

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES DE
UN VEHÍCULO MONOPLAZA PARA LA COMPETICIÓN EN LA
FORMULA SAE”**

**TESIS DE GRADO PREVIA A LA
OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO
AUTOMOTRÍZ**

AUTOR:

DAVID SANTIAGO MEJÍA GONZÁLEZ

DIRECTOR:

ING. JÓNATAN POZO PALACIOS

CUENCA, ENERO 2015.

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Yo, David Santiago Mejía González, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mi derecho de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.



David Santiago Mejía González

CERTIFICACIÓN

Que el siguiente trabajo de tesis: “DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA PARA LA COMPETICIÓN EN LA FORMULA SAE”, para la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana, sede Cuenca, realizado por el estudiante David Santiago Mejía González, fue dirigido por mi persona.

Cuenca, 7 de Enero del 2015



Ing. Jónatan Pozo Palacios.

AGRADECIMIENTO

Primeramente gracias a Dios y a María Auxiliadora por ser mi guía, inspiración y el modelo más grande de amor en este mundo.

A mis padres y abuelos por ser el apoyo y ejemplo de vida a seguir, para hacer de mí una mejor persona.

Al Ing. Jónatan Pozo Palacios por sus consejos, dirección e inteligencia en el desarrollo de este proyecto de grado.

El Autor

DEDICATORIA

A mis padres por su gran entrega, esfuerzo y sacrificio, a mis hermanas por su apoyo constante.

RESUMEN

En el presente trabajo de tesis se describe y aplica el proceso genérico de desarrollo de nuevos productos para el diseño de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo de competencia F-SAE.

Para cumplir con el objetivo propuesto, en el capítulo I se realiza la fundamentación teórica de los sistemas de suspensión, frenos y dirección dando a conocer las características de funcionamiento y las normas técnicas que dicta el reglamento emitido por los organizadores de la competencia F-SAE 2014.

En el capítulo II se desarrolla el diseño de las manguetas del prototipo F-SAE, que consta de las siguientes actividades: Identificación de la necesidad, investigación preliminar, generar y evaluar conceptos de solución y por último se llega al diseño en detalle; donde se recopila toda la información para generar el modelo en 3D que será evaluado mediante el método de elementos finitos con la ayuda del software ANSYS 14.5. Luego de los análisis del diseño se realiza una iteración de rediseño del cuerpo de la mangueta, con el fin de disminuir las masas y obtener una correcta repartición de los esfuerzos.

El capítulo III muestra los resultados del diseño con todos los elementos que la conforman. Mediante un software CAD se puede observar los ajustes en la geometría de la suspensión en especial el ángulo de caída y la transmisión de las maniobras del piloto mediante el brazo de dirección a la mangueta. Subsiguientemente se describe el proceso de manufactura de las manguetas, que consta de operaciones de remoción de material y operaciones de ensamblaje mediante uniones permanentes. Finalmente se muestra un resumen de los costos de materiales, elementos normalizados y el mecanizado.

ÍNDICE GENERAL

1	FUNDAMENTO TEÓRICO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DIRECCIÓN Y FRENOS DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA FORMULA SAE	1
1.1	Introducción.....	1
1.1	Generalidades competencia Fórmula SAE:.....	1
1.2	Estado del arte	2
1.3	Sistema de Suspensión	4
1.3.1	Reglamento	4
1.3.2	Suspensión F-SAE	4
1.3.3	Geometría de la suspensión.....	6
1.4	Manguetas F-SAE	8
1.4.1	Funciones de la mangueta F-SAE.....	8
1.5	Centro de rueda	9
1.5.1	Materiales utilizados para centros de rueda	11
1.5.2	Rodamiento	12
1.6	Aros y neumáticos	13
1.6.1	Reglamento	13
1.6.2	Neumáticos F-SAE	14
1.6.3	Aros.....	15
1.7	Sistema de dirección.....	18
1.7.1	Reglamento	18
1.7.2	Dirección F-SAE.....	18
1.8	Sistema de frenos.....	19
1.8.1	Reglamento	19
1.8.2	Descripción sistema de frenos F-SAE.....	19

1.8.3	Disco de frenos.....	20
1.8.4	Discos de freno para F-SAE.....	21
1.8.5	Clasificación de los discos de freno	23
1.8.6	Mordaza de freno	24
1.9	Sumario	27
2	DISEÑO DE LAS MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES	28
2.1	Introducción.....	28
2.2	Proceso genérico de desarrollo de nuevos productos.....	28
2.2.1	Identificación de las necesidades	29
2.2.2	Especificaciones.....	30
2.2.3	Generación de conceptos.....	30
2.2.4	Evaluación de conceptos – Matriz de decisión	31
2.2.5	Diseño de detalle y pruebas.....	31
2.3	Aplicación de la metodología.....	32
2.3.1	Identificación de la necesidad	32
2.3.2	Investigación preliminar.....	32
2.3.3	Especificaciones objetivo.....	34
2.3.4	Generación y evaluación de conceptos de solución	43
2.3.5	Diseño en detalle.....	53
2.3.6	Pruebas de los conceptos de solución	71
2.4	Optimización de la masa en la mangueta delantera.....	96
2.5	Optimización de la masa en la mangueta trasera.....	99
2.6	Sumario	102

3	ANÁLISIS DE RESULTADOS Y PROPUESTA DE MANUFACTURA DE LAS MANGUETAS DELANTERAS Y TRASERAS	103
3.1	Introducción.....	103
3.2	Resultados del diseño de las manguetas para un vehículo F-SAE	103
3.2.1	Adaptación de la mangueta delantera a la geometría de la suspensión delantera del vehículo F-SAE	103
3.2.2	Adaptación de la mangueta trasera a la geometría de la suspensión trasera del vehículo F-SAE.....	104
3.2.3	Ajustabilidad del ángulo de caída	105
3.2.4	Transmisión de las maniobras del piloto mediante los brazos de dirección a las ruedas.....	105
3.3	Material	106
3.3.1	Propiedades mecánicas.....	106
3.3.2	Métodos de unión.....	107
3.4	Uniones mediante soldadura	107
3.4.1	Soldadura TIG.....	107
3.5	Procesos de manufactura	107
3.5.1	Operaciones de proceso con remoción de material.....	108
3.5.2	Operaciones con proceso sin arranque de viruta.....	112
3.5.3	Operaciones de ensamble del cuerpo principal mangueta delantera.....	117
3.5.4	Operaciones de ensamble del cuerpo principal mangueta trasera.....	118
3.6	Costos de la manufactura de los diseños propuestos.....	119
3.6.1	Costo de la materiales	119
3.6.2	Costo de los elementos normalizados	120
3.6.3	Costo del mecanizado	121
3.6.4	Costo de materiales de soldadura.....	121

3.6.5	Costo total de construcción.....	122
3.7	Sumario	122
4	RECOMENDACIONES.....	125
5	BIBLIOGRAFÍA	126

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

<i>Figura 1.1. Manguetas de diferentes equipos F-SAE UK 2014.</i>	3
<i>Figura 1.2. Sistemas push/pull rod.</i>	5
<i>Figura 1.3. Geometría de la suspensión. Fuente: (Pashley, 2012)</i>	7
<i>Figura 1.4. Ángulo de Caster. Fuente: (Pashley, 2012)</i>	7
<i>Figura 1.5. Mangueta delantera, brazos de suspensión y pivote de dirección.</i>	8
<i>Figura 1.6. Ensamble de la rueda trasera con eje de transmisión y brazos de suspensión.</i>	8
<i>Figura 1.7. Centro de rueda de eje fijo.</i>	10
<i>Figura 1.8. Centro de rueda de eje libre.</i>	10
<i>Figura 1.9. Centro de rueda posterior.</i>	10
<i>Figura 1.10. Wheel hub (VW POLO).</i>	11
<i>Figura 1.11. Wheel hub (HYUNDAI ELANTRA).</i>	11
<i>Figura 1.12. Rodamiento de rodillos cónicos.</i>	12
<i>Figura 1.13. Neumáticos Hoosier.</i>	15
<i>Figura 1.14. Terminología del neumático y aro</i>	16
<i>Figura 1.15. Formula Student Wheels.</i>	17
<i>Figura 1.16. Formula Student Wheels. Fuente: (Velardo, 2011)</i>	17
<i>Figura 1.17. Sistema de dirección.</i>	19
<i>Figura 1.18. Sistema de freno F-SAE.</i>	20
<i>Figura 1.19. Disco de freno AP Racing.</i>	21
<i>Figura 1.20. Brake Rotors; KAZ TECHNOLOGIES. Fuente: (Kaz Tecnologías , 2014).</i>	22
<i>Figura 1.21. Disco de freno fijo.</i>	23
<i>Figura 1.22. Disco de freno flotante.</i>	24
<i>Figura 1.23. Mordaza de montaje flotante.</i>	25
<i>Figura 1.24. Caliper de montaje fijo.</i>	26
<i>Figura 1.25. Mordaza Wilwood modelo G200.</i>	26
<i>Figura 1.26. Datos técnicos mordaza Wilwood G200.</i>	27

CAPÍTULO II

<i>Figura 2.1. Proceso de desarrollo del producto.</i>	29
<i>Figura 2.2. Cojinete esférico.</i>	33
<i>Figura 2.3. Láminas de ajuste de camber.</i>	33
<i>Figura 2.4. Geometría de la suspensión delantera (vista frontal).</i>	35
<i>Figura 2.5. Geometría de la suspensión delantera (vista lateral).</i>	35
<i>Figura 2.6. Geometría de la suspensión trasera (vista posterior).</i>	36
<i>Figura 2.7. Geometría de la suspensión trasera (vista superior).</i>	36
<i>Figura 2.8. Cortante simple/cortante doble</i>	38
<i>Figura 2.9. Rotulas (ROD END).</i>	38
<i>Figura 2.10. Cojinete esférico (spherical bearing)</i>	39
<i>Figura 2.11. Medidas del centro de rueda.</i>	54
<i>Figura 2.12. Rodamiento de bolas de contacto angular.</i>	54
<i>Figura 2.13. Modelo 3D del disco de freno.</i>	55
<i>Figura 2.14. Modelo 3D de la mordaza de freno.</i>	56
<i>Figura 2.15. Plano de la geometría base para el diseño de la mangueta.</i>	57
<i>Figura 2.16. Geometría del cuerpo de la mangueta delantera.</i>	57
<i>Figura 2.17. Proceso de diseño CAD de la mangueta delantera.</i>	58
<i>Figura 2.18. Cuerpo de chapa metálica de la mangueta delantera.</i>	59
<i>Figura 2.19. Ubicación de la mordaza de freno.</i>	60
<i>Figura 2.20. Diseño mangueta delantera.</i>	60
<i>Figura 2.21. Diseño de la mangueta delantera.</i>	62
<i>Figura 2.22. Vista frontal, ángulo de avance.</i>	63
<i>Figura 2.23. Vista Lateral, ángulo de caída.</i>	63
<i>Figura 2.24. Sujeción y retención del rodamiento/centro de rueda.</i>	63
<i>Figura 2.25. Diseño para el ajustar el ángulo de caída.</i>	64
<i>Figura 2.26. Diseño para la sujeción del brazo de suspensión y mangueta.</i>	64
<i>Figura 2.27. Diseño de los soportes de los brazos de suspensión.</i>	65
<i>Figura 2.28. Geometría básica del cuerpo de la mangueta.</i>	66
<i>Figura 2.29. Cuerpo de la mangueta.</i>	66
<i>Figura 2.30. Proceso de diseño de la geometría de la mangueta.</i>	67

<i>Figura 2.31. Diseño de los soportes de freno.....</i>	68
<i>Figura 2.32. Diseño de las manguetas traseras.</i>	69
<i>Figura 2.33. Adaptación dimensional del centro de rueda.</i>	70
<i>Figura 2.34. Adaptación del centro de rueda y el disco de freno.</i>	71
<i>Figura 2.35. D.C.L. en vista lateral.</i>	73
<i>Figura 2.36. D.C.L, Vista frontal.</i>	77
<i>Figura 2.37. Diagrama de cuerpo libre del neumático.....</i>	79
<i>Figura 2.38. Obstáculo en pista </i>	80
<i>Figura 2.39. D.C.L que corresponde al giro de la dirección.</i>	82
<i>Figura 2.40. Diagrama de cortante doble.....</i>	83
<i>Figura 2.41. Fuerzas durante curva.</i>	85
<i>Figura 2.42. Fuerzas durante frenado.</i>	85
<i>Figura 2.43. Fuerza aplicada en la junta de la dirección.....</i>	85
<i>Figura 2.44. Fuerzas actuantes al paso sobre un obstáculo.....</i>	85
<i>Figura 2.45. Aplicación de las cargas sobre la mangueta delantera.</i>	88
<i>Figura 2.46. Deformaciones mangueta delantera.....</i>	88
<i>Figura 2.47. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la mangueta delantera.</i>	89
<i>Figura 2.48. Aplicación de las cargas sobre la mangueta trasera.</i>	91
<i>Figura 2.49. Deformaciones mangueta trasera.</i>	92
<i>Figura 2.50. Esfuerzo equivalente de Von-Mises.</i>	93
<i>Figura 2.51. Esfuerzo equivalente de Von-Mises.</i>	97
<i>Figura 2.52. Deformaciones mangueta delantera.....</i>	98
<i>Figura 2.53. Esfuerzo equivalente de Von-Mises en la mangueta trasera.....</i>	100
<i>Figura 2.54. Deformaciones mangueta delantera.....</i>	101
CAPÍTULO III	
<i>Figura 3.1. Ensamble final de la suspensión y la mangueta delantera.....</i>	104
<i>Figura 3.2. Ensamble final de la suspensión y la mangueta trasera.</i>	104
<i>Figura 3.3. Ajuste del ángulo de caída.....</i>	105
<i>Figura 3.4. Ángulo de dirección.....</i>	106
<i>Figura 3.5. Medidas y tolerancias del buje para el soporte del rodamiento.</i>	108
<i>Figura 3.6. Bujes para el soporte del rodamiento.</i>	109

Figura 3.7. <i>Medidas del centro de rueda mecanizado.</i>	109
Figura 3.8. <i>Plano del acople del disco de freno/centro de rueda.</i>	110
Figura 3.9. <i>Mecanizado de la ranura.</i>	111
Figura 3.10. <i>Plano 2D del acople disco de freno/centro de rueda.</i>	111
Figura 3.11. <i>Ensamble centro de rueda, disco de freno.</i>	112
Figura 3.12. <i>Cuerpo principal de chapa metálica, mangueta delantera.</i>	113
Figura 3.13. <i>Plano superior de la mangueta delantera.</i>	113
Figura 3.14. <i>Plano inferior de la mangueta delantera.</i>	114
Figura 3.15. <i>Cuerpo principal de chapa metálica, mangueta delantera.</i>	114
Figura 3.16. <i>Plano superior de la mangueta trasera.</i>	115
Figura 3.17. <i>Plano inferior de la mangueta trasera.</i>	115
Figura 3.18. <i>Plano de corte soporte de la suspensión.</i>	116
Figura 3.19. <i>Plano de corte soporte inferior de la mangueta trasera.</i>	116
Figura 3.20. <i>Ensamble del cuerpo principal mangueta delantera</i>	117
Figura 3.21. <i>Prototipo mangueta delantera</i>	118
Figura 3.22. <i>Ensamble del cuerpo principal mangueta delantera</i>	118
Figura 3.23. <i>Prototipo mangueta trasera.</i>	119

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO II

<i>Tabla 2.1. Especificaciones de las normas “SAE Grade 5” y “Metric Grade 8.8”</i>	40
<i>Tabla 2.2. Especificaciones de desempeño.</i>	40
<i>Tabla 2.3. Matriz necesidades métricas.</i>	42
<i>Tabla 2.4. Conceptos de solución para los soportes del brazo de suspensión.</i>	43
<i>Tabla 2.5. Matriz de decisión para los soportes de los brazos de suspensión.</i>	44
<i>Tabla 2.6. Conceptos de solución para el pivote de la dirección:</i>	45
<i>Tabla 2.7. Matriz de decisión para el pivote de la dirección.</i>	45
<i>Tabla 2.8. Conceptos de solución para el soporte de la mordaza en la mangueta.</i>	46
<i>Tabla 2.9. Matriz de decisión para el soporte de la mordaza.</i>	46
<i>Tabla 2.10. Conceptos de solución para el mecanizado.</i>	47
<i>Tabla 2.11. Matriz de decisión para la solución del proceso de manufactura</i>	48
<i>Tabla 2.12. Concepto de solución para el centro de rueda.</i>	49
<i>Tabla 2.13. Matriz de decisión para el centro de rueda.</i>	49
<i>Tabla 2.14. Concepto de solución para el ajuste del ángulo de caída</i>	50
<i>Tabla 2.15. Matriz de decisión para el ajuste del ángulo de caída.</i>	51
<i>Tabla 2.16. Concepto de solución del material para el cuerpo y los elementos de la mangueta.</i>	51
<i>Tabla 2.17. Matriz de decisión para el material</i>	52
<i>Tabla 2.18. Valor de las cargas aplicadas sobre la mangueta delantera.</i>	87
<i>Tabla 2.19. Propiedades de la malla de la mangueta delantera</i>	87
<i>Tabla 2.20. Valores de las cargas aplicadas sobre la mangueta trasera.</i>	90
<i>Tabla 2.21. Propiedades de la malla de la mangueta trasera.</i>	91
<i>Tabla 2.22. Resultados del soporte de la mangueta delantera.</i>	94
<i>Tabla 2.23. Resultados del soporte inferior de la mangueta trasera.</i>	95
<i>Tabla 2.24. Elementos finitos vs estado de esfuerzos en un punto de la mangueta delantera.</i>	99
<i>Tabla 2.25. Elementos finitos vs estado de esfuerzos en un punto de la mangueta trasera.</i>	102

CAPÍTULO III

<i>Tabla 3.1. Costo de los materiales.....</i>	120
<i>Tabla 3.2. Costo de los elementos normalizados.....</i>	120
<i>Tabla 3.3. Costo de los mecanizados realizados mediante corte por agua en la empresa INGMATRICOM.</i>	121
<i>Tabla 3.4. Costos de materiales soldadura.</i>	121

CAPÍTULO I

FUNDAMENTO TEÓRICO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DIRECCIÓN Y FRENOS DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA FORMULA SAE

1.1 Introducción

En la actualidad, “La Sociedad de Ingenieros Automotrices” (SAE), organiza la competencia Formula Student a nivel mundial. Equipos universitarios tienen la oportunidad de diseñar y fabricar un prototipo de vehículo tipo F-SAE y competir en los distintos eventos de la competencia.

Uno de los componentes del vehículo F-SAE son las manguetas, tanto delanteras como traseras que deberán dar la sustentabilidad del vehículo para superar con éxito los eventos dinámicos y estáticos dentro de la competencia.

En el presente capítulo se fundamentará teóricamente los sistemas que intervienen e interactúan con las manguetas como son: sistema de suspensión, sistema de dirección y sistema de frenos. También se dará a conocer las generalidades del reglamento F-SAE (*2014 Formula SAE Rules*) sobre estos sistemas.

1.1 Generalidades competencia Formula SAE:

El propósito de la competencia F-SAE, es asumir que los estudiantes de pregrado y posgrado trabajan para una empresa que se dedicará a diseñar, fabricar, desarrollar y competir con un prototipo de vehículo de competencias.

Para efecto de la competencia se deberá obtener un vehículo tipo fórmula, el cual debe cumplir con las normativas para el mercado no profesional de competencias.

La competencia F-SAE también engloba todos los aspectos de una industria automotriz como son: investigación, desarrollo, mercadotecnia, finanzas, diseño y manufactura. Obligando así a los estudiantes a salir de las aulas de clases y demostrar los conocimientos teóricos y prácticos aprendidos, enfocada en una experiencia real de trabajo.

1.2 Estado del arte

En los últimos años los componentes de las masas no suspendidas (sistema de suspensión) de los vehículos tipo F-SAE, han sufrido cambios con el fin de disminuir la masa total de los elementos.

La finalidad de disminuir las masas de estos elementos es aumentar la dinámica y control del vehículo, por lo tanto, para lograr este objetivo deben poseer bajo peso y momento de inercia.

Un problema típico que se da al construir el vehículo tipo fórmula es el sobredimensionamiento de los componentes, sobre todo en equipos que participan por primer año en la competencia F-SAE, perjudicando con esto la dinámica y control del vehículo.

Por otro lado, equipos de mayor trayectoria en competencias de fórmula SAE, consiguen reducir las dimensiones y el peso de las masas no suspendidas, logrando componentes ligeros y confiables con el uso de software de diseño (CAD), procesos de manufactura CNC's y materiales adecuados.

Gracias a la experiencia en la competencia F-SAE UK 2014 se pudo observar y obtener evidencia del desarrollo que tienen los equipos de F-SAE en el diseño y construcción de manguetas delanteras y posteriores. A continuación se mostrarán fotografías de las manguetas, véase figura 1.1.

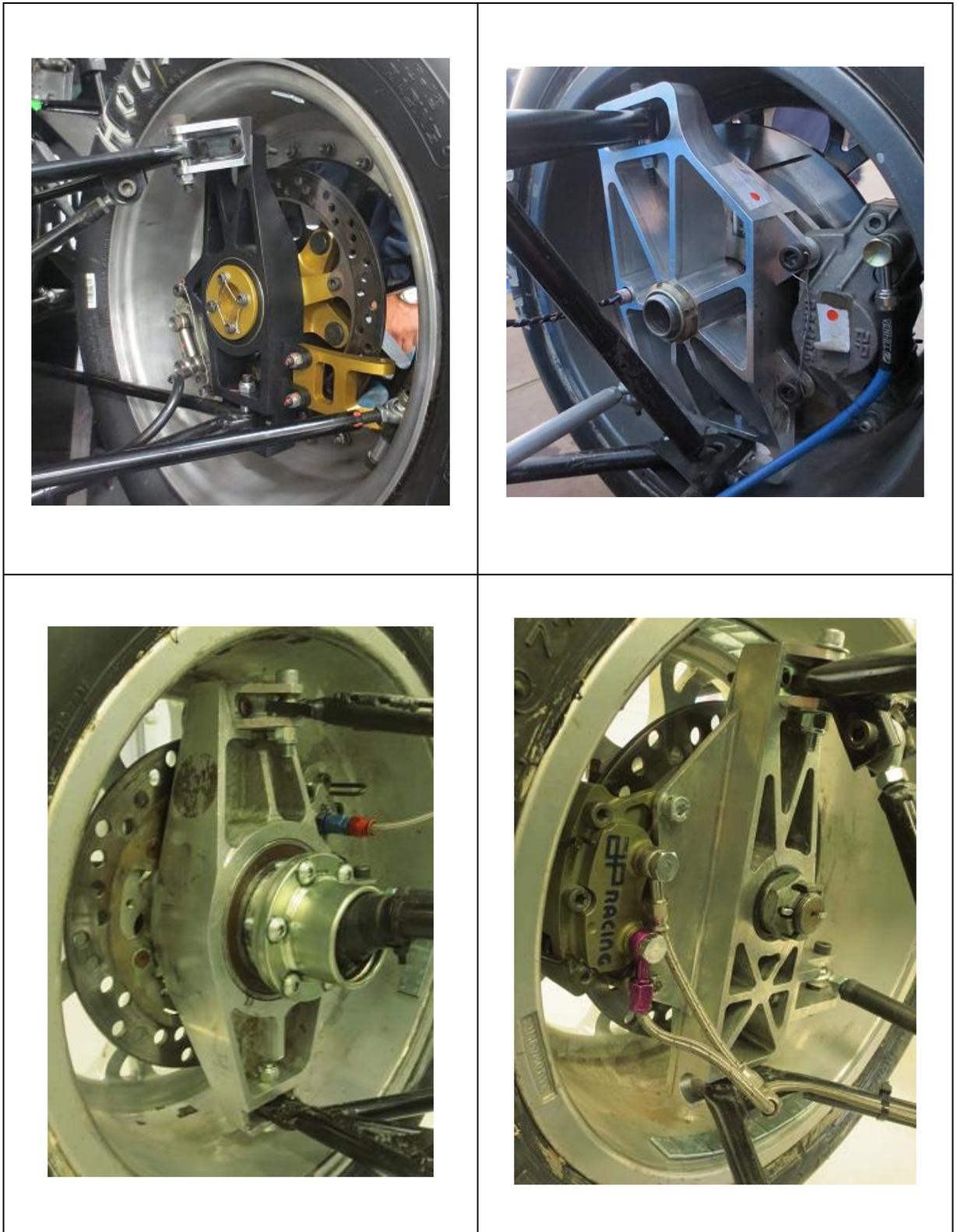


Figura 1.1. Manguetas de diferentes equipos F-SAE UK 2014.

Fuente: El Autor.

Para poder dar solución al diseño de las manguetas delanteras y posteriores de un vehículo de competencia F-SAE, a continuación se fundamentará teóricamente los sistemas de suspensión, dirección y frenos.

1.3 Sistema de Suspensión

En los automóviles es común utilizar un diseño de suspensión independiente mediante dos brazos de suspensión en forma de horquilla triangular. Cada horquilla o brazo de suspensión tienen dos puntos de montaje en el chasis.

Este sistema de suspensión independiente permite controlar el movimiento de las ruedas a lo largo del recorrido de la suspensión. Permitiendo hacer el trabajo más fácil para los neumáticos y asegurar un comportamiento predecible y controlado del vehículo. La suspensión deberá mantener los neumáticos en constante contacto con el suelo, para obtener su capacidad máxima de adherencia. Por lo tanto el diseño de la suspensión F-SAE debe centrarse en las restricciones del reglamento.

1.3.1 Reglamento

Según el artículo T6.1 del Reglamento F-SAE (*2014 Formula SAE Rules*), la suspensión deberá cumplir con los siguientes requisitos:

- El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión totalmente operativo, con amortiguadores frontales y posteriores, con un recorrido de la rueda de 25,4 mm (1 pulgada) de bote y 25,4 mm (1 pulgada) de rebote, con el conductor sentado.
- La distancia al suelo debe ser la suficiente para evitar que cualquier parte del vehículo, excepto los neumáticos toquen el suelo durante las pruebas en pista.

1.3.2 Suspensión F-SAE

Un vehículo F-SAE está provisto de una suspensión tipo independiente de doble horquilla. Esto permite un mejor control de parámetros como: ángulo de caída, ángulo de avance, ángulo de inclinación de dirección y radio de pivote. Mejorando así el comportamiento del neumático y obteniendo las mejores prestaciones en pista del vehículo F-SAE.

Dentro de este tipo de suspensión independiente, se encuentran las de tipo “push rod” y “pull rod”, véase figura 1.2. Por sus características de funcionamiento permite elegir la disposición de los elementos muelle/amortiguador en varias posiciones y se puede utilizar en la suspensión delantera y trasera.

La diferencia entre los sistemas se describe a continuación:

- Push rod: Utiliza una barra de empuje en compresión como se puede ver en la figura 1.2b.
- Pull rod: Utiliza una barra de empuje en tracción como se puede ver en la figura 1.2a.

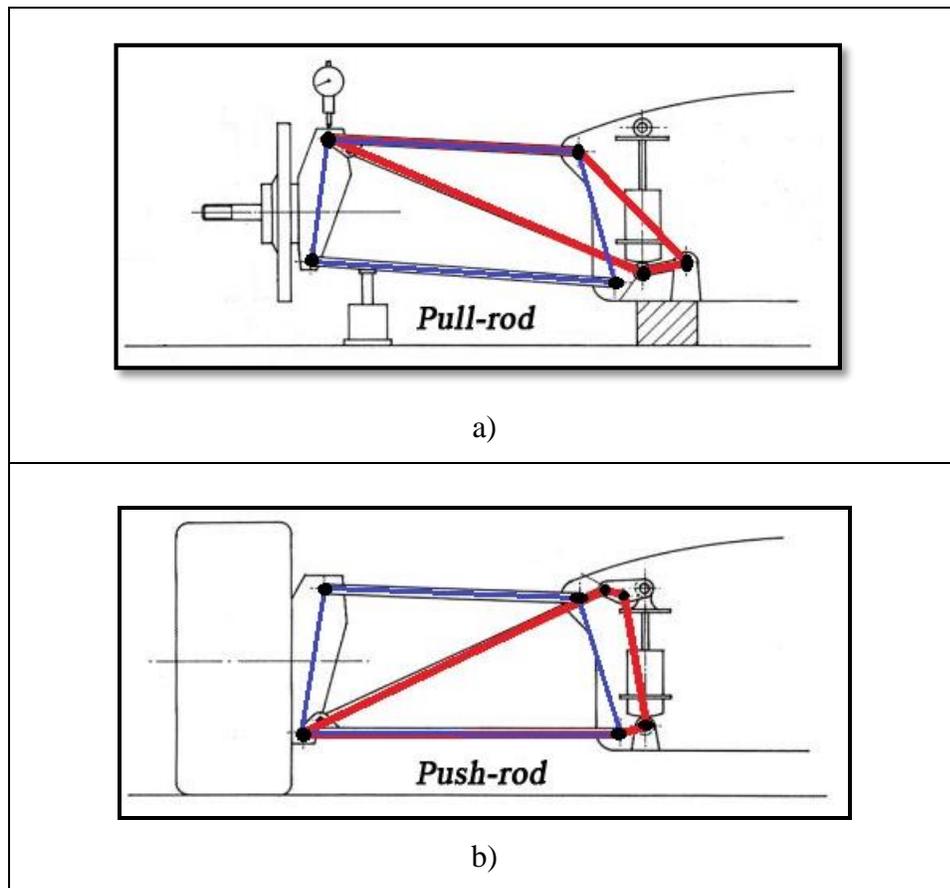


Figura 1.2. Sistemas push/pull rod.

Fuente: (f1aldia.com, 2014)

Al no contar con experiencia en la competencia F-SAE, se eligió de tipo “push rod”, por su buena adaptabilidad a la cinemática deseada de la suspensión. Esto lo realizó el equipo encargado de diseñar el sistema de suspensión.

El siguiente elemento de la suspensión del vehículo de competencia F-SAE son las manguetas. Las manguetas de un F-SAE, sirven de nexo entre el brazo de suspensión inferior y superior, de manera que, esto genera el movimiento oscilante típico de la suspensión. Las manguetas son elementos fundamentales donde se concentran los esfuerzos estáticos y dinámicos que sufre un vehículo en pista, y juegan un papel importante en la geometría de la suspensión.

1.3.3 Geometría de la suspensión

La geometría de la suspensión está definida por los siguientes parámetros: camber, caster, kingpin angle y scrub radius. (Gaffney & Salinas, 2009)

- **Ángulo de caída** (*Camber*): Es el ángulo que forma la rueda con respecto a la vertical como muestra la figura 1.3. Se considera que es un ángulo negativo cuando la parte superior de la rueda se inclina hacia la línea central del vehículo.
- **Ángulo de avance** (*Caster*): Es el ángulo de inclinación de la mangueta que forma en el plano longitudinal, este forma una línea imaginaria (eje de dirección) que pasa por los pivotes superior e inferior de las ruedas delanteras. Ver figura 1.4.
- **Ángulo de inclinación de dirección** (Kingpin Angle): Es la proyección de una línea imaginaria entre la rótula superior y la inferior con respecto a la vertical de la rueda. Ver figura 1.3.
- **Radio de pivote** (Scrub Radius): Es la distancia entre el eje de dirección y la zona media de contacto con la rueda. Ver figura 1.3.

Consideraciones: Debido a que la rueda se mueve a través del recorrido de la suspensión, la cantidad de neumático sobre el suelo se ve afectada por el ángulo de caída. Este ángulo debe ser fácilmente ajustable, de modo que la suspensión mantenga el máximo contacto del neumático con el suelo.

El exceso de inclinación del ángulo de caída puede reducir la cantidad del neumático sobre el suelo, lo que afectará el frenado y la aceleración en línea recta.

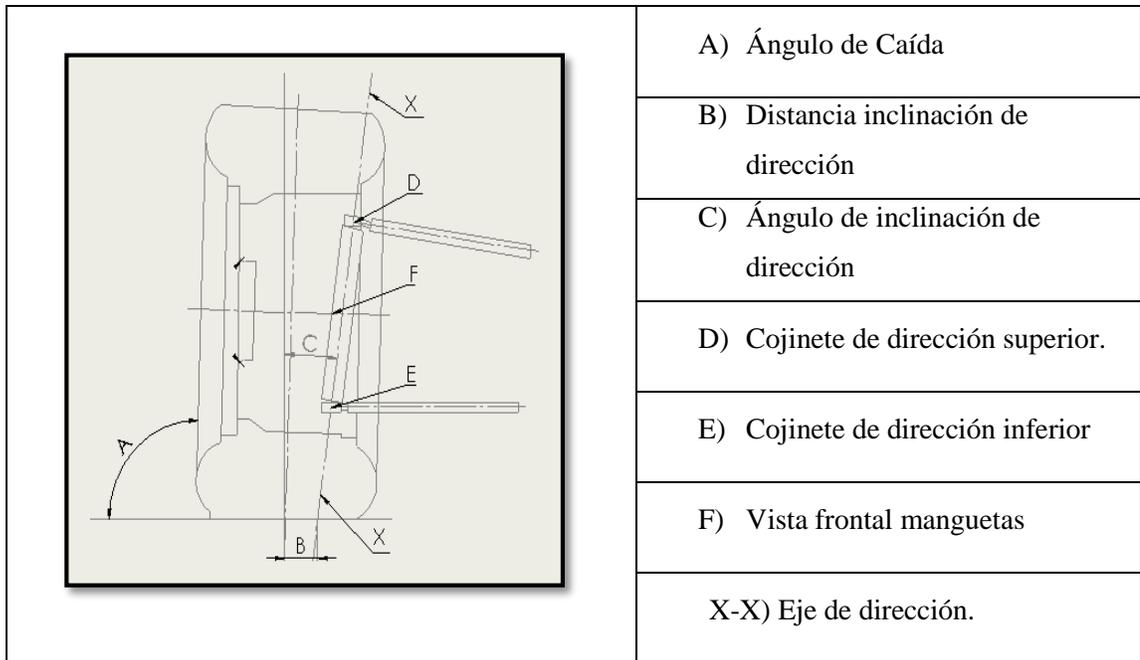


Figura 1.3. Geometría de la suspensión. Fuente: (Pashley, 2012)

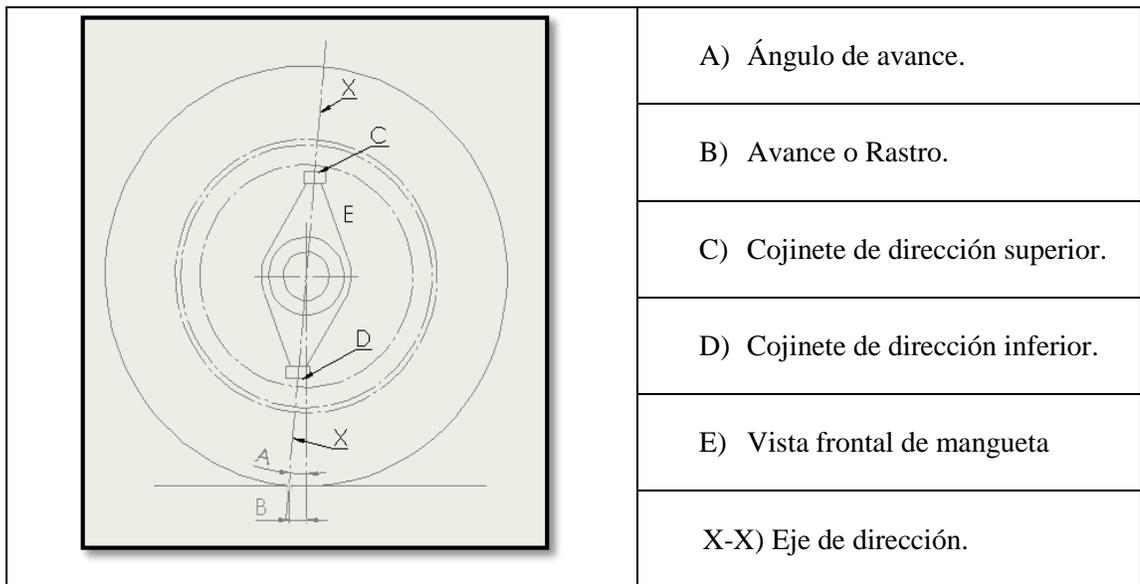


Figura 1.4. Ángulo de Caster. Fuente: (Pashley, 2012)

1.4 Manguetas F-SAE

Las manguetas F-SAE son los elementos que sirven de vínculo entre la suspensión y la dirección con las ruedas, por lo general albergan a la mordaza de freno en un solo ensamble como se muestra en la figura 1.5. En las manguetas posteriores adicionalmente se consideran los centros de rueda, que sirven para conectar el tren de fuerza motriz que accionan las ruedas traseras. Normalmente los centros de rueda posteriores contienen un cojinete y una junta homocinética como muestra las figuras 1.6.

A su vez las manguetas deben dar cabida a todos los puntos de la suspensión como son: la rótula superior, rótula inferior, varillaje de la dirección, centro de rueda, rodillo y mordaza. (Brendan. J. Waterman, 2011)



Figura 1.5. Mangueta delantera, brazos de suspensión y pivote de dirección.

Fuente: (Brendan. J. Waterman, 2011)



Figura 1.6. Ensamble de la rueda trasera con eje de transmisión y brazos de suspensión.

Fuente: (Brendan. J. Waterman, 2011)

1.4.1 Funciones de la mangueta F-SAE

Las funciones de la mangueta son: (Pashley, 2012)

- a) Proporcionar una ubicación estable para el cojinete de la rueda, a través del cual pasará toda la fuerza que actúa sobre el vehículo.

- b) Resistir las fuerzas de rotación alrededor de su eje, que surgen desde la superficie de contacto del neumático, causados por tracción y frenado.
- c) Soportar los momentos de flexión cuando el vehículo toma una curva.
- d) Resistir fuerzas alineantes que provoca la geometría de la suspensión en la superficie de contacto del neumático.
- e) Soportar las fuerzas que genera el amortiguador y el muelle, ya que están unidas directamente a través de su varillaje de accionamiento.
- f) Resistir fuerzas de torsión que actúan alrededor del eje de rotación de la rueda causada por el frenado, y proporcionar un lugar seguro para el montaje de la mordaza de freno.
- g) Ser rígida para soportar torsión en dirección vertical y para transmitir con precisión la dirección de las ruedas y las reacciones de la dirección.
- h) Ser lo suficientemente robusta para resistir los daños por contactos menores con objetos en pista, tales como bordillos, desniveles, etc.
- i) Por último, tiene que encajar dentro del aro.

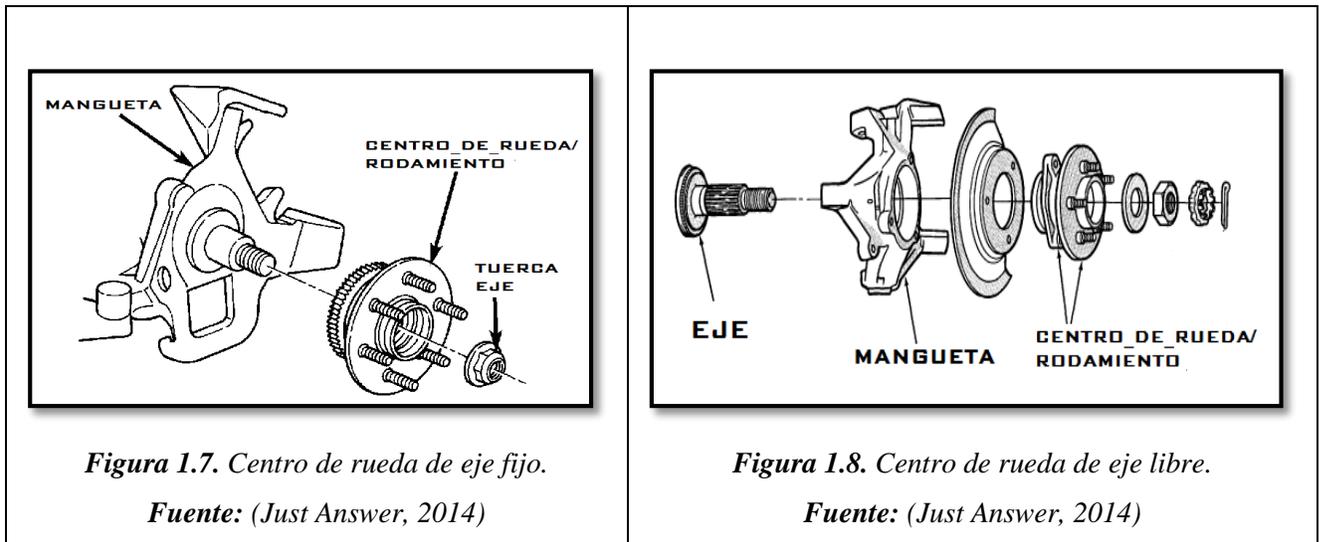
1.5 Centro de rueda

El propósito del centro de rueda es proporcionar un punto fijo de rotación para la rueda y el disco de freno, de esta manera transmitir el par de frenado del disco al neumático. En la parte delantera el centro de rueda mantiene sujeto al rodamiento, y soporta el momento que se genera cuando el vehículo toma una curva.

El diseño del centro de rueda debe estar íntimamente relacionado con la mangueta. Por lo tanto en la parte delantera se tiene dos configuraciones: (Pashley, 2012)

- 1) Utilizar un eje que vaya fijo en la mangueta, y el rodamiento se coloca entre el eje fijo y el centro de rueda como se puede ver en la figura 1.7. La ventaja de esta configuración es que se puede compactar mejor el diseño de la mangueta.
- 2) En esta segunda configuración existe un eje que gira junto al centro de rueda, en este caso el eje se encuentra en la pista interna del rodamiento mientras que la pista externa del rodamiento se mantiene fija dentro de la mangueta como se muestra

en la figura 1.8. La desventaja es que esta configuración utiliza un elemento adicional que es el eje, pero es simple en su diseño.



Los centros de rueda traseros y delanteros utilizan la misma configuración de eje libre, la diferencia con el centro de rueda delantero es que el centro de rueda trasero se encarga de transmitir la tracción del motor a las ruedas mediante un estriado interno como se muestra en la figura 1.9.

Para lograr esto debe interactuar con el sistema de tren motriz mediante un palier que utiliza un eje con estriado externo que conecta con el centro de rueda con estriado interno.



Figura 1.9. Centro de rueda posterior.

Fuente: (University of South Australia Copyright website, 2014)

1.5.1 Materiales utilizados para centros de rueda

En el mercado automotriz existen centros de ruedas de diferentes materiales, estos son de alta resistencia de manera que se pueden aplicar en un vehículo F-SAE, por ejemplo centro de rueda del vehículo *VW POLO* ó *HYUNDAI ELANTRA*, figura 1.10 y figura 1.11 respectivamente.



Figura 1.10. Wheel hub (VW POLO).
Fuente: (COMLINE AUTO PARTS, 2014)



Figura 1.11. Wheel hub (HYUNDAI ELANTRA).
Fuente: (COMLINE AUTO PARTS, 2014)

Los materiales por lo general son aceros de alta resistencias, que contienen carbono (C) en 40% y molibdeno (MO) en 35%, que le dan buenas propiedades mecánicas y facilidad de mecanizado.

Los tipos de materiales utilizados para la fabricación de centros de rueda son:

- 605M36 Aleación de acero: aleación de acero de alta resistencia en barras redondas, tiene una buena resistencia a los golpes, con excelente maleabilidad y fácil mecanizado.
- 6082 Aluminium alloy: es una aleación estructural, con alta resistencia, de fácil mecanizado y al ser de aluminio es de bajo peso. Se lo encuentra en planchas de diferentes medidas.

1.5.2 Rodamiento

El rodamiento permite que el centro de rueda pueda girar libremente con el neumático, mientras la mangueta se mantiene fija en su posición vertical.

Existen varios tipos de rodamientos, para efecto de esta investigación se describirán los utilizados en automóviles, y estos son:

- Rodillos cónicos: funcionan mediante una serie de rodillos cónicos que se ubican entre dos pistas de metal, estos tipos de rodillos pueden soportar cargas de tipo axial y radial en una sola dirección, por este motivo es necesario dos rodillos cónicos enfrentados entre sí para que puedan soportar cargas radiales en ambos sentidos.



Figura 1.12. Rodamiento de rodillos cónicos.

Fuente: (NTN, 2014)

- Rodillos de bolas: los rodamientos de bolas de contacto angular pueden soportar cargas radiales y axiales en una solo dirección. La diferencia con los rodamientos de rodillos cónicos es que estos tienen una menor fricción interna y pueden girar con mayor facilidad. Se pueden encontrar de una o dos filas de rodillos de bolas que soportan cargas en ambas direcciones.

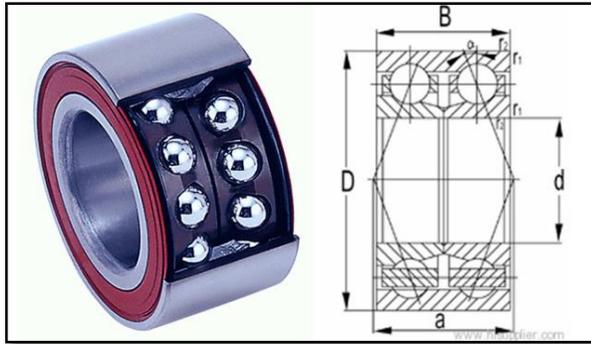


Figura 1.12: Rodamiento de bolas.

Fuente: (NTN, 2014)

Una característica fundamental de los rodamientos es su capacidad de soportar el momento que se genera cuando el vehículo toma una curva.

Para seleccionar el rodamiento correcto es necesario conocer cuáles son y en qué dirección están ubicadas las cargas, la velocidad de rotación máxima y el espacio disponible en la mangueta.

Por su ubicación un rodamiento está sometido a cargas radiales y axiales. La carga radial es provocada por el peso del vehículo cuando pasa sobre una irregularidad, esto provoca una alta carga de poca duración. La carga axial es generada por la dinámica del vehículo, esto se da en la inercia al tomar una curva. El rodamiento tiene que ser capaz de soportar fuerzas axiales en las direcciones longitudinal y transversal. Estos criterios serán tomados en cuenta para la selección del rodamiento y el diseño de las manguetas en el capítulo II.

1.6 Aros y neumáticos

1.6.1 Reglamento

Según los artículos T6.3 y T6.4 del reglamento F-SAE “2014 Formula SAE Rules”, el tamaño del neumático y del aro deben estar comprendidos entre 8 pulgadas y 13 pulgadas de diámetro. Deben contar con pernos para sujetar el centro de rueda.

Los neumáticos deben ser de dos tipos: para pista seca y para pista mojada.

1.6.2 Neumáticos F-SAE

Los neumáticos juegan un papel importante en el manejo del vehículo porque son los encargados de transmitir las acciones del piloto en el volante hacia la pista. Las fuerzas dinámicas actúan sobre las superficies de contacto de los neumáticos.

Deben brindar las siguientes características:

- Estabilidad.
- Confort.
- Retroalimentación del conductor.
- Rendimiento del vehículo lateral y longitudinal.

Los neumáticos deben cumplir tres funciones:

- Soportar las cargas del vehículo.
- Transmitir fuerza longitudinal para acelerar y frenar.
- Transmitir fuerzas laterales en curvas.

Los neumáticos se pueden clasificar según su construcción, característica y uso recomendado por el fabricante. Para la competencia de F-SAE existen dos tipos de neumáticos que establece el reglamento, y estos son:

- Neumáticos secos (*slicks*) que no tienen ninguna talladura en su rodadura, exclusivos para piso seco.
- Neumáticos de lluvia (*wets*) exclusivos para piso mojado y tienen talladura en su rodadura.

En la selección de los neumáticos para el vehículo F-SAE se considerará un factor importante:

- Investigación sobre los criterios de otros equipos con más experiencia en esta competencia y comparación de sus resultados obtenidos.

El análisis del comportamiento y propiedades de los compuestos del neumático son complicados de obtener, ya que estos datos característicos se obtienen mediante

experimentación en laboratorios o estudiando un determinado neumático en condiciones establecidas. Vale recalcar que el desarrollo de esta tesis no abarca este tema.



Figura 1.13. Neumáticos Hoosier.

Fuente: (Hoosier Racing Tire , 2014)

Considerando los factores que se mencionaron en los puntos anteriores se seleccionó el neumático tipo “slicks” y “wets” de la marca HOOSIER, figura 1.13, con dimensiones: 20.5 in x 7 in rin 13. El compuesto de estos neumáticos es suave y genera un gran coeficiente de fricción en condiciones de piso seco o mojado.

1.6.3 Aros

Los aros comúnmente utilizados en la competencia F-SAE son: aro de 13 pulgadas y aro de 10 pulgadas.

Los aros de 13 pulgadas proporcionan un mayor espacio donde se pueden empaquetar las manguetas, recomendados para equipos de primer año en la competencia F-SAE. La desventaja es su alto peso por su tamaño.

Los aros de 10 pulgadas tienen la ventaja de ser ligeros ya que reducen su tamaño. Tiene como desventaja el espacio interior menor, esto podrían ocasionar problemas de funcionamiento y de diseño.

Considerando estos aspectos, se determinó utilizar aro de 13 pulgadas de diámetro por las ventajas que ofrecen para equipos de F-SAE y el mayor espacio interior que brinda. Este

criterio fue analizado por el equipo que diseñara la suspensión. A continuación se muestran las características de los aros.

Características:

- Ancho: 4 pulgadas hasta 15 pulgadas.
- Diámetro: 13 pulgadas.
- Agujeros de centro: 1, 3, 4, 5.
- Wheel Offsets: de amplio rango.

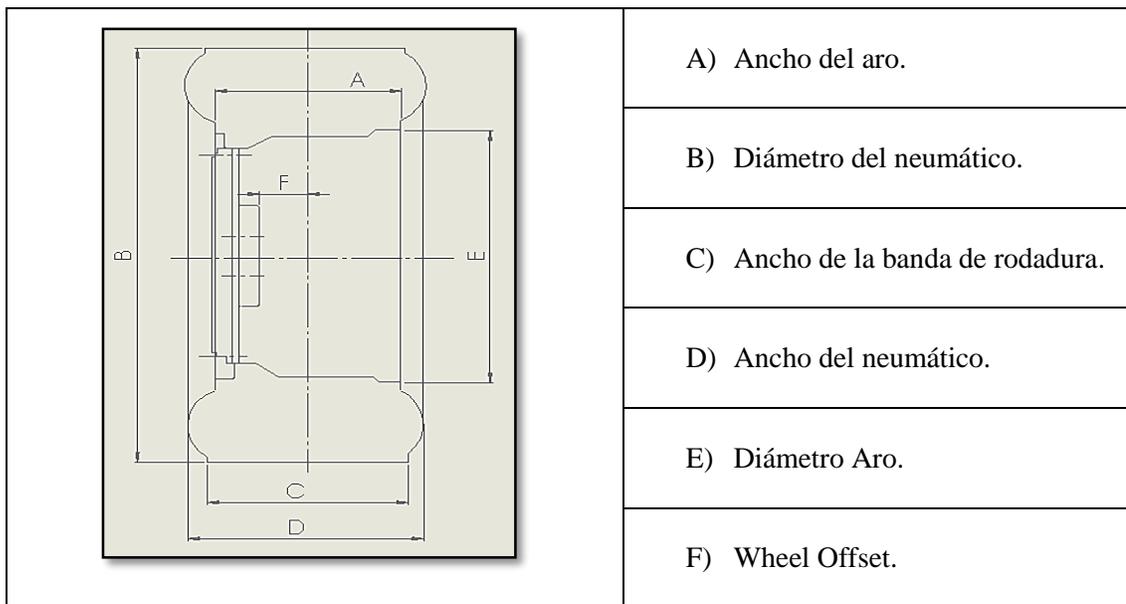


Figura 1.14. Terminología del neumático y aro

Fuente: (Pashley, 2012).

Para determinar las medidas de los aros, según las características de la figura 1.14, se requirió la participación del equipo encargado del diseño de la suspensión, con el fin de definir los puntos de sujeción de la suspensión sin afectar la geometría de la suspensión.

La marca de los aros *BRAID FORMRACE*, figura 1.15, ofrecen las siguientes características y medidas:

- Los aros están hechos de dos piezas: una parte central y el aro.
- Son ultra ligeros hechos con tecnología “Spin Forging” para vehículos no mayores a 650 Kg.

- El peso de cada aro es de 3 kg aproximadamente.



Figura 1.15. Formula Student Wheels.

Fuente: (Braid, 2014).

- Las medidas que ofrece esta marca se especifican en la figura 1.16, tomando en cuenta que se decidió utilizar un neumático de 7 pulgadas de ancho y un aro de 13 pulgadas de diámetro.

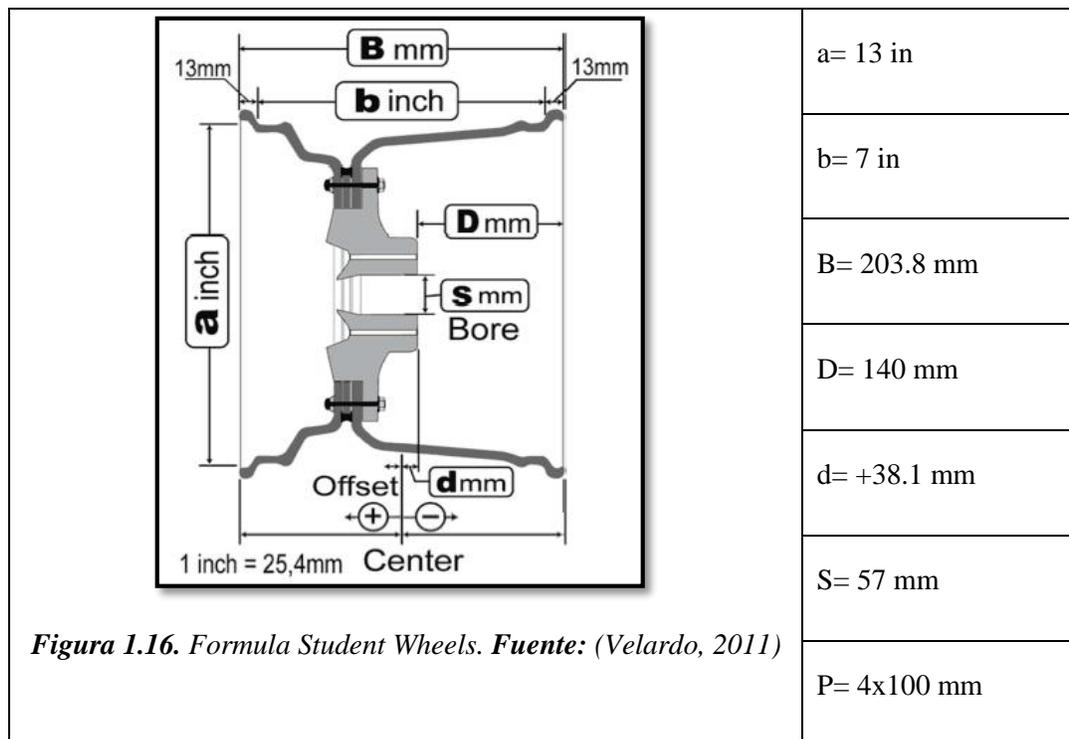


Figura 1.16. Formula Student Wheels. **Fuente:** (Velardo, 2011)

1.7 Sistema de dirección

1.7.1 Reglamento

Según el artículo T6.5 del reglamento F-SAE “2014 Formula SAE Rules”, establece que el sistema de dirección debe cumplir con las siguientes características:

- El volante debe estar conectado mecánicamente a las ruedas.
- El sistema de dirección debe tener topes para evitar que el mecanismo se bloquee.
- Los topes pueden estar ubicados en las manguetas o en el mecanismo de dirección (cremallera).
- Juego libre del sistema de dirección de siete grados (7°) en total, medido en el volante.

1.7.2 Dirección F-SAE

El sistema de dirección tiene la misión de orientar las ruedas directrices, de forma que el vehículo pueda ser maniobrado dentro de la pista. El sistema de dirección de un vehículo F-SAE, está constituido de un volante con un desacople rápido, una columna de dirección que en un extremo está unida a un piñón y una cremallera.

Los brazos de dirección son los responsables de conectar la cremallera a las manguetas delanteras. Esta conexión transmite las fuerzas de entrada de la cremallera de dirección a los brazos de dirección y provoca una rotación de las ruedas alrededor de su eje.

El sistema de dirección debe cumplir con las siguientes características:

- Suavidad y precisión, es decir, respuesta inmediata.
- Irreversibilidad, es decir, lo que pasa en la rueda no afecta al volante.
- Estabilidad, es decir, mantener una posición estable.

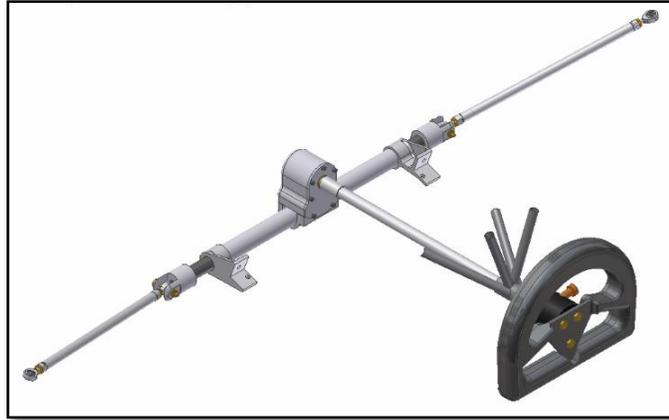


Figura 1.17. Sistema de direccion.

Fuente: (UCD Formula SAE, 2006)

1.8 Sistema de frenos

El sistema de frenos de un vehículo nos permitirá volver al estado de reposo de una manera segura y controlada. También debe proporcionar eficiencia y rendimiento para las diferentes condiciones en pista.

1.8.1 Reglamento

El artículo 7.1, del reglamento F-SAE “2014 Formula SAE Rules”, indica que un vehículo F-SAE debe contar con un sistema de frenos que actúe sobre las cuatro ruedas y que sea operado sólo con un control. Debe tener dos circuitos hidráulicos independientes, para el caso de que falle un circuito actúe el otro bloqueando dos de las cuatro ruedas.

1.8.2 Descripción sistema de frenos F-SAE

Los vehículos de F-SAE utilizan un sistema de frenos de discos. El disco de freno se acopla con el centro de rueda y gira solidario con el neumático. La mordaza está sujeta de forma tangencial al disco de freno, que gira libremente sin generar roce, como se muestra en la figura 1.18.

Al accionar el pedal de freno, el sistema hidráulico comprime las dos pastillas de freno, con lo que se genera la fricción del disco contra las pastillas y se detiene el giro libre del rotor del disco de freno.



Figura 1.18. Sistema de freno F-SAE.

Fuente: UPRacingTeam, 2014

Las ventajas de este sistema de frenos son:

- Eficiencia en la disipación de calor generado al frenar.
- De fácil calibración y mantenimiento por la accesibilidad de los componentes.

1.8.3 Disco de frenos

El disco de freno es el encargado de transformar toda la energía cinética en energía mecánica y dispersarla en forma de calor. El disco de freno por lo general está hecho de hierro fundido o de componentes cerámicos, y está conectada a la rueda por medio de un centro de rueda o rotor del disco de freno.

Existen dos tipos de disco de frenos, ranurados y perforados.

Ventajas de los discos ranurados: (Racing AP, 2011)

- Las ranuras limpian las superficies de las pastillas de freno y proporcionan mayor área de contacto, eliminando el acristalamiento.
- Los discos ranurados se pueden utilizar con cualquier material de pastilla de freno.
- La vida útil del disco es prolongada.

Desventajas de los discos ranurados:

- Su peso es mayor que un disco perforado.

Ventajas de los discos perforados: (Racing AP, 2011)

- Peso ligero en comparación a un disco ranurado.
- Mejor y mayor dispersión de calor.

Desventajas de los discos perforados:

- Pueden ser propensos a agrietamientos.
- Existe mayor desgaste por el uso de componentes duros de la pastilla de freno.

1.8.4 Discos de freno para F-SAE

Existen varias marcas que fabrican discos de freno para vehículos de F-SAE. A continuación se mostrarán los discos de freno de diferentes marcas:

- ***AP Racing:***

AP Racing ofrece un disco de 248 mm de diámetro, el disco es ranurado como se ve en la figura 1.19.



Figura 1.19. Disco de freno AP Racing.

Fuente: (AP Racing, 2014).

- **KAZ TECHNOLOGIES:** (Kaz Tecnologías , 2014)

Ofrece material para diseñar y construir discos de freno en general. Esta fábrica ha analizado la problemática de adaptarse a discos de freno convencionales de moto, que a la larga no satisfacen las necesidades de diseño de discos de freno para un vehículo F-SAE. Tiene una gran ventaja de ser un material de fácil mecanizado. Véase Figura 1.20.

Especificaciones:

- Diámetro exterior: 10 pulgadas (254 mm).
- Espesor: $\pm 0,127$ mm ($\pm 0,005$ pulgadas).
- Planicidad: $\pm 0,127$ mm ($\pm 0,005$ pulgadas).

Material:

Discos de frenos Kaz-Technologies son fabricadas de Dura-Bar G2 hierro fundido. Se trata de un nuevo material de fundición gris con mejoras de sus propiedades, que contienen hierro gris perlítico con grafito laminar.

Características:

- ASTM A48 clase 40, (SAE J431 G12, fue G4000).
- Resistencia a la tracción ~ 40 ksi [272 MPa].
- Dureza Brinell = 183-301.
- Conductividad Térmica ~ 370 BTU-in / hr-ft ²-DegF [53.3 W / mK]



Figura 1.20. Brake Rotors; KAZ TECHNOLOGIES.

Fuente: (Kaz Tecnologías , 2014).

1.8.5 Clasificación de los discos de freno

Por la manera de sujetar el disco al centro de rueda se pueden clasificar en disco fijo o disco flotante.

Un disco de freno fijo, es aquel que está conformado de una sola pieza de metal en forma de disco como se ve en la figura 1.21. Este tipo de disco de freno está unido rígidamente al centro de rueda y forma un ensamble que podría sujetar al aro. Tiene la desventaja de absorber y retener el calor generado en la frenada.



Figura 1.21. Disco de freno fijo.

Fuente: (Mark's Garage for Land Rovers, 2014).

Un disco de freno flotante, es aquel que no está unido rígidamente al centro de rueda y está conformado de dos piezas: el disco de freno y el centro de rueda.

El disco y el centro de rueda están sujetos mediante pasadores o pernos como se puede ver en la figura 1.22 y esto permite que gire junto con la rueda. El disco puede moverse ligeramente en el eje axial, este juego es útil porque le permite compensar alguna flexión que existiera en el centro de rueda y se llegue a desalinearse con respecto a la mordaza. (Velardo, 2011)

Este diseño permite que el disco se dilate sin distorsión por las elevadas temperaturas de frenado.



Figura 1.22. Disco de freno flotante.

Fuente: (Accesorios para tu moto, 2011)

1.8.6 Mordaza de freno

La mordaza de freno es el elemento que alberga las pastillas de freno y los pistones, este elemento está colocado en posición fija con respecto al vehículo (*es decir, no rota*). El principio de funcionamiento se basa en apretar el disco de freno (*que gira a la misma velocidad que la rueda*) mediante la presión hidráulica en los pistones de la mordaza que ejercen presión hasta detenerlo.

Existen dos tipos de mordaza: *de montaje flotante* y *montaje fijo*.

Montaje flotante: Son los usados en la mayoría de los automóviles, debido a su menor costo y simplicidad de fabricación. La mordaza tiene un montaje deslizante como se ve en la figura 1.23. La reacción de la presión ejercida por el pistón sobre la pastilla empuja a la mordaza, haciendo que la pastilla fija en la mordaza toque y presione el disco de freno, forzando a que se detenga el disco de freno por la fricción. (Bolido.com, 2011)

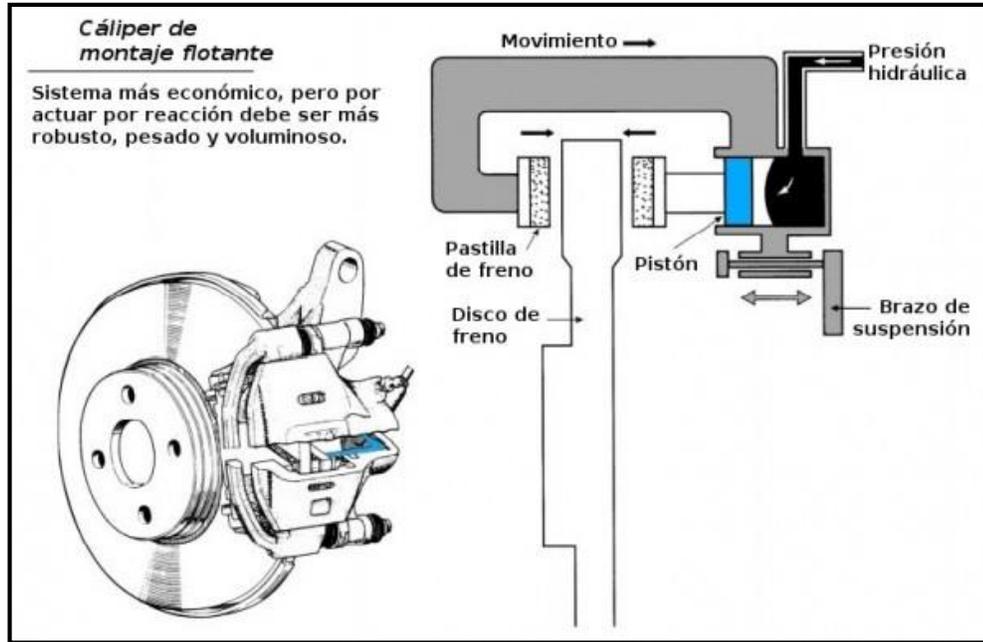


Figura 1.23. Mordaza de montaje flotante.

Fuente: (Bolido.com, 2011)

Montaje fijo: Está instalado de manera fija en la mangueta o el eje de dirección. Tiene entre dos o tres pares de pistones, distribuidos uniformes en ambas caras de la mordaza, como se muestra en la figura 1.24.

Este sistema presenta varias ventajas:

- Ejerce más presión de frenado comparado al de montaje flotante, con el mismo esfuerzo sobre el pedal de freno.
- Están fabricados generalmente de aluminio y aleaciones de magnesio, lo que le permite menos peso y mejor disipación de calor.
- Utiliza un volumen menor del fluido de frenos.
- Comprime el rotor de manera más equitativa, ya que por ambos lados tiene la misma presión. (Bolido.com, 2011)

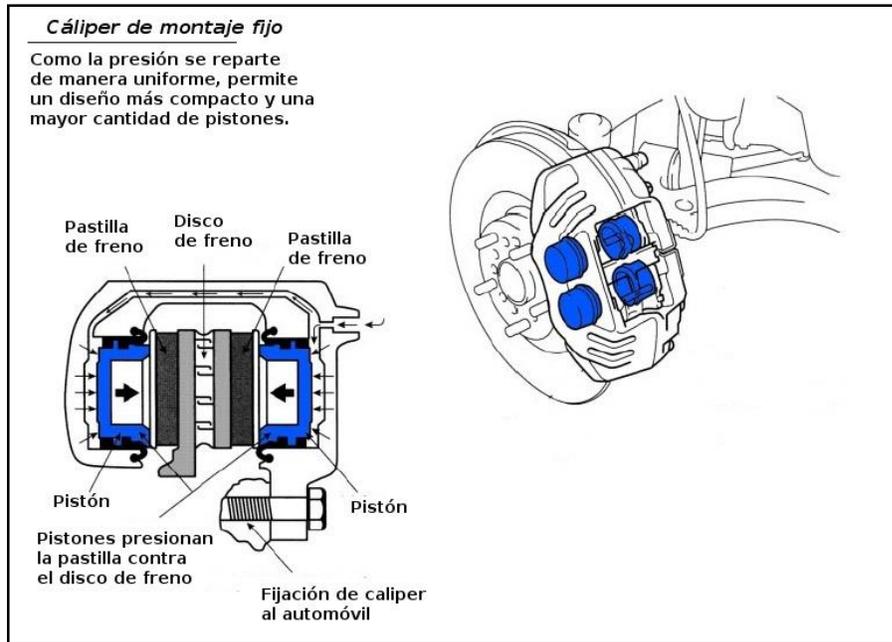


Figura 1.24. Caliper de montaje fijo.

Fuente: (Bolido.com, 2011).

Para la selección de la mordaza se realiza a continuación la descripción de la mordaza Wilwood con sus características y constitución usada para vehículos F-SAE, estas son:

- **Wilwood:** La mordaza GP200, figura 1.25. Esta mordaza es de montante fijo y cuenta con dos pistones de 31.75 mm de diámetro, de peso ligero que no supera los 0.8 kg. Se puede utilizar con discos de freno de 203 mm y 278 mm de diámetro exterior.



Figura 1.25. Mordaza Wilwool modelo G200.

Fuente: (Wilwood Engineering, Inc., 2014)

Características:

- Cuerpo de aleación de aluminio.
- Pistón de aluminio.

Dimensiones:

- Centros de soporte: 60.9 mm de centro a centro.
- Espacio libre de soporte (offset): 21.8 mm.
- Diámetro de los agujeros de montaje: 8,1 mm

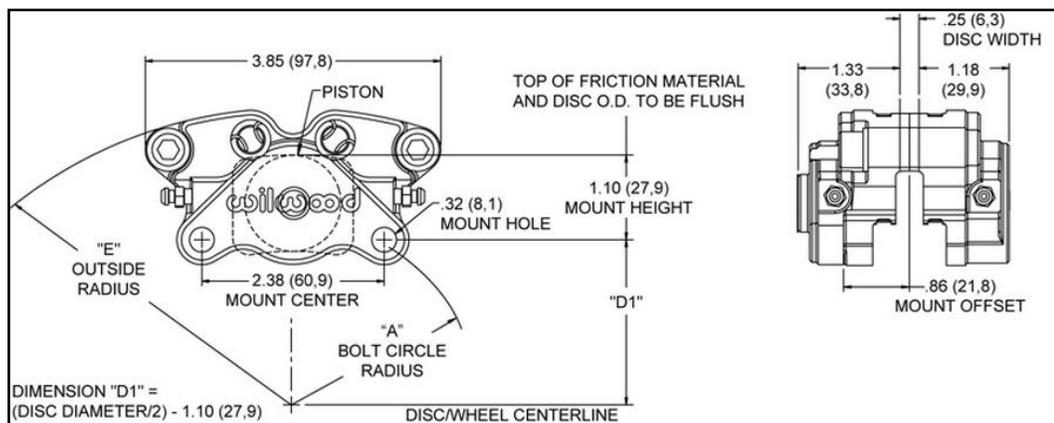


Figura 1.26. Datos técnicos mordaza Wilwood G200.

Fuente: (Wilwood Engineering, Inc., 2014)

1.9 Sumario

En este capítulo se describieron los fundamentos de la carrera F-SAE, dando a conocer de manera general el objetivo de la competencia y sus restricciones de diseño. Además se pudieron conocer las características de los sistemas de frenos, dirección y suspensión destacando sus interacciones con las manguetas. Vale mencionar que las funciones más importantes de las manguetas son: ser robusta para resistir las condiciones de manejo en pista (aceleración, frenado y curva) y daños por contactos menores con objetos en pista, proporcionar puntos fijos de sujeción con los brazos de suspensión y dirección y dar soporte a la mordaza de freno.

De esta manera la información recolectada en este capítulo será utilizada en el capítulo dos para el procediendo de diseño de las manguetas delanteras y traseras.

CAPÍTULO II

DISEÑO DE LAS MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES

2.1 Introducción

En el presente capítulo se estudiará a breves rasgos la metodología de diseño que se utiliza para proponer el diseño de las manguetas delanteras y posteriores de un vehículo prototipo F-SAE, que satisfagan en su totalidad las necesidades del prototipo.

A continuación se desarrolla la metodología de diseño que consta de las siguientes actividades: Identificación de la necesidad, investigación preliminar, generar y evaluar conceptos de solución y por último se llega al diseño en detalle; donde se recopila toda la información para generar un modelo CAD que será evaluado mediante el método de elementos finitos con la ayuda del software ANSYS 14.5.

Luego de los análisis de los diseños se realiza el rediseño de los elementos, con el fin de disminuir las masas y obtener una correcta repartición de los esfuerzos. Finalmente los diseños son presentados para proponer su construcción, tema que se desarrolla en el capítulo III.

2.2 Proceso genérico de desarrollo de nuevos productos

El proceso genérico de desarrollo de nuevos productos presentado en el libro: Diseño y Desarrollo de Nuevos Productos de Ulrich y Eppinger, es una metodología de diseño conformada por una sucesión de pasos o actividades, que una empresa utiliza para concebir, diseñar y comercializar un producto, como se muestra en la figura 2.1.

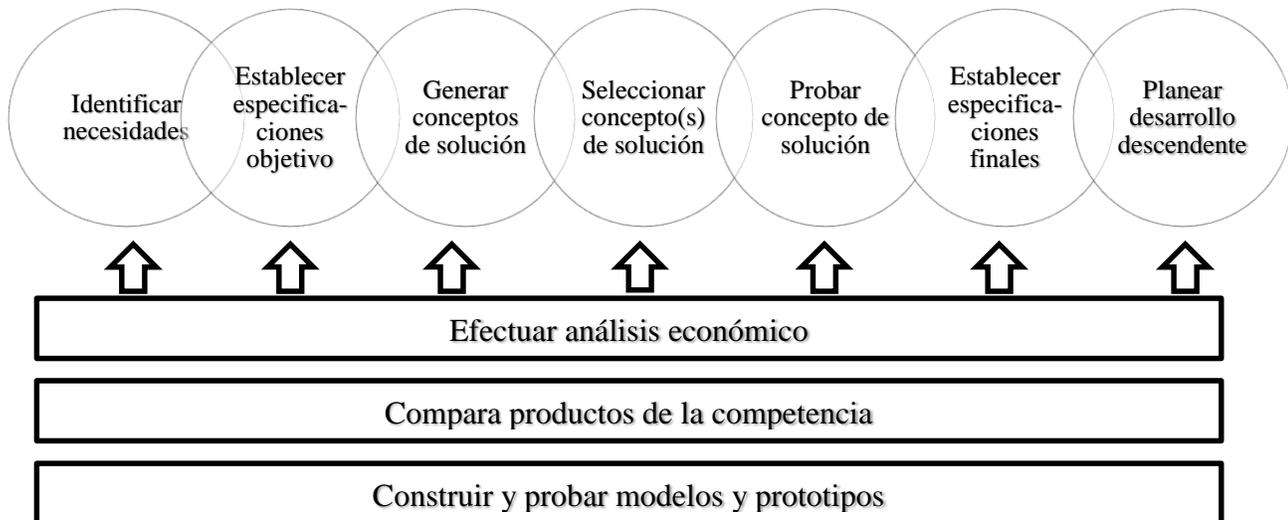


Figura 2.1. Proceso de desarrollo del producto.

Fuente: (Ulrich & Eppinger, 2012).

Es bueno entender que la metodología explicada por Ulrich y Eppinger, puede ser utilizada para el diseño de cualquier producto, satisfaciendo las necesidades de los clientes. Además esta metodología puede ser utilizada para el diseño de uno o varios elementos de una máquina o de un sistema.

Para el avance de esta tesis, el proceso genérico de desarrollo de nuevos productos será enfocado a un elemento de un sistema en específico (las manguetas que conforman el sistema de suspensión).

2.2.1 Identificación de las necesidades

La identificación de las necesidades, tiene como objetivo reconocer y entender los atributos de un potencial producto o elemento mecánico deseado.

Como resultado se obtendrá un conjunto de enunciados contruidos de las necesidades del objeto a diseñar, por ejemplo el enunciado del problema podría ser: “Lo que se necesita es...”.

Para reconocer las necesidades del elemento mecánico, existen diversos medios como son: observaciones, reportes, entrevistas, encuestas, investigación, etc.

2.2.2 Especificaciones

Las especificaciones se establecen después de que se han identificado y aclarados las necesidades.

Especificaciones objetivo: Dan una descripción en detalle de lo que el elemento *tiene* que hacer. Se entiende como la traducción de las necesidades en términos técnicos y planteados en forma de objetivos.

Las especificaciones constan de una medida y un valor (métrica). Varias especificaciones en conjunto forman las “especificaciones del producto”.

Matriz necesidades-métricas: Es un elemento gráfico que nos permitirá relacionar “las necesidades” con “las especificaciones”.

La manera de crear la lista de métricas es ponderar cada requerimiento de manera individual, considerando las necesidades y traduciéndolas a características técnicas, que satisfarán las necesidades.

2.2.3 Generación de conceptos

Tiene como objetivo concebir un gran número de ideas sin ninguna restricción de pensamiento.

El concepto de un producto, es una descripción aproximada de la tecnología, principio de funcionamiento y forma del producto¹. Para esto se podrá utilizar el método de “lluvia de ideas”.

El objetivo de utilizar el método de lluvia de ideas, es estimular a un grupo de personas para que presenten muchas ideas rápidamente, de donde se obtendrán un número de conceptos novedosos.²

Para establecer un concepto capaz de satisfacer las necesidades, se emplearán los requerimientos analizados en los puntos anteriores de la metodología. Es por ello que se seguirán los siguientes pasos:

¹ Concepto tomado de (Ulrich & Eppinger, 2012)

² Concepto tomado de (Cross, 2013)

- Reconocer los subsistemas con los que interactúa el mecanismo.
- Generar conceptos de solución con las especificaciones de desempeño.
- Filtrado de conceptos mediante matrices de decisión evaluando: factibilidad, disposición de tecnología de fabricación, costos, etc.

2.2.4 Evaluación de conceptos – Matriz de decisión

Tiene el objetivo de seleccionar el mejor concepto de solución y verificar que las necesidades del mecanismo se han satisfecho. Se describe a continuación el método de evaluación llamado “Matriz de decisión”.

El desarrollo de la matriz de decisión ayudará a identificar la mejor solución de la problemática, considerando varios aspectos de manera ordenada y sistemática.

Para desarrollar la matriz de decisión se debe colocar cada concepto de diseño en las filas de la matriz. A las columnas se les asignan aspectos en los que los conceptos de diseño tienen que ser evaluados. Estos aspectos podrían ser tales como: confiabilidad, costo, desempeño, seguridad, etc. Luego a cada categoría se le asigna un factor de ponderación el cual mide su importancia. Posteriormente el cuerpo de la matriz se llena con números que clasifican cada concepto de diseño en una escala conveniente, (1 no satisface, 10 satisfacción total). Finalmente se multiplica las calificaciones por el factor de ponderación y se obtendrá el resultado de cada concepto de diseño.³

2.2.5 Diseño de detalle y pruebas

En este paso se creará un conjunto de diseños asistidos por computadora (CAD). Por cada pieza utilizada en un mecanismo o una máquina, se incluirán las dimensiones y especificaciones de material necesarios. Mediante análisis por elementos finitos se pueden estudiar los modelos realizados en CAD de cada una de las piezas para determinar si cumplen requisitos de diseño. Es probable que se encuentren fallas que requieran iteraciones con pasos anteriores.

³ Evaluación de conceptos según (Norton, Robert, 2009)

2.3 Aplicación de la metodología

2.3.1 Identificación de la necesidad

Con la creación del equipo “U.P.S. RACING TEAM”, y su participación en la competencia de “FORMULA STUDENT UK 2014”, nació la necesidad del diseño de manguetas delanteras y posteriores, capaces de soportar los distintos eventos de la competencia. Para el diseño se debe considerar que el Instituto de Ingenieros Mecánicos (*The Institution of Mechanical Engineers “IMechE”*) proporciona un reglamento para la competencia F-SAE UK.

“Lo que se necesita es diseñar cuatro manguetas; dos delanteras y dos traseras, que se ajusten a los requerimientos y condiciones específicas del elemento⁴”.

2.3.2 Investigación preliminar

Las manguetas son los elementos encargados de conectar las ruedas con la suspensión, e interactuar con elementos de otros sistemas. En las manguetas están ancladas las mordazas de freno, por los que están sometidas mecánicamente durante el funcionamiento del vehículo. (UW Formula SAE, 2010).

Las manguetas deben cumplir con un equilibrio entre peso-resistencia, fácil fabricación y de bajo costo, que garanticen el correcto funcionamiento, evitando fallas con los elementos auxiliares que componen la suspensión, dirección y frenos. Estas características hacen que la mangueta, sea unos de los mecanismos más complejos de diseñar del vehículo, debido a que está sometida a fuerzas de gran magnitud.

En el diseño se debe tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

Interacción con los sistemas: Las manguetas deben interactuar directamente con:

- **Brazos de control superior e inferior de la suspensión:** Para sujetar la mangueta con los brazos de suspensión es común utilizar un cojinete esférico (spherical bearing), véase figura 2.3.

⁴ Mencionados en el capítulo I, 1.5. Manguetas F-SAE



Figura 2.2. Cojinete esférico.

Fuente: (Engineering, Ludemann, 2014)

- **Brazos de dirección:** Permite la conexión del sistema de dirección con la mangueta de la parte delantera, para generar la dirección del vehículo. También permite el ajuste de convergencia y divergencia.
- **Mordazas de freno:** Deben estar colocadas en las manguetas. Se seleccionará la mordaza de freno previamente al diseño a detalle.
- **Centro de rueda y rodamiento:** Deben ser seleccionados de manera conjunta.

Adaptabilidad:

- **El ángulo de caída (Camber):** Debe ser ajustable ya sea en la mangueta o en los brazo de suspensión.

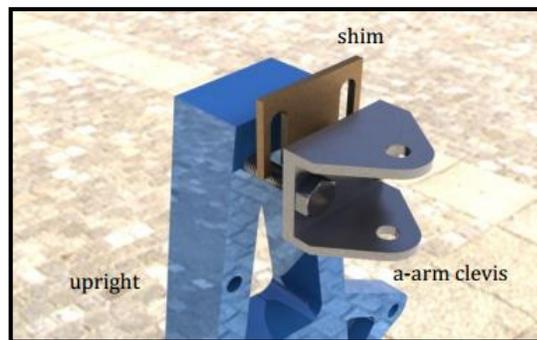


Figura 2.3. Láminas de ajuste de camber.

Fuente: (Beckley, Gygrynuk, Hilferty, & Teri, 2010)

Características físicas:

- **Material:** Las manguetas están fabricadas de aceros de alta resistencia (SAE 4130, ASSAB 705), aluminios (7075), chapa de acero (SAE 4130), etc.

2.3.3 Especificaciones objetivo

Una vez realizada la investigación preliminar se indica los requerimientos de diseño de las manguetas delanteras y traseras.

Los requerimientos están establecidos por los componentes o sistemas con los que interactúa a su alrededor⁵. De esta manera se obtuvo las siguientes especificaciones:

Manguetas delanteras:

- Transmitir las maniobras del piloto mediante los brazos de dirección a las ruedas.
- Definir los puntos de sujeción de las manguetas a los brazos de suspensión (*geometría de la suspensión*).
- Resistir las fuerzas alineantes que provoca la geometría de la suspensión.
- Soportar los momentos de flexión cuando el vehículo toma una curva.
- Ubicar la mordaza de freno en un punto fijo.
- Resistir fuerzas de torsión que actúan alrededor del eje de rotación de la rueda causada por el frenado
- Proporcionar una ubicación estable para el cojinete de la rueda.

Manguetas posteriores: Para las manguetas traseras, las consideraciones son similares a las delanteras ya mencionadas. Además se debe considerar lo siguiente:

- Proporcionar tres puntos de sujeción fija en las manguetas traseras con los brazos de suspensión, considerando que las ruedas posteriores no generan dirección.

Para aclarar las necesidades mencionadas, se muestra a continuación la propuesta del diseño de la suspensión delantera, con los puntos de anclaje y la geometría de suspensión delantera y trasera definida. Véase figura 2.3.

⁵ Fundamentación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos. Capítulo I

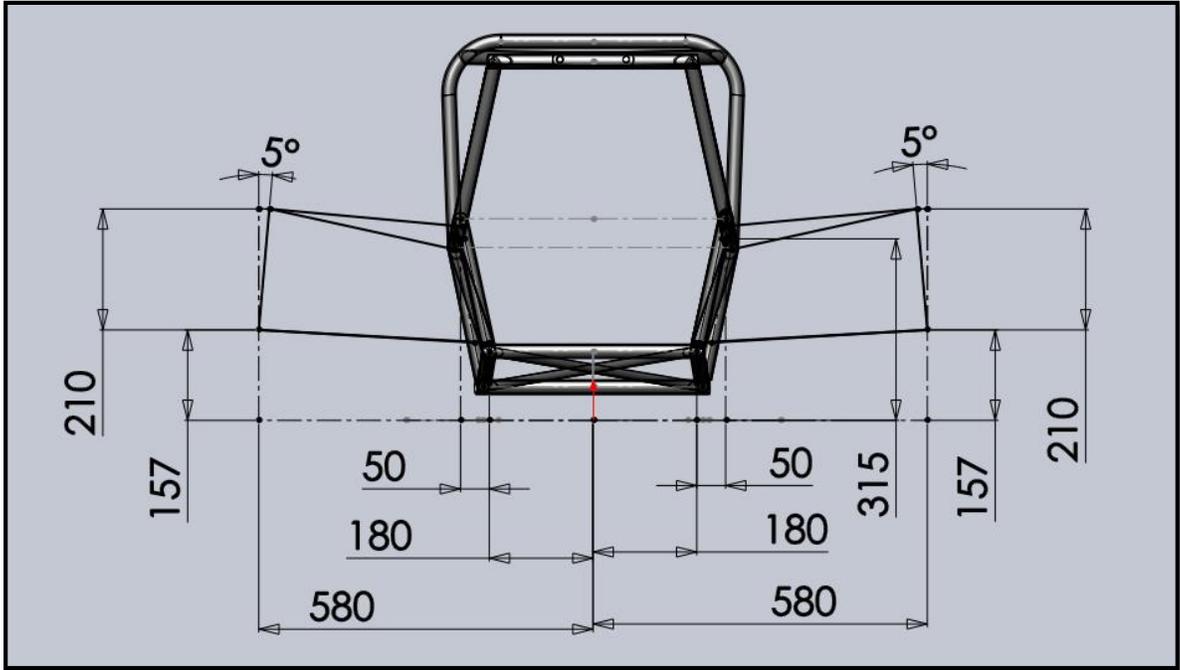


Figura 2.4. Geometría de la suspensión delantera (vista frontal).

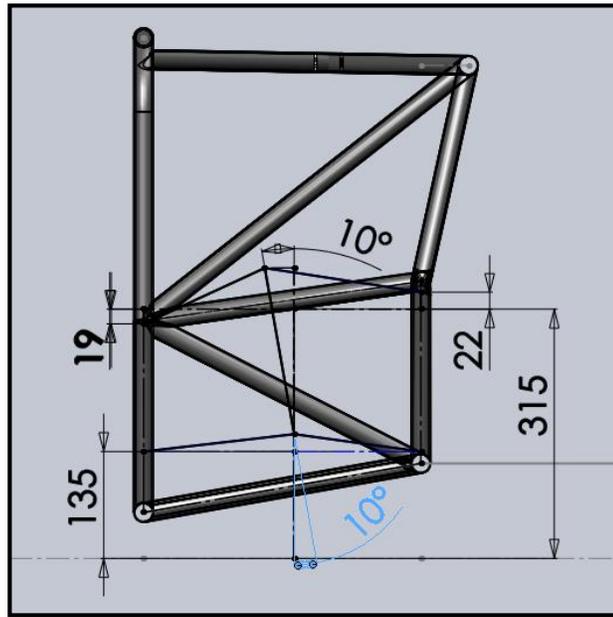


Figura 2.5. Geometría de la suspensión delantera (vista lateral).

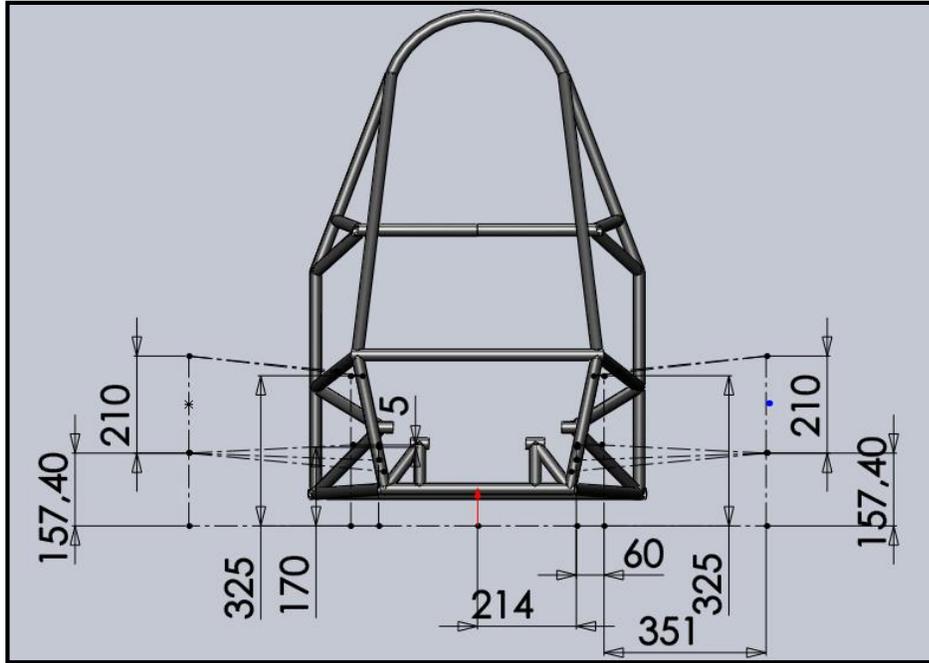


Figura 2.6. Geometría de la suspensión trasera (vista posterior).

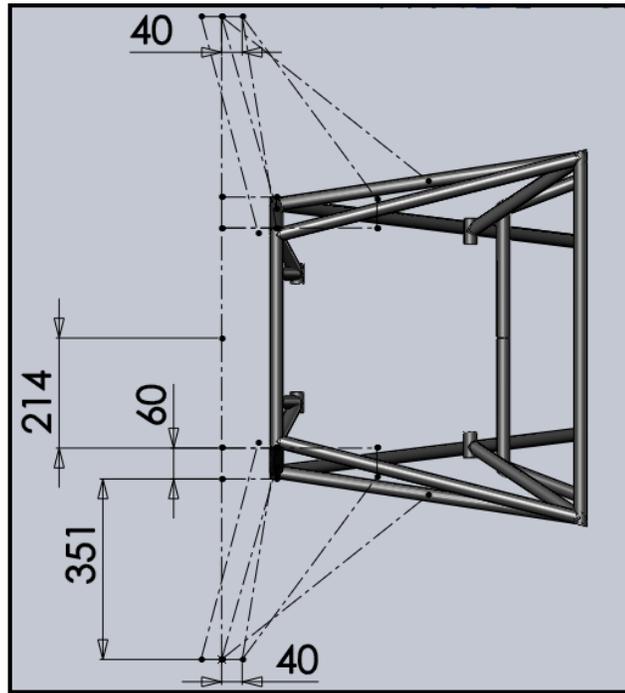


Figura 2.7. Geometría de la suspensión trasera (vista superior).

Después de mostrar la geometría de la suspensión delantera y trasera, se destaca las siguientes medidas:

- Diámetro interior del aro: 150 mm x 100 mm de ancho. Véase figura 1.16.
- Altura de la mangueta: 210 mm.
- Inclinación de camber estático: (-) 5°.
- Ángulo de avance: 10°.

Además debe considerarse los siguientes puntos del reglamento:

Pernos (FASTENERS⁶): Todos los elementos roscados que se utilicen en la estructura del chasis, el sistema de dirección, el sistema de frenos, los cinturones de seguridad y el sistema de suspensión debe cumplir mínimo la norma, SAE Grade 5, Metric Grade 8.8. Se recomienda el uso del perno Allen de cabeza cilíndrica o del perno cabeza hexagonal. No se debe usar tornillo de cabeza plana o redonda en lugares críticos como los ya mencionados.

Los elementos roscados y tuercas en ubicaciones críticas, deben tener un mecanismo de bloqueo positivo y sobresalir mínimo dos roscas completas de cualquier tuerca.

Los mecanismos de bloqueo positivos son:

- Cableado de seguridad (safety wiring).
- Pasadores de retención para ejes (Cotter pins).
- Tuercas de seguridad con nylon (Nylon lock nuts).

Rótulas (rod end) y cojinetes esféricos (spherical bearing) ubicados en el sistema de dirección o la suspensión deben estar en cortante doble como se muestra en la figura 2.10.

⁶ 2014 Formula SAE Rules; ARTICLE 11: FASTENERS, page 60.

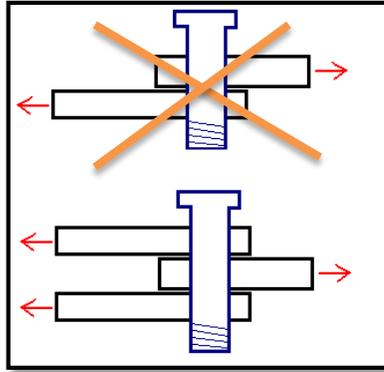


Figura 2.8. Cortante simple/cortante doble

Fuente: (GlobalSecurity.org, 2014)

Algunos de los requerimientos del reglamento contienen elementos normalizados como:

- **Rótulas (rod end):** Es un elemento normalizado (milímetros o pulgadas), de alta resistencia con tratamiento térmico que posee un vástago con rosca exterior, y su cabeza es capaz de articular en varias direcciones, es muy utilizado por la industria de los automóviles. Por sus características de movimiento son empleadas para los puntos fijos de la suspensión y los terminales de la dirección. Como se puede observar en la figura 2.11, los literales B y P son los que consideraremos en el momento del diseño.

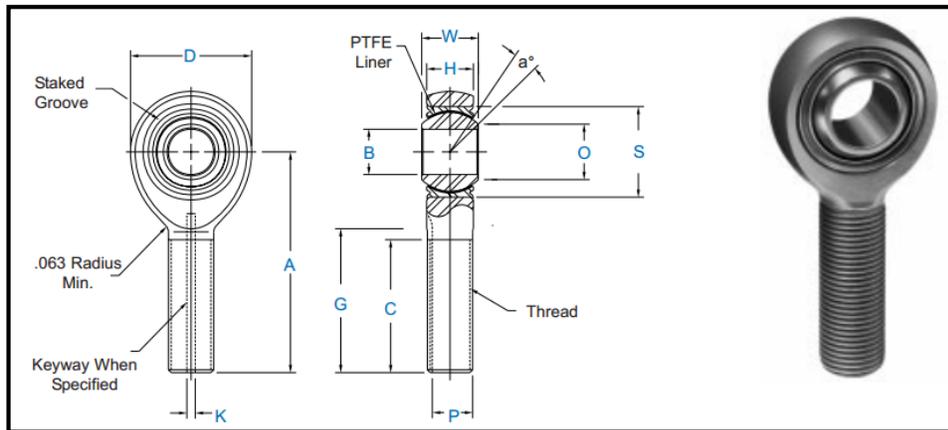


Figura 2.9. Rotulas (ROD END).

Fuente: (Aurora Bearing, 2014).

- **Cojinete esférico (spherical bearing):** Un cojinete esférico permite la rotación angular alrededor de un punto central en dos direcciones ortogonales, dentro de un límite angular especificado basándose en la geometría del rodamiento. Son utilizados en varias aplicaciones, donde el movimiento de rotación permita cambiar la alineación de su eje de rotación. Un buen ejemplo son los cojinetes del eje de accionamiento de un brazo de suspensión.

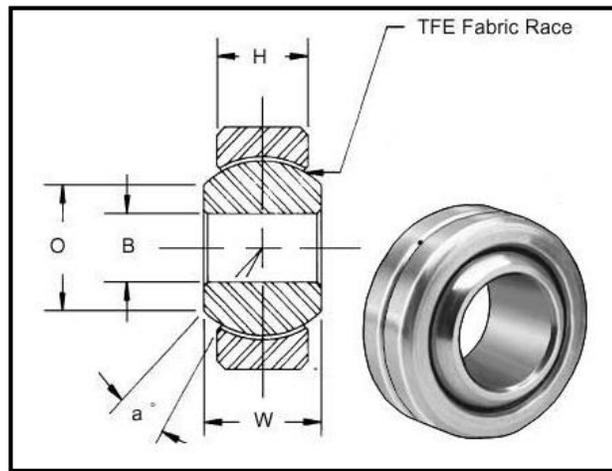


Figura 2.10. Cojinete esférico (spherical bearing)

Fuente: (Aurora Bearing, 2014).

- **Norma “SAE Grado 5” y “Métrica Grado 8.8”:** Se pueden utilizar en agujeros roscados o con una tuerca. La especificación del perno SAE J429 se identifica por un sistema de marcas en la cabeza. Las marcas en la cabeza del perno pueden hacer referencia a materiales, especificaciones mecánicas y resistencia. Los tornillos métricos usan un sistema de claves numéricas. Los números mayores indican resistencias mayores. Los números antes del punto decimal con aproximadamente el 0.01 veces la resistencia del material a la tensión. El último número es la relación entre la resistencia a la fluencia y la resistencia a la tensión.

Tabla 2.1. Especificaciones de las normas “SAE Grade 5” y “Metric Grade 8.8”

Fuente: (Robert L. Mott, 2006).

				Propiedades mecánicas			
Identificación	Especificación	Descripción	Material	Resistencia de prueba	Resistencia a la cedencia	Resistencia a la tensión	Medida Nominal
	SAE J429 Grado 5	Pernos, tornillos y espárragos	Acero al carbono, templado y revenido	85,000 (psi)	92,000 (psi)	120,000 (psi)	¼ a 1 ½ (in)
	ASTM A449						
	ISO R898 Class 8.8	Pernos, tornillos y espárragos	Aleación de Acero al carbono, templado y revenido	600 (Mpa)	750 (Mpa)	830 (Mpa)	M5 al M36 (mm)

Como resultado, se presenta a continuación la tabla 2.2 de especificaciones de desempeño.

Tabla 2.2. Especificaciones de desempeño.

Especificaciones de desempeño	
1	Proporcionar puntos fijos de sujeción con la suspensión (superior e inferior)
2	Proporcionar puntos fijos de sujeción para la mordaza de freno
3	Proporcionar punto fijo de sujeción de los brazos de dirección.
4	Dar facilidad de desacople máximo de 4 pernos (sujeción aro con centro de rueda).
5	Proporcionar una ubicación estable para el cojinete de rueda.
6	Debe resistir las diferentes fuerzas combinadas (torsión, flexión, compresión).
7	Resistir los momentos de flexión cuando el vehículo toma una curva.
8	Resistir los momentos alineantes de la geometría de la suspensión.
9	Resistir fuerzas generadas por el muelle y amortiguador.
10	Transmitir con precisión la dirección del volante a las ruedas.
11	Permitir una inclinación de camber (ajustable).
12	Debe facilitar el ajuste del camber.
13	Debe tener un ángulo de avance no mayor a 10°.
15	Debe ser de bajo peso.
16	Bajo costo unitario de manufactura.

Matriz necesidades-métricas: Es ideal que cada necesidad corresponda a una métrica, pero en la práctica varias métricas pueden ser necesarias para reflejar por completo las necesidades del producto. También las métricas deben ser variables dependientes, no independientes como por ejemplo la masa de la mangueta, es dependiente del material empleado, es decir, no se puede controlar porque surge de otras decisiones independientes. Una vez obtenidos los requerimientos y métricas se generó la tabla 2.3, que se muestra a continuación.

Tabla 2.3. Matriz necesidades métricas.

		Métricas													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
		2 puntos de sujeción fija con rótula M8	2 puntos de sujeción fija con perno M8-M10 (depende del caliper)	1 punto por mangueta delantera con perno M8	Diámetro exterior del rodillo de bolas 60 – 80 mm	Fuerza generada por el paso por curvas a 48 Km/h y un radio de curvatura de 13 m	Fuerza generada por una desaceleración de 1,08 G	Fuerza generada uetas	Ajuste de camber de ($\pm 7^\circ$)	Uso de espesores o laminas (1mm a 5mm)	Dado por la geometría de la suspensión	Partes desmontables	Uso de herramientas básicas (llaves, dados Allen)	Masa total del elemento	Costo unitario de manufactura
Necesidades															
1	Puntos fijos de sujeción (superior e inferior).	•													
2	Puntos fijos de sujeción de la mordaza de freno.		•												
3	Punto fijo de sujeción del brazo de dirección.			•											
4	Proporcionar un alojamiento adecuado para el cojinete de rueda.				•										
5	Resistir las diferentes condiciones de operación.					•	•	•							
6	Inclinación de camber ajustable.								•						
7	Facilidad de ajuste del camber.									•					
8	Ángulo de avance no mayor a 10° .										•				
9	Fácil de desmontar y montar.											•			
10	Será de fácil mantenimiento.												•		
11	Bajo peso del elemento.													•	
12	Bajo costo de manufactura.														•

2.3.4 Generación y evaluación de conceptos de solución

Para obtener los diferentes conceptos de solución que satisfagan las necesidades del elemento mecánico, se utilizarán los requerimientos que se obtuvieron mediante la investigación preliminar y la tabla de especificaciones de desempeño.

Todos los conceptos que se generaron para cada una de los requerimientos deben ser evaluados y así determinar cuáles son los más adecuados satisfaciendo las necesidades.

La evaluación dependerá de varios factores como son: desempeño del concepto, seguridad, fabricación, costos, disponibilidad tecnológica, etc.

Generación y evaluación de conceptos de solución para el soporte y unión del brazo de suspensión con la mangueta:

Los soportes de los brazos de suspensión deben adaptarse a las características de una suspensión independiente de tipo “push rod” y mantener unidos los brazos de suspensión a la mangueta permitiendo un control del ángulo de caída.

A continuación se muestra los conceptos de solución para el soporte y la unión del brazo de suspensión con la mangueta.

Tabla 2.4. Conceptos de solución para los soportes del brazo de suspensión.

Concepto de solución	A) El brazo de suspensión se sujeta mediante un elemento adicional empernado a la mangueta, en cortante doble.	B) El brazo de suspensión se sujeta directamente con la mangueta.
Brazos de suspensión		

Matriz de decisión para los soportes de los brazos de suspensión:

Tabla 2.5. Matriz de decisión para los soportes de los brazos de suspensión.

	Ajuste (caída)	Fabricación	Menor Costo	RANGO
Factor de ponderación	0,40	0,25	0,35	
Concepto A	9 / 3,6	7 / 1,75	7 / 2,45	7,8
Concepto B	5 / 2	3 / 0,75	3 / 1,05	3,8

Del análisis anterior de los criterios previamente planteados, se llega a la siguiente conclusión:

La solución más adecuada para los soportes y unión de los brazos de suspensión, es utilizar el concepto A, que tiene las siguientes características:

- El diseño permite el vínculo apropiado entre la mangueta y el brazo de suspensión.
- La unión es mediante pernos.
- Permite el ajuste y calibración del ángulo de caída.

Los brazos de suspensión utilizan una rótula tipo *rod end* o un cojinete esférico (*spherical bearing*) como se muestra anteriormente en la figura 2.12.

Conceptos de solución para el pivote de la dirección:

El pivote de la dirección permite la unión del brazo de dirección a la mangueta, de manera que pueda transmitir los movimientos del volante a las rudas. También debe cumplir con las características mencionadas en el capítulo uno. A Continuación se muestra la tabla 2.6.

Tabla 2.6. Conceptos de solución para el pivote de la dirección:

Concepto de solución	A) El pivote de la dirección puede ser de una sola pieza manufacturada con la mangueta.	B) El pivote de la dirección puede ser sujeta mediante pernos al cuerpo de la mangueta o unidas mediante soldadura.
Brazo de dirección		

Matriz de decisión para el pivote de la dirección:

Tabla 2.7. Matriz de decisión para el pivote de la dirección.

	Desempeño	Fabricación	Menor Costo	RANGO
Factor de ponderación	0,25	0,30	0,45	1,0
Concepto A.	9 / 2,25	5 / 1,5	5 / 2,25	6
Concepto B.	9 / 2,25	7 / 2,1	7 / 3,15	7,5

Del análisis, se llega a la siguiente conclusión:

La mejor opción es utilizar un elemento adicional para el pivote de dirección, unido mediante soldadura o empernado, esto permite obtener un buen desempeño y precisión del sistema de dirección, evitando que existan holguras.

Conceptos de solución para el soporte de la mordaza en la mangueta:

La mordaza de freno debe mantenerse fija en la mangueta, por este motivo se analizan los siguientes conceptos mostrados en la tabla 2.8.

Tabla 2.8. *Conceptos de solución para el soporte de la mordaza en la mangueta.*

Conceptos de solución	A) Mangueta manufacturada de una sola pieza con los soportes de la mordaza incluidos en cortante simple	B) Soportes de la mordaza unidos mediante soldadura. Cortante doble.	C) Mangueta manufacturada de una sola pieza con los soportes de la mordaza incluidos. Cortante doble.
Mordaza de freno			

Matriz de decisión para el soporte de la mordaza:

Tabla 2.9. *Matriz de decisión para el soporte de la mordaza.*

	Adaptabilidad	Seguridad	Fabricación	Menor Costo	RANGO
Factor de ponderación	0,20	0,35	0,25	0,20	1,0
Concepto A.	9 / 1,8	7 / 2,45	5 / 1,25	7 / 1,4	7,3
Concepto B.	9 / 1,8	7 / 2,45	4 / 1	4 / 0,8	6,5
Concepto C.	9 / 1,8	5 / 1,75	4 / 1	4 / 0,8	6

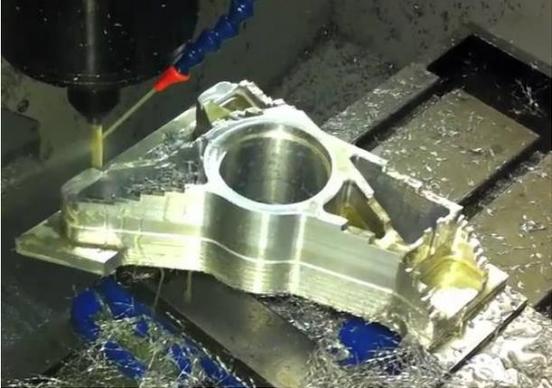
Del análisis, se llega a la siguiente conclusión:

La mejor solución para mantener fija la mordaza de freno a la mangueta es utilizar soportes unidos mediante soldadura. Adicionalmente, se debe tomar en cuenta el tipo de mordaza que se utilizará, se recomienda el uso de mordazas de montante fijo como se menciona en el capítulo uno. Esta característica se analizará en el diseño a detalle.

Concepto de solución para el proceso de construcción:

Los conceptos de solución para el proceso de construcción están basados en la investigación del estado del arte del capítulo uno. La tabla 2.10 muestra los conceptos de solución para el proceso de construcción.

Tabla 2.10. Conceptos de solución para el mecanizado.

A) Máquinas herramientas CNC	B) Corte de chapas metálicas y unión mediante soldadura
	
C) Fundición	
	

Matriz de decisión para la solución del proceso de manufactura

Tabla 2.11. Matriz de decisión para la solución del proceso de manufactura

	Desempeño	Seguridad	Fabricación	Menor Costo	Disponibilidad	RANGO
Factor de ponderación	0,10	0,10	0,25	0,30	0,25	1,0
Concepto A.	7 / 0,7	6 / 0,6	4 / 1	3 / 0,9	5 / 1,25	4,45
Concepto B.	7 / 0,7	6 / 0,6	6 / 1,5	6 / 1,8	6 / 1,5	6,1
Concepto C.	7 / 0,7	6 / 0,6	3 / 0,75	3 / 0,9	3 / 0,75	3,7

Del análisis, se llega a las siguientes conclusiones:

La mejor opción para la manufactura del cuerpo de las manguetas es mediante cortes de chapas metálicas y uniones soldadas, esto se debe a la disponibilidad de la tecnología y el bajo costo de la manufactura, tomando en cuenta que la universidad dispone de un laboratorio de soldadura.

Este tipo de proceso de construcción desperdicia menos material que un proceso por arranque de viruta por este motivo se reduce su costo de producción.

Vale recalcar que todo proceso de construcción se compone de varias combinaciones de procesos, que pueden incluir cortes por agua, mecanizado mediante maquinas herramientas (torno, fresadora), soldaduras (TIG, MIG y eléctrica), etc.

Concepto de solución para el centro de rueda:

El centro de rueda debe cumplir con las características mencionadas en el capítulo uno. Por este motivo se consideran las soluciones de un centro de rueda comercial y un centro de rueda de diseño propio. A continuación se muestra la tabla 2.12 con los conceptos de solución que posteriormente serán evaluados.

Tabla 2.12. Concepto de solución para el centro de rueda.

Concepto de solución	A) Centro de rueda estándar del vehículo comercial	B) Centro de rueda mecanizado
		

Los conceptos A y B poseen la configuración de un eje que gira libremente en la pista interior de un rodamiento, mientras que el rodamiento se sujeta a la mangueta. La desventaja del concepto A es que la configuración debe utilizar adicional un eje libre de apriete como se puede ver en la figura 1.8. Mientras el concepto B, no utiliza este elemento adicional.

El concepto A se utilizará para dar solución tanto al centro de rueda delantero como trasero ya que se puede utilizar la misma configuración de eje libre. La diferencia en las manguetas traseras es que deben interactuar con el tren de fuerza motriz.

Matriz de decisión para el centro de rueda

Tabla 2.13. Matriz de decisión para el centro de rueda.

	Desempeño	Seguridad	Fabricación	Menor Costo	RANGO
Factor de ponderación	0,20	0,25	0,30	0,25	1,0
Concepto A.	7 / 1,4	6 / 1,25	6 / 1,8	5 / 1,25	5,7
Concepto B.	8 / 1,6	6 / 1,25	4 / 1,2	3 / 0,75	4,8

Del análisis, se llega a las siguientes conclusiones:

La solución más factible para el centro de rueda es utilizar el concepto A, es decir un centro de rueda comercial, por la facilidad de adquisición y bajo costo.

El concepto A cumple con los requerimientos de sujetar el aro y dar rotación a la rueda, pero no se debe olvidar que también sujeta al disco de freno, véase la figura 1.7. El rodamiento también es pieza fundamental de este conjunto. Estas particularidades se tratarán en el diseño en detalle.

Concepto de solución para el ajuste del ángulo de caída

El ajuste del camber afecta la cantidad de neumático sobre el suelo, esto se debe al recorrido de la suspensión cuando trabaja, por este motivo el ángulo de caída debe ser fácilmente ajustable.

Tabla 2.14. Concepto de solución para el ajuste del ángulo de caída

Concepto de solución	A) Láminas de ajuste	B) Ajuste mediante rótula
		

Tabla 2.15. Matriz de decisión para el ajuste del ángulo de caída.

	Desempeño	Ajuste	Fabricación	Menor Costo	RANGO
Factor de ponderación	0,20	0,25	0,30	0,25	1.0
Concepto A.	9 / 1,8	7 / 1,75	8 / 2,4	7 / 1,75	7,7
Concepto B.	7 / 1,4	5 / 1,25	8 / 2,4	5 / 1,25	6,4

Del análisis, se llega a la siguiente conclusión:

El ajuste del camber mediante láminas es la mejor solución, siendo de fácil ajustabilidad, y fabricación, ya que se gradúa rápidamente para las diferentes situaciones en los eventos de la competencia.

Concepto de solución del material para el cuerpo y los elementos de la mangueta:

Tabla 2.16. Concepto de solución del material para el cuerpo y los elementos de la mangueta.

	PROPIEDADES MECÁNICAS		APLICACIONES	OBSERVACIONES
	Resistencia a la tracción mínima [MPa]	Limite elástico [MPa]		
AISI 4130/ASSAB 705M.	750	480	Utilizado generalmente en la industria automotriz para la fabricación de piezas muy solicitadas que requieren una dureza y tenacidad elevada.	Mejor ductilidad, dureza y resistencia a la fatiga. De fácil mecanizado. Soldadura especial.
Acero ASTM A36	400	250	Se usa para la mayoría de componentes de la construcción. Columnas, vigas, plataformas y elementos de acabado. Fácil soldabilidad.	Existen tubos planchas, ángulos, en forma T estructurales. De fácil soldadura (MIG,TIG)

ALUMINIO 7075 T6	570	505	La construcción de aviones militares, embarcaciones, en algunas piezas de automóviles, componentes de bicicletas y equipos para escalar rocas.	Aleación tan dura como muchos aceros, conservando las cualidades livianas del aluminio. No se recomienda soldar.
ALUMINIO 6061 T6	310	275	Bicicletas, piezas de aviones, piezas de automóviles y latas de aluminio. Soldaduras especiales.	Aleación dúctil y ligera, con gran resistencia y excelentes características de acabado, es ideal para la elaboración de piezas maquinadas con calidad de excelencia y para trabajos que requieran buen acabado superficial.

Matriz de decisión para el material

Tabla 2.17. Matriz de decisión para el material

	Soldabilidad	Facilidad de mecanizado	Costo	Accesibilidad	RANGO
Factor de ponderación	0,30	0,15	0,35	0,20	1,0
AISI 4130/ASSAB 705M.	5 / 1,5	5 / 0,75	6 / 2,1	7 / 1,4	5,75
ACERO ASTM A36	7 / 2,1	8 / 1,2	8 / 2,8	7 / 1,4	7,5
ALUMINIO 7075 T6	2 / 0,6	7 / 1,05	4 / 1,4	3 / 0,6	3,65
ALUMINIO 6061 T6	3 / 0,9	7 / 1,05	4 / 1,4	3 / 0,6	3,96

Del análisis, se llega a las siguientes conclusiones:

La mejor opción para el material según el proceso de construcción elegido, es el uso del Acero ASTM A36 por su accesibilidad, fácil mecanizado y su soldabilidad.

El costo del Acero ASTM A36 es bajo y de fácil adquisición. El proceso de soldadura para un acero de este tipo no necesita de electrodos especiales, se pueden soldar con MIG, TIG y eléctrica.

Resumen de las soluciones a los requerimientos:

El cuerpo de las manguetas será constituido de chapas metálicas de Acero ASTM A36 cortadas y unidas mediante soldadura (TIG), que contienen elementos adicionales que sujetan fijamente a las rótulas tipo *rod end* de los brazos de suspensión.

Mediante el uso de láminas con diferentes espesores se ajusta el ángulo de caída. Las uniones mediante pernos y pasadores en alojamientos críticos como: sistemas de suspensión, frenos y dirección, deben estar en cortante doble como lo especifica en el reglamento. El pivote de la dirección y los soportes para la mordaza de freno deben ser sujetos mediante piezas soldadas en el cuerpo de la mangueta; a su vez la mangueta contiene y retiene un rodamiento que se ajusta al centro de rueda.

2.3.5 Diseño en detalle

Inicialmente se detallan los elementos que intervienen en el diseño de las manguetas; el proceso de diseño no se lo realiza de manera independiente a los sistemas con los que interactúan, porque ciertas características de estos elementos pueden dictar restricciones para otros elementos y así afectar al diseño.

A continuación se detallan los siguientes elementos:

Centro de rueda: Como ya se analizó anteriormente se utilizará un elemento disponible comercialmente. Con una breve investigación de mercado se pudo obtener el centro de rueda de un *VOLKSWAGEN GOL*.

La imagen 2.11 muestra el centro de rueda, con sus respectivas medidas.

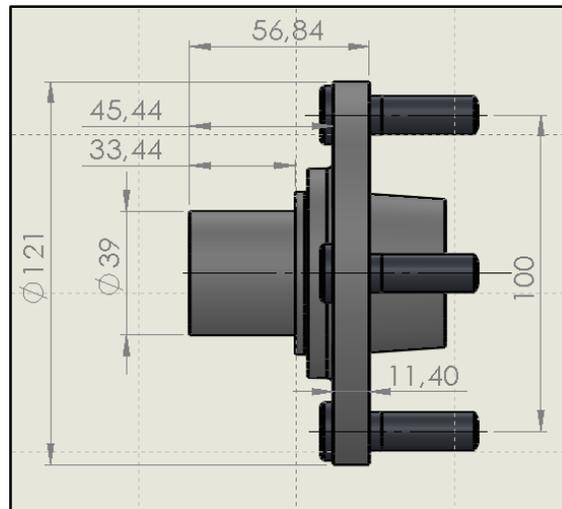


Figura 2.11. Medidas del centro de rueda.

Rodamiento: El rodamiento calza de manera precisa en el eje del centro de rueda escogido anteriormente, para esto se toma en cuenta las medidas del diámetro del eje 39 mm y su longitud 33,44 mm.

Después de investigar en catálogos de rodamientos se decidió utilizar el siguiente rodamiento:

- **Código del producto:** INA F-110622.2.
- **Tipo:** Rodamiento de bolas de contacto angular.

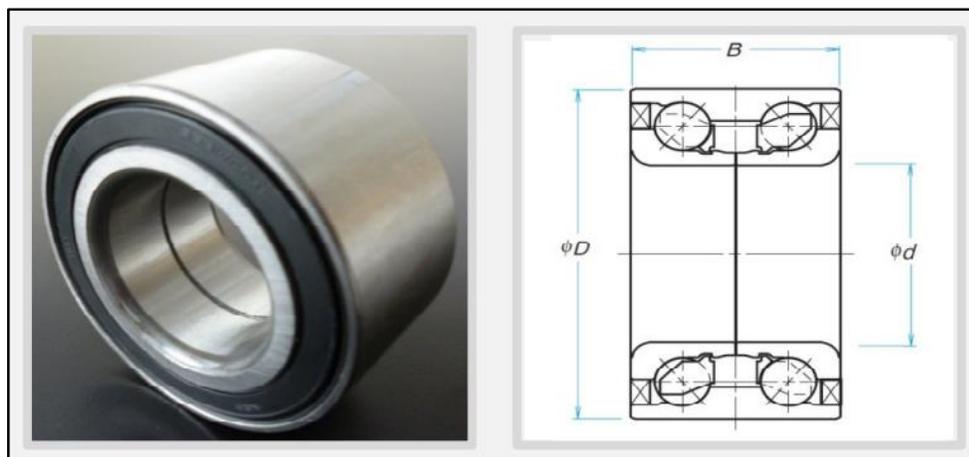


Figura 2.12. Rodamiento de bolas de contacto angular.

Fuente: (Wheel Bearing INA, 2014).

Dimensiones:			
D (mm)	d (mm)	B (mm)	Peso (kg)
72	39	37	0,58

Capacidad de carga básica			
Dinámica (kN)	Estática (kN)	Carga límite de fatiga	Frecuencia límite de giro para la lubricación (min⁻¹)
C_r	C_{or}	C_u	
58,3	40,386	1,836	5 600

Disco de freno: La siguiente figura muestra el disco de freno adquirido por el equipo que diseña el sistema de frenos. El disco de freno tiene las características que se muestran en la figura 2.13

- **Tipo:** Disco de freno perforado.
- **Material:** Hierro Fundido.
- **Peso:** 0,9 Kg.

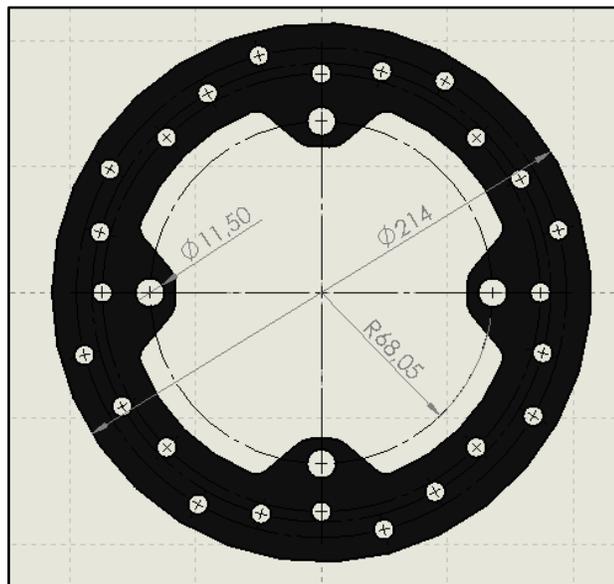


Figura 2.13. Modelo 3D del disco de freno.

Mordaza de freno: Basándose en la fundamentación teórica del capítulo uno, se decidió utilizar mordazas de freno de marca Wilwood, que son de bajo peso y facilidad de montaje. La mordaza de freno se puede utilizar con discos de freno de 240 mm y 320 mm de diámetro exterior.

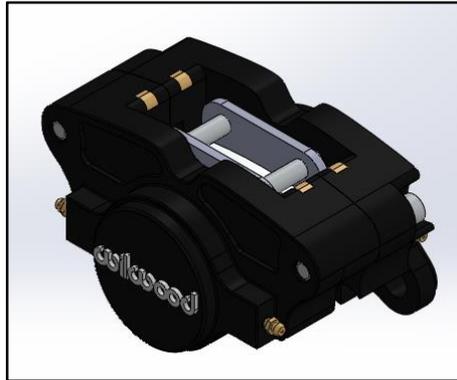


Figura 2.14. Modelo 3D de la mordaza de freno.

Los diseños que se muestran a continuación son la combinación de los conceptos de solución para obtener un producto que resuelva los requerimientos del elemento mecánico.

Proceso de diseño de la mangueta delantera

Para empezar con el diseño en detalle es necesario tener definidos los puntos de la geometría de suspensión como se muestra en la figura 2.4 (vista frontal) y 2.5 (vista lateral) para la suspensión delantera y las figuras 2.6 (vista posterior) y 2.7 (vista superior) para la suspensión trasera.

La figura 2.15 muestra el espacio interior del aro y la ubicación de los puntos que determinan el ángulo de avance de la mangueta delantera y los puntos de sujeción con los brazos de suspensión donde se ubican las juntas esféricas.

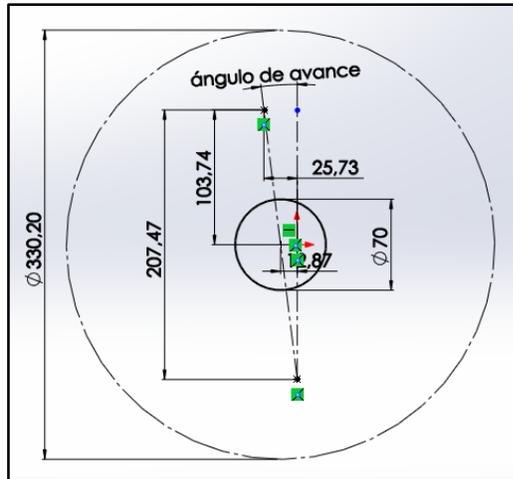


Figura 2.15. Plano de la geometría base para el diseño de la mangueta.

Después se procede a generar la geometría mediante extrusiones y cortes a un cuerpo rectangular con las dimensiones base de la figura 2.16. Esta geometría ya debe tener el lago máximo de 37 mm que depende del ancho de rodamiento y la ubicación del rodamiento.

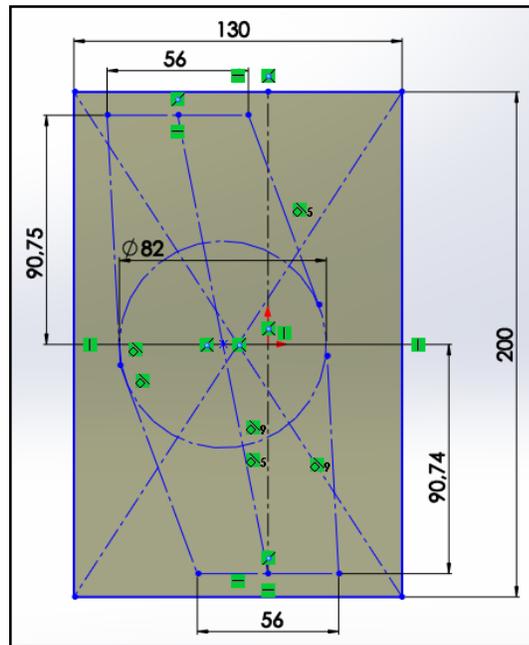


Figura 2.16. Geometría del cuerpo de la mangueta delantera.

Las siguientes figuras muestran el proceso cómo se obtuvo la geometría del cuerpo de la mangueta, basadas en las dimensiones de la figura 2.16.

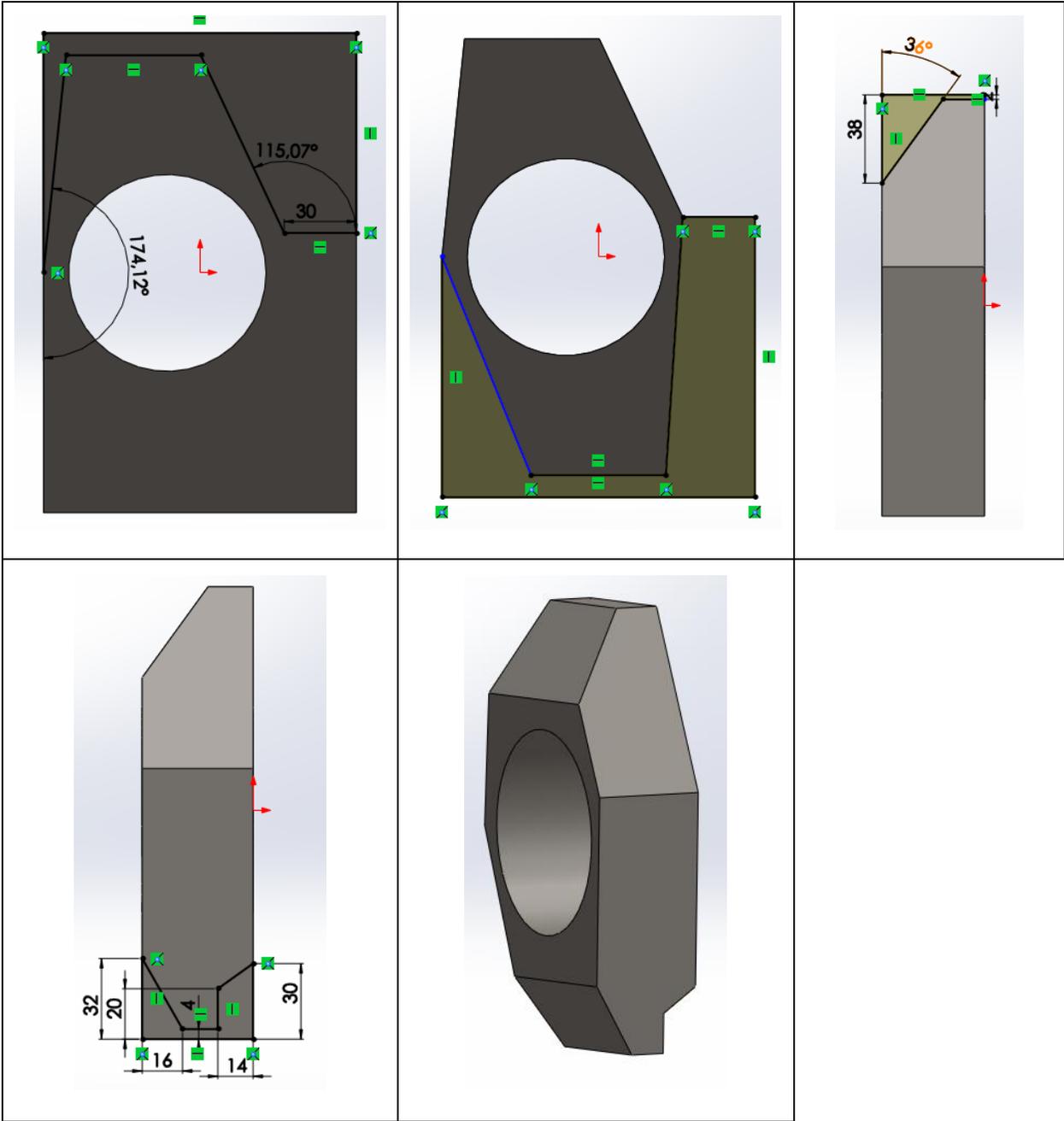


Figura 2.17. Proceso de diseño CAD de la mangueta delantera.

La siguiente etapa del diseño consiste en ubicar los soportes del pivote de dirección, los soportes de los brazos de suspensión, el buje que contiene el rodamiento y los soportes de la mordaza de freno.

Se ubica el pivote de la dirección en la parte inferior izquierda, ya que no afecta la geometría de la suspensión definida anteriormente en la figura 2.4, dejando el espacio libre para ubicar la mordaza de freno.

Se realiza una operación de vaciado para dar el espesor de la chapa metálica que en este caso es de 3 mm. Como se muestra en la figura 2.18.

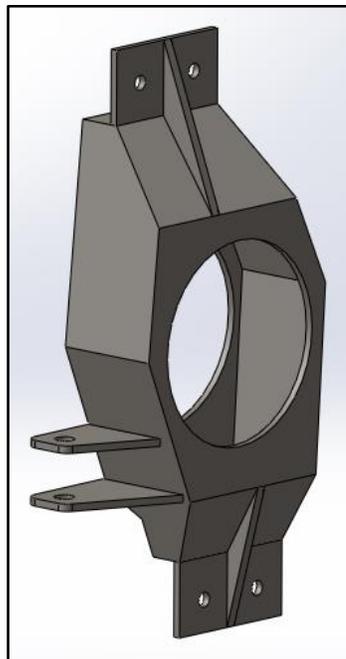


Figura 2.18. *Cuerpo de chapa metálica de la mangueta delantera.*

La figura 2.19 muestra la ubicación exacta para la mordaza de freno. Para realizar este proceso es necesario colocar el conjunto disco de freno/centro de rueda en su posición de funcionamiento.

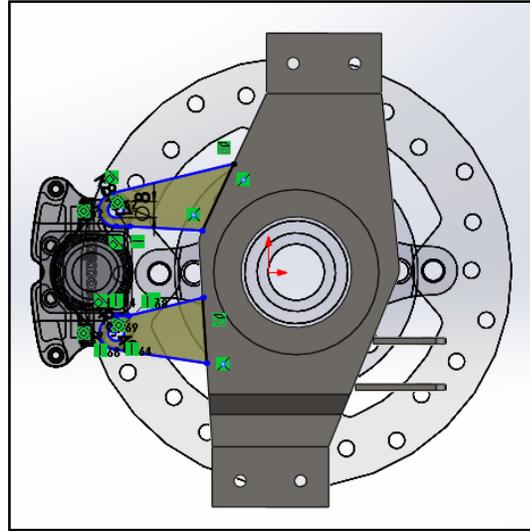


Figura 2.19. Ubicación de la mordaza de freno.

Para el diseño de los soportes de la mordaza se tiene que revisar la hoja de especificaciones de la mordaza de freno que se presenta en el capítulo 1 figura 1.26. Tomando en cuenta la distancia de los centros de soporte 97.8 mm y el espacio libre transversal (offset) 21.8 mm.

El resultado del proceso de diseño se muestra en la figura 2.20.

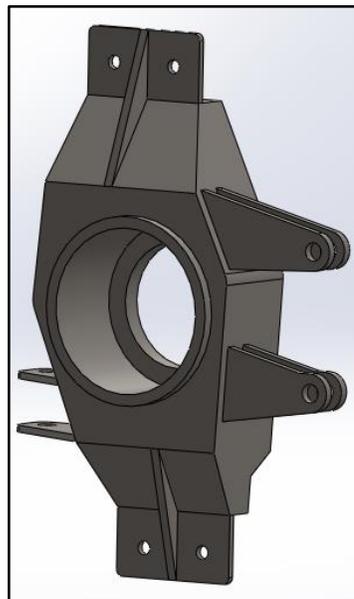
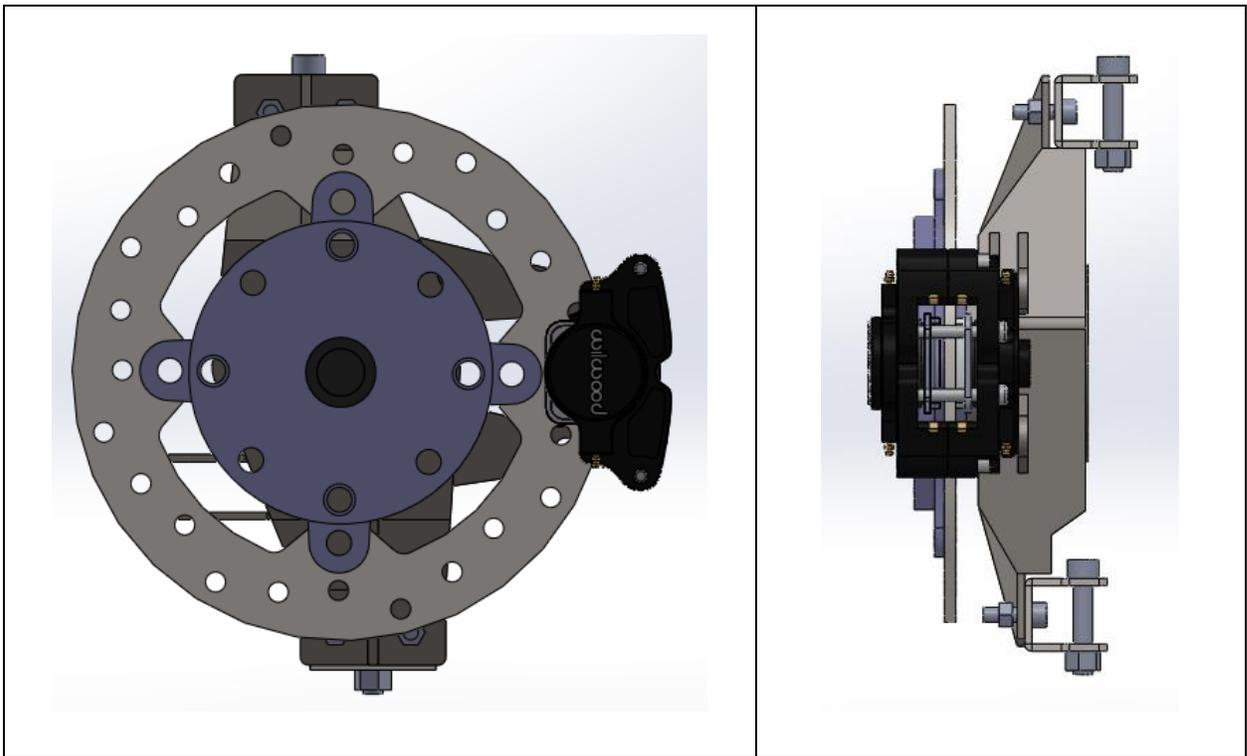


Figura 2.20. Diseño mangueta delantera.

A continuación se presenta el análisis del diseño de la mangueta delantera.

El diseño que se muestra en las figura 2.21 es un elemento que satisface los siguientes requerimientos:

- Soportes para los brazos superior e inferior.
- Soporte para la mordaza de freno.
- Contener y retener el rodamiento.
- Elementos adicionales para el pivote de la dirección y brazos de suspensión.
- Cuerpo de capa metálica.
- Ajuste de convergencia y divergencia delantera mediante el pivote de la dirección.



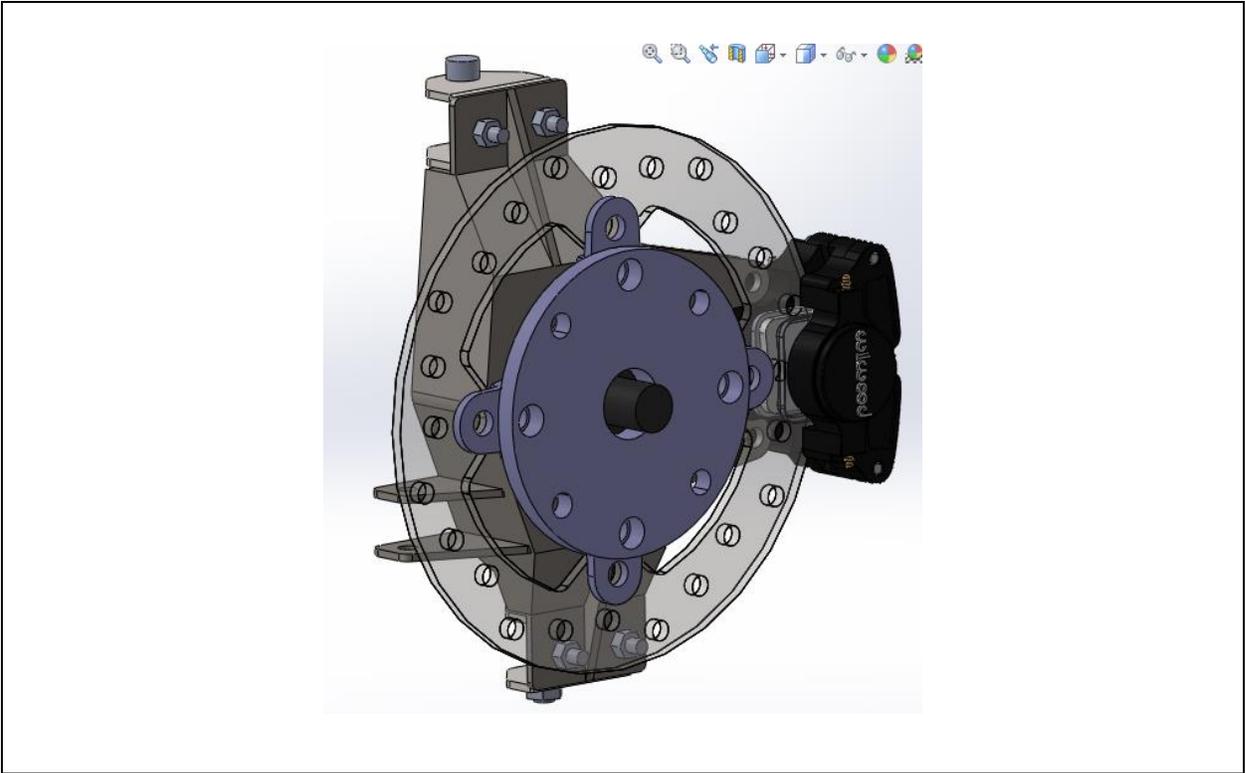
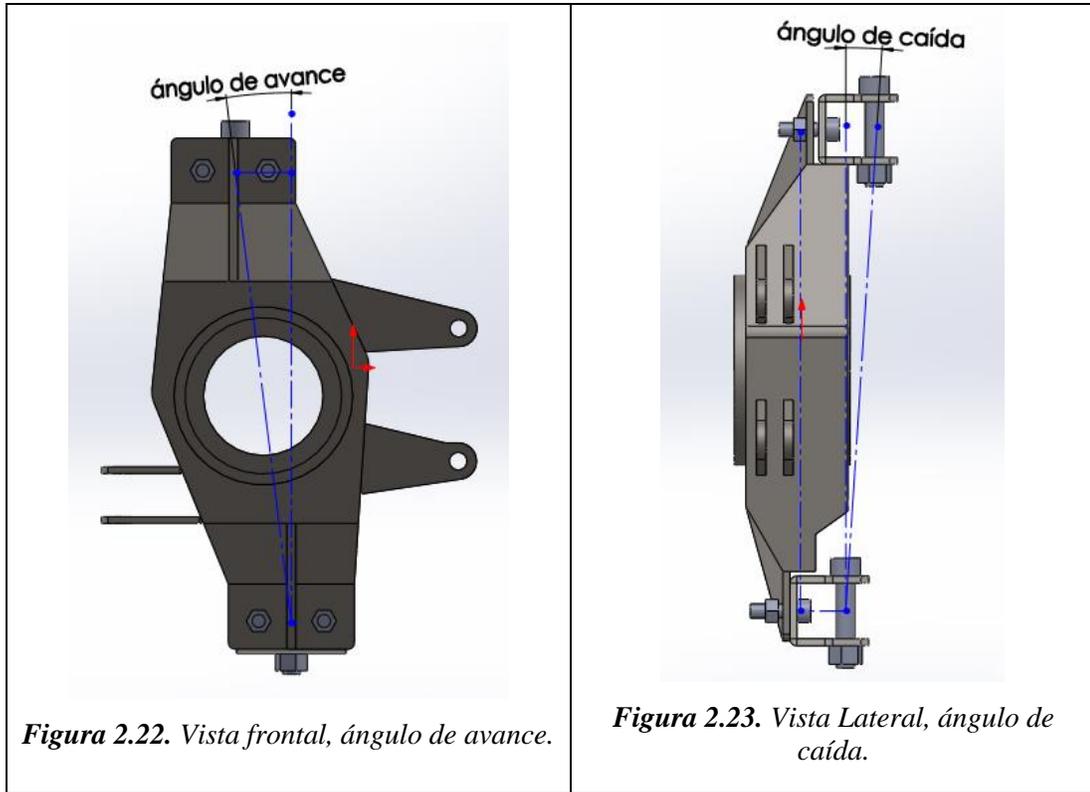


Figura 2.21. *Diseño de la mangueta delantera.*

Adicional a las ventajas mencionadas, en la siguiente figura se muestra la adaptación a la geometría de la suspensión. La figura 2.23 y 2.24 muestra el ángulo de avance y el ángulo de caída respectivamente.



La figura 2.24 muestra el diseño de retención del rodamiento y del centro de rueda dentro de su buje, utilizando la configuración de eje libre como se menciona en la propuesta de solución para el centro de rueda tabla 2.12. Tomando en consideración las medidas del rodamiento y el anillo de retención.

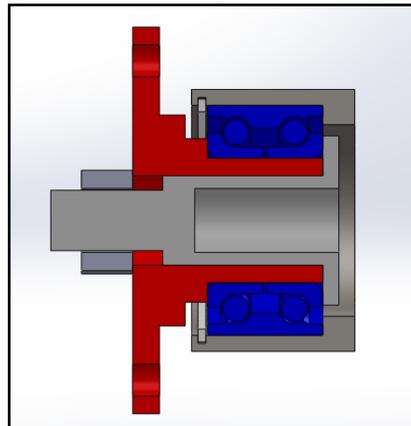


Figura 2.24. Sujeción y retención del rodamiento/centro de rueda.

La siguiente figura muestra el proceso de ajuste del ángulo de caída mediante láminas de diferentes espesores; la flecha indica donde irán ubicadas las láminas para el ajuste de dicho ángulo.

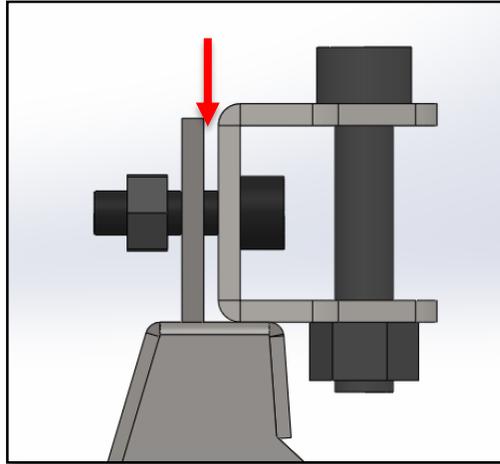


Figura 2.25. Diseño para el ajustar el ángulo de caída.

La siguiente figura 2.26, muestra el diseño de la unión entre el brazo de suspensión y el soporte de la mangueta satisfaciendo la condición de cortante doble que especifica el reglamento.

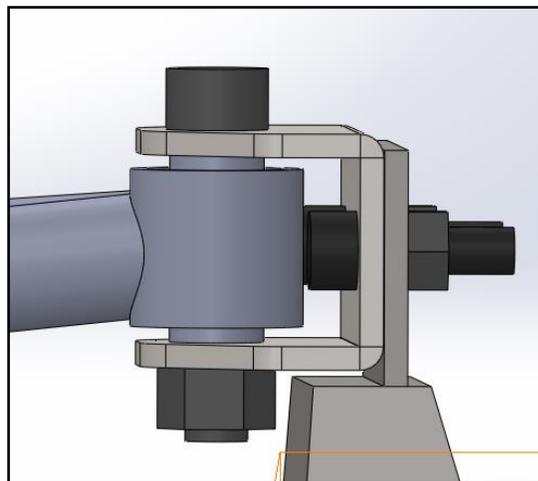


Figura 2.26. Diseño para la sujeción del brazo de suspensión y mangueta.

Las siguientes figuras muestran el diseño de los soporte de la mangueta; los soportes son diseñados de manera que no interfieran con los brazos de suspensión y el cuerpo de la mangueta, dando así la facilidad de montaje.

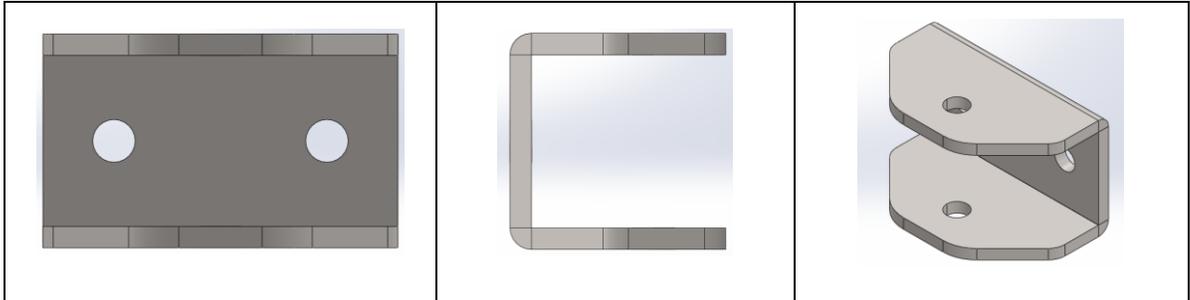


Figura 2.27. Diseño de los soportes de los brazos de suspensión.

Proceso de diseño para la mangueta trasera

Para el proceso de diseño de la mangueta trasera se siguen los mismos pasos que se utilizaron en el diseño de la mangueta delantera, con algunas excepciones. Por lo que se hará referencia a los conceptos ya mencionados en el proceso de diseño de la mangueta delantera.

La principal diferencia con relación a la parte delanteras es que al ser un vehículo de tracción posterior debe ser incorporado un palier, que en conjunto con el centro de rueda transmite la potencia del motor a las ruedas. Otra diferencia es que no hay dirección en las ruedas traseras y por lo tanto no necesita del pivote de dirección pero si de un tercer punto fijo que servirá para el ajuste de la convergencia.

El rodamiento para la parte trasera puede ser el mismo que ya se escogió, ya que debe cumplir las mismas funciones que en la parte delantera, vea figura 2.13, y se utilizará el centro de rueda ya mencionado. Vea figura 2.12.

Para comenzar con el diseño se debe definir los puntos de la geometría de suspensión trasera que se muestra en la figura 2.7. Además como referencia se debe verificar el espacio interior del aro que representa el círculo de 330,20 mm. Vea figura 2.29.

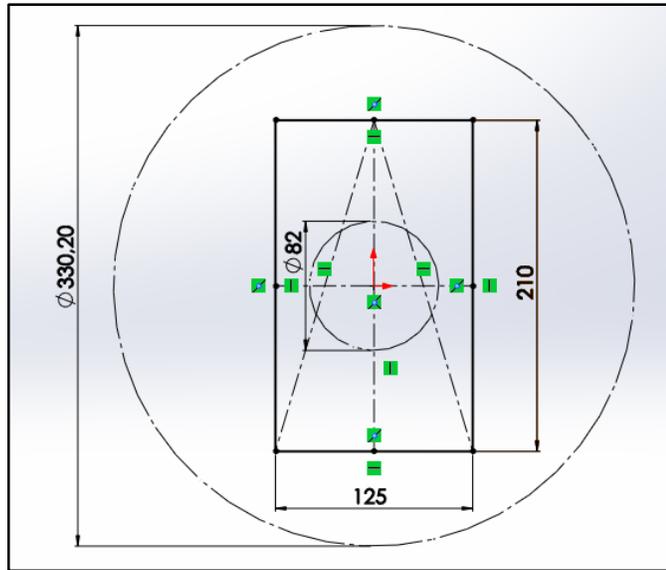


Figura 2.28. Geometría básica del cuerpo de la mangueta.

Posteriormente se procede a generar la geometría básica del cuerpo de la mangueta mediante cortes y extracciones. Vea la figura 2.29.

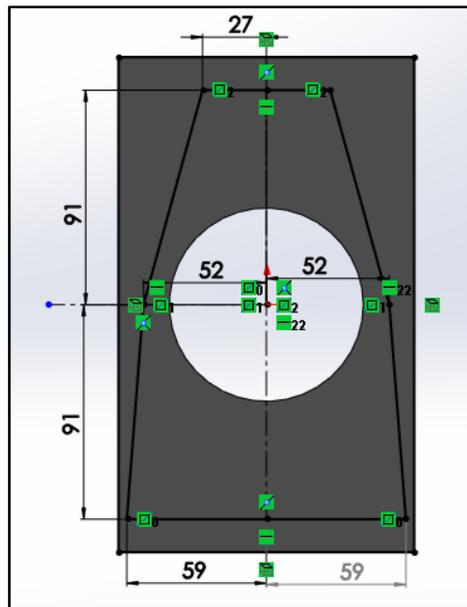


Figura 2.29. Cuerpo de la mangueta.

Las siguientes figuras muestran cómo se obtuvo la geometría del cuerpo de la mangueta trasera y su resultado final. De la misma manera se da las ubicaciones para los soportes

de los brazos de suspensión; y se utiliza la operación de vaciado para dar el espesor de 3 mm de la chapa metálica. Vea figura 2.30.

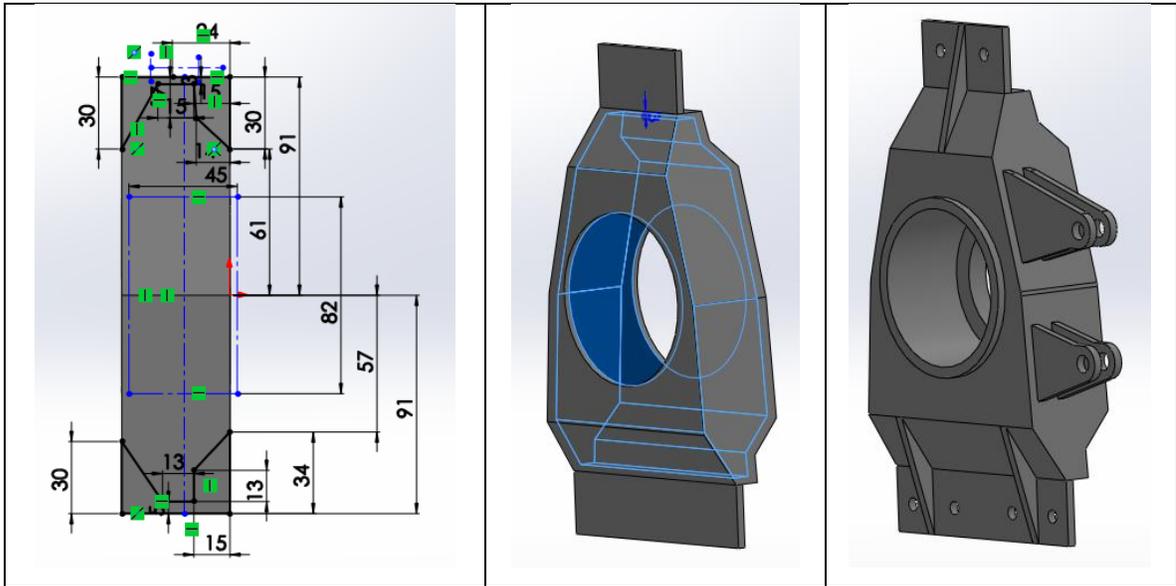


Figura 2.30. Proceso de diseño de la geometría de la mangueta.

De la misma manera se procede a diseñar los soportes para la mordaza de freno; para realizar esto se ubica la mordaza de freno en su posición de manera que permanezca en contacto con el disco de freno y la superficie de la pastilla; como se muestra en la siguiente figura 2.31.

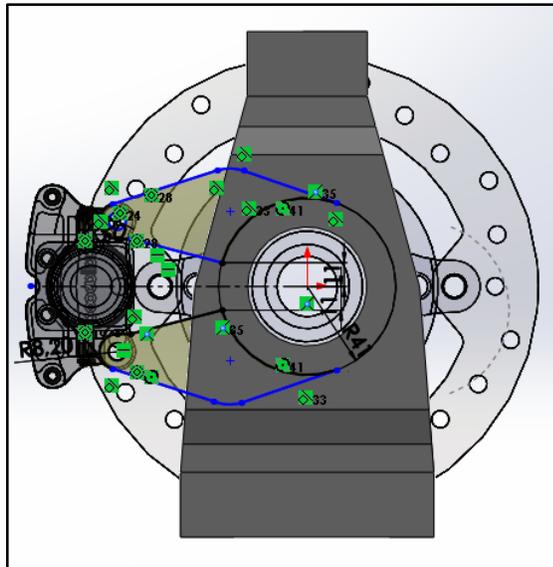


Figura 2.31. Diseño de los soportes de freno.

A continuación se presenta el análisis del diseño de la mangueta trasera.

El diseño que se muestra en la figura 2.32 es un elemento que satisface los siguientes requerimientos para la mangueta trasera:

- Soportes para los brazos superior e inferior.
- Soporte para la mordaza de freno.
- Contener y retener el rodamiento.
- Cuerpo de capa metálica.
- Ajuste convergencia y divergencia trasera.

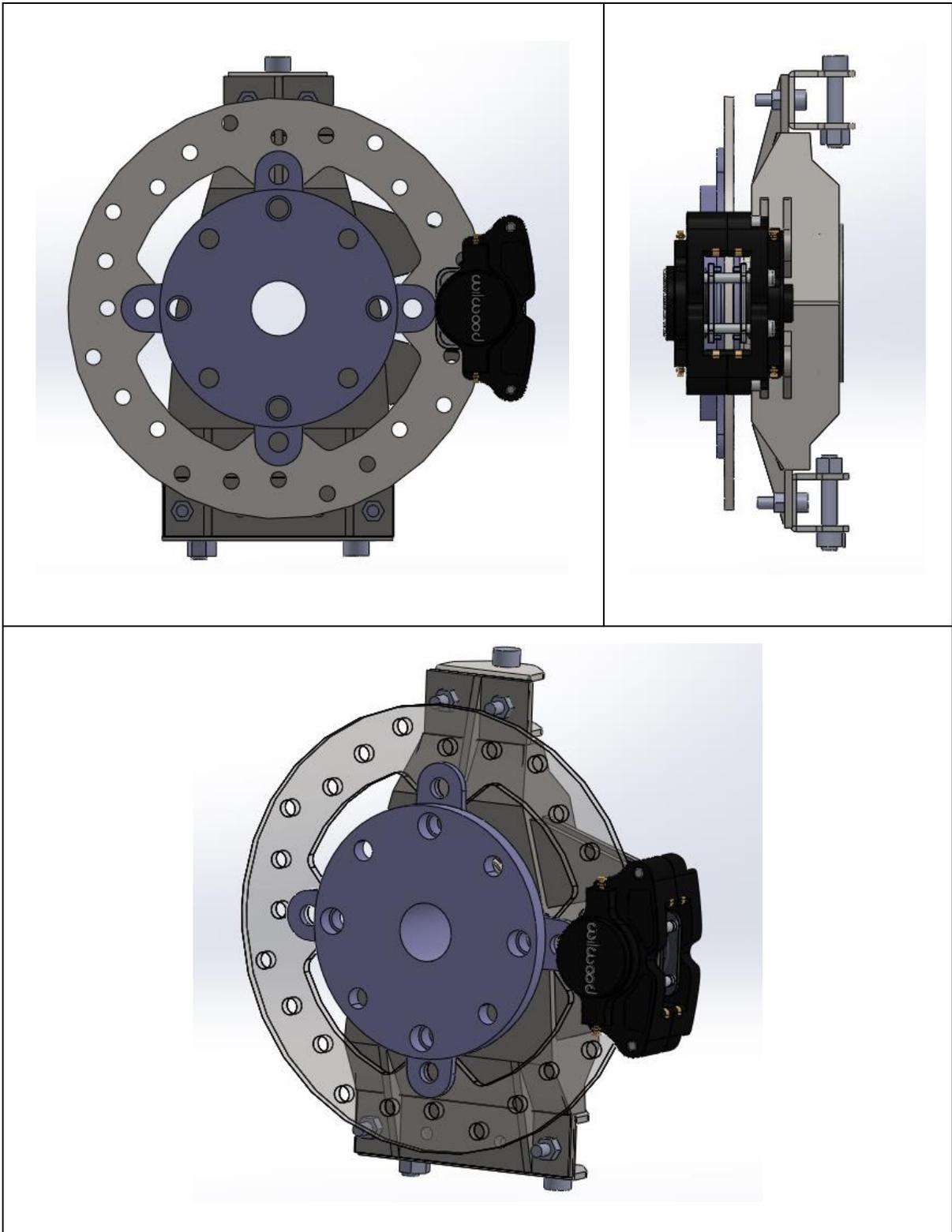


Figura 2.32. Diseño de las manguetas traseras.

Diseño de la adaptación del centro de rueda y el disco de freno

La adaptación consiste en juntar estos elementos de manera precisa para que puedan girar conjuntamente y cumplir con la función de detener el vehículo. Para esto ya se cuenta con las dimensiones y modelos 3D de cada elemento, como se puede ver en las figuras 2.12 y 2.14.

Lo primero es reducir las dimensiones del centro de rueda como se muestra en las siguientes figuras.

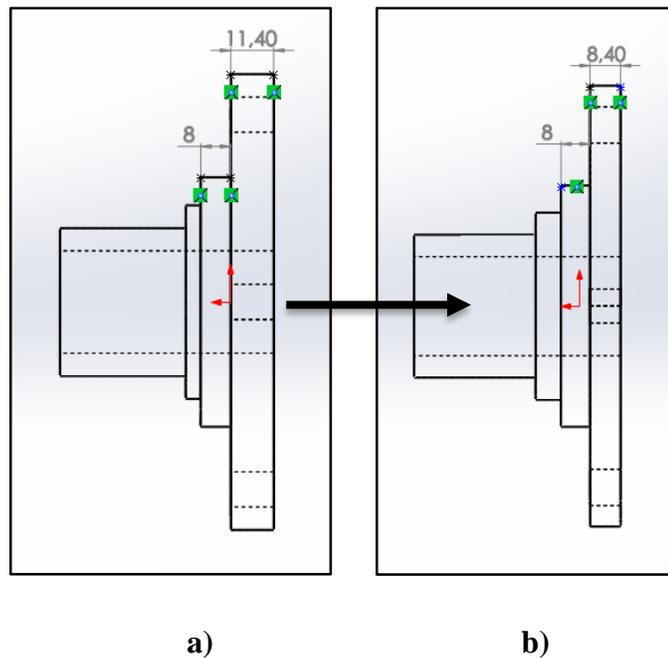


Figura 2.33. Adaptación dimensional del centro de rueda.

El paso siguiente es diseñar un elemento que sujete al disco de freno con el centro de rueda, las medidas del disco de freno se muestra en la figura 2.14.

La figura 2.33 a) muestra las medidas estándares de fabricación del centro de rueda y la figura 2.33 b) muestra el mecanizado de adaptación para obtener una correcta interacción entre los elementos. Este proceso se describe con detalle en el capítulo tres. La figura 2.34 muestra el resultado final del diseño.

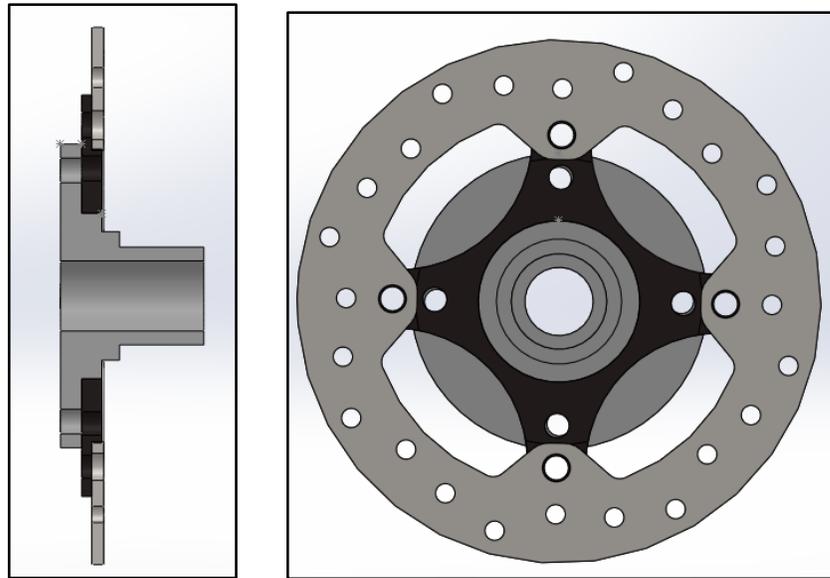


Figura 2.34. Adaptación del centro de rueda y el disco de freno.

2.3.6 Pruebas de los conceptos de solución

Para realizar el análisis mediante elementos finitos de las manguetas tanto delantera como trasera se consideran los siguientes parámetros:

- Magnitud y dirección de las fuerzas principales presentes durante la conducción del vehículo en pista y que afectan a las manguetas.
- Puntos de sujeción de brazos de suspensión y dirección, así como dimensiones de los elementos de sujeción (rótulas).

Cálculo de la magnitud y dirección de las fuerzas principales durante la conducción del vehículo F-SAE

El sistema de suspensión y las manguetas pueden llegar a fallar, es por esto que se debe analizar cuidadosamente las fuerzas que se generan en los diferentes casos de conducción: frenado, aceleración, obstáculo y paso por curva.

La determinación de estas fuerzas se utiliza para el análisis mediante el método de elementos finitos del diseño de las manguetas.

Transferencia de pesos:

La transferencia de peso se produce durante el frenado, la aceleración y el paso por una curva; se considera que la transferencia de pesos será mayor durante una desaceleración, dado que el vehículo frena con las cuatro ruedas, pero sólo acelera con dos y por lo tanto producirá la mayor transferencia de peso.

Desaceleración

Para determinar la transferencia de pesos en desaceleración se considera el vehículo a 115Km/h y un tiempo de 3s para detenerse.

La desaceleración se determina con la ecuación [2.1]:

$$-a = \frac{v_f - v_0}{t} \quad [2.1]$$

Donde:

$a = \text{desaceleración.}$	<i>Sustituyendo en 2.1 se tiene:</i>
$v_0 = \text{velocidad inicial} = 115 \text{ Km/h} = 31,94 \text{ m/s.}$	$-a = \frac{0 - 32 \text{ m/s}}{3 \text{ s}} = -10,66 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ $= -1,087 \text{ G}$
$v_f = \text{velocidad final} = 0 \text{ m/s.}$	
$t = \text{tiempo} = 3\text{s}$	

La figura 2.35 muestra el diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) del vehículo en reposo.

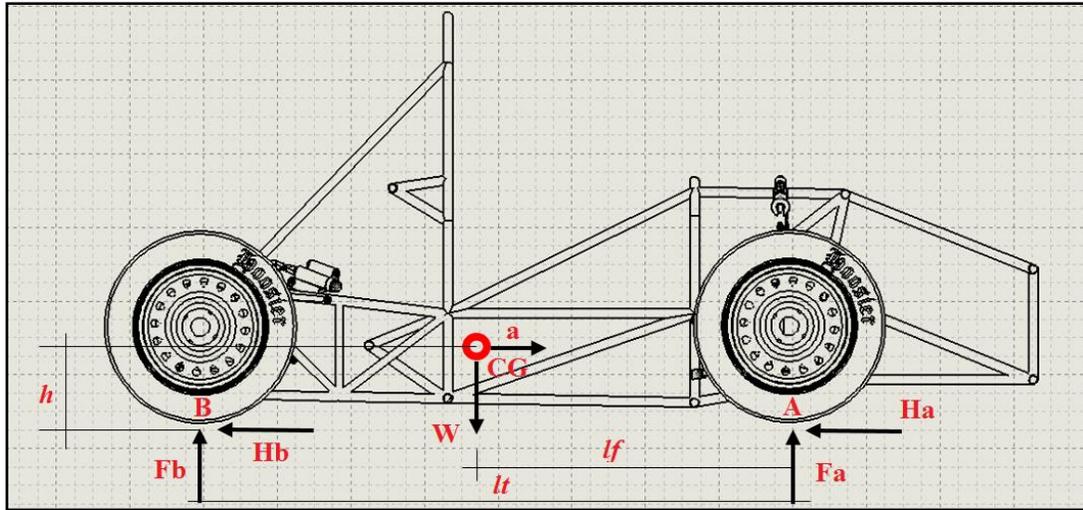


Figura 2.35. D.C.L. en vista lateral.

Donde:

$lt = \text{Batalla} = 1.6 \text{ m.}$

$lf = \text{Distancia del eje delantero al CG} = 0.72 \text{ m}$

$h = \text{Altura del CG} = 0.323 \text{ m.}$

$m = \text{Masa total (vehículo (297 Kg)+ conductor (60 kg))} = 357 \text{ Kg}$

Para calcular la transferencia de masa longitudinales se realiza una sumatoria de momentos en el punto B del diagrama de cuerpo libre. Vea figura 2.36.

Se aplica la fórmula de transferencia de cargas longitudinal. Tomado de (William F. Milliken and Douglas L. Millilen, 1995)

$$\Delta Fx * lt = h * m * (\pm a) \quad [2.2]$$

$$\Delta Fx = \frac{h * m * a}{lt} \quad [2.3]$$

Donde:

$\Delta F_{(a,b)}$ Es el incremento de la carga en las ruedas traseras o delanteras debido al cambio del momentum al desacelerar.	Sustituyendo en 2.3 se tiene:
$\pm a =$ Desaceleración (-) o aceleración (+) del vehículo.	$\Delta Fa = \frac{0.323 \text{ m} * 357 \text{ kg} * 10.66 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{1.6 \text{ m}}$ $Fa = 768,26 \text{ N}$
$lt =$ Longitud entre las rudas.	
$m =$ Masa del vehículo (kg).	
$h =$ Altura al centro de gravedad medida desde el piso.	

Por lo tanto, la carga total vertical es la suma del peso del vehículo más la transferencia de masas en el frenado.

$$\text{Carga Total Vertical} = \text{Peso Del Vehículo} + \text{Transferencia de Masa Longitudinal}$$

$$\text{Carga Total Vertical} = 3502,17 \text{ N} + 768,26 \text{ N}$$

$$\text{Carga Total Vertical} = 4270,43 \text{ N}$$

Carga torsional de frenado

Mediante el DCL de la figura 2.35 se determinarán las reacciones en cada rueda utilizando las ecuaciones de la segunda ley de newton.

$$\sum Fx = m * a$$

$$Ha + Hb = m * (\pm)a \quad [2.4]$$

$$\sum Fy = m * g$$

$$F_a + F_b = W * g \quad [2.5]$$

$$\curvearrowright + \sum MA = I$$

$$\curvearrowright + \sum MA = F_b * l_t + W * a * H_c - W * g * l_f = \frac{4I_r * A_c}{r_{din}} \quad [2.6]$$

Despejando **Fb** se tiene:

$$F_b = \frac{\frac{4I_r * a}{r_{din}} - W * a * H_c + W * g * l_f}{L_t}$$

Fuerza de fricción en A:

$$H_a = \mu * F_a \quad [2.7]$$

Donde:

<i>H_a = Fuerza de fricción en el punto A.</i>		<i>Sustituyendo y resolviendo las ecuaciones 2.4, 2.5, 2.6, 2.7 se tiene:</i> <i>F_b = 809,96 N</i> <i>F_a = 2692,21 N</i> <i>H_a = 2962 N</i> <i>H_b = 843,62 N</i>
<i>H_b = Fuerza de fricción en el punto B.</i>		
<i>F_a = Normal en A.</i>		
<i>F_b = Normal en B.</i>		
<i>m = Masa total (vehículo + conductor).</i>	<i>325 Kg.</i>	
<i>(±)a = Deceleración máxima.</i>		
<i>g = Gravedad.</i>	<i>9.81 m/s².</i>	
<i>l_t = Batalla.</i>	<i>1.6 m.</i>	
<i>l_f = Distancia del eje delantero al CG.</i>	<i>0.72 m.</i>	
<i>h = Altura del CG.</i>	<i>0.323 m.</i>	
<i>r_{din} = Radio dinámico.</i>	<i>0.23 m.</i>	
<i>I_r = Inercia de la rueda.</i>	<i>0.27 Kg*m²</i>	
<i>μ = Coeficiente de fricción.</i>	<i>1,1</i>	

Para determinar el momento torsional de frenado del neumático, se multiplica la resultante de la fuerza horizontal de cada rueda por el radio del neumático. Se recalcar que el momento torsional de frenado que se ejerce sobre la superficie del neumático contra el suelo es el mismo que se aplica en los soportes fijos para la mordaza de freno.

Se aplica la ecuación 2.8 para determinar para determinar los momentos en a y b.

$$M_{a,b} = \frac{H_{a,b}}{2} * r_n \quad [2.8]$$

En donde:

<i>M_{a,b} = Momento de aplicación en las manguetas del punto A y B.</i>		
<i>H_{a,b} = Fuerzas de fricción en a y b.</i>	<i>H_a = 2962 N</i> <i>H_b = 843,62 N</i>	<i>M_a = 385,06 Nm</i> <i>M_b = 109,67 Nm</i>
<i>r_n = Radio del neumático</i>	<i>0,26 m.</i>	

Carga lateral en curva

Durante la trayectoria del vehículo en curva, la aceleración se divide en dos componentes tangencial y normal; esta última se conoce como aceleración centrífuga que provoca la transferencia de pesos desde la rueda interior a la exterior, generando cargas laterales en el sistema de suspensión.

Consideraciones: se toma la velocidad promedio de 48 Km/ h y el radio de curvatura de 13 metros.

Para calcular la fuerza se aplica la ecuación [2.9].

$$F_{centrifuga} = m \frac{v^2}{r} \quad [2.9]$$

Donde:

$F_{centripeta} = Aceleración\ centrifuga.$		<i>Reemplazando estos valores se tiene:</i>
$v = Velocidad\ del\ vehículo.$	45 Km/h.	$F_{centrifuga} = 357\ kg * \frac{\left(12,5\ \frac{m}{s}\right)^2}{13\ m}$ $A_{centrifuga} = 12.02\ \frac{m}{s^2}$ $F_{centrifuga} = 4290,87\ N$
$r = Radio\ de\ la\ curva\ más\ cerrada.$	13 m.	
$m = Masa\ total\ del\ vehículo.$	297 Kg.	

El diagrama de cuerpo libre de la figura 2.38, muestra las reacciones en las ruedas producto de las cargas laterales que inciden sobre el sistema de suspensión.

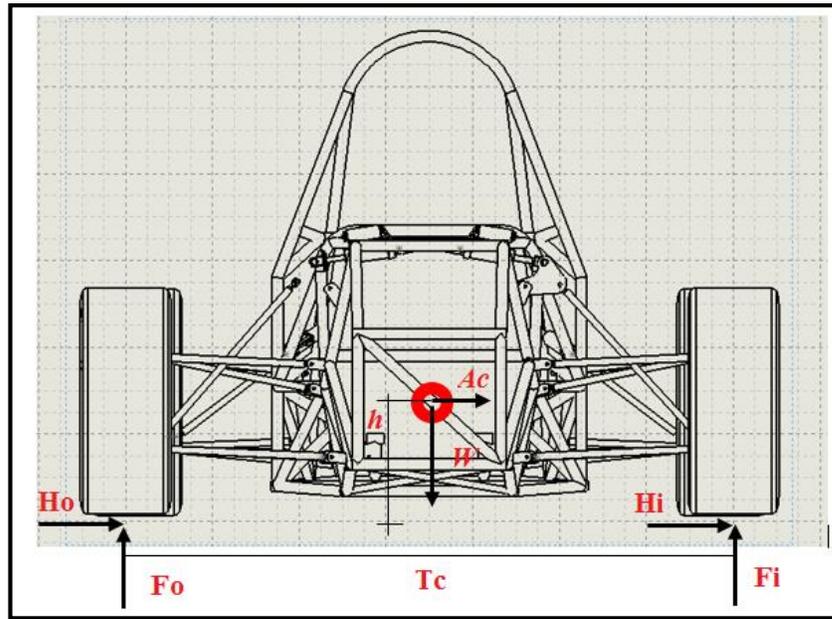


Figura 2.36. D.C.L, Vista frontal.

Se aplica la ecuación [2.11] de transferencia de cargas lateral. Tomado de (William F. Milliken and Douglas L. Millilen, 1995).

$$\Delta Fx * Tc = h * W * F_{centrifuga} \quad [2.10]$$

$$\Delta Fx = \frac{W}{2} + \frac{F_{centrifuga}}{T_{(c,d)}} \quad [2.11]$$

Donde:

$\Delta F_{(o,i)}$ = Es el incremento de la carga en las ruedas traseras o delanteras debido al cambio del momentum al tomar una curva.		Sustituyendo en 2.11 se tiene:
$Tc =$ Ancho de vía delantero.	1,5 m.	$Fo1 = \frac{3502,17 N}{2} + \frac{4290,87 N}{1,5 m}$ $Fo1 = 4611,67 N$ $Fo2 = \frac{3502,17 N}{2} + \frac{4290,87 N}{1,55 m}$ $Fo2 = 4519,39 N$
$Td =$ Ancho de vía trasero.	1,55 m	
$W =$ Peso del vehículo + el piloto.	3502,17 N	
$h =$ Altura al centro de gravedad medida desde el piso.	0,323 m.	
$F_{centripeta} =$ Aceleración centrifuga.	4290,87 N	

El diagrama de cuerpo libre del neumático, figura 2.39 muestra las fuerzas que actúan sobre la superficie de contacto del neumático y el suelo, las mismas que son transmitidas a los puntos de unión de la suspensión con las manguetas.

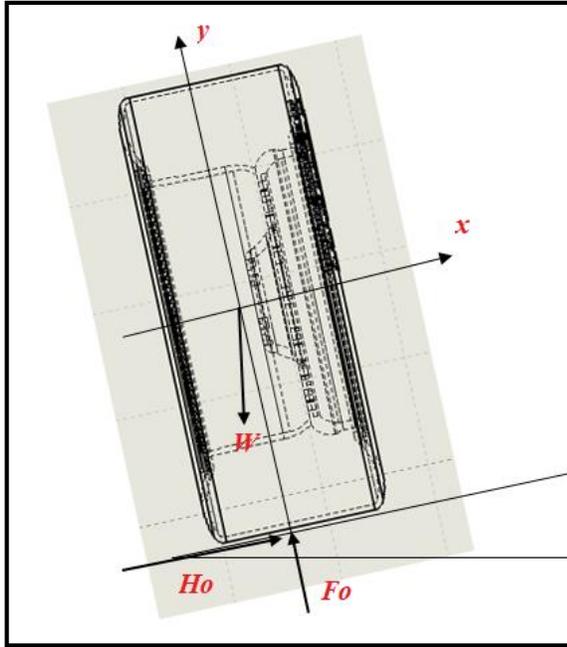


Figura 2.37. Diagrama de cuerpo libre del neumático.

Se aplica la segunda ley de Newton para determinar la fuerza H_0 :

$$\sum F_x = m * a$$

$$H_0 + F_{ox} \text{ sen}(\theta) + W_x \text{ sen}(\theta) = m t * A_{\text{centrifuga}} \quad [2.12]$$

$W = \text{Peso del vehículo} + \text{el piloto.}$	3502,17 N	<i>Sustituyendo en 2.12 se tiene:</i> $H_0 = 4670,61 \text{ N}$
$\theta = \text{Ángulo de inclinación.}$	20°	
$A_{\text{centrifuga}} = \text{aceleración centrífuga}$	12.02 m/s ²	
$W = \text{Peso total}$	357 Kg	

Obstáculo en pista

Para determinar las fuerzas que actúan en el sistema de suspensión cuando el vehículo pasa sobre un obstáculo, se considera:

- Velocidad constante de 50 Km/h.
- Los neumáticos se mantendrán en contacto con la superficie en todo momento.
- Obstáculo de forma triangular con una pendiente de 30° y altura de 20 cm.

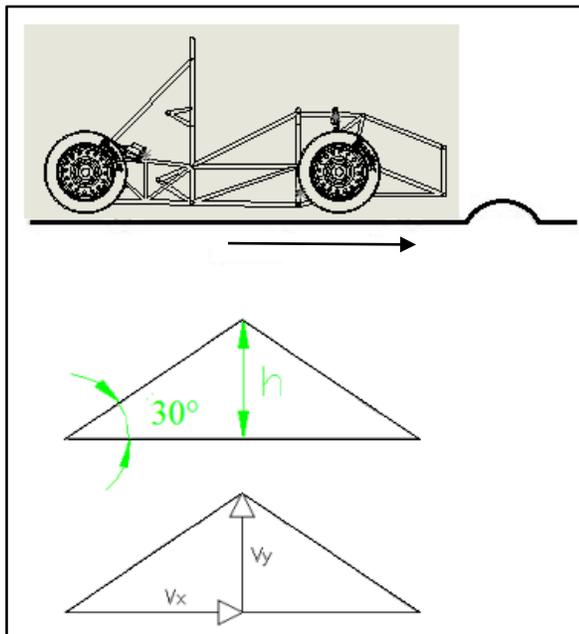


Figura 2.38. Obstáculo en pista

$$\tan(30) = \frac{v_y}{v_x}$$

$$v_x * \tan(30) = v_y \quad [2.12]$$

Se aplica la ecuación [2.13] para determinar la aceleración vertical:

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

$$v_x^2 = 0 \text{ m/s}$$

$$a_y = \frac{v_y^2}{2h} \quad [2.13]$$

Donde:

$v_x =$ Velocidad del vehículo.	13.88 m/s	Sustituyendo en 2.13 se tiene: $a_y = \frac{8,01^2 m/s}{2 * 0,20 m}$ $a_y = 160.40 m/s^2$
$v_y =$ Velocidad en la dirección "y".	8.01 m/s	
$v_{ay}^2 =$ Velocidad final en la dirección "y".	0 m/s	
$a_y =$ Aceleración vertical.		
$h =$ altura del obstáculo	0,20 m	

El momento que el vehículo pasa por el obstáculo se produce una aceleración vertical, que resulta en una fuerza en la dirección "y". Se considera la repartición de masa del vehículo 60-40.

La fuerza que se genera por esta situación se obtiene con la ecuación [2.14].

$$F_{neumaticos} = 0,2 m_{total} * a_y \quad [2.14]$$

$$F_{neumaticos} = 0,2 * 357 Kg * 160.40 m/s^2$$

$$F_{neumaticos} = 11452,56 N$$

Fuerza aplicada en la junta de la dirección de la mangueta

La ecuación que rige el comportamiento estacionario de un vehículo que gira en una curva se obtiene mediante la segunda ley de Newton [2.15]. A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre que corresponde al giro de la dirección. Figura 2.39.

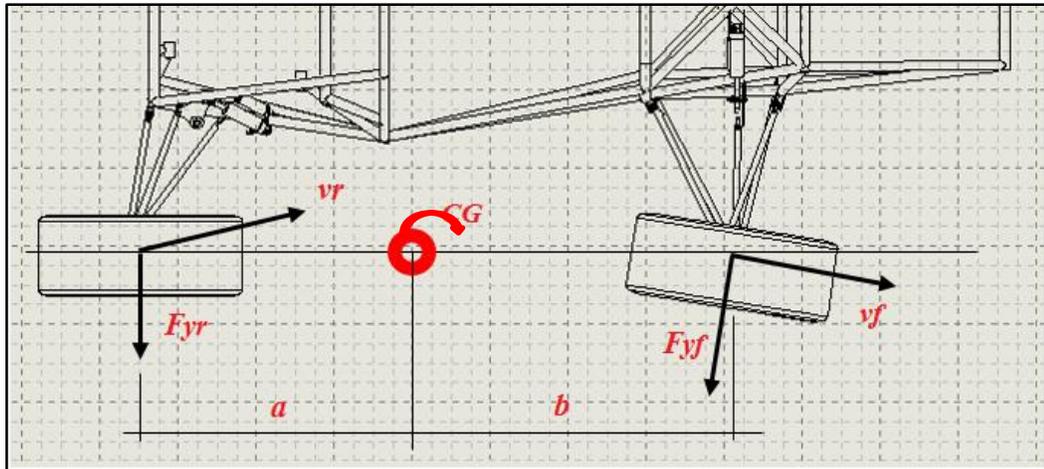


Figura 2.39. D.C.L que corresponde al giro de la dirección.

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = m \frac{v^2}{R} \quad [2.15]$$

El vehículo está en equilibrio con respecto a su centro de gravedad; la suma de sus momentos originados por las fuerzas laterales en sus respectivos ejes, deben ser cero. Por lo tanto.

$$F_{yf} * b + F_{yr} * a = 0$$

$$F_{yf} = F_{yr} \frac{a}{b} \quad [2.16]$$

Sustituyendo en la ecuación [2.15] se obtiene:

$$F_{yr} \frac{a}{b} + F_{yr} = m \frac{v^2}{R}$$

$$F_{yr} = m \frac{v^2}{R} \left(\frac{a}{a+b} \right) \quad [2.16]$$

$$F_{yf} = F_{yr} \frac{b}{a} \quad [2.17]$$

Donde:

F_{yf} = Fuerza lateral en giro del eje delantero. [N]	<p>Sustituyendo en 2.16 y 2.17 se tiene:</p> $F_{yr} = 357 \text{ Kg} \frac{(2,77 \text{ m/s})^2}{8 \text{ m}} \left(\frac{0,88 \text{ m}}{1,6 \text{ m}} \right)$ $F_{yr} = 188,32 \text{ N}$ $F_{yf} = 154,08 \text{ N}$
F_{yr} = Fuerza lateral en giro del eje trasero. [N]	
m = masa total del vehículo 357 Kg	
v^2 = Velocidad del vehículo. 10 Km/h	
R = Radio de curvatura 9 m	
$a = 0,88$; $b = 0,72$	

Cálculo de los esfuerzos cortantes

El elemento que se muestra en la figura 2.40 está sometido a la fuerza lateral que produce el vehículo al tomar una curva; es por esto que a continuación se determinan los esfuerzos en el elemento.

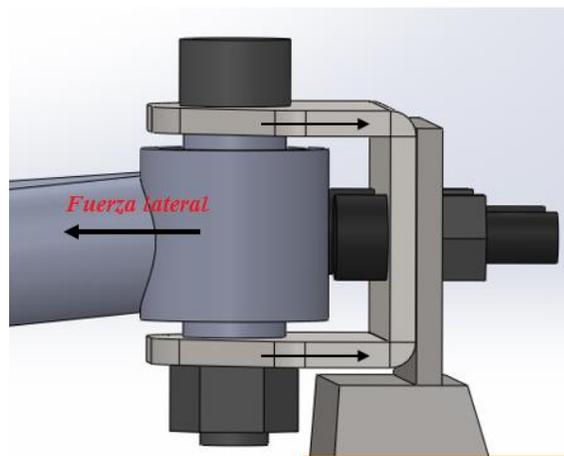


Figura 2.40. Diagrama de cortante doble.

La fuerza lateral que se muestra en la figura 2.40 se produce por el paso por una curva, la magnitud de esta fuerza es de 4,7 kN. Considerando el diámetro del perno de 8 mm y el

espesor del soporte que sujeta la mangueta, se determinan los esfuerzos cortantes en el perno aplicando la ecuación [2.18].

$$\tau = \frac{P}{2A} \quad [2.18]$$

Donde:

$\tau = \text{Esfuerzo cortante}$	Pa	$\tau = \frac{4,7 \text{ kN}}{2 (\pi * (0,004 \text{ m})^2)}$ $\tau = 46,75 \text{ kPA}$ Esfuerzo cortante en el perno
$P = \text{Fuerza cortante}$	$4,7 \text{ kN}$	
$A = \text{Área transversal}$	$A = \pi * r^2$	

$\tau = \text{Esfuerzo cortante}$	Pa	$\tau = \frac{4,7 \text{ kN}}{2 * (8 \text{ mm} * 3 \text{ mm})}$ $\tau = 97,98 \text{ kPA}$ Esfuerzo cortante en el soporte en “c”
$P = \text{Fuerza cortante}$	$4,7 \text{ kN}$	
$A = \text{Área transversal}$	$\phi * e$	

Con la información obtenida en los modelos matemáticos, a continuación se presenta la ubicación de las fuerzas principales que actúan sobre las manguetas durante curva, frenado y obstáculo.

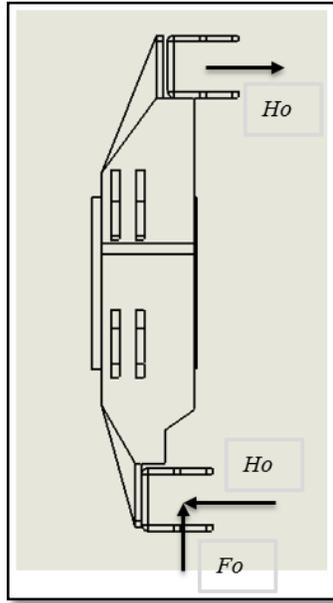


Figura 2.41. Fuerzas durante curva.

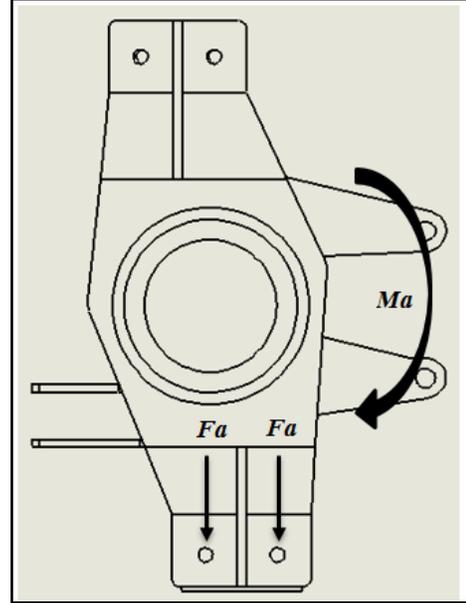


Figura 2.42. Fuerzas durante frenado.

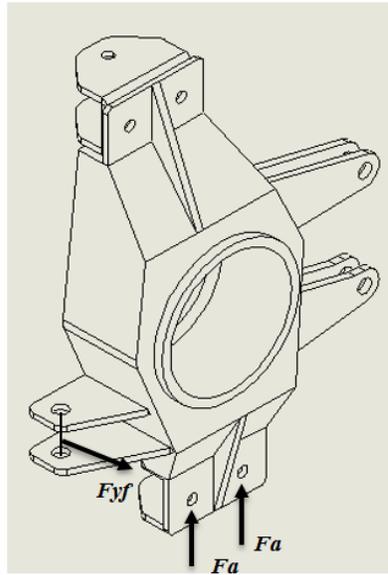


Figura 2.43. Fuerza aplicada en la junta de la dirección

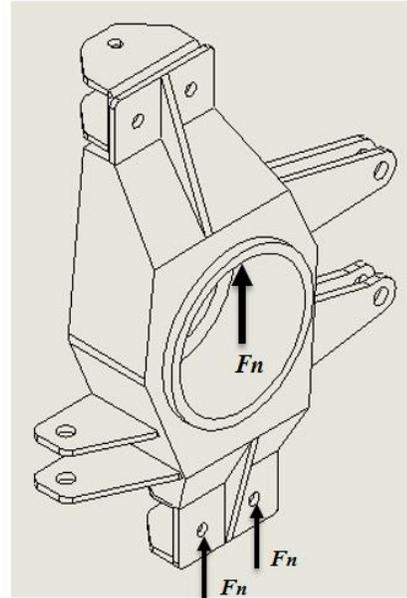


Figura 2.44. Fuerzas actuantes al paso sobre un obstáculo.

Análisis de esfuerzos y deformaciones mediante el método de elementos finitos

El método de elementos finitos es aplicado a la resolución de problemas mecánicos, ya que consiste en 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.

Para determinar los esfuerzos y deformaciones de los diseños obtenidos anteriormente, se utiliza el software de análisis ANSYS 14.5; esto permite encontrar la relación peso resistencia óptima de los diseños y finalmente proponer su construcción.

Una vez obtenidos los modelos de las manguetas delanteras y traseras que cumplen con los parámetros requeridos, se procede al análisis de los esfuerzos y deformaciones con el objetivo de no exceder con 166.6 MPa^7 de esfuerzo equivalente de Von-Mises, (Se utiliza un factor de seguridad de 1.5 a la resistencia a la cedencia) y deformaciones no mayores a 0,5 mm, para evitar variaciones en la geometría de la suspensión.

Análisis de la mangueta delantera, bajo el efecto de las cargas generadas por la transferencia de masas en frenado, paso por curva y paso sobre un obstáculo de la mangueta delantera

Las fuerzas actuantes sobre la mangueta delantera a analizarse son:

- Transferencia de pesos y momento en el frenado. Vea figura 2.42.
- Transferencia de pesos lateral. Vea figura 2.41.
- Fuerza que genera el brazo de dirección. Vea figura 2.43.
- Fuerza actuante al paso sobre un obstáculo. Vea figura 2.44.
-

Las fuerzas actuantes sobre la mangueta se calcularon en la sección anterior.

⁷ Es decir la resistencia a la fluencia 250 MPa dividido para el factor de seguridad de 1.5 da igual a 166.6 MPa de esfuerzo permisible del elemento.

Tabla 2.18. Valor de las cargas aplicadas sobre la mangueta delantera.

ÍTEM	VALOR
Trasferencia de pesos y momento en el frenado.	$Ma = 385,06 Nm$ $Fo = 4611,62 N$
Trasferencia de pesos lateral.	$Ho = 4670,61 N$
Fuerza que genera el brazo de dirección.	$F_{yr} = 188,32 N$
Fuerza actuante al paso sobre un obstáculo.	$F_{neumaticos} = 11452,56 N$

Pre proceso:

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

Tabla 2.19. Propiedades de la malla de la mangueta delantera

PROPIEDADES:	
Material:	ASTM A36
Volumen:	2,1584e+005 mm ³
Masa:	1,6943 kg
Nodos:	216028
Elementos:	122458

A continuación se colocan las direcciones y magnitudes de las cargas principales que actúan en la mangueta delantera.

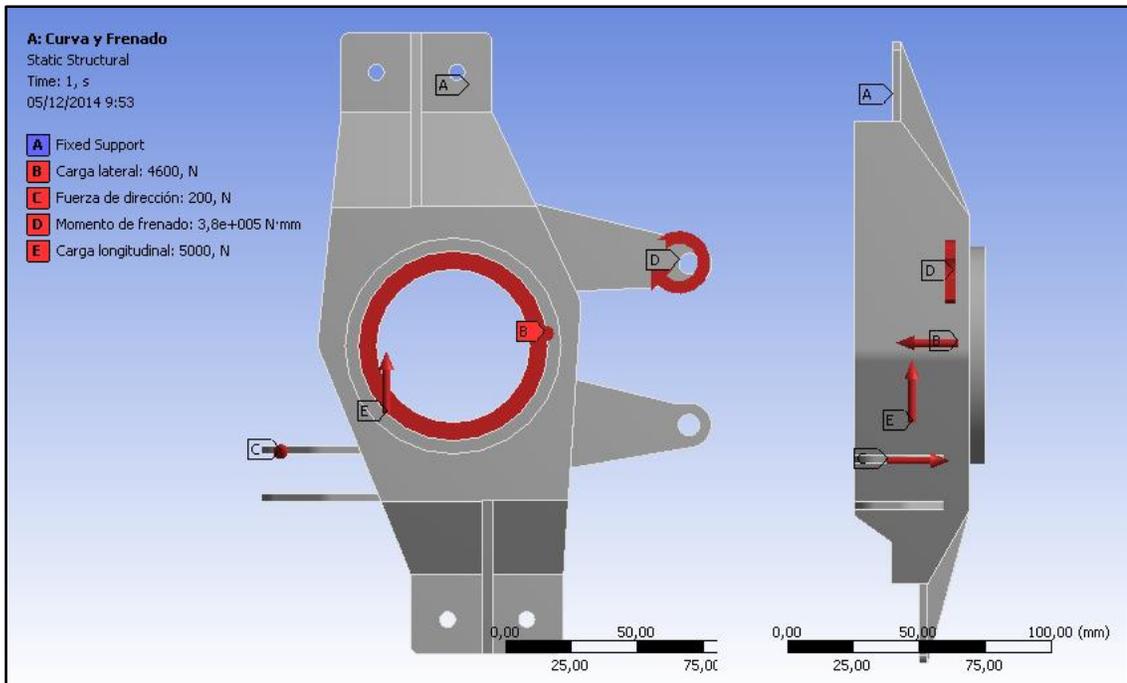


Figura 2.45. Aplicación de las cargas sobre la mangueta delantera.

Se observa en la figura 2.46 la deformación total frente a las cargas aplicadas, con una deformación máxima de 0,042 mm en el soporte de la mordaza.

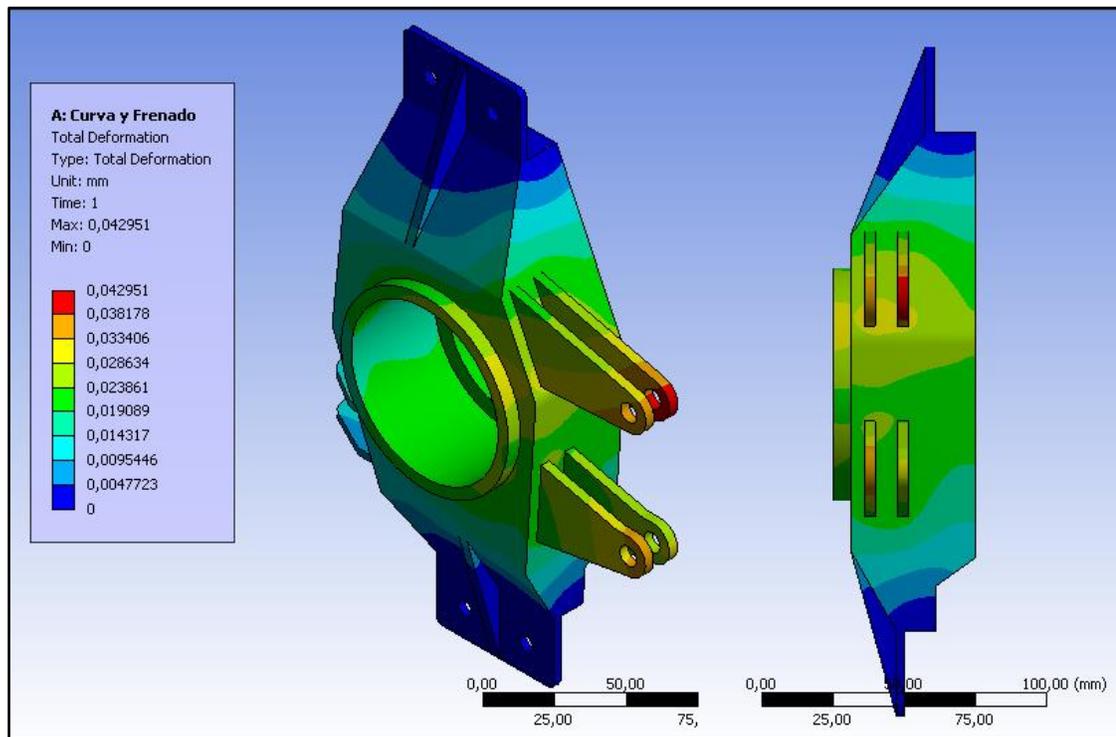


Figura 2.46. Deformaciones mangueta delantera.

La figura 2.47 muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas, donde el máximo esfuerzo es 237,16 MPa, ubicada en la unión superior soldada.

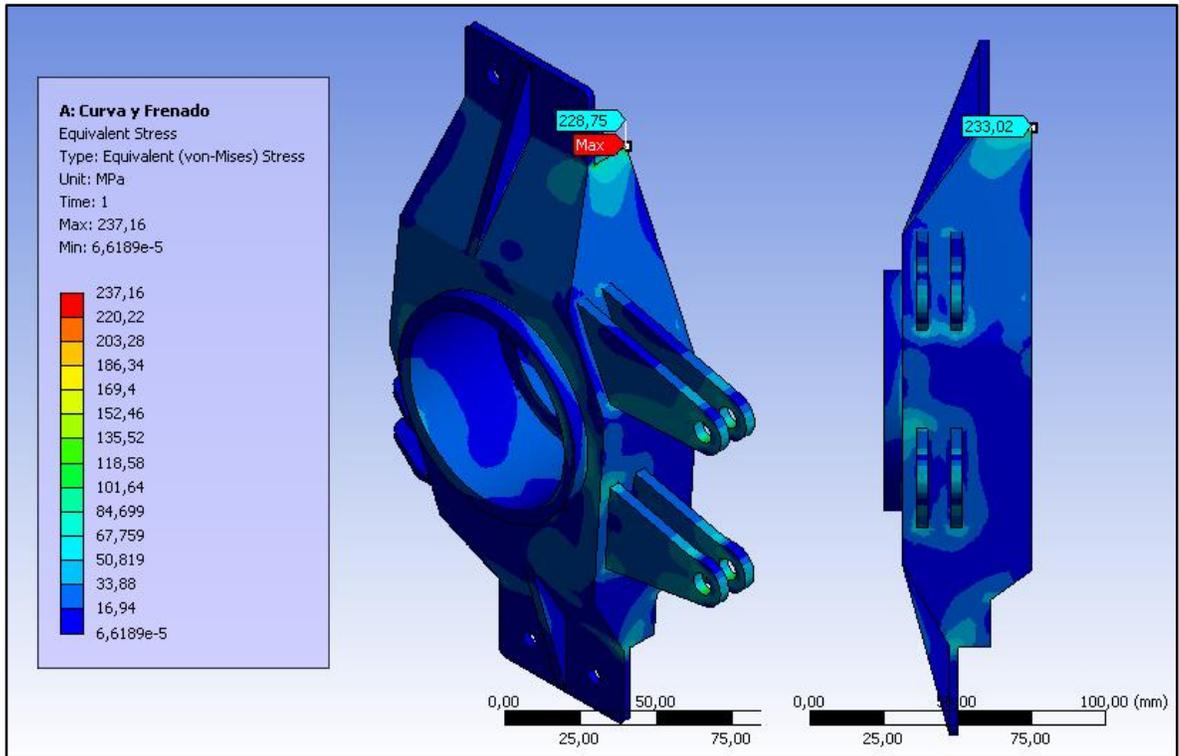


Figura 2.47. Esfuerzo equivalente de Von-Mises de la mangueta delantera.

Análisis de resultados:

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

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

- La deformación máxima es de 0.042 mm en los soportes de la mordaza, producidos por el momento de torsión de frenado; esta deformación no resulta

perjudicial para el cuerpo de la mangueta y cumple con lo establecido como antecedente, deformación no mayor a 0.5 mm.

- El valor del esfuerzo de Von-Mises es de 237.16 MPa, valor que no supera el límite de fluencia del materia, pero no cumple con la propuesta de no exceder 166.6 MPa de esfuerzos en el cuerpo de la mangueta.

Análisis de la mangueta trasera, bajo el efecto de las cargas generadas por la transferencia de masas en frenado, paso por curva y paso sobre un obstáculo de la mangueta trasera

Las fuerzas actuantes sobre la mangueta delantera a analizarse son:

- Trasterferencia de pesos y momento en el frenado. Vea figura 2.42.
- Trasterferencia de pesos lateral. Vea figura 2.41.
- Fuerza actuante al paso sobre un obstáculo. Vea figura 2.44.

Las fuerzas actuantes sobre la mangueta se calcularon en la sección anterior.

Tabla 2.20. Valores de las cargas aplicadas sobre la mangueta trasera.

ÍTEM	VALOR
Trasterferencia de pesos y momento en el frenado.	$Ma = 385,06 Nm$ $Fo=4611,62 N$
Trasterferencia de pesos lateral.	$Ho = 4670,61 N$
Fuerza actuante al paso sobre un obstáculo.	$F_{neumaticos} = 11452,56 N$

La siguiente tabla presenta las propiedades y estadísticas de mallado de la mangueta trasera.

Tabla 2.21. Propiedades de la malla de la mangueta trasera.

PROPIEDADES:	
Material:	ASTM A36
Volumen:	2,4367e+005 mm ³
Masa:	1,9128 kg
Nodos:	1409036
Elementos:	948942

A continuación se colocan las direcciones y magnitudes de las cargas principales que actúan en la mangueta trasera.

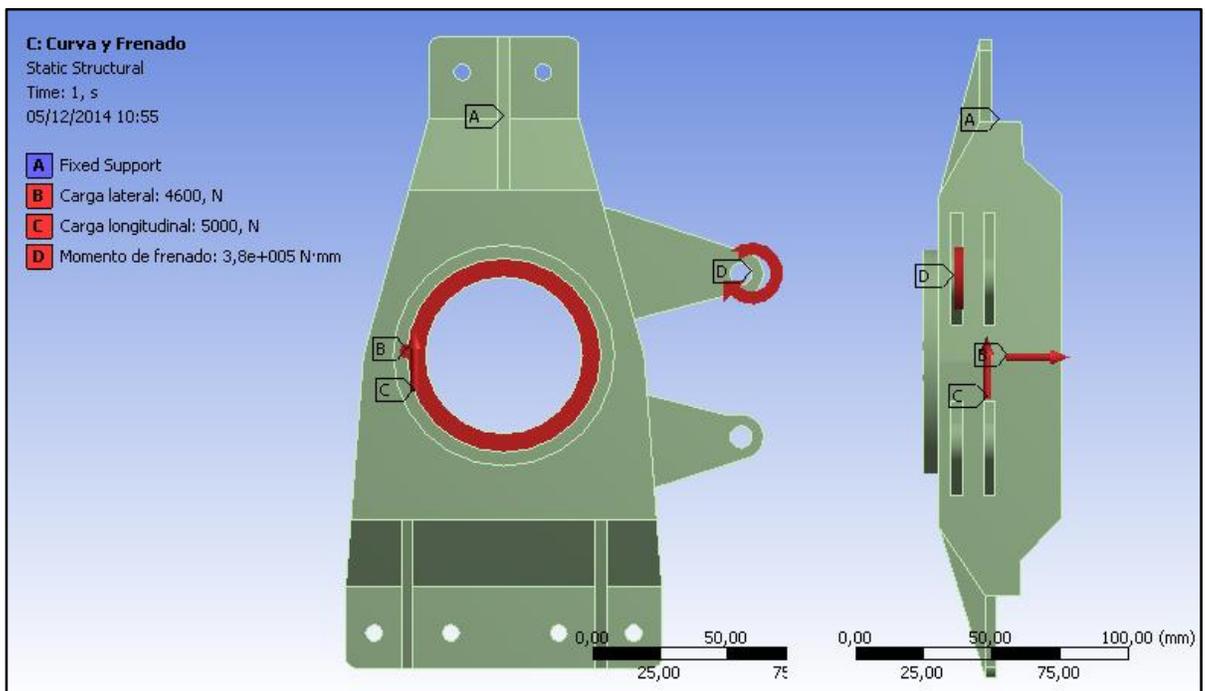


Figura 2.48. Aplicación de las cargas sobre la mangueta trasera.

La siguiente figura 2.49 muestra el resultado de la deformación total frente a las cargas aplicadas con una deformación máxima de 0,032 mm.

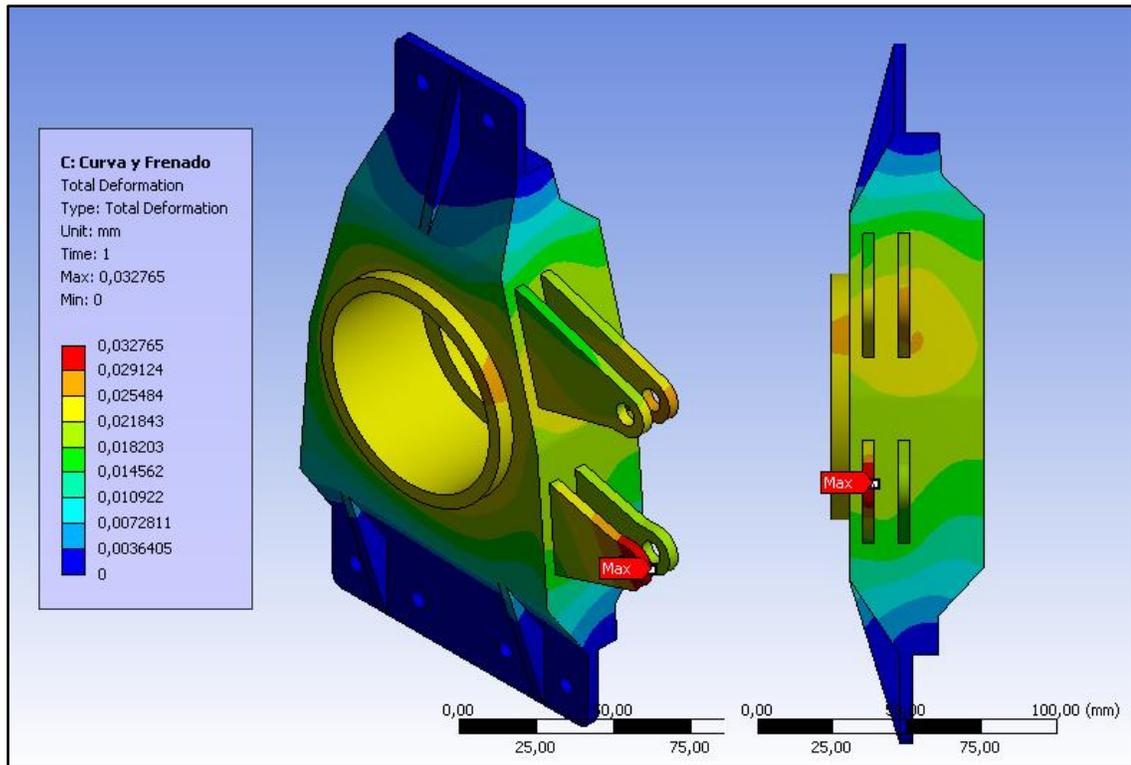


Figura 2.49. Deformaciones mangueta trasera.

La siguiente figura 2.50 muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas sobre el elemento, donde el máximo esfuerzo es 194,87 MPa, ubicada en la unión superior soldada.

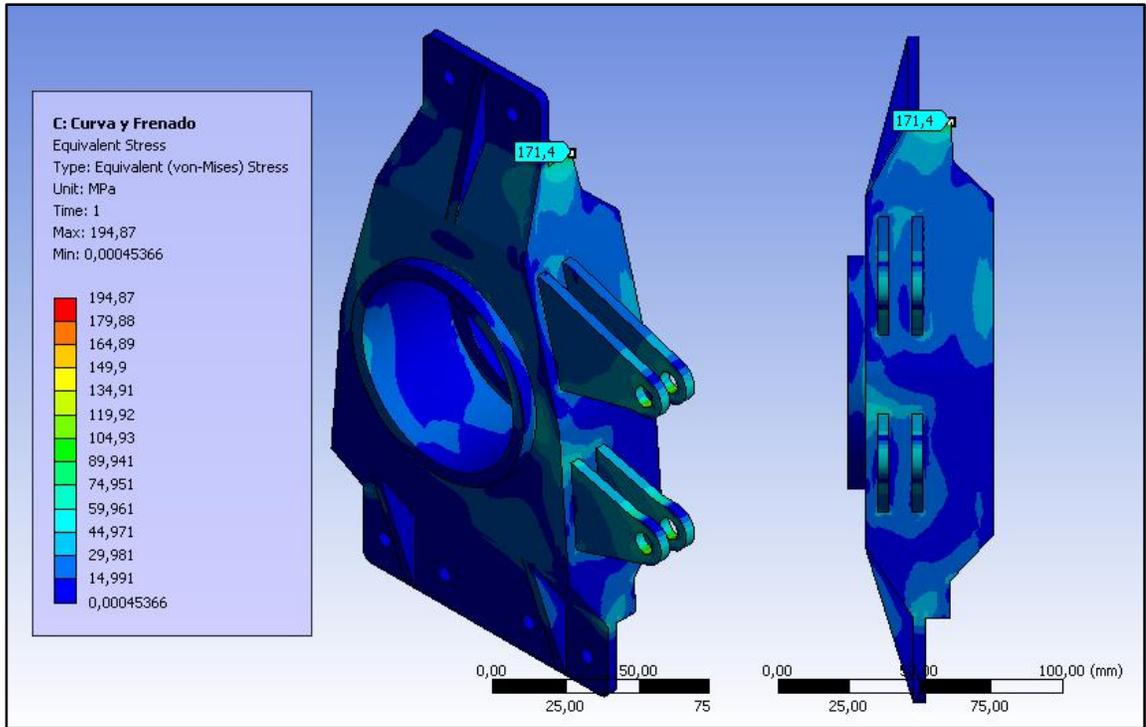


Figura 2.50. Esfuerzo equivalente de Von-Mises.

Análisis:

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

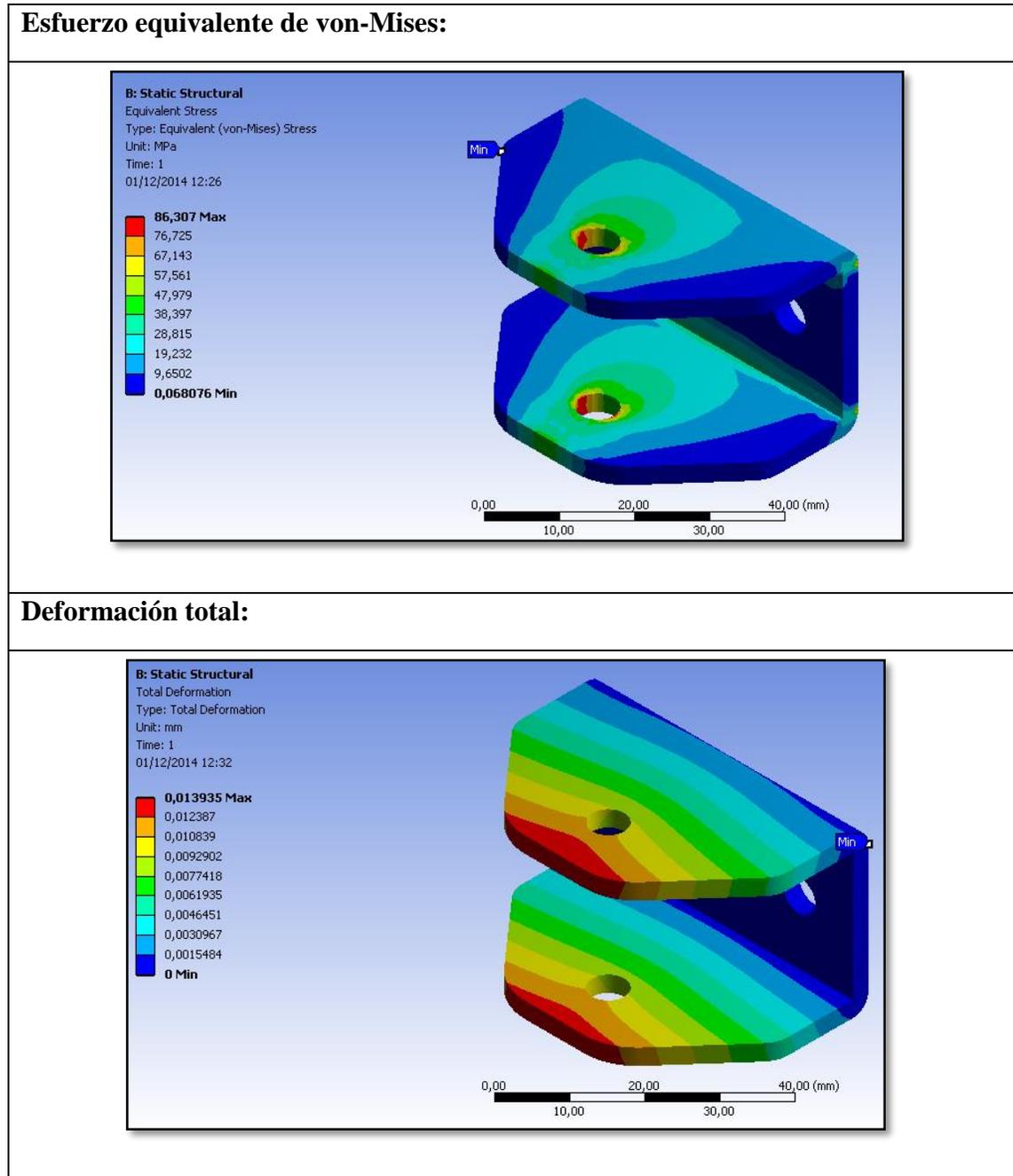
La mangueta delantera presenta los siguientes resultados frente a las cargas aplicadas:

- La deformación máxima de 0,032 mm ubicada en los soportes de la mordaza producida por el momento de torsión de frenado; esta deformación no resulta perjudicial para el cuerpo de la mangueta.
- El valor del esfuerzo de Von-Mises de 194,87 MPa, no supera el límite de fluencia del materia, pero no cumple con la propuesta de no exceder 166.6 MPa de esfuerzos en el cuerpo de la mangueta.

Análisis de los soportes de las manguetas, bajo el efecto de las cargas laterales

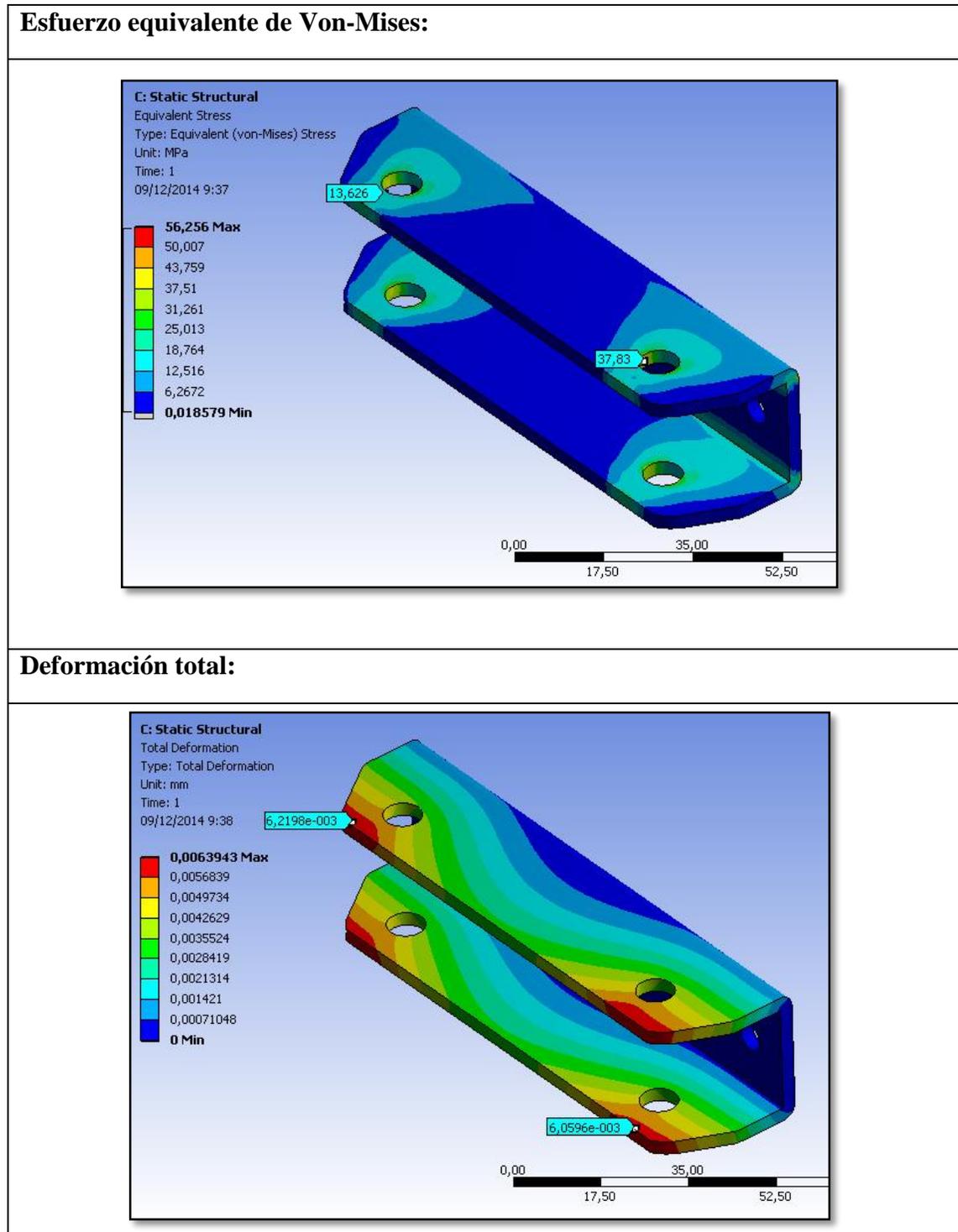
La siguiente tabla 2.22 muestra los resultados de las simulaciones del diseño del soporte superior e inferior de la mangueta, frente a las cargas de fuerza lateral.

Tabla 2.22. Resultados del soporte de la mangueta delantera.



La siguiente tabla muestra los resultados del diseño del soporte superior e inferior de la mangueta.

Tabla 2.23. Resultados del soporte inferior de la mangueta trasera.



2.4 Optimización de la masa en la mangueta delantera

Con base en los resultados de las simulaciones obtenidas anteriormente, se presenta el rediseño de la geometría, con el objetivo de reducir de la masa de la mangueta delantera y corregir los valores excesivos de esfuerzos.

Los resultados obtenidos de los esfuerzos y deformaciones del cuerpo de la mangueta delantera permiten observar el sobre dimensionamiento del espesor de la chapa metálica (3mm), el buje que sujeta el rodamiento y los soportes de las mordazas; esto influye en el peso del elemento y zonas con esfuerzos bajos.

El peso del primer diseño es de 1,6943 kg (3.735 libras), con el objetivo de reducir la masa y la mejor distribución de los esfuerzos, se realizan modificaciones en el cuerpo de la mangueta.

Considerando la distribución de esfuerzos en la pieza se procedió a realizar la eliminación de material. La modificación de la geometría del cuerpo de la mangueta se lo realizo de forma manual; esto da como resultado una reducción de la masa del 18,2 % es decir 1.384 kg (3.05 libras), sin afectar la resistencia del elemento.

Para analizar el nuevo diseño se somete a las mismas condiciones de carga, para observar su comportamiento.

La siguiente figura 2.51 muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas sobre el elemento, donde el máximo esfuerzo es 160.08 MPa, ubicada en la unión del soporte de la mordaza con el buje.

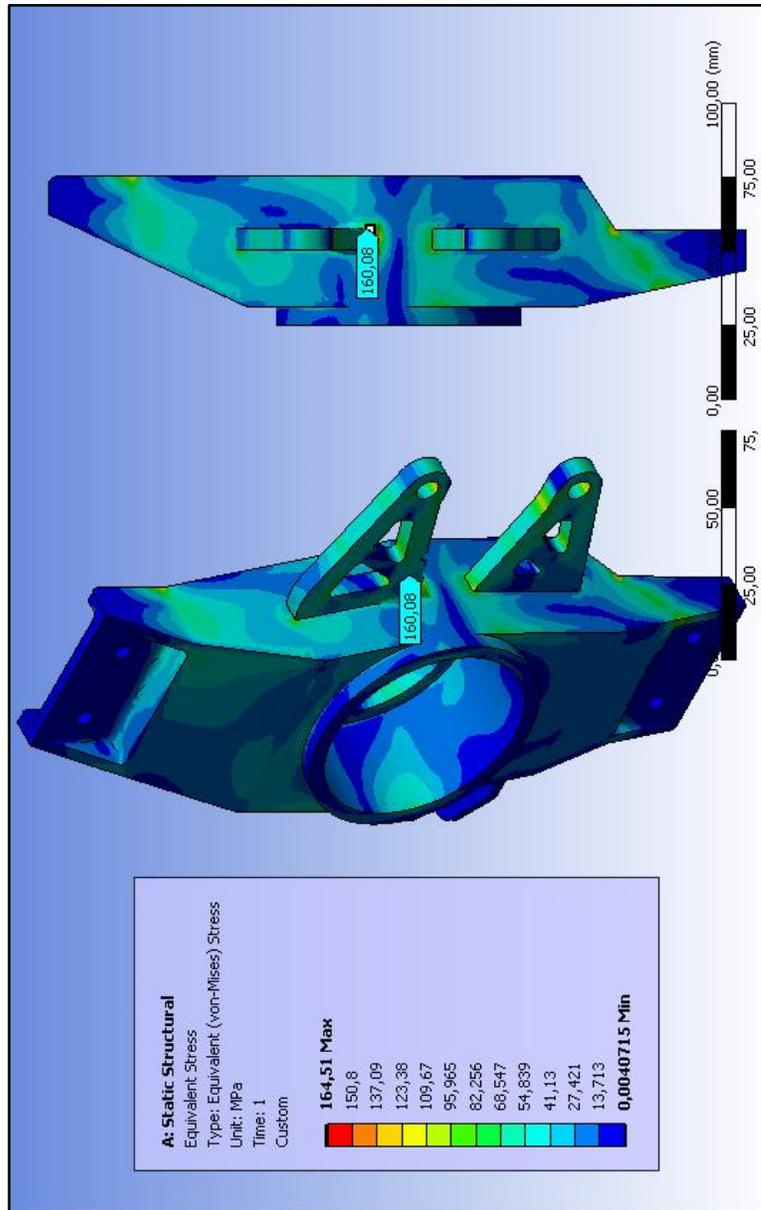


Figura 2.51. Esfuerzo equivalente de Von-Mises.

La siguiente figura muestra el resultado de la deformación total frente a las cargas aplicadas, con una deformación máxima de 0,072 mm.

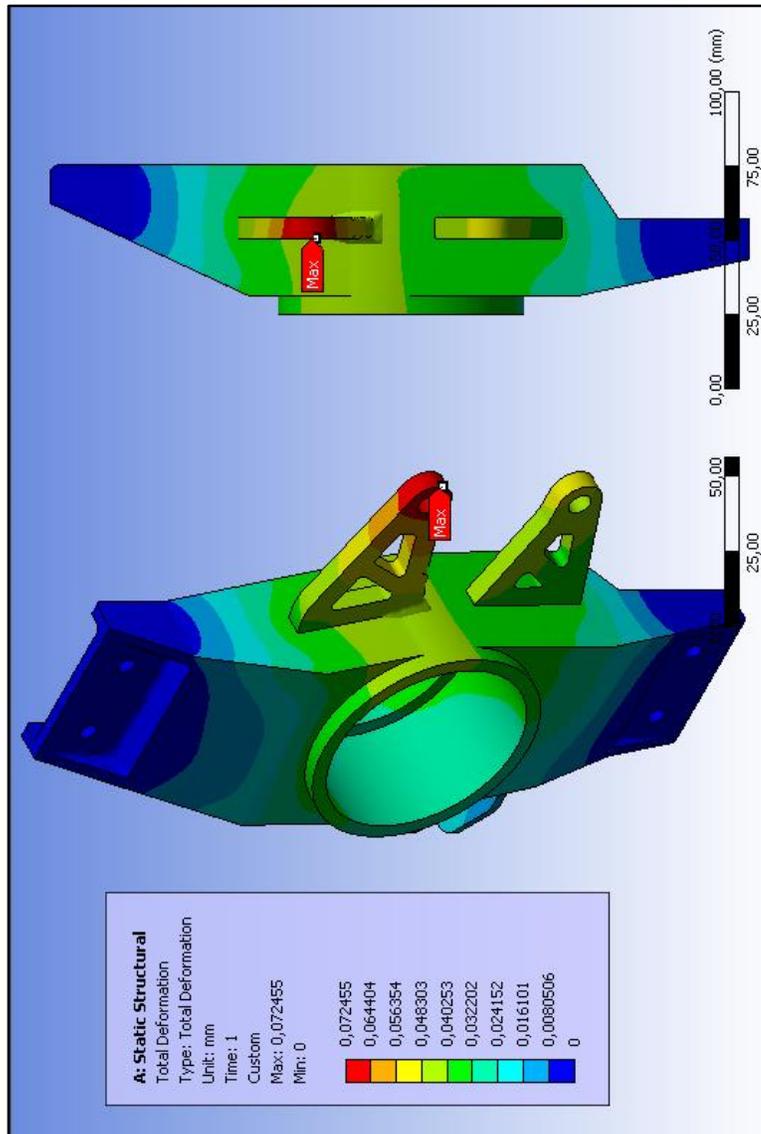


Figura 2.52. Deformaciones mangueta delantera.

Análisis:

Para determinar la convergencia de los resultados, se verificó que no exista una variación del 5% al aumentar el número de elementos finitos entre resultados y así dar validez a la simulación. La tabla 2.24 muestra la variación de los elementos y el valor máximo del esfuerzo equivalente de Von-Mises. El incremento en el número de elementos se produce por un mallado más fino.

Tabla 2.24. Elementos finitos vs estado de esfuerzos en un punto de la mangueta delantera.

Elementos:	Esfuerzos:
181254	164.05 MPa
193041	166,39 MPa

La mangueta delantera presenta los siguientes resultados frente a las cargas aplicadas. La deformación máxima de 0,072 mm ubicada en los soportes de la mordaza producida por el momento de torsión de frenado; esta deformación no resulta perjudicial para el cuerpo de la mangueta. El valor del esfuerzo equivalente de von-Mises es de 166,39 MPa cumpliendo con lo especificado dando un factor de seguridad 1.5.

2.5 Optimización de la masa en la mangueta trasera

Con base en los resultados de las simulaciones obtenidas anteriormente, se presenta la optimización de la masa de la mangueta trasera.

Los resultados obtenidos de los esfuerzos y deformaciones del cuerpo de la mangueta delantera permiten observar el sobre dimensionamiento del espesor de la chapa metálica (3mm), el buje que sujeta el rodamiento y los soportes de las mordazas; esto influye en el peso del elemento y zonas con esfuerzos bajos.

El peso del primer diseño es de 1,9128 kg (4.217 libras), con el objetivo de reducir la masa y la mejor distribución de los esfuerzos, se realizan modificaciones en el cuerpo de la mangueta.

Considerando la distribución de esfuerzos en la pieza se procedió a realizar la eliminación de material. La modificación de la geometría del cuerpo de la mangueta se lo realizo de forma manual; esto da como resultado una reducción de la masa del 15,51 % es decir 1,616 kg (3.56 libras), sin afectar la resistencia del elemento.

Para analizar el nuevo diseño se somete a las mismas condiciones de carga antes mencionadas para observar los efectos que producen.

La siguiente figura 2.53 muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises frente a las cargas aplicadas sobre el elemento, donde el máximo esfuerzo es 160.26 MPa, ubicada en el soporte superior de la mangueta.

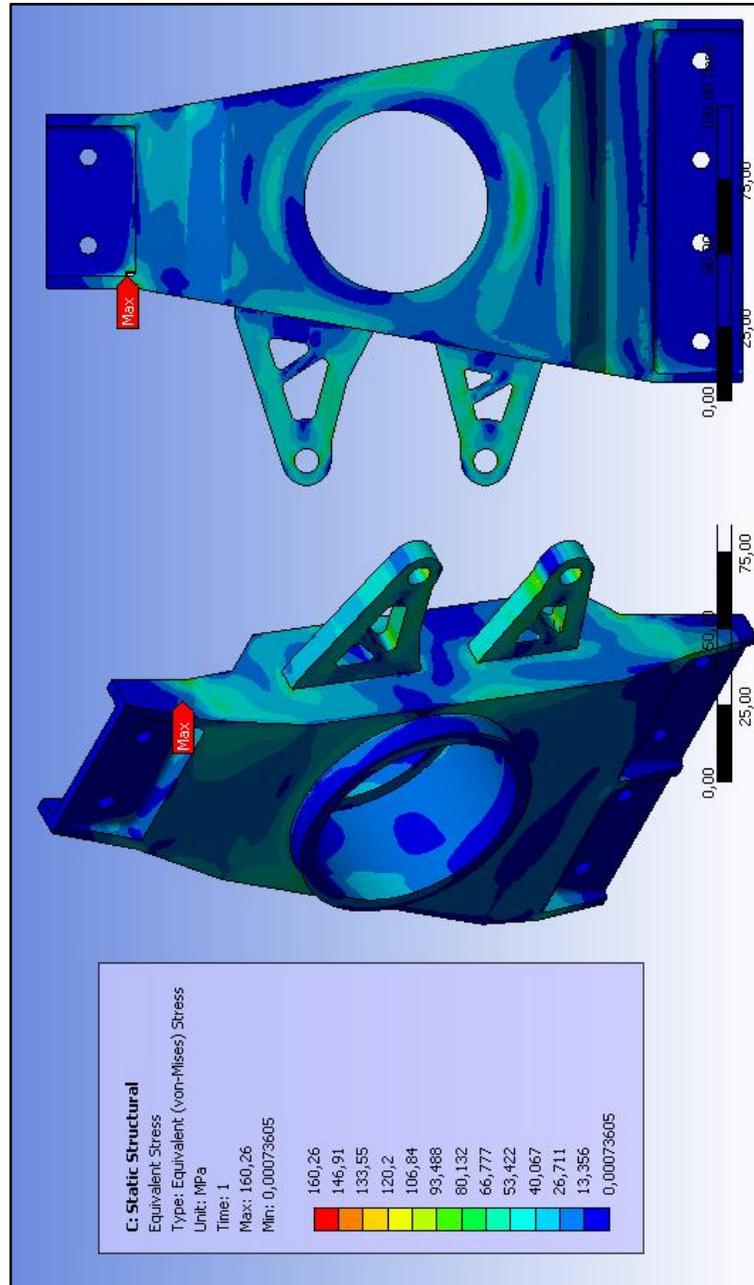


Figura 2.53. Esfuerzo equivalente de Von-Mises en la mangueta trasera.

La siguiente figura 2.54 muestra el resultado de la deformación total frente a las cargas aplicadas con una deformación máxima de 0,043 mm.

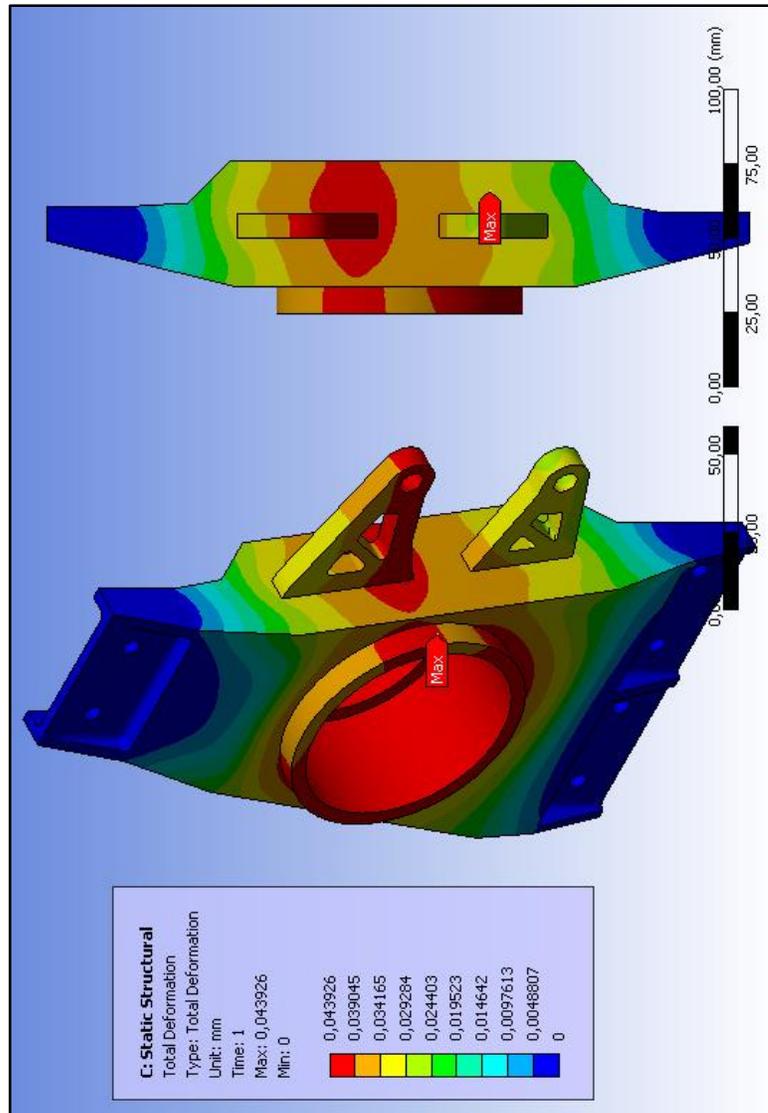


Figura 2.54. Deformaciones mangueta delantera.

Análisis:

Para determinar la convergencia de los resultados, se verificó que no exista una variación del 5% al aumentar el número de elementos finitos entre resultados y así dar validez a la simulación. La tabla 2.24 muestra la variación de los elementos y el valor máximo del esfuerzo equivalente de Von-Mises. La variación de los elementos se produce por un mallado más fino.

Tabla 2.25. Elementos finitos vs estado de esfuerzos en un punto de la mangueta trasera.

Elementos:	Esfuerzos:
222462	159.15 MPa
257652	160.26 MPa

La mangueta delantera presenta los siguientes resultados frente a las cargas aplicadas. La deformación máxima de 0.043 mm ubicada en el soportes superior de la mangueta producida por el momento de torsión de frenado; esta deformación no resulta perjudicial para el cuerpo de la mangueta. El valor del esfuerzo equivalente de Von-Mises es de 160,26 MPa cumpliendo con lo especificado dando un factor de seguridad 1.5.

2.6 Sumario

En este capítulo se describe la metodología de diseño aplicada para concebir y diseñar las manguetas delanteras y posteriores de un vehículo F-SAE. La metodología describe una sucesión de pasos que ayudan a obtener el producto deseado.

A continuación se realizó el cálculo de las magnitudes y dirección de las fuerzas principales durante la conducción de un prototipo F-SAE.

Los diseños preliminares tanto de la mangueta delantera como trasera se evaluaron mediante el método de elementos finitos. Como primer resultado se observa el sobredimensionamiento del cuerpo de las manguetas tanto delantera como trasera con una masa de 1,6943 kg (3.735 libras) y 1,9128 kg (4.217 libras) respectivamente. Con el fin de disminuir las masas de las manguetas, se realizaron modificaciones a sus geometrías conservando las características de los primeros diseños; obteniendo como resultado una reducción del 18.2% para la mangueta delantera y 15.51% para la mangueta trasera sin afectar la resistencia de los elementos.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE RESULTADOS Y PROPUESTA DE MANUFACTURA DE LAS MANGUETAS DELANTERAS Y TRASERAS

3.1 Introducción

En el presente capítulo se muestran los resultados del diseño en SolidWorks, pudiendo observar el ensamble final de los sistemas con los que interactúan las manguetas, como se especificó en el capítulo I.

Posteriormente se establece el proceso de manufactura para las manguetas delanteras y traseras, que consta de operaciones de remoción de material y operaciones de ensamblaje mediante uniones permanentes.

Finalmente se muestra un resumen de los costos de materiales, elementos normalizados y el mecanizado.

3.2 Resultados del diseño de las manguetas para un vehículo F-SAE

Mediante la aplicación de la metodología de desarrollo de nuevos productos descrita en el capítulo II, se presentan los resultados del diseño de las manguetas delanteras y traseras de un vehículo F-SAE.

3.2.1 Adaptación de la mangueta delantera a la geometría de la suspensión delantera del vehículo F-SAE

El software de diseño “SolidWorks” ayuda a comprobar que la mangueta delantera se adapte a la geometría de la suspensión y no exista interferencia entre elementos.

La siguiente figura muestra el ensamble final de todos los elementos con los que interactúa la mangueta delantera; definiendo los puntos de sujeción de la mangueta con los brazos de suspensión.

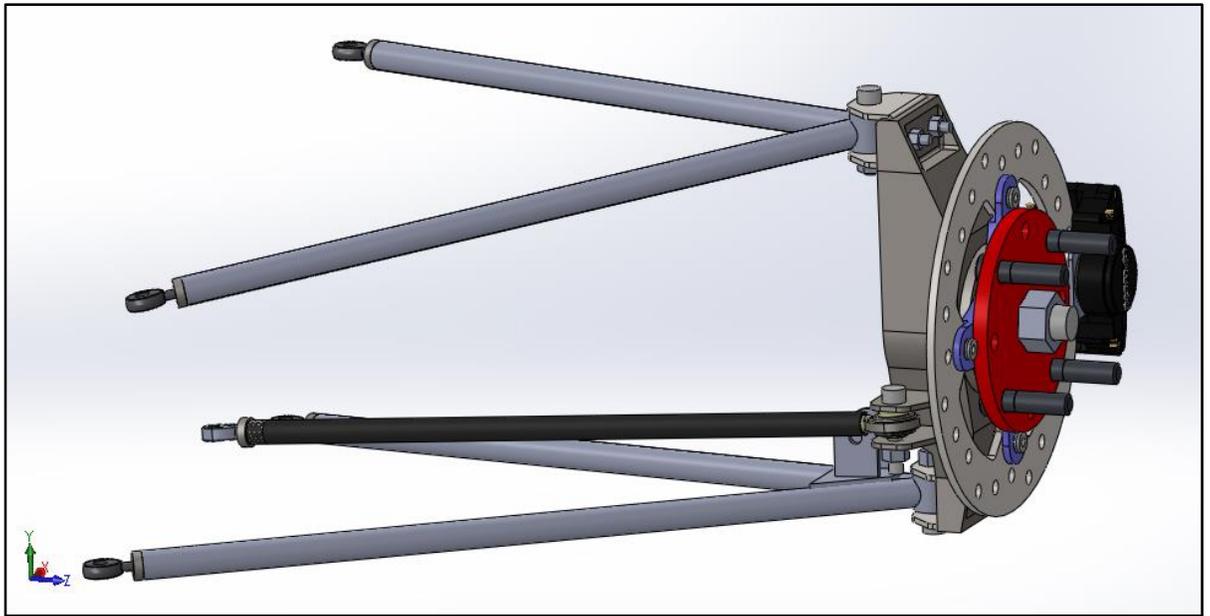


Figura 3.1. Ensamble final de la suspensión y la mangueta delantera.

3.2.2 Adaptación de la mangueta trasera a la geometría de la suspensión trasera del vehículo F-SAE

La mangueta trasera proporciona tres puntos de sujeción con los brazos de suspensión traseros, como muestra la figura 3.2

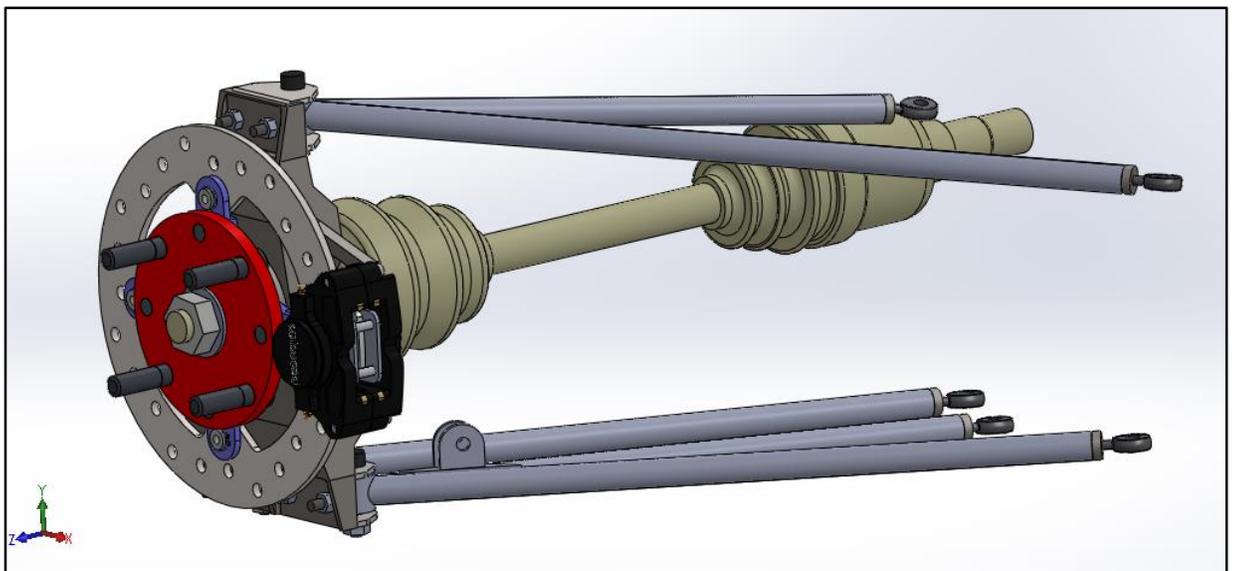


Figura 3.2. Ensamble final de la suspensión y la mangueta trasera.

3.2.3 Ajustabilidad del ángulo de caída

La siguiente figura muestra el rango de ajuste del ángulo de caída que comprende de 0 a -5° ; esta calibración se la realiza mediante la inserción de láminas de diferentes espesores.

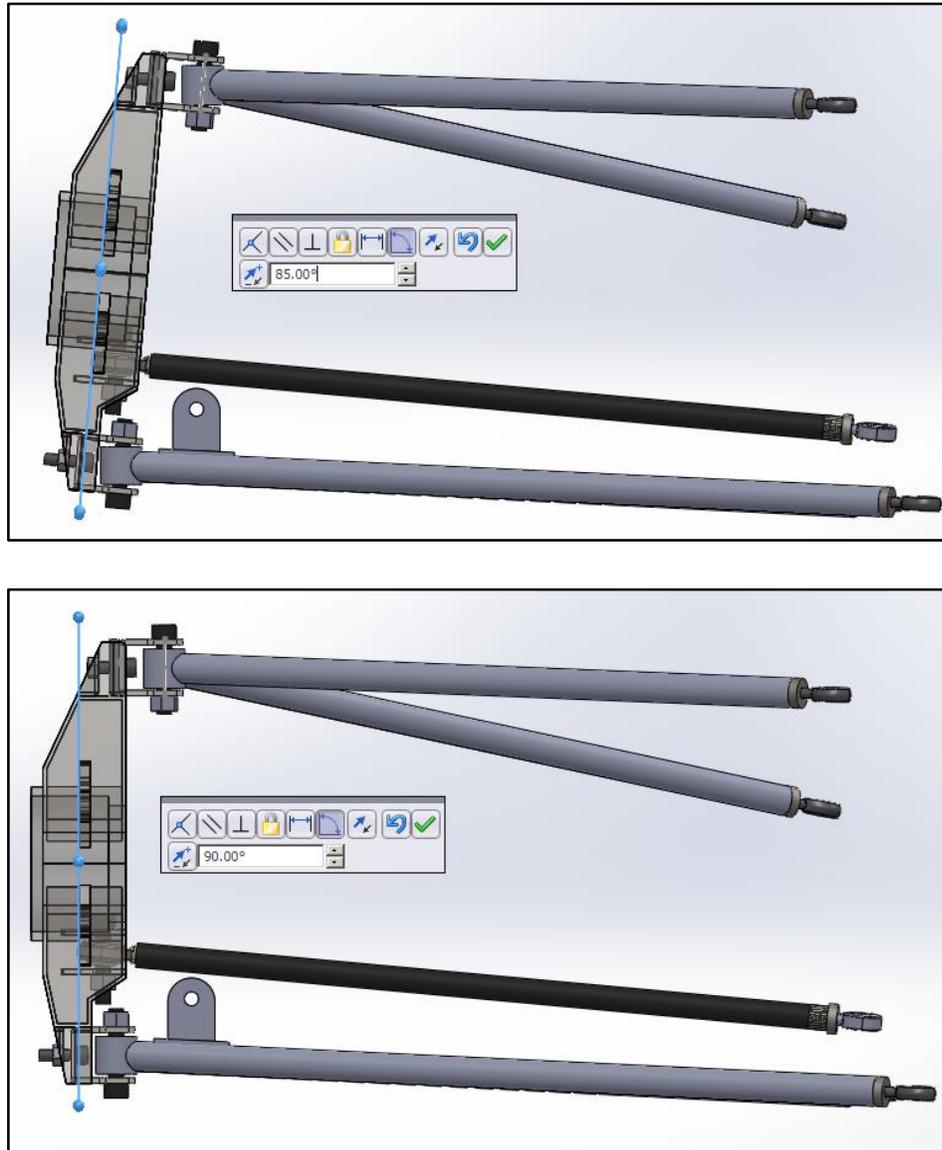


Figura 3.3. Ajuste del ángulo de caída.

3.2.4 Transmisión de las maniobras del piloto mediante los brazos de dirección a las ruedas.

La siguiente figura muestra el rango del ángulo de dirección que se transmite mediante el brazo de dirección a la mangueta delantera.

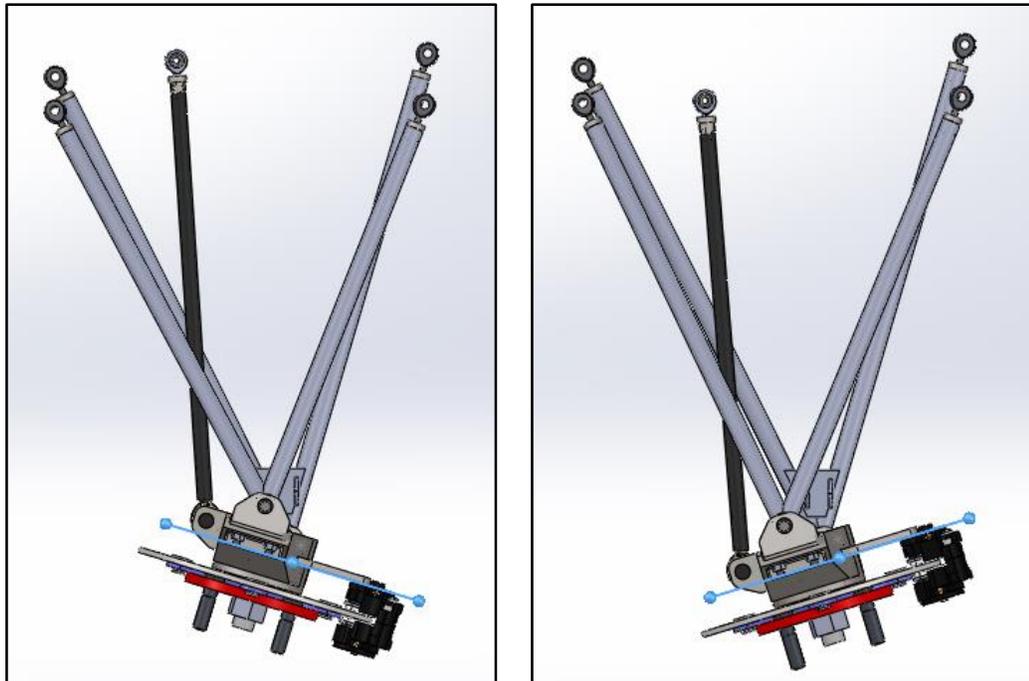


Figura 3.4. Ángulo de dirección.

3.3 Material

En el diseño de las manguetas se propone utilizar el acero ASTM A36 por las propiedades y características que se analizan en el capítulo II, destacando las siguientes:

- Propiedades mecánicas.
- Soldabilidad.
- Fácil manufactura.
- Adquisición y costo.

3.3.1 Propiedades mecánicas

El acero A36 se lo comercializa en planchas, perfiles estructurales y barras con espesores menores a 8 pulgadas (203.2 mm); posee un límite a la fluencia mínimo de 250 MPa y un límite de ruptura de 410 MPa.

3.3.2 Métodos de unión

Las estructuras fabricadas con acero A36 son fácilmente unidas con cualquier tipo de proceso de soldadura; las más comunes y menos costosas son:

- Soldadura por arco metálico protegido (SMAW).
- Soldadura con arco metálico y gas (GMAW, GTAW).
- Soldadura oxiacetilénica.

3.4 Uniones mediante soldadura

Mediante una investigación para determinar el proceso adecuado de soldadura del cuerpo de la mangueta, los equipos con mayor trayectoria recomiendan el uso de una soldadura TIG. A continuación se presenta las generalidades y ventajas de la soldadura TIG.

3.4.1 Soldadura TIG

Es un procedimiento de soldadura por corriente continua y semiautomática que emplea un hilo continuo con electrodo consumible. El método emplea gas inerte para crear la atmósfera de protección sobre el baño de fusión. Esta característica ayuda a obtener una unión con las mismas características del metal base, evitando una soldadura porosa y frágil.

Ventajas

- En la actualidad los procesos de unión mediante soldadura TIG son utilizados en la fabricación de carrocerías de automóviles.
- El proceso de soldadura TIG produce un acabado mucho más limpio y zonas menos afectadas por el calor.
- Genera una gran penetración.
- Control del material de aporte evitando excesos de material.

3.5 Procesos de manufactura

Los procesos de manufactura pueden dividirse en dos tipos: (Mikell P. Groover, 1996)

- **Operaciones de proceso:** Transforma un material de trabajo de una etapa a otra más avanzada situándola cerca del estado final del producto deseado; incluyendo procesos como: fundición, moldeo y remoción de material.

- **Operaciones de ensamble:** Une dos o más componentes para crear un nuevo objeto llamado ensamble; incluyendo operaciones como: uniones permanentes (soldaduras), ensambles mecánicos (sujetadores roscados).

3.5.1 Operaciones de proceso con remoción de material

Estas son operaciones que quitan el exceso de material de las piezas iniciales de trabajo, para obtener la geometría deseada. Las operaciones de maquinado comúnmente utilizadas son: torneado, taladrado y fresado.

A continuación se explica el proceso de remoción de material de las piezas que componen las manguetas.

Buje para el soporte del rodamiento: Para la construcción de esta pieza se emplea acero de transmisión de 85 mm de diámetro exterior, 60 mm de largo.

La figura 3.3 muestra las medidas y tolerancias del buje para el soporte del rodamiento.

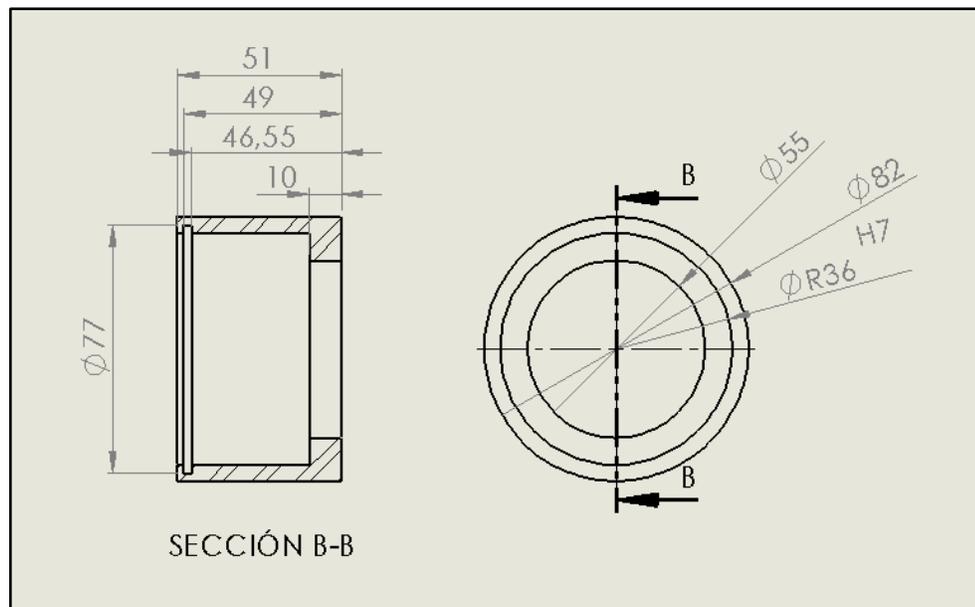


Figura 3.5. Medidas y tolerancias del buje para el soporte del rodamiento.

Mediante un proceso de torneado se retira todo el material hasta obtener la pieza que se muestra a continuación.

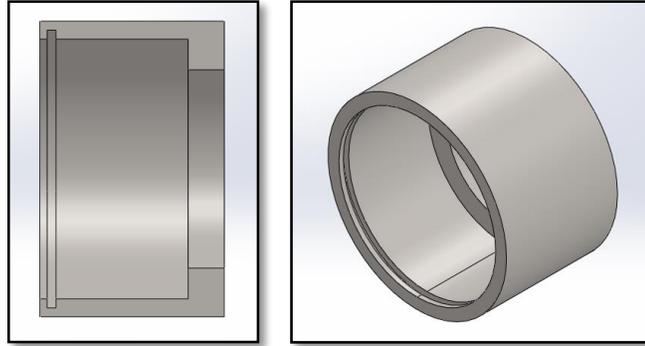


Figura 3.6. Buje para el soporte del rodamiento.

Centro de rueda: Como se menciona en el capítulo II figura 2.11, el centro de rueda se adquiere y se realizan adaptaciones para su acople. La remoción de material se lo realiza mediante un proceso de torneado.

La figura 3.5 muestra las dimensiones finales de la pieza después del proceso de mecanizado.

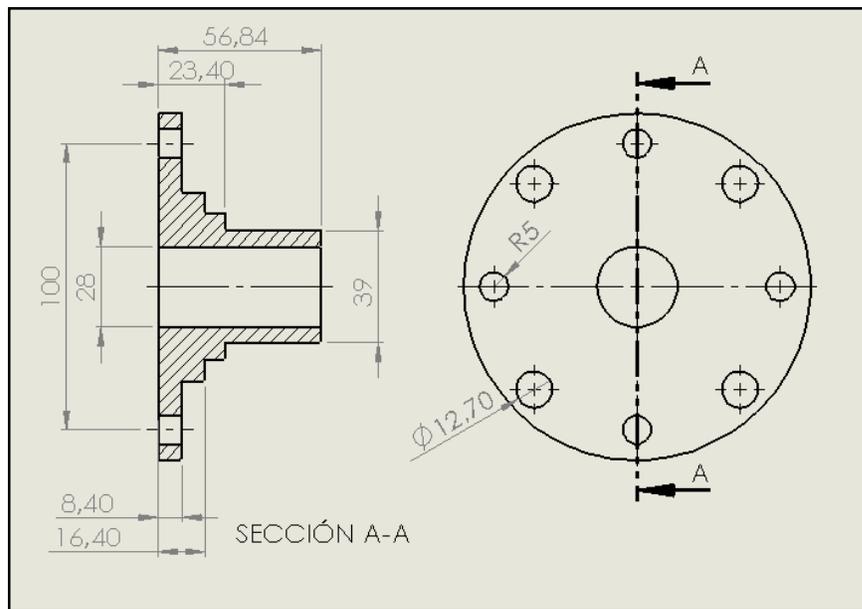


Figura 3.7. Medidas del centro de rueda mecanizado.

Acople para el disco de freno y el centro de rueda:

Para la construcción de esta pieza se emplea acero de transmisión de 220 mm de diámetro y 20 mm de largo. Como primer paso, mediante corte por agua, se da la forma principal que se muestra en la figura 3.6. Para llegar al espesor final del acople del disco de freno de 8 mm, se utiliza un proceso de corte mediante hilo caliente; como resultado se obtienen dos piezas a la vez y se desperdicia menos material.

Los agujeros no se recomiendan mecanizar con el diámetro final, porque el corte por agua no es preciso; por este motivo posteriormente se utiliza un proceso de taladrado con el diámetro final.

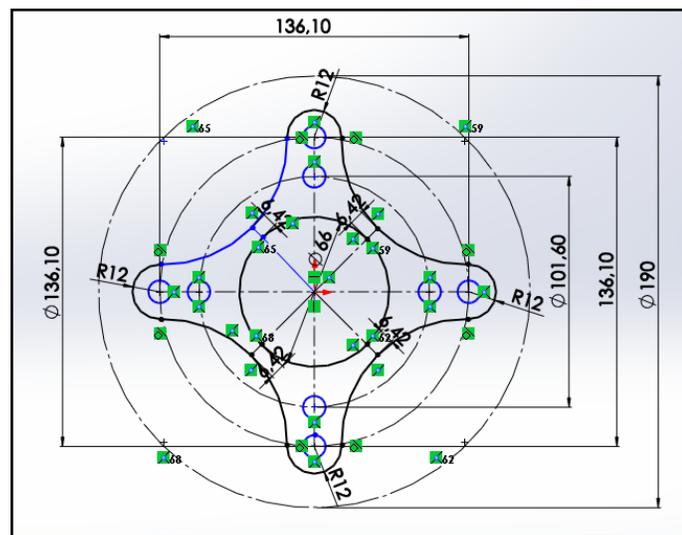


Figura 3.8. Plano del acople del disco de freno/centro de rueda.

Mediante un proceso de torneado se realiza una ranura para dar un mejor acople con el disco de freno como se muestra en la figura 3.9.

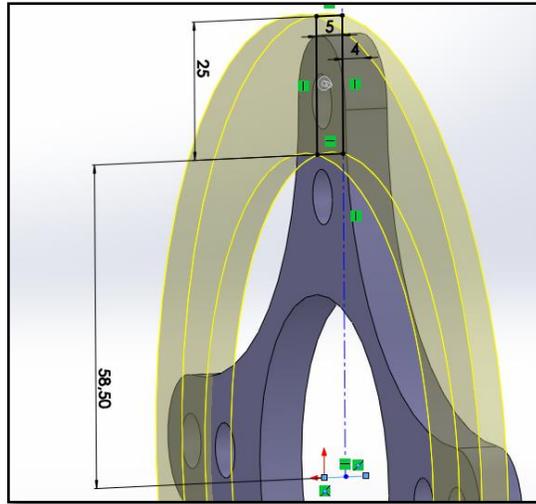


Figura 3.9. Mecanizado de la ranura.

En la siguiente figura se muestra el resultado final del acople con sus respectivas medidas.

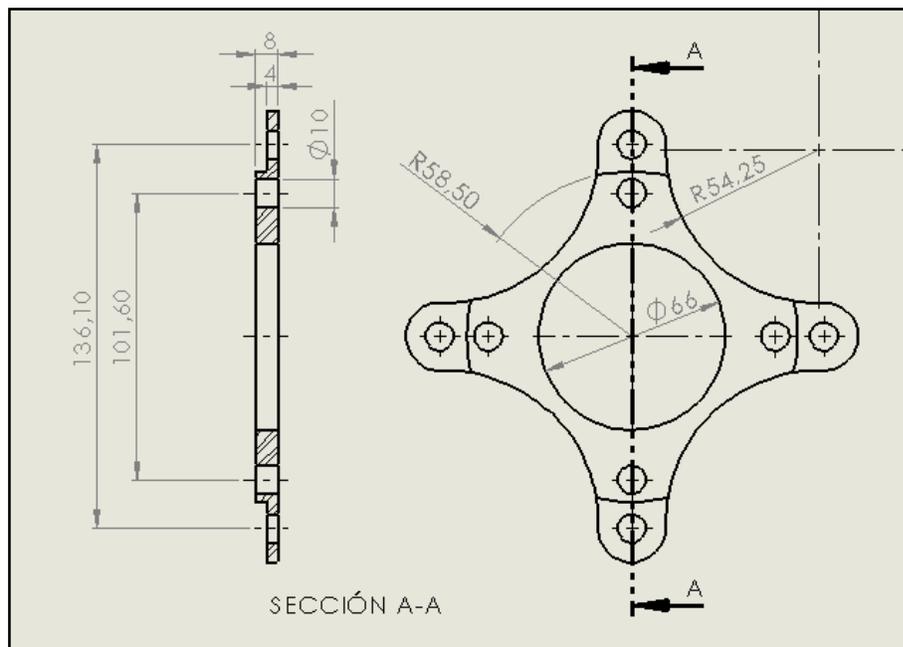


Figura 3.10. Plano 2D del acople disco de freno/centro de rueda.

El resultado final del proceso de mecanizado se muestra en la siguiente figura 3.11. Esta fotografía es un prototipo previo que se construyó mientras se realizaba el diseño final propuesto en este proyecto de tesis.



Figura 3.11. Ensamble centro de rueda, disco de freno.

3.5.2 Operaciones con proceso sin arranque de viruta

Corte por agua a presión

Es una herramienta industrial capaz de cortar todo tipo de material, utilizando un chorro fino, con una mezcla de agua y abrasivo; es muy utilizada para dar forma a piezas complejas disminuyendo el tiempo de mecanizado.

Un beneficio importante es la capacidad de no generar esfuerzos en la estructura del material ya que no se genera calor ni fuerzas deformantes.

Corte de la chapa metálica de la mangueta delantera

Se realiza este proceso con la ayuda del software de diseño SolidWorks que dentro de sus herramientas facilita convertir un cuerpo sólido en chapa metálica de diversos espesores. A continuación se muestra el resultado de la operación.

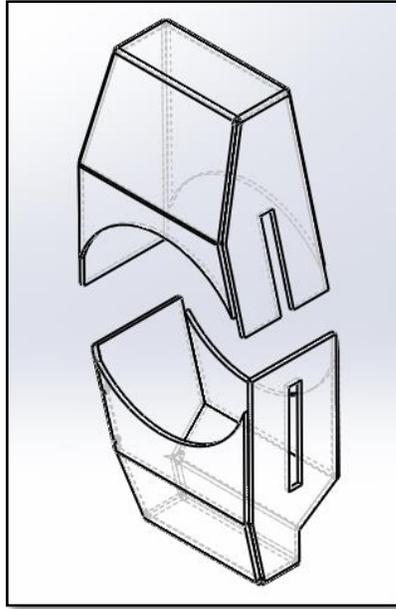


Figura 3.12. *Cuerpo principal de chapa metálica, mangueta delantera.*

El cuerpo principal de la mangueta delantera consta de dos partes con espesor de 2 mm que es mecanizado mediante corte por agua como se muestra en la figura 3.12.

Las siguientes figuras muestran los planos en 2D de los cuerpos superior figura 3.13 e inferior figura 3.14 de la mangueta; las líneas interpunktadas representan la dirección por donde se dobla para dar la forma.

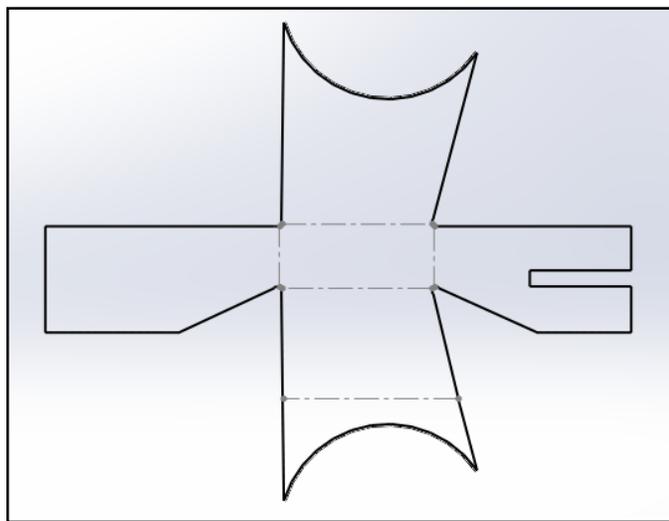


Figura 3.13. *Plano superior de la mangueta delantera.*

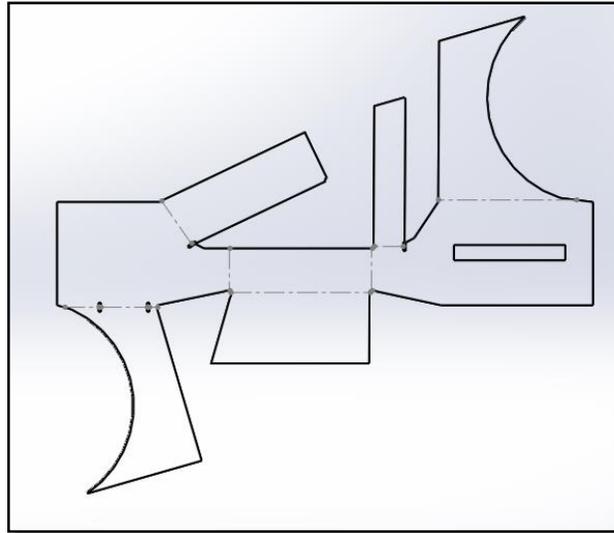


Figura 3.14. Plano inferior de la mangueta delantera.

Las dimensiones del cuerpo de la mangueta se muestran en el anexo B.

Corte de chapa metálica de la mangueta trasera

De la misma manera se realiza con el cuerpo principal de la mangueta trasera, las figuras siguientes muestran el cuerpo principal y los planos de corte.

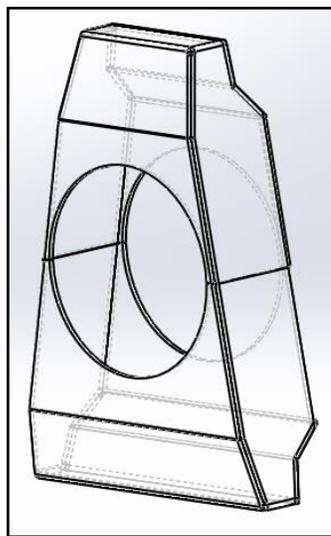


Figura 3.15. Cuerpo principal de chapa metálica, mangueta delantera.

El cuerpo principal de la mangueta delantera consta de dos partes con espesor de 2 mm que es mecanizado mediante corte por agua como se muestra en la figura 3.15.

Las siguientes figuras muestran los planos en 2D de los cuerpos superior figura 3.16 e inferior figura 3.17 de la mangueta; las líneas interpuntadas representan la dirección por donde se dobla para dar la forma correspondiente.

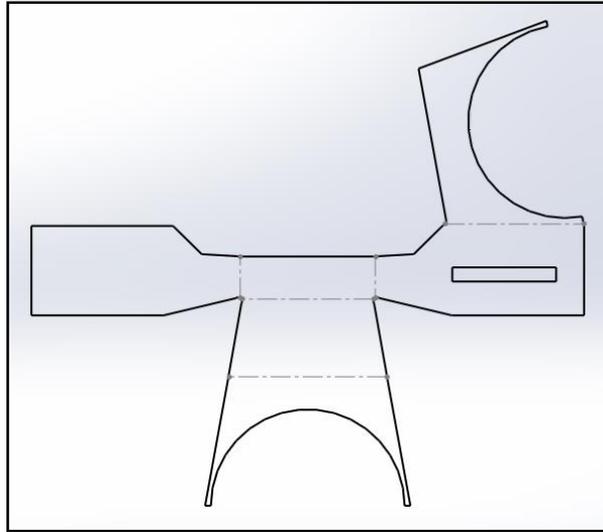


Figura 3.16. Plano superior de la mangueta trasera.

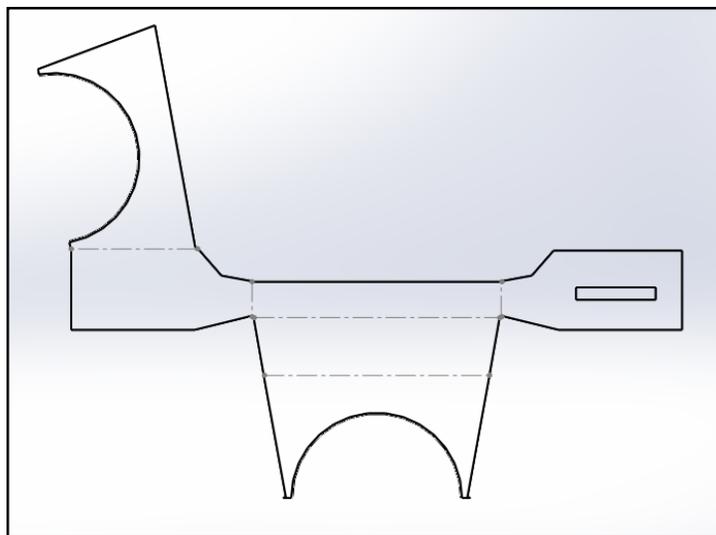


Figura 3.17. Plano inferior de la mangueta trasera.

Las dimensiones del cuerpo de la mangueta se muestran en el anexo B.

Corte de chapa metálica soportes de la suspensión

La figura 3.16 muestra el plano de corte del soporte que une la mangueta con el brazo de suspensión, en total se necesitan seis de estas piezas para sujetar las cuatro manguetas.

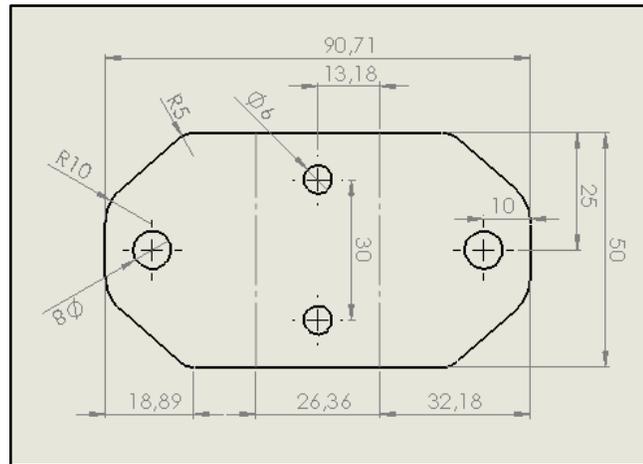


Figura 3.18. Plano de corte soporte de la suspensión.

La mangueta trasera cuenta con un soporte de mayor tamaño por lo que se necesitan tres puntos fijos de conexión, la figura 3.19 muestra el soporte inferior de la mangueta trasera. Las líneas entrecortadas representan la dirección de los dobleces.

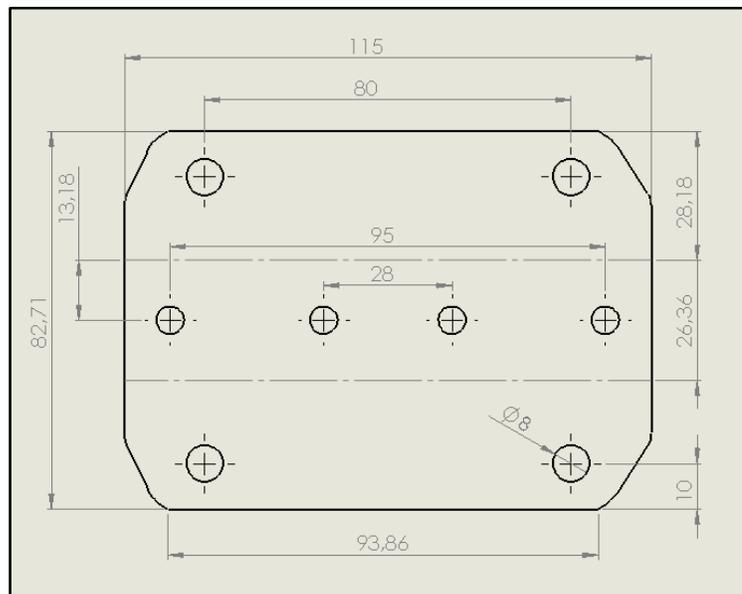


Figura 3.19. Plano de corte soporte inferior de la mangueta trasera.

3.5.3 Operaciones de ensamble del cuerpo principal mangueta delantera

Una vez obtenidas las partes principales del cuerpo de la mangueta delantera: cuerpo superior e inferior de chapa metálica, el buje que sujeta al rodamiento y los soportes para la mordaza como se explica anteriormente; es necesario utilizar un elemento que permita sujetar y ubicar con precisión todas las partes del cuerpo principal con el fin de unir con componentes mediante soldadura como se muestra en la figura 3.20.

El primer paso es ubicar los soportes que sujetan la mordaza de freno; luego se ubica el cuerpo superior e inferior de la mangueta de manera que los cuerpos queden en su ubicación correcta de forma paralela con la ayuda de dos prisioneros como muestra la figura:

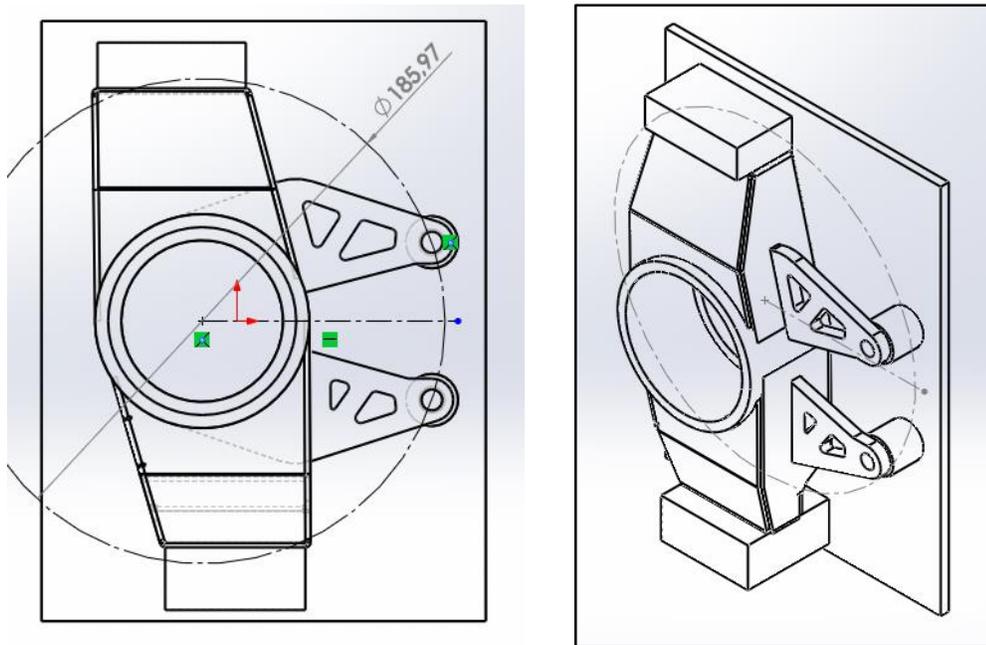


Figura 3.20. Ensamble del cuerpo principal mangueta delantera

El objetivo de este dispositivo es localizar con precisión cuatro puntos críticos que son: el agujero del buje de rodamiento, soportes superior e inferior de la mangueta y los soportes de la mordaza de freno.

Durante la soldadura es importante distribuir uniformemente el calor a fin de no generar tensiones internas residuales de la soldadura o llegar a deformar la pieza.

La siguiente figura muestra un diseño previo y el resultado del proceso de soldadura de un prototipo que se construyó mientras se realizaba el diseño final propuesto en este proyecto de investigación.



Figura 3.21. Prototipo mangueta delantera

3.5.4 Operaciones de ensamble del cuerpo principal mangueta trasera

De la misma manera como se describe en el punto anterior, se procede con el ensamble del cuerpo principal de la mangueta trasera. La siguiente figura muestra el elemento que permite ubicar todos los componentes del cuerpo de la mangueta.

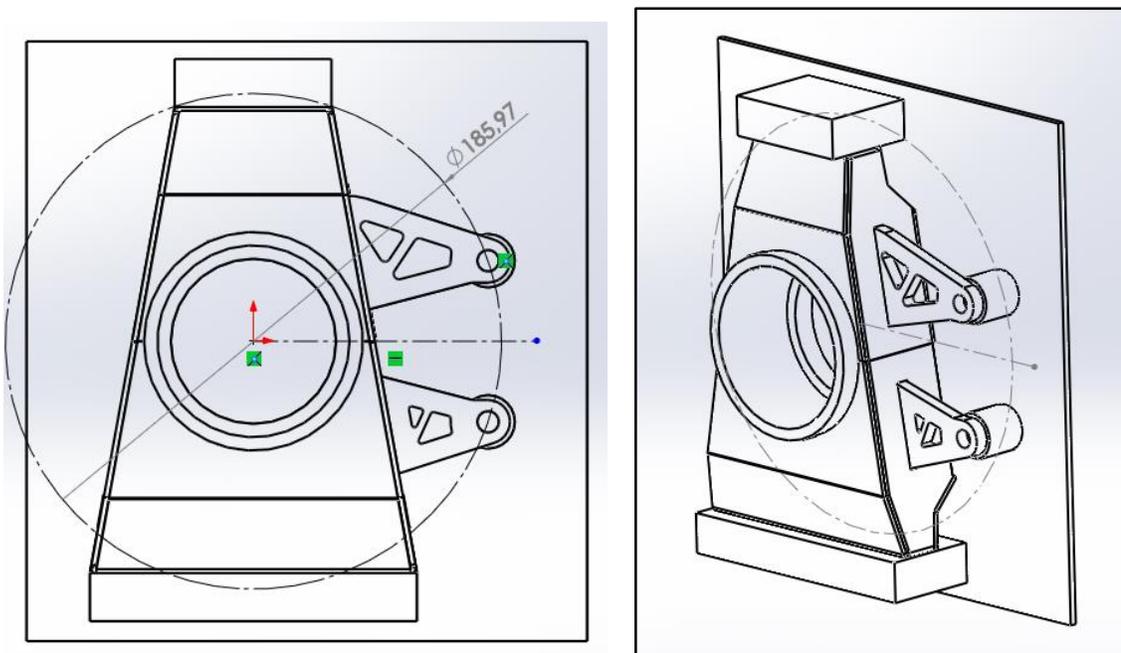


Figura 3.22. Ensamble del cuerpo principal mangueta delantera.

La siguiente figura muestra un diseño previo y el resultado del proceso de soldadura de un prototipo que se construyó mientras se realizaba el diseño final propuesto en este proyecto de investigación.



Figura 3.23. Prototipo mangueta trasera.

3.6 Costos de la manufactura de los diseños propuestos

Para tener el costo de manufactura de las cuatro manguetas se tienen en cuenta los siguientes aspectos:

- Materiales.
- Elementos normalizados.
- Mecanizado.

3.6.1 Costo de la materiales

Para determinar el costo del material se toman en cuenta los gastos que intervienen directamente con el material para la construcción de las cuatro manguetas, como también los que se necesitan para su ensamblaje. Todos los materiales se encuentran disponibles en el medio. En la tabla 3.1 se detallan los materiales para la construcción:

Tabla 3.1. Costo de los materiales.

DESCRIPCIÓN:	PROVEEDOR	CANTIDAD	DIMENSIONES	VALOR TOTAL (\$)
Plancha de acero ASTM A36 2 mm	TALLERES MEJIA	1	1.22 X 0.72 m	32.00
Plancha de acero ASTM A36 3 mm	TALLERES MEJIA	1	1.22 X 0.70 m	25.00
Plancha de acero ASTM A36 6 mm	TALLERES MEJIA	1	1.22 X 0.60 m	30.00
Plancha de acero ASTM A36 8 mm	TALLERES MEJIA	1	1.22 X 0.50 m	32.00
Acero de transmisión 85 mm de diámetro	COMERCIAL RULITEC	4	85 mm x 70 mm	26.00
TOTAL:				145.00

3.6.2 Costo de los elementos normalizados

La tabla 3.2 muestra los costos de los elementos normalizados adquiridos para el ensamble de las manguetas.

Tabla 3.2. Costo de los elementos normalizados

DESCRIPCIÓN:	PROVEEDOR	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (\$)	VALOR TOTAL (\$)
Centro de rueda VW GOLF.	LA CASA DE LAS PUNTAS	4	68.75	275.00
Rodamiento INA F-110622.2	LA CASA DEL RODAMIENTO	4	12.00	48.00
TOTAL:				327.00

3.6.3 Costo del mecanizado

La tabla 3.3 muestra los costos del corte por agua necesarios para la construcción de los prototipos mostrados en las figuras 3.21 y 3.23. El costo del corte por agua se determina mediante el desplazamiento de la herramienta de corte en este caso al perímetro de los cuerpos de las manguetas.

Tabla 3.3. Costo de los mecanizados realizados mediante corte por agua en la empresa INGMATRICOM.

DESCRIPCIÓN:	PROVEEDOR	CANTIDAD*	VALOR TOTAL (\$)
Acople disco de freno centro de rueda.	INGMATRICOM CIA. LTDA.	4	18.00 + IVA
Soporte superior mangueta delantera y trasera.	INGMATRICOM CIA. LTDA.	8	12.00 + IVA
Soporte inferior mangueta trasera.	INGMATRICOM CIA. LTDA.	2	7.00 + IVA
Cuerpo superior e inferior mangueta delantera.	INGMATRICOM CIA. LTDA.	2	28.00 + IVA
Cuerpo superior e inferior mangueta trasera.	INGMATRICOM CIA. LTDA.	2	28.00 + IVA
TOTAL:			104.16

*Determina la cantidad de piezas que necesitan mecanizar.

3.6.4 Costo de materiales de soldadura

La tabla 3.4 muestra los costos del gas de protección y material de aporte. El flujo de gas protector para el proceso de soldadura TIG comprende entre 0.5 – 1.0 m³/h, el proceso de soldadura de las manguetas dura 4 horas de trabajo; por lo tanto, el costo del gas protector se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 3.4. Costos de materiales soldadura.

DESCRIPCIÓN:	CANTIDAD	VALOR TOTAL (\$)
Gas Protector (CO ₂ + Ar)	2 m ³ *	33.33
Electrodos de Tungsteno puro	1	4.00
Material de aporte	12	15.00
TOTAL:		52.33

*El costo del tanque del gas de protección de 9 m³ es de 150 **Dólares**.

3.6.5 Costo total de construcción

El costo total de construcción es igual a la suma de:

- Costo de la materia prima
- Costo de elementos normalizados
- Costo del mecanizado
- Costo de materiales de soldadura.

Donde:

$$\text{Costo total de construcción} = 145.00 + 327.00 + 104.16 + 52.33$$

$$\text{Costo total de construcción} = 628.49 \text{ Dólares.}$$

3.7 Sumario

En este capítulo se analiza el resultado del diseño propuesto de las manguetas delanteras y traseras mediante el uso del software SolidWorks, permitiendo observar el ensamble final de las manguetas con los componentes con los que interactúa. También se pueden observar los ajustes en la geometría de la suspensión en especial el ángulo de caída y la transmisión de las maniobras mediante el brazo de dirección a la mangueta.

A continuación se enumeran las características del acero ASTM A36 que se utilizan para el proceso de manufactura de las manguetas delanteras y posteriores del vehículo F-SAE, destacando su soldabilidad y la facilidad de manufactura.

Posteriormente se describe el proceso de manufactura de las manguetas, que consta de operaciones de remoción de material y operaciones de ensamblaje mediante uniones permanentes.

Finalmente se muestra un resumen de los costos de materiales, elementos normalizados y el mecanizado que se lo realiza en talleres externos.

CONCLUSIONES

Una vez culminado el presente proyecto de grado, se logra cumplir de manera satisfactoria con el objetivo de diseñar manguetas delanteras y posteriores de un vehículo monoplaza para la competición en la Formula SAE.

El reglamento F-SAE indica las normas y restricciones para la concepción, diseño y fabricación de un prototipo de vehículo monoplaza de competencia, las mismas deben ser cumplidas a cabalidad para superar los eventos dentro de la competencia. El reglamento solicita que el sistema de suspensión y sus elementos que lo componen cumplan con características de ajustabilidad, adaptación y funcionalidad.

Las manguetas son elementos mecánicos donde se concentran los esfuerzos estáticos y dinámicos que sufre un vehículo en pista, y juegan un papel importante en la geometría de la suspensión; por esta razón se decide aplicar la metodología de desarrollo de nuevos productos facilitando la generación y evaluación de conceptos de forma fácil y sistemática dando resultado satisfactorios.

Para determinar un concepto de solución capaz de satisfacer las necesidades de las manguetas, se empleó el método de lluvia de ideas. De esta manera se obtuvieron una gran cantidad de conceptos de solución que ayudaron a reconocer y satisfacer las necesidades de adaptabilidad, funcionamiento y fabricación de las manguetas.

Las manguetas están sometidas a fuerzas de gran magnitud que pueden ocasionar deformaciones permanentes, por este motivo se determina un equilibrio entre peso y resistencias que garantice su correcto funcionamiento. Con la ayuda del software de análisis CAE ANSYS, se determinó el comportamiento de las manguetas bajo un caso extremo de funcionamiento. Después de varias iteraciones de diseño se llegó a obtener resultados que demostraron que las manguetas soportan las condiciones propuestas, con deformaciones por debajo de 0.5 mm y un factor de seguridad de 1.5.

El proponer un diseño para las manguetas de un vehículo prototipo F-SAE es un trabajo complejo. Las limitaciones de materiales obligan a utilizar materiales de baja resistencia influyendo en diseños pesados, al aumentar las dimensiones de los elementos. El uso de

chapas metálicas de 2 mm y una correcta combinación de las geometrías en el diseño, logró cumplir con la resistencia deseada.

Los resultados arrojados mediante el análisis de esfuerzos y deformaciones de las simulaciones de las manguetas dan la pauta para realizar un rediseño con el objetivo de reducir las masas y mejorar la distribución de los esfuerzos.

La reducción de masas de las manguetas se logró mediante modificaciones manuales a sus geometrías, obteniendo como resultado una reducción del 18.2% para la mangueta delantera y 15.51% para la mangueta trasera, sin afectar la resistencia de los elementos.

El proceso de manufactura mediante corte por agua, es una buena forma de disminuir el desperdicio de material, pero a su vez tiene sus complicaciones y toma considerable tiempo en el proceso de ensamblado.

El proceso de unión mediante soldadura TIG garantiza un acabado limpio, zonas poco afectadas por el calor, asegura una buena penetración y un control del material aportado.

La compra directa de los centros de rueda, ayuda a disminuir el tiempo en diseño y análisis, siendo el centro de rueda un elemento disponible comercialmente, cumple con la característica de alta resistencia, pero presenta inconvenientes de adaptabilidad teniendo que aumentar piezas para un correcto ensamble.

RECOMENDACIONES

La competencia “FORMULA STUDENT” tiene como objetivo diseñar y fabricar un prototipo de vehículo tipo F-SAE, 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 F-SAE, 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 F-SAE, 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 y el uso de instrumentos de medición como son las galgas extensométricas con el objetivo de lograr el correcto balance entre peso resistencia.

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 las manguetas de un vehículo de competencia F-SAE, 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

- GlobalSecurity.org. (31 de Octubre de 2014). *Connections*. Obtenido de: <http://www.globalsecurity.org/military/library/policy/army/fm/3-34-343/chap9.htm>
- Mark's Garage for Land Rovers. (19 de Octubre de 2014). *Rear Brake Disc From XA 159807 (110/130) [SDB000330]*. Obtenido de: <http://marksgarage.co.uk/rear-brake-disc-from-159807-110130-p-2097.html?osCsid=b8gq3uqbc5dhot7ji75ntcdgu1>
- William F. Milliken and Douglas L. Millilen. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers.
- Wilwood Engineering, Inc. (3 de Diciembre de 2014). *Wilwood Engineering, Inc.* Obtenido de: <http://www.wilwood.com/Calipers/CaliperList.aspx?subname=GP200%20Caliper>
- Accesorios para tu moto. (26 de Septiembre de 2011). *Accesorios para tu moto*. Obtenido de: <http://www.accesoriosparatumoto.com/discos-de-freno-braking/>
- AP Racing. (13 de Octubre de 2014). *Copyright © 2011 AP Racing. All rights reserved.* Obtenido de: http://www.apracing.com/products/race_car/formula_student/sae/brake_discs.aspx
- Aurora Bearing. (7 de Octubre de 2014). *aurorabearing.com*. Obtenido de: <http://www.aurorabearing.com/pdf/aircraft.pdf>
- AZoNetwork. (16 de 8 de 2014). *The A to Z of Materials*. Obtenido de: <http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=9138>
- Beckley, S., Gygyryuk, K., Hilferty, J., & Teri, M. (10 de Diciembre de 2010). *Phase 4 Report*. Obtenido de MEEG401: Team FSAE Suspension: <http://sites.udel.edu/meeg401-archive/files/2011/09/09-F2010-REPORT.pdf>

- Bolido.com. (19 de Marzo de 2011). *EL FUNCIONAMIENTO DEL CÁLIPER DE FRENO*. Obtenido de: <http://www.bolido.com/2011/03/el-funcionamiento-del-caliper-de-freno/>
- Braid. (18 de Octubre de 2014). *Formula Student Wheels*. Obtenido de: http://www.braid.es/wheels/products/competition-wheels_p8/formula-student-wheels_p83/formrace_p429.html
- Brendan. J. Waterman. (7 de November de 2011). *Design and Construction of a Space-frame Chassis*.
- Castañeda, J. (Agosto de 2013). Diseño de dispositivo mecánico auxiliar para traslado de pacientes. Mexico D.F.
- CATALOGO BREMBO RACING. (13 de Octubre de 2014). *CATALOGO_BREMBO_RACING*. Obtenido de: http://www.brembo.com/it/Auto/Racing/Prodotti-Competizioni/Documents/CATALOGO_BREMBO_RACING.pdf
- COMLINE AUTO PARTS. (13 de Octubre de 2014). *VW Polo Wheel Hubs*. Obtenido de: <http://www.comline.uk.com/VW/Polo/wheel-hubs>
- Cross, N. (2013). *Métodos de diseño: Estrategias para el diseño de productos*. México D.F.: LIMUSA S.A.
- DALHOUSIES. (3 de Diciembre de 2013). *FSAE Floating Disc Brake*. Obtenido de: http://poisson.me.dal.ca/~dp_13_02/
- Engineering, Ludemann. (28 de Octubre de 2014). *Ludemann Engineering*. Obtenido de: <http://ludemannengineering.com/2012/06/>
- f1aldia.com. (13 de Octubre de 2014). *F1 al día*. Obtenido de <http://www.f1aldia.com/11219/suspensiones-push-rod-pull-rod>
- František Sedláček. (9 de Diciembre de 2014). *OPTIMIZING THE UPRIGHTS OF THE FRONT AXLE OF A MONOPOST RACING CAR*. Obtenido de University of West

Bohemia,:

[http://old.fst.zcu.cz/_files_web_FST/_SP_FST\(SVOC\)/_2014/_sbornik/PapersPdf/PhD/Sedlacek_F.pdf](http://old.fst.zcu.cz/_files_web_FST/_SP_FST(SVOC)/_2014/_sbornik/PapersPdf/PhD/Sedlacek_F.pdf)

Gaffney, E. F., & Salinas, A. R. (1 de Octubre de 2009). *Introduction to Formula SAE*. Obtenido de Suspension and Frame Design: <http://www.ubcecc.com/blog/wp-content/uploads/2009/09/Formula-SAE-Design.pdf>

Hoosier Racing Tire . (13 de Octubre de 2014). *Hoosier Racing Tire* . Obtenido de: <https://www.hoosiertire.com/fsae2013.htm>

Ingeniería del diseño. (23 de Septiembre de 2014). Obtenido de: docs.google.com: <https://docs.google.com/document/d/1pKEzdEn5umSWS3YiVh0ucLJZU5JIZ8RHq6jeFb3DSvI/edit>

Jorge González Coneo. (9 de Diciembre de 2014). *Universidad Antonio Nariño*. Obtenido de DISEÑO MECÁNICO "TEORIAS DE FALLAS".

Just Answer. (15 de Octubre de 2014). *Hub/wheel bearing* . Obtenido de: <http://www.justanswer.com/dodge/0r2o1-remove-front-hub-wheel-bearing-assembly-1999-dodge-durango.html>

Kaz Tecnologías . (19 de Agosto de 2014). *Brake Rotors*. Obtenido de <http://www.kaztechnologies.com/fsae/brake-rotors/>

Liverpool, U. (7 de Octubre de 2014). *University of Liverpool MotorSport*. Obtenido de <http://ulm.formulastudent.org.uk/news1112.html>

LTDA., P. (15 de Junio de 2013). *PROMECOL LTDA*. Obtenido de: <http://54.84.219.185/~prom1266/wp-content/uploads/2013/06/SAE4340.pdf>

MatWeb, L. (15 de Agosto de 2014). *Assab Aceros 705m Maquinaria Acero*. Obtenido de: <http://www.matweb.com/search/datasheettext.aspx?matguid=b0f23fe4fbb844f5a3e71cfa0e31f513>

- Mikell P. Groover. (1996). *Fundamentos de manufactura moderna, materiales, proceso y sistemas*. Mexico: Prentice Hall, Hispanoamericana S.A.
- mitaller.com. (16 de Septiembre de 2014). *mitaller.com*. Obtenido de: <http://www.mitaller.com/content/sistema-suspension-senales-deterioro>
- Norton, Robert. (2009). *Diseño de Maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. México D.F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- NTN, B. (03 de Octubre de 2014). *NTN BALL AND ROLLER BEARING*. Obtenido de: http://www.ntnamericas.com/en/website/documents/brochures-and-literature/catalogs/ntn_2202-ixe.pdf
- Pashley, T. (2012). *How to Build Motorcycle-engined Racing Cars*. England: Veloce Publishing.
- Racing AP. (24 de Enero de 2011). *Brake Discs*. Obtenido de: http://www.apracing.com/products/race_car/formula_student/sae/brake_discs.aspx
- Robert L. Mott. (2006). *Diseño de elementos de máquinas 4ed*. Mexico: Pearson Educación.
- SAE, I. (11 de Octubre de 2014). *2014 Formula SAE® Rules*. Obtenido de: <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/>
- South_Australia, U. (12 de Agosto de 2009). *Division of Information Technology, Engineering and the Environment*. Obtenido de University of South Australia Copyright website.: <http://w3.unisa.edu.au/sae/gallery/2006manufacture.asp>
- Stevens, F. (7 de Octubre de 2014). *The Stevens Institute of Technology Formula SAE*. Obtenido de: <http://stevensfsae.blogspot.com/>
- SUMITEC. (16 de 8 de 2014). *Acero Grado Maquinaria*. Obtenido de: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>

- Ternium. (1 de Agosto de 2011). *Ternium Placa A36*. Obtenido de:
<http://www.terniumcentroamerica.com/pdf/productos/HT-Placa-A36-CA.pdf>
- The Cooper Union, M. (7 de Octubre de 2014). *The Cooper Union MotorSports*. Obtenido de http://fsae.cooper.edu/category/media_year/2009-media/#.
- TUW-Racing. (17 de Noviembre de 2014). *THE FORMULA STUDENT DESIGN* .
 Obtenido de <http://racing.tuwien.ac.at/index.php?id=7>
- UCD Formula SAE. (3 de Junio de 2006). *FORMULA SAE STEERING SYSTEM*.
 Obtenido de http://bradfordwsims.files.wordpress.com/2011/07/eme-185_fsae-steering-system-final-report.pdf
- Ulrich, K. T., & Eppinger, S. D. (2012). Diseño y desarrollo de productos. En K. T. Ulrich, & S. D. Eppinger. Mexico: Mc Graw Hill.
- UW Formula SAE. (28 de Octubre de 2010). *Suspension Uprights*. Obtenido de <http://www.allenracing.com/wp-content/uploads/2014/08/Tyler-Allen-Suspension-Research.pdf>
- Valencia, A. (1992). *Tecnología del tratamiento térmico de los metales*. Antioquia: Ed. Universidad de Antioquia.
- Velardo, M. S. (1 de Octubre de 2011). DISEÑO DEL SISTEMA DE MASA NO SUSPENDIDA PARA EL PROYECTO “FÓRMULA SAE UNAM”. México, México.
- Wheel Bearing INA. (20 de Noviembre de 2014). *Catálogo de Aplicaciones SERIE LIVIANA*. Obtenido de http://www.rodamientosbrasil.com.ar/pdf/INA_aplicaciones_2009_2010.pdf

ANEXOS:

ANEXO A

ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON-MISSES

TEORÍA DE FALLA

La teoría de falla es un método de análisis de diseño físico-matemático que busca explicar y predecir el comportamiento de los materiales bajo ciertas condiciones de funcionamiento. Mediante este método se puede estimar si un material alcanza una condición de fallo sometido a diferentes tipos de cargas⁸.

El objetivo de las teorías de fallo es relacionar el fallo en un estado unidireccional (ensayo de tracción) con el ensayo bajo cualquier estado de tensiones.

En ingeniería se utiliza la teoría de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

La teoría del esfuerzo equivalente de Von-Mises establece:

“La falla se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia⁹”

La energía de distorsión es la diferencia entre la energía total de deformación por unidad de volumen y la energía de deformación por unidad de volumen debida a los esfuerzos principales.

El esfuerzo equivalente de Von-Mises puede calcularse a partir de las tensiones principales en un punto de un sólido mediante la siguiente tensión.

⁸ (Jorge González Coneo, 2014)

⁹ BEER Ferdinand, JOHNSTON Rusell, DEWOLF John / Op. Cit.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Características

- Si el esfuerzo equivalente es igual o mayor al de fluencia de un material este falla.
- Determina el punto o los puntos donde es posible que ocurra una deformación permanente del material analizado.
- Las teorías de fallas se acostumbra a combinar con los factores de seguridad adecuados y a incluir los factores de concentración de esfuerzo.

ANEXO B

PLANOS DE CORTE DE LA MANGUETA DELANTERA Y TRASERA