

**Universidad  
Autónoma  
Metropolitana**



Casa abierta al tiempo **Azcapotzalco**

Licenciatura: Ingeniería Mecánica

Modalidad: Proyecto Tecnológico

Nombre del proyecto de integración: Diseño e implementación del sistema de frenos y masas no suspendidas para el vehículo 4x4 BAJA SAE UAM 2024.

Alumna:

Velázquez Gutiérrez Jazmin

Matricula: 2133070098

Asesores:

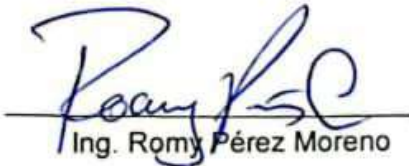
Ing. Romy Pérez Moreno

Dr. Israel Barragán Santiago.

Trimestre 24 O

Ciudad de México, enero 2025

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 UAM Azcapotzalco.



Ing. Romy Pérez Moreno

MSSS.

Yo, Dr. Israel Barragán Santiago, 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. Israel Barragán Santiago

Yo, Velázquez Gutiérrez Jazmin, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.




---

Velázquez Gutiérrez Jazmin

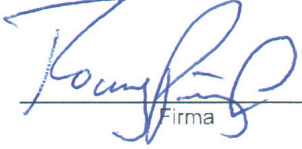
PI-A-MEC

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


DATOS DEL ALUMNO

Nombre:  Matricula:   
 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

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS Y MASAS NO SUSPENDIDAS PARA EL VEHICULO 4X4 BAJA SAE UAM 2024.

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

OBJETIVO GENERAL

DISEÑAR Y CONSTRUIR EL SISTEMA DE FRENOS Y MASAS NO SUSPENDIDAS PARA EL VEHÍCULO 4X4 BAJA SAE UAM 2024.

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"/>	24P Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	24O

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

  
 Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

# Dedicatoria

Dedico este proyecto a mis hermanos, Jose Miguel y Adriana Ivet, por su constante apoyo, amor y presencia a lo largo de este proceso. Han estado siempre a mi lado, brindándome fuerza y motivación en cada etapa. Sin su apoyo incondicional, este logro no habría sido posible.

A Víctor Antonio, por su amor, su compañía y por estar conmigo en los momentos más difíciles de mi vida. Su confianza y seguridad me permitieron enfrentar los desafíos que surgieron durante este proyecto, ayudándome a mantenerme enfocada y decidida a seguir adelante.

A las familias Hernández Becerril y Velázquez Castillo, por su apoyo y colaboración durante todo el desarrollo de este trabajo. Su respaldo, tanto emocional como práctico, ha sido esencial para la culminación de este proyecto, y estoy profundamente agradecida por ello.

Y, especialmente, quiero dedicar este proyecto y toda mi vida a mi madre, Gilberta Gutiérrez Juan. Fuiste, eres y serás siempre la razón que me impulsa a seguir adelante, incluso en los momentos de mayor dificultad. Te amo y te extraño más de lo que las palabras pueden expresar, y sé que, si estuvieras aquí, te sentirías muy orgullosa de todo lo que he logrado. Este logro es tan tuyo como mío.

Jazmin Velázquez Gutiérrez

# Agradecimientos

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento al Ing. Romy Pérez Moreno, quien nos brindó la valiosa oportunidad de participar en este proyecto. Su apoyo continuo, junto con los conocimientos y la experiencia que generosamente compartió con nosotros, fueron fundamentales para el éxito de este trabajo. Gracias por su orientación y por estar siempre dispuesto a ayudarnos en cada etapa del proceso.

Agradezco profundamente al Dr. Israel Barragán Santiago por su colaboración en la manufactura de las piezas que realizamos. Su apoyo técnico y su dedicación fueron esenciales para que las piezas fueran producidas con la calidad y precisión requeridas, lo que permitió avanzar de manera exitosa en el proyecto.

A la Universidad Autónoma Metropolitana, por habernos proporcionado una formación académica sólida y completa en la carrera de Ingeniería Mecánica. Todo lo aprendido a lo largo de estos años ha sido clave para poder aplicar de manera efectiva los conocimientos adquiridos en la realización de este proyecto. Agradecemos a todos los profesores que han sido parte de nuestra formación, quienes nos han brindado no solo los conocimientos técnicos necesarios, sino también las herramientas para afrontar los retos profesionales que encontramos en el camino. Las oportunidades que nos brindaron, tanto dentro como fuera del aula, han sido determinantes en nuestra evolución como ingenieros e ingenieras, y por ello estamos profundamente agradecidos.

Agradezco también a mis compañeros del Escuadrón UAM 2024. Juntos nos enfrentamos a diferentes retos, pero hemos dado lo mejor de nosotros para culminar este proyecto. A pesar de las adversidades que atravesamos, siempre nos apoyamos mutuamente, demostrando el verdadero sentido del trabajo en equipo.

Equipo de masas no suspendidas

# RESUMEN

En este proyecto se diseñó y fabricó el sistema de masas no suspendidas del vehículo todoterreno 4x4 BAJA SAE. El desarrollo incluyó el modelado mecánico en SolidWorks, el análisis estructural mediante elementos finitos (FEA) con ANSYS, y la programación de códigos CNC utilizando MasterCAM y SolidWorks CAM. Estas herramientas facilitaron la integración de conocimientos teóricos y prácticos adquiridos durante la carrera, garantizando precisión y eficiencia en el diseño y la manufactura de los componentes.

El proyecto fue desarrollado para su evaluación en la competencia BAJA SAE México 2024, realizada del 28 de noviembre al 1 de diciembre en la Universidad Autónoma de Nuevo León (UANL) y la Pista Santiago 4x4 Pro, ambas localizadas en Monterrey.

El documento describe inicialmente el sistema de masas no suspendidas, su función, aplicación en el vehículo y los componentes que lo constituyen. También se incluye un análisis del reglamento técnico de la competencia, asegurando que el diseño cumpla con las normativas de seguridad y las restricciones de diseño exigidas. Estas normativas comprenden especificaciones técnicas y parámetros de seguridad fundamentales para la validación del vehículo.

Además, se realizó un análisis exhaustivo del vehículo de la edición 2023 para identificar posibles áreas de mejora en el diseño y la manufactura de los sistemas que componen el vehículo. Este análisis permitió evaluar el desempeño de los componentes del sistema de masas no suspendidas y su interacción con otras partes del vehículo, como el sistema de suspensión y los frenos. Un aspecto clave en la revisión fue la reducción del peso total del sistema, que influye directamente en la eficiencia dinámica y la maniobrabilidad del vehículo. Paralelamente, se mejoraron los procesos de maquinado de las piezas, lo cual contribuyó a una mayor precisión y a una reducción de costos de producción, optimizando así los tiempos de manufactura y asegurando la calidad de los componentes finales.

En cuanto al sistema de frenos, se decidió implementar un único disco de frenos sólido en el eje trasero, sustituyendo la configuración anterior. Esta modificación se llevó a cabo con el objetivo de reducir el peso total del sistema de frenos, lo que tuvo un impacto positivo en la reducción del peso no suspendido del vehículo.

Además, al utilizar un solo disco, se liberó espacio dentro del ensamble de las llantas traseras, lo cual permitió optimizar el diseño y mejorar la distribución del espacio en el vehículo. Este cambio contribuyó a mejorar tanto el rendimiento como la fiabilidad del sistema de frenos, sin comprometer su eficiencia en condiciones extremas, como las que se presentan en las competencias BAJA SAE.



## Tabla de contenido

1. Introducción .....	14
2. Antecedentes.....	16
3. Justificación .....	17
4. Objetivos. ....	18
5. Marco teórico.....	19
5.1. Masas no suspendidas .....	19
5.1.1. Maza.....	19
5.1.2. Portabaleros .....	19
5.1.3. Rin y neumático.....	20
5.2. Sistema de frenos .....	20
5.2.1. Frenos <i>Inboard</i> .....	21
5.2.2. Tipos de sistemas de frenos .....	21
5.2.2.1. Sistema de frenos de tambor .....	22
5.2.2.2. Sistema de frenos de disco .....	22
5.2.2.2.1. Pedal.....	22
5.2.2.2.2. Balance bar.....	22
5.2.2.2.3. Cilindro maestro.....	22
5.2.2.2.4. Líquido de frenos .....	23
5.2.2.2.5. Líneas de frenos .....	23
5.2.2.2.6. Disco de freno .....	23
5.2.2.2.7. Caliper .....	23
5.2.2.2.7.1. Balatas .....	24
5.3. Reglamento BAJA SAE 2024 .....	25
5.3.1. Artículo 7. Control del vehículo.....	25
5.3.1.1. Sistema de frenos .....	25
5.3.1.2. Circuitos independientes .....	25
5.3.1.3. Ubicación del freno.....	25
5.3.1.4. Frenos de corte.....	25
5.3.1.5. Líneas de freno .....	25
6. Análisis dinámico del vehículo.....	26

6.1.	Transferencia de peso en un ATV.....	26
6.1.1.	Transferencia de peso en los ejes .....	27
6.1.2.	Porcentaje de distribución de peso.....	28
6.1.2.1.	Porcentaje de distribución de peso en el eje delantero.....	28
6.1.2.2.	Porcentaje de distribución de peso en el eje trasero .....	28
6.1.3.	Distancia de los ejes al centro de gravedad .....	28
6.1.3.1.	Distancia del eje delantero al centro de gravedad en el eje horizontal .....	29
6.1.3.2.	Distancia del eje trasero al centro de gravedad en el eje horizontal .....	29
6.1.4.	Fuerzas aplicadas a los ejes de las ruedas.....	29
6.1.4.1.	Fuerza vertical en el eje trasero .....	30
6.1.4.2.	Fuerza vertical en el eje delantero .....	30
6.1.5.	Fuerzas de frenado.....	30
6.1.5.1.	Fuerzas de frenado en el eje trasero .....	31
6.1.5.2.	Fuerzas de frenado en el eje delantero.....	31
6.1.5.3.	Fuerza máxima de frenado .....	31
6.1.5.4.	Fuerza total de frenado .....	32
6.1.6.	Par torsional generado por las ruedas .....	32
6.1.6.1.	Par torsional en el eje delantero .....	33
6.1.7.	Cálculos del sistema hidráulico .....	33
6.1.7.1.	Cálculo del área del pistón del caliper.....	33
6.1.7.2.	Fuerza aplicada por el pistón del cilindro maestro.....	35
6.1.7.3.	Fuerza aplicada por el caliper .....	36
6.1.8.	Cálculos del disco de freno.....	36
6.1.8.1.	Radio promedio del disco de freno.....	36
6.1.8.2.	Radio efectivo del disco de freno en el eje delantero .....	37
6.1.8.3.	Radio efectivo del disco de freno en el eje trasero .....	37
6.1.8.4.	Fuerza de fricción entre el disco y la balata para el eje delantero y trasero.....	37
6.1.8.5.	Par torsional entre el disco de freno y la balata delantera.....	38
6.1.8.6.	Par torsional entre el disco de freno y la balata trasera. ....	38
6.2.	Maquinado CNC .....	39
6.2.1.	Centro de maquinado Haas VF-1.....	39
6.2.2.	Sistema de palpado intuitivo inalámbrico.....	40

6.3.	Impresión 3D.....	41
6.3.1.	Filamento PLA.....	41
6.4.	Aleaciones de aluminio.....	42
6.4.1.	Aleación Aluminio 7075.....	42
6.4.2.	Aleación Aluminio 6061 T6.....	42
7.	Desarrollo del proyecto.....	43
7.1.	Inicio del proyecto.....	43
7.2.	Cálculos para el sistema de frenos.....	44
7.3.	Piezas comerciales.....	48
7.3.1.	Llantas y rin.....	48
7.3.2.	Caliper.....	48
7.3.3.	Discos de freno.....	49
7.3.4.	Cilindros maestros y líneas de frenos.....	50
7.3.5.	Lineas de freno.....	50
7.4.	Piezas maquinadas.....	50
7.4.1.	Mazas.....	50
7.4.2.	Portabaleros.....	55
7.4.3.	Soporte disco de freno trasero.....	59
7.5.	Ensamble masas no suspendidas.....	60
7.6.	Planos de los elementos maquinados.....	62
8.	Resultados.....	72
8.1.	Pruebas del vehículo 2024.....	72
8.2.	Análisis en ANSYS.....	74
8.2.1.	Simulaciones de las mazas.....	74
8.2.2.	Simulaciones de los portabaleros.....	78
8.2.3.	Simulación del soporte del disco trasero.....	80
9.	Análisis y discusión de resultados.....	82
9.1.	Resultados simulaciones de las mazas.....	82
9.2.	Resultados simulaciones de los portabaleros.....	82
9.3.	Resultados simulaciones del soporte del disco trasero.....	82
9.4.	Resultados de las pruebas dinámicas en el deportivo Reynosa.....	82
9.5.	Resultados de la prueba de frenado.....	83

10.	Conclusiones .....	84
11.	Referencias bibliográficas .....	85
12.	Entregables .....	85

## Índice de Figuras

Figura 1.	Componentes masas no suspendidas.....	14
Figura 2.	Maza fracturada .....	15
Figura 3.	Fragmento de la maza fracturada.....	15
Figura 4.	Maza soldada .....	15
Figura 5.	Maza con soporte para disco de freno.....	19
Figura 6.	Maza sin soporte para disco de freno.....	19
Figura 7.	Portabaleros delantero con ensamble para horquillas y bieleta .....	20
Figura 8.	Portabaleros trasero con ensamble con el amortiguador y tirante de la suspensión .....	20
Figura 9.	Ensamble rin y neumático .....	20
Figura 10.	Sistema de frenado .....	21
Figura 11.	Cilindro maestro .....	23
Figura 12.	Caliper .....	24
Figura 13.	Balatas.....	24
Figura 14.	Centro de maquinado haas vf-1 [9] .....	40
Figura 15.	Palpador del WIPS.....	41
Figura 16.	Llanta y rin del vehículo BAJA SAE 2023 .....	48
Figura 17.	Caliper ATV 250 cc. ....	49
Figura 18.	Caliper 250z [14].....	49
Figura 19.	Disco de freno de 180 mm de diámetro.....	50
Figura 20.	Disco de freno de 220 mm de diámetro.....	50
Figura 21	Cilindro maestro [14] .....	50
Figura 22.	Diseño preliminar de la maza delantera .....	52
Figura 23.	Diseño preliminar de la maza trasera .....	52
Figura 24.	Maza delantera .....	52
Figura 25.	Maza trasera.....	52

Figura 26. Mazas impresas en 3D .....	53
Figura 27. Calibración del palpador.....	53
Figura 28. Calibración con diámetro patrón.....	53
Figura 29. Primer maquinado de la maza delantera .....	54
Figura 30 Maza delantera maquinada.....	54
Figura 31 Maza trasera maquinada .....	55
Figura 32. Proceso de astriado en una maza .....	55
Figura 33. Astriado terminado en una maza.....	55
Figura 34. Diseño preliminar portabaleros delantero .....	56
Figura 35. Diseño preliminar portabaleros trasero.....	56
Figura 36. Portabaleros delantero .....	56
Figura 37. Portabaleros trasero.....	56
Figura 38. Impresión 3D portabaleros delantero.....	57
Figura 39. Impresión 3D portabaleros trasero .....	57
Figura 40 Simulación en MasterCAM del portabaleros delantero .....	57
Figura 41. Maquinado del portabaleros delantero .....	58
Figura 42. Programación del código CNC en MasterCAM del portabaleros delantero .....	58
Figura 43. Portabaleros trasero maquinado .....	59
Figura 44. Ensamble del soporte con el disco de frenos trasero.....	59
Figura 45. Simulación del maquinado en MasterCAM.....	60
Figura 46. Soporte del disco maquinado.....	60
Figura 47. Ensamble maza portabaleros eje delantero.....	61
Figura 48. Ensamble eje trasero .....	61
Figura 49. Ensamble del disco de freno trasero al eje .....	62
Figura 50. Ensamble del disco de freno trasero con el caliper.....	62
Figura 51. Pedalera y cilindros maestros .....	62
Figura 52. Prueba de frenos en asfalto .....	72
Figura 53. Prueba de frenos en tierra.....	72
Figura 54. Prueba de aceleración .....	73
Figura 55. Prueba obstáculos sobre troncos .....	73

Figura 56. Prueba de maniobrabilidad.....	74
Figura 57. Prueba de arrastre de camioneta comercial .....	74
Figura 58. Cargas aplicadas en la maza delantera.....	75
Figura 59. Cargas aplicadas en la maza trasera .....	75
Figura 60 Simulación de la deformación total en la maza delantera .....	76
Figura 61 Simulación de la deformación total en la maza trasera .....	76
Figura 62 Simulación de los esfuerzos de Von-Mises en la maza delantera.....	77
Figura 63 Simulación de los esfuerzos de Von mises en la maza trasera.....	77
Figura 64. Simulación de la deformación total en el portabaleros delantero .....	78
Figura 65. Simulación del esfuerzo de Von Mises en el portabaleros delantero.....	79
Figura 66. Simulación de la deformación total en el portabaleros trasero .....	79
Figura 67. Simulación del esfuerzo de Von Mises en el portabaleros trasero .....	80
Figura 68. Simulación de la deformación total en el soporte del disco.....	80
Figura 69. Simulación del esfuerzo máximo de Von-Mises en el soporte del disco.....	81
Figura 70 Balero desplazado fuera del portabalero trasero .....	83

Lista de tablas

Tabla 1. Área total del pistón para cada tipo de caliper .....	33
Tabla 2. Tamaño del cilindro maestro vs área del pistón.....	34
Tabla 3. Datos para los cálculos del sistema de frenos. ....	44

## 1. Introducción.

BAJA SAE es una competencia internacional organizada por la SAE International (Sociedad de Ingenieros Automotrices), que desafía a estudiantes universitarios a aplicar sus conocimientos de ingeniería en el diseño y construcción de vehículos todo terreno monoplaza [1], en la figura 1 se pueden observar algunos de los elementos que componen las masas no suspendidas que incluyen entre otros las mazas, portabaleros, llanta, rin, caliper, discos de freno, balatas, cilindros maestros y líneas hidráulicas.

El rendimiento en las pruebas realizadas en la competencia BAJA SAE donde se evalúa la capacidad del vehículo para superar terrenos irregulares y obstáculos, depende en gran medida de la eficacia del diseño de las masas no suspendidas. Un diseño deficiente puede afectar negativamente tanto el rendimiento del vehículo como la seguridad del conductor.

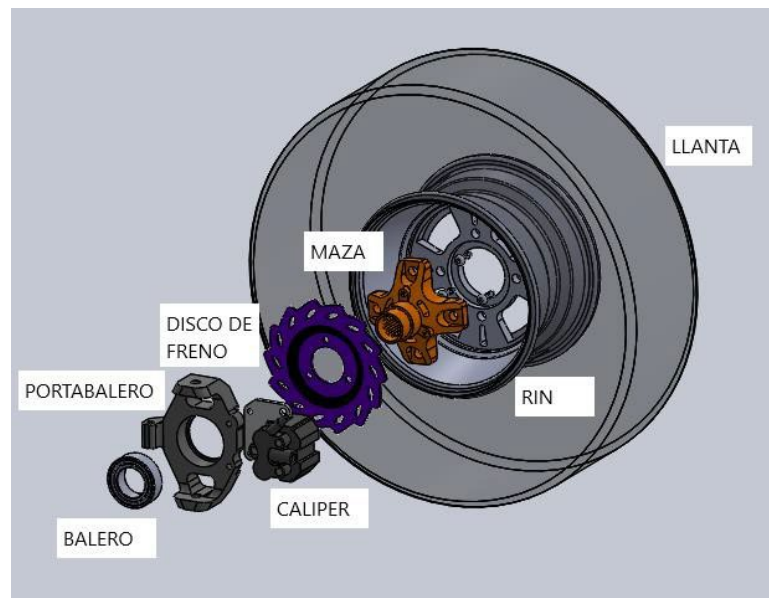


Figura 1. Componentes masas no suspendidas.

Los aspectos críticos a considerar, incluyen la reducción del peso de las mazas y portabaleros, la eficiencia del sistema de frenado, la optimización de costos en la selección y manufactura de los componentes, así como la resistencia estructural de las mazas.

Además, este año se diseñó un freno de un solo disco para el eje trasero del vehículo, con el objetivo de encontrar un equilibrio entre costo, peso y rendimiento. Es relevante destacar que, durante la competencia BAJA SAE de 2023, se produjo la fractura de una de las mazas como se muestra en las Figuras 2 y 3, sin embargo, siguió operando con la maza fracturada y al volver de la competencia se soldó la maza como se muestra en la Figura 4. La ruptura resalta la necesidad de llevar a cabo un análisis exhaustivo de las cargas y tensiones a las que están sometidas las mazas en condiciones extremas, con el fin de garantizar su integridad estructural y la seguridad del vehículo.



Figura 2. Maza fracturada



Figura 3. Fragmento de la maza fracturada.



Figura 4. Maza soldada.



## 2. Antecedentes.

Design and Analysis of Wheel Hub of Baja ATV in ANSYS. Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). En este artículo se llevó a cabo un análisis de deformaciones utilizando el software ANSYS en una maza diseñada con SolidWorks, con aluminio 7075 como material de referencia. Para la simulación, se efectuó un análisis dinámico que consideró las fuerzas potenciales a las que estará sometido el componente. Este artículo apoya como referencia y soporte para la realización de simulaciones en ANSYS para las mazas y portabaleros del vehículo 2024. [2]

Design and Selection of the Braking System for All-Terrain Vehicle. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). En este artículo se presentó el diseño del sistema de frenos para un vehículo tipo BAJA. En el estudio, se optó por la configuración de un disco de freno trasero interior (inboard brake system) y se realizó un cálculo exhaustivo de la distribución de cargas. Este artículo ofrece una alternativa significativa para la selección de la configuración del sistema de frenos para el modelo de vehículo del año 2024. [3]

Optimización topológica y estructural del pedal de freno de un vehículo para la competencia BAJA SAE 2023. Journal Industrial Engineering. En este artículo se presentó el diseño del pedal de freno para un vehículo tipo BAJA SAE. El estudio empleó análisis de elementos finitos y métodos de optimización topológica utilizando ANSYS, logrando una reducción de la masa en un 30%, minimizando las variaciones en las deformaciones y extendiendo el ciclo de vida del componente. Este trabajo proporciona una base valiosa para el diseño del sistema de pedales del vehículo previsto para el año 2024, abordando tanto la reducción de peso como los factores relevantes asociados con la modificación de la geometría del pedal establecida en 2023. [4]

Diseño del sistema de masas no suspendidas del vehículo Baja SAE UAM 2023. Universidad Autónoma Metropolitana. En este reporte de proyecto de integración se implementó el uso de manómetros en las líneas de frenos con el objetivo de ajustar los vástagos de la barra balance en función de la relación de presiones en ambas líneas. Este proyecto puede servir como base para la adaptación de la barra de balance y el posible diseño de ésta. [5]

### 3. Justificación.

El contar con un disco de freno en el eje trasero debe permitir superar la prueba de frenado, garantizando la seguridad del piloto. El cambio de dos discos a uno solo también mejorará la relación potencia-peso del vehículo.

El diseño del portabaleros y la maza considerará una geometría más esbelta que con base en los análisis de cargas, evite su ruptura durante la competencia.

El peso de los pedales podrá disminuir al eliminar una de las dos placas que los forman.

Para el vehículo de 2024, se propone un diseño integral que aborde las deficiencias estructurales previas incluyendo la reducción del peso de las mazas y portabaleros, junto con un sistema de frenado eficiente y confiable.

Estas mejoras deberán cumplir con los rigurosos estándares de la competencia BAJA SAE, incrementarán el rendimiento del vehículo y establecerán una base de conocimientos que facilite la mejora continua.

## 4. Objetivos.

Objetivo general.

Diseñar y construir el sistema de frenos y masas no suspendidas para el vehículo 4x4 BAJA SAE UAM 2024.

Objetivos particulares.

Diseñar las mazas y los portabaleros ligeros considerando el ángulo de giro para que no afecte en el sistema de dirección del vehículo.

Diseñar la placa de pedales considerando una distribución ergonómica empleando materiales ligeros y resistentes.

Diseñar el sistema de frenos instalando un solo disco para el eje trasero.

Diseñar los elementos que componen el sistema de frenado.

Analizar las deformaciones de los elementos del sistema de masas no suspendidas empleando el software ANSYS.

Seleccionar los elementos comerciales necesarios para el sistema de masas no suspendidas.

Manufacturar los componentes no comerciales del sistema de masas no suspendidas.

Implementar el sistema de masas no suspendidas en el vehículo.

Verificar y de ser necesario modificar el sistema en la competencia BAJA SAE MÉXICO 2024.

## 5. Marco teórico.

### 5.1. Masas no suspendidas.

En un vehículo, el peso no suspendido se refiere a los elementos situados por debajo del sistema de suspensión y que están en contacto directo con el suelo, como el sistema de frenos, los mazas y los portabaleros. La correcta selección, diseño y mantenimiento de estos componentes son esenciales para optimizar el rendimiento del vehículo, especialmente en aplicaciones de alto desempeño, como los vehículos todo terreno o de competición.

#### 5.1.1. Maza.

La maza es un componente mecánico que actúa como un acoplamiento para transmitir el movimiento de rotación del eje hacia la llanta. Este elemento conecta el rin con el semieje y, además, puede servir como soporte o apoyo para el montaje del disco de freno como se puede ver en las figuras 5 y 6, dependiendo de su configuración. Garantiza una transmisión eficiente del torque y la integración de los sistemas de frenado y rodamiento.

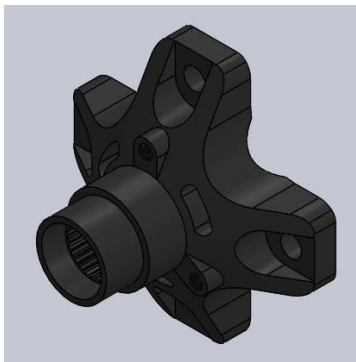


Figura 5. Maza con soporte para disco de freno.

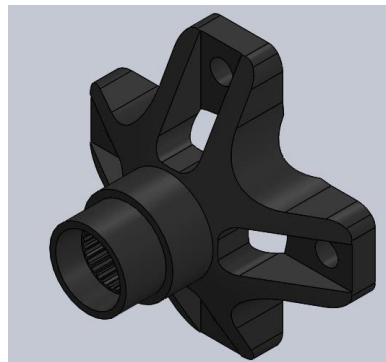


Figura 6. Maza sin soporte para disco de freno.

#### 5.1.2. Portabaleros.

Los portabaleros son componentes mecánicos esenciales que tienen la función de soportar las cargas generadas en el peso suspendido del vehículo. Actúan como puntos de conexión entre la rueda, la bieleta de la dirección y las horquillas del sistema de suspensión como se observa en las figuras 7 y 8, permitiendo una transmisión eficiente de fuerzas y momentos. Además de su función de soporte estructural, los portabaleros facilitan el giro libre de la rueda mediante el alojamiento y soporte de los rodamientos, lo que contribuye a un movimiento suave y controlado. Su diseño y materialidad son clave para garantizar la estabilidad y seguridad del sistema de dirección y suspensión, asegurando una respuesta óptima durante las maniobras y la absorción de impactos.

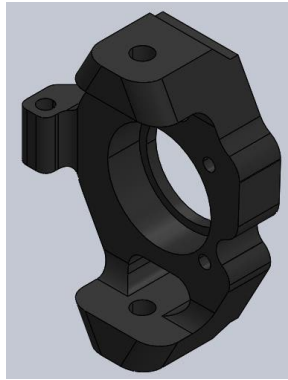


Figura 7. Portabaleros delantero con ensamble para horquillas y bieleta.

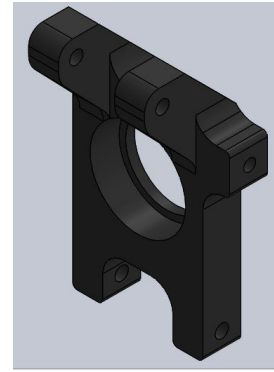


Figura 8. Portabaleros trasero con ensamble con el amortiguador y tirante de la suspensión.

### 5.1.3. Rin y neumático.

El rin es una pieza metálica central de la rueda sobre el que se monta el neumático como se observa en la figura 9. El neumático es una pieza de caucho, su función consiste en permitir un contacto adecuado con el pavimento por adherencia y fricción, a fin de posibilitar el arranque, el frenado y la maniobrabilidad del vehículo.

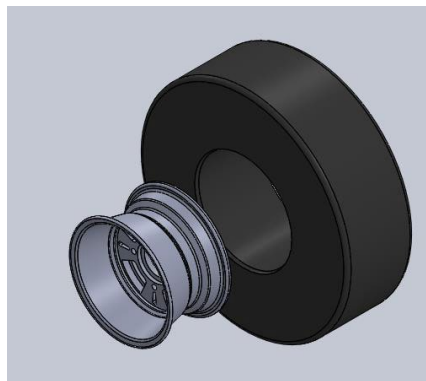


Figura 9. Ensamble rin y neumático.

## 5.2. Sistema de frenos.

El sistema de frenos opera mediante un mecanismo hidráulico que se activa al presionar el pedal de freno. Este movimiento acciona el cilindro maestro, el cual genera presión en el fluido de frenos. El fluido presurizado es transportado a través de las tuberías del sistema de frenado hacia los actuadores, como caliper o cilindros de freno, dependiendo del diseño del sistema. Estos componentes aplican una fuerza sobre los elementos de frenado, ya sean balatas, zapatas o fricciones, generando una resistencia al movimiento. La fricción resultante disipa la energía cinética del vehículo en forma de calor, reduciendo su velocidad de manera progresiva hasta detenerlo. Este

sistema hidráulico está diseñado para garantizar una distribución uniforme de la presión, asegurando una operación eficiente y segura. Se puede observar un ejemplo del sistema de frenos en la Figura 10.

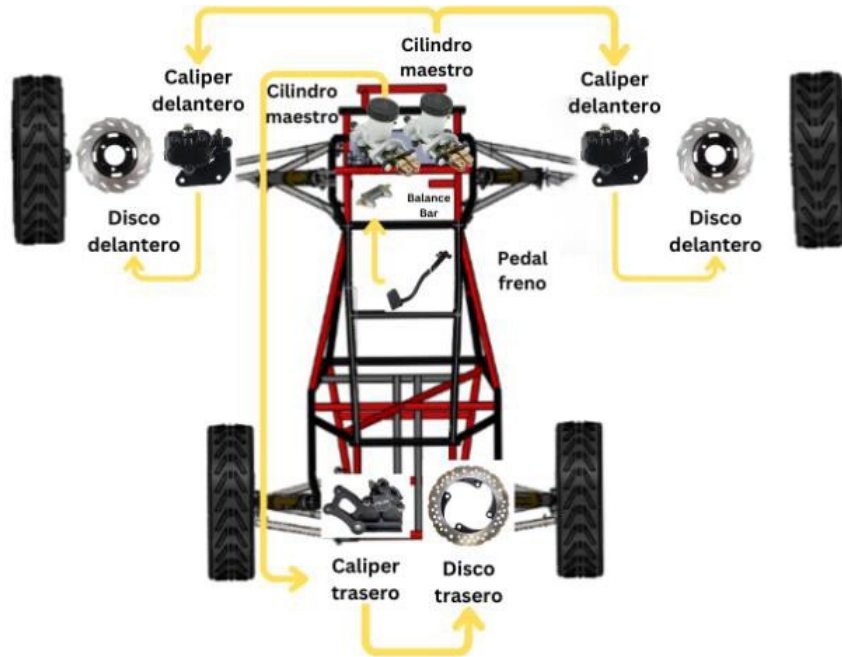


Figura 10. Sistema de frenado.

### 5.2.1. Frenos *Inboard*.

El sistema de frenos *inboard* se caracteriza por tener los componentes de frenado, como los discos y los calipers, montados dentro del chasis del vehículo, en lugar de estar directamente instalados en las ruedas. Este diseño es especialmente utilizado en vehículos de competencia o alto rendimiento, ya que permite reducir el peso no suspendido, lo que contribuye a una mejora significativa en el comportamiento dinámico del vehículo, optimizando su respuesta y estabilidad durante las maniobras.

### 5.2.2. Tipos de sistemas de frenos.

Los principales tipos de sistemas de frenos son los de tambor y los de disco, los cuales presentan diferencias significativas en su diseño y funcionamiento. Los frenos de tambor utilizan zapatas que presionan contra la superficie interna de un tambor giratorio para generar fricción, mientras que los frenos de disco emplean caliper y balatas que actúan sobre un disco giratorio. Cada tipo ofrece ventajas específicas dependiendo de las condiciones de operación, como la disipación de calor, la eficiencia de frenado y los requisitos de mantenimiento.

#### 5.2.2.1. Sistema de frenos de tambor.

El sistema de frenos de tambor utiliza un tambor giratorio y zapatas que se presionan contra su superficie interna para generar fricción y reducir la velocidad del vehículo. Al accionar el pedal de freno, el cilindro empuja las zapatas hacia el tambor, convirtiendo la energía cinética en calor. Aunque son económicos y fáciles de mantener, los frenos de tambor tienen una capacidad limitada para disipar calor, lo que puede afectar su rendimiento en condiciones de frenado intenso.

#### 5.2.2.2. Sistema de frenos de disco.

El sistema de frenos de disco utiliza un disco metálico fijo y un caliper que presiona las balatas contra el disco para generar fricción y reducir la velocidad del vehículo. Este sistema ofrece una mejor disipación del calor, lo que mejora el rendimiento de frenado y previene el desvanecimiento del freno. En vehículos todo terreno, es común encontrar configuraciones con un solo disco trasero, lo que ayuda a reducir el peso y mejorar la maniobrabilidad sin comprometer la eficacia del frenado en terrenos difíciles.

##### 5.2.2.2.1. Pedal.

El pedal de freno es un componente mecánico diseñado para transmitir la fuerza aplicada por el conductor al sistema de frenado, actuando como el punto inicial en la cadena de transmisión de fuerzas dentro del mecanismo hidráulico o mecánico del vehículo.

##### 5.2.2.2.2. Balance bar.

La barra de balance es un componente mecánico encargado de recibir la fuerza aplicada al pedal de freno y distribuirla de manera equilibrada entre los cilindros maestros, garantizando una operación uniforme y eficiente del sistema de frenado.

##### 5.2.2.2.3. Cilindro maestro.

Este componente es responsable de generar la presión hidráulica necesaria para el funcionamiento del sistema de frenado. Dispone de un depósito que almacena el líquido de frenos y lo suministra al mecanismo interno como se observa en la figura 11. A través del movimiento de un pistón, el fluido es comprimido y la presión generada se transmite eficientemente hacia las líneas hidráulicas, asegurando la activación de los elementos de frenado en las ruedas.

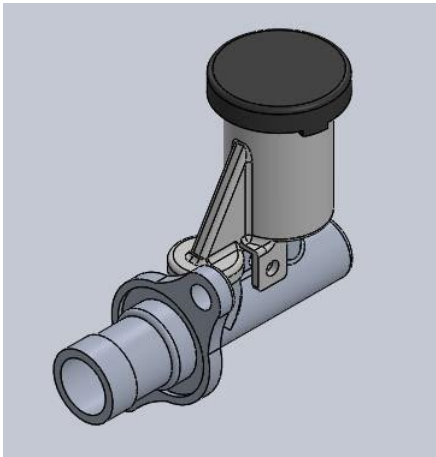


Figura 11. Cilindro maestro.

#### 5.2.2.2.4. Líquido de frenos.

El líquido de frenos es un fluido hidráulico que transmite la presión desde el cilindro maestro hasta los actuadores del sistema de frenado. Debe tener un alto punto de ebullición para soportar las altas temperaturas y propiedades anticorrosivas y antiespumantes. Los tipos más comunes son los líquidos a base de glicol (DOT) y mineral (LHM). Su correcta selección y mantenimiento son cruciales para asegurar el rendimiento y la seguridad del sistema de frenado.

#### 5.2.2.2.5. Líneas de frenos.

Las líneas de frenos son conductos encargados de transportar el líquido de frenos desde el cilindro maestro hasta los actuadores, como los caliper o cilindros de freno. Están fabricadas generalmente de acero o materiales compuestos, diseñadas para resistir la presión del fluido y las condiciones de trabajo extremas. Las líneas deben ser robustas, flexibles y resistentes a la corrosión para garantizar un rendimiento seguro y duradero del sistema de frenado. Además, se utilizan en conjunto con mangueras de freno en las zonas móviles del vehículo, como las ruedas, para permitir el movimiento sin comprometer la integridad del sistema hidráulico.

#### 5.2.2.2.6. Disco de freno.

El disco de freno es un componente metálico que proporciona una superficie de contacto para las balatas del caliper. Al presionar las balatas contra el disco, se genera fricción para reducir la velocidad del vehículo. Los discos están diseñados para disipar el calor y evitar el desvanecimiento del freno, y se fabrican en materiales resistentes como hierro fundido o compuestos de carbono. Existen discos ventilados, perforados o ranurados, que mejoran la refrigeración y la evacuación de gases.

#### 5.2.2.2.7. Caliper.

El caliper como se muestra en la Figura 12 es un componente del sistema de frenos que aloja las balatas y las presiona contra el disco de freno para generar fricción y reducir la velocidad del vehículo. Está compuesto por una carcasa que puede ser flotante o fija, dependiendo del diseño del



sistema. El caliper se activa por la presión del líquido de frenos, que empuja los pistones dentro del caliper, haciendo que las balatas entren en contacto con el disco. Este componente es crucial para el rendimiento y la eficiencia del sistema de frenado, y está diseñado para resistir altas temperaturas y fuerzas de frenado.



Figura 12. Caliper

#### 5.2.2.2.7.1. Balatas.

Las balatas se pueden observar en la Figura 13, son componentes de material compuesto que forman parte del sistema de frenos de los vehículos. Su función principal es generar la fricción necesaria para desacelerar o detener las ruedas al accionar el pedal del freno, transformando la energía cinética en calor.

Estos elementos están diseñados para sufrir un desgaste progresivo durante su operación, lo que requiere su reemplazo periódico para garantizar el funcionamiento eficiente y seguro del sistema de frenos.



Figura 13. Balatas

### 5.3. Reglamento BAJA SAE 2024.

#### 5.3.1. Artículo 7. Control del vehículo.

##### 5.3.1.1. Sistema de frenos.

El vehículo debe contar con un sistema de frenos de fricción primario, actuado hidráulicamente, que actúe sobre todas las ruedas y sea operado por un solo pedal. El pedal debe accionar directamente el cilindro maestro a través de un enlace rígido (es decir, no se permiten cables). El sistema de frenos debe ser capaz de bloquear y deslizar todas las ruedas, tanto en condiciones estáticas como a velocidad, independientemente de las condiciones del terreno o del modo del tren motriz. El sistema de frenos debe tener suficiente fuerza para mantener detenido el vehículo mientras el motor esté en funcionamiento en cualquier configuración del tren motriz utilizada en la competencia. Los pedales de freno y los componentes asociados deben ser fabricados de acero o aluminio, y estar diseñados para soportar una fuerza mínima de 450 lbf (2000 N) sobre el pedal de freno.

El rendimiento del sistema de frenos estará sujeto a prueba a solicitud de los Inspectores Técnicos Nacionales (NTI) en cualquier momento durante la competencia. El fracaso en esta prueba de rendimiento resultará en que los equipos deberán regresar a sus paddocks para realizar las reparaciones necesarias antes de participar nuevamente en la competencia. [6]

##### 5.3.1.2. Circuitos independientes.

El sistema de frenos debe estar dividido en al menos dos (2) circuitos hidráulicos independientes, de modo que, en caso de una fuga o fallo en cualquier punto de uno de los sistemas, se mantenga una potencia de frenado efectiva en al menos dos ruedas. Se recomienda a los equipos que construyan cada circuito con su propio depósito de fluido físicamente separado. Actualmente se permite un depósito único con compartimientos que sirva a dos circuitos. [6]

##### 5.3.1.3. Ubicación del freno.

Los frenos en el eje motriz deben operar a través del tren final. Se permite el frenado interno mediante juntas universales. Está prohibido el frenado en un árbol intermedio a través de una etapa de reducción intermedia. [6]

##### 5.3.1.4. Frenos de corte.

Se permiten los “frenos de corte” operados con mano o pie, siempre que también se cumpla la sección B.7.1. Un sistema de frenos primario debe ser capaz de bloquear las cuatro ruedas con un solo pie. Si se usan dos pedales separados para bloquear dos (2) ruedas cada uno, los pedales deben estar lo suficientemente cerca como para que se pueda usar un solo pie para bloquear las cuatro ruedas. Cualquier freno que se accione deberá encender la luz de freno. [6]

##### 5.3.1.5. Líneas de freno.

Todas las líneas de freno deberán estar montadas de manera segura en el vehículo y no deben sobresalir por debajo del chasis o de los componentes de la suspensión.

Todas las líneas de freno deberán ser direccionadas y orientadas de manera que no queden comprimidas por las partes de la dirección o suspensión, ni en contacto con bordes afilados.

Todas las líneas de freno deberán tener un rango completo de movimiento dentro del sistema de dirección y suspensión.

En ningún momento las líneas de freno deberán ser sometidas a tensión ni entrar en contacto con los neumáticos y ruedas del vehículo.

Todas las líneas de freno deberán estar diseñadas para las presiones esperadas en el sistema de frenos y ser químicamente compatibles con el líquido de frenos en uso.

Ninguna línea de freno podrá estar construida de tubería plástica común. [6]

## 6. Análisis dinámico del vehículo.

El análisis dinámico de un sistema de frenos en un ATV consiste en estudiar el comportamiento del sistema de frenado bajo condiciones de movimiento, considerando las fuerzas involucradas durante el proceso de frenado, como la desaceleración, la transferencia de peso y la distribución de las cargas entre las ruedas. Este análisis busca optimizar el rendimiento del sistema de frenos, asegurando una desaceleración controlada y eficiente, así como una distribución adecuada de las fuerzas para mantener la estabilidad del vehículo. El análisis incluye factores como la respuesta de los componentes de suspensión, la interacción entre las ruedas y el terreno, y las características del sistema de frenos (discos, pastillas, líquido de frenos, etc.), con el fin de evaluar y mejorar la seguridad y el control del ATV en diferentes condiciones de conducción. [7]

### 6.1. Transferencia de peso en un ATV.

La transferencia de peso durante el frenado en un ATV se refiere al desplazamiento del centro de masa del vehículo hacia la parte delantera cuando se aplica una fuerza de frenado. Este fenómeno ocurre debido a la desaceleración, lo que genera una distribución desigual de las cargas sobre las ruedas. Las ruedas delanteras reciben un mayor peso, mejorando la adherencia, mientras que las ruedas traseras experimentan una reducción de carga, lo que puede disminuir la capacidad de frenado y aumentar el riesgo de deslizamiento.

El control adecuado de esta transferencia es crucial para mantener la estabilidad y el rendimiento de frenado, especialmente en terrenos irregulares.

La transferencia de peso se puede calcular con la Ec. (1).

$$W = \frac{W_v \cdot \mu \cdot y_{cg}}{l} \quad (1)$$

Donde:

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

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

- $\mu$  = Coeficiente de fricción entre la llanta y el suelo.
- $y_{cg}$  = Distancia vertical del suelo al centro de gravedad [m].
- $l$  = Distancia entre los ejes de las ruedas [m].

### 6.1.1. Transferencia de peso en los ejes.

La transferencia de peso hacia el eje delantero durante la frenada ocurre cuando, al frenar, el vehículo desacelera y la fuerza resultante hace que el centro de masa se desplace hacia la parte delantera. Esto provoca que las ruedas delanteras soporten un mayor peso, lo que aumenta su agarre con el terreno y mejora la capacidad de frenado.

Sin embargo, este aumento de carga en las ruedas delanteras puede generar un mayor desgaste en los frenos y la suspensión de ese eje. Controlar adecuadamente esta transferencia de peso es esencial para asegurar la estabilidad y efectividad el frenado, evitando que el vehículo pierda tracción o estabilidad, especialmente en terrenos difíciles. Se puede obtener con el uso de la Ec. (2).

$$W_{df} = W_d + W \quad (2)$$

Donde:

$W_{df}$  = Transferencia de peso al eje delantero [N].

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

$W$  =Transferencia de peso [N].

Mientras que la transferencia de peso al eje trasero al frenar ocurre cuando, debido a la desaceleración, el centro de masa se desplaza hacia la parte trasera, aumentando la carga en las ruedas traseras. Esto mejora su tracción, pero si es excesivo, puede causar pérdida de adherencia y riesgo de deslizamiento. Controlar esta transferencia es clave para mantener la estabilidad y el control durante la frenada, especialmente en terrenos irregulares. Se puede calcular con la Ec. (3).

$$W_{tf} = W_t + W \quad (3)$$

Donde:

$W_{tf}$  = Transferencia de peso al eje trasero [N].

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

$W$  =Transferencia de peso [N].

### 6.1.2. Porcentaje de distribución de peso.

La distribución de peso en un vehículo generalmente es de un 60-70% en el eje delantero y un 30-40% en el eje trasero. Durante la frenada, el peso se transfiere hacia el eje delantero, aumentando la carga en esas ruedas y reduciendo la carga en el eje trasero, lo que puede variar hasta un 10 - 15% dependiendo de la intensidad de la frenada y las condiciones del vehículo.

#### 6.1.2.1. Porcentaje de distribución de peso en el eje delantero.

Se hace una relación entre el peso del eje trasero durante el frenado y el peso total del vehículo, calculándose con la Ec. (4).

$$P_{dd} = \frac{W_d}{W_V} * 100 \quad (4)$$

Donde:

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

$W_V$  = Peso total del vehículo [N].

#### 6.1.2.2. Porcentaje de distribución de peso en el eje trasero.

Se hace una relación entre el peso del eje trasero durante el frenado y el peso total del vehículo, calculándose con la Ec. (5).

$$P_{dt} = \frac{W_t}{W_V} * 100 \quad (5)$$

Donde:

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

$W_V$  = Peso total del vehículo [N].

### 6.1.3. Distancia de los ejes al centro de gravedad.

El cálculo de la distancia de los ejes al centro de gravedad (CG) en un vehículo es esencial para entender cómo se distribuye el peso y cómo afecta a la dinámica del vehículo, especialmente durante maniobras como el frenado. Esta distancia se puede calcular a partir de la geometría del vehículo y las ubicaciones relativas del centro de masa y los ejes.

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

Para calcular la distancia desde el eje delantero hasta el centro de gravedad en el eje longitudinal, se divide el peso soportado por el eje trasero entre el peso total del vehículo. Luego, este valor se multiplica por la distancia entre los ejes de las ruedas. Como se puede observar en la Ec. (6).

$$X_d = \frac{W_t}{W_v} * l \quad (6)$$

Donde:

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

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

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

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

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

Para calcular la distancia desde el eje trasero hasta el centro de gravedad en el eje longitudinal, se divide el peso soportado por el eje delantero entre el peso total del vehículo. Luego, este valor se multiplica por la distancia entre los ejes de las ruedas. Como se puede observar en la Ec. (7).

$$X_t = \frac{W_d}{W_v} * l \quad (7)$$

Donde:

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

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

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

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

#### 6.1.4. Fuerzas aplicadas a los ejes de las ruedas.

Al frenar un ATV, se aplican varias fuerzas a los ejes de las ruedas debido a la deceleración y a la transferencia de peso. Estas fuerzas dependen de la distribución del peso del vehículo, la dinámica de frenado y la interacción entre las ruedas y el terreno.

#### 6.1.4.1. Fuerza vertical en el eje trasero.

La fuerza vertical en el eje trasero de un ATV durante la frenada está relacionada con la transferencia de peso y la distribución de las cargas sobre las ruedas. Esta fuerza cambia a medida que el vehículo desacelera y el centro de masa se desplaza hacia el eje delantero, lo que afecta la carga en el eje trasero. Se calcula con la Ec. (8).

$$F_{vt} = \frac{W_v * X_d}{l} - W \quad (8)$$

Donde:

$F_{vt}$  = Fuerza vertical en el eje trasero [N].

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

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

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

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

#### 6.1.4.2. Fuerza vertical en el eje delantero.

Es posible obtener la fuerza vertical en el eje delantero haciendo uso de la Ec. (9).

$$F_{vd} = W_v - F_{vt} + W \quad (9)$$

Donde:

$F_{vd}$  = Fuerza vertical en el eje delantero [N].

$W_v$  = Peso total del vehículo [N].

$F_{vt}$  = Fuerza vertical en el eje trasero [N].

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

#### 6.1.5. Fuerzas de frenado.

Las fuerzas de frenado en un ATV incluyen la fuerza longitudinal de frenado, que reduce la velocidad del vehículo mediante la fricción entre las ruedas y el terreno, y la fuerza de fricción, que depende del coeficiente de fricción y la carga en las ruedas. Durante la frenada, ocurre una transferencia de peso hacia el eje delantero, lo que aumenta la carga en las ruedas delanteras y disminuye la de las traseras, afectando la capacidad de frenado. Además, el frenado genera momentos de torsión, causando una inclinación hacia adelante del ATV, lo que influye en la estabilidad. La efectividad de

estas fuerzas depende de factores como la distribución del peso, las condiciones del terreno y el sistema de frenos.

#### 6.1.5.1. Fuerzas de frenado en el eje trasero.

Las fuerzas de frenado en el eje trasero se calculan en función de la fuerza vertical en el eje trasero, ya que la capacidad de frenado depende de la carga sobre las ruedas. La fuerza vertical en las ruedas traseras influye directamente en el coeficiente de fricción entre las ruedas y el terreno, que determina la cantidad de fuerza de frenado que se puede generar sin que las ruedas pierdan tracción. Se calcula con la Ec. (10).

$$F_{ft} = \mu * F_{vt} \quad (10)$$

Donde:

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

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

$F_{vt}$  = Fuerza vertical en el eje trasero [N].

#### 6.1.5.2. Fuerzas de frenado en el eje delantero.

Las fuerzas de frenado en el eje delantero aumentan durante la frenada debido a la transferencia de peso hacia el eje delantero. Esto incrementa la carga en las ruedas delanteras, mejorando su capacidad de frenado. Se calcula con la Ec. (11).

$$F_{fd} = \mu * F_{vd} \quad (11)$$

Donde:

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

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

$F_{vd}$  = Fuerza vertical en el eje delantero [N].

#### 6.1.5.3. Fuerza máxima de frenado.

La fuerza máxima de frenado es la mayor cantidad de fuerza que un sistema de frenos puede aplicar antes de que las ruedas pierdan tracción y el vehículo comience a deslizarse. Se calcula como la



suma de las fuerzas de frenado en los ejes delanteros y traseros (calculadas con las Ec. (10) y (11)), en la Ec. (12).

$$F_{mf} = F_{fd} + F_{ft} \quad (12)$$

Donde:

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

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

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

#### 6.1.5.4. Fuerza total de frenado.

Es la cantidad total de esfuerzo que el sistema de frenos debe ejercer para detener el movimiento, considerando todos los factores que intervienen en la interacción entre las superficies de frenado y las resistencias al movimiento. Este concepto es fundamental para dimensionar adecuadamente los sistemas de frenos en vehículos o maquinarias, garantizando tanto su eficacia como la seguridad en su operación.

De las ecuaciones (10) y (11) se obtuvo la fuerza de frenado en cada llanta, para obtener la fuerza total se tiene que multiplicar por cada llanta en cada eje, con la Ec. (13).

$$F_{tf} = 2F_{ft} + 2F_{fd} \quad (13)$$

Donde:

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

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

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

#### 6.1.6. Par torsional generado por las ruedas.

El par torsional generado en la rueda de un ATV es la fuerza rotacional que el motor transmite a través del sistema de transmisión para hacer girar las ruedas. Este par es crucial para la tracción, permitiendo al ATV avanzar en terrenos difíciles. Si el par es demasiado alto para la adherencia del suelo, las ruedas pueden patinar, y su distribución entre las ruedas (especialmente en vehículos 4x4) afecta la estabilidad y el comportamiento en curvas. El par torsional es una medida clave para evaluar el rendimiento del ATV en diversas condiciones.

#### 6.1.6.1. Par torsional en el eje delantero.

Se obtiene multiplicando la fuerza de frenado en el eje delantero por el radio del disco de freno, como se muestra en el Ec. (14).

$$T_d = F_{fd} * R_{pf} \quad (14)$$

Donde:

$T_d$  = Par torsional en una llanta del eje delantero [N\*m].

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

$R_{pf}$  = Radio del disco de freno en el eje delantero [m].

#### 6.1.7. Cálculos del sistema hidráulico.

Para calcular el sistema de frenos hidráulicos de un ATV, primero se determina la fuerza necesaria para frenar el vehículo, considerando su masa y la desaceleración deseada. Luego, se calcula el torque que cada freno debe generar, teniendo en cuenta el tamaño del disco o tambor de freno. A partir de ahí, se estima la presión hidráulica que debe generar el sistema para producir la fuerza de frenado, considerando el área de los pistones del freno. Finalmente, se seleccionan los componentes hidráulicos adecuados, como bombas y mangueras, que puedan soportar la presión calculada y asegurar un funcionamiento eficiente y seguro del sistema de frenos.

#### 6.1.7.1. Cálculo del área del pistón del caliper.

El área total del pistón se obtiene multiplicando el área de un solo pistón por la cantidad de pistones presentes en el caliper. Se calcula con la Ec. (15).

$$A_p = 0.785D_p^2 \quad (15)$$

Donde:

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

$D_p$  = Diámetro del pistón [m].

Una vez calculada el área pistón se puede recurrir a la Tabla 1 para obtener el área total del pistón del caliper [7].

Tabla 1. Área total del pistón para cada tipo de caliper.

Tipo de caliper	Área total del pistón (in <sup>2</sup> )
Montaje fijo – Un pistón en cada lado del disco de freno.	2A <sub>P</sub>
Montaje fijo – Dos pistones en cada lado del disco de freno.	4A <sub>P</sub>
Montaje fijo – Tres pistones en cada lado del disco de freno.	6A <sub>P</sub>
Montaje flotante - Un pistón en cada lado del disco de freno.	2A <sub>P</sub>
Montaje flotante - Dos pistones en cada lado del disco de freno.	4A <sub>P</sub>
Montaje flotante – Tres pistones en cada lado del disco de freno.	6A <sub>P</sub>

Después de calcular el área total del pistón, se debe consultar la Tabla 2 para determinar el tamaño nominal del cilindro maestro.

Si el área calculada cae entre dos tamaños estándar, elija el diámetro del cilindro maestro más cercano al área requerida. Posteriormente, puede hacer pequeños ajustes con la barra de balance.

[7]

Tabla 2. Tamaño del cilindro maestro vs área del pistón.

Diámetro nominal del cilindro maestro	Diámetro del pistón (in)	Área del pistón (in <sup>2</sup> )
5/8 in	0.6250	0.3068
11/16 in	0.6875	0.3712
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	0.9053	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

6.1.7.2. Fuerza aplicada por el pistón del cilindro maestro.

La fuerza aplicada por el pistón del cilindro maestro se refiere a la cantidad de fuerza que el pistón ejerce sobre el fluido de frenos en el sistema hidráulico. Esta fuerza depende de dos factores principales: la presión que se genera dentro del cilindro maestro y el área del pistón. Se calcula con la Ec. (18)

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

Donde:

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

$P_h$  = Presión hidráulica en el cilindro maestro [Pa].

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

#### 6.1.7.3. Fuerza aplicada por el caliper.

La fuerza aplicada por el caliper es la fuerza que el pistón del caliper ejerce sobre las pastillas de freno, las cuales, al presionar el disco de freno, generan la fricción necesaria para detener el vehículo. Esta fuerza depende de la presión hidráulica generada por el cilindro maestro y el área del pistón dentro del caliper, se calcula con la Ec. (19)

$$F_{Caliper} = n_c * P_h * A_p \quad (19)$$

Donde:

$F_{Caliper}$  = Fuerza aplicada por el caliper [N].

$n_c$  = Numero de pistones en el caliper.

$P_h$  = Presión hidráulica en el cilindro maestro [Pa].

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

#### 6.1.8. Cálculos del disco de freno.

Los cálculos relacionados con el disco de freno incluyen la determinación de la fuerza de frenado aplicada al disco, que depende de la presión ejercida por el caliper y el área de su pistón. Esta fuerza se utiliza para calcular el momento de frenado, que es el torque generado en el disco debido a la fuerza aplicada en su radio. Además, se calcula el área de contacto del disco, que depende del radio interior y exterior del disco, y es clave para la disipación de calor.

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

El radio promedio del disco de freno se refiere al valor medio entre el radio interior (radio mínimo) y el radio exterior (radio máximo) del disco. Este valor es útil para ciertos cálculos como la estimación del momento de frenado y para obtener un valor representativo del disco en general. Se calcula con la Ec. (20)

$$R_{pr} = \frac{Re + Ri}{2} \quad (20)$$

Donde:

$R_p$  = Radio promedio [m].

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

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

#### 6.1.8.2. Radio efectivo del disco de freno en el eje delantero.

La ecuación para el radio efectivo del disco de freno delantero calcula un valor representativo del radio de contacto entre las pastillas y el disco, usando las diferencias entre los radios exterior e interior elevados al cubo y al cuadrado. Este cálculo permite determinar con mayor precisión la fricción activa en el disco, lo que es esencial para evaluar el momento de frenado y la eficiencia del sistema de frenos. Se calcula con la Ec. (21)

$$R_{ef-d} = \frac{2 * (R_e^3 - R_i^3)}{3 * (R_e^2 - R_i^2)} \quad (21)$$

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].

#### 6.1.8.3. Radio efectivo del disco de freno en el eje trasero.

El radio efectivo del disco de freno trasero se calcula de manera similar al radio efectivo del disco delantero, pero con diferencias en la geometría y el diseño del sistema de frenos trasero se calcula con la Ec. (22).

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

Donde:

$R_{ef-d}$  = 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].

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

La fuerza de fricción entre el disco de freno y la balata (pastilla de freno) es la fuerza resistiva que se genera cuando las pastillas de freno entran en contacto con la superficie del disco. Esta fuerza

es responsable de convertir la energía cinética del vehículo en calor, lo que permite desacelerarlo y detenerlo. La magnitud de la fuerza de fricción depende de dos factores clave: el coeficiente de fricción ( $\mu$ ) entre los materiales del disco y la balata, y la fuerza normal aplicada por las pastillas sobre el disco. Se pueden determinar con las Ec. (23) y (24).

$$F_{Fd} = F_{cd} * \mu_b \quad (23)$$

$$F_{Ft} = F_{ct} * \mu_b \quad (24)$$

Donde:

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

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

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

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

$\mu_b$  = Coeficiente de fricción entre el disco y la balata.

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

El par torsional es crucial para entender cómo la fricción entre las pastillas y el disco genera el momento de frenado, que es lo que desacelera el vehículo. A mayor par torsional, mayor será la desaceleración, y, por lo tanto, mayor será la capacidad de frenado del sistema. Se calcula con la Ec. (25).

$$T_{fd} = F_{fd} * R_{ef-d} \quad (25)$$

Donde:

$T_{fd}$  = Torque entre el disco de freno y la balata delantera [N\*m].

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

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

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

El par torsional entre el disco de freno y la balata trasera se refiere a la cantidad de torque generado por la fricción entre las pastillas de freno (balatas) y el disco de freno en el eje trasero de un vehículo. Este par torsional es responsable de la desaceleración del vehículo al generar un momento que actúa sobre el eje, ralentizando la rotación de las ruedas. Se calcula con la Ec. (26).

$$T_{ft} = F_{ft} * R_{ef-t} \quad (26)$$

Donde:

$T_{fd}$  = Torque entre el disco de freno y la balata trasera [N\*m].

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

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

## 6.2. Maquinado CNC.

El mecanizado CNC (Control Numérico por Computadora) es un proceso de fabricación sustractivo, en el que se retiran capas de material de una pieza en bruto para obtener la forma deseada. Utiliza máquinas herramienta controladas por computadora, como fresadoras, tornos y centros de mecanizado, que siguen instrucciones precisas para realizar cortes, perforaciones y otros procesos sobre el material. A diferencia de la fabricación aditiva (como la impresión 3D) que agrega material capa por capa, el mecanizado CNC elimina material para dar forma a la pieza.

Este proceso se utiliza comúnmente para la producción de piezas personalizadas, prototipos y series pequeñas o medianas, debido a su precisión y capacidad para trabajar con una amplia variedad de materiales, como metales, plásticos y compuestos. La automatización del mecanizado CNC permite una alta repetibilidad y consistencia en las piezas producidas, haciendo que sea rentable para la fabricación de series limitadas o piezas de alta complejidad. Además, el mecanizado CNC es particularmente útil cuando se requieren tolerancias estrictas y acabados superficiales de alta calidad. [8]

### 6.2.1. Centro de maquinado Haas VF-1.

En 1987, Haas Automation Inc. comenzó a desarrollar su primer centro de maquinado vertical, una máquina pensada para realizar fresado, taladrado, roscado y mandrinado. De este proyecto nació la VF-1, la Very First One, que se introdujo en el mercado con un precio muy competitivo y con especificaciones técnicas sorprendentes para la época.

La Haas VF-1 cuenta con recorridos de 508 mm x 406 mm x 508 mm en sus ejes X, Y, Z. Su husillo cuenta con una potencia de 22.4 kW y una velocidad máxima de 8,100 rpm. Personalizable a cualquier necesidad, posee una capacidad de corte de 16.5 m/min.

La longitud de la mesa es de 660 mm, mientras que la anchura es de 356 mm, soportando un peso máximo de 1361 kg. Tiene un cambiador de herramienta tipo carrusel con capacidad de hasta 20. Diámetro máximo de herramienta es de 89 mm. En la figura 14 se puede observar el centro de maquinado VF-1. [9]





Figura 14. Centro de maquinado Haas VF-1 [9].

#### 6.2.2. Sistema de palpado intuitivo inalámbrico.

El uso del sistema WIPS (Wireless Intuitive Probing System) de Haas ofrece varias ventajas significativas en el proceso de mecanizado. En primer lugar, ayuda a reducir el tiempo de configuración, ya que utiliza plantillas para la compensación del largo de las herramientas fáciles de usar que permiten al operario ajustar la máquina de manera más rápida. Esto disminuye el tiempo de inactividad, mejorando así la eficiencia general de la producción.

Otra ventaja importante es la capacidad de obtener los ceros pieza de manera precisa y rápida, asegurando que las piezas estén correctamente ubicadas antes de comenzar el mecanizado. Además, WIPS permite realizar múltiples tareas simultáneamente, lo que optimiza el uso del tiempo y los recursos al permitir que el operario se enfoque en otras actividades mientras se ejecutan las rutinas de palpado automático.

Cuenta con una facilidad de uso del sistema, debido a su interfaz intuitiva, significa que los operarios no necesitan una capacitación extensa para usarlo eficientemente, lo que acelera la implementación en el taller. En resumen, WIPS optimiza el proceso de mecanizado al reducir tiempos de configuración, mejorar la precisión y garantizar una mayor calidad en los productos finales. En la figura 15 se puede observar el palpador. [10]



Figura 15. Palpador del WIPS.

### 6.3. Impresión 3D.

La impresión 3D es un proceso de fabricación en el que se crean objetos añadiendo capas de material sucesivas, clasificado como fabricación aditiva. A diferencia de los métodos sustractivos como el fresado CNC, la impresión 3D utiliza un modelo digital en 3D que se divide en capas delgadas mediante un software especializado y se exporta en formato de código G, que la impresora interpreta para depositar el material con precisión.

La creación de prototipos es uno de los usos más comunes de la impresión 3D en el ámbito profesional, permitiendo realizar y modificar diseños de manera inmediata dentro de la empresa, lo que agiliza y optimiza el proceso de desarrollo. [11]

#### 6.3.1. Filamento PLA.

Los filamentos de impresión 3D son materiales termoplásticos que se utilizan para crear objetos mediante la deposición de material fundido. Están disponibles en varios tipos y colores, como ABS, PLA, PET y nailon, y se presentan en bobinas que se insertan en la impresora. El filamento se funde y se deposita a través de una boquilla controlada por un software especializado.

El PLA es uno de los filamentos más populares debido a que es no tóxico, biodegradable y fácil de manejar. Es más flexible que el ABS y menos resistente a altas temperaturas, pero más fácil de imprimir, ya que no requiere cama calefactora y se utiliza a temperaturas más bajas (180-230 °C). El PLA se produce a partir de materias primas naturales, como el almidón de maíz, mezcladas con aditivos químicos. Esta mezcla se calienta y se convierte en fibras delgadas que se utilizan en la impresión 3D.

#### 6.4. Aleaciones de aluminio.

Las aleaciones de aluminio ATV (Aluminio para Vehículos Todo Terreno), se utilizan en la fabricación de piezas mecánicas que requieren alta resistencia y durabilidad en condiciones extremas, como las que se encuentran en los vehículos todo terreno. Las aleaciones de aluminio ATV se destacan por ser ligeras pero fuertes, lo que es crucial para los componentes de los vehículos que deben soportar impactos, vibraciones y condiciones de conducción severas.

El uso de aleaciones de aluminio ATV también ayuda a mejorar la eficiencia del combustible y la maniobrabilidad del vehículo, al reducir el peso total sin sacrificar la resistencia necesaria para resistir el desgaste y los impactos de terrenos difíciles.

##### 6.4.1. Aleación Aluminio 7075.

El aluminio 7075 es una aleación de alta resistencia con excelentes propiedades mecánicas. Su resistencia a la tracción varía entre 570-700 MPa, mientras que su límite elástico se encuentra en torno a 500-600 MPa, lo que le permite soportar grandes cargas sin deformarse permanentemente. Tiene una dureza de 150-160 HB y una elongación de 11-15%, lo que le proporciona cierta capacidad de deformación antes de fracturarse. Su módulo de elasticidad es de 71-73 GPa, lo que indica una buena rigidez. Además, destaca por su resistencia a la fatiga, lo que la hace ideal para aplicaciones que requieren soportar cargas cíclicas, como en la aviación y la automotriz. Sin embargo, su resistencia al impacto es menor que la de otras aleaciones más blandas debido a su mayor rigidez. [12]

##### 6.4.2. Aleación Aluminio 6061 T6.

El aluminio 6061-T6 es una aleación ampliamente utilizada debido a su excelente combinación de resistencia mecánica, resistencia a la corrosión y facilidad de mecanizado. Con una resistencia a la tracción de aproximadamente 290-350 MPa y un límite elástico de 240 MPa, es ideal para aplicaciones que requieren alta durabilidad. Su dureza varía entre 95-105 HB y tiene una elongación del 12-17%, lo que le proporciona cierta flexibilidad antes de fracturarse. Además, su buena soldabilidad lo hace adecuado para una amplia gama de aplicaciones, incluyendo la industria aeronáutica, automotriz, estructuras marinas y equipos deportivos, donde se necesita un material robusto, ligero y resistente a la corrosión.

## 7. Desarrollo del proyecto.

### 7.1. Inicio del proyecto.

Se realizó una investigación exhaustiva del proyecto BAJA SAE UAM 2023, donde se identificaron diversas áreas con oportunidades de mejora para optimizar el rendimiento y la eficiencia del vehículo. Un aspecto clave fue el proceso de manufactura de las mazas, especialmente en el maquinado de las piezas, donde el diseño actual requería un doble maquinado con la pieza girando, lo que dificultó la obtención de la concentricidad necesaria. Aunque una de las mazas se fracturó durante la competencia, no se pudo atribuir directamente a un error en la manufactura, pero resaltó una oportunidad de mejora para aumentar la fiabilidad y durabilidad de las piezas mediante un proceso de fabricación más preciso. También se identificaron problemas en los semiejes y juntas homocinéticas, que, al ser de tamaño excesivo, dificultaron el giro al colisionar con los portabaleros, afectando la transferencia de torque y el rendimiento del vehículo en condiciones de competencia.

En cuanto al sistema de frenos, aunque funcionaron correctamente durante la competencia, se propuso evaluar una nueva configuración, como el sistema de frenos *inboard*. Este diseño habría permitido mantener el rendimiento de frenado actual y, a la vez, reducir el peso no suspendido, optimizando la distribución de peso y mejorando la respuesta dinámica del vehículo en las competencias. Además, se realizó un análisis de los componentes reutilizables del vehículo 2023, como las llantas y los rines, lo cual contribuyó a la reducción de costos en el desarrollo del nuevo vehículo.

Para el desarrollo del nuevo vehículo, se implementaron herramientas avanzadas como SolidWorks, MasterCAM y ANSYS. SolidWorks se utilizó para la creación detallada de modelos 3D, optimizando las geometrías y garantizando la compatibilidad en el ensamblaje. MasterCAM permitió generar los trayectos de la herramienta con alta precisión, mejorando el proceso de maquinado y reduciendo las variaciones en la manufactura. ANSYS se empleó para realizar simulaciones estructurales que validaron el comportamiento de las piezas bajo las condiciones de carga de la competencia, asegurando la fiabilidad y el rendimiento del vehículo en situaciones extremas.

## 7.2. Cálculos para el sistema de frenos

Los datos empleados para los cálculos del sistema de frenos se pueden observar en la tabla 3.

Tabla 3. Datos para los cálculos del sistema de frenos.

Datos		Valor
$W_{df}$	Peso en el eje delantero del vehículo	1238.8068N
$W_{tf}$	Peso en el eje trasero del vehículo	1900.3932N
$W_v$	Peso total del vehículo	3139.2N
$l$	Distancia entre los ejes	1.28m
$\mu$	Coefficiente de fricción entre el neumático y el suelo	0.9
$g$	Aceleración de la gravedad	9.81m/s <sup>2</sup>
$R_{ed}$	Radio exterior del disco de freno delantero	0.17m
$R_{id}$	Radio interior del disco de freno delantero	0.047m
$R_{et}$	Radio exterior del disco de freno trasero	0.22m
$R_{it}$	Radio interior del disco de freno trasero	0.17m
$D_p$	Diámetro del pistón del caliper	0.02m
$P_h$	Presión hidráulica ejercida por el pistón	8000Pa
$n_{CD}$	Número de pistones en el caliper delantero	2
$y_{cg}$	Distancia desde el suelo hasta el centro de gravedad a lo largo del eje vertical	0.38m
$F_{PP}$	Fuerza aplicada sobre el pedal de freno	800N
$N_{ct}$	Número de pistones en el caliper trasero	2
$F_{CD}$	Fuerza del caliper delantero	25120N
$\mu_c$	Coefficiente de fricción correspondiente a cada pastilla de freno	0.41
$F_{CT}$	Fuerza del caliper trasero	25120N

La transferencia del peso con el vehículo estático se determinó usando la Ec. (1):

$$W = \frac{W_v \cdot \mu \cdot y_{cg}}{l} = \frac{3139.2 \cdot 0.9 \cdot 0.3634}{1.28} = 802.11 \text{ N}$$

La distribución de peso del vehículo en el eje delantero y trasero se determinó usando las Ec. (2) y la Ec. (3) respectivamente:

$$W_{df} = W_d + W = 1238.8068 + 802.11 = 2040.9168 \text{ N}$$

$$W_{tf} = W_t + W = 1900.3932 + 802.11 = 2702.5032 \text{ N}$$

Con las Ec. (4) y (5) se obtuvo el porcentaje de distribución de peso:

$$P_{dd} = \frac{W_d}{W_v} * 100 = \frac{1238.8068}{3139.2} * 100 = 39.46\%$$

$$P_{dt} = \frac{W_t}{W_v} * 100 = \frac{1900.3932}{3139.2} * 100 = 60.53\%$$

Con las Ec. (6) y (7) se obtuvo las distancias de cada uno de los ejes al centro de gravedad:

$$X_d = \frac{W_t}{W_v} * l = \frac{1238.8068}{3139.2} * 1.28 = 0.505 \text{ m}$$

$$X_t = \frac{W_d}{W_v} * l = \frac{1900.3932}{3139.2} * 1.28 = 0.77 \text{ m}$$

Se aplicaron las Ec. (9) y (8) para determinar las fuerzas verticales en el eje delantero y trasero:

$$F_{vt} = \frac{W_v * X_d}{l} - W = \frac{3139.2 * 0.505}{1.28} - 802.11 = 436.40 \text{ N}$$

$$F_{vd} = W_v - F_{vt} + W = 3139.2 - 436.40 + 802.11 = 3504.91 \text{ N}$$

Con las Ec. (10) y (11) se determinó las fuerzas de frenado para el eje delantero y trasero respectivamente.

$$F_{ft} = \mu * F_{vt} = (0.90)(436.40) = 392.76 \text{ N}$$

$$F_{fd} = \mu * F_{vd} = (0.90)(3504.91) = 3154.419 \text{ N}$$

Con la Ec. (12) se obtuvo la fuerza máxima de frenado.

$$F_{mf} = F_{fd} + F_{ft} = 3154.419 + 392.76 = 3547.179 \text{ N}$$

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

$$F_{tf} = 2F_{ft} + 2F_{fd} = 2(392.76) + 2(3154.419) = 7094.358 \text{ N}$$

Para determinar el valor del diámetro promedio del disco delantero y trasero se usó la Ec. (20)

$$R_{pf} = \frac{R_{ef} + R_{if}}{2} = \frac{0.17 + 0.047}{2} = 0.1085 \text{ m}$$

$$R_{pr} = \frac{R_{et} + R_{it}}{2} = \frac{0.22 + 0.17}{2} = 0.195 \text{ m}$$

Para calcular el par torsional en cada rueda se usó la Ec. (14) respectivamente para cada eje.

$$T_d = F_{fd} * R_{pf} = 3154.419 * 0.1085 = 342.254 \text{ N} * \text{m}$$

$$T_t = F_{ft} * R_{pr} = 7094.358 * 0.195 = 1383.398 \text{ N} * \text{m}$$

Con la Ec. (15) se determinó el cilindro maestro:

$$A_p = 0.785D_p^2 = (0.785)(0.02)^2 = 0.000314 \text{ m}^2$$

Usando los datos de la tabla 1, se obtuvo el valor del área total del pistón del caliper. Se consideró un caliper de tipo flotante de 2 pistones debido a su capacidad para distribuir de manera equilibrada la fuerza de frenado, ofreciendo un buen rendimiento y simplicidad en el diseño, ideal para vehículos como el ATV.

$$A_t = 4 * A_p = 4 * 0.000314 = 0.001256 \text{ m}^2$$

Convirtiendo las unidades a pulgadas al cuadrado:

$$A_t = 1.9468 \text{ in}^2$$

En la tabla 2 se selecciona el diámetro del cilindro considerando el valor más cercano que es 1 1/2 in<sup>2</sup>, lo que es equivalente a 38 mm.

Una vez calculado el dato del diámetro del cilindro maestro se puede usar la Ec. (18) para la fuerza en el cilindro maestro.

$$F_{cm} = P_h * A_{CM} = (800000)(0.00113) = 904 \text{ N}$$

Se calculó la fuerza del caliper utilizando la Ec. (19).

$$F_{CD} = n_{pd} * P_h * A_p = 2(800000)(0.001256) = 2009.6 \text{ N}$$

Usando las Ec. (21) y (22) se calculó el radio efectivo para los discos de freno.

$$R_{ef-d} = \frac{2 * (R_e^3 - R_i^3)}{3 * (R_e^2 - R_i^2)} = \frac{2(0.17^3 - 0.047^3)}{3(0.17^2 - 0.047^2)} = 0.12 \text{ m}$$

$$R_{ef-t} = \frac{2 * (R_e^3 - R_i^3)}{3 * (R_e^2 - R_i^2)} = \frac{2(0.22^3 - 0.17^3)}{3(0.22^2 - 0.17^2)} = 0.19 \text{ m}$$

Se calcularon las fuerzas de fricción entre los discos y las balatas para cada eje con las Ec. (23) y (24)

$$F_{Fd} = F_{cd} * \mu_b = (25120)(0.41) = 10299.2 \text{ N}$$

$$F_{Ft} = F_{ct} * \mu_b = (25120)(0.41) = 10299.2 \text{ N}$$



Se obtuvo el par torsional para cada eje con las Ec. (25) y (26)

$$T_{fd} = F_{fd} * R_{ef-d} = (3154.419)(0.66) = 2081.91 \text{ N} * \text{m}$$

$$T_{ft} = F_{ft} * R_{ef-t} = (392.76)(0.19) = 74.6244 \text{ N} * \text{m}$$

### 7.3. Piezas comerciales.

#### 7.3.1. Llantas y rin

Se determinó que las llantas y los rines utilizados en el vehículo BAJA SAE 2023 se encontraban en excelentes condiciones como se observa en el Figura 16, por lo que se decidió mantenerlos en el vehículo. El modelo de las llantas es City Road 22 X 7-R10. [13]



Figura 16. Llanta y rin del vehículo BAJA SAE 2023.

#### 7.3.2. Caliper.

Los calipers utilizados en el eje delantero cumplen con los requisitos establecidos en el diseño del vehículo. Para este eje, se empleó un caliper flotante de 2 pistones del modelo ATV 250 cc de la marca Italika como se puede observar en la figura 17. Este tipo de caliper se ajusta al desgaste de las pastillas, garantizando una distribución uniforme de la fuerza de frenado y una mayor eficiencia en la frenada. Además, está fabricado en aluminio, lo que contribuye a la reducción de peso sin comprometer la resistencia o durabilidad del componente.

En cuanto al eje trasero, se optó por un caliper del modelo 250Z de la marca Italika, que también es de tipo flotante con 2 pistones como se observa en la figura 18. Este diseño permite una distribución

más equilibrada de la fuerza de frenado en el disco, asegurando un mejor control del vehículo. Al igual que el caliper delantero, está fabricado en materiales ligeros y resistentes, como el aluminio, lo que reduce el peso total del ATV sin sacrificar la durabilidad ni la capacidad de resistencia a condiciones extremas, proporcionando una frenada estable y eficiente en terrenos irregulares.



Figura 17. Caliper ATV 250 cc.



Figura 18. Caliper 250z [14].

### 7.3.3. Discos de freno.

Debido a las restricciones de espacio dentro del rin y a los cálculos obtenidos para el sistema de frenos, se decidió utilizar los discos de freno del vehículo BAJA SAE 2023, ya que estos se encontraban en buenas condiciones y se consideró que cumplirían con los requerimientos necesarios para garantizar una frenada eficiente en el vehículo. En la Figura 19 se muestra el disco de freno de la marca Italika, modelo WS150, con un diámetro de 180 mm, que fue seleccionado para el eje delantero.



Figura 19. Disco de freno de 180 mm de diámetro.

Figura 20. Disco de freno de 220 mm de diámetro.

Para el eje trasero, se optó por un disco de freno de la marca Italika, modelo F15020200 como se puede observar en la Figura 20, debido a la configuración de frenos *inboard*. Esta configuración requería que el área de contacto entre la balata y el disco fuera mayor, con el fin de asegurar una capacidad de frenado adecuada para detener el vehículo de manera eficiente y segura en diversas condiciones de uso.

#### 7.3.4. Cilindros maestros y líneas de frenos.

Se utilizaron los cilindros maestros del vehículo BAJA 2023, ya que cumplían con los requisitos establecidos por los cálculos del sistema de frenos y se encontraban en buenas condiciones, son de la marca Duralast modelo No.13171 como se puede observar en la Figura 21.



Figura 21 Cilindro maestro [14].

#### 7.3.5. Líneas de freno.

Las líneas de freno utilizadas fueron de 3/16 de pulgada, las cuales fueron cuidadosamente ajustadas al chasis del vehículo, considerando las rutas y posiciones óptimas para evitar interferencias o roces con otros componentes. Posteriormente, estas líneas se conectaron a mangueras que dirigen el flujo hacia las llantas delanteras, así como a una manguera que se extiende hasta el disco de freno trasero montado en el eje.

#### 7.4. Piezas maquinadas.

##### 7.4.1. Mazas.

Se llevó a cabo un análisis exhaustivo del espacio disponible en los rines, lo que permitió definir una geometría óptima para las mazas y los portabaleros, asegurando un ajuste adecuado sin

interferencias. En este proceso, se consideró también el maquinado preciso de las piezas, utilizando técnicas avanzadas para garantizar una sujeción robusta y una alineación correcta. Además, se contempló el estriado de las mazas, elemento esencial para el montaje con los semiejes seleccionados, con el fin de asegurar una transmisión eficiente y fiable de la potencia desde el sistema de transmisión a cada rueda, minimizando cualquier riesgo de deslizamiento o falla en la transmisión de torque.

Para las mazas, se seleccionó el aluminio 7075 T6, material reconocido por sus excepcionales propiedades mecánicas, que incluyen alta resistencia a la tracción y baja densidad, lo que ofrece un balance ideal entre ligereza y durabilidad. Este material es especialmente adecuado para componentes sometidos a esfuerzos elevados y condiciones dinámicas complejas, como las que se presentan en los sistemas de freno y transmisión.

Con el fin de validar el diseño, se realizaron análisis de deformaciones y esfuerzos de von Mises utilizando el software ANSYS, lo que permitió evaluar el comportamiento de las piezas bajo las cargas estáticas y dinámicas a las que estarían sometidas durante el funcionamiento del vehículo. Estos análisis aseguraron que las mazas cumplen con los requisitos de seguridad y desempeño, minimizando el riesgo de fallo por deformaciones excesivas o concentración de tensiones.

Finalmente, para la fabricación de las mazas, se generó el código de maquinado CNC utilizando el software SolidWorks CAM, lo que permitió optimizar el proceso de producción y garantizar una alta precisión en las dimensiones y tolerancias de las piezas. Esta tecnología también permitió una programación eficiente de las operaciones de maquinado, reduciendo el tiempo de producción y asegurando la calidad consistente de las piezas finales.

En el diseño preliminar de las mazas delanteras y traseras, como se muestra en las Figuras 22 y 23, se consideró una geometría que facilitara el maquinado en un solo plano de trabajo. Esta decisión fue tomada a partir de la experiencia adquirida durante el proceso de maquinado de las piezas para el vehículo BAJA SAE 2023, en el cual se presentó un inconveniente en el que la maza no logró ser fabricada de manera concéntrica. La optimización del diseño de las mazas en este aspecto buscó evitar problemas similares en la manufactura, garantizando una mayor precisión y mejor rendimiento en el ensamblaje final del sistema.

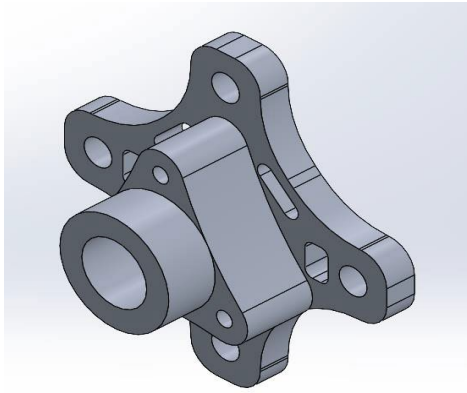


Figura 22. Diseño preliminar de la maza delantera.

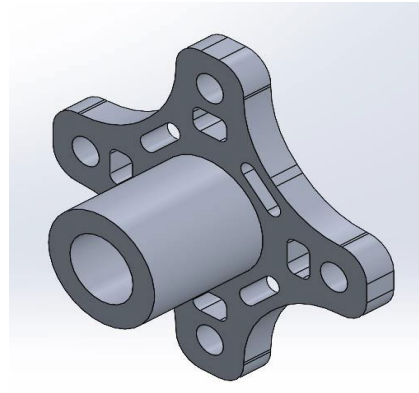


Figura 23. Diseño preliminar de la maza trasera.

Debido a la selección de los semiejes, hubo un cambio en el espacio permitido para la maza y el portabaleros, es por esto que se cambió el diseño considerando un ensamble de semieje – maza – balero – portabalero, además que se consideró el espacio para el disco de freno así como el caliper teniendo la necesidad de modificar todo el diseño de las mazas. En las Figuras 24 y 25 se pueden ver los diseños finales para las mazas delanteras y traseras considerando los factores antes mencionados.

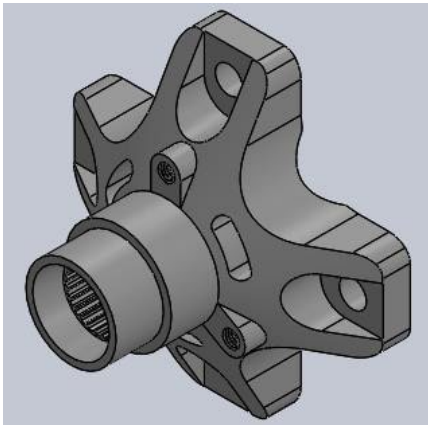


Figura 24. Maza delantera.

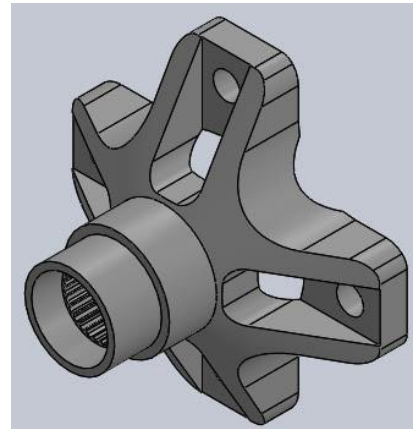


Figura 25. Maza trasera.

Posterior al diseño de las mazas se realizaron impresiones en 3D para poder validar que el ensamble fuera correcto y poder corregir, en la Figura 26 se puede observar las mazas impresas en 3D.



Figura 26. Mazas impresas en 3D.

Un aspecto clave en el proceso de maquinado fue garantizar la concentricidad al voltear la pieza. Para ello, se empleó el sensor WIPS, que, como se detalló en el apartado (6.2.2), se utiliza tanto para obtener los largos de las herramientas como para determinar los centros de las piezas, mediante el uso de las diferentes plantillas con las que cuenta. Se llevó a cabo la calibración del stylus (palpador) y del OTS (On-Tool Sensor), el cual es un elemento crucial para medir tanto el largo como el diámetro de las herramientas utilizadas en el proceso.

En la Figura 27 se puede observar el proceso de calibración del WIPS utilizando un indicador de carátula para asegurar que la pieza estuviera concéntrica. Por otro lado, en la Figura 28 se muestra la calibración empleando un diámetro patrón, lo que permitió verificar la precisión y alineación del palpador antes de proceder con el maquinado.



Figura 27. Calibración del palpador

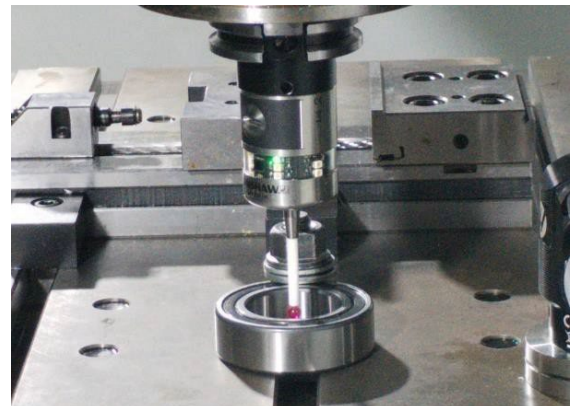


Figura 28. Calibración con diámetro patrón

Una vez calibrado el sensor, se procedió a generar los códigos CNC en SolidWorks CAM, considerando dos planos de trabajo distintos. En el primer maquinado, se llevó a cabo el de sbaste de la primera parte de la pieza, seguido de la realización de un barreno pasado, como se ilustra en

la Figura 29. Este enfoque permitió una correcta preparación de la pieza para las siguientes etapas del proceso de maquinado.

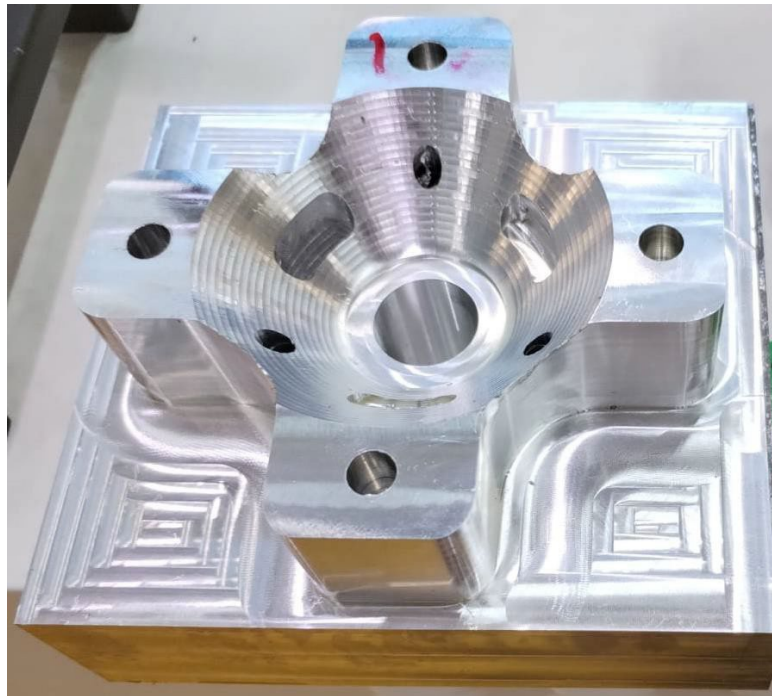


Figura 29. Primer maquinado de la maza delantera.

En la segunda etapa del maquinado, al girar la pieza, se seleccionó la plantilla “Bore” para el work offset y se estableció el cero pieza en el centro del barreno previamente mecanizado, con el objetivo de garantizar la concentricidad. En la Figura 30 se muestra la pieza terminada.



Figura 30 Maza delantera maquinada.

Para la maza trasera, se siguió el mismo procedimiento. En el primer plano de trabajo, se mecanizó la parte inferior de la maza y se realizó el barreno pasado, permitiendo utilizar su centro como el cero pieza en la segunda etapa del maquinado. En la Figura 31 se muestra la maza trasera terminada.

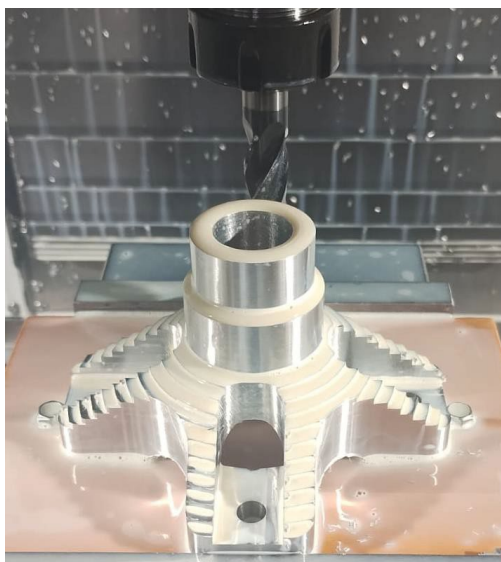


Figura 31 Maza trasera maquinada.

Los barrenos de las mazas se realizaron dentro del mismo código CNC. Una vez maquinadas las piezas, se les efectuó el roscado con un machuelo M8×1.25 para la sujeción del disco de freno en el caso de las mazas delanteras.

Los estriados se llevaron a cabo en un taller externo, ya que no se disponía de la maquinaria necesaria en el taller de la unidad. En las Figuras 32 y 33 se muestra el proceso de estriado, el cual consta de 26 dientes.



Figura 32. Proceso de astriado en una maza.



Figura 33. Astriado terminado en una maza

#### 7.4.2. Portabaleros.

Al igual que en el caso de las mazas, se realizó un diseño preliminar de los portabaleros delanteros y traseros, considerando distintas geometrías, como se muestra en las Figuras 34 y 35. Se buscó reducir la masa manteniendo formas similares a las de los portabaleros del vehículo BAJA SAE UAM



2023, asegurando la conservación de los puntos de ensamble con los sistemas de suspensión y dirección.

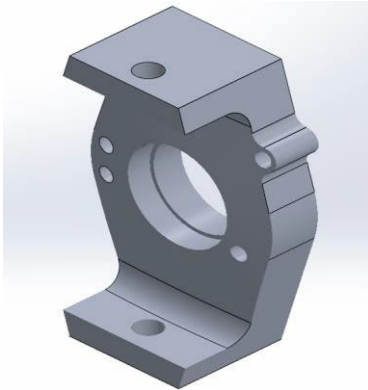


Figura 34. Diseño preliminar portabaleros delantero.

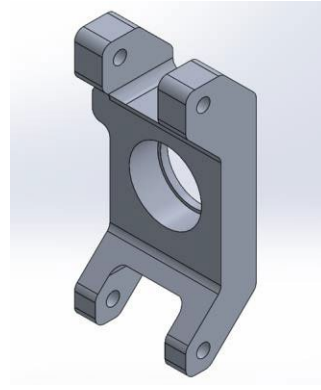


Figura 35. Diseño preliminar portabaleros trasero.

Debido al cambio de los semiejes, fue necesario modificar el diseño de los portabaleros, optando por el uso de un balero SKF modelo 63008-2RS1, con un diámetro interior de 40 mm y un diámetro exterior de 68 mm. Como resultado, se realizó un nuevo diseño para los portabaleros traseros y delanteros, obteniendo las geometrías que se presentan en las Figuras 36 y 37, respectivamente.

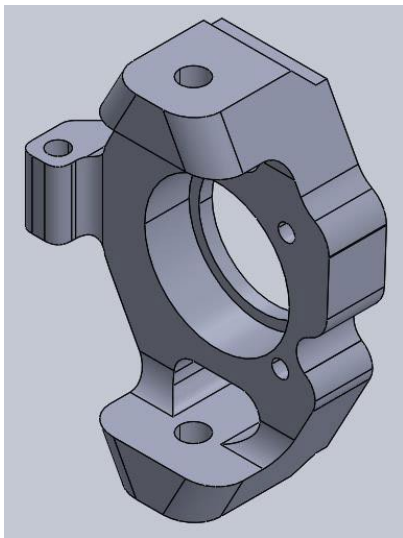


Figura 36. Portabaleros delantero.

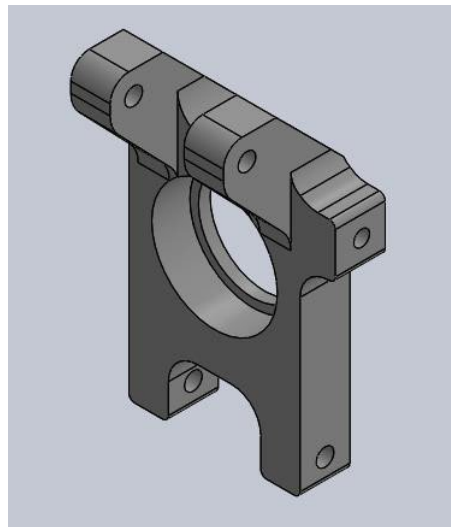


Figura 37. Portabaleros trasero.

Tras definir el diseño, se realizaron impresiones 3D para ensamblar y verificar posibles ajustes. Las Figuras 38 y 39 muestran estas impresiones, las cuales facilitaron la validación del diseño antes de la fabricación final.

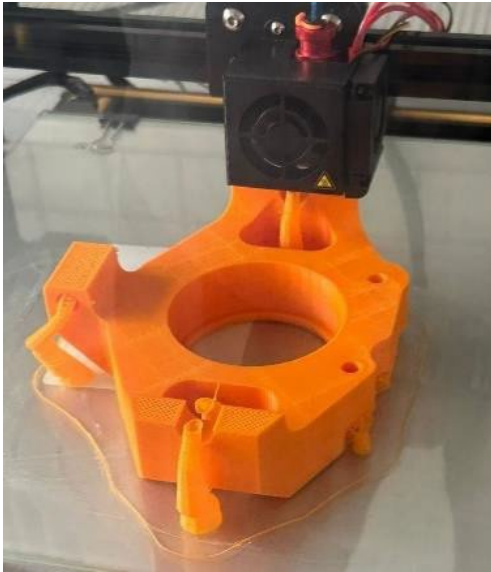


Figura 38. Impresión 3D portabaleros delantero.



Figura 39. Impresión 3D portabaleros trasero.

Para el maquinado de las piezas, se utilizó MasterCAM para generar los códigos CNC, debido a la complejidad del diseño, especialmente al programar los redondeos. En la Figura 40 se muestra la simulación del código generado por MasterCAM.

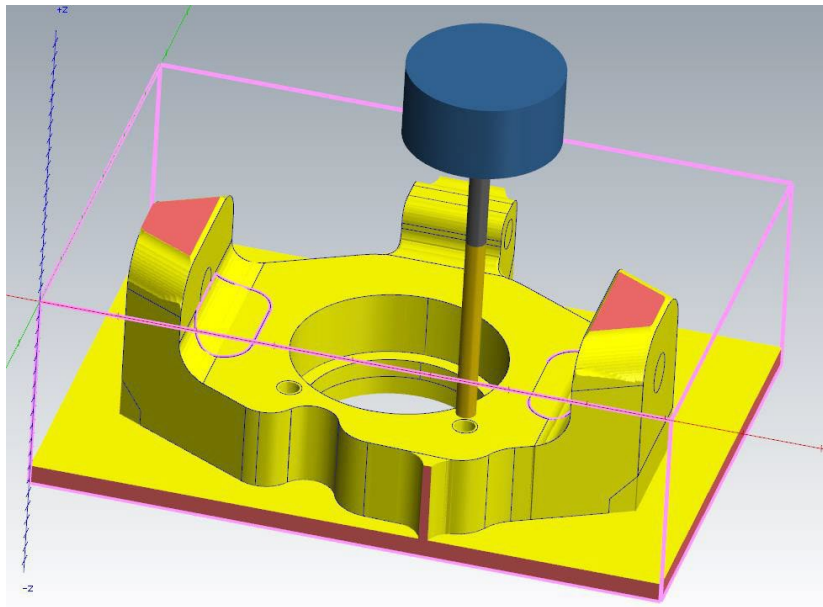


Figura 40 Simulación en MasterCAM del portabaleros delantero

Para el maquinado de la pieza, se utilizó el sistema WIPS con el fin de asegurar una mayor exactitud durante el proceso de mecanizado. En la Figura 41 se puede observar el portabaleros maquinado.

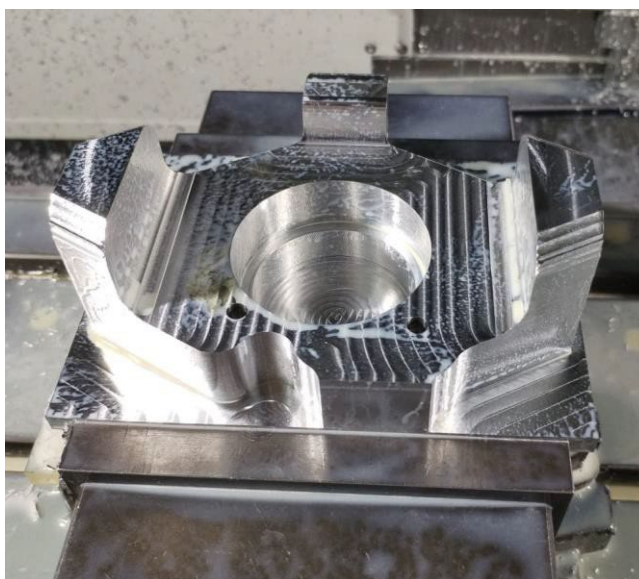


Figura 41. Maquinado del portabaleros delantero

En el maquinado del portabaleros trasero, se siguió un proceso similar. El maquinado se realizó en dos planos de trabajo. Al igual que en el caso de la maza, en el primer maquinado se efectuó un barreno pasado para tomarlo como cero pieza al girar la pieza en el segundo plano de trabajo. Posteriormente, se generó nuevamente el código CNC en MasterCAM, como se puede observar en la Figura 42.

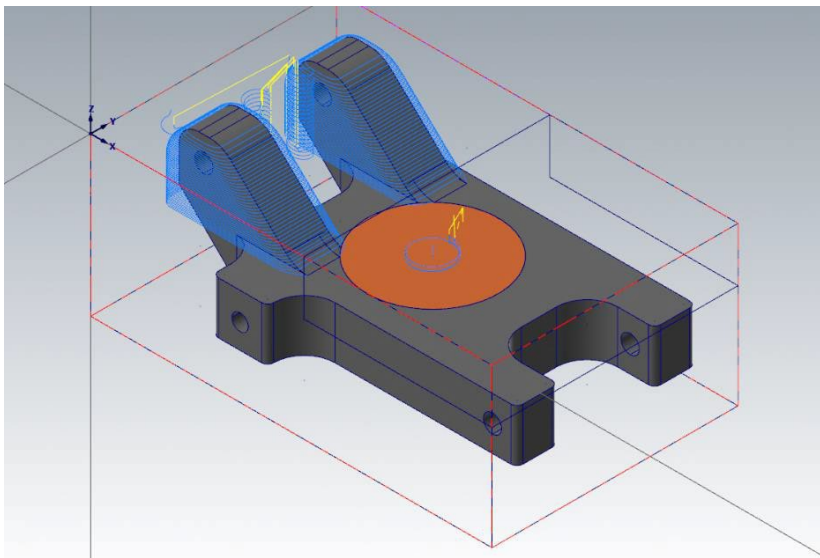


Figura 42. Programación del código CNC en MasterCAM del portabaleros delantero.

Se ingresó el código CNC en el centro de maquinado, y en la Figura 43 se puede observar el portabaleros trasero ya terminado.



Figura 43. Portabaleros trasero maquinado.

#### 7.4.3. Soporte disco de freno trasero.

Debido a la configuración de frenos *inboard*, fue necesario fabricar un soporte para el disco de freno trasero. Este soporte se diseñó como un ensamble, ya que, una vez instalado el semieje trasero derecho, su remoción resultaba imposible. El diseño del ensamble del soporte se realizó en SolidWorks, como se muestra en la Figura 44.

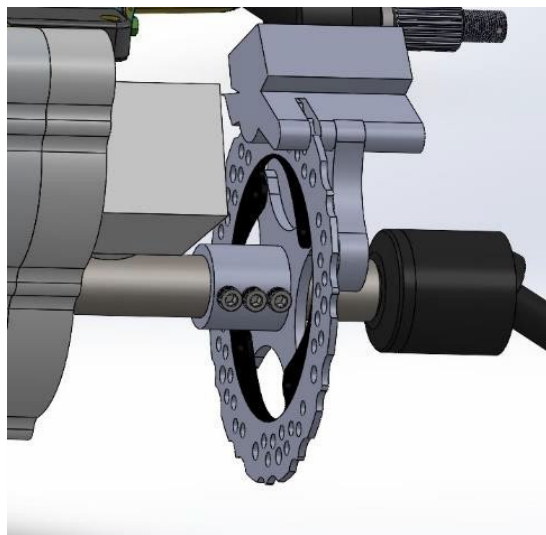


Figura 44. Ensamble del soporte con el disco de frenos trasero.

Posteriormente, se generó el código de maquinado de la pieza en MasterCAM. En la Figura 45 se muestra el recorrido del cortador en la simulación del proceso de maquinado, y en la Figura 46 se puede observar la pieza maquinada.

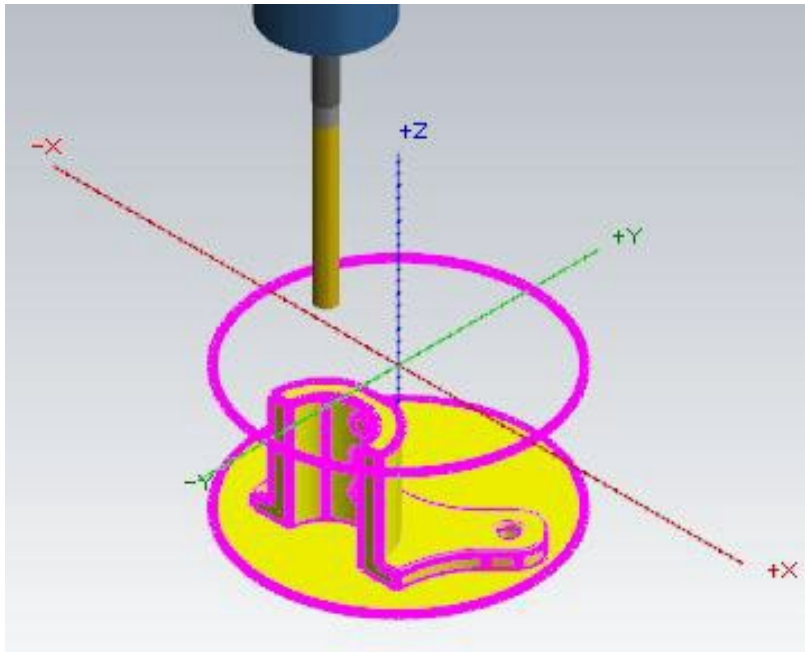


Figura 45. Simulación del maquinado en MasterCAM.



Figura 46. Soporte del disco maquinado.

#### 7.5. Ensamble masas no suspendidas.

Para el ensamble del eje delantero, se montó el portabaleros en la maza. Posteriormente, se colocó el disco de freno, sujetándolo con tres tornillos M8×1.25 de cabeza de gota. A continuación, se ensambló el portabaleros (con el balero ya colocado) en la maza y el disco. Se introdujo el caliper y se fijó con dos tornillos M8×1.25 de cabeza hexagonal. Una vez completado este ensamble, se colocó en el semieje, asegurándolo con una tuerca de castillo para fijarlo en su posición.

Se puede observar en la Figura 47 el ensamble de una rueda del eje delantero.



Figura 47. Ensamble maza portabaleros eje delantero.

Para el eje trasero, se llevó a cabo el ensamble del portabaleros con la maza, con el balero previamente instalado, como se muestra en la Figura 48.



Figura 48. Ensamble eje trasero.

Para la instalación del disco de freno, se mecanizaron barrenos en el eje y se roscaron con un machuelo de 5/16"x24, permitiendo la fijación mediante seis tornillos de cabeza cilíndrica Allen. Este sistema garantiza la correcta transmisión del par de frenado al disco. Adicionalmente, se diseñó y adaptó la placa de montaje del caliper para el eje trasero, empleando un ensamble desmontable que

facilita el mantenimiento de las balatas. La Figura 49 muestra el ensamble del disco con el eje y la Figura 50 el ensamble del disco de freno trasero con el caliper.



Figura 49. Ensamble del disco de freno trasero al eje.



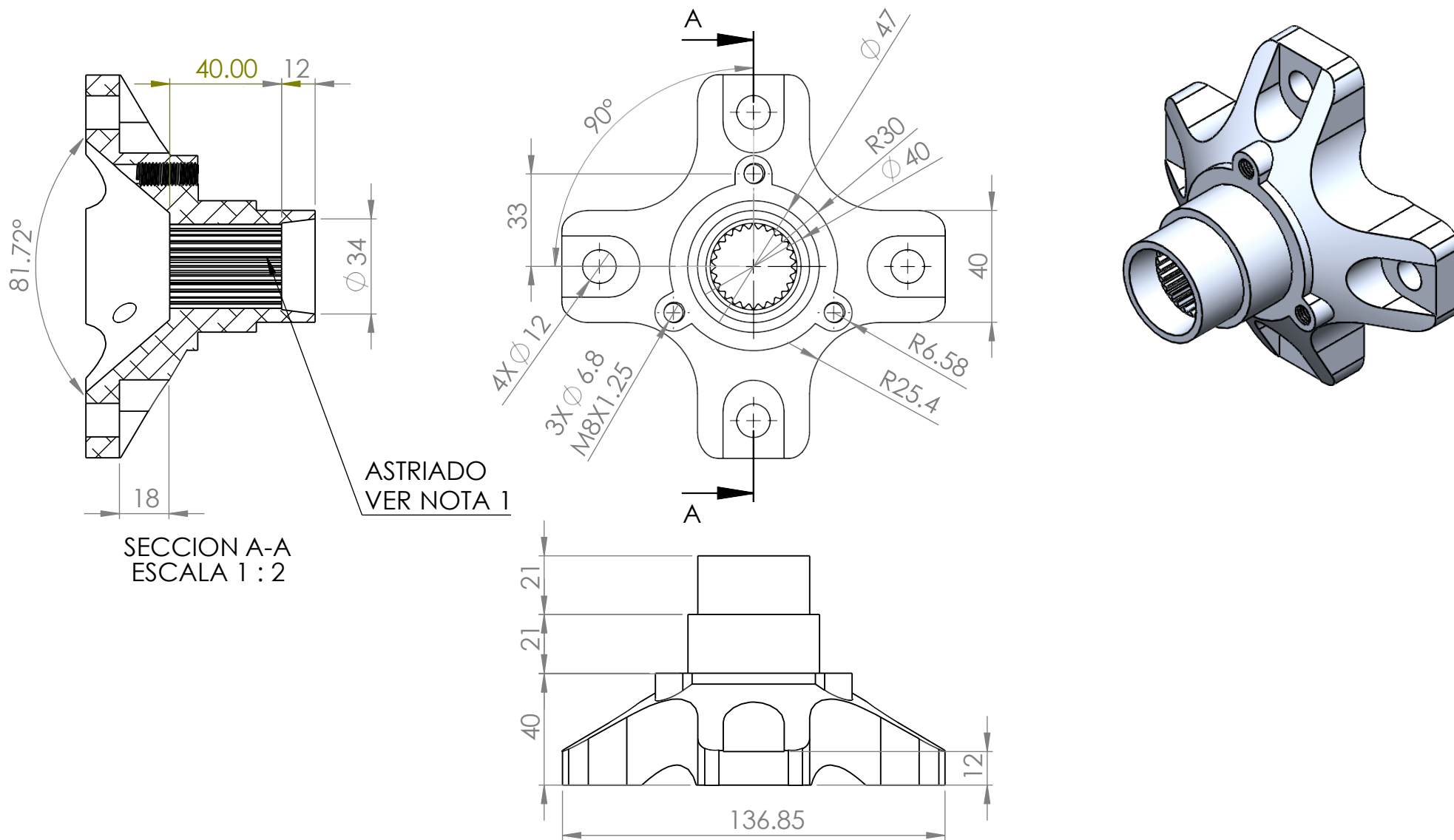
Figura 50. Ensamble del disco de freno trasero con el caliper.

Para el sistema de frenos y la pedalera, se optó por reutilizar los componentes del vehículo BAJA SAE UAM 2023, dado que estos cumplían con los requisitos funcionales y de rendimiento establecidos para el modelo 2024. Durante la instalación de la línea de frenos, se llevaron a cabo pruebas de ajuste y sellado para garantizar una correcta conexión entre los componentes. Posteriormente, se realizó una verificación minuciosa para asegurar la ausencia de fugas en el sistema, seguida del procedimiento de purgado, con el objetivo de eliminar cualquier posible acumulación de aire en las líneas y garantizar un desempeño óptimo del sistema de frenado. Se puede ver el montaje de la pedalera al vehículo 2024 en la Figura 51.



Figura 51. Pedalera y cilindros maestros

## 7.6. Planos de los elementos maquinados.

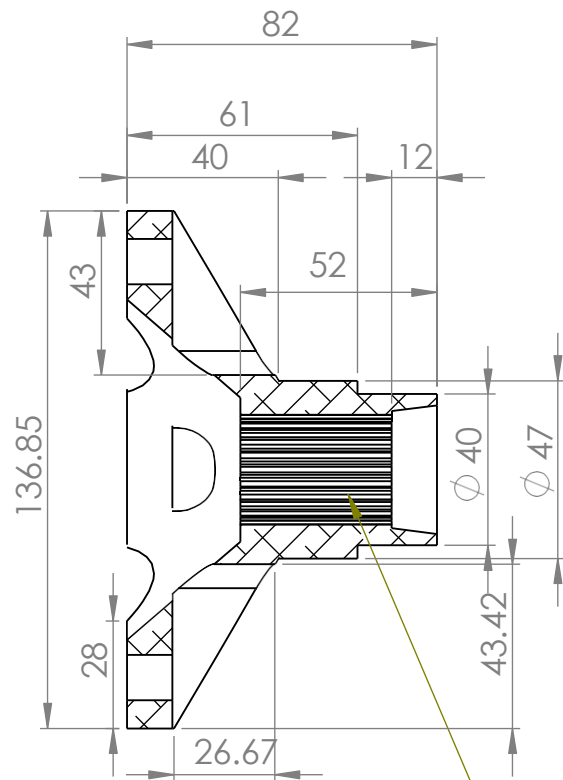


### Nota 1 Astriado

No. de dientes: 26  
 Diametro exterior: 29mm  
 Diametro interior: 27.16 mm  
 Angulo de diente: 79.17°

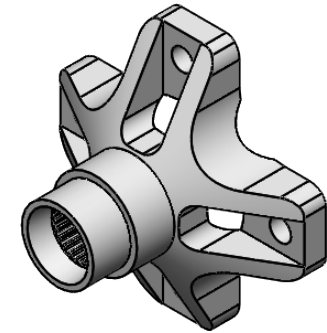
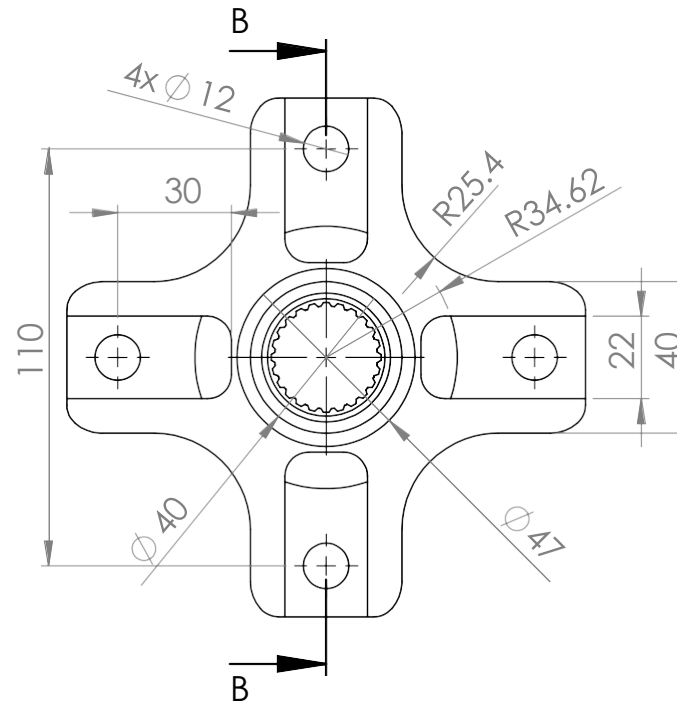
Aseores: Ing. Romy Perez Moreno Dr. Israel Barragan Santiago	1:2	mm		Fecha: 31/01/25
<b>UAM</b>	<b>MAZA DELANTERA</b>			
	Alumnado: Jazmin Velazquez Gutierrez			1/10





SECCIÓN B-B

Astriado  
Ver Nota 2



ESCALA 1:3

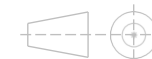
### Nota 2 Astriado

No. de dientes: 26  
 Diametro exterior: 29mm  
 Diametro interior: 27.16 mm  
 Angulo de diente: 79.17°

Asesores: Ing. Romy Perez Moreno  
 Dr. Israel Barragan Santiago

1:2

mm



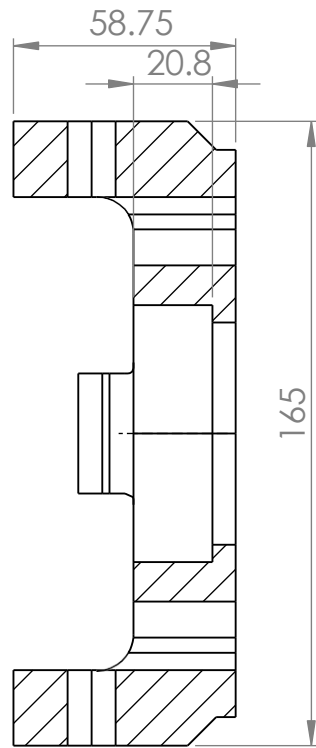
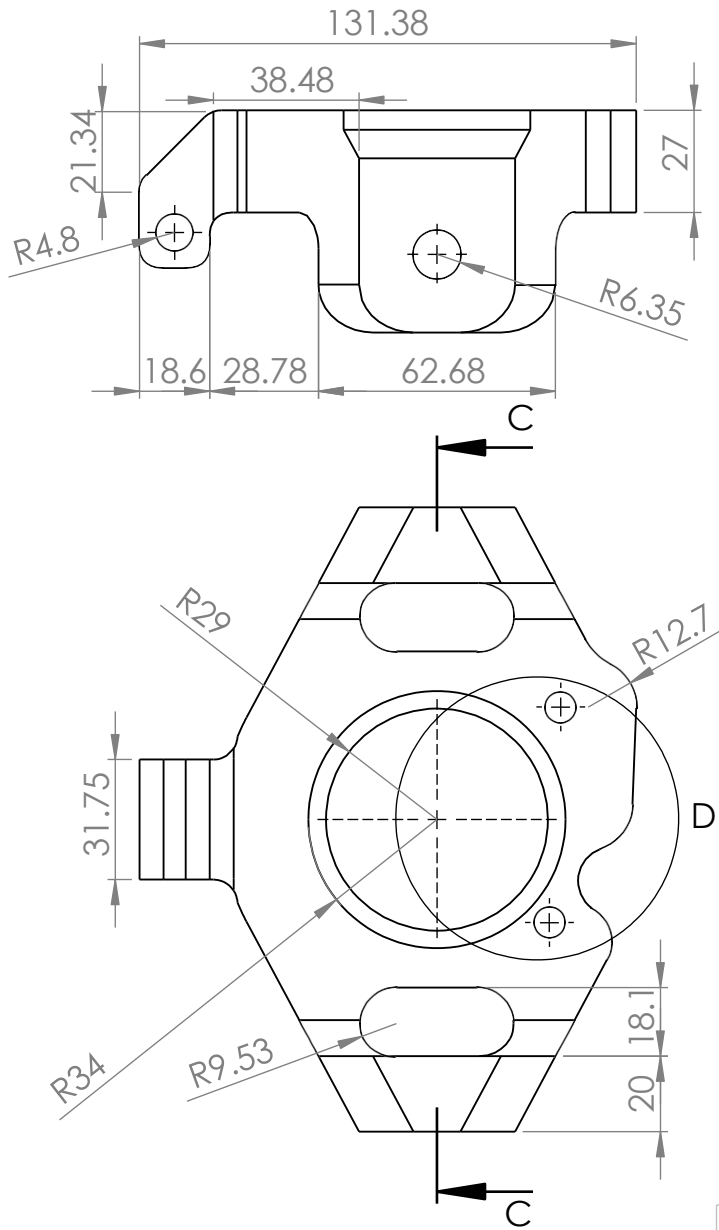
Fecha: 31/01/25

UAM

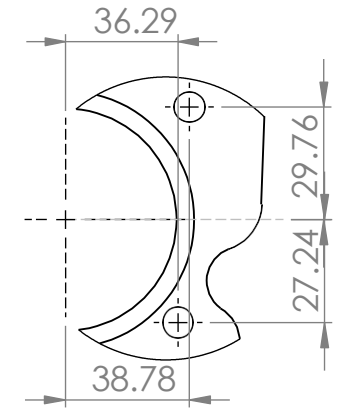
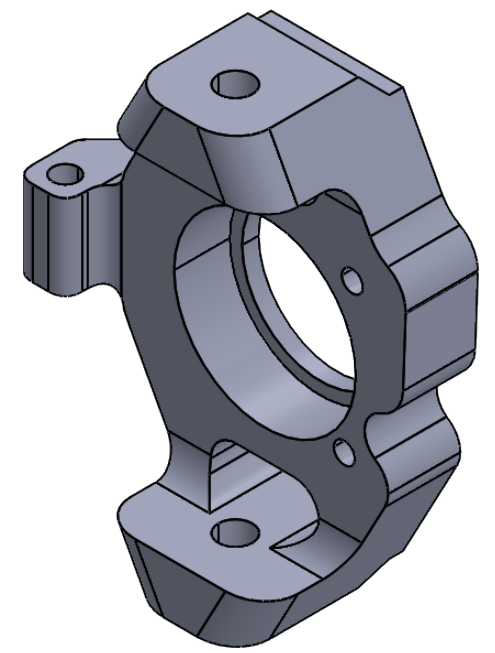
MAZA TRASERA

Alumnado: Jazmin Velazquez Gutierrez

2/10

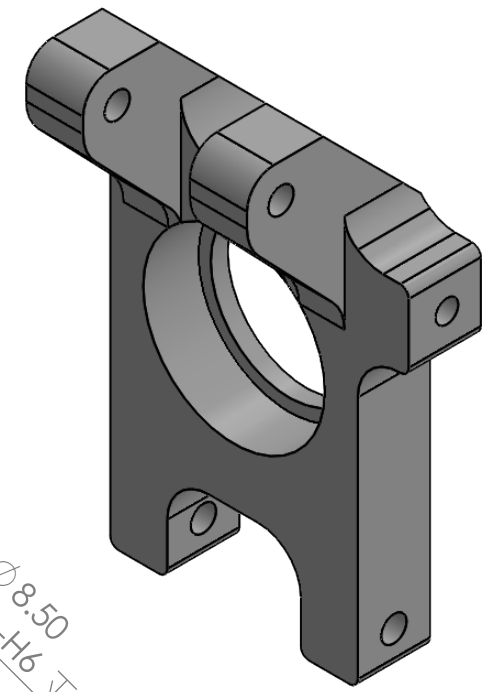
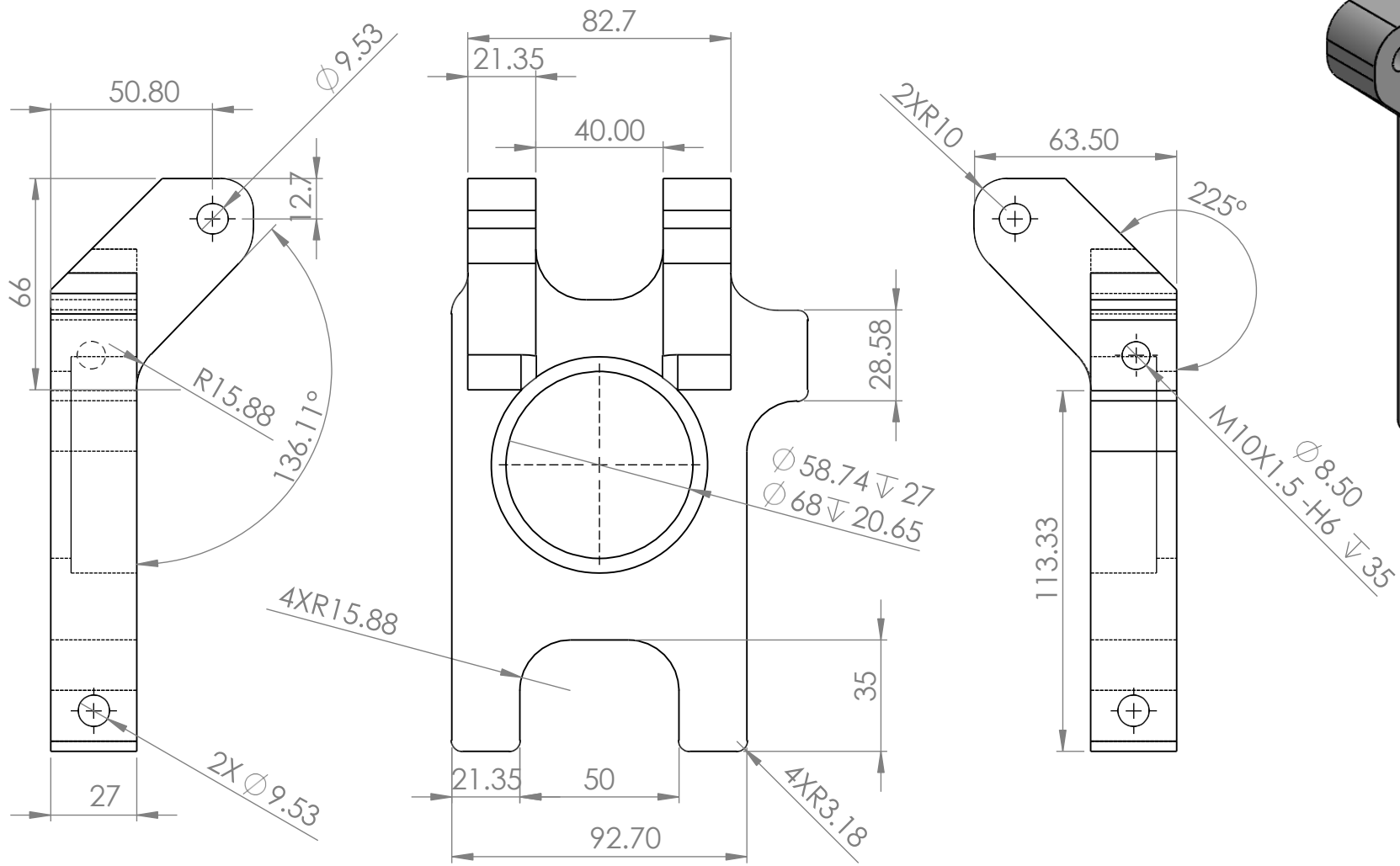


SECTION C-C

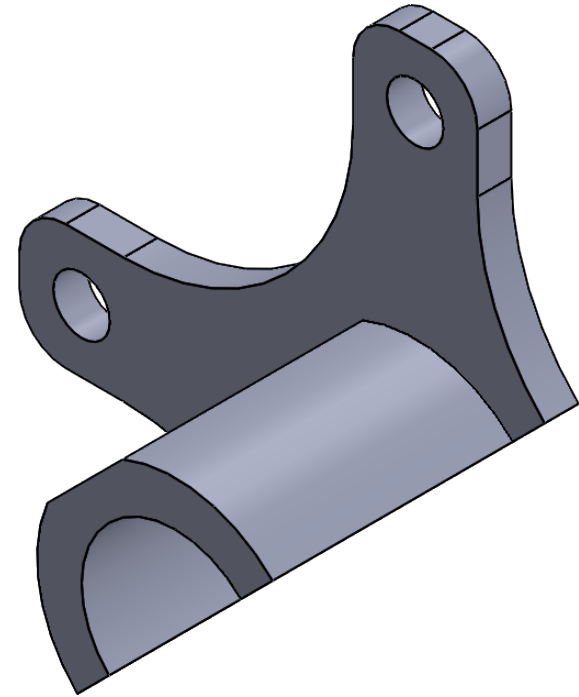
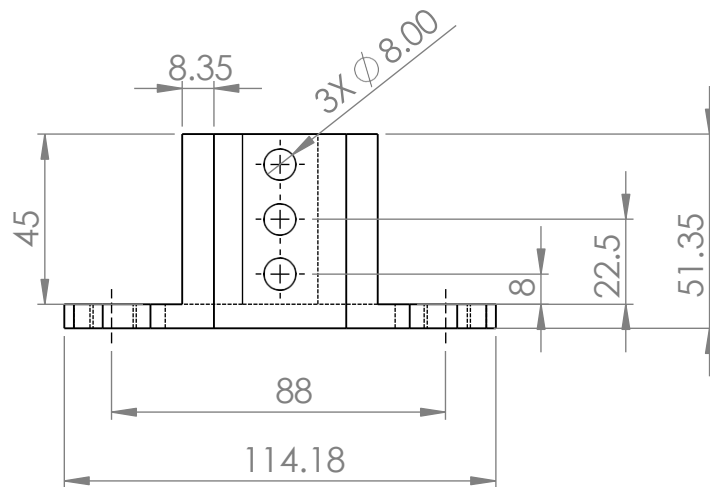
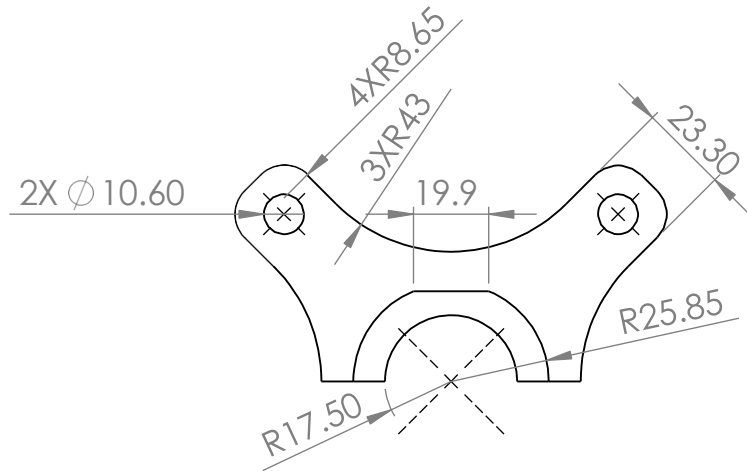


DETALLE D

Asesores: Ing. Romy Perez Moreno Dr. Israel Barragan Santiago	1:2	mm		Fecha: 31/01/25
	<b>PORTABALEROS DELANTERO</b>			
<b>UAM</b>	Alumnado: Jazmin Velazquez Gutierrez		<b>3/10</b>	



Asesores: Ing. Romy Perez Moreno Dr. Israel Barragan Santiago	1:2	mm	Fecha: 31/01/25
<b>UAM</b>	Portabaleros trasero		
	Alumnado: Jazmin Velazquez Gutierrez		4/10

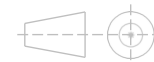


ESCALA 1:1

Asesores: Ing. Romy Perez Moreno  
Dr. Israel Barragan Santiago

1:2

mm



Fecha: 31/01/25

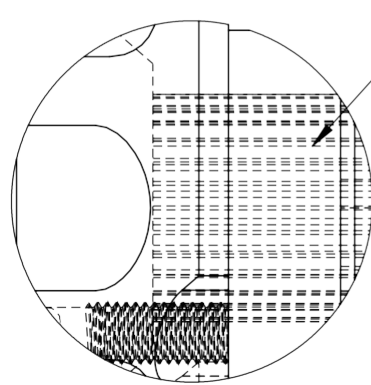
**UAM**

**SOPORTE DISCO**

Alumnado:

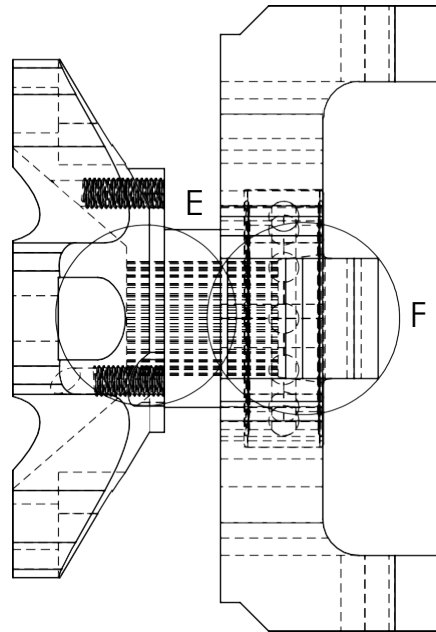
Jazmin Velazquez Gutierrez

5/10

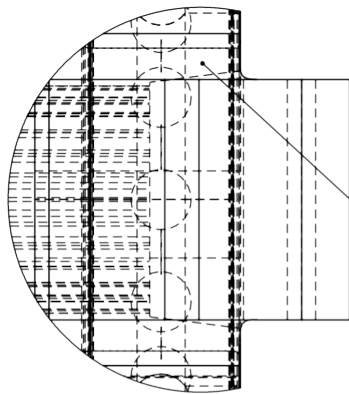


ASTRIADO DE LA MAZA

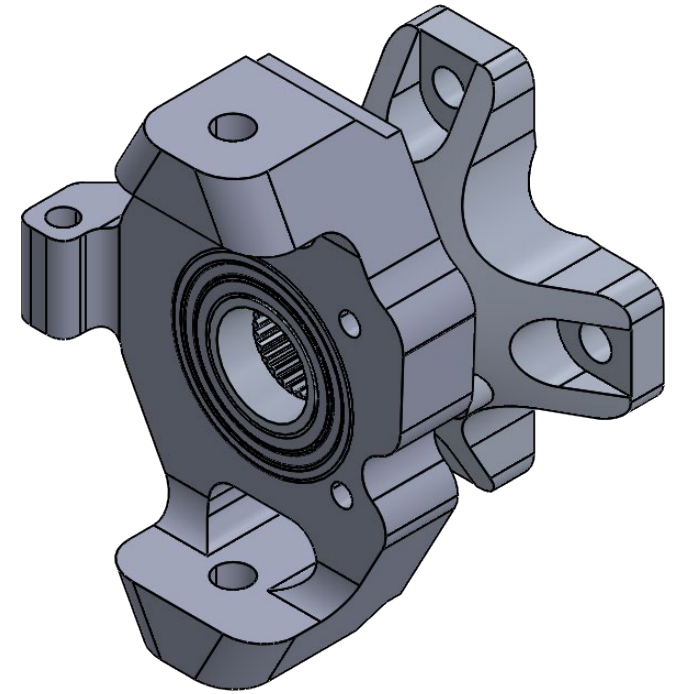
DETALLE E  
ESCALA 1 : 1



RODAMIENTO 40X68X21



DETALLE F  
ESCALA 1 : 1



Asesores: Ing. Romy Perez Moreno  
Dr. Israel Barragan Santiago

**UAM**

1:2

mm

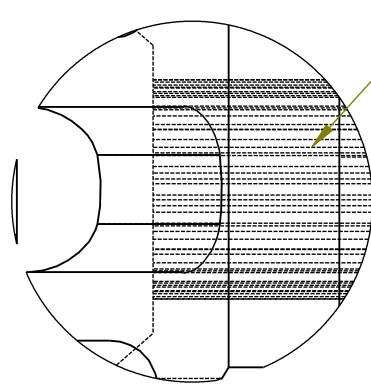


Fecha:  
31/01/25

ENSAMBLE MAZA DELANTERA - PORTABALEROS

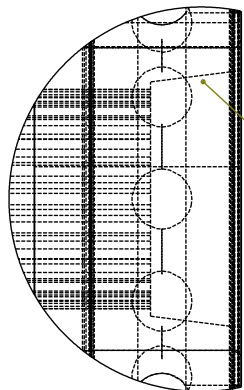
Alumnado:  
Jazmin Velazquez Gutierrez

6/10



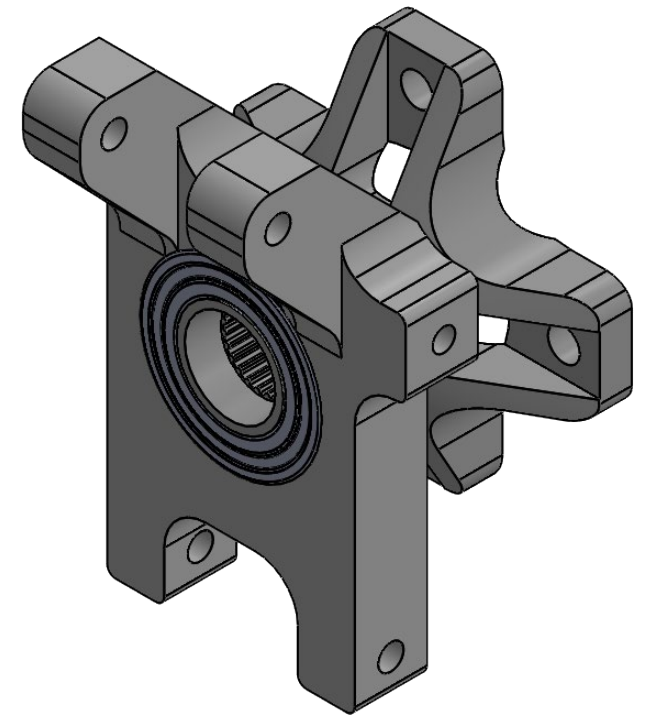
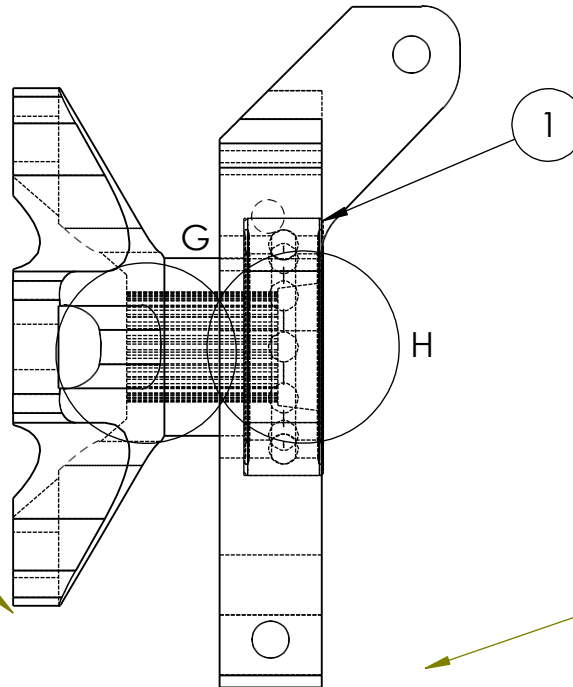
ASTRIADO DE LA MAZA

DETALLE G  
ESCALA 1 : 1



RODAMIENTO 40X68X21

DETALLE H  
ESCALA 1 : 1



Asesores: Ing. Romy Perez Moreno  
Dr. Israel Barragan Santiago

**UAM**

1:2

mm

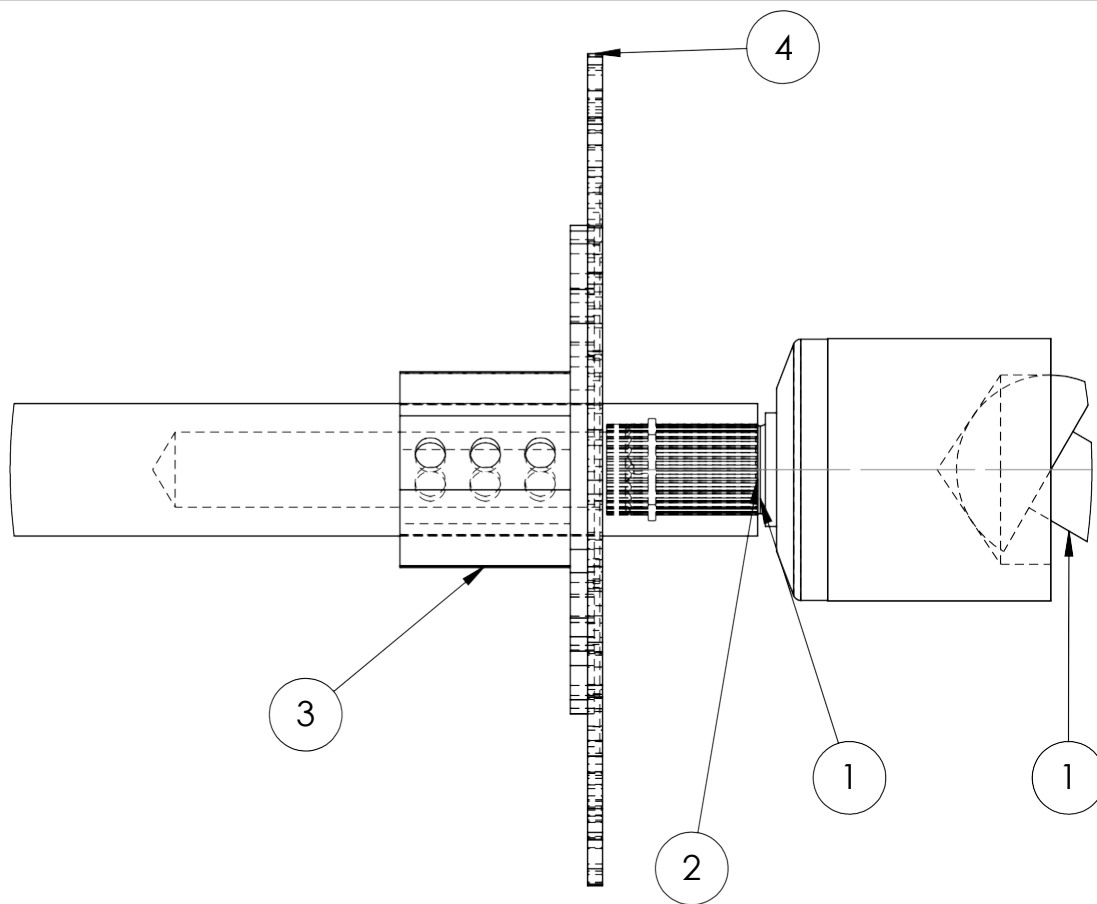


Fecha: 31/01/25

ENSAMBLE MAZA TRASERA - PORTABALEROS

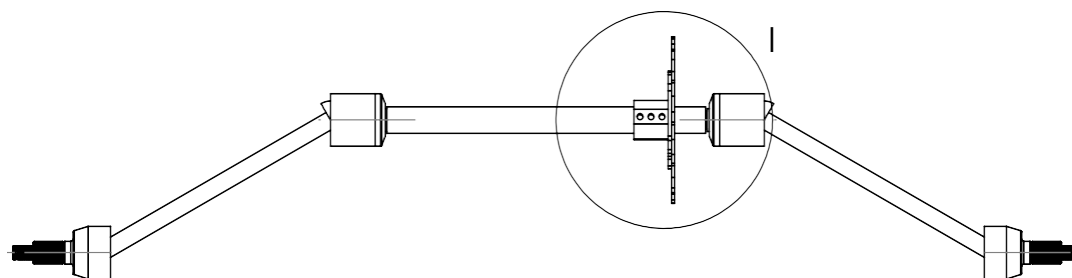
Alumnado: Jazmin Velazquez Gutierrez

7/10



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Junta homocinetic a	Acero	2
2	Semi-eje	Acero	1
3	Soporte disco trasero	Aluminio 6063 T6	1
4	Disco de freno	Hierro fundido	1

DETALLE I  
ESCALA 1 : 2



Asesores: Ing. Romy Perez Moreno  
Dr. Israel Barragan Santiago

1:10

mm



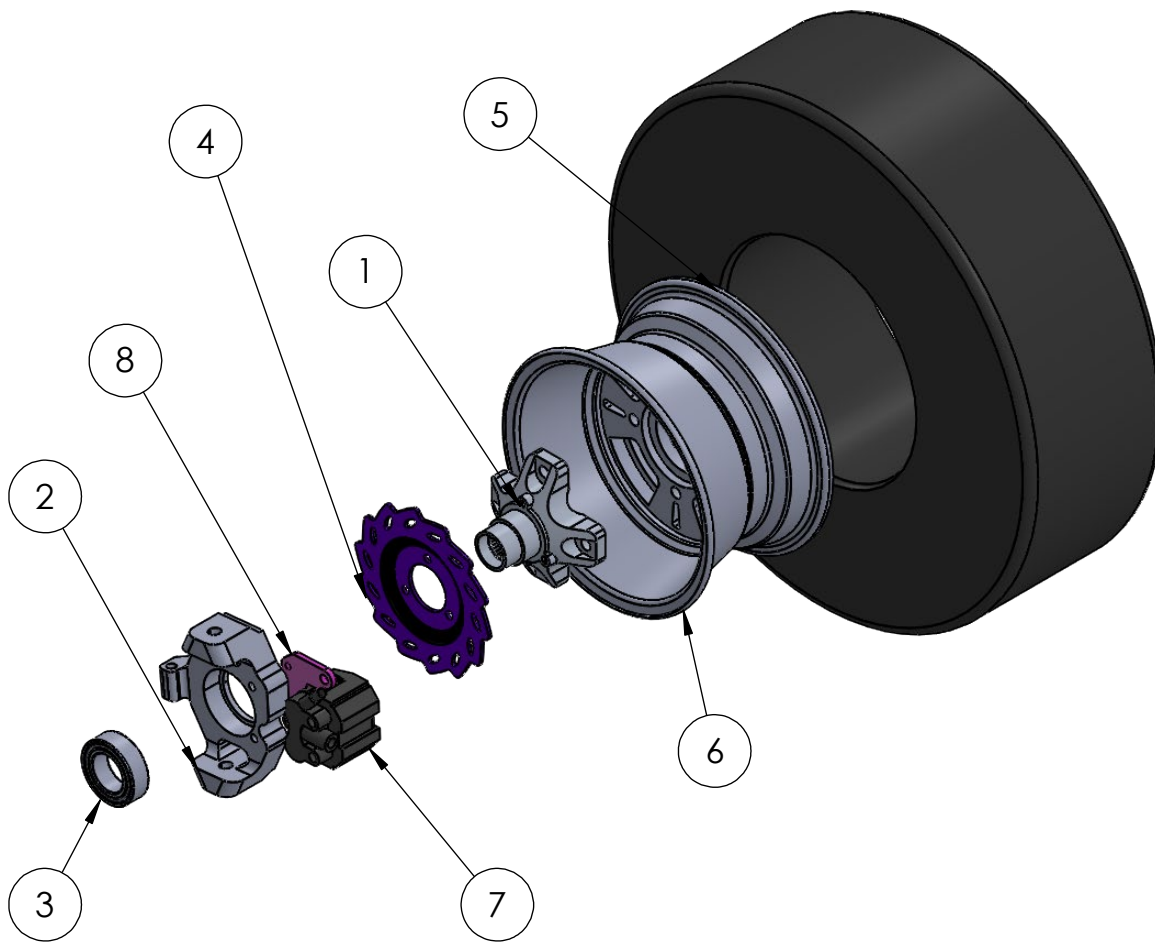
Fecha:  
31/01/25

**UAM**

ENSAMBLE SOPORTE DISCO DE FRENO EN EJE

Alumnado:  
Jazmin Velazquez Gutierrez

8/10

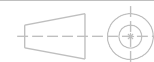


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Maza delantera	1
2	Portabaleros delantero	1
3	Balero 40x68x21	1
4	DISCO_180	1
5	Neumatico_22	1
6	RIN_10	1
7	CALIPER_22	1
8	PLACA DE CALIPER	1

Asesores: Ing. Romy Perez Moreno  
Dr. Israel Barragan Santiago

1:7

mm



Fecha: 31/01/25

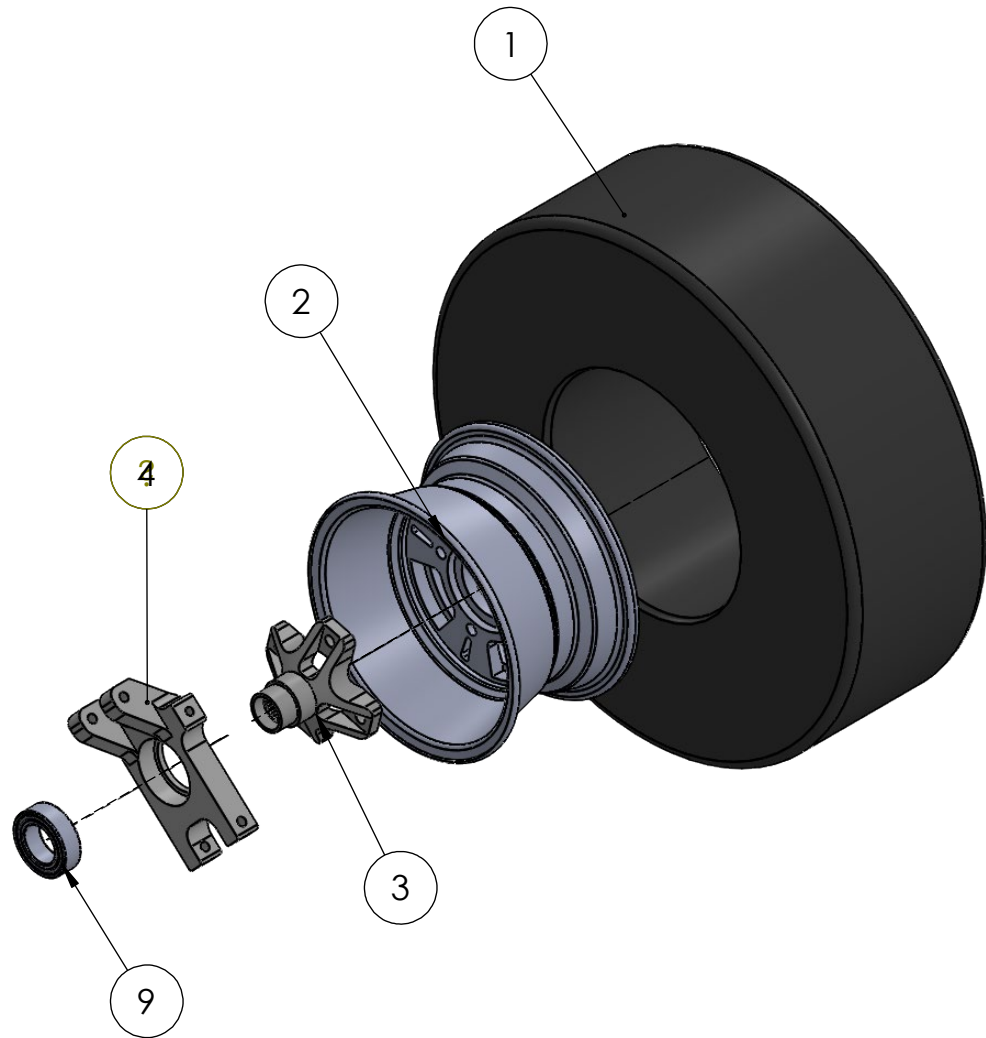
**UAM**

EXPLOSIONADO EJE DELANTERO

Alumnado: Jazmin Velazquez Gutierrez

9/10



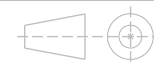


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Neumatico_22	1
2	Rin_10	1
3	Maza trasera	1
5	Balero 40x68x21	1

Asesores: Ing. Romy Perez Moreno  
Dr. Israel Barragan Santiago

1:7

mm



Fecha: 31/01/25

**UAM**

EXPLOSIONADO EJE TRASERO

Alumnado: Jazmin Velazquez Gutierrez

10/10

## 8. Resultados

### 8.1. Pruebas del vehículo 2024

El vehículo BAJA SAE 2024 fue sometido a pruebas después de la competencia, debido a que durante el evento surgieron diversos problemas técnicos que impidieron su participación en las pruebas dinámicas. Como resultado, el equipo Escuadrón UAM 2024 únicamente compitió en las evaluaciones de diseño y costos.

Posteriormente, se llevó a cabo una prueba de frenado sobre asfalto en las instalaciones de la UAM Azcapotzalco. Durante esta prueba, se identificó que las llantas del eje trasero no lograban bloquearse al aplicar los frenos. Además, se detectaron fugas en las líneas del sistema de frenos. Se observó que las balatas del caliper, al ser nuevas, requerían un periodo de asentamiento para alcanzar su desempeño óptimo. En la Figura 52 se muestra el vehículo durante la prueba de frenado en asfalto.



Figura 52. Prueba de frenos en asfalto.

Una vez corregidas las fugas en las líneas de frenos y realizado un nuevo purgado del sistema, se repitió la prueba de frenado en el Deportivo Reynosa, ubicado frente a la UAM Azcapotzalco. La prueba fue superada en el segundo intento, momento en el cual se verificó que, tras recibir la señal de frenado, las cuatro llantas lograban bloquearse, deteniendo el vehículo de manera efectiva. En la Figura 53 se muestra el vehículo durante la prueba de frenado realizada sobre superficie de tierra.



Figura 53. Prueba de frenos en tierra.

Las pruebas realizadas en el Deportivo Reynosa replicaron las pruebas dinámicas de la competencia. Entre ellas se incluyó la prueba de aceleración, como se muestra en la Figura 54, la

prueba de obstáculos sobre troncos y rocas, ilustrada en la Figura 55, la prueba de maniobrabilidad, representada en la Figura 56 y la prueba de arrastre de camioneta comercial en la Figura 57.



Figura 54. Prueba de aceleración.



Figura 55. Prueba obstáculos sobre troncos



Figura 56. Prueba de maniobrabilidad.



Figura 57. Prueba de arrastre de camioneta comercial.

## 8.2. Análisis en ANSYS.

### 8.2.1. Simulaciones de las mazas.

Se realizaron las simulaciones en ANSYS para determinar que los diseños de las mazas fueran capaces de soportar las cargas a las que estarían sometidas.

Se seleccionó el aluminio 7075 T6 como material para las mazas debido a sus propiedades mecánicas, que proporcionan una alta resistencia y durabilidad. En el modelo de ANSYS se aplicaron restricciones en los barrenos para los pernos, así como en los barrenos del disco delantero, con el objetivo de asegurar una correcta sujeción y alineación de los componentes. En cuanto a las cargas, se aplicó un momento en el centro de la pieza, tomando en cuenta la potencia de giro del motor que se transmite a través del estriado. Además, se incorporó una carga remota equivalente a dos veces el peso del vehículo, considerando el peor escenario posible en el que el vehículo pudiera caer sobre una sola llanta. Finalmente, se incluyó la fuerza de gravedad como carga adicional para asegurar que el diseño pudiera soportar las condiciones operativas más exigentes. Las cargas aplicadas y su distribución se pueden observar detalladamente en la Figura 58.

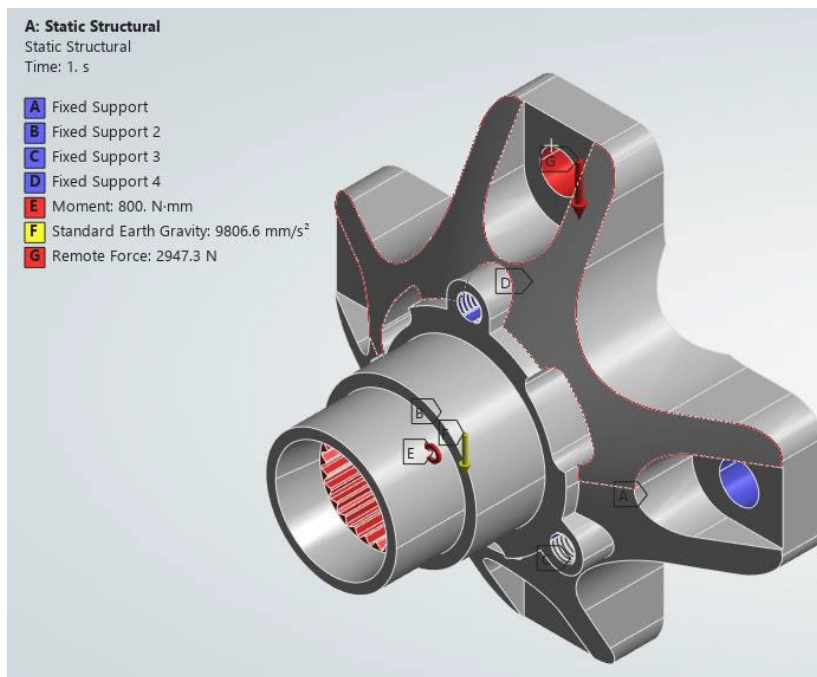


Figura 58. Cargas aplicadas en la maza delantera.

Para la maza trasera se consideraron las mismas cargas y restricciones solo omitiendo la restricción del disco de freno ya que la maza trasera no cuenta con esos barrenos. Las cargas aplicadas y su distribución se pueden observar detalladamente en la Figura 59.

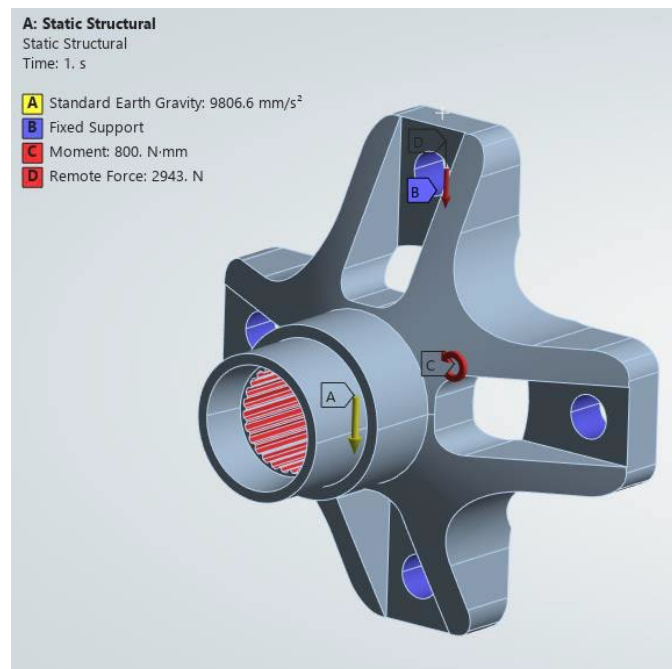


Figura 59. Cargas aplicadas en la maza trasera.

Como resultado del análisis, se obtuvieron las deformaciones máximas (en mm), las cuales se presentan en las Figuras 60 y 61, así como los esfuerzos de Von-Mises, mostrados en las Figuras 62 y 63, correspondientes a las mazas delanteras y traseras, respectivamente.

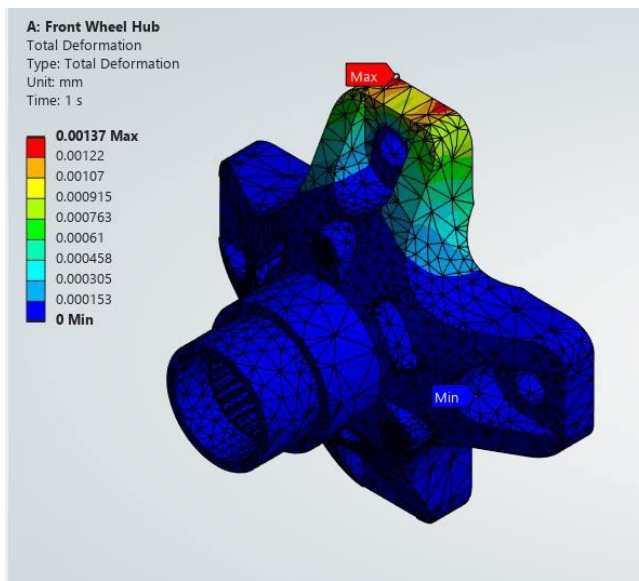


Figura 60 Simulación de la deformación total en la maza delantera.

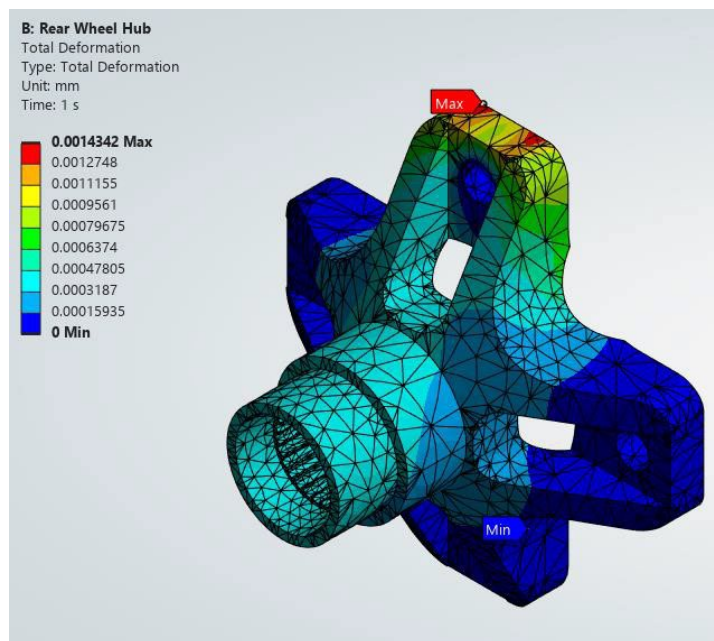


Figura 61 Simulación de la deformación total en la maza trasera.

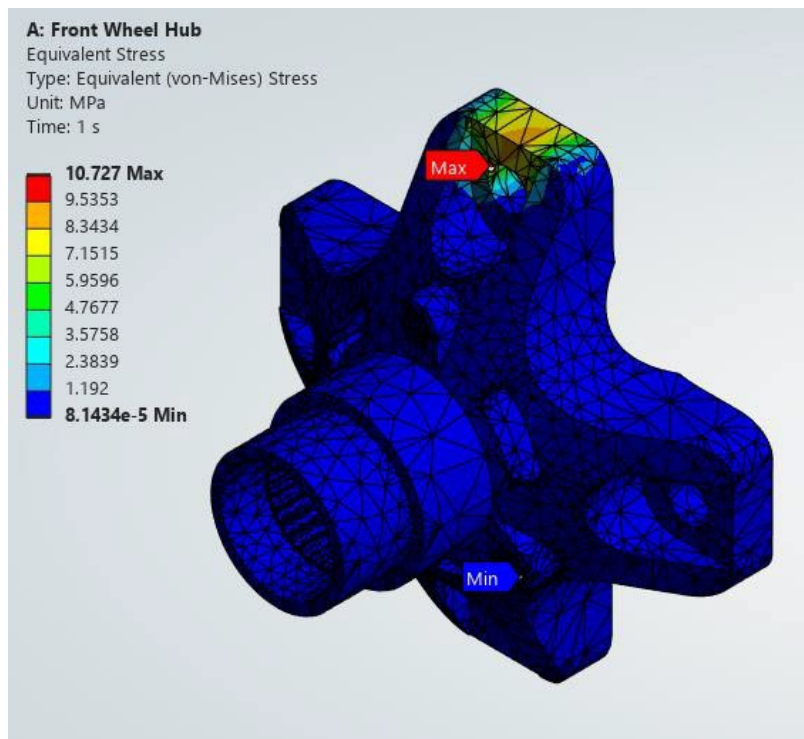


Figura 62 Simulación de los esfuerzos de Von-Mises en la maza delantera.

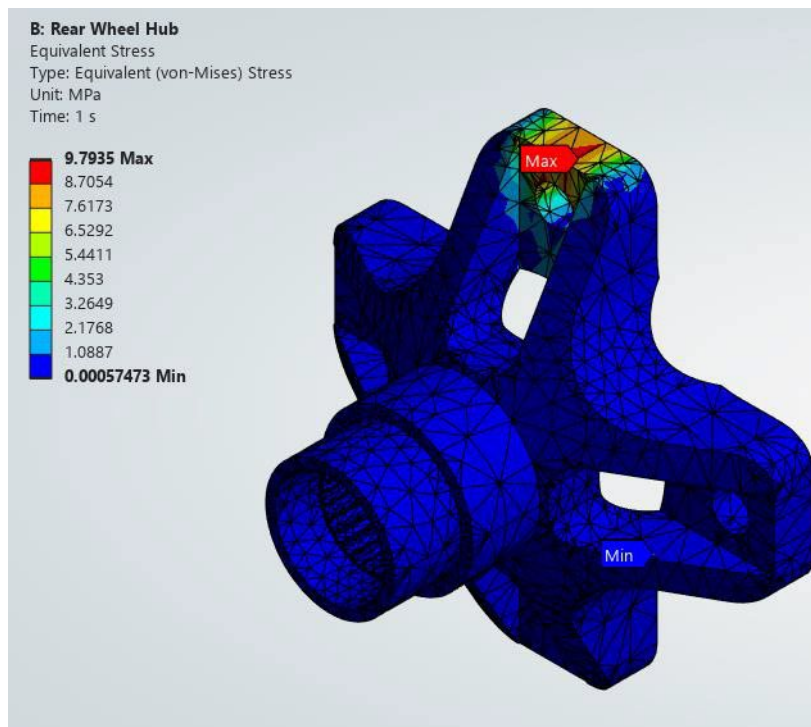


Figura 63 Simulación de los esfuerzos de Von mises en la maza trasera.

## 8.2.2. Simulaciones de los portabaleros.

Se realizaron simulaciones en ANSYS para evaluar la capacidad de los diseños de los portabaleros para resistir las cargas a las que estarían expuestos durante su funcionamiento. Se seleccionó el aluminio 7075 T6 como material para los portabaleros debido a sus propiedades mecánicas, que incluyen una alta resistencia a la tracción, rigidez y un excelente comportamiento frente a la fatiga, lo que asegura una durabilidad y confiabilidad óptimas bajo condiciones de carga severas. Esta elección de material tiene como objetivo garantizar el rendimiento y la longevidad de los portabaleros dentro del sistema.

En las simulaciones realizadas en ANSYS, se aplicaron restricciones en los portabaleros delanteros en los puntos de sujeción de las horquillas y el caliper. Además, se aplicaron cargas de compresión de 2264.5 N en los puntos de conexión con las horquillas y de 800 N en la unión con la bieleta de la dirección. Estos parámetros permitieron simular las condiciones de carga a las que estará sometido el portabaleros durante su operación. Los resultados de las simulaciones para las deformaciones totales y esfuerzos de Von-Mises se pueden observar en las Figuras 64 y 65.

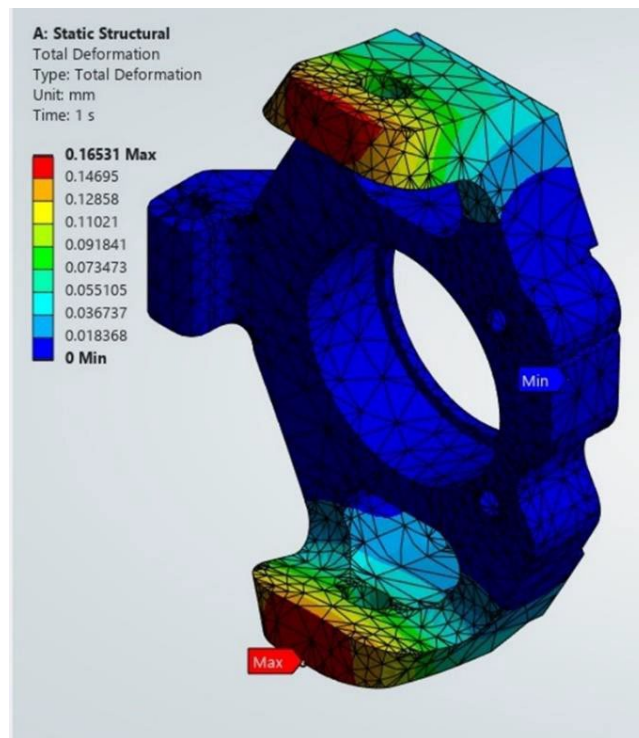


Figura 64. Simulación de la deformación total en el portabaleros delantero.



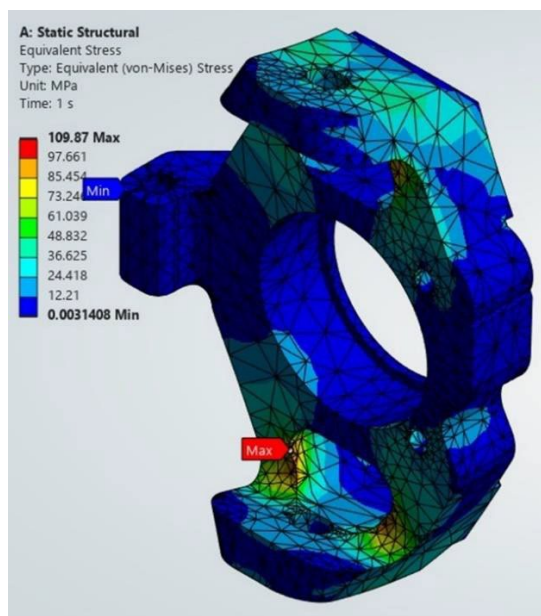


Figura 65. Simulación del esfuerzo de Von Mises en el portabaleros delantero

Para los portabaleros traseros se colocaron restricciones en el ensamblaje con las horquillas y con el brazo estabilizador, las cargas que se colocaron fueron de 2264.15 N (equivalentes al doble del peso del vehículo) y una carga de 800 N en el brazo estabilizador, en las Figuras 66 y 67 se pueden observar los resultados.

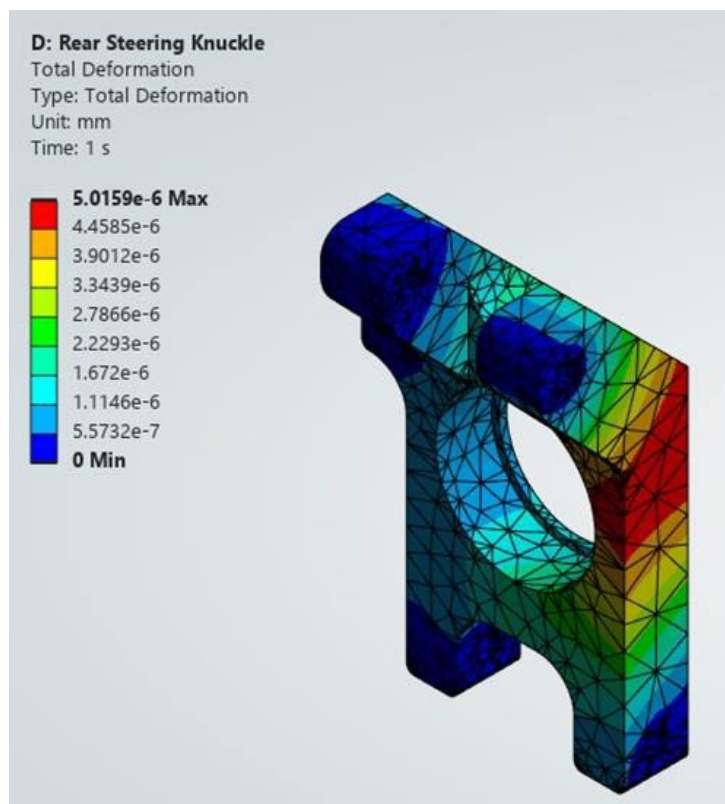


Figura 66. Simulación de la deformación total en el portabaleros trasero.

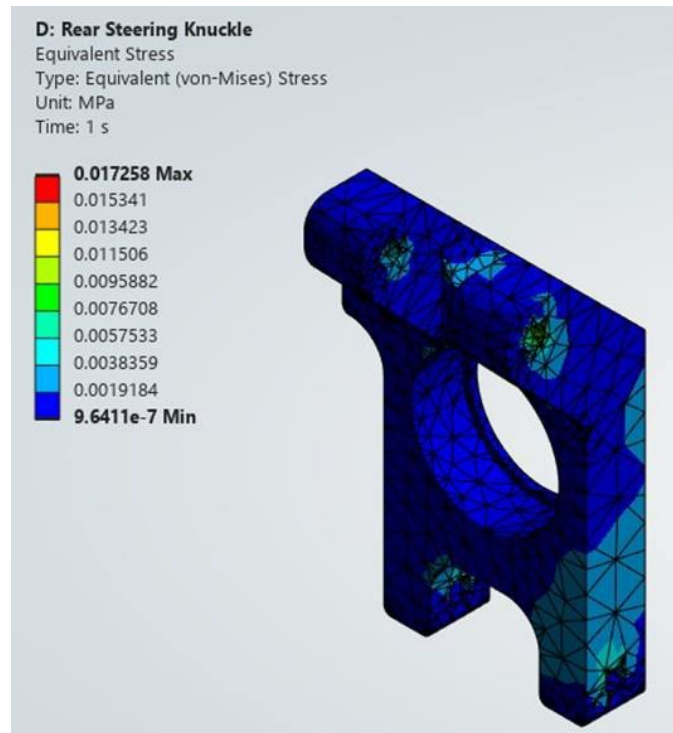


Figura 67. Simulación del esfuerzo de Von Mises en el portabaleros trasero.

### 8.2.3. Simulación del soporte del disco trasero.

Se realizó una simulación en ANSYS para poder determinar que las cargas a las que iba a estar sometido el soporte, el resultado de las simulaciones para la deformación total y el esfuerzo de Von-Mises se puede observar en las Figuras 68 y 69 respectivamente.

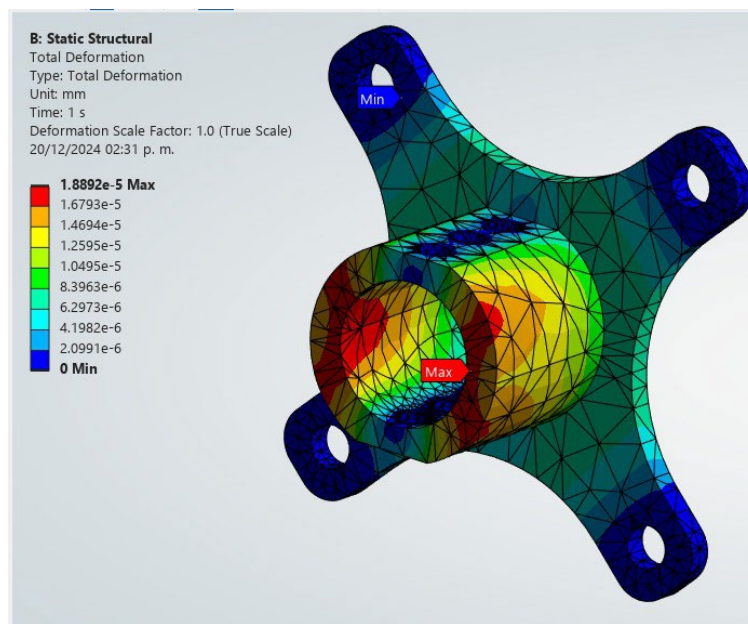


Figura 68. Simulación de la deformación total en el soporte del disco.

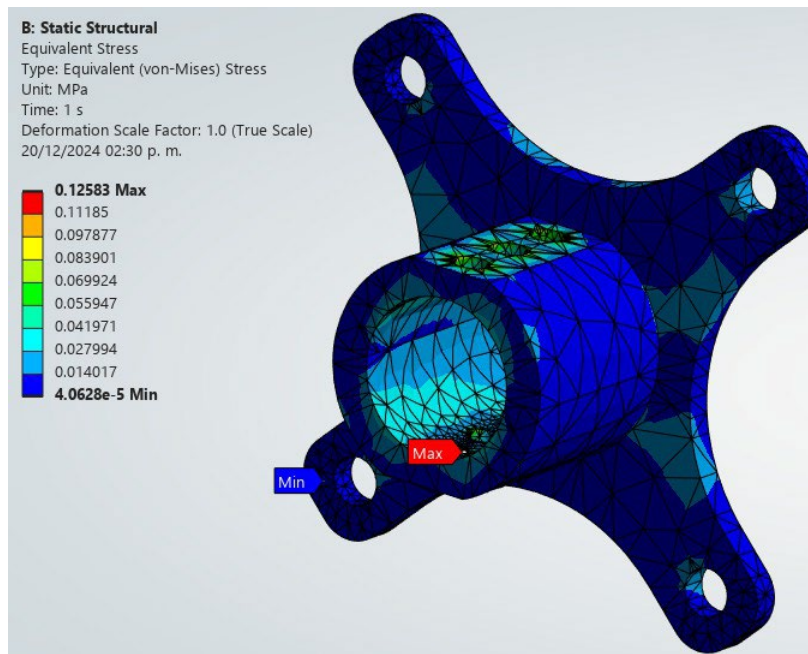


Figura 69. Simulación del esfuerzo máximo de Von-Mises en el soporte del disco

## 9. Análisis y discusión de resultados.

### 9.1. Resultados simulaciones de las mazas.

Como resultado de las simulaciones estructurales, se determinó que las deformaciones totales en las mazas delantera y trasera son de 0.0037 mm y 0.0014 mm, respectivamente. En cuanto al análisis de esfuerzos, los valores máximos de esfuerzo de Von-Mises obtenidos fueron de 10.77 MPa para la maza delantera y 9.79 MPa para la maza trasera. Estos valores se encuentran significativamente por debajo del límite elástico del material utilizado, aluminio 7075-T6, el cual es de 572 MPa. Esto indica que las mazas operan dentro de un rango de seguridad adecuado, minimizando el riesgo de falla por deformación plástica.

En las pruebas realizadas no se detectó ningún problema con las mazas, hubo una reducción de la masa en la maza, ya que la maza del vehículo 2023 tuvo una masa de 575 gramos mientras que la maza delantera tuvo una masa de 530 gramos y la trasera de 451 gramos, teniendo una reducción de la masa de 7.82% para la maza delantera y de 21.73% en la maza trasera.

### 9.2. Resultados simulaciones de los portabaleros.

Como resultado de las simulaciones realizadas, se obtuvieron para los portabaleros delanteros y traseros una deformación total de 0.16531 mm y  $5.016 \times 10^{-6}$  mm, respectivamente, con esfuerzos máximos de 109.87 MPa y 0.017 MPa. Estos valores están dentro del límite elástico del aluminio 7075 T6, de 572 MPa, lo que confirma que las piezas operan de manera segura y son capaces de soportar las cargas previstas sin riesgo de deformación plástica. Esto valida la robustez y fiabilidad de los portabaleros en el sistema de suspensión y dirección del vehículo.

### 9.3. Resultados simulaciones del soporte del disco trasero

Los resultados de las simulaciones realizadas para el soporte del disco de freno indicaron una deformación total de  $1.8892 \times 10^{-5}$  mm y un esfuerzo máximo de Von Mises de 0.12 MPa. Estos valores se encuentran significativamente por debajo del límite elástico del aluminio 6061-T6, que es de 310 MPa, lo que confirma la integridad estructural y la seguridad del componente bajo las condiciones de operación esperadas.

### 9.4. Resultados de las pruebas dinámicas en el deportivo Reynosa.

Durante la ejecución de todas las pruebas, el vehículo no presentó fallas que comprometieran su desplazamiento. Sin embargo, en el sistema de masas no suspendidas se identificó que el balero de la rueda trasera derecha se desplazaba parcialmente fuera del portabaleros, quedando expuesto. A pesar de que esta situación no impidió el uso continuo del vehículo ni representó una falla crítica en ese momento, se consideró un aspecto relevante a atender posteriormente para garantizar la funcionalidad y fiabilidad del sistema. En la Figura 70 se puede observar.

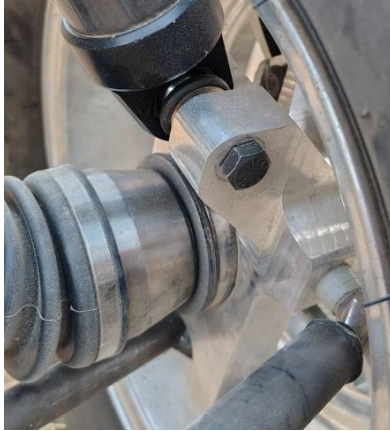


Figura 70 Balero desplazado fuera del portabalero trasero.

#### 9.5. Resultados de la prueba de frenado.

Durante la primera prueba de frenado en asfalto, la incapacidad de las llantas del eje trasero para bloquearse indica un posible problema en el sistema de frenos o en la distribución de la fuerza de frenado entre los ejes. Las fugas en las líneas de frenos y el asentamiento de las balatas también contribuyeron a la falta de eficiencia en el frenado. Estos factores sugieren que, aunque el sistema estaba funcional, aún requería un periodo de ajuste para alcanzar su rendimiento óptimo.

La corrección de las fugas y el purgado del sistema fueron claves para la mejora del rendimiento. La repetición de la prueba de frenado en el Deportivo Reynosa demostró que, una vez resueltas estas deficiencias, el sistema de frenos funcionó correctamente, con las cuatro llantas bloqueándose efectivamente al momento de aplicar los frenos. Esto confirma que las modificaciones realizadas en el sistema fueron efectivas y que el vehículo fue capaz de superar las pruebas dinámicas. La diferencia en las condiciones de superficie (asfalto vs tierra) no parece haber afectado negativamente la funcionalidad del sistema de frenos, lo que demuestra su fiabilidad en diferentes tipos de terrenos.

## 10. Conclusiones

El desarrollo del vehículo BAJA SAE 2024 representó un desafío técnico significativo que requirió una rápida adaptación y toma de decisiones fundamentadas. El análisis del vehículo 2023 permitió identificar áreas de mejora y optimización, al mismo tiempo que ayudó a determinar qué componentes debían rediseñarse y cuáles podían mantenerse sin cambios.

Uno de los aspectos clave en la evolución del proyecto fue la fabricación de las mazas, portabaleros y el soporte del disco de freno, donde la implementación de maquinaria CNC resultó fundamental. A diferencia del modelo anterior, en el cual estos componentes fueron mecanizados con el localizador de orillas, en esta ocasión se aprovechó el sistema de medición inalámbrico WIPS. Esto permitió mejorar la precisión dimensional de las piezas, optimizar la compensación de herramientas y reducir los errores de maquinado, aunque con un incremento en los tiempos de producción debido a la mayor complejidad de las geometrías diseñadas.

La selección de componentes comerciales también presentó un reto durante el diseño del ensamble de masas no suspendidas, ya que la reutilización de llantas y rines exigió una integración precisa de todos los elementos dentro del rin.

En cuanto al sistema de frenos, la configuración de los semiejes requirió el desarrollo de un ensamble específico para el soporte del disco de freno. A través de simulaciones en ANSYS, se validó la resistencia estructural del sistema, asegurando su fiabilidad. Posteriormente, el mecanizado en CNC garantizó la fabricación de piezas con alta precisión, facilitando el ensamblaje y asegurando su correcto funcionamiento.

En general, la experiencia adquirida en este proyecto permitió fortalecer las habilidades en diseño, manufactura y validación de componentes para vehículos off-road. La implementación de nuevas tecnologías y procesos de fabricación avanzados marcó un punto de inflexión en la mejora del desempeño y confiabilidad del vehículo, sentando una base sólida para futuras iteraciones en la competencia BAJA SAE.

## 11. Referencias bibliográficas.

- [1] SAEM. (s.f.). BAJA SAE México. Sociedad de Alumnos de Ingeniería en Mecatrónica. <https://www.saemx.org/bajasaemexico>.
- [2] Paresh, N., 2022, "Design And Analysis Of Wheel Hub Of Baja ATV In Ansys", International Research Journal of Engineering and Technology, 09(08), pp. 1832-1835.
- [3] Diwakar., L. B., Diwakar, S. L., Deshpande, V. V., 2020, "Design and Selection of the Braking System for All-Terrain Vehicle", International Research Journal of Engineering and Technology, 09(04), pp. 730-733.
- [4] Cordero Guridi, J.J., Alvarez Santiago, J. D., Martinez Diaz, A. P., Hernandez Urbano, C., 2023, "Optimización topológica y estructural del pedal de freno de un vehículo para la competencia BAJA SAE 2023", Journal Industrial Engineering, 7(19), pp. 1-12.
- [5] Mejía Hernández, D. E., Morales Sánchez, E., González Jiménez, L., 2024, "Diseño del sistema de masas no suspendidas para un vehículo 4x4 BAJA SAE UAM 2023", proyecto de integración, Universidad Autónoma Metropolitana.
- [6] SAE México. (2024). *Reglamento de la competencia Baja SAE 2024*. SAE México. [https://www.saemx.org/files/ugd/804925\\_bf0b2a959bb74aefbd2c9aececf55fab.pdf](https://www.saemx.org/files/ugd/804925_bf0b2a959bb74aefbd2c9aececf55fab.pdf).
- [7] Puhn F., 1985, Brake handbook, 2nd printing, HPBooks, U.S.A., cap. 1.
- [8] Dassault Systèmes. "CNC Machining Process Guide." *3ds.com*, 2023. <https://www.3ds.com/es/make/guide/process/cnc-machining>.
- [9] Haas Automation. "La Haas VF-1: Nuestra Máquina del Mes." *Haas.com.mx*, 2023. <https://haas.com.mx/actualidad/la-haas-vf-1-nuestra-maquina-del-mes/>.
- [10] Haas Automation. "WIPS: Sistema de Probes." *HaasCNC.com*, 2023. <https://www.haascnc.com/es/productivity/probe-system/wips-r.html>
- [11] Dassault Systèmes. "3D Printing Process Guide." *3ds.com*, 2023. <https://www.3ds.com/es/make/guide/process/3d-printing>
- [12] Alloys International. "Aluminio 7075." *Alloysintl.com*, 2023. <https://alloysintl.com/es/inventory/aluminum-alloys-supplier/aluminum-7075/>
- [13] Refacciones Itალიka. "Llanta City Road 22x7-10 para ATV 250 Camuflaje." *Refaccionesitalika.com.mx*, 2023. <https://refaccionesitalika.com.mx/REFACCIONES/ATV/250-C-C-/2022/ATV250-CAMUFLAJE/CAMUFLAJE-CAF%C3%89/Sistema-de-Freno/F-14-Rueda-Delantera/LLANTA-CITY-ROAD-22X7-10/p/F14010236>.

## 12. Entregables.

Para los documentos, consultar con los asesores al correo [bajasaueam@azc.uam.mx](mailto:bajasaueam@azc.uam.mx)