



Licenciatura: Ingeniería Mecánica

Modalidad: Proyecto Tecnológico

Nombre del proyecto de integración: Diseño del sistema de masas no suspendidas para un vehículo 4x4 BAJA SAE UAM 2023.

Alumnado:

David Ezequiel Mejía Hernández

Matricula: 2192000821

Elizabeth Morales Sánchez

Matricula: 2182001012

Luis González Jiménez

Matricula: 2172000370

Asesor(es):

Ing. Romy Pérez Moreno

Dr. Pedro Rosas Quiterio

Trimestre 23-O

Ciudad de México, febrero 2024

## DECLARATORIA

Yo, Ing. Romy Pérez Moreno, declaro que aprobé el contenido del presente reporte de proyecto de integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de la UAM Azcapotzalco.



---

ING. ROMY PÉREZ MORENO

## DECLARATORIA

Yo, Dr. Pedro Rosas Quiterio, declaro que aprobé el contenido del presente reporte de proyecto de integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio institucional de UAM Azcapotzalco.



---

DR. PEDRO ROSAS QUITERIO

## DECLARATORIA

Yo, David Ezequiel Mejía Hernández, doy mi autorización a la coordinación de servicios de información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar en presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio institucional de la UAM Azcapotzalco.



---

DAVID EZEQUIEL MEJÍA HERNÁNDEZ

## DECLARATORIA

Yo, Elizabeth Morales Sánchez, doy mi autorización a la coordinación de servicios de información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar en presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio institucional de la UAM Azcapotzalco.



---

ELIZABETH MORALES SÁNCHEZ

## DECLARATORIA

Yo, Luis González Jiménez, doy mi autorización a la coordinación de servicios de información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar en presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio institucional de la UAM Azcapotzalco.

  
\_\_\_\_\_  
LUIS GONZÁLEZ JIMÉNEZ

**AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta:

Fecha:

PI-A-MEC

**DATOS DEL ALUMNO**

Nombre:

Matrícula:

  
Firma

Correo personal:

**ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Empresa:

No. económico:  Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:

  
Firma

**COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono:  Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

  
Firma

**MODALIDAD DEL PROYECTO**

Proyecto tecnológico       Proyecto de investigación       Estancia profesional       Experiencia profesional

**TÍTULO DEL PROYECTO**

DISEÑO DEL SISTEMA DE MASAS NO SUSPENDIDAS PARA UN VEHICULO 4X4 BAJA SAE UAM 2023

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación:  No  Sí      Clave (?):

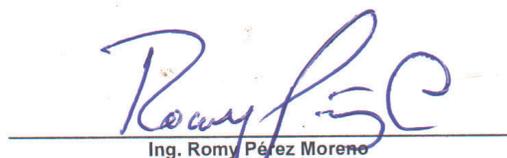
**OBJETIVO GENERAL**

DISEÑAR Y CONSTRUIR EL SISTEMA DE MASAS NO SUSPENDIDAS PARA UN VEHÍCULO 4X4 BAJA SAE UAM 2023.

**UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN**

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	<input type="text" value="Inicio"/>
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	<input type="text" value="23P"/>
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text" value="230"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

  
Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

**AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta:  Fecha:  PI-A-MEC

**DATOS DEL ALUMNO**

Nombre:  Matrícula:

Correo personal:

  
Firma

**ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Empresa:

No. económico:  Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:

  
Firma

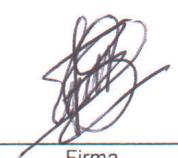
**COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono:  Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

  
Firma

**MODALIDAD DEL PROYECTO**

Proyecto tecnológico     Proyecto de investigación     Estancia profesional     Experiencia profesional

**TÍTULO DEL PROYECTO**

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación:  No  Sí    Clave (?):

**OBJETIVO GENERAL**

**UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN**

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	23P Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	23O

Nombre y firma del Coordinador de Estudios  
  
Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

**AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta:

Fecha:

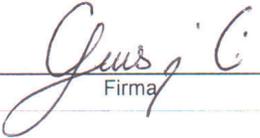
PI-A-MEC

**DATOS DEL ALUMNO**

Nombre:

Matrícula:

Correo personal:

  
Firma

**ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Empresa:

No. económico:  Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:

  
Firma

**COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono:  Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

  
Firma

**MODALIDAD DEL PROYECTO**

Proyecto tecnológico       Proyecto de investigación       Estancia profesional       Experiencia profesional

**TÍTULO DEL PROYECTO**

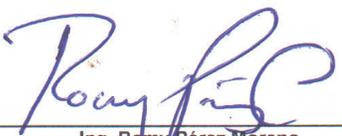
Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación:  No  Si      Clave (?):

**OBJETIVO GENERAL**

**UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN**

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	<input type="text" value="23P"/> Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text" value="23O"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

  
Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

## **DEDICATORIA**

A mis padres, Marco y Rosa Elena, que han estado presentes en cada uno de mis logros y día a día me han alentado a ser mejor, mostrándome que, aunque las cosas se pongan complicadas siempre existe una solución.

A mis hermanos, Angel y Yael que han sido mis compañeros de aventuras, gracias por el apoyo, la vida ha sido más divertida con ustedes, sigamos construyendo recuerdos.

A mis abuelos, que me han aconsejado y apoyado gracias a su experiencia.

A Itzel, que ha estado presente en toda mi vida universitaria, siempre apoyándome y motivándome con su forma única de ser, gracias por ser mi confidente, mi amiga y mi compañera en esta maravillosa travesía.

A mis amigos, con los que he aprendido que, a pesar de la distancia siempre podré contar con ellos.

Finalmente, a todos los maestros que he tenido a lo largo de mi vida que han aportado una parte de quien soy hoy en día.

**DAVID EZEQUIEL MEJÍA HENÁNDEZ**

## **DEDICATORIA**

En honor a su recuerdo, quiero dedicar este trabajo a mis abuelitas María y Mimi. Aunque ya no están físicamente conmigo, su espíritu y su amor perduran en mi corazón y en cada paso que doy. Su sabiduría, su amor incondicional y su apoyo inquebrantable fueron inspiración, guiándome incluso en los momentos más oscuros.

A mis padres, Margarita y Sergio, por su amor incondicional, sacrificio y constante apoyo a lo largo de mi carrera. Su infinita paciencia, aliento y comprensión fueron mi fortaleza en los momentos de incertidumbre y desafíos. Cada logro alcanzado es un reflejo de su dedicación y valores inculcados en mí. Este logro no solo es mío, sino también de ustedes, quienes han sido mi mayor inspiración y motivación. Gracias por creer en mí, por alentarme a perseguir mis sueños y por ser mis más grandes modelos a seguir.

A mis hermanos, Alexiz y Daniel, quiero expresarles mi más sincero agradecimiento por ser mi fuente inagotable de inspiración, apoyo y alegría a lo largo de este camino. Su presencia, ánimo, comprensión, palabras de aliento y su fe en mí han sido un motor que me impulsó a superar obstáculos y perseguir mis metas con determinación. Gracias por estar siempre a mi lado.

A Brutus y Max, mis fieles amigos, gracias por llenar mi vida de alegría, amor y compañía.

**ELIZABETH MORALES SÁNCHEZ**

## **DEDICATORIA**

Dedico este proyecto a mi familia, que siempre estuvo atenta y presente en cada paso de este camino. En especial, quiero dedicarles este logro a mis padres, Flavio Sebastián González González y Juana Jiménez Arias, a quienes agradezco con todo mi amor. Gracias por estar siempre a mi lado, por celebrar mis momentos felices y por sostenerme en los momentos difíciles. Sin su apoyo incondicional, este logro no habría sido posible. Agradezco cada sacrificio que han hecho por mí, sin importar las circunstancias, para que pueda perseguir mis sueños. Los amo profundamente y estaré eternamente agradecido con ustedes.

A mis abuelos, quienes siempre estarán presentes en mi corazón, agradezco por su amor y apoyo incondicional en cada paso, caída y logro en mi vida.

A mis amigos, Axel, Miguel y Jesús, quienes son más que amigos, son como hermanos. Gracias por apoyarme en este proceso y alentarme a ser una mejor persona siempre.

Al Ing. Romy Pérez Moreno, quiero expresarle mi más sincero agradecimiento por permitirme participar en este proyecto, lo cual me ha brindado valiosa experiencia y conocimiento. Valorizo profundamente su enfoque innovador en la enseñanza y la sabiduría que ha dejado una huella imborrable en mí. Agradezco por permitirme ser parte de sus estudiantes.

**LUIS GONZÁLEZ JIMÉNEZ**

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos a la Universidad Autónoma Metropolitana por brindarnos la oportunidad de cursar nuestros estudios. Durante esta etapa universitaria, hemos recibido una educación de calidad, que nos ha preparado para la vida personal y profesional. Esta institución ha sido un factor importante en nuestra formación, y estamos seguros de que los conocimientos y experiencias adquiridos nos acompañarán a lo largo de nuestra vida.

Queremos agradecer especialmente al cuerpo docente que nos ha asesorado y guiado durante este tiempo.

Al Ing. Romy Pérez Moreno, por habernos aceptado en el proyecto y por darnos la oportunidad de aprender, capacitarnos, desarrollar nuestras capacidades en todo momento, por su paciencia, pero sobre todo por compartir con nosotros sus conocimientos.

Al Dr. Israel Barragán Santiago, por su apoyo, orientación y facilitación en la manufactura de nuestras piezas para el proyecto.

Al Dr. Pedro Rosas Quiterio, por compartir sus conocimientos, compromiso y disposición a lo largo del proyecto.

También queremos expresar nuestro agradecimiento a nuestros patrocinadores ANSYS y SOLIDWORKS, gracias a ellos, hemos logrado alcanzar nuestros objetivos y hacer posible este gran proyecto, abriendo camino a nuevas metas, su participación ha sido fundamental en nuestro éxito.

Finalmente, agradecemos a los técnicos César y Martín, quienes han sido una parte muy importante en esta etapa, gracias por compartir su tiempo, conocimientos y habilidades en la fabricación de piezas y operación de máquinas-herramienta.

Gracias a todos por ser parte de esta etapa en nuestra formación académica, su contribución ha sido invaluable y siempre será recordada con gratitud.

**EQUIPO DE MASAS NO SUSPENDIDAS**

## RESUMEN

Estudiantes de ingeniería de la UAM Azcapotzalco desarrollaron un sistema de masas no suspendidas para un vehículo 4x4 BAJA SAE, aplicando conocimientos de ingeniería, dibujo mecánico, análisis dinámico, simulaciones y máquinas herramientas con comandos programados.

El propósito fue demostrar habilidades ingenieriles en la competencia BAJA SAE México 2023, donde se fabricó un vehículo todoterreno que fue puesto a prueba en diversos terrenos. La competencia se llevó a cabo del 30 de noviembre al 3 de diciembre de 2023 en la Universidad UniverMilenium Plantel Ciencias de la Salud y en el circuito "Off Road México" en Lerma, Estado de México

Inicialmente se realizó una investigación acerca del sistema de masas no suspendidas, explicando el funcionamiento y construcción del sistema, todo esto basado en el reglamento que impone la competencia BAJA SAE (Society of Automotive Engineers) para la realización del vehículo.

Para todo esto se hizo un estudio del vehículo BAJA SAE 2022, evaluando las deficiencias que presentó, con la finalidad de tomarlo como guía para la realización del sistema.

Para este proyecto la disminución de peso en el sistema es esencial, con el propósito de que el vehículo presentara un mejor desempeño en las pruebas a las que fue sometido, se realizó el diseño y manufactura del sistema de mazas y portabaleros en las cuatro ruedas.

Para el sistema de frenado se consideró un disco de freno con caliper en cada rueda, para la pedalera se tomó en cuenta el diseño y la sujeción del pedal de freno y de acelerador, para ello se contemplaron materiales resistentes con un sistema de sujeción semipermanente.

<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>22</b>
<b>2. ANTECEDENTES</b> .....	<b>23</b>
2.1. Sistema de frenos Universidad Carlos III de Madrid .....	23
2.2. Diseño del sistema de frenado de un vehículo FSAE de la Universidad de la Laguna de la Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología.....	23
2.3. Sistema de masas no suspendidas para un vehículo BAJA SAE de la Universidad Autónoma Metropolitana unidad Azcapotzalco.....	23
<b>3. JUSTIFICACIÓN</b> .....	<b>24</b>
<b>4. OBJETIVOS</b> .....	<b>24</b>
4.1. Objetivo General .....	24
4.2. Objetivos particulares .....	24
<b>5. MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>25</b>
5.1. Masas suspendidas y no suspendidas .....	25
5.1.1. Mazas y portabaleros.....	25
5.1.2. Ruedas .....	26
5.1.2.1. Rin.....	26
5.1.2.2. Neumáticos .....	26
5.1.2.2.1. Piso o banda de rodadura.....	27
5.1.2.2.2. Flancos o paredes laterales .....	27
5.1.2.2.3. Capas o lonas.....	27
5.1.2.2.4. Carcasa .....	27
5.1.2.2.5. Talón.....	28
5.1.2.2.6. Banda interior .....	28
5.2. Sistema de frenado .....	28
5.2.1. Pedal de freno .....	28
5.2.2. Sistema de frenado mecánico.....	30
5.2.3. Sistema de frenado hidráulico.....	30
5.2.3.1. Líneas de freno. ....	31
5.2.3.2. Sistema de frenado hidráulico de tambor .....	31
5.2.3.2.1. Tambor de freno .....	31
5.2.3.2.2. Plato de freno .....	32
5.2.3.2.3. Zapatas.....	32
5.2.3.2.4. Bombines o cilindros hidráulicos .....	32
5.2.3.3. Sistema de frenado hidráulico de disco .....	32
5.2.3.3.1. Cilindros maestros o bomba de freno.....	32

5.2.3.3.2. Caliper .....	33
5.2.3.3.3. Balatas.....	33
5.2.3.3.4. Disco de freno.....	34
5.3. Análisis dinámico del sistema de frenado.....	34
5.3.1. Transferencia de peso .....	34
5.3.1.1. Transferencia de peso en el eje delantero durante la frenada .....	35
5.3.1.2. Transferencia de peso en el eje trasero durante la frenada .....	36
5.3.2. Porcentaje de la distribución de peso.....	36
5.3.2.1. Porcentaje de la distribución de peso en el eje delantero .....	36
5.3.2.2. Porcentaje de la distribución de peso en el eje trasero.....	36
5.3.3. Cálculo de la distancia de los ejes al centro de gravedad .....	37
5.3.3.1. Distancia del eje delantero al centro de gravedad en el eje horizontal.....	37
5.3.3.2. Distancia del eje trasero al centro de gravedad en el eje horizontal .....	37
5.3.4. Cálculo de las fuerzas aplicadas a los ejes de las ruedas.....	38
5.3.4.1. Fuerza vertical en el eje de la rueda trasera .....	38
5.3.4.2. Fuerza vertical en el eje de la rueda delantera .....	38
5.3.5. Fuerzas de frenado.....	39
5.3.5.1. Fuerza de frenado en el eje trasero.....	39
5.3.5.2. Fuerza de frenado en el eje delantero .....	39
5.3.5.3. Fuerza máxima de frenado.....	40
5.3.5.4. Fuerza total de frenado .....	40
5.3.6. Par torsional generado en las ruedas.....	40
5.3.6.1. Par torsional generado en la rueda delantera .....	40
5.3.6.2. Par torsional generado en la rueda trasera.....	41
5.3.7. Cálculos del sistema hidráulico .....	41
5.3.7.1. Cálculo del área del pistón del caliper .....	41
5.3.7.2. Cálculo de la fuerza aplicada por el pistón del cilindro maestro .....	43
5.3.7.3. Fuerza aplicada por el caliper delantero .....	43
5.3.7.4. Fuerza aplicada por el caliper trasero.....	43
5.3.8. Cálculos referentes al disco de freno .....	44
5.3.8.1. Radio promedio del disco de freno .....	44
5.3.8.2. Radio efectivo del disco de freno delantero .....	44
5.3.8.3. Radio efectivo del disco de freno trasero.....	45
5.3.8.4. Fuerza de fricción entre el disco y la balata para el eje delantero.....	45
5.3.8.5. Fuerza de fricción entre el disco y la balata para el eje trasero.....	45

5.3.8.6. Par torsional entre el disco de freno y la balata delantera.....	46
5.3.8.7. Par torsional entre el disco de freno y la balata trasera .....	46
5.4. Mecanizado en CNC .....	46
5.5. Fresadora CNC .....	47
5.5.1. Máquina herramienta Haas VF-1 CNC.....	47
5.6. Impresión 3D.....	48
5.6.1. Impresora ROBO 3D R1 .....	48
5.6.1. Filamento PLA .....	49
5.7. Aleaciones de aluminio.....	49
<b>6. DESARROLLO DEL PROYECTO.....</b>	<b>50</b>
6.1. Inicio del proyecto .....	50
6.2. Cálculos para el diseño del sistema de frenado.....	51
6.3. Adquisición de piezas comerciales .....	55
6.3.1. Ruedas .....	55
6.3.2. Caliper .....	56
6.3.3. Discos de freno .....	56
6.3.4. Cilindros maestros .....	57
6.3.5. Vástagos del cilindro maestro .....	58
6.3.6. Rótulas esféricas .....	58
6.3.7. Líneas de freno.....	58
6.4. Piezas manufacturadas.....	59
6.4.1. Mazas.....	59
6.4.2. Portabalero delantero.....	66
6.4.3. Portabalero trasero .....	71
6.5. Ensamble de las masas no suspendidas.....	74
6.5.1. Ruedas delanteras.....	74
6.5.2. Rueda trasera .....	75
6.5.3. Pedal de freno .....	76
6.5.4. Ensamble de los pedales .....	79
<b>7. RESULTADOS.....</b>	<b>82</b>
<b>8. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS.....</b>	<b>84</b>
<b>9. CONCLUSIONES.....</b>	<b>88</b>
<b>10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>90</b>
<b>11. ENTREGABLES.....</b>	<b>91</b>

## Índice de figuras

Figura 1. Elementos del sistema de masas no suspendidas .....	22
Figura 2. Vehículo BAJA SAE 2023.....	22
Figura 3. Portabalero .....	25
Figura 4. Maza.....	25
Figura 5. Componentes estructurales de un neumático [4]. .....	26
Figura 6. Componentes del pedal de freno [7] .....	29
Figura 7. Sistema de frenado hidráulico [8]......	30
Figura 8. Sistema de frenado hidráulico de tambor [9]......	31
Figura 9. Cilindro maestro.....	33
Figura 10. Caliper. ....	33
Figura 11. Disco de freno.....	34
Figura 12. Fresadora Haas VF-1 [14]......	47
Figura 13. Impresora 3D modelo ROBO 3D [16]......	48
Figura 14. Rueda del vehículo BAJA SAE UAM 2023.....	56
Figura 15. Caliper de Italika ATV 250. ....	56
Figura 16. Área de contacto de la balata y el disco. ....	57
Figura 17. Ensamble maza, disco, rin y llanta. ....	57
Figura 18. Cilindro maestro marca Duralast No.13171 [16]......	57
Figura 19. Barra de balance ensamblada en pedal de freno.....	58
Figura 20. Accesorios para tubería conectados a los cilindros maestros. ....	59
Figura 21. Primer diseño de la maza. ....	60
Figura 22. Simulación de la primera maza diseñada.....	60
Figura 23. Diseño de la maza en el software ANSYS. ....	60
Figura 24. Restricciones aplicadas para el disco de freno. ....	61
Figura 25. Restricciones aplicadas a la maza. ....	61
Figura 26. Fuerza de gravedad aplicada al centro de la pieza. ....	62
Figura 27. Fuerza de gravedad aplicada al centro de la pieza. ....	62
Figura 28. Mallado de la maza resultado de la simulación. ....	63
Figura 29. Prueba de ensamble con piezas comerciales. ....	63
Figura 30. Impresión de pieza con filamento PLA. ....	63
Figura 31. Simulación del camino de la herramienta en SOLIDWORKS.....	64
Figura 32. Maquinado de la cara superior de la maza.....	64
Figura 33. Maquinado de la cara inferior de la maza.....	64

Figura 34. Proceso de torneado de la maza. ....	65
Figura 35. Maza con barrenos. ....	65
Figura 36. Maza elaborada en impresión 3D y maza elaborada en fresadora CNC. ....	65
Figura 37. Proceso de manufactura del astriado. ....	66
Figura 38. Nivelación de la pieza con identificador de caratula. ....	66
Figura 39. Primer diseño de portabalero. ....	67
Figura 40. Simulación del primer portabalero diseñado. ....	67
Figura 41. Portabalero delantero de aluminio 7075 T6 [17]. ....	67
Figura 42. Restricción aplicada en los barrenos designados para el caliper. ....	68
Figura 43. Restricciones aplicadas al portabalero delantero. ....	68
Figura 44. Resultados del análisis de deformación del portabalero delantero. ....	69
Figura 45. Cargas aplicadas al portabalero delantero. ....	69
Figura 46. Ensamble de caliper y rodamiento en impresión 3D. ....	70
Figura 47. Portabalero sujeto en la prensa de la fresadora Haas VF1. ....	70
Figura 48. Portabalero con excesos de material. ....	70
Figura 49. Proceso de taladrado. ....	71
Figura 50. Ensamble de elementos de masas no suspendidas. ....	71
Figura 51. Simulación del primero portabalero diseñado. ....	71
Figura 52. Diseño del primer portabalero trasero. ....	71
Figura 53. Restricciones aplicadas en portabalero trasero. ....	72
Figura 54. Restricciones aplicadas en la zona del caliper. ....	72
Figura 55. Cargas aplicadas al portabalero trasero. ....	73
Figura 56. Resultados de la simulación de portabalero trasero. ....	73
Figura 57. Maquinado de portabaleros y mazas. ....	74
Figura 58. Masas no suspendidas delanteras ensambladas con la suspensión. ....	75
Figura 59. Masas no suspendidas traseras ensamblada con la suspensión. ....	75
Figura 60. Prueba de la carrera del pedal. ....	76
Figura 61. Pedal de freno de aluminio 6063 T5 [17]. ....	76
Figura 62. Restricción tipo bisagra en el pivote del pedal. ....	77
Figura 63. Cargas aplicadas al pedal de freno. ....	77
Figura 64. Mallado de pedal de freno. ....	78
Figura 65. Resultados de deformación del pedal. ....	78
Figura 66. Resultados de deformación del pedal. ....	78
Figura 67. Ensamble de la pedalera. ....	79

Figura 68. Prueba de presión con osciloscopio en cilindros maestros. ....	80
Figura 69. Prueba de presión con osciloscopio en cilindros maestros. ....	80
Figura 70. Datos de presión de cilindro maestro delantero con diferentes longitudes. ....	81
Figura 71. Datos de presión de cilindro maestro trasero con diferentes longitudes. ....	81
Figura 72. Prueba de frenado del vehículo BAJA SAE UAM 2023. ....	82
Figura 73. Vehículo superando la prueba de frenado. ....	83
Figura 75. Volcadura del vehículo BAJA SAE 2023. ....	87
Figura 74. Ruptura de la maza. ....	87

## Índice de tablas

Tabla 1. Área total del pistón para cada tipo de calibre [8].....	38
Tabla 2. Tamaño del cilindro maestro vs. Área total del pistón [8].....	38
Tabla 3. Comparativa de aleaciones de aluminio.....	45
Tabla 4. Datos para el diseño del sistema de frenado.....	47
Tabla 5. Medidas del centro de la cadera–punta del pie de los candidatos a piloto.....	50
Tabla 6. Características de distintos tipos de rueda.....	51
Tabla 7. Tabla de resultados de la competencia BAJA SAE MÉXICO 2023.....	81

# 1. INTRODUCCIÓN

BAJA SAE (del inglés Society of Automotive Engineers), es una competencia ingenieril a nivel universitario, que pone a prueba las habilidades y conocimientos de cada uno de los participantes, el objetivo principal es crear un vehículo monoplaza todo terreno, capaz de superar diferentes pruebas dinámicas.

En la Figura 1, se muestran partes del sistema de masas no suspendidas, este se encarga de proporcionar adherencia y fricción al vehículo debido a que son las únicas partes que tienen contacto directo con el suelo, soportan los componentes suspendidos y permiten al piloto controlar la velocidad.

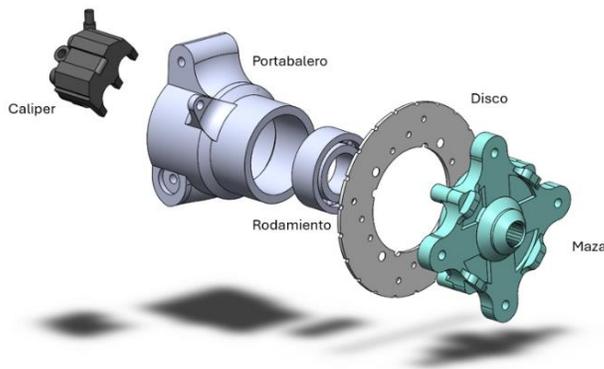


Figura 1. Elementos del sistema de masas no suspendidas



Figura 2. Vehículo BAJA SAE 2023

Durante la competencia del año 2022 se observó que el tamaño de las ruedas aumentó innecesariamente el peso del sistema, esto debido a que algunas de las piezas fueron reutilizadas. La Figura 2, muestra la proporción de los neumáticos.

Los frenos funcionaron de manera adecuada, sin embargo, se observó que los pedales no eran ergonómicos, además durante la competencia falló el resorte de retorno del pedal de aceleración.

Con base en los antecedentes descritos anteriormente, para el diseño del presente trabajo se propuso reducir el tamaño de las ruedas, diseñar una pedalera buscando la ergonomía de los pilotos, además de ubicar las líneas de freno a lo largo de la estructura del vehículo evitando percances con la suspensión y dirección.

## **2. ANTECEDENTES**

### **2.1. Sistema de frenos Universidad Carlos III de Madrid**

En el documento “Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo Formula Student” se utiliza un sistema de doble circuito hidráulico independiente [1]. Se instalaron dos discos de frenos delanteros donde el caliper contiene un pistón, así mismo, se colocaron dos discos de freno en la parte trasera. En el documento “Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo Formula Student” se utiliza un sistema de doble circuito hidráulico independiente [1]. Se instalaron dos discos de frenos delanteros donde el caliper contiene un pistón, así mismo, se colocaron dos discos de freno en la parte trasera. Este trabajo se usó como criterio para el diseño del sistema de frenado del presente escrito.

### **2.2. Diseño del sistema de frenado de un vehículo FSAE de la Universidad de la Laguna de la Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología**

En el “Diseño del sistema de frenado de un vehículo FSAE” se implementó el uso de transductores de presión y dos discos traseros exteriores de freno [2]. Este trabajo se tomó como referencia para la implementación de transductores de presión en las líneas de líquido de freno.

### **2.3. Sistema de masas no suspendidas para un vehículo BAJA SAE de la Universidad Autónoma Metropolitana unidad Azcapotzalco**

Estudiantes de la Universidad Autónoma Metropolitana realizaron el “Diseño del sistema de masas no suspendidas del vehículo BAJA SAE UAM 2022” [3]. En dicho trabajo se implementó el uso de manómetros en las líneas de frenos con la finalidad de ajustar los vástagos de la barra de balance en función de la relación de presiones en ambas líneas. Se recurrió a este texto para tomarlo como base en la adaptación de la barra de balance, y el diseño de esta.

### **3. JUSTIFICACIÓN**

El año 2022 en la Universidad Autónoma Metropolitana se construyó un vehículo BAJA SAE UAM 2022 que en términos generales funcionó adecuadamente, sin embargo, se observaron fugas debido a las múltiples conexiones del sistema. Se presentaron problemas con el resorte de retorno del pedal de aceleración. Se observó que la almohadilla de pedal no era ergonómica.

Por ello en el diseño del sistema de masas no suspendidas para el vehículo 4x4 BAJA SAE UAM 2023 se propone diseñar las mazas y portabaleros para sujetar los discos de freno en cada una de las ruedas. Además, modificar el tamaño del brazo del pedal y la almohadilla. También se buscó disminuir el peso considerado componentes hechos de materiales ligeros.

### **4. OBJETIVOS**

#### **4.1. Objetivo General**

Diseñar y construir el sistema de masas no suspendidas para un vehículo 4x4 BAJA SAE UAM 2023.

#### **4.2. Objetivos particulares**

Caracterizar el sistema de frenado del vehículo BAJA SAE 2022.

Seleccionar las ruedas en función de las dimensiones y superficie de rodamiento compatibles con terracería para el vehículo 4x4.

Diseñar el sistema de frenado simultáneo en las cuatro ruedas.

Diseñar una pedalera ergonómica, considerando materiales ligeros.

Analizar por elemento finito las cargas y deformaciones de los elementos del sistema de frenado empleando un software de CAE.

Ajustar en lo necesario los diseños con base en los análisis del sistema de frenado por elemento finito.

Manufacturar y seleccionar para la adquisición de los elementos de las masas no suspendidas.

## 5. MARCO TEÓRICO

### 5.1. Masas suspendidas y no suspendidas

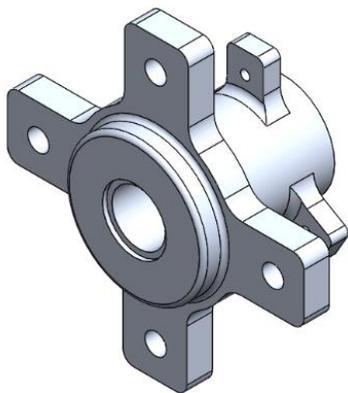
Se denomina masa suspendida a todos aquellos elementos que son soportados por la suspensión, en este caso se trata de la jaula, el motor, etc. Por otro lado, cuando se habla de masas no suspendidas, se hace referencia a todos los componentes del vehículo que tienen contacto directo con el suelo y que además no están soportados por la suspensión; este es el caso de las ruedas, los componentes que están conectados a los rines y el sistema de frenado.

Las masas no suspendidas influyen en la fuerza de contacto entre los neumáticos y el suelo, absorben las irregularidades del camino, dan estabilidad al vehículo, reducen la vibración, además, permiten la dirección de las ruedas

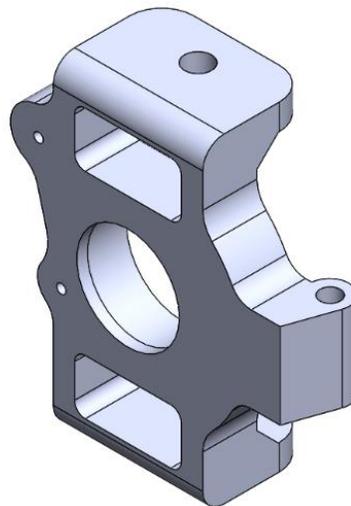
#### 5.1.1. Mazas y portabaleros

La maza, como muestra la Figura 3, es la parte central de la rueda que se monta en el eje del vehículo, esta proporciona tracción y un punto de montaje para el disco de freno. La maza es esencial para permitir que la rueda gire alrededor del eje.

El portabalero, como muestra la Figura 4, es una estructura capaz de soportar la masa suspendida del vehículo, soporta cargas dinámicas y estáticas. Además, sostiene un rodamiento que permite el libre giro de la rueda a través del eje, facilitando la rotación.



*Figura 4. Maza*



*Figura 3. Portabalero*

### 5.1.2. Ruedas

Las ruedas juegan un papel importante ya que deben tener la capacidad de soportar el peso del vehículo, adaptarse a las irregularidades del terreno y proporcionar control direccional.

Se componen de dos elementos, una parte elástica y una metálica. La parte elástica es el neumático y la parte metálica es el rin. El neumático es la única parte del vehículo que tienen contacto directo con el suelo, cuanto mayor sea la masa de las ruedas, mayor será la fuerza que tiene que ejercer el muelle de la suspensión; cuya función es compensar las irregularidades del terreno durante el movimiento del vehículo y absorber los impactos para lograr que la rueda toque el suelo.

Algunas ventajas de utilizar ruedas pequeñas es que responden más rápido a variaciones del terreno, se tiene uniformidad al contacto neumático-suelo por periodos de tiempo más prolongados. Esto a su vez mantiene un agarre consistente, asegura tracción, proporciona comodidad al piloto y una reducción en el consumo de combustible.

#### 5.1.2.1. Rin

Los rines giran alrededor de los ejes al montar los neumáticos, los cuales están en contacto con el suelo y permiten que giren simultáneamente, posibilitando así el movimiento del vehículo. El rin puede unirse a la maza con sujeciones semipermanentes. Algunos de los materiales de fabricación de los rines son el aluminio, fibra de carbono y acero.

#### 5.1.2.2. Neumáticos

Los neumáticos funcionan como suspensión primaria, amortiguando las diversas superficies de terreno, proveen fricción neumático-suelo permitiendo el desplazamiento, aceleración y desaceleración del vehículo, en conjunto con el sistema de frenado. Está compuesto por diversas partes, como se ilustra en la Figura 5.

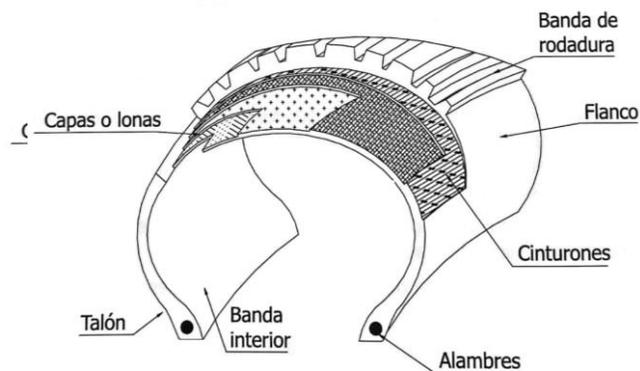


Figura 5. Componentes estructurales de un neumático [4].

#### **5.1.2.2.1. Piso o banda de rodadura**

Es la zona de contacto con el suelo, en esta interacción deben lograrse las fuerzas necesarias para proporcionar los esfuerzos longitudinales y transversales requeridos para la tracción, el frenado y control de la trayectoria del vehículo.

La función del dibujo de la banda de rodadura es la evacuación del agua de la zona de contacto. El dibujo también modifica la relación entre la adherencia lateral y longitudinal del neumático. A continuación, se enlistan 3 tipos de bandas de rodamiento básicas.

- Acanaladuras y nervios orientados en sentido circunferencial: este tipo es de los más comunes, ofrecen un desgaste uniforme y mejor transferencia transversal.
- Tacos o nervios y acanaladuras en sentido transversal: este tipo de rodadura tiene mayor adherencia longitudinal.
- Diseños para usos especiales: se caracterizan por tener elementos orientados de manera longitudinal y transversal con ranuras amplias, profundas y con laterales inclinados para mejorar la autolimpieza. Este tipo de neumáticos se destinan para barro-nieve [5].

#### **5.1.2.2.2. Flancos o paredes laterales**

Están compuestas de goma flexible que se adapta a las deformaciones, por lo que absorben el impacto, soportan la carga del vehículo y los golpes laterales. En esta parte también se escriben las especificaciones de los neumáticos.

#### **5.1.2.2.3. Capas o lonas**

Son las capas textiles, suelen fabricarse con cables recubiertos de fibras y caucho, estas ofrecen flexibilidad sin deformar el neumático, el número de capas depende de la carga que se pretende soportar.

#### **5.1.2.2.4. Carcasa**

Es la estructura que se encuentra por debajo de la banda de rodadura, soporta el aire a presión contenido dentro del neumático. Está compuesto de capas de material entrelazado que refuerza al neumático. Existen tres tipos de carcasas:

- Convencional o diagonal: está compuesta de varias capas textiles que están cruzadas simétricamente y orientadas en diagonal con ángulos de entre 25° y 35°, el número de capas depende del tamaño que tenga el neumático.

- Radial: son una o más lonas orientadas de manera radial, forman ángulos de 90°, esta estructura está estabilizada por un cinturón que tiene un ancho menor que el de neumático y es colocado entre la banda de rodadura y la carcasa.
- Diagonal acinturado: este tipo de carcasa es una mezcla entre el diagonal y el radial, tiene una estructura igual a la carcasa en diagonal, pero tiene un cinturón al igual que la carcasa de tipo radial.

#### **5.1.2.2.5. Talón**

Es el borde del neumático que tiene contacto con el rin, lo sujeta y proporciona una sujeción adecuada entre ambas. Está compuesta de caucho, compuestos de la carcasa y cables de acero que forman un cable trenzado.

#### **5.1.2.2.6. Banda interior**

También es conocida como cámara de aislamiento térmico, tiene la función de mantener el aire dentro del neumático y evitando posibles fugas, está fabricada con goma blanda o una capa de caucho de 3 mm de espesor.

### **5.2. Sistema de frenado**

La función principal del sistema de frenado es detener el vehículo cuando sea necesario, reducir su velocidad o mantenerla constante. Por ello, estos sistemas deben diseñarse de modo que, al aplicar fuerza, las ruedas no se bloqueen por completo. Así, el piloto puede controlar la fuerza que se aplica al sistema, lo que se logra mediante mecanismos de vacío o hidráulicos.

La cantidad de frenado aumenta a medida que se aplica fuerza al pedal del freno. Esta fuerza se transfiere por medio del sistema de frenos para ejercer fricción entre las balatas y el disco de freno o las zapatas. Lo que disminuye la velocidad del vehículo a medida que se convierte la energía cinética en energía térmica. El frenado máximo se da cuando las ruedas quedan completamente bloqueadas, eso depende del coeficiente de fricción neumático-suelo [6].

#### **5.2.1. Pedal de freno**

El pedal de freno y el brazo de pedal transmiten la fuerza, el movimiento desde el pie del conductor hasta los cilindros maestros. Debe ser la parte más confiable de un sistema ya que una falla puede significar una pérdida total de frenado [7].

El pedal consta del brazo, la almohadilla y el pivote, como se muestra en la Figura 6, está conectado a un varillaje, este enlace transmite fuerza y movimiento al cilindro maestro, además está sujeto a cargas de flexión del pie del conductor [7].

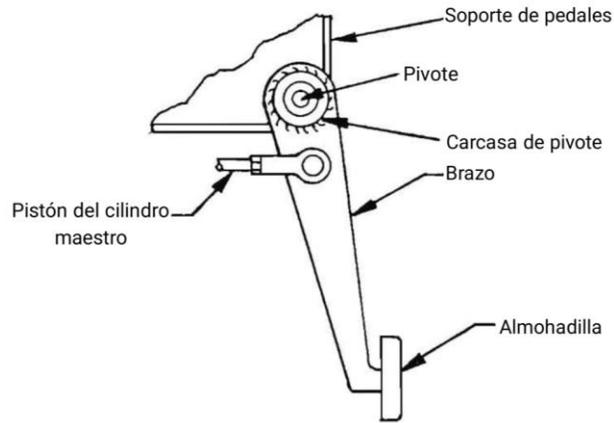


Figura 6. Componentes del pedal de freno [7]

El brazo de pedal debe diseñarse para soportar cargas laterales y frontales, es más probable que las cargas laterales en el brazo provoquen fallas debido a que la mayoría son más débiles lateralmente. Para evitar lo anterior, se debe considerar ajustarlos en línea recta con la pierna del conductor [7].

La almohadilla debe tener la forma adecuada para el pie ya que si es pequeña el pie se puede resbalar fácilmente. Deben diseñarse de un tamaño semejante al ancho del zapato y procurar tener una superficie rugosa para evitar resbalones [7].

Los pivotes deben tener bujes de plástico o bronce para reducir la fricción, los de plástico se utilizan a menudo para reducir los costos [7].

La relación del pedal requerida en el pistón del cilindro maestro suele ser mucho mayor que el esfuerzo de pedal proporcionado por el conductor se calcula como se muestra en la Ec. (1), esta relación se encuentra en valores de entre 1-5 [7].

$$R_p = \frac{F_{CM}}{F_{AP}} \quad (1)$$

Donde:

$R_p$  = Relación del pedal.

$F_{CM}$  = Fuerza aplicada en el cilindro maestro [N].

$F_{AP}$  = Fuerza de la almohadilla del pedal [N].

### 5.2.2. Sistema de frenado mecánico

Este sistema de frenado era muy utilizado en vehículos antiguos, donde las velocidades eran muy bajas. Se compone de una articulación mecánica que está compuesta de varillas, chicote de alambre y placas.

En el centro del vehículo se proporciona un eje transversal donde están montadas las palancas, que a su vez están unidas a las varillas y los alambres que conducen a los frenos de tambor de cada una de las ruedas. El pedal está conectado a todo el mecanismo por medio de una palanca, como se muestra en la Figura 7.

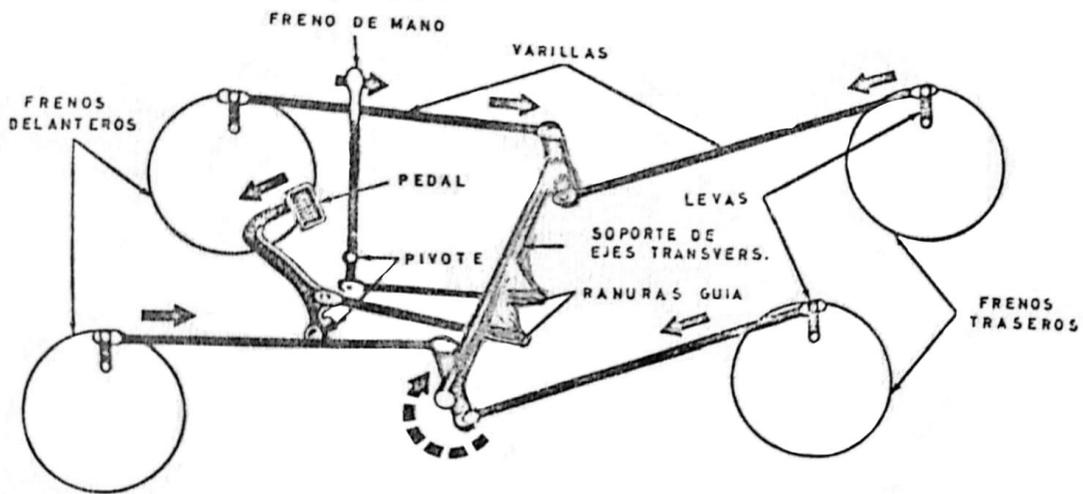


Figura 7. Sistema de frenado hidráulico [8].

Cuando es accionado el pedal, el eje transversal gira de tal manera que las palancas que están en la parte superior giren hacia atrás, y las que están en la parte inferior giren hacia adelante, todas las varillas son jaladas de manera simultánea para frenar todas las ruedas al mismo tiempo [8].

### 5.2.3. Sistema de frenado hidráulico

Se emplea líquido de frenos para transmitir la fuerza. Cuando es accionado el pedal de freno, este ejerce fuerza sobre un pistón dentro del cilindro maestro, y convierte la fuerza en presión hidráulica. Transportan el líquido de freno a través de las líneas de frenos rígidas o flexibles hasta los calipers o bombines según sea el caso, ubicados en los costados de las ruedas. El sistema de frenado hidráulico puede ser de tambor o de disco.

### 5.2.3.1. Líneas de freno.

Tienen la función de transportar el líquido de freno dentro del sistema, deben tener resistencia térmica, química, a la presión y cargas mecánicas. Se usan dos tipos de líneas: rígidas y flexibles.

Las líneas flexibles suelen usarse en donde hay movimientos de articulación y amortiguamiento. Por otro lado, las líneas rígidas se usan entre la carrocería y la jaula donde no tendrán movimiento.

Se fabrican de capas de acero inoxidable que están recubiertos por polímeros para resistir la corrosión, todas las tuberías tienen una doble capa chapada con estaño y zinc.

### 5.2.3.2. Sistema de frenado hidráulico de tambor

La acción de frenado se produce después de ejercer presión en el pedal de freno, como se mencionó anteriormente. Se ejerce fricción a través del juego de zapatas, que a su vez presionan contra la superficie interior de un tambor giratorio que está conectado al eje o a la rueda del vehículo. En la Figura 8, se muestran las partes del sistema de frenado hidráulico de tambor, sin embargo, solo se describen las partes principales de dicho sistema en este texto.

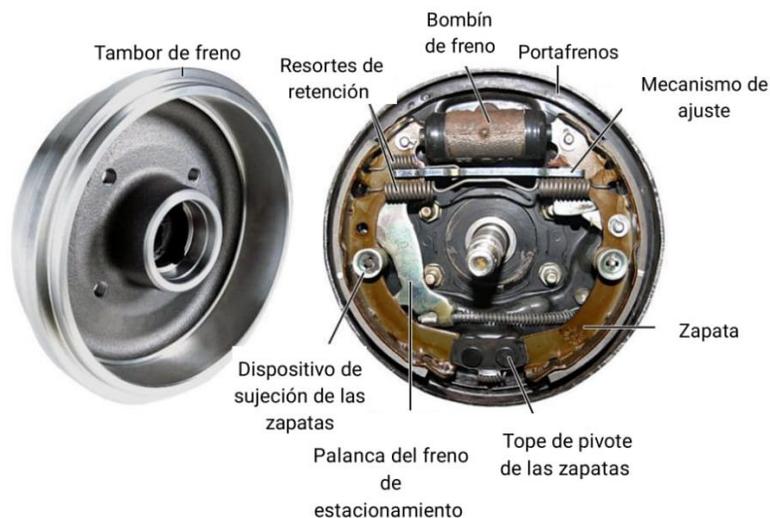


Figura 8. Sistema de frenado hidráulico de tambor [9].

#### 5.2.3.2.1. Tambor de freno

Esta pieza es la más importante del sistema, ya que guarda a todo el sistema y recibe la presión de las zapatas, se encuentra fijado a la junta homocinética.

#### **5.2.3.2.2. Plato de freno**

Sobre el plato se fijan la mayoría de los elementos internos del sistema. Las zapatas están unidas por medio de muelles elásticos que permiten el desplazamiento hacia el tambor. Estos muelles están fijados en la parte central del plato y una vez que se suelta el pedal del freno, hacen que las zapatas regresen a la posición inicial.

#### **5.2.3.2.3. Zapatas**

Se encargan de aplicar presión en la cara interna del tambor para generar fricción y así detener el vehículo. A su vez se subdividen en zapata primaria, que aplica fuerza en el lado contrario al giro y la zapata secundaria ejerce fuerza en la dirección de giro, en este último caso la fricción es menor.

#### **5.2.3.2.4. Bombines o cilindros hidráulicos**

Cuando el recorrido de las líneas de freno llega al bombín, el líquido de freno lo empuja para desplazar las zapatas contra el tambor.

Algunas de las desventajas de este sistema de frenado son la mala refrigeración, tienen menor resistencia, no se tiene el mismo desgaste en todas las zapatas, por mencionar algunas.

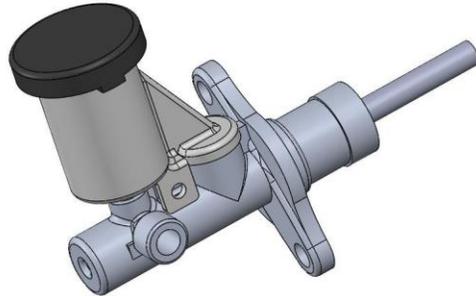
#### **5.2.3.3. Sistema de frenado hidráulico de disco**

En este sistema el frenado se logra cuando el caliper convierte la presión hidráulica en fuerza mecánica y empuja a las balatas para generar fricción contra el disco de freno. La principal ventaja que ofrecen este tipo de frenos es que disipan mejor el calor generado por la fricción entre la balata y el disco. La descripción de los componentes se detalla a continuación.

##### **5.2.3.3.1. Cilindros maestros o bomba de freno**

Es el componente que se encarga de mantener la presión de todo el circuito hidráulico del vehículo. Cuando se aplica fuerza en el pedal de freno, este empuja un pistón que se encuentra dentro del cilindro maestro como se muestra en la Figura 9. Este proceso convierte la fuerza mecánica en presión hidráulica, desplazando el líquido de freno por todo el sistema y generando la fuerza de frenado. El cilindro maestro también almacena el líquido de freno, y existen dos tipos de cilindros maestros:

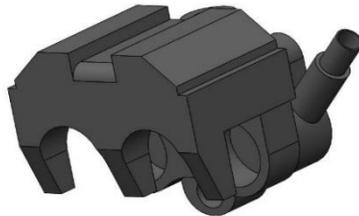
- Tipo convencional: donde el líquido de freno pasa por el interior del cilindro principal. Se tiene únicamente un depósito.
- Tipo tándem: aquí se cuenta con dos depósitos completamente separados, y transportan el líquido de freno a la parte trasera y delantera.



*Figura 9. Cilindro maestro.*

#### **5.2.3.3.2. Caliper**

El caliper como se muestra en la Figura 10, recibe la presión hidráulica de las líneas de freno que empujan un pistón que contiene dentro y por medio del cual se ejerce una fuerza sobre las balatas. Este componente sostiene las balatas, estas a su vez hacen presión con el disco de freno. Usualmente se coloca uno en cada rueda.



*Figura 10. Caliper.*

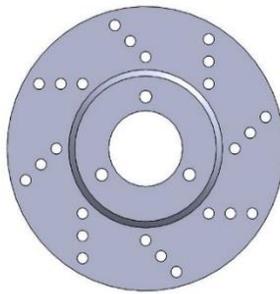
#### **5.2.3.3.3. Balatas**

Son las piezas que entran en contacto con el disco de freno para crear fricción, detener o disminuir la velocidad de las ruedas. Comúnmente están elaboradas de asbesto y se pueden encontrar en presentaciones metálicas o cerámicas. Cuando se deja de ejercer presión en el pedal de freno, las balatas regresan a su posición inicial.

#### 5.2.3.3.4. Disco de freno

Están unidos a las mazas, a su vez, están sujetos a los rines por medio de birlos, por lo que giran en conjunto con las ruedas. Cuando las balatas tienen contacto con el disco por medio de fricción, esto ralentiza la rotación del eje y disminuye su velocidad, o se detiene por completo.

La mayoría tiene superficies lisas, sin embargo, algunos tienen perforaciones o ranuras para disipar el calor como se muestra en la Figura 11. Los materiales con los que se fabrican varían según las necesidades, los hay de fundición de grafito, acero inoxidable, y también de materiales ligeros como aluminio o titanio.



*Figura 11. Disco de freno.*

### 5.3. Análisis dinámico del sistema de frenado

Para comprender la respuesta del vehículo a los esfuerzos producidos por el sistema de frenado, se deben analizar los efectos de la transferencia y distribución de peso, las fuerzas de frenado en cada uno de los ejes, la presión que debe aplicarse en los cilindros maestros, etc. Dicho análisis se realiza con la finalidad de garantizar un frenado efectivo y seguro para el piloto.

Cabe destacar que cuando se realiza el análisis dinámico se considera la vista lateral del vehículo, sin embargo, la masa que es soportada por las rueda delantera izquierda y derecha corresponde al peso soportado por el eje delantero, lo mismo ocurre para el eje trasero [1].

#### 5.3.1. Transferencia de peso

La transferencia de peso del vehículo durante el proceso de frenado se refiere al desplazamiento del peso del vehículo de un eje a otro durante la frenada, aceleración o en los cambios de dirección.

Por inercia, durante la frenada el peso del vehículo es desplazado hacia adelante, por lo que habrá mayor carga en el eje delantero que en el trasero. La transferencia de peso influye en la distancia de frenado y en la estabilidad del vehículo durante este proceso, con la Ec. (2) se puede obtener dicho valor [7].

$$W = \frac{W_v \cdot \mu \cdot y_{cg}}{l} \quad (2)$$

Donde:

$W$  = Transferencia de peso total del vehículo [N].

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre el neumático y el suelo.

$y_{cg}$  = Distancia vertical del suelo al centro de gravedad [m].

$l$  = Distancia entre los ejes de las ruedas [m].

#### **5.3.1.1. Transferencia de peso en el eje delantero durante la frenada**

Cuando el conductor pisa el pedal del freno, la masa del vehículo se transfiere hacia adelante, lo que provoca un aumento de carga en las ruedas delanteras, con ello se incrementa la fuerza de frenado necesaria en este eje.

Si la transferencia de peso en el eje delantero es demasiado alta durante el frenado, las ruedas delanteras se pueden bloquear y perder tracción. En la Ec. (3) se muestra cómo obtenerla.

$$W_{df} = W_d + W \quad (3)$$

Donde:

$W_{df}$  = Transferencia de peso en el eje delantero durante la frenada [N].

$W_d$  = Peso en el eje delantero [N].

$W$  = Transferencia de peso [N].

### 5.3.1.2. Transferencia de peso en el eje trasero durante la frenada

Como se explicó en el apartado anterior, por inercia ocurre una mayor transferencia de peso en el eje delantero, por lo que, en el eje trasero la carga sobre las ruedas disminuye, este valor se obtiene restando el peso del eje trasero de vehículo a la transferencia de peso total, como puede observarse en la Ec. (4).

$$W_{tf} = W_t - W \quad (4)$$

Donde:

$W_{tf}$  = Transferencia de peso en el eje trasero durante la frenada [N].

$W_t$  = Peso en el eje trasero [N].

$W$  = Transferencia de peso [N].

### 5.3.2. Porcentaje de la distribución de peso

Bajo condiciones estáticas la distribución de peso en el vehículo es constante en las cuatro ruedas. Durante la frenada lo recomendable es tener una relación de porcentaje 40/60 en la distribución de peso en el eje delantero y trasero, respectivamente, para conseguir una distancia de frenado corta y equilibrada.

#### 5.3.2.1. Porcentaje de la distribución de peso en el eje delantero

Para obtener el porcentaje, se divide el peso del eje delantero entre el peso total del vehículo, y luego multiplicarlo por cien, como se muestra en la Ec. (5).

$$P_{dd} = \frac{W_d}{W_v} \cdot 100 \quad (5)$$

Donde:

$W_d$  = Peso en el eje delantero [N].

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

#### 5.3.2.2. Porcentaje de la distribución de peso en el eje trasero

Para el eje trasero, se hace una relación entre el peso del eje trasero y el peso total del vehículo, como se observa en la Ec. (6).

$$P_{dt} = \frac{W_t}{W_v} \cdot 100 \quad (6)$$

Donde:

$W_t$  = Peso en el eje trasero [N].

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

### 5.3.3. Cálculo de la distancia de los ejes al centro de gravedad

Cuando se está iniciando el diseño de un sistema de frenado, a través de cálculos se obtiene la distancia de cada eje al centro de gravedad como se observa en la Ec. (7) y (8).

#### 5.3.3.1. Distancia del eje delantero al centro de gravedad en el eje horizontal

Para la relación de distancia del eje delantero al centro de gravedad en el eje horizontal se divide el peso soportado en el eje trasero entre el peso total del vehículo esto multiplicado por la distancia entre los ejes de las ruedas como se muestra en la Ec. (7).

$$X_d = \frac{W_t}{W_v} \cdot l \quad (7)$$

Donde:

$X_d$  = Distancia del eje delantero al centro de gravedad en el eje horizontal [m].

$W_t$  = Peso soportado en el eje trasero [N].

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

$l$  = Distancia entre los ejes de las ruedas [m].

#### 5.3.3.2. Distancia del eje trasero al centro de gravedad en el eje horizontal

Haciendo una relación del peso en el eje delantero con el peso total del vehículo, y esto multiplicándolo por la distancia entre las ruedas se obtiene a la distancia al centro de gravedad como se muestra en la Ec. (8).

$$X_t = \frac{W_d}{W_v} \cdot l \quad (8)$$

Donde:

$X_t$  = Distancia del eje trasero al centro de gravedad en el eje horizontal [m].

$W_d$  = Peso soportado en el eje delantero [N].

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

$l$  = Distancia entre los ejes [m].

#### 5.3.4. Cálculo de las fuerzas aplicadas a los ejes de las ruedas

Es necesario calcular las fuerzas en el eje trasero y delantero del vehículo cuando este se encuentra estático para determinar si las cargas se distribuyen de manera equilibrada. A su vez esto nos permitirá obtener las fuerzas de frenado para cada eje. En la Ec (9) y (10) se muestra cómo obtener las fuerzas verticales en cada eje.

##### 5.3.4.1. Fuerza vertical en el eje de la rueda trasera

Para obtener la fuerza vertical aplicada en el eje trasero de la rueda como se muestra en la Ec. (5.9), debe multiplicarse el peso total del vehículo por el valor de la Ec. (7) dividido entre la distancia entre ejes, y a esto restarle la Ec. (2).

$$F_{vt} = \frac{W_v \cdot x_d}{l} - W \quad (9)$$

Donde:

$F_{vt}$  = Fuerza vertical en el eje de la rueda trasera [N].

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

$x_d$  = Distancia del eje delantero al centro de gravedad en el eje horizontal [m].

$l$  = Distancia entre los ejes [m].

$W$  = Transferencia de peso [N].

##### 5.3.4.2. Fuerza vertical en el eje de la rueda delantera

Con la adición del peso total de vehículo, la Ec. (9) y (2) se obtiene la fuerza vertical en el eje de la rueda delantera, como se muestra en la Ec. (10).

$$F_{vd} = W_v - F_{vt} + W \quad (10)$$

Donde:

$F_{vd}$  = Fuerza vertical en el eje de la rueda delantera [N].

$W_v$  = Peso total el vehículo [N].

$F_{vt}$  = Fuerza vertical en el eje de la rueda trasera [N].

$W$  = Transferencia de peso [N].

### 5.3.5. Fuerzas de frenado

Las principales fuerzas que desaceleran el vehículo en el proceso de frenado son aquellas que se desarrollan en la superficie de las ruedas como consecuencia del contacto con el suelo al aplicárseles pares que se oponen a su movimiento.

#### 5.3.5.1. Fuerza de frenado en el eje trasero

Cuando se pisa el pedal de freno se debe aplicar una fuerza de impulsión, la cual depende de la fuerza vertical y el coeficiente de fricción entre la banda de rodamiento en los neumáticos y el suelo [10]. En la Ec. (11) y (12) se indica como obtener dicha fuerza para cada eje.

$$F_{ft} = \mu \cdot F_{vt} \quad (11)$$

Donde:

$F_{ft}$  = Fuerza de frenado en el eje trasero [N].

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre el neumático y el suelo.

$F_{vt}$  = Fuerza vertical en el eje de la rueda trasera [N].

#### 5.3.5.2. Fuerza de frenado en el eje delantero

Multiplicando el coeficiente de fricción neumático-suelo por la fuerza vertical aplicada en el eje de la rueda delantera se obtiene la fuerza de frenado en este eje como se muestra en la Ec. (12).

$$F_{fd} = \mu \cdot F_{vd} \quad (12)$$

Donde:

$F_{fd}$  = Fuerza de frenado en el eje delantero [N].

$\mu$  = Coeficiente de fricción entre el neumático y el suelo.

$F_{vd}$  = Fuerza vertical en el eje de la rueda delantera [N].

### 5.3.5.3. Fuerza máxima de frenado

Una vez definidos los valores de las ecuaciones (11) y (12), la suma de estas fuerzas desarrolladas por el eje delantero y trasero de vehículo da como resultado la fuerza máxima de frenado [1], como se observa en la Ec. (13).

$$F_{mf} = F_{fd} + F_{ft} \quad (13)$$

Donde:

$F_{mf}$  = Fuerza máxima de frenado [N].

$F_{fd}$  = Fuerza de frenado en el eje delantero [N].

$F_{ft}$  = Fuerza de frenado en el eje trasero [N].

### 5.3.5.4. Fuerza total de frenado

Las fuerzas obtenidas en las ecuaciones (11) y (12) son para cada rueda, por lo que se deben multiplicar por el número de ruedas delanteras y traseras respectivamente, tal como se muestra en la Ec. (14).

$$F_{Tf} = 2F_{ft} + 2F_{fd} \quad (14)$$

Donde:

$F_{Tf}$  = Fuerza total de frenado [N].

$F_{ft}$  = Fuerza de fricción en el eje trasero [N].

$F_{fd}$  = Fuerza de fricción en el eje delantero [N].

### 5.3.6. Par torsional generado en las ruedas

El par generado en cada una de las ruedas está relacionado con la fuerza de frenado aplicada, el eje que recibe mayor fuerza de frenado generará un par torsional mayor. Con la Ec. (15) y (16) se obtiene el par generado.

#### 5.3.6.1. Par torsional generado en la rueda delantera

Para obtener el par torsional de la rueda delantera como se muestra en la Ec. (15), debe multiplicarse la fuerza de frenado en el eje delantero por el radio promedio del disco de freno.

$$T_d = F_{fd} \cdot R_p \quad (15)$$

Donde:

$T_d$  = Par torsional generado en la rueda delantera [Nm].

$F_{fd}$  = Fuerza de frenado en el eje delantero [N].

$R_p$  = Radio promedio [m].

### 5.3.6.2. Par torsional generado en la rueda trasera

El par torsional generado en la rueda trasera se obtiene del producto de la fuerza de frenado y el radio promedio del disco de freno, como se muestra en la Ec. (16).

$$T_t = F_{ft} \cdot R_p \quad (16)$$

Donde:

$T_t$  = Par torsional generado en la rueda trasera [Nm].

$F_{ft}$  = Fuerza de frenado en el eje trasero [N].

$R_p$  = Radio promedio [m].

### 5.3.7. Cálculos del sistema hidráulico

Para el diseño del sistema hidráulico se puede empezar obteniendo el área del pistón del caliper, con base en eso, se obtendrá el diámetro que se necesita para la selección de los cilindros maestros. Tomando en cuenta las presiones que se alcanzan en el sistema [7], tal como lo muestran las ecuaciones (17), (18), (19) y (20).

#### 5.3.7.1. Cálculo del área del pistón del caliper

El área total de pistón es el área de un pistón multiplicada por el número de pistones que tiene el caliper [7]. Por lo que después de obtener el resultado de la Ec. (17), se debe recurrir a la Tabla 1 para obtener el área total del pistón.

$$A_p = 0.785D_p^2 \quad (17)$$

Donde:

$A_p$  = Área del pistón [m<sup>2</sup>].

$D_p$  = Diámetro de pistón del caliper [m].

Tabla 1. Área total del pistón para cada tipo de calibre [7].

Área total del pistón para cada tipo de caliper	
Tipo de caliper	Área total del pistón (in <sup>2</sup> )
Montaje fijo: un pistón a cada lado del rotor	2A <sub>p</sub>
Montaje fijo: dos pistones a cada lado del rotor	4A <sub>p</sub>
Montaje fijo: tres pistones a cada lado del rotor	6A <sub>p</sub>
Montaje flotante: un pistón a cada lado del rotor	2A <sub>p</sub>
Montaje flotante: dos pistones a cada lado del rotor	4A <sub>p</sub>
Montaje flotante: tres pistones a cada lado del rotor	6A <sub>p</sub>

Una vez obtenida el área total del pistón se debe recurrir a la Tabla 2 para obtener el tamaño nominal del cilindro maestro.

La mayoría de los vehículos utilizan cilindros maestros 1-3/4 de diámetro, si el área calculada es menor a una medida estándar se debe elegir el inmediato superior [7].

Tabla 2. Tamaño del cilindro maestro vs. área total del pistón [7].

Cilindro maestro Diámetro nominal	Pistón del caliper	
	Diámetro (in)	Área (in <sup>2</sup> )
19 mm	0.7480	0.4394
3/4 in	0.7500	0.4418
20 mm	0.7874	0.4869
13/16 in	0.8125	0.5185
21 mm	0.8268	0.5369
22 mm	0.8661	0.5892
22.2 mm	0.8740	0.5999
7/8 in	0.8750	0.6013
23 mm	0.9055	0.6440
29/32 in	0.9063	0.6451
15/16 in	0.9375	0.6903
24 mm	0.9449	0.7012
25.4 mm	1.0000	0.7854
1 in	1.0000	0.7854
1-1/32 in	1.0313	0.8353
26.6 mm	1.0472	0.8613
1-1/16 in	1.0625	0.8866
1-1/8 in	1.1250	0.9940
28.6 mm	1.1260	0.9958
1-1/4 in	1.2500	1.2272
31.8 mm	1.2520	1.2311
1-5/16 in	1.3125	1.3530
1-11/32 in	1.3438	1.4183
1-1/2 in	1.5000	1.7671
1-3/4 in	1.7500	2.4053

### 5.3.7.2. Cálculo de la fuerza aplicada por el pistón del cilindro maestro

La fuerza ejercida por el pistón del cilindro maestro es el resultado de multiplicar la presión hidráulica por el área del pistón del cilindro maestro.

$$F_{CM} = P_h \cdot A_{CM} \quad (18)$$

Donde:

$F_{CM}$  = Fuerza del pistón del cilindro maestro [N].

$P_h$  = Presión hidráulica [Pa].

$A_{CM}$  = Área del pistón del cilindro maestro [m<sup>2</sup>].

### 5.3.7.3. Fuerza aplicada por el caliper delantero

Con el producto del número de pistones en el caliper, la presión hidráulica ejercida por el pistón y el resultado de la Ec. (17), se obtiene la fuerza aplicada por el caliper delantero como se muestra en la Ec. (19).

$$F_{cd} = n_{pd} \cdot P_h \cdot A_p \quad (19)$$

Donde:

$F_{cd}$  = Fuerza del caliper delantero [N].

$n_{pd}$  = Número de pistones en el caliper delantero.

$A_p$  = Área del pistón [m<sup>2</sup>].

$P_h$  = Presión hidráulica ejercida por el pistón [Pa].

### 5.3.7.4. Fuerza aplicada por el caliper trasero

La fuerza ejercida por el caliper trasero es el resultado de multiplicar el número de pistones en el caliper por la presión hidráulica ejercida de cada pistón y por el área de cada pistón.

$$F_{ct} = n_{pt} \cdot P_h \cdot A_p \quad (20)$$

Donde:

$F_{ct}$  = Fuerza del caliper trasero [N].

$n_{pd}$  = Número de pistones en el caliper trasero.

$A_p$  = Área del pistón [m<sup>2</sup>].

$P_h$  = Presión hidráulica ejercida por el pistón [Pa].

### 5.3.8. Cálculos referentes al disco de freno

Conocer el radio promedio y efectivo del disco de freno Ec. (21), (22) y (23) permiten conocer el torque entre el disco y la balata, entre más grande sea el radio efectivo, mayor será la distancia desde el centro del disco hasta la superficie de fricción. Esto nos dará un panorama de que tan efectivo será el frenado del vehículo.

#### 5.3.8.1. Radio promedio del disco de freno

El radio promedio se obtiene a partir de la suma entre el radio exterior del disco y el radio interior entre dos.

$$R_p = \frac{R_e + R_i}{2} \quad (21)$$

Donde:

$R_p$  = Radio promedio [m].

$R_e$  = Radio exterior del disco de freno [m].

$R_i$  = Radio interior del disco de freno [m].

#### 5.3.8.2. Radio efectivo del disco de freno delantero

El radio efectivo delantero se obtiene del producto de dos por la resta del radio exterior al cubo y el radio interior al cubo, esto se divide entre el producto de tres por la resta del radio exterior al cuadrado menos el radio interior al cuadrado como se muestra en la Ec. (22).

$$R_{ef-d} = \frac{2 \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3 \cdot (R_e^2 - R_i^2)} \quad (22)$$

Donde:

$R_{ef-d}$  = Radio efectivo del disco de freno delantero [m].

$R_e$  = Radio exterior del disco de freno [m].

$R_i$  = Radio interior del disco de freno [m].

### 5.3.8.3. Radio efectivo del disco de freno trasero

El radio efectivo trasero se obtiene del producto de dos por la resta del radio exterior al cubo y el radio interior al cubo, esto se divide entre el producto de tres por la resta del radio exterior al cuadrado menos el radio interior al cuadrado como se muestra en la Ec. (23).

$$R_{ef-t} = \frac{2 \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3 \cdot (R_e^2 - R_i^2)} \quad (23)$$

Donde:

$R_{ef-t}$  = Radio efectivo del disco de freno trasero [m].

$R_e$  = Radio exterior del disco de freno [m].

$R_i$  = Radio interior del disco de freno [m].

### 5.3.8.4. Fuerza de fricción entre el disco y la balata para el eje delantero

La fuerza de fricción generada por cada balata sobre el disco de freno constituye a una parte fundamental del sistema de frenado, genera el par de torsión en función de la fuerza de frenada, como se muestra en las Ec. (24) y (25).

$$F_{Fd} = F_{cd} \cdot \mu_b \quad (24)$$

Donde:

$F_{Fd}$  = Fuerza de fricción generada entre el disco y la balata en el eje delantero [N].

$F_{cd}$  = Fuerza del caliper delantero [N].

$\mu_b$  = Coeficiente de fricción correspondiente a cada pastilla de freno.

### 5.3.8.5. Fuerza de fricción entre el disco y la balata para el eje trasero

La fuerza de fricción entre el disco y la balata trasera se obtiene del producto de la fuerza del caliper delantero por el coeficiente de fricción de la pastilla de freno como se muestra en la Ec. (25).

$$F_{Ft} = F_{ct} \cdot \mu_b \quad (25)$$

Donde:

$F_{Ft}$  = Fuerza de fricción generada entre el disco y la balata en el eje trasero [N].

$F_{ct}$  = Fuerza del caliper delantero [N].

$\mu_b$  = Coeficiente de fricción correspondiente a cada pastilla de freno.

#### **5.3.8.6. Par torsional entre el disco de freno y la balata delantera**

La fuerza de fricción generada por cada balata sobre el disco de freno constituye a una parte fundamental del sistema de frenado, ya que genera el par de torsión en función de la fuerza de fricción [11], como se muestra en las ecuaciones (26) y (27).

$$T_{fd} = F_{Fd} \cdot R_{ef-d} \quad (26)$$

Donde:

$T_{fd}$  = Par torsional entre el disco de freno y la balata delantera [Nm].

$F_{Fd}$  = Fuerza de fricción generada entre el disco y la balata en el eje delantero [N].

$R_{ef-d}$  = Radio efectivo del disco de freno delantero [m].

#### **5.3.8.7. Par torsional entre el disco de freno y la balata trasera**

El par torsional trasero se obtiene del producto de la fuerza de fricción del disco trasero por el radio efectivo del disco de freno como se muestra en la Ec. (27).

$$T_{ft} = F_{Ft} \cdot R_{ef-t} \quad (27)$$

Donde:

$T_{ft}$  = Par torsional entre el disco de freno y la balata trasero [Nm].

$F_{Ft}$  = Fuerza de fricción generada entre el disco y la balata en el eje trasero [N].

$R_{ef-t}$  = Radio efectivo del disco de freno trasero [m].

### **5.4. Mecanizado en CNC**

Las máquinas herramienta de control numérico se caracterizan por su capacidad de automatización mediante un programa informático, lo que permite simplificar el proceso de fabricación con menos necesidad de personal y en menos tiempo. Anteriormente, las tareas que realizaba un operario de forma manual ahora se programan para que la máquina las realice de forma autónoma [12].

Esto se logra generando un código G, que es un lenguaje de programación compatible con estas máquinas. El código G son órdenes que siguen una geometría mediante coordenadas para la elaboración de la pieza, controlando el movimiento preciso de la máquina [12].

Existen diferentes tipos de máquinas CNC como: torno, fresadora, taladro, amoladoras, entre otras.

## **5.5. Fresadora CNC**

La fresadora CNC es una máquina herramienta altamente eficaz que realiza las funciones automatizadas de una fresadora convencional. La principal diferencia y ventaja radica en que esta máquina se controla mediante un sistema de control numérico a través de un programa que genera un código G. Este código se carga en la máquina a través de un archivo de extensión .TXT, lo que permite que la máquina trabaje siguiendo un sistema de coordenadas para reproducir la geometría de la pieza. Esto resulta en cortes precisos con herramientas preseleccionadas, lo que garantiza un mecanizado de alta precisión [13].

Las fresadoras CNC se clasifican según el número de ejes que tienen, siendo los más comunes los de 3, 4 y 5 ejes. La ventaja de una fresadora con más ejes radica en su capacidad para fabricar piezas más complejas, ya que cada eje adicional agrega movimientos y posibilidades de mecanizado a la máquina [13].

### **5.5.1. Máquina herramienta Haas VF-1 CNC**

La Haas VF-1 como se muestra en la Figura 12. Es una fresadora vertical fabricada por Haas Automation. La designación "VF" significa "Vertical Machining Center" (Centro de Mecanizado Vertical en español). El número "1" en VF-1 indica que es el modelo más pequeño de la serie VF de Haas. Estas máquinas son utilizadas en entornos industriales y de fabricación para realizar operaciones de mecanizado, como fresado, taladrado y roscado en piezas de trabajo [14].



*Figura 12. Fresadora Haas VF-1 [14].*

## 5.6. Impresión 3D

La impresión 3D representa un avance significativo en la tecnología actual y encuentra aplicaciones en campos como el diseño, la ingeniería y la educación, entre otros. Esta tecnología permite la creación de objetos tridimensionales mediante la superposición de capas sucesivas de material, construyendo así la forma deseada [15].

El proceso comienza con un software compatible con la impresora 3D, en el cual se carga el modelo tridimensional y se establecen las condiciones iniciales para la impresión. La impresora comienza entonces a desplazarse sobre la base de trabajo, siguiendo coordenadas específicas, y deposita el material capa por capa para construir el objeto. Este proceso se asemeja a "escribir en el aire", ya que la impresora va construyendo el objeto en el espacio [15].

Existen varios tipos de materiales que se pueden utilizar en la impresión 3D, si bien uno de los más comunes es el PLA, un tipo de plástico biodegradable y fácil de trabajar.

### 5.6.1. Impresora ROBO 3D R1

Robo 3D es una empresa especializada en la fabricación de impresoras 3D esta permite a los usuarios crear objetos tridimensionales mediante la extrusión de material capa por capa.

Algunas características comunes de las impresoras 3D se ilustran en la Figura 13. Esta impresora incluye la capacidad de imprimir en una variedad de materiales, la creación de modelos detallados y la capacidad de imprimir objetos personalizados [16].



*Figura 13. Impresora 3D modelo ROBO 3D [16].*

### 5.6.2. Filamento PLA

El PLA es un termoplástico fabricado a base de maíz o caña de azúcar. Se caracteriza por ser flexible, es biodegradable y no resistente a altas temperaturas. Al ser amigable con el medio ambiente, ayuda a combatir la contaminación generada por los plásticos. Este material se convierte en filamento para su uso en impresión 3D [17].

### 5.7. Aleaciones de aluminio

Las aleaciones de aluminio 7075-T6, 6061-T6 y 6063-T5 son variantes comunes utilizadas en diversas aplicaciones debido a sus propiedades específicas, se enlistan a continuación:

- El aluminio 7075-T6 es particularmente adecuado para aplicaciones que requieren una alta resistencia específica, como componentes de aeronaves y estructuras de alto rendimiento.
- El aluminio 6061-T6 es versátil y se utiliza en una variedad de industrias, desde la construcción hasta la fabricación de maquinaria, debido a su equilibrio entre resistencia y maleabilidad.
- El aluminio 6063-T5 es comúnmente utilizado en perfiles de extrusión para aplicaciones arquitectónicas y de construcción debido a su buena capacidad de conformado.

*Tabla 3. Comparativa de aleaciones de aluminio.*

Características	ALUMINIO 6061 T6	ALUMINIO 6063 T5	ALUMINIO 7075 T6
Maquinabilidad	Excelente	Excelente	Buena
Dureza	13 a 16 Webster B	7 a 12 Webster B	de 140-160 HB
Costo	Alto	Bajo	Alto
Limite elástico	225 MPa	130 MPa	503 MPa
Resistencia mecánica	Buena	Regular	Buena
Resistencia a la corrosión	Buena	Buena	Buena
Usos en la industria	automotriz, naval y aeroespacial.	construcción, motos, electrónico y decoración del hogar.	automotriz, naval y aeroespacial.

## **6. DESARROLLO DEL PROYECTO**

### **6.1. Inicio del proyecto**

Se realizó una evaluación y comprensión del proyecto BAJA SAE UAM 2022, utilizando esto como punto de partida para el presente proyecto. Desde el inicio, el objetivo principal fue el diseño y construcción del sistema de masas no suspendidas, considerando además la implementación de una tracción 4x4 para el vehículo 2023.

Se comenzó evaluando todos los componentes tanto del sistema de frenado como las masas no suspendidas del vehículo 2022. El sistema de masas trasero demostró un buen desempeño durante la competencia y, mediante una inspección visual, no se observaron fallas. Sin embargo, se notó que las piezas estaban diseñadas para un rin específico y que las mazas delanteras seguían siendo comerciales.

El sistema de freno se elaboró mediante una sujeción permanente, lo que provocó una ruptura en la placa que sujetaba los cilindros maestros y el pedal, debido a la constante presión del pedal de freno.

Para el diseño de las piezas, se consideró la manufactura y selección de elementos comerciales del sistema de masas no suspendidas. Se utilizó el software de simulación computacional ANSYS, que se consiguió gracias al patrocinio de "Grupo SSC", éste software se utilizó para analizar las cargas y deformaciones mediante el método de elementos finitos, se obtuvo el patrocinio de SOLIDWORKS el cual permitió diseñar las piezas y elaborar simulaciones del maquinado de las piezas con el complemento SOLIDWORKS CAM, donde se aplicaron diversos planes de operaciones para obtener un código G, dicho código se utilizó para programar un centro de maquinado vertical Haas VF1 CNC y así manufacturar las piezas.

## 6.2. Cálculos para el diseño del sistema de frenado

Tabla 4. Datos para el diseño del sistema de frenado.

Datos		Valor
$W_d$	Peso en el eje delantero del vehículo	833.16 N
$W_t$	Peso en el eje trasero del vehículo	1430.89 N
$W_v$	Peso total del vehículo	2264.15 N
$l$	Distancia entre los ejes	1.20 m
$\mu$	Coeficiente de fricción entre el neumático y el suelo	0.90
$R_e$	Radio exterior del disco de freno	0.18 m
$R_i$	Radio interior del disco de freno	0.047 m
$D_p$	Diámetro del pistón del caliper	0.020 m
$P_h$	Presión hidráulica ejercida por el pistón	800000 Pa
$n_{pd}$	Número de pistones en el caliper delantero	2
$Y_{cg}$	Distancia del suelo al centro de gravedad en el eje vertical	0.047 m
$F_{pp}$	Fuerza aplicada en la almohadilla del pedal	800 N
$n_{pt}$	Número de pistones en el caliper trasero	2
$F_{cd}$	Fuerza del caliper delantero	25120 N
$\mu_b$	Coeficiente de fricción correspondiente a cada pastilla de freno	0.41
$F_{ct}$	Fuerza del caliper trasero	25120 N

De la Ec. (1) se obtuvo la transferencia de peso total del vehículo.

$$W = \frac{W_v \cdot \mu \cdot y_{cg}}{l} = \frac{(2264.15 \text{ N})(0.90)(0.047\text{m})}{1.20\text{m}} = 79.81 \text{ N}$$

Para obtener la transferencia de peso en el eje delantero y trasero durante la frenada, se utilizaron las Ec. (2) y (3) respectivamente.

$$W_{df} = W_d + W = 833.16 \text{ N} + 79.81 \text{ N} = 912.97 \text{ N}$$

$$W_{tf} = W_t - W = 1430.89\text{N} - 79.81\text{N} = 1351.08 \text{ N}$$

Empleando las Ec. (4) y (5) se obtuvo el porcentaje de la distribución de peso en cada uno de los ejes del vehículo.

$$P_{dd} = \frac{W_d}{W_v} \cdot 100 = \frac{833.16 \text{ N}}{2264.15 \text{ N}} \cdot 100 = 36.80 \%$$

$$P_{dt} = \frac{W_t}{W_v} \cdot 100 = \frac{1430.89 \text{ N}}{2264.15 \text{ N}} \cdot 100 = 63.196 \%$$

Las distancias de cada uno de los ejes al centro de gravedad en el eje horizontal se obtuvieron con las Ec. (6) y (7).

$$X_d = \frac{W_t}{W_v} \cdot l = \frac{1430.89 \text{ N}}{2264.15 \text{ N}} \cdot (1.20 \text{ m}) = 0.7584 \text{ m}$$

$$X_t = \frac{W_d}{W_v} \cdot l = \frac{833.16 \text{ N}}{2264.15 \text{ N}} \cdot (1.20 \text{ m}) = 0.4416 \text{ m}$$

Para obtener las fuerzas verticales en el eje delantero y trasero se aplicaron las Ec. (8) y (9).

$$F_{vt} = \frac{W_v \cdot x_d}{l} - W = \frac{(2264.15 \text{ N}) \cdot (0.7584 \text{ m})}{1.20 \text{ m}} - 79.81 \text{ N} = 1351.08 \text{ N}$$

$$F_{vd} = W_v - F_{vt} + W = 2264.15 \text{ N} - 1351.08 \text{ N} + 79.81 \text{ N} = 922.88 \text{ N}$$

Con las Ec. (10) y (11) se calcularon las fuerzas de frenado del vehículo en cada uno de sus ejes.

$$F_{ft} = \mu \cdot F_{vt} = (0.90) \cdot (1351.08 \text{ N}) = 1215.968 \text{ N}$$

$$F_{fd} = \mu \cdot F_{vd} = (0.90) \cdot (922.88 \text{ N}) = 893.60 \text{ N}$$

Con la suma de la Ec. (10) y (11) se obtiene la fuerza máxima de frenado, Ec. (12).

$$F_{mf} = F_{fd} + F_{ft} = 893.60 \text{ N} + 1215.968 \text{ N} = 2109.56 \text{ N}$$

Aplicando la Ec. (13) se obtuvo la fuerza total de frenado.

$$F_{Tf} = 2F_{ft} + 2F_{fd} = 2(1215.968 \text{ N}) + 2(893.60 \text{ N}) = 4219.13 \text{ N}$$

Debido a que en la Ec. (14) y (15) se requiere usar el valor del radio promedio, primero se resolverá la Ec. (20).

$$R_p = \frac{R_e + R_i}{2} = \frac{0.18 \text{ m} + 0.047 \text{ m}}{2} = 0.1135 \text{ m}$$

Para obtener el par torsional en cada rueda se emplearon las Ec. (14) y (15), como se muestra a continuación.

$$T_d = F_{fd} \cdot R_p = (893.60 \text{ N}) \cdot (0.1135 \text{ m}) = 101.42 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_t = F_{ft} \cdot R_p = (1215.968 \text{ N}) \cdot (0.1135 \text{ m}) = 138.01 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En la selección del cilindro maestro, se comenzó obteniendo el valor de la Ec. (16).

$$A_p = 0.785D_p^2 = (0.785) \cdot (0.020 \text{ m})^2 = 0.000314 \text{ m}^2$$

Ahora con base en los datos de la Tabla 1, se obtendrá el valor del área total del pistón del caliper. Considerando un caliper de tipo flotante de 2 pistones.

$$A_t = 4 \cdot A_p = 4 \cdot (0.000314 \text{ m}^2) = 0.001256 \text{ m}^2 \rightarrow A_t = 1.9468 \text{ in}^2$$

En la Tabla 2 se observa que el valor obtenido para el área total del pistón del caliper se encuentra entre dos valores nominales para la elección del diámetro del cilindro maestro. Por lo tanto, se decidió utilizar un diámetro de 1 ½ in, equivalente a 38 mm.

Con el valor del diámetro del cilindro maestro, se resuelve la Ec. (17).

$$F_{CM} = P_h \cdot A_{CM} = (800000 \text{ Pa}) \cdot (0.00113 \text{ m}^2) = 904 \text{ N}$$

Con la Ec. (18) y (19) se calculó la fuerza aplicada por el caliper.

$$F_{cd} = n_{pd} \cdot P_h \cdot A_p = (2) \cdot (800000 \text{ Pa}) \cdot (0.001256 \text{ m}^2) = 2009.6 \text{ N}$$

$$F_{ct} = n_{pt} \cdot P_h \cdot A_p = (2) \cdot (800000 \text{ Pa}) \cdot (0.001256 \text{ m}^2) = 2009.6 \text{ N}$$

En este caso ambas fuerzas son iguales dado que se usaron el mismo modelo de caliper en el eje delantero y trasero.

El radio efectivo de los discos delanteros y traseros se obtuvieron con las ecuaciones (21) y (22).

$$R_{ef-d} = \frac{2 \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3 \cdot (R_e^2 - R_i^2)} = \frac{2 \cdot ((0.018 \text{ m})^3 - (0.047 \text{ m})^3)}{3 \cdot ((0.018 \text{ m})^2 - (0.047 \text{ m})^2)} = 0.66 \text{ m}$$

$$R_{ef-t} = \frac{2 \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3 \cdot (R_e^2 - R_i^2)} = \frac{2 \cdot ((0.018 \text{ m})^3 - (0.047 \text{ m})^3)}{3 \cdot ((0.018 \text{ m})^2 - (0.047 \text{ m})^2)} = 0.12 \text{ m}$$

Con las Ec. (23) y (24) se obtuvieron las fuerzas de fricción entre el disco y la balata para cada eje.

$$F_{Fd} = F_{cd} \cdot \mu_b = (2009.6 \text{ N}) \cdot (0.41) = 823.93 \text{ N}$$

$$F_{Ft} = F_{ct} \cdot \mu_b = (2009.6 \text{ N}) \cdot (0.41) = 823.93 \text{ N}$$

Finalmente se obtuvo el par torsional entre el disco y la balata con las Ec. (25) y (26).

$$T_{fd} = F_{Fd} \cdot R_{ef-d} = (823.93 \text{ N}) \cdot (0.66 \text{ m}) = 543.79 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{ft} = F_{Ft} \cdot R_{ef-t} = (823.93 \text{ N}) \cdot (0.12 \text{ m}) = 98.87 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En el diseño del pedal se inició por calcular la relación del pedal utilizando la Ec. (1).

$$R_p = \frac{F_{CM}}{F_{AP}} = \frac{904 \text{ N}}{800 \text{ N}} = 1.13$$

Dado que la jaula se diseñó con base en las medidas de un piloto ideal, se consideraron las medidas de los posibles pilotos del centro de la cadera a la punta del pie en el espacio del que disponía como se muestra en la Tabla 5.

*Tabla 5. Medidas del centro de la cadera - punta del pie de los candidatos a pilotos.*

<b>Candidatos a piloto</b>	<b>Centro de la cadera - Planta pie [m]</b>
Laura	0.80
Alejandra	0.86
Marcos	0.885
Priscila	0.89
Sebastián	0.81
David	0.82
J. Diego	0.84
José	0.805

### 6.3. Adquisición de piezas comerciales

#### 6.3.1. Ruedas

Para la selección de las ruedas se tomaron distintos factores como las condiciones climáticas, material de construcción, el índice de carga, el índice de velocidad y el costo. La Tabla 6, muestran los tipos de neumáticos que fueron considerados para el sistema.

Tabla 6. Características de algunos distintos tipos de rueda [18].

CLAVE SAP	SKU	SIZE	RIN	DISEÑO	Ply	TIPO	Aplicación
EPSI-TY03223	SI/SUC	22x700-10 4PR NHS P306	10	P306	4	TL	ATV/UTV
EPSI-TY04529	SI/SUC	AT22x10.00-10 NHS P306	10	P306	4	TL	ATV/UTV
EPSI-TY03224	SI/SUC	23x8.00-11 NHS P306	11	P306	4	TL	ATV/UTV
EPSI-TY04528	SI/SUC	22x11.00-8 6PR NHS P308	8	P308	6	TL	ATV/UTV
EPSI-TY03219	SI/SUC	19X7-8 4PR NHS P311	8	P311	4	TL	ATV/UTV
EPSI-TY03217	SI/SUC	19x9.50-8 4PR NHS P316	8	P316	4	TL	ATV/UTV
EPSI-TY03227	SI/SUC	22x11-9 4PR NHS P322	9	P322	4	TL	ATV/UTV

El neumático tenía que enfrentarse a temperaturas cálidas y húmedas debido a que se analizó el lugar donde se llevaría a cabo la competencia, de igual manera, la banda de rodadura fue seleccionada en zigzag, debido a que permite el agarre en las paredes laterales del neumático y ayuda en la autolimpieza de este, permitiendo en agarre en diferentes tipos de terreno tal como se menciona en el apartado (5.1.2.2.1).

El material del rin se seleccionó de aluminio, debido a que se realizó una relación entre costo y peso, los rines de acero eran económicos pero muy pesados y los rines de aluminio presentaban una diferencia económica mínima y su peso era ligero, pesando tan solo tres kilogramos cada rin.

La rueda se seleccionó de caucho debido a que este material proporciona tracción y absorbe impactos, esto reforzado con nailon brindarle flexibilidad al neumático.

La reducción de tamaño contribuye a una mejor respuesta en el frenado y aceleración, ya que el motor realiza menos cantidad de fuerza para mover las ruedas como se mencionó en el apartado (5.1.2).

Se adquirieron llantas para el vehículo de la marca Italika modelo City Road 22 X 7-R10 [18], mismo que se ilustra en color verde en la Tabla 6, y que se muestran en la Figura 14, al pesar las ruedas se obtuvo un valor de 8.6 kilogramos.



*Figura 14. Rueda del vehículo BAJA SAE UAM 2023.*

### **6.3.2. Caliper**

Se tomó la decisión de utilizar un caliper igual al de años anteriores, el cual es de marca Italika modelo ATV 250 cc [19] como se muestra en la Figura 15. Esta pieza comercial posee dos pistones, lo que hace que la balata tenga más superficie de contacto con el disco. Tener la pieza física de años anteriores, permitió el desarrollo de cálculos para la selección del disco de freno adecuado, los calipers se adquirieron nuevos, por lo que no requirieron de mantenimiento alguno.



*Figura 15. Caliper de Italika ATV 250.*

### **6.3.3. Discos de freno**

Se implementó un sistema de frenado con un disco de freno en cada llanta para garantizar un frenado más uniforme, se realizaron cálculos que permitieron conocer el diámetro que se ajustó a este sistema, buscando de la misma manera que se tuviera suficiente área de contacto entre la balata y el disco para obtener así un frenado más uniforme.

Se seleccionaron los discos de una moto Italika modelo Ws150 [20] de 180 mm de diámetro como se muestra en la Figura 16, mismo diámetro permitió ubicarlo dentro del rin como se puede observar en la Figura 17.



Figura 16. Área de contacto de la balata y el disco.



Figura 17. Ensamble maza, disco, rin y llanta.

El disco se adquirió con ranuras para que el calor pueda ser disipado, permitiendo mantener las balatas lo más templadas posible.

#### 6.3.4. Cilindros maestros

Las bombas de freno utilizadas en el BAJA SAE 2022, funcionaron adecuadamente y no presentaron pérdidas de fluido, por dicha razón se decidió utilizar unas iguales, mediante cálculos se demostró que la presión ejercida en el cilindro sería la adecuada para frenar el vehículo. Los cilindros maestros seleccionados son de la marca Duralast como se muestra en la Figura 18.



Figura 18. Cilindro maestro marca Duralast No.13171 [16].

### 6.3.5. Vástagos del cilindro maestro

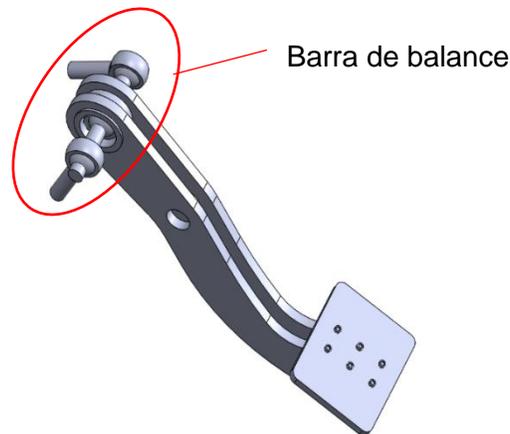
Debido a que el vástago del cilindro maestro tenía cuerda diferente a la de la rótula, se implementó el diseño de un nuevo vástago.

Para su elaboración se tomaron tornillos de 3/8 estándar de 3 pulgadas de longitud. A este se cortó la cabeza y se montó al torno desbastándolo hasta obtener un cilindro de 10 mm por 2 pulgadas de longitud sobrando así una pulgada de cuerda, por último, se realizó un chaflan en la parte de la cabeza para que embonara con la superficie del cilindro

### 6.3.6. Rótulas esféricas

Se adquirieron tres rótulas de 3/8 de pulgada hembra para la elaboración de una barra de balance que nos permitió regular la presión de frenado en cada uno de los ejes. Estas se conectaron por medio de un tornillo que pasa a través de cada una, como se muestra en la Figura 19.

Una de las rótulas se ubicó en el centro del pedal para que este pudiera mantenerse recto al momento en el que se ajustó la barra de balance y las dos restantes se conectaron en los cilindros maestros.



*Figura 19. Barra de balance ensamblada en pedal de freno.*

### 6.3.7. Líneas de freno

Se adquirió una línea tubular rígida de 3/16 de pulgada para elaborar las líneas de freno. Estas fueron sujetadas a través de la carrocería para evitar rozamientos con otros componentes. Este tubo se conectó con mangueras flexibles que van hacia cada una de las ruedas, donde se ensamblaron con el caliper.

La manguera flexible permitió el movimiento y la flexión que se presenta entre la jaula y el sistema de frenos, de igual manera permitió la movilidad en la dirección sin que se opongan fuerzas de tensión por las mangueras. Finalmente, para la unión de la tubería con los cilindros maestros se utilizaron conexiones tipo tee, niples, codos y coples, como se muestra en la Figura 20. De la misma manera en la tubería se conectaron sensores de presión de aceite.



*Figura 20. Accesorios para tubería conectados a los cilindros maestros.*

## **6.4. Piezas manufacturadas**

### **6.4.1. Mazas**

Basándonos en la geometría del rin, dado que este se consideró de 10 pulgadas, se crearon mazas capaces de sujetar el rin y el disco de freno, de igual manera, se contempló que cada maza llevara un astriado con la finalidad de poder transmitir la potencia en cada rueda.

Tras analizar y comparar diversos materiales, se seleccionó el Aluminio 7075-T6. Este aluminio tratado térmicamente está compuesto por silicio, cobre, magnesio y zinc, lo que le confiere excelentes propiedades mecánicas [22]. Destaca por su óptima relación entre resistencia y peso, alto rendimiento y facilidad de maquinado.

Se llevó a cabo el diseño de la pieza en SOLIDWORKS y se realizó la simulación en el software ANSYS para verificar que resistiera sometiéndola a diferentes tipos de esfuerzos. Para la manufactura se utilizó el complemento de SOLIDWORKS, SOLIDWORKS CAM que simuló el camino que seguiría la herramienta con diferentes planes de operaciones.

Para el primer diseño elaborado de la maza se colocaron soportes para abrazar el rin con el propósito de que la carga no solo se concentrara en los birlos de la rueda sino también en la pieza, como se muestra en la Figura 21. Al simularla esta no presentó un desplazamiento crítico en la zona de los soportes como se muestra en la Figura 22, por lo que se tomó la decisión de retirarlos ya que solo eran exceso de material y no tendrían alguna función en el diseño.

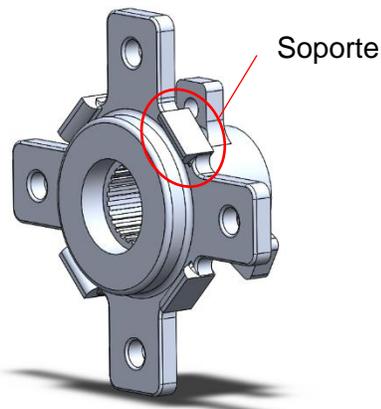


Figura 21. Primer diseño de la maza.

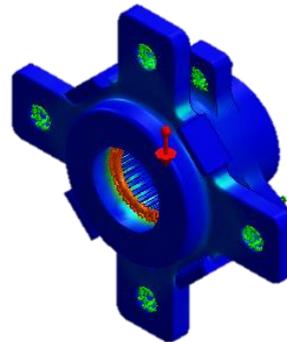


Figura 22. Simulación de la primera maza diseñada.

Una vez retirado el exceso de material, como se muestra en la Figura 23. Para la simulación de la maza se seleccionó el material aluminio 7075 T6 [22]

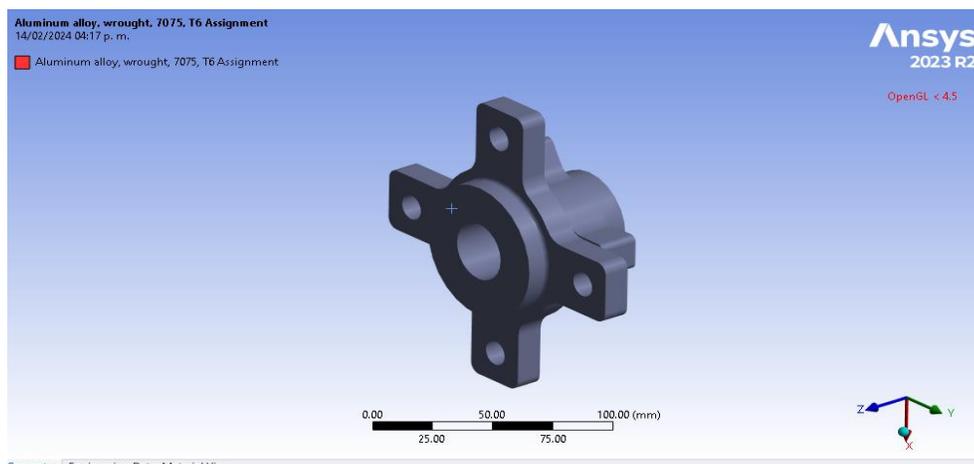


Figura 23. Diseño de la maza en el software ANSYS.

Se aplicaron restricciones fijas en el lugar donde van colocados los birlos de las ruedas, tal como se muestra en la Figura 24. De igual manera, se colocaron restricciones fijas en los tres barrenos posteriores, lugar donde se sujeta el disco de freno con la maza, tal como se muestra en la Figura 25.

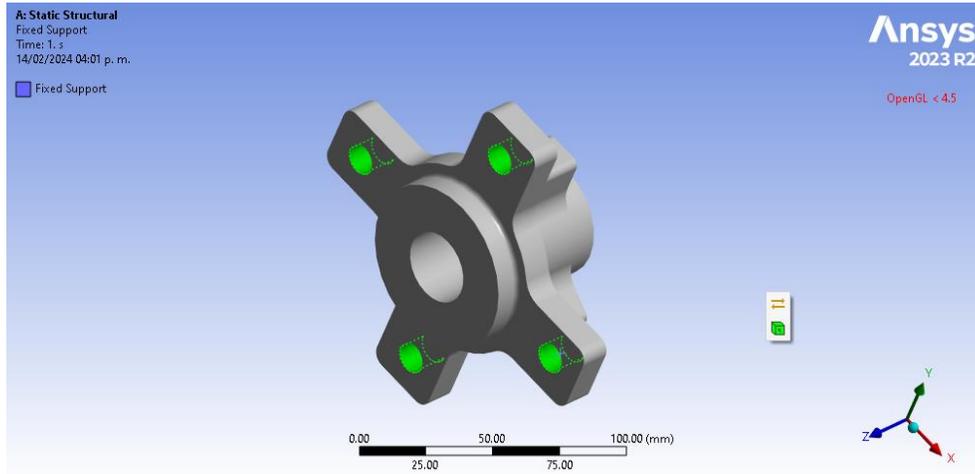


Figura 25. Restricciones aplicadas a la maza.

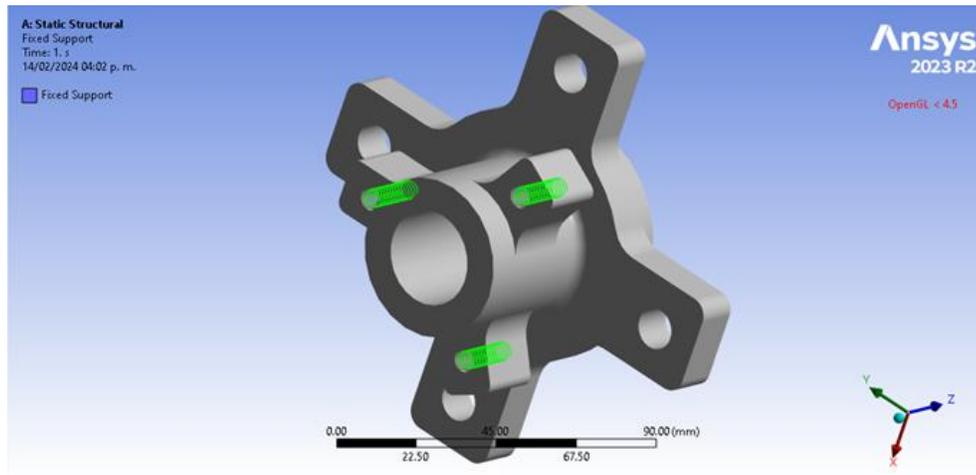


Figura 24. Restricciones aplicadas para el disco de freno.

En el centro de la maza se aplicó una fuerza de torque, ya que esta transmitió la potencia del motor hacia las ruedas por medio de las flechas y de igual manera para simular la fuerza de frenado del vehículo. También se aplicó una restricción tipo bisagra que permite el movimiento sobre el mismo eje, tal como se muestra en la Figura 26.

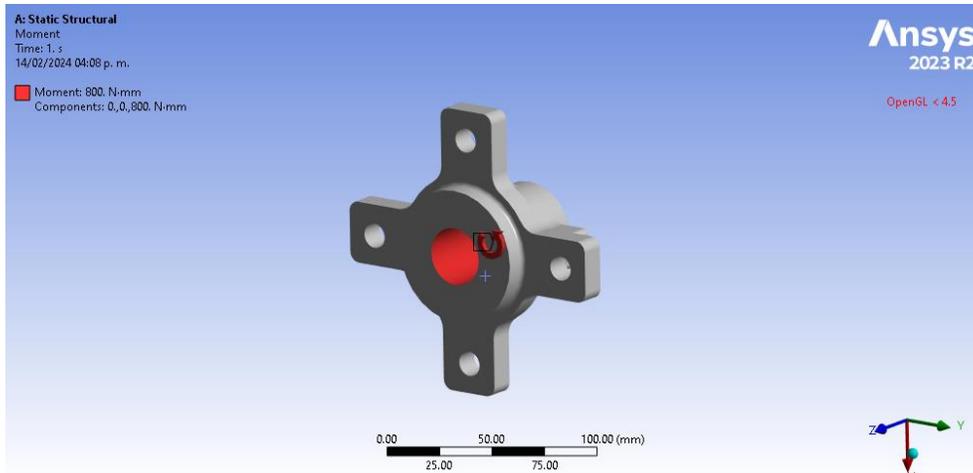


Figura 26. Fuerza de gravedad aplicada al centro de la pieza.

En la Figura 27 se puede observar la colocación de la fuerza de gravedad en la pieza, con la finalidad de que todas las fuerzas seleccionadas sean válidas.

En la Figura 28 se pueden observar los resultados y el mallado de la maza. Para ello se

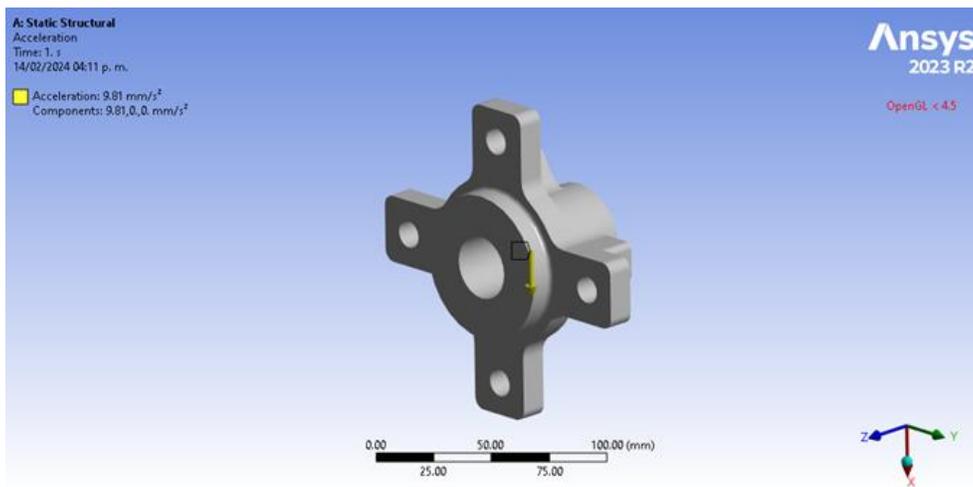
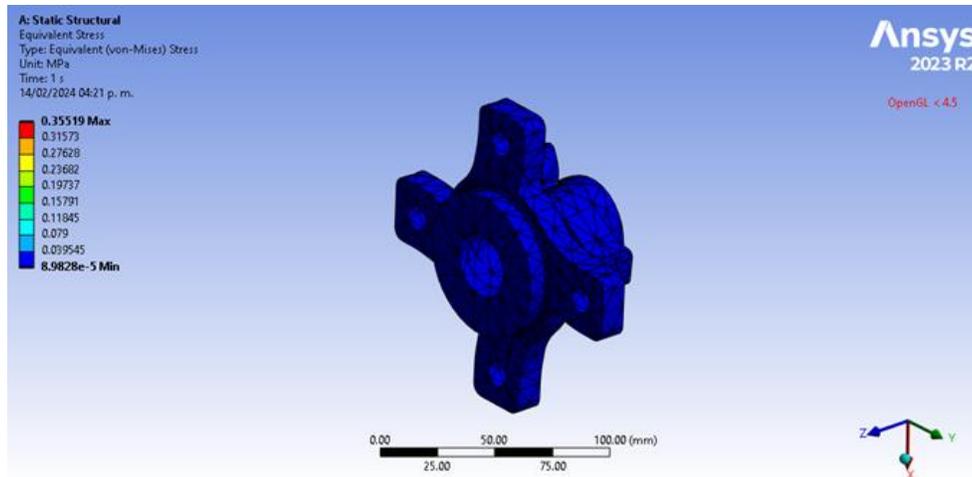


Figura 27. Fuerza de gravedad aplicada al centro de la pieza.

creó una malla estándar, con la finalidad de definir con precisión la simulación y tener una mejor perspectiva sobre las áreas críticas. La pieza presentó un esfuerzo de 0.35519 MPa, comparando con nuestro límite elástico marcado en el material, el cual es de 554.4 MPa. Por lo anterior se concluyó que la pieza trabaja en zona elástica y así evita que llegue a su fase de ruptura.

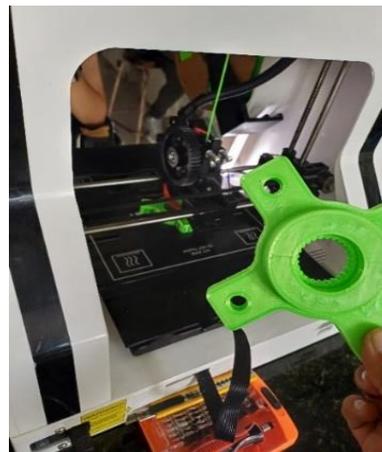


*Figura 28. Mallado de la maza resultado de la simulación.*

Para verificar que las piezas comerciales y las maquinadas se ensamblaran adecuadamente, como se muestra en la Figura 29, se imprimieron en 3D a escala 1:1 con filamento PLA, como se observa en la Figura 30. Esta impresión se realizó utilizando el software MatterControl en una impresora ROBO 3D R1. Las piezas se importaron directamente de SOLIDWORKS y MatterControl generó el código G necesario para la impresión, como se detalla en el apartado (5.6).

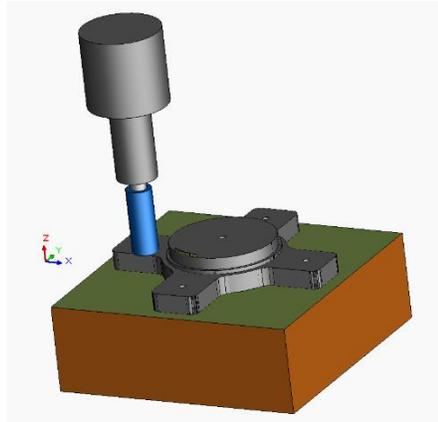


*Figura 29. Prueba de ensamble con piezas comerciales.*



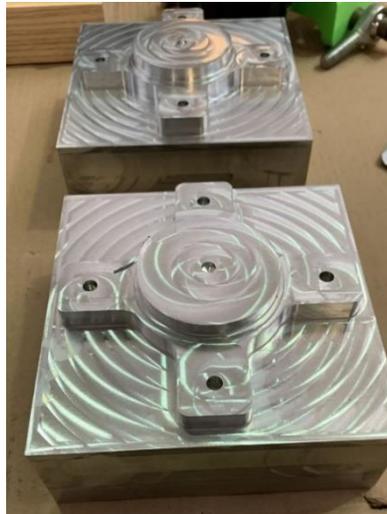
*Figura 30. Impresión de pieza con filamento PLA.*

Una vez comparadas las piezas comerciales con los modelos en 3D se comenzó a elaborar el proceso de maquinado en la fresadora CNC como se mostró en el apartado (5.5). Se calcularon las velocidades de corte y profundidad para un cortador de carburo de tungsteno de 5/8 pulgadas de 4 gavilanes y con SOLIDWORKS CAM se elaboró la ruta del cortador como se muestra en la Figura 31.

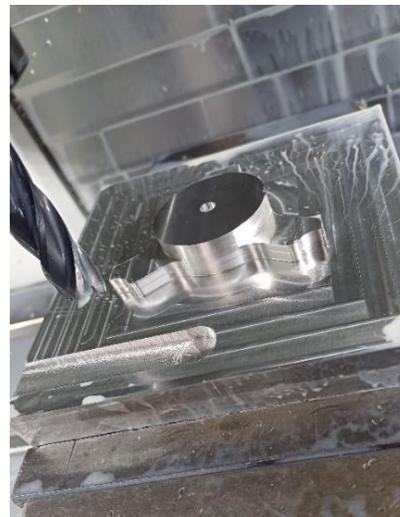


*Figura 31. Simulación del camino de la herramienta en SOLIDWORKS.*

Posteriormente se tomaron medidas de cada uno de los bloques, esto nos permitió definir el tocho para cada una de las piezas, ya que los bloques variaban por milímetros de diferencia. El maquinado de las mazas se elaboró en dos partes, la primera desbastó la cara superior de la pieza como se muestra en la Figura 32. La segunda parte se encargó de desbastar la cara inferior de la maza donde se ensamblará el disco de freno como se muestra en la Figura 33.

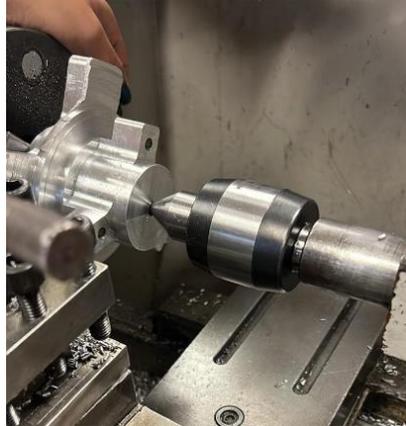


*Figura 32. Maquinado de la cara superior de la maza.*



*Figura 33. Maquinado de la cara inferior de la maza.*

Una vez terminado el proceso de fresado, en el centro de la pieza se obtuvo un cuadrado de aproximadamente un centímetro de espesor, el cual se desbastó con torno hasta llegar a la geometría deseada como se muestra en la Figura 34.



*Figura 34. Proceso de torneado de la maza.*

Terminando el proceso de torneado, a cada una de las piezas se le realizaron los agujeros en el taladro de banco. En el lugar donde se sujetaría el disco de freno se realizaron machueleados M8 X 1.25 como se muestra en la Figura 35. De igual manera se realizó una comparación entre las piezas realizadas en impresión 3D y las maquinadas en la fresadora tipo Haas VF1 y no presentaron alguna diferencia relevante, como se muestra en la Figura 36.



*Figura 35. Maza con barrenos.*



*Figura 36. Maza elaborada en impresión 3D y maza elaborada en fresadora CNC.*

Para el proceso del astriado de la pieza, se utilizaron distintos diámetros de broca los cuales atravesaban de extremo a extremo hasta obtener el diámetro deseado. Con ayuda de un indicador de carátula se ajustó la pieza para cerciorarse que la pieza se encontraba bien nivelada como se muestra en la Figura 37. Posteriormente se dividió la mesa de trabajo circular en 26 secciones colocando una marca guía.



*Figura 38. Nivelación de la pieza con indicador de carátula.*



*Figura 37. Proceso de manufactura del astriado.*

La máquina era manual, debido a esto, en cada una de las ranuras del astriado se accionaba una palanca hasta obtener la profundidad deseada como se muestra en la Figura 38. Una vez terminada la ranura, la mesa de trabajo se rotaba  $13.84^\circ$  y así hasta obtener las 26 ranuras.

#### **6.4.2. Portabalero delantero**

El diseño del primer portabalero delantero como se muestra en la Figura 39, tuvo una reducción de material al momento de colocar la placa que sostendría el caliper, debido a que las piezas adquiridas tenían una diferente posición en los barrenos. Al igual que se retiró el cilindro extruido del centro, debido a que dicho cilindro no soportaría ninguna carga

y en la simulación no arrojo movimiento ni estrés alguno en la zona como se observa en la Figura 40.

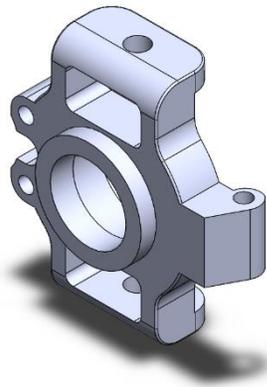


Figura 39. Primer diseño de portabalero.

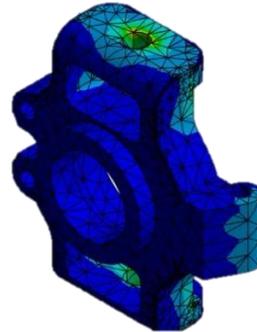


Figura 40. Simulación del primer portabalero diseñado.

Una vez actualizado el diseño se realizó una simulación, para ello se seleccionó el material Aluminio 7075 T6 [22], del que se hace alusión en el apartado (5.7) para su estudio, tal como se muestra en la Figura 41.

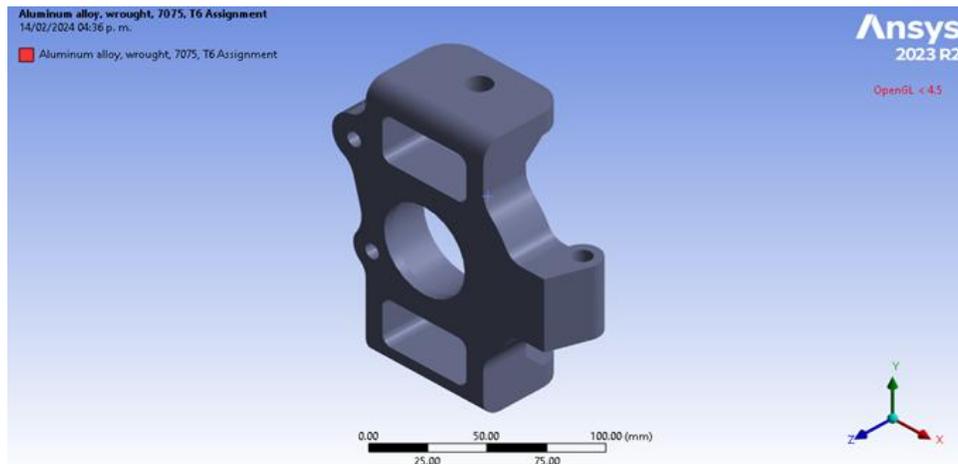


Figura 41. Portabalero delantero de aluminio 7075 T6 [17].

Se aplicaron restricciones fijas en el lugar donde se ensamblan los componentes de la suspensión, los cuales son: horquilla superior, horquilla inferior y dirección, tal como se muestra en la Figura 42 en los puntos A, B y C. De igual manera en la Figura 43 se puede observar que se colocaron restricciones fijas en los puntos donde se sujetará el caliper.

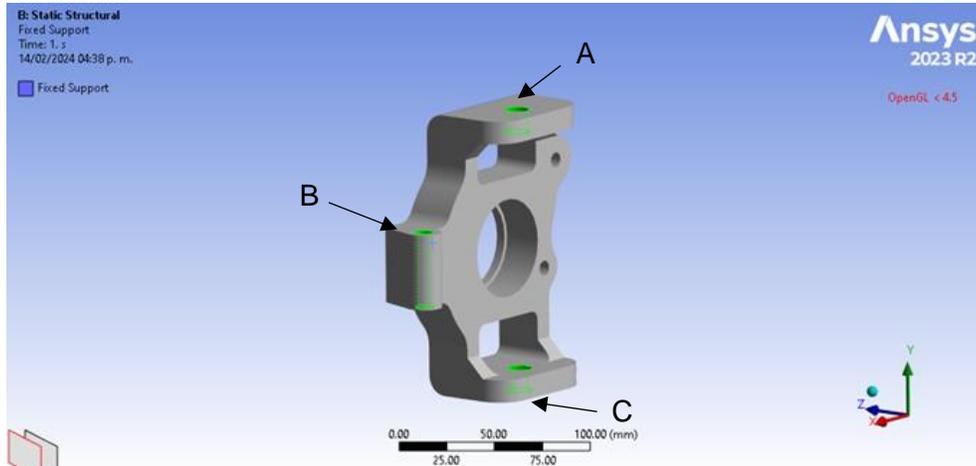


Figura 43. Restricciones aplicadas al portabalero delantero.

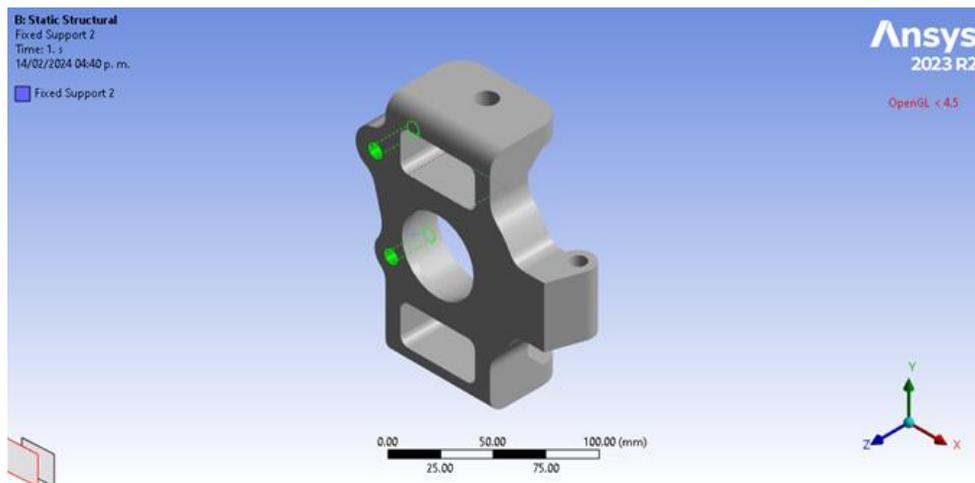


Figura 42. Restricción aplicada en los barrenos designados para el caliper.

Se aplicaron diferentes fuerzas en los puntos C, E y D tal como se muestra en la Figura 44. El primer punto fue en el punto C donde se ensambló la horquilla superior y en el punto D ubicado en la parte inferior de la pieza fue colocada la horquilla inferior. Ambas se les asignó una fuerza igual al peso del vehículo, ya que es la zona donde soporta la mayor cantidad del peso. Adicionalmente, se colocó una fuerza donde va sujeta la dirección con un valor de 800 N, esto debido al movimiento en el que fue sometido.

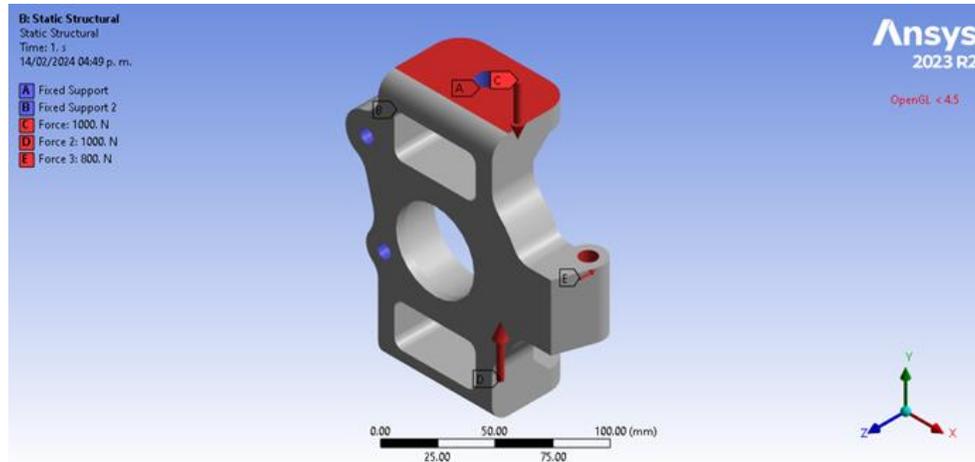


Figura 45. Cargas aplicadas al portabalero delantero.

Se creó una malla estándar, para definir con precisión la simulación y tener mejor perspectiva sobre las áreas críticas. La pieza soportó las fuerzas a las que fue sometida, obteniendo un desplazamiento máximo de 0.00053429 mm. En la Figura 45 podemos observar que dicho desplazamiento se da en la zona marcada en rojo.

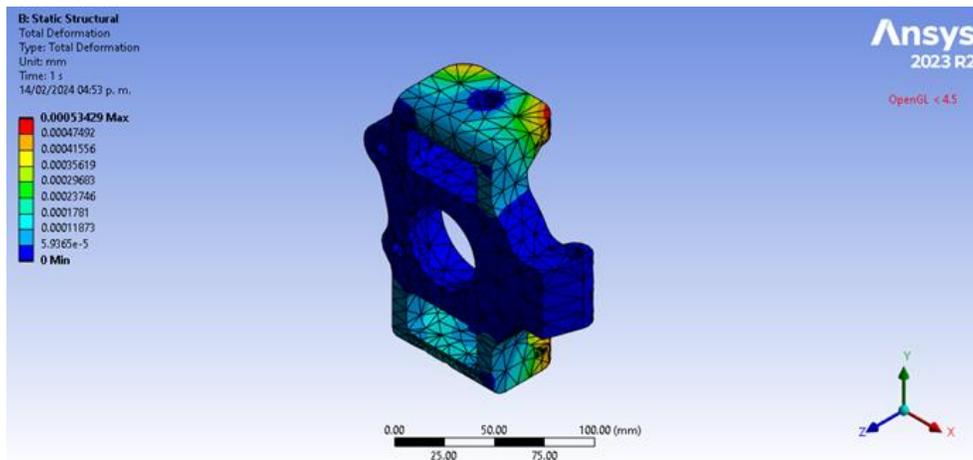


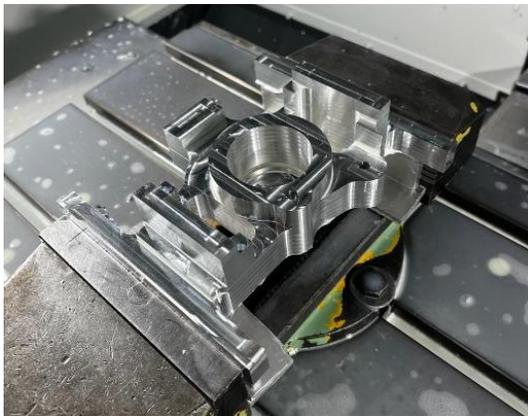
Figura 44. Resultados del análisis de deformación del portabalero delantero.

Al igual que la maza, para el portabalero delantero, se realizaron impresiones 3D con filamento PLA, esta impresión permitió ensamblar el caliper y el rodamiento, como se muestra en la Figura 46. Se probaron las rotulas de las horquillas de la suspensión para que estas no golpearan el portabalero.



*Figura 46. Ensamble de caliper y rodamiento en impresión 3D.*

A diferencia de las mazas, los portabaleros se lograron realizar en una solo maquinado sin necesidad de voltear la pieza, esto debido a que en SOLIDWORKS CAM se colocaron zonas de restricción para que el cortador no colisionara con la prensa como se muestra en la Figura 47. Al final se cortaron los excesos de material con ayuda de una sierra cinta, como se muestra en la Figura 48. Finalmente se limaron los bordes para eliminar los filos.



*Figura 47. Portabalero sujeto en la prensa de la fresadora Haas VF1.*



*Figura 48. Portabalero con excesos de material.*

Por último, al portabalero se le realizaron los barrenos de ½ pulgada en la parte superior e inferior de la pieza donde se colocaron las horquillas y barrenos de 8 mm para la zona donde se colocó el caliper. Para ello se utilizó el taladro de banco como se muestra en la Figura 49, el ensamble del rodamiento se realizó con ayuda de una prensa. Finalmente se ensambló todo el sistema de masas no suspendidas dentro del rin como se muestra en la Figura 50.



Figura 49. Proceso de taladrado.



Figura 50. Ensamble de elementos de masas no suspendidas.

#### 6.4.3. Portabalero trasero

El diseño del portabalero trasero como muestra la Figura 51, fue la pieza que presentó una mayor disminución de material gracias al ajuste por elementos finitos. Esto debido a que en la zona donde se iba a colocar el tirante que alinea las ruedas, la simulación mostró un estrés concentrado donde se sujetaría el tirante como se muestra en la Figura 52 y para evitar incidentes futuros, se modificó la pieza y ajustaron los mismos elementos que en el portabalero delantero.

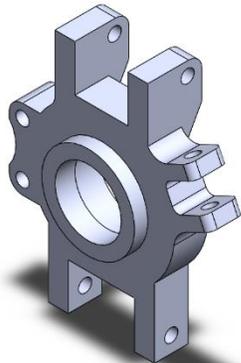


Figura 51. Simulación del primero portabalero diseñado.

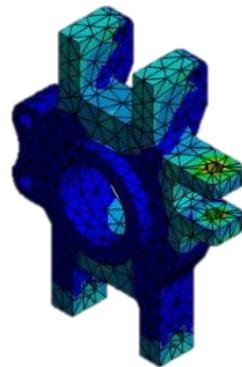
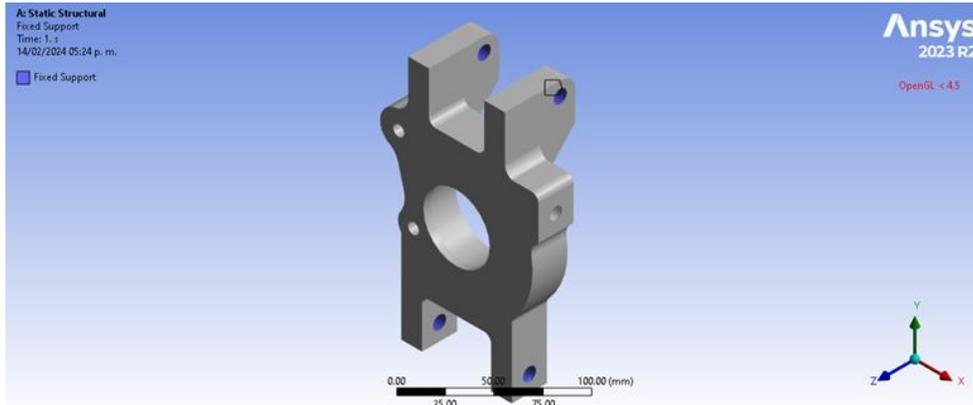
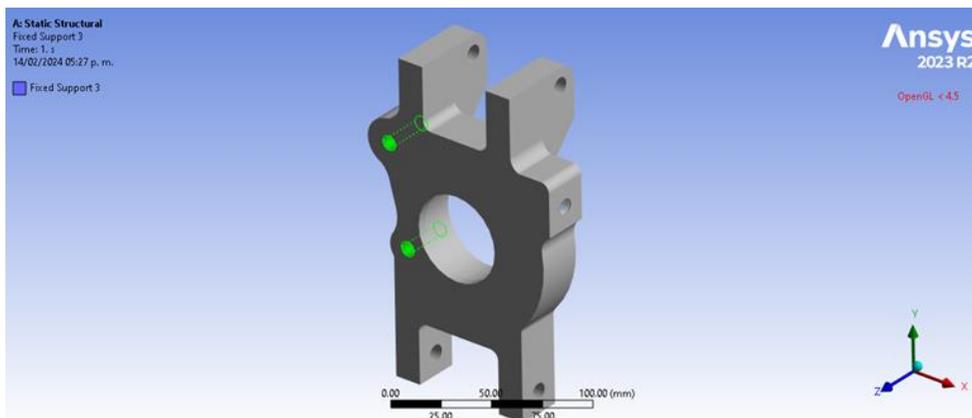


Figura 52. Diseño del primer portabalero trasero.

Se seleccionó el material Aluminio 7075 T6 para su estudio y se aplicaron restricciones fijas en la parte superior de la pieza. Específicamente en la zona de los barrenos donde fue sujetado el amortiguador y en los orificios de la parte inferior donde se colocó una horquilla, tal como se muestra en la Figura 53. Se aplicó una restricción fija en la zona donde va colocado el caliper y el tirante de la suspensión, tal como se muestra en la Figura 54.

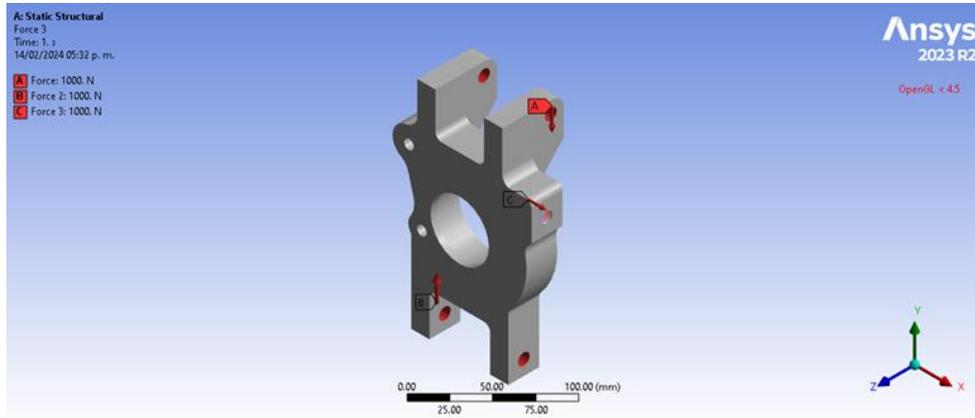


*Figura 53. Restricciones aplicadas en portabalero trasero.*



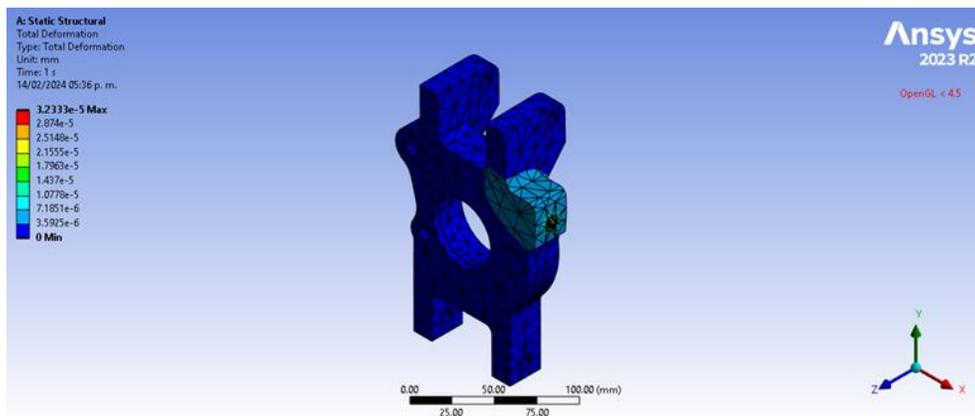
*Figura 54. Restricciones aplicadas en la zona del caliper.*

En la Figura 55 se puede observar que se aplicaron distintas fuerzas. Una en el punto A, que simuló la fuerza que ejerce el vehículo en la pieza, la otra, en el punto B donde se colocó la horquilla que se ubica en la parte inferior del portabalero. Por último, una fuerza lateral en el punto C para el tirante de la suspensión, el cual permitió alinear las ruedas.



*Figura 55. Cargas aplicadas al portabalero trasero.*

Se creó una malla estándar, con la finalidad de definir con precisión la simulación y tener mejor perspectiva sobre las áreas críticas. Finalmente se obtuvo que la pieza no presentó ningún tipo de falla, esto debido a que su desplazamiento máximo es de  $3.2333\text{e-}5$  mm, tal como se puede apreciar en la Figura 56. Lo anterior permitía prever que las cargas sin sufrir algún tipo de ruptura.



*Figura 56. Resultados de la simulación de portabalero trasero.*

Para la manufactura del portabalero trasero se siguieron los mismos pasos que con el portabalero delantero. Se realizaron impresiones 3D en escala 1:1 para corroborar el correcto ensamble del amortiguador. El maquinado en la fresadora se elaboró en un solo proceso. Por último, se realizaron barrenos de 3/8 de pulgada para el ensamble del amortiguador y de la horquilla.

Una vez terminadas las piezas como se muestra en la Figura 57, se ensamblaron en el vehículo junto con los componentes de la suspensión.



*Figura 57. Maquinado de portabaleros y mazas.*

## **6.5. Ensamble de las masas no suspendidas**

Para el ensamble de las masas no suspendidas tanto para las ruedas delanteras como traseras primero se insertaron los rodamientos en los portabaleros con ayuda de una prensa y se atornillaron los calipers. Mientras tanto los elementos de la suspensión estaban colocados en el vehículo.

### **6.5.1. Ruedas delanteras**

En el portabalero, previamente armado, se ensambló a la horquilla superior, la horquilla inferior y la dirección con tuercas, tornillos, rondanas y conos. Una vez sujeto, se colocó el disco de freno en la maza, atornillándolo con 3 tornillos M8 X 1.25 cabeza de gota.

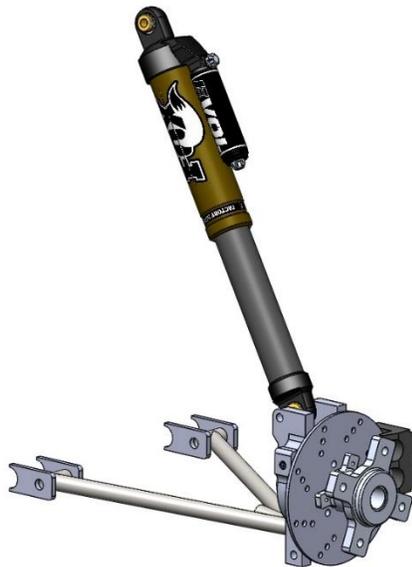
Ya ensamblado el disco y la maza, se colocó un separador entre el rodamiento y la maza para evitar que la placa del caliper golpeará el disco, el disco de freno se colocó entre las balatas del caliper y con la junta homocinética se centraron las piezas. Se colocó una tuerca de castillo en la junta homocinética para apretar todos los elementos. Por último, se colocó la rueda y se apretó con birlos como se muestra el ensamble de la Figura 58.



*Figura 58. Masas no suspendidas delanteras ensambladas con la suspensión.*

### **6.5.2. Rueda trasera**

Para la parte trasera se ensambló el amortiguador, la horquilla inferior y el tirante en el portabalero con tuercas, tornillos, rondanas y conos como se muestra en la Figura 59. Así como en la parte delantera, se ensambló el disco en la maza, se colocó el separador y se insertó el disco entre las balatas del caliper, la junta homocinética centro las piezas y para fijarlas se colocó una tuerca de castillo. Por último, se colocó la rueda junto con los birlos.



*Figura 59. Masas no suspendidas traseras ensamblada con la suspensión.*

### 6.5.3. Pedal de freno

El diseño del pedal se realizó mediante un estudio del promedio de los posibles pilotos, buscando que fuera ergonómico. Para el diseño se consideró la carrera del pedal y la altura de la nariz del vehículo, tomando en cuenta que en la parte del piso se colocaron otros componentes, se buscó no colisionar con ellos acordando una medida con las otras secciones, como se muestra en la Figura 60.



Figura 60. Prueba de la carrera del pedal.

Como se mencionó en el apartado (6.2), Tabla 5, con la distancia promedio de los candidatos a pilotos fue posible hacer pruebas para obtener la carrera del pedal, considerando también el espacio disponible.

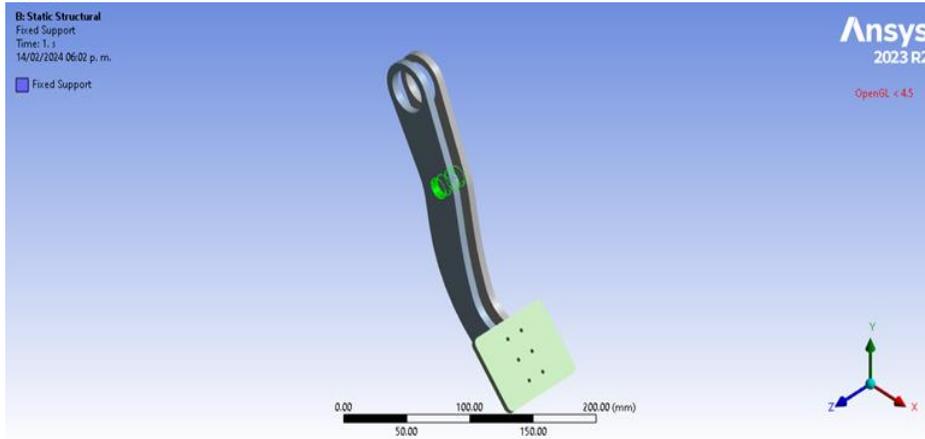
Para su validación se hizo un estudio de simulación de esfuerzos en el software ANSYS, con el fin de garantizar que la pieza no presente fallas por fatiga. Se llevaron a cabo los siguientes pasos:

Como se muestra en la Figura 61 se seleccionó el material aluminio 6063 T5 [22] para la elaboración de su estudio.



Figura 61. Pedal de freno de aluminio 6063 T5 [17].

Se aplicó una restricción tipo bisagra en el pivote lo cual permitió moverse en forma radial, tal como se muestra en la Figura 62.



*Figura 62. Restricción tipo bisagra en el pivote del pedal.*

Se aplicaron distintos tipos de esfuerzos, el primero fue una carga distribuida en la almohadilla del pedal simulando la fuerza que ejercerá el pie en la pieza y la siguiente en los laterales con un valor de 200 N. Por otra parte, una restricción fija en la zona donde va el movimiento lineal de los vástagos de los cilindros maestros, esto simulará la fuerza constante que ejercerá el pedal en el cilindro maestro. Lo anterior se puede observar en la Figura 63.



*Figura 63. Cargas aplicadas al pedal de freno.*

Se creó una malla estándar, para definir con precisión la simulación y tener mejor perspectiva sobre las áreas críticas, tal como se observa en la Figura 64.

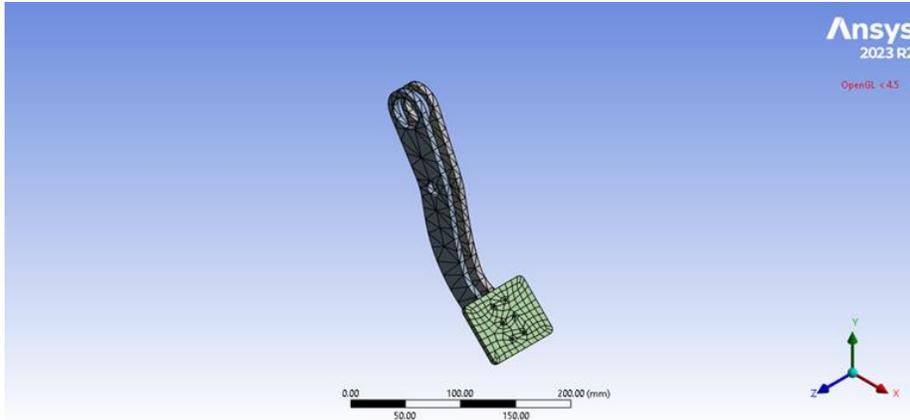


Figura 64. Mallado de pedal de freno.

El pedal tiene un desplazamiento máximo de 0.094559 mm, por ende, la pieza no presentó ningún tipo de deformación, como se muestra en la Figura 65.

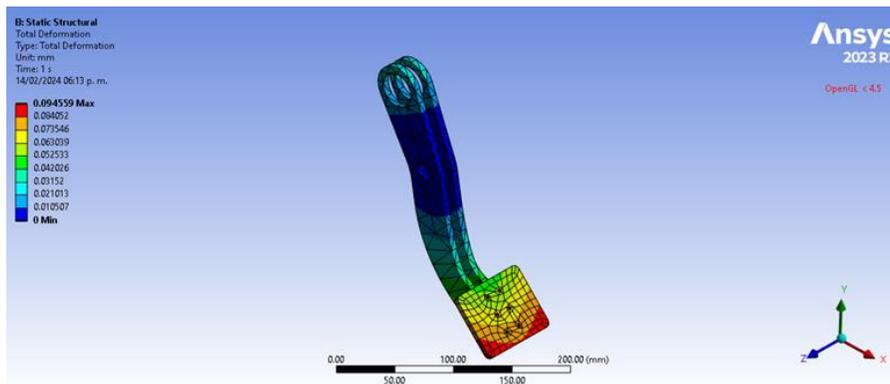


Figura 65. Resultados de deformación del pedal.

Los pedales fueron elaborados con solera de aluminio 6063 T5 y maquinados en CNC para un corte más preciso. Empleando SOLIDWORKS CAM se realizó el camino de la herramienta, colocando zonas de restricción para evitar que el cortador colisione con los clamps de sujeción como se muestra en la Figura 66.

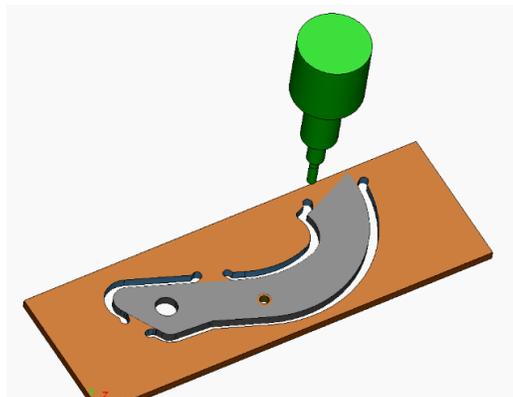


Figura 66. Resultados de deformación del pedal.

#### 6.5.4. Ensamble de los pedales

Se diseñó una placa para sujetar el pedal de freno, el pedal de acelerador y los cilindros maestros. La base de los pedales, al igual que la base de los cilindros se maquinaron en la fresadora tipo Haas VF1 para obtener cortes exactos. Se colocaron soportes para sujetar los pedales. Los postes permitieron la unión entre la placa de los pedales y la placa de los cilindros como se muestra en la Figura 67.

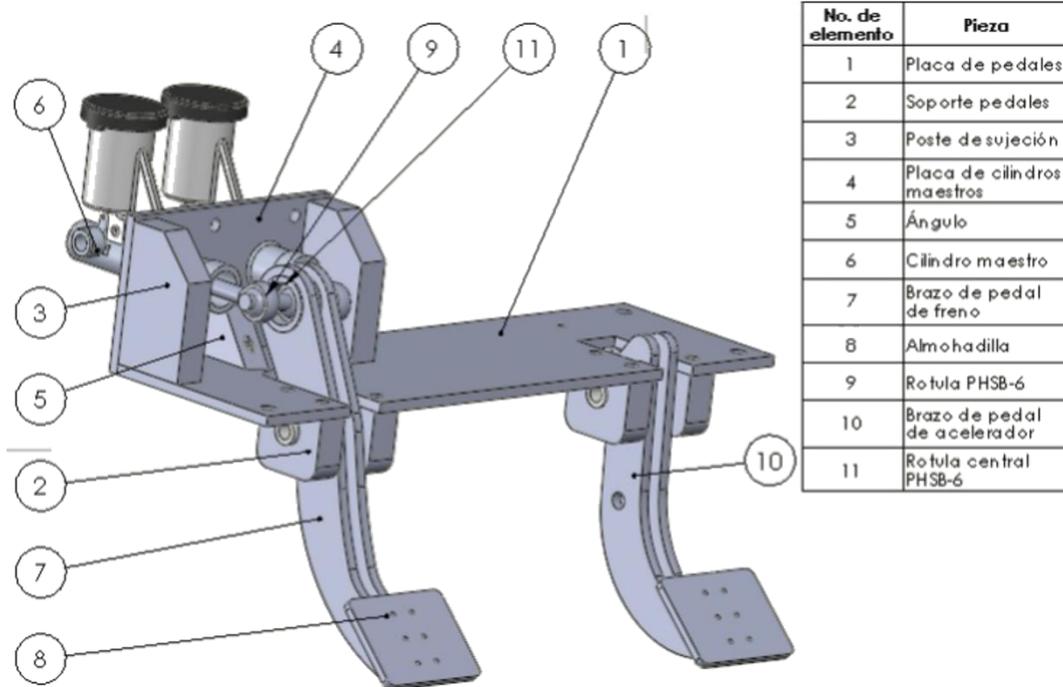
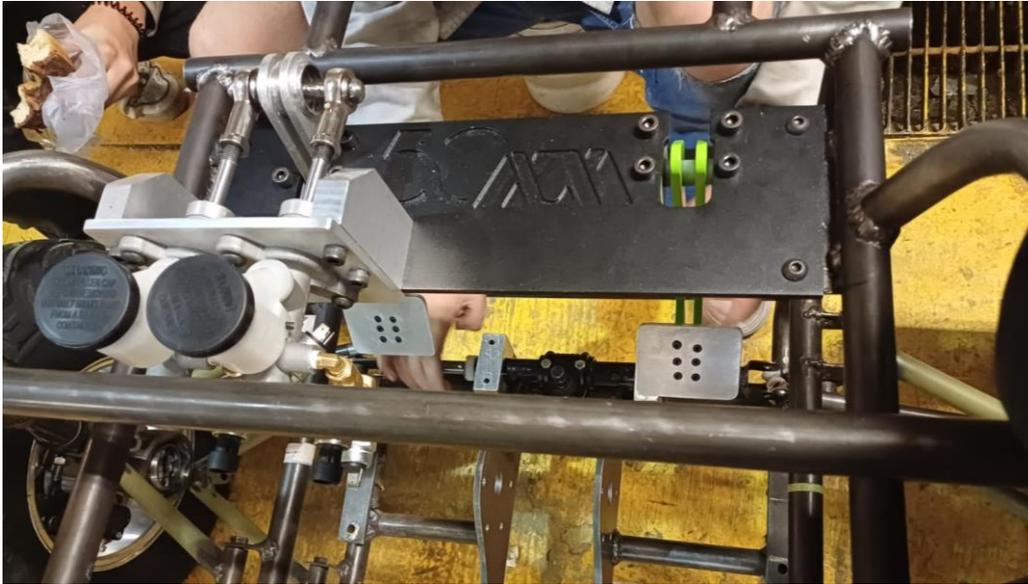


Figura 67. Ensamble de la pedalera.

Al pedal de acelerador se le colocó un resorte de tensión para que regresara a su posición al momento de ser liberando. Mientras que los cilindros maestros se enroscaron con las rótulas, se utilizó una almohadilla con mismas dimensiones para ambos pedales, estas se ensamblaron con tornillos M3 X 0.5 cabeza tipo allen. Finalmente, la placa se atornilló a la jaula con tornillos M8 x 1.25 cabeza de gota como se muestra en la Figura 68.



*Figura 69. Prueba de presión con osciloscopio en cilindros maestros.*

Los sensores de presión de aceite permitieron medir la presión que generaba cada cilindro maestro en función de las longitudes de los vástagos. Para realizar las mediciones, se conectó un osciloscopio como se muestra en la Figura 69, esto permitió graficar la presión que generaba el cilindro cada que se le ejercía fuerza al pedal de freno. Para corroborar los datos, también se conectó un manómetro para visualizar la presión.



*Figura 68. Prueba de presión con osciloscopio en cilindros maestros.*

Debido a que se implementó una barra de balance para regular la presión de frenado en cada uno de los ejes, se buscó que el cilindro maestro para el eje delantero genere ligeramente más presión que el cilindro maestro para el eje trasero como se muestra en las Figuras 70 y 71.

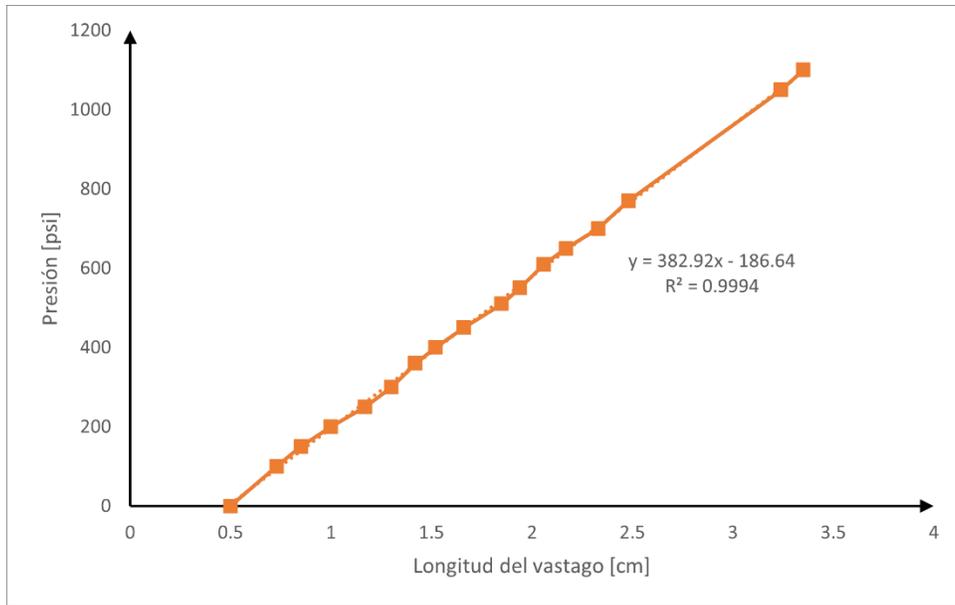


Figura 70. Datos de presión de cilindro maestro delantero con diferentes longitudes.

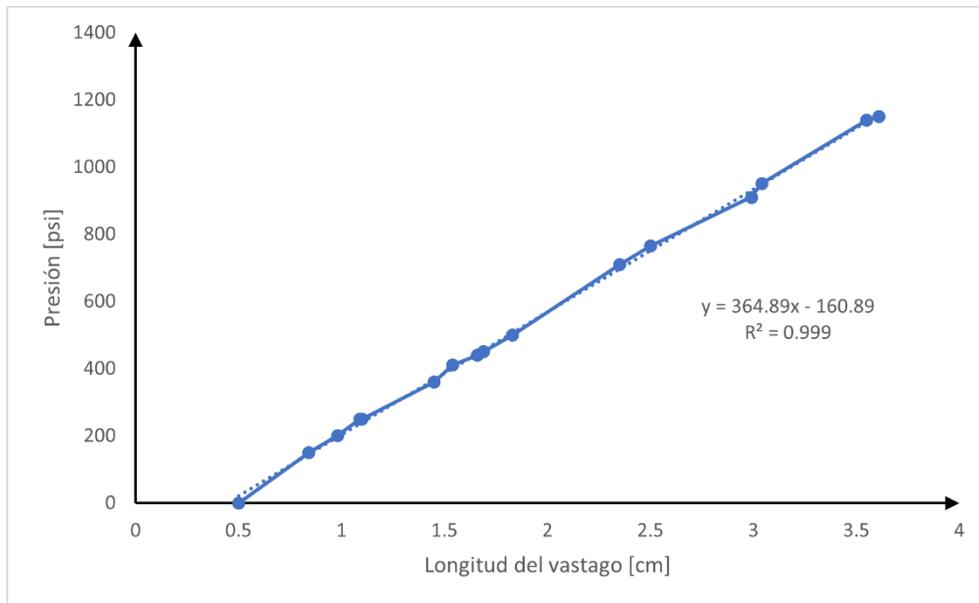


Figura 71. Datos de presión de cilindro maestro trasero con diferentes longitudes.

A medida que se incrementa la longitud del vástago la fuerza requerida en el pedal de freno es menor, pero la presión se incrementa, esto se debe a que es mayor el recorrido que hace el vástago.

Se realizó un análisis del frenado en el software “Tracker Video Analysis and Modeling” como se muestra en la Figura 72, esto con el propósito de visualizar gráficamente el tiempo de frenado. El vehículo logró detenerse en 1 segundo desde una velocidad aproximada de 30 km/h en la prueba de frenado realizada en la competencia.

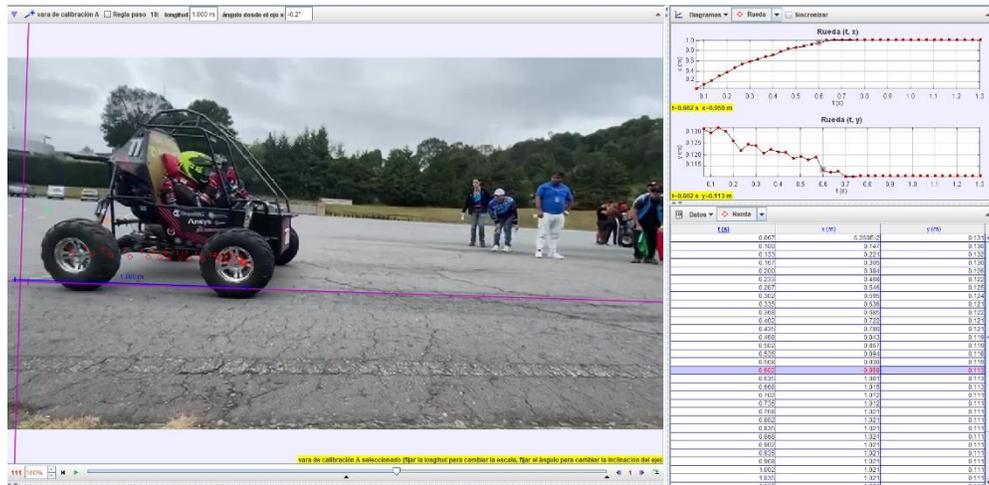


Figura 72. Prueba de frenado del vehículo BAJA SAE UAM 2023.

## 7. RESULTADOS

El sistema de masas no suspendidas funcionó como se esperaba, se redujo el peso del sistema en comparación a años anteriores, debido a que no se utilizaron piezas comerciales de mazas y portabaleros ya que ese tipo de piezas está diseñado para otro tipo de vehículos con dimensiones y pesos distintos.

La selección de las ruedas funcionó para la aceleración y el frenado del vehículo, debido a que la potencia del motor podía transmitirse a cada una de ellas y presentó un mínimo esfuerzo para desplazarse. El sistema de frenado bloqueó cada una de las ruedas, sin embargo, debido a que se encontraba aire en las líneas de freno una de las ruedas no frenó.

La implementación de sensores de presión de aire en las ruedas dio los valores de la presión que posteriormente pudieron ser modificados dependiendo de la prueba a la que se fuera a someter el vehículo, es decir, si se necesitaba menos tracción, se elevaba la presión dentro de los neumáticos y viceversa.

El material con el que fue elaborada la pedalera no presentó una reducción significativa de peso, sin embargo, ésta fue resistente y soportó las fuerzas constantes que se aplicaron.

El ajuste realizado por análisis de elementos finitos fue esencial para el diseño de las piezas, debido a que permitió realizar modificaciones y nos permitió visualizar su comportamiento y si fueran capaces de soportar las cargas del vehículo.

Una maza presentó una ruptura durante la competencia, esto debido a que se expuso a condiciones que no fueron consideradas en análisis por elementos finitos, como una posible concentración de esfuerzos en la sección de la falla por el impacto o una falla en el maquinado debido a la calibración de las máquinas.

Durante la competencia se obtuvieron resultados favorables en las pruebas físicas a las cuales fue sometido el vehículo, todo esto tomando como referencia el reglamento que impone la competencia BAJA SAE México.

El sistema de frenado no presentó daños o fugas, la prueba de frenado a la que fue sometido el vehículo era de suma importancia, ya que, si no se lograba cumplir con éxito, el vehículo no podría participar en las siguientes pruebas.

La prueba se superó al segundo intento, esto debido a que en el primer intento el vehículo no quedó dentro de los conos. Los jueces observaron que el vehículo amarraba las cuatro ruedas, pero para corroborar este hecho se realizó una segunda evaluación la cual se logró cumplir con éxito, siendo así el primer equipo en obtener la validación de frenado.

En la Figura 73 se puede observar como la juez levanta la bandera verde, lo que significa que se consiguió el amarre en las cuatro ruedas.



*Figura 73. Vehículo superando la prueba de frenado.*

En la Tabla 7 se observan los resultados obtenidos al finalizar la competencia BAJA SAE México logrando obtener el sexto lugar a nivel nacional.

Tabla 7. Tabla de resultados de la competencia BAJA SAE México 2023.

Ranking	Vehicle No.	Team Name	University Name	Design Event	Cost Event	Business Presentation	Dynamic Events						Overall Score (1210 pts.)	
				Total (150 pts.)	Total (100 pts.)	Total (70 pts.)	Acceleration (70 pts.)	Maneuverability (70 pts.)	Rock Crawl (70 pts.)	Mud Bag (70 pts.)	Hill Climb (70 pts.)	Sled Pull (70 pts.)		Endurance (400 pts.)
1	1	Ocelot Racing	IPN UPIITA	146.3	87.9	76.2	53.4	59.0	25.7	70.0	69.2	67.8	362.7	1018.2
2	2	Felinos	La Salle Bajo	86.9	50.2	47	57.2	70.0	70.0	67.0	56.2	57.5	400.0	962.0
3	3	MadRams	ITESM Guadalajara	31.3	78.1	23	70.0	0.0	0.0	68.8	70.0	70.0	277.3	688.5
4	9	Mictlan	Milenium	11	79.7	35.5	0.0	10.0	53.0	49.9	12.0	54.7	181.3	487.1
5	12	Kabah Racing	Universidad Modelo	24.4	3	47.5	0.0	0.0	52.0	0.0	0.0	66.9	149.3	338.2
6	11	Escuadron UAM	UAM Azcapotzalco	52.6	43.8	55.5	40.6	10.6	44.6	0.0	0.0	26.7	274.4	
7	10	Escuderia Halcon	ITNM Toluca	78.6	76.4	74.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	229.5
8	5	SaraJuana RT	UAEMex	67	41	42.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	53.3	203.1
9	18	Aguilas La Salle	Universidad La Salle México	25.1	59.9	51.9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	37.3	174.2
10	20	BAJA SAE UPAEP	UPAEP	26.6	55.3	54.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	136.4
11	22	Delta Riemman	U Modelo	42.6	47.9	34	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	124.5
12	13	PUMA Racing	UNAM	47.4	18.4	31	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	96.8
13	19	TigreMotors	UANL	0	0	65.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	65.2
14	15	Sables upt	U Politécnica de Tecámac	4	3	28	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	35.0
15	95	Huastecos Acelerados	UASLP	8	5	5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	18.0
16	26	Cardenales	UPQ	0	0	11	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	11.0
17	21	UASLP MotorSports	UASLP	0	5	5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	10.0

## 8. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

Se diseñó y construyó el sistema de masas no suspendidas para un vehículo 4x4 BAJA SAE UAM 2023, adecuados para su aplicación en la funcionalidad del vehículo durante la competencia.

Al hacer un análisis detallado para determinar si los componentes actuaron de manera correcta, se observó que algunos elementos presentaron fallas posiblemente ocasionadas por los esfuerzos a los que se sometió el vehículo.

### Sistema de freno

Para este sistema se buscó tener una relación de frenado 40/60, al obtener el cálculo del porcentaje de la distribución de pesos se observó que en el eje delantero la distribución fue de 36.80% mientras que en el eje trasero fue de 63.19%, esto muestra que se obtuvieron valores cercanos a los esperados.

En el análisis estático del vehículo se calcularon las fuerzas verticales en cada uno de los ejes. Para que el sistema funcione adecuadamente las cargas deben estar distribuidas de manera equilibrada, en el eje trasero se obtuvo un valor de 1351.08 N y en el delantero de 922.88 N, la diferencia de valores se debió a que en el eje trasero se encuentra el peso del motor.

El pedal de freno cumplió satisfactoriamente su funcionamiento, para su diseño se calculó la relación de pedal donde se obtuvo un valor de 1.13, los valores comprendidos para la relación del pedal varían entre 1 y 5, por lo que el valor obtenido, permitió que, aplicando menor fuerza en la almohadilla del pedal, se ejerciera mayor fuerza en el pistón del cilindro maestro, además al tener un espacio reducido en el habitáculo se pudo diseñar un brazo pequeño.

Se hizo un promedio de la medida de la cintura a la planta del pie de los candidatos a pilotos para conseguir un largo de brazo de pedal que permitiera el accionamiento de sistema de frenado. En el diseño de la almohadilla del pedal se manufacturo con ancho de 0.075 m y de largo 0.060 m para que el pie del piloto no resbalara o sintiera incomodidad.

Para la elección de los cilindros maestros fue necesario calcular el área del pistón del tipo de caliper utilizado, en este caso de doble pistón para posteriormente consultar tablas de diámetros nominales y elegir el que más se acercara al valor calculado.

El valor calculado que se obtuvo fue de 38 mm, se pudo elegir entre un diámetro de pistón de 1-1/2 in o 1-3/4 in, se decidió adquirir el de diámetro de 1-1/2 in, debido a que es más comercial. No presentaron fugas, aunque los bulbos utilizados no soportaron las presiones a las que fueron sometidos y tuvieron que ser reemplazadas varias veces.

Las líneas de freno no presentaron fugas, a pesar de la complejidad de los dobleces de la línea rígida y la unión de múltiples conexiones, no hubo una pérdida de presión significativa en el frenado. Se debe ser cuidadoso al momento de realizar la instalación a lo largo de la estructura del vehículo, para mantener las líneas fuera del alcance del movimiento del piloto y de posibles obstáculos. La tubería fue asegurada con cinturones plásticos para evitar el movimiento de la línea.

Los calipers tuvieron un buen desempeño, calcular el radio efectivo del disco de freno y la balata permitió buscar discos que se asemejaran a los valores obtenidos durante la etapa de diseño. Se seleccionaron elementos comerciales ya que esto disminuye su precio y aumenta la disponibilidad, algo que se debe considerar es que al ser nuevos tanto las balatas como los discos deben asentarse.

## **Ruedas**

Como se mencionó en el marco teórico, el coeficiente de fricción neumático-suelo influye en el proceso de frenado, por lo que dicho valor es necesario para estimar las fuerzas de frenado en cada eje, este coeficiente varía entre 0.5 y 0.9.

Cuando se realizó la selección de las ruedas se buscó que la banda de rodamiento fuera compatible con terracería, y que tuviera patrones longitudinales y transversales. Lo anterior se hizo para lograr una autolimpieza ya que el vehículo sería sometido a terrenos variados.

En la Tabla 6, se muestran las dimensiones y características de los neumáticos que fueron considerados del catálogo.

Después de la competencia se realizó una inspección visual y no se observaron pinchaduras o deformaciones en las ruedas, aunque sí se notó un ligero desgaste al frenar en pavimento.

El diámetro de las llantas le permitió al motor realizar menos esfuerzo al momento de desplazar el vehículo. Es crucial tomar en cuenta la presión de los neumáticos para cada prueba, la implementación de sensores en las ruedas permitió conocer la presión de cada neumático.

## **Mazas y portabaleros**

De las mazas fabricadas, tres de ellas trabajaron adecuadamente al no presentar fallas por fatiga, sin embargo, una de las mazas sufrió una ruptura en la zona donde se sujeta la rueda como se muestra en la Figura 74.

Se especula que esto ocurrió durante la competencia cuando el vehículo volcó en una pendiente inclinada como se muestra en la Figura 75, debido a la inercia de la caída recibió un impacto en la rueda, sin embargo, se desconoce si la caída fue lo que ocasionó la ruptura o fue algún otro factor. A pesar del incidente, el vehículo continuó funcionando sin problemas durante el evento.



*Figura 74. Ruptura de la maza.*



*Figura 75. Volcadura del vehículo BAJA SAE 2023.*

Se recomienda mejorar la geometría de las mazas, estas pueden tener una mayor reducción de peso, se deben tener en cuenta las fuerzas generadas por impacto en las simulaciones.

Se sugiere realizar geometrías más sencillas en la pieza, ya que esto conlleva varios beneficios para todo el sistema de masas no suspendidas. Esto incluye una mejor respuesta al sistema de frenado, un manejo más preciso del vehículo y una mayor capacidad de la suspensión para adaptarse a diferentes superficies. Estas mejoras pueden aumentar significativamente la resistencia y durabilidad del sistema.

Los portabaleros soportaron todas las fuerzas y elementos suspendidos del vehículo. Se sugiere realizar un estudio topológico para lograr una disminución de la geometría en el diseño de portabaleros, ya que los actuales se diseñaron con geometrías robustas, esto reducirá el peso de la pieza conservando la rigidez.

## 9. CONCLUSIONES

El análisis realizado en el vehículo BAJA SAE UAM 2022 permitió saber las principales deficiencias que tuvo el sistema y así evitarlas en la versión 2023, de igual forma se aprovecharon diferentes procesos para la manufactura como el uso de maquinaria CNC. La manufactura por control número permitió desarrollar geometrías que en una máquina herramienta manual tardaría un largo periodo de tiempo.

Con base en el análisis dinámico se seleccionaron piezas comerciales que cumplieran con los parámetros de diseño. A su vez, son el resultado de pruebas que se hicieron con el vehículo BAJA SAE UAM 2022 y que se utilizaron como punto de partida para el diseño de este proyecto.

La selección de la llanta se realizó consultando distintos catálogos comerciales, en los que se buscó principalmente neumáticos para terracería. Esta toleró los distintos cambios de temperatura a los cuales fue sometida y la banda de rodadura permitió que el vehículo se adhiriera a los diferentes tipos de terreno. Sin embargo, la rueda no estaba diseñada para pavimento lo que provocó un ligero desgaste cuando el vehículo rodaba por este tipo de caminos.

El rin seleccionado disminuyó el peso del sistema de masas no suspendidas en 24 kilogramos en comparación con la versión 2022.

Este se adquirió de aluminio, debido a que tuvo una mejor relación costo-peso.

El frenado en las cuatro ruedas funcionó de manera adecuada, este bloqueó las ruedas gracias al diseño del pedal de freno, ya que se diseñó con una relación de pedal baja permitiendo así aplicar menor fuerza al pedal generando mayor presión en los cilindros maestros que se calibraban por medio de la barra de balance.

El diseño de la pedalera se realizó de manera ergonómica utilizando diferentes medidas de los posibles pilotos, para ello se tomaron medidas de la cadera a la punta del pie, sin embargo, el habitáculo del vehículo fue demasiado pequeño, lo que hacía incomodo presionar los pedales. En cuanto al material utilizado, este funcionó de manera adecuada.

El uso del software ANSYS ayudó no solo en el diseño, sino también en la toma de decisiones acerca del tipo del material que se utilizó. Con las simulaciones de esfuerzo, se determinó el material con el que se maquinaría, considerando también los costos y tiempos de entrega.

Para el ajuste del diseño se utilizó el software ANSYS y SOLIDWORKS, estas herramientas nos permitieron disminuir el exceso de material en los diseños. El sólido se exportaba de SOLIDWORKS a ANSYS y se podían aplicar distintos tipos de esfuerzos. Sin embargo, en las simulaciones no se contemplaron fuerzas de impacto.

Durante el proceso del diseño del sistema de masas no suspendidas, la reducción de peso fue una constante en cada elección tanto de piezas comerciales, como en el material para el maquinado.

Para el maquinado de las mazas y portabaleros se consideraron diversas opciones, desde hacer las piezas por fundición, hasta realizar geometrías más simples para poder llevar a cabo todo el proceso en torno y fresadora, debido a que se necesitaba una fresadora CNC de cinco ejes para las geometrías propuestas, y en las instalaciones de la universidad solo se cuenta con una de tres ejes.

Después de evaluar los pros y contras de las opciones anteriormente mencionadas, se decidió conservar las geometrías propuestas, y en el caso de las mazas hacer el maquinado en dos partes, permitiendo el paso de la herramienta primero en la cara superior y luego volteando el bloque de aluminio para el maquinado de la cara inferior.

Se logró llevar a cabo la pieza completa, sin embargo, las caras quedaron descentradas aproximadamente 1 mm, esto provocó que las mazas oscilaran, no era tan notorio a altas velocidades, por lo que no se consideró un problema para el sistema.

El exceso de material fue retirado en torno, sin embargo, dadas las oscilaciones de la pieza, se notaron variaciones milimétricas en el espesor de las orejas de las mazas después del desbaste de material.

En el caso de los portabaleros, el tener una geometría menos compleja, no fue necesario maquinar cada cara por separado, se colocaron zonas de restricción para evitar que la herramienta colisionara con la prensa que sostenía el bloque de aluminio y en este caso la cantidad de material a retirar fue menor.

Durante la competencia se observó que el soporte de la pedalera sufría pandeo cuando se ejercía fuerza en el pedal del freno, pero no se detectaron fracturas ni grietas visibles. Ambos pedales resistieron los esfuerzos a los que fueron sometidos, aunque en dos ocasiones, los bulbos de presión tuvieron fugas, por lo que fueron cambiados, esto se debió a que eran bulbos genéricos.

## 10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Criado Ocaña E., 2012, "Diseño y cálculo del sistema de freando para un prototipo Fórmula Student", tesis de licenciatura, Universidad Carlos III Madrid.
- [2] Gutiérrez González, 2019, "Diseño del sistema de frenado de un vehiculo FSAE", tesis de licenciatura, Universidad de La Laguna, La Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología.
- [3] Quintero Yáñez B., Vegas Salazar L. A. y Villalobos Baza L. F., 2022, "Diseño del sistema de masas no suspendidas para el vehículo BAJA SAE UAM 2022", proyecto de integración, Universidad Autónoma Metropolitana.
- [4] Carcajosa M., 2015, *Ingeniería de vehículos: sistemas y cálculos*, 4º ed., Tébar Flores, Madrid, cap.14.
- [5] Aparicio F., Vera C., Díaz V., 2016, *Teoría de los vehículos automóviles*, 2º ed., Dextra, España, cap. 2.
- [6] Ellinger H., Hathaway R., 1993, *Manual de reparación de sistema de frenos, suspensión y dirección automotrices*, Tomo 3, PRENTICE-HALL HISPANOAMERICANA, México, cap. 1.
- [7] Puhn F., 1985, Brake handbook, 2<sup>nd</sup> printing, HPBooks, U.S.A., cap. 1.
- [8] Blando Navarro J., 1975, "Sistema de frenos, cálculos y métodos de prueba para vehículos automotores", tesis de licenciatura, Universidad Nacional Autónoma de México.
- [9] Juarez M., 2020, "Frenos de tambor, accesibles, más superficie de frenado, pero débiles ante el calor", de <https://www.motorpasion.com.mx/industria/frenos-disco-vs-frenos-tambor-diferencias>
- [10] *CD Interactivo Multimedia sobre: Frenos*, 2001, Centro Zaragoza, Pedrola.
- [11] Diseño automotriz UFT, sin fecha, de <https://dautomotrizuft.weebly.com/frenos.html>
- [12] Mecanizado CNC, sin fecha, de <https://www.3ds.com/es/make/guide/process/cnc-machining>
- [13] ¿Qué es una fresadora CNC?, sin fecha, de <https://www.mecanizadosgarrigues.es/blog/que-es-fresadora-cnc/>
- [14] HAAS F1 Team, sin fecha, de <https://www.haascnc.com/es/machines/vertical-mills/vf-series/models/small/vf-1.html>
- [15] Impresión 3D, sin fecha, de <https://www.3ds.com/es/make/guide/process/3d-printing>

- [16] Robo, sin fecha, de <https://impresorad3d.com/robo-3d-r1-analisis/>
- [17] Guía de uso: Filamento PLA para impresora 3D, 11 de febrero 2022, de <https://www.impresoras3d.com/filamento-pla-consejos-caracteristicas-y-mucho-mas/>
- [18] 2023, “Catálogo de producto”, Epsilon, pág. 6
- [19] Caliper, sin fecha, de <https://refaccionesitalika.com.mx/search/?text=caliper>
- [20] Disco de freno, sin fecha, de <https://refaccionesitalika.com.mx/search/?text=disco+de+freno>
- [21] Cilindro maestro de embrague Duralast 1317, sin fecha, de [https://www.autozone.com.mx/tren-motriz/cilindro-maestro-de-embrague/p/cilindro-maestro-de-embrague-duralast-13171/541720\\_0\\_0](https://www.autozone.com.mx/tren-motriz/cilindro-maestro-de-embrague/p/cilindro-maestro-de-embrague-duralast-13171/541720_0_0)
- [22] Alu – Stock Lontana Group, sin fecha, de <https://www.alu-stock.es/es/informacion-tecnica/aleaciones/>

## 11. ENTREGABLES

6

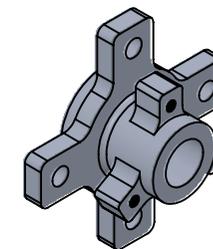
5

4

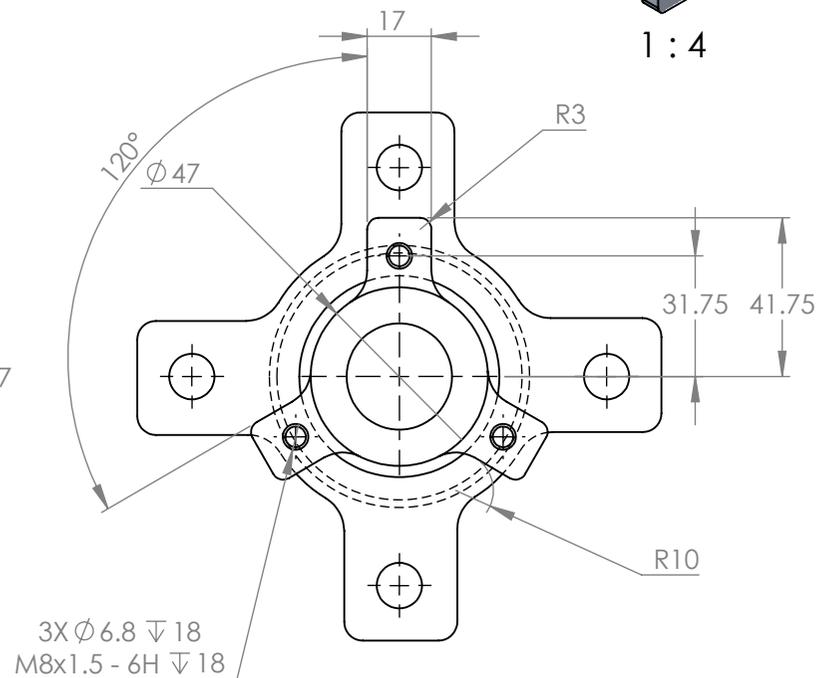
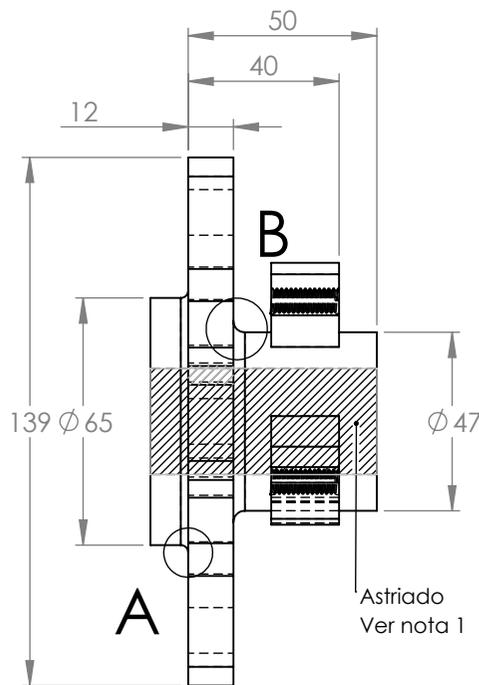
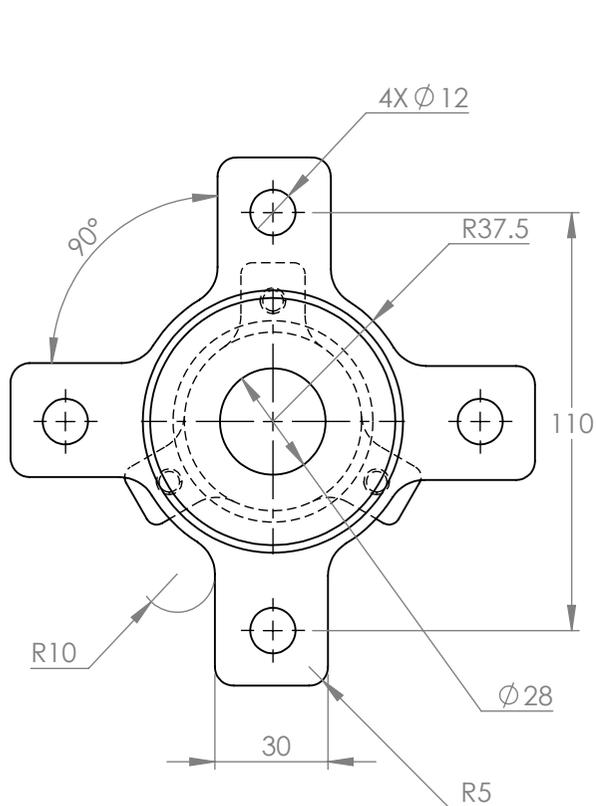
3

2

1



1 : 4



### Nota 1. Astriado

No. de dientes: 26  
 Diametro exterior: 29.8  
 Diametro interior: 28  
 Angulo de diente: 13.84°

Universidad Autónoma Metropolitana  
 Unidad Azcapotzalco

David Ezequiel Mejía Hernández  
 Elizabeth Morales Sánchez  
 Luis González Jiménez

BAJA SAE UAM 2023

Revisado por:  
 Ing. Romy Pérez Moreno  
 Dr. Pedro Rosas Quiterio

Escala:  
 1 : 2

Maza

Acot. mm  
 Material:  
 Al 7057 T6

Fecha: 22/02/2024

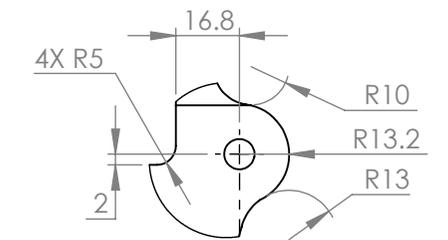
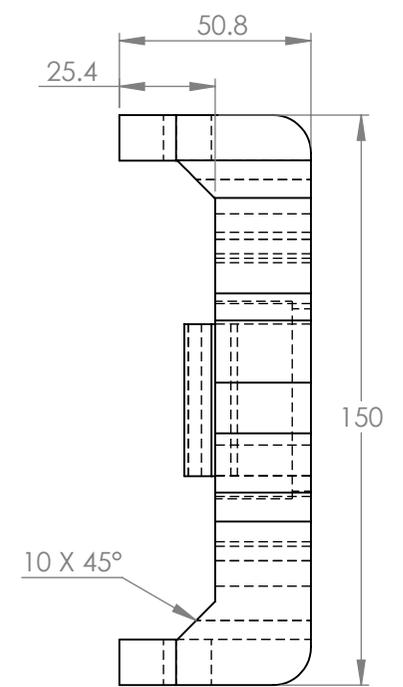
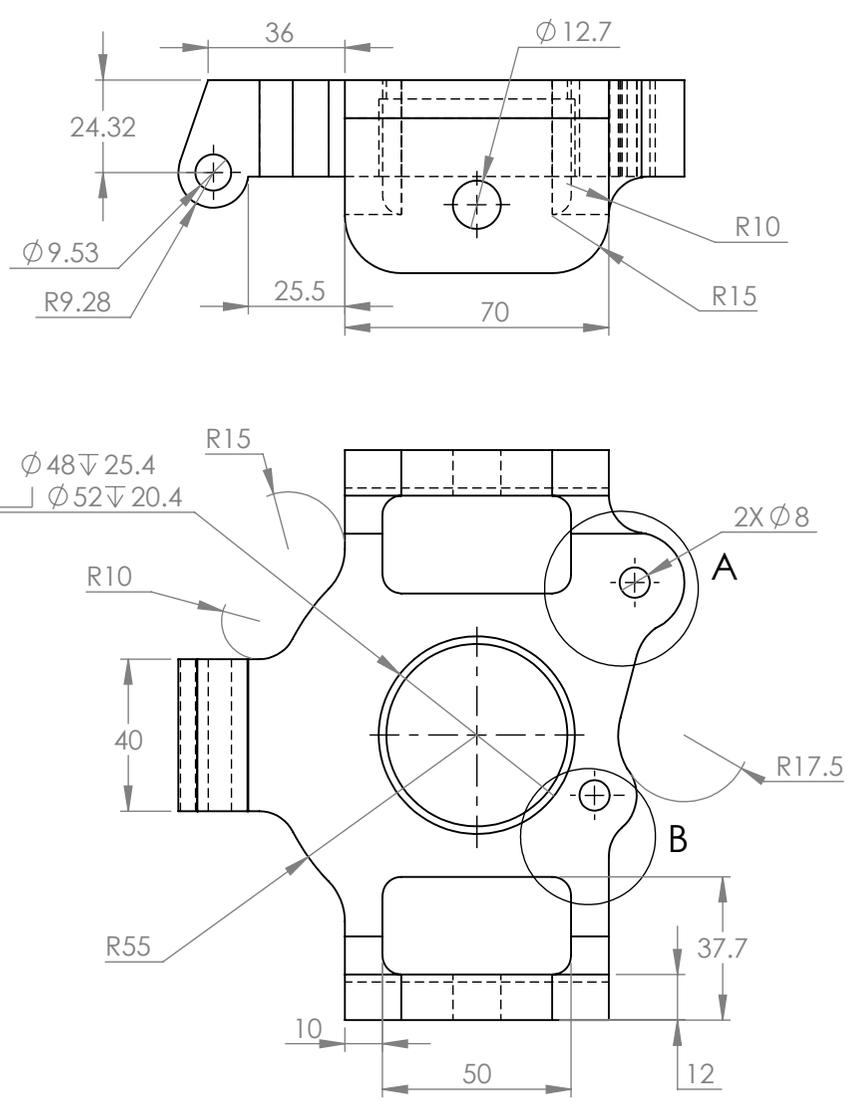
1/22

4

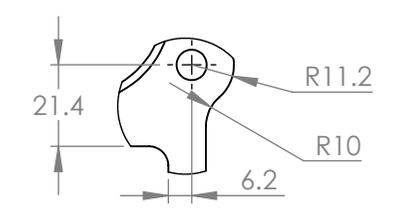
3

2

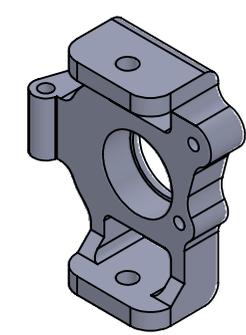
1



DETALLE A  
Escala 1 : 2

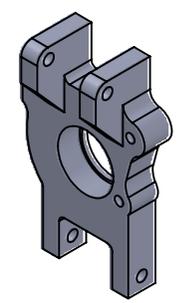


DETALLE B  
Escala 1 : 2

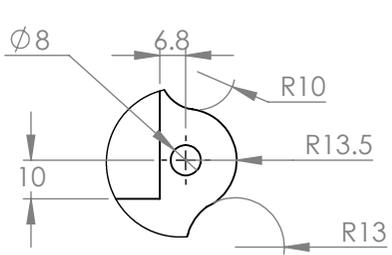
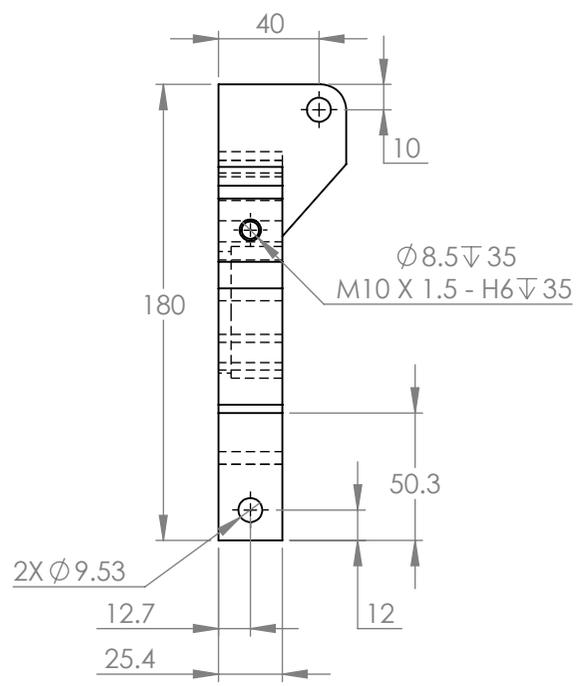
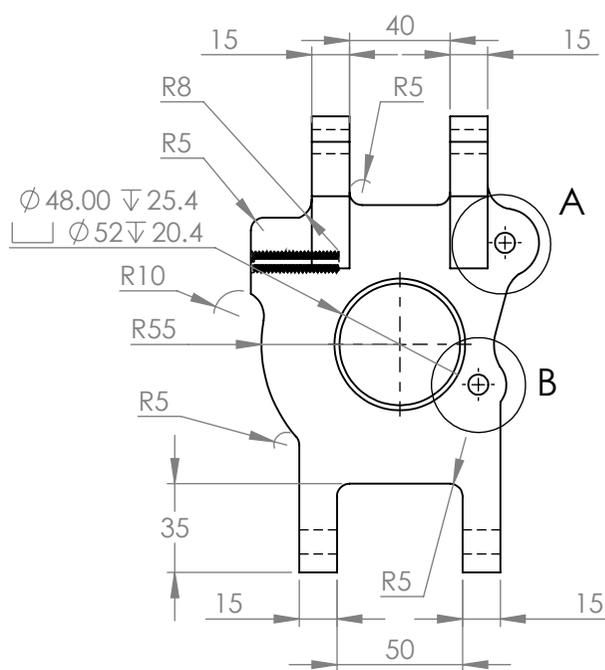
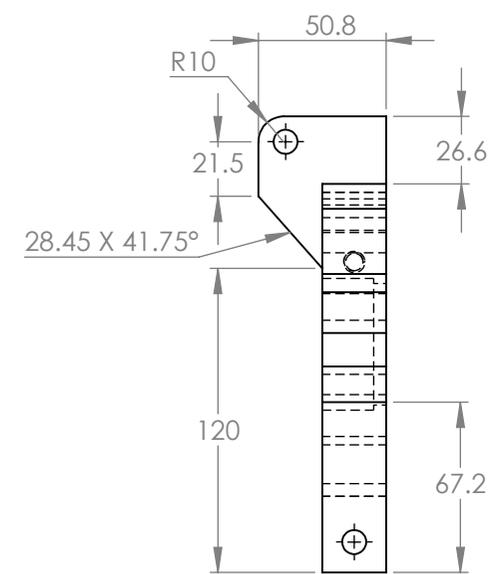


1 : 4

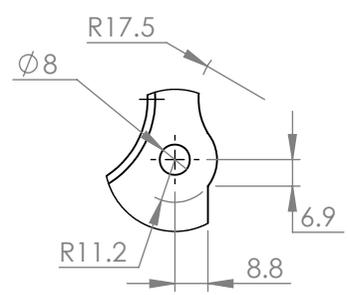
Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco			David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez
BAJA SAE UAM 2023			Portabalero delantero
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 2		
Acot. mm	Material: Al 7057 T6	Fecha: 22/02/2024	2/22



1 : 5



DETALLE A  
Escala 1 : 2



DETALLE B  
Escala 1 : 2

Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023			
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 3		Portabalero trasero
Acot. mm	Material: Al 7057 T6	Fecha: 22/02/2024	3/22

6

5

4

3

2

1

F

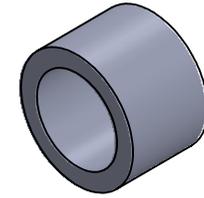
E

D

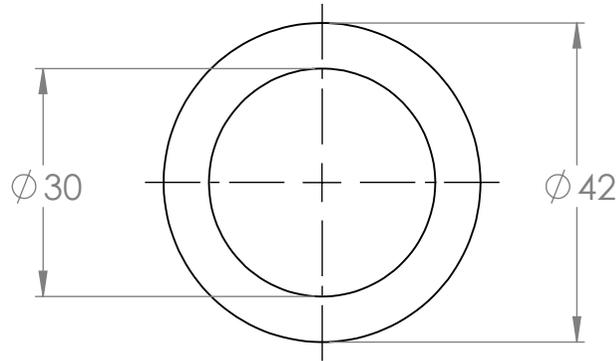
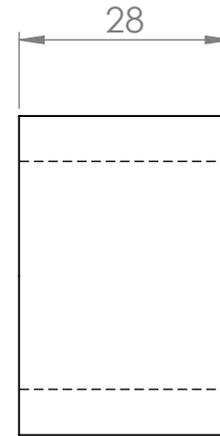
C

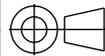
B

A



1:2



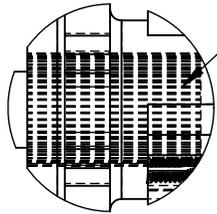
Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023			
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio		Escala: 1:1	 <b>Separador</b>
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	

4

3

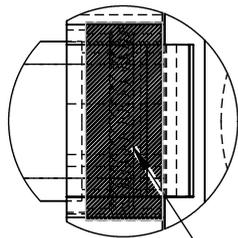
2

1



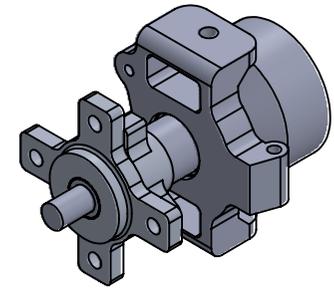
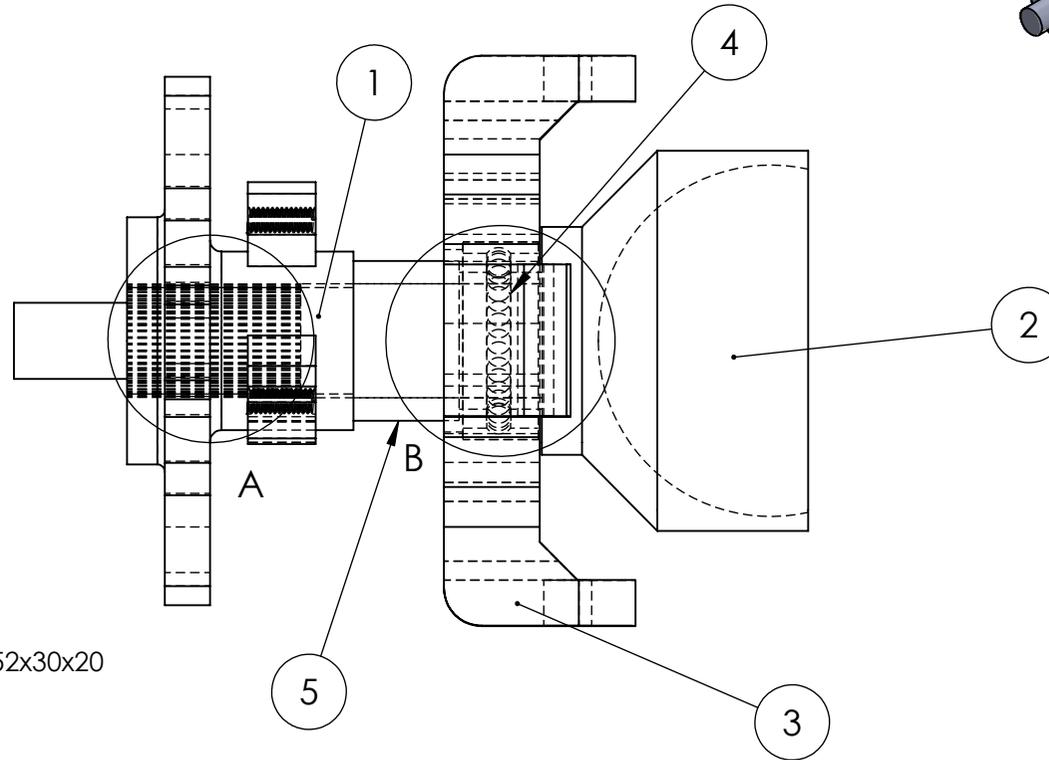
Astriado de la maza

DETALLE A  
ESCALA 1 : 2



DETALLE B  
ESCALA 1 : 2

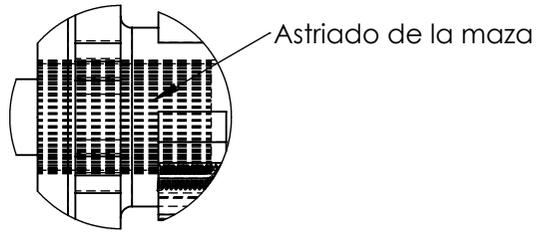
Rodamiento 52x30x20



1 : 5

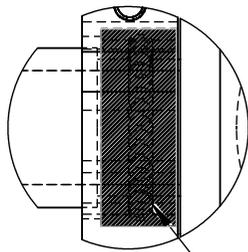
No. de elemento	Pieza	Material	Cantidad	No. de lamina
1	Maza	AL 7075 T6	1	1
2	Junta homocinética	ACERO	1	-
3	Portabalero delantero	AL 7075 T6	1	2
4	Rodamiento 52x30x20	ACERO	1	-
5	Separador	AL 6063 T5	1	4

Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Ensamble de maza portabalero delantero	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 2		
Acot. mm	Material: Varios	Fecha: 22/02/2024	5/22



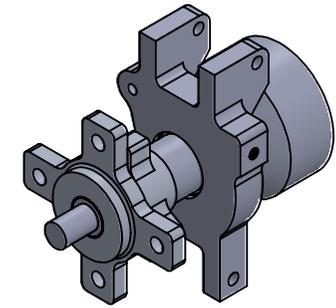
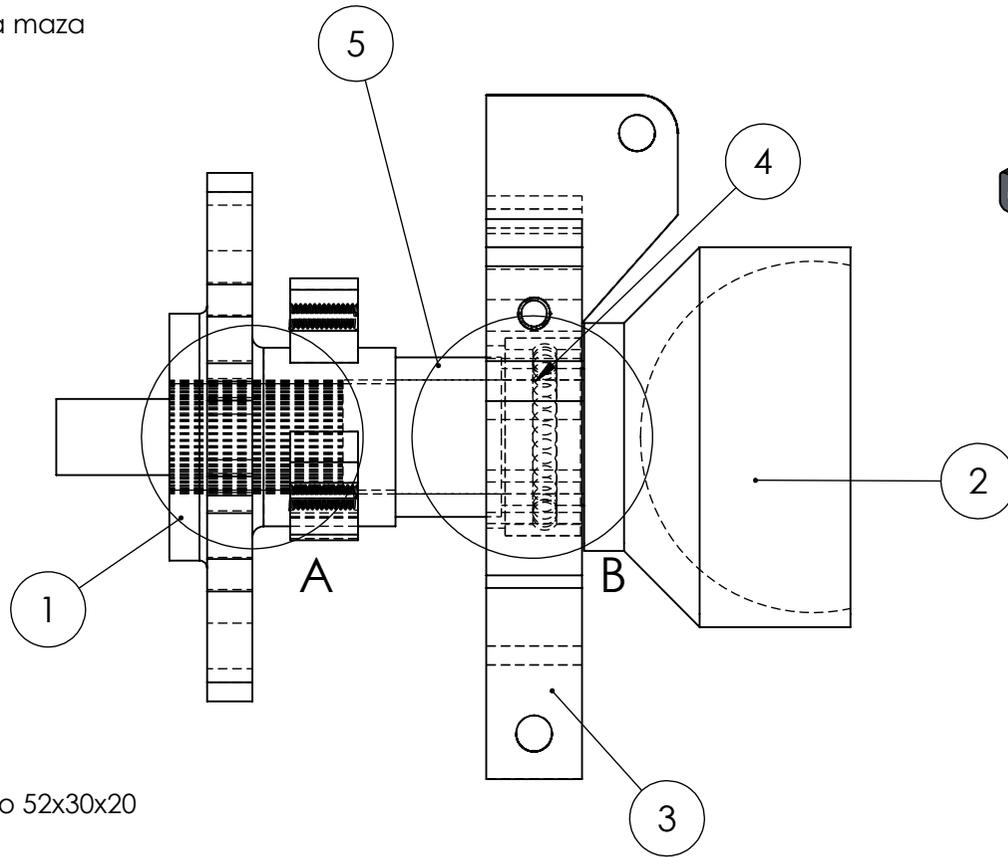
Astriado de la maza

DETALLE A  
ESCALA 1 : 2



DETALLE B  
ESCALA 1 : 2

Rodamiento 52x30x20



1 : 5

No. de elemento	Pieza	Material	Cantidad	No. de lamina
1	Maza	AL 7075 T6	1	1
2	Junta homocinética	ACERO	1	-
3	Portabalero trasero	AL 7075 T6	1	3
4	Rodamiento 52x30x20	ACERO	1	-
5	Separador	AL 6063 T5	1	4

Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Ensamble de Maza portabalero trasero	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 2		
Acot. mm	Material: Varios		

6

5

4

3

2

1

F

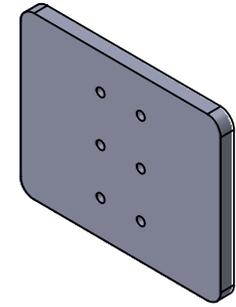
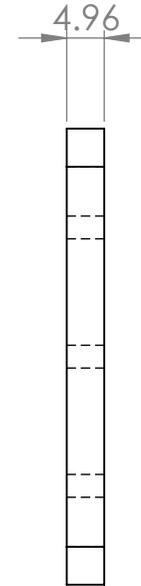
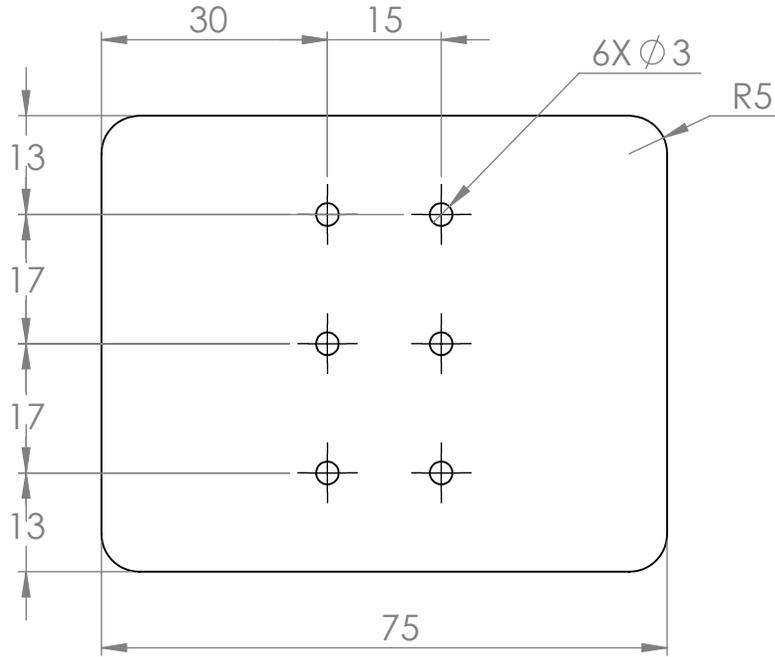
E

D

C

B

A



1 : 2

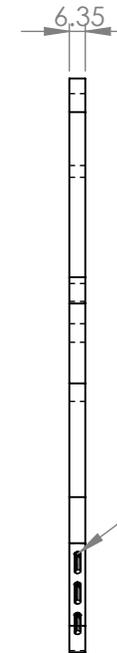
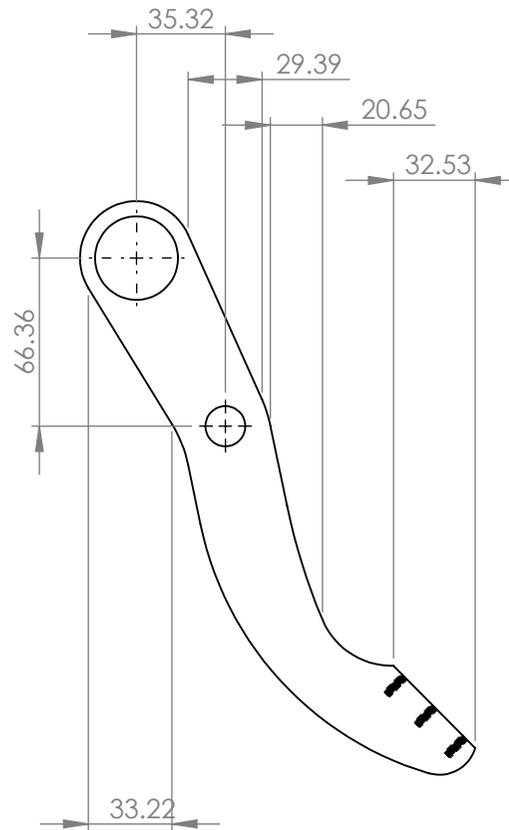
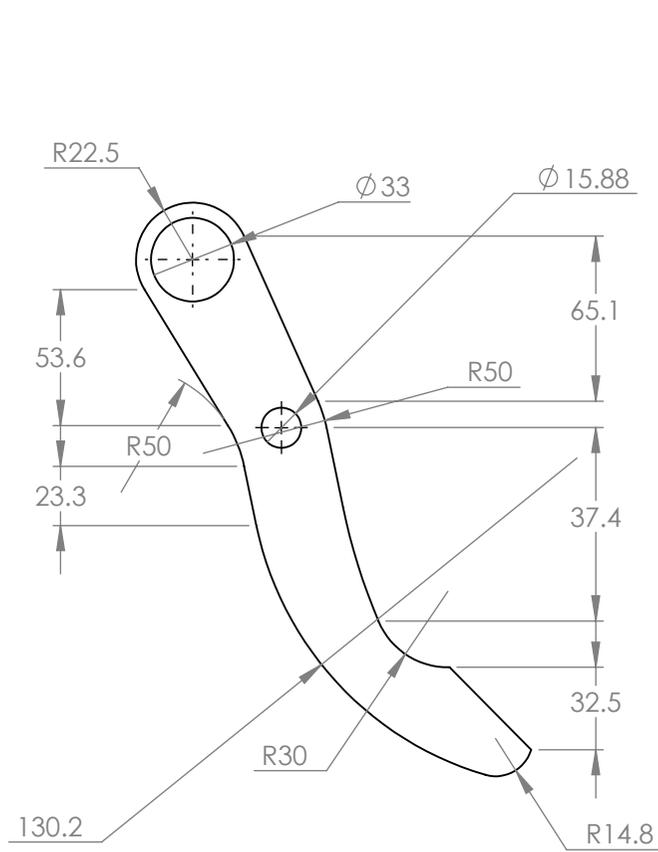
Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023			
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio		Escala: 1 : 1	
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	Almohadilla 7/22

4

3

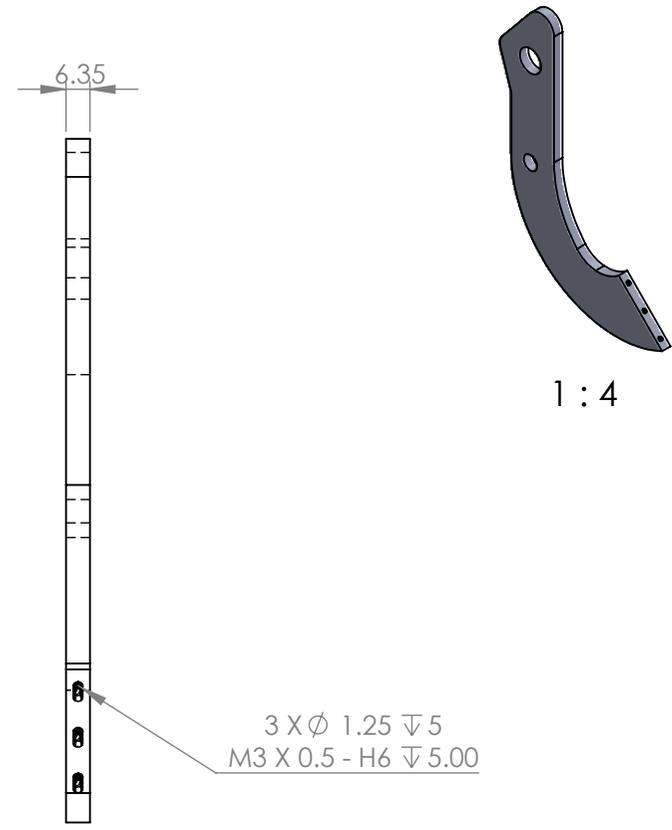
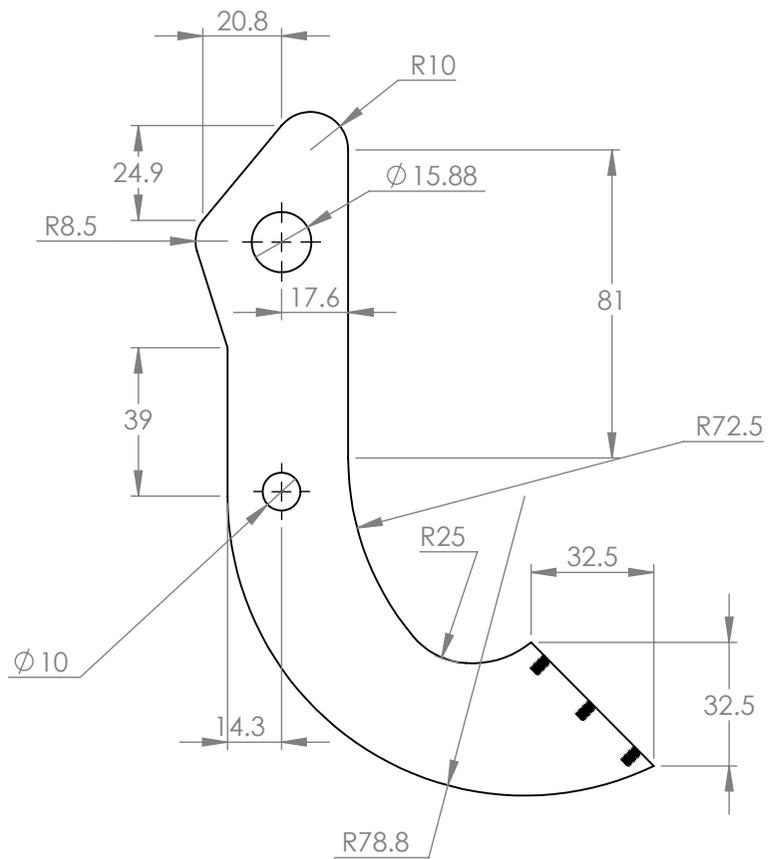
2

1



1 : 5

Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Brazo de pedal de freno	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 3		8/22
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	



Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Brazo de pedal de acelerador	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 2		
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	9/22

6

5

4

3

2

1

F

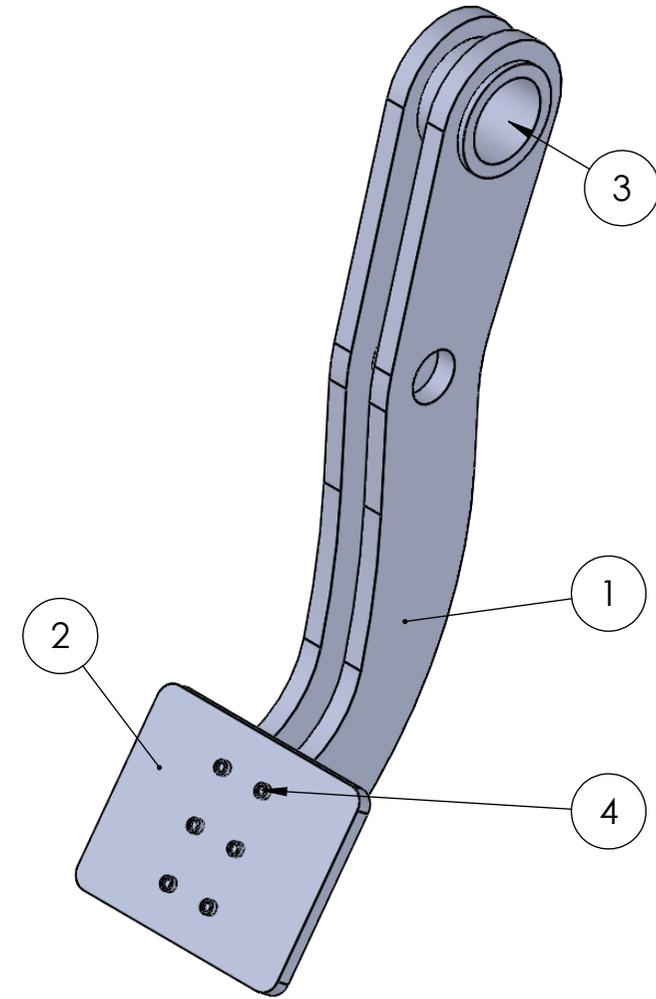
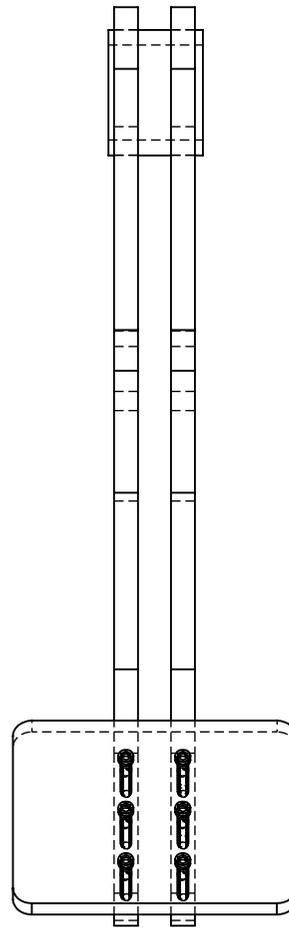
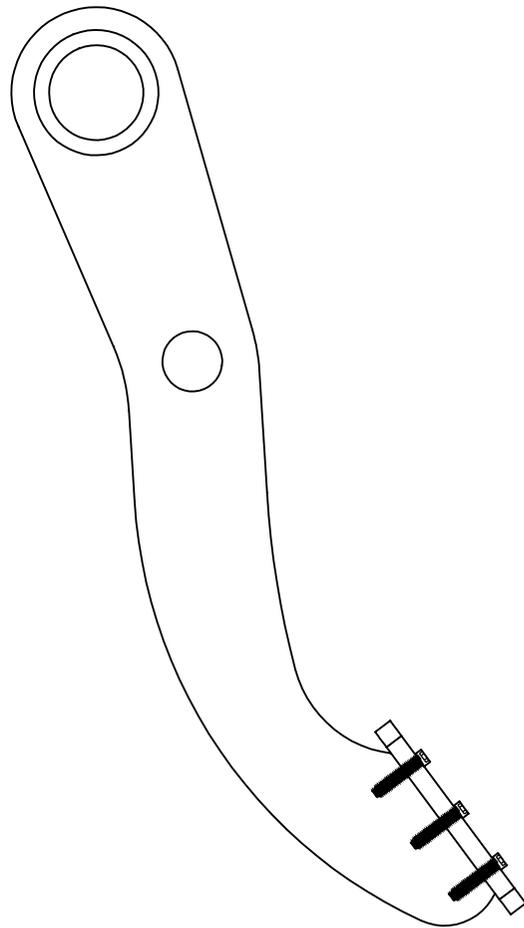
E

D

C

B

A



No. de elemento	Pieza	Material	Cantidad	No. de lamina
1	Brazo de pedal de freno	AL 6063 T5	2	8
2	Almohadilla	AL 6063 T5	1	7
3	Guia de rotula	Acero al carbono	1	-
4	Tornillo M3x0.5x14	Acero al carbono	6	-

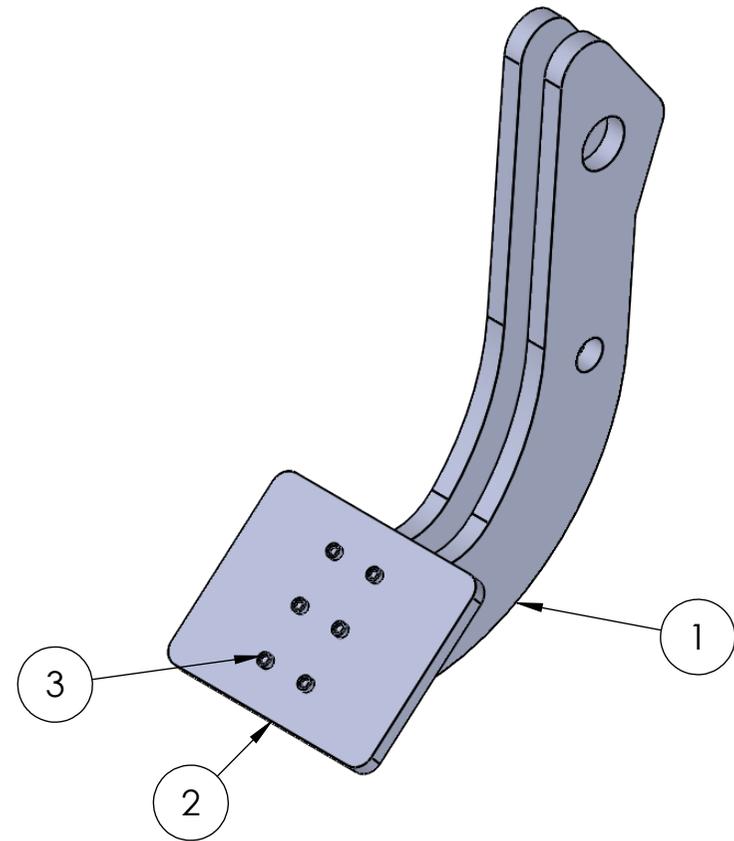
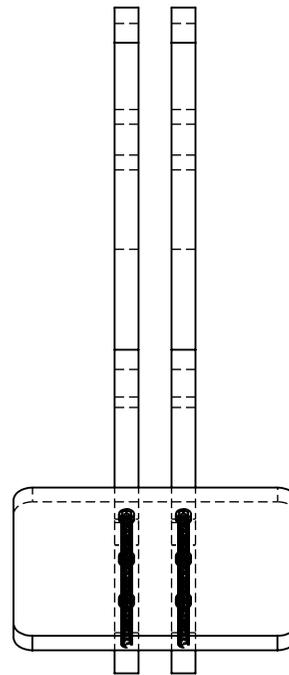
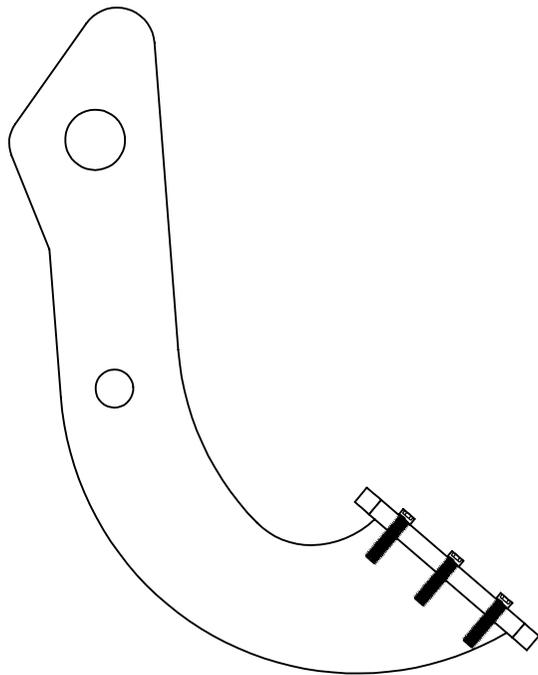
Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Ensamble de pedal de freno	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 2		
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	10/22

4

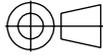
3

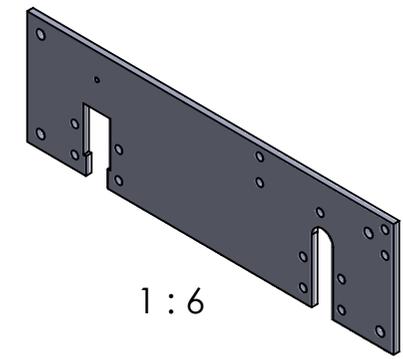
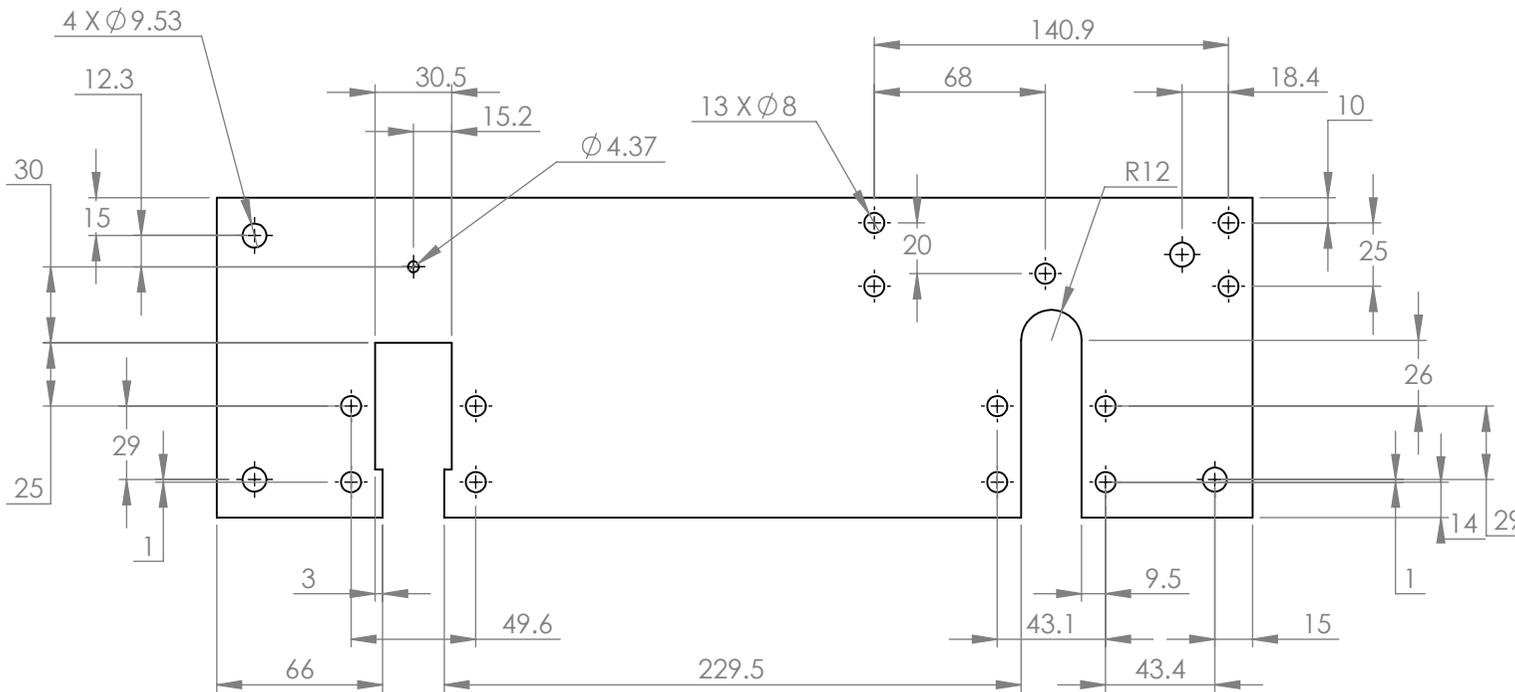
2

1

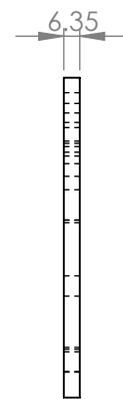


No. de elemento	Pieza	Material	Cantidad	No. de lámina
1	Brazo de pedal de acelerador	AL 6063 T5	2	10
2	Almohadilla	AL 6063 T5	1	7
3	Tornillo M3x0.5x14	Acero al carbono	6	-

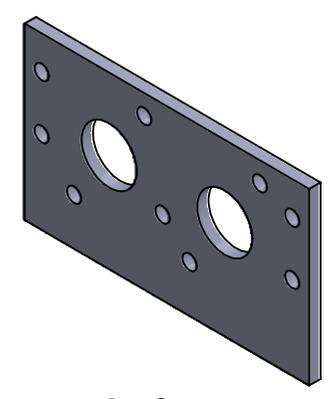
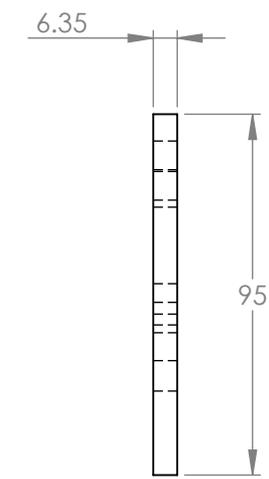
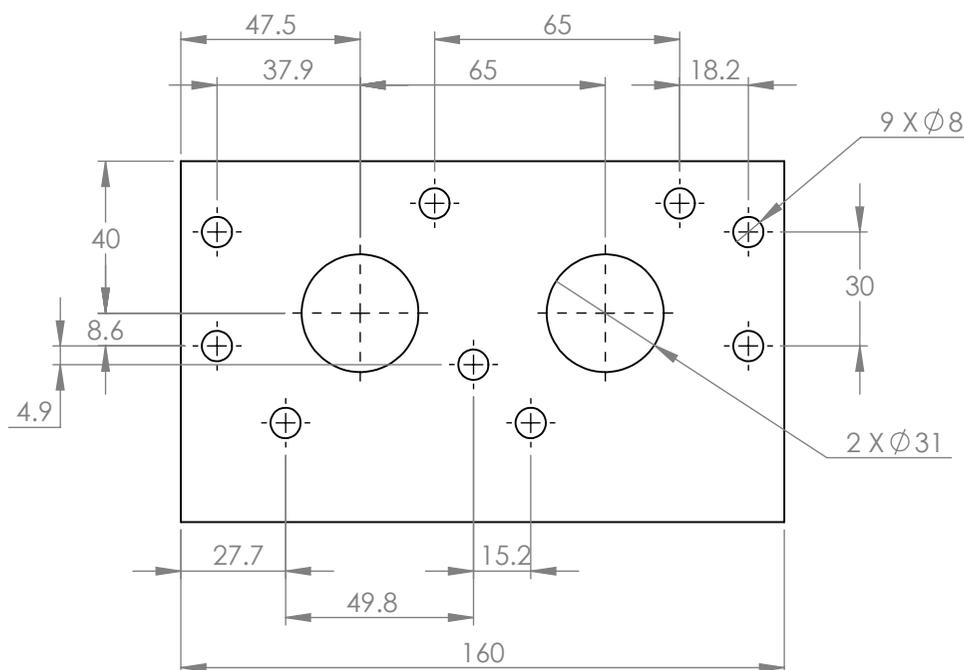
Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Ensamble de pedal de acelerador	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 2		
Acot. mm	Material: Varios		



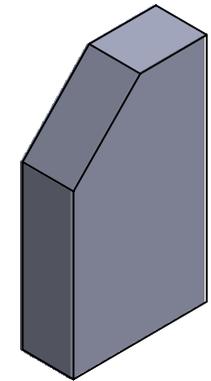
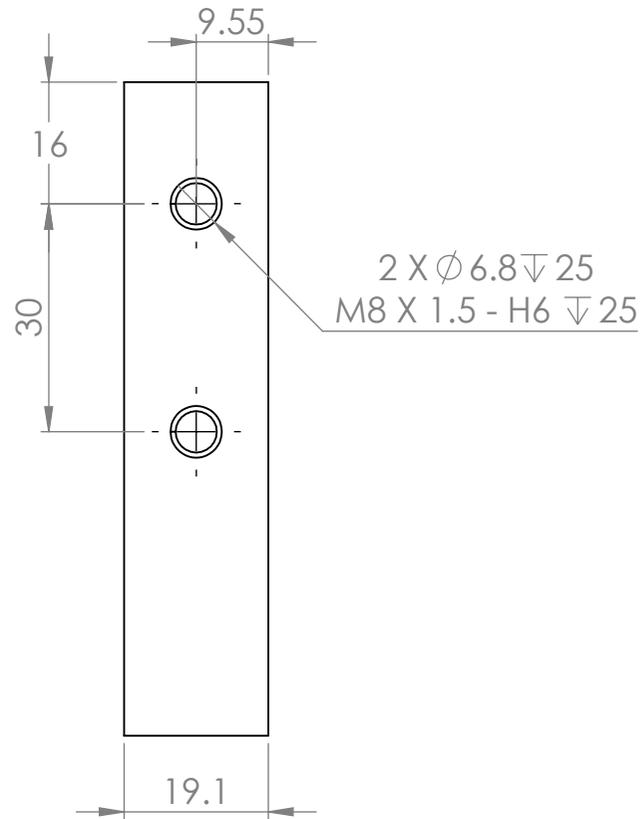
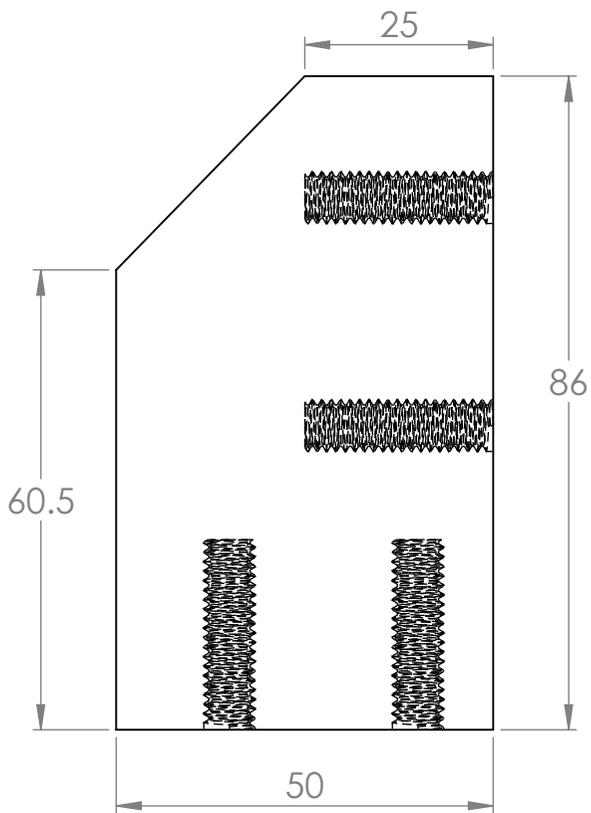
1 : 6



Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023			
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 3		Placa de los pedales
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	12/22

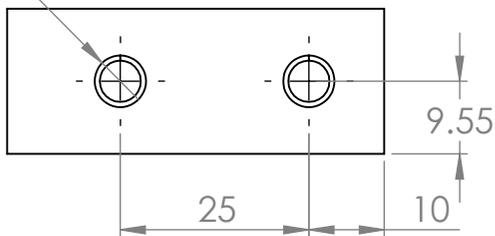


Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Placa de los cilindros maestros	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 2		
Acot. mm	Material: Al 6063 T5		

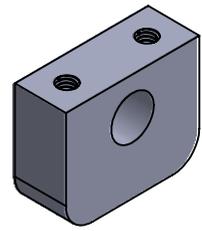
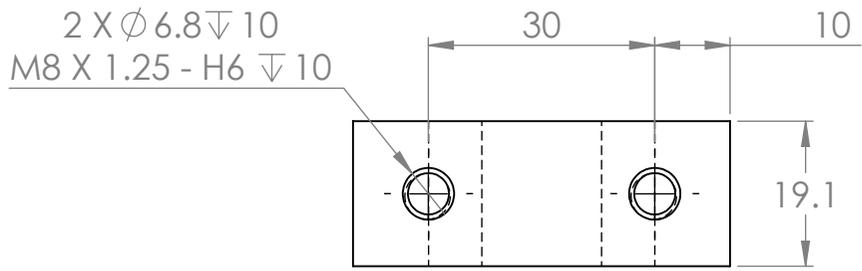


1 : 2

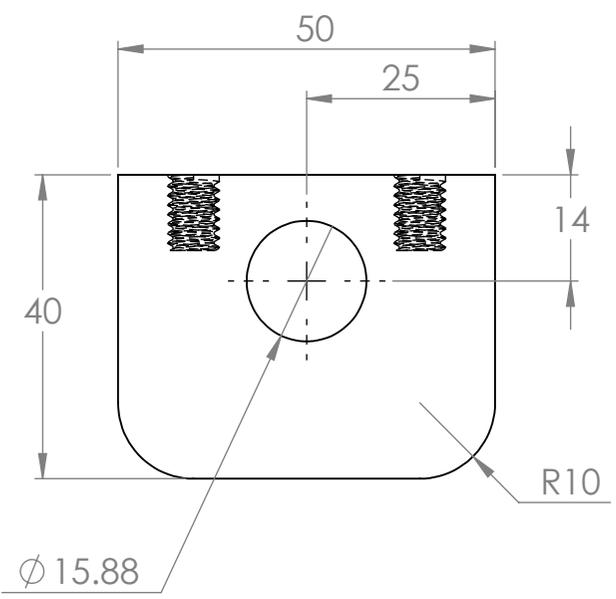
2 X  $\varnothing 6.8 \nabla 25$   
M8 X 1.25 - H6  $\nabla 25$



Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023			
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 1		Poste de sujeción
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	14/22



1 : 2



Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023			
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 1		Soporte de pedales
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	15/22

6 5 4 3 2 1

F

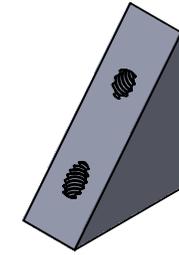
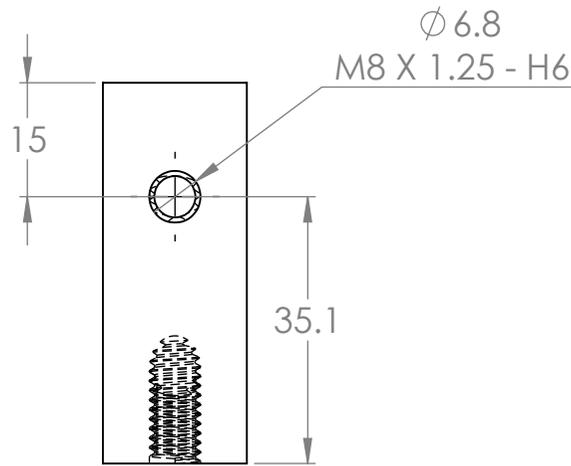
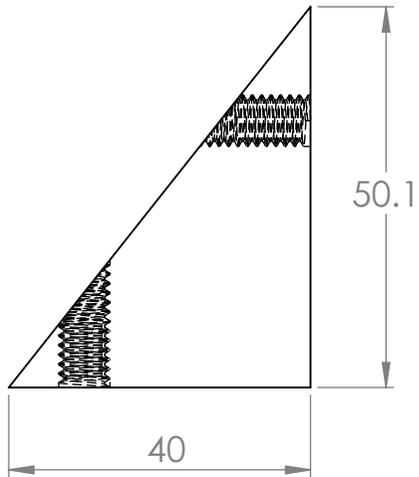
E

D

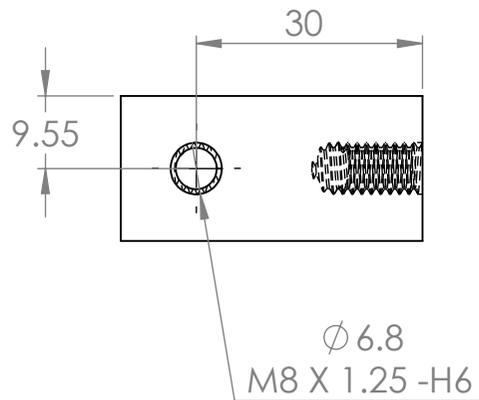
C

B

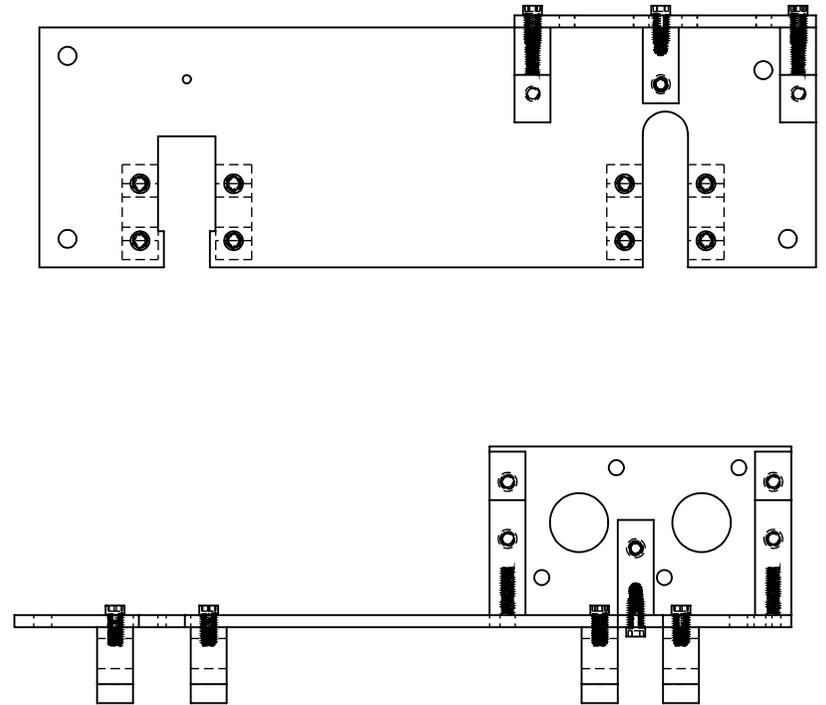
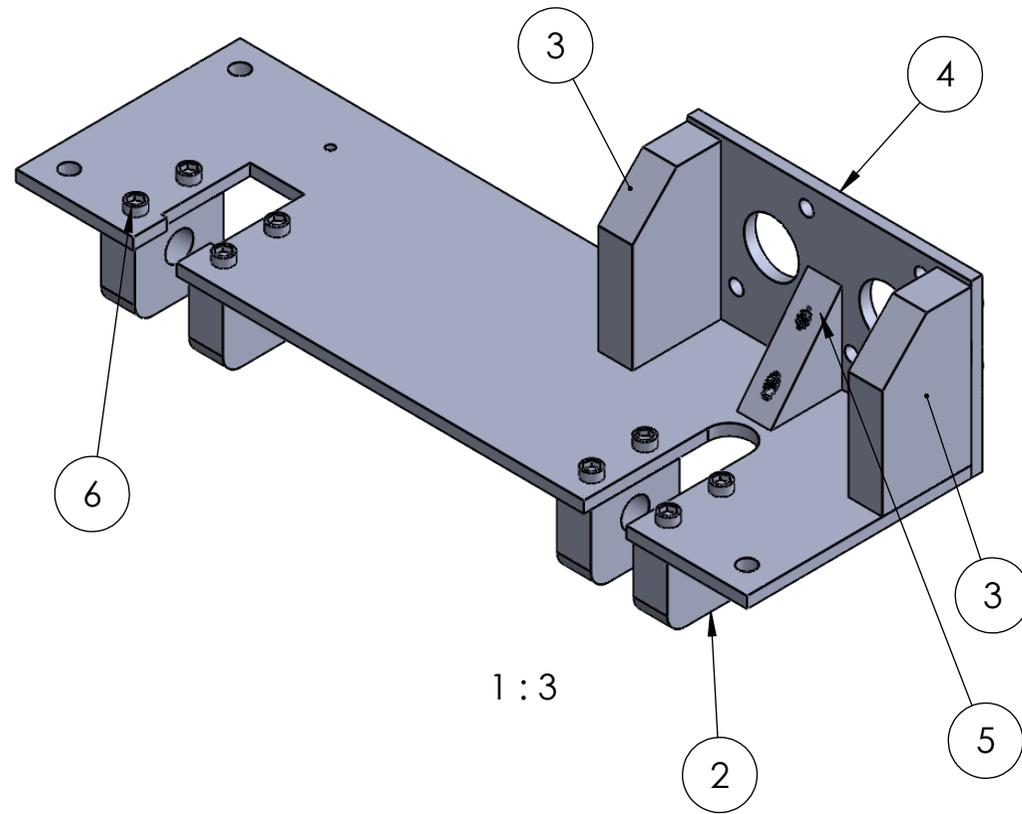
A



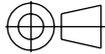
1 : 2



Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023			
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 1		Ángulo
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	16/22



No. de elemento	No. de pieza	Material	Cantidad	No. de lámina
1	Placa de pedales	AL 6063 T5	1	12
2	Soporte de pedales	AL 6063 T5	4	15
3	Poste de sujeción	AL 6063 T5	2	14
4	Placa de cilindros maestros	AL 6063 T5	1	13
5	Ángulo	AL 6063 T5	1	16
6	Tornillo M8X1.25X15	Acero al carbono	14	-

Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Ensamble de placa de pedales	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 4		
Acot. mm	Material: Varios		

6

5

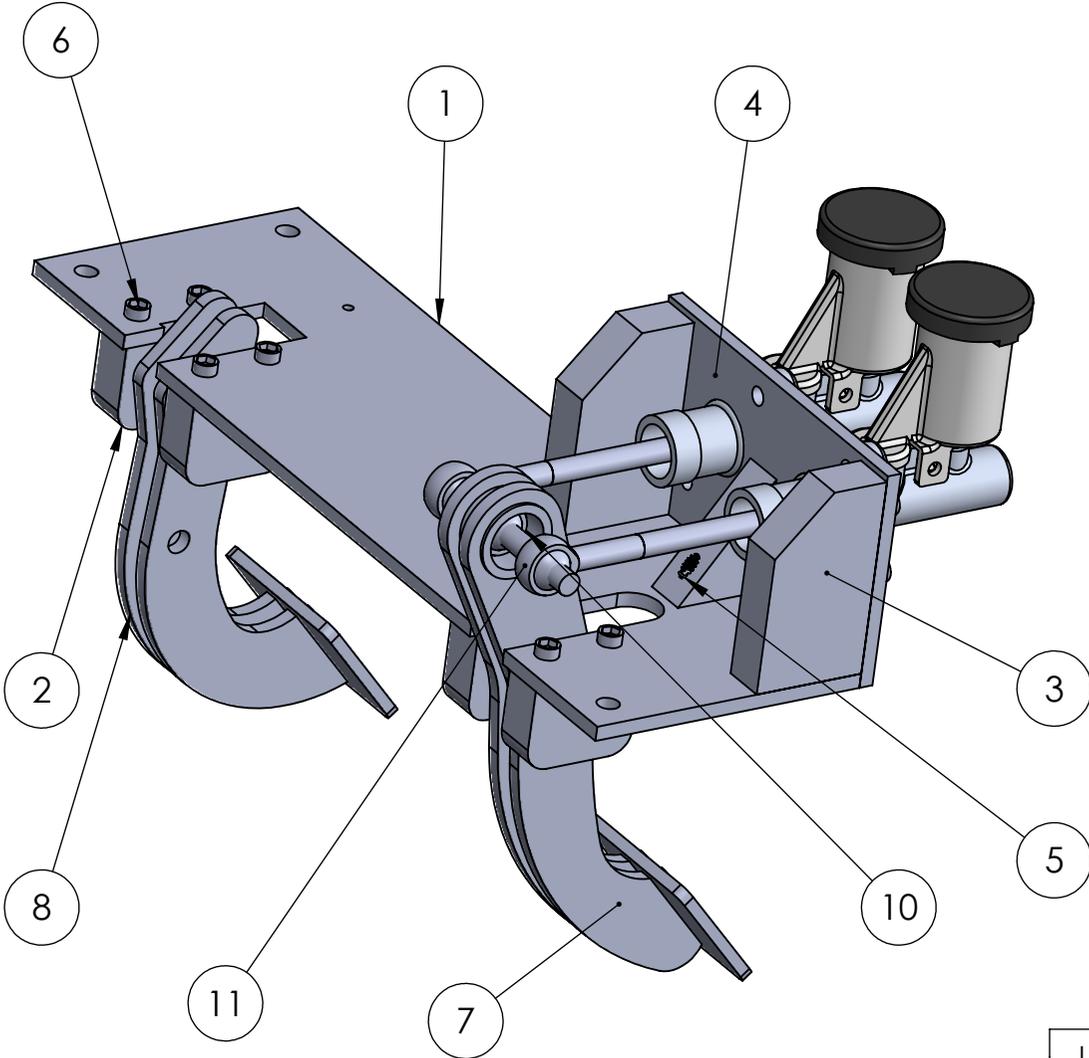
4

3

2

1

No. de elemento	Pieza	Material	Cantidad	No. de lámina
1	Placa de pedales	AL 6063 T5	1	12
2	Soporte de pedales	AL 6063 T5	4	15
3	Poste de sujeción	AL 6063 T5	2	14
4	Placa de cilindros maestros	AL 6063 T5	1	13
5	Ángulo	AL 6063 T5	1	16
6	Tornillo M8X1.25X15	Acero al carbono	14	-
7	Pedal de freno	AL 6063 T5	1	10
8	Pedal de acelerador	AL 6063 T5	1	11
9	Cilindro maestro	Varios	2	-
10	Rotula central PHSB-6	Acero	1	-
11	Rotula PHSB-6	Acero	2	-



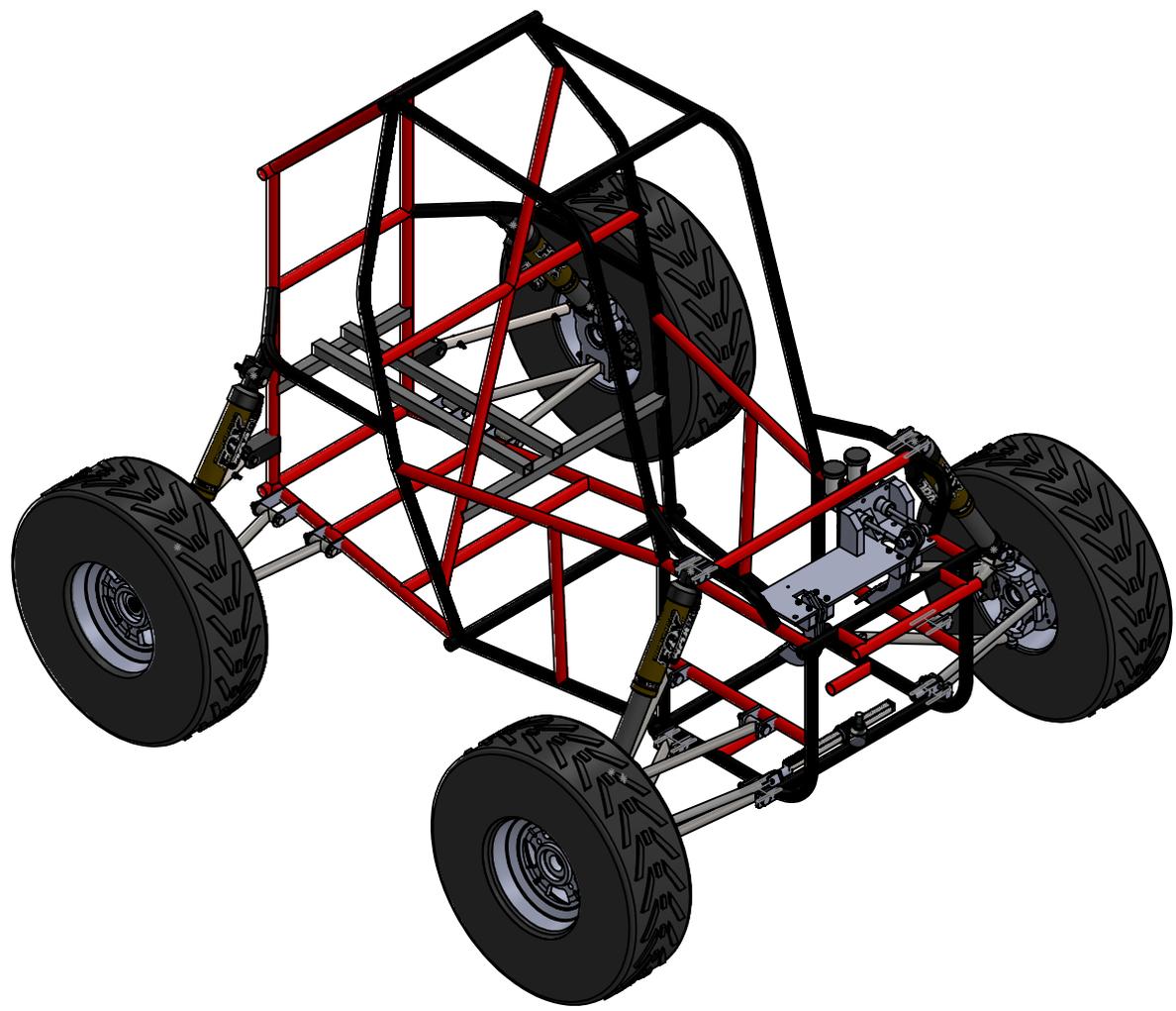
Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023			
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio		Escala: 1 : 3	
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	Ensamble de la pedalera
			18/22

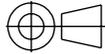
4

3

2

1



Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Ensamble del sistema de masas no suspendidas en la jaula	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 15		
Acot. mm	Material: Varios		

6

5

4

3

2

1

F

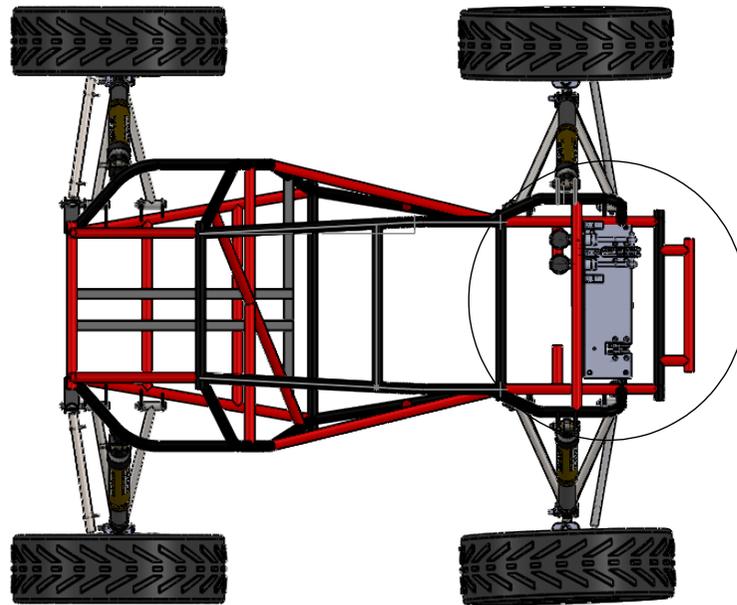
E

D

C

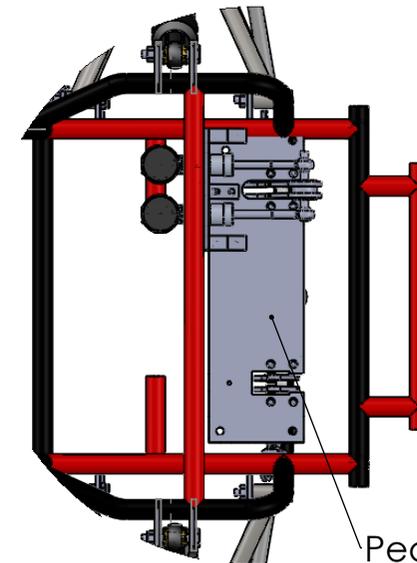
B

A



A

DETALLE A  
ESCALA 1 : 10



Pedalera  
ensamblada  
en la jaula

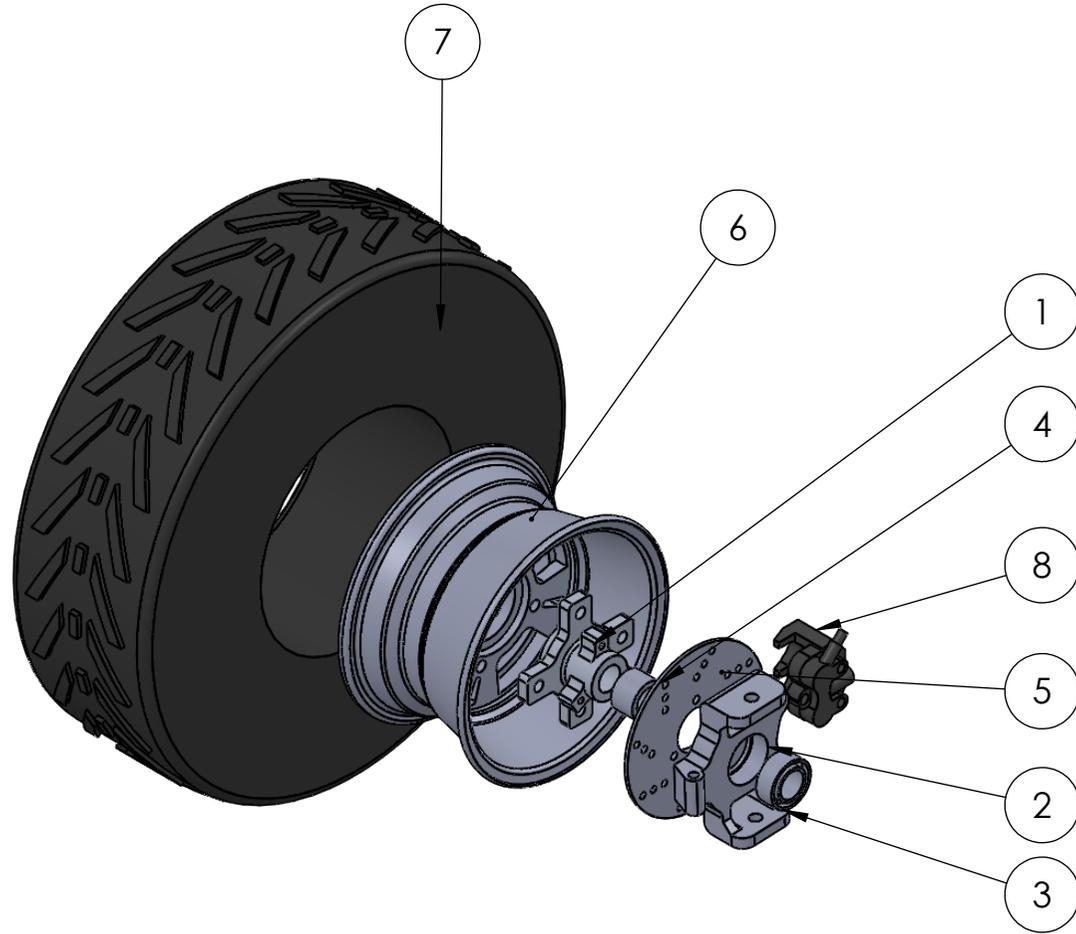
Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Ensamble del sistema de masas no suspendidas y la pedalera en la jaula	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 20		
Acot. mm	Material: Al 6063 T5	Fecha: 22/02/2024	20/22

4

3

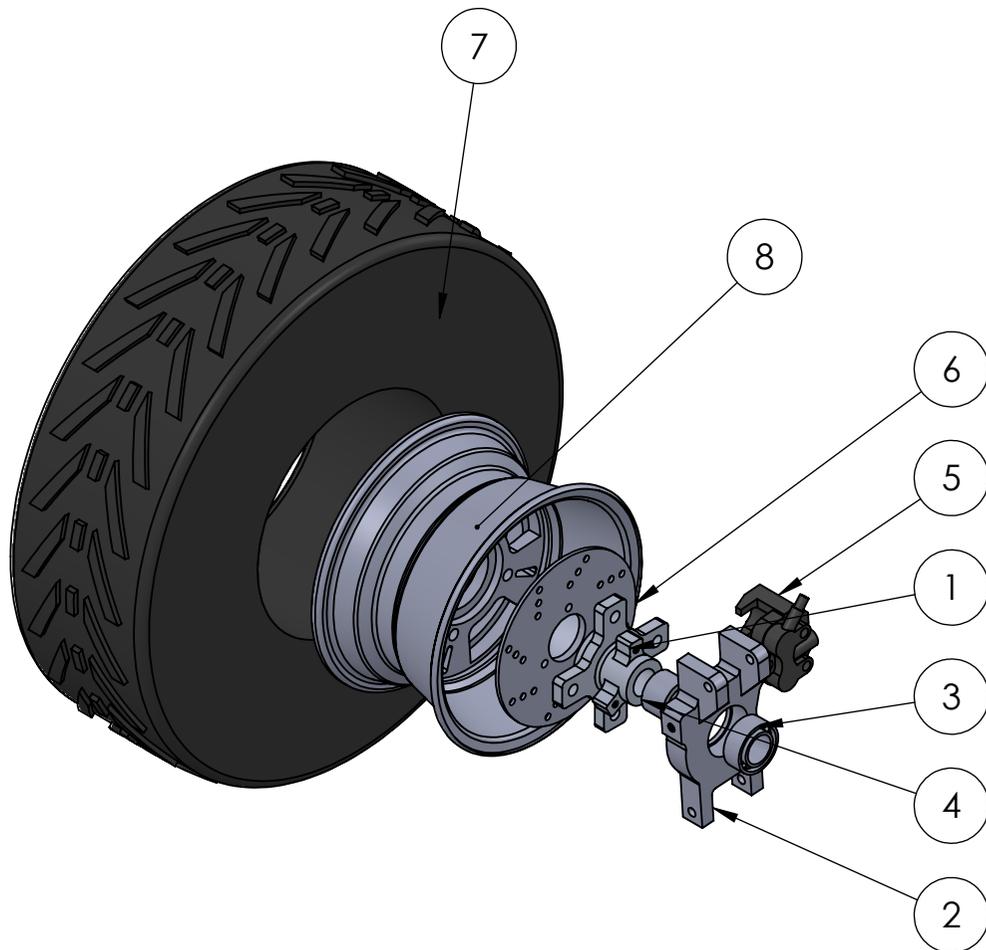
2

1



No. de elemento	Pieza	Material	Cantidad	No. de lámina
1	Maza	AL 7075 T6	1	1
2	Portabalero delantero	AL 7075 T6	1	2
3	Rodamiento 52x30x20	ACERO	1	-
4	Separador	AL 6063 T5	1	4
5	Disco de freno	Hierro	1	-
6	Rin 10	Aluminio	1	-
7	Neumatico	Varios	1	-
8	Caliper	Acero	1	-

Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Explosionado de masas no suspendidas delanteras	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1:7		
Acot. mm	Material: Varios	Fecha: 22/02/2024	21/22



No. de elemento	Pieza	Material	Cantidad	No. de lámina
1	Maza	AL 7075 T6	1	1
2	Portabaler o trasero	AL 7075 T6	1	3
3	Rodamient o 52x30x20	ACERO	1	-
4	Separador	AL 6063 T5	1	4
5	Caliper	Acero	1	-
6	Disco de freno	Hierro	1	-
7	Neumatico	Varios	1	-
8	Rin 10	Aluminio	1	-

Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		David Ezequiel Mejía Hernández Elizabeth Morales Sánchez Luis González Jiménez	
BAJA SAE UAM 2023		Explosionado de masas no suspendidas traseras	
Revisado por: Ing. Romy Pérez Moreno Dr. Pedro Rosas Quiterio	Escala: 1 : 7		
Acot. mm	Material: Varios		