



UNIVERSIDAD DEL AZUAY

FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOMOTRIZ

**Sistema de dirección y frenos para vehículo de competencia
Shell Eco Marathon**

Trabajo de graduación previo a la obtención del título de:

INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ

Autores:

JHEFFERSON DANIEL CHAMBA OCHOA

DIEGO FERNANDO JARAMILLO RIVERA

Director:

DANIEL CORDERO MORENO

CUENCA - ECUADOR

2016

DEDICATORIA

Jhefferson

Dedico este trabajo primeramente a Dios, por permitirme culminar con éxitos mi carrera universitaria y por darme fuerzas para avanzar en cada paso de mi vida. A mis padres Daniel y Olga, quienes me han apoyado tanto en los tiempos buenos y malos, los cuales han sido un apoyo muy fundamental en mi vida; también dedico a todas mis hermanas, hermano, e hijo a quien amo demasiado, y que a pesar de todo, han estado apoyándome para culminar esta carrera.

Diego

Dedico este trabajo a Dios, primeramente por brindarme la esencia de mi vida; porque me ha dado la fuerza y perseverancia para continuar mis estudios; por permitirme alcanzar esta profesión, a pesar de las caídas y sufrimientos que he tenido que afrontar. Luego a mi familia por su amor incondicional y su apoyo permanente en todas las instancias de mi carrera universitaria; a mi padre, por ser el pilar fundamental en mi formación profesional, al brindarme su confianza, sus consejos y recursos para lograrlo; a mi madre, por su paciencia, su amor sublime y los ánimos que me regala, para terminar lo que he empezado.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios por permitir la culminación de nuestros estudios de tercer nivel; a la Universidad del Azuay de forma especial, por el apoyo brindado para llevar a cabo este proyecto de innovación y desarrollo de energías alternativas para la movilidad en un vehículo; al Centro de investigación y desarrollo en ingeniería automotriz, por su gran aporte en los conocimientos e ilustraciones en nuevas tecnologías; al Doctor Daniel Cordero Moreno por su dirección en el desarrollo de esta tesis; y a cada uno de los docentes involucrados que formaron parte de este proyecto.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
ÍNDICE DE CONTENIDOS	iv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y FRENOS.....	2
1.1 Introducción	2
1.2 Descripción de la competencia Shell Eco Marathon.....	2
1.2.1. Categorías y subcategorías de la competencia SEM.....	4
1.3 Problemática:.....	5
1.4 Reglamento Shell Eco Marathon	5
1.4.1. Diseño de vehículo (Shell, 2016).....	5
1.5 Sistema de dirección	8
1.5.1. Geometría de la dirección (Cotas de reglaje de la dirección)	9
1.5.1.1. Ángulo de salida (As)	10
1.5.1.2. Ángulo de avance (Aa)	11
1.5.2. Geometría de Ackermann	12
1.5.2.1. Ackermann neutro.....	13
1.5.2.2. Ackermann positivo	14
1.5.2.3. Ackermann negativo	14
1.5.3. Radio de giro.....	15
1.6. Sistema de frenos	15
1.6.1. Frenos hidráulicos	16
1.6.2. Frenos de disco.....	16
1.6.3. Frenos de disco para bicicleta	16
1.5.6.1. Ventajas y desventajas de los frenos de disco.....	17
1.7 Estado del arte	18

1.8. Objetivo General	19
1.9. Objetivos Específicos:.....	19
1.10. Preguntas de investigación:.....	20
CAPÍTULO II: DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	22
2.1. Introducción	22
2.2. Geometría de la dirección	22
2.2.1. Angulo de salida.....	22
2.2.2. Angulo de avance.....	23
2.2.3. Radio de giro	25
2.2.4. Geometría de Ackermann	27
2.3. Diseño mediante software CAD.....	30
2.3.1. Modelado	31
2.3.1.2. Soporte columna de la dirección	32
2.3.1.3. Columna de la dirección.....	35
2.3.1.4. Mangueta.....	37
2.3.1.5. Barras de dirección.....	40
2.3.1.6. Terminales de la dirección	41
2.4. Análisis mediante software CAE	41
2.4.1. Mangueta.....	43
2.4.2. Barra de dirección	48
2.4.3. Columna de dirección	53
2.5. Optimización de las masas de los elementos del sistema de dirección.....	57
CAPÍTULO III: CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	61
3.1. Introducción	61
3.2. Selección del material	61
3.3. Adquisición del material y construcción.....	62
3.3.1. Costos de adquisición.....	62
3.3.2. Costos de construcción.....	62
3.4. Construcción	63
3.4.1. Corte y preparación del material	63
3.4.2. Construcción de las manguetas	64

3.4.3. Construcción de la barra de dirección	66
3.4.4. Construcción del soporte de la columna de dirección.....	67
3.4.5. Construcción de columna de dirección.	68
3.4.6. Acoplamiento total y unión al chasis	68
3.5. Optimización de elementos	69
3.5.1. Mangueta.....	69
3.5.2. Barras de dirección.....	70
3.5.3. Terminales de dirección	71
3.5.4. Columna de dirección	71
CAPÍTULO IV: SELECCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS	73
4.1. Introducción	73
4.2. Estudio y revisión de kits de frenos	73
4.2.1. Cálculo de la fuerza de frenado.....	73
4.2.2. Selección de discos de freno	79
4.2.3. Selección de los kits de freno.....	80
4.3. Modelado de los componentes de freno.....	83
4.3.1. Disco de freno	83
4.3.2. Manzana	84
4.3.4. Neumático y aro	84
4.3.5. Mordaza.....	85
CAPÍTULO V: IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS	86
5.1. Introducción	86
5.2. Adquisición de elementos	86
5.2.1. Costos de Adquisición.....	86
5.3. Montaje en vehículo	87
5.3.1. Acoplado de Discos de freno	87
5.3.2. Acoplado de mordazas	87
5.3.3. Acoplamiento de las maniguetas y cañerías.....	88

CAPÍTULO VI: VALIDACIÓN	90
6.1 Introducción	90
6.2 Radio de Giro	90
6.3. Frenos.....	91
CONCLUSIONES	93
RECOMENDACIONES	94
BIBLIOGRAFÍA	95
ANEXOS	87

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Shell Eco Marathon Américas 2016	3
Figura 1.2. Pista Shell Eco Marathon Detroit 2016	4
Figura 1.3. Partes del sistema de dirección	9
Figura 1.4. Cotas de la geometría de la dirección	10
Figura 1.5. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas.....	11
Figura 1.6. Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación de las ruedas.....	12
Figura 1.7. Sentidos positivo y negativo del ángulo de avance	12
Figura 1.8. Geometría de la dirección y cuadrilátero de Ackermann	13
Figura 1.9. Ackermann Neutro	13
Figura 1.10. Ackermann positivo.....	14
Figura 1.11. Ackermann negativo.....	15
Figura 1.12. Radio máximo de giro	15
Figura 1.13. Freno de disco.....	17
Figura 2.1. Ángulo de salida de mangueta.....	23
Figura 2.2. Ángulo de avance del prototipo.....	24
Figura 2.3. Soporte de las manguetas	25
Figura 2.4. Distancia eje posterior al centro de gravedad	26
Figura 2.5. Distancia entre ejes o batalla	26
Figura 2.6. Intervalo del giro del volante y ángulos interno y externo de la dirección	28
Figura 2.7. Ángulo medio de un vehículo.....	29
Figura 2.8. Ackermann neutro	30
Figura 2.9. Medidas del volante.....	31
Figura 2.10. Sujeción volante - columna de dirección.....	32
Figura 2.11. Visualización del piloto	32
Figura 2.12. Pedestal del chasis	33
Figura 2.13. Medidas y extrusión del rectángulo del soporte de la columna.....	33
Figura 2.14. Orificio y extrusión del soporte de columna.....	34
Figura 2.15. Orificios para pernos y extrusión	34
Figura 2.16. Corte de perfil y redondeo del soporte de la columna.....	35
Figura 2.17. Medidas y revolución de la columna.....	36

Figura 2.18. Corte, extrusión del brazo pitman.....	37
Figura 2.19. Dimensiones del perfil en C y extrusión.....	38
Figura 2.20. Dimensiones del eje de la mangueta.....	39
Figura 2.21. Diseño brazo de dirección	40
Figura 2.22. Modelado del brazo de dirección.....	40
Figura 2.23. Despiece del terminal	41
Figura 2.24. Modelado del terminal.....	41
Figura 2.25. Reacción de fuerzas en las ruedas	43
Figura 2.26. Aplicación de las cargas sobre la mangueta	45
Figura 2.27. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la mangueta caso 1	45
Figura 2.28. Deformaciones mangueta caso 1	46
Figura 2.29. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la mangueta caso 2.....	47
Figura 2.30. Deformaciones mangueta caso 2	47
Figura 2.31. Aplicación de las cargas sobre la barra de dirección.....	49
Figura 2.32. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la barra de dirección caso 1	50
Figura 2.33. Deformaciones barra de dirección caso 1	50
Figura 2.34. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la barra de dirección caso 2	51
Figura 2.35. Deformaciones barra de dirección caso 2.....	52
Figura 2.36. Aplicación de la carga sobre la columna de dirección	54
Figura 2.37. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la columna de dirección caso 154	
Figura 2.38. Deformaciones de la columna de dirección caso 1.....	55
Figura 2.39. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la columna de dirección caso 256	
Figura 2.40. Deformaciones de la columna de dirección caso 2.....	56
Figura 2.41. Mangueta optimizada.....	59
Figura 2.42. Barra de dirección optimizada.....	59
Figura 2.43. Columna de dirección optimizada	59
Figura 3.1. Corte y preparación de las placas, tubos y ejes	64
Figura 3.2. Proceso de construcción de la mangueta	66
Figura 3.3. Proceso de maquinado de las barras de dirección	67
Figura 3.4. Proceso de construcción del soporte de la columna de dirección.....	67
Figura 3.5. Proceso de construcción de la columna de dirección	68
Figura 3.6. Acoplamiento del sistema de dirección al chasis	69
Figura 3.7. Optimización de la mangueta	70
Figura 3.8. Optimización de las barras de dirección.....	71

Figura 3.9. Optimización de los terminales de dirección.....	71
Figura 3.10. Optimización de la columna de dirección	72
Figura 4.1. Inclinación del vehículo en pendiente del 20%	74
Figura 4.2. Principio de Pascal.....	75
Figura 4.3. Brazo, la mano y la fuerza del pulgar del dedo (datos de sexo masculino percentil 5)	76
Figura 4.4. Torque y fuerza de frenado en el disco.....	77
Figura 4.5. Fuerza de frenado en la llanta.....	78
Figura 4.6. Selección de disco de freno	80
Figura 4.7. Componentes del Kit de freno	81
Figura 4.8. Kit de freno	81
Figura 4.9. Cañería de freno.....	82
Figura 4.10. Válvula bidireccional.....	82
Figura 4.11. Mordazas de freno	83
Figura 4.12. Modelado de disco de freno.....	83
Figura 4.13. Modelado de manzana	84
Figura 4.14. Modelado del neumático y aro	84
Figura 4.15. Modelado de la mordaza.....	85
Figura 5.1. Acoplado del disco al conjunto manzana – rueda	87
Figura 5.2. Ruedas con discos de freno.....	87
Figura 5.3. Placa- soporte de la mordaza	87
Figura 5.4. Acoplado de mordaza	87
Figura 5.5. Acoplado de las maniguetas	88
Figura 5.6. Acoplado de cañerías5.3.4. Purgado de sistema de frenado.....	88
Figura 5.7. Carga del sistema de frenos	89
Figura 5.8. Purgado del sistema de frenos	89
Figura 6.1. Validación radio de giro en competencia SEM.....	91
Figura 6.2. Validación frenos en competencia SEM.....	92
Figura 6.3. Aprobación de inspección técnica y seguridad.....	92

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Parámetros de competición de los diferentes equipos	19
Tabla 2.1. Intervalos del ángulo del giro del volante	27
Tabla 2.2. Propiedades de la malla de la mangueta de la dirección.....	44
Tabla 2.3. Propiedades de la malla de la barra de dirección	49
Tabla 2.4. Propiedades de la malla de la columna de dirección	53
Tabla 2.5. Parámetros de elementos optimizados	58
Tabla 2.6. Diferencia entre masas de los elementos optimizados vs normales.....	58
Tabla 3.1. Materiales seleccionados.....	61
Tabla 3.2. Costos de elementos para el sistema de dirección	62
Tabla 3.3. Costo de la construcción del sistema de dirección.....	63
Tabla 4.1. Código de clasificación de los materiales de fricción.....	77
Tabla 5.1. Costos de elementos para el sistema de frenos	86

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo A: Planos del sistema de suspensión	88
Anexo B: Propiedades del Aluminio 6005 T6	95
Anexo C: Proveedores de materiales del sistema de dirección y frenos.....	96

**SISTEMA DE DIRECCIÓN Y FRENOS PARA VEHÍCULO DE
COMPETENCIA SHELL ECO MARATHON.**

RESUMEN

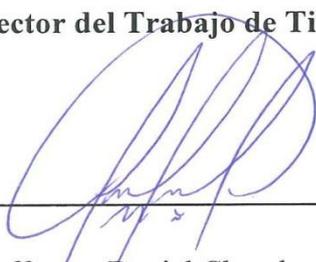
En este trabajo, se describe el diseño y construcción del sistema de dirección y la implementación de un sistema de frenos para un vehículo prototipo para la competencia Shell Eco Marathon; realizándose la fundamentación teórica de cada sistema y dando a conocer las características de funcionamiento y las normas técnicas que dicta el reglamento de la misma. Para definir el sistema de dirección, se aplica una metodología de diseño con base en el chasis y se establecen así las cotas de reglaje de la dirección y la geometría de Ackermann. Asimismo se describe el análisis teórico en función de las revisiones técnicas realizadas a los frenos en la competencia y se detalla los procesos de acople del sistema en el prototipo. Finalmente se realiza la validación del comportamiento de los sistemas de dirección y frenos en las pruebas técnicas realizadas en la competencia Shell Eco Marathon.

Palabras Clave: Shell Eco Marathon, Prototipo, Sistema de Dirección, Sistema de Frenos, Validación.



Daniel Guillermo Cordero Moreno

Director del Trabajo de Titulación



Jhefferson Daniel Chamba Ochoa



Diego Francisco Torres Moscoso

Director de Escuela



Diego Fernando Jaramillo Rivera

Autores

**STEERING AND BRAKE SYSTEMS FOR SHELL ECO MARATHON
COMPETITION VEHICLE**

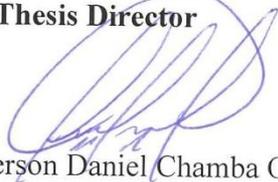
ABSTRACT

This paper deals with the design and construction of the steering system and the implementation of a braking system for a prototype vehicle for the Shell Eco Marathon competition. The theoretical basis of each system is performed, and the performance characteristics and technical standards that the regulations issue are informed. In order to define the steering system, a chassis-based design methodology is applied, which is established as follows: steering adjustment dimensions and Ackermann geometry. The theoretical analysis is also described in terms of the technical revisions to be made to the brakes on competition, and the coupling processes in the prototype system are detailed. Finally, the validation of steering systems and brakes behavior on technical tests in the Shell Eco Marathon competition is carried out.

Keywords: Shell Eco Marathon, Prototype, Steering System, Brake System, Validation.



Daniel Guillermo Cordero Moreno
Thesis Director

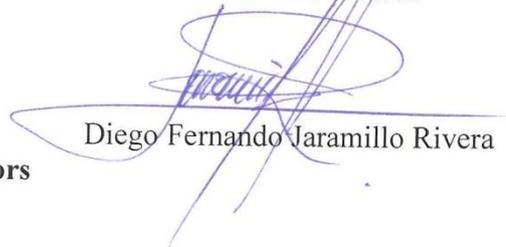


Jhefferson Daniel Chamba Ochoa

Authors

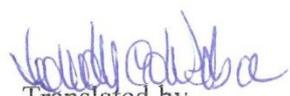


Diego Francisco Torres Moscoso
School Director



Diego Fernando Jaramillo Rivera




Translated by,
Lic. Lourdes Crespo

Jhefferson Daniel Chamba Ochoa

Diego Fernando Jaramillo Rivera

Trabajo de Titulación

Ing. Daniel Guillermo Cordero Moscoso, Phd.

Octubre, 2016

SISTEMA DE DIRECCIÓN Y FRENOS PARA VEHÍCULO DE COMPETENCIA SHELL ECO MARATHON

INTRODUCCIÓN

En este trabajo de tesis, se presenta la descripción sobre el diseño y construcción del sistema de dirección y la implementación de un conveniente sistema de frenos para un vehículo prototipo para la competencia Shell Eco Marathon. Para cumplir con el objetivo propuesto, primeramente se realiza la fundamentación teórica de los sistemas de dirección y frenos, dando a conocer las características de funcionamiento y las normas técnicas que dicta el reglamento emitido por los organizadores de la competencia SHELL ECO MARATHON. A continuación, se describe y aplica una metodología de diseño con base en el chasis y mediante un software CAD, se define el modelado y los parámetros necesarios para la realización de un análisis estructural de los elementos que conforman los sistemas de dirección y frenos. Seguidamente se elabora un compendio de los costos involucrados para la construcción e implementación de los sistemas, y se describe el proceso de manufactura y ensamble final de los mismos al prototipo. Finalmente se realiza la validación del comportamiento de los sistemas de dirección y frenos en las revisiones técnicas realizadas en competencia Shell Eco Marathon, desarrollada en Detroit EEUU.

CAPÍTULO I

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y FRENOS

1.1 Introducción

En este capítulo se hablará sobre la competencia Shell Eco Marathon, las diferentes categorías en que se clasifica la misma y en cuál de ellas participó el vehículo. También se conocerá un poco acerca de los parámetros utilizados por otros vehículos participantes en años anteriores, la teoría de los sistemas de dirección empleados para el desarrollo de este vehículo; así como, los sistemas empleados por otros equipos, y se determinarán los objetivos, tanto el objetivo general como los específicos.

1.2 Descripción de la competencia Shell Eco Marathon

La Shell Eco Marathon (SEM) es una competencia internacional que pretende motivar a estudiantes de todo el mundo a desarrollar prototipos enfocados a la eficiencia energética. Esta competencia se remonta a 1939 cuando los empleados de Shell Oil Company en los EE.UU. hicieron una apuesta amistosa, sobre quién podía viajar más lejos con la misma cantidad de combustible. Desde entonces dicha competencia ha crecido increíblemente, (Shell, 2016). En la Figura 1.1 se muestra una fotografía de algunos equipos participantes de diferentes países de América del año 2016.



Figura 1.1. Shell Eco Marathon Américas 2016

Fuente: (https://www.flickr.com/photos/shell_eco-marathon/26577141635/)

Actualmente la SEM se realiza en tres diferentes sedes, las cuales son:

- Américas, Detroit, Estados Unidos, (Desde – 2007; Houston, EEUU)
- Europa, Londres, Reino Unido, (Desde – 1985; Le Castellet, Francia; Lusacia, Alemania; Róterdam, Países Bajos)
- Asia, Manila, Filipinas, (Desde - 2014)

La sede en la que participó el equipo fue: Detroit – USA.

En la Figura 1.2, se muestra el trazado de la pista de la competencia SEM Detroit 2016.

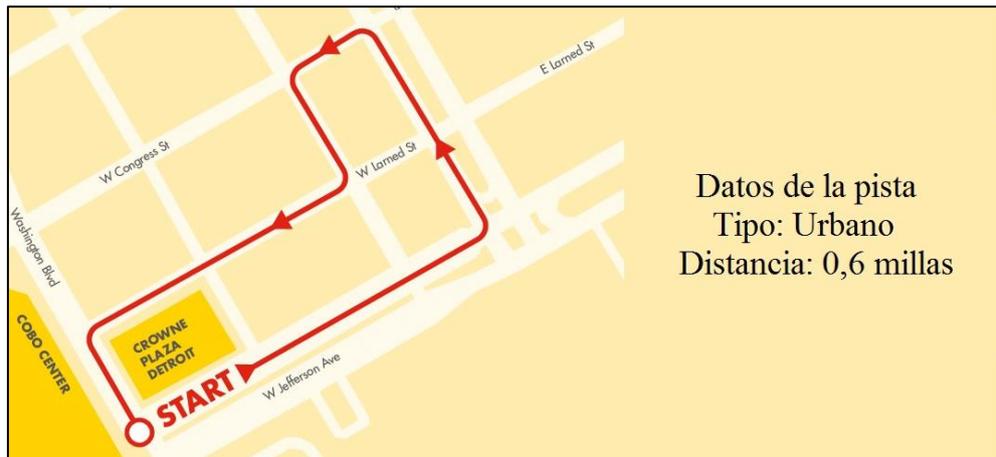
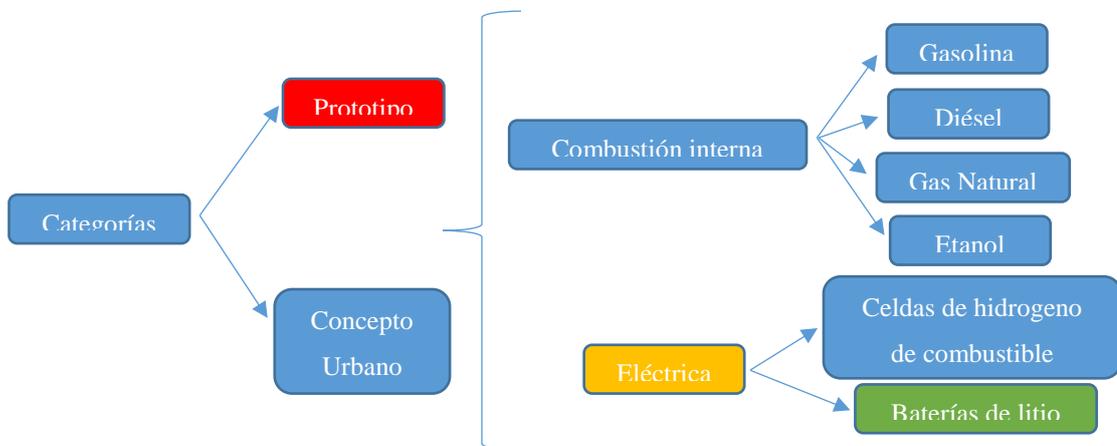


Figura 1.2. Pista Shell Eco Marathon Detroit 2016
 Fuente: (<http://s02.static-shell.com/content/dam/shell-new/local/corporate/ecomarathon/downloads/pdf/americas/sem-americas-2016-track-map-221015.pdf>)

1.2.1. Categorías y subcategorías de la competencia SEM

Las categorías y subcategorías que intervienen en la competencia SEM son las siguientes:



Este vehículo participó en la categoría prototipo eléctrico con baterías de litio.

En el desarrollo del vehículo para la competencia SEM, la Universidad del Azuay conformó el equipo **UDA E-TEAM**. Este equipo dividió el trabajo entre 11 estudiantes; ocho de los cuales se encargaron de las diferentes partes y sistemas que conformaron el vehículo, y los tres restantes se encargaron de lo concerniente a

comunicación y marketing. Entre los sistemas que conformaron el vehículo se encuentran: chasis, tren motriz, control electrónico, carrocería, *dirección y frenos*, siendo estos dos últimos el motivo del presente trabajo.

1.3 Problemática:

- Los sistemas de dirección y frenos tienen que cumplir los requisitos establecidos por la organización (reglamento)
- Además de que el vehículo sea eficiente, se requiere seleccionar materiales adecuados con el propósito de reducir al máximo su peso total.

1.4 Reglamento Shell Eco Marathon

Un requisito que exige la organización de la competencia SEM, es que se cumpla con el reglamento establecido, con el objeto superar todas las pruebas a las que el vehículo estará sometido. A continuación se recopila la parte del reglamento SEM que regula el diseño de los sistemas de dirección y frenos.

1.4.1. Diseño de vehículo (Shell, 2016)

1.4.1.1. 3B - Grupo de prototipo

Artículo 39, Dimensiones:

- b) El ancho de vía del vehículo debe ser de al menos 50 cm, medidos entre los puntos intermedios donde los neumáticos de las ruedas exteriores toquen el suelo
- c) La proporción de altura máxima dividido por el ancho de vía debe ser inferior a 1,25
- d) La distancia entre ejes del vehículo debe ser de al menos 100 cm.

Artículo 41, Los neumáticos, ruedas, ejes y bujes:

- a) Todos los tipos de neumáticos y ruedas están permitidos
- b) Cualquier tipo de llanta puede ser utilizado. Las llantas deben ser compatibles con las dimensiones de los aros seleccionados a fin de satisfacer las normas de seguridad

Los equipos deben tener en cuenta que las ruedas bicicleta no están generalmente diseñadas para apoyar importantes fuerzas de curva lateral, como pueden darse en vehículos de la competencia Shell Eco Marathon a ciertas velocidades. Los ejes de rueda deben estar diseñados para cargas en voladizo (como en sillas de ruedas) en lugar de carga distribuida uniformemente en ambos lados (como en bicicletas)

- c) Las ruedas situadas en el interior de la carrocería del vehículo deben estar aisladas del conductor por un cercado
- d) Cualquier manipulación de las ruedas por el conductor está prohibido desde el momento en que el vehículo está en la línea de salida hasta cruzar la línea de meta
- e) Todas las instalaciones deberán realizarse de forma que no hay ninguna probabilidad de que las ruedas entren en contacto con otras piezas del vehículo (por ejemplo, cables, mangueras y componentes del compartimento del motor como baterías, etc.). Estos deben ser montados de forma segura, de modo que no interfieran con el giro del volante durante la conducción y puedan provocar accidentes.

Artículo 42, Radio de giro y dirección:

- a) Solo se permite la dirección de la o las ruedas delantera. Si los organizadores no están satisfechos con la eficacia y / o control de un sistema del dirección, este vehículo será retirado de la competición

- b) El radio de giro debe ser de 8 metros o menos. El radio de giro es la distancia entre el centro del círculo y la rueda exterior del vehículo. La rueda exterior del vehículo debe ser capaz de seguir un arco de 90° en un radio menor a 8m en ambas direcciones
- c) El accionamiento eléctrico de los sistemas de dirección están permitidos, siempre que sean operados por un volante o potenciómetro giratorio similar, no se permite el funcionamiento de un joystick. Si se utilizan los sistemas de dirección electrónicos, en caso de que el conductor libere el volante o se produjera fallo eléctrico, el vehículo debe volver a la posición recta
- d) Un vehículo de manipulación de curso puede ser configurado con el fin de verificar lo siguiente cuando el vehículo está en movimiento: las habilidades del conductor, radio de giro y la precisión de la dirección. En particular, el organizador verificará que la dirección sea precisa y sin juego excesivo.

Artículo 43, Frenado:

- a) Los vehículos deben estar equipados con dos frenos o sistemas de frenado activados de forma independiente; cada uno comprendiendo el sistema de un solo control de mando, (palancas que trabajan juntos o pedal), la transmisión de comandos pueden ser cables o mangueras y los activadores (pinzas o zapatas)
- b) Un sistema tiene que actuar en todas las ruedas delanteras, el otro en toda la rueda trasera. Al frenar en dos discos en la parte delantera, tienen que ser utilizados dos activadores (pinzas o zapatos) uno en cada rueda, comandado por un solo control de comandos. Además, los frenos derecho e izquierdo deben estar adecuadamente equilibrados
- c) El sistema trasero debe trabajar en cada rueda, a menos que están conectados por un eje común en cuyo caso pueden tener un solo sistema
- d) Debe ser posible activar los dos sistemas al mismo tiempo. Se recomienda el control del pie

- e) La eficacia de los sistemas de frenado será probado durante la inspección del vehículo. El vehículo se situará en una pendiente de un 20%, con el conductor en el interior. Los frenos se activan cada uno por turno. Cada sistema sólo, debe mantener el vehículo inmóvil
- f) Durante la práctica o la competencia los frenos deben estar protegidos contra cualquier ajuste por el conductor. La eficacia de las medidas de protección para garantizar el cumplimiento será evaluado durante la inspección técnica y reexaminado antes de entrar en la pista. Además, los vehículos serán controlados en el área de acabado. Cualquier sistema de protección que ha sido comprometida ocasionará una sanción emitida por los organizadores
- g) El uso de un sistema de frenado controlado hidráulicamente es altamente recomendable. Sistemas operados por cable están permitidas siempre que sean efectivas y pase la prueba de frenado.

Este es el fragmento del reglamento que debe ser considerado para realizar el diseño del sistema de dirección del prototipo y la implementación del sistema de frenos, con la finalidad de aprobar la inspección en las pruebas estáticas.

A continuación, se plantea el marco teórico de lo que es un sistema de dirección y frenos, y parámetros geométricos que permitirán el buen funcionamiento.

1.5 Sistema de dirección

Su función principal es dirigir la orientación de las ruedas, para realizar el trazado en las curvas y las maniobras tanto en bajas como en altas velocidades, para ello se utilizan una serie de elementos que transmiten el movimiento del volante hasta las ruedas; (Luque, Álvarez, & Vera, 2008), véase la Figura 1.3.

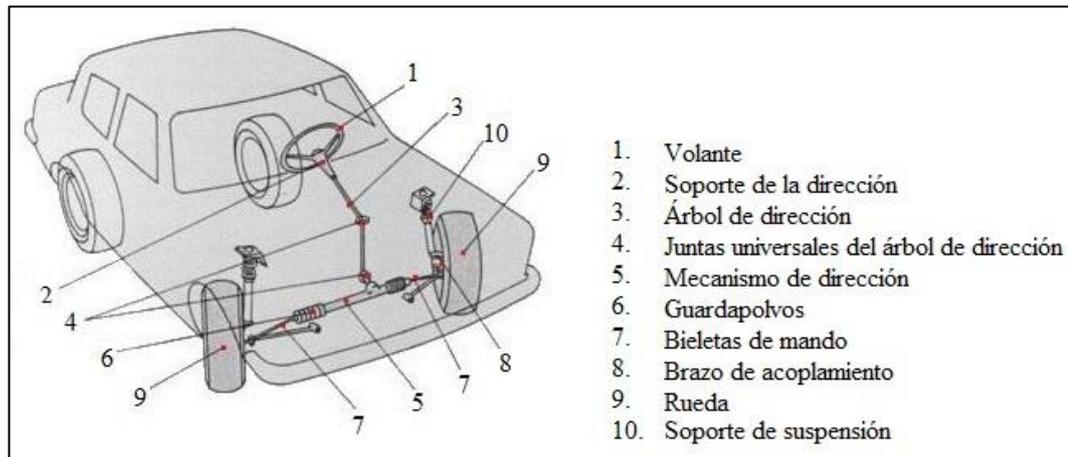


Figura 1.3. Partes del sistema de dirección
Fuente: (Luque et al., 2008)

1.5.1. Geometría de la dirección (Cotas de reglaje de la dirección)

Se entiende por alineación de la dirección de un vehículo, a la condición geométrica que tienen que cumplir todos los órganos que afectan a la dirección para determinar la posición de las ruedas en movimiento sobre el terreno, ya sea en línea recta o en curva.

Para el adecuado funcionamiento de la dirección, es preciso que los elementos conformantes cumplan unas determinadas condiciones llamadas cotas de dirección o geometría de dirección, mediante las cuales se logra que las ruedas obedezcan fácilmente al volante de la dirección y no se altere su orientación por las irregularidades del terreno o al efectuar una frenada, resultando así una dirección segura y de suave manejo. Es preciso mencionar que las ruedas deben retornar a su posición inicial en línea recta y mantenerse en ella al soltar el volante después de realizar una curva; (Luque et al., 2008).

Las cotas (Figura 1.4) que determinan la geometría del sistema de dirección son:

- Ángulo de salida (Kin- Pin)
- Ángulo de avance (Caster)

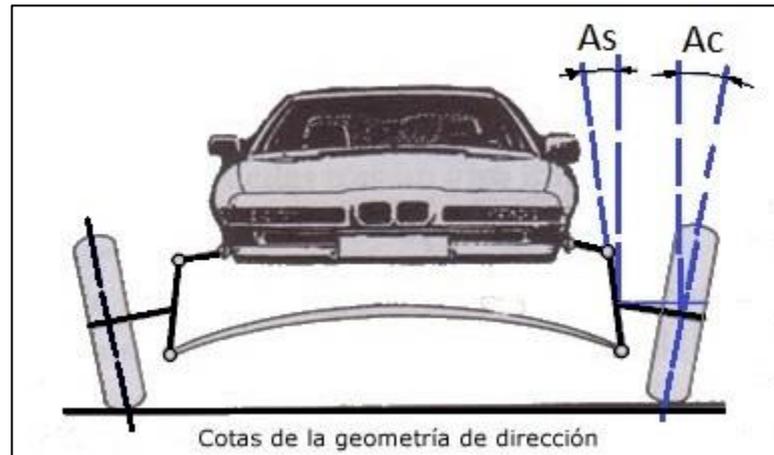


Figura 1.4. Cotas de la geometría de la dirección
Fuente: (Luque et al., 2008)

1.5.1.1. Ángulo de salida (A_s)

Es el ángulo que forma el eje de la articulación de la mangueta con el plano vertical, visto desde el frente del vehículo. Este ángulo generalmente suele estar comprendido entre 5 y 10°, siendo en la mayoría de los vehículos de 6 a 7°; esta inclinación del pivote reduce el esfuerzo a realizarse para la orientación de la rueda, ya que depende directamente de la distancia “d” (Figura 1.5). Cuanto menor sea “d” menor será el esfuerzo a realizar con el volante. Este esfuerzo será nulo cuando el eje del pivote pase por el punto “A”, centro de la superficie de contacto del neumático con el suelo. En este caso solo habría que vencer el esfuerzo de resistencia de rodadura (F_r) correspondiente al ancho del neumático, ya que el par de giro sería nulo. En la práctica “d” no puede ser cero ya que, entonces la dirección se volvería inestable.

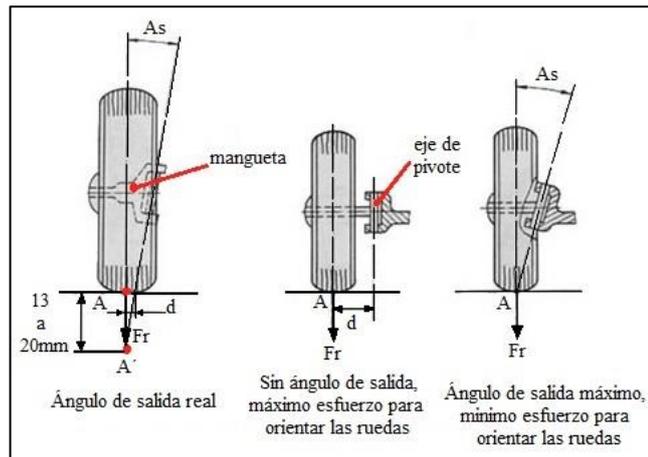


Figura 1.5. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas
Fuente: (Luque et al., 2008)

1.5.1.2. Ángulo de avance (Aa)

Es el ángulo formado por el eje de pivote de la mangueta con el plano vertical del eje de la rueda, visto el vehículo lateralmente. Se justifica por la necesidad de tener un par resistente para estabilizar las ruedas direccionales, véase la Figura 1.6. Si el ángulo de avance es grande, el par creado también lo es, haciendo que las ruedas se orienten violentamente. Si el ángulo es pequeño o insuficiente, el par de orientación también lo es, dando como resultado una dirección inestable. Un avance positivo (Figura 1.7), estabilizará las ruedas directrices en el caso de frenada, teniendo en cuenta que es el caso más desfavorable, ya que los esfuerzos de tracción son habitualmente inferiores. El ángulo de avance suele estar comprendido entre 0 y 4° para vehículos con motor delantero; y de 6 a 12° para vehículos con motor trasero.

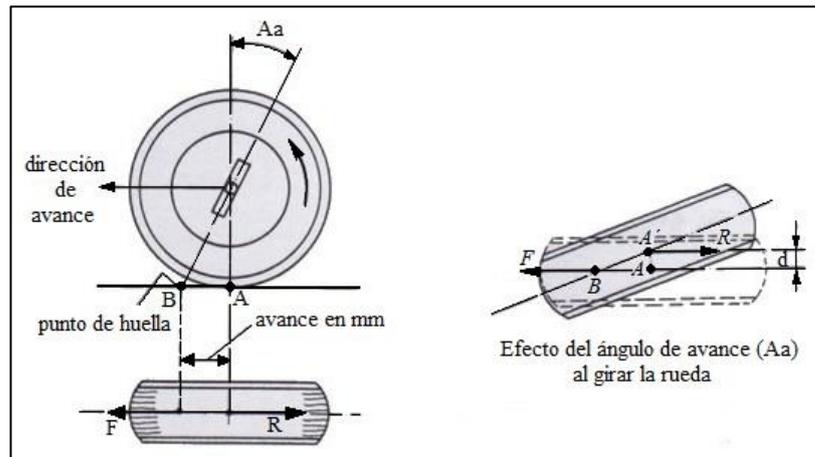


Figura 1.6. Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación de las ruedas
Fuente: (Luque et al., 2008)

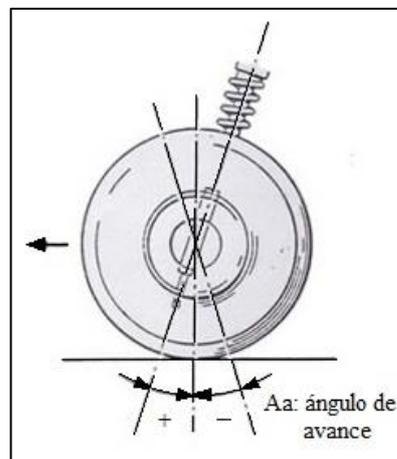


Figura 1.7. Sentidos positivo y negativo del ángulo de avance
Fuente: (Luque et al., 2008)

1.5.2. Geometría de Ackermann

Se fundamenta en que al momento de tomar una curva, la rueda delantera interna del vehículo recorra menos camino que la externa, ya que el radio de las trayectorias recorridas es diferente y giran en ángulos distintos, haciendo un giro correcto con el fin de que el vehículo pueda virar sin que se produzcan deslizamientos o arrastre en las ruedas; las prolongaciones de los ejes de rotación de las ruedas delanteras se cortan en la línea del eje trasero, así las curvas de rodaje tienen un centro común; (Luque et al., 2008), véase la Figura 1.8.

Poner en práctica la geometría de Ackermann no es sencillo, sin embargo regularmente se emplea un sistema que consta de dos manguetas articuladas a un eslabón central o pivote, cuyo movimiento está controlado por el volante.

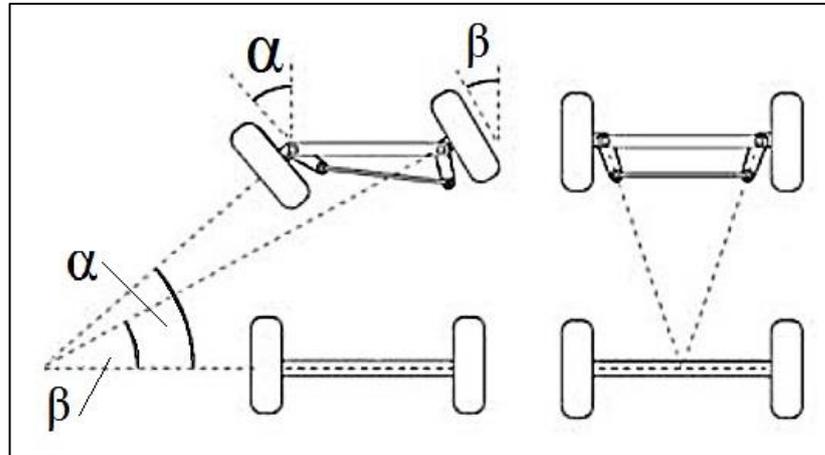


Figura 1.8. Geometría de la dirección y cuadrilátero de Ackermann
Fuente: (Morales Pereira, 2015)

1.5.2.1. Ackermann neutro

La dirección se configura de tal manera que las prolongaciones de las líneas del ángulo de los puntos de giro de los brazos de dirección, se interceptan justo en la línea de acción del eje trasero. Con esta geometría de la dirección, se consigue que no haya ángulo de convergencia en la rueda interior, la rueda está alineada con la circunferencia del círculo; (Burnhill, 2009).

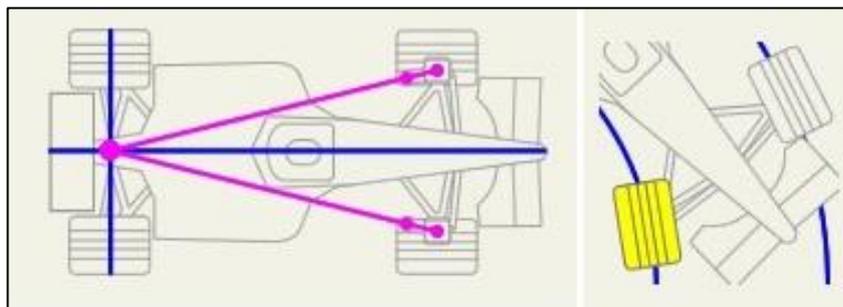


Figura 1.9. Ackermann Neutro
Fuente: (http://www.rctek.com/technical/handling/images/ackerman_steering_principle_true.png)

1.5.2.2. Ackermann positivo

La dirección se configura de tal manera que las prolongaciones de las líneas del ángulo de los puntos de giro de los brazos de dirección, se interceptan delante de la línea central del eje trasero. Esta geometría de la dirección consigue una mayor desigualdad angular de las ruedas, lo que resulta que la rueda interior trata de seguir un círculo de diámetro más pequeño de lo que realmente hace; (Burnhill, 2009).

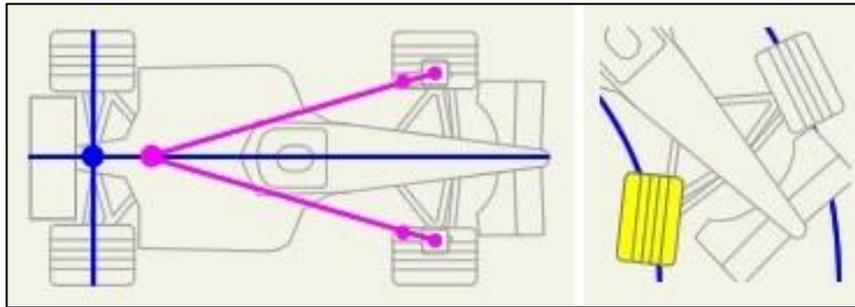


Figura 1.10. Ackermann positivo

Fuente: (http://www.rctek.com/technical/handling/images/ackerman_steering_principle_more.png)

1.5.2.3. Ackermann negativo

La dirección se configura de tal manera que las prolongaciones de las líneas del ángulo de los puntos de giro de los brazos de dirección, se interceptan detrás de la línea central del eje trasero. Esta geometría de la dirección alcanza una cantidad reducida de la desigualdad angular de las ruedas, dando como resultado que la rueda interior trata de seguir un círculo de diámetro más grande de lo que realmente hace; (Burnhill, 2009).

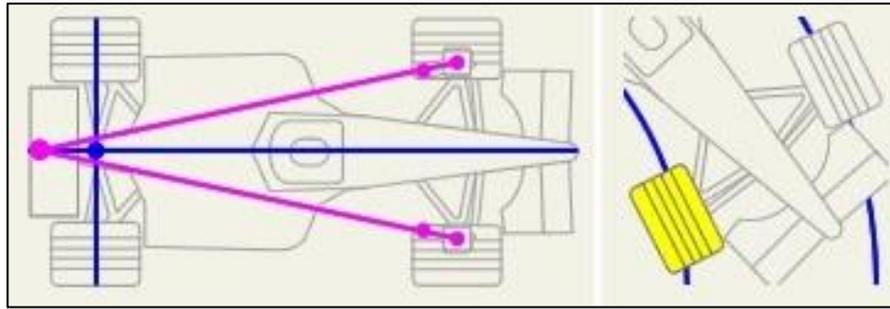


Figura 1.11. Ackermann negativo
 Fuente: (http://www.rctek.com/technical/handling/images/ackerman_steering_principle_less.png)

1.5.3. Radio de giro

Es la capacidad que tiene el vehículo de girar las ruedas, cuanto más corto es el radio de giro de un vehículo se dice que éste ofrece mejor maniobrabilidad; no obstante, entre más consiga girar sus llantas hacia los lados, dará las vueltas más cerradas y en menos espacio. El radio de giro depende directamente de la geometría de Ackermann, y de varios parámetros como los elementos del vehículo, la distancia entre los ejes, tamaño de brazos de dirección, ancho de llantas, entre otros; (Luque et al., 2008), véase la Figura 1.12.

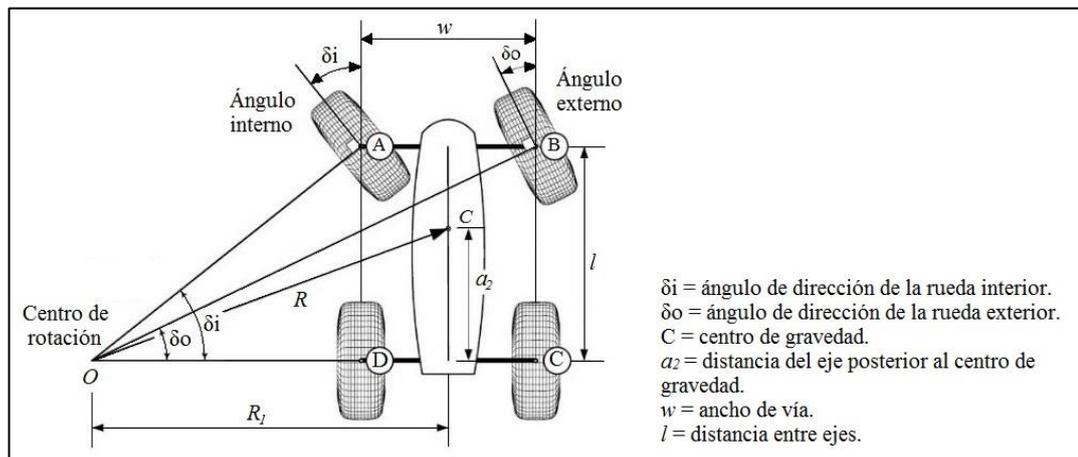


Figura 1.12. Radio máximo de giro
 Fuente: (Reza N, 2008)

1.6. Sistema de frenos

Se utilizan para disminuir o anular progresivamente la velocidad de un vehículo en movimiento, y estabilizar la velocidad o mantener el vehículo inmóvil si se encuentra

detenido. Existen distintos tipos de frenos como: frenos mecánicos, hidráulicos, eléctricos, y neumáticos; (Domínguez Soriano & Ferrer Ruiz, 2008).

1.6.1. Frenos hidráulicos

El sistema de frenos hidráulico es básicamente un amplificador de la fuerza en el cual el conductor ejerce un esfuerzo sobre el pedal del freno y por ende sobre un pistón que actúa sobre un líquido oleoso incompresible y transmite la presión a otros pistones que accionan los frenos, con lo cual se logra la misma presión de frenado en los distintos elementos de fricción; (Luque et al., 2008).

1.6.2. Frenos de disco

Un freno de disco se compone de un disco de metal unido a la manzana de la rueda el cual gira junto con esta. Los calibradores o mordazas están unidos al bastidor junto con almohadillas o pastillas que se aprietan en el disco. A medida que las pastillas frenan el disco, la energía cinética (movimiento) de la rueda se transforma en energía térmica (calor). Un freno de disco también puede ser accionado mecánicamente, con un cable Bowden; “el mando flexible o bowden es un sistema de accionamiento mecánico constituido por un cable desplazable en el interior de una vaina flexible formada por una hélice metálica.” (Giga Motor, 2014).

1.6.3. Frenos de disco para bicicleta

La mayoría de los sistemas de freno de bicicleta constan de tres componentes principales: un mecanismo como palancas de freno o pedales, un mecanismo de transmisión tales como: cables Bowden, mangueras hidráulicas, varillas, etc, y el mecanismo de freno que puede constar de una mordaza, tambor o pinza de pastillas (Figura 1.13). De esta forma se convierte mediante la fricción la energía cinética en energía térmica que se disipa y de esta forma se produce el frenado.



Figura 1.13. Freno de disco

Fuente:

(<https://i0.wp.com/upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/2/21/BrakeDiskVR.JPG/220px-BrakeDiskVR.JPG?resize=220%2C165>)

Los frenos de disco se utilizan principalmente en bicicletas de montaña, a veces también en las bicicletas híbridas y en bicicletas de ruta; (Ciclo Traveling, 2013).

1.5.6.1. Ventajas y desventajas de los frenos de disco

Ventajas:

- La suciedad (barro, agua, etc.) afecta menos su rendimiento y, en caso de enfrentar alguna de estas adversidades, la eficacia del frenado no será perjudicado
- Mayor fuerza de frenado, permitiendo que la pendiente se torne más fácil de descender
- Los recambios de sus elementos (pastillas, elementos de accionamiento, cables), son menores
- Es difícil que fallen y pueden estar mucho tiempo sin mantenimiento, descontando los cambios de pastillas
- Al ser el sistema más compacto, este puede ser más aerodinámico.

Desventajas:

- El precio tanto del sistema entero, como por cada recambio es más elevado
- En caso de que falle en campo traviesa o en un lugar algo remoto, los frenos hidráulicos son bastante más complicados de reparar. Aunque un freno de disco mecánico (con cable como los convencionales) puede tener una dificultad de reparación similar
- Mayor peso. Unos cientos de gramos más respecto a un freno convencional
- Los radios deben soportar más esfuerzos. La rueda posterior debe estar preparada para soportar tanto el esfuerzo de tracción como el de frenado. Cada uno en sentido contrario.

1.7 Estado del arte

Se realizó una recopilación de los elementos y materiales utilizados en los sistemas de dirección y frenos de varios equipos en los eventos SEM. En la Tabla 1.1, se observan diferentes parámetros que utilizan varios equipos para diseñar el sistema de dirección y los diferentes materiales que manejan para la construcción del mismo.

Tabla 1.1: Parámetros de competición de los diferentes equipos

Parámetros	Equipos				
	I.T.Stevens	U.T.Chemnitz	U.I.Florida	U.N.Arizona	U.B.Columbia
Clase/Prototipo	Eléctrico	Gasolina	Eléctrico	Gasolina	Gasolina
Ángulo de Ackermann	23.02°	X	X	X	X
Radio de giro	6m	X	8m	8m	X
Tipo de mando	Mecánico	Electrónico	Mecánico	Mecánico	Mecánico
Materiales para dirección	Aluminio	Acero	Acero y aluminio	Aluminio	Plástico y aluminio
Accionamiento de freno	Hidráulico	Hidráulico	Hidráulico	Hidráulico	Hidráulico
Referencias	(Dan et al., 2012)	(Chemnitz University of Technology, 2007)	(Cabrera, Francisque, & Synalovski, 2015)	(Alves, Kurtz, Al-Jawad, & Chief, 2013)	(University of British Columbia, 2014)

Existen equipos que fabrican sus propios materiales para la construcción del vehículo, de esta manera se reduce el peso en cada área del mismo, ganando así una mayor eficiencia en la competencia. Los materiales que utilizan la mayoría de los equipos son: aleaciones de polietileno, fibra de carbono y aluminio estructural.

1.8. Objetivo General

Diseñar y construir el sistema de dirección e implementar el sistema de frenos, en el prototipo eléctrico, para la competencia Shell Eco Marathon, de la Universidad del Azuay.

1.9. Objetivos Específicos:

- Diseñar el sistema de dirección
- Construir el sistema de dirección

- Seleccionar un sistema de frenos que cumpla con las especificaciones de la competencia
- Implementar el sistema de frenos en el vehículo

1.10. Preguntas de investigación:

- ¿Cómo se debe diseñar un sistema de dirección para el vehículo SEM?
- ¿Qué sistema de frenos se debe seleccionar para acoplar al vehículo SEM?

CAPÍTULO II

DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

2.1. Introducción

En este capítulo se estudiarán el análisis teórico del mecanismo propuesto para el sistema de dirección, y los diversos parámetros utilizados basándose en el diseño del chasis y en reglamento de la competencia. También se realizará el modelado en software CAD (Diseño Asistido por Computadora) de cada elemento que conforma todo el sistema de dirección y el análisis estructural en el software de elementos finitos previo al proceso de construcción y ensamble.

2.2. Geometría de la dirección

2.2.1. Angulo de salida

Este ángulo se determinó de acuerdo a las cotas de reglaje de la dirección, que se encuentran en el apartado (1.5.1.1. *Ángulo de salida del Capítulo I*). El valor que se dio a este ángulo es de 3 grados (Figura 2.1). Y se lo consiguió al unir el eje de la mangueta, a la placa lateral del perfil en “C” de la misma, con la inclinación del ángulo antes mencionado.

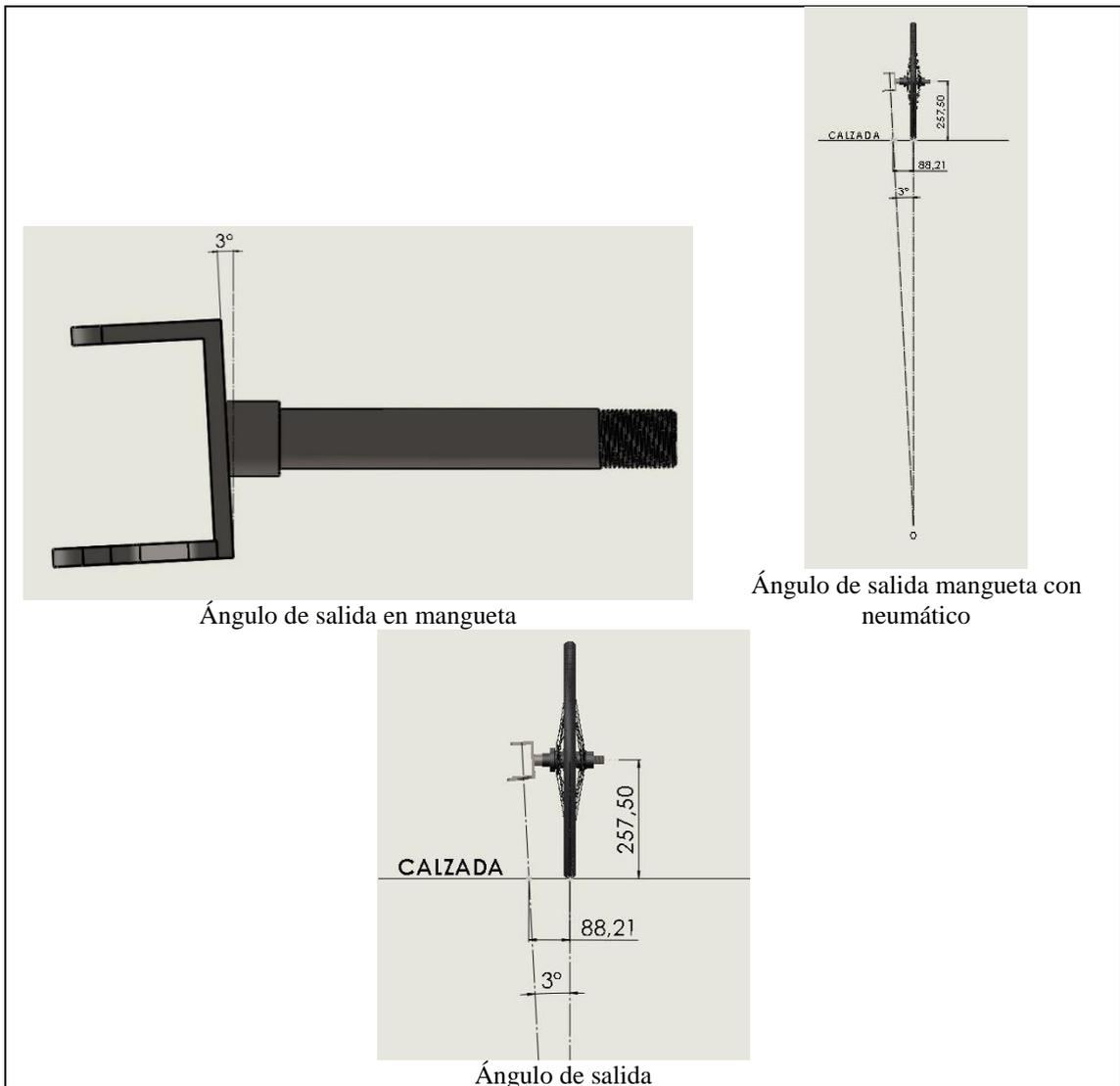


Figura 2.1. Ángulo de salida de mangueta

Con este ángulo se logrará que la fuerza para realizar la orientación de la rueda sea mínima, y así mismo que la dirección sea eficaz y estable, cumpliendo con lo que establece el *literal a del Artículo 42. Según el reglamento SEM; (Shell, 2016).*

2.2.2. Ángulo de avance

El ángulo de avance se diseñó según el apartado (1.5.1.2. *Ángulo de avance del Capítulo I*), en el cual explica que si el sistema de transmisión y motor de un vehículo se encuentra en la parte posterior, el ángulo tendrá un valor de 6 a 12

grados. Dicho ángulo se instauró previamente en el diseño y construcción del chasis dándole un valor de 6.01 grados como se observa en la Figura 2.2.

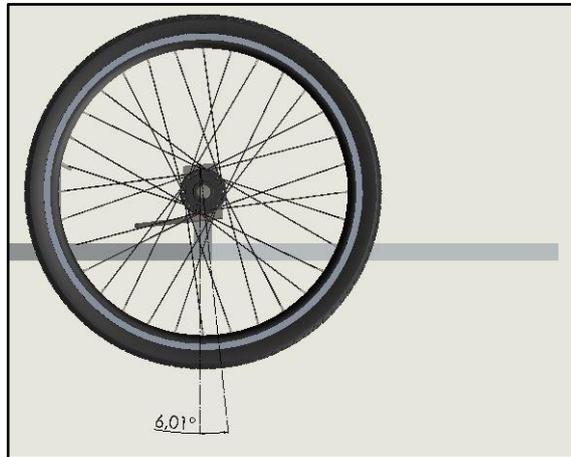
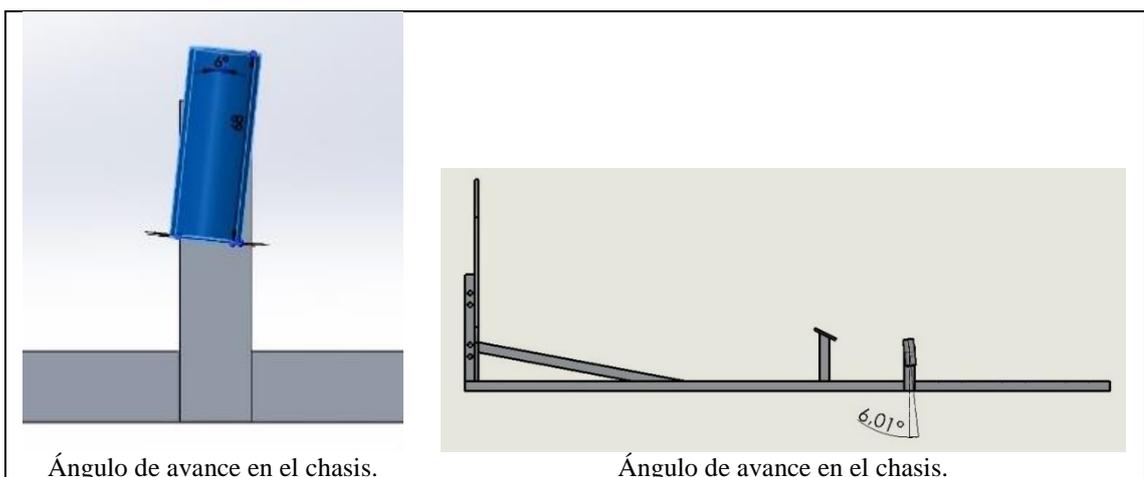


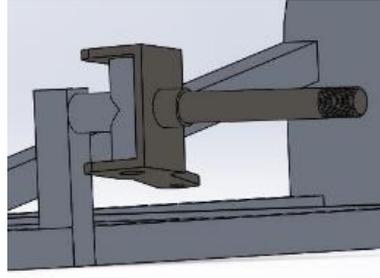
Figura 2.2. Ángulo de avance del prototipo

Como se mencionó previamente, este ángulo se lo estableció en el diseño y construcción del chasis al momento de colocar el soporte de la mangueta, con la inclinación de 6.01 grados con respecto al eje vertical que pasa por el centro de la rueda como se indica en la Figura 2.3.



Ángulo de avance en el chasis.

Ángulo de avance en el chasis.



Mangueta acoplada al soporte.

Figura 2.3. Soporte de las manguetas

De esta forma se consigue que la dirección se mantenga fija, precisa y estable, ante las desviaciones que pueda tomar la rueda, por las desigualdades del terreno; evitando el juego excesivo y cumpliendo así con lo que establece el *literal d del Artículo 42. Según el reglamento SEM.*

2.2.3. Radio de giro

Para el cálculo del radio de giro máximo, se utilizó la siguiente ecuación, (Reza N, 2008).

$$R = \sqrt{(a_2)^2 + (l)^2 \text{Ctg}^2 (\delta)^2} \quad \text{Ecuación 1}$$

En donde:

a_2 = distancia del eje posterior al centro de gravedad

l = distancia entre ejes

δ = ángulo medio de dirección, siendo este último un ángulo obtenido del apartado (2.2.4. *Geometría de Ackermann de éste capítulo*)

Por lo tanto:

$$a_2 = 785.42\text{mm}$$

$$l = 1416.50\text{ mm}$$

$$\delta = 12.989^\circ$$

$$R = \sqrt{(785.42)^2 + (1416.50)^2 \cdot \text{Ctg}(12.989)^2}$$

$$R = 6190.94\text{mm} = 6.191\text{ m}$$

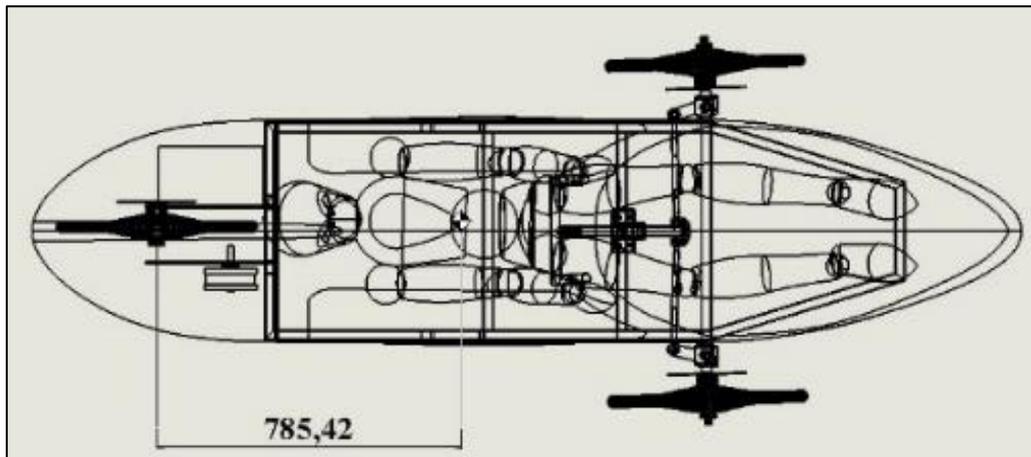


Figura 2.4. Distancia eje posterior al centro de gravedad

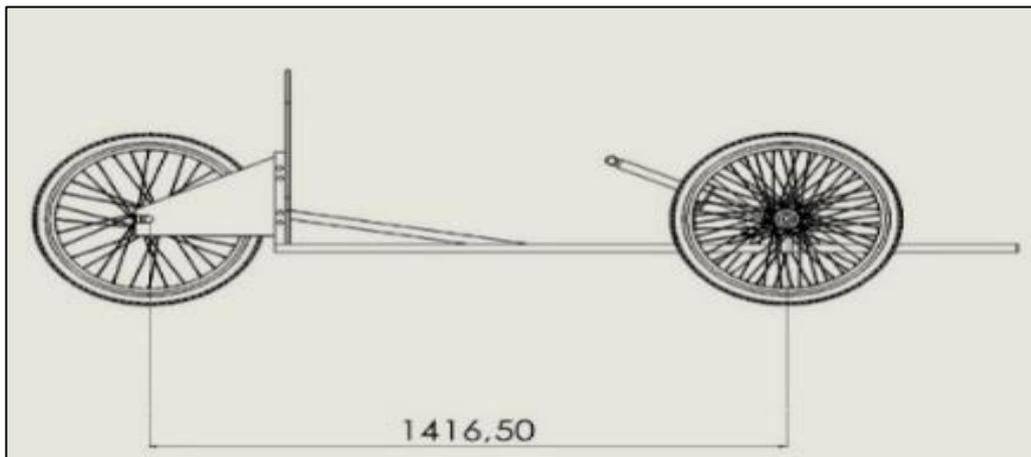


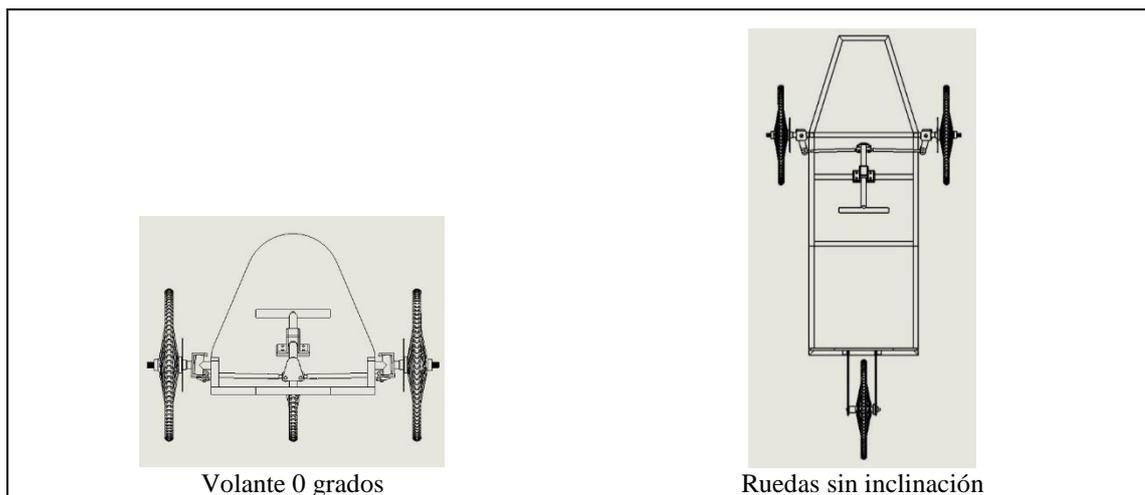
Figura 2.5. Distancia entre ejes o batalla

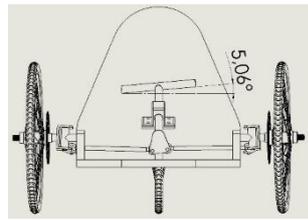
2.2.4. Geometría de Ackermann

La Tabla 2.1 muestra los intervalos generados en el Software CAD. Al girar el volante con el vehículo en condición estática se observan los diferentes ángulos que se forman con el plano horizontal del volante en vista frontal del vehículo. De esta manera se obtuvo un ángulo máximo de giro del volante de 20.39° y el ángulo interno y externo de las ruedas delanteras es de 14.83° y 11.55° respectivamente, siendo estos dos últimos ángulos los que se necesitarán para calcular el ángulo medio del vehículo.

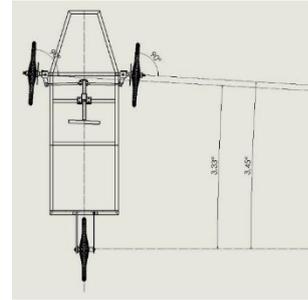
Tabla 2.1. Intervalos del ángulo del giro del volante

Ángulo del volante	δ_i	δ_o
0°	0°	0°
$5,06^\circ$	$3,45^\circ$	$3,33^\circ$
$9,99^\circ$	$6,94^\circ$	$6,33^\circ$
$14,96^\circ$	$10,65^\circ$	$9,05^\circ$
$20,39^\circ$ (máximo)	$14,83^\circ$	$11,55^\circ$

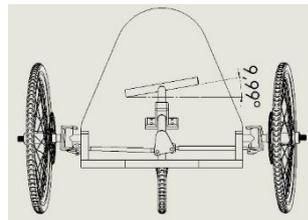




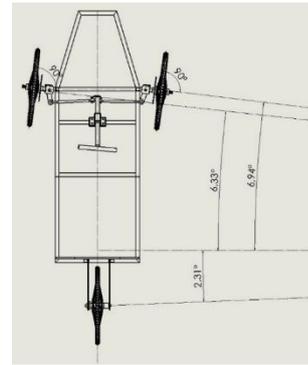
Volante 5,06 grados



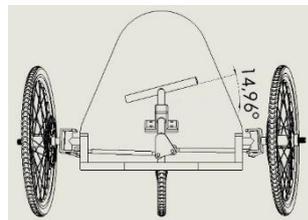
Inclinación de 5,06 grados



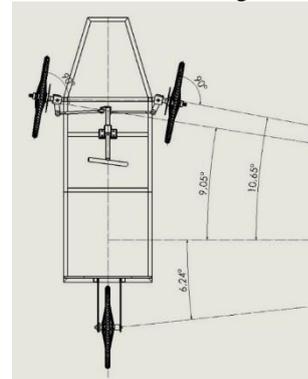
Volante 9,99 grados



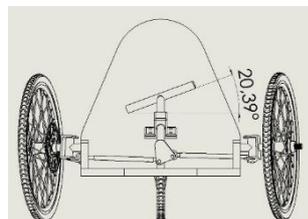
Inclinación de 9,99 grados



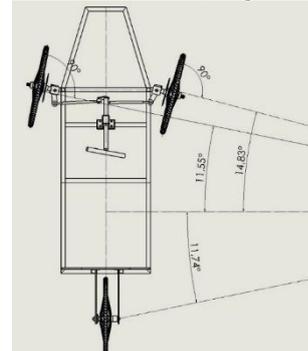
Volante 14,96 grados



Inclinación de 14,96 grados



Volante 20,39 grados



Inclinación de 20,39 grados

Figura 2.6. Intervalo del giro del volante y ángulos interno y externo de la dirección

Por ende con los ángulos de giro interno (δ_i) y externo (δ_o) máximos del vehículo que se muestran en la Tabla 2.1, se procedió a calcular el ángulo medio del giro del vehículo (δ) que está representado por la siguiente ecuación, (Reza N, 2008).

$$\delta = \text{Ctg}^{-1} \left[\frac{\text{Ctg } \delta_o + \text{Ctg } \delta_i}{2} \right]$$

Ecuación 2

En donde:

- δ_o = Ángulo de dirección de la rueda exterior
- δ_i = Ángulo de dirección de la rueda interior.

Por lo tanto;

$$\delta_i = 14.83^\circ$$

$$\delta_o = 11.55^\circ$$

$$\delta = \text{Ctg}^{-1} \left[\frac{\text{Ctg} (11.55^\circ) + \text{Ctg} (14.83^\circ)}{2} \right]$$

$$\delta = 12.989^\circ$$

Este ángulo obtenido, es el que se lo define como ángulo medio o ángulo de Ackermann (Figura 2.7) y que se utilizará para realizar el cálculo del radio de giro máximo, que se encuentra en el apartado (2.2.3. *Radio de giro máximo de este capítulo*).

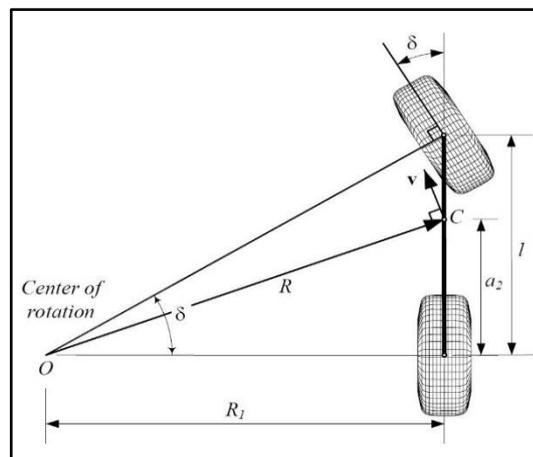


Figura 2.7. Ángulo medio de un vehículo
Fuente: (Reza N, 2008)

Por lo tanto la geometría de Ackermann del vehículo es de tipo neutro (Figura 2.8), ya que las prolongaciones de las líneas del ángulo de los puntos de giro de los brazos de dirección, se unen 4mm por debajo de la línea de acción del eje posterior.

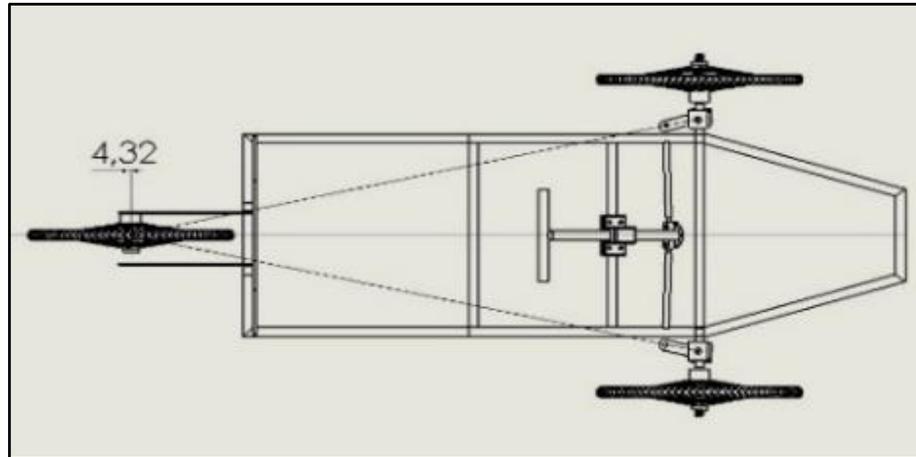


Figura 2.8. Ackermann neutro

La geometría de Ackermann de tipo neutro influye muy poco en el comportamiento direccional a alta velocidad, pero tiene una influencia considerable en el torque de autoalineamiento en las maniobras a baja velocidad, por lo tanto el torque que se aplica para realizar el giro de las ruedas disminuye, tendiendo a dirigir el vehículo hacia el interior de la curva; (Burnhill, 2009).

2.3. Diseño mediante software CAD

En el diseño mediante software CAD, se detallan los elementos que intervienen en el sistema de dirección. El proceso de diseño se lo realizó en forma conjunta al chasis, ya que ciertas características de estos elementos dependen directamente de las restricciones que acarrea éste, de esta forma no se verá afectado el diseño. A continuación, se detallan los elementos del sistema de dirección.

2.3.1. Modelado

2.3.1.1. Volante

El volante se diseñó de acuerdo a las medidas tolerantes que establece el (*literal “b” del Artículo 47. Según el reglamento SEM*), donde se empezó trazando dos líneas formando una “T” asemejándose a un manubrio de bicicleta dando medidas de 250mm y 70mm cada línea. Después se procede a dibujar círculos con diámetros internos y externos en cada extremo de las líneas para realizar las extrusiones de cada uno y a su vez simular la soldadura entre las dos piezas. En la Figura 2.9 muestra las medidas de cada tubo, y la unión de los dos.

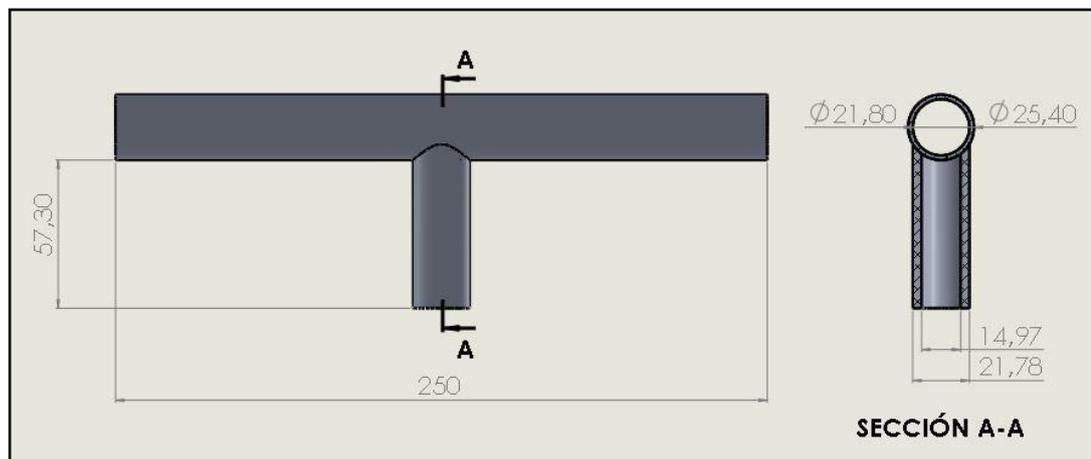


Figura 2.9. Medidas del volante

Este volante se acopla a la columna de dirección por medio de un seguro (Figura 2.10) de manera que brinda una perfecta visibilidad al conductor, así como ergonomía y facilidad de maniobrabilidad, véase la Figura 2.10.

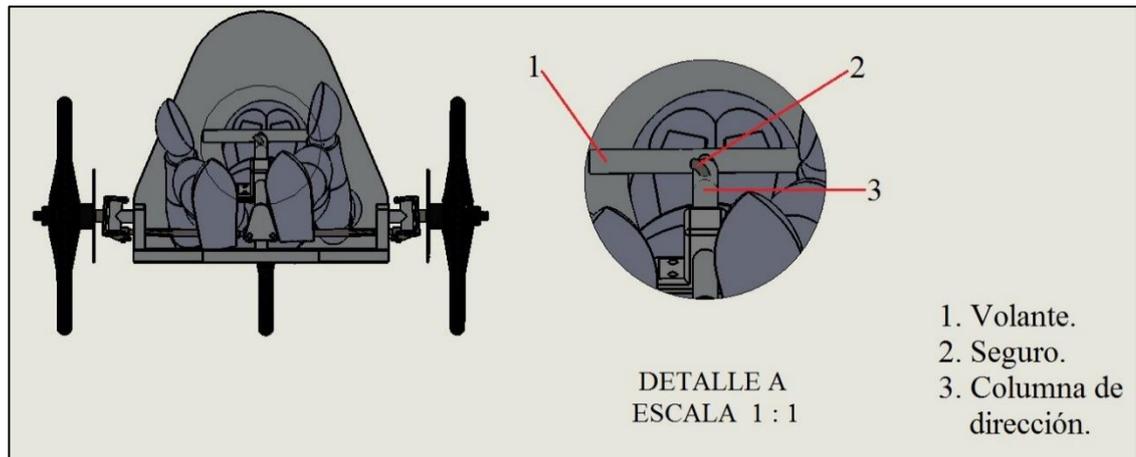


Figura 2.10. Sujeción volante - columna de dirección

Los tubos que se consideraron son una aleación de aluminio MF- 6005 T6. (Anexo B).

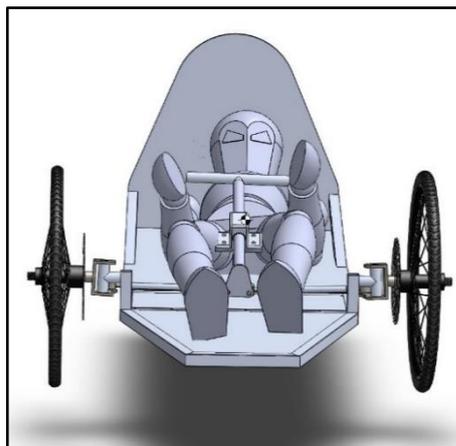


Figura 2.11. Visualización del piloto

2.3.1.2. Soporte columna de la dirección

El diseño de este elemento se lo realizó partiendo de las dimensiones de una placa perforada que está unida al chasis por medio de un tubo cuadrado como se observa en la Figura 2.12, las dimensiones de esta placa son de 60mm de ancho y 110mm de largo.

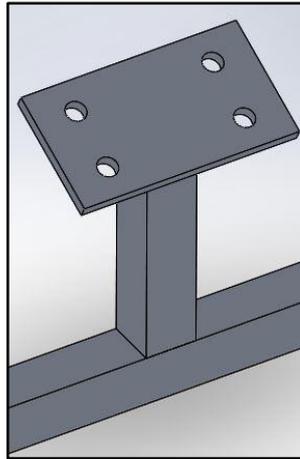


Figura 2.12. Pedestal del chasis

Con las medidas de la placa se forma un rectángulo, después por medio de extrusión se da una altura de 70mm, como se indica la Figura 2.13.

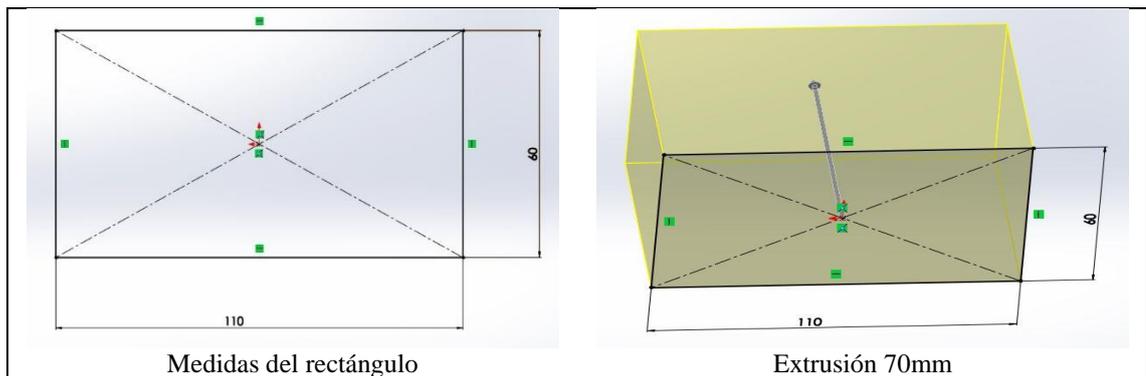


Figura 2.13. Medidas y extrusión del rectángulo del soporte de la columna

En una cara de dimensiones 60x70mm se encuentra el punto medio para realizar un orificio de 25,4mm por medio de extrusión para poder alojar la columna de dirección, véase la Figura 2.14.

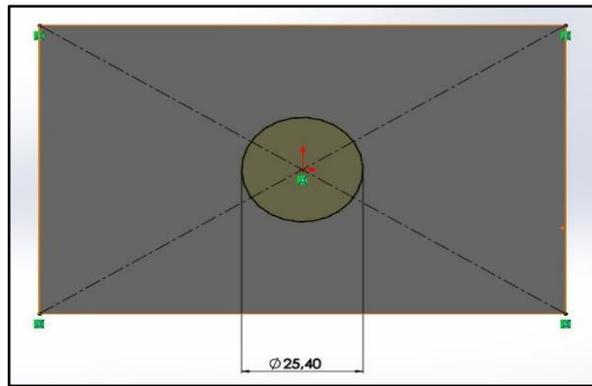


Figura 2.14. Orificio y extrusión del soporte de columna

Para las dimensiones de los orificios y la extrusión se realiza un plano en la cara de 60x110mm, como se indica en la Figura 2.15.

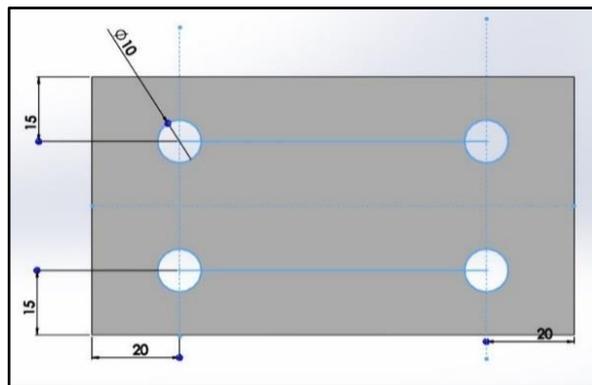


Figura 2.15. Orificios para pernos y extrusión

Después en la cara de 100x70mm se le dan las dimensiones deseadas así como el corte del mismo, y para finalizar y no dejar aristas vivas o filosas se realiza un redondeo en las partes que no tienen contacto con la placa base, tal como se observa en la Figura 2.16.

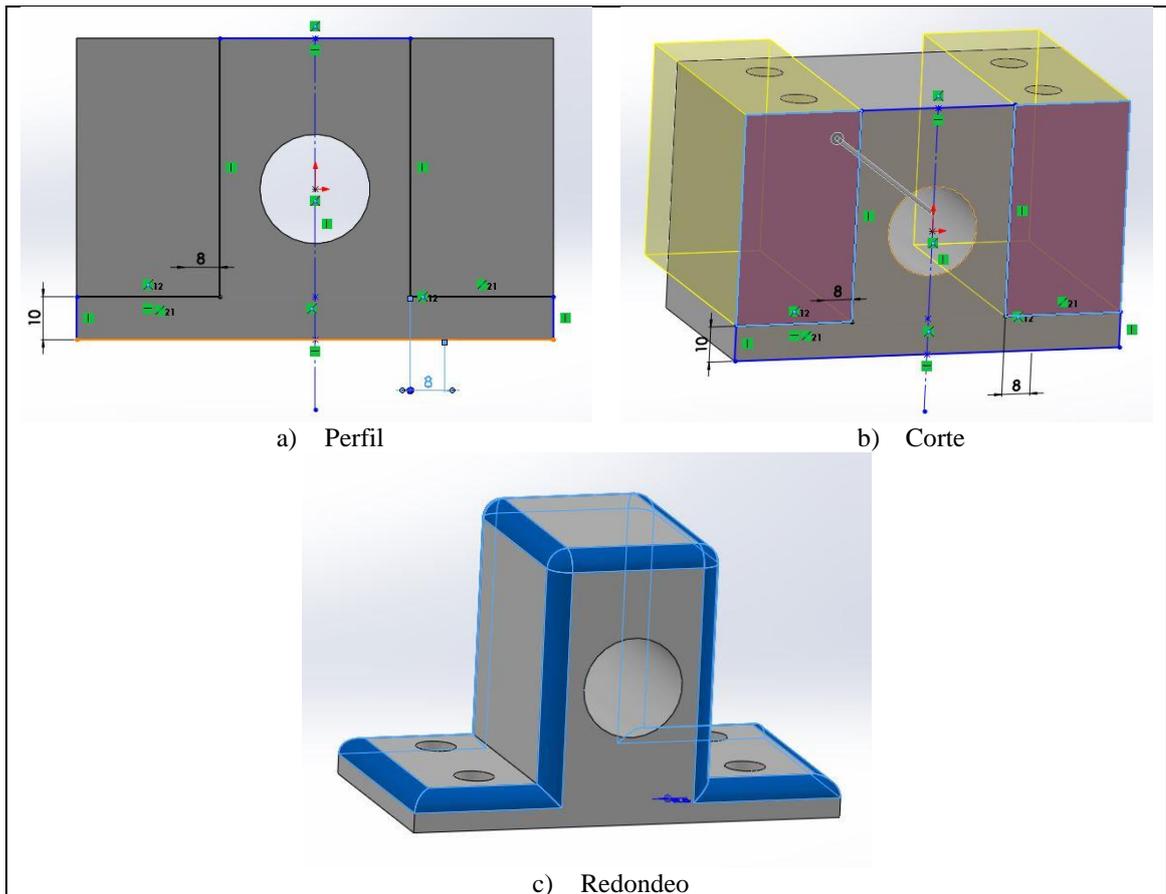


Figura 2.16. Corte de perfil y redondeo del soporte de la columna

Este soporte se realizó de grílón, ya que es un material liviano, de fácil mecanización, y de propiedades autolubricantes.

2.3.1.3. Columna de la dirección

Este elemento se diseñó a partir del soporte de columna de dirección y chasis, ya que se limita a ciertas restricciones que conforman estos dos sistemas. Para el ángulo que tiene la columna se partió de las medidas del chasis, luego se dio una revolución para que se forme el tubo del mismo, como se indica en la Figura 2.17.

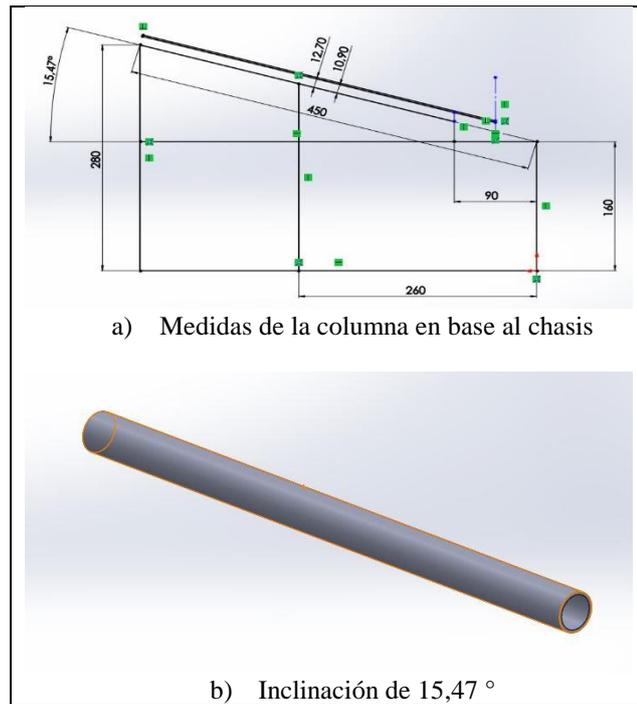


Figura 2.17. Medidas y revolución de la columna

El pivote o brazo pitman se diseñó cortando en su parte inferior al tubo y creando un plano en la parte frontal del mismo para acotar las medidas y proceder a extruirlas medidas a un espesor de 6mm, véase la Figura 2.18.

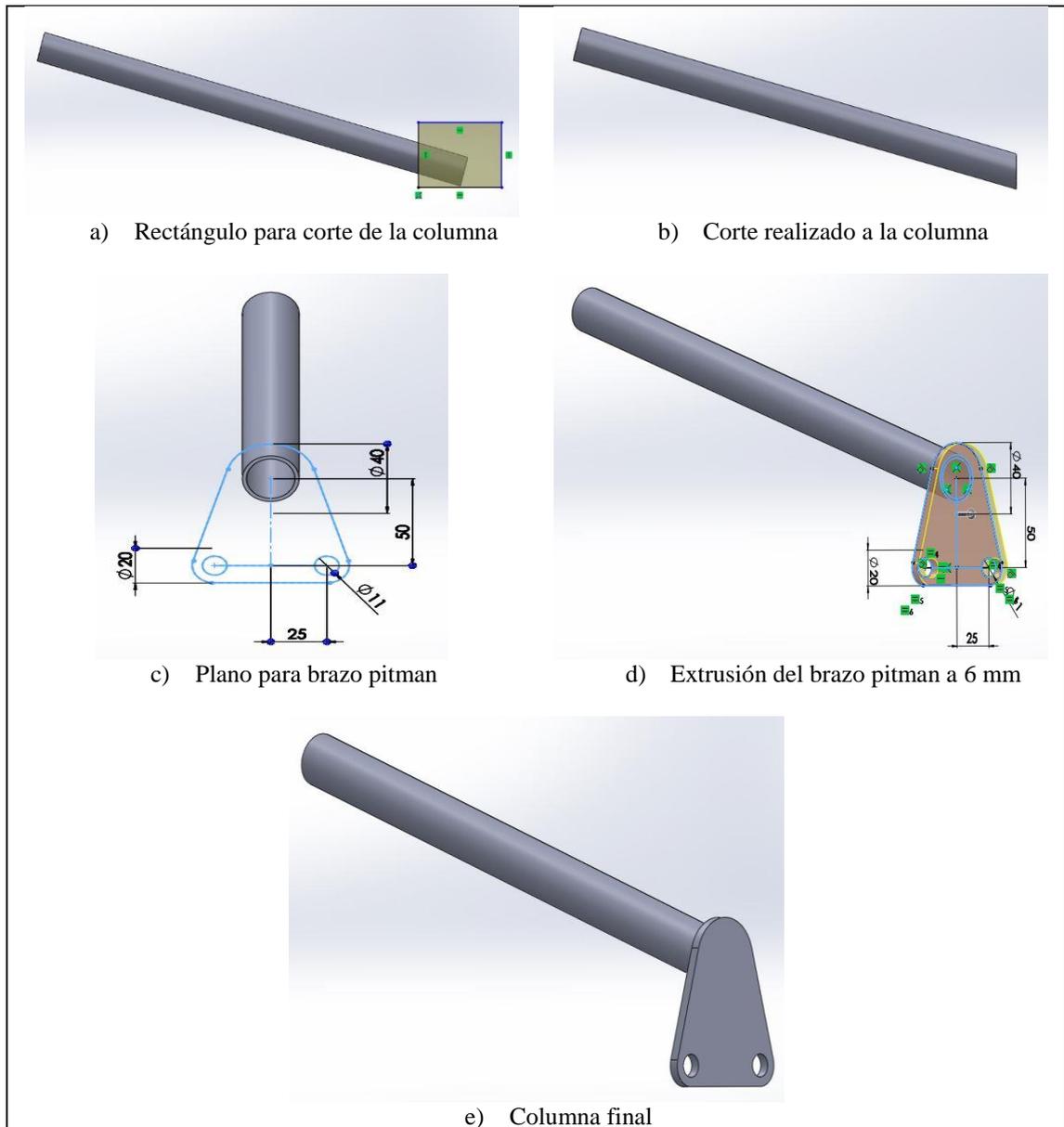


Figura 2.18. Corte, extrusión del brazo pitman

Estas dos piezas están hechas de una aleación de aluminio MF- 6005 T6.

2.3.1.4. Mangueta

La mangueta se diseñó con base en el ángulo de salida, el cual se indica en el apartado (2.1.2.1. *Angulo de salida de este capítulo*); a estas manguetas se articulan las barras de la dirección, por lo que se debe considerar la geometría de Ackermann, definida en el apartado (2.1.2. *Geometría de la dirección de este capítulo*). Esta

mangueta se diseñó a partir de un perfil en “C” (Figura 2.19a), al cual se extruyó y se perforó dos agujeros de 12mm de diámetro, uno en el centro de la placa superior y otro en el centro de la inferior del perfil, como se ve en la Figura 2.19b.

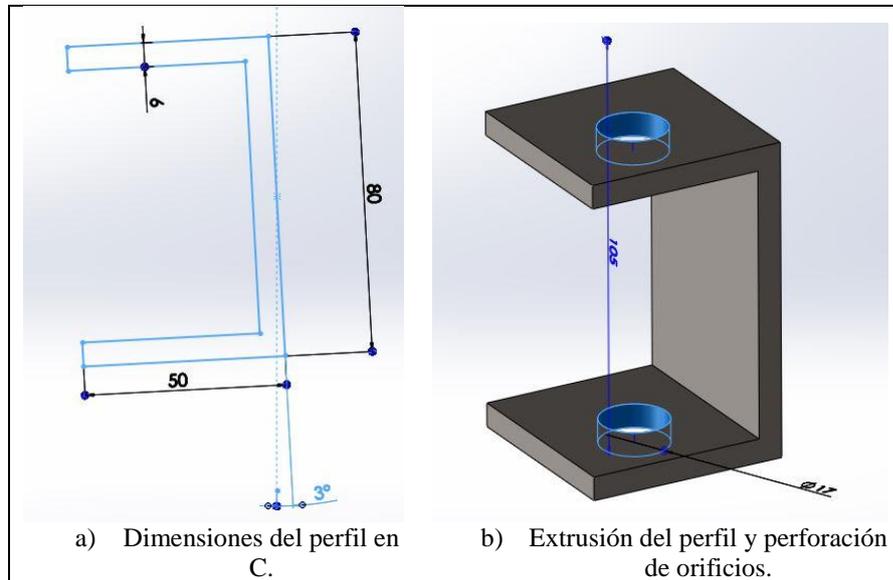
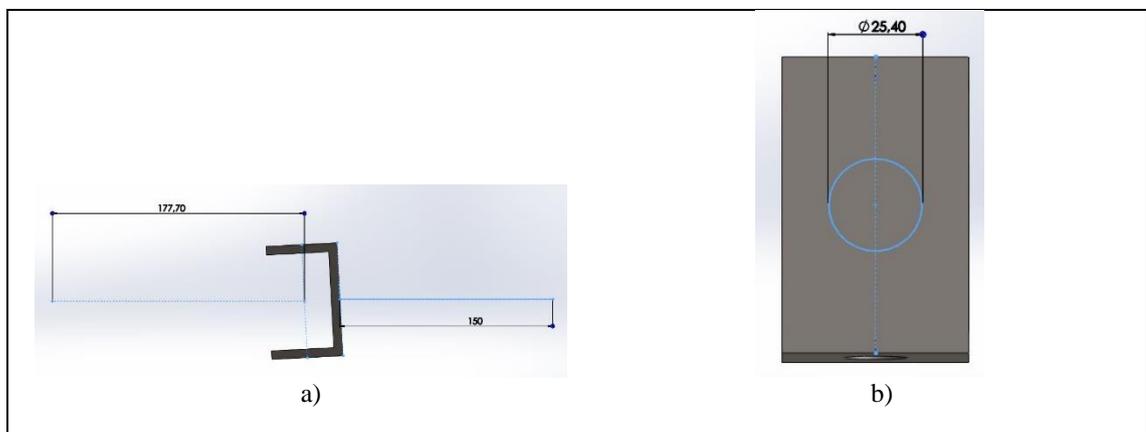


Figura 2.19. Dimensiones del perfil en C y extrusión

Después se realizó un croquis para la longitud del eje y la distancia, desde el centro del chasis hasta el centro de los orificios del perfil (Figura 2.20a), para después realizar la circunferencia de lo que será el eje (Figura 2.20b) y su extrusión, véase la (Figura 2.20c).



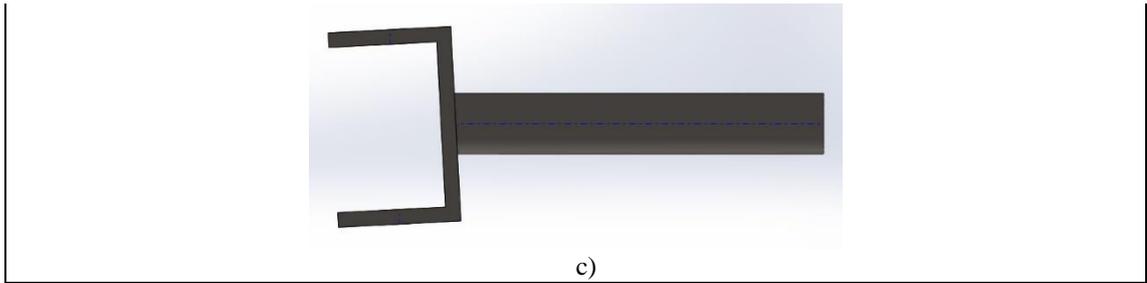
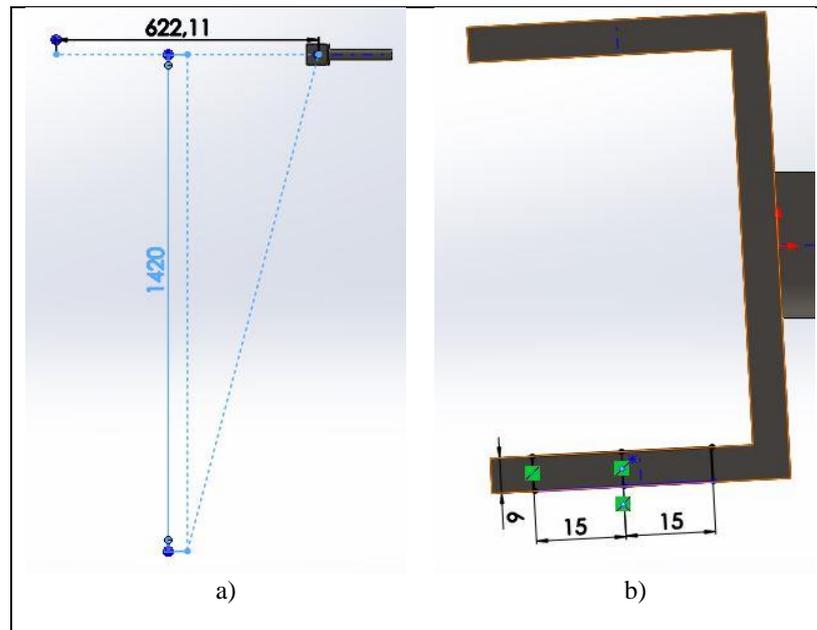


Figura 2.20. Dimensiones del eje de la mangueta

Luego se dibujó el ancho de vía y la distancia entre ejes (Figura 2.21a), posteriormente se trazó las dimensiones para la extrusión del brazo de dirección (Figura 2.21b y c) y se colocó las dimensiones del orificio para el alojamiento del terminal (Figura 2.21d); finalmente se perfeccionó todas las aristas como se indica en la (Figura 2.21e).



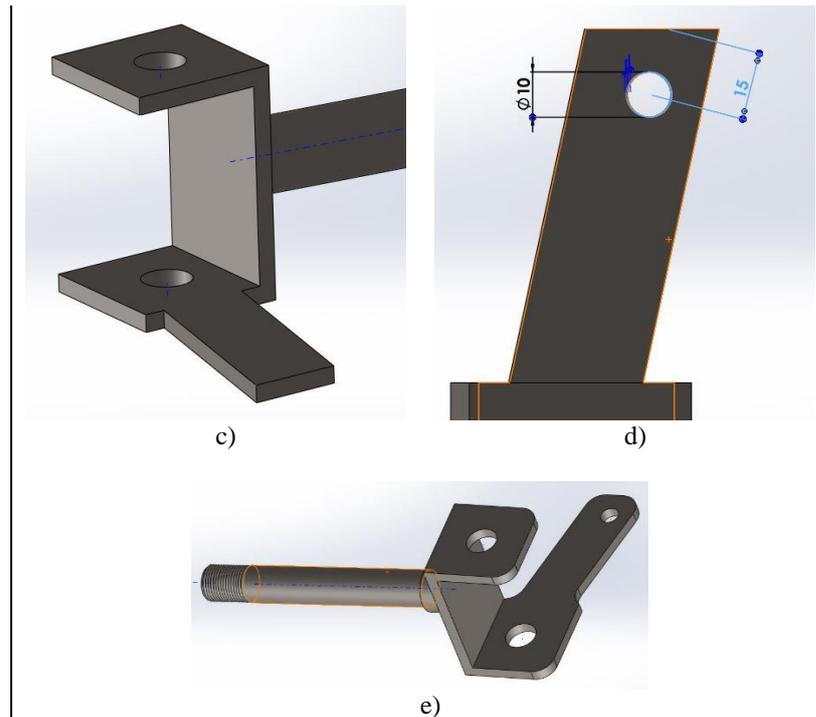


Figura 2.21. Diseño brazo de dirección

Estos elementos serán elaborados de placas de acero ST37 y el eje será de acero al carbón AISI 1018.

2.3.1.5. Barras de dirección

En la Figura 2.22 se indica el diseño de las barras de dirección, esta barra se la diseñó a partir de una barra original de acero galvanizado de 14mm de diámetro, por 205mm de longitud y con roscado interno en los extremos, para el alojamiento del terminal, tomada de un vehículo de cuatro ruedas parecido a una motocicleta.

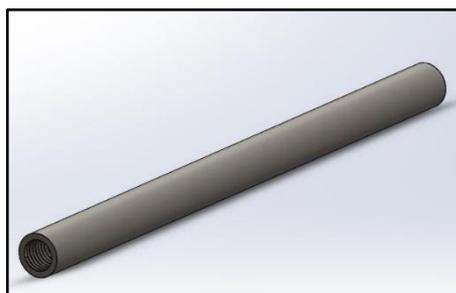


Figura 2.22. Modelado del brazo de dirección

2.3.1.6. Terminales de la dirección

Para su diseño se tomó como base el terminal de dirección de un vehículo de cuatro ruedas, el cual está compuesto de dos partes: una parte móvil que es un perno de cabeza esférica, y una parte fija que sirve de punto de apoyo para la movilidad (Figura 2.23).

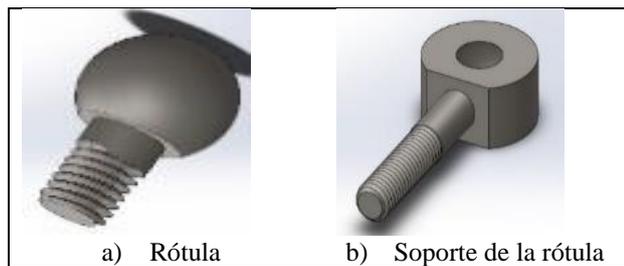


Figura 2.23. Despiece del terminal

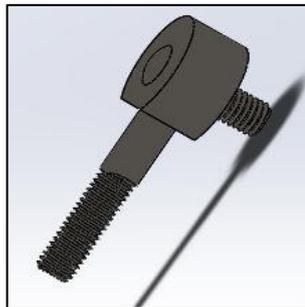


Figura 2.24. Modelado del terminal

2.4. Análisis mediante software CAE

El método de elementos finitos (FEM) es aplicado a la resolución de problemas mecánicos FEM, es un método numérico para resolver ecuaciones diferenciales, con el fin de obtener una solución próxima a la realidad sin tener que desarrollar modelos físicos y someterlos a pruebas; (Szabo & Babuska, 2011).

Para determinar los esfuerzos y deformaciones de los diseños obtenidos anteriormente, se utiliza el software de análisis CAE (Ingeniería Asistida por

Computadora); esto permite encontrar la relación peso resistencia óptima de los diseños y finalmente proponer su construcción.

Una vez obtenidos los modelados del sistema de dirección, que cumplen con los parámetros requeridos, se procede al análisis de los esfuerzos y deformaciones con el objetivo de no excederse con 166.6 MPa del acero y 183.33 MPa del aluminio, de esfuerzo equivalente de Von-Mises.

Los 166.6 MPa del acero, se obtienen de dividir 250 Mpa de la resistencia a la fluencia, para 1.5 que es el factor de seguridad.

Los 183.33 MPa del aluminio, se obtienen de dividir 275Mpa de la resistencia a la fluencia, para 1.5 que es el factor de seguridad.

Para ambos materiales se utiliza un factor de seguridad de 1.5 de la resistencia a la cedencia, y deformaciones no mayores a 0,5mm para evitar variaciones en la dirección.

Para la simulación se analizaron dos casos:

- Caso 1: *Choque*: se aplicará una fuerza lateral de 400N y la reacción que se genera por el peso del vehículo en las ruedas delanteras
- Caso 2: *Volcamiento*: se aplicará una fuerza de 700N; para esta carga se tomó en cuenta lo que establece el (*literal d del Artículo 26. Según el reglamento SEM*), y la reacción que se genera por el peso del vehículo en las ruedas delanteras.

2.4.1. Mangueta

Se colocan las fuerzas que actúan en este elemento, como son la reacción que actúa en la rueda y la fuerza que se genera en cada uno de los casos. Para encontrar las reacciones que se generan en las ruedas del vehículo, se realizó un análisis teórico en un DCL (Diagrama de Cuerpo Libre) del vehículo, como se indica en la Figura 2.25.

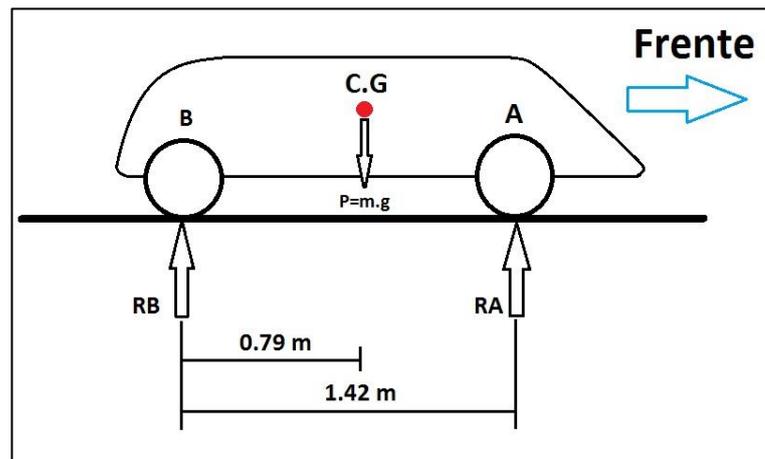


Figura 2.25. Reacción de fuerzas en las ruedas

- $m_{vehículo} = 57 \text{ Kg}$
- $m_{piloto} = 57 \text{ Kg}$
- $m_{total} = m_{vehículo} + m_{piloto} = 112 \text{ Kg}$
- $g = 9.81 \text{ m/s}^2$
- $P = m_{total} \cdot g = (112 \text{ Kg}) \cdot (9.81 \text{ m/s}^2)$

$$P = 1098.72 \text{ N}$$

$$+\sum M_B = 0$$

$$-R_A(1.42\text{m}) + 1098.72 \text{ N}(0.79\text{m}) = 0$$

Ecuación 3

$$R_A = \frac{867.99 \text{ N} \cdot \text{m}}{1.42 \text{ m}}$$

$$R_A = 611.26 \text{ N} \rightarrow \div 2 = 305.63 \text{ N} \rightarrow \text{Reacción en cada rueda}$$

$$\uparrow + \sum F_Y = 0$$

$$R_B - 1098.72 \text{ N} + 611.26 \text{ N} = 0$$

Ecuación 4

$$R_B = 487.46 \text{ N}$$

Pre proceso:

La siguiente tabla presenta las propiedades de la malla de la mangueta delantera:

Tabla 2.2. Propiedades de la malla de la mangueta de la dirección

Propiedades	
Material:	Acero ASTM A36
Volumen:	$1,09443 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
Masa:	0.859129 kg
Nodos:	94156
Elementos:	60291

A continuación se colocan las direcciones y magnitudes de las cargas que actúan en la mangueta:

- **Caso 1:**

$$\text{Reacción en llanta} = 305,63 \text{ N} \quad \text{Carga lateral} = 400 \text{ N}$$

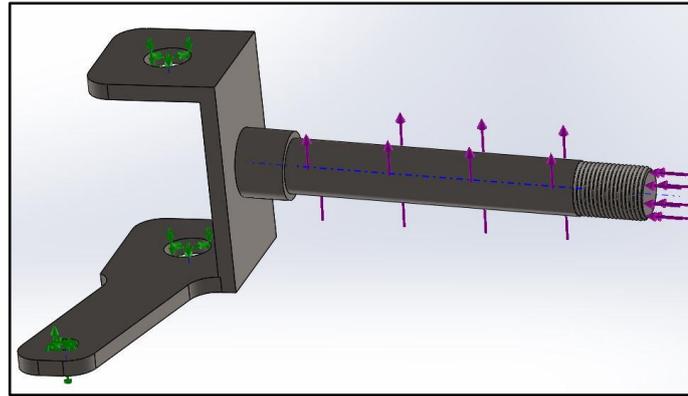


Figura 2.26. Aplicación de las cargas sobre la mangueta

En la Figura 2.27 se muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas, donde el máximo esfuerzo es 63,89 MPa, ubicado en el eje y placa lateral soldada.

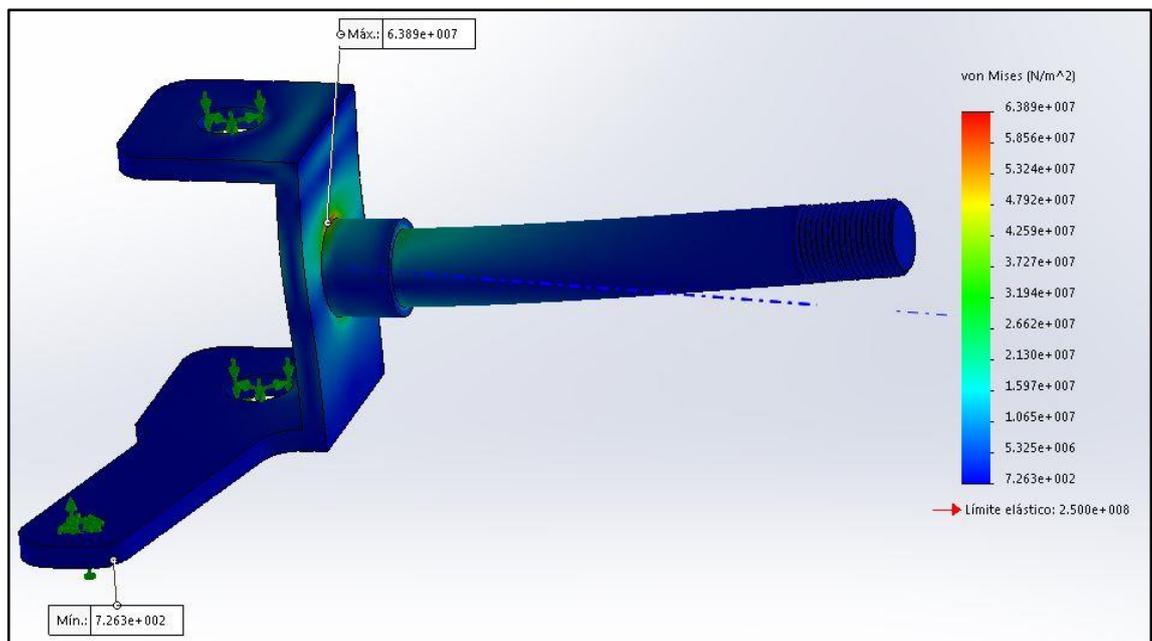


Figura 2.27. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la mangueta caso 1

En la Figura 2.28 se indica la deformación total frente a las cargas aplicadas, con una deformación máxima de 0.1081 mm en el extremo roscado de la mordaza.

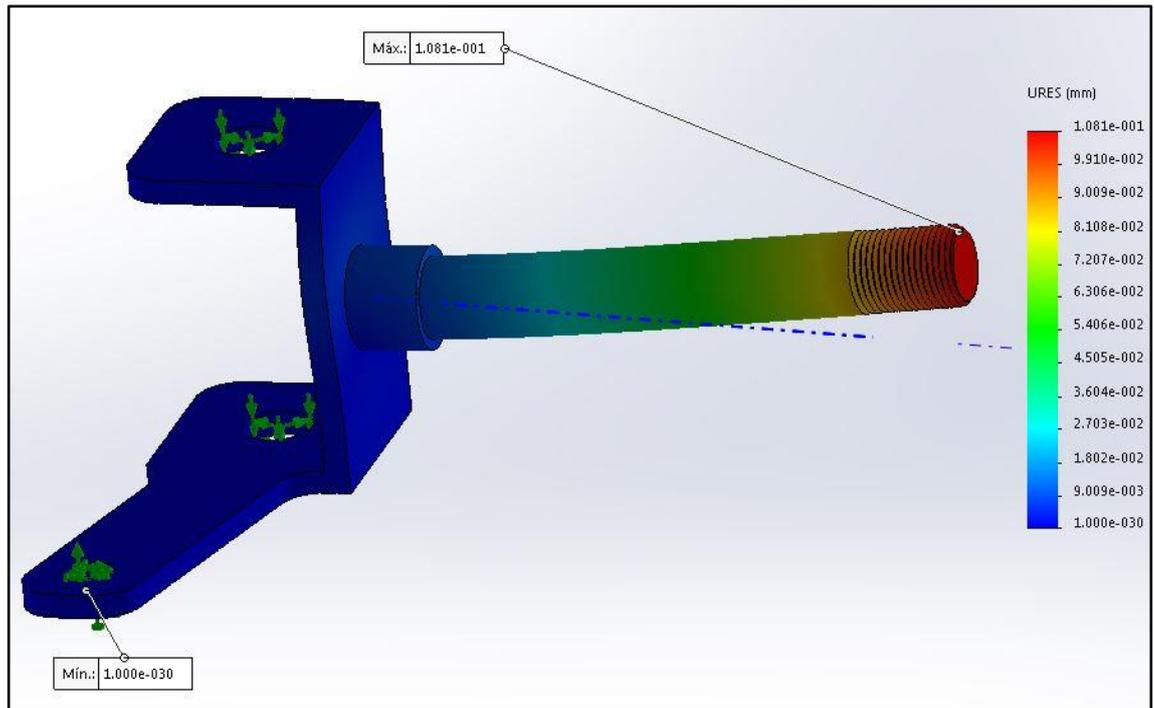


Figura 2.28. Deformaciones mangueta caso 1

- **Caso 2:**

Se aplicara una carga lateral de 700 N, véase la Figura 2.26.

En la Figura 2.29 se muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas, donde el máximo esfuerzo es 67,88 MPa, ubicado en el eje y placa lateral soldada.

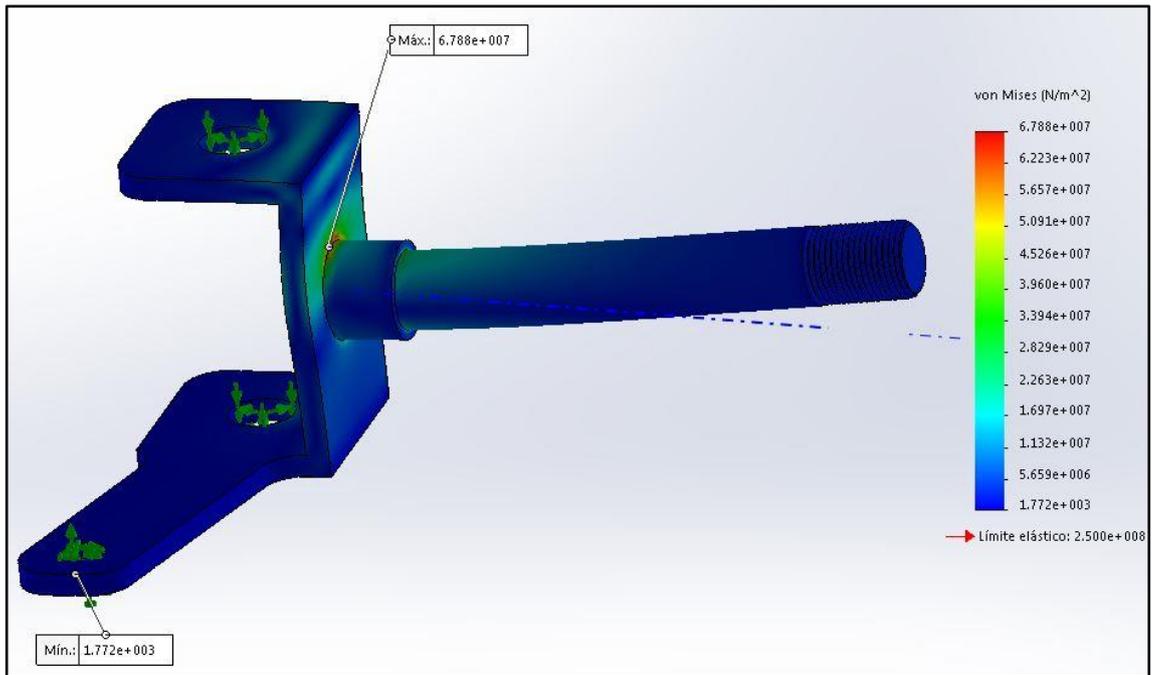


Figura 2.29. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la mangueta caso 2

En la Figura 2.30 se indica la deformación total frente a las cargas aplicadas, con una deformación máxima de 0.1086 mm en el extremo roscado de la mordaza.

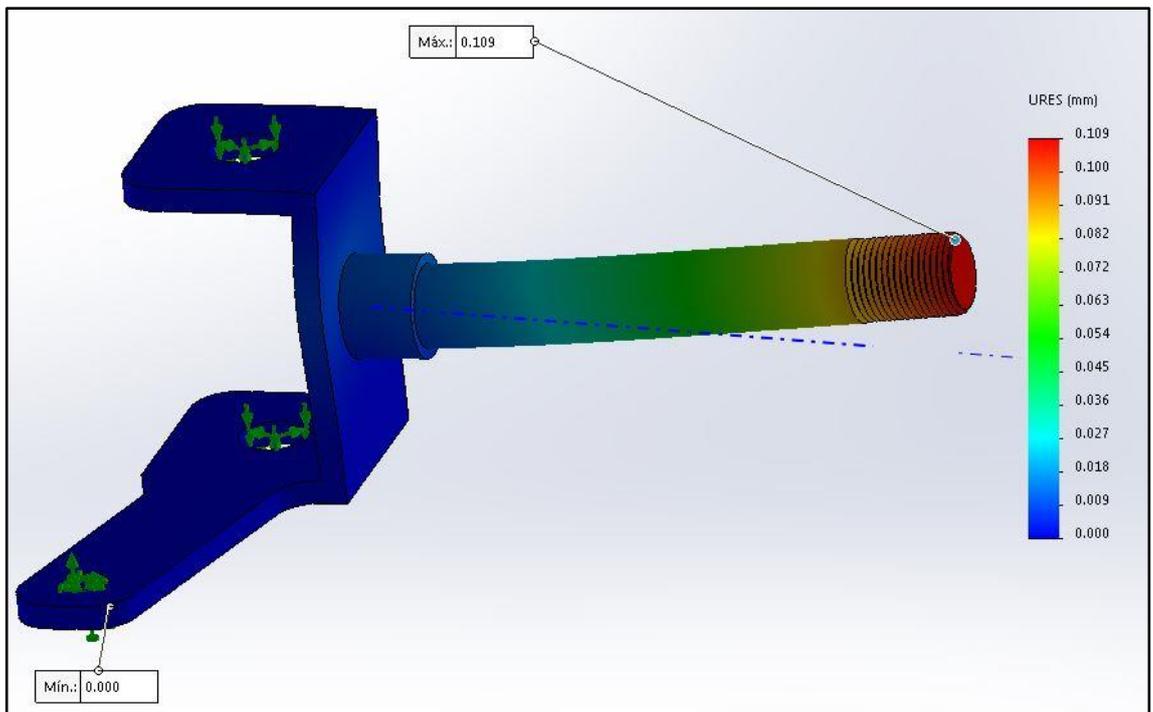


Figura 2.30. Deformaciones mangueta caso 2

Análisis de resultados

Para determinar la convergencia de los resultados, se verificó que no exista una variación mayor al 5% en los resultados al aumentar el número de elementos finitos y así dar validez a la simulación.

La mangueta presenta los siguientes resultados frente a las cargas aplicadas:

- Caso 1:

El valor del esfuerzo de Von-Mises es de 67,88 MPa, valor que no supera el límite de fluencia de 250 MPa, y cumple con la propuesta de no exceder los 166.6 MPa de esfuerzos en el cuerpo de la mangueta

La deformación máxima es de 0.1081 mm en el extremo roscado de la mordaza, cumple con lo establecido como antecedente, deformación no mayor a 0.5 mm.

- Caso 2:

El valor del esfuerzo de Von-Mises es de 63,89 MPa, valor que no supera el límite de fluencia de 250 MPa, y cumple con la propuesta de no exceder los 166.6 MPa de esfuerzos en el cuerpo de la mangueta

La deformación máxima es de 0.1086 mm en el extremo roscado de la mordaza, cumple con lo establecido como antecedente, deformación no mayor a 0.5 mm.

2.4.2. Barra de dirección

En este análisis se aplicará cargas longitudinales dependiendo del caso de estudio antes mencionado.

Pre proceso:

La siguiente tabla presenta las propiedades de la malla de la barra de dirección:

Tabla 2.3. Propiedades de la malla de la barra de dirección

Propiedades	
Material:	Acero ASTM A36
Volumen:	$2.02979 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
Masa:	0.159339 Kg
Nodos:	131328
Elementos:	78312

A continuación se colocan las magnitudes de las cargas que actúan en la barra de dirección:

- Caso 1:

Carga lateral = 400 N

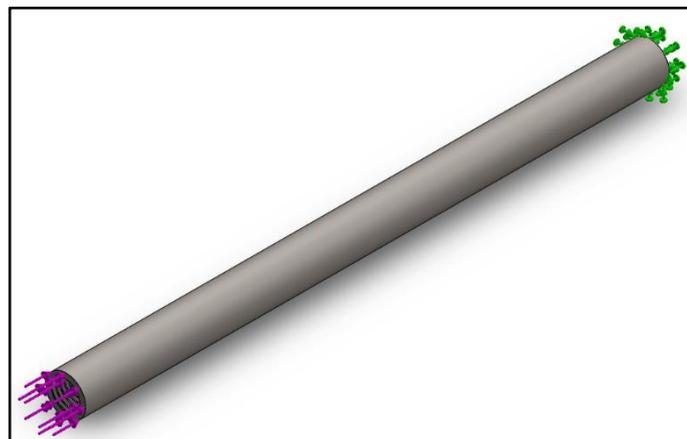


Figura 2.31. Aplicación de las cargas sobre la barra de dirección

En la Figura 2.32 se muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas, donde el máximo esfuerzo es 26,41 MPa, ubicado en el extremo de la barra.

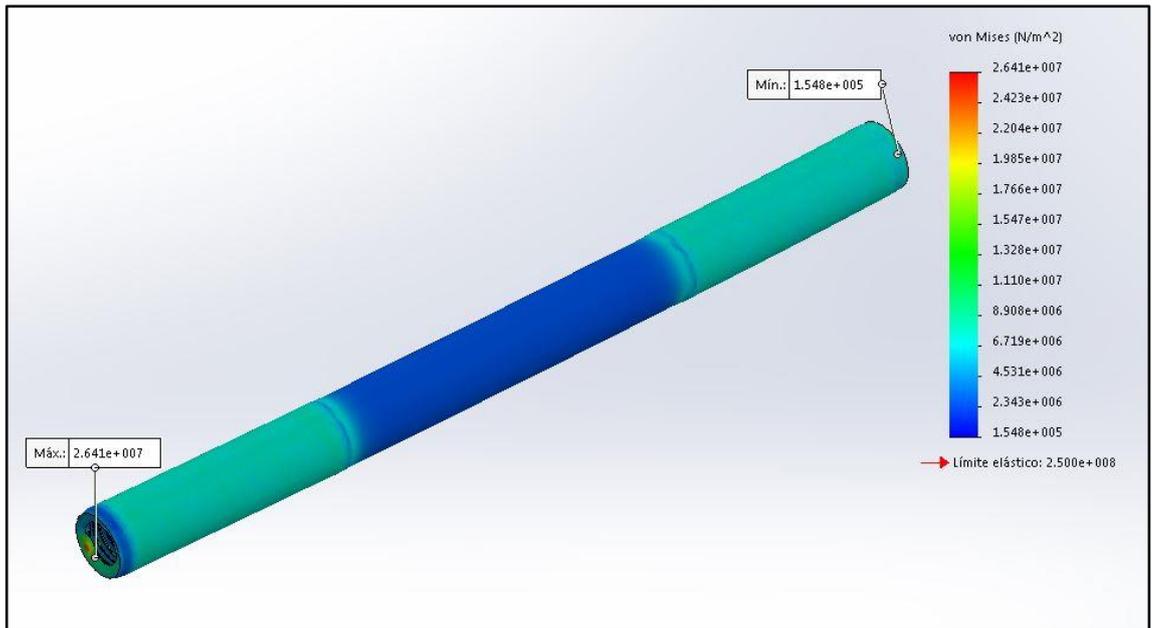


Figura 2.32. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la barra de dirección caso 1

En la Figura 2.33 se indica la deformación total frente a las cargas aplicadas, con una deformación máxima de 0.0071626 mm en el extremo roscado de la barra.

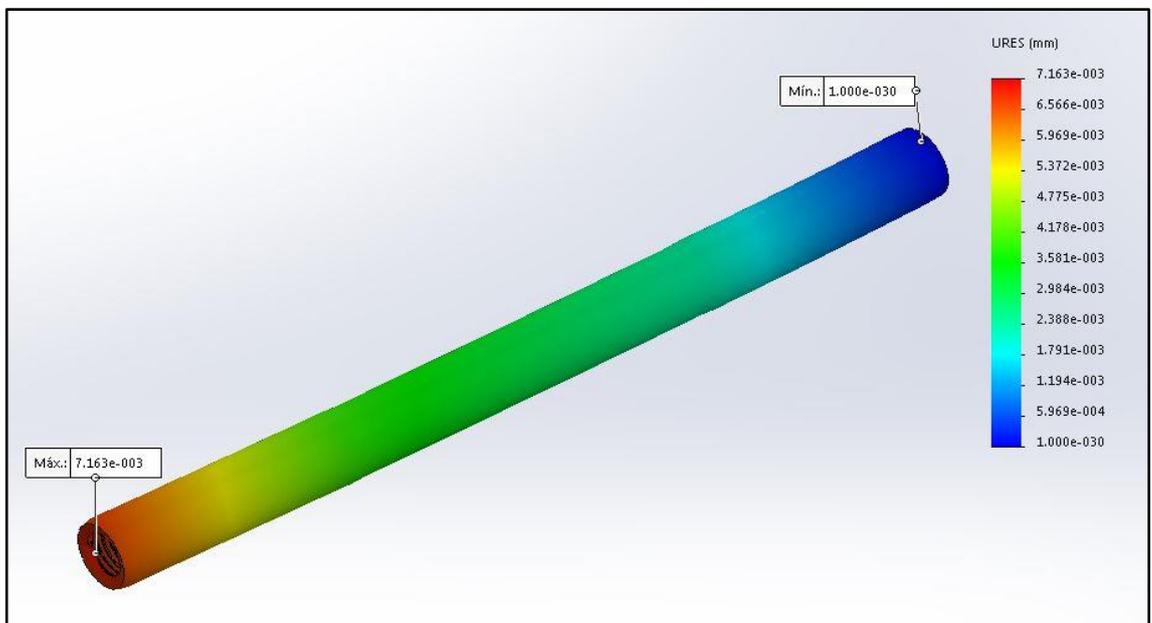


Figura 2.33. Deformaciones barra de dirección caso 1

- **Caso 2:**

Se aplicara una carga lateral de 700 N, véase la Figura 2.31.

En la Figura 2.34Figura 2.27 se muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas, donde el máximo esfuerzo es 50,29 MPa, ubicado en el eje y placa lateral soldada.

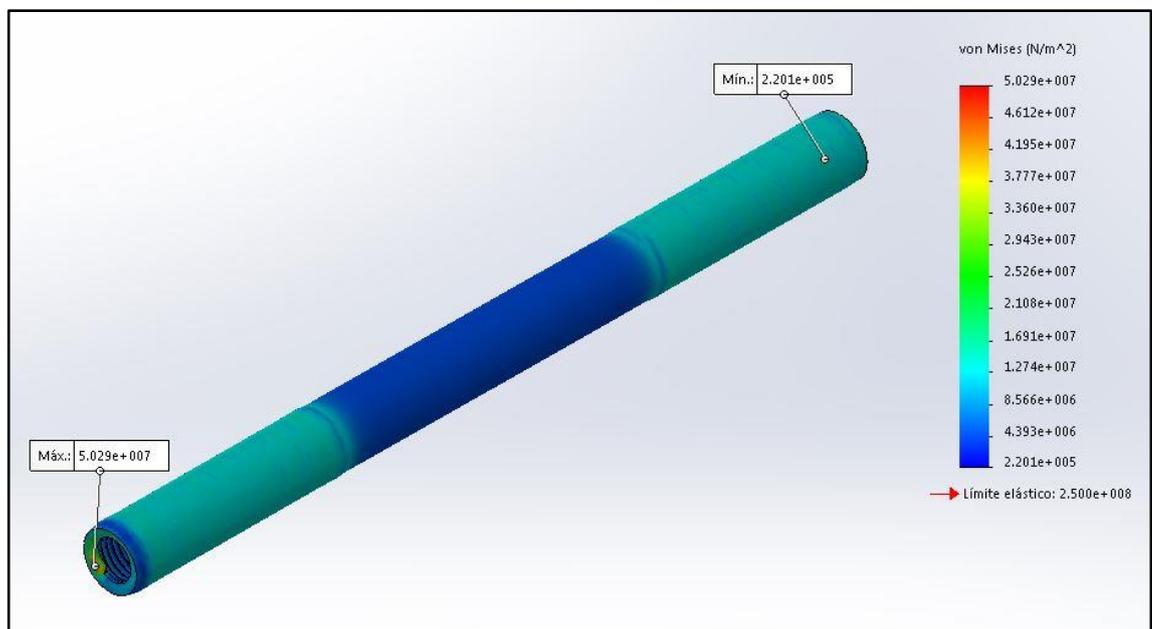


Figura 2.34. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la barra de dirección caso 2

En la Figura 2.35 se indica la deformación total frente a las cargas aplicadas, con una deformación máxima de 0.0111333 mm en el extremo roscado de la mordaza.

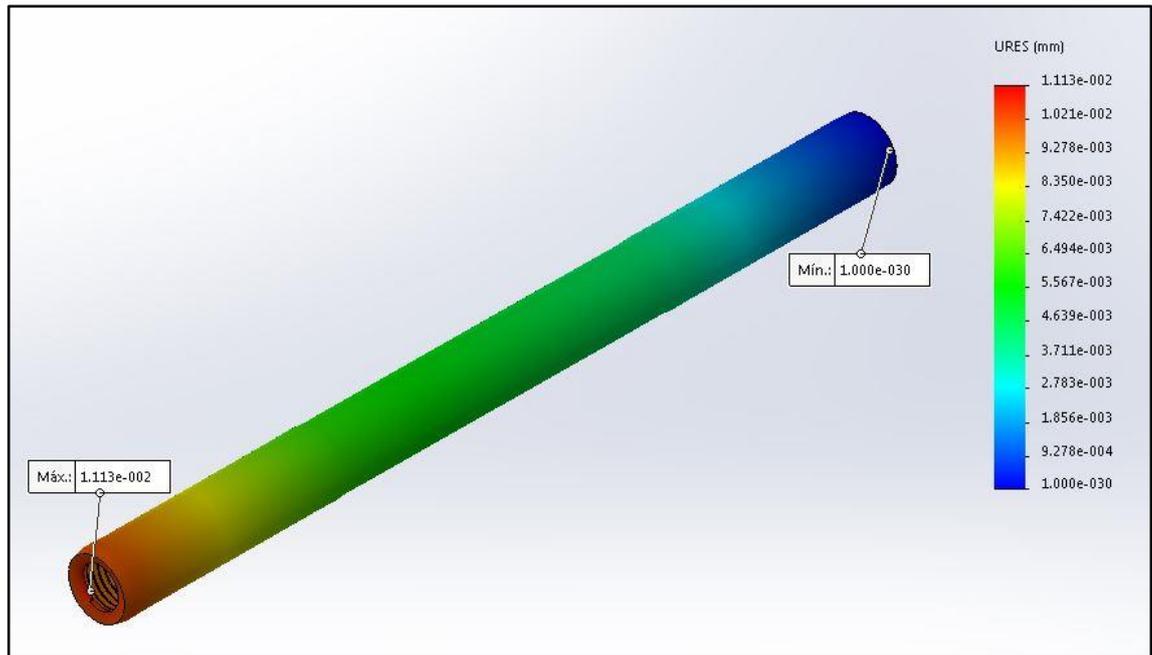


Figura 2.35. Deformaciones barra de dirección caso 2

Análisis de resultados

Para determinar la convergencia de los resultados, se verificó que no exista una variación mayor al 5% en los resultados al aumentar el número de elementos finitos y así dar validez a la simulación.

La mangueta presenta los siguientes resultados frente a las cargas aplicadas:

- Caso 1:

El valor del esfuerzo de Von-Mises es de 26,41 MPa, valor que no supera el límite de fluencia de 250 MPa, y cumple con la propuesta de no exceder los 166.6 MPa de esfuerzos en el cuerpo de la mangueta

La deformación máxima es de 0.0071626 mm en el extremo roscado de la mordaza, cumple con lo establecido como antecedente, deformación no mayor a 0.5 mm.

- Caso 2:

El valor del esfuerzo de Von-Mises es de 50,29 MPa, valor que no supera el límite de fluencia de 250 MPa, y cumple con la propuesta de no exceder los 166.6 MPa de esfuerzos en el cuerpo de la mangueta

La deformación máxima es de 0.0111333 mm en el extremo roscado de la mordaza, cumple con lo establecido como antecedente, deformación no mayor a 0.5 mm.

2.4.3. Columna de dirección

En este análisis se colocan las cargas en uno de los soportes de los terminales para su estudio.

Pre proceso:

La siguiente tabla presenta las propiedades de la malla de la columna de dirección:

Tabla 2.4. Propiedades de la malla de la columna de dirección

Propiedades	
Material:	Aluminio 6061-T6
Volumen:	$7.10207 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
Masa:	0.1917557 Kg
Nodos:	70521
Elementos:	37679

A continuación se colocan las magnitudes de las cargas que actúan en la barra de dirección:

- Caso 1:

Carga lateral = 400 N

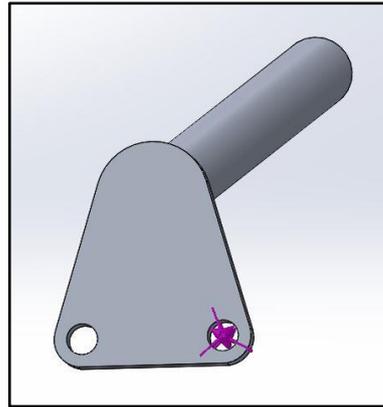


Figura 2.36. Aplicación de la carga sobre la columna de dirección

En la Figura 2.37 se muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas, donde el máximo esfuerzo es 5.27 MPa, ubicado en el extremo de la barra.

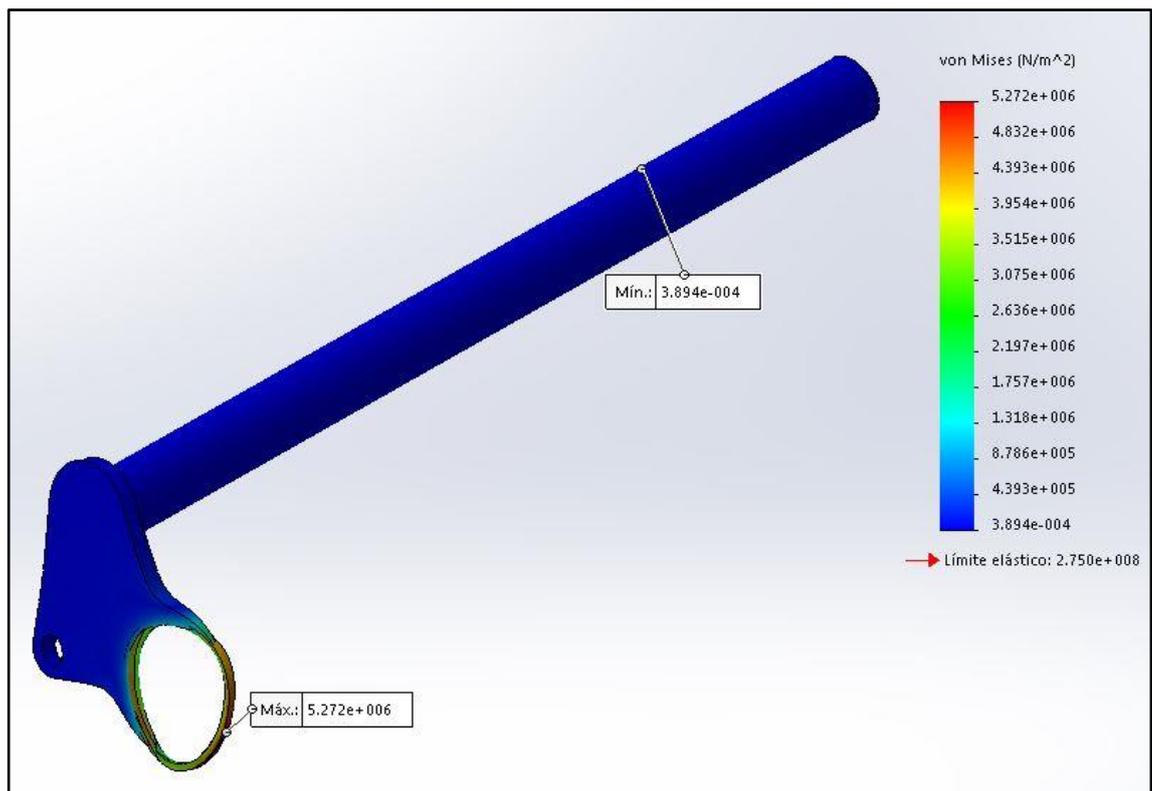


Figura 2.37. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la columna de dirección caso 1

En la Figura 2.38 se indica la deformación total frente a las cargas aplicadas, con una deformación máxima de 0.000500592 mm en el extremo roscado de la barra.

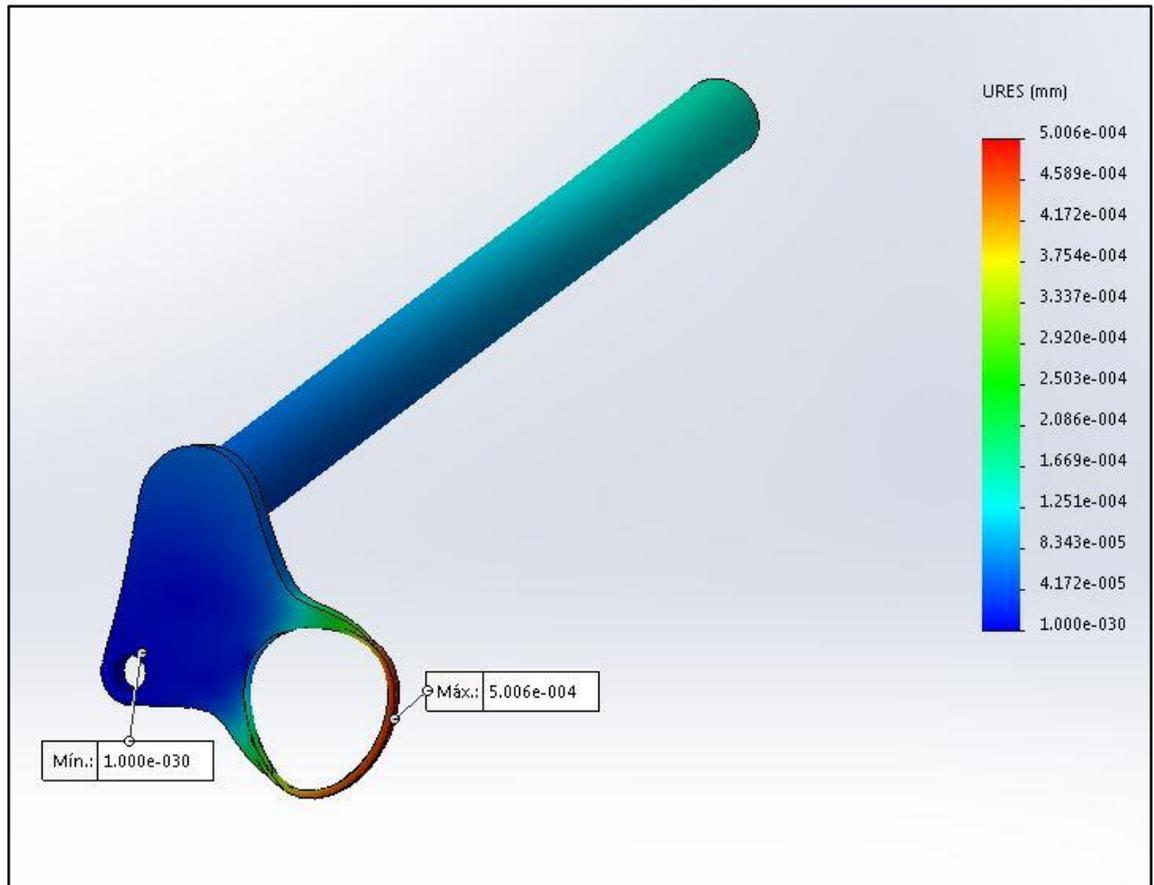


Figura 2.38. Deformaciones de la columna de dirección caso 1

- **Caso 2:**

Se aplicará una carga lateral de 700 N, véase la Figura 2.36.

En la Figura 2.39 se muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas, donde el máximo esfuerzo es 9,23 MPa, ubicado en el eje y placa lateral soldada.

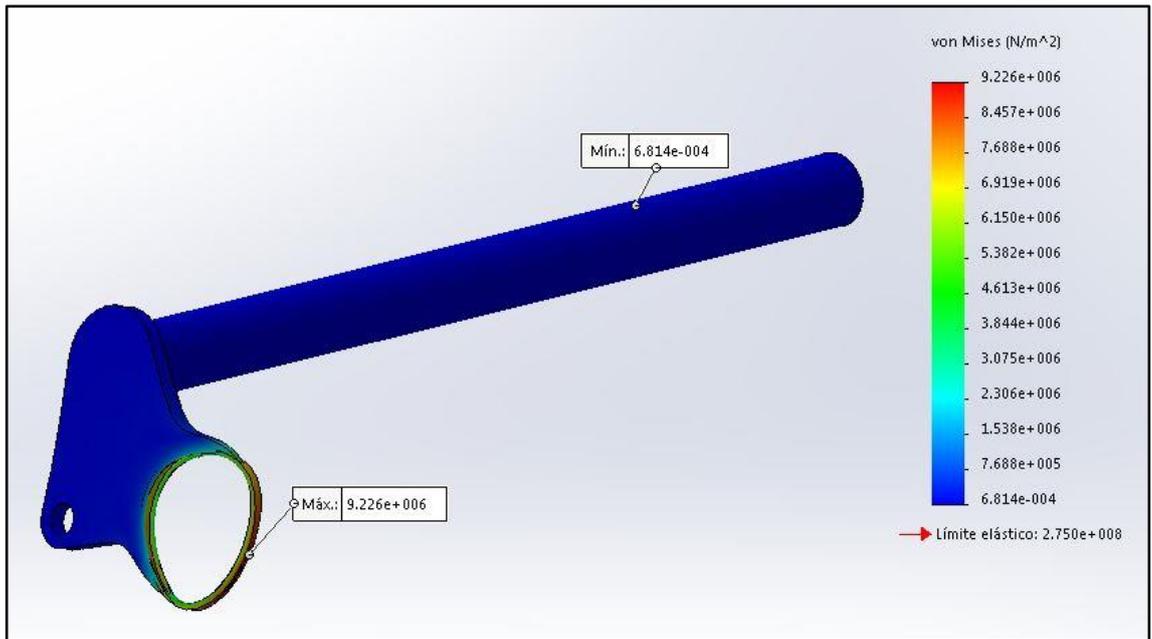


Figura 2.39. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la columna de dirección caso 2

En la Figura 2.40 se indica la deformación total frente a las cargas aplicadas, con una deformación máxima de 0.000876036 mm en el extremo roscado de la mordaza.

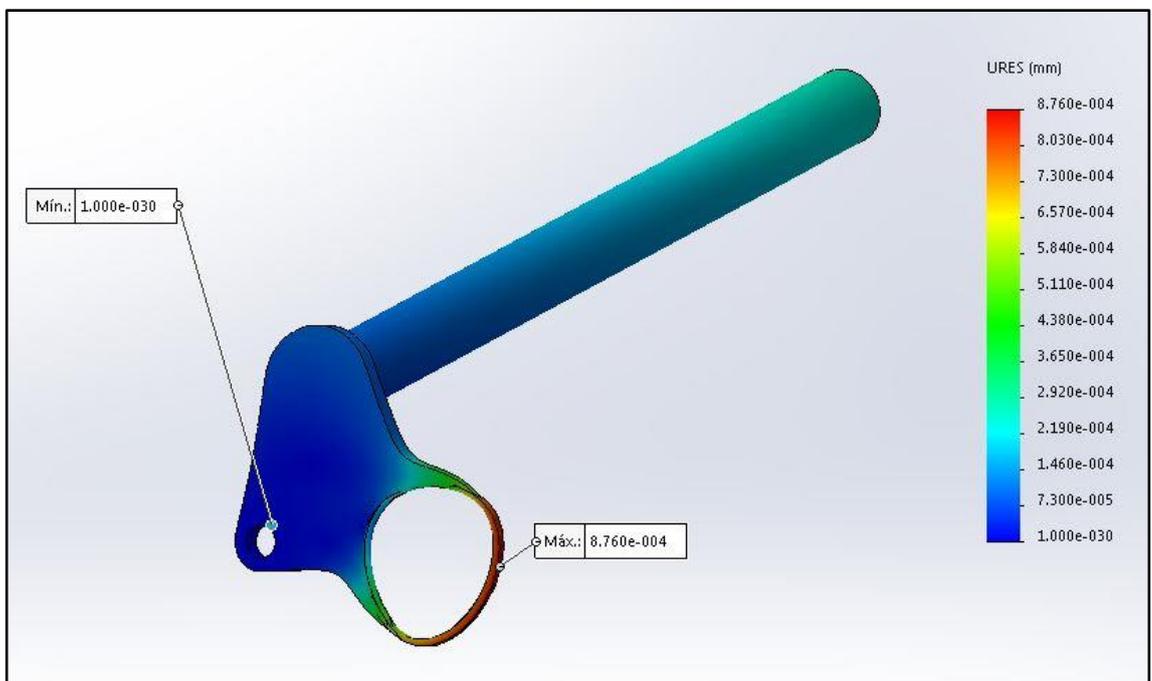


Figura 2.40. Deformaciones de la columna de dirección caso 2

Análisis de resultados

Para determinar la convergencia de los resultados, se verificó que no exista una variación mayor al 5% en los resultados al aumentar el número de elementos finitos y así dar validez a la simulación.

La mangueta presenta los siguientes resultados frente a las cargas aplicadas:

- Caso 1:

El valor del esfuerzo de Von-Mises es de 5.27 MPa, valor que no supera el límite de fluencia de 275 MPa, y cumple con la propuesta de no exceder los 183,33 MPa de esfuerzos en el cuerpo de la mangueta

La deformación máxima es de 0.000500592 mm en el extremo roscado de la mordaza, cumple con lo establecido como antecedente, deformación no mayor a 0.5 mm.

- Caso 2:

El valor del esfuerzo de Von-Mises es de 9,23 MPa, valor que no supera el límite de fluencia de 275 MPa, y cumple con la propuesta de no exceder los 183,33 MPa de esfuerzos en el cuerpo de la mangueta

La deformación máxima es de 0.000876036 mm en el extremo roscado de la mordaza, cumple con lo establecido como antecedente, deformación no mayor a 0.5 mm.

2.5. Optimización de las masas de los elementos del sistema de dirección

Con base en los resultados de las simulaciones obtenidas anteriormente, se presenta el rediseño de los elementos que conforman el sistema de dirección, con el objetivo de reducir las masas de cada uno de estos elementos.

A continuación se muestra una tabla con los diferentes parámetros de reducción de masa de cada elemento.

Tabla 2.5. Parámetros de elementos optimizados

Elementos	Caso	Material	Volumen (m ³)	Masa (Kg)	Tensiones (MPa)	Deformaciones (mm)
Mangueta	1	Acero ASTM A36	8,08 x10 ⁻⁵	0,63	26,69	0,033
	2				38,10	0,034
Barra de dirección	1		1,49 x10 ⁻⁵	0,12	39,27	0,011
	2				68,73	0,02
Columna de dirección	1	Aluminio 6061-T6	6,28 x10 ⁻⁵	0,17	5,32	5,24 x10 ⁻⁴
	2				9,31	9,17 x10 ⁻⁴

En la Tabla 2.5. Parámetros de elementos optimizados se muestra cuanto peso se redujo después de la optimización en el software.

Tabla 2.6. Diferencia entre masas de los elementos optimizados vs normales

Diferencias entre masas (Kg)				
Elementos	Mangueta	Barra de dirección	Columna de dirección	Porcentaje (%)
Normal	0.86	0.16	0.19	100
Optimizados	0,63	0,12	0,17	76.03
Diferencia	0,23	0,04	0,02	-
Masa total	0,29			23.97

El peso se redujo hasta un 23,97 % (0,29 Kg), el cual nos ayuda para que el vehículo tenga una mejor eficiencia en la competencia.

En las siguientes figuras se mostrara la optimización de cada uno de los elementos.

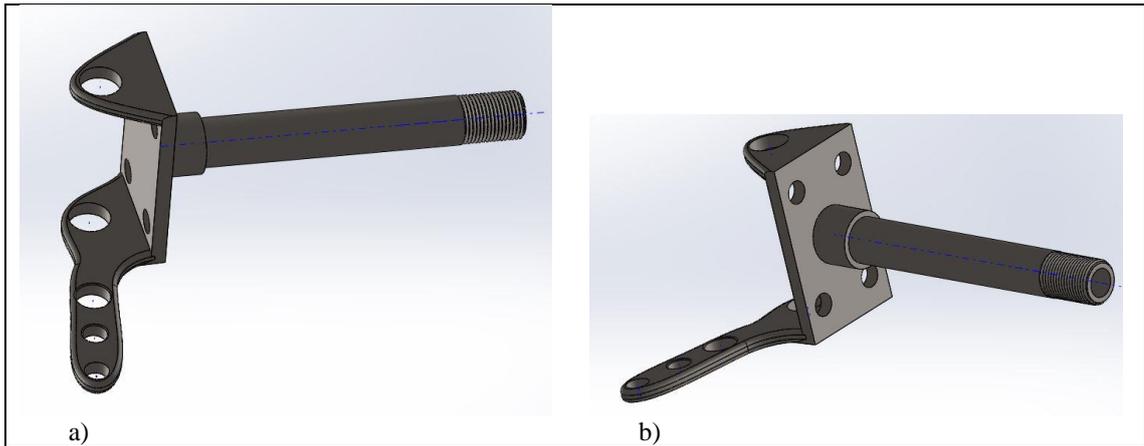


Figura 2.41. Mangueta optimizada

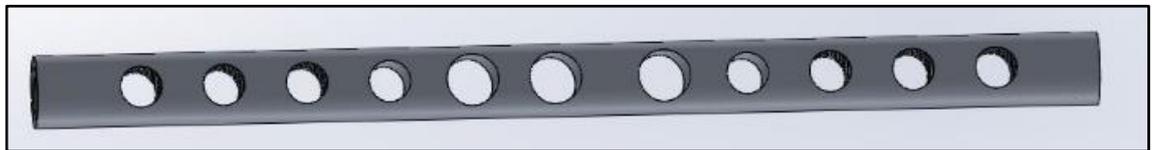


Figura 2.42. Barra de dirección optimizada

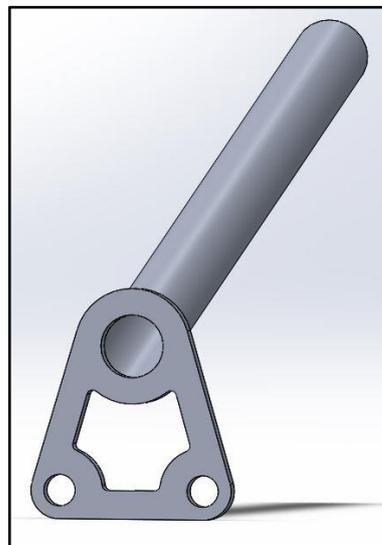


Figura 2.43. Columna de dirección optimizada

Los análisis de optimización que se realizaron a cada elemento, se los hizo con el propósito de mejorar el diseño y aportar ideas para futuras competencias. Al conocer que los esfuerzos no llegan al límite elástico, se empezó con la optimización utilizando una balanza electrónica para comparar pesos, posteriormente reducir masa y finalmente equilibrar los pesos de los elementos (dos manguetas). Esta

optimización esta descrita en el apartado (3.4. *Optimización de elementos del Capítulo III*).

CAPÍTULO III

CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

3.1. Introducción

En este capítulo se indica, paso a paso, la manufactura del sistema de dirección, desde la selección del material y la adquisición del mismo, hasta el proceso de preparación, maquinado de las piezas y ensamblado final de cada elemento.

3.2. Selección del material

Se seleccionó el material más liviano posible, y de mayor facilidad de adquisición y construcción. En la Tabla 3.1 se observará el listado detallado del material seleccionado.

Tabla 3.1. Materiales seleccionados

MATERIAL	USO
Aluminio 6005	Timón de mando.
Aluminio 6005	Columna de dirección.
Aluminio 6005	Pivote triangular.
Acero galvanizado	Barras de dirección.
Grilón	Soporte de columna de dirección.
Acero ST37	Manguetas.
Acero de transmisión	Eje de ruedas.
Aluminio	Manzanas de ruedas.
Titanio	Radios de aros
Aluminio	Aros
Titanio	Pernos de manzanas

Todos estos materiales fueron seleccionados en el proceso de diseño, donde se buscó reducir al máximo, el peso total del vehículo.

3.3. Adquisición del material y construcción

3.3.1. Costos de adquisición

En la Tabla 3.2, se observa el precio de los elementos que conforma el sistema de dirección. Para obtener los precios más económicos se realizó un estudio de proveedores pertenecientes a la ciudad de Cuenca, para llevar a cabo la compra de los elementos necesarios para la construcción del sistema de dirección.

Tabla 3.2. Costos de elementos para el sistema de dirección

Cant	Descripción	V. Unit	V. Total
4	Ejes acero de transmisión de 7/8" x 14 cm para construcción de mordaza	\$ 4,00	\$ 16,00
1	Plancha de acero ST 37 para construcción de mordaza 6x57x1mtr	\$ 50,00	\$ 50,00
2	Grilón de diámetro 120mm x 80mm	\$ 20,00	\$ 40,00
2	Barras y terminales de dirección de una moto de cuatro ruedas	\$ 12,00	\$ 24,00
		Total	\$ 130,00

3.3.2. Costos de construcción

En la Tabla 3.3, se observa el costo de la preparación de cada parte que conforma el sistema de dirección para su previa construcción, ya que fue necesario usar métodos de corte y de soldado que no se disponían en el taller de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad del Azuay.

Para obtener el mejor acabado y presentación de los elementos, se llevó a cabo un estudio de los mejores soldadores de la ciudad de Cuenca, ya que se necesitaba a personal experimentado en suelda TIG para el aluminio y MIG para los aceros.

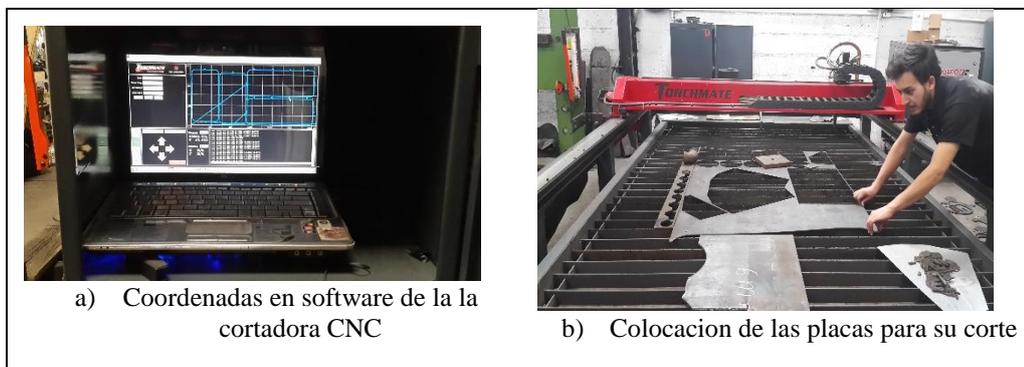
Tabla 3.3. Costo de la construcción del sistema de dirección

Cant	Descripción	V. Unit	V. Total
4	Corte de plancha de 6mm de acero agujeros y suelda para la construcción de un chasis de manguetas para dirección	\$ 22,40	\$ 89,60
2	Corte de plancha de 6mm de aluminio agujeros y suelda de tubería aluminio para la construcción de Columba de dirección	\$ 28,00	\$ 56,00
2	Corte de tubería y suelda de aluminio para la construcción de volante de aluminio	\$22,40	\$ 44,80
2	Maquinados de soporte de columna de dirección	\$ 100,00	\$ 200,00
		Total	\$ 390,40

3.4. Construcción

3.4.1. Corte y preparación del material

En el Anexo A se observan los planos detallados de cada elemento que conforma el sistema de dirección. Partiendo de los planos como guía, se realizaron los cortes de las placas para la fabricación de las manguetas y del pivote, o brazo Pitman, que va unido a la columna de dirección; este corte se realizó por medio de una cortadora CNC de plasma, en la cual se programaron los valores en los ejes x y y partiendo de un punto "0" se empezó a recortar cada elemento. Los tubos y los ejes de las manguetas se cortaron con ayuda de una hoja de sierra de diente grueso y se refrentó a la medida que se indica en los planos. Las inclinaciones de los ángulos tanto del tubo de la columna, como de los ejes de las manguetas que fueron 15 y 3 grados respectivamente; se lo obtuvo en una fresadora de cabezal graduable, para posteriormente realizar las uniones respectivas. En la Figura 3.1, se indican el proceso del corte y la preparación de cada pieza.



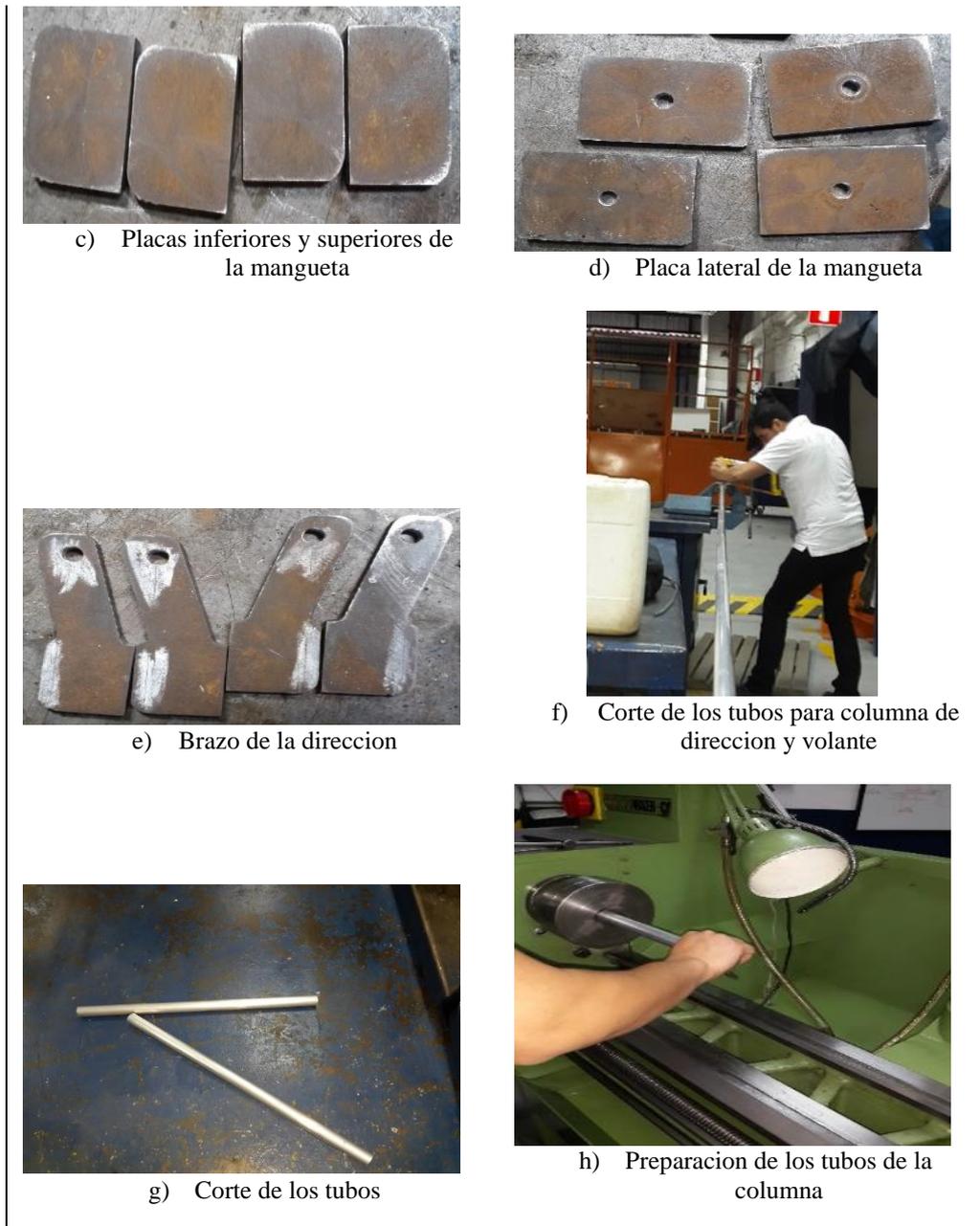


Figura 3.1. Corte y preparación de las placas, tubos y ejes

3.4.2. Construcción de las manguetas

El proceso de construcción de estas manguetas se realizó luego de culminar la construcción del chasis, ya que esta parte del sistema de dirección dependió estrictamente del ángulo de avance que tienen los tubos de sujeción de las manguetas, el cual se obtiene en el proceso de manufactura del bastidor o chasis.

Una vez finalizado el corte de las placas, se procedió a realizar un agujero de 8mm en la parte central de la placa lateral; luego se torneó el eje a las medidas indicadas en el plano del Anexo A 6, y se le realizó un roscado en el extremo para la sujeción de la manzana por medio de una tuerca.

Para la unión de todo el conjunto, primero se taladró un orificio de 8mm al eje para poder centrarlo con respecto a la placa lateral por medio de un perno; luego se dio unos puntos de suelda para fijar y poder realizar el cordón de suelda. A las placas superior e inferior se las unió por medio de un separador que se maquinó y refrentó a la medida de 68mm, y posteriormente apretar con un perno y así poder soldar estas tres piezas. La unión de las piezas se realizó con soldadora MIG y aporte de material (suelda ER70S-6 de diámetro 1.2mm equivalente al electrodo E7018). En la Figura 3.2, se indica el proceso de unión de cada pieza.



a) Orificio central en placa lateral de la mangueta



b) Maquinado del eje de la mangueta



c) Eje maquinado



d) Verificación del alojamiento para la manzana

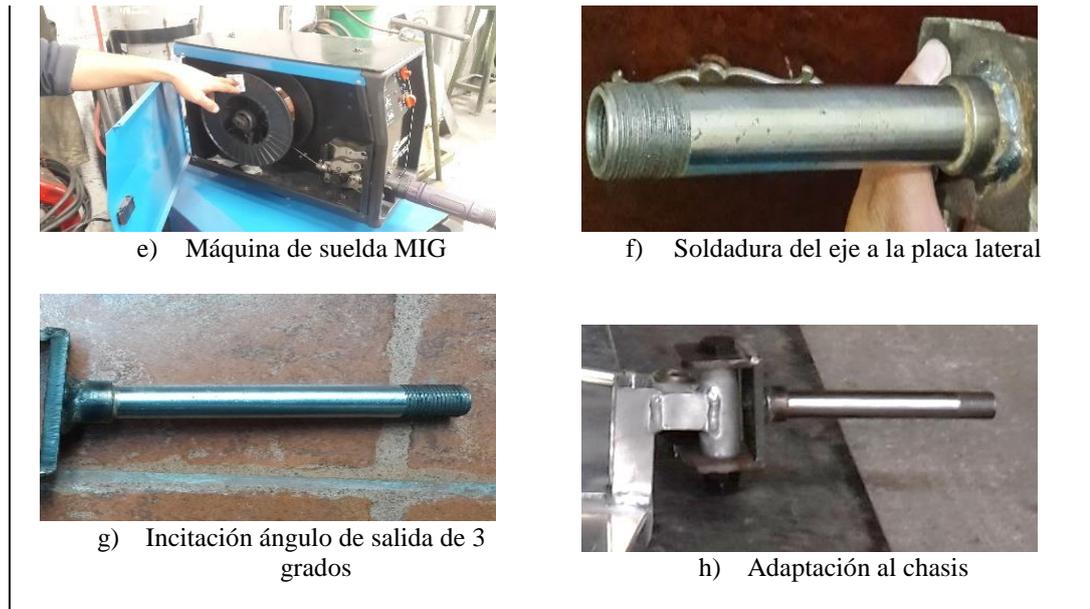
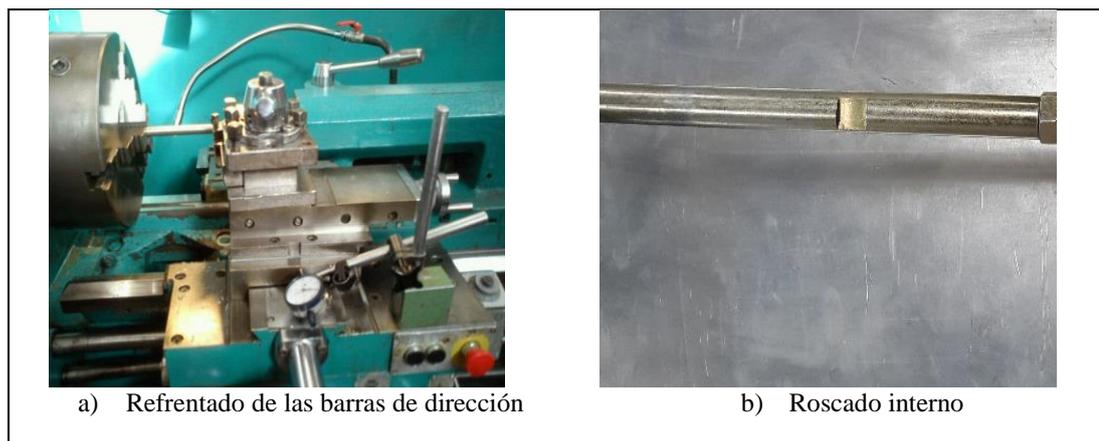


Figura 3.2. Proceso de construcción de la mangueta

3.4.3. Construcción de la barra de dirección

Al tener los ejes cortados y refrentados a la medida como se indican en el Anexo A 4, se procedió a realizar el roscado interno para el alojamiento de los terminales de la dirección. En la Figura 3.3, se indica el proceso de maquinado de este elemento.



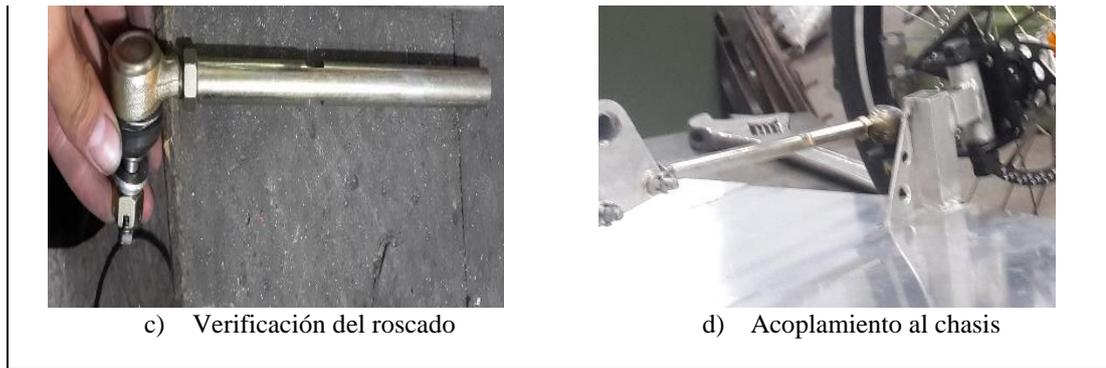


Figura 3.3. Proceso de maquinado de las barras de dirección

3.4.4. Construcción del soporte de la columna de dirección

Para el maquinado de este elemento se partió desde una barra de grilón de 130mm de diámetro por 150 de largo, la cual se maquinó para obtener las medidas que se indica en el Anexo A 3. Este maquinado se realizó con ayuda de una fresadora por medio de la cual se dio forma a la pieza, hasta tener el soporte culminado y con tolerancias mínimas, observe la Figura 3.4.

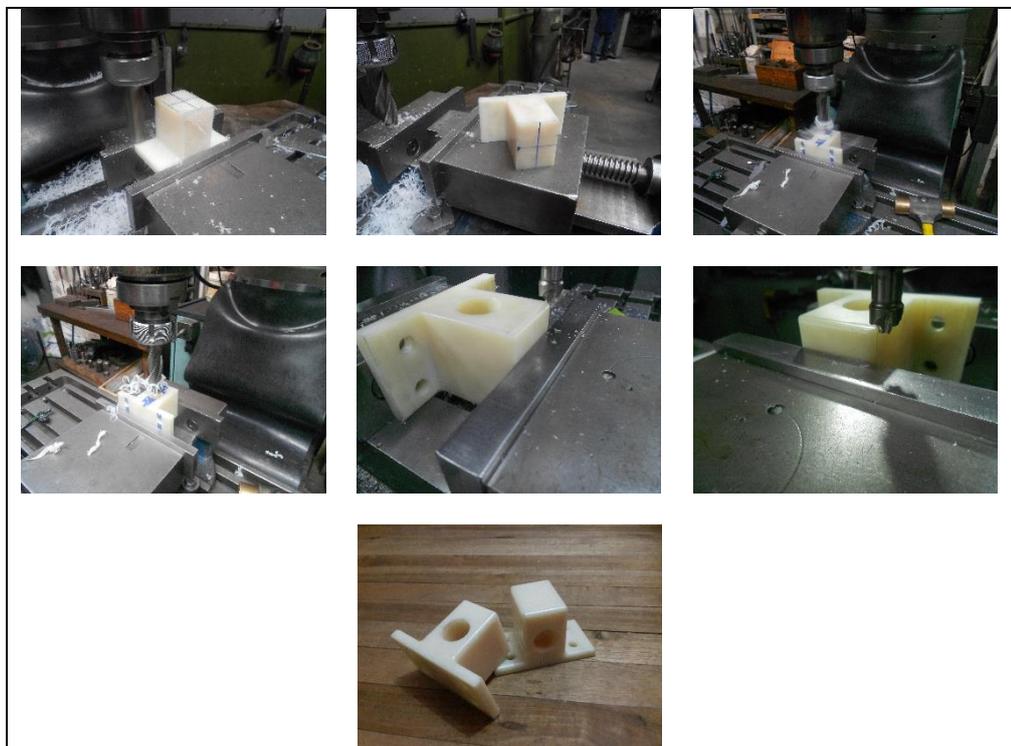


Figura 3.4. Proceso de construcción del soporte de la columna de dirección

3.4.5. Construcción de columna de dirección.

Una vez cortada la placa que sirve de pivote y el tubo para la columna se procedió a maquinar los dos elementos según los planos del Anexo A 2, para posteriormente unir los elementos con suelda TIG y aporte de aluminio, tal y como se indica en la Figura 3.5.



Figura 3.5. Proceso de construcción de la columna de dirección

3.4.6. Acoplamiento total y unión al chasis

Se acopló al chasis la columna de dirección junto con el soporte de grilón por medio de cuatro pernos; posteriormente se colocaron las manguetas, derecha e izquierda, las cuales se fijaron con un perno pasante al chasis, confirmando previamente que los ángulos de salida y de avance se encuentren determinados. Se realizó el acople de todo el mecanismo de dirección, uniendo las manguetas al pivote triangular de la columna por medio de las barras de dirección y los terminales; y finalmente se colocó el volante, y las ruedas para comprobar el correcto funcionamiento del sistema, véase la Figura 3.6.

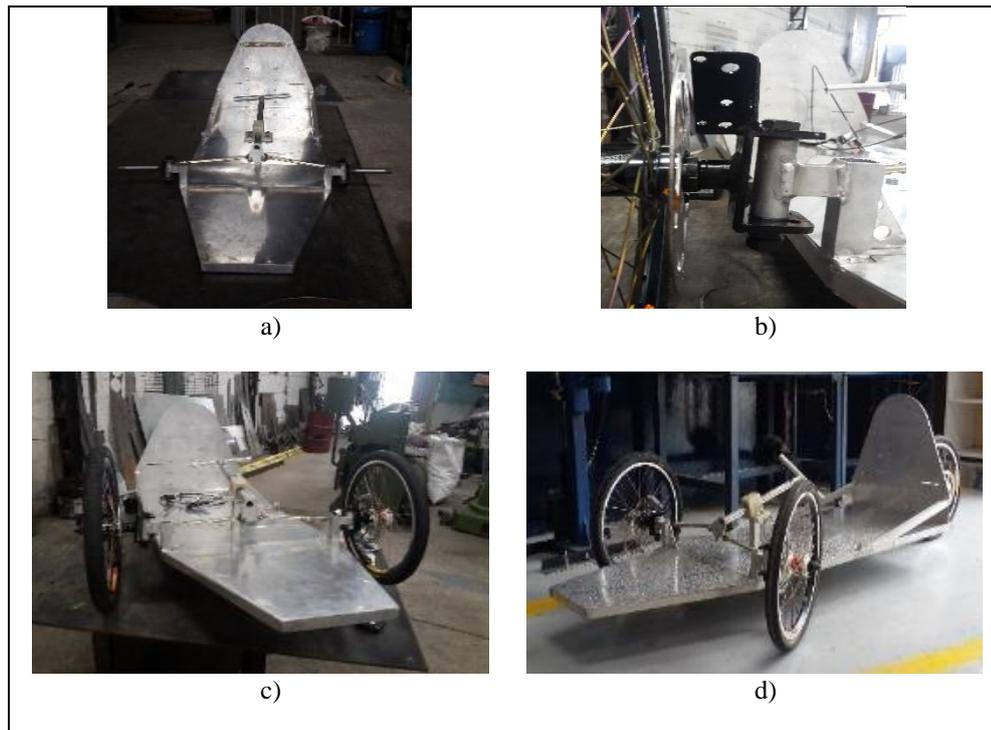


Figura 3.6. Acoplamiento del sistema de dirección al chasis

3.5. Optimización de elementos

La optimización de los elementos se realizó con el propósito de reducir al máximo el peso total del vehículo.

3.5.1. Mangueta

Para este elemento se realizaron varios agujeros en la superficie de entre 10mm y 14mm de diámetro; también se ensanchó el agujero interno del eje hasta llegar a un diámetro de 15mm y una profundidad de 155mm; se pesaron cuatro veces ambas manguetas durante este proceso hasta obtener un peso igual entre sí y lo más próximo a la optimización en el software CAD. En la Figura 3.7, se puede observar el proceso de optimización realizado.

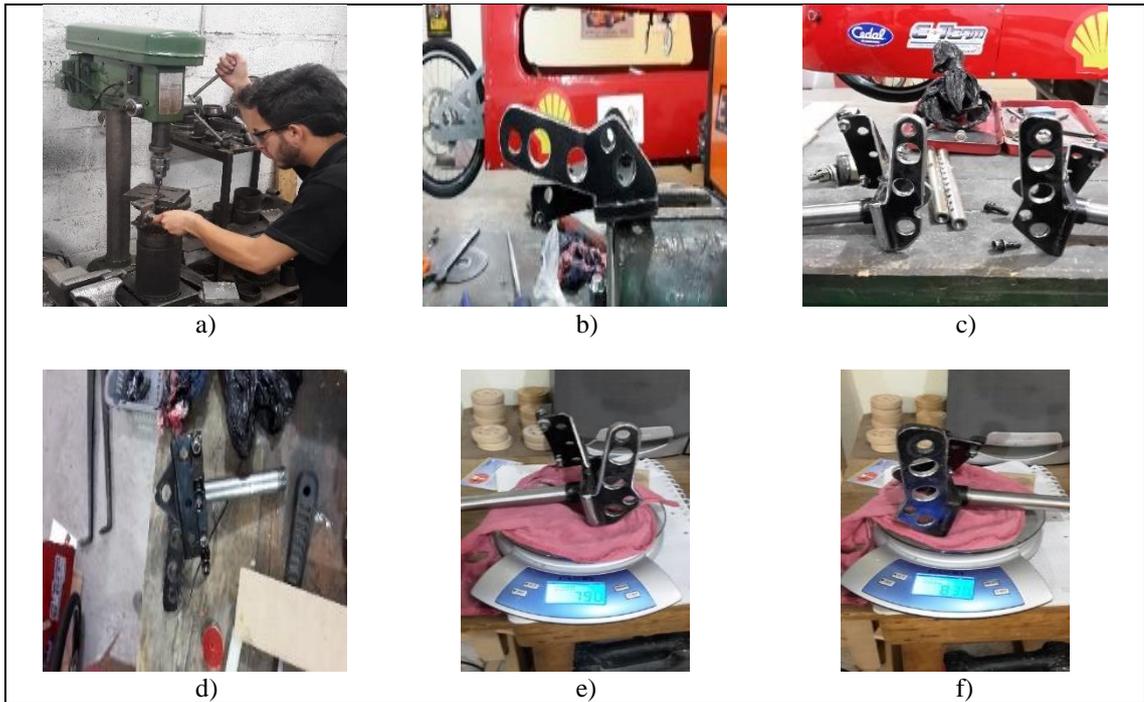
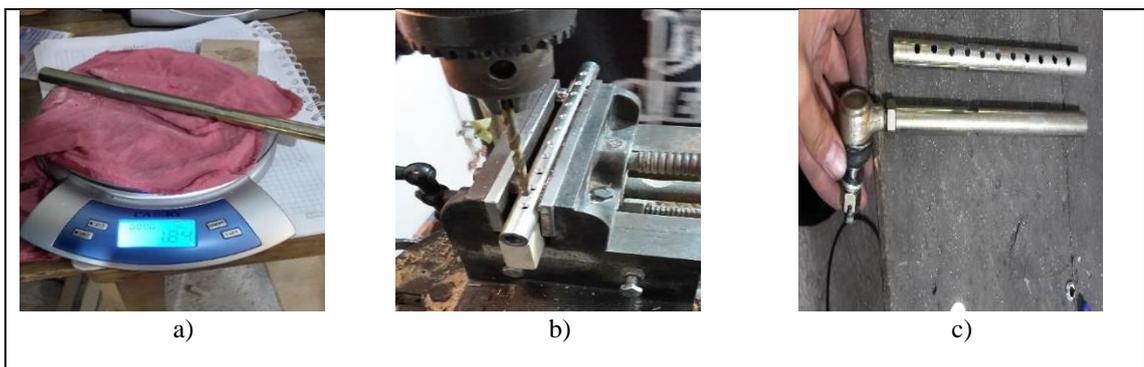


Figura 3.7. Optimización de la mangueta

3.5.2. Barras de dirección

Para la optimización de estas barras se taladraron 11 agujeros de diferentes medidas (Figura 3.8) y de igual forma se pesaron ambas barras en una balanza electrónica para igualar sus pesos entre sí.



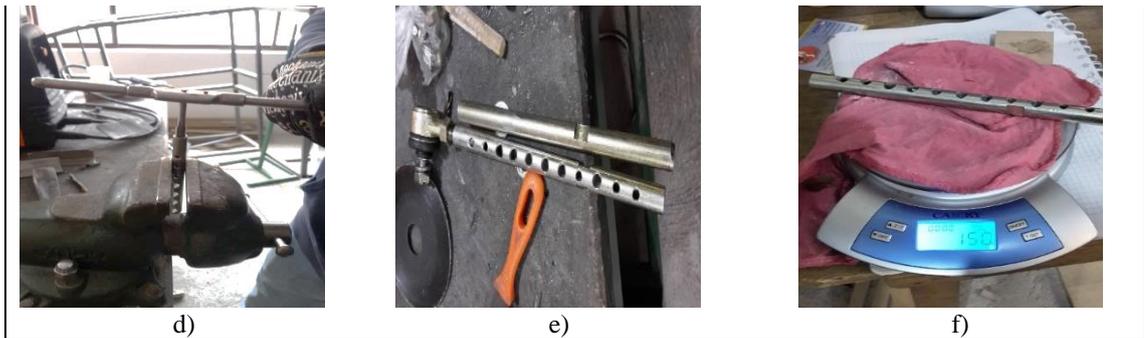


Figura 3.8. Optimización de las barras de dirección

3.5.3. Terminales de dirección

La optimización de estos elementos, se realizó cortando una parte del vástago del perno el cual se sujeta a la mangueta; y de igual forma se procedió con la tuerca que sujeta a este perno, como se observa en la Figura 3.9.

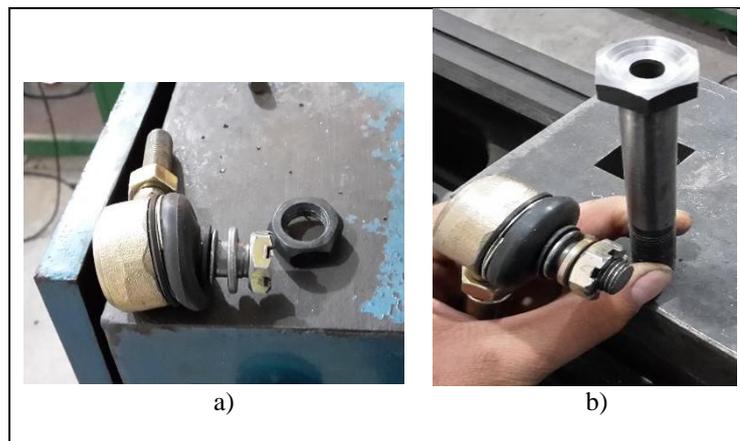


Figura 3.9. Optimización de los terminales de dirección

3.5.4. Columna de dirección

En este elemento se perforó el pivote de dirección con un taladro, haciendo pasar el orificio interno del tubo soldado al mismo; a su vez, se perforó un orificio en la parte central del pivote para luego por medio de una lima, se desbastó hasta conseguir un perfil en “V” como se indica en la Figura 3.10.

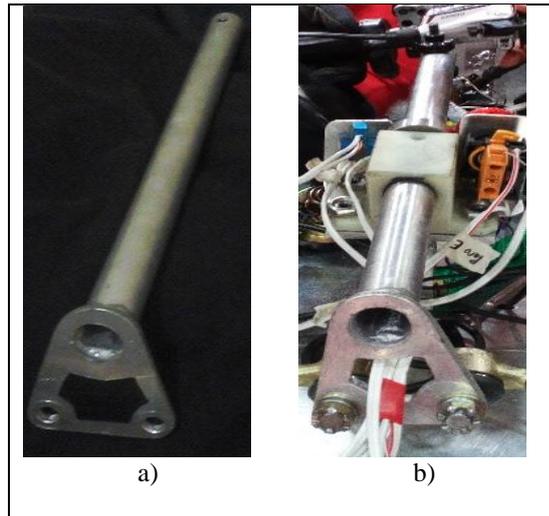


Figura 3.10. Optimización de la columna de dirección

CAPÍTULO IV

SELECCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS

4.1. Introducción

Este capítulo trata sobre la selección de cada uno de los componentes del sistema de frenos, el estudio del reglamento para implementar el sistema al vehículo y el modelado de cada elemento.

4.2. Estudio y revisión de kits de frenos

En este apartado se revisará el cálculo de la fuerza de frenado y la selección de los componentes del sistema de frenos.

4.2.1. Cálculo de la fuerza de frenado

Este cálculo se realiza para determinar la fuerza de freno necesaria y determinar teóricamente, si esta fuerza detiene al vehículo en una pendiente del 20% (11.31°). Esta pendiente se logra en una rampa que proporciona la organización al momento de la revisión técnica.

$$M_{vehículo} = 57 \text{ Kg}$$

$$M_{piloto} = 54 \text{ Kg}$$

$$M_{Total} = M_{vehículo} + M_{piloto}$$

Ecuación 5

$$M_{Total} = 111 \text{ Kg}$$

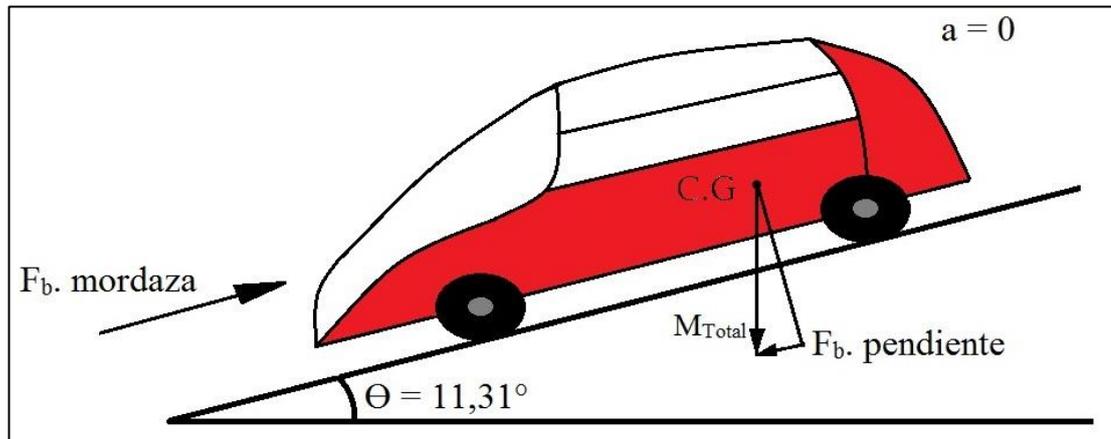


Figura 4.1. Inclinación del vehículo en pendiente del 20%

$F_{b.pendiente}$ = Fuerza de frenado en la llanta necesario para frenar al vehículo en la pendiente con ángulo=11.31°.

$$\sum F = m \cdot a$$

$$F_{b.pendiente} = M \cdot g \cdot \text{sen}\theta$$

Ecuación 6

$$F_{b.pendiente} = (111 \text{ kg}) \cdot (9.81 \text{ m/s}^2) \cdot \text{sen}(11.31^\circ)$$

$$F_{b.pendiente} = 213.55 \text{ N}$$

- Fuerza de frenado desde la manigueta de freno hasta la mordaza ($F_{b.mordaza}$).

Utilizamos la fórmula del principio de pascal para saber la multiplicación de fuerza que se genera en la el pistón de la mordaza.

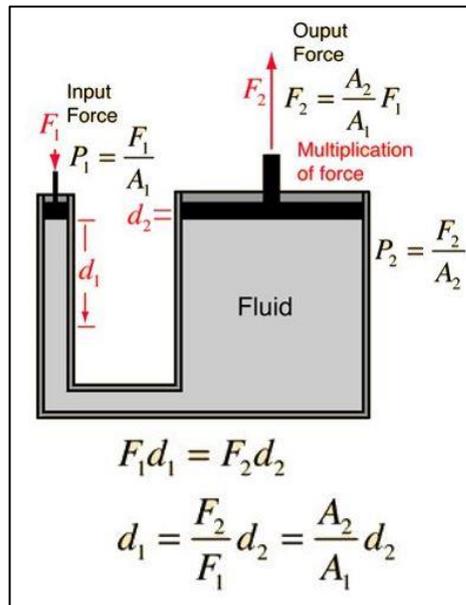


Figura 4.2. Principio de Pascal

Fuente: (<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/fluids/imgflu/hpress.gif>)

- $d_1 = \text{Diametro del piston de la manigueta} = 7.4\text{mm}^2$
- $d_2 = \text{Diametro del piston de la mordaza} = 32\text{mm}^2$

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

Ecuación 7

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (7.4\text{mm})^2}{4}$$

$$A_1 = 43 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot (32\text{mm})^2}{4}$$

$$A_2 = 804.25 \text{ mm}^2$$

La F_1 , se la obtuvo del libro (United States Department of Defense, 1999), seleccionando la opción 8, la cual nos indica la fuerza de las manos que se puede realizar. En este caso se cogimos la fuerza momentánea de la mano izquierda la cual equivale a 250N.

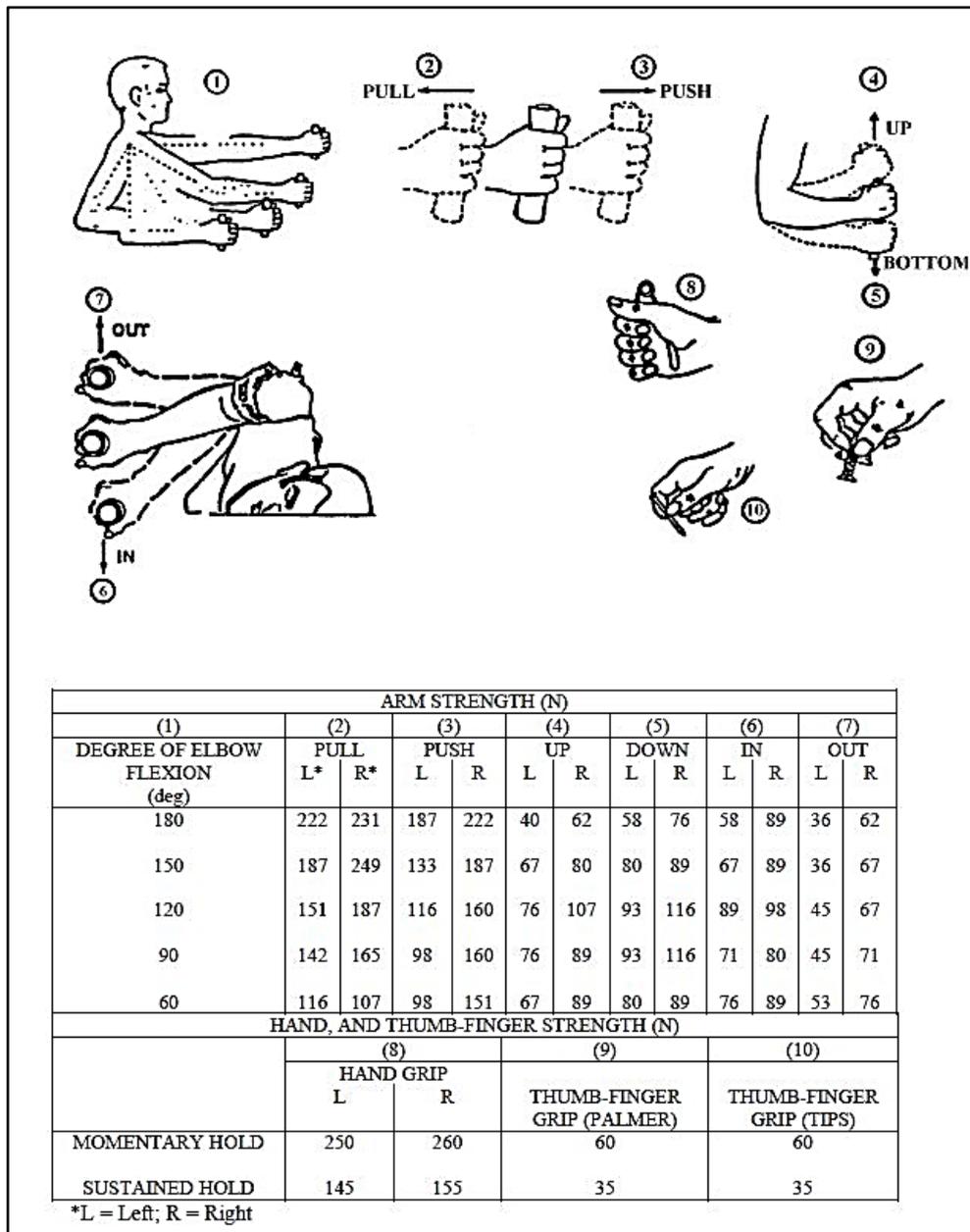


Figura 4.3. Brazo, la mano y la fuerza del pulgar del dedo (datos de sexo masculino percentil 5) Fuente: (United States Department of Defense, 1999)

$$F_2 = F_1 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)$$

Ecuación 8

$$F_2 = 250 N \left(\frac{804.25}{43} \right)$$

$$F_2 = 4675.87 N$$

- $F_f =$

Fuerza de frenado del disco con respecto a las pastillas de la mordaza.

En la Tabla 4.1, se indican los coeficientes de fricción que existen entre las pastillas de freno y discos de freno. Se seleccionó el coeficiente de fricción perteneciente a la letra de código E la cual nos indica un coeficiente de fricción normal según (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2012).

Tabla 4.1. Código de clasificación de los materiales de fricción

Letra del código	Coefficiente de fricción
C	$\mu \leq 0,15$
D	$0,15 < \mu \leq 0,25$
E	$0,25 < \mu \leq 0,35$
F	$0,35 < \mu \leq 0,45$
G	$0,45 < \mu \leq 0,55$
H	$\mu > 0,55$
Z	Sin clasificación

Fuente: (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2012)

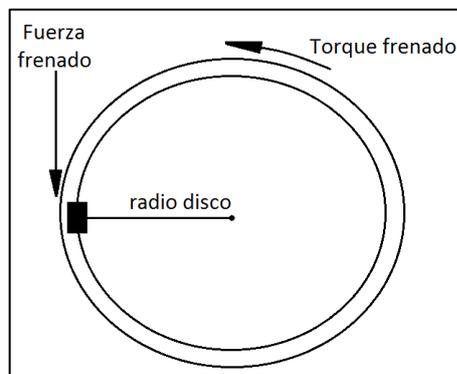


Figura 4.4. Torque y fuerza de frenado en el disco

$$F_f = \mu_{bp} \cdot F_{piston}$$

Ecuación 9

$$F_f = (0.30) \cdot (4675.87 \text{ N})$$

$$F_f = 1402.76 \text{ N}$$

- $\tau_b = \text{Torque de frenado}$
- $r_{disco} = \text{radio del disco} = 0.08 \text{ m}$

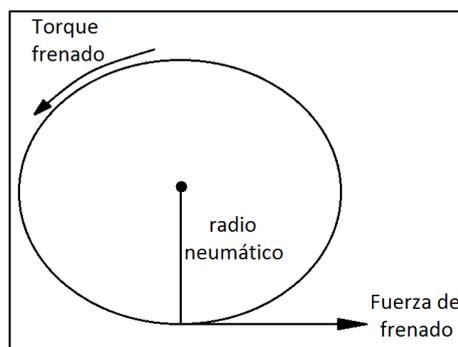


Figura 4.5. Fuerza de frenado en la llanta

$$\tau_b = F_f \cdot r_{disco}$$

Ecuación 10

$$\tau_b = (1402.76 \text{ N}) \cdot (0.08 \text{ m})$$

$$\tau_b = 112.22 \text{ N}$$

- $F_b = \text{Fuerza de frenado}$
- $r_{neumatico} = \text{radio del neumatico} = 20 \text{ pulg} = 0.508 \text{ m}$

$$F_{b.mordaza} = \frac{\tau_b}{r_{neumatico}} \quad \text{Ecuación 11}$$

$$F_{b.mordaza} = \frac{112.22 \text{ N}}{0.508 \text{ m}}$$

$$F_{b.mordaza} = 220.90 \text{ N}$$

Por lo tanto, $F_{b.mordaza} \geq F_{b.pendiente}$ lo que asegura que el vehículo quedara estático.

4.2.2. Selección de discos de freno

Para la selección de los discos de freno, se partió del diseño y construcción del chasis; con base en esto, se consideraron diferentes tamaños de discos disponibles en el mercado (160mm, 180mm, y 220mm de diámetro).

El disco de freno de 160mm fue una opción válida en un inicio por su menor peso entre los otros dos; sin embargo, debido a su diámetro más pequeño no fue el indicado al momento de acoplarlo, ya que el diseño del soporte de la mangueta que se encuentra unido al chasis fue diseñado de 68mm para articular el perfil en C de la mangueta, el cual es de 80mm de longitud, y por ende no quedó el espacio necesario para colocar la mordaza la cual supera los 40 mm de ancho.

El disco de 220mm, en cambio resultaba más robusto y pesado; tampoco fue conveniente por las mismas condiciones de diseño del chasis, ya que por su diámetro superior se requería realizar un soporte de mayor longitud para la mordaza, y por ende implicaría mayor peso, lo cual resultaría un factor contraproducente para el vehículo.

Finalmente el disco idóneo seleccionado fue el de 180mm de diámetro, debido a que se acopló perfectamente al diseño del chasis; y sus medidas coincidieron para el correcto acople de la mordaza al el perfil en “C” de la mangueta con una mínima diferencia como se indica en la Figura 4.6, además de que se optimizó peso.

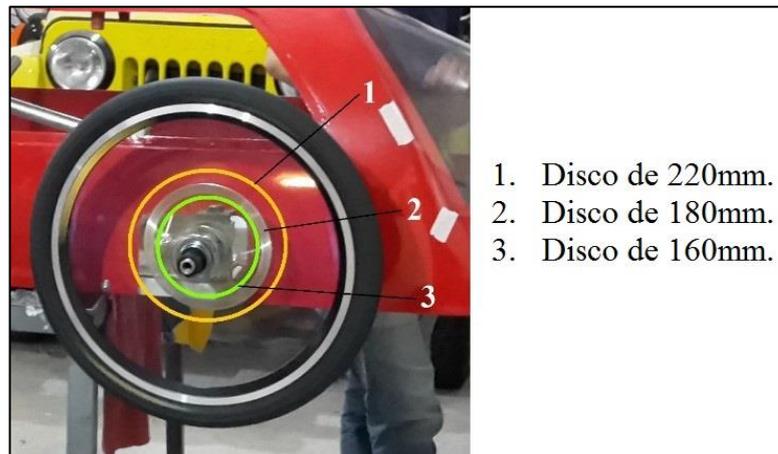


Figura 4.6. Selección de disco de freno

4.2.3. Selección de los kits de freno

Al igual que cada sistema en el vehículo, los kits de freno fueron seleccionados a partir del diseño del chasis. Cada kit de freno está conformado por: manigueta, cilindro maestro, cañería y mordaza; (Figura 4.7).

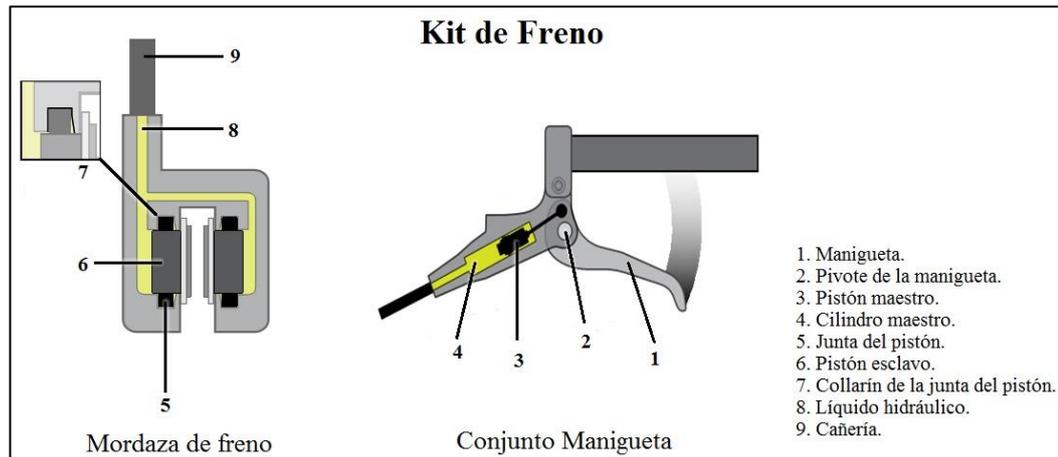


Figura 4.7. Componentes del Kit de freno

Fuente: (http://4.bp.blogspot.com/-t2Ss8oqe3-c/Un683VyrR6I/AAAAAAAAAZs/ZL_QQDDJYbI/s1600/Avid-1.png)

Las manivelas, las cuales vienen en un solo conjunto con el pistón maestro y cilindro maestro, se seleccionaron en base al diseño del volante del vehículo, el cual no debía superar los 25cm de largo como lo dice el (*literal "b" del Artículo 47. Según el reglamento SEM*), ya que en este volante deben ir acoplados los 2 kits de frenos tanto para las ruedas delanteras como para la rueda posterior, y cada freno deben ser activado de forma independiente como se estipula en el (*literal (a) del artículo 43 del Reglamento SEM*). Para que se cumpla aquello; el kit de freno seleccionado, fue un kit de alta gama, ergonómico, liviano y con las medidas apropiadas para el correcto acoplamiento al chasis del vehículo (Figura 4.8).



Figura 4.8. Kit de freno

En este kit de freno, también vienen incluidas las cañerías; sin embargo se hizo la adquisición de otra cañería adicional, (Figura 4.9) de aproximadamente 2 metros; junto con una válvula repartidora bidireccional o más conocida como “T” (Figura 4.10), para distribuir la presión de fluido hidráulico adecuadamente desde un kit de freno hacia las dos mordazas diferentes, para el frenado preciso e independiente de las ruedas delanteras tal como lo indica el *(literal (b) del Artículo 43 del reglamento SEM)*.



Figura 4.9. Cañería de freno



Figura 4.10. Válvula bidireccional

Las mordazas (Figura 4.11) fueron otro de los elementos que también vinieron incluidas en el kit de freno; y estas se seleccionaron en función del disco anteriormente elegido, por sus medidas exactas para su acople en base al diseño del chasis, y del soporte de la mangueta como se explicó en el apartado *(4.1.3. Selección de discos de freno de este capítulo)*. Cada una de estas mordazas contiene dos pistones internos que brindan un frenado seguro, y optimizan peso al sistema.



Figura 4.11. Mordazas de freno

4.3. Modelado de los componentes de freno

El modelado de los elementos se realizó con el fin de verificar el acoplamiento de los mismos al vehículo; y comprobar el correcto ensamblaje en el software, previa implementación. Cada uno estos elementos se los modeló en base a los originales previamente seleccionados, con el fin de poder sumar el peso de cada elemento al total del vehículo.

4.3.1. Disco de freno

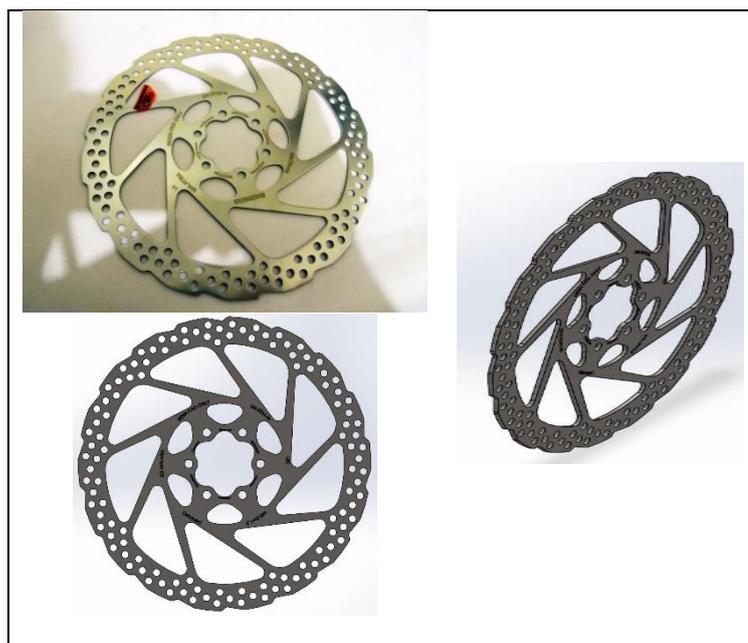


Figura 4.12. Modelado de disco de freno

4.3.2. Manzana



Figura 4.13. Modelado de manzana

4.3.4. Neumático y aro



Figura 4.14. Modelado del neumático y aro

4.3.5. Mordaza



Figura 4.15. Modelado de la mordaza

CAPÍTULO V

IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS

5.1. Introducción

En este capítulo se muestra una síntesis del costo total para la implementación del sistema de frenos; además se explicará el proceso de ensamblaje e implementación en el vehículo y la calibración o puesta a punto de los mismos.

5.2. Adquisición de elementos

5.2.1. Costos de Adquisición

Tabla 5.1. Costos de elementos para el sistema de frenos

Cant.	Descripción	P/u	P/ total
2	Frenos Shimano XT (juego 2un.)	\$ 272,00	\$ 544,00
1	Mordaza XT	\$ 54,91	\$ 54,91
1	Cañería de freno Shimano XT	\$ 28,05	\$ 28,05
3	Disco de freno formula de 180mm	\$ 40,80	\$ 122,40
3	Adaptador de frenos de 180mm	\$ 20,40	\$ 61,20
1	Aceite mineral 1000cc	\$ 45,00	\$ 45,00
2	Manzanas American Clásic (juegos)	\$ 650,00	\$ 1300,00
1	Adaptador de una velocidad	\$ 21,25	\$ 21,25
3	Piñón 12T 14T 18T	\$ 19,55	\$ 58,65
3	Llantas 26"	\$ 21,25	\$ 63,75
96	Radios 20" titanio	\$ 2,98	\$ 286,08
5	Maxis ultra lite	\$ 5,10	\$ 25,50
TOTAL			\$ 2610,79

5.3. Montaje en vehículo

5.3.1. Acoplado de Discos de freno

El acoplamiento de los discos se lo realizó a la manzana completamente armada con los radios, aro y neumático respectivos. Este acople se hizo por medio de 6 tornillos de cabeza hexagonal (M8 x 0,75mm) como se observa en la Figura 5.1.



Figura 5.1. Acoplado del disco al conjunto manzana – rueda



Figura 5.2. Ruedas con discos de freno

5.3.2. Acoplado de mordazas

Para el acoplado de las mordazas se soldó a cada mangueta un perfil de placa de acero (Figura 5.3); estas placas sirvieron para colocar los adaptadores propios de las mordazas y posteriormente realizó la sujeción por medio de pernos M8 x 0,75mm de paso. (Figura 5.4).



Figura 5.3. Placa- soporte de la mordaza



Figura 5.4. Acoplado de mordaza

5.3.3. Acoplamiento de las maniguetas y cañerías

El acople de las maniguetas se realizó en el timón de 25cm de largo en función de la visibilidad del conductor, mediante un dado tork de 6 puntas; se sujetó cada manigueta mediante una abrazadera ajustada con un perno (M8 x 0,75mm) teniendo en cuenta la posición adecuada, que brinde una mejor maniobrabilidad del piloto, véase la Figura 5.5. Para el acople de las cañerías de los frenos delanteros, se colocó un repartidor entre dos cañerías y se conectó una cañería saliente desde el bombín alimentador de la manigueta, para que al accionarla se frenen las dos ruedas delanteras, véase la Figura 5.6.



Figura 5.5. Acoplado de las maniguetas



Figura 5.6. Acoplado de cañerías

El purgado de este sistema de frenos se caracteriza por su forma peculiar de realizarse, ya que a diferencia de un sistema de frenos de un auto común, éste se realiza desde la mordaza hacia la bomba principal o cilindro maestro; inyectando fluido por purgador de la mordaza (Figura 5.7) hasta hacerlo llegar a un recipiente que se conecta al cilindro maestro de la manigueta, expulsando así todo el aire en el sistema hasta que el fluido en este recipiente deje de burbujear y se haya llenado parcialmente; luego se realiza el bombeo con la manigueta hasta lograr que el sistema se encuentre completamente purgado (Figura 5.8).



Figura 5.7. Carga del sistema de frenos



Figura 5.8. Purgado del sistema de frenos

CAPÍTULO VI

VALIDACIÓN

6.1 Introducción

A continuación se describe el proceso de validación de los sistemas de dirección y frenos que se realizó en la competencia Shell Eco Marathon, de acuerdo a los estatutos y reglamentos impuestos por la organización.

6.2 Radio de Giro

Para las pruebas del radio de giro, se colocó el vehículo en un área establecida y marcada por la organización según el (*literal b del Artículo 42. Según el reglamento SEM*), en la cual indica que: la rueda exterior del prototipo direccionada por el piloto en el interior del prototipo, debe ser capaz de recorrer un arco de 90° en un radio menor a 8m en ambas direcciones. De esta manera se cumplía satisfactoriamente con dicha prueba.





Figura 6.1. Validación radio de giro en competencia SEM

6.3. Frenos

Para las pruebas en frenos, lo que establece el (*literal e del Artículo 43. Según el reglamento SEM*), es que: al colocar el vehículo en una rampa que simula una pendiente del 20% (11.31°), y con el conductor en el interior se activarán los frenos delanteros y posteriores de forma independiente, un sistema a la vez; finalmente cada sistema de frenos debía mantener el vehículo inmóvil, y de ésta manera con el sistema de freno seleccionado se logró superar esta prueba



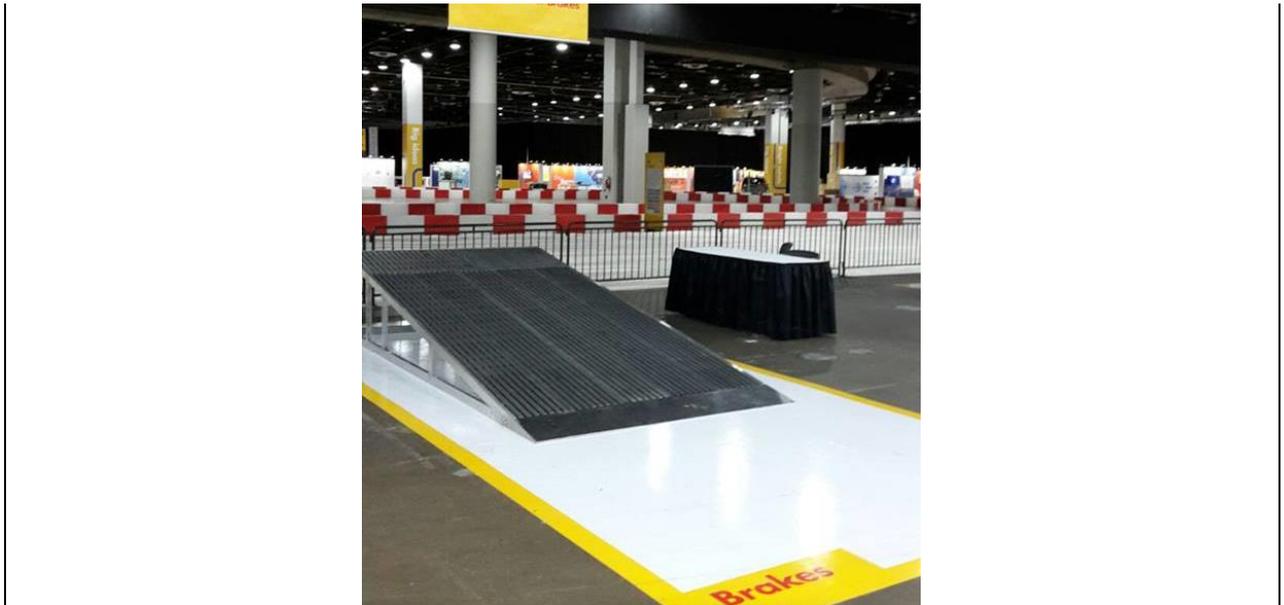


Figura 6.2. Validación frenos en competencia SEM

De esta forma, con las pruebas realizadas para comprobar la eficiencia de los sistemas de dirección y frenos, así como sistemas anexos, la organización determinó la colocación en el vehículo de un sticker de aprobación de todas las pruebas técnicas previo ingreso a la pista de pruebas. (Figura 6.3).



Figura 6.3. Aprobación de inspección técnica y seguridad

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones:

- El diseño del sistema de dirección tuvo ciertas características que se definieron en el software CAD con base en el diseño del chasis, entre estas estuvieron: la geometría de Ackermann, con la cual se definió el radio de giro que tuvo un valor de 6.19m y asimismo las cotas de dirección como el ángulo de salida y de avance que tuvieron un valor de 3 grados y 6 grados respectivamente, siendo estos dos últimos fundamentales para disminuir la fuerza de orientación de las ruedas
- Para la construcción del sistema de dirección, la cual se efectuó en base a los planos realizados en el software CAD, se utilizaron algunos equipos que no disponía el taller “IMA” de la Universidad del Azuay, como la cortadora CNC de plasma, y la suelda TIG-MIG; dos equipos precisos y necesarios para la manufactura; por ende se optó por la realización de estos procesos en otro taller adecuado con el equipo necesario
- El sistema de frenos seleccionado, fue un sistema de bicicleta de elevado performance y de acuerdo al reglamento SEM, tomando como base el diseño del chasis; este sistema que se eligió fue óptimamente liviano y con las características de precisión de frenado que se buscaba para las exigencias de las pruebas previas a la competencia
- Para el acoplamiento del sistema de frenos al vehículo, se utilizaron ciertas herramientas especiales para realizar el purgado y puesta a punto del mismo, por ejemplo los dados para el acoplamiento de manzanas y mordazas y el equipo especial de purgado de fluido hidráulico.

Recomendaciones:

- La competencia “SHELL ECO MARATHON” tiene como objetivo diseñar y fabricar vehículos prototipos eficientemente energéticos, por este motivo se recomienda la continua aplicación de una metodología de diseño en todos sus sistemas y elementos, ya que facilita el proceso para concebir, diseñar y desarrollar un prototipo mecánico
- El método de diseño que se muestra en el desarrollo de este proyecto de grado, logra un diseño rápido y confiable que se puede aplicar al desarrollo de futuros diseños de los prototipos, además puede aplicarse como herramienta en la educación para facilitar el aprendizaje de las metodologías de diseño mecánico
- La constante evolución de la competencia y el continuo cambio del reglamento SHELL ECO MARATHON, obliga a los equipos a utilizar metodologías de diseño y análisis por computadora, con el fin de disminuir la masa de los elementos. Por este motivo, se recomienda el uso de métodos y técnicas de optimización estructural mediante software de análisis CAE
- Por otro lado no se puede lograr un avance significativo en diseño y reducción de masa, si no se cuenta con procesos de manufactura avanzados y materiales de alta calidad. Por este motivo, se recomienda el uso de técnicas de manufactura CNC, aleaciones de aluminio, fibra de carbono y aceros al carbono de alta resistencia
- Para futuros diseños de los componentes de un sistema de dirección de un vehículo de competencia SHELL ECO MARATHON, se debe tomar en cuenta la técnica de prototipado rápido como es la impresión en 3D que ayudan a ver las interferencias e interacciones entre los elementos.

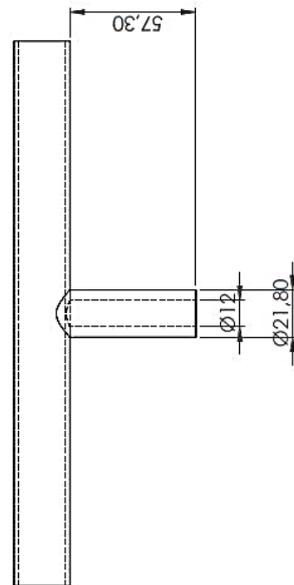
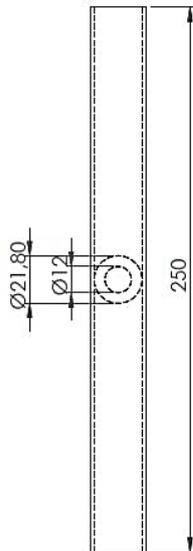
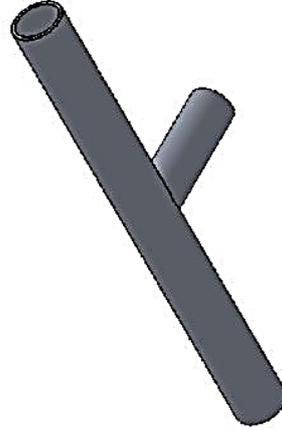
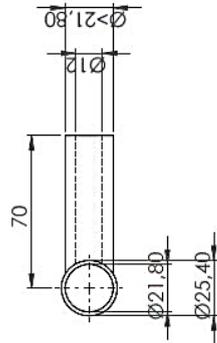
BIBLIOGRAFÍA

- Alves, J., Kurtz, B., Al-Jawad, M., & Chief, D. (2013). *Shell Eco-marathon Project Proposal*. Northern Arizona University. Retrieved from <http://www.cefns.nau.edu/capstone/projects/ME/2014/ShellEcoMarathon/Downloads/FinalProposalReportTeam14A.pdf>
- Burnhill, D. (2009). Ackerman Steering Principle. Retrieved 10 de Diciembre, 2015, from http://www.rctek.com/technical/handling/ackerman_steering_principle.html
- Cabrera, R., Francisque, C., & Synalovski, L. (2015). *Shell Eco-Marathon: Electric Car Prototype*. (BACHELOR OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING), Florida International University. Retrieved from <http://www.eng.fiu.edu/mme/robotics/EML4905SeniorDesignProject/SeniorDesignProjects/2015Spring/11-2015spr-ShellEco-ElectricCarPrototype.pdf>
- Ciclo Traveling. (2013). Frenos de disco o V-brake para bicicletas de cicloturismo. Retrieved 17 de Marzo, 2016, from <http://www.ciclotraveling.com/frenos-de-disco-o-v-brake-para-mi-bici-de-cicloturismo/>
- Chemnitz University of Technology. (2007). Harmonica Digital Servo Drives Controller. Retrieved 10/10/2015, from <http://www.elmomc.com/applications/Steer-by-Wire.htm#top>
- Dan, A., Kelly, T., Li, R., Linden, C., Rustemi, E., Sales, A., . . . Yanishevskiy, A. (2012). Stevens Eco-Marathon. Retrieved 8/10/2015, from <http://web.stevens.edu/ecomarathon/the-vehicle/2012-vehicle/>
- Domínguez Soriano, E. J., & Ferrer Ruiz, J. (2008). *Sistemas de transmisión y frenado (CDP Grado medio: Electromecánica de vehículos)* (S. A. EDITEX Ed.). Madrid.
- Giga Motor. (2014). Diccionario Motorgiga. Retrieved 08 de Enero, 2016, from <http://diccionario.motorgiga.com/diccionario/bowden-definicion-significado/gmx-niv15-con193242.htm>
- Instituto Ecuatoriano de Normalización. (2012). *NTE INEN 2185 (2012) (Spanish): Material de fricción para el sistema de frenos de automotores. Requisitos e inspección*. Instituto Ecuatoriano de Normalización. Retrieved from <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.2185.2012.pdf>
- Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. (2008). *Ingeniería del automóvil, Sistemas y comportamiento dinámico* (Paraninfo Ed.). España.
- Morales Pereira, D. P. (2015). *Diseño de un vehículo para su uso en track days*. (Ingeniería Electromecánica), Universidad Pontificia Comillas, Madrid.
- Reza N, J. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. In S. S. B. Media (Series Ed.) (pp. 379).
- Shell. (2016). About Shell Eco-marathon. Retrieved 20/10/2015, from <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon/about.html>
- Szabo, B., & Babuska, I. (2011). *Introducción al Análisis por Elementos Finitos: Formulación, Verificación y Validación*. (L. John Wiley & Sons Ed. Primera ed.). Reino Unido: .
- United States Department of Defense. (1999). *Design criteria standard "Human Engineering"* (pp. 94).
- University of British Columbia. (2014). The University of British Columbia Supermileage Team. (10/10/2015), Componentes del sistema de dirección.

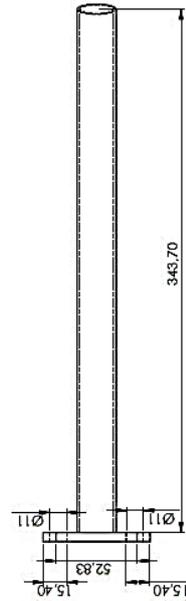
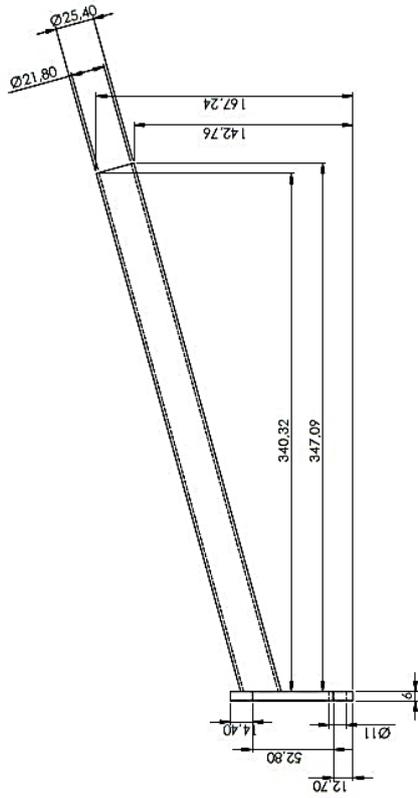
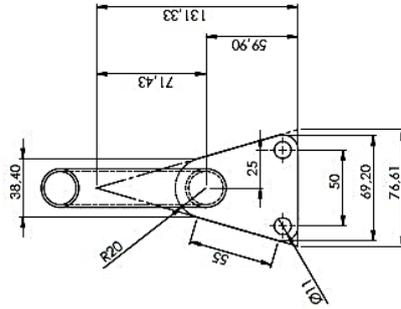
ANEXOS

Anexo A: Planos del sistema de suspensión

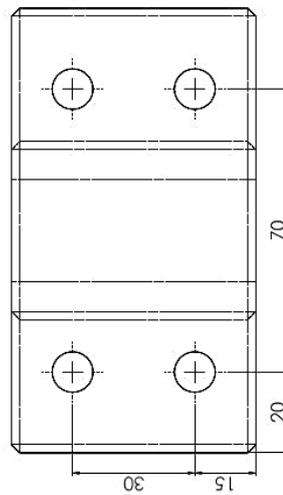
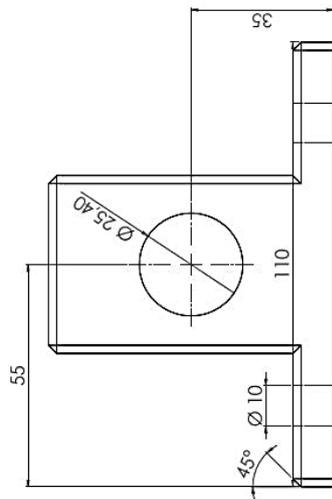
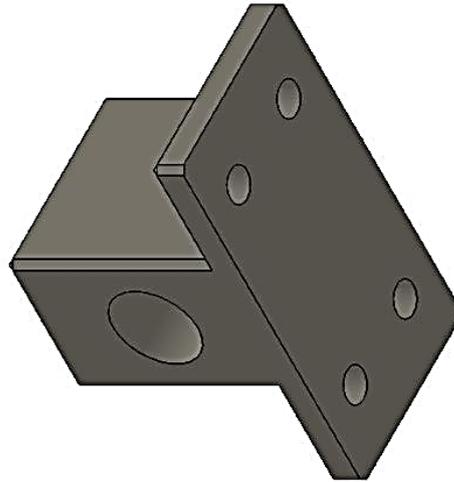
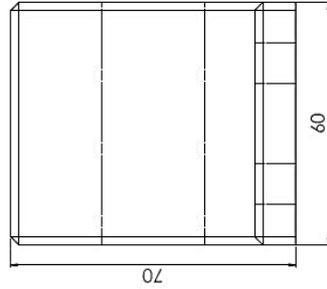
Anexo A 1. Plano del volante de dirección



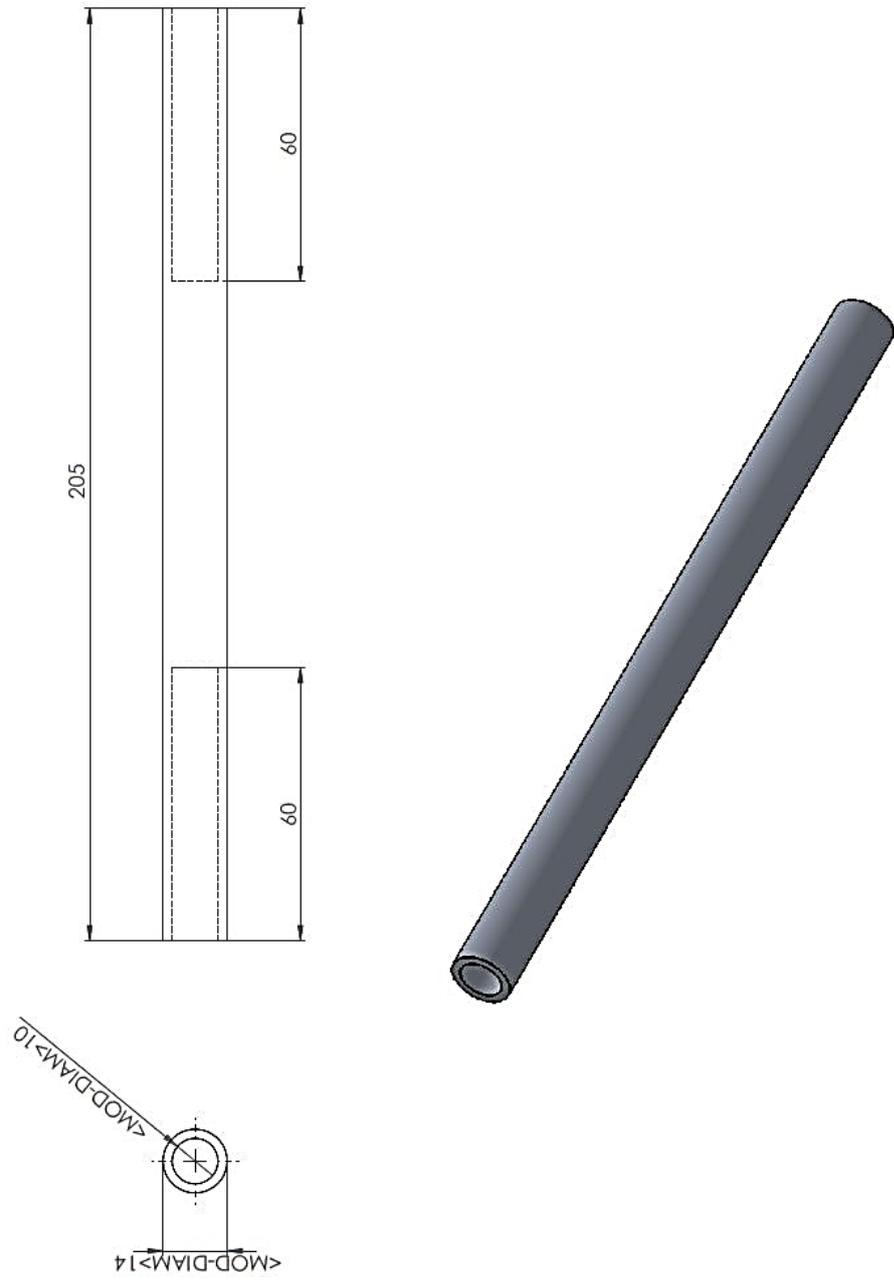
Anexo A 2. Plano de la columna de dirección.



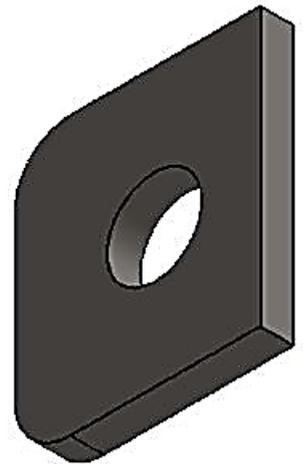
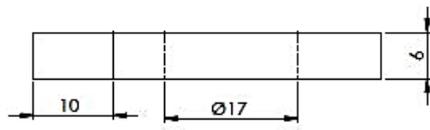
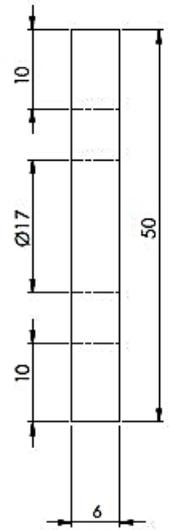
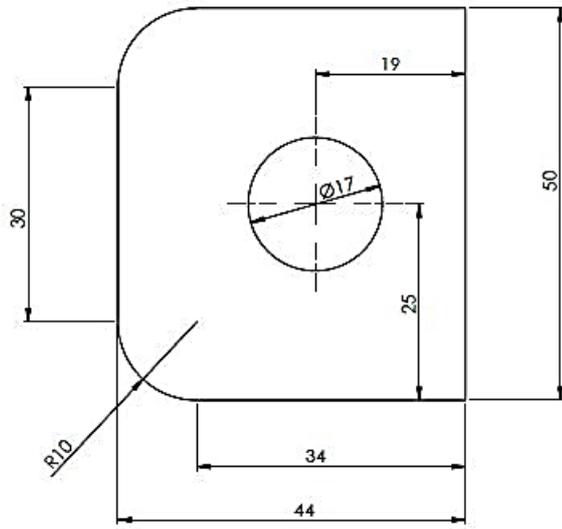
Anexo A 3. Plano del soporte de dirección.



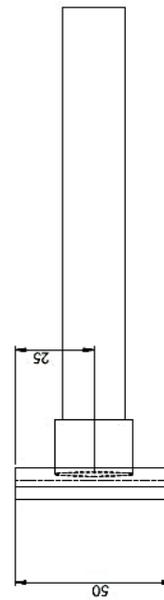
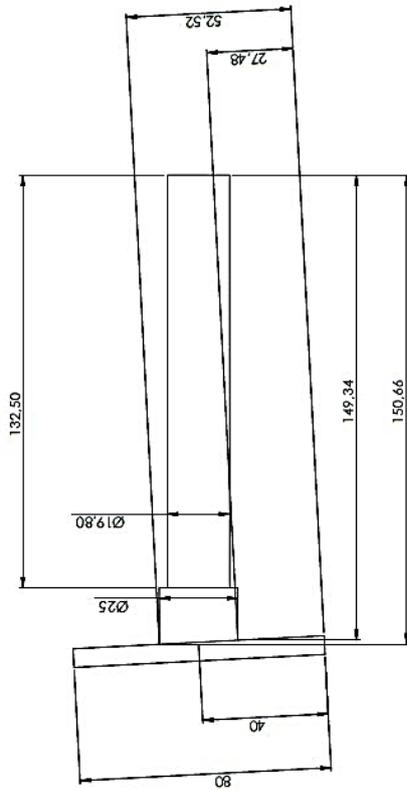
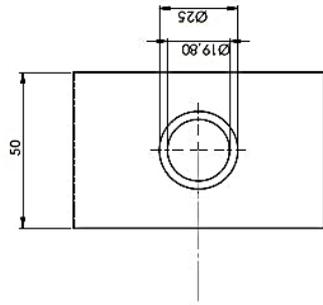
Anexo A 4. Plano de la barra de dirección.



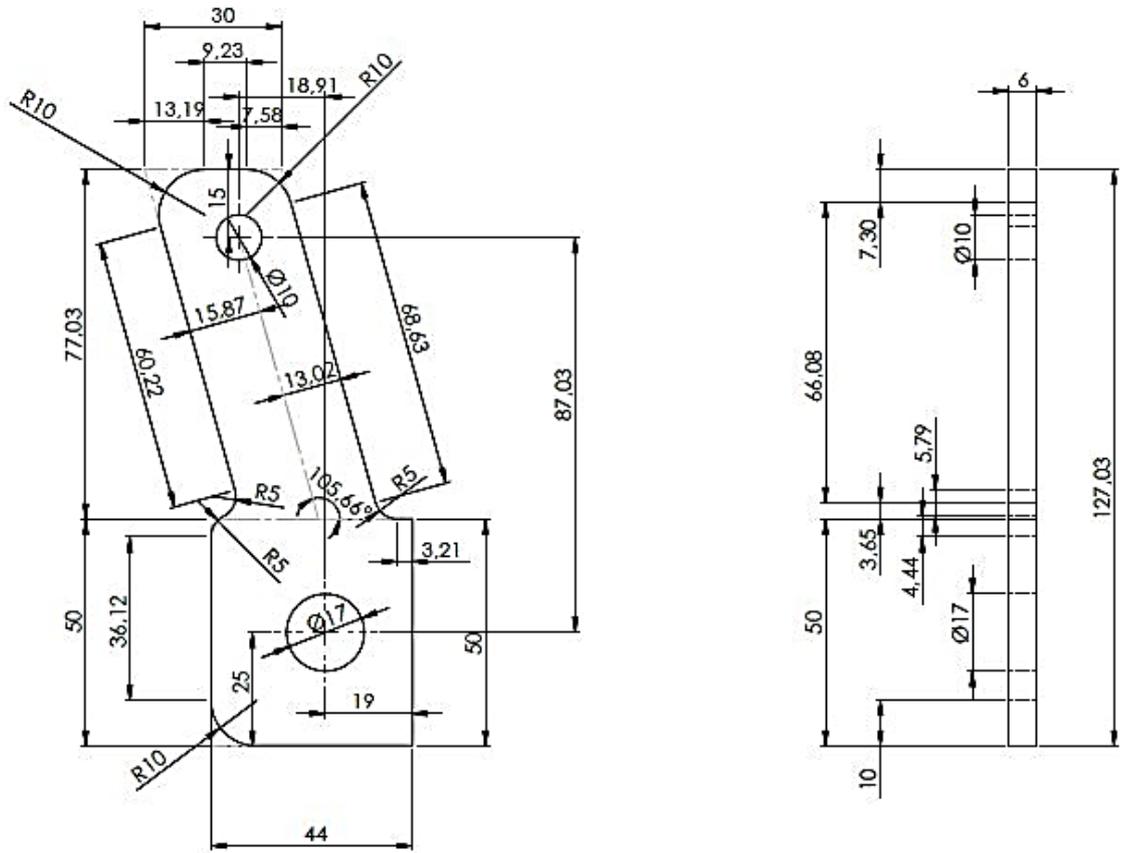
Anexo A 5. Plano de la placa superior de mangueta.



Anexo A 6. Plano de la placa lateral de mangueta.



Anexo A 7. Plano de la placa inferior de mangueta.



Anexo B: Propiedades del Aluminio 6005 T6

**ALUMINIO 6005 A T6**

NOMBRE DEL MATERIAL: ALUMINIO EN - AW - 6005 A T6

DESCRIPCIÓN DE LA ALEACIÓN: Pertenecer a la familia de los AlMgSi (grupo 6000). Puede recibir tratamientos térmicos, comercializándose en los estados T-4 y T-6.

COMPOSICIÓN QUÍMICA:

	Mínimo	Máximo
Silicio:	0,5	0,9
Hierro:	–	0,35
Cobre:	–	0,30
Manganeso:	–	0,50
Magnesio:	0,40	0,70
Cromo:	–	0,30
Zinc:	–	0,20
Titanio:	–	0,10
Otros (total):	–	0,05

PROPIEDADES MECÁNICAS: (mínimo)

	Símbolo	Resist. Tracción (MPa)	Lím.Elástico (MPa)	Alargamiento (%)	Dureza Brinell
Recocido:	O	< 15	< 11	> 20	60
Bruto Fabric.:	F	-	-	-	-
Temple:	T1/T4	180	90	-	65
Temple y Madur.:	T5	-	-	-	-
Temple y Madur.:	T6	265	215	8	80

PROPIEDADES FÍSICAS:

Densidad:	2,71 Kg/dm ³
Módulo Elástico:	68.600 MPa
Intervalo de Fusión:	605-655 °C
Calor Específico (0 a 100°C):	880 J/Kg. °C
Conductividad Térmica:	170 W/m °C
Resistencia Específica:	3,5 micromhnios cm
Coefficiente de Dilatación Lineal (20-100°C):	24 x 1/10 x 6 °C-1

PROPIEDADES TECNOLÓGICAS:

- **Aptitud para el anodizado:** muy bueno de protección e industrial y aceptable para decorativo.
- **Resistencia a la corrosión:** bueno en ambiente marino.
- **Soldabilidad:** puede soldarse por todos los procedimientos conocidos. Al soldar esta aleación T5/T6, se produce un descenso de características mecánicas a un T4.
- **Maquinabilidad:** aceptable en estados T5 y T6.
- **Capacidad para la conformación:** muy buena en estado de recocido y buena en estados T1, T4 y T64.

PRINCIPALES USOS:

- Por sus características mecánicas medias, superiores a la 6063, se puede utilizar en:
- Carpinterías con exigencias especiales y/o estructurales (carp. blindadas, fachadas con exigencias en características, etc.).
 - Otras aplicaciones que necesiten una aleación de resistencia media (transporte, automoción, const. navales, escaleras, etc.).

Anexo C: Proveedores de materiales del sistema de dirección y frenos

EL ACERO
ACEROS, BRONCES, RODAMIENTOS
Cando Nieto Gladis Elizabed
García Moreno y Horta de Mendoza
Teléfono: 2870-195 2870-908 2870-180
Cel: 099 9961268 - Cuenca - Ecuador
E-mail: gacandoni@hotmail.es

RUC: 010220949214
AUTORIZACIÓN: 1118133150
FACTURA N° 001-001-00 0126692

Asasb, FAG, SKF, Rexroth, NTN, DORMER

Se: CORDERO PERERO DANIEL
Dirección: AV. 12 DE ABRIL 2011
Cuenca: 08 de Marzo del 2016
Condiciones de pago: Contado Crédito
Orden de Compra N°: 0000126690

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	PRECIO TOTAL
50.00	CH DURALINDHO 27MM	0.1786	8.93
SUBTOTAL			8.93
I.V.A. 0%			0.00
I.V.A. 12%			1.07
TOTAL			10.00

OBLIGADOS A LLEVAR CONTABILIDAD

PAGAREN: Marzo del 2016
SEIS DOLARES 00/100

EL ACERO
ACEROS, BRONCES, RODAMIENTOS
Cando Nieto Gladis Elizabed
García Moreno y Horta de Mendoza
Teléfono: 2870-195 2870-908 2870-180
Cel: 099 9961268 - Cuenca - Ecuador
E-mail: gacandoni@hotmail.es

RUC: 010220949214
AUTORIZACIÓN: 1118133150
FACTURA N° 001-001-00 0126204

Asasb, FAG, SKF, Rexroth, NTN, DORMER

Se: CORDERO PERERO DANIEL
Dirección: AV. 12 DE ABRIL 2011
Cuenca: 08 de Marzo del 2016
Condiciones de pago: Contado Crédito
Orden de Compra N°: 0000126204

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	PRECIO TOTAL
100.00	CH DURALINDHO 27MM	0.0336	3.36
SUBTOTAL			3.36
I.V.A. 0%			0.00
I.V.A. 12%			0.64
TOTAL			4.00

OBLIGADOS A LLEVAR CONTABILIDAD

PAGAREN: Marzo del 2016
SEIS DOLARES 00/100

COMERCIAL CORDERO
CORDERO FARIAS IVAN VICENTE RAMON
TUBOS, ACEROS, PLANCHAS Y MATERIALES DE CONSTRUCCION
SUMINISTRADOS PARA LA INDUSTRIA (ACEROS, BRONCES, BANCAS
DORMER, POLLOS, RETENEDORES Y PERFORACION EN GENERAL)

RUC: 0101581231001 / AUT. SRI: 111815428
Teléfono: 2893 501 y comercial-comercial@comercial.com Cuenca Ecuador
000019691
FACTURA N° 9919691

Cuente: UNIVERSIDAD DEL AZUAY
Dirección: AV. 24 DE MAYO 7111 - HERIQUAN MALO
Forma de Pago: Contado 26/03/2016
RUC: 0102044914
Tel: 2811224
Fecha: 26 de Febrero del 2016

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	P. TOTAL
3180	8.00 PZA PLATINA CP2 10 X 21 X 3.00	5.8000	18.4800
3180	4.00 PZA PLATINA CP2 10 X 26 X 3.00	5.8000	23.2000
3181	6.00 PZA PLATINA CP2 10 X 36 X 3.00	4.1600	24.9600
1534	0.72 KIT ACERO TRAHISAM BION 1	3.8100	2.7264
SUBTOTAL 12 %			66.3
DESCUENTO S			1.32
IVA 12 % S			13.86
SUBTOTAL 0% S			0.00
TOTAL S			78.84

MOTO PARTS
ARÉVALO BARRERA FANNY CECILIA
Dir.: Vargas Machuca 5-25 y Honorato Vásquez
Telf.: 2829568 Cuenca

RUC: 0101597854001 AUTORIZACIÓN S.R.I. 1117832624
Documento Categorizado: NO
FACTURA 001-001- N° 0025104

Cuenca, a 19 de Marzo de 2016
Cliente: Daniel Cordero Moreno
RUC: 0102044914 Telf.: 2811224
Dirección: Av. 12 de Abril 211

Cant.	DESCRIPCIÓN	V. Unit.	V. Total
2	Ejes Cuadro	10.71	21.42
Subtotal \$			21.42
12 % I.V.A. \$			2.58
Tarifa 0% \$			
TOTAL \$			24.00

EDITORIAL AMAZONAS S. A. Cuenca Telf.: 2820-890 RUC 0190052729001 AUT. 1997
F. AUTORIZACION 05 / NOVIEMBRE / 2015 0024001 - 0025000 x 2 F. CADUCIDAD 05 / NOVIEMBRE / 2016

IMSÁ MECÁNICA Y MATRICERÍA
Sarango Delgado José Oswaldo
Dirección: Benigno Palacios s/n y Obispo Serrano
Telf.: 2341523 * Telf. Dom.: 2890724 * Cel.: 0984951764
R.U.C.: 0101375087001 AUT. S.R.I. 1118238049
Documento Categorized NO

FACTURA
N° 001-001-
N° 0001451

Fecha: CUENCA 16 DE MARZO DEL 2016
Cliente: UNIVERSIDAD DEL AZUAY
Dirección: AV. 24 DE MAYO 777
R.U.C.: 0190131777001 Telf.: 4091000

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	VALOR TOTAL
1	ARMADO DE MANEJITAS, COLUMNA		
	DE DISTRIBUCIÓN, VOLANTE Y		
	TIGRANTAS	170 ⁰⁰	170 ⁰⁰
SUBTOTAL \$			170 ⁰⁰
IVA 0% \$			-
IVA 12% \$			20 ⁴⁰
VALOR TOTAL \$			190 ⁴⁰

Firma Autorizada:  Firma Cliente: _____

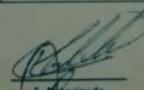
NARANJO GUDIK ROBERTO HAROLD
R.U.C. 0103211066001
Dirección: Carlos Rigoberto Vintimilla 3-68 y Francisco Moscoso Telfs.: 2814269 / 2889320 Cel.: 0998157343 E-mail: paualaaccp@hotmail.com

FACTURA No. 001-001-
0000355
AUT. S.R.I. 1118315993

Sr. (es): V. MORALES SANCHEZ DE AZUAY
Fecha: 19-02-2016 C.I./R.U.C.: 0120021272001
Dirección: AV. 24 DE MAYO 777 Telf.: 4091000

Por lo siguiente:

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	P. TOTAL
1	Espejo Shimano x7 (Super) 242,06	242,06	242,06
1	Manos x7	43,03	43,03
1	Cables de freno Shimano x7	23,05	23,05
3	Discos de freno Shimano 7"	36,43	109,29
3	Adaptadores de freno 120mm	18,22	54,66
1	Acete mineral 10W/40	40,16	40,16
2	Manos Americanas Shimano 18031	580,38	1160,76
1	Adaptador de una a otra	18,31	18,31
SUBTOTAL 12% \$			1207,23
SUBTOTAL 0% \$			
DESCUENTO \$			
SUBTOTAL \$			
IVA 12% \$			204,03
VALOR TOTAL \$			1304,82

Firma Autorizada:  Firma Cliente: _____

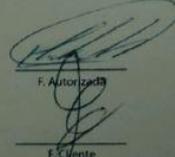
NARANJO GUDIK ROBERTO HAROLD
R.U.C. 0103211066001
Dirección: Carlos Rigoberto Vintimilla 3-68 y Francisco Moscoso Telfs.: 2814269 / 2889320 Cel.: 0998157343 E-mail: paualaaccp@hotmail.com

FACTURA No. 001-001-
0000357
AUT. S.R.I. 1118315993

Sr. (es): Universidad del Azuay
Fecha: 19-02-2016 C.I./R.U.C.: 0120021272001
Dirección: AV. 24 DE MAYO 777 Telf.: 4091000

Por lo siguiente:

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	P. TOTAL
3	Pernos 127 10x127	17,41	52,23
76	Radial de 2, Llave 70"	2,66	201,96
5	Manos Vitro lite	4,55	22,75
SUBTOTAL 12% \$			276,94
SUBTOTAL 0% \$			
DESCUENTO \$			
SUBTOTAL \$			
IVA 12% \$			33,23
VALOR TOTAL \$			310,17

Firma Autorizada:  Firma Cliente: _____

NARANJO GUDIK ROBERTO HAROLD
R.U.C. 0103211066001
Dirección: Carlos Rigoberto Vintimilla 3-68 y Francisco Moscoso Telfs.: 2814269 / 2889320 Cel.: 0998157343 E-mail: paualaaccp@hotmail.com

FACTURA No. 001-001-
0000364
AUT. S.R.I. 1118315993

Sr. (es): Daniel Cordoba Moreno
Fecha: 14-04-2015 C.I./R.U.C.: 01020449119
Dirección: AV. 12 DE ABRIL 2-41 Telf.: 2811124

Por lo siguiente:

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	P. TOTAL
5	tubos	6,25	31,25
1	Mano manija 20x2,5	24,11	24,11
32	radiales	0,40	12,80
32	Cabezas de radiales	0,25	8,00
SUBTOTAL 12% \$			76,16
SUBTOTAL 0% \$			
DESCUENTO \$			
SUBTOTAL \$			
IVA 12% \$			9,09
VALOR TOTAL \$			85,25

Firma Autorizada:  Firma Cliente: _____