantero de un vehículo monoplaza tipo Buggy, que a futuro permita desarrollar competencias interuniversitarias que destaquen el proceso de diseño y construcción junto con el desarrollo de pruebas de funcionamiento de acuerdo con los equipos y espacios disponibles en la Universidad Técnica del Norte. Además, al realizar el montaje y acople de todos sus elementos al bastidor de un vehículo monoplaza tipo Buggy se buscará que este pueda ser útil y funcional, tomando en cuenta que su construcción y reparación no sea costosa y sus repuestos sean accesibles.

1.6. VEHÍCULO TIPO BUGGY

En los Estados Unidos de América, durante la década de 1950, comenzaron a aparecer los primeros ejemplos de un vehículo de cuatro ruedas y bajo peso, provisto de un asiento para el conductor y destinado a transitar por terrenos irregulares y fuera de la carretera. Este vehículo, denominado buggy, se caracteriza por su singularidad y peculiaridad en cuanto a su diseño. Sin embargo, la estructura de la cabina del buggy se mantiene similar en todas sus versiones (ProDrive, 2023).

En la actualidad, el mercado de los buggies se encuentra en constante crecimiento y compite directamente con otros vehículos off-road, como los cuadrones y las motos de campo. La popularidad de los buggies se debe en gran parte a que ofrecen una experiencia de manejo más accesible y similar a la de los vehículos todo terreno convencional (Pauta Morocho & Villacís Avilés, 2012, p. 4).

1.6.1. Clasificación de los vehículos tipo buggy

Los buggies se clasifican en diferentes categorías según el tipo de chasis utilizado, tomando en consideración diversos factores como el número de pasajeros, el tipo de terreno donde se va a conducir y su aplicación. Algunos de los tipos de buggies son: monoplaza, biplaza y car cross (Pauta Morocho & Villacís Avilés, 2012, p. 5).

1.6.1.1. Monoplaza

Este buggy monoplaza es un vehículo diseñado para su uso en actividades turísticas o de competición en terrenos que presentan grandes dificultades técnicas. Este tipo de vehículo cuenta con espacio únicamente para una persona, y se fabrica con una estructura tubular para proporcionar

una mayor seguridad y una alta relación peso-rigidez. Las dimensiones del buggy pueden variar dependiendo del uso que se le vaya a dar, aunque por lo general son más pequeñas, lo que resulta en un vehículo liviano y seguro para una conducción agresiva y cómoda (Pauta Morocho & Villacís Avilés, 2012, p. 5).

1.6.1.2. Biplaza

Los buggies de dos plazas están diseñados con una estructura tubular que ofrece seguridad y rigidez para circular por terrenos complicados. Estos vehículos requieren mayor potencia en los motores debido a su peso adicional por la capacidad de dos personas (Pauta Morocho & Villacís Avilés, 2012, p. 6).

1.6.1.3. Car Cross

Construido en estructura tubular y diseñado exclusivamente para las competiciones. Propulsados por motores de motocicletas de baja cilindrada, los buggies monoplaza ofrecen una aceleración rápida y buena maniobrabilidad en curvas. Debido a su diseño, la altura del vehículo al suelo es baja y el espacio interior es reducido, por lo que solo puede transportar a una persona (Pauta Morocho & Villacís Avilés, 2012, p. 6).

1.7. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

La necesidad de que los vehículos funcionen de manera óptima en terrenos variados implica la presencia de un sistema de seguridad activa y comodidad que pueda absorber de forma flexible las irregularidades del camino. El sistema de suspensión satisface esta necesidad, garantizando el contacto de las ruedas con la superficie y absorbiendo las fuerzas transversales, longitudinales y verticales de la carrocería. Por consiguiente, el trabajo conjunto de la suspensión

y la dirección asegura la adherencia del vehículo al camino, permitiendo un buen comportamiento del vehículo mientras se conduce (Domínguez Soriano & Ferrer, 2011, p. 173).

1.7.1. Tipos de suspensiones para vehículos tipo buggy

Existen diferentes tipos de sistemas de suspensión, todos con la misión de absorber las irregularidades del terreno por el que se desplaza el vehículo y mejorar su estabilidad y comodidad. En esta ocasión, nos enfocaremos en el tipo de suspensión independiente, ya que es el más ampliamente utilizado en la actualidad tanto en vehículos comerciales como en el diseño de prototipos.

1.7.1.1. Suspensión Independiente

Este sistema de suspensión independiente se destaca de los otros por tener un montaje elástico que no se encuentra conectado a las demás ruedas. Gracias a ello, el movimiento de una rueda no se transmite a las demás, lo que disminuye el impacto en la carrocería. La principal ventaja de este tipo de suspensión es su menor peso no suspendido en comparación con otros tipos de suspensión, lo que conlleva una mayor estabilidad (Erreyes, 2022).

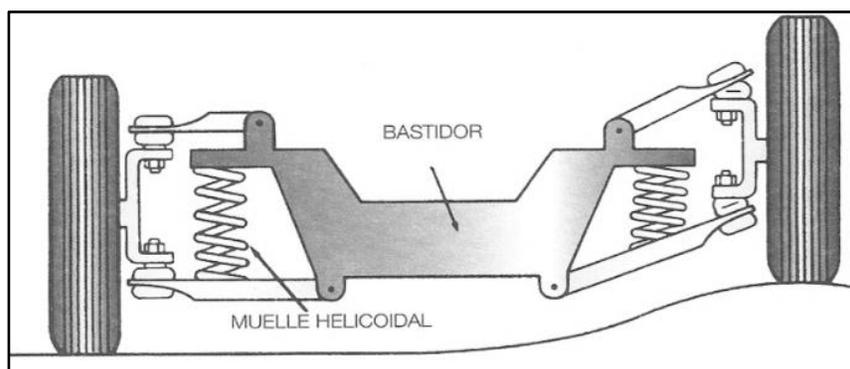


Figura 1.1 Acción del sistema de suspensión delantera independiente

Fuente: (Luque et al., 2004, p. 89).

En la actualidad, la suspensión independiente de las cuatro ruedas está ganando popularidad debido a sus óptimas características de confort y estabilidad como se muestra en la **Figura 1.1**. Este tipo de suspensión reduce de manera independiente las oscilaciones generadas por el pavimento, sin transmitir las de una rueda a otra en el mismo eje, lo que proporciona un mayor nivel de estabilidad al vehículo. Es crucial que el diseño de esta suspensión asegure la reducción de las variaciones de la caída y el ancho de las ruedas directrices para garantizar una dirección segura del vehículo (Erreyes, 2022).

Por otro lado, las suspensiones independientes se dividen en cinco secciones y son:

- McPherson;
- Eje oscilante;
- Multi-link;
- Brazos arrastrados;
- Paralelogramo deformable;

1.7.1.2. Suspensión Paralelogramo Deformable

La suspensión paralelogramo deformable, también conocida como suspensión por trapecio articulado o suspensión de triángulos superpuestos, es ampliamente utilizada hoy en día en una gran variedad de vehículos, así como prototipos de Baja SAE y FSAE, tanto para el tren delantero como para el trasero (Becerra Lazo & Pachito Yáñez, 2021, p. 17).

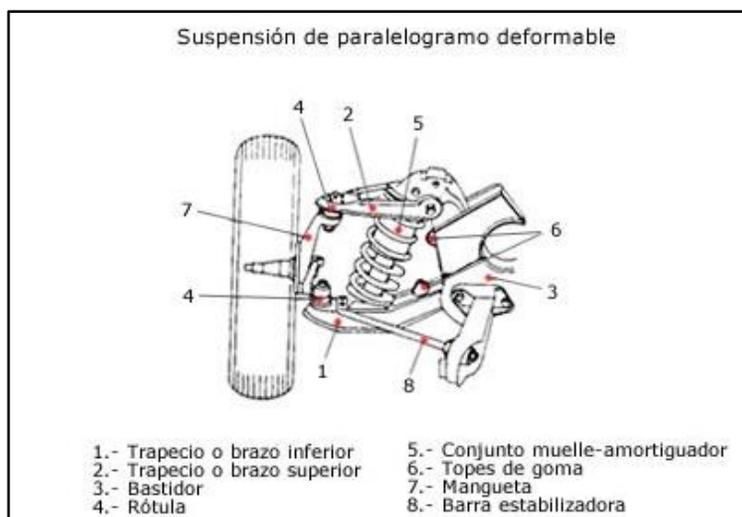


Figura 1.2 Suspensión de paralelogramo deformable

Fuente: (Castellanos López, 2017, p. 11).

Para mantener la rueda vertical con respecto al suelo, se utiliza dos mesas o trapecios unidos a la rueda mediante una rótula en su punto superior e inferior, y conectados al chasis o carrocería en dos puntos cada uno como se muestra en la **Figura 1.2**. Estas dos mesas se mueven simultáneamente en cada punta del eje, formando así un paralelogramo (Gavilanez Endara, 2016, p. 21).

1.7.2. Elementos estructurales de la suspensión

Un vehículo se compone de numerosos elementos con una masa específica. La unión de estos elementos forma la vitalidad del automóvil. Una masa suspendida se refiere aquella que no tiene contacto directo o indirecto con la superficie de la carretera y es soportado por el sistema de suspensión. Por otro lado, las masas no suspendidas se encuentran en contacto directo o indirecto con la superficie de la carretera y actúan antes de que los componentes de la suspensión intervengan. Las masas no suspendidas tienen un impacto significativo en el comportamiento y las oscilaciones transmitidas a la carrocería del vehículo. Una menor inercia de estas masas reduce el estrés y los impactos sufridos por los componentes, mejorando de manera considerable el

comportamiento y la respuesta del sistema de suspensión, y, por ende, el confort durante la conducción (Domínguez Soriano & Ferrer, 2011, p. 175).

Entre las masas suspendidas tenemos:

- Carrocería;
- Motor;
- Chasis;

Y, las masas no suspendidas:

- Mesas;
- Frenos;
- Neumáticos;
- Bujes;

1.7.3. Frecuencia de la Suspensión

Los fabricantes de suspensiones tienen que aplicar la norma ISO 2631, que expresa un parámetro potencial de cansancio llamado “dose”, el cual significa que, a mayor valor, representa un menor nivel de confort. Este parámetro se determina mediante mediciones de aceleraciones verticales y frecuencias asociadas a las diferentes perturbaciones del vehículo (Miravete de Marco & Calvo Martín, 2021, p. 71).

Las frecuencias experimentadas por los pasajeros pueden resultar molestas tanto si son demasiadas altas o como si son demasiadas bajas. Para el cuerpo humano, se considera que el rango aceptable se encuentra entre 1 – 2 hercios (Juberías Fernández, 2011b, p. 23).

A continuación, se presentan algunos valores orientativos de frecuencia para los distintos tipos de automóviles:

- Suspensión normal/comfortable: hasta los 1.5 Hz.
- Suspensión deportiva: entre 1.3 Hz y 1.5 Hz.
- Suspensión de competencia: entre 3.5 Hz y 5+ Hz.

1.7.4. Centro de Balanceo

El centro de balanceo de un eje es un punto teórico en el cual las fuerzas laterales, generadas por la resistencia a la fuerza centrífuga, hoy actúan sobre las ruedas. Se trata de un punto imaginario que representa el centro virtual de rotación de la suspensión de un eje (Domínguez Soriano & Ferrer, 2011, p. 174).

1.7.5. Centro de Gravedad

El centro de gravedad de un vehículo es un punto teórico en el cual se encuentra toda su masa. Es en ese punto donde actúan la fuerza de gravedad terrestre a la que está sometida el vehículo, como también los esfuerzos dinámicos generados por su movimiento (Domínguez Soriano & Ferrer, 2011, p. 174).

1.8. SISTEMA DE DIRECCIÓN

El sistema de dirección convierte la rotación del volante en movimiento giratorio de las ruedas (derecha e izquierda) la cual permite un control direccional preciso para el trazado de curvas en las distintas carreteras y con una velocidad controlada (Muir, 2019).

1.8.1. Dirección de Piñón y Cremallera

La dirección más usada en el día a día. Este sistema, convierte el movimiento de rotación del volante en el movimiento lineal que gira las ruedas y guía en el camino.

Todo el conjunto involucra, el piñón de dirección que se acopla a una barra dentada conocida como cremallera, lo que permite la transformación de grandes rotaciones del volante en pequeños y precisos giros de la rueda. Esto proporciona una sensación sólida y directa a la dirección, además de bloquear los dientes en la cremallera para mantener estabilidad al vehículo (Moog, 2018).

1.8.2. Ángulo Máximo de Giro de las Ruedas (Ackerman)

La geometría de Ackerman se utiliza para corregir la diferencia en las circunferencias recorridas por las ruedas delanteras durante una curva. Este ángulo consiste en una disposición geométrica que permite que las ruedas interiores y exteriores giren en distintos radios durante una curva, lo que ayuda a que los neumáticos sigan una trayectoria uniforme y así evitando el desgaste irregular de los mismos (Forni, 2017).

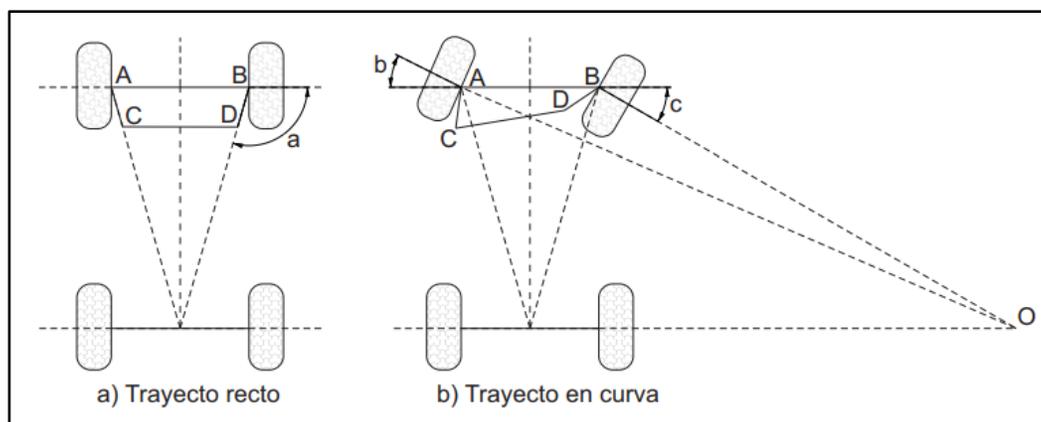


Figura 1.3 Geometría de Ackerman

Fuente: (Castro Heredia, 2022, p. 18).

La solución para esta disposición geométrica genera un trapecio articulado llamado trapecio de dirección o de Ackerman como se muestra en la **Figura 1.3**, el cual está formado por el eje delantero (AB), la barra de acoplamiento (CD), y los dos brazos de acoplamiento (AC – BD) que tiene una inclinación determinada, permitiendo que los ejes de giro delanteros corten en el centro instantáneo de rotación ubicado en la prolongación del eje trasero (Castro Heredia, 2022, p. 18).

1.8.3. *Ángulos Fundamentales de Alineación de Suspensión*

El conjunto de estas medidas fundamentales da como resultado la posición relativa de las ruedas y la carrocería del vehículo, asegurándose así el comportamiento y la estabilidad del automóvil, como también, la vida útil de los componentes de la suspensión y los neumáticos.

1.8.3.1. **Ángulo de Avance (Caster)**

Se define así al ángulo formado por la prolongación del eje pivote con la línea vertical que cruza por el centro de la rueda, visto el vehículo de lado y en sentido de la marcha de esta (García Lozano, 2020, p. 10).

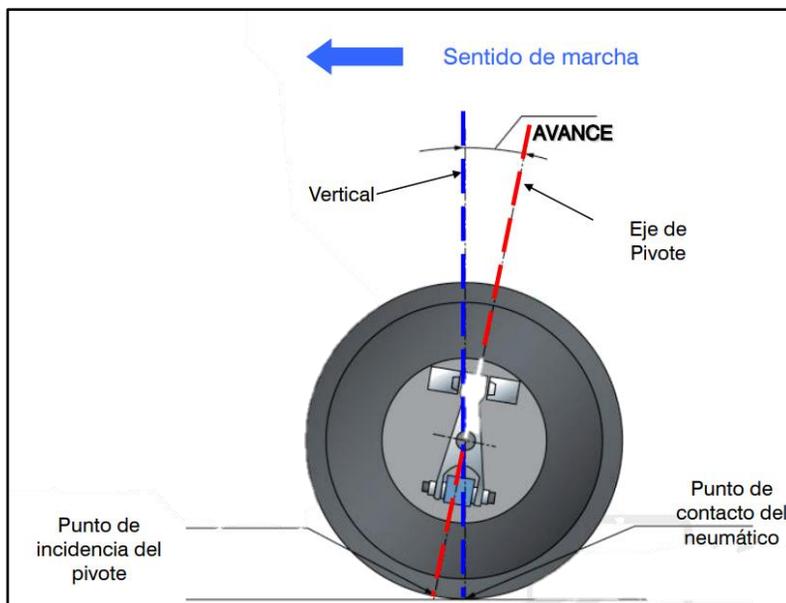


Figura 1.4 Ángulo de avance

Fuente: (García Lozano, 2020, p. 10).

Este ángulo está comprendido entre 5° - 10° en vehículos de tracción trasera, y en los vehículos de tracción delantera están entre 0° - 3° como se refleja en la **Figura 1.4**. Si la proyección del eje es hacia atrás es avance positivo y negativo cuando la proyección está hacia adelante (López Barros, 2011, p. 23).

1.8.3.2. Ángulo de Caída (Camber)

El ángulo de caída o camber, se refiere al ángulo formado por el eje vertical de la rueda y el eje vertical del vehículo en la vista frontal como se muestra en la **Figura 1.5**. Este ángulo es medido desde la línea perpendicular a la superficie del suelo y puede ser positivo, negativo o nulo dependiendo de la dirección de inclinación (León Tobar, 2017, p. 30).



Figura 1.5 Tipos del ángulo de caída
Fuente: (López Barros, 2011, p. 14).

Los valores más comunes del ángulo de caída en los vehículos de turismo están entre 0° y 2° . Se considera negativo cuando la parte inferior de la rueda se inclina hacia afuera y positivo cuando sucede lo contrario (Juberías Fernández, 2011b, p. 38).

1.8.3.3. Ángulo de Salida o Ángulo de Pivote (Kingpin)

Es el ángulo que forma el eje de la articulación de la mangueta con el plano vertical, visto al vehículo de frente como se muestra en la **Figura 1.6**. Es decir, los ángulos de caída y de salida están en un mismo plano. Los valores de este ángulo están entre 5° - 10° (Luque et al., 2004, p. 276).

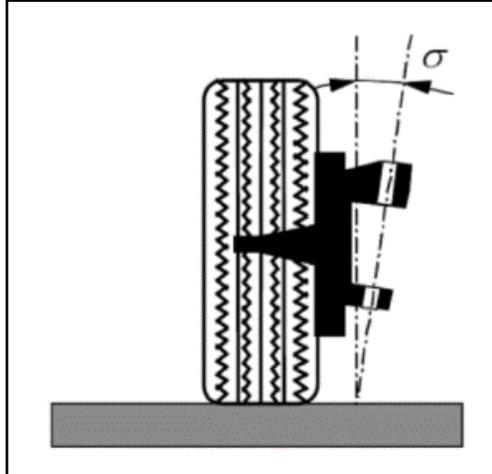


Figura 1.6 Representación del ángulo de salida

Fuente: (Luque et al., 2004).

Algunas funciones que tiene son de repartir las cargas sobre el eje de la mangueta, reducir el esfuerzo del giro del volante y evita el desgaste excesivo de neumáticos y rodamientos. Además, cuando está mal configurado el ángulo pueden existir varias fallas, como, por ejemplo, el vehículo puede desviarse de su trayectoria hacia el lado de mayor ángulo (Sandoval Hernández & Guevara Rojas, 2015, p. 12).

1.8.3.4. Convergencia y Divergencia (Toe In – Toe Out)

Este ángulo representa la dirección que apuntan las ruedas con respecto a una línea vertical en el vehículo, al observar las ruedas desde la parte superior (o inferior). Se dice que hay convergencia “toe in” cuando la parte delantera de las ruedas apuntan al centro y cuando las ruedas apuntan hacia afuera se denomina divergencia (toe out) o convergencia negativa (López Barros, 2011, p. 15).

1.9. SISTEMA DE FRENOS

El sistema de frenos es el encargado de detener o disminuir la velocidad del vehículo cuando exista movimiento ya sea en planadas o declives, están diseñados para que la fuerza aplicada a estos sea controlada por la persona que conduzca mediante un pedal de freno (Quinche Cabascango, 2020, p. 24).

1.9.1. Frenos Utilizados en los Vehículos Buggies

En la actualidad, el mercado automotriz ofrece una amplia variedad de vehículos clasificados según la marca o el tipo de trabajo que realizan. Por lo tanto, existen diversos sistemas de frenos que se adaptan a las necesidades de cada vehículo en particular. Los frenos pueden variar en tamaño y tipo de accionamiento, incluyendo opciones como frenos mecánicos, hidráulicos, neumáticos y electrónicos (Quinche Cabascango, 2020, p. 25).

Independientemente de los modelos de buggies, se usa por lo general, sistemas de freno mecánico e hidráulico en los cuales actúan los frenos de disco o de tambor (Quinche Cabascango, 2020, p. 26).

CAPÍTULO II

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. INTRODUCCIÓN

En esta sección, se desarrolló minuciosamente el objetivo principal de este proyecto de titulación, que es el diseño y construcción del tren delantero de un vehículo monoplace tipo buggy. Para ello, se utilizó dos herramientas de diseño y simulación. La primera nos ayudó tanto al diseño y simulación de los elementos que conformó el vehículo tipo buggy, la herramienta que se escogió para este proyecto por su facilidad y versatilidad es el software SOLIDWORKS, es una poderosa aplicación de diseño asistido por computadora (CAD) que nos permite crear modelos tridimensionales de alta calidad, proporcionar planos de ingeniería y realizar simulaciones con análisis detallados. Para la elaboración de este proyecto se utilizará la versión estudiantil.

Por otro lado, la simulación por ordenador es una parte clave del proceso de desarrollo de automóviles, entonces la segunda herramienta que nos ayudó es Lotus Engineering Software del módulo SHARK del apartado de Lotus Suspension Analysis, el cual proporcionó un modelado y un diseño de suspensión con características geométricas y cinemáticas que facilitó la evaluación instantánea de su impacto a través de resultados gráficos. Para la elaboración de este proyecto se utilizará la versión estudiantil.

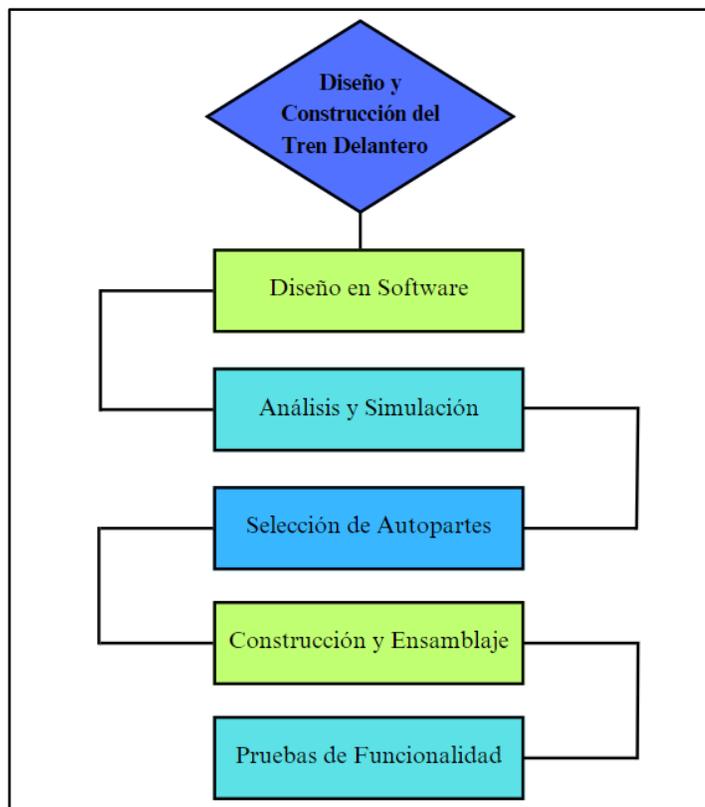


Figura 2.1 Secuencia de Trabajo

En la **Figura 2.1** se expone la secuencia de trabajo que ilustra el procedimiento a ser seguido para alcanzar todos los objetivos establecidos en el marco de este proyecto, facilitando la apropiada unión de los conocimientos teóricos y prácticos esenciales.

2.2. DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

En el proceso de diseño de la suspensión, se han tenido en cuenta de manera rigurosa tanto los parámetros como las consideraciones que figuran en el reglamento de la Baja SAE. Esta minuciosa atención a las directrices establecidas garantiza que la suspensión cumpla con los estándares de seguridad, rendimiento y durabilidad requeridos, y que se ajuste de manera óptima a las particularidades del proyecto.

2.2.1. Criterios Generales de Diseño

En la **Tabla 2.1** se indican los valores que están dentro de los parámetros de construcción establecidos por la Baja Sae.

Tabla 2.1 Criterios Generales para el Sistema de Suspensión

Descripción	Magnitudes
Distancia entre ejes	1900 [mm]
Ancho de vía del tren delantero	1335 [mm]
Peso delantero aproximado (neumáticos, disco de frenos, mesas, amortiguadores, puntas de eje, manzanas, mordazas, manguetas, dirección, pedales y otros)	48 [kg]
Peso aproximado del conductor	80 [kg]
Distancia al piso	250 [mm]
Altura al centro de gravedad	400 [mm]
Distribución de peso en el tren delantero	40 [%]

2.2.2. Transferencia de Masas

El vehículo por acción de la gravedad está sometido a transferencias de masas por cual, afecta a la dinámica y estabilidad de este. Las fuerzas aerodinámicas se consideraron insignificantes

debido que la estructura del bastidor es tubular y las velocidades alcanzadas máximas no producirán efectos significativos. Por lo tanto, el bastidor estará sometido a las siguientes cargas:

- Cargas variables (Q), se refieren a las fuerzas resultantes de la inercia que se producen al girar, desacelerar o acelerar;
- Cargas permanentes (G), se refieren al peso del vehículo y del ocupante.

Según Becerra Lazo & Pachito Yáñez (2021), debemos aplicar un multiplicar de carga a estas dos fuerzas para asegurar que los componentes que estamos evaluando tengan la durabilidad y el diseño deseado y son:

- Cargas variables tendrán un factor de $\gamma_G = 1,50$;
- Cargas permanentes tendrán un factor de $\gamma_Q = 1,33$.

El estudio de transferencia de masas se analizó bajo pruebas de condiciones de conducción extremas siendo cuatro pruebas: aceleración, frenada brusca, obstáculo y el vehículo en curva con velocidad alta.

2.2.2.1. Transferencia de Masas en Aceleración

De acuerdo con la información proporcionada de las pruebas de aceleración de los vehículos de Baja SAE, se sabe que inician del reposo (velocidad inicial cero) y son capaces de recorrer 25 metros en 4 segundos (Becerra Lazo & Pachito Yáñez, 2021).

$$d = v_o \cdot t + \frac{1}{2} a \cdot t^2 \quad [2.1]$$

$$d = v_o \cdot t + \frac{1}{2} a \cdot t^2$$

$$a = \frac{2 \cdot d}{t^2}$$

$$a = \frac{2(25)}{4^2}$$

$$a = 3,125 \text{ m/s}^2$$

Según Milliken & Milliken (2003), la transferencia de masa durante aceleración es:

$$w_a = \frac{a \cdot m \cdot h}{l} \quad [2.2]$$

En el cual:

w_a , es transferencia de masas (N)

a , es aceleración (m/s^2)

m , es masa total (kg)

h , es altura del centro de masa (m)

l , es distancia entre ejes (m)

$$w_a = \frac{3,125 \text{ m/s}^2 * 263,63 \text{ kg} * 0,4 \text{ m}}{2 \text{ m}}$$

$$w_a = 173,44 \text{ N}$$

$$w_a = 17,68 \text{ kg}$$

Tomando en cuenta los factores de cargas y la distribución de masas del vehículo es de 40% adelante y 60% atrás aproximadamente, la carga sobre el eje delantero es:

$$w_d = (263,63 \text{ kg} * 0,4 * 1,33) - (17,68 \text{ kg} * 1,5)$$

$$w_d = 113,72 \text{ kg}$$

2.2.2.2. Transferencia de Masas en Frenada Brusca

La distancia de frenado se puede entender como la distancia que le vehículo recorre desde el instante en el que freno es accionado hasta que se encuentra completamente inmovilizado. Según Flores (2012), esta distancia se obtiene de la siguiente expresión:

$$df = \frac{v^2}{254 * e} \quad [2.3]$$

En el cual:

df, es distancia de frenado (m)

v, es velocidad al momento del frenado (km/h)

e, es coeficiente de fricción (neumático – suelo)

Se considera una velocidad máxima de 60 km/h al momento de aplicar los frenos y un coeficiente de fricción de 0,85.

$$df = \frac{60^2}{254 * 0,85}$$

$$df = 16,67 \text{ m}$$

La máxima desaceleración provocada por el frenado es:

$$af = \frac{v^2}{2 * df} \quad [2.4]$$

$$af = \frac{16,67^2}{2 * 16,67}$$

$$af = 8,33 \text{ m/s}^2$$

La transferencia de masa durante el frenado es:

$$w_f = \frac{a \cdot m \cdot h}{l} \quad [2.5]$$

En el cual:

w_f , es transferencia de masas (N)

a , es aceleración (m/s^2)

m , es masa total (kg)

h , es altura del centro de masa (m)

l , es distancia entre ejes (m)

$$w_f = \frac{8,33 \text{ m/s}^2 \cdot 263,63 \text{ kg} \cdot 0,4 \text{ m}}{1,9 \text{ m}}$$

$$w_f = 462,30 \text{ N}$$

$$w_f = 47,14 \text{ kg}$$

Tomando en cuenta la distribución de masas del buggy, se tiene que en la parte delantera habrá un 40% aproximadamente, por lo cual, la carga que se genera sobre el eje delantero es:

$$w_f = (263,63 \text{ kg} * 0,4 * 1,33) + (47,14 \text{ kg} * 1,5)$$

$$w_f = 210,96 \text{ kg}$$

2.2.2.3. Transferencia de Masas en Curva

Es importante entender que, al entrar a curvas, el peso de vehículo va a influir en las fuerzas que se generan al entrar y salir de la curva produciendo así una transferencia de masas de las ruedas internas hacia las externas. Según Baja SAE, las pruebas que debe completar es ingresar a una curva de 50 m de radio a una velocidad máxima de 60 km/h, para lo cual se calcula la aceleración normal producida:

$$a_n = \frac{V^2}{r} \quad [2.6]$$

En el cual:

a_n , es aceleración normal (m/s²)

V , es velocidad (m/s)

r , es radio (m)

$$a_n = \frac{16,66^2 \text{ m/s}}{50 \text{ m}}$$

$$a_n = 5,55 \text{ m/s}^2$$

Además de conocer la aceleración normal, se procede a determinar la transferencia de masas en curva dada por la **Ecuación [2.5]**.

$$w_c = \frac{a \cdot m \cdot h}{l}$$

$$w_c = \frac{5,55 \text{ m/s}^2 * 263,63 \text{ kg} * 0,4 \text{ m}}{1,235 \text{ m}}$$

$$w_c = 474,37 \text{ N}$$

$$w_c = 48,37 \text{ kg}$$

De la misma forma tomando en cuenta la distribución de masa del 40% adelante, se procede a calcular la transferencia de carga en cada rueda del eje delantero y se obtiene:

$$w_{ed} = 0,4 * w_f$$

$$w_{ed} = 0,4 * 48,37 \text{ kg}$$

$$w_{ed} = 19,34 \text{ kg}$$

La carga para cada rueda se tendría:

$$w_d = (263,63 \text{ kg} * 0,2 * 1,33) \pm (19,34 \text{ kg} * 1,5)$$

$$w_{der} = 99,14 \text{ kg}$$

$$w_{izq} = 41,10 \text{ kg}$$

2.2.3. Obstáculo en Pista

De acuerdo con Mejía Gonzáles (2015), para determinar las fuerzas que actúan en el sistema de suspensión cuando pasa el vehículo sobre un obstáculo, se considera:

- Los neumáticos estarán en contacto constante con la superficie.
- Velocidad constante de 50 km/h
- Obstáculo de forma triangular con una altura de 20 cm y con un ángulo de pendiente de 30° .

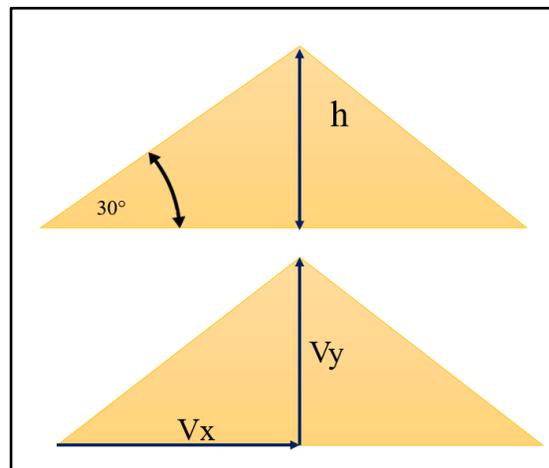


Figura 2.2 Obstáculo en pista

Para determinar la aceleración vertical se aplica la siguiente ecuación:

$$a_y = \frac{V_y^2}{2h} \quad [2.7]$$

En el cual:

a_y , es aceleración vertical (m/s^2)

V_y , es velocidad vertical (m/s)

h , es altura (m)

Antes de calcular la aceleración vertical se debe tomar en consideración las dos velocidades en ambas direcciones tanto vertical como horizontal con la siguiente ecuación:

$$\tan(\alpha) = \frac{V_y}{V_x} \quad [2.8]$$

En el cual:

V_y , es la velocidad vertical (m/s)

V_x , es velocidad horizontal (m/s)

α , es el ángulo de pendiente ($^\circ$)

$$V_y = V_x * \tan(30)$$

$$V_y = 13,89 \text{ m/s} * \tan(30)$$

$$V_y = 8,02 \text{ m/s}$$

Teniendo los datos necesarios, se prosigue a reemplazar en la **Ecuación [2.7]** para obtener la aceleración vertical:

$$a_y = \frac{(8,02 \text{ m/s})^2}{2 * 0,2 \text{ m}}$$

$$a_y = 160,75 \text{ m/s}^2$$

El paso del vehículo sobre un obstáculo da lugar a una aceleración vertical en el eje “y”, lo que conlleva a la generación de una fuerza resultante que incide sobre los neumáticos. Esta fuerza se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$F_y = M_{nspd} (kg) * a_y (m/s^2) \quad [2.9]$$

En el cual:

F_y , es la fuerza que ejerce sobre los neumáticos (N)

M_{nspd} , son las masas no suspendidas del tren delantero (kg)

a_y , es la aceleración vertical (m/s²)

$$F_y = 14,92 \text{ kg} * 160,75 \text{ m/s}^2$$

$$F_y = 2398,57 \text{ N}$$

2.2.4. *Momento Torsional de Frenado del Neumático*

Para calcular el momento torsional de frenado del neumático, se realiza la multiplicación del producto de la fuerza horizontal (fuerza frenada en brusco) de la rueda por el radio del neumático. Además, el mismo momento que se genera entre el neumático y la superficie del suelo es idéntico al que se transmite a través de los puntos de anclaje fijos para la mordaza de freno.

Para determinar el momento torsional de frenado se utiliza la siguiente ecuación:

$$M_t = \frac{H}{2} * r_n \quad [2.10]$$

En el cual:

M_t , es el momento de aplicación en las manguetas (Nm)

H , es la fuerza de fricción (N)

r_n , es el radio del neumático (m)

$$M_t = \frac{1033,73 \text{ N}}{2} * 0,33 \text{ m}$$

$$M_t = 170,67 \text{ Nm}$$

2.2.5. *Modelado Cinemático en el Software Lotus*

El diseño cinemático de la suspensión delantera se llevó a cabo mediante el uso del software Lotus. En este proceso, se ingresó los parámetros esenciales para ejecutar y desarrollar de manera efectiva. Además, este software se empleó como una herramienta valiosa para analizar y optimizar el comportamiento de la suspensión, permitiendo así la toma de decisiones acertadas en la creación de un sistema de suspensión delantero eficiente y ajustado a los requisitos específicos para el vehículo.

A continuación, se presenta los procedimientos iniciales para ejecutar el programa:

- Primero, en la ventana inicial se elige el tipo de suspensión y dirección para las ruedas delanteras como se muestra en la **Figura 2.3**.

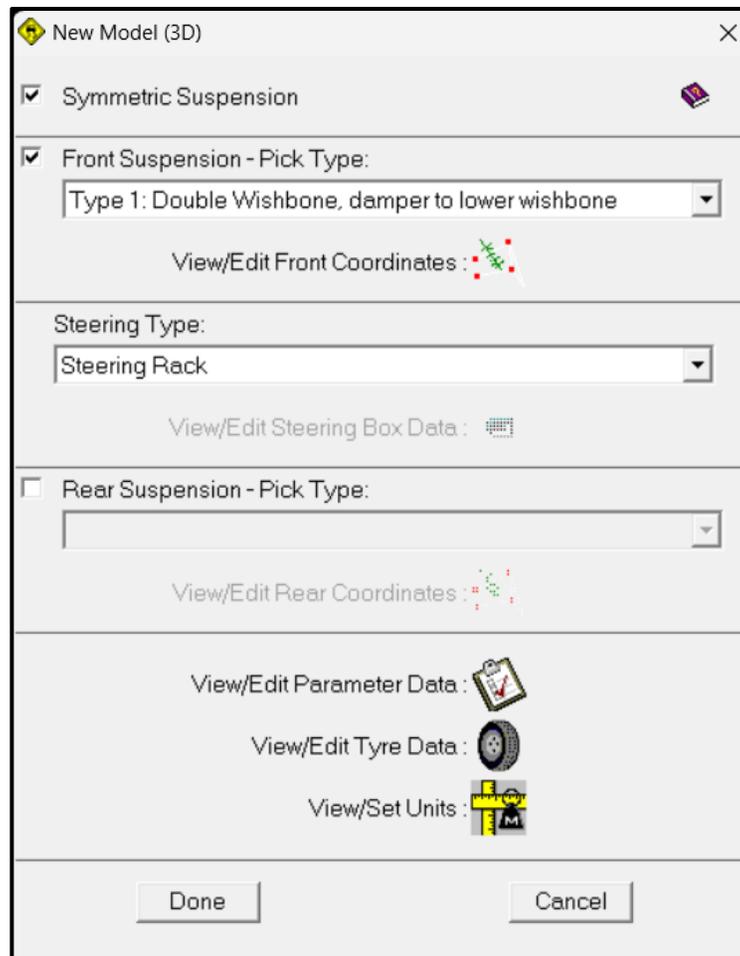


Figura 2.3 Designación del tipo de suspensión y dirección

- Segundo, se ingresa los parámetros específicos para el modelado de la suspensión como se muestra en la **Figura 2.4**.

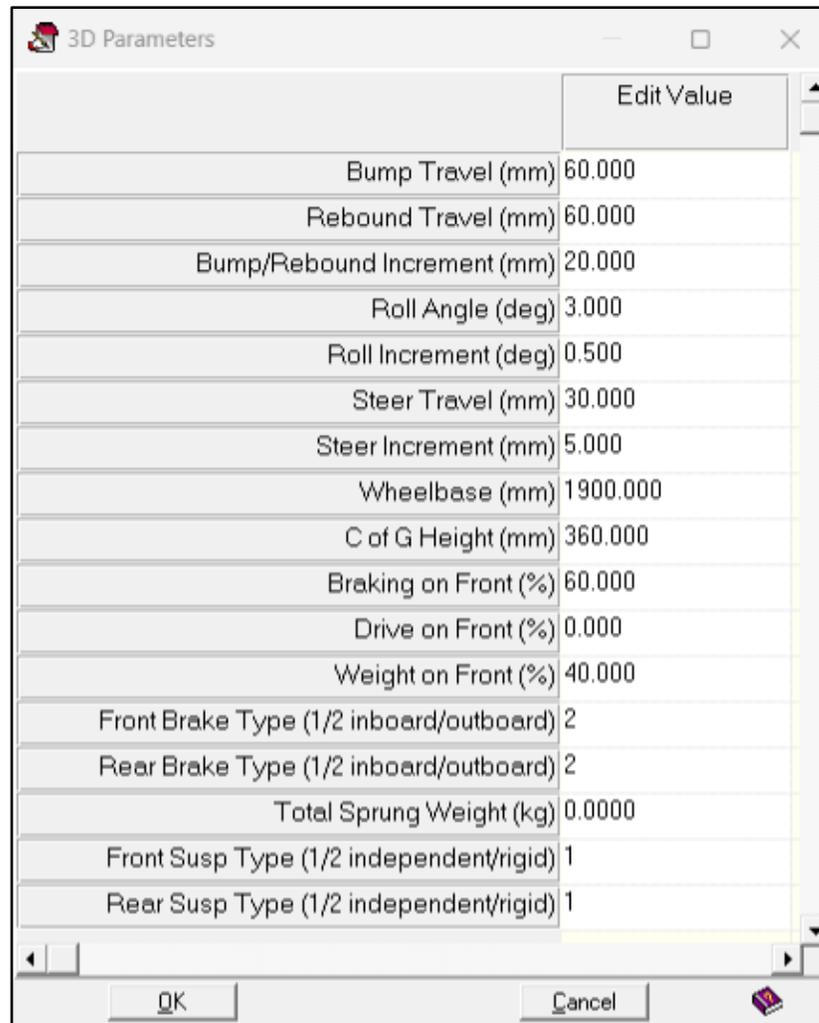


Figura 2.4 Parámetros de la suspensión

- Tercero, se modifica los datos del neumático de acuerdo con los requerimientos necesarios como se muestra en la **Figura 2.5**.

Tyre 1 Properties:

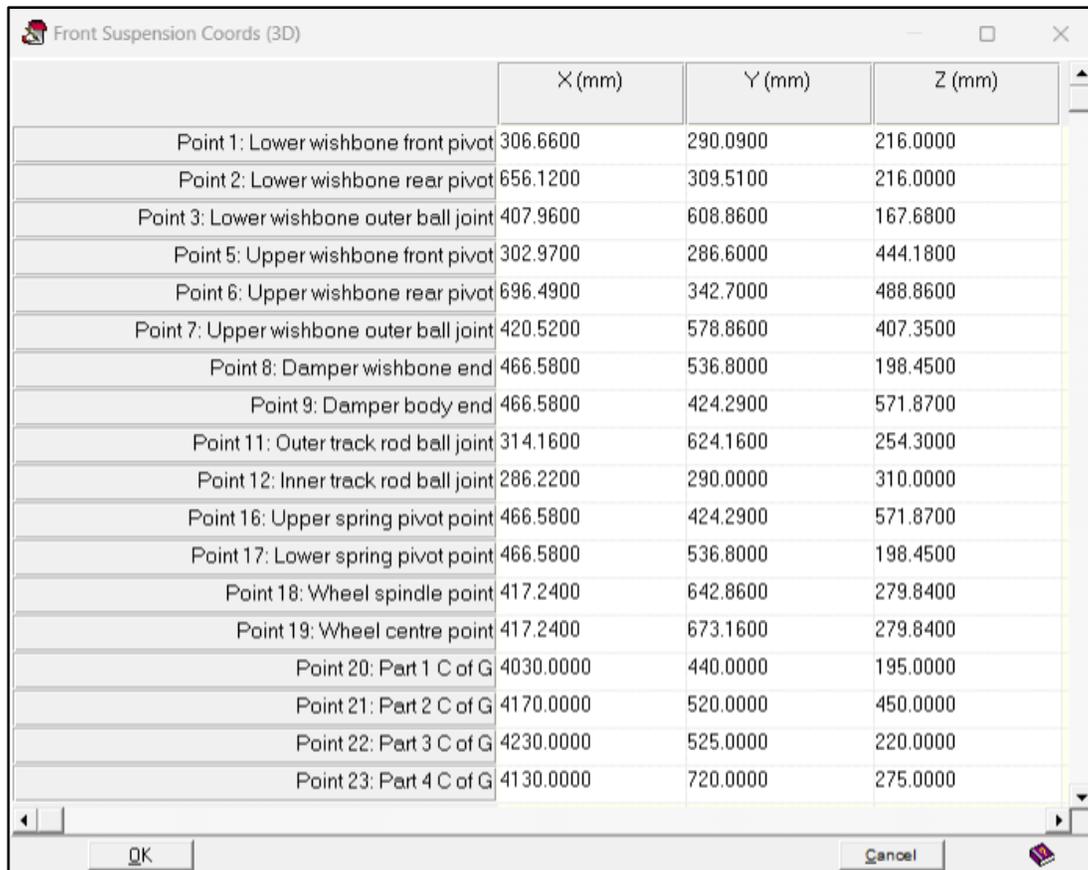
	Tyre	Wheel
Static Colour:	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Incremental Colour:	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Fill Colour:	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Spring Colour:	<input type="text"/>	<input type="text"/>

	Front +ve Y	Front -ve Y	Rear +ve Y	Rear -ve Y
Rolling Radius (mm):	272.250	272.250	225.000	225.000
Tyre Width (mm):	165.000	165.000	165.000	165.000
Vertical Stiffness (N/mm):	160.000	160.000	160.000	400.000
Spring Diameter (mm):	12.000			
Resolution (max 101):	21			
Diameter Shoulder (0-1):	0.900			
Width Shoulder (0-1):	0.750			

Enhanced Visibility
 Tyre:
 Wheel:
 Tyre Spring Visibility

Figura 2.5 Parámetros para los neumáticos

- Cuarto, una vez completado el procedimiento inicial se puede visualizar los datos de coordenadas relacionadas con la suspensión delantera como se indica en la **Figura 2.6**.



	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Point 1: Lower wishbone front pivot	306.6600	290.0900	216.0000
Point 2: Lower wishbone rear pivot	656.1200	309.5100	216.0000
Point 3: Lower wishbone outer ball joint	407.9600	608.8600	167.6800
Point 5: Upper wishbone front pivot	302.9700	286.6000	444.1800
Point 6: Upper wishbone rear pivot	696.4900	342.7000	488.8600
Point 7: Upper wishbone outer ball joint	420.5200	578.8600	407.3500
Point 8: Damper wishbone end	466.5800	536.8000	198.4500
Point 9: Damper body end	466.5800	424.2900	571.8700
Point 11: Outer track rod ball joint	314.1600	624.1600	254.3000
Point 12: Inner track rod ball joint	286.2200	290.0000	310.0000
Point 16: Upper spring pivot point	466.5800	424.2900	571.8700
Point 17: Lower spring pivot point	466.5800	536.8000	198.4500
Point 18: Wheel spindle point	417.2400	642.8600	279.8400
Point 19: Wheel centre point	417.2400	673.1600	279.8400
Point 20: Part 1 C of G	4030.0000	440.0000	195.0000
Point 21: Part 2 C of G	4170.0000	520.0000	450.0000
Point 22: Part 3 C of G	4230.0000	525.0000	220.0000
Point 23: Part 4 C of G	4130.0000	720.0000	275.0000

Figura 2.6 Coordenadas del sistema de suspensión delantera

- Quinto, en este punto final, se presenta el modelo de suspensión delantera como indica la **Figura 2.7**, generada mediante el software Lotus, lo que proporciona los puntos de referencia para conectar las estructuras de suspensión al bastidor. Estos puntos de unión pueden ser ajustados según las necesidades específicas, permitiendo una adaptación personalizada a los requisitos del diseño.

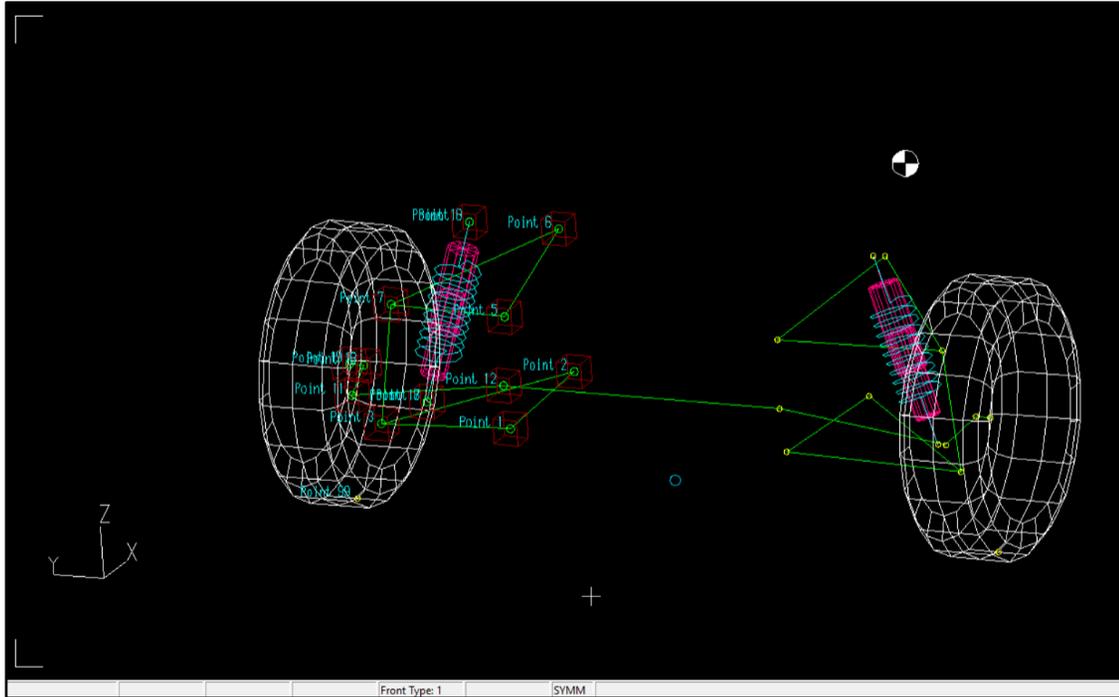


Figura 2.7 Suspensión delantera modelada en el Lotus Suspension Analysis

2.2.6. Modelado Dinámico

2.2.6.1. Análisis de Carga sobre cada Rueda

A partir de los cálculos efectuados en el análisis de transferencia de masas y en el obstáculo en pista, se ha realizado la **Tabla 2.2** la cual detalla las cargas que las ruedas deben soportar en diversas condiciones de conducción. Es importante destacar que se ha aplicado un factor de carga constante de 1,33 en este proceso.

Tabla 2.2 Análisis de Carga Sobre Cada Rueda

Descripción	Cargas	
	Rueda izquierda	Rueda derecha
Peso total	350,63 [kg]	
En aceleración	56,86 [kg]	56,86 [kg]
En frenada brusca	105,48 [kg]	105,48 [kg]
En curva	41,10 [kg]	99,15 [kg]
Obstáculo en pista	244,59 [kg]	244,59 [kg]
En reposo	70,13 [kg]	70,13 [kg]

La mayor carga en el eje delantero es ocasionada por un obstáculo en pista que debe soportar 244,59 kg, que es igual a 2398,61 N, seguida por la frenada brusca que debe soportar 105,48 kg, que es igual a 1034,31 N.

2.2.7. Elección del Conjunto Resorte y Amortiguador

2.2.7.1. Cálculo de la Rigidez de los Muelles en el Eje Delantero

Según Timura (2015), se opta por una frecuencia de 1,5 Hz para la suspensión delantera. De igual manera, conforme la distribución de peso es de 40% adelante, la masa del tren delantero se estima en 105,45 kg.

La determinación de la rigidez del sistema en el eje delantero se lleva a cabo a través de la siguiente fórmula:

$$f = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_s}{M}} \quad [2.11]$$

$$K_s = (2\pi * f)^2 * M$$

En el cual:

K_s , es la constante de rigidez

f , es la frecuencia

M , es la masa total aproximada del tren delantero

$$K_s = (2\pi * 1,5)^2 * 105,45 \text{ kg}$$

$$K_s = 9,36 \text{ N/mm}$$

La constante de rigidez, obtenida como resultado, se divide entre dos, dado que su aplicación se distribuye equitativamente hacia ambas direcciones, tanto izquierda como derecha.

$$K_s = \frac{9,36 \text{ N/mm}}{2}$$

$$K_s = 4,68 \text{ N/mm}$$

En la determinación de la rigidez de la rueda, se utilizará el dato proporcionado sobre la rigidez del neumático que es 150 N/mm y se calcula la siguiente ecuación:

$$K_r = \frac{K_s * K_n}{K_n - K_s} \quad [2.12]$$

En el cual:

K_r , es la rigidez de la rueda

K_s , es la constante de rigidez del sistema de suspensión

K_n , es la rigidez del neumático

$$K_r = \frac{4,68 \text{ N/mm} * 150 \text{ N/mm}}{150 \text{ N/mm} - 4,68 \text{ N/mm}}$$

$$K_r = 4,83 \text{ N/mm}$$

La relación de desplazamiento se estable considerando la posición del conjunto resorte-amortiguador en la mesa de suspensión, con el respaldo del software Lotus. Esto conlleva a tener una relación de 1,42.

Con esto se podrá determinar la rigidez del muelle con la siguiente ecuación:

$$K_m = K_r * R_d^2$$

En el cual:

K_m , es la rigidez del muelle

K_r , es la rigidez de la rueda

R_d , es la relación de desplazamiento

$$K_m = 4,83 \text{ N/mm} * 1,42^2$$

$$K_m = 9,75 \text{ N/mm}$$

Con el resultado, se optó por un resorte que posea una rigidez próxima o similar a 9,75 N/mm.

Sin embargo, debido a la disponibilidad en el mercado, se empleará un resorte con una rigidez de 11,96 N/mm.

2.2.8. Diseño y Representación Tridimensional del Tren Delantero en el Software

SolidWorks

2.2.8.1. Diseño de la Mesa Superior

En la concepción del diseño de la mesa superior como se muestra en la **Figura 2.8**, se priorizaron elementos cruciales, incluyendo los puntos de anclaje al bastidor, la optimización de material, y la consideración para garantizar la inserción sin inconvenientes del amortiguador de la suspensión. Asimismo, se fundamentó en la capacidad de resistir eficientemente todas las cargas generadas durante cualquier modalidad de conducción.

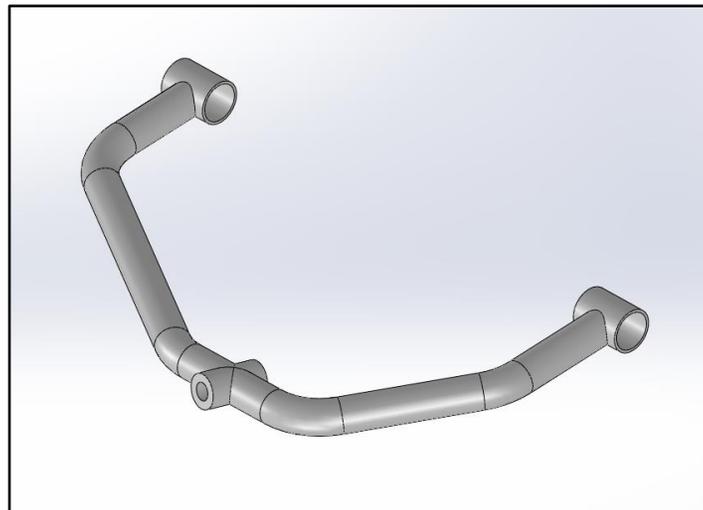


Figura 2.8 Mesa Superior

2.2.8.2. Diseño de la Mesa Inferior

En la conceptualización del diseño de la mesa inferior como se muestra en la **Figura 2.9** , se consideraron diversos elementos, incluyendo los puntos de anclaje en el bastidor, la optimización de materiales y la capacidad de soportar todas las cargas a la que estará sometida, dado que esta estructura también se fijará el amortiguador.

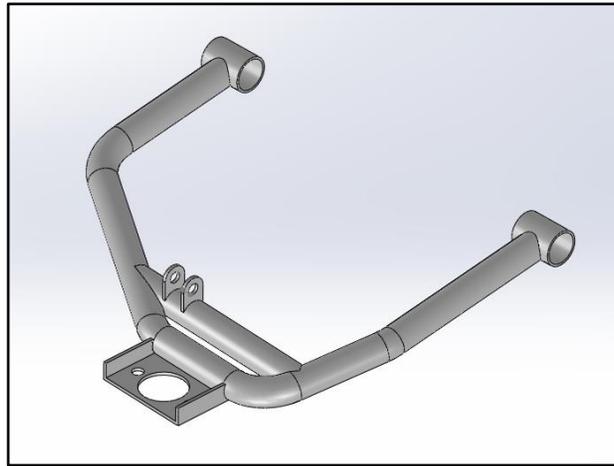


Figura 2.9 Mesa Inferior

2.2.8.3. Diseño de la Mangueta

En el proceso de diseño de la mangueta como se muestran en la **Figura 2.10**, se inició considerando una ubicación precisa que permita la integración efectiva de los terminales, la dirección, la mordaza de freno y la punta de eje con su respectiva manzana. La decisión de asignar un espesor de 3 mm se tomó con el objetivo de optimizar el peso de la mangueta, al mismo tiempo que asegure la capacidad para soportar todas las cargas que estarán sometidas.

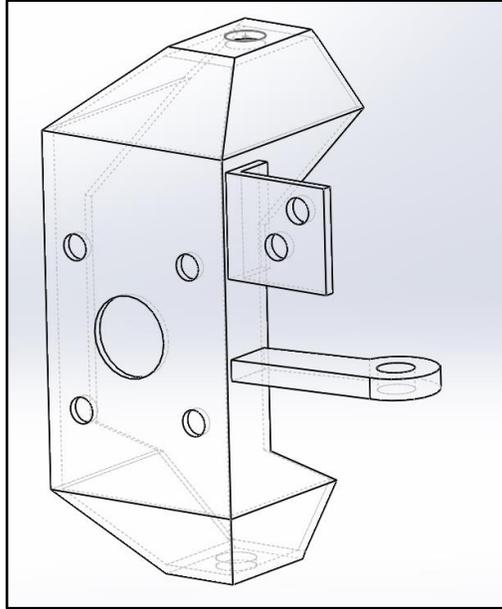


Figura 2.10 Mangueta

2.2.8.4. Ensamble Completo de las Piezas Diseñadas

Luego de la fase de diseño, se llevó a cabo el ensamblaje de estas como se muestra en la **Figura 2.11**, proporcionando así una visualización anticipada de cómo se materializaría el diseño final en la práctica.

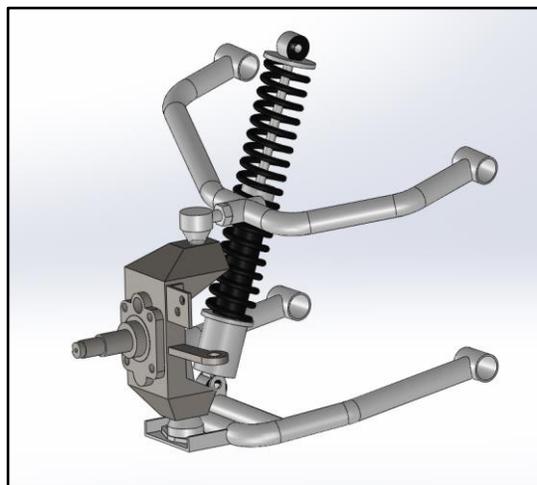


Figura 2.11 Ensamblaje Final

2.2.9. Simulaciones de los Elementos del Sistema de Suspensión en SolidWorks

Con base en las cargas calculadas durante las diversas situaciones de conducción, se llevó a cabo la simulación de elementos que conforman el sistema de suspensión, para ello, se realizó la **Tabla 2.3**, que muestra las diferentes cargas a las que estarán expuestos los diferentes elementos.

Tabla 2.3 Cargas Mayores Sometidas para la Simulación

Descripción	Magnitudes
Fuerza que genera la frenada brusca	1033,73 [N]
Fuerza que genera al paso de un obstáculo en pista	2398,57 [N]
Fuerza que genera el momento torsional de frenado	170,66 [Nm]
Fuerza que genera al pasar por una curva	971,66 [N]
Fuerza que genera el brazo de dirección	256 [N]

Nota: Según Reyes Jiménez (2016), el valor de la fuerza que genera el brazo de dirección es de 256 N.

Además, en esta simulación se consideró un factor crucial: el material de construcción. Para la simulación de las mesas tanto inferior como superior, se empleó acero ASTM A500 grado C, cuyas características se detalla en la **Tabla 2.4**.

Tabla 2.4 Propiedades Mecánicas ASTM A500 Grado C

Descripción	Magnitud
Límite elástico	315 [MPa]
Resistencia a la tracción	425 [MPa]
Elongación mínima	21 %
Tipo	Tubería estructural redonda

Fuente: (Union Steel Industry, 2014).

Mientras que, para la simulación de la mangueta, se empleó acero ASTM A36, cuyas características se detalla en la **Tabla 2.5**.

Tabla 2.5 Propiedades Mecánicas ASTM A36

Descripción	Magnitud
Límite elástico	250 [MPa]
Resistencia a la tracción	400 – 550 [MPa]
Elongación mínima	23 %
Tipo	Acero estructural chapa laminada

Fuente: (Union Steel Industry, 2014).

En la **Figura 2.12**, se muestra el diseño completo de los elementos del sistema de suspensión, el cual se encargará de soportar las cinco cargas mencionadas anteriormente.

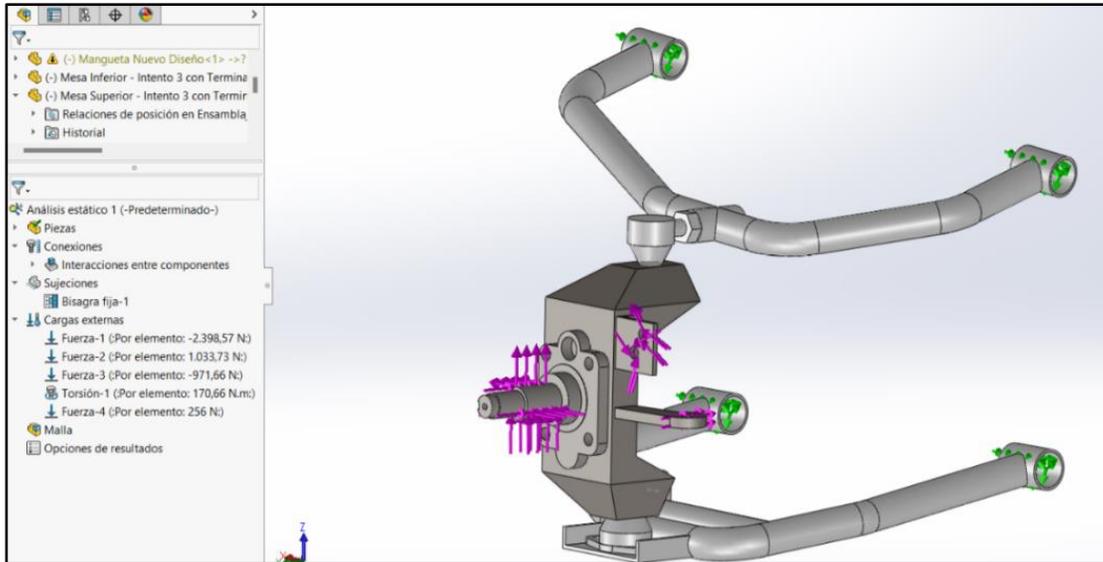


Figura 2.12 Simulación del Sistema de Suspensión en SolidWorks

2.3. SELECCIÓN DE LAS AUTOPARTES PARA EL TREN DELANTERO

En el proceso de selección de las autopartes para el tren delantero del vehículo monoplaza tipo buggy, se ha priorizado la elección de componentes que estén ampliamente disponibles en el mercado. Esta decisión se basa en la conveniencia de contar con piezas de fácil acceso, lo que no solo simplifica la adquisición, sino también garantiza una mayor disponibilidad en caso de necesitar reemplazos o mantenimiento. Esta estrategia optimiza la eficacia en la gestión de recursos, y, de igual forma, contribuye a reducir los costos operativos a lo largo del ciclo de vida del vehículo, asegurando así un enfoque práctico y eficaz en la selección de las autopartes.

2.3.1. Punta de eje

En la elección de la punta de eje, se evaluaron criterios económicos y de accesibilidad en cuanto a su comercialización.



Figura 2.13 Punta de Eje de un Chevrolet Aveo

Se optó por una punta de eje posterior de un vehículo Chevrolet Aveo la cual se muestra en la **Figura 2.13**, debido a su costo razonable y amplia disponibilidad en el mercado local. Además, esta elección se alinea de manera apropiada con los requisitos necesarios para la adaptación de las autopartes en el proyecto, asegurando así una integración efectiva de todos los componentes.

2.3.2. Manzana

La elección de la manzana para el proyecto se fundamentó en la fácil accesibilidad en el mercado y conjugando con el diámetro del aro del neumático, además de la distribución de los espárragos para su sujeción. Siendo así que se optó por una Manzana Posterior del vehículo Chevrolet Aveo Emotion.

En la **Tabla 2.6** se indica las especificaciones necesarias de la manzana para la adaptación requerida:

Tabla 2.6 Especificaciones Técnicas de la Manzana

Descripción	Dimensiones
Diámetro Interno del Rodamiento	25 [mm]
Diámetro Externo	125,5 [mm]
Orificios por distancia al centro	4 x 100
Peso	1824 [gr]

2.3.3. Disco de freno

En el proceso de selección del disco de freno, consideramos un criterio fundamental: el diámetro del disco debía permitir su inserción en el centro de la manzana, de modo que, mediante pernos tipo espárragos, ambas partes pudieran unirse de manera integral. El disco de freno elegido para cumplir con este requerimiento proviene de una Yamaha 250 XT.

**Figura 2.14** Disco de Freno Trasero Yamaha 250 XT

El disco de freno mostrado en la **Figura 2.14**, asegura no solo la compatibilidad técnica necesaria, sino también una óptima integración de los componentes, lo que contribuye a la eficiencia y seguridad en el funcionamiento del sistema de frenado.

En la **Tabla 2.7** se indica las especificaciones necesarias del disco de freno para la adaptación requerida:

Tabla 2.7 Especificaciones Técnicas Disco de Freno

Descripción	Dimensiones
Diámetro exterior	220 [mm]
Diámetro de orificios de ventilación	8 [mm]
Diámetro de orificios de los pernos de sujeción	17 [mm]
Espesor	4 [mm]
Peso	439 [gr]

2.3.4. Mordaza

En el proceso de selección de la mordaza para el disco de freno, se buscó que, además de ser asequible, tuviera dimensiones adecuadas para encajar de manera eficaz en el interior del aro y permitir una integración armónica con los demás componentes del sistema de frenado. En

consecuencia, optamos por una mordaza de freno de dos pistones proveniente de una motocicleta Pit Bike, que son conocidas por ser compactas y, por lo tanto, altamente adaptables.



Figura 2.15 Mordaza de motocicleta Pit Bike

En la **Figura 2.15** se muestra la mordaza de una motocicleta Pit Bike que se implementó en el sistema de frenos, además, esta elección respalda la estrategia de control de costos y así dando un ajuste óptimo en el contexto del proyecto.

2.3.5. Rótulas

Para el ensamble de las mesas de suspensión inferiores con las manguetas, se necesitó incorporar una rótula fija como se muestra en la **Figura 2.16** que facilitara la capacidad de giro del vehículo hacia cualquier dirección. La elección de la rótula del vehículo Chevrolet San Remo, adquirida en locales de venta de autopartes, resultó ser una opción accesible y económica.



Figura 2.16 Rótula Inferior

2.3.6. Amortiguadores

En el proceso de adquisición de los amortiguadores, se tomaron en cuenta dos factores claves: los resultados de los cálculos de la rigidez del muelle y la relación de desplazamiento determinada mediante el uso del software Lotus. A raíz de estos análisis, la elección se centró en el amortiguador proveniente de una motocicleta Pulsar 135 que se muestra en la **Figura 2.17**, ya que se ajustó de manera óptima a los requerimientos técnicos previamente establecidos.



Figura 2.17 Amortiguador Motocicleta Pulsar 135

La **Tabla 2.8** se indica las especificaciones necesarias del amortiguador para la adaptación requerida:

Tabla 2.8 Especificaciones Técnicas Amortiguador

Descripción	Dimensiones
Diámetro del muelle	48 [mm]
Diámetro del alambre	7 [mm]
Número de espiras activas	18
Módulo de rigidez	79300 [N/mm ²]

2.3.7. Caja de dirección

La elección de la caja de dirección se fundamentó en consideraciones dimensionales específicas. En este sentido, se optó por integrar una caja de dirección proveniente del Chevrolet Corsa, la cual fue generosamente donada por la mecánica Servicentro como se muestra en la **Figura 2.18**.



Figura 2.18 Caja Dirección Chevrolet Corsa

2.3.8. Neumáticos y aros

La selección de los neumáticos y aros para el vehículo, se tomó la decisión de optar por un diámetro de 13 pulgadas como se muestra en la **Figura 2.19**. Esta elección se fundamenta en varios factores clave para el proyecto. En primer lugar, los neumáticos y aros rin 13 son ampliamente accesibles en el mercado, lo que facilita la adquisición de repuestos y contribuye con la economía del proyecto. Además, su costo relativamente bajo hace que sean una alternativa asequible sin comprometer la calidad, haciendo así un equilibrio entre la eficiencia económica y la idoneidad técnica.



Figura 2.19 Neumático y Aro Rin 13

2.4. CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DEL TREN DELANTERO

En la fabricación de las mesas de suspensión, se empleó un tubo de acero de grado C, conforme a la normativa ASTM A500. Este material se seleccionó por su resistencia, garantizando la capacidad para soportar las cargas y esfuerzos a los que el vehículo estará sometido. Además, el material seleccionado para la fabricación de las manguetas fue el acero ASTM A36. Se decidió optar por este material debido a su clasificación como acero suave, que combina resistencia y capacidad adecuada para soportar los procesos de soldadura.

En cuanto a los elementos de acero, se llevó a cabo la soldadura mediante el proceso de arco MAG, utilizando un electrodo consumible y un gas inerte, específicamente CO₂. La elección de este método se fundamenta en su facilidad de aplicación y en la obtención de acabados de calidad. Para este proceso de soldadura, se empleó una máquina de soldar de marca Elektro MIG-290 Pro de 290 amperios, funcionando con corriente continua a 220 voltios.

Para soldar los tubos de 2 mm de espesor, se ajustó el voltaje en el rango de 17,7 voltios a 125 amperios, y se utilizó un flujo de gas inerte de 7 litros por minuto. Es importante destacar que el paso de alambre varía en función de la potencia de soldadura; es decir, mayor potencia implica mayor velocidad y menor potencia implica menor velocidad, ajustándose a las necesidades del material a soldar. Este proceso se gestionó de manera cuidadosa y precisa para asegurar una soldadura eficiente y de buena calidad.

2.4.1. Construcción y ensamblaje de los elementos de suspensión.

2.4.1.1. Mesas de Suspensión Superior e Inferior

El primer paso para la construcción de las mesas superiores e inferiores fue realizar un molde de la forma del tubo de acuerdo con el diseño modelado en SolidWorks. Para ello, se imprimieron los planos de las mesas a escala real y se utilizó una platina para formar la estructura deseada como se muestra en la **Figura 2.20**. Luego, el molde se mandó a la dobladora para que los tubos obtengan la misma forma de la platina como se puede observar en la **Figura 2.21**.



Figura 2.20 Molde de la platina y tubo doblado



Figura 2.21 Tubos doblados de la mesa de suspensión superior

El siguiente paso fue soldar los tubos según el ángulo y diseño de las mesas como se muestra en la **Figura 2.22**. Para la mesa superior se necesitó de un eje con rosca donde pueda ingresar un terminal para así tener la facilidad de regular el ángulo de caída de la rueda según se requiera. El eje que se consiguió fue del varillaje de la palanca de cambios de un cabezal Foton. Mientras tanto, en la mesa inferior se soldó una placa de 3 mm para que se pueda ensamblar la rótula del Chevrolet San Remo.



Figura 2.22 Matriz para soldar la mesa de suspensión superior

En cuanto a los bujes para las mesas de suspensión, como se observa en la **Figura 2.23**, se buscó unos cauchos que calcen dentro del tubo de 1 pulgada 1/4 y se colocó un tubo interno de 11 mm para que un perno M10 pueda fijar a las mesas al bastidor y estas puedan realizar el respectivo movimiento para absorber las vibraciones y esfuerzos del vehículo.



Figura 2.23 Caucho con tubo interno para los bujes de las mesas de suspensión

2.4.1.2. Mangueta

La mangueta, diseñada en SolidWorks, fue cortada con plasma en una plancha de acero de 3 mm de espesor, tal como se ilustra en la **Figura 2.24**. En este proceso de corte, se dejaron tramos estratégicos para facilitar el doblado y conformar una estructura única, de acuerdo con el diseño, que permitiera el ensamblaje de la punta de eje, el terminal de la mesa superior y la rótula de mesa inferior.

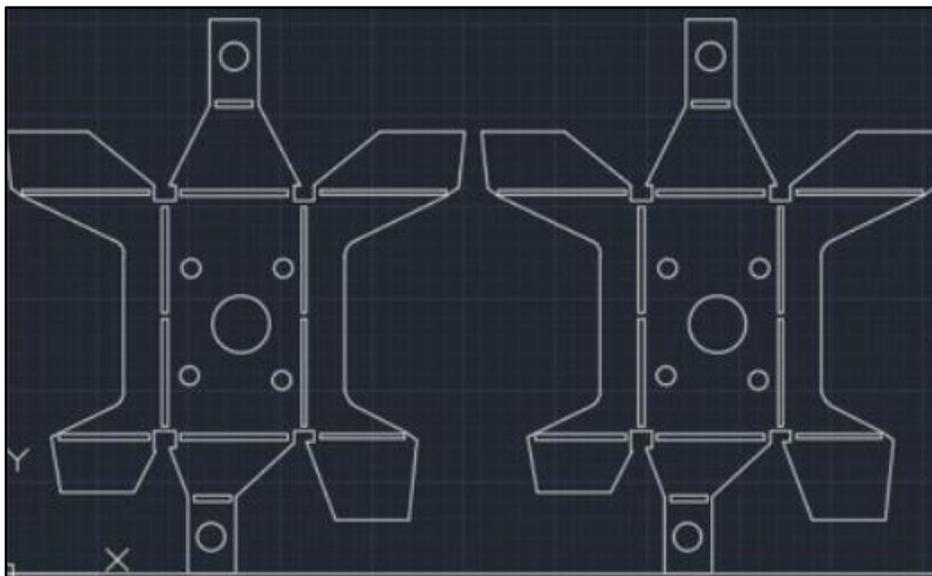


Figura 2.24 Diseño de las maguetas listas para realizar el corte con plasma

Del mismo modo, para que el brazo de la dirección, y las alzas de los terminales y rótulas de las mesas se guíen de manera correcta, se cortó con plasma en una placa de acero de 8 mm de espesor como se muestra en la **Figura 2.25**. Estas piezas tienen la particularidad de que, el orificio realizado es cónico para que dichos elementos puedan ingresar y asegurarse perfectamente.

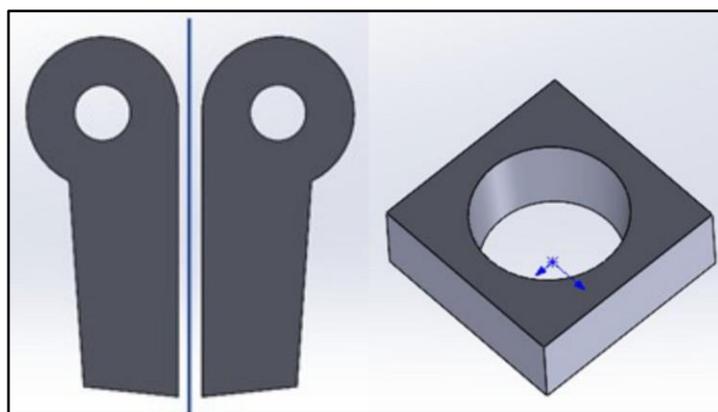


Figura 2.25 Diseño de los brazos de dirección y alza con orificio cónico

2.4.1.3. Elementos de sujeción

Para que algunos de los elementos de la suspensión se pueden ensamblar se necesitó de unos soportes que vayan anclados al bastidor. Estos soportes se cortaron con plasma como se observa en la **Figura 2.26**.

Además, para la rótula de la mesa inferior se fabricó una placa de acero para que se pueda anclar de manera adecuada. Esta pieza fue soldada a la mesa de suspensión.

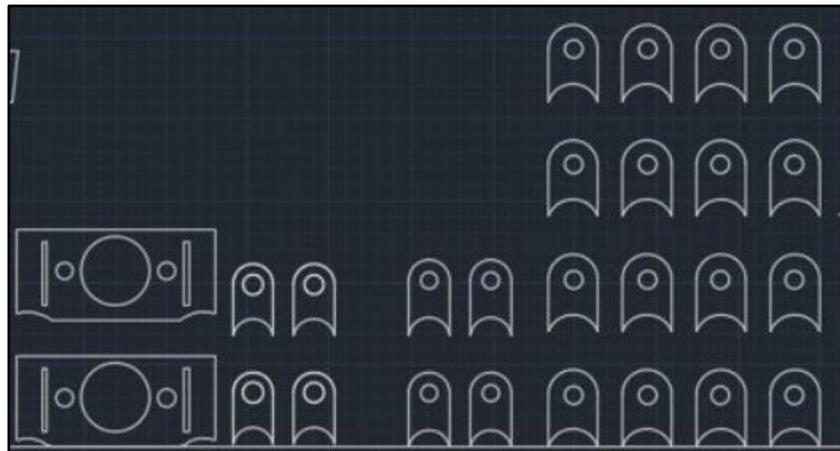


Figura 2.26 Diseño de las placas para las rótulas inferiores y soportes listos para cortar con plasma

2.4.2. Ensamblaje y adaptación de los elementos de dirección

2.4.2.1. Elección de la Caja de Dirección

Lo primero que se realizó, fue la búsqueda de una caja de dirección mecánica que se pueda adaptar al Buggy. En este proceso, en el mecánica Servicentro se encontró una caja de dirección usada, la cual pertenecía a un vehículo Chevrolet Corsa como se muestra en la **Figura 2.18**.

2.4.2.2. Adaptación de la Columna de Dirección

Para la adaptación de la columna de dirección, lo primero que se realizó fue dar la vuelta a la caja de dirección para obtener el mismo sentido de giro y posteriormente realizar las bases donde va a ir fijada como se puede observar en la **Figura 2.27**.

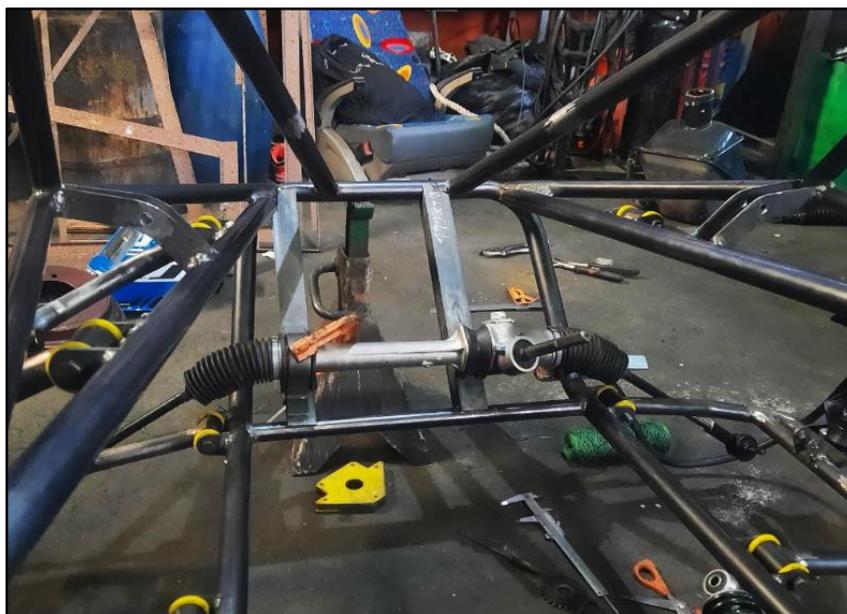


Figura 2.27 Anclaje de la caja de dirección

Luego, para la adaptación de la columna de dirección, se consiguió el muñón de la columna de dirección del vehículo Kia Picanto, la cual se muestra en la **Figura 2.28**. Lo que se realizó con este muñón, fue cortar y alargar la distancia con un tubo para obtener la medida indicada desde el eje que sale de la caja hasta el anclaje del volante donde se realizó un sistema de rodamientos como se observa en la **Figura 2.29**. El mismo, consta de dos rodamientos que se introducen en un tubo más grande que va soldado a una base del bastidor y de un eje que pasa por el medio de estos rodamientos y se ensambla con la otra parte del muñón.



Figura 2.28 Muñón de la columna de dirección del Kia Picanto



Figura 2.29 Sistema de rodamientos para la columna de dirección

2.4.2.3. Montaje del Volante

Para el montaje del volante, se soldó una placa de 4 mm de espesor al eje que sale del sistema de rodamientos, esta placa se cortó de forma circular de acuerdo con el diseño del volante y se

realizaron 6 orificios para que este pueda sujetarse con sus respectivas tuercas y rodajas como se observa en la **Figura 2.30**.



Figura 2.30 Volante anclado a la placa base

2.4.3. Ensamblaje y adaptación de los elementos de frenado

2.4.3.1. Adaptación del Disco de Freno a la Manzana y Ensamblaje con la Punta de Eje

Este proceso se lo llevó a cabo en el torno, en el cual se realizó la adaptación de estas dos partes centrando y acoplado el disco de freno en la manzana como se observa en la **Figura 2.31**.



Figura 2.31 Disco de freno adaptada a la manzana

En la prensa se ensamblaron estas dos piezas ya que la punta ingresa a presión en la manzana como se muestra en la **Figura 2.32**, como son autopartes de un mismo vehículo no hubo ningún problema. Ya ensambladas las piezas, éstas se unen a la mangueta mediante los espárragos de la punta de eje.



Figura 2.32 Ensamblaje de la punta de eje y la manzana del Chevrolet Aveo

2.4.3.2. Adaptación de la Placa de Sujeción de las Mordazas y Construcción de la Base

Para este proceso se realizó un molde de la placa original de la mordaza debido a que esta tiene unas guías para sostener a las pastillas. También, se tomaron las medidas de los puntos de anclaje de la mordaza hacia la mangueta, se pasó machuelo y se modificaron las dimensiones para que no roce con el aro como se muestra en la **Figura 2.33**. Una vez fabricada esta placa base, se procedió a realizar lo mismo en las placas originales y se armó todo el conjunto de la mordaza de freno.



Figura 2.33 Construcción molde de la placa de sujeción

Para que la mordaza pueda sujetarse a la mangueta como se observa en la **Figura 2.34**, se fabricaron dos placas de platina de 2 pulgadas por 4 mm de espesor, esta se soldó a la mangueta, se realizaron dos orificios de acuerdo con la placa de sujeción de las mordazas para que pasen dos pernos M10 de cabeza hexagonal acompañadas de un alza de dos tubos para que se sostengan de manera correcta.



Figura 2.34 Fijación de la base para la mordaza de freno

2.4.3.3. Adaptación del Pedal, Bomba y Mangueras de Freno

En este caso, el pedal se construyó con tubo cuadrado de 1 pulgada, platina de 1 pulgada por 1/8, plancha de 1/8 de espesor y un pedazo de nylon. En la base para el pedal se montaron las bombas de freno de moto para que puedan ser accionadas con el movimiento de la platina.

Para las mangueras de freno que salen de la bomba hacia las mordazas, se utilizó manguera para líquido de freno de 1/4, las cuales fueron remachadas con una salida de ojo a un extremo y al otro extremo, con un acople roscado. Estas llegan a un repartidor tipo T a la salida de la bomba de freno como se observa en la **Figura 2.35**.



Figura 2.35 Mangueras de freno

2.5. PARÁMETROS PARA PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO BUGGY

Para realizar las diferentes pruebas de funcionamiento del vehículo se tomó en cuenta el reglamento de la Baja SAE, el cual indica que los eventos dinámicos tienen como objetivo determinar cómo se desempeñan los vehículos en una variedad de condiciones (Kholer, 2023). Cabe recalcar que, según este reglamento, los organizadores pueden modificar las diferentes pruebas a realizar respecto a las condiciones de carretera, el clima o los recursos locales.

Luego de revisar que los componentes del vehículo estén debidamente ajustados y de verificar los elementos de seguridad, se procedió a poner en marcha el automotor para empezar con las pruebas de funcionalidad. Las pruebas que se realizaron fueron pruebas de aceleración, frenado y maniobrabilidad, esta última dividiéndose en tres partes (Slalom, Skid Pad y Pista de obstáculos).

2.5.1. Prueba de Aceleración

Esta prueba tuvo como objetivo principal medir la capacidad de aceleración desde que el vehículo se encontraba detenido. El Buggy tuvo que completar una distancia de 100 pies o 30,48 metros y 150 pies o 45,72 metros en una calzada recta en el menor tiempo posible. Además, al vehículo se le proporcionó dos intentos para así poder determinar el mejor tiempo en esta prueba.

2.5.2. Prueba de Frenado

Para la prueba de frenado el propósito es observar cuánta distancia recorre el vehículo desde que el piloto acciona el pedal del freno y corroborar que este sistema funciona de manera correcta. En este evento, el vehículo partió desde una distancia de 45 metros y se condujo lo más rápido posible hasta llegar a la línea de meta donde se presionó el pedal de freno con fuerza hasta que se detuvo por completo, posteriormente se midió la distancia de frenado desde la línea de meta hasta el eje posterior del automotor. Además, el vehículo realizó dos intentos para determinar la menor distancia de frenado.

2.5.3. Pruebas de Maniobrabilidad

En las pruebas de maniobrabilidad se tomó en cuenta la destreza del piloto y la capacidad de manejo del vehículo donde se comprobó la funcionalidad de los elementos de dirección y suspensión debido a los diferentes tipos de esfuerzos y cargas a los que están sometidos.

2.5.3.1. Slalom

El propósito de esta prueba fue verificar el comportamiento del sistema de dirección y suspensión del vehículo, ya que se tuvo que conducir a toda velocidad a través de tres conos que estuvieron

ubicados a 10 metros de distancia entre sí. A continuación, en el segundo intento, la distancia de los conos se redujo a 2 metros. Durante cada intento, también se analizó la destreza y maniobrabilidad del piloto, ya que debían cumplir la prueba en el menor tiempo posible.

2.5.3.2. Skid Pad

Para este evento se puso a prueba la capacidad de soportar los esfuerzos laterales de los componentes de dirección y suspensión del vehículo. Para ello, se diseñó una pista en forma de “8”, a lo largo de la cual, el Buggy completó tres recorridos, buscando minimizar el tiempo durante esta prueba. El vehículo llevó a cabo dos intentos, y se seleccionó el resultado más favorable para su evaluación. Las dimensiones de la pista se detallan en la **Figura 2.36**, las cuales se adaptaron a las condiciones disponibles en el entorno.

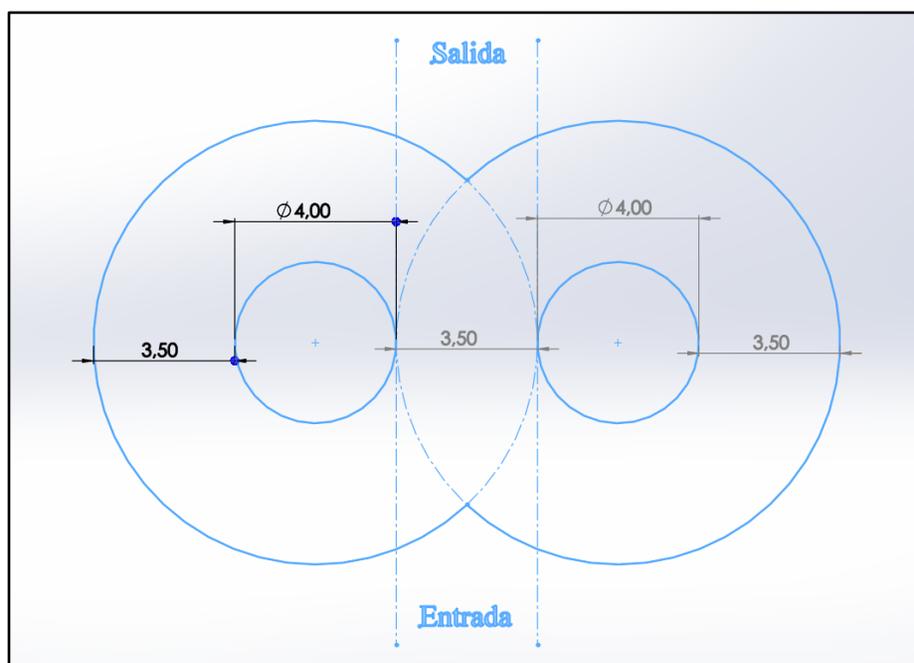


Figura 2.36 Pista para la prueba Skid Pad

2.5.3.3. Pista de Obstáculos

Esta prueba es muy completa ya que se pudo analizar el comportamiento del vehículo tanto a la hora de acelerar y frenar, como al momento de realizar giros. Este evento se realizó con el fin de comprobar todos los elementos que conforman el Buggy para así dar el visto bueno a la construcción y ensamblaje de estos.

La pista de obstáculos constó de tres etapas. En la primera, el piloto recorrió un camino irregular de 6 metros de distancia, visible en la **Figura 2.37**, seguido por chicana a 3 metros, para finalizar la segunda etapa con un slalom donde se pudo apreciar la estabilidad del vehículo.



Figura 2.37 Primera etapa de la pista de obstáculos

Para la última etapa, el conductor tuvo que realizar un giro en “U” y regresar a toda velocidad hasta la línea de meta para así poder completar esta prueba. La pista se observa en la **Figura 2.38**. Aquí se realizaron cinco intentos de los cuales se eligieron a los tres mejores tiempos en completar la prueba, los cuales se analizarán en el apartado de resultados.



Figura 2.38 Pista de Obstáculos

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS Y RESULTADOS

3.1. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

3.1.1. Análisis Cinemático

En el análisis cinemático y en la fase de diseño de la suspensión, se implementó el Software Lotus Suspension Analysis. Este programa posibilitó la evaluación detallada del rendimiento de la suspensión, considerando la geometría del diseño establecida en distintos escenarios de conducción. Los parámetros analizados resultaron fundamentales para la determinación efectiva de las características de la suspensión como el ángulo de caída (camber), ángulo de avance (caster), ángulo de salida (kingpin), convergencia (toe in) - divergencia (toe out) y relación de desplazamiento del amortiguador.

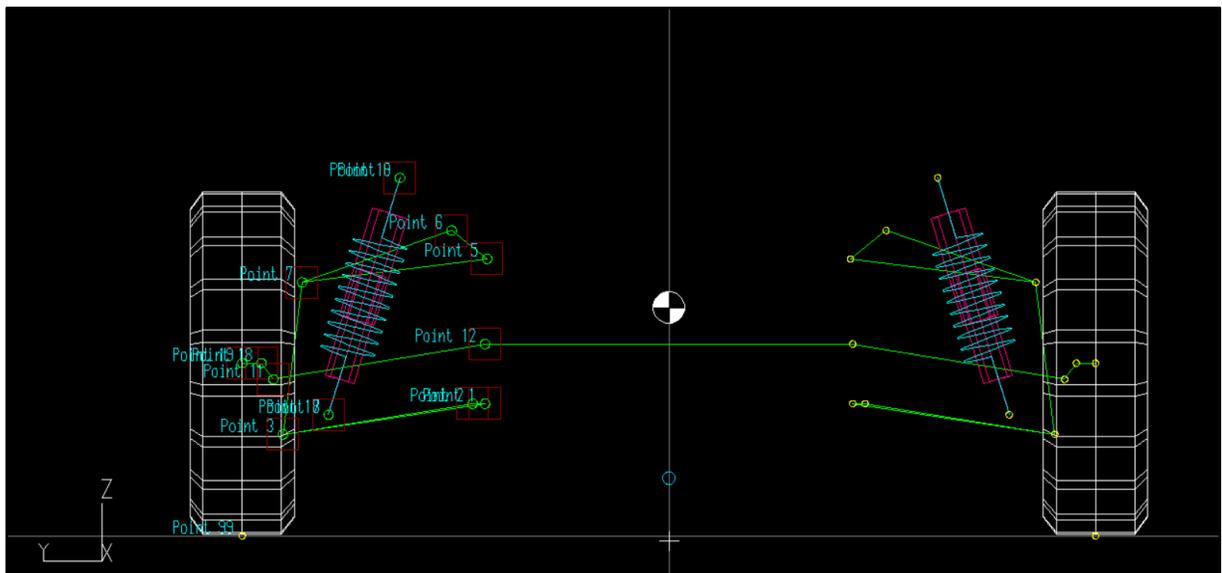


Figura 3.1 Suspensión Delantera Diseñada en Lotus

En el proceso de analizar la suspensión mediante Lotus, se ingresaron las coordenadas correspondientes a los puntos de anclaje en el bastidor. Este software generó una simulación en 3D que representaba una configuración de suspensión de doble horquilla. Se optó por una dirección de cremallera y se ajustó el parámetro para que el recorrido de la suspensión, tanto en el bote como en el rebote, alcanzara 60 mm como se muestra en la **Figura 3.1**.

3.1.2. Comportamiento de la Geometría de la Suspensión Delantera

3.1.2.1. Ángulo de Avance (Caster)

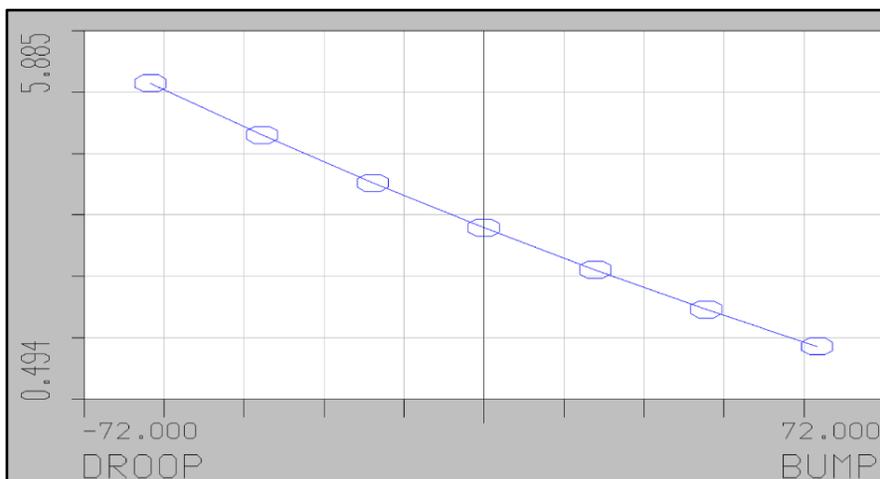


Figura 3.2 Ángulo de Avance (Caster)

Analizando la gráfica mostrada en la **Figura 3.2**, se observa un desplazamiento de $5,11^\circ$ del ángulo de avance cuando la rueda atraviesa un momento de caída, mientras que, en el momento de rebote, el resultado dio un valor de $1,26^\circ$. Ambos valores se encuentran dentro del rango aceptable para el funcionamiento óptimo, promoviendo así la reversibilidad la cual permite que las ruedas regresen a una posición recta después de efectuar una curva.

3.1.2.2. Angulo de Caída (Camber)

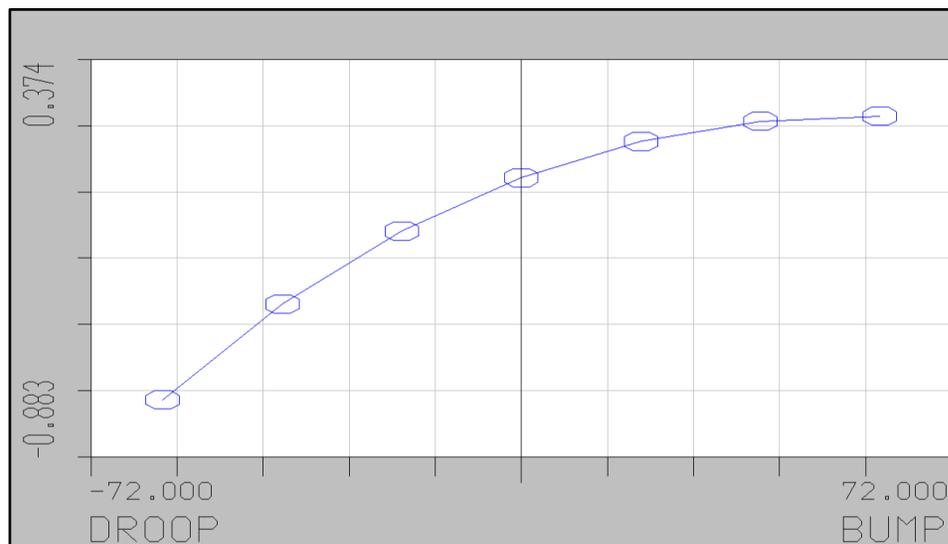


Figura 3.3 Ángulo de Caída

Como se aprecia en la gráfica de la **Figura 3.3**, se registró un ángulo de caída negativo de $-0,704^\circ$, mientras que en el rebote se evidenció una ganancia de ángulo de $0,195^\circ$. Estos datos señalan un camber ligeramente positivo, lo cual se ajusta al rango necesario para asegurar el mejor rendimiento del sistema de suspensión.

3.1.2.3. Ángulo de Salida (Kingpin)

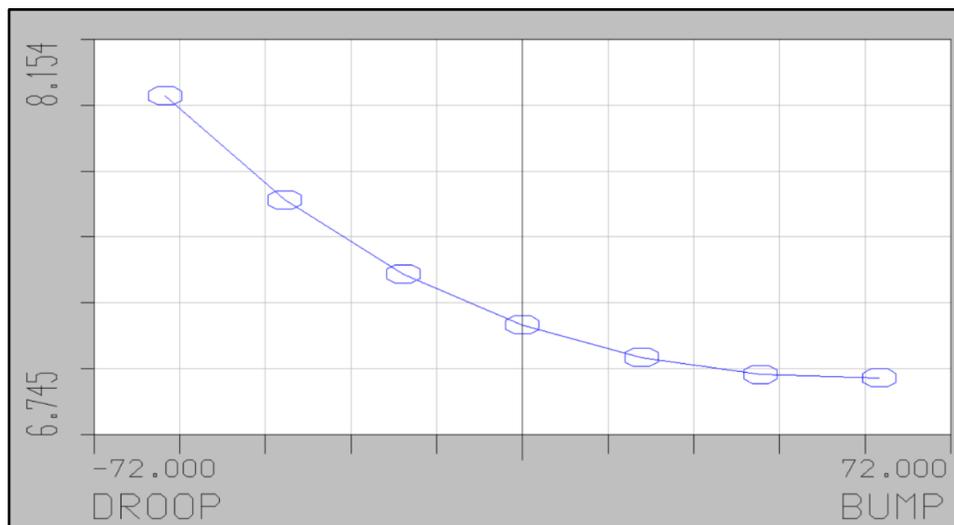


Figura 3.4 Ángulo de Salida

Para que un ángulo de salida sea estable, se establece que debe encontrarse dentro de un rango de 5° a 10° . En la gráfica de la **Figura 3.4** se observa que, en el momento de tensión, da un valor de $7,952^{\circ}$, mientras que en el momento de compresión fue de $6,946^{\circ}$. Estos valores se sitúan dentro del rango efectivo, lo que reduce el esfuerzo necesario para realizar la orientación de los neumáticos.

3.1.2.4. Convergencia (Toe In) y Divergencia (Toe Out)

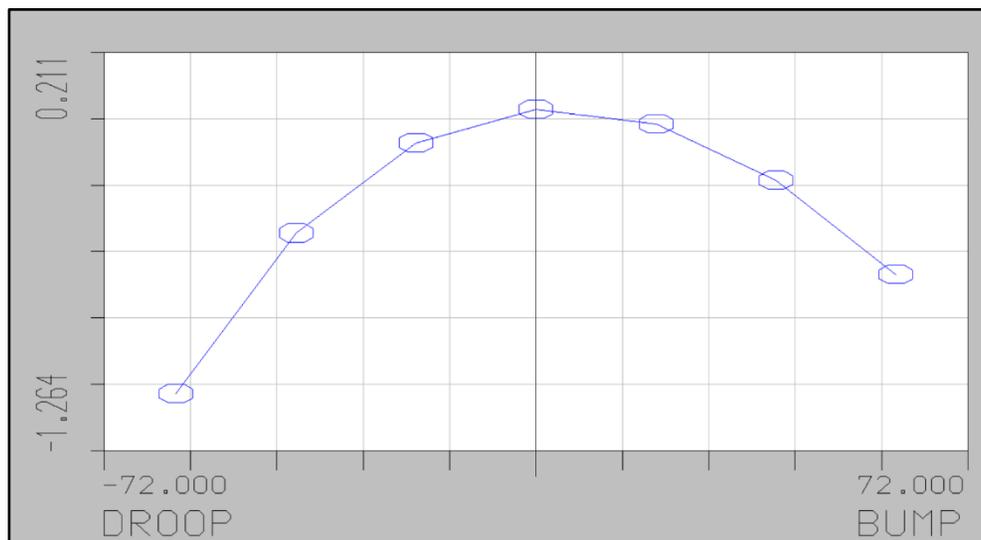


Figura 3.5 Ángulo Toe

Analizando la gráfica de la **Figura 3.5**, se observó que en tensión se obtuvo un valor de -1.054° y en compresión, -0.612° . Esto indica una leve divergencia, la cual beneficia al vehículo al proporcionar una respuesta rápida ante cambios de dirección, ya sea al enfrentarse a obstáculos o curvas. Además, los valores bajos se deben a una geometría adecuada en la dirección.

3.1.2.5. Relación de Desplazamiento del Amortiguador

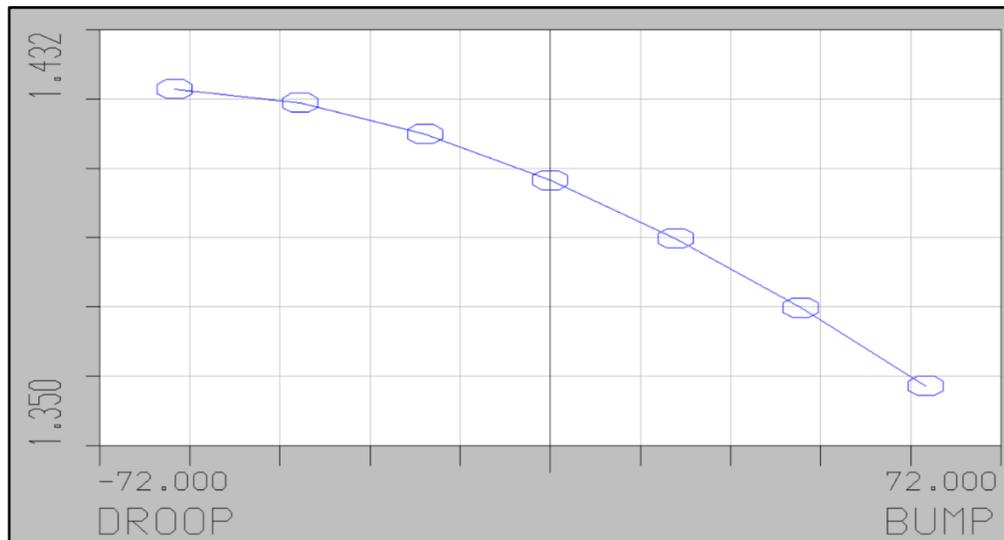


Figura 3.6 Relación de Desplazamiento del Amortiguador

La gráfica de la **Figura 3.6** expone la relación de desplazamiento del amortiguador, la cual se obtuvo un valor en tensión de $1,421^\circ$ y en compresión, $1,362^\circ$. Estos valores ayudan a comprender que el conjunto resorte-amortiguador está adecuado para el vehículo, ya que se encuentra dentro del rango de frecuencia de muelles típicos.

Una vez analizada la geometría de la suspensión delantera, se presenta en la **Tabla 3.1** un desglose de los ángulos proporcionados por el software.

Tabla 3.1 Comportamiento de la Geometría de la Suspensión Delantera

Suspensión Delantera	Ángulo de Avance (Caster)	Ángulo de Caída (Camber)	Ángulo de Salida (Kingpin)	Convergencia (Toe In) – Divergencia (Toe Out)	Relación de Desplazamiento del Conjunto Resorte- Amortiguador
Extensión	5,115°	-0,704°	7,952°	-1,054°	1,421
Compresión	1,264°	0,195°	6,946°	-0,612°	1,362

3.2. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN

En el análisis de simulación de los elementos de la suspensión delantera, al aplicar las mayores cargas detalladas en la **Tabla 2.3**, se obtuvieron tres resultados fundamentales: el esfuerzo máximo, la deformación máxima y el factor de seguridad. Como se ilustra en la **Figura 3.7**, el esfuerzo máximo que experimenta todo el conjunto de la suspensión es de 308,47 Mpa, indicando que se encuentra dentro del límite elástico. De acuerdo con Von Mises, este valor no debe superar los 315 MPa. En conjunto, el diseño se encuentra óptimo para resistir todas las fuerzas a las que está sometido.

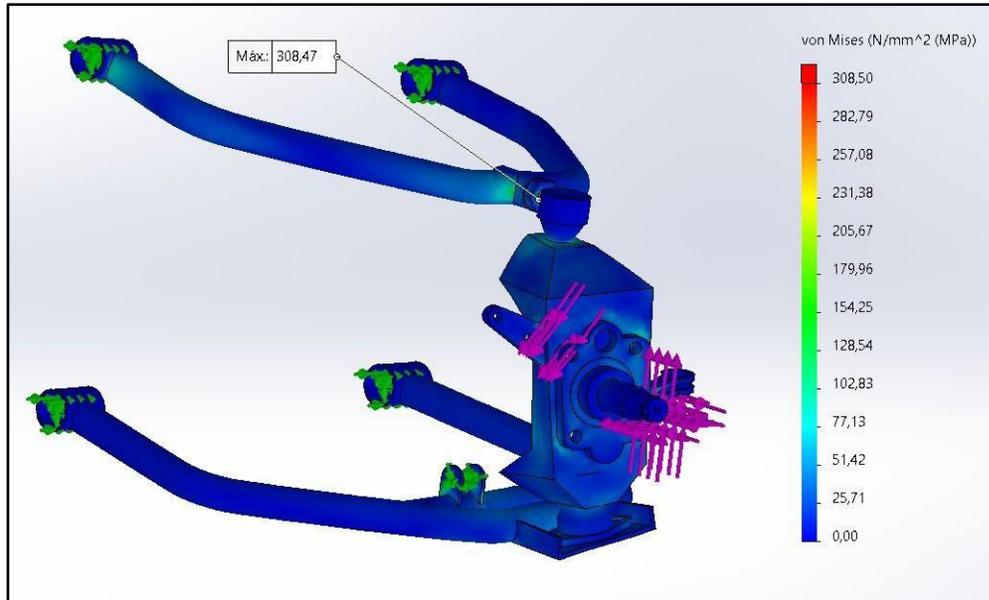


Figura 3.7 Simulación del Esfuerzo Máximo del Conjunto de Suspensión

Por otro lado, como se muestra en la **Figura 3.8**, la deformación máxima del conjunto completo de la suspensión es de 1,046 mm de desplazamiento, lo cual señala que el sistema de suspensión en su totalidad está bien dimensionado, ya que se encuentra por debajo de los valores límites de deformación establecidos en 20 mm según la fórmula Student. Además, el factor de seguridad se situó dentro de los rangos establecidos al mostrar un valor mayor que 1, confirmando así la fiabilidad del conjunto.

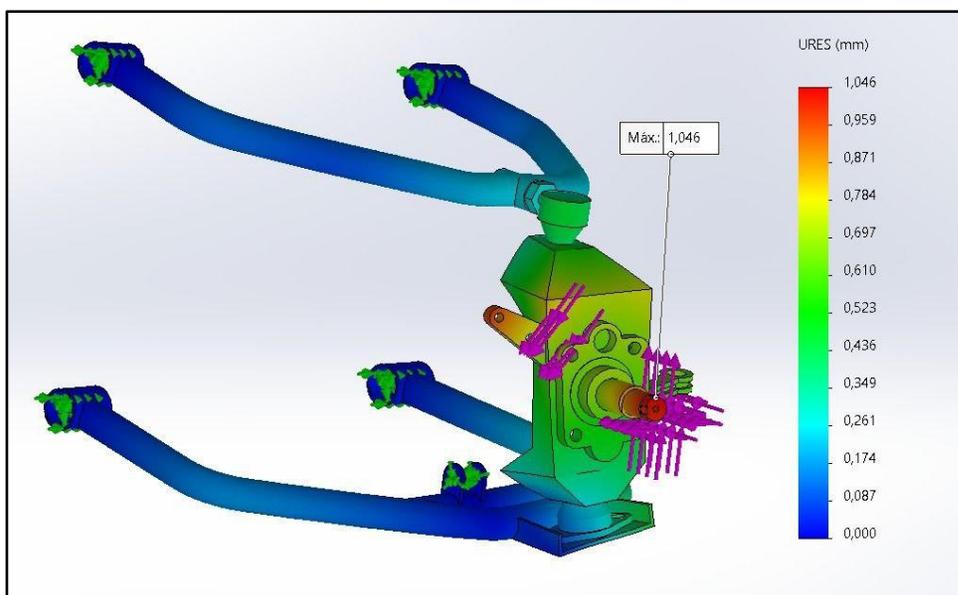


Figura 3.8 Simulación de la Deformación Máxima

Una vez analizado la estructura de la suspensión delantera, se presenta en la **Tabla 3.2** un desglose del esfuerzo máximo, la deformación máxima y el factor de seguridad proporcionados por el software.

Tabla 3.2 Esfuerzo Máximo, Deformación Máxima y Factor de Seguridad del Conjunto de Suspensión

	Esfuerzo Máximo (Von Mises)	Deformación Máxima (URES)	Factor de Seguridad
Estructura de la Suspensión Delantera	308,47 [MPa]	1,046 [mm]	>1

3.3. ELEMENTOS FABRICADOS Y ENSAMBLADOS

En este apartado, se presentarán los componentes y piezas elaboradas que constituyen los diferentes sistemas del tren delantero de un vehículo monoplaza tipo buggy. Tras la implementación de algunos procesos de manufactura, se logró un resultado satisfactorio, ya que todos los elementos se produjeron de acuerdo con las expectativas previas gracias al diseño y simulación llevados a cabo en los softwares mencionados anteriormente.

3.3.1. *Conjunto de Suspensión*

En la **Figura 3.9** se muestra la mesa de suspensión inferior ya fabricada, la cual ha experimentado el proceso doblado y de soldadura de acuerdo con el procedimiento explicado anteriormente. Este método se replicó con las demás mesas de suspensión y el resultado final se puede observar en la **Figura 3.10**.

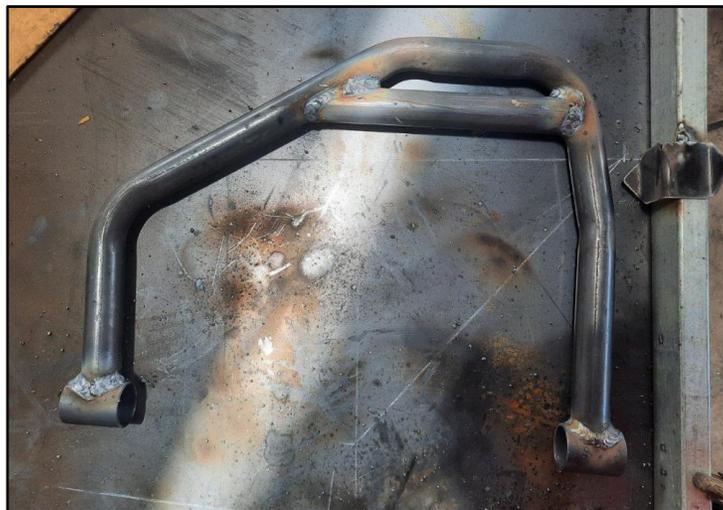


Figura 3.9 Mesas de suspensión inferior



Figura 3.10 Mesas de suspensión superiores e inferiores

El resultado de la fabricación de los bujes para las mesas de suspensión se muestra en la **Figura 3.11**. Estos elementos facilitaron el movimiento cinemático de las mesas debido a las cargas, esfuerzos e irregularidades de la calzada.



Figura 3.11 Bujes para las mesas de suspensión

En cuanto a la fabricación de la mangueta, la **Figura 3.12** muestra el producto final. Este elemento destaca por su importancia, ya que proporciona soporte a las mesas de suspensión a

través de los terminales y rótulas. Además, facilita la capacidad de curvar mediante el brazo de dirección, el mismo que se soldó de acuerdo con el diseño previsto donde conecta el terminal de la caja de dirección. Asimismo, sirve como punto de anclaje para la punta de eje y manzana.



Figura 3.12 Mangueta Ensamblada

Como se puede apreciar en la **Figura 3.13**, el ensamblaje del amortiguador resultó ser bastante sencillo, únicamente se ancló a los puntos previamente establecidos en el diseño, ubicados entre la mesa inferior y una sección específica del bastidor.



Figura 3.13 Ensamblaje del amortiguador como elemento de suspensión

3.3.2. *Conjunto de Dirección*

En lo que respecta al conjunto de dirección, la **Figura 3.14** exhibe la visualización de los componentes de este sistema, ensamblados de manera adecuada en el vehículo. Se verificó y se confirmó el correcto funcionamiento de estos elementos, asegurando eficiencia en la capacidad de giro.



Figura 3.14 Sistema de dirección ensamblado

3.3.3. *Conjunto de Frenos*

A continuación, en la **Figura 3.15** se muestran las mordazas de freno con sus respectivas bases de sujeción, las cuales se procedieron a montar en la posición adecuada como se observa en la **Figura 3.16** dando forma al sistema de frenos.



Figura 3.15 Mordazas de freno ensambladas con las placas de sujeción modificadas

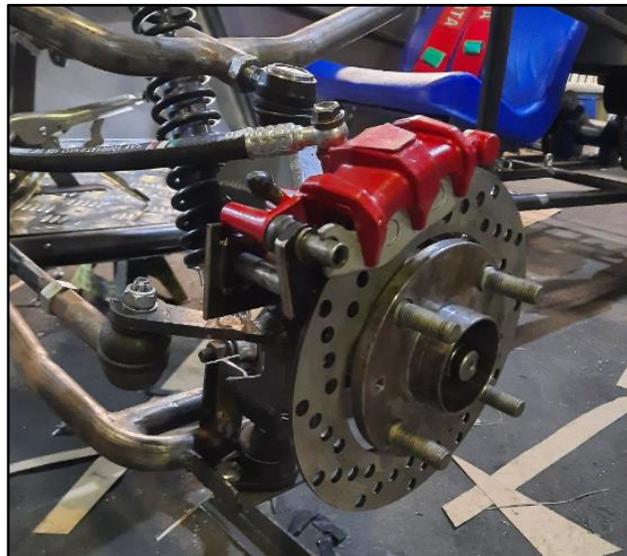


Figura 3.16 Mordaza de freno ensamblada

Para que el sistema de frenos pueda funcionar, se fabricó un pedal del freno, exhibido en la **Figura 3.17**. Este pedal es el encargado de accionar las bombas de freno, tanto para la parte delantera, como para la parte posterior, permitiendo la detención efectiva del vehículo.

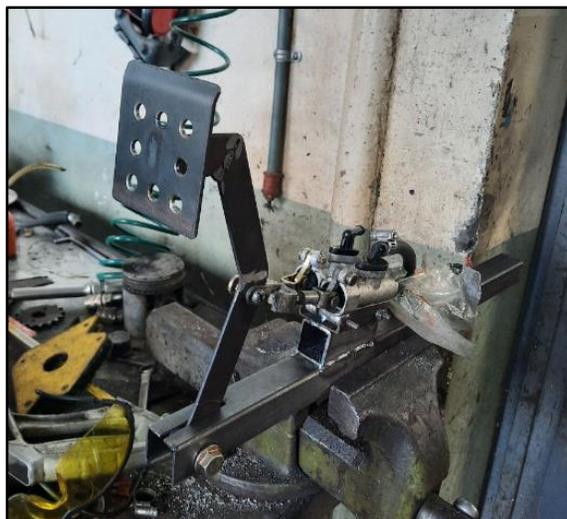


Figura 3.17 Pedal con la bomba de freno

3.4. RESUMEN DE COSTOS

La **Tabla 3.3**, detalla el costo de los materiales que se utilizaron para la construcción del proyecto. Estos materiales desempeñaron un papel fundamental al momento de adaptar, construir y mejorar los sistemas del vehículo.

Tabla 3.3 Costos de Materiales

Materiales	Cantidad	Valor Total
Tubo redondo 1" x 2 mm (6 metros)	1	8,25 [\$]
Disco de corte	1	1,50 [\$]
Disco Flap	2	3,30 [\$]
Cauchos	16	20,50 [\$]
Tubo redondo 3/4 x 2mm (1 metro)	1	2,80 [\$]

Tubo cuadrado 1" ¼ x 2mm (60 centímetros)	1	2,30 [\$]
Placa circular	1	2,00 [\$]
Platinas 1/2" - 1" - 2"	1	7,05 [\$]
Pernos, tuercas y rodela	1	20,09 [\$]
Tuercas para las llantas	8	13,00 [\$]
TOTAL:		80,79 [\$]

Asumiendo que, para un empleado con salario básico de \$450 mensuales, la hora de trabajo cuesta \$2,81. La **Tabla 3.4** presenta el valor total de mano de obra invertida en la construcción de este proyecto.

Tabla 3.4 Costos de Mano de Obra

Actividad	Tiempo	Costo
Proceso de diseño y simulación	90 [h]	252,90 [\$]
Proceso de soldadura	15 [h]	42,15 [\$]
Proceso de manufactura	40 [h]	112,40 [\$]
Proceso de ensamblaje	15 [h]	42,15 [\$]
TOTAL:		449,60 [\$]

En la **Tabla 3.5**, se detalla el costo de los elementos comercializados en los locales de autopartes. Estas piezas fueron esenciales para la integración de los sistemas que conforman el tren delantero de un vehículo tipo Buggy. La información proporcionada, ofrece una visión clara de los

gastos asociados con la adquisición de los componentes necesarios para la construcción del vehículo.

Tabla 3.5 Costos de Piezas Adquiridas

Autopartes	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
Punta de eje	2	29,00 [\$]	58,00 [\$]
Manzanas	2	25,00 [\$]	50,00 [\$]
Disco de freno	2	25,00 [\$]	50,00 [\$]
Mordaza de freno	2	25,00 [\$]	50,00 [\$]
Bomba de freno	1	12,00 [\$]	12,00 [\$]
Acoples y mangueras de freno	1	40,00 [\$]	40,00 [\$]
Amortiguadores	2	20,00 [\$]	40,00 [\$]
Terminales	4	10,00 [\$]	40,00 [\$]
Rótula inferior	2	7,00 [\$]	14,00 [\$]
Rodamientos	2	1,30 [\$]	2,60 [\$]
Muñón	1	40,00 [\$]	40,00 [\$]
Manguetas y orejas	1	62,52 [\$]	62,52 [\$]
Brazos de dirección	2	7,50 [\$]	15,00 [\$]
Aros	2	10,00 [\$]	20,00 [\$]
Neumáticos	2	10,00 [\$]	20,00 [\$]
TOTAL:			514,12 [\$]

La inversión total de la construcción del proyecto se visualiza en la **Tabla 3.6**, la cual detalla los gastos totales de cada apartado.

Tabla 3.6 Valor Total de Construcción del Tren Delantero

Descripción	Costo
Materiales utilizados	80,79 [\$]
Mano de obra	449,60 [\$]
Piezas adquiridas	514,12 [\$]
TOTAL:	1044,51 [\$]

3.5. RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

3.5.1. Velocidad Máxima

Tras realizar la prueba de aceleración y emplear un reloj inteligente, se logró determinar con precisión la velocidad máxima alcanzada por el vehículo. Este rendimiento se registró en una distancia de 30,48 metros.



Figura 3.18 Vehículo listo para realizar la prueba de aceleración

En la **Figura 3.18** se puede apreciar la distancia que el vehículo recorrió para alcanzar una velocidad máxima de 35,24 km/h y una velocidad promedio de 7,40 km/h la cual se refleja en la aplicación del reloj inteligente mostrada en la **Figura 3.19**. Esta imagen proporciona una representación gráfica de las velocidades alcanzadas durante la prueba.

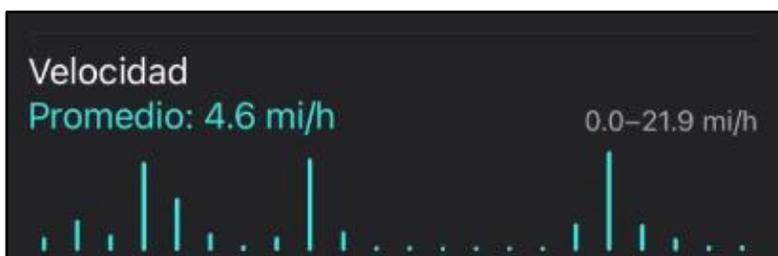


Figura 3.19 Velocidad registrada durante la prueba

3.5.2. Resultados de la Prueba de Aceleración

Al efectuar esta prueba en una distancia de 30,48 metros, el vehículo partió del reposo para someterse a una evaluación de su desempeño como se observa en la **Figura 3.20**. Los tiempos registrados fueron de 6,72 segundos y 6,48 segundos en el primer y segundo intento, respectivamente, dando un promedio de 6,6 segundos para dicha distancia.



Figura 3.20 Vehículo listo para la Prueba

Sin embargo, con la línea de meta ubicada a una distancia de 45,72 metros, se registraron tiempos de 11,3 segundos y 10,8 segundos en el primer y segundo intento, respectivamente. Se observó que, en el segundo intento, el vehículo inició con mejor tracción, reduciendo el tiempo en 5 décimas de segundo en comparación con el intento inicial a esta distancia.

3.5.3. Resultados de la Prueba de Frenado

Como se indicó en el apartado de los parámetros para realizar las pruebas de funcionalidad, aquí se trató de detener al vehículo en la menor distancia posible. Así que, como se muestra en la **Figura 3.21**, en el primer intento el vehículo se detuvo por completo a 5 metros, mientras que en el segundo intento la distancia de frenado fue de 4,20 metros. Se pudo deducir, que los 80 centímetros de diferencia en la distancia de frenado se atribuyen en grandes medidas, al peso del piloto y a la velocidad de reacción. Esta peculiaridad se hizo evidente al considerar que en los diferentes intentos se contó con la participación de pilotos distintos. Este análisis resalta la influencia crucial que factores individuales, como el peso y la agilidad del conductor, pueden tener en el rendimiento del vehículo sobre las distancias y recorridos establecidos.



Figura 3.21 Intento número 1 de la Prueba de Frenado

En la **Figura 3.22** se pudo apreciar que, al accionar el pedal de freno, las llantas se bloquearon y derraparon hasta detener el vehículo. Gracias a este gesto se proporcionó la

confirmación visual de que el sistema de frenos estuvo operando de manera correcta. En consecuencia, se pudo afirmar que el vehículo superó con éxito la prueba de frenado, respaldando la eficacia y capacidad de respuesta de este conjunto de elementos.



Figura 3.22 Intento número 2 de la Prueba de Frenado

3.5.4. Resultados de las Pruebas de Maniobrabilidad

3.5.4.1. Slalom

Los resultados que se obtuvieron en esta prueba fueron los siguientes, cuando los conos se encontraban a 10 metros de distancia como se observa en la **Figura 3.23**, el mejor tiempo en completar esta prueba fue de 6,86 segundos, mientras que cuando la distancia de los conos se redujo 2 metros, el mejor tiempo fue de 7,31 segundos. Llegando entender que al acortar la distancia de los conos la prueba se complicó bastante, ya que, dependió mucho la técnica y habilidad del piloto ya que la idea era completar la prueba sin topar ningún cono.



Figura 3.23 Primer Intento de la Prueba de Slalom

3.5.4.2. Skid Pad

El resultado que se obtuvo en esta prueba, al completar las tres vueltas prescritas, fue de 1,30 minutos, siendo este el tiempo óptimo logrado. Durante la ejecución de los distintos giros como se puede visualizar en la **Figura 3.24**, se observó el desempeño del sistema de dirección, corroborando su funcionamiento adecuado. Además, esta prueba no solo proporcionó datos sobre la eficiencia de los componentes, sino que también permitió deducir que el radio de giro del vehículo es de aproximadamente 6,38 metros. Esta conclusión se basa en la observación de que, durante la prueba, el piloto giró completamente el volante en una dirección para completar un tramo de la pista, evidenciando la capacidad de maniobra del vehículo en situaciones prácticas.



Figura 3.24 Vehículo realizando la prueba Skid Pad

3.5.4.3. Pista de Obstáculos

Durante esta última prueba, la eficacia de los componentes del vehículo y, sobre todo, la habilidad de conducción del piloto, fueron los factores más importantes a considerar, puesto que, al maniobrar por los diferentes sectores de la pista, el objetivo principal fue alcanzar el máximo desempeño del vehículo.

A lo largo de los cinco intentos realizados con distintos pilotos, se consideraron los tres mejores resultados en función del mejor tiempo obtenido al completar la prueba. El primer lugar realizó un tiempo de 24,88 segundos, mientras que el segundo y tercer lugar completaron la prueba en 26,43 segundos y 29,83 segundos respectivamente.

Estos resultados indican que el rendimiento óptimo en la prueba está influenciado por el peso de los pilotos, su velocidad de reacción, y el estilo de conducción, resaltando la importancia de estos factores para maximizar el potencial del vehículo. Como se puede visualizar en la **Figura 3.25**, el piloto trató de aprovechar al máximo el rango de giro, para continuar a toda velocidad hasta llegar a la meta.



Figura 3.25 Piloto recorriendo la pista de obstáculos

CAPÍTULO IV

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. CONCLUSIONES

- La evaluación que se realizó conforme a los parámetros establecidos en la normativa Baja Sae mediante la utilización de herramientas computacionales especializadas como Lotus Suspension Analysis y SolidWorks, verificó que el diseño del conjunto de suspensión delantera cumplió con los requisitos de funcionamiento. Durante la simulación, utilizando materiales como el acero ASTM A500 y ASTM A36, se observó un esfuerzo máximo de 308,47 MPa, acompañado de una deformación máxima de 1,046 mm. El factor de seguridad superó la unidad, por tal motivo se determinó que el diseño no presentó problemas de fiabilidad. Gracias a la geometría de la suspensión delantera con doble horquilla y la dirección de cremallera demostró un comportamiento eficiente frente a las variaciones de ángulos de geometría direccional. Se destaca especialmente la relación de desplazamiento del conjunto resorte-amortiguador, ya que, con una relación de 1,42 se adecuó a la rigidez del muelle, la cual obtuvo un valor de 9,75 N/mm. Sin embargo, debido a la disponibilidad del mercado local, se optó por la utilización de un resorte de 11,96 N/mm, proveniente del amortiguador de la motocicleta Pulsar 135N.

- La fabricación de las partes y elementos del vehículo se realizó mediante distintos procesos de manufactura utilizando materiales resistentes a las cargas y esfuerzos. Los materiales principales fueron tubos redondos de 1 pulgada y de 1 pulgada 1/4 por 2 mm de espesor, una placa de acero de 3 mm para fabricar la mangueta y diferentes tamaños de platinas. Los procesos de manufactura que se emplearon fueron la suelda por arco de tipo MAG, la cual se eligió gracias a su facilidad de uso y acabados de calidad; así también como los procesos de torneado, doblado, esmerilado y pulido.
- Este proyecto tuvo como objetivo ensamblar piezas y componentes que existan dentro del mercado, por esta razón, se adquirieron elementos fáciles de adaptar y que otorguen un correcto funcionamiento del vehículo. Las autopartes significativas fueron las puntas de eje y las manzanas provenientes del mismo vehículo, específicamente del Chevrolet Aveo. Además, se consiguió un disco de freno de motocicleta que por medio de una adaptación en el torno pudo acoplarse a la manzana formando uno de los sistemas esenciales del vehículo. Por otra parte, la fabricación de las mesas de suspensión desempeñó un papel crucial al conectar los componentes del tren delantero con el bastidor a través de los puntos de sujeción. En este caso, los bujes permitieron realizar el movimiento correspondiente de las mesas, estos elementos son los responsables de absorber las vibraciones, cargas y esfuerzos del vehículo de acuerdo con las condiciones de carretera.

- En las pruebas de funcionamiento del vehículo se observó una excelente respuesta ante la velocidad máxima, alcanzando los 35,24 kilómetros por hora. Además, en relación con la aceleración, se registró un promedio de 6,6 segundos para cubrir una distancia de 30,48 metros. En cuanto a la prueba de frenado, se visualizó una variación que puede atribuirse a factores como el peso del piloto y la velocidad de reacción, de ese modo, el vehículo logró detenerse dentro de los 5 metros después de la línea de meta, con una diferencia de 80 centímetros respecto al primer intento. Por otro lado, gracias a la prueba de Skid Pad, se apreció el radio de giro del vehículo, el mismo que fue de 6,1 metros aproximadamente. Este parámetro se determinó midiendo la distancia dejada por la rueda interna delantera en el terreno durante una curva de 180° realizada durante la prueba. En las pruebas de maniobrabilidad, el sistema de suspensión se comportó como se esperaba. Soportó los esfuerzos y cargas a los que el vehículo estuvo expuesto, de modo que se puede indicar que este modelo de suspensión de brazos independiente logró absorber las irregularidades del camino, proporcionando una conducción estable y segura. Así que, el vehículo exhibió un rendimiento destacado, demostrando que el ajuste del tren delantero y el buen estado de todos los componentes contribuyen significativamente al correcto desempeño en las pruebas realizadas.

4.2. RECOMENDACIONES

- En cuanto al diseño y análisis del conjunto de suspensión delantera, se sugiere buscar alternativas adicionales en cuanto a los softwares utilizados. Ya que es fundamental conocer nuevas herramientas que proporcionen un enfoque más cercano a la realidad para obtener resultados más precisos.
- En la etapa de construcción se debe considerar la eminente elección de materiales resistentes, ya que estos desempeñan un papel fundamental en el rendimiento del vehículo, especialmente cuando se enfrenta a condiciones de carretera complejas. Por lo que, además de garantizar el correcto funcionamiento, deben contribuir a la fiabilidad y durabilidad de los componentes del tren delantero. Asimismo, se podría considerar la posibilidad de investigar otros materiales disponibles en el mercado que mejoren la relación costo-eficiencia.
- Llevar a cabo una meticulosa búsqueda de las autopartes accesibles en el mercado local, priorizando aquellas que aseguren disponibilidad inmediata en el caso de que necesiten ser reemplazadas. Se debe considerar su compatibilidad y facilidad de adaptación a los distintos sistemas. Esta elección permitirá optimizar el tiempo de construcción del vehículo y adicionalmente, mantendrá la funcionalidad a lo largo de su vida útil.
- Realizar las pruebas de funcionamiento en un lugar amplio y seguro permitiendo al piloto demostrar el máximo desempeño del vehículo en condiciones exigentes. También se debe considerar el comportamiento de los componentes durante los eventos

realizados, con el objetivo de ajustar o cambiar aquellos que sean necesarios para garantizar que el vehículo esté en óptimas condiciones para su próxima prueba.

BIBLIOGRAFÍA

- Alvarado Ramón, R. E., & Montalván Robles, C. J. (2019). *Diseño De Chasis Monoplaza Tipo Autocross Según La Normativa Fia* [UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE CUENCA]. <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/18339/1/UPS-CT008679.pdf>
- Becerra Lazo, Á. D., & Pachito Yáñez, D. P. (2021). *Diseño y construcción del bastidor y sistema de suspensión de un vehículo según la normativa baja SAE*. <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/11310>
- Berisch, G., Donath, H., Heinrich, F., Huebener, I., Lipke, T., Mende, T., Schriefer, M., Schulte, H., & Zajac, M. (2012). Design and Development of a Low Cost Rapid Control Prototyping System Applied to an Air Suspension System. *IFAC Proceedings Volumes*, 45(11), 194–199. <https://doi.org/10.3182/20120619-3-RU-2024.00021>
- Burgess, A., Cote, M., Crevoiserat, E., & Martinez, J. (2015). *Design and Optimization of a Baja SAE Vehicle* [Worcester Polytechnic Institute]. https://web.wpi.edu/Pubs/E-project/Available/E-project-042815-121714/unrestricted/Design_and_Optimization_of_an_SAE_Baja_Vehicle.pdf
- Castellanos López, J. N. (2017). *DISEÑO DE SUSPENSIÓN MCPHERSON PARA VEHICULO TODO TERRENO* [Universidad Nacional Autónoma de México]. <http://132.248.9.195/ptd2016/diciembre/0754025/0754025.pdf>
- Castro Heredia, O. (2022). *DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN DIFERENCIAL ELECTRÓNICO PARA UN VEHÍCULO ELÉCTRICO DE TRACCIÓN EN CUATRO RUEDAS* [Universidad Tecnológica de la Mixteca]. http://jupiter.utm.mx/~tesis_dig/14327.pdf
- Domínguez Soriano, E. J., & Ferrer, J. (2011). *Circuitos de fluidos, suspensión y dirección*. Macmillan Iberia. <https://elibro.net/es/lc/utnorte/titulos/52820>
- Erreyes, V. (2022). *Suspensiones vehiculares*. <https://www.studocu.com/ec/document/instituto-tecnologico-superior-cruz-roja-ecuatoriana/mecanica-basica/anx1tut73/50346492>

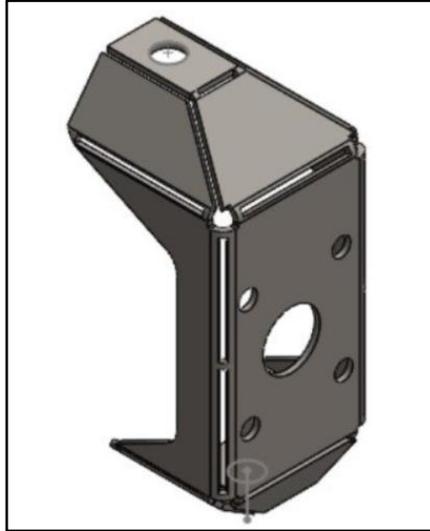
- Ferigra, C., & Enríquez, R. (2012). *UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE FACULTAD DE EDUCACIÓN CIENCIA Y TECNOLOGÍA TEMA: "INSTALAR LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DELANTERA, SUSPENSIÓN TRASERA; SISTEMA DE FRENOS Y SISTEMA ELÉCTRICO A UN VEHÍCULO* [Universidad Técnica del Norte].
<http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/1546/1/FECYT%201480%20TESIS.pdf>
- Flores, R. (2012). *DISEÑO DE UN SISTEMA DE DETECCIÓN VEHICULAR PARA LA REDUCCIÓN DE ACCIDENTES FRONTALES Y ENCUENTROS EN TRAMOS ESTRECHOS DE UN SOLO CARRIL EN EL TRAMO YOLOSILLA - CARANAVI* [Universidad Mayor San Andrés].
<https://repositorio.umsa.bo/bitstream/handle/123456789/15287/EG-1124-Limachi%20Flores%2C%20Reynaldo.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Forni, C. (2017). El Ángulo de Ackerman. *TKART Magazine*.
<https://tkart.it/es/magazine/tecnica/el-angulo-de-ackermann/>
- García Lozano, L. V. (2020). *Geometría de los trenes de rodaje*. <https://www.studocu.com/es-mx/document/instituto-tecnologico-jose-mario-molina-pasquel-y-henriquez/elementos-automotrices/geometria-de-los-trenes-de-rodaje/12179648>
- Gavilanez Endara, C. (2016). *Análisis e Importancia de Sistema de Suspensión de Vehículos Livianos Mediante Modelo Digital* [Universidad San Francisco de Quito].
<https://repositorio.usfq.edu.ec/bitstream/23000/5996/1/129359.pdf>
- Juberías Fernández, D. (2011a). *Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross* [Universidad Carlos III de Madrid]. https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/12865/PFC_DAVID_JUBERIAS_FERNANDEZ.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Juberías Fernández, D. (2011b). *Diseño, Análisis Dinámico y Modelado del Tren Delantero de un Car Cross* [Universidad Carlos III de Madrid]. https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/12865/PFC_DAVID_JUBERIAS_FERNANDEZ.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Kholer. (2023). *Collegiate Design Series Baja SAE Rules*.

- León Tobar, D. J. (2017). *Estudio para la Implementación del Servicio de Aliniación y Balanceo en un Taller Automotriz* [Universidad Internacional del Ecuador Extensión Guayaquil].
<https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/2274/1/T-UIDE-150.pdf>
- López Barros, J. M. (2011). *ESTUDIO TEÓRICO DE LA ALINEACIÓN DE UN VEHÍCULO POR VISIÓN ARTIFICIAL* [Universidad Carlos III de Madrid]. https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/13328/PFC_JOSE-MANUEL_LOPEZ_BARROS.pdf
- Luque, Pablo., Álvarez, D., & Vera, C. (2004). *Ingeniería del automóvil : Sistemas y Comportamiento Dinámico* (S. A. Ediciones Paraninfo, Ed.). Thomson.
https://www.google.com.ec/books/edition/Ingenier%C3%ADa_del_autom%C3%B3vil_Sistemas_y_co/JDuzY9j6HwMC?hl=es-419&gbpv=0
- MEJÍA GONZÁLES, D. S. (2015). “*DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA PARA LA COMPETICIÓN EN LA FORMULA SAE*” [UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE CUENCA].
<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/7547/1/UPS-CT004482.pdf>
- Milliken, D. L., & Milliken, W. (2003). *Race Car Vehicle Dynamics: Problems, Answers, and Experiments*.
- Miravete de Marco, A., & Calvo Martín, J. (2021). *Mecánica del automóvil* (E. Reverté, Ed.). Editorial Reverté.
https://elibro.net/es/lc/uteq/titulos/176157?fs_q=Derivadasla__ingeniería__mecánica__y__sus__aportes__a__la__industrialización&prev=fs&fs_page=10
- Moog, H. (2018). How a car steering system works: easy guide . *MOOG*.
<https://www.moogparts.eu/blog/how-a-steering-system-works.html>
- Muir, A. (2019). *How the steering system works* . How a Car Works.
<https://www.howacarworks.com/basics/how-the-steering-system-works>
- Pauta Morocho, P. J., & Villacís Avilés, J. P. (2012). “*DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO BIPLAZA DE ESTRUCTURA TUBULAR CON MOTOR MONOCILÍNDRICO YAMAHA YFM 200*”.

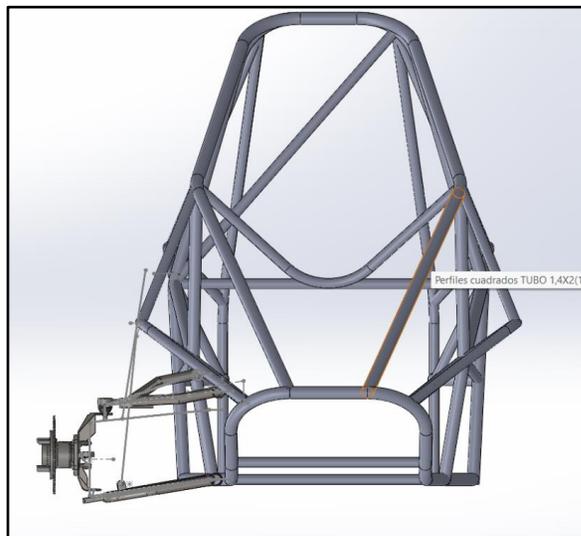
- Quinche Cabascango, C. S. (2020). *Implementación del sistema de frenos para un vehículo biplaza tipo buggy para la Carrera de Tecnología Superior en Mecánica Automotriz de la Unidad de Gestión de Tecnologías ESPE* [Universidad de las Fuerzas Armadas].
<http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/24882/1/M-ESPEL-mat-0101.pdf>
- Reyes Jiménez, D. A. (2016). *Diseño de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo Formula SAE mediante técnicas de optimización estructural y manufactura con CNC*. Universidad del Azuay.
- Sandoval Hernández, H. S., & Guevara Rojas, B. (2015). *DISEÑO, IMPLEMENTACIÓN Y ANÁLISIS DE SISTEMAS DE PROPULSIÓN HUMANA Y DIRECCIÓN PARA VEHÍCULO SOLAR* [Universidad Tecnológica de Pereira].
<https://repositorio.utp.edu.co/server/api/core/bitstreams/f9f23a84-bb31-42f2-a2c0-f26b78ae6b40/content>
- Secretaría Nacional de Planificación. (2021). *Plan Nacional de Desarrollo 2021-2025 - Agenda 2030*. https://repositorio.cepal.org/bitstream/handle/11362/40155/24/S1801141_es.pdf
- Timura, R. (2015). *The University of Akron 2015 SAE Zips Baja Off-Road Racing Team 2015 Suspension System Design*.
http://ideaexchange.uakron.edu/honors_research_projectshttp://ideaexchange.uakron.edu/honors_research_projects/169
- Union Steel Industry. (2014). *ASTM A500 Grado C*. https://www.union-steels.com/es/standards_detail/astm-a500-grade-c.html
- Продвиж. (2023). Технические характеристики багги. *Продвиж*.
<https://prodvizh.com/articles/tekhnicheskie-kharakteristiki-baggi>

ANEXOS

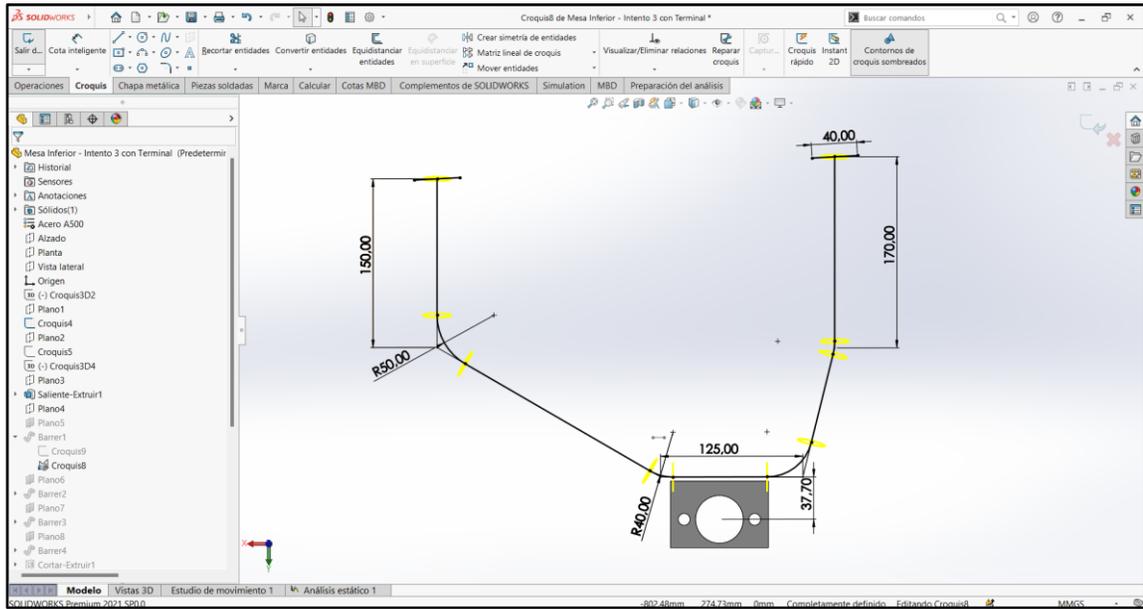
ANEXO I :DISEÑO, ENSAMBLAJE Y SIMULACIÓN DE LOS COMPONENTES.



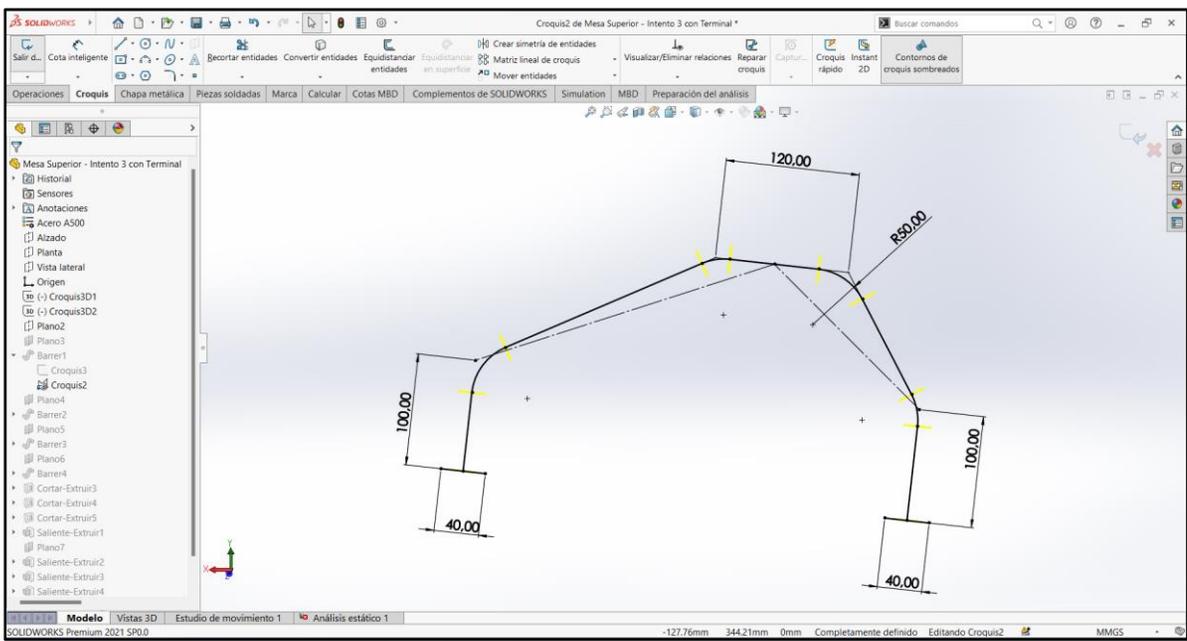
A I 1 Mangueta Diseñada en el Software



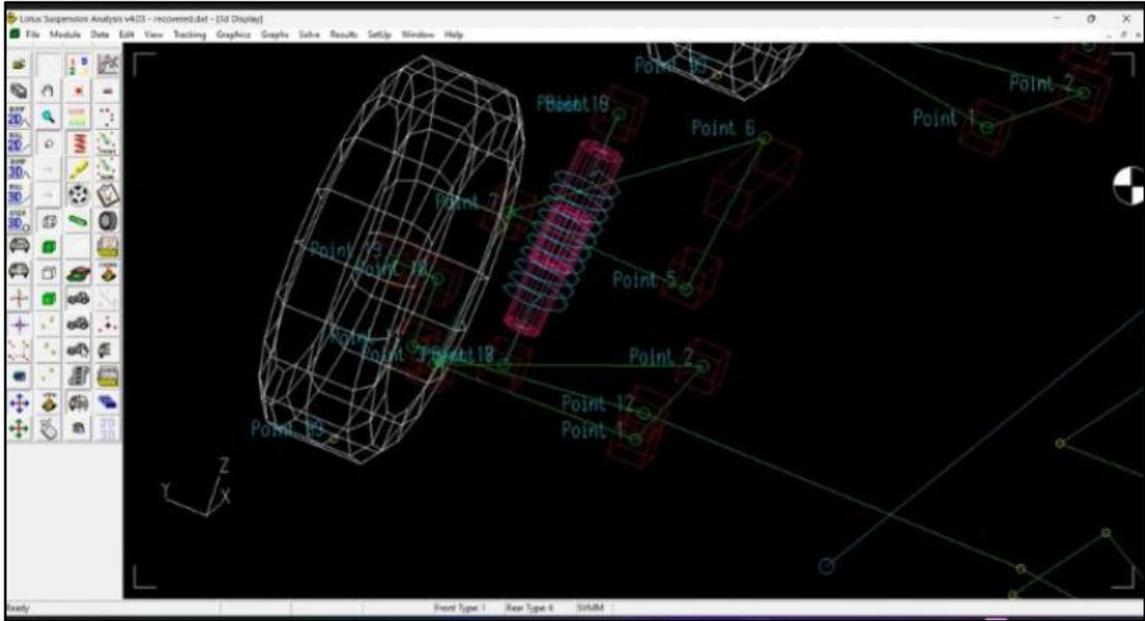
A I 2 Conjunto del Tren Delantero Ensamblado en el Bastidor



A I 3 Diseño de la Mesa Inferior



A I 4 Diseño de la Mesa Superior



A I 5 Análisis de la Suspensión en Lotus

ANEXO II :PROCESOS DE FABRICACIÓN DEL PROYECTO



A II 1 Molde para la Mesa Inferior



A II 2 Mangueta Fabricada por Corte CNC



A II 3 Mesa, Mangueta, Manzana y Disco de freno Ensamblados



A II 4 Parte Delantera con sus Respectivos Componentes



A II 5 Pedalera Acoplada

ANEXO III :PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL VEHÍCULO TIPO BUGGY



A III 1 Fase de Preparación para las Pruebas



A III 2 Prueba de Maniobrabilidad Slalom

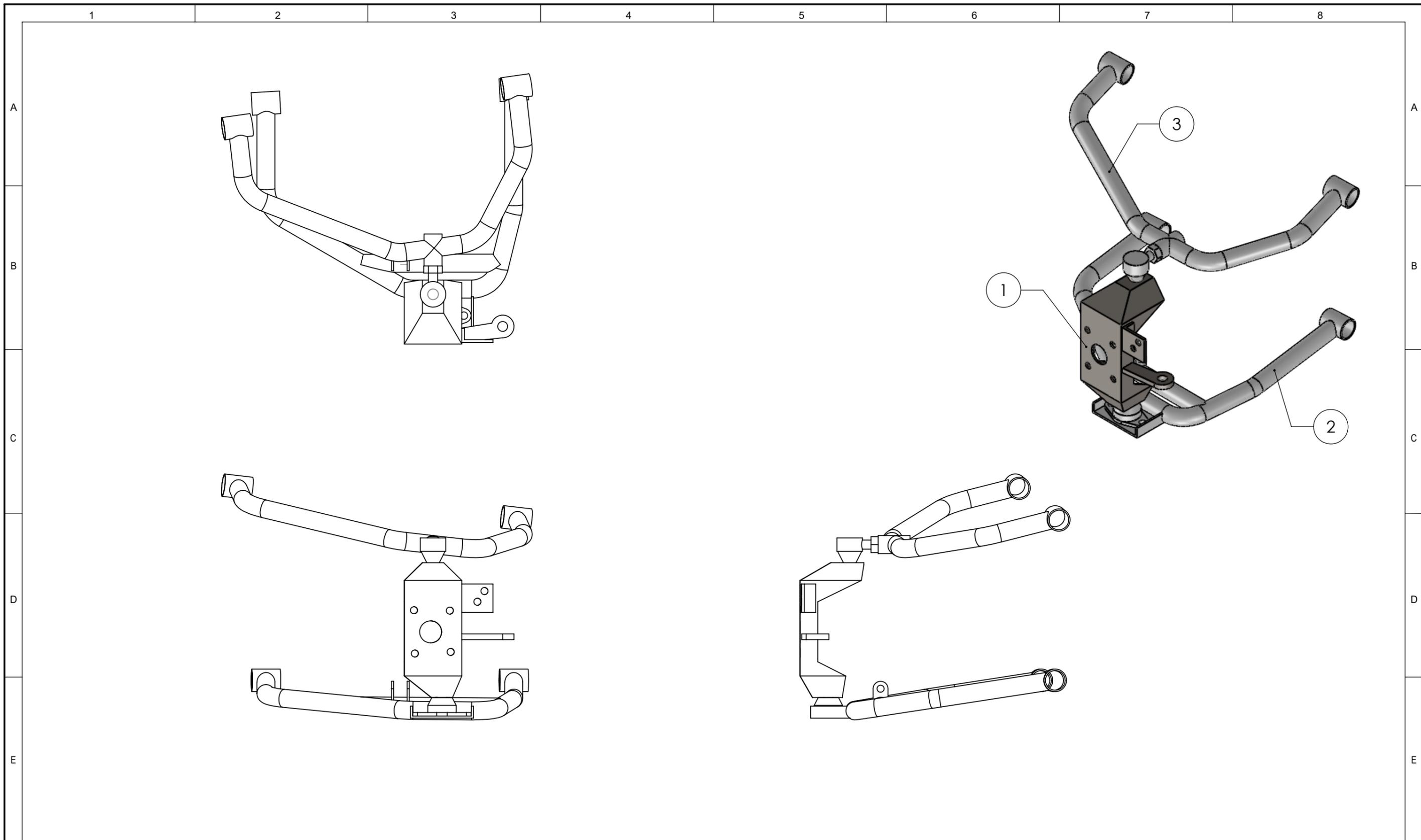


A III 3 Prueba de Maniobrabilidad Skid Pad



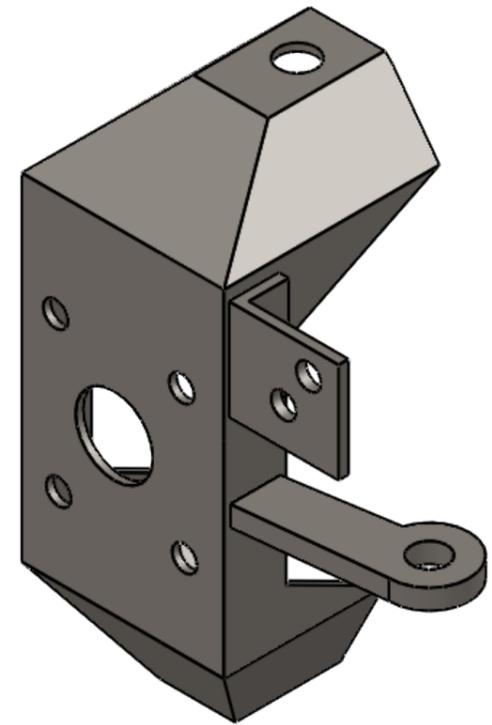
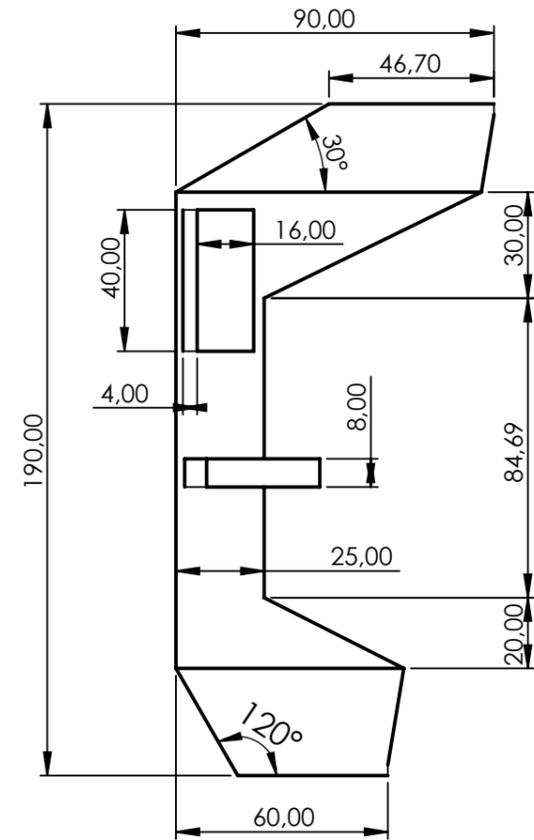
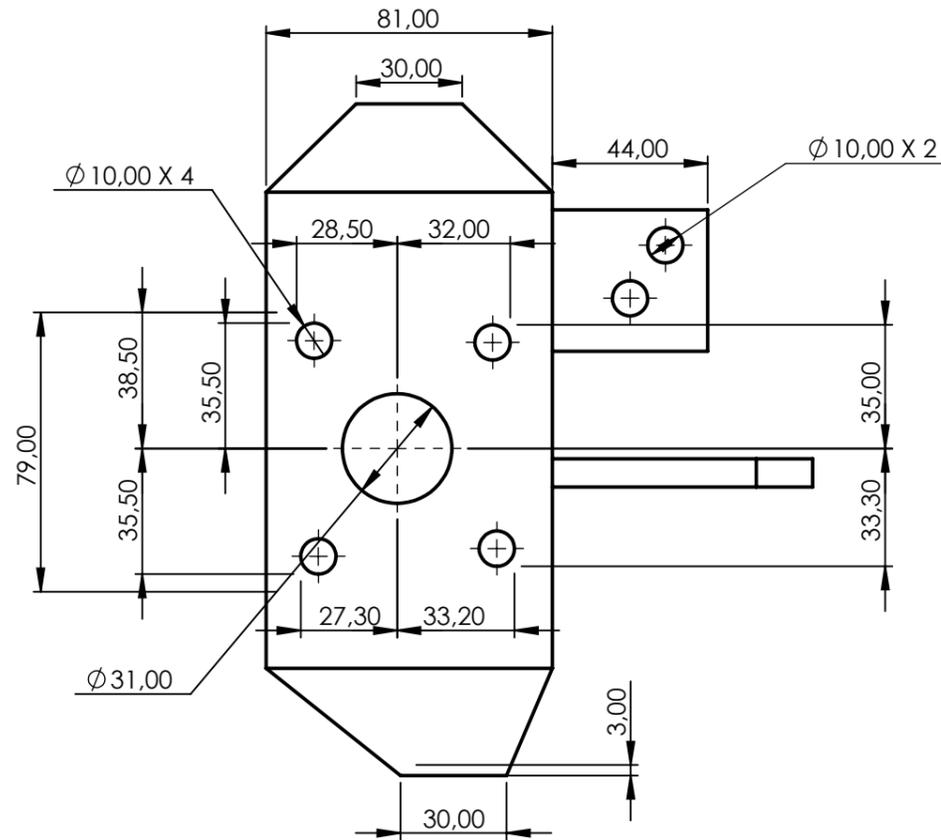
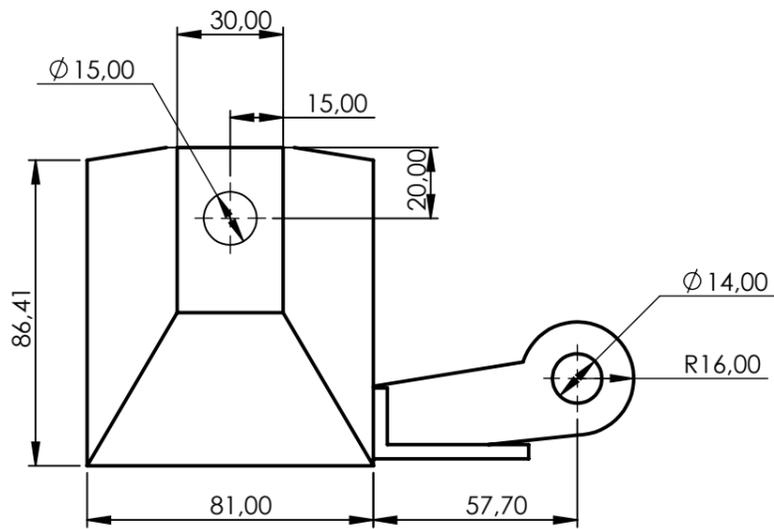
A III 4 Prueba de Maniobrabilidad Pista de Obstáculos

**ANEXO IV: PLANOS DE LOS ELEMENTOS DISEÑADOS A TRAVÉS DEL
PROGRAMA SOLIDWORKS**

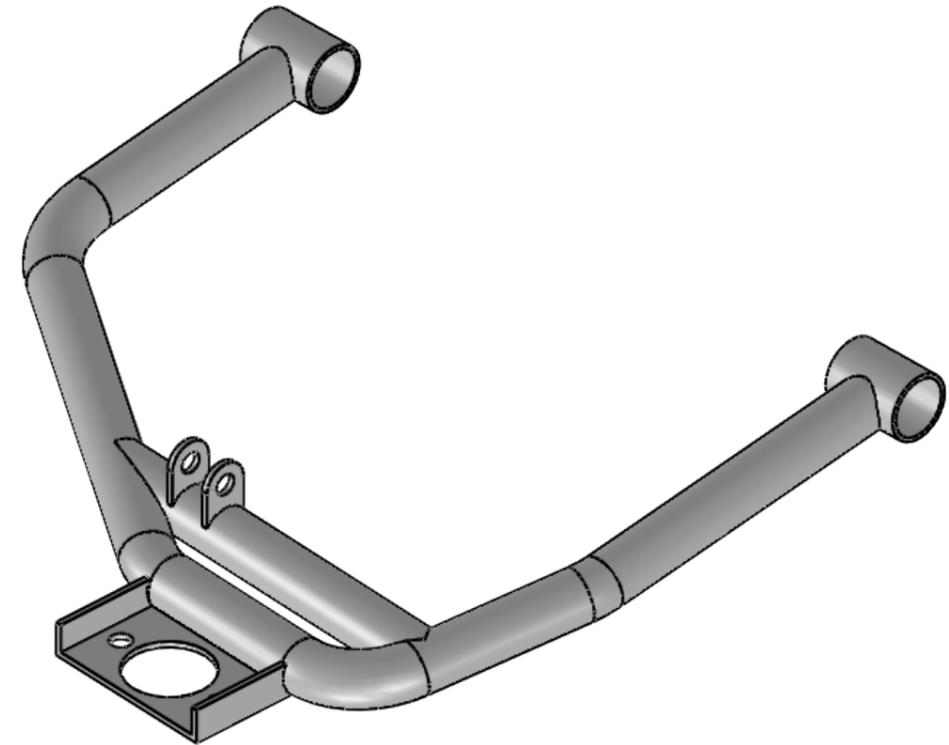
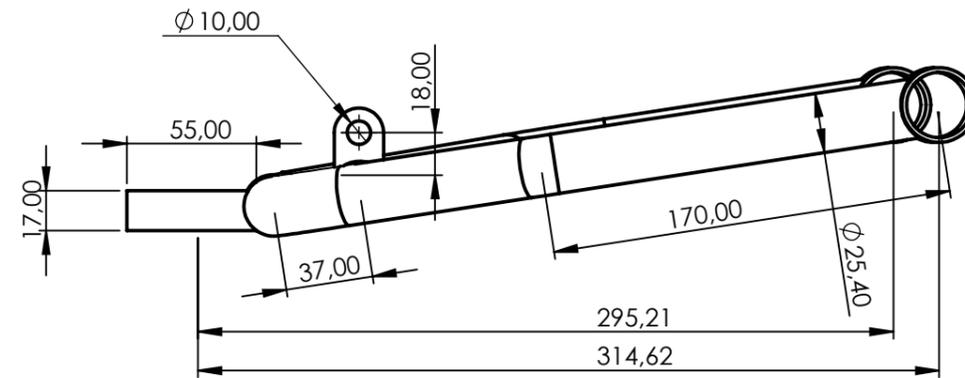
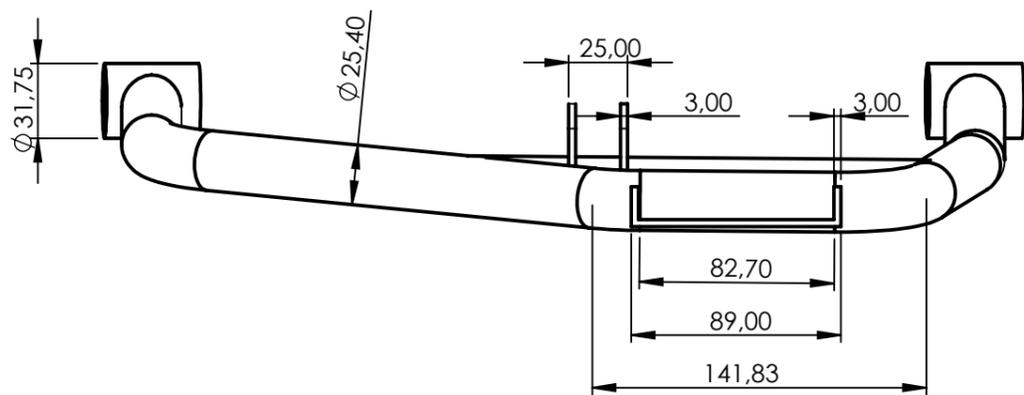
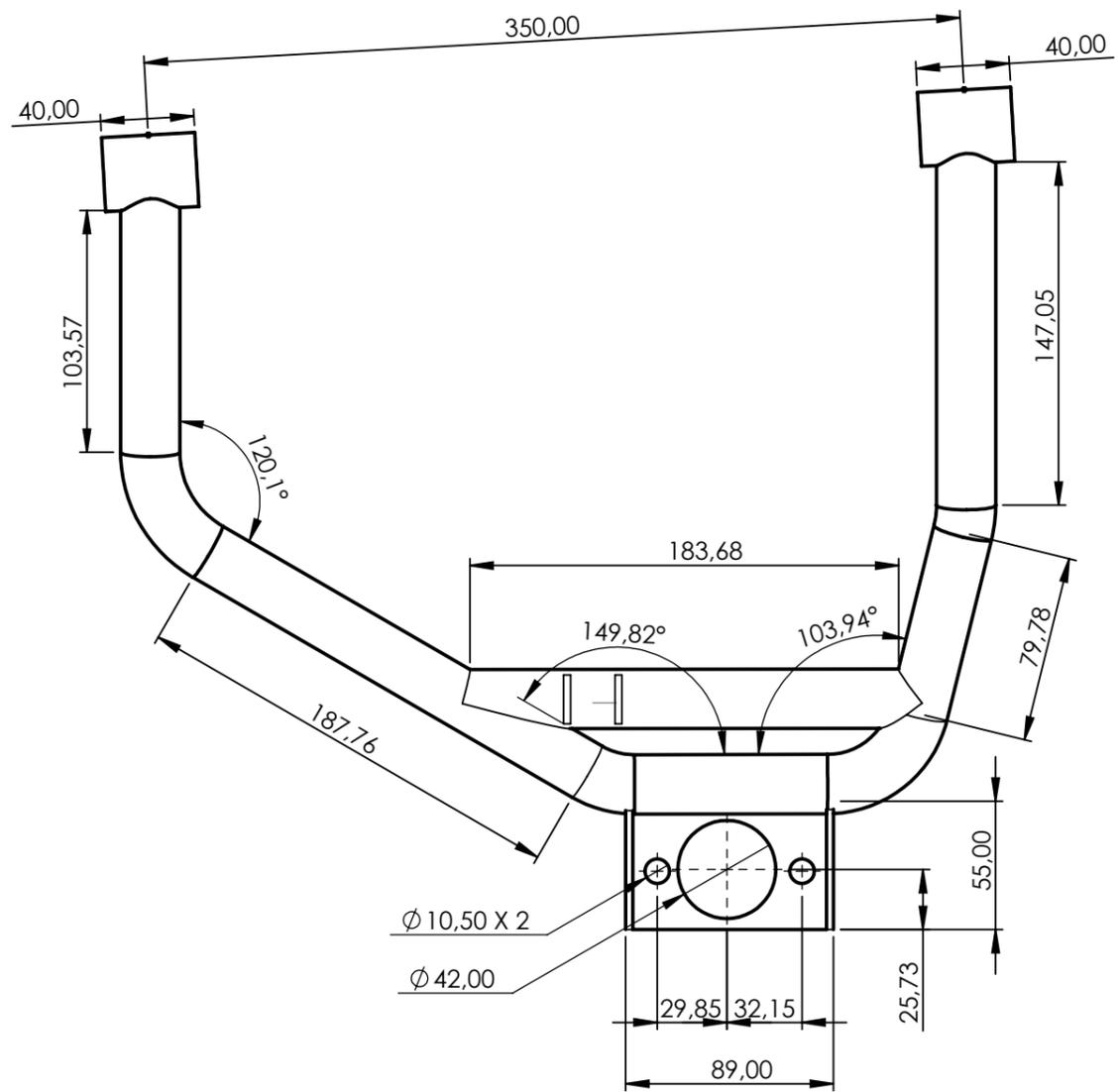


N° DE ELEMENTO	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Mangueta	Lámina 2	1
2	Mesa Inferior	Lámina 3	1
3	Mesa Superior	Lámina 4	1

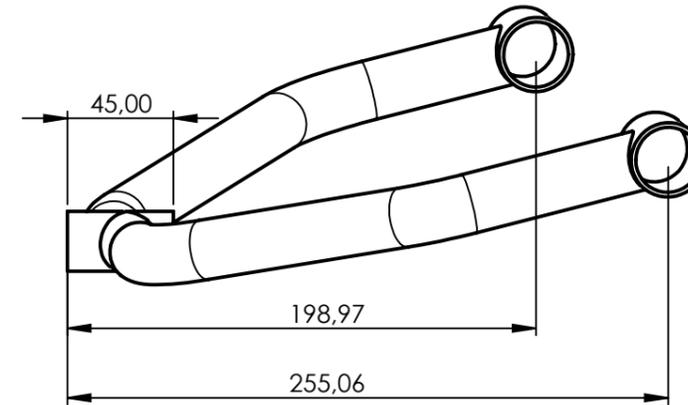
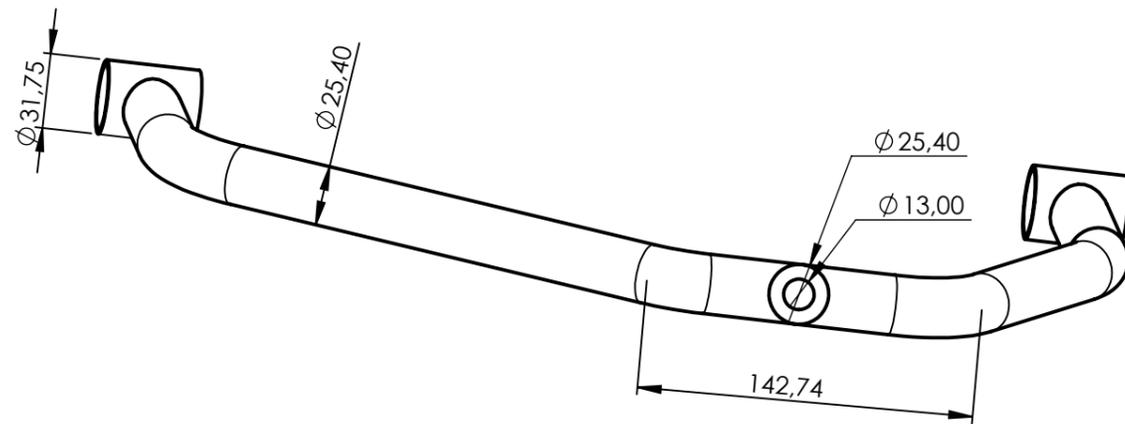
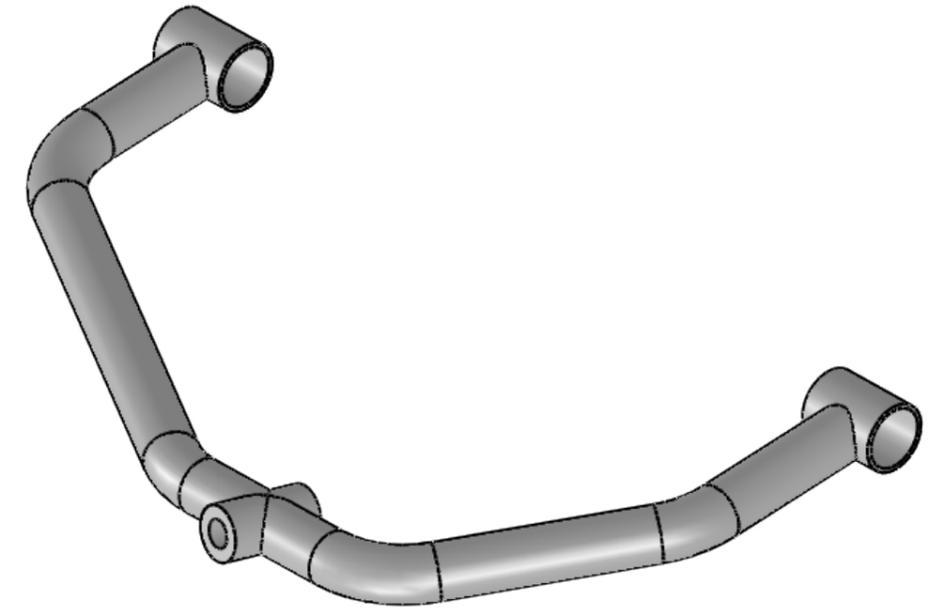
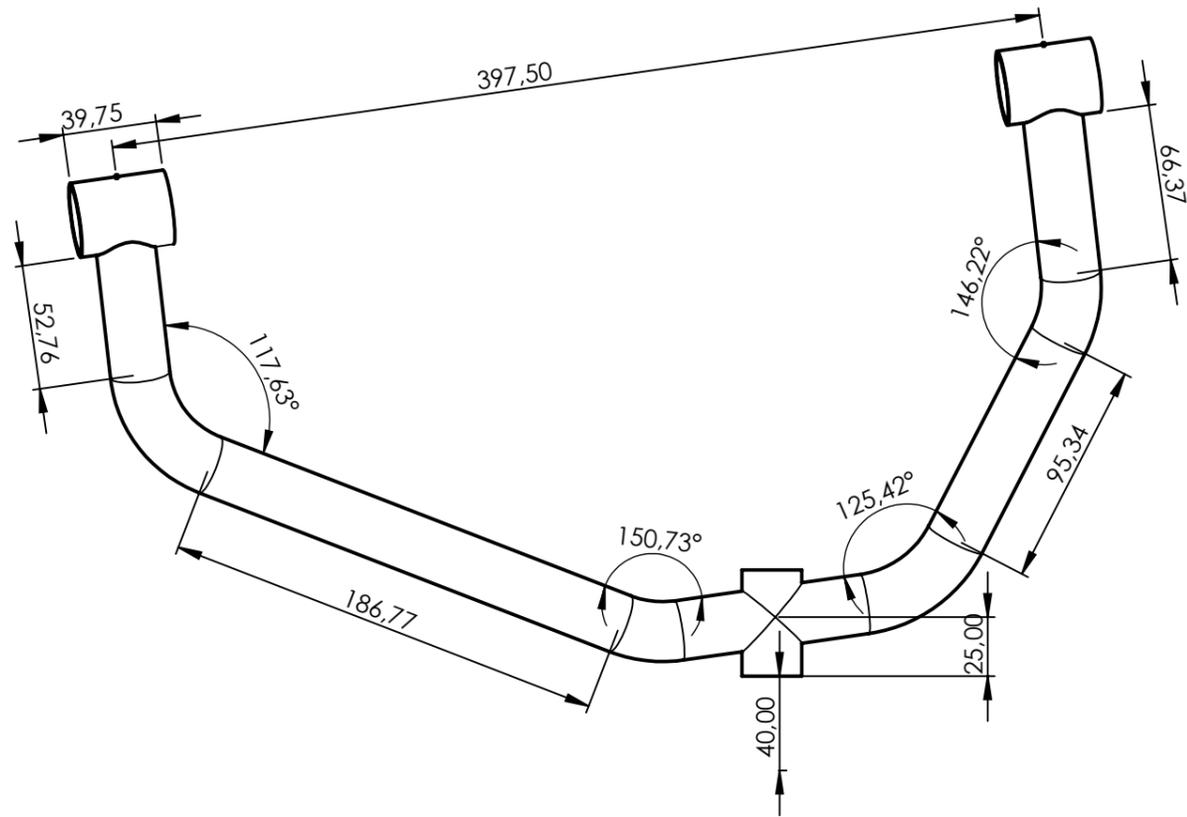
						Tolerancia ± 1	Peso 3.89 kg	Materiales: ACERO ASTM A36 - ACERO ASTM A500	
								Fecha	Nombre
								Dib. 29/08/2023	Joao Molina
								Rev. 15/11/2023	Edwin Arroyo
								Apro. 15/11/2023	Edwin Arroyo
						U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ		Denominación: CONJUNTO DE SUSPENSIÓN	
									Escala: 1:5
								Número del dibujo: 1	
								Sustitución	



				Tolerancia	Peso	Materiales:			
				±1	871.55 gr	ACERO ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dib.	17/04/2023	Joao Molina			MANGUETA - SISTEMA DE SUSPENSIÓN	1:15
			Rev.	15/11/2023	Edwin Arroyo				
			Apro.	15/11/2023	Edwin Arroyo				
				U.T.N		Número del dibujo:	2		
				INGENIERIA AUTOMOTRIZ		Sustitución			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre						



				Tolerancia	Peso	Materiales:			
				±1	1357.43 gr	ACERO ASTM A500			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dib.	19/07/2023	Joao Molina			MESA INFERIOR - SUSPENSIÓN	1:3
			Rev.	15/11/2023	Edwin Arroyo				
			Apro.	15/11/2023	Edwin Arroyo	Número del dibujo:	3		
				U.T.N		Sustitución			
				INGENIERIA AUTOMOTRIZ					
Edición	Modificación	Fecha	Nombre						



				Tolerancia	Peso	Materiales:	
				± 1	1001.46 gr	ACERO ASTM A500	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dib.	18/07/2023	Joao Molina	
				Rev.	15/11/2023	Edwin Arroyo	
				Apro.	15/11/2023	Edwin Arroyo	MESA SUPERIOR - SUSPENSIÓN
				U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ		Número del dibujo:	4
						Sustitución	
							Edición
							Modificación
							Fecha
							Nombre
							Escala:
							1:3

