



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

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

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL TREN POSTERIOR DE
UN VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO BUGGY.**

AUTOR:

PILA LAINES MATEO VINICIO

SIMBAÑA PABÓN BRYAN JOSUE

DIRECTOR:

ING. ARROYO TERÁN EDWIN SALOMON, MSc.

Ibarra, diciembre, 2023

CERTIFICADO

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería 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 título es “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL TREN POSTERIOR DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO BUGGY**” presentado por el señor: **Pila Laines Mateo Vinicio** con número de cédula **1726619073**, y **Simbaña Pabon Bryan Josue** con número de cédula **1004399943**, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 18 días del mes de diciembre del 2023

Atentamente



Ing. Edwin Salomón Arroyo Terán. 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

1. 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:	1726619073		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Pila Laines Mateo Vinicio		
DIRECCIÓN:	Quito, Pichincha, Ecuador		
EMAIL:	mvpilal@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	2597832	TELÉFONO MÓVIL:	0997224046

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1004399943		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Simbaña Pabon Bryan Josue		
DIRECCIÓN:	Ibarra, Imbabura, Ecuador		
EMAIL:	bjsimbanap@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:		TELÉFONO MÓVIL:	0978648971

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL TREN POSTERIOR DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO BUGGY
AUTOR (ES):	Pila Laines Mateo Vinicio, Simbaña Pabon Bryan Josue
FECHA: DD/MM/AAAA	18-12-2023
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero Automotriz
ASESOR /DIRECTOR:	Ing. Fausto Tapia MSc / Ing. Edwin Arroyo MSc

2. 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 18 días del mes de diciembre de 2023

AUTORES:


Firma: _____
Pila Laines Mateo Vinicio


Firma: _____
Simbaña Pabon Bryan Josue

DEDICATORIA

El inicio de una nueva aventura puede ser algo atemorizante, se siente la incertidumbre al no tener claro si el camino elegido es correcto y en ocasiones el miedo nos hace pensar que lo estamos recorriendo solos, sin embargo, es en esos momentos donde al mirar a nuestro alrededor encontramos a aquellas personas que decidieron acompañarnos en este camino. Este trabajo va dedicado a todas esas persona, especialmente:

A mi padre Marco por haberme enseñado el valor del esfuerzo. Por apoyarme en cada proyecto, por confiar todo aquello que he logrado aprender y por seguir enseñándome nuevas cosas.

A mi madre Lidia por siempre brindarme su apoyo y confianza de manera incondicional en todo momento. Por su cariño y esmero en guiarme a ser una buena persona. Por su sabiduría y paciencia al aconsejarme cuando lo he necesitado.

A mi hermano Camilo por alegrarme en esos días en los que sentía que todo iba mal y por qué en tu corta edad me has enseñado más de lo que tu piensa. Recuerda que no importa el camino que tu elijas siempre estaré ahí para apoyarte.

A mi hermana Dayana por haberme dado es pequeño empujón para iniciar esta etapa de mi vida. Por confiar en mi aun cuando yo no lo hacía. Por guiarme e impulsarme siempre hacia algo mejor y por tu paciencia al enseñarme no solo a ser un mejor profesional sino también a ser una mejor persona día tras día.

A Diana por ser tan paciente y comprensiva conmigo. Por motivarme a cumplir cada objetivo que me propongo y sobre todo por ser mi compañera en cada nueva aventura.

Finalmente, dedico este trabajo a Jessica, Saúl y Wilman, personas que me han acompañado en durante la toda la carrera como amigos incondicionales, enseñándome a perseverar y no rendirme sin importar las circunstancias nos imponga la vida.

Mateo Vinicio Pila Laines

DEDICATORIA

A ti, Mamita Carmen, aunque en este momento especial ya no cuente con tu tan anhelada compañía, lanzaré el birrete tan alto que pueda alcanzar el cielo donde tú estás. Te agradezco mi vida entera, y una mil veces este logro te lo dedico a ti.

A mis padres Giovanni y Maria, quienes con altibajos me apoyaron, me aconsejaron y me enseñaron que con esfuerzo todo se puede lograr. A ti, madre bella, que me diste la vida, el calor y el amor que solo una madre puede brindar. A ti, padre, que me enseñaste todo lo que sé, me brindaste consejos y guías que lograron formarme como profesional.

A mis hermanos Iker, Domenica y Arianna, por quienes quiero cumplir muchas metas más y lograr ser un buen ejemplo como hermano mayor. Al igual que nuestra abuelita, ustedes son mi motor y ganas de salir adelante. Por ustedes quiero dar lo mejor de mí día tras día. Quiero ver cumplir sus sueños y ayudarlos a que estos se hagan realidad.

A Senito, una persona muy especial, quien me brindó su confianza, cariño y apoyo. Sé que el destino mismo le depara cosas maravillosas en su vida por la calidad de persona que es.

A todos mis amigos y familiares quienes me apoyaron moralmente y alegraban mis días y noches de estrés sacándome una sonrisa.

Bryan Josue Simbaña Pabon

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por haberme brindado la fortaleza y sabiduría para afrontar todos los retos que surgieron a lo largo de estos 5 años.

A mis padres por ser un ejemplo que seguir, por los consejos y las palabras de aliento, por haberme brindado su apoyo incondicional, y por haber confiado en que sería capaz cumplir con esta meta.

A mis hermanos por impulsarme a ser mejor cada día, por siempre preocuparse por mi bienestar, y por ser mi motivación seguir hacia delante con la frente en alto y enfrentarme al mundo sin miedo.

Agradezco al Ing. Edwin Arroyo por todas las enseñanzas, el apoyo, la constancia y paciencia durante todo el proceso que conllevó la realización de este trabajo.

Le doy mi sincero agradecimiento a Josue con quien logramos cumplir con este objetivo, agradezco tu apoyo, tu perseverancia y las ganas de salir adelante con este proyecto, te agradezco por ser un gran compañero durante este proceso.

Por último, agradezco a la vida por permitirme coincidir con tantas personas maravillosas a lo largo de esta etapa, por los buenos momentos y las lecciones aprendidas en el camino.

Mateo Vinicio Pila Laines

AGRADECIMIENTO

Le doy gracias a Dios y al destino por haberme llenado de personas maravillosas a lo largo de mi carrera profesional.

Le dedico el más profundo de mis agradecimientos a mi abuelita que está en el cielo, quien me formó como ser humano y me enseñó a ser bondadoso, a ser amable y respetuoso, gracias, fue el motor de querer cumplir este sueño.

Agradezco de corazón a mis padres, quienes no solo me brindaron el regalo de la vida, sino que también me guiaron con amor y dedicación a lo largo de mi crecimiento. Gracias a su incansable esfuerzo, pude aprender las lecciones más valiosas de la vida: la importancia de la humildad, la fuerza de los valores y la determinación de forjar mi propio camino.

Gracias a mis hermanos que sin importar los problemas y dificultades siempre me dieron ánimo para seguir adelante.

Gracias a Senito por ser un pilar fundamental en mi vida y realizar acciones de manera desinteresada que lograron guiarme a través de este gran camino que fue la carrera universitaria.

Le doy gracias a Mateo con quien logramos este objetivo en común, este logro no sería posible sin su apoyo constante, gracias por ser un compañero excepcional.

Existen muchas personas a quien debo agradecer entre ellos familia, amigos y conocidos, aunque algunos hayan sido un momento fugases en mi vida cada uno apporto cosas positivas en mi y por eso les quiero dar las gracias.

Bryan Josue Simbaña Pabon

ÍNDICE DE CONTENIDO

	PÁGINA
RESUMEN	XVII
ABSTRACT	XVIII
INTRODUCCIÓN	XIX
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. ALCANCE.....	3
1.5. JUSTIFICACIÓN	4
1.6. VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO BUGGY.....	4
1.7. BAJA SAE.....	5
1.8. MOTOR ESTACIONARIO	5
1.9. SISTEMA DE SUSPENSIÓN	6
1.9.1. ELEMENTOS ELÁSTICOS	7
1.9.2. ELEMENTOS DISIPATIVOS.....	7
1.9.3. ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS	8
1.9.4. TIPOS DE SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE	8
1.10. TRANSMISIÓN	8
1.10.1. COMPONENTES.....	9
1.10.2. TIPOS	9
1.10.3. TRANSMISIÓN CVT	9
1.10.4. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	10
1.11. FRENOS	11
1.11.1. COMPONENTES.....	11
1.12. PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DE SUSPENSIÓN	11
1.12.1. CENTRO DE GRAVEDAD	11

1.12.2.	CENTRO DE BALANCEO	12
1.12.3.	DISTANCIA ENTRE EJES.....	12
1.12.4.	ANCHO DE VÍA.....	12
1.12.5.	MASAS SUSPENDIDAS Y NO SUSPENDIDAS	13
1.12.6.	FRECUENCIA	13
1.12.7.	ÁNGULO DE CAÍDA (CAMBER)	14
1.12.8.	ÁNGULO DE AVANCE (CASTER).....	14
1.12.9.	ÁNGULO DE CONVERGENCIA Y DIVERGENCIA (TOE)	14
1.13.	DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTORA (CAD).....	15
1.14.	INGENIERIA ASISTIDA POR COMPUTADORA.....	15
1.15.	ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	16
1.16.	LOTUS SUSPENSION ANALYSIS.....	16
	CAPÍTULO II.....	17
2.	MATERIALES Y MÉTODOS.....	17
2.1.	DISEÑO GEOMÉTRICO DE LA SUSPENSIÓN	18
2.1.1.	REQUERIMIENTOS GENERALES	18
2.1.2.	DISEÑO CINEMÁTICO	18
2.1.3.	TRANSFERENCIA DE MASAS.....	23
2.1.4.	CONJUNTO RESORTE-AMORTIGUADOR.....	28
2.2.	DISEÑO CAD.....	29
2.2.1.	SELECCIÓN DE COMPONENTES	30
2.2.2.	MODELADO DE COMPONENTES	37
2.2.3.	DISEÑO DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN	39
2.2.4.	DISEÑO CAD DE MANGUETAS POSTERIORES.....	41
2.2.5.	ENSAMBLE GLOBAL	42
2.3.	SIMULACIÓN CAE.....	42
2.3.1.	ANÁLISIS DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN.....	42
2.3.2.	ANÁLISIS DE ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN.....	45
2.3.3.	CONCENTRADORES DE TENSIÓN	48
2.4.	FABRICACIÓN	49
2.4.1.	SELECCIÓN DE MATERIALES	49
2.4.2.	PLANOS DE DISEÑO PARA LA CONSTRUCCIÓN.....	49
2.4.3.	PROCESOS DE FABRICACIÓN	49

2.5.	PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO	51
CAPÍTULO III		52
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	52
3.1.	ANÁLISIS CINEMÁTICO DE LA SUSPENSIÓN	52
3.1.1.	ÁNGULO DE CAÍDA (CAMBER)	53
3.1.2.	CONVERGENCIA Y DIVERGENCIA (TOE)	54
3.1.3.	ÁNGULO DE AVANCE (CASTER).....	54
3.1.4.	RELACIÓN DE DESPLAZAMIENTO DEL RESORTE-AMORTIGUADOR	55
3.2.	ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LAS BRIDAS DE TRANSMISIÓN	55
3.3.	ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN	58
3.4.	FABRICACIÓN DE CONJUNTO DE TRANSMISIÓN	61
3.5.	CORTE DE MATERIALES.....	63
3.6.	PROCESO DE SOLDADURA.....	65
3.7.	ADAPTACIÓN DE MOTO Y TRANSMISIÓN	66
3.7.1.	ENSAMBLE	68
3.8.	RESUMEN DE COSTOS	71
3.9.	PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO	74
3.9.1.	PRUEBA DE ACELERACIÓN	74
3.9.2.	PRUEBA DE FRENADO	75
3.9.3.	PRUEBA DE ARRASTRE	76
3.9.4.	PRUEBA DE VELOCIDAD	77
3.9.5.	PRUEBA DE MANIOBRABILIDAD	78
CAPÍTULO IV.....		81
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	81
4.1.	CONCLUSIONES.....	81
4.2.	RECOMENDACIONES.....	82
5.	BIBLIOGRAFÍA	83
6.	ANEXOS	89

ÍNDICE DE TABLAS**PAGÍNA**

Tabla 2.1: Especificaciones técnicas motor Porten	31
Tabla 2.2: Características de la transmisión CVT	31
Tabla 2.3: Catalina Riffel 1045	32
Tabla 2.4: Cadena Riffel M190	32
Tabla 2.5: Disco de freno Motor 1	33
Tabla 2.6: Semieje Volkswagen Golf	34
Tabla 2.7: Manzana Volkswagen Golf	34
Tabla 2.8: Rodamientos	35
Tabla 2.9: Amortiguador Pulsar 125	36
Tabla 2.10: Peso de componentes seleccionados	37
Tabla 2.11: Análisis de torque	43
Tabla 2.12: Propiedades de Nailon	45
Tabla 2.13: Análisis de obstáculo en pista	46
Tabla 3.1: Costo de materiales	72
Tabla 3.2: Componentes adquiridos	73
Tabla 3.3: Procesos de fabricación	74
Tabla 3.4: Resultados de prueba de aceleración	75
Tabla 3.5: Resultados de prueba de frenado	75
Tabla 3.6: Datos de prueba de arrastre	76

ÍNDICE DE FIGURAS

	PAGÍNA
Figura 1.1: Car Cross Piranha	4
Figura 1.2: Motor estacionario	5
Figura 1.3: Esquema de un sistema de suspensión pasiva	6
Figura 1.4: Transmisión por cadena	8
Figura 1.5: Sistema de transmisión CVT	10
Figura 2.1: Secuencia de trabajo	17
Figura 2.2: Selección de tipo de suspensión	19
Figura 2.3: Parámetros iniciales	20
Figura 2.4: Especificaciones del neumático	21
Figura 2.5: Coordenadas del sistema de suspensión posterior	22
Figura 2.6: Suspensión posterior	22
Figura 2.7: Caliper Motor 1	33
Figura 2.8: Ensamble parcial del tren posterior	38
Figura 2.9: Diseño preliminar de brida	39
Figura 2.10: Ensamble parcial de elementos de transmisión	40
Figura 2.11: Mangueta	41
Figura 2.12: Ensamble global	42
Figura 2.13: Mallado en brida	44
Figura 2.14: Obstáculo en pista	45
Figura 2.15: Conjunto de mangueta y mesas	47
Figura 2.16: Propiedades del acero AISI 1045	48
Figura 2.17: Propiedades del acero ASTM A36	48
Figura 3.1: Coordenadas de suspensión trasera	52
Figura 3.2: Ángulo de caída (Camber)	53
Figura 3.3: Convergencia y Divergencia (TOE)	54
Figura 3.4: Ángulo de avance (Caster)	54
Figura 3.5: Relación de desplazamiento del Resorte-Amortiguador	55
Figura 3.6: Limite elástico de la brida	56
Figura 3.7: Desplazamiento de la brida	57
Figura 3.8: Factor de seguridad de la brida	57
Figura 3.9: Limite elástico del conjunto de suspensión	58

Figura 3.10: Concentrador de tensión (Limite elástico)	59
Figura 3.11: Desplazamiento del conjunto de suspensión	59
Figura 3.12: Factor de seguridad del conjunto de suspensión	60
Figura 3.13: Concentrador de tensión (Factor de seguridad)	60
Figura 3.14: Proceso de torneado de las bridas	62
Figura 3.15: Proceso de fresado del eje de transmisión	63
Figura 3.16: Corte de tubos	64
Figura 3.17: Plano de corte para elementos de suspensión	64
Figura 3.18: Soporte de suspensión doblado	65
Figura 3.19: Soldadura en dobleces	65
Figura 3.20: Proceso de soldadura de la mangueta	66
Figura 3.21: Adaptación de conjunto de transmisión	67
Figura 3.22: Adaptación de motor	67
Figura 3.23: Compresión de rodamientos	68
Figura 3.24: Bujes	68
Figura 3.25: Conjunto de transmisión	69
Figura 3.26: Ensamble parcial de tren posterior	69
Figura 3.27: Tren posterior ensamblado	70
Figura 3.28: Pedales	71
Figura 3.29: Prueba de frenado	76
Figura 3.30: Prueba de arrastre	77
Figura 3.31: Velocidad máxima alcanzada	78
Figura 3.32: Prueba de maniobrabilidad: Obstáculos	79
Figura 3.33: Prueba de maniobrabilidad: Curvas	80

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN NÚM	PAGÍNA
[2.1]: Movimiento Uniformemente Acelerado	24
[2.2]: Despeje de la aceleración	24
[2.3]: Transferencia de Masa	24
[2.4]: Distribución de masas	24
[2.5]: Distancia de frenado	25
[2.6]: Movimiento Rectilíneo Uniformemente Acelerado	25
[2.7]: Distancia de frenado	26
[2.8]: Aceleración Normal	26
[2.9]: Transferencia de Masas Lateral	27
[2.10]: Distribución de masas lateral	27
[2.11]: Frecuencia	28
[2.12]: Constante de rigidez del sistema de suspensión	28
[2.13]: Rigidez de la rueda	28
[2.14]: Rigidez del muelle	29
[2.15]: Formula de Torque	43
[2.16]: Fuerza Tangencial	43
[2.17]: Aceleración Vertical	46
[2.18] : Velocidad Vertical	46
[2.19]: Fuerza Vertical	46

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO NÚM	PAGÍNA
1: PROCESO DE FABRICACIÓN	90
2: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	94
3: PLANOS DE DISEÑO	97

RESUMEN

El proyecto se centró en el diseño y construcción del tren posterior de un vehículo monoplaza tipo Buggy. A pesar de la creciente popularidad de estos vehículos en competencias y otros fines en nuestra región, se enfrentan desafíos considerables. La principal dificultad radica en la escasa información disponible sobre componentes mecánicos y materiales asequibles en el entorno local para la fabricación de este tipo de vehículos. Como consecuencia, se ha optado por generar adaptaciones y rediseños empíricos, lo que ha dado lugar a prototipos ineficientes. Además, la importación de piezas mecánicas ha resultado en altos costos y demoras en los procesos de fabricación, lo que ha frenado el crecimiento y desarrollo de esta actividad deportiva.

Para abordar estos desafíos, el proyecto utilizó metodologías basadas en softwares computacionales como Lotus y SolidWorks. Estos programas se aplicaron en varias etapas del proceso, incluyendo el diseño geométrico de la suspensión, la selección de componentes, el modelado y la realización de análisis mediante simulaciones. Cada fase se sustentó en una revisión bibliográfica integral y se enriqueció con información específica relacionada con el diseño, construcción y pruebas del tren posterior del vehículo.

En particular, se llevaron a cabo simulaciones para evaluar el esfuerzo generado en los elementos de suspensión y transmisión. Los resultados de estas simulaciones indicaron que los diseños propuestos son fiables y viables para su fabricación, ya que el factor de seguridad obtenido superó el valor de 1, lo que sugiere un margen de seguridad adecuado en el diseño.

Finalmente, el proceso de construcción y adaptación de los distintos sistemas del tren posterior se realizó utilizando componentes disponibles en el mercado local. Estos componentes se ajustaron según las especificaciones del diseño, lo que resultó en una disminución de costos y tiempos de desarrollo. Además, esta estrategia permitió la fácil adaptación de componentes clave, como el motor, la transmisión, el sistema de suspensión y los frenos, asegurando su funcionamiento de acuerdo con los requerimientos del proyecto.

Palabras Clave: Diseño mecánico, Simulación, Tren posterior, Buggy.

ABSTRACT

The project focused on the design and construction of the rear end of a single-seater Buggy-type vehicle. Despite the growing popularity of these vehicles in competitions and other purposes in our region, considerable challenges are faced. The main difficulty lies in the scarce information available on affordable mechanical components and materials in the local environment for the manufacture of this type of vehicles. Therefore, the choice has been to generate empirical adaptations and redesigns, resulting in inefficient prototypes. In addition, the importation of mechanical parts has resulted in excessive costs and delays in manufacturing processes, which has slowed the growth and development of this sporting activity.

To address these challenges, the project used methodologies based on computational software such as Lotus and SolidWorks. These programs were applied at various stages of the process, including geometric design of the suspension, component selection, modeling, and analysis through simulations. Each phase was supported by a comprehensive literature review and enriched with specific information related to the design, construction, and testing of the vehicle's rear axle.

Simulations were conducted to evaluate the stress generated in the suspension and transmission elements. The results of these simulations indicated that the proposed designs are dependable and feasible for manufacturing, since the safety factor obtained exceeded the value of 1, suggesting an adequate safety margin in the design.

Finally, the process of construction and adaptation of the different systems of the rear train was carried out using components available in the local market. These components were adjusted according to the design specifications, which resulted in reduced costs and development times. In addition, this strategy allowed for the easy adaptation of key components, such as the engine, transmission, suspension system, and brakes, ensuring their operation according to the project requirements.

Keywords: Mechanical design, Simulation, Rear axle, Buggy.

INTRODUCCIÓN

En los últimos años, la fabricación de vehículos monoplace tipo Buggy para competencia u otros fines ha ganado popularidad en nuestro entorno. Sin embargo, existen dificultades al momento de su diseño y construcción, debido a la limitada información existente con respecto a componentes mecánicos y materiales que sean asequibles en nuestro entorno.

Por consecuencia, se realizan múltiples adaptaciones y rediseños que suelen hacerse de manera empírica, lo cual ha dado como resultado prototipos poco eficientes. Además, los altos costos y demora que implica la importación de repuestos y componentes mecánicos han frenado el crecimiento y desarrollo de esta práctica deportiva.

El objetivo de este proyecto es brindar información acerca del diseño y construcción de un tren posterior para un vehículo tipo buggy, utilizando componentes y materiales de alta disponibilidad y bajo costo.

Para el diseño del tren posterior, se aplica conocimientos adquiridos en el área de ingeniería mecánica, así como software de Dibujo Asistido por Computador (CAD) e Ingeniería Asistida por Computadora (CAE). Para la construcción, se emplea conocimientos en Procesos de Manufactura para el uso de equipos como: Solda MIG/MAG, dobladora de tubos, torno y componentes mecánicos de fácil obtención.

El presente proyecto pretende contribuir al desarrollo de la práctica deportiva de vehículos monoplace tipo Buggy en nuestro entorno, brindando información acerca del diseño y construcción de un tren posterior utilizando componentes y materiales de alta disponibilidad y bajo costo.

CAPÍTULO I

1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1.1.ANTECEDENTES

El desarrollo del automovilismo parte de la necesidad de un medio de transporte para personas y alimento, eventualmente el mundo del automovilismo ha cambiado y no se ha limitado solo al transporte y ha permitido el desarrollo de distintas actividades, una de ellas tiene su inicio en 1963 cuando Bruce Meyers encontró su “escarabajo” corroído por oxido y lo tomo como base para instalar una estructura tubular con carrocería de fibra de vidrio, sin saberlo creo el primer buggy en California (Rozas, 2019; Gavilanez & Yumbo, 2019, pág. 27).

Estos vehículos pueden ser fabricados artesanalmente, son playeros y dependiendo de la zona geográfica donde estos sean empleados será su preparación, ya sea para, 4x4, competencias o ambas. Es importante escoger el sistema de suspensión correcto tomando en cuenta que este otorga al vehículo de confort y estabilidad, basándose en el diseño del vehículo y los objetivos funcionales de este, ya que uno de sus principales atractivos es permitir la sensación de libertad al conductor, lo cual le ha brindado popularidad al poder ser modificado tanto estéticamente como mecánicamente, sus diseños y funcionalidades han evolucionado continuamente hasta el punto de poder construirlos artesanalmente (La fascinación del Buggy, 2019; Santamaría, 2020, pág. 19).

Con la creciente popularidad de este tipo de vehículos a mediados del año 1976, se realizan las primeras competencias SAE y Mini Baja, conocidas actualmente como Formula Student, la cual tuvo una gran acogida en Sudamérica, sin embargo, no existen competencias adecuadas a nivel nacional, debido a los pocos requerimientos existentes y a la información limitada acerca del diseño y construcción de estos vehículos (Alvarado & Montalván, 2019, pág. 6; Andradé & Jaramillo, 2009, pág. 24; Arroyo & Ayala, 2013, pág. 1).

La fabricación de estos vehículos para competencia estudiantil u otros fines se rige a pocas normas, generalmente son construidos de manera empírica por lo cual elementos como los de suspensión necesitan ser fabricados y adaptados, puesto que encontrar elementos con las características ideales en nuestro medio es sumamente difícil, razón por la cual es necesario

recurrir a la importación o el rediseño de estos (Alvarado & Montalván, 2019, pág. 1; Jácome, 2022, pág. 2).

Sin embargo, el diseño y construcción de este tipo de vehículos no se ha estancado, esto lo podemos evidenciar en trabajos de investigación y tesis, donde se ha hecho énfasis en el diseño mediante el uso de software computarizado, además de los diversos estudios de comportamiento realizados en prototipos construidos por estudiantes (Arciniega & Villareal, 2016, págs. 2,3; Sánchez & Méndez, 2015, pág. 17).

Para finalizar, es necesario reconocer que la experiencia es un factor importante en la fabricación de prototipos de vehículos, sin embargo, se requiere un estudio más profundo con respecto al comportamiento de los materiales y componentes utilizados para la fabricación de este tipo vehículos, con el fin de determinar la funcionalidad de los sistemas y componentes adaptados o de aquellos que fueron diseñados y construidos, además de permitirnos establecer ciertos factores que determinaran la seguridad, durabilidad del vehículo y costos necesarios para su fabricación (Quinche, 2020, págs. 18-20).

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La fabricación de vehículos monoplace tipo Buggy para competencia u otros fines ha ganado popularidad en nuestro entorno, sin embargo, existen dificultades al momento de su diseño y construcción, esto debido a la limitada información existente con respecto a componentes mecánicos y materiales que sean asequibles en nuestro entorno para llevar a cabo una mejora o construcción en el vehículo tipo buggy, por consecuencia se realizan múltiples adaptaciones y rediseños que suelen hacerse de manera empírica, lo cual ha dado como resultado prototipos poco eficientes, sin mencionar los altos costos y demora que implica la importación de repuestos y componentes mecánicos, razón por la cual se ha frenado el crecimiento y desarrollo de esta práctica deportiva.

1.3.OBJETIVOS

1.3.1.OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir el tren posterior de un vehículo monoplaza tipo Buggy.

1.3.2.OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar el tren posterior para un vehículo tipo buggy usando software computacional.
- Construir los elementos de transmisión, sistema de frenos y suspensión posterior utilizando componentes y materiales disponibles en nuestro medio.
- Adaptar un motor estacionario y sistema de transmisión para un vehículo tipo buggy.
- Evaluar el comportamiento del tren posterior del vehículo tipo buggy.

1.4.ALCANCE

Dentro del proyecto, se diseñó y construyó un tren posterior de un vehículo monoplaza tipo Buggy funcional, el cual fue afín al diseño del tren delantero y bastidor. Para el proceso, se utilizó software de Dibujo Asistido por Computador (CAD) e Ingeniería Asistida por Computadora (CAE). En la construcción, se adaptaron componentes disponibles en el medio, tales como amortiguadores, neumáticos, disco de freno trasero, ejes, semi ejes y transmisión. Estos componentes fueron accesibles con el fin de facilitar su mantenimiento o reparación.

Por último, se llevaron a cabo las pruebas de desempeño del vehículo tipo buggy de acuerdo con los equipamientos y sitios disponibles en la Universidad Técnica del Norte.

1.5.JUSTIFICACIÓN

La realización de este proyecto se da con el fin de brindar información acerca del diseño y construcción de un tren posterior para un vehículo tipo buggy, utilizando componentes y materiales de alta disponibilidad y bajo costo. Emplearemos los conocimientos adquiridos para su diseño, donde se hará uso de software de Dibujo Asistido por Computador (CAD) e Ingeniería Asistida por Computadora (CAE), mientras que en su construcción se emplearán conocimientos en Procesos de Manufactura para el uso de equipos como: Suelda MIG/MAG, dobladora de tubos, torno y componentes mecánicos de fácil obtención.

Con relación al Plan Nacional de Desarrollo 2021-2025, denominado “Plan de Creación de Oportunidades”, con enfoque en el objetivo Nro.16 “Promover la integración regional, la inserción estratégica del país en el mundo y garantizar los derechos de las personas en situación de movilidad humana.”. Dentro de este objetivo, encontramos políticas y metas relacionadas al proyecto, las cuales son:

“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, pág. 33).

1.6.VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO BUGGY



Figura 1.1: Car Cross Piranha

Fuente: (Pérez, 2011)

Los vehículos tipo buggy tal como el mostrado en la Figura 1.1, están considerados como vehículos recreacionales usualmente son conducidos por rutas con caminos sin asfalto, originalmente diseñados para ser usados en zonas costeras con el propósito de tener un fácil desplazamiento sobre la arena (Pérez, 2011).

Sus características provienen en un inicio de las adaptaciones hechas a vehículos pequeños como el Volkswagen Beetle, el cual cuenta con un motor montado sobre el eje posterior y su suspensión trasera es de eje oscilante, sin embargo con el pasar del tiempo se ha optado por hacer uso de bastidores tubulares, además de generarse cambios en los distintos sistemas como los son frenos, suspensión y tren de potencia ya que en la actualidad estos cuentan con sistemas de suspensión independiente, frenos de disco, en el caso del motor este se encuentra en una posición central-trasera.

1.7.BAJA SAE

La serie de competencias Baja SAE tiene su origen en la Universidad de Carolina del Sur en 1976, esta es una competición intercolegial en la que participan estudiantes de grado y postgrado en ingeniería., con el objetivo principal de simular desafíos de diseño de ingeniería del mundo real, en esta competencia, los estudiantes trabajan en equipo para diseñar, construir, probar, promocionar y competir con un vehículo, siguiendo las regulaciones establecidas (SAE INTERNATIONAL, 2021, pág. 8).

1.8.MOTOR ESTACIONARIO



Figura 1.2: Motor estacionario

Fuente: (COMFORZA, 2022)

Un motor estacionario como el mostrado en la Figura 1.2 no está diseñado para generar movimiento, sino que es utilizado principalmente para impulsar maquinaria estacionaria, como motobombas o plantas eléctricas. Su diseño es compacto y se adapta fácilmente para ser conectado a diferentes tipos de máquinas. El tamaño y la potencia de este motor pueden variar según las necesidades del trabajo y las condiciones en las que se utiliza el equipo (COMFORZA, 2022).

1.9.SISTEMA DE SUSPENSIÓN

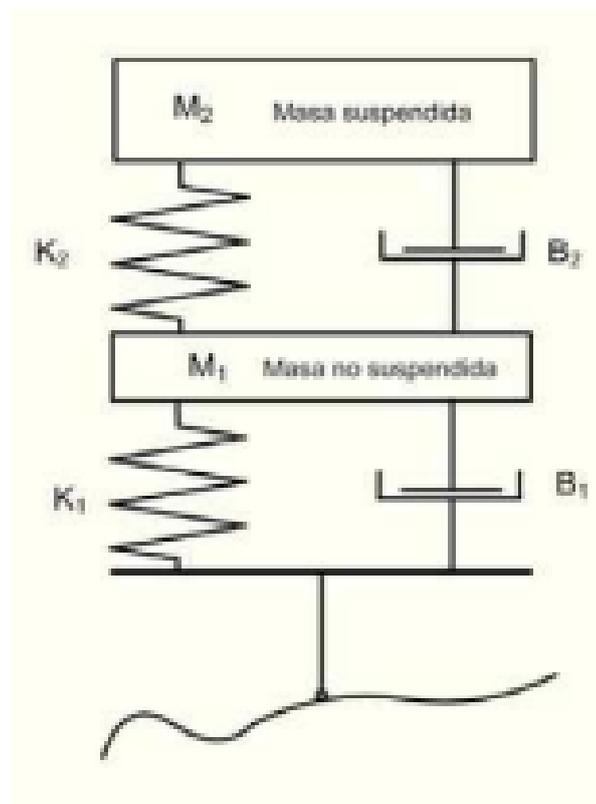


Figura 1.3: Esquema de un sistema de suspensión pasiva

Fuente: (Ezeta, Mandow, & García, 2013)

Se denomina suspensión al conjunto de elementos destinados a la absorción de irregularidades existentes en la calzada, además como se muestra en la Figura 1.3, la suspensión se interpone entre los elementos considerados como masas suspendidas y las masas no suspendidas, teniendo por objetivos brindar estabilidad y permitir el control del vehículo manteniendo un contacto continuo de los neumáticos a la superficie de contacto sobre la cual circula el vehículo.

Según Arroyo & Ayala (2013), las funciones exhibidas por un sistema de suspensión son:

- Brindar confort a los ocupantes
- Transmitir fuerzas de aceleración y frenado
- Resistir fuerzas de tracción y frenado
- Resistir fuerzas y efectos provenientes de las curvas
- Mantenerse perpendicular al chasis y la distancia de ejes
- Soportar balanceos del vehículo

1.9.1. ELEMENTOS ELÁSTICOS

Los elementos elásticos de la suspensión son componentes que se utilizan para absorber y amortiguar los impactos y vibraciones generados por el terreno durante la conducción. Estos componentes están diseñados para ser flexibles y retornar a su posición original después de sufrir deformaciones (Tixce, 2016).

- Ballestas
- Barras de torsión
- Resortes helicoidales
- Silent block

1.9.2. ELEMENTOS DISIPATIVOS

Los elementos disipativos de la suspensión son aquellos componentes que se utilizan para absorber la energía generada por la vibración del vehículo durante su funcionamiento. Estos elementos tienen como objetivo mejorar la comodidad del conductor y los pasajeros, así como aumentar la estabilidad del vehículo y su capacidad de maniobra.

- Amortiguadores

1.9.3. ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS

Estos elementos se utilizan junto con los componentes principales de la suspensión para ajustar y personalizar la configuración de la suspensión de acuerdo con las necesidades del vehículo y el estilo de conducción del conductor.

- Brazos de suspensión
- Mangueta
- Buje

1.9.4. TIPOS DE SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE

- Suspensión de semiejes oscilantes (swing axle).
- Suspensión de doble brazo.
- Suspensión de brazos tirados.
- Suspensión McPherson
- Suspensión de triángulos superpuestos
- Suspensión multibrazo (multilink)

1.10. TRANSMISIÓN



Figura 1.4: Transmisión por cadena

Fuente: (Meléndez, 2020)

Un sistema de transmisión como el presentado en la Figura 1.4, es un mecanismo que se encarga de transferir la energía entre diferentes componentes dentro de una máquina se conoce como transmisión. Estos mecanismos son esenciales para los elementos u órganos que conforman una máquina y se clasifican comúnmente en dos subgrupos principales: elementos de transmisión y elementos de sujeción (Ferri, 2013, pág. 33).

Debido a que los elementos de transmisión tienen la tarea de transferir potencia y están expuestos a cargas de torsión, es importante que sean diseñados para resistir estos esfuerzos sin sufrir deformaciones, y que sean capaces de transferir todo el par motor a las ruedas (Pérez, 2011).

1.10.1. COMPONENTES

- Caja de velocidades
- Embrague
- Diferencial
- Palieres

1.10.2. TIPOS

- Transmisión manual
- Transmisión automática
- Transmisión CVT

1.10.3. TRANSMISIÓN CVT

Una transmisión continuamente variable (CVT) se compone de dos poleas cónicas, debido a las revoluciones por minuto (rpm) el diámetro de las poleas se altera dando como resultado variaciones únicas en la relación de transmisión.

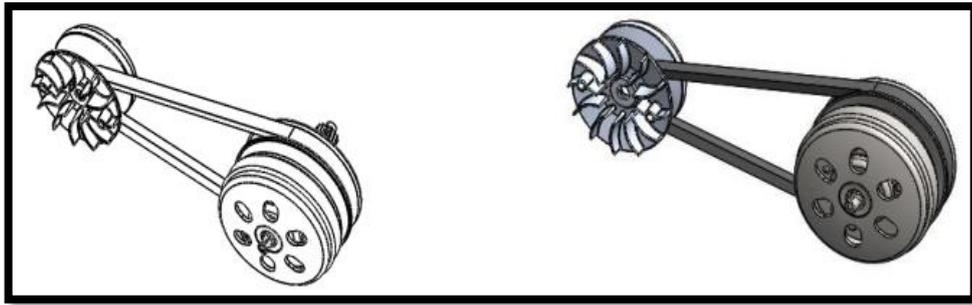


Figura 1.5: Sistema de transmisión CVT

Fuente: (Srivastava, 2020)

Como se observa en la Figura 1.5 el espacio entre los conos determina el diámetro efectivo de la polea. Inicialmente, la velocidad de salida será menor que la velocidad de entrada a medida que el vehículo acelera, el diámetro de la polea de entrada aumenta y el diámetro de la polea de salida disminuye, la velocidad de la correa aumenta. Sin embargo, es posible que no se logre el par máximo en comparación con las transmisiones manuales, pero es un paso adelante para brindar una experiencia más suave con facilidad. Debido a su desempeño, CVT se mantuvo como una de las principales opciones para los karts (Srivastava, 2020, pág. 4).

1.10.4. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

La relación de transmisión es una medida que indica cómo se relacionan las velocidades de dos elementos en un sistema de transmisión, como una polea, una rueda dentada o una caja de cambios. Se define como la relación entre las velocidades de rotación de los elementos involucrados.

En términos generales, si se tiene dos elementos A y B en un sistema de transmisión, la relación de transmisión (RT) se define como la razón de cambio de la velocidad angular de A con respecto a la velocidad angular de B.

La relación de transmisión es importante porque determina cómo se cambian las velocidades y el par (fuerza de giro) en un sistema mecánico. Permite adaptar la salida del sistema a las necesidades específicas, como aumentar la fuerza a expensas de la velocidad o viceversa. Además, se utiliza para calcular la eficiencia de la transmisión y comprender cómo los diferentes elementos interactúan en un sistema mecánico complejo.

1.11. FRENOS

Los frenos son un conjunto de elementos y mecanismos diseñados para reducir la velocidad o detener un vehículo o una máquina en movimiento. Su funcionamiento se basa en la conversión de la energía cinética del vehículo en calor mediante la fricción de dos superficies, como las pastillas de freno y el disco de freno.

1.11.1. COMPONENTES

- Pedal de freno
- Líneas de freno
- Cilindro maestro
- Cilindros de freno
- Pastillas o zapatas de freno
- Discos o tambores de freno

1.12. PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DE SUSPENSIÓN

En el diseño de suspensión de un vehículo, los parámetros juegan un papel crucial para lograr un rendimiento óptimo y un manejo seguro. Estos parámetros, adecuadamente ajustados, permiten controlar la dinámica del vehículo, optimizando el confort del conductor, la tracción y la capacidad de respuesta, contribuyendo así a una experiencia de conducción segura y placentera.

1.12.1. CENTRO DE GRAVEDAD

El centro de gravedad de un automóvil es un punto teórico en el que todo el peso del vehículo se concentra. Este punto es importante porque afecta la estabilidad del automóvil y su capacidad para mantenerse en equilibrio en diferentes situaciones de conducción. El centro de gravedad de un automóvil se desplaza hacia arriba cuando se carga con pasajeros o carga, lo que puede afectar la capacidad del vehículo para mantener el control en curvas o

maniobras de emergencia. Por lo tanto, es importante que los diseñadores de vehículos consideren cuidadosamente la posición del centro de gravedad durante el diseño del automóvil para asegurar que el vehículo tenga una buena estabilidad y un buen manejo (Jazar, 2008).

1.12.2. CENTRO DE BALANCEO

El centro de balanceo en un vehículo es el punto en el que el vehículo se equilibra en una posición horizontal, sin inclinarse hacia adelante o hacia atrás. Este punto es importante para garantizar la estabilidad del vehículo y evitar que se vuelque. En los vehículos, el centro de balanceo se encuentra en un punto entre los dos ejes del vehículo, y su ubicación depende de factores como la distribución del peso del vehículo y la altura del centro de gravedad. Los ingenieros de vehículos trabajan para diseñar vehículos con un centro de balanceo adecuado para garantizar la estabilidad y seguridad del vehículo en diferentes situaciones de conducción (Marín Plaza, y otros, 2022).

1.12.3. DISTANCIA ENTRE EJES

La distancia entre ejes se refiere a la distancia entre los dos ejes de un vehículo, es decir, la distancia entre los centros de las ruedas delanteras y traseras. Esta medida es importante en la industria automotriz, ya que afecta la estabilidad, el manejo y la capacidad de carga de un vehículo. En el caso de los karts, también se ha estudiado cómo afecta la distancia entre ejes al chasis del vehículo y se ha desarrollado un mecanismo para hacer posible su variación (Pascual, 2013).

1.12.4. ANCHO DE VÍA

El ancho de vía en un vehículo se refiere a la distancia entre las ruedas de este. Es una medida importante que afecta la estabilidad y maniobrabilidad del vehículo. En algunos casos, se pueden utilizar mecanismos de ancho de vía variable para adaptar el ancho de las ruedas

según las necesidades de velocidad, estacionamiento o maniobrabilidad (Ulacia Garmendia, Izquierdo Ortiz de Landaluce, Gallego Navas, & Eraña Larrañaga, 2018).

1.12.5. MASAS SUSPENDIDAS Y NO SUSPENDIDAS

La carga suspendida en un vehículo se refiere a la carga que está soportada directamente por los resortes y amortiguadores del vehículo, mientras que la carga no suspendida se refiere a la carga que no está soportada directamente por estos elementos y se encuentra sobre las ruedas del vehículo. Esta distinción es importante para entender cómo afecta el peso de la carga al manejo y la estabilidad del vehículo, y es una consideración clave en el diseño y la ingeniería de vehículos de carga.

La carga no suspendida en un vehículo incluye la carrocería, el motor, los sistemas de transmisión y todo lo que esté soportado por los resortes y los amortiguadores. Por otro lado, la carga no suspendida incluye las ruedas, los neumáticos, los frenos y cualquier carga que esté directamente sobre ellas. La distribución adecuada de la carga suspendida y no suspendida es esencial para garantizar una conducción segura y estable del vehículo (Jazar, 2008).

1.12.6. FRECUENCIA

La frecuencia es el número de oscilaciones por unidad de tiempo y viene determinada por el coeficiente de rigidez del muelle y por la masa muelleada del vehículo. La amplitud de un muelle es la distancia máxima de una masa oscilante con respecto a la posición de reposo en su movimiento de extensión y compresión. Es, por tanto, el recorrido del muelle (Domínguez, 2011).

Las oscilaciones verticales en un vehículo pueden causar incomodidad y fatiga al cuerpo humano, especialmente a frecuencias altas. A medida que las frecuencias aumentan por encima de 2 Hz, las vibraciones se vuelven más perceptibles y pueden generar molestias considerables.

En vehículos que no se encuentran muelleados la frecuencia oscila entre 10 a 16 Hz. Mientras que vehículos que cuentan con muelle tienen una frecuencia de 1 a 1,5 Hz.

1.12.7. ÁNGULO DE CAÍDA (CAMBER)

El ángulo de caída se refiere a la inclinación de la rueda en relación con el plano inclinado y al plano vertical. Cuando hablamos de un camber positivo, significa que la parte superior de la rueda se inclina hacia afuera con relación al chasis. Este ángulo camber tiene un impacto en la capacidad de adherencia de la rueda, especialmente cuando se trata de un camber negativo, ya que esto aumenta la adherencia en las curvas. La razón detrás de esto es que el camber negativo coloca la rueda en una posición óptima respecto a la superficie de la carretera, lo que permite que las fuerzas se transmitan a través del plano vertical de la rueda. Si la rueda tuviera un camber de cero, la parte interna de la banda de rodadura del neumático podría levantarse del suelo, lo que reduciría el área de contacto con la superficie de la carretera. Sin embargo, al aplicar un camber negativo, se reduce este efecto y se maximiza el área de contacto con la superficie de la carretera (Garcés Garcia, 2012, pág. 24).

1.12.8. ÁNGULO DE AVANCE (CASTER)

El ángulo de avance es un parámetro importante en el posicionamiento de las ruedas del vehículo que afecta a la estabilidad de la dirección y a la maniobrabilidad. Se define como el ángulo entre el pivote y el sistema de suspensión visto desde el lateral de un automóvil (Wang, 2022).

1.12.9. ÁNGULO DE CONVERGENCIA Y DIVERGENCIA (TOE)

En el contexto automotriz, el término "ángulo de convergencia y divergencia" hace referencia al ángulo configurado por las ruedas de un vehículo. La convergencia alude a la orientación de las ruedas hacia el centro del vehículo, es decir, en dirección al punto central del mismo, mientras que la divergencia implica que las ruedas están inclinadas hacia afuera, alejándose del centro del vehículo (Carrasco Timbe & Venegas Riera, 2009).

1.13. DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTORA (CAD)

El diseño asistido por computador (CAD, por sus siglas en inglés: Computer-Aided Design) hace referencia al uso de software para la creación y modificación de modelos bidimensionales y tridimensionales de objetos encontrados en nuestro medio.

El uso de este software nos permite digitalizar todos los elementos que estarán destinados a la construcción del tren posterior, la finalidad de esta digitalización es contar con una vista previa de las adaptaciones que se realizaran, además de darnos la posibilidad de editar estos elementos acordes a nuestros requerimientos.

El proceso de digitalización y modelado se realiza previo a las simulaciones de elementos estructurales que se encontrarán sometidos a distintas cargas y esfuerzos que serán calculados previamente, con el fin de encontrar falencias en el diseño.

El software usado para el modelado de la estructura y elementos presentes en el tren posterior es SolidWorks.

1.14. INGENIERIA ASISTIDA POR COMPUTADORA

La ingeniería asistida por computadora (CAE, por sus siglas en inglés Computer-Aided Engineering) hace referencia al uso de software especializado para el análisis de comportamiento de elementos y ensambles acorde a su funcionamiento, este trabaja en conjunto con el software de modelamiento, construcción, simulación y optimización.

Previo al uso de software es necesario la realización de distintos cálculos matemáticos con el fin de determinar las cargas y esfuerzos a los cuales están sometidos los elementos.

Se someten los elementos estructurales a un estudio para verificar dimensiones y materiales que soportaran las cargas y esfuerzos calculados, mostrando deformaciones que se presenten en la estructura de cada elemento. (Arroyo & Ayala, 2013, pág. 33).

El software utilizado para las simulaciones de los elementos es SolidWorks Simulation, programa el cual hace uso de la técnica de análisis por elementos finitos.

1.15. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

De acuerdo a ESSS (2014), el análisis por elementos finitos es un método de resolución numérica ampliamente empleado en programas de ingeniería asistida por computadora. Esta técnica consiste en dividir un componente en un conjunto de pequeños elementos con geometrías simples y comportamientos físicos conocidos, a los cuales se les aplican ecuaciones matemáticas para modelar y simular el comportamiento del componente original. Esta aproximación permite obtener soluciones aproximadas y precisas para problemas complejos de ingeniería, tales como análisis estructural, transferencia de calor, dinámica de fluidos y electromagnetismo.

1.16. LOTUS SUSPENSION ANALYSIS

LSA (Suspension Layout and Analysis) es una herramienta versátil utilizada para el diseño, análisis y ajuste de suspensiones de vehículos. Permite trazar los puntos de montaje rígidos de la suspensión, diseñar y orientar la suspensión, y ajustar su comportamiento. A través de un entorno de visualización en 3D, los usuarios pueden crear y modificar modelos de suspensión, mientras que los resultados gráficos y numéricos se actualizan en tiempo real. Además, LSA proporciona plantillas de suspensión "estándar" y permite la creación de modelos personalizados, brindando flexibilidad en el diseño para adaptarse a las necesidades específicas de cada vehículo (Lotus Cars, 2015).

CAPÍTULO II

2. MATERIALES Y MÉTODOS

En este capítulo, se proporcionó una descripción detallada de los procedimientos relacionados con la selección, el diseño, la construcción y la adaptación de los diversos sistemas y componentes que compusieron el tren posterior de un vehículo monoplaza de tipo buggy. Se abordaron aspectos técnicos, ingenieriles y tecnológicos que estuvieron involucrados en dichos procesos, con el fin de garantizar el rendimiento óptimo y la funcionalidad adecuada del vehículo en condiciones específicas de uso. Asimismo, se prestó especial atención a las consideraciones referentes al software que fueron necesarias para lograr un sistema de tren posterior altamente eficiente y seguro.

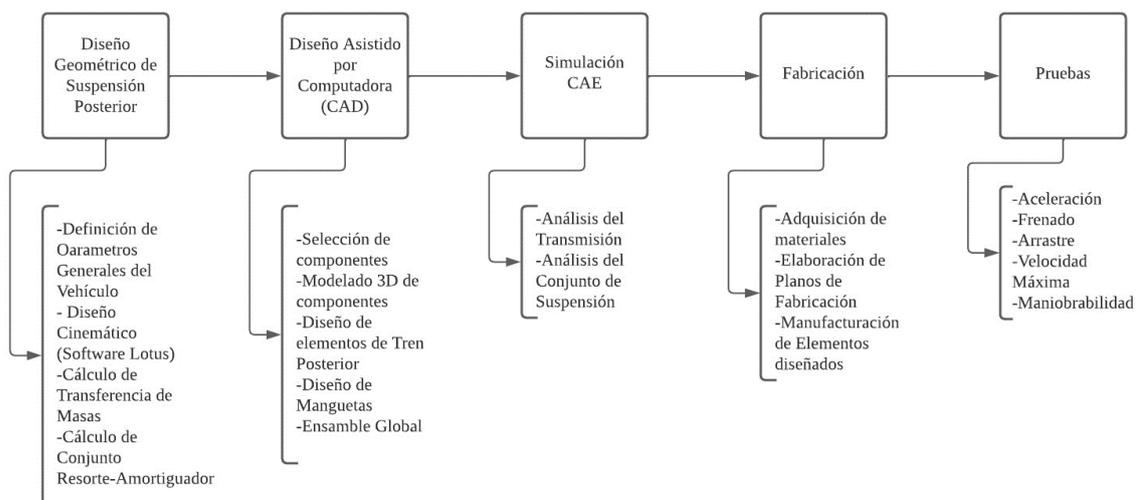


Figura 2.1: Secuencia de trabajo

En la Figura 2.1, se expuso un diagrama de flujo que ilustró la secuencia de actividades que se debían seguir para la ejecución del proyecto. Cada etapa se fundamentó en las generalidades obtenidas durante la revisión bibliográfica y posteriormente se enriqueció con información específica relacionada al tema abordado en los procesos de diseño, construcción y pruebas.

2.1.DISEÑO GEOMÉTRICO DE LA SUSPENSIÓN

Los parámetros de diseño se determinaron mediante un análisis exhaustivo de los requerimientos y restricciones que fueron establecidos en el reglamento de la Baja SAE. Además, se tomó en consideración diversos conceptos en consonancia con el proceso de diseño, partiendo de una revisión bibliográfica y de recomendaciones derivadas de experiencias con proyectos similares. Esta cuidadosa evaluación permitió una definición precisa y adecuada de los parámetros, asegurando que estuvieran debidamente delimitados en el contexto del presente estudio.

2.1.1.REQUERIMIENTOS GENERALES

Se determinó los siguientes requerimientos generales a tomar en cuenta para el diseño del tren posterior de este tipo de vehículo:

- Bastidor: Tubular.
- Distancia entre ejes: Se estableció una distancia máxima de 1900mm.
- Ancho de vía posterior: Se determinó una cota máxima de 1400mm.
- Distancia al piso: Se estableció una distancia de 250mm.
- Altura del centro de gravedad: Se estimó una altura de 400mm.
- Peso: Se estimó un peso estimado de 281 kg.
- Distribución de peso: Se definió la distribución de peso en 40%-60% (Tren delantero-Tren posterior).

2.1.2.DISEÑO CINEMÁTICO

En la fase de diseño cinemático, se empleó el software Lotus para obtener una representación visual anticipada del comportamiento de la suspensión.

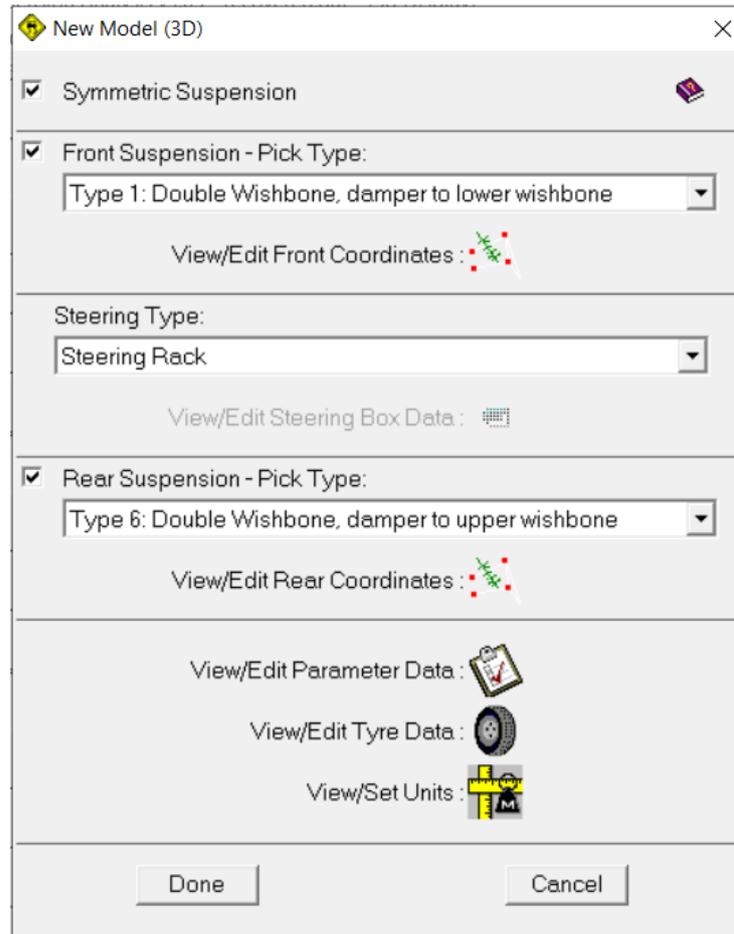


Figura 2.2: Selección de tipo de suspensión

En la Figura 2.2 se muestra la configuración integral del conjunto, donde se estableció que el diseño de la suspensión trasera fuese de tipo doble brazo con la incorporación de un amortiguador en el brazo superior.

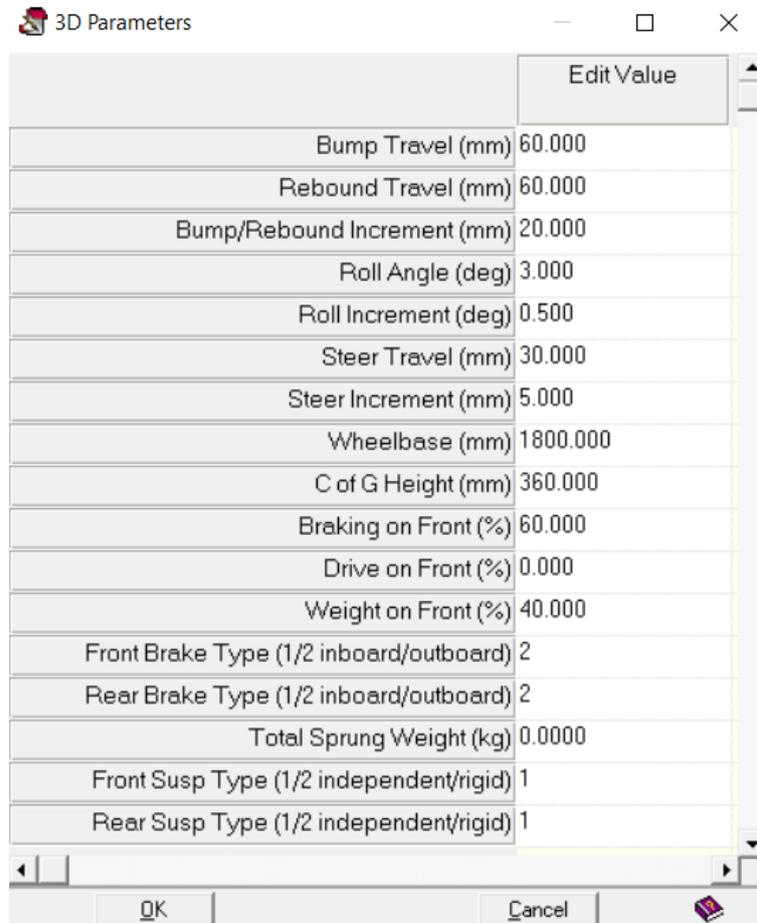


Figura 2.3: Parámetros iniciales

En la Figura 2.3 se procedió a establecer la configuración inicial de los parámetros acorde a los establecidos con anterioridad.

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):	272.350	272.350	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	160.000
Spring Diameter (mm):	12.000			
Resolution (max 101):	21			
Diameter Shoulder (0-1):	0.900			
Width Shoulder (0-1):	0.750			
<input checked="" type="checkbox"/> Enhanced Visability				
Tyre: <input type="text" value="Default"/>	<input type="text" value="F+veY"/>	<input type="text" value="F-veY"/>	<input type="text" value="R+veY"/>	<input type="text" value="R-veY"/>
Wheel: <input type="text" value="Default"/>	<input type="text" value="F+veY"/>	<input type="text" value="F-veY"/>	<input type="text" value="R+veY"/>	<input type="text" value="R-veY"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Tyre Spring Visability				

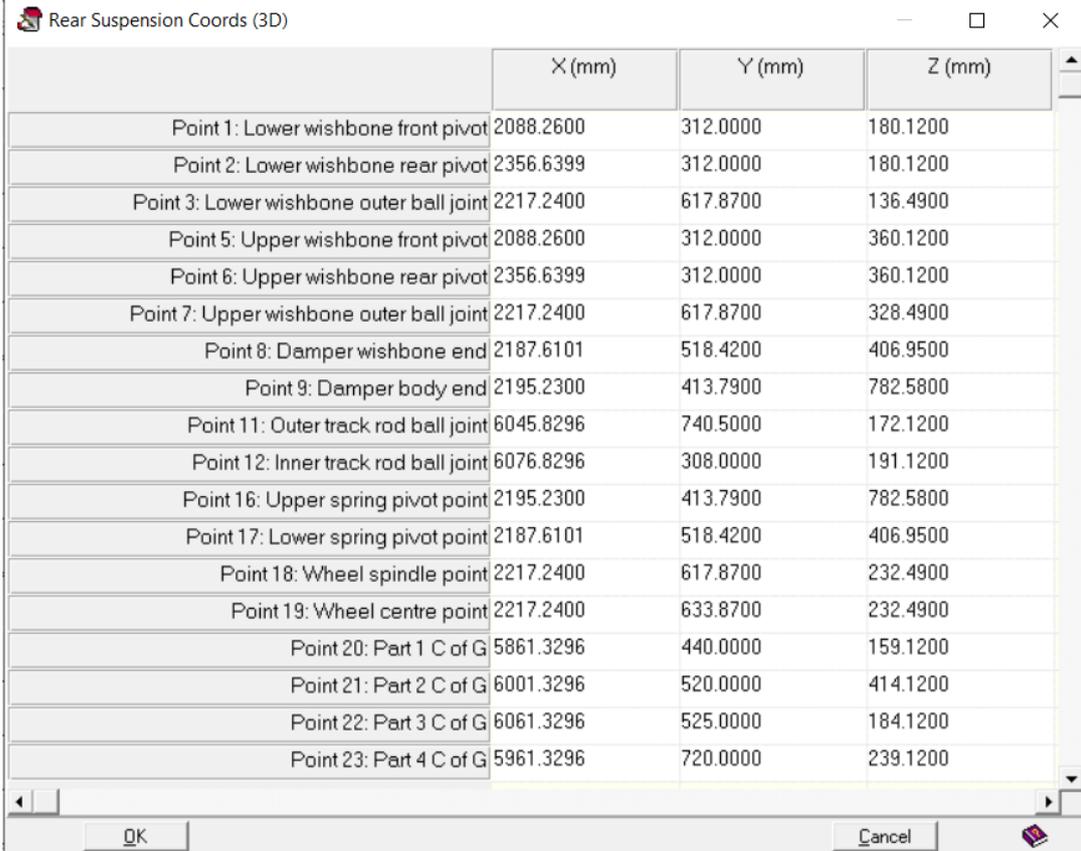
OK Cancel Apply

Figura 2.4: Especificaciones del neumático

En la Figura 2.4 se presentó las especificaciones de los neumáticos elegidos, donde los datos de mayor relevancia ingresados en el software fueron el diámetro, ancho y radio del neumático.

Las unidades que se emplearon en el software fueron las siguientes:

- Angulo: Grados (°)
- Longitud: Milímetros (mm)
- Masa: Kilogramos (kg)
- Fuerza: Newton (N)



	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Point 1: Lower wishbone front pivot	2088.2600	312.0000	180.1200
Point 2: Lower wishbone rear pivot	2356.6399	312.0000	180.1200
Point 3: Lower wishbone outer ball joint	2217.2400	617.8700	136.4900
Point 5: Upper wishbone front pivot	2088.2600	312.0000	360.1200
Point 6: Upper wishbone rear pivot	2356.6399	312.0000	360.1200
Point 7: Upper wishbone outer ball joint	2217.2400	617.8700	328.4900
Point 8: Damper wishbone end	2187.6101	518.4200	406.9500
Point 9: Damper body end	2195.2300	413.7900	782.5800
Point 11: Outer track rod ball joint	6045.8296	740.5000	172.1200
Point 12: Inner track rod ball joint	6076.8296	308.0000	191.1200
Point 16: Upper spring pivot point	2195.2300	413.7900	782.5800
Point 17: Lower spring pivot point	2187.6101	518.4200	406.9500
Point 18: Wheel spindle point	2217.2400	617.8700	232.4900
Point 19: Wheel centre point	2217.2400	633.8700	232.4900
Point 20: Part 1 C of G	5861.3296	440.0000	159.1200
Point 21: Part 2 C of G	6001.3296	520.0000	414.1200
Point 22: Part 3 C of G	6061.3296	525.0000	184.1200
Point 23: Part 4 C of G	5961.3296	720.0000	239.1200

Figura 2.5: Coordenadas del sistema de suspensión posterior

Las coordenadas introducidas (Figura 2.5) se rigieron a los parámetros establecidos, donde para cada punto se introdujo sus posiciones en los ejes X, Y, y Z.

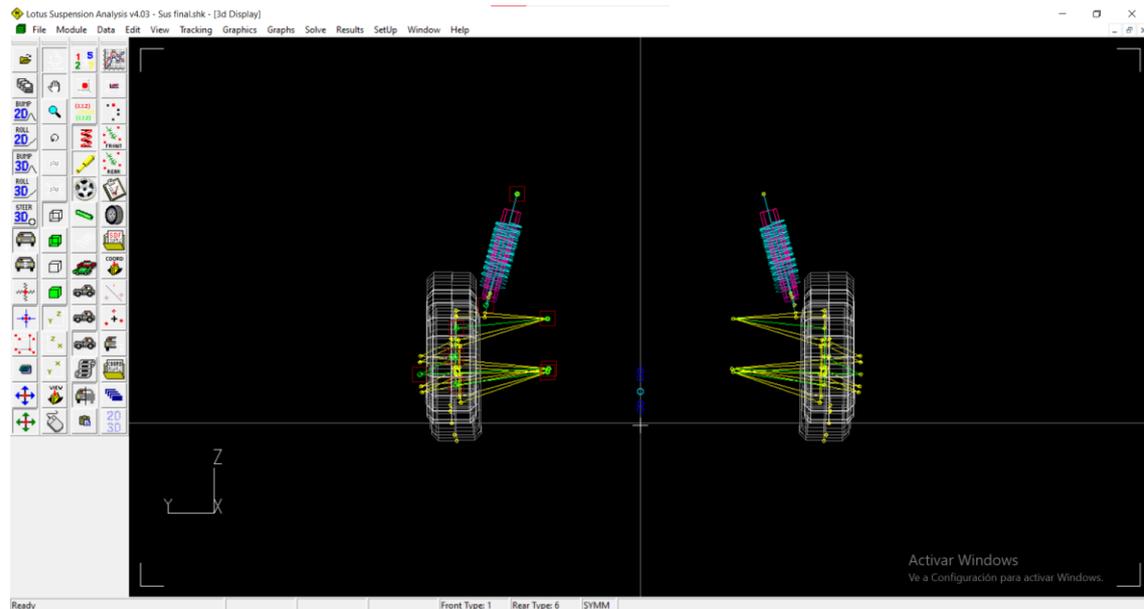


Figura 2.6: Suspensión posterior

La Figura 2.6 exhibió una representación inicial del diseño de la suspensión trasera, en la cual se identificaron ubicaciones de fijación y disposición de componentes inherentes al sistema de suspensión seleccionado.

2.1.3. TRANSFERENCIA DE MASAS

La presencia de fuerzas externas que inciden en el centro de gravedad da origen a un fenómeno de desplazamiento y reorganización de la masa del vehículo, denominado transferencia de masas. Estas fuerzas externas son generadas por acciones como la aceleración, el frenado y los cambios de dirección (giros). Dado que el vehículo presenta una estructura tubular y se considera que las velocidades alcanzadas son relativamente moderadas, se puede considerar que las cargas aerodinámicas son insignificantes. En virtud de esta consideración, la estructura es sometida a las siguientes cargas:

- Cargas permanentes (G): Referente a los pesos provenientes de los elementos constructivos y del ocupante.
- Cargas variables (Q): Referente a las cargas provenientes de las acciones de aceleración, frenado y cambios de dirección.

Con el propósito de establecer un diseño que fuera realizable desde una perspectiva técnica, se requirió la inclusión del factor de carga con relación a las cargas previamente señaladas.

Estas cargas comprendieron:

- Factor de cargas permanentes: $\gamma_G = 1,33$
- Factor de cargas variables: $\gamma_Q = 1,5$

Este proceso se realizó bajo condiciones extremas, las cuales englobaron: aceleración súbita, desaceleración abrupta y maniobras de giro a máxima velocidad.

2.1.3.1. Transferencia de masas en aceleración súbita

Según las evaluaciones ejecutadas en vehículos de la competición Baja SAE, se inició desde un estado de reposo y se efectuó un recorrido de 25 metros en un lapso de 4 segundos (Cortés, 2015, pág. 33).

Con el fin de establecer la fuerza resultante derivada de una aceleración súbita, se partió de la formulación matemática que describe el movimiento uniformemente acelerado.

$$d = v_0 * t + \frac{1}{2} a * t^2 \quad [2.1]$$

Se procedió a despejar la aceleración de la ecuación [2.1].

$$a = \frac{2 * d}{t^2} \quad [2.2]$$

Donde:

a = aceleración (m/s^2)

d = distancia (m)

t = tiempo (s)

Se llevó a cabo la sustitución en la ecuación [2.2], de acuerdo con el proceso planteado.

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

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

Considerando estos datos, se procedió a calcular la transferencia de masas durante la aceleración empleando la siguiente expresión matemática propuesta por Milliken & Milliken (2003):

$$w_a = \frac{a * m * h}{l} \quad [2.3]$$

Donde:

w_a = Transferencia de masa (N)

a = Aceleración (m/s^2)

m = Masa total (kg)

h = Altura del centre de masa (m)

l = Distancia entre ejes (m)

$$w_a = \frac{(3,125 \text{ m/s}^2)(281,61 \text{ kg})(0,4 \text{ m})}{1,9 \text{ m}}$$

$$w_a = 185,27 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta la distribución de masa establecida para el vehículo en una proporción de 40-60, se obtuvo la carga ejercida sobre el eje trasero como sigue:

$$w_t = (m * 0,6 * \gamma_G) + \left(\frac{w_a}{g} * \gamma_Q \right) \quad [2.4]$$

Realizamos la sustitución en la ecuación [2.4] conforme al procedimiento descrito.

$$w_t = (281,61kg * 0,60 * 1,33) + \left(\frac{185,27N}{9,81 \text{ m/s}^2} * 1,5 \right)$$

$$w_t = 253,05kg$$

2.1.3.2. Transferencia de masas en frenada abrupta

Para establecer la transferencia de masas en una desaceleración abrupta, se requirió incorporar la distancia de frenado, la cual representa el trayecto recorrido por el vehículo hasta detenerse por completo después de la aplicación del frenado. Según lo propuesto por Arroyo & Ayala (2013), la distancia de frenado se calculó utilizando la siguiente expresión matemática:

$$d_f = \frac{v^2}{254e} \quad [2.5]$$

Donde:

d_f = Distancia de frenado (m)

v = Velocidad al momento de frenado (km/h)

e = Coeficiente de fricción neumático-suelo

Realizamos la sustitución en la ecuación [2.5]:

$$d_f = \frac{(60)^2}{254(0,85)}$$

$$d_f = 16,67m$$

La máxima desaceleración generada por el proceso de frenado fue deducida a través de la aplicación de la ecuación de movimiento rectilíneo uniformemente acelerado, resultado expresado a continuación:

$$a_f = \frac{v^2}{2d_f} \quad [2.6]$$

$$a_f = \frac{(16,67)^2}{2(16,67)}$$

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

En consecuencia, se estableció que la transferencia de masa durante una frenada brusca se caracteriza de la siguiente manera:

$$w_f = \frac{a * m * h}{l} \quad [2.7]$$

Donde:

w_f = Transferencia de masa (N)

a = Aceleración (m/s^2)

m = Masa total (kg)

h = Altura del centro de masa (m)

l = Distancia entre ejes (m)

$$w_f = \frac{(8,33 \text{ m/s}^2)(281,61 \text{ kg})(0,4 \text{ m})}{1,9 \text{ m}}$$

$$w_f = 493,82 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta la distribución de masa establecida para el vehículo en una proporción de 40-60, se obtuvo la carga ejercida sobre el eje trasero mediante la ecuación [2.7]:

$$w_t = (281,61 \text{ kg} * 0,60 * 1,33) + \left(\frac{493,82 \text{ N}}{9,81 \text{ m/s}^2} * 1,5 \right)$$

$$w_t = 50,34 \text{ kg}$$

2.1.3.3. Transferencia de masas en curva

Siguiendo las consideraciones de Arroyo & Ayala (2013), cuando un vehículo cruza una curva, las ruedas internas transfieren carga hacia las ruedas externas. En base a esta premisa y en consonancia con los requisitos de las pruebas que debe superar un vehículo en la competencia Baja SAE, se tomó en consideración la entrada a una curva de 50 metros de radio a una velocidad de 60 km/h.

Para determinar si esta transferencia de cargas fuese aceptable, se inició con el cálculo de la aceleración normal generada, utilizando la siguiente expresión matemática:

$$a_n = \frac{v^2}{\rho} \quad [2.8]$$

Donde:

a_n = Aceleración normal (m/s^2)

v = Velocidad (m/s)

ρ = Radio de la curva (m)

Realizamos la sustitución en la ecuación [2.8]:

$$a_n = \frac{(16,67 \text{ m/s})^2}{50m}$$

$$a_n = 5,56 \text{ m/s}^2$$

La transferencia de masas durante una curva empleando la siguiente expresión matemática propuesta por Milliken & Milliken (2003):

$$w_l = \frac{a_n * m * h}{b} \quad [2.9]$$

Donde:

w_l = Transferencia de masa (N)

a_n = Aceleración normal (m/s^2)

m = Masa total (kg)

h = Altura del centro de masa (m)

b = Ancho de vía (m)

$$w_l = \frac{(5,56 \text{ m/s}^2)(281,61 \text{ kg})(0,4 \text{ m})}{1,235 \text{ m}}$$

$$w_l = 506,72 \text{ N}$$

Para el eje posterior:

$$w_{lp} = \frac{a_n * m * h * 0,60}{b}$$

$$w_{lp} = \frac{(5,56 \text{ m/s}^2)(281,61 \text{ kg})(0,4 \text{ m})(0,60)}{1,235 \text{ m}}$$

$$w_{lp} = 304,03 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta la distribución de masa establecida para el vehículo en una proporción de 40-60, se obtiene la carga ejercida para cada rueda del eje trasero mediante la siguiente ecuación:

$$w_{lp} = (m * 0,3 * \gamma_G) \pm \left(\frac{w_a}{g} * \gamma_Q \right) \quad [2.10]$$

$$w_{lp1} = (281,61 \text{ kg} * 0,30 * 1,33) + \left(\frac{304,03 \text{ N}}{9,81 \text{ m/s}^2} * 1,5 \right)$$

$$w_{lp1} = 158,85 \text{ kg}$$

$$w_{lp2} = (281,61 \text{ kg} * 0,30 * 1,33) - \left(\frac{304,03 \text{ N}}{9,81 \text{ m/s}^2} * 1,5 \right)$$

$$w_{lp2} = 65,87 \text{ kg}$$

Se estableció que la máxima carga experimentada en la sección posterior del vehículo se generó durante la operación en curvas. Dicha carga sostenida alcanzó la magnitud de 158,85 kg, lo que equivale a una fuerza de 1558.31 N.

2.1.4. CONJUNTO RESORTE-AMORTIGUADOR

Conforme a las características inherentes al tipo de vehículo, se determinó una frecuencia de 1,3 Hz como el valor apropiado para la frecuencia de suspensión correspondiente al eje posterior.

La elección del conjunto resorte-amortiguador se llevó a cabo considerando el valor de frecuencia previamente determinado y otras propiedades que influyen en el desempeño de la suspensión en el eje trasero. En virtud de esto, fue necesario realizar el cálculo de la rigidez del sistema utilizando la fórmula que se presenta a continuación:

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

A partir de la cual se derivó la formulación que describe la rigidez del sistema.

$$K_s = (2\pi * f)^2 * M \quad [2.12]$$

Donde:

f= Frecuencia

K_s= Constante de rigidez del sistema de suspensión

M= Masa total sobre el tren posterior

Se reemplazó en la ecuación [2.12]:

$$K_s = (2\pi * 1,3)^2 * 168,96$$

$$K_s = 5,64 \text{ N/mm}$$

Antes de proceder con la evaluación de la rigidez del sistema, resultó necesario calcular la constante de rigidez inherente a la rueda. En este contexto, se tomó como punto de partida la rigidez del neumático, con un valor predefinido de 150 N/mm, y se aplicó la siguiente ecuación:

$$K_r = \frac{K_s * K_n}{K_n - K_s} \quad [2.13]$$

Donde:

K_r= Rigidez de la rueda

K_s = Constante de rigidez el sistema de suspensión

K_n = Rigidez del neumático

Se reemplazo en la ecuación [2.13]:

$$K_r = \frac{5,64 \text{ N/mm} * 150 \text{ N/mm}}{150 \text{ N/mm} - 5,64 \text{ N/mm}}$$

$$K_r = 5,86 \text{ N/mm}$$

Fue necesario establecer la relación de desplazamiento, la cual está vinculada a la posición del conjunto resorte-amortiguador dentro del sistema de suspensión. Esta magnitud se derivó a través del empleo del software Lotus, el cual arrojó una estimación de 1.4 como valor resultante.

Información mediante la cual se procedió a calcular la constante de rigidez del resorte, empleando la ecuación que se presenta a continuación:

$$K_m = K_r * RD^2 \quad [2.14]$$

Donde:

K_m = Rigidez del muelle

K_r = Rigidez de la rueda

RD = Relación de desplazamiento

$$K_m = 5,86 \text{ N/mm} * (1,4)^2$$

$$K_m = 11,48 \text{ N/mm}$$

La elección del conjunto resorte-amortiguador se realizó de acuerdo con el valor resultante de la constante de rigidez del sistema.

2.2.DISEÑO CAD

El proceso de diseño CAD involucro la manipulación de geometría, propiedades físicas y dimensionales, junto con la aplicación de restricciones y relaciones específicas. Esto permitió explorar diversas configuraciones, evaluar la funcionalidad y el rendimiento, así como realizar análisis de tolerancia, resistencia y otras características importantes antes de llevar a cabo la fabricación física.

2.2.1. SELECCIÓN DE COMPONENTES

Se inició el proceso considerando la selección de los componentes, la cual fue realizada con base en los aspectos siguientes:

- Disponibilidad en el mercado: Cada componente elegido fue evaluado para asegurar que esté disponible en el mercado de repuestos a nivel nacional, garantizando una adecuada disponibilidad y sustentabilidad del sistema.
- Fácil adaptación: Se priorizó la elección de componentes que requieran un número mínimo de piezas fabricadas y permitían una integración sencilla en el diseño del sistema, con el objetivo de optimizar la eficiencia en el proceso de fabricación y montaje.
- Requerimientos generales: Los componentes seleccionados fueron evaluados para garantizar que cumplan con los requerimientos establecidos previamente, asegurándose de que no excedan las dimensiones y especificaciones establecidas para el funcionamiento óptimo del sistema en consonancia con los objetivos del proyecto.

Esta cuidadosa evaluación y selección de componentes permitió asegurar la viabilidad y adecuación del diseño del sistema para su implementación en el vehículo propuesto en la investigación.

2.2.1.1. Motor

La selección del motor se basó en criterios adicionales, incluyendo su capacidad para transportar una carga aproximada de 290 kg y su fácil integración con los componentes de transmisión. Con base en los criterios de selección previamente mencionados, se decidió emplear un motor de 13 HP de la marca Porten. En la Tabla 2.1 se muestran las especificaciones técnicas del motor:

Tabla 2.1: Especificaciones técnicas motor Porten

Motor Porten 390	Unidad	Especificaciones técnicas		
Origen		China		
Ciclo de trabajo		4 tiempos		
Cilindrada	[cc]	390		
Sistema de ignición		TCI (Transistorized Pointless)		
Método de encendido		Arrancador de retroceso		
Máxima Potencia/Velocidad	[kW/rpm]	9,5/4000		
Torque máximo	[N.m/rpm]	26,48/2500		
Peso	[kg]	31		
Dimensiones (Largo, Ancho, Alto)	[mm]	390	450	435

Fuente: (Porten, 2022)

2.2.1.2. Transmisión CVT

De acuerdo con las normativas estipuladas en el reglamento de la Baja SAE, no se impusieron restricciones con relación a los sistemas de transmisión, lo que llevó a optar por un convertidor de par que fuese compatible con motores de varias marcas y con potencias que variaban entre los 8 HP y 13 HP.

La transmisión de tipo CVT seleccionada tenía las siguientes características técnicas presentadas en la Tabla 2.2:

Tabla 2.2: Características de la transmisión CVT

Segmento	Factor	Unidades	Medición
CVT	Potencia máxima del motor	[Hp]	8 - 13
	Espesor placa de montaje	[mm]	10
	Diámetro polea conducida		150
	Espesor polea de transmisión		124
	Espesor correa impulsada		18
Dientes	10		
Piñón	Paso		420

2.2.1.3. Kit de arrastre

El conjunto de accionamiento elegido fue seleccionado para ser perfectamente adaptable al piñón de salida de la transmisión de variación continua (CVT). Por lo tanto, se decidió utilizar un conjunto de piñón y cadena de la marca Riffel con una relación de paso de 420.

En la **¡Error! La autoreferencia al marcador no es válida.** se presenta una evaluación comparativa de las dimensiones de la catalina original en comparación con la catalina que fue ajustada para su integración en el sistema de transmisión.

Tabla 2.3: Catalina Riffel 1045

Catalina Riffel 1045	Unidades	Normal	Mecanizada
Diámetro interno	[mm]	52	100
Diámetro externo		175	175
Diámetro orificios		10	10
Centro catalina a centro orificio		33,5	62
Dientes		42	42
Paso		420	420
Orificios		4	4

Este análisis reveló las modificaciones necesarias que el sistema de transmisión demanda con el propósito de lograr su funcionamiento óptimo.

En lo que respecta a la cadena, su capacidad de adaptación estaba relacionada con su longitud y número de eslabones, datos encontrados en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4: Cadena Riffel M190

Cadena Riffel M190	
Longitud [mm]	1 520
Paso	420

2.2.1.4. Sistema de freno

La selección del sistema de frenado fue llevada a cabo teniendo en cuenta la integración a un sistema de frenos de disco en el eje delantero. En consecuencia, se decidió implementar un sistema de frenado de disco de la marca Motor 1 específicamente del modelo Rocket 125,

obtenido de un cuatrimoto, con el fin de asegurar una coordinación efectiva y un rendimiento unificado en el sistema de frenos en su conjunto.

Este sistema incorporó un disco de freno ventilado con características susceptibles de modificación, como se detalla en la Tabla 2.5. En este contexto, se identificaron las modificaciones necesarias para la integración del sistema de transmisión con el sistema de frenos delantero.

Tabla 2.5: Disco de freno Motor 1

Disco de Freno	Unidades	Normal	Mecanizada
Diámetro interno	[mm]	76	80
Diámetro externo		220	220
Diámetro orificios		8	10
Centro de freno a centro orificio		49,5	62
Orificios		4	4



Figura 2.7: Caliper Motor 1

De acuerdo con la elección del disco de freno, se tomó la decisión de utilizar un conjunto de bomba y caliper observados en la Figura 2.7 son provenientes de la misma marca, este conjunto permitió las modificaciones para la extensión controlada de la longitud de la línea del fluido de frenos, siendo así susceptible a la adecuación a una pedalera específica.

2.2.1.5. Semiejes

La selección de los semiejes se llevó a cabo con el objetivo de no exceder el ancho de vía máximo estipulado en 1400 mm, además de requerir la presencia de una junta homocinética asegurada mediante pernos. Siguiendo estos parámetros, se optó por elegir dos semiejes izquierdos de la marca Volkswagen, los cuales exhibieron las siguientes especificaciones técnicas (Tabla 2.6):

Tabla 2.6: Semieje Volkswagen Golf

Semieje Volkswagen Golf		Unidades
Longitud	560	[mm]
Diámetro campana trasera	100	
Diámetro Orificio	8	
Diámetro campana delantera	90	
Orificios x distancia al centro	6x84	

2.2.1.6. Manzana

La elección de la manzana se llevó a cabo en conjunción con los semiejes, ya que estos componentes eran de la misma marca y modelo. Además, se evaluaron las dimensiones y el patrón de distribución de los pernos de sujeción para garantizar su compatibilidad con las llantas disponibles en el mercado local.

La manzana seleccionada presentaba las siguientes especificaciones técnicas (Tabla 2.7):

Tabla 2.7: Manzana Volkswagen Golf

Manzana Volkswagen Golf		Unidades
Diámetro Interno	50	[mm]
Diámetro Externo	120	
Diámetro Orificio	10	
Orificios x distancia al centro	4x100	

2.2.1.7. Rodamientos

Los rodamientos elegidos se distribuyeron en dos categorías diferenciadas. El primer tipo de rodamiento fue seleccionado específicamente para las manzanas previamente elegidas del Volkswagen Golf. Por otro lado, el segundo tipo de rodamiento fue escogido para su implementación en el conjunto de transmisión.

En la Tabla 2.8 se presentaron detalladamente las características inherentes a cada categoría de rodamiento seleccionado:

Tabla 2.8: Rodamientos

Rodamiento	Unidades	Manzana Volkswagen Golf	6305
Diámetro Interno	[mm]	38,9	25
Diámetro Externo		72	62
Ancho		37	17
Velocidad limite	[r/min]		16 000

2.2.1.8. Conjunto resorte-amortiguador

El conjunto resorte-amortiguador fue escogido en conformidad con su ubicación en el eje posterior y la rigidez esencial del sistema de suspensión. En consecuencia, los amortiguadores seleccionados derivan de la Pulsar 125 y ostentan las propiedades siguientes (Tabla 2.9):

Tabla 2.9: Amortiguador Pulsar 125

Amortiguador PULSAR 135		Unidad
Módulo de rigidez (G)	79300	[N/mm ²]
Diámetro de alambre (d)	7	[mm]
Número de espiras (N)	18	
Diámetro medio del resorte (D)	48	[mm]
Distancia entre ojos d-d	39	[cm]
Constante elástica (Km)	11,96	[N/mm]

2.2.1.9. Llanta y neumático

Las elecciones relativas a las llantas y neumáticos fueron guiadas por una congruente uniformidad en términos de dimensiones y disposición de los pernos, en concordancia con las bridas de montaje previamente seleccionadas. Se prefirió el uso de llantas y neumáticos con un diámetro de 13 pulgadas (Rin 13) debido a las dimensiones inherentes a este conjunto, en el que tanto el centro como la altura de la rueda se ajustaban acertadamente a los parámetros definidos en el proceso de diseño.

2.2.1.10. Peso de componentes

La consideración del peso se erigió como un elemento primordial en la selección y adaptación de los componentes, atendiendo al imperativo de que la suma de dichos elementos no excediera el 60% del peso total estimado del sistema.

En la Tabla 2.10 se presentaron los pesos registrados de cada uno de los elementos encontrados en el mercado local.

Tabla 2.10: Peso de componentes seleccionados

Componente	Peso [kg]
Motor	31
CVT	5,89
Catalina	0,63
Cadena	1
Disco de freno	0,98
Caliper	1,22
Semieje x2	11,79
Manzana x2	2,67
Rodamiento manzana x2	1,10
Rodamiento cilindro x2	0,36
Cilindro transmisión	1,15
Llanta x2	10
Neumático x2	10

2.2.2. MODELADO DE COMPONENTES

En el contexto de nuestro proyecto, se empleó el enfoque de modelado de componentes debido a su capacidad para digitalizar las piezas y estructuras del proyecto mediante el software computacional Solid Works. Esta metodología permitió obtener una representación visual del proyecto, facilitando así la identificación de posibles mejoras y permitiéndonos realizar ajustes futuros en el diseño a través de la manipulación y ensamblaje de los componentes.

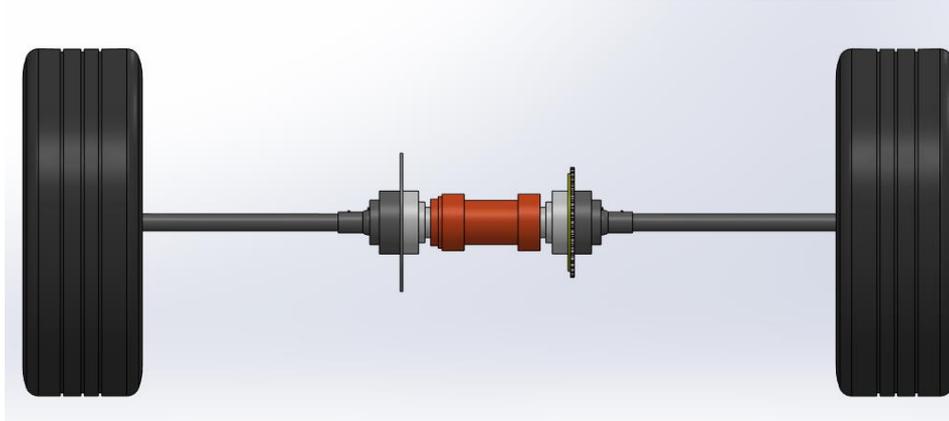


Figura 2.8 Ensamble parcial del tren posterior

El modelado de componentes proporcionó una perspectiva detallada y más precisa del sistema en su totalidad como se puede observar en la Figura 2.8, facilitando la comprensión de la interacción entre los elementos y la evaluación de su rendimiento.

Fue pertinente resaltar que los modelos empleados en ese estudio eran representaciones simplificadas y aproximadas de sus contrapartes de dimensiones reales, con el propósito de obtener resultados lo más cercanos posible a la realidad.

Los componentes modelados fueron:

- Cilindro excéntrico
- Disco de freno
- Catalina
- Semieje Volkswagen Golf
- Rodamiento Volkswagen Golf
- Manzana Volkswagen Golf
- Llanta
- Neumático

Al considerar que ciertos componentes requerían modificaciones para garantizar su correcto funcionamiento en el sistema, se procedió a diseñar nuevos elementos para adaptar los sistemas de frenos, transmisión y suspensión.

Los elementos que requirieron diseño y manufactura incluyeron:

- Elementos de pertenecientes al kit de arrastre
- Soportes
- Mesas
- Elementos de suspensión

2.2.3. DISEÑO DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN

El punto de partida de esta etapa surgió de la necesidad de diseñar y producir elementos que permitieran la sujeción y conexión de los semiejes al sistema de transmisión y frenos, posibilitando así la transmisión eficiente del movimiento a las ruedas.

2.2.3.1. Bridas

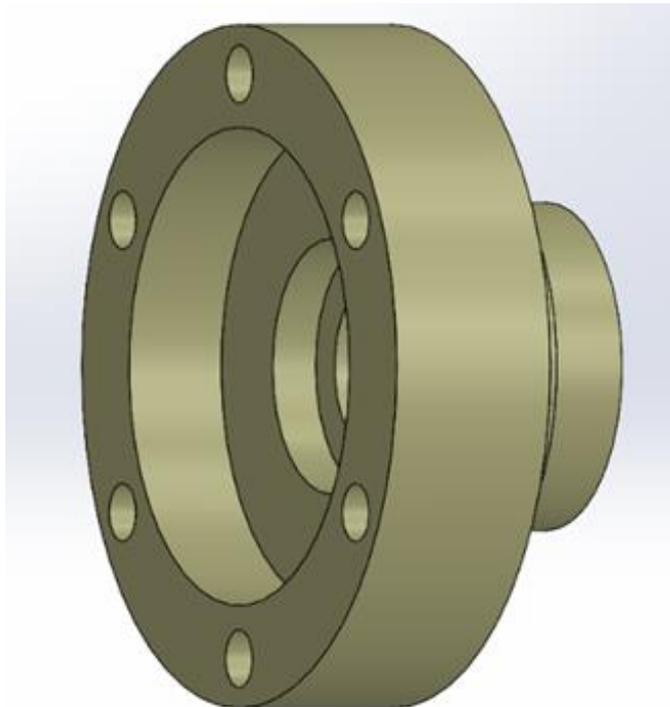


Figura 2.9: Diseño preliminar de brida

Se decidió por la concepción de una brida (Figura 2.9) para desempeñar la función de enlace entre el conjunto de transmisión y el sistema de frenos. Su diseño se fundamenta en las dimensiones correspondientes a los semiejes, las cuales se encuentran consignadas en la Tabla 2.6, y las medidas del eje incorporado en el conjunto de transmisión

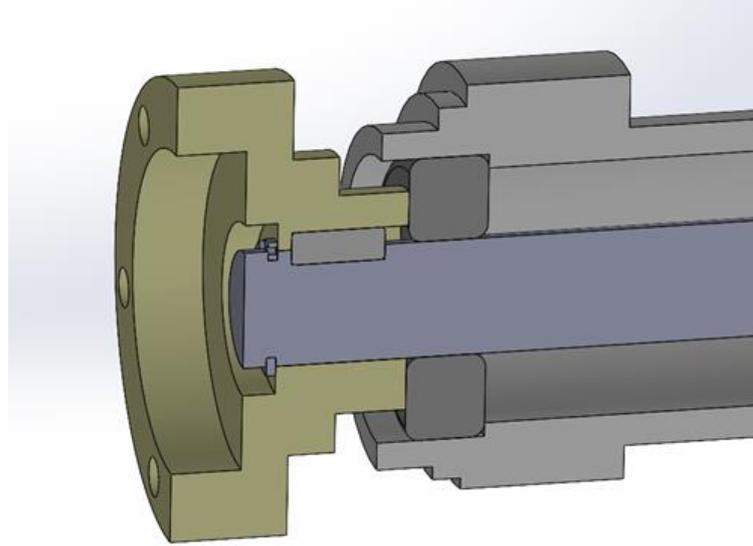


Figura 2.10: Ensamble parcial de elementos de transmisión

Por otro lado, con respecto a la transmisión de movimiento en el conjunto, se elaboró un sistema de chavetero (Figura 2.10) destinado a las bridas y al eje que establece su unión.

2.2.3.2. Componentes adaptados

A lo largo de la ejecución del proyecto, emergió la necesidad de ajustar componentes con el propósito de su incorporación efectiva en el sistema de transmisión y frenado. Los elementos adaptados son los siguientes:

- Catalina: Se llevaron a cabo ajustes correspondientes a las dimensiones de los semiejes previamente seleccionados, como se puede apreciar en la comparación efectuada en la Tabla 2.3.
- Disco de freno: El diseño original sufrió alteraciones con el fin de adecuarse al conjunto de transmisión, tal como se evidenció en la comparación efectuada en la Tabla 2.5.
- Cadena: Se disminuyó la cantidad de eslabones, en concordancia con la posición del motor con relación al conjunto de transmisión.

Adicionalmente, fue necesario crear un adaptador específico para la catalina, el cual se adecua a las dimensiones establecidas previamente para las bridas.

2.2.4. DISEÑO CAD DE MANGUETAS POSTERIORES

El proceso se inició con la utilización de los componentes mecánicos previamente seleccionados.

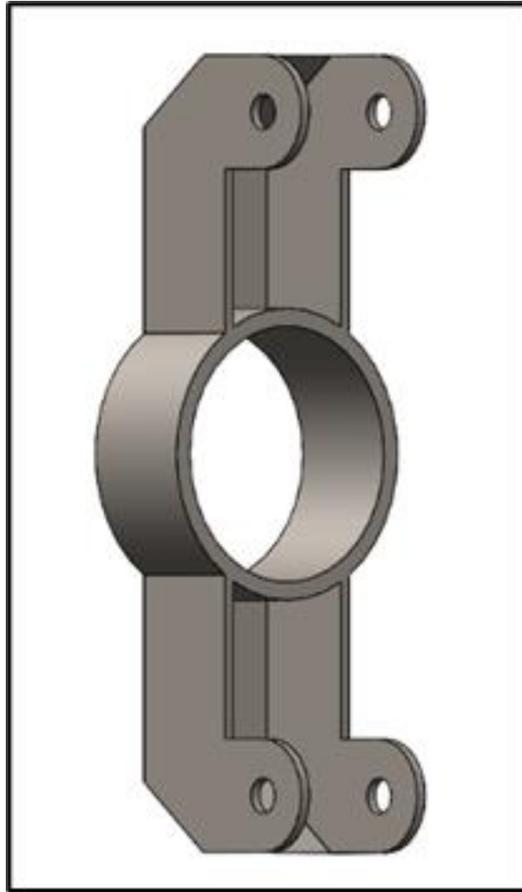


Figura 2.11: Mangueta

En el caso específico de la mangueta (Figura 2.11), esta se apoyó directamente sobre el rodamiento de la manzana de un Volkswagen Golf, estableciendo así el diámetro exterior como punto de partida. Dado que se contaba con un solo disco de freno en la sección del sistema de transmisión, se optó por desarrollar una mangueta de diseño simple y funcional, considerando los soportes de las mesas superiores e inferiores para su óptimo desempeño.

2.2.5. ENSAMBLE GLOBAL

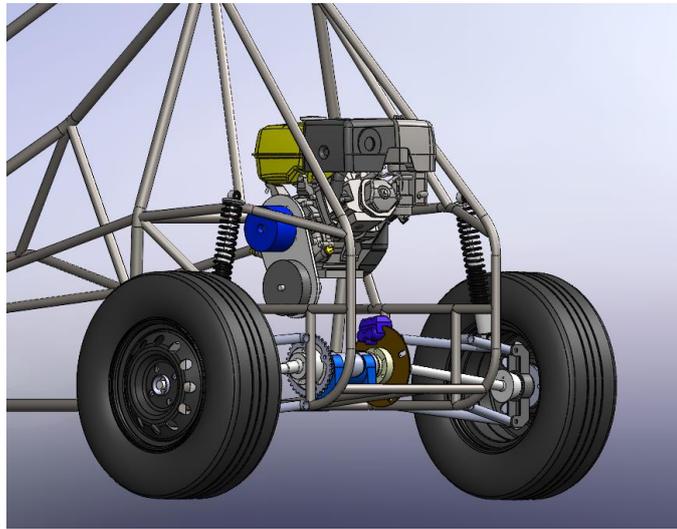


Figura 2.12: Ensamble global

Se ejecutó el ensamblaje global (Figura 2.12) con el propósito de visualizar la disposición de los componentes con respecto al bastidor, facilitando así la aproximación inicial para determinar la posición y configuración óptimas del sistema de suspensión. Además, esta fase fue crucial para definir y diseñar la ubicación del sistema de transmisión y el motor en el conjunto del proyecto.

2.3. SIMULACIÓN CAE

Se llevó a cabo un procedimiento de simulación con relación a los componentes diseñados para el conjunto del tren trasero. Para efectuar esta simulación, se empleó el software SolidWorks Simulation, y se tomaron en consideración las fuerzas que afectan a los diversos subsistemas del tren posterior.

2.3.1. ANÁLISIS DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN

La máxima carga a la que los elementos de transmisión están expuestos corresponde al momento torsional. En consecuencia, se llevó a cabo un análisis de cálculo para determinar

el torque resultante generado por las diversas multiplicaciones que se extendían desde el motor hasta la catalina.

En esa secuencia de cálculos, se realizó a partir del siguiente conjunto de datos (Tabla 2.11):

Tabla 2.11: Análisis de torque

Descripción	Unidades	Magnitud
Torque del motor	[N.m]	26,48
Radio Polea 1 CVT (r_{P1})	[m]	0,035
Radio Polea 2 CVT (r_{P2})		0,064
Radio Piñón CVT ($r_{Pñ}$)		0,023
Radio Catalina (r_{Cat})		0,0875

A través de la siguiente expresión matemática, se procedió al cálculo del torque final:

$$\tau = F * r \quad [2.15]$$

Al poseer el torque inicial originado en el motor, se realizó el cálculo de la fuerza tangencial inicial mediante la siguiente ecuación:

$$F_0 = \frac{\tau_0}{r_{P1}} \quad [2.16]$$

$$F_0 = \frac{26,48Nm}{0,035m}$$

$$F_0 = 756,51 N$$

Se consideró la mencionada fuerza tangencial inicial y utilizamos la ecuación [2.16], deducimos el torque en la segunda polea del sistema de transmisión. Este resultado se aplicó a la segunda polea y el piñón de arrastre.

$$\tau_2 = F_0 * r_{P2}$$

$$\tau_2 = 756,51N * 0,064m$$

$$\tau_2 = 48,41Nm$$

Una vez obtenida la primera multiplicación del momento torsional, procedimos a calcular la fuerza tangencial final mediante la aplicación de la ecuación [2.16].

$$F_2 = \frac{\tau_2}{r_{Pñ}}$$

$$F_2 = \frac{48,41Nm}{0,023m}$$

$$F_2 = 2105,08 \text{ N}$$

Aplicando nuevamente la ecuación [2.15], se determinó el torque final resultante.

$$\tau_3 = F_2 * r_{Pñ}$$

$$\tau_2 = 2015,08N * 0,0875m$$

$$\tau_2 = 184,19Nm$$

Por consiguiente, el momento de torsión que actúa sobre los elementos de transmisión fue:

$$\tau_2 = 184,19Nm$$

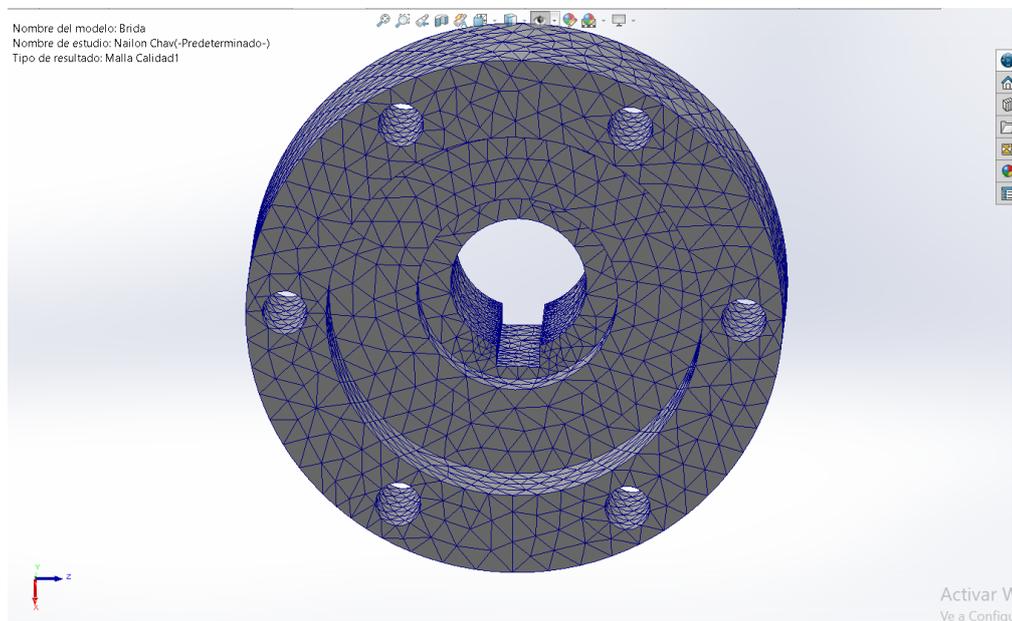


Figura 2.13: Mallado en brida

Tras la obtención del torque, se procedió a llevar a cabo el análisis mediante el método de elementos finitos de los componentes de transmisión, en este contexto, se empleó una malla de tamaño máximo de 5mm, tal como se observa en la Figura 2.13. Se estableció un factor de seguridad mayor a 1 para garantizar que el límite elástico no sea sobrepasado en el análisis de los componentes.

Los criterios empleados para la simulación de la brida incluyeron los siguientes aspectos:

- Sujeción fija en ambas caras del chavetero.
- Aplicación de una sujeción tipo bisagra en concordancia con el eje.
- Consideración del momento de torsión de 185 N.

El material empleado para la simulación de la brida fue el nailon, el cual exhibe las siguientes propiedades (Tabla 2.12):

Tabla 2.12: Propiedades de Nailon

Propiedad	Unidades	Valor
Módulo elástico	[N/mm ²]	8300
Módulo cortante		3200
Límite de tracción		142,559
Límite elástico		139,043
Coefficiente de Poisson		0,28
Densidad de masa	[kg/m ³]	1400
Coefficiente de expansión térmica	[/K]	3e-05
Conductividad térmica	[W/(m*K)]	0,53

2.3.2. ANÁLISIS DE ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN

Para los estudios y análisis de los diferentes componentes, como las manguetas y mesas tanto superiores como inferiores, se consideraron distintas fuerzas que actuaban sobre ellas.

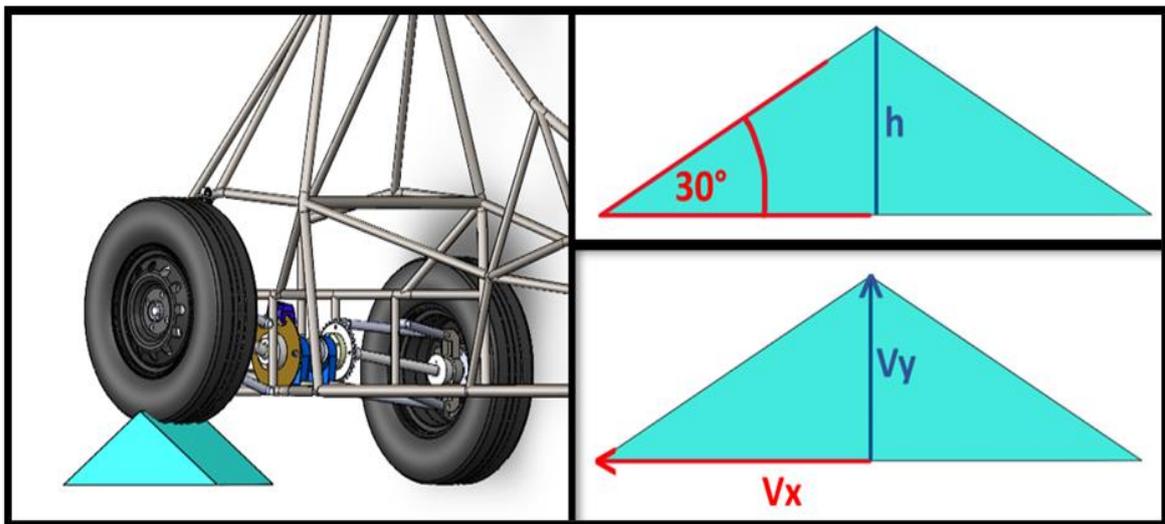


Figura 2.14: Obstáculo en pista

Fue necesario considerar un obstáculo en el ciclo de conducción normal, para lo cual el obstáculo exhibido en la Figura 2.14 cuenta con los siguientes parámetros:

- Velocidad constante de 60 km/h.
- Obstáculo de forma geométrica triangular con un ángulo de pendiente de 30° y una altura de 20 cm.
- Los neumáticos tendrán contacto con la superficie en todo momento.

Ecuación para determinar la aceleración vertical:

$$ay = \frac{Vy^2}{2h} \quad [2.17]$$

Tomando en cuenta que:

$$Vy = Vx * \tan \alpha \quad [2.18]$$

En la Tabla 2.13 se detalla la nomenclatura perteneciente a las ecuaciones [2.17] y [2.18] con las magnitudes consideradas para el cálculo y sus respectivas unidades.

Tabla 2.13: Análisis de obstáculo en pista

Descripción	Nomenclatura	Magnitud	Unidad
Angulo de pendiente	α	30	Grados
Velocidad en la dirección "x"	Vx	16,66	m/s
Velocidad en la dirección "y"	Vy	9,62	m/s
Altura del obstáculo	h	0,2	m

Sustituyendo en la ecuación [2.17] se obtiene:

$$ay = \frac{(9,62 \frac{m}{s})^2}{2 * 0,2 m}$$

$$ay = 231,48 m/s^2$$

Como resultado de que un vehículo pase por un obstáculo se tuvo una la aceleración vertical en el eje Y, produjo así una fuerza resultante que actuó sobre los neumáticos.

Esta fuerza se obtiene utilizando la siguiente ecuación:

$$Fy = \text{masas no suspendidas} * ay \quad [2.19]$$

Donde:

Masa no suspendida(m)=18.44kg

Aceleración vertical (ay) = 231.48m/s²

Sustituyendo en la [2.19] se obtiene:

$$F_y = 18,44 \text{ kg} * 231,48 \text{ m/s}^2$$

$$F_y = 4268,52 \text{ N}$$

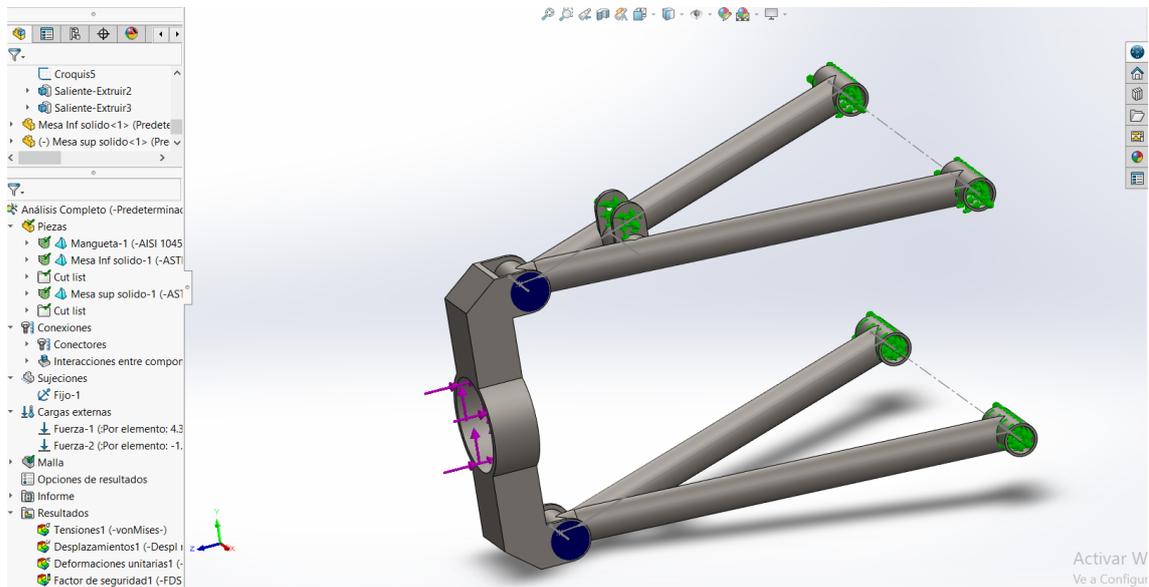


Figura 2.15: Conjunto de mangueta y mesas

Para el análisis por elementos finitos de las manguetas posteriores, se llevó a cabo un ensamblaje conjunto, con lo cual se obtuvo el conjunto maqueta- mesas presentado en la Figura 2.15, estableciendo relaciones específicas, como son:

- Cinco puntos de sujeción fija, de los cuales 4 estuvieron destinados a soportes en el bastidor y uno como soporte del amortiguador.
- Dos puntos de conexión de tipo pasador que se destinaron a las manguetas.

El mallado utilizado posee un tamaño de 8 mm, siendo este el valor mínimo predeterminado. El factor de seguridad se estableció en valores mayores a 1, considerando que los límites elásticos no excedan los límites del material de las mesas y la mangueta, además se consideró una deformación máxima de 20mm.

Se aplicó las respectivas cargas en el ensamblaje, considerando las condiciones en el ciclo de manejo. En la simulación, se tomaron en cuenta los siguientes parámetros para lograr un análisis exhaustivo y detallado.

- Fuerza en curva: 1558,31 N
- Fuerza en el eje Y: 4300 N

Physical Properties		Metric
Density		7.85 g/cc
Mechanical Properties		Metric
Hardness, Brinell		179
Hardness, Knoop		200
Hardness, Rockwell B		88
Hardness, Vickers		188
Tensile Strength, Ultimate		625 MPa
Tensile Strength, Yield		530 MPa
Elongation at Break		12 %
Reduction of Area		35 %
Modulus of Elasticity		206 GPa
Bulk Modulus		163 GPa
Poissons Ratio		0.29
Machinability		55 %
Shear Modulus		80.0 GPa

Figura 2.16: Propiedades del acero AISI 1045

Fuente: (MatWeb, 2020).

Se optó por la elección del acero AISI 1045 como material para la representación en la simulación de la mangueta, material que cuenta con las características presentadas en Figura 2.16, este material corresponde al cilindro interno.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coficiente de Poisson	0.26	N/D
Módulo cortante	79300	N/mm ²
Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	400	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	250	N/mm ²

Figura 2.17: Propiedades del acero ASTM A36

Mientras que el material seleccionado para los soportes de manguetas, soportes de suspensión y las mesas fue el acero ASTM A36, material el cual cuenta con las características presentadas en la Figura 2.17.

2.3.3. CONCENTRADORES DE TENSIÓN

Los concentradores de tensión son puntos dentro de la simulación que pueden alcanzar los límites definidos en el diseño. Por lo tanto, requieren atención y análisis de los nodos cercanos a este punto específico.

2.4.FABRICACIÓN

Durante el procedimiento de construcción, se evaluaron diversos materiales, herramientas, equipos y técnicas de manufactura, con el propósito de satisfacer las especificaciones correspondientes al diseño.

2.4.1.SELECCIÓN DE MATERIALES

El material elegido para la fabricación de las bridas fue el Nailon. La elección de este material para la construcción de dichos componentes se fundamenta en las propiedades físicas delineadas en la Tabla 2.12, las cuales demuestran que estas propiedades habilitaron a este material para resistir las fuerzas derivadas de la transmisión de variación continua (CVT), además, se optó por emplear acero de transmisión (AISI 1018) para la fabricación del eje que enlaza las bridas de transmisión, para la fabricación del cilindro de las manguetas se utilizó acero AISI 1045, mientras que para los componentes destinados a la suspensión, elementos complementarios de las manguetas, el adaptador de la catalina y las mesas se empleó acero ASTM A36, esto considerando su disponibilidad en el mercado local.

2.4.2.PLANOS DE DISEÑO PARA LA CONSTRUCCIÓN

La necesidad de generar planos para la fabricación de las piezas surgió como un requisito fundamental en el proceso de producción. Estos planos desempeñaron un papel esencial al proporcionar una representación detallada y precisa de las piezas, incluyendo dimensiones, tolerancias y especificaciones técnicas.

2.4.3.PROCESOS DE FABRICACIÓN

El proceso de producción requirió la aplicación de técnicas de manufactura específicas, en función del tipo de componente, su forma y el material previsto para su fabricación.

2.4.3.1. Torneado

El proceso de mecanizado por torno se utilizó para la fabricación de componentes cilíndricos, como bridas y ejes. Este proceso se seleccionó por sus siguientes ventajas:

- Precisión, ya que permite la fabricación de componentes que deben cumplir con tolerancias estrictas.
- Versatilidad, ya que se puede utilizar para realizar distintas operaciones, como el cilindrado, el refrentado, el tronzado, el ranurado y el roscado. Esto permite obtener piezas con formas complejas y funcionales.
- Eficiencia, esto debido a que es un proceso eficiente, que permite fabricar piezas en un tiempo relativamente corto.

2.4.3.2. Fresado

El proceso de fresado se utilizó para crear ranuras en elementos como bridas y ejes. Esta elección se basó en las siguientes ventajas que ofrece este proceso de manufactura:

- Precisión en la fabricación de elementos que deben cumplir con tolerancias estrictas.
- Versatilidad para la producción de ranuras de chaveta.
- Eficiencia respecto a los tiempos de producción.

2.4.3.3. Soldadura

Se empleó un proceso de soldadura del tipo MIG/MAG, se utilizó alambre de cobre con un diámetro de 0,9 mm y gas activo CO₂ como consumibles. Esta elección se fundamentó en las siguientes consideraciones:

- Velocidad en el proceso de producción.
- Facilidad de uso.
- Capacidad de soldar distintos materiales.
- Menor número de deformaciones por calor en los materiales.
- Buena capacidad de penetración entre los componentes.

2.5.PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO

Con el objetivo de evaluar el comportamiento de los distintos sistemas del vehículo, se realizaron distintas pruebas dinámicas, tomando como base las establecidas en el manual de la BAJA SAE, en el que se indicaron los siguientes requerimientos:

- Aceleración
- Frenado
- Arrastre
- Velocidad máxima
- Maniobrabilidad

Aceleración: Para la prueba de aceleración, se estableció una distancia de recorrido de 30 metros. En esta prueba, se cronometró el tiempo que tardó el vehículo en recorrer la distancia.

Frenado: En la prueba de frenado, se estableció una distancia de recorrido de 30 metros. Al finalizar el recorrido, se realizó una frenada brusca. En esta prueba, se midió la distancia que recorrió el vehículo antes de detenerse. Además, se observó el comportamiento del vehículo ante una frenada brusca.

Arrastre: La prueba de arrastre se llevó a cabo con el objetivo de determinar las cargas que los sistemas del vehículo podían soportar sin fallar. Para ello, se estableció una distancia de recorrido de 30 metros, en la cual se trasladó diferentes pesos: 12 kg en el primer recorrido, 29 kg en el segundo recorrido y 57 kg en el tercer recorrido.

Velocidad máxima: En esta prueba, se definió una distancia de recorrido de 100 metros en línea recta, con el propósito de determinar la velocidad máxima alcanzada.

Maniobrabilidad: Con la prueba de maniobrabilidad se pretendía evaluar el comportamiento del sistema de suspensión en diversas condiciones. Para ello, se realizó un recorrido con obstáculos variados.

Características de la pista: En consideración a las pruebas requeridas, se buscó una pista que tuviera una longitud mínima de 120 metros y un ancho mínimo de 15 metros. Además, se requirió que el suelo sobre el cual se realizaron las pruebas fuera de arena, grava o materiales similares.

CAPÍTULO III

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. ANÁLISIS CINEMÁTICO DE LA SUSPENSIÓN

Para el análisis cinemático, se empleó el software denominado "Lotus" que facilita la creación de un modelo tridimensional, permitiendo examinar el comportamiento del sistema de suspensión mediante simulaciones generadas por el programa.

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Point 1: Lower wishbone front pivot	2088.2600	312.0000	180.1200
Point 2: Lower wishbone rear pivot	2356.6399	312.0000	180.1200
Point 3: Lower wishbone outer ball joint	2217.2400	617.8700	136.4900
Point 5: Upper wishbone front pivot	2088.2600	312.0000	360.1200
Point 6: Upper wishbone rear pivot	2356.6399	312.0000	360.1200
Point 7: Upper wishbone outer ball joint	2217.2400	617.8700	328.4900
Point 8: Damper wishbone end	2187.6101	518.4200	406.9500
Point 9: Damper body end	2195.2300	413.7900	782.5800
Point 11: Outer track rod ball joint	6045.8296	740.5000	172.1200
Point 12: Inner track rod ball joint	6076.8296	308.0000	191.1200
Point 16: Upper spring pivot point	2195.2300	413.7900	782.5800
Point 17: Lower spring pivot point	2187.6101	518.4200	406.9500
Point 18: Wheel spindle point	2217.2400	617.8700	232.4900
Point 19: Wheel centre point	2217.2400	633.8700	232.4900
Point 20: Part 1 C of G	5861.3296	440.0000	159.1200
Point 21: Part 2 C of G	6001.3296	520.0000	414.1200
Point 22: Part 3 C of G	6061.3296	525.0000	184.1200
Point 23: Part 4 C of G	5961.3296	720.0000	239.1200

Figura 3.1: Coordenadas de suspensión trasera

Para llevar a cabo este proceso, fue indispensable disponer de tres coordenadas de referencia (en los ejes X, Y, y Z) para cada punto de unión en la suspensión, como se puede observar en la Figura 3.1.

El análisis se efectuó en condiciones operativas a fin de evaluar el rendimiento del conjunto de la sección trasera del tren. Para llevar a cabo esta evaluación, se consideraron los siguientes parámetros definidos para vehículos de competencia (López, 2018, pág. 13):

- Ángulo de caída (Camber) $\pm 3^\circ$
- Ángulo de Avance (Caster) $\pm 8^\circ$
- Convergencia y Divergencia (TOE) $\pm 3^\circ$

3.1.1. ÁNGULO DE CAÍDA (CAMBER)

Un camber neutral corresponde a 90 grados, lo que significa que la rueda se encuentra perfectamente vertical. Si el camber es positivo, la parte superior de la rueda se inclina hacia afuera; mientras que, si es negativo, la parte superior de la rueda se inclina hacia adentro.

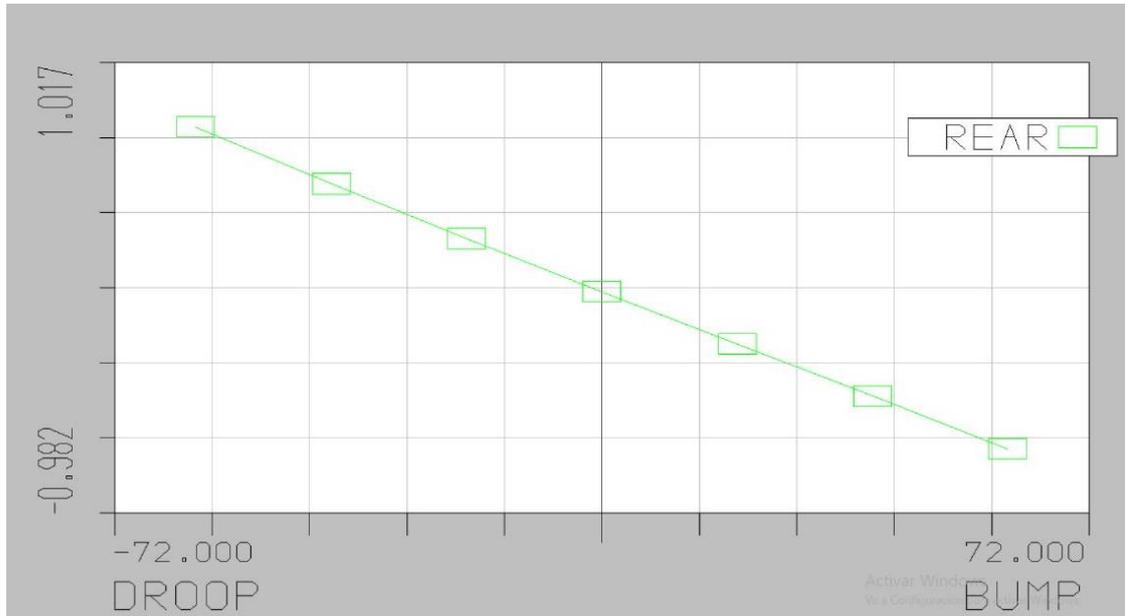


Figura 3.2: Ángulo de caída (Camber)

En la Figura 3.2 se presentó un ángulo de caída negativa de -0,982 y un ángulo de caída positiva de 1,017. Estos valores indicaron que tenemos un ángulo de caída favorable, lo que significó que, en una curva, la rueda exterior soportó una mayor carga y presentó un ángulo de caída negativo, mientras que la rueda interior experimentó una ganancia positiva debido a una menor carga en la curva, lo que mejoró el agarre y la tracción de las ruedas. Con relación a esto, se pudo observar que la rueda exhibió una inclinación estática que se situó dentro del intervalo prescrito, el cual varió entre -3° y 3° .

3.1.2. CONVERGENCIA Y DIVERGENCIA (TOE)

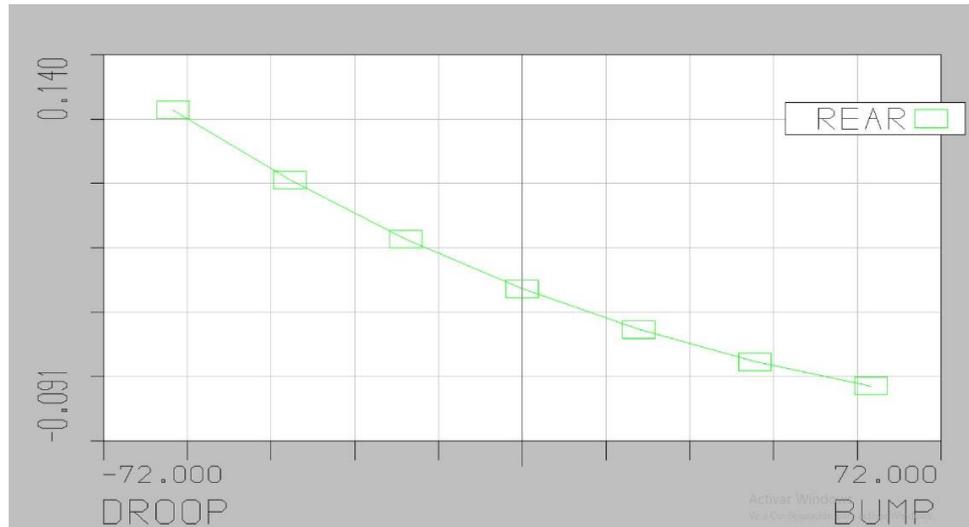


Figura 3.3: Convergencia y Divergencia (TOE)

La Figura 3.3 muestra un ángulo de convergencia de 0,140 y un ángulo de divergencia de -0,091 en el sistema de suspensión. Estos valores implican que, durante el ciclo de conducción, el vehículo experimentó una estabilidad adecuada en línea recta debido al ángulo TOE positivo, mientras que, en las curvas, la maniobrabilidad se vio mejorada gracias al ángulo TOE negativo, los resultados obtenidos del software computacional entran dentro de los valores de 3° y -3° .

3.1.3. ÁNGULO DE AVANCE (CASTER)

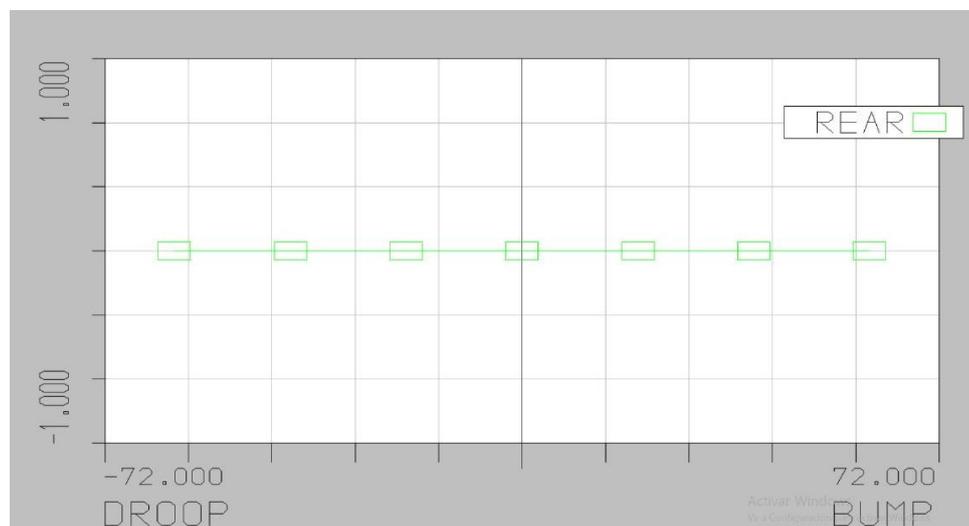


Figura 3.4: Ángulo de avance (Caster)

La Figura 3.4 muestra un ángulo de caster de 0 grados en el sistema de suspensión, lo que implicó una configuración de caster neutro. En esta posición, el pivote superior de las ruedas se encontró alineado verticalmente, sin inclinación hacia adelante ni hacia atrás, lo que resultó en que la línea de pivote pase exactamente por el punto de contacto del neumático con el suelo.

Es necesario mencionar que los datos obtenidos están dentro del rango de más 8° y -8° .

3.1.4. RELACIÓN DE DESPLAZAMIENTO DEL RESORTE-AMORTIGUADOR

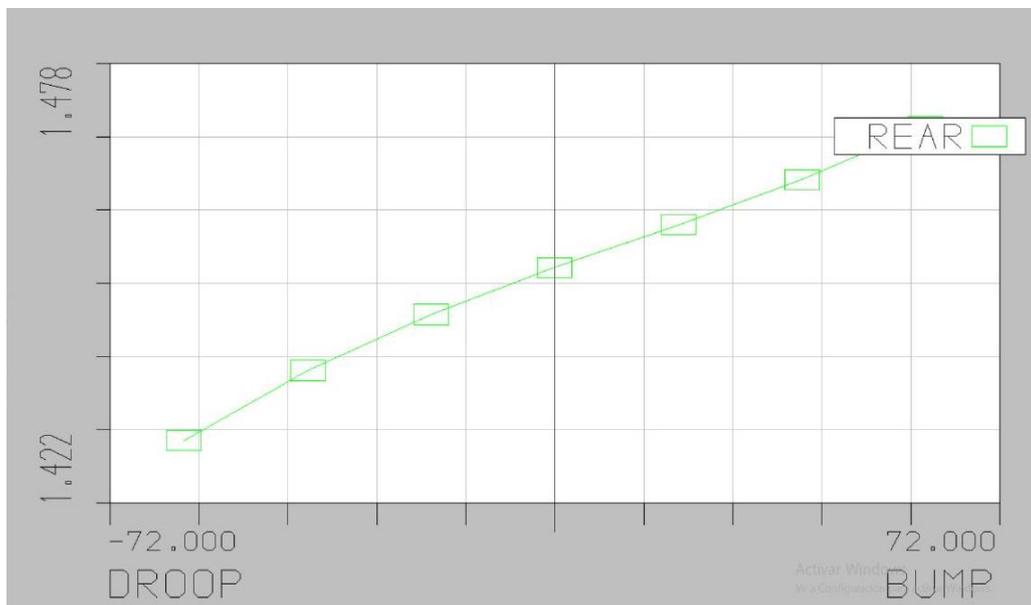


Figura 3.5: Relación de desplazamiento del Resorte-Amortiguador

La Figura 3.5 muestra la relación de desplazamiento que corresponde a un valor de 1,47 en tensión y de 1,42 en compresión. Con estos valores, se determinó que el eje posterior se mantuvo dentro del rango de frecuencia establecido.

3.2. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LAS BRIDAS DE TRANSMISIÓN

El análisis de la brida de transmisión se realizó con el propósito de determinar la capacidad del material seleccionado para soportar el par motor proveniente del motor y la transmisión. Este análisis permitió verificar los puntos críticos del diseño y si estos se mantienen dentro

de un rango aceptable para su implementación. Es necesario tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Limite elástico 139 N/mm^2 (MPa).
- Factor de seguridad mayor a 1.
- Torque $184,19 \text{ Nm}$

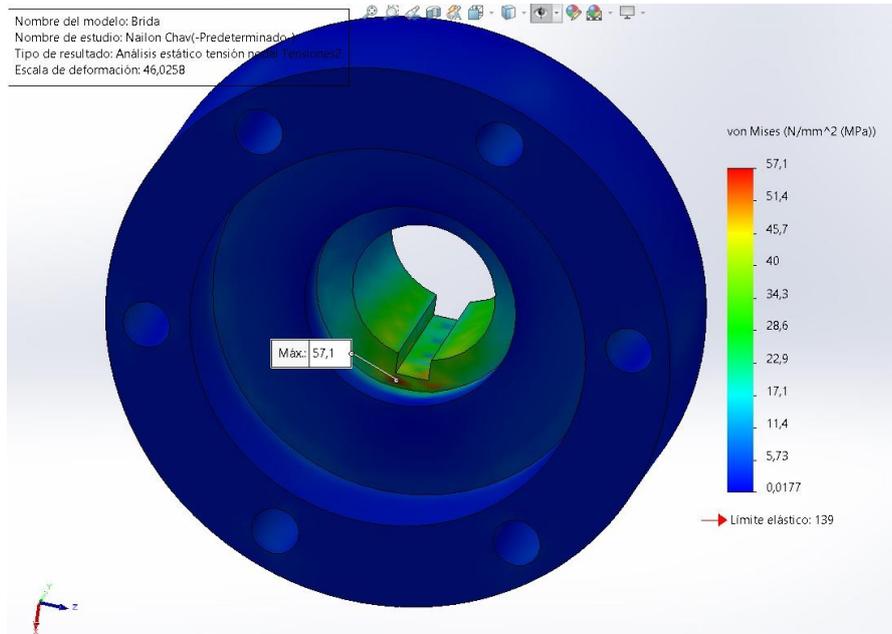


Figura 3.6: Limite elástico de la brida

Limite elástico: En la Figura 3.6 se pudo observar que el esfuerzo máximo de Von Mises que soporta la brida es de $57,1 \text{ MPa}$, valor que se encuentra por debajo del límite elástico del material (Nailon) 139 MPa . Con este valor, se dedujo que el material es funcional y viable para la fabricación y uso de las bridas.

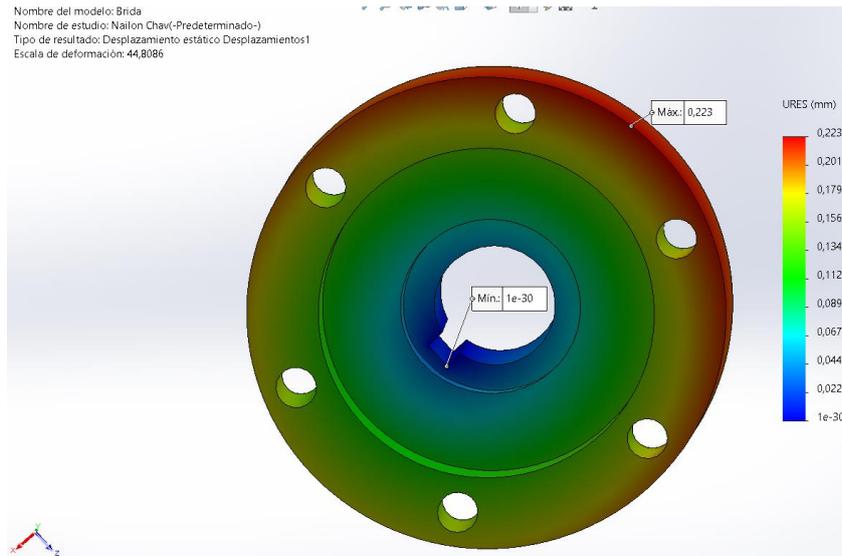


Figura 3.7: Desplazamiento de la brida

Desplazamiento: La Figura 3.7 mostro el desplazamiento máximo de 0,223mm. Dado que este desplazamiento es imperceptible, se considera que la brida es adecuada.

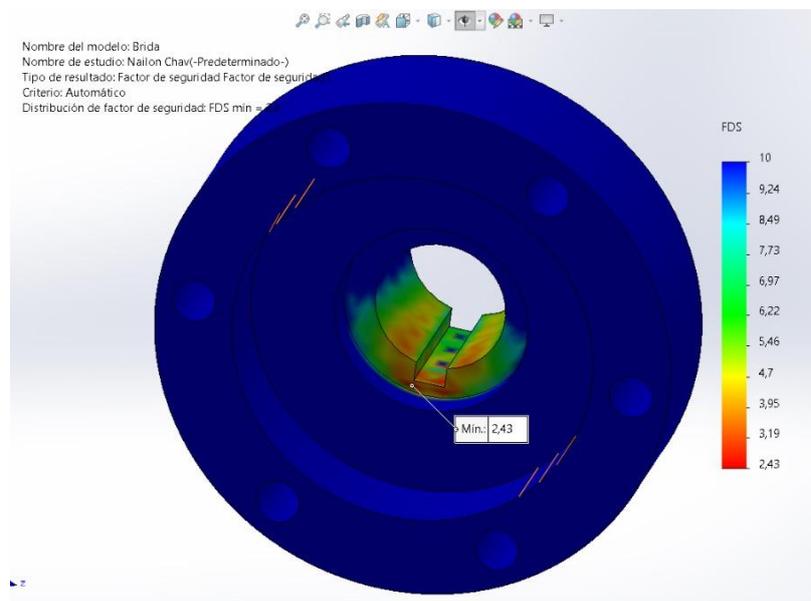


Figura 3.8: Factor de seguridad de la brida

Factor de seguridad: Se observa en la Figura 3.8 un factor de seguridad mínimo de 2,43, valor que se encuentra dentro de los parámetros establecidos. Como resultado, se concluye que el material y diseño de las bridas son aptos para la fabricación y uso en el sistema de transmisión.

3.3. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN

El análisis estructural del conjunto de elementos pertenecientes a la suspensión se realizó con el propósito de determinar puntos críticos dentro de este conjunto. Para ello, se consideran los siguientes parámetros:

- Limite elástico 250 N/mm² (MPa)
- Desplazamiento máximo de 20 mm de acuerdo con la Baja SAE
- Factor de seguridad mayor a 1

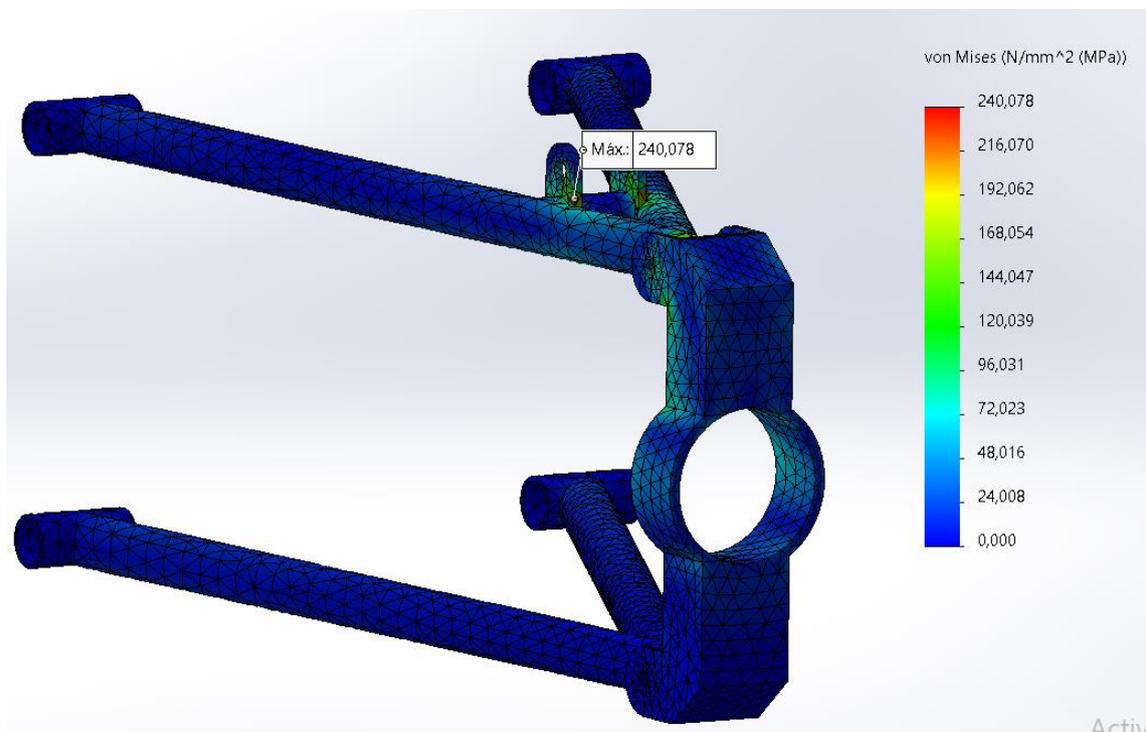


Figura 3.9: Limite elástico del conjunto de suspensión

Limite elástico: En la Figura 3.9 se pudo observar que el esfuerzo máximo de Von Mises que soporta el conjunto de suspensión es de 240,078 MPa. Como resultado, se determinó que los materiales (AISI 1045 y ASTM A36) y el diseño del conjunto son capaces de resistir las distintas cargas provenientes del movimiento del vehículo, considerando las condiciones del concertador de tensión.

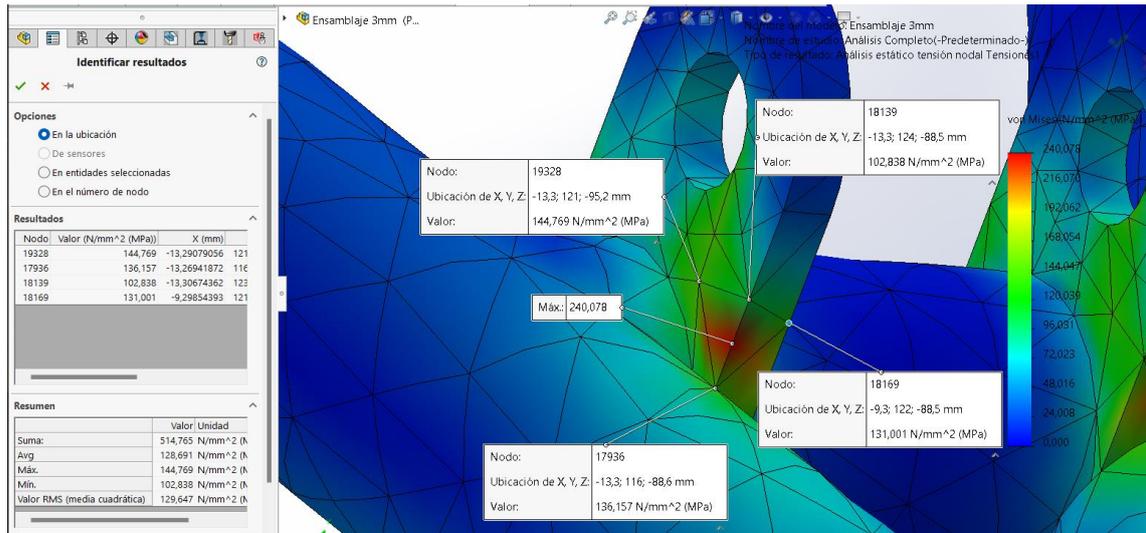


Figura 3.10: Concentrador de tensión (Limite elástico)

Concentrador de tensión: En este caso, en la Figura 3.10 se observó un elemento concentrador de tensión en el conjunto de suspensión, por lo cual, al analizar valores obtenidos de los nodos pertenecientes al elemento concentrador encontramos un valor promedio de 128,69 MPa como valor promedio del límite elástico, donde además se consideró el factor de cargas permanentes y cargas dinámicas. Razones por las que se considera el diseño como apto para el proceso de fabricación.

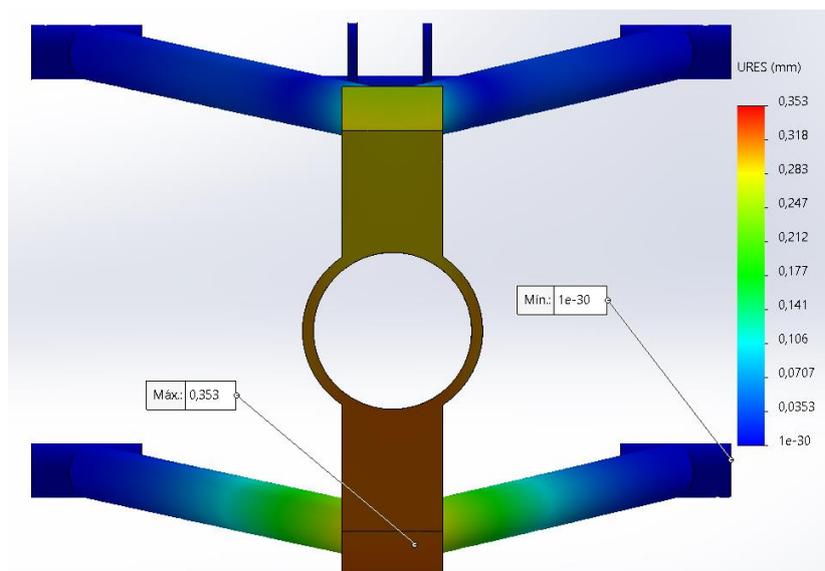


Figura 3.11: Desplazamiento del conjunto de suspensión

Desplazamiento: Dentro de la Figura 3.11 se observa un desplazamiento máximo de 0,353 milímetros. Este valor se encuentra dentro del límite establecido por la Baja SAE. Por lo tanto, se puede concluir que el conjunto es apto para su fabricación e implementación.

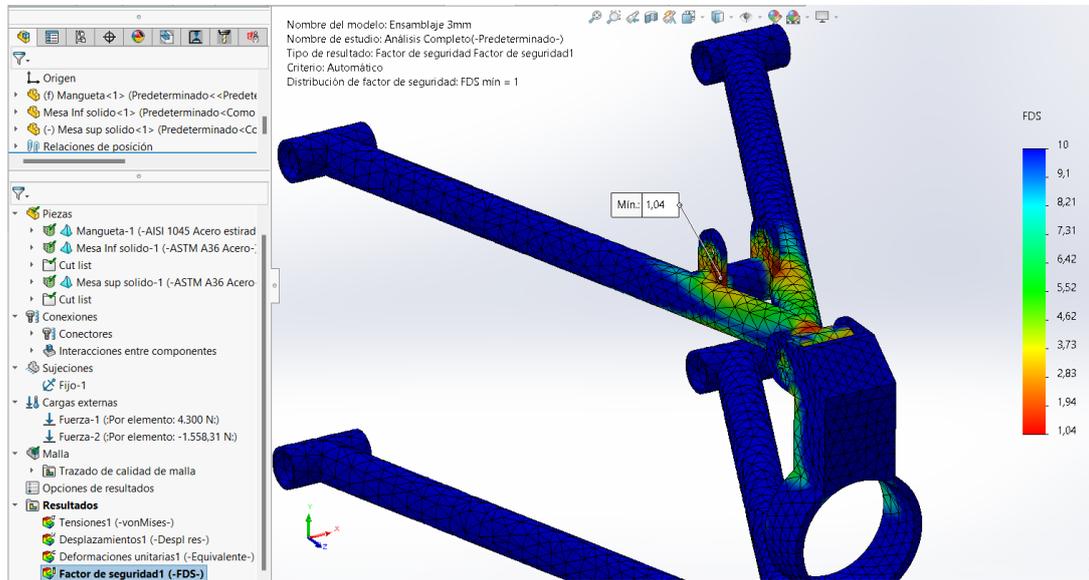


Figura 3.12: Factor de seguridad del conjunto de suspensión

Factor de seguridad: En la Figura 3.12 se observó un factor de seguridad mínimo de 1,04 localizado en un vértice del soporte del amortiguador. Sin embargo, este valor se encuentra en un concentrador de tensión, por lo que es necesario considerar los nodos de este elemento, con la finalidad de determinar la validez del diseño.

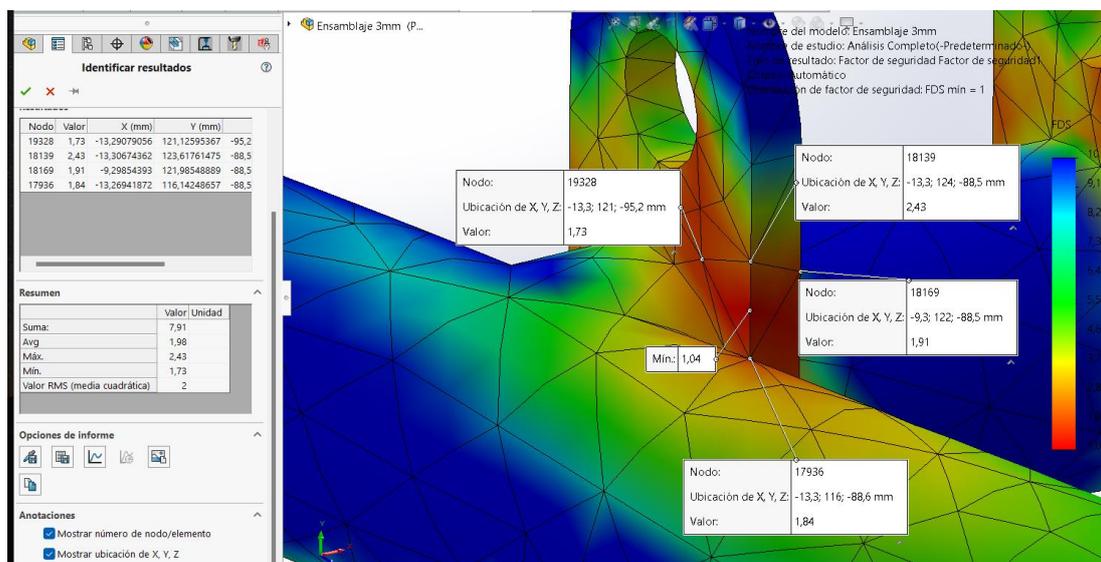


Figura 3.13: Concentrador de tensión (Factor de seguridad)

Concentrador de tensión: En este caso, se observa en la Figura 3.13 que los nodos pertenecientes al elemento concentrador de tensión muestran valores de mayor magnitud, que al promediarlos se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 1,98, además se consideró nuevamente los factores de cargas permanente y cargas dinámicas, de este modo se confirmó la fiabilidad de los diseños y materiales.

Al finalizar el análisis estructural del conjunto de suspensión, se determinó que el diseño de sus elementos es adecuado para soportar las mayores cargas a las que será sometido el tren trasero. Estas cargas serán las resultantes de las curvas y del paso sobre obstáculos a gran velocidad. Por lo tanto, se determinó que el diseño es óptimo para ser fabricado e implementado en el vehículo.

3.4.FABRICACIÓN DE CONJUNTO DE TRANSMISIÓN

Una vez que se habían establecido las dimensiones de cada componente en sus planos correspondientes, se procedió con la etapa de producción.

De acuerdo con los planos diseñados, se dio inicio al proceso de manufactura de las bridas de transmisión. Para la confección de cada una de estas piezas, se utilizó una sección de eje de nailon industrial de 110 mm de diámetro por 60 mm de largo, medidas que se ajustaron de acuerdo con las dimensiones de los componentes y los requisitos del proceso de fabricación.



Figura 3.14: Proceso de torneado de las bridas

Para la producción de dichos elementos, se decidió emplear un proceso de torneado como se observa en la Figura 3.14, esto con el fin de dar forma a la pieza mediante un proceso de desbaste, siguiendo las dimensiones especificadas en los planos como referencia.

Para la manufactura del eje que conecta el conjunto de transmisión, se empleó una sección de eje de transmisión (AISI 1018) con un diámetro de 31,75 mm y una longitud de 235 mm, de acuerdo con las dimensiones establecidas en los planos como referencia. Del mismo modo, estos elementos, es decir, el eje de transmisión, la catalina, el disco de frenos y el adaptador de la catalina, fueron sujetos a un proceso de mecanizado a través de la utilización de un torno convencional.



Figura 3.15: Proceso de fresado del eje de transmisión

Por otro lado, el chavetero experimentó un proceso de mecanizado en una fresadora (Figura 3.15), con el propósito de mantener la precisión de las dimensiones establecidas en los planos y prevenir posibles deformaciones en la pieza.

3.5.CORTE DE MATERIALES

Se llevaron a cabo cortes en varios materiales conforme al sistema de suspensión.



Figura 3.16: Corte de tubos

En el caso de las mesas, se efectuaron cortes según las dimensiones y ubicaciones indicadas en los planos obtenidos del software SolidWorks. En la Figura 3.16 se observa que se empleó tubo ASTM A36 con un diámetro de 1 pulgada y un espesor de 2mm.

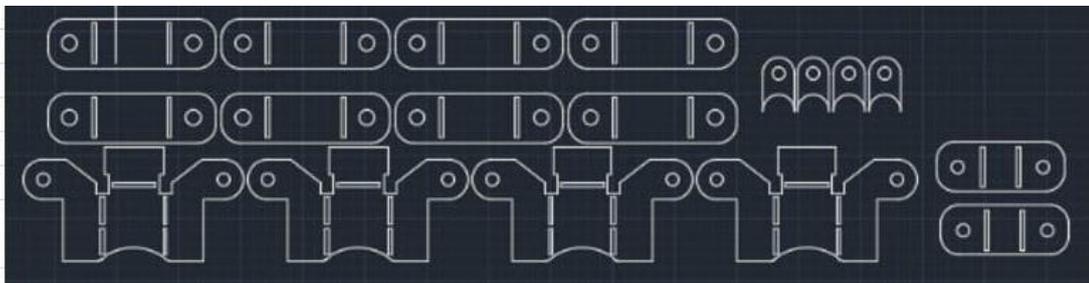


Figura 3.17: Plano de corte para elementos de suspensión

En lo que respecta a los componentes de fijación del sistema de suspensión, se empleó una lámina de acero ASTM A36 con un espesor de 3mm. Se elaboró un plano detallado en el cual los cortes se ejecutaron conforme al diseño presentado en la Figura 3.17. Esta representación gráfica simplificada mostraba las dimensiones exactas de los elementos de sujeción, junto con secciones adicionales para facilitar la formación de dobleces.

3.6.PROCESO DE SOLDADURA

Para complementar la producción de las mesas de suspensión, soportes y manguetas, Se empleó un proceso de soldadura del tipo MIG/MAG,



Figura 3.18: Soporte de suspensión doblado

Antes de llevar a cabo el proceso de soldadura, los elementos de suspensión, tal como se ilustran en la Figura 3.17, fueron sometidos a un proceso de doblado con el objetivo de conferirles la forma prescrita en el diseño tal como se muestra en la Figura 3.18.



Figura 3.19: Soldadura en dobleces

La Figura 3.19 muestra el procedimiento de soldadura que se llevó a cabo en las áreas dobladas de los soportes de suspensión y en los componentes que forman parte de las manguetas. Estos elementos fueron posteriormente ensamblados en el chasis del vehículo, siendo soldados en posiciones que se ajustaban al diseño específico del vehículo.



Figura 3.20: Proceso de soldadura de la mangueta

En lo que respecta al procedimiento de soldadura de las manguetas observado en la Figura 3.20, se decidió llevarlo a cabo por secciones con el objetivo de prevenir posibles deformaciones en el cilindro designado para el rodamiento y la manzana.

Las mesas, por otro lado, se soldaron meticulosamente siguiendo las dimensiones especificadas en los planos.

3.7.ADAPTACIÓN DE MOTO Y TRANSMISIÓN

En la adaptación del motor y los componentes de transmisión, nos adherimos a los parámetros previamente establecidos.



Figura 3.21: Adaptación de conjunto de transmisión

El proceso se inició con la adaptación del conjunto de transmisión (Figura 3.21), durante el cual se empleó una sección del brazo de suspensión de una motocicleta cuadro Motor 1 Rocket 125. Esta sección también cumpliría la función de templador de la cadena.



Figura 3.22: Adaptación de motor

En la Figura 3.22 se muestra la adaptación del motor, esta se llevó a cabo considerando la altura del centro de balance. Para lograr esto, se construyó una base específica que se ajustaba al bastidor del vehículo.

3.7.1. ENSAMBLE

La etapa conclusiva del proceso de construcción consistió en la integración de los diversos componentes y sistemas en el bastidor del vehículo.



Figura 3.23: Compresión de rodamientos

En la Figura 3.23 se muestra como los rodamientos y las manzanas se colocaron y comprimieron cuidadosamente en el interior del cilindro de la mangueta, constituyendo así una única unidad integrada.



Figura 3.24: Bujes

Los silent blocks mostrados en la Figura 3.24 fueron instalados en las mesas de suspensión con el objetivo de reducir las vibraciones y permitir la fijación a los elementos de conexión.



Figura 3.25: Conjunto de transmisión

Con el fin de facilitar el montaje y evitar daños en las piezas, el conjunto de transmisión fue ensamblado fuera del vehículo como se observa en la Figura 3.25. Para ello, se centró el eje de transmisión, se acoplaron los rodamientos y, finalmente, se acoplaron las bridas, dejando una libre para ser ensamblada posteriormente.



Figura 3.26: Ensamble parcial de tren posterior

Tras la integración de los soportes de suspensión, motor y transmisión al bastidor, se procedió a acoplar cada uno de los sistemas, comenzando por el conjunto de transmisión.

Una vez acoplado el conjunto de transmisión, se procedió al montaje de mesas y manguetas tal como se puede observar en la Figura 3.26, para lo cual se utilizaron los siguientes elementos de sujeción:

- 8 pernos M10 x 3" pulgadas 1/2 destinadas a los soportes de las mesas.
- 4 pernos M10 x 3" pulgadas destinadas a las manguetas.
-



Figura 3.27: Tren posterior ensamblado

Continuando con el ensamblaje del tren posterior (Figura 3.27), se acoplaron los semiejes al conjunto de transmisión, para lo cual se utilizaron 12 pernos de grado 8 de dimensiones 5/16 * 3" pulgadas. Además, se acoplaron las puntas de eje a las manguetas.

Tras el montaje de los semiejes, se acoplaron los amortiguadores, para los cuales se utilizaron 2 pernos M12 de 1" pulgada para los soportes inferiores y 2 pernos M10 de la misma medida para los soportes superiores.

La transmisión CVT se integró al motor fuera del bastidor, para posteriormente ser montada como un único conjunto dentro del vehículo. Finalmente, la transmisión CVT se conectó al conjunto de transmisión mediante una cadena.



Figura 3.28: Pedales

Finalmente, como se muestra la Figura 3.28, se conectó la línea de frenos y el cable del acelerador a una pedalera construida previamente para el bastidor.

3.8.RESUMEN DE COSTOS

Para llevar a cabo las pruebas de funcionamiento, resultó imperativo proporcionar un resumen detallado de los costos asociados con la adaptación y fabricación de los componentes pertinentes al tren de potencia posterior.

En la Tabla 3.1 se muestra los materiales empleados en el proyecto fueron de origen local, de fácil adquisición y de vital importancia para la realización de este. Esta elección se alineó con la accesibilidad a un público amplio interesado en la fabricación o mejora de componentes automotrices.

Tabla 3.1: Costo de materiales

Materiales	Unidades	Precio unitario [\$]	Precio total [\$]
Sección ASTM A36 /3mm Espesor /Soportes	1	5	5
Sección ASTM A36/ 4mm Espesor/ Adaptador	1	5	5
Eje Acero AISI 1018 1" 1/4	1	7	7
Eje de Nailon D 110mm	1	25	25
Acero AISI 1045	1	10	10
Chaveta 1/4	2	3	6
Anillo para exterior	2	1	2
Anillo para interior	2	2	4
Tubos	1	8,5	8,5
Pernos 5/16 x3"	12	0,65	7,8
Pernos m10 3"	4	0,5	2
Pernos m10 3" 1/2	8	0,5	4
Pernos ruedas	8	1,5	12
		Total	\$98,3

En la Tabla 3.2 se detalla los componentes y piezas prefabricadas que, al igual que los materiales utilizados, fueron accesibles en nuestro entorno local. Cabe recalcar que dichos componentes fueron seleccionados por su fácil ensamblaje y giraron en torno a las necesidades específicas del proyecto.

Tabla 3.2: Componentes adquiridos

Componentes	Unidades	Precio unitario [\$]	Precio total [\$]
Motor	1	277	277
CVT	1	210	210
Banda de CVT	3	7	21
Amortiguador posterior	2	20	40
Bujes traseros	24	1,5	36
Cubo de rueda-manzana trasera	2	22,5	45
Rodamiento Mangueta	2	20	40
Neumático	2	10	20
Aros	2	10	20
Bomba trasera	1	12	12
Cañerías traseras	1	25	25
Disco trasero	1	18	18
Pastillas traseras	2	3,5	7
Calipers traseros	1	30	30
Cable acelerador, embrague fundas	1	15	15
Acople central	1	25	25
Ejes-semiejes	2	80	160
Cadena	1	18	18
Catalina	1	17	17
Base de transmisión/Templador	1	25	25
Rodamiento cilindro transmisión	2	10	20
		Total	\$1081

En cuanto a las piezas modificadas y fabricadas, se optó por utilizar métodos convencionales, tales como el torneado, fresado, soldadura MIG/MAG y corte láser, como se detalla en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3: Procesos de fabricación

Mano de obra	Costo [\$]
Mecanizado de eje	30
Mecanizado adaptador catalina	5
Mecanizado catalina	5
Mecanizado bridas	64
Mecanizado cilindro mangueta	80
Soldadura de mesas	100
Corte plasma	46,4
Chaveteros	20
Total	\$350,4

En términos generales, al considerar la totalidad de los gastos asociados con la conclusión de este proyecto, que abarcan materiales, mano de obra para la construcción de componentes y adquisición de piezas existentes en el mercado, se alcanzó un valor total de 1524,7 dólares.

3.9.PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO

Se realizó diversas pruebas dinámicas, propuestas en base al reglamento de la Baja SAE. El objetivo de estas pruebas es evaluar el comportamiento de los componentes fabricados y adaptados.

3.9.1.PRUEBA DE ACELERACIÓN

La prueba de aceleración nos permite observar el comportamiento del motor y los elementos de transmisión, mientras se toma el tiempo en el que se recorre esta distancia con el propósito de obtener la aceleración. Mediante la [2.2, se obtuvo la aceleración de cada tres recorridos, con lo cual se calcula un promedio de esta, como se puede observar en la tabla adjunta, los resultados obtenidos son los siguientes (Tabla 3.4):

Tabla 3.4: Resultados de prueba de aceleración

Prueba de Aceleración	Distancia [m]	Tiempo [s]	Aceleración [m/s²]
Intento 1	30	6,72	1,33
Intento 2	30	6,48	1,43
Intento 3	30	7,05	1,21
Promedio	30	6,75	1,32

Al finalizar la prueba de aceleración, se obtuvo que el vehículo realizó el recorrido en un tiempo promedio de 6,75 segundos, manteniendo una aceleración de 1,32 m/s². Además, se observó que, durante los tres recorridos, los elementos de transmisión y, en especial, las bridas, presentaron un comportamiento acorde con lo analizado previamente, sin presentar ningún fallo durante toda la prueba, considerando la funcionalidad y resistencia de estos elementos como satisfactorios.

3.9.2. PRUEBA DE FRENADO

La prueba se realizó en tres ocasiones con el objetivo de observar si existen variaciones en la distancia de frenado y si se mantiene dentro de un rango de 5 metros como distancia máxima de frenado. Además, esta prueba permitió observar el funcionamiento del sistema de frenos. Bajo estos parámetros, se obtuvieron los siguientes datos (Tabla 3.5):

Tabla 3.5: Resultados de prueba de frenado

Prueba de Frenado	Recorrido [m]	Distancia de frenado [m]
Intento 1	30	5
Intento 2	30	4,2
Intento 3	30	4,65

A partir de estos resultados, se determinó que la distancia de frenado varía entre 4 y 5 metros. Por lo tanto, se considera que esta prueba fue satisfactoria, ya que se mantiene dentro del rango establecido.



Figura 3.29: Prueba de frenado

Además, como se observa en la Figura 3.29 que al frenar de forma abrupta se produce un bloqueo en las cuatro ruedas, lo que indica un correcto funcionamiento del sistema de frenos posterior y frontal.

3.9.3. PRUEBA DE ARRASTRE

La prueba de arrastre permite observar el funcionamiento del motor y la transmisión con cargas variables, como las indicadas en la siguiente tabla (Tabla 3.6):

Tabla 3.6: Datos de prueba de arrastre

Prueba de Arrastre	Distancia [m]	Carga [kg]
Intento 1	30	12
Intento 2	30	29
Intento 3	30	57

En el primer recorrido, se observó que el motor y el conjunto de transmisión son capaces de mover el peso del vehículo y una carga de 12 kg una distancia de 30 metros con una aceleración constante y sin fallas en los componentes. En el segundo recorrido, al llevar una carga de 29 kg, se observó una reducción en la velocidad. Sin embargo, esta diferencia fue

mínima, por lo que se considera que el funcionamiento del motor y la transmisión CVT es óptimo en ambos casos.



Figura 3.30: Prueba de arrastre

En el tercer recorrido (Figura 3.30), al llevar una carga de 57 kg, se observó cierta dificultad para arrancar y una reducción significativa en la velocidad. Además, se evidenció desgaste en la banda de transmisión. Sin embargo, el vehículo fue capaz de completar la prueba de manera exitosa y no presentó fallos ni desgastes significativos en sus componentes.

3.9.4. PRUEBA DE VELOCIDAD

La prueba de velocidad permite evaluar las capacidades del motor y la transmisión CVT en una recta de 100 metros.



Figura 3.31: Velocidad máxima alcanzada

Como se observa en la Figura 3.31, el vehículo es capaz de alcanzar una velocidad de 21,9 millas/h, equivalente a 35,24 km/h. Esta velocidad es menor a la prevista en el diseño, sin embargo, se considera aceptable de acuerdo con las expectativas de funcionamiento del motor y la transmisión CVT.

3.9.5. PRUEBA DE MANIOBRABILIDAD

La prueba de maniobrabilidad permitió evaluar el comportamiento del sistema de suspensión posterior al pasar sobre obstáculos, terrenos irregulares y en curvas a distintas velocidades.



Figura 3.32: Prueba de maniobrabilidad: Obstáculos

En la primera sección del recorrido (Figura 3.32), se observa el comportamiento de la suspensión al pasar sobre obstáculos. La suspensión funciona de acuerdo con lo previsto en el diseño cinemático, manteniendo los ángulos de inclinación, avance y convergencia dentro de los límites establecidos.



Figura 3.33: Prueba de maniobrabilidad: Curvas

En el caso de la segunda sección del recorrido (Figura 3.33), se corroboró el funcionamiento y resistencia del conjunto de mangueta-mesas. El sistema de suspensión demostró ser capaz de soportar las fuerzas resultantes al momento de curvar a velocidad máxima, tal como se pudo observar con anterioridad en las simulaciones.

CAPÍTULO IV

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. CONCLUSIONES

- El uso de los software Lotus y SolidWorks, permitió el desarrollo de un modelo virtual del tren posterior, que cumplió con los parámetros de diseño establecidos y presento en su funcionamiento, un ángulo de caída (Camber) que oscila entre -0,982 y 1,017, valores que se mantiene dentro del límite de $\pm 3^\circ$, un ángulo de avance (Caster) constante de 0° , manteniendo una dirección neutral y un ángulo TOE de 0,140 en convergencia y -0,091 en divergencia.
- En la construcción de componentes destinados a la transmisión, sistema de frenos y suspensión, se emplearon elementos y materiales disponibles en el mercado local a excepción de la transmisión. La serie de componentes mencionada en la metodología fue adquirida a través de proveedores especializados en repuestos. Cabe destacar que se realizaron ajustes mínimos para la adaptación de elementos al sistema de transmisión y frenado. Mientras que, los materiales utilizados en la fabricación de bridas y elementos de suspensión fueron previamente evaluados mediante el software SolidWorks.
- El proceso de adaptación del motor estacionario y los componentes de transmisión se llevó a cabo cuidadosamente siguiendo parámetros ya mencionados en la metodología. La adaptación del motor consideró una altura de 400 mm correspondiente al centro de gravedad, construyendo una base específica ajustada al bastidor del vehículo.
- Las pruebas dinámicas del vehículo en una distancia de 30 metros arrojaron resultados satisfactorios. En las pruebas de aceleración se registró un rendimiento de $1,32 \text{ m/s}^2$, mientras que en las pruebas de frenado se obtuvo una distancia de frenado de 4 a 5 metros, valores que se consideran aceptables según los estándares de la BAJA SAE. No obstante, durante la prueba de arrastre con una carga de 57 kg, se observó desgaste en la banda de transmisión. Es importante destacar que la conducción y maniobrabilidad del vehículo fueron óptimas tanto dentro como fuera de la pista de pruebas, realizadas en una calle lastrada, lo que indica un desempeño más que adecuado en calles pavimentadas o adoquinadas.

4.2.RECOMENDACIONES

- Se recomienda llevar a cabo labores simultáneas en los programas de diseño, tales como Lotus y SolidWorks con la finalidad de reducir el tiempo de modelado y evitar el sobredimensionamiento, sobreposiciones y errores durante el modelado y ensamblaje de los componentes dentro del software. Además, esto permite evitar desviaciones no deseadas en las etapas de producción y montaje.
- Se recomienda adquirir un sistema de transmisión CVT que cuente con un sistema de embrague centrífugo. Además, de llevar a cabo una evaluación exhaustiva de los elementos de concentración de tensiones que se originan en las simulaciones. Debido a que, al emplear SolidWorks, se identifican singularidades matemáticas que influyen en la aproximación del factor de seguridad. De esta manera se puede determinar la viabilidad para la fabricación de los materiales en los componentes diseñados.
- En el proceso de adaptación de componentes, se aconseja realizar un diseño previo antes de proceder con cualquier modificación necesaria en las piezas o componentes. Reduciendo costos de fabricación, tiempo en el ensamblaje y adaptación de los distintos conjuntos, asegurándose de que la interacción entre estos sea óptima y que se cumplan los estándares de rendimiento previstos.
- Considerando los resultados obtenidos durante la tercera prueba de arrastre, en la cual se aplicó una carga de 57 kg, se recomienda dar prioridad a la sustitución de la banda de transmisión, dado que esta también cumple la función de un embrague en el sistema CVT siendo propensa a un mayor desgaste.

5. BIBLIOGRAFÍA

1. Alvarado, R., & Montalván, C. (2019). Diseño De Chasis Monoplaza Tipo Autocross Según La Normativa Fia. (*Tesis de Grado*). Universidad Politécnica Salesiana-Sede Cuenca, Cuenca, Azuay, Ecuador. Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/18339/1/UPS-CT008679.pdf>
2. Andradé, A., & Jaramillo, G. (2009). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS PARA UN VEHÍCULO TIPO BUGGY DE LA FÓRMULA AUTOMOVILÍSTICA UNIVERSITARIA (FAU). (*Tesis de Grado*). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Chimborazo, Ecuador. Obtenido de <http://dspace.espech.edu.ec/bitstream/123456789/1331/1/65A00005.pdf>
3. Arciniega, W., & Villareal, R. (2016). ADAPTACIÓN DE UN MOTOR A INYECCIÓN ELECTRÓNICA, CAJA Y TRASMISIÓN AL PEUGEOT 604 BUGGY DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE". (*Tesis de Grado*). Universidad Técnica del Norte, Ibarra, Imbabura, Ecuador. Obtenido de <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/5823/1/04%20MAUT%20019%20TRABAJO%20DE%20GRADO.pdf>
4. Arroyo, E., & Ayala, R. (2013). Diseño y construcción del bastidor y sistema de suspensión de un car-cross monoplaza para servicio turístico. (*Tesis de Grado*). Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Latacunga, Cotopaxi, Ecuador. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/7187>
5. Automotriz, D. y. (2011). *Automotriz, Diseño y Cálculo de la Suspensión*. Madrid: Automotriz, Diseño y Cálculo de la Suspensión.
6. Automotriz, D. y. (2011). Diseño y Cálculo de la Suspensión Automotriz. En D. y. Automotriz, *Diseño y Cálculo de la Suspensión Automotriz* (págs. 176 - 177). Madrid: Diseño y Cálculo de la Suspensión Automotriz.
7. Becerra, Á., & Pachito, D. (2021). Diseño y construcción del bastidor y sistema de suspensión de un vehículo según la normativa baja SAE. (*Tesis de Grado*). Universidad Técnica del Norte, Ibarra, Imbabura, Ecuador. Obtenido de <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/11310>
8. Brembo. (25 de mayo de 2016). *QUE LLEVE LA MARCA BREMBO NO SIGNIFICA QUE SEA UN PRODUCTO ORIGINAL: TODOS LOS INDICIOS PARA SABER SI TE ENCUENTRAS ANTE UNA FALSIFICACIÓN*. Recuperado el 25 de abril de 2023,

- de www.brembo.com: <https://www.brembo.com/es/company/news/frenos-moto-brembo-falsos>
9. Carrasco Timbe, D. F., & Venegas Riera, K. F. (1 de noviembre de 2009). *Diseño y construcción de un sistema computarizado de alineamiento de neumáticos, revoluciones y puesta a punto del motor para vehículos livianos a gasolina de hasta 8 cilindros*. Recuperado el 30 de abril de 2023, de Semantic Scholar: <https://www.semanticscholar.org/paper/Diseño-y-construcción-de-un-sistema-computarizado-y-Timbe-Riera/437d0fb128497ac1a5cd59ccd72a610c572dc9c3>
 10. COMFORZA. (23 de noviembre de 2022). *MOTORES ESTACIONARIOS*. Recuperado el 26 de mayo de 2023, de comforza.com.pa: https://comforza.com.pa/motores-estacionarios/#Que_es_un_motor_estacionario
 11. Cortés, I. M. (2015). *Diseño y Construcción del chasis del vehículo Baja SAE UNAM 2015*. Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México, México. Recuperado el 10 de junio de 2023, de https://repositorio.unam.mx/contenidos?c=Vqnaw2&d=true&q=*&i=3&v=1&t=search_0&as=0
 12. Domínguez, E. J. (2011). *Circuitos de fluidos: Suspensión y dirección*. Madrid: Macmillan Iberia S.A. Recuperado el 20 de Mayo de 2023
 13. ESSS. (08 de agosto de 2014). *Ingeniería Asistida por Computadora: ¿qué es y cómo funciona?* Recuperado el 1 de mayo de 2023, de [esss.co](https://esss.co/es/blog/ingenieria-asistida-por-computadora-que-es-y-como-funciona): <https://esss.co/es/blog/ingenieria-asistida-por-computadora-que-es-y-como-funciona>
 14. Ezeta, J. H., Mandow, A., & García, A. (2013). Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión. *Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión*. Málaga, España. doi:<https://doi.org/10.1016/j.riai.2013.03.002>
 15. Ferri, S. M. (2013). "PROYECTO DE EVALUACIÓN EXPERIMENTAL ENTRE UN VEHÍCULO DE TRANSMISIÓN MANUAL Y UNO DE TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA DETERMINAR LOS BENEFICIOS DE CADA UNO SEGÚN LA TOPOGRAFÍA Y LAS CONDICIONES DE MANEJO EN LA CIUDAD DE QUITO.". *Proyecto de evaluación experimental entre un vehículo de transmisión manual y uno de transmisión automática para determinar los beneficios de cada uno según la topografía y las condiciones de manejo en la ciudad de Quito*. UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA EQUINOCCIAL, Quito, Pichincha, Ecuador.

- Recuperado el 25 de abril de 2023, de <http://repositorio.ute.edu.ec/handle/123456789/4787>
16. Garcés García, M. A. (2012). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT. *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT*. Escuela Politécnica del Ejército, Latacunga, Cotopaxi, Ecuador. Recuperado el 2023 de Abril de 25
 17. Gavilanez, B., & Yumbo, W. (2019). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN ELÉCTRICA Y SUSPENSIÓN DELANTERA DEL VEHÍCULO HIBRIDO TIPO BUGGY 4X4 PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ DE LA ESPOCH. (*Tesis de Grado*). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Chomborazo, Ecuador. Obtenido de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/11587/1/65T00309.pdf>
 18. ingemecánica. (s.f.). *Sistema de Suspensión en los Vehículos*. Recuperado el 25 de abril de 2023, de <https://ingemecanica.com:https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html#:~:text=%20Componentes%20elásticos%20o%20flexibles%20de,produce%20alguna%20separación%20entre%20ellos>.
 19. Jácome, J. (2022). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UN VEHÍCULO MONOPLAZA FORMULA SAE. (*Tesis de Grado*). Universidad Técnica del Norte, Ibarra, Imbabura, Ecuador. Obtenido de <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/11962/2/04%20MAUT%20168%20TRABAJO%20GRADO.pdf>
 20. Jazar, R. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Boston, Massachusetts, Estados Unidos: Springer. Recuperado el 21 de Abril de 2023, de <https://geumotorsports.files.wordpress.com/2016/08/vehicle-dynamics-theory-and-applications.pdf>
 21. *La fascinación del Buggy*. (13 de agosto de 2019). Obtenido de [motorpy.com:https://www.motorpy.com/index.php/novedades/8170-la-fascinacion-del-buggy](https://www.motorpy.com/index.php/novedades/8170-la-fascinacion-del-buggy)
 22. Laverde, E. (2020). IMPLEMENTACIÓN DEL TREN DE POTENCIA Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA UN VEHÍCULO BIPLAZA TIPO BUGGY PARA LA CARRERA DE TECNOLOGÍA SUPERIOR EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ DE LA UNIDAD DE GESTIÓN DE TECNOLOGÍAS ESPE. (*Tesis de Grado*).

- Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Latacunga, Cotopaxi, Ecuador. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/24872/1/M-ESPEL-mat-0099.pdf>
- 23.López, J. (2018). ESTUDIO DE LA GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN FRONTAL DEL TROPHY TRUCK DE VILDOSOLA RACING. *ESTUDIO DE LA GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN FRONTAL DEL TROPHY TRUCK DE VILDOSOLA RACING*. ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA, Madrid, España. Recuperado el 18 de noviembre de 2023, de <https://repositorio.comillas.edu/xmlui/bitstream/handle/11531/24399/TFG-Lopez-Monis%20Yuste%2c%20Jose%20Antonio.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- 24.Lotus Cars. (2015). *Getting Started with Lotus Suspension Analysis*. Recuperado el 10 de junio de 2023, de LOTUS ENGINEERING: <https://www.lotuscars.com/content/media/Getting-Started-with-Lotus-Suspension-Analysis.pdf>
- 25.Marín Plaza, P., Hussein, A., Guindel, C., García, F., Martín, D., & de la Escaler, A. (18 de febrero de 2022). *Arquitectura basada en ROS para el vehículo iCab (Intelligent Campus Automobile)*. doi:10.17979/spudc.9788497498081.0639
- 26.MatWeb. (2020). *AISI 1045 Steel, cold drawn*. Recuperado el 20 de julio de 2023, de MatWeb: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=cbe4fd0a73cf4690853935f52d910784&ckck=1>
- 27.Meléndez, S. (30 de Junio de 2020). *Transmisión de movimiento por cadena*. Recuperado el 25 de abril de 2023, de GrabCad: <https://grabcad.com/library/transmision-de-movimiento-por-cadena-2>
- 28.Milliken, W., & Milliken, D. (2003). *Race Car Vehicle*. Recuperado el 12 de junio de 2023
- 29.MOTORGIGA. (s.f.). *CENTRO DE BALANCEO*. Obtenido de diccionario.motorgiga.com: <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/centro-de-balanceo-definicion-significado/gmx-niv15-con193489.htm>
- 30.Pascual, G. (2013). *Estudio del comportamiento de un chasis de kart para una distancia entre ejes variable y diseño del mecanismo para hacerlo posible*. doi:188410432
- 31.Pérez, J. M. (2011). DISEÑO, MODELADO Y ANÁLISIS DINÁMICO DEL TREN TRASERO DE UN CAR CROSS. *DISEÑO, MODELADO Y ANÁLISIS DINÁMICO*

- DEL TREN TRASERO DE UN CAR CROSS*. UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID, Leganés, Madrid, España. Recuperado el 10 de Abril de 2023
- 32.Plaza, D. (s.f.). *Distancia entre ejes o batalla: qué es y cómo influye en la conducción*. Recuperado el 28 de abril de 2023, de motor.es: <https://www.motor.es/que-es/distancia-entre-ejes-batalla>
- 33.Porten. (2022). Gasoline Engine: Operation instruction. China. Recuperado el 2 de mayo de 2023
- 34.Quinche, C. (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. (*Tesis de Grado*). Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Latacunga, Cotopaxi, Ecuador. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/24882/1/M-ESPEL-mat-0101.pdf>
- 35.Rozas, B. (2019). *VW RESUCITA EL BUGGY: LA HISTORIA DE UN MITO*. Obtenido de HackerCar: <https://hackercar.com/vw-resucita-el-buggy-la-historia-de-un-mito/>
- 36.SAE INTERNATIONAL. (2021). *Collegiate Design Series BAJA SAE*. Mexico. Recuperado el 25 de mayo de 2023, de https://www.saemx.org/_files/ugd/804925_ee225ee9c39a4621a20fceb2dbeebb8e.pdf
- 37.Sali, S. M., & Joy, K. (6 de septiembre de 2021). Smart Buggy: An IoT Based Smart Surveillance Robotic Car Using Raspberry Pi. *2021 8th International Conference on Smart Computing and Communications (ICSCC)*, 285. doi:10.1109/ICSCC51209.2021.9528144
- 38.Sánchez, J., & Méndez, J. (2015). Modelado dinámico para el diseño de manguetas y brazos de suspensión anteriores y posteriores de un vehículo de competición tipo Car-Cross. (*Tesis de Grado*). Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Guayas, Ecuador. Obtenido de <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/123456789/34387/D-CD88266.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>
- 39.Santamaría, J. (2020). Implementación del sistema de suspensión para un vehículo biplaza tipo buggy para la carrera de Tecnología Superior en Mecánica Automotriz de la Unidad de Gestión de Tecnologías ESPE. (*Tesis de Grado*). Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Latacunga, Cotopaxi, Ecuador. Obtenido de

- <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/24886/M-ESPEL-mat-0105.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
40. Secretaría Nacional de Planificación. (2021). Plan de Creación de Oportunidades 2021-2025. Obtenido de https://siteal.iiep.unesco.org/sites/default/files/sit_accion_files/plan_de_creacion_de_oportunidades.pdf
41. Srivastava, J. P. (2020). Case Study on Different Go Kart Engine Transmission Systems. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 9. doi:10.1088/1757-899X/981/4/042026
42. Tixce, C. (15 de julio de 2016). *La suspensión automotriz y su función*. Recuperado el 15 de abril de 2023, de Motor Racing: <https://www.motoryracing.com/coches/noticias/la-suspension-automotriz-y-su-funcion/>
43. Treviño, A., & Salazar, J. (2012). Estudio para el Diseño y Construcción de un Buggy para la Fórmula Automovilística Universitaria. (*Tesis de Grado*). Universidad Internacional del Ecuador, Riobamba, Chimborazo, Ecuador. Obtenido de <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/750/1/T-UIDE-0685.pdf>
44. Ulacia Garmendia, I., Izquierdo Ortiz de Landaluce, M., Gallego Navas, I., & Eraña Larrañaga, I. (2018). *Mecanismo de ancho de vía variable para vehículo eléctrico urbano de tres ruedas*. doi:217374826
45. Wang, Z. (21 de agosto de 2022). *Methods in Research about Effect of Caster Angle on Vehicle Steering and Stability*. doi:<https://doi.org/10.54097/hset.v13i.1330>

6. ANEXOS

ANEXO I

PROCESO DE FABRICACIÓN







ANEXO II
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO





ANEXO III
PLANOS DE DISEÑO

5 1 6 2 7 3 8 4

A

B

C

D

E

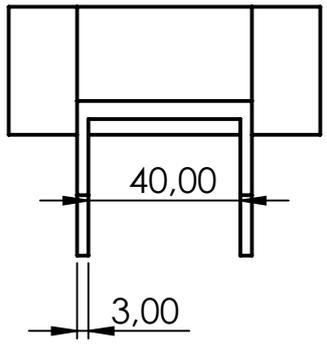
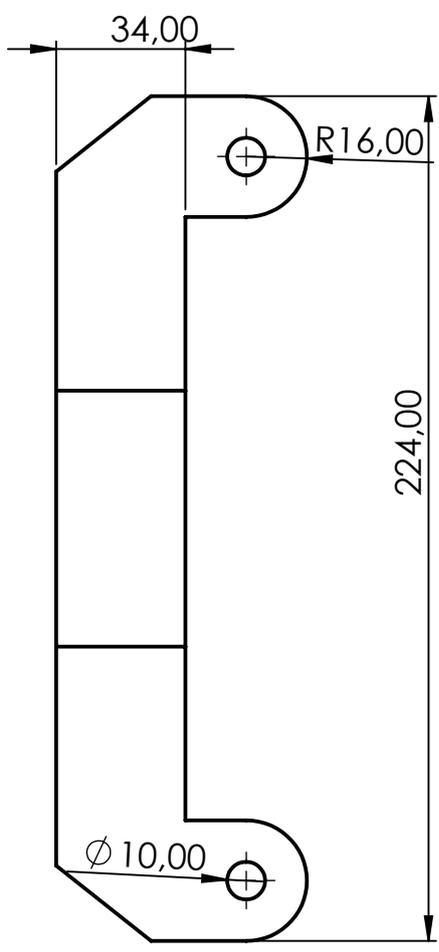
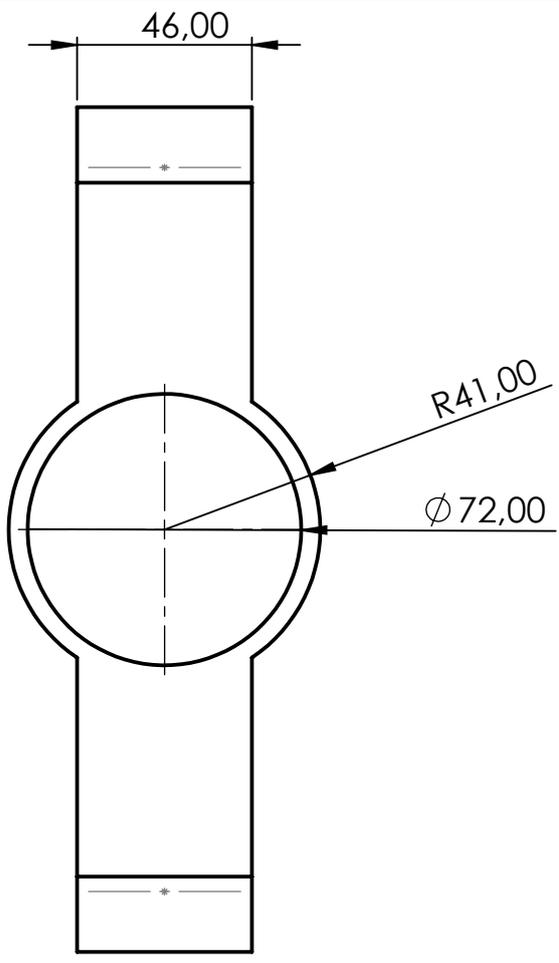
A

B

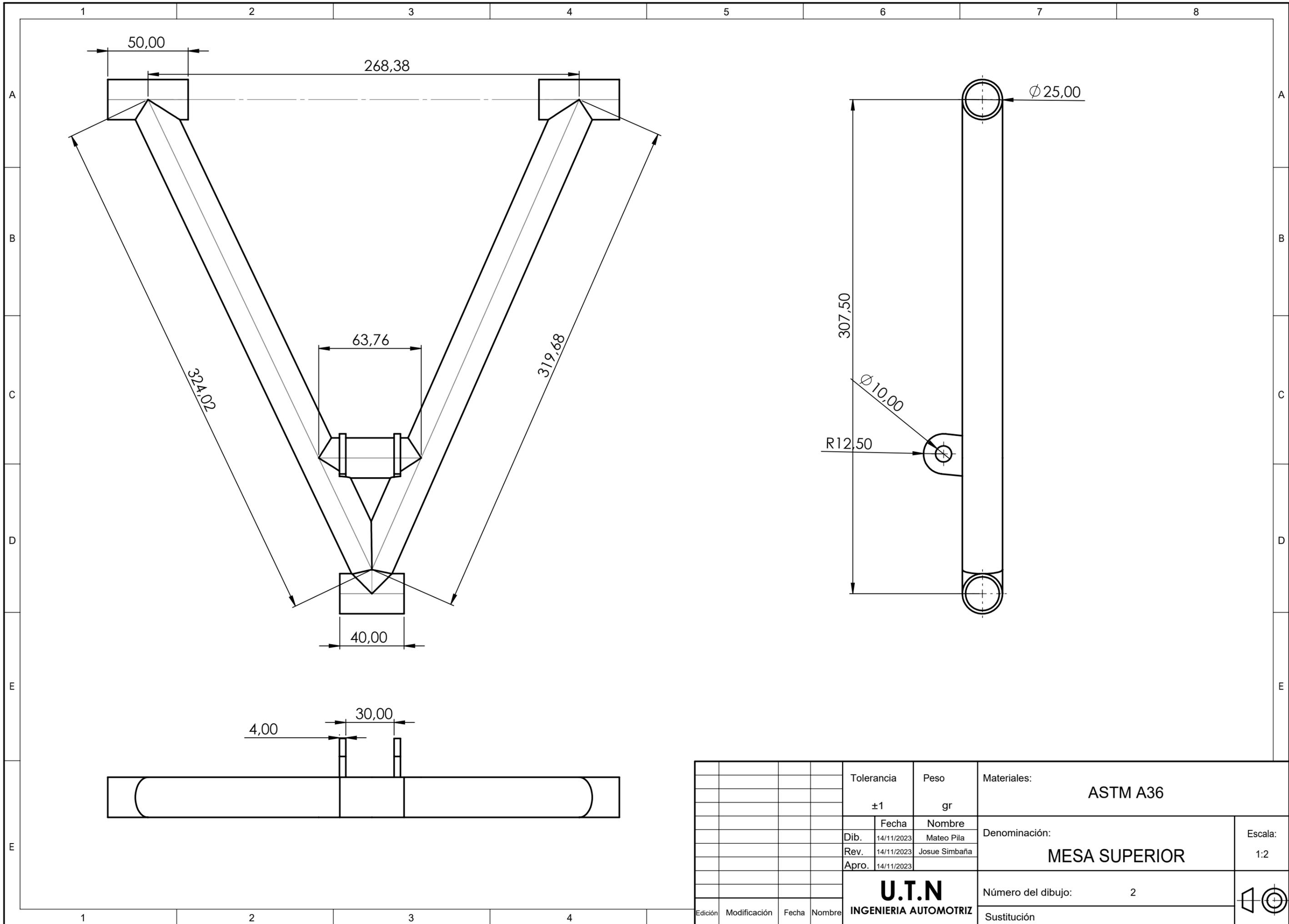
C

D

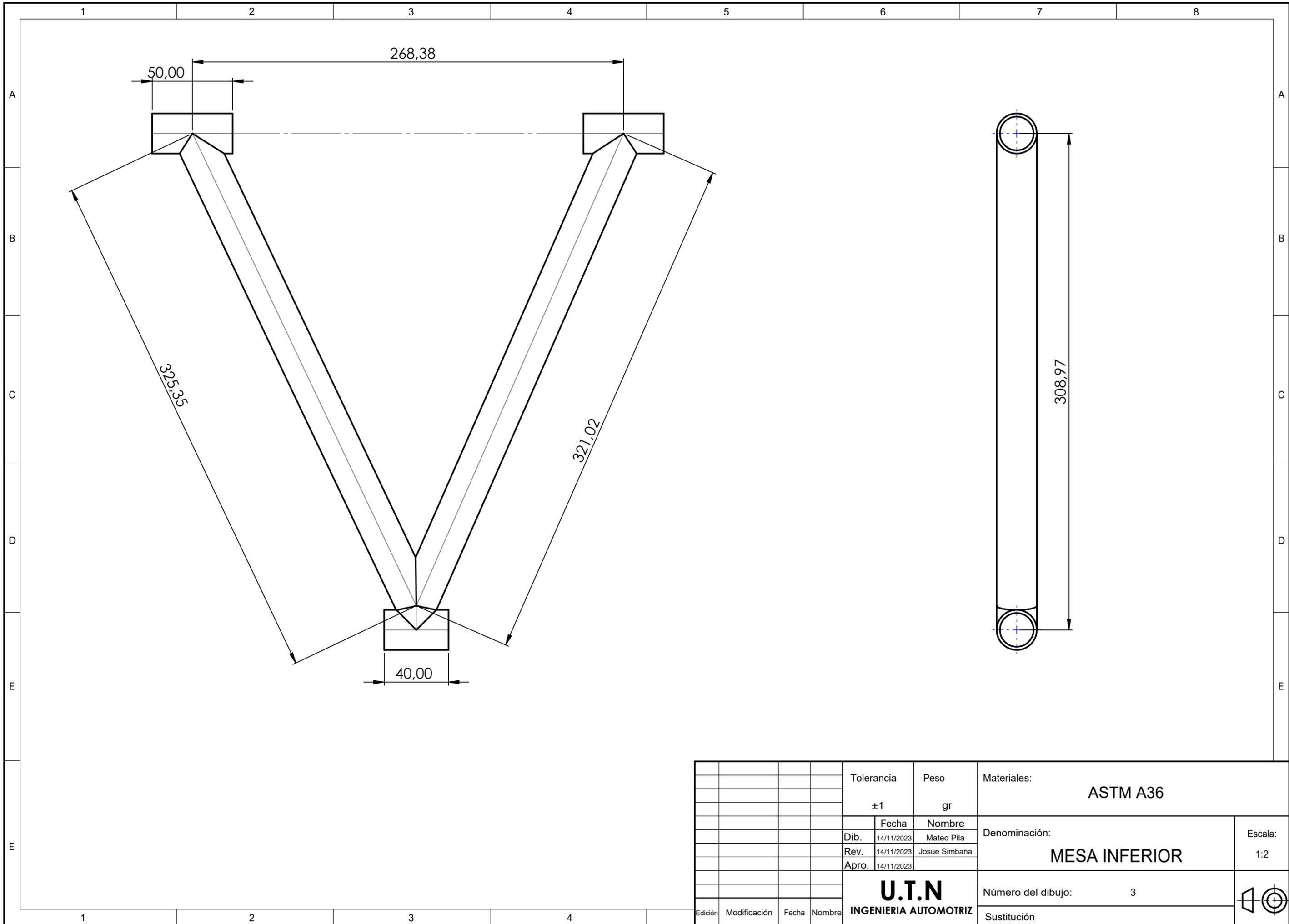
E



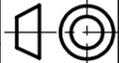
				Tolerancia	Peso	Materiales:	
				± 1	gr	AISI 1045; ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 14/11/2023	Mateo Pila		
				Rev. 14/11/2023	Josue Simbaña		
				Apro. 14/11/2023		Mangueta	1:2
				U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				
						Sustitución	



				Tolerancia	Peso	Materiales:			
				±1	gr	ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dib.	14/11/2023	Mateo Pila			MESA SUPERIOR	1:2
			Rev.	14/11/2023	Josue Simbaña				
			Apro.	14/11/2023		Número del dibujo:	2		
				U.T.N		Sustitución			
				INGENIERIA AUTOMOTRIZ					
Edición	Modificación	Fecha	Nombre						



				Tolerancia	Peso	Materiales:	
				±1	gr	ASTM A36	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dib.	14/11/2023	Mateo Pila	
				Rev.	14/11/2023	Josue Simbaña	
				Apro.	14/11/2023		MESA INFERIOR
				U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ		Número del dibujo:	3
						Sustitución	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Escala: 1:2	



5 1 6 2 7 3 8 4

A

B

C

D

E

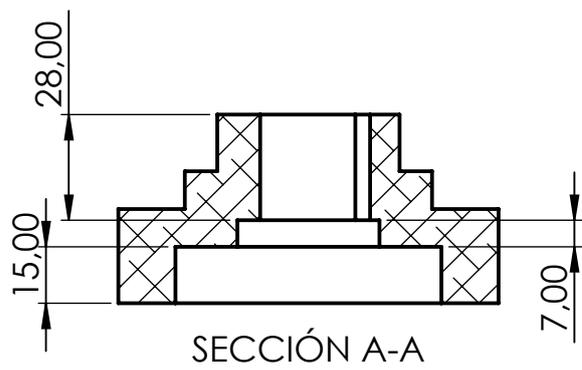
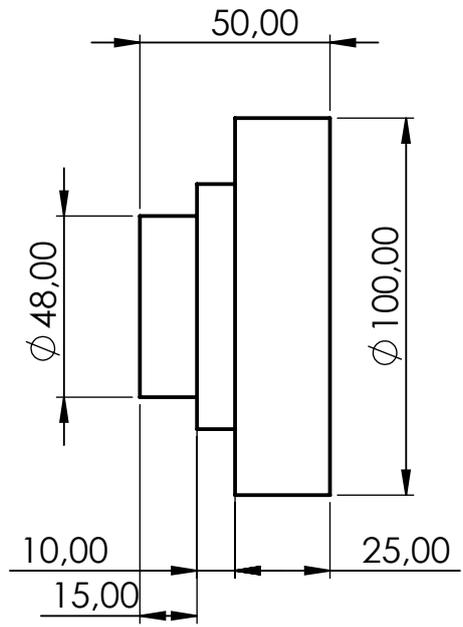
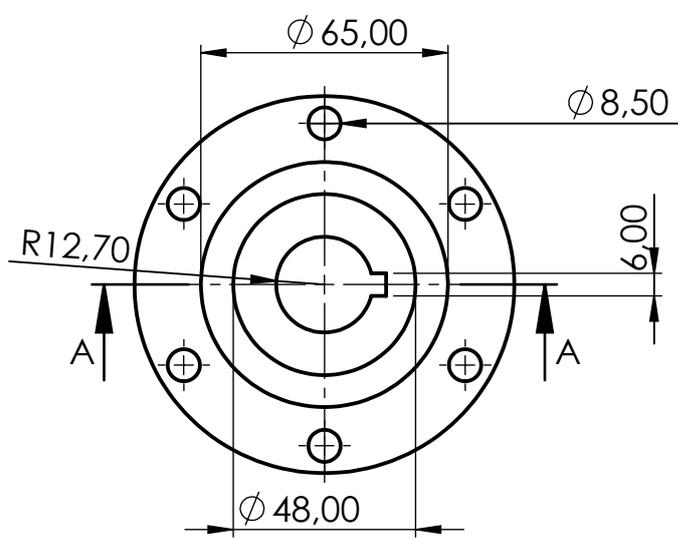
A

B

C

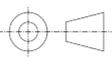
D

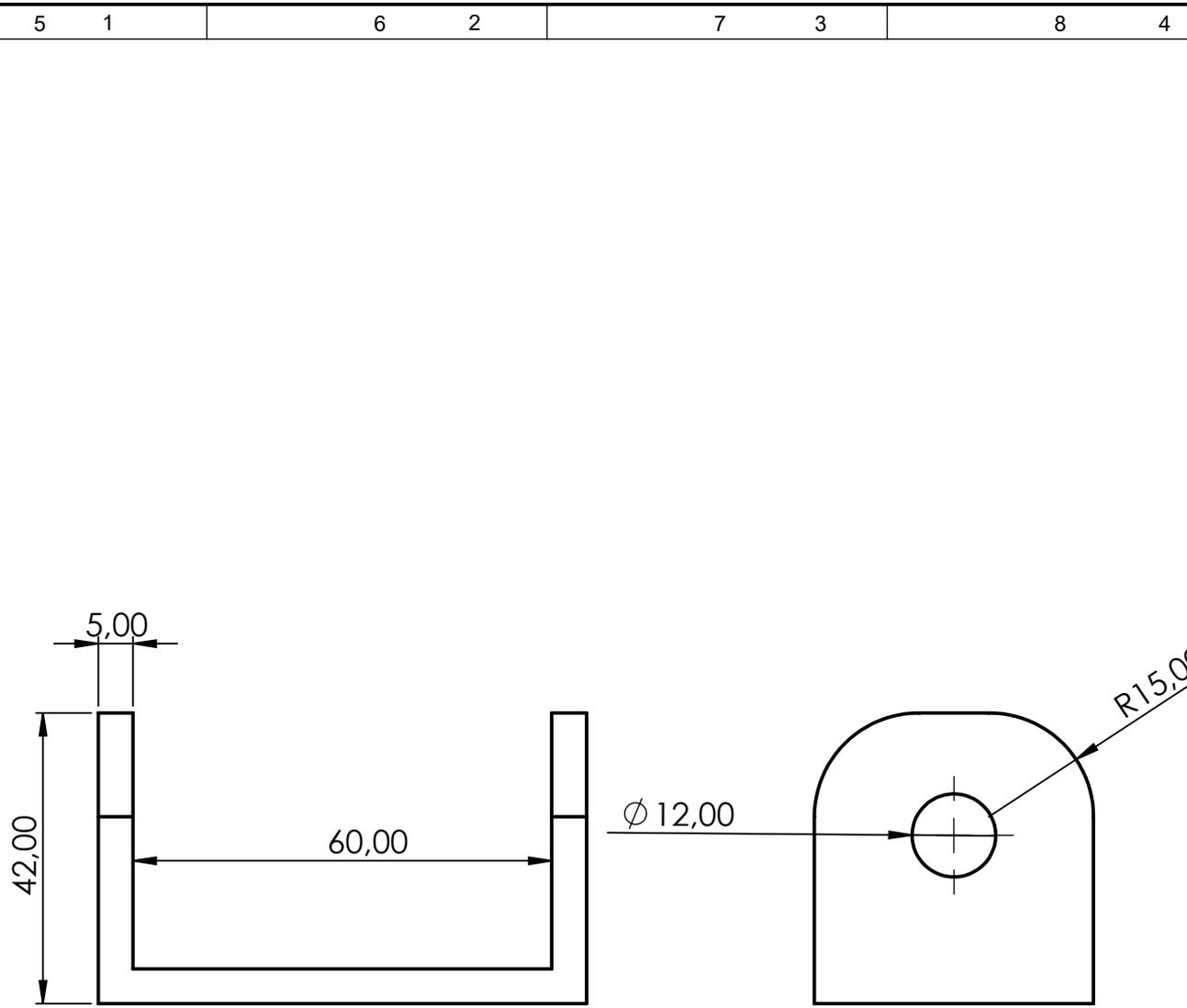
E



SECCIÓN A-A

				Tolerancia	Peso	Materiales:	
				±1	gr	Nailon	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 14/11/2023	Mateo Pila		
				Rev. 14/11/2023	Josue Simbaña		
				Apro. 14/11/2023		Brida	1:2
				U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				





				Tolerancia	Peso	Materiales:	
				±1	gr	ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	14/11/2023	Mateo Pila		
			Rev.	14/11/2023	Josue Simbaña		
				Apro.	14/11/2023	SOPORTE DE MESAS	1:1
				U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

5 1 6 2 7 3 8 4

A

A

B

B

C

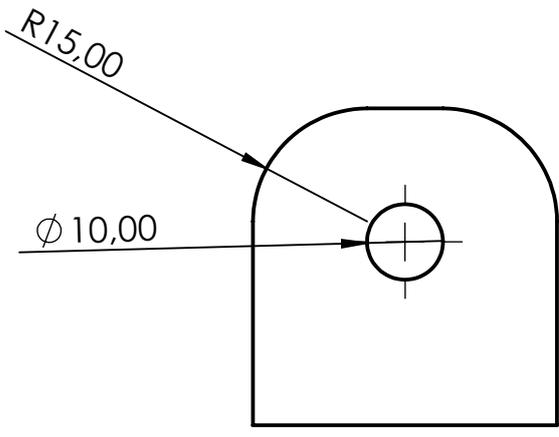
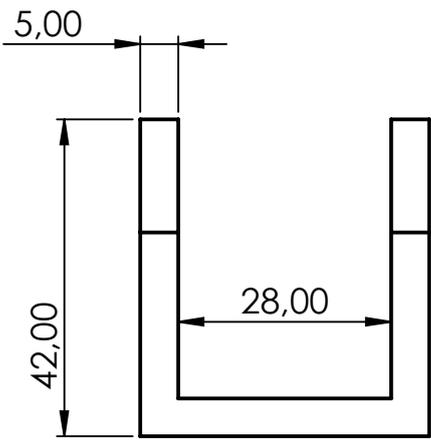
C

D

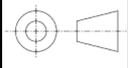
D

E

E

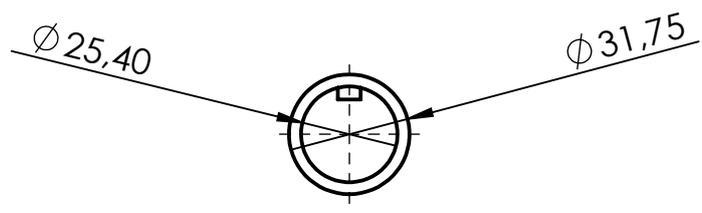
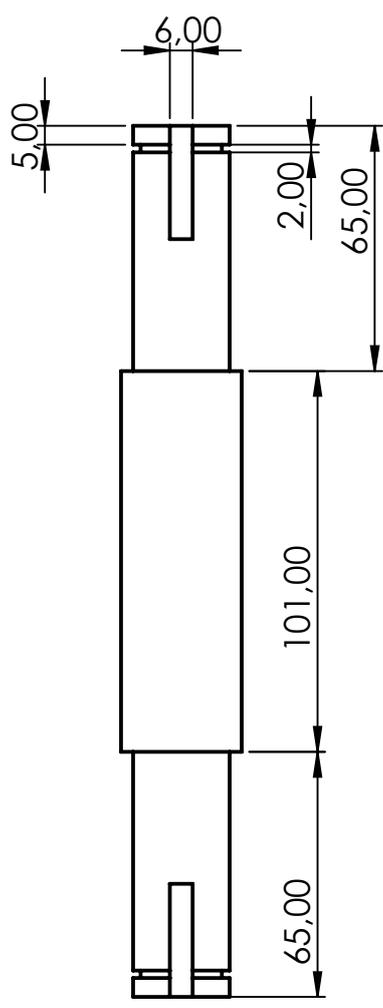


				Tolerancia	Peso	Materiales:	
				±1	gr	ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 14/11/2023	Mateo Pila		
				Rev. 14/11/2023	Josue Simbaña		
				Apro. 14/11/2023		SOPORTE DE AMORTIGUADOR	1:1
				U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

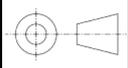


5 1 6 2 7 3 8 4

A
B
C
D
E



				Tolerancia	Peso	Materiales:	
				± 1	gr	AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	14/11/2023	Mateo Pila		
			Rev.	14/11/2023	Josue Simbaña		
				Apro.	14/11/2023	EJE DE CILINDRO	1:2
				U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ		Número del dibujo:	7
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución	



5 1 6 2 7 3 8 4

A

A

B

B

C

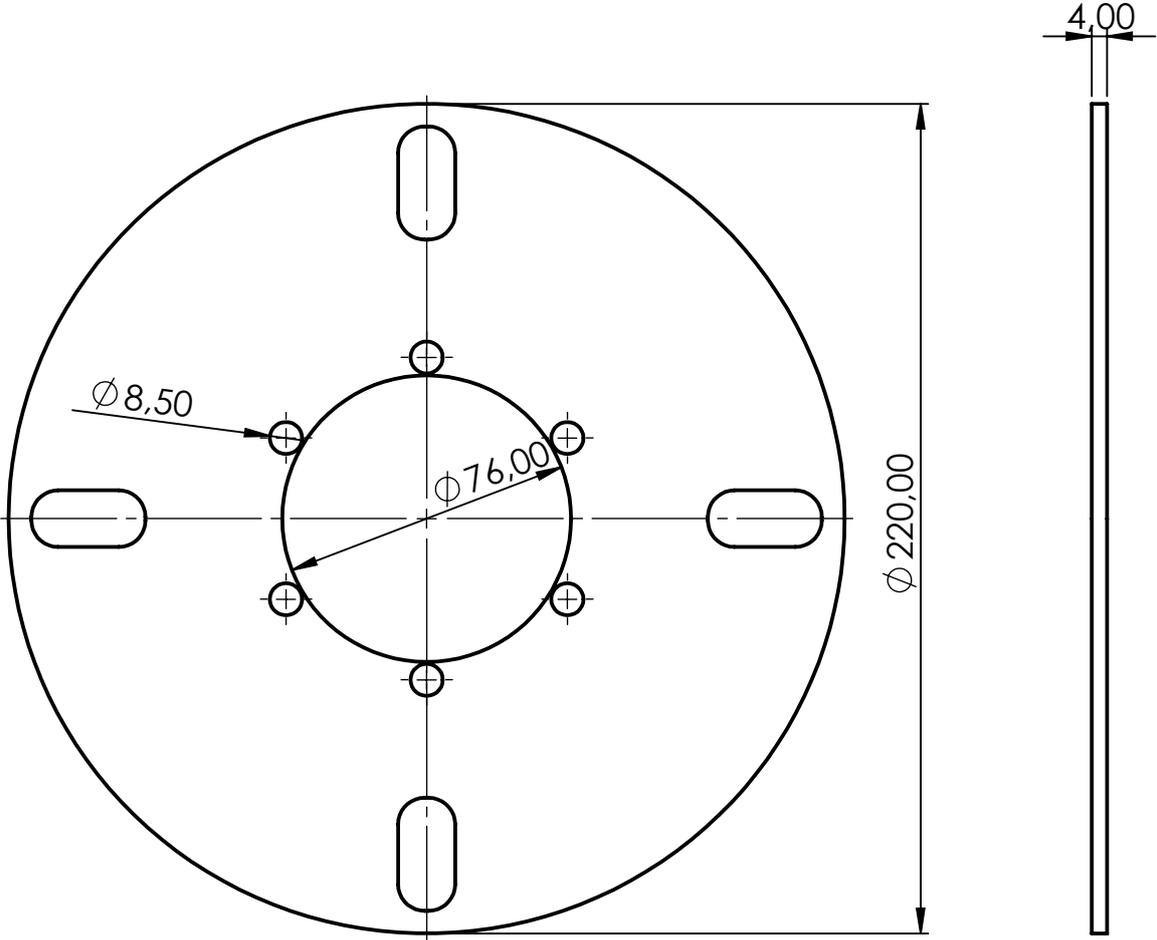
C

D

D

E

E



				Tolerancia	Peso	Materiales:	
				±1	gr	VARIOS	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 14/11/2023	Mateo Pila		
				Rev. 14/11/2023	Josue Simbaña		
				Apro. 14/11/2023		Disco de freno	1:2
				U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				
						Sustitución	

5

1

6

2

7

3

8

4

A

A

B

B

C

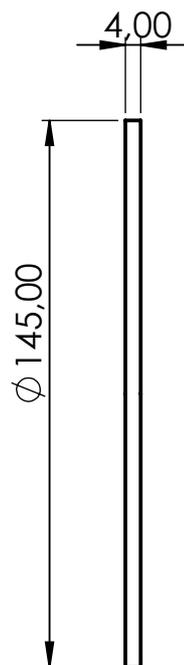
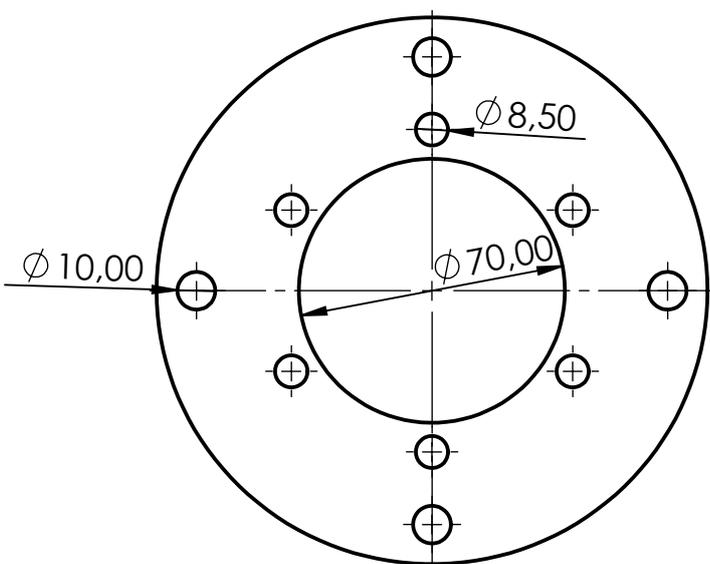
C

D

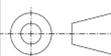
D

E

E



				Tolerancia	Peso	Materiales:	
				±1	gr	ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 14/11/2023	Mateo Pila		
				Rev. 14/11/2023	Josue Simbaña		
				Apro. 14/11/2023		ADAPTADOR DE CATALINA	1:2
				U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



5

1

6

2

7

3

8

4

A

A

B

B

C

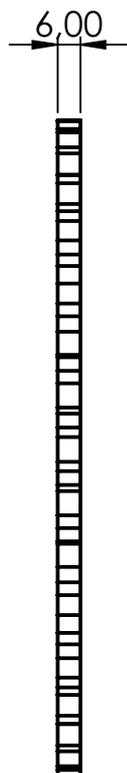
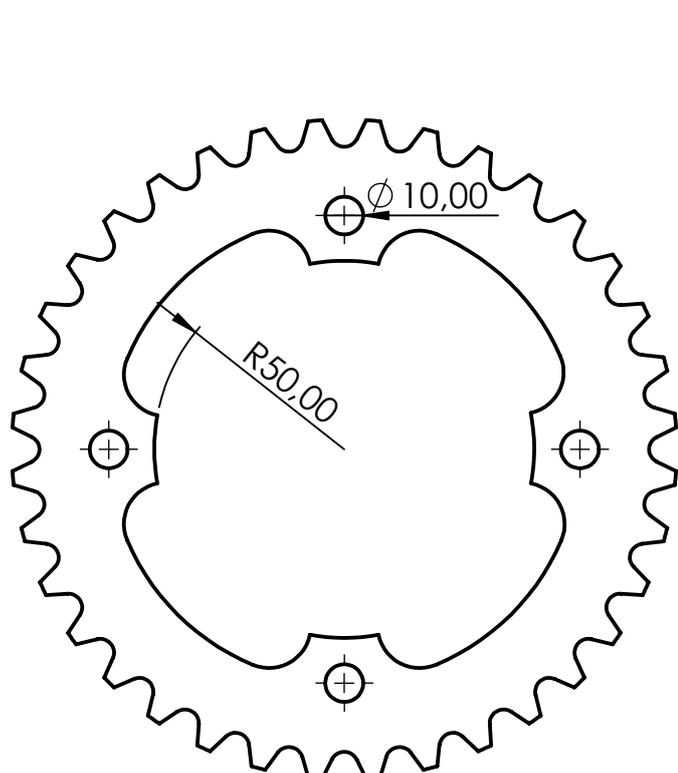
C

D

D

E

E



				Tolerancia	Peso	Materiales:	
				±1	gr	VARIOS	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 14/11/2023	Mateo Pila		
				Rev. 14/11/2023	Josue Simbaña		
				Apro. 14/11/2023		Catalina	1:2
				U.T.N INGENIERIA AUTOMOTRIZ			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

