

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN
MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Junio de 2020

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGÍA**

Grado en Ingeniería Mecánica

INDICE GENERAL

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE
UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, junio de 20

ORDEN DOCUMENTOS

1. ABSTRACT
2. HOJA DE IDENTIFICACIÓN
3. MEMORIA
4. ANEXO I: CÁLCULOS ANALÍTICOS DE CARGAS
5. ANEXO II: SIMULACIONES COMPUTACIONALES, BUJE TRASERO
6. ANEXO III: SIMULACIONES COMPUTACIONALES, BUJE DELANTERO
7. ANEXO IV: SIMULACIONES COMPUTACIONALES, MANGUTA TRASERA
8. ANEXO V: SIMULACIONES COMPUTACIONALES, MANGUETA DELANTERA
9. ANEXO VI: ESTUDIO ANALÍTICO INICIAL PARA CARGAS EN BUJES
10. ANEXO VII: MECANIZADO DEL CHASIS
11. ANEXO VIII: CATÁLOGOS
12. PLANOS
13. PRESUPUESTO

ÍNDICE

1	PETICIONARIO	1
2	OBJETO	2
2.1	Elementos de la transmisión del monoplaza.....	2
2.2	Elementos de la suspensión y dirección del monoplaza.....	3
2.3	Elementos del sistema de frenada del monoplaza	3
2.4	Objetivos generales.....	4
3	ALCANCE.....	5
4	ANTECEDENTES COMPETICIÓN FORMULA STUDENT	7
5	DISEÑOS INICIALES DE BUJES Y MANGUETAS.....	9
5.1	Modelos iniciales	9
5.2	Dimensiones de referencia.....	12
6	DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DISEÑADOS	15
6.1	Área general de estudio	15
6.2	Eje delantero	16
6.2.1	Buje delantero	18
6.2.2	Mangueta delantera.....	20
6.2.3	Selección de rodamientos del eje delantero.....	21
6.2.4	Tubo de compresión	26
6.2.5	Tuerca de fijación	26
6.3	Eje trasero	27
6.3.1	Buje trasero	29
6.3.2	Mangueta trasera.....	32
6.3.3	Selección de rodamientos eje trasero.....	33
6.3.4	Tubo de compresión y arandela de contacto.....	36
6.3.5	Tuerca de fijación	36
7	CONCLUSIONES	38
8	BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS.....	39

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Buje delantero	1
1.2	Buje trasero	1
1.3	Manguetas delantera y trasera	2
2	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL VEHÍCULO	3
2.1	Consideraciones adoptadas	3
3	CÁLCULO DE CARGAS EXTERNAS	5
3.1	Análisis de cargas en la aceleración	5
3.2	Análisis de cargas en la frenada.....	9
3.2.1	Análisis de carga de fricción máxima de frenada sobre disco de freno.....	12
3.3	Análisis de cargas en curva.....	15
3.3.1	Situación: levantamiento de ruedas internas en curva (vuelco). ...	15
3.3.2	Situación: deslizamiento lateral de ruedas.....	17
3.3.3	Comparación de ambas situaciones límites:	18
3.4	Fuerza de barra de dirección.....	19

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Características del modelo 3D	1
1.2	Vistas del modelo.....	2
1.3	Estudios de tensiones	3
1.3.1	Aceleración y cambio de dirección.....	3
1.3.2	Frenada y cambio de dirección	3
2	ESTUDIO DE TENSIONES EN ACELERACIÓN Y CURVA	4
2.1	Restricciones del modelo	4
2.2	Cargas actuantes	6
2.2.1	Punto de aplicación.....	6
2.2.2	Magnitud y dirección de las cargas	8
2.3	Modelos numéricos. Características de la malla.	10
2.4	Resultados del análisis de tensiones	11
3	ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA Y CURVA	15
3.1	Restricciones del modelo.....	15
3.2	Cargas actuantes	17
3.2.1	Punto de aplicación.....	17
3.2.2	Magnitud y dirección de las cargas	19
3.3	Modelos numéricos. Características de la malla.	20
3.4	Resultados del análisis de tensiones	21

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Características del modelo 3D	1
1.2	Vistas del modelo.....	2
1.3	Estudios de tensiones	3
1.3.1	Frenada y cambio de dirección	3
2	ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA Y CURVA	4
2.1	Restricciones del modelo	4
2.2	Cargas actuantes	6
2.2.1	Punto de aplicación.....	6
2.2.2	Magnitud y dirección de las cargas	8
2.3	Modelos numéricos. Características de la malla.	10
2.4	Resultados del análisis de tensiones	12

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Características del modelo 3D	1
1.2	Vistas del modelo.....	2
1.3	Estudios de tensiones	3
1.3.1	Frenada.....	3
2	ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA.....	4
2.1	Restricciones del modelo	4
2.2	Cargas aplicadas sobre el modelo	6
2.2.1	Magnitud y dirección de las cargas	6
2.2.2	Punto de aplicación	8
2.3	Modelos numéricos. Características de la malla.	11
2.4	Resultados del análisis de tensiones	12

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Características del modelo 3D	1
1.2	Vistas del modelo.....	2
1.3	Estudios de tensiones	3
1.3.1	Frenada.....	3
2	ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA.....	4
2.1	Restricciones del modelo	4
2.2	Cargas aplicadas sobre el modelo	6
2.2.1	Magnitud y dirección de las cargas	6
2.2.2	Punto de aplicación	10
2.3	Modelos numéricos. Características de la malla	15
2.4	Resultados del análisis de tensiones	16

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Características del modelo 3D	1
1.2	Vistas del modelo.....	2
1.3	Estudios de tensiones	3
1.3.1	Frenada.....	3
2	ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA.....	4
2.1	Restricciones del modelo	4
2.2	Cargas aplicadas sobre el modelo	6
2.2.1	Magnitud y dirección de las cargas	6
2.2.2	Punto de aplicación.....	10
2.3	Modelos numéricos. Características de la malla	15
2.4	Resultados del análisis de tensiones	16

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
2	MECANIZADO DE LAS BARRAS DEL CHASIS	2
2.1	Herramientas empleadas	2
2.2	Proceso de Corte	3
2.3	Resultado final	5

ÍNDICE

1.0 Ensamblaje rueda delantera

1.1 Buje delantero

1.2 Mangueta delantera

2.0 Ensamblaje rueda trasera

2.1 Buje trasero

2.2 Mangueta trasera

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

ABSTRACT

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN
MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Junio de

RESUMEN

Este proyecto se basa en el cálculo y diseño de los bujes y manguetas de un monoplaça tipo Formula Student, en concreto el diseñado por el equipo FSULL. Además se realiza el dimensionado de los elementos de anclaje de los componentes proyectados.

Estos elementos forman parte de los sistemas de suspensión, transmisión, dirección y frenada del monoplaça, siendo su diseño de vital importancia para asegurar el adecuado funcionamiento de dichos sistemas.

Para su desarrollo, se calcularán las diferentes cargas que actúan sobre el vehículo, analizando su interacción con las piezas en cuestión. A través de estas cargas, se van a llevar a cabo las correspondientes simulaciones computacionales que permitan evaluar el comportamiento de las piezas ante las solicitaciones impuestas.

El diseño y dimensionado de las diferentes piezas implicadas en el proyecto deben adecuarse a las necesidades específicas del prototipo desarrollado por el equipo de FSULL, además de cumplir la normativa de la competición de Formula Student.

El proyecto también incluye ilustraciones acerca del mecanizado del chasis del monoplaça.

ABSTRACT

This Degree Final Project is based on the calculation and design of both, the front and rear hubs and stub axles of a Formula Student type car. This work is specifically referred to the one designed by the FSULL team. In addition, the dimensioning of the anchoring elements of the projected components will be carried out.

These elements are part of the suspension, transmission, steering and braking systems of the car. Accordingly, their design possess vital importance to ensure the proper functioning of these systems.

For its further development, the different forces which take action on the vehicle will be calculated, analysing their interaction with the parts in question. Through these loads, the corresponding computational simulations will be carried out, allowing the evaluation of the parts behaviour facing the load requirements.

The design and dimensioning of the different parts involved in the project must be adapted to the specific needs of the prototype developed by the FSULL team. In addition, the Formula Student competition regulations must be also accomplished.

The project also includes illustrations about the machining of the chassis of the car.

HOJA DE IDENTIFICACIÓN

TÍTULO	CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT
GRADO	Grado en Ingeniería Mecánica
TUTOR	Viana Lida Guadalupe Suárez
ENCARGADO POR Trabajo de Fin de Grado, Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Asociación FSULL	Dirección Av. Astrofísico Francisco Sánchez, 12, 38206 San Cristóbal de La Laguna, Santa Cruz de Tenerife.
AUTOR 1 Titulación DNI Dirección Teléfono	Diego López López Grado en Ingeniería Mecánica 43836954N Calle Antonio García Pérez, 29, Iguete de Candelaria, Santa Cruz de Tenerife 682295759
AUTOR 2 Titulación DNI Dirección Teléfono	Adrian Batista Martín Grado en Ingeniería Mecánica 42222664T Calle Lomo Colorado, 54c, 38357 Tacoronte, Santa Cruz de Tenerife 663883606
ENCARGADO A Fecha	Diego López López y Adrian Batista Martín Julio de 2021

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

MEMORIA

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN
MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, junio de 2021

ÍNDICE

1	PETICIONARIO.....	1
2	OBJETO.....	2
2.1	Elementos de la transmisión del monoplaza	2
2.2	Elementos de la suspensión y dirección del monoplaza	3
2.3	Elementos del sistema de frenada del monoplaza.....	3
2.4	Objetivos generales	4
3	ALCANCE	5
4	ANTECEDENTES COMPETICIÓN FORMULA STUDENT	7
5	DISEÑOS INICIALES DE BUJES Y MANGUETAS	9
5.1	Modelos iniciales.....	9
5.2	Dimensiones de referencia	12
6	DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DISEÑADOS	15
6.1	Área general de estudio	15
6.2	Eje delantero	16
6.2.1	Buje delantero	18
6.2.2	Mangueta delantera	20
6.2.3	Selección de rodamientos del eje delantero	21
6.2.4	Tubo de compresión	26
6.2.5	Tuerca de fijación.....	26
6.3	Eje trasero.....	27
6.3.1	Buje trasero.....	29
6.3.2	Mangueta trasera	32
6.3.3	Selección de rodamientos eje trasero	33
6.3.4	Tubo de compresión y arandela de contacto	36
6.3.5	Tuerca de fijación.....	36
7	CONCLUSIONES.....	38
8	BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS	39

1 PETICIONARIO

El proyecto presentado a través del presente documento tiene como punto de partida el requerimiento por parte del equipo de 'Formula Student' de la Universidad de La Laguna (FSULL) del diseño y cálculo de los elementos subsiguientemente desarrollados. El trabajo llevado a cabo constará de transcendencia real además de la académica propiamente dicha, puesto que los diseños efectuados serán mecanizados e instalados en el prototipo que participará en la competición de Formula Student Spain en el verano de 2021.

Entre los componentes mecánicos trabajados se encuentran elementos fundamentales para diversos aspectos del monoplaza, tales como: la transmisión de la potencia del motor a las ruedas, la consecución de una adecuada transferencia de cargas durante cambios de dirección del vehículo, o la garantía de la disposición de sistemas fiables que perpetúen la seguridad del piloto. Las piezas deben cumplir estos requisitos de funcionalidad, disponiendo de manera paralela de características constructivas que beneficien el aspecto competitivo del monoplaza. Asimismo, en su desarrollo deben tenerse en cuenta las posibles limitaciones de los procesos de mecanizado de cada pieza, siendo finito el grado de complejidad aplicable a los diseños.

2 OBJETO

El objeto de este proyecto está sujeto a las necesidades que el equipo ha presentado a lo largo de los meses finales del curso 2020/2021 en vistas a presentar el monoplaza a la competición veraniega de Formula Student Spain.

Puesto que los componentes trabajados poseen características propias, en este apartado se va a exponer el objetivo específico de cada uno de los subproyectos elaborados.

2.1 Elementos de la transmisión del monoplaza

Como primer objetivo del proyecto, se han diseñado y calculado los elementos de conexión entre los ejes de transmisión y las ruedas, denominados en este proyecto como 'Bujes'. Este trabajo incluye los componentes del eje delantero y trasero, con sus consiguientes cálculos en función de las sollicitaciones existentes. En el caso del buje trasero, este debe transmitir el giro del motor hacia las ruedas, soportando las cargas derivadas de la conducción fruto de cambios de dirección o frenadas, además del peso propio del vehículo. Por otro lado, el buje delantero debe cumplir una función similar, a excepción de la transmisión de potencia.

Para el desarrollo de estos elementos se van a estudiar los diseños empleados en la automoción, poniendo especial dedicación en el estudio de los modelos usados regularmente en las competiciones de Formula Student, para así adecuar el diseño a la normativa vigente y a las características del prototipo propio.

Dado que se parte de un diseño previamente elaborado por el equipo de Formula Student de la Universidad de La Laguna, deberá atenderse a las magnitudes constructivas que pueden y no pueden modificarse, teniendo en cuenta que ya se han adquirido algunos de los elementos con unión directa a esta pieza, como los discos de freno, las llantas o las dimensiones de los palieres.

Además, se deberán seleccionar los elementos de conexión de la pieza que no hayan sido definidos, como rodamientos, arandelas y tuercas de anclaje, cuyas dimensiones están normalizadas y cuyos costes deben adaptarse a la disponibilidad presupuestaria del equipo.

Se va a recurrir a métodos de cálculo planteando una serie de hipótesis de carga que permitan definir el comportamiento estructural de la pieza ante una situación de estrés elevada, teniendo en cuenta las características del vehículo.

Todo ello sujeto a las inamovibles condiciones de reducción de costes y aumento de rendimiento, manteniendo los estándares de fiabilidad. Los resultados de los diseños y cálculos llevados a cabo desembocan en el objetivo final de este apartado, que consiste en el mecanizado, montaje y puesta en marcha de las piezas en el vehículo.

2.2 Elementos de la suspensión y dirección del monoplaza

Una vez llevado a cabo el diseño de los bujes, se han diseñado y calculado las piezas de unión entre estos elementos con los brazos de la suspensión y las barras de dirección, denominadas en este proyecto como 'manguetas'. Este trabajo incluye los componentes del eje delantero y trasero, con sus consiguientes cálculos en función de las sollicitaciones existentes.

En el caso de la mangueta delantera, esta debe asumir las cargas de la suspensión del vehículo, sujetas a variaciones en las distintas situaciones de conducción. Permitiendo asimismo la rotación del conjunto del buje y la rueda, además de transmitir los movimientos del volante para el cambio de dirección del monoplaza. La mangueta trasera, por el contrario, no debe asumir los esfuerzos derivados del sistema de dirección, aunque sí debe disponer de elementos que permitan actuar sobre la convergencia de las ruedas del eje posterior del vehículo.

Tal y como se procedió en el trabajo sobre los bujes, para el desarrollo de las manguetas se van a estudiar con detalle los modelos usados regularmente en automoción, principalmente en las competiciones de Formula Student, adecuando el diseño a la normativa vigente y a las características del prototipo propio.

En este caso, se deben adaptar las dimensiones de la pieza a las definidas previamente en los bujes, puesto que la precisión en la conexión entre estas piezas supone un aspecto de vital importancia en el adecuado funcionamiento de los sistemas de transmisión y suspensión. En adición a ello, el equipo ya dispone de los elementos de la suspensión del vehículo, así como de las pinzas de freno, por lo que se deberá estudiar la posición de estos a fin de adaptar el diseño de las manguetas. Conocidos dichos puntos de anclaje de la suspensión, dirección y pinzas de freno, se debe elaborar un diseño que permita enlazar los distintos elementos del vehículo de manera precisa y fiable.

Se va a recurrir a métodos de cálculo planteando una serie de hipótesis de carga que permitan definir el comportamiento estructural de la pieza ante una situación de estrés elevada, teniendo en cuenta las características del vehículo.

Todo ello sujeto a las inamovibles condiciones de reducción de costes y aumento de rendimiento, manteniendo los estándares de fiabilidad. Los resultados de los diseños y cálculos llevados a cabo desembocan en el objetivo final de este apartado, que consiste en el mecanizado, montaje y puesta en marcha de las piezas en el vehículo.

2.3 Elementos del sistema de frenada del monoplaza

Continuando con los diseños de ambos elementos, cabe mencionar que tanto los bujes como las manguetas tienen estrecha influencia sobre el sistema de frenada del monoplaza. Ya se ha mencionado que los elementos integrantes de este sistema, como el disco de freno o la pinza de freno, ya han sido adquiridos y, por tanto, su diseño no puede modificarse. Los bujes y manguetas deben adaptarse a dichas piezas, asumiendo los

esfuerzos derivados del proceso de frenada del monoplaza, y desempeñando esta función de manera fiable y eficiente.

Concretamente, es la mangueta la pieza que dispone de los anclajes de la pinza de freno, mientras que es en el buje donde se sujetará el disco. Ambos elementos deben estar unidos con suma precisión con el fin de asegurar un contacto óptimo entre sí.

2.4 Objetivos generales

Este proyecto está motivado por los siguientes objetivos de carácter general:

- Completar los conocimientos adquiridos en el grado acerca del funcionamiento de los sistemas de frenado, transmisión y suspensión.
- Estudiar y analizar el comportamiento de las diferentes piezas diseñadas en las situaciones límite a las que se puedan enfrentar. Situaciones como máxima velocidad en una curva de radio determinado, aceleración máxima, frenada máxima antes de que las ruedas bloqueen...
- Formar parte del equipo FSULL en un proyecto enriquecedor y beneficioso para los estudiantes como es Fórmula Student. Proyecto donde se adquieren conocimientos sobre el diseño de componentes de automóviles, se trabaja en equipo con los demás integrantes, se aprende a manejar plazos de entrega para llegar a tiempo al día de la competición, etc.
- Adquirir conocimientos derivados del desempeño diario de labores propias del taller durante la fabricación del monoplaza. Puesto que además del modelado de las diferentes piezas mediante el software Solid Works, se ayudará al equipo en las tareas necesarias con el fin de avanzar en la fabricación del monoplaza.
- Comprender desde dentro el mundo de la competición automovilística con una perspectiva académica, tratando de optimizar diseños a fin de obtener el máximo rendimiento con el mínimo coste.

3 ALCANCE

Este proyecto está centrado en el diseño y cálculo estructural de los bujes y manguetas, tanto delanteras como traseras, ajustando dichos diseños a los componentes de los sistemas mencionados previamente, así como dimensionando las diferentes uniones y anclajes entre estos.

A modo de muestra, a continuación, se adjuntan una serie de figuras de los elementos a los que se hace referencia en este informe. Concretamente pueden verse los conjuntos de elementos de la rueda de un monoplaza de Formula Student, con los bujes unidos a la llanta, circundados por la mangueta, cuyas extensiones verticales se unen con las barras de la suspensión. Estas figuras han sido proporcionadas por el equipo de FSULL, y pertenecen a un monoplaza de otro equipo.



Figuras 1 y 2: conjuntos de las ruedas traseras y delanteras de dos monoplazas de FSAE

Los diseños se realizarán a partir del modelo de los bujes y manguetas realizado por el equipo de Formula Student como modelo inicial. A partir de estos modelos iniciales, los cuales cuentan con algunas de las medidas determinantes de unión con componentes de los sistemas de frenado, suspensión, dirección y transmisión, se deben crear unos modelos que resistan estructuralmente durante su funcionamiento garantizando la seguridad, sin que quede lastrado el aspecto competitivo de las mismas.

Previo al análisis de los modelos creados, se calcularán las fuerzas que se originarán en el vehículo cuando se encuentra en las situaciones de mayor exigencia mecánica, afectando a estas piezas.

Una vez calculadas las cargas y realizados los análisis pertinentes, habiendo obtenido un resultado satisfactorio con el diseño de bujes y manguetas, se seleccionarán los diferentes elementos de conexión entre ellos, tanto los rodamientos adecuados, las arandelas y tubos de compresión que se colocarán entre ambos rodamientos de cada buje o las tuercas de fijación necesarias para el anclaje de los rodamientos.

Para el dimensionado de los elementos circundantes de los bujes y manguetas se atenderá a diferentes criterios, obviando los puramente técnicos, como su sencillez en la instalación o su disponibilidad en el mercado local. Como listado de componentes a dimensionar y/o modelar para el conjunto de las ruedas del vehículo se encuentran, en función del eje estudiado, los siguientes:

❖ **Para el eje delantero**

- Bujes
- Manguetas
- Rodamientos
- Arandelas y tubos de Compresión
- Tuercas de Fijación

❖ **Para el eje trasero**

- Bujes
- Manguetas
- Rodamientos
- Arandelas y tubos de Compresión
- Tuerca de Fijación
- Piezas de la transmisión de potencia (Trípode)

4 ANTECEDENTES COMPETICIÓN FORMULA STUDENT

La competición de Formula Student consiste en un evento deportivo en el que toman parte universidades de todo el mundo con el objetivo principal de que los alumnos de dichas universidades sean los encargados de llevar a cabo el desarrollo de sus monoplazas. La competición de Formula Student surge de la mano de la *Institution of Mechanical Engineers*, y tiene un formato similar a la Formula SAE estadounidense, fundada en 1998.

A través de esta competición, los equipos participantes deben funcionar de manera similar a como lo haría una empresa fabricante de un monoplaza, enfrentándose a diferentes retos como el ajuste de presupuestos, fechas de entrega o la organización interna de los trabajadores entre los distintos departamentos que integran el equipo. Esto es, por tanto, una actividad que supone un gran beneficio académico para todo estudiante que decida formar parte de ella, aportando conocimientos de vital importancia de cara a posicionarse adecuadamente en el mercado laboral. Durante el desarrollo del monoplaza, se promueve la excelencia en el ámbito de la ingeniería, además de fomentar el trabajo tanto autónomo como en equipo, adquiriendo responsabilidades que están por encima del ámbito académico.

La competitividad que experimentan los equipos entre sí a lo largo de las pruebas no es directa, puesto que no existe ninguna fase de la competencia en la que los monoplazas compitan simultáneamente. Todas las pruebas son individuales y cronometradas, y en ellas se evalúa la capacidad del vehículo cuando este se ve sometido a diferentes situaciones de conducción.

Además, la competición cuenta con un manual normativo en el que se estipulan las limitaciones de diseño de los monoplazas de manera precisa. Dichos reglajes son de obligado cumplimiento, y de no superar la inspección del equipo organizador, no se podrá tomar parte en el evento.

Esta normativa contempla la posibilidad de desarrollar vehículos tanto de combustión (CV), como vehículos eléctricos (EV), además de permitir la elección de la modalidad de conducción autónoma, o la clásica conducción con piloto. En el caso del monoplaza desarrollado por el equipo de FSULL, se ha optado por la opción del modelo eléctrico. De esta manera, en escuelas como la de la ULL, en las que existen diferentes grados técnicos, puede compaginarse el desarrollo de la parte electrónica (Ingeniería Electrónica, Industrial y Automática) con el desarrollo de los elementos puramente mecánicos (Ingeniería Mecánica).

En cuanto a las limitaciones de diseño de bujes y manguetas, la normativa no contempla medidas concretas a cerca de los diseños, aunque el vehículo debe superar una serie de pruebas de carácter mecánico para poder formar parte de la competición. Las pruebas que afectan a los elementos diseñados son:

- **Inspección mecánica:** en esta fase se revisan los componentes mecánicos del monoplaza y, para ello, es necesario entregar la documentación que se precise.
- **Prueba de inclinación:** se somete al vehículo una inclinación de 60° por medio de una mesa inclinable. Esta mesa se inclina hasta los 60° y permite determinar si existen pérdidas de fluidos o fallos en las suspensiones, ya que se obliga a que, para superar la prueba, no existan pérdidas de fluidos ni la separación de alguna de las ruedas de la mesa.
- **Prueba de frenado:** consiste en bloquear las cuatro ruedas del monoplaza sin calar el motor. En el caso de vehículos eléctricos, este bloqueo debe ser puramente mecánico, por lo que se debe desconectar la electrónica que detecta el pedal de freno. Además, se debe verificar que la luz de freno se ilumina adecuadamente.

Por lo tanto, como requisito técnico de diseño para las piezas diseñadas está el de superar las pruebas e inspecciones técnicas mencionadas.

5 DISEÑOS INICIALES DE BUJES Y MANGUETAS

Como se menciona en los apartados previos, los diseños de los bujes y manguetas definitivos se han realizado a partir de un modelo inicial. Este modelo inicial fue desarrollado por parte del equipo de FSULL tomando como referencia los elementos de este tipo empleados por otros equipos. Se trata de modelos muy básicos, diseñados en un primer momento para que sirvieran como bases de diseño del resto de elementos del conjunto de las ruedas.

Por lo tanto, disponiendo de estos elementos, el equipo de FSULL continuó el diseño y dimensionado de componentes como el sistema de barras de suspensión, los elementos del sistema de freno, las llantas y neumáticos o el propio sistema de transmisión. En consecuencia, los modelos iniciales de bujes y manguetas cuentan con una serie de dimensiones que son inamovibles, puesto que en el momento de elaborar este proyecto ya se habían adquirido los componentes mencionados, siendo imposible su modificación.

5.1 Modelos iniciales

A continuación, se van a adjuntar los modelos 3D correspondientes a los diseños iniciales de bujes y manguetas:

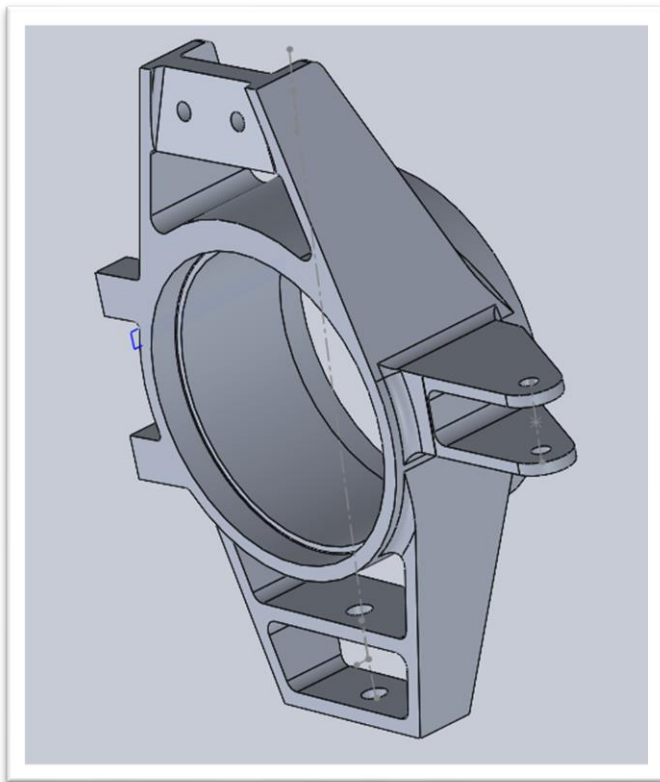


Figura 3: mangueta trasera

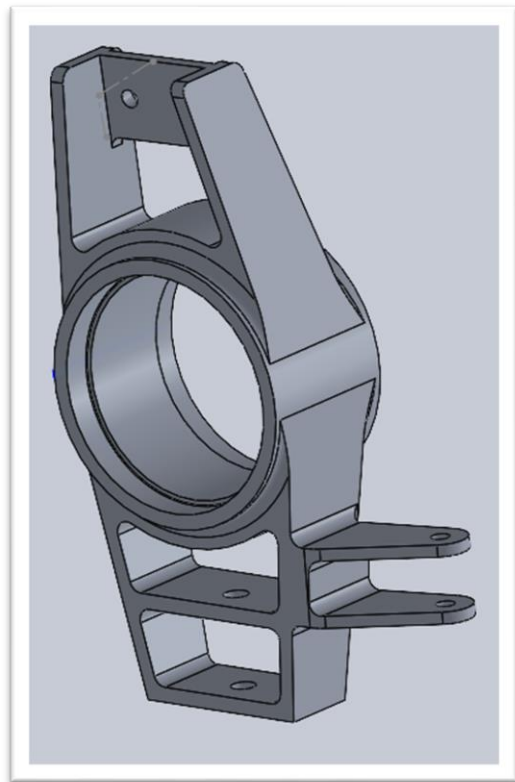


Figura 4: mangueta delantera

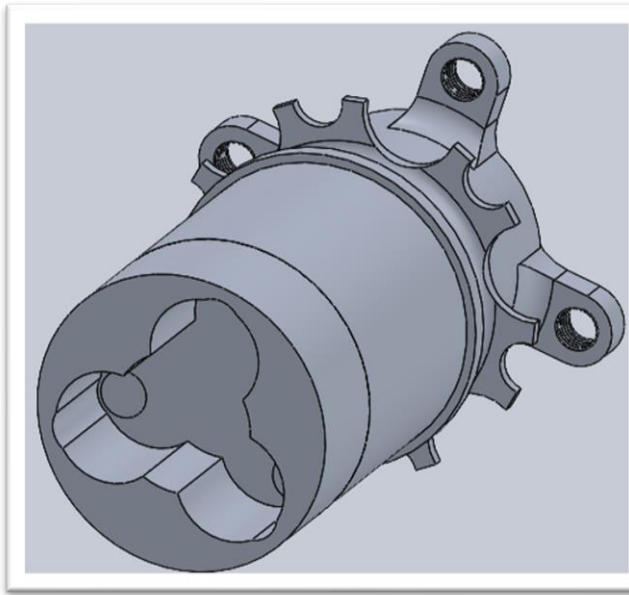


Figura 5: buje trasero

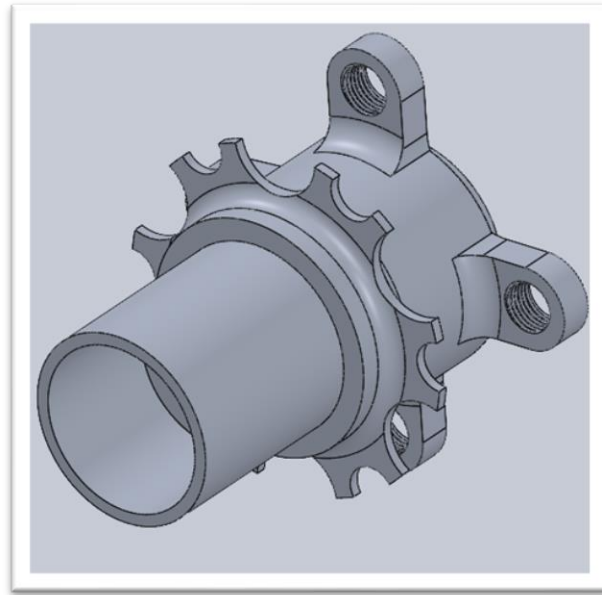


Figura 6: buje delantero

En primer lugar, se van a indicar las características de estos modelos que nos han evocado a realizar un diseño nuevo. Para organizar estos aspectos adecuadamente, se va a diferenciar entre manguetas y bujes:

Diseño de manguetas:

- Tal y como se aprecia en la figura 4, la mangueta delantera no dispone de los elementos de anclaje a la pinza de freno, que sí se pueden apreciar en la parte izquierda de la mangueta trasera. Estos anclajes, además, cuentan con las dimensiones para el anclaje de una pinza de pequeño tamaño, muy diferente a la que se va a montar en el modelo final. Por lo tanto, los anclajes deben ser remodelados para adaptarse al nuevo modelo de pinza de freno.
- Finalmente, de cara al mecanizado de las piezas, los modelos presentan numerosas superficies con redondeos complejos, en posiciones que no deberían llevarlos puesto que no aportan beneficios mecánicos. Por lo tanto, otra pauta del remodelado de las manguetas es la de simplificar su estructura con vistas a facilitar el mecanizado, empleando en la medida de lo posible superficies rectas y paralelas.

Diseño de bujes:

- Con respecto a estas piezas, también han tenido que adaptarse a la modificación de sistema de freno, puesto que los discos de freno no son idénticos en el buje delantero y el trasero. En un primer momento, se planteó que ambos bujes llevaran un disco de 4 mm de espesor, y se elaboró el diseño con esta condición. Sin embargo, finalmente se

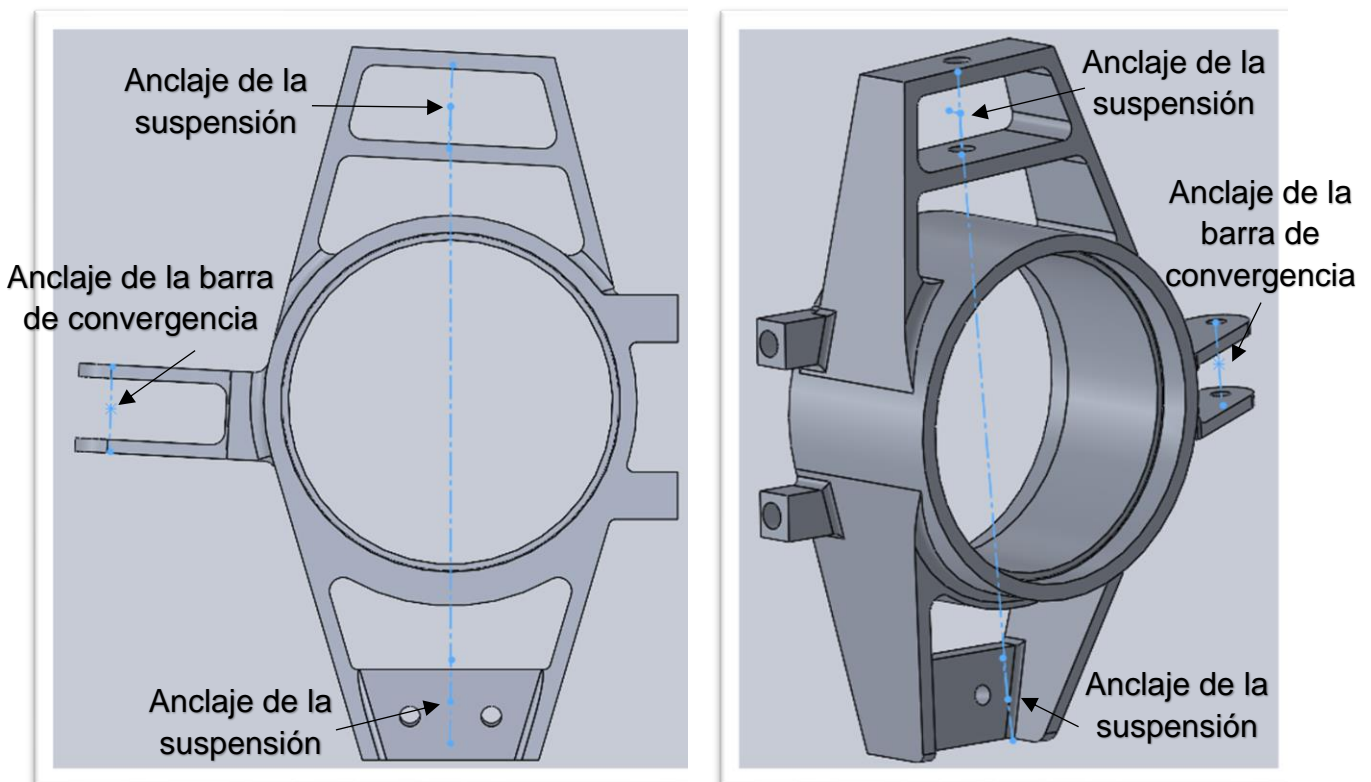
adquirieron discos de freno de 3 mm para el buje trasero, por lo que se debe modificar la dimensión del anclaje.

- En cuanto al sistema de anclaje entre estas piezas, el cual no ha sido definido todavía, deben estudiarse diferentes posibilidades de cara a seleccionar los elementos de contacto como rodamientos y tuercas de sujeción.
- Otra característica de este modelo es que presenta un exceso de material que deriva en un peso excesivo de las piezas. Como solución se debe plantear la posibilidad de perforar parcialmente el interior de los cilindros del buje, de manera que se consiga aligerar su peso.
- Finalmente, tal y como se hizo en las manguetas, de cara a facilitar el mecanizado de las piezas se deben modificar algunas superficies, así como comprobar que, a la hora de realizar el ensamblaje de las diferentes piezas, estas permitan el correcto movimiento de la rueda sin que se produzcan contactos indeseados entre superficies.

5.2 Dimensiones de referencia

Como se comentó al inicio de este apartado, algunas de las dimensiones de los bujes y manguetas no pueden modificarse, ya que cuentan con conexiones directas con otros elementos que ya han sido dimensionados y adquiridos.

En el caso de las manguetas, en el modelo disponen de un croquis con la posición de los puntos exactos de unión con las barras de suspensión y dirección, puntos que no pueden ver variada su posición cuando se modifique la mangueta. A continuación, se muestran estos puntos:



Figuras 7 y 8: puntos de anclaje de la mangueta trasera

Por lo tanto, cuando se realice el diseño de las nuevas manguetas debe tenerse en cuenta la posición de cada uno de estos puntos para asegurar el correcto anclaje de las barras de suspensión con la pieza.

En el caso de los bujes, son varias las dimensiones que deben ser respetadas. Estas son comunes en ambos casos, a excepción de la base de unión del sistema de transmisión con el buje trasero.

En primer lugar, los taladros de anclaje de la llanta deben mantener su posición exacta, puesto que ya se dispone de las llantas que se montarán en el monoplaza.

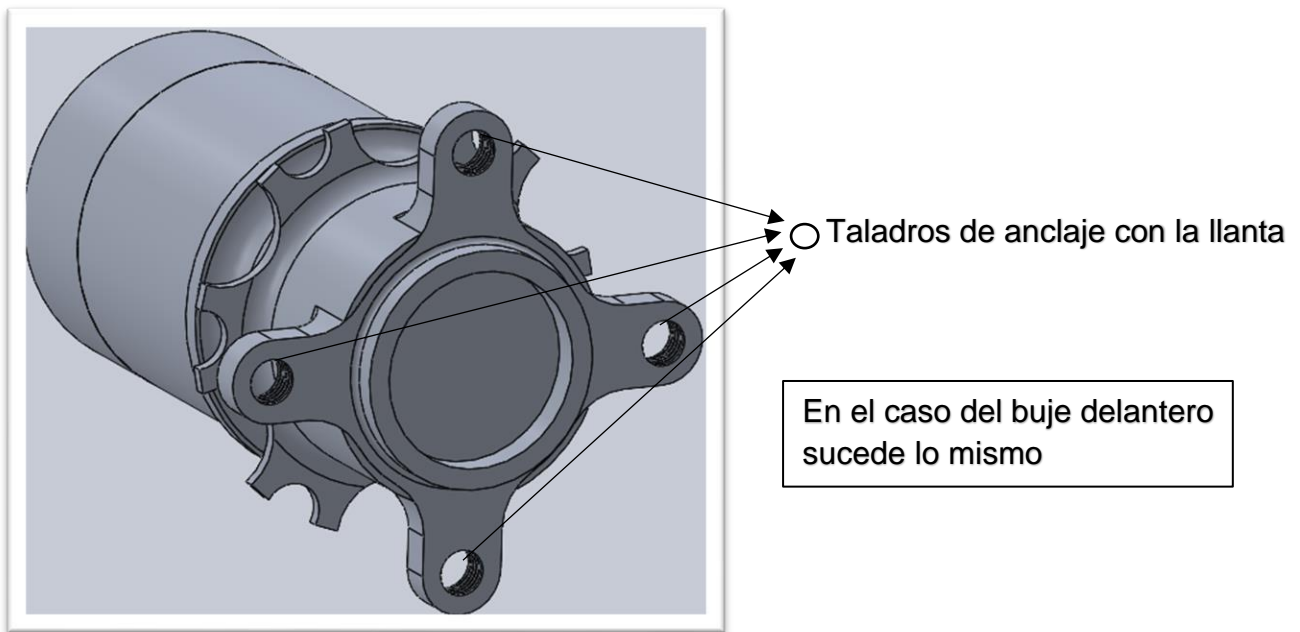
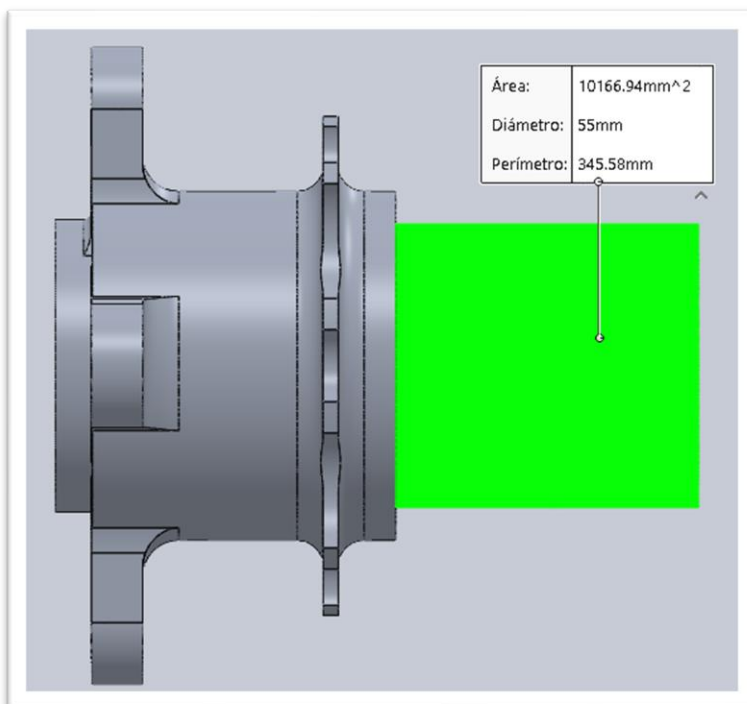


Figura 9: anclajes del buje a la llanta

Además, se debe de respetar otra de las dimensiones. Se trata del diámetro de los cilindros, que en cada buje es diferente. Esta dimensión está directamente relacionada con la unión a la mangueta, siendo imposible su modificación. También debe tenerse en cuenta el ancho de la mangueta al colocarse alrededor del buje, puesto que esta dimensión va a determinar la posición de los rodamientos.



Diámetro 55 mm

Figura: 10: Diámetro del buje delantero

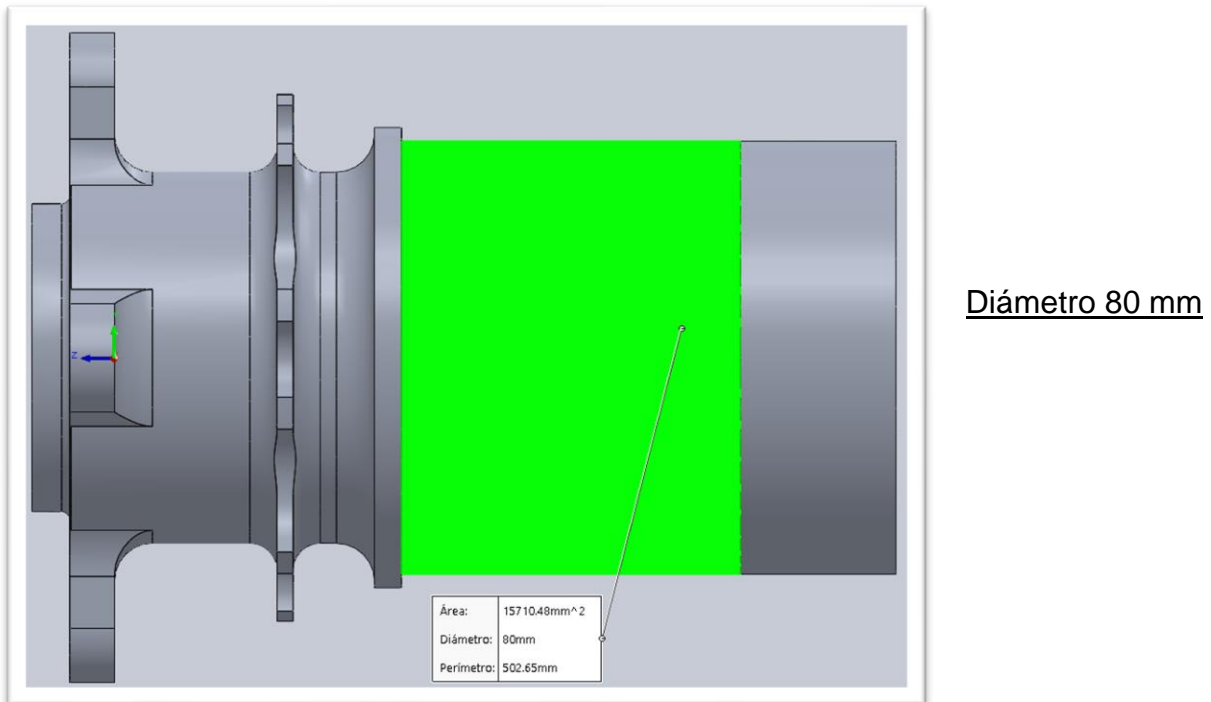


Figura 11: Diámetro del buje trasero

Como últimas medidas a tener en cuenta, en el caso del buje trasero, se deben respetar las dimensiones del hueco de unión de los bujes con los palieres. Dichos huecos tienen las medidas aportadas por el fabricante del sistema de contacto, por lo que no pueden variar.

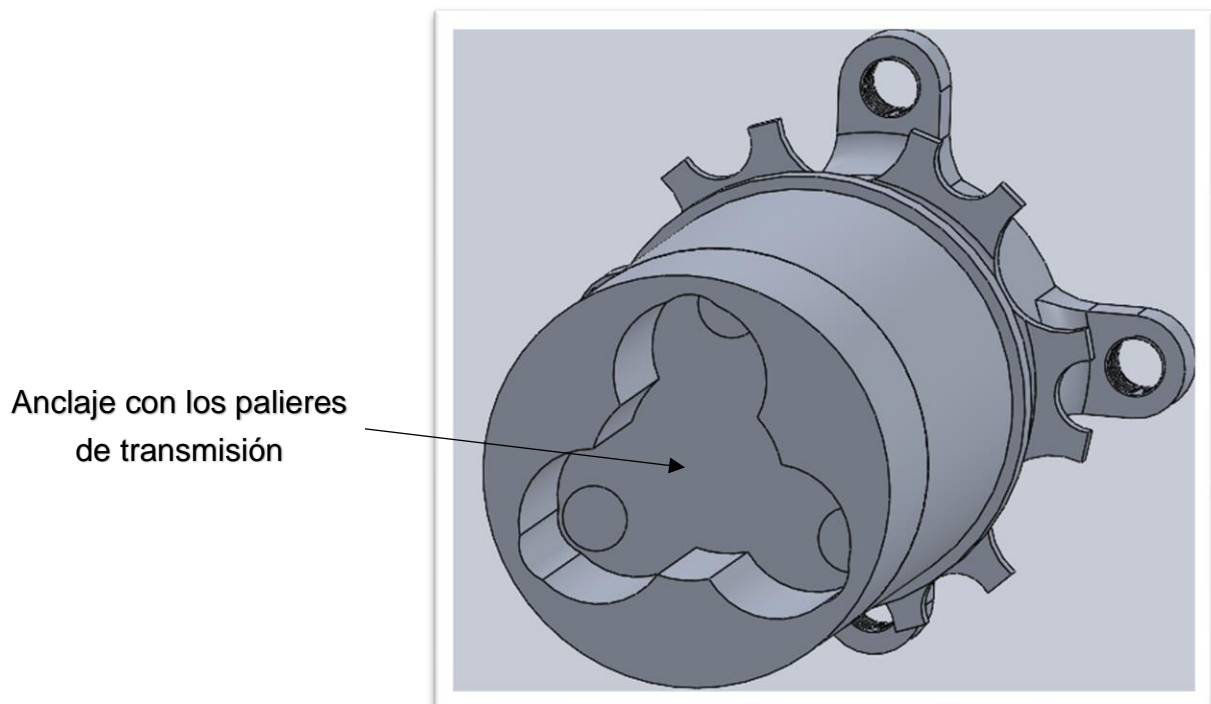


Figura 12: zona de unión del buje y el palier

6 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DISEÑADOS

6.1 Área general de estudio

Los elementos diseñados en este proyecto, que ya han sido debidamente introducidos en los apartados previos, pertenecen a los conjuntos de elementos de las cuatro ruedas del monoplaza. El equipo de FSULL dispone de un modelo 3D que se encuentra en desarrollo en el que se han ensamblado los modelos diseñados. A continuación, de manera que se disponga de una visión global del monoplaza, se añade una figura de muestra.

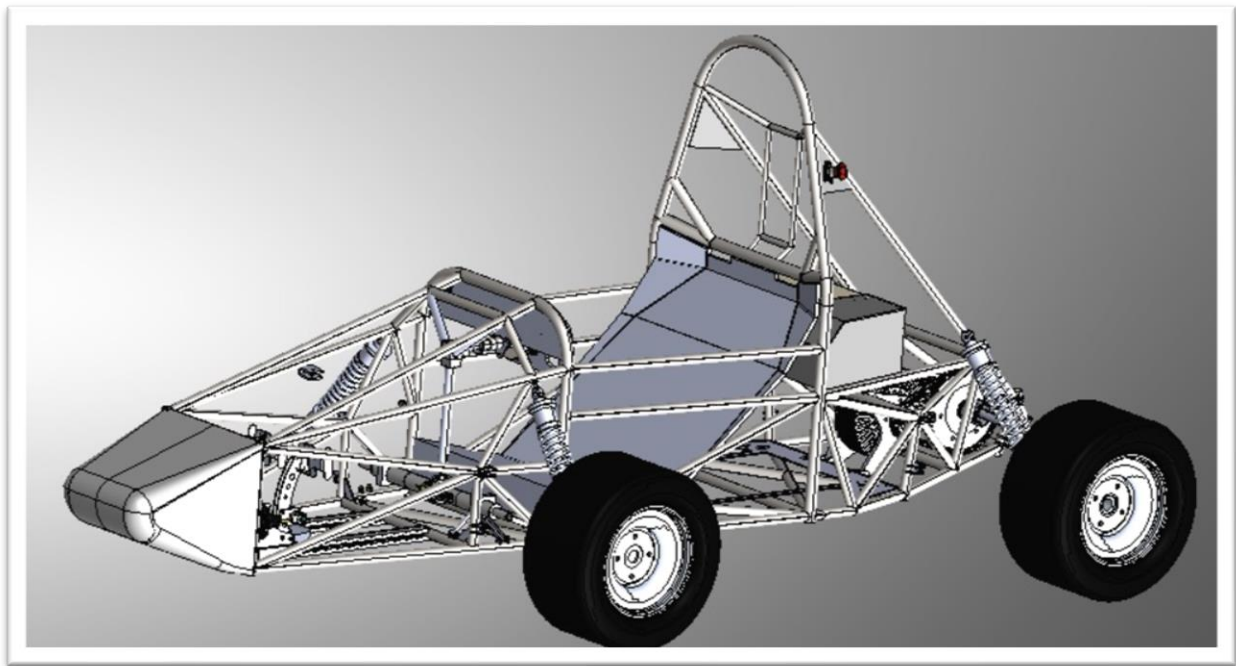


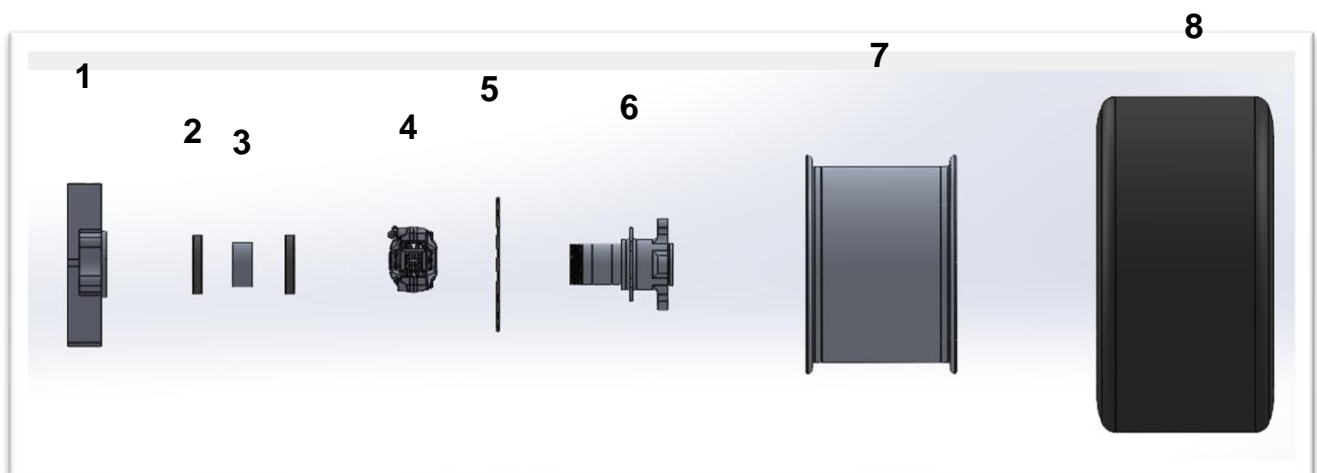
Figura 13: modelo 3D del monoplaza de FSULL

Se ha reiterado la importancia que los componentes proyectados tienen sobre los sistemas de suspensión, transmisión, dirección y frenada, cuyo motivo principal es el de ser los componentes principales de conexión del bloque del chasis con los neumáticos. En la figura superior, se muestra el ensamblaje con los modelos de las ruedas de un lateral, siendo los bujes a través de los cuatro tornillos de las llantas los encargados de sujetar estas ruedas.

Puesto que existen diferencias en el trabajo realizado en los diseños en función del eje del vehículo, a continuación, se van a desarrollar las operaciones de diseño, dimensionamiento y modelado de cada una de las piezas distinguiendo entre el eje delantero y trasero.

6.2 Eje delantero

Antes de explicar la función de cada pieza del conjunto de la rueda del eje delantero, se adjunta una imagen del ensamblaje de la rueda para identificar sus componentes:



Figuras 14 y 15: Vista explosionada de la rueda delantera.

1. Mangueta delantera.
2. Rodamiento de contacto entre mangueta y buje delanteros.
3. Tubo de compresión entre rodamientos.
4. Pinza de freno.
5. Disco de freno.
6. Bujes delanteros.
7. Llanta.
8. Neumático.

Las piezas 2, 4, 5, 7 y 8 son normalizadas y de estas, la pinza de freno, el disco de freno, la llanta y el neumático ya habían sido adquiridos por el equipo de FSULL, así que no se pueden modificar. Por lo que se deben seleccionar los rodamientos, el tubo de compresión y la tuerca de fijación. Esta última se colocará en la parte roscada del buje (no aparece en el ensamblaje, pero se mostrará más adelante).

En cuanto a las piezas 1 y 6 (bujes y manguetas delanteras), se deben modelar teniendo en cuenta los diseños del resto de piezas ya compradas y sin salirse de la línea de diseño inicial proporcionada por el equipo, en la que están los puntos importantes de cada pieza.

Finalmente, la pieza 3 se corresponde con un tubo de acero inoxidable cuyas dimensiones se ajustarán a perfiles normalizados, teniendo que mecanizarlo en el taller para obtener la longitud deseada.

6.2.1 Buje delantero

El buje delantero es una pieza que va unida a la llanta de la rueda delantera, girando solidaria a ella. Esta pieza forma parte del sistema de suspensión y freno. Se adjunta una ilustración con el modelo de la pieza:

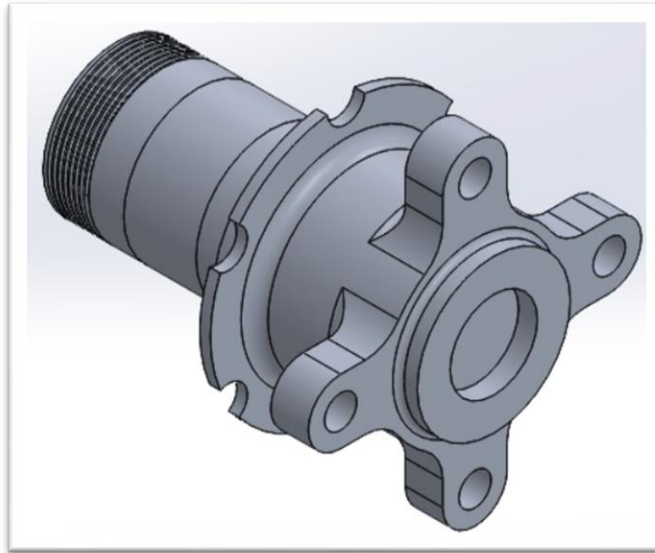


Figura 16: Buje delantero

Dentro del sistema de suspensión, el buje se encarga de absorber las fuerzas que recibe el neumático y transmitir las a la mangueta, que a su vez las transmitirá a la suspensión. Algunas de estas fuerzas son el rozamiento de la rueda con el asfalto, el peso o la fuerza centrífuga. Esta transferencia no se realiza por contacto directo, ya que las manguetas no giran, permanecen inmóviles. Por ese motivo, se dispone de dos rodamientos entre el buje y la mangueta. En la figura 17 se aprecia la unión entre llanta y buje:

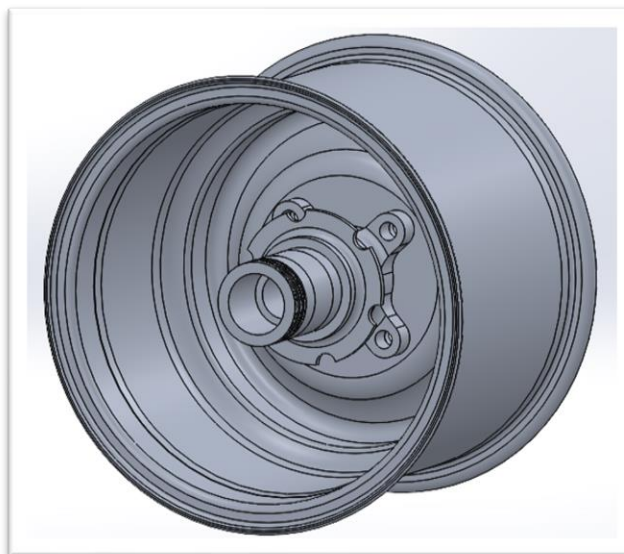


Figura 17: unión entre llanta y buje delantero

Se adjunta una ilustración de la unión entre el buje y la mangueta delanteros por medio de los rodamientos:

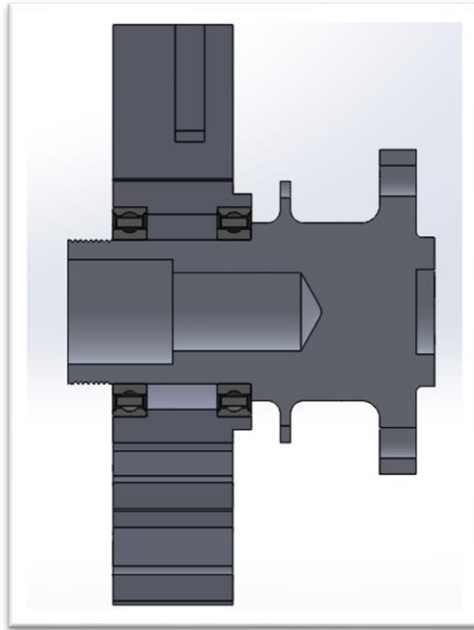


Figura 18: Unión entre buje y mangueta.

Dentro del sistema de frenada, tiene una gran importancia. Esto es, entre otras cosas, debido a que, cuando el monoplaza frena, se produce una transferencia de masa hacia la parte frontal, siendo el eje delantero el que más energía debe disipar. Soportando también las cargas recibidas de esta acción.

El buje delantero, está relacionado con el sistema de frenada porque el disco de freno se sitúa sobre él. Concretamente, se sitúa sobre el saliente cilíndrico que posee 6 perforaciones con forma de semicírculo. Se adjunta una imagen donde se aprecia la unión:

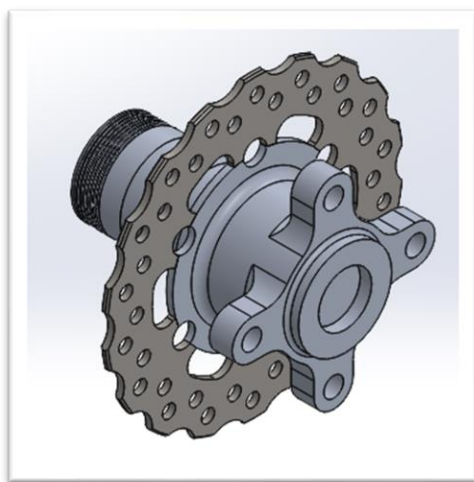


Figura 19: Buje delantero con disco de freno.

Cuando la pinza de freno actúa sobre el disco de freno, produce una fuerza de rozamiento a ambas caras del disco, sometiendo al buje a un momento torsor.

6.2.2 Mangueta delantera

La mangueta delantera es una pieza que se conecta con el buje mediante dos rodamientos, para permitir la rotación de los bujes sin desplazarse. Esta mangueta tiene influencia en los sistemas de frenada, suspensión y dirección. Se adjunta una ilustración de la pieza:

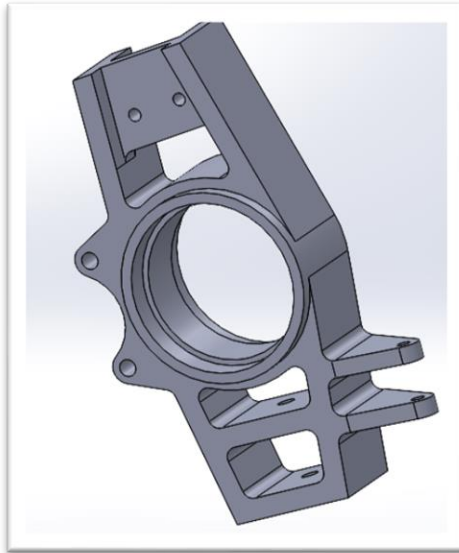


Figura 20: Mangueta delantera.

En cuanto al sistema de frenada, la pinza de freno se encuentra anclada a la mangueta. Cuando se pisa el pedal de freno, esta pinza aplica una fuerza normal en ambas caras del disco de freno, provocando una fuerza de rozamiento en ellas. El sistema transforma la energía cinética y de rotación de la rueda en energía en forma de calor para frenar el vehículo.

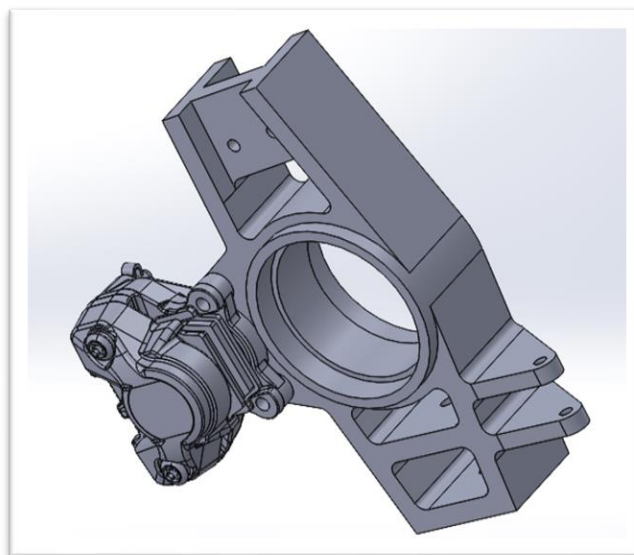


Figura 21: mangueta delantera con pinza de freno.

Dentro del sistema de suspensión, las manguetas transmiten la carga recibida por los bujes al amortiguador por medio de las barras de suspensión que se anclan a los brazos de la mangueta. Este esquema de anclajes es idéntico al indicado en el apartado 5.2, por lo que no se va a adjuntar dicha ilustración de nuevo.

Por último, esta pieza está directamente relacionada con el sistema de dirección del monoplaza. Esto es debido a que la barra de dirección ejerce fuerza sobre la mangueta para girar la rueda. Esta fuerza estará aplicada en el brazo de la dirección, mostrado en la siguiente ilustración:

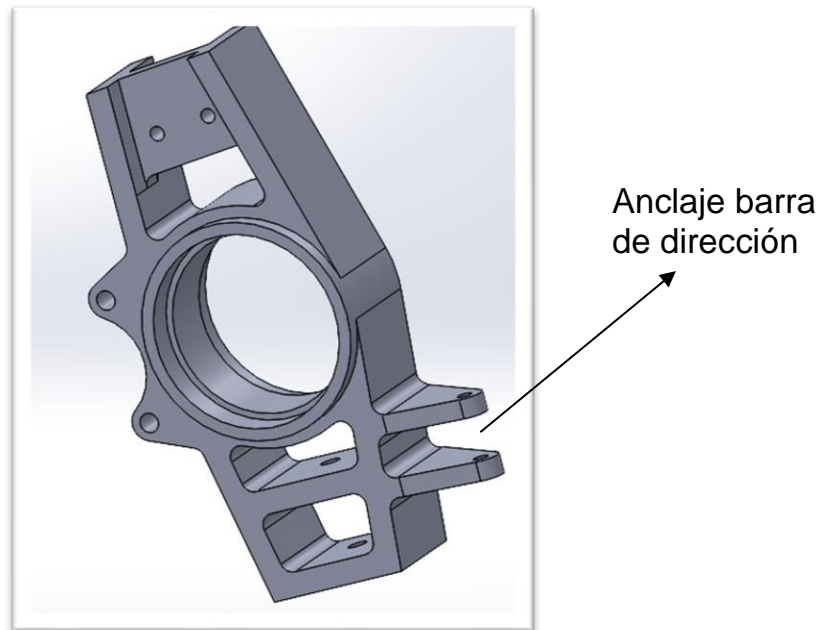


Figura 22: Anclaje dirección mangueta delantera.

6.2.3 Selección de rodamientos del eje delantero

Para la elección de los rodamientos del eje delantero se debe tener en cuenta el diámetro exterior del cilindro de los bujes (donde apoyarán los rodamientos). Se establece un diámetro exterior de 55 mm.

El diámetro exterior del rodamiento viene dado por la superficie interior de la mangueta delantera. Su diámetro es de 80 mm.

Una vez se conocen las medidas, interesa saber qué tipo de rodamiento es el más adecuado para el vehículo. A continuación, se definirán los principales tipos de rodamientos:

- Tipos de rodamientos cargas radiales:

→ Rodamiento rígido de bolas de una hilera: son los más comunes, necesitan poco mantenimiento, son económicos y capaces de operar a muy altas revoluciones. Soportan cargas axiales, aunque no excesivas.



[2]

→ Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular: diseñados para soportar cargas axiales y radiales simultáneamente. Sirven para operar a muy altas revoluciones.



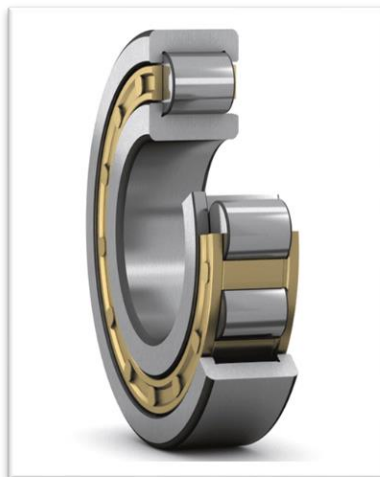
[4]

→ Rodamientos de agujas: rodamiento de cilindros con un diámetro pequeño respecto a su longitud. Haciéndolo efectivo para que sea un rodamiento fino.



[3]

→ Rodamiento de rodillos de una hilera: Soporta altas cargas radiales y moderadas cargas axiales. Puede trabajar a altas revoluciones.



[1]

Se ha buscado en diferentes catálogos de rodamientos, a fin de encontrar uno cuyo diámetro interior sea de 55mm y el exterior de 80 mm. Concretamente se buscan rodamientos rígidos de una hilera de bolas, ya que, a pesar de no estar diseñados para soportar cargas axiales, estarán anclados en sus extremos restringiendo su movimiento en la dirección axial, teniendo además capacidad mecánica suficiente para las tensiones esperadas.

A través del catálogo de SCHAEFFLER, se ha seleccionado un rodamiento que encaja con las necesidades, siendo este el modelo 61911-2RSR. Se adjunta la ficha técnica en el anexo de catálogos (**Anexo VIII**).

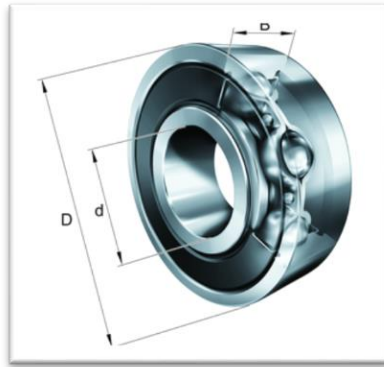


Figura 23: Rodamiento bolas SCHAEFFLER dimensiones principales

El rodamiento seleccionado, siguiendo la nomenclatura de la figura 23, tiene unas dimensiones de:

- $D = 80\text{mm}$
- $D = 55\text{ mm}$
- $B = 13\text{ mm}$

Por lo tanto, las manguetas y los bujes se deben adecuar a este ancho de 13 mm de los rodamientos.

Se adjunta una figura mostrando el buje delantero con los rodamientos colocados en su lugar correspondiente (**figura 24**) y otra añadiendo la mangueta (**figura 25**):

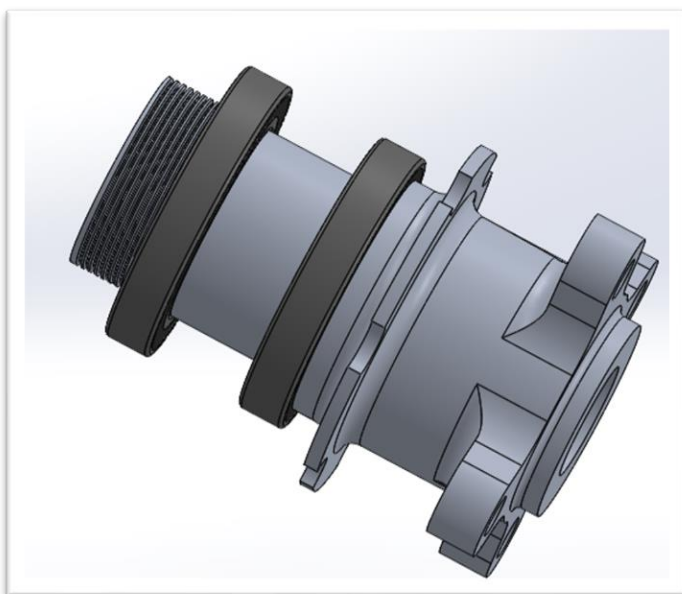


Figura 24: buje con rodamientos.

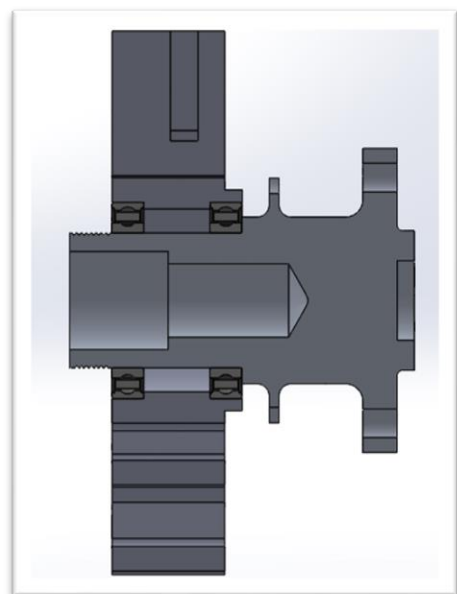


Figura 25: ensamblaje de mangueta, rodamientos y buje

Estos rodamientos se deben fijar restringiendo su desplazamiento en dirección axial. En la **(figura 25)** se muestran las zonas donde se debe restringir:

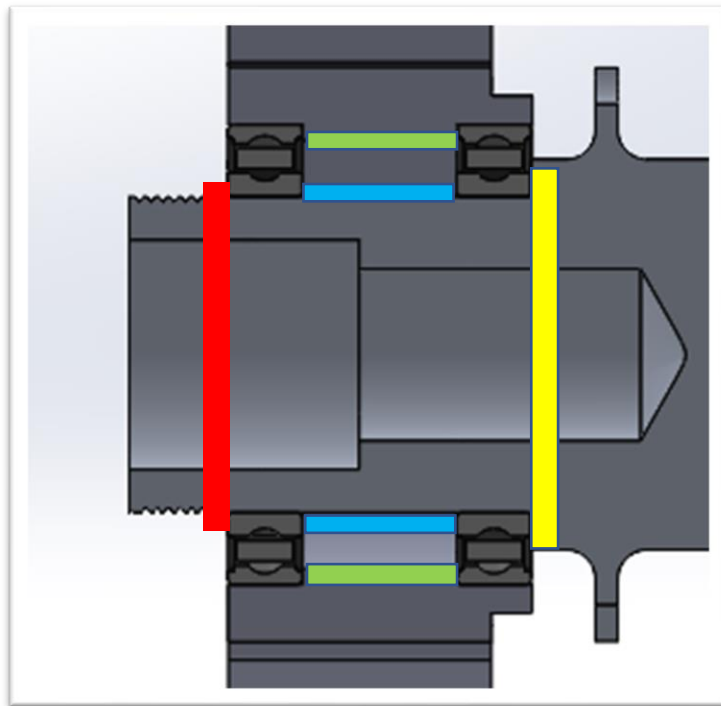


Figura 26: Zonas donde se debe restringir el movimiento de los rodamientos

Se pueden distinguir las zonas por colores:

- Rojo: esta zona se restringirá mediante una tuerca de fijación que presionará el rodamiento hacia la mangueta. Se debe seleccionar una tuerca de fijación adecuada.
- Verde: se debe introducir una pieza que presione ambos rodamientos entre sí en su interior. En la parte superior se empleará la propia mangueta para cumplir esta función. Para ello se ha diseñado el interior de esta con una zona de menor diámetro entre ambos rodamientos.
- Azul: Se introducirá un tubo de compresión que sujete los rodamientos en sus caras interiores. Se seleccionará en el apartado 6.2.4.
- Amarillo: se restringe mediante un cambio de sección del propio buje. Es decir, aumentando su diámetro en esa zona.

6.2.4 Tubo de compresión

El tubo de compresión se buscará en el catálogo de algún fabricante. Este debe tener un diámetro interior ligeramente superior al que tiene el buje en la zona de los rodamientos (55mm). Y una longitud igual a la distancia entre rodamientos (27 mm).

Se ha buscado en diferentes catálogos y se ha decidido optar por un tubo cuyas propiedades son:

- $D_{\text{ext}} = 60,3 \text{ mm}$
- Espesor = 2,5 mm
- Material: acero inoxidable
- Acabado: Bruto
- Calidad: AISI 304L EN 1.4307

6.2.5 Tuerca de fijación

La tuerca de fijación elegida debe tener un diámetro interior igual al diámetro exterior del buje en su zona roscada (55 mm). Esta zona roscada se mecanizará en función del tipo de rosca que tenga la tuerca seccionada.

Se buscó en el catálogo del fabricante SKF:

- En primera instancia, se seleccionó el modelo KMK, cuyas tuercas disponen de fijación integral. No obstante, su diámetro exterior es demasiado grande, ya que, aunque cabe en la mangueta, su excesivo diámetro presiona al rodamiento en ambas superficies (giratoria e inmóvil) impidiendo su giro.
- Por este motivo se seleccionó el modelo KM 11 dentro de las tuercas de fijación que requieren un canal chavetero, ya que solo entraría en contacto con una de estas superficies.

Sus dimensiones son:

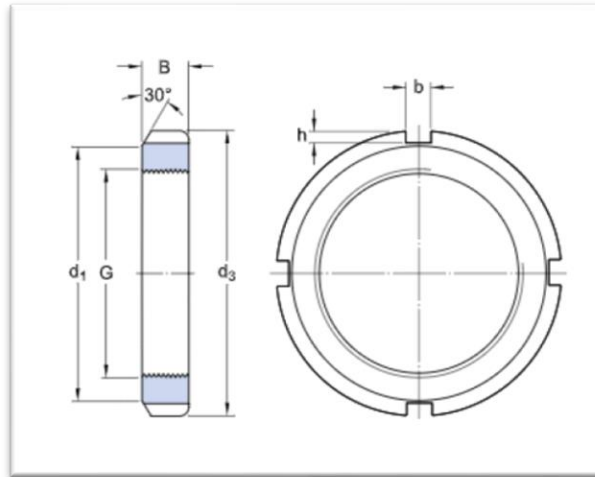


Figura 27: Dimensiones tuerca de fijación.

- $G = M\ 55 \times 2$
- $d_3 = 75\ \text{mm}$
- $B = 11\ \text{mm}$
- $d_1 = 67\ \text{mm}$
- $b = 7\ \text{mm}$
- $h = 3\ \text{mm}$

6.3 Eje trasero

Antes de explicar la función de cada pieza del conjunto de la rueda del eje trasero, se adjunta una imagen del ensamblaje de la rueda para identificar sus componentes:

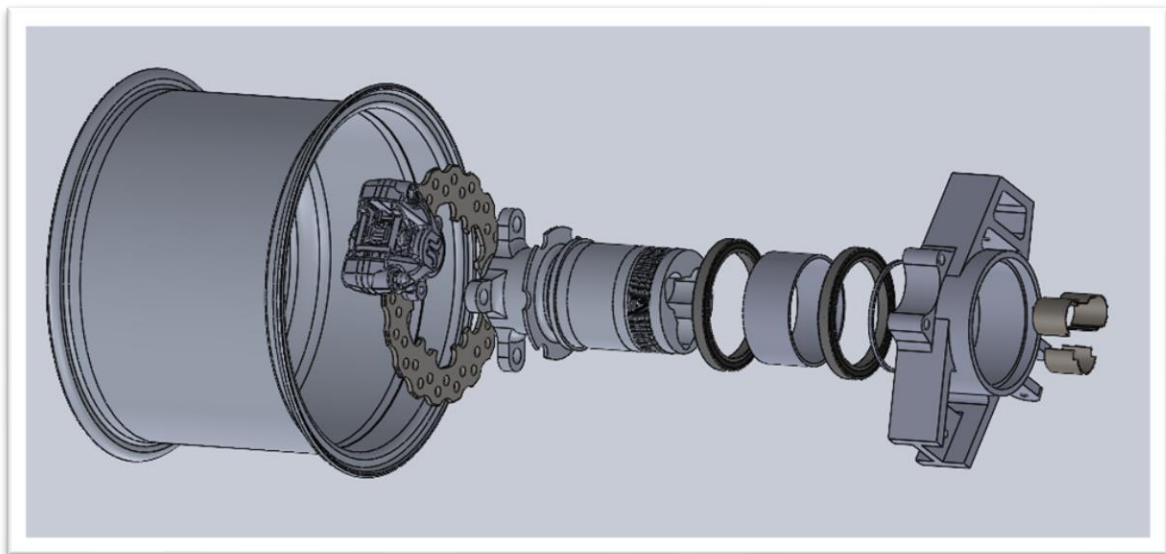


Figura 28: Vista explosionada del conjunto de las ruedas traseras (Vista 3D)

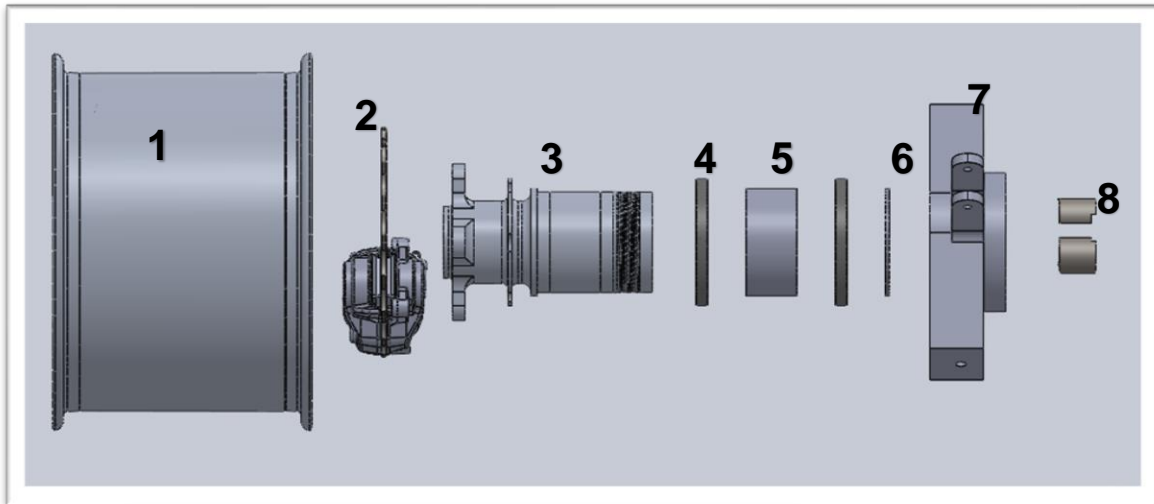


Figura 29: Vista explosionada del conjunto de las ruedas traseras (Perfil)

1. Llanta.
2. Conjunto de disco de freno y pinza de freno.
3. Buje trasero.
4. Rodamiento de contacto entre mangueta y buje traseros.
5. Tubo de compresión entre rodamientos.
6. Arandela de apoyo de la tuerca de anclaje.
7. Mangueta trasera.
8. Insertos del trípode que transmite la rotación del motor.

Las piezas 1, 2, 4 y 8 son normalizadas y de estas, la pinza de freno, el disco de freno y los insertos del trípode ya habían sido adquiridos por el equipo de FSULL, así que no se pueden modificar. Por lo que se deben seleccionar los rodamientos, el tubo de compresión, la arandela y la tuerca de fijación. Esta última se colocará en la parte roscada del buje (no aparece en el ensamblaje, pero se mostrará más adelante).

En cuanto a las piezas 3 y 7 (bujes y manguetas traseras), se deben modelar teniendo en cuenta los diseños del resto de piezas ya compradas y sin salirse de la línea de diseño inicial proporcionada por el equipo, en la que están los puntos importantes de cada pieza.

Finalmente, las piezas 5 y 6 se corresponden con segmentos de un tubo de acero cuyas dimensiones se ajustarán a perfiles normalizados, teniendo que mecanizarlo en el taller para obtener las longitudes deseadas.

6.3.1 Buje trasero

El buje trasero es una pieza que va unida a la llanta de la rueda trasera, girando solidaria a ella. Esta pieza forma parte del sistema de transmisión, suspensión y freno. Se adjunta una ilustración con el modelo:

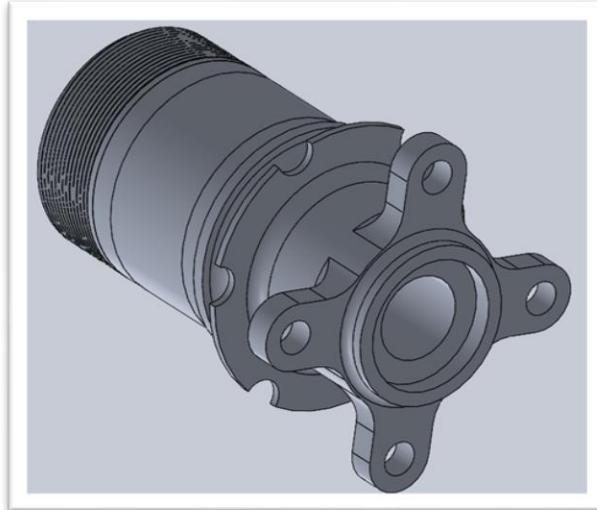
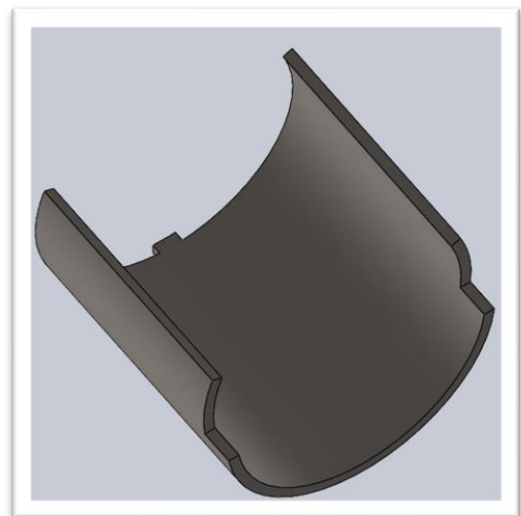
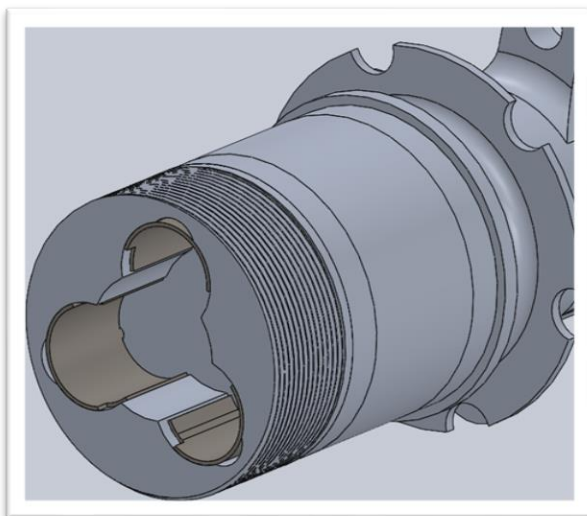


Figura 30: Buje trasero

En cuanto al sistema de transmisión, el buje debe acoplarse a los palieres, los cuales transmiten el par torsor del motor sobre ellos. Este contacto se produce a través de unas piezas de acero que se insertan en el buje, en un hueco conocido como trípode. Se transmite a través de esta zona la potencia del motor, que será lo que produzca movimiento en el monoplaza. En la figura a continuación, se muestra la unión del buje con los insertos de acero, además de una imagen de uno de los modelos de los insertos:



Figuras 30 y 31: Unión del buje con los insertos de acero (Insertos a la derecha)

Dentro del sistema de suspensión, el buje se encarga de absorber las fuerzas que recibe el neumático y transmitir las a la mangueta, que a su vez las transmitirá a la suspensión. Algunas de estas fuerzas son el rozamiento de la rueda con el asfalto, el peso o la fuerza centrífuga. Esta transferencia no se realiza por contacto directo ya que las manguetas no giran, permanecen inmóviles. Por ese motivo, se dispone de dos rodamientos entre el buje y la mangueta. En la figura 33 se aprecia la unión entre llanta y buje:

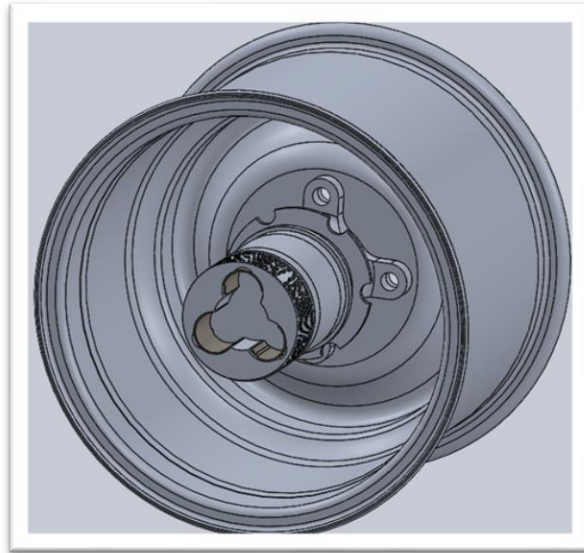


Figura 33: unión entre llanta y buje trasero

Se adjunta una ilustración de la unión entre el buje y la mangueta traseros por medio de los rodamientos:

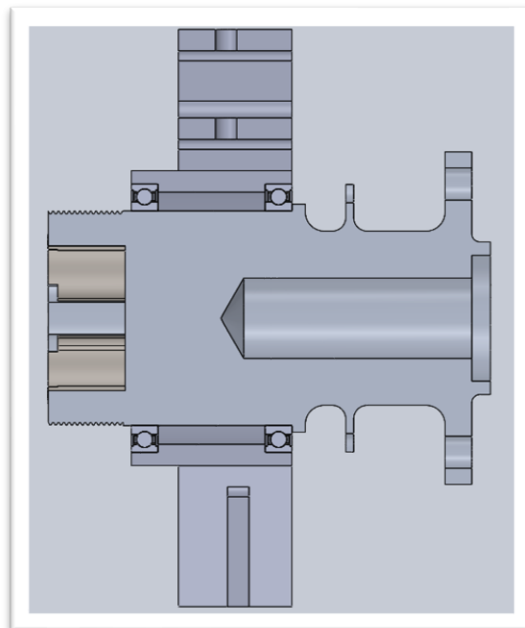


Figura 34: Unión entre buje y mangueta.

Dentro del sistema de frenada, el buje trasero tiene importancia, aunque no deba asumir tanta carga como en el caso del buje delantero, puesto que en la transferencia de pesos que se produce en una frenada, el eje trasero recibe menos carga. A pesar de ello, no se puede despreciar el efecto de las cargas en el diseño de este elemento.

El buje trasero está relacionado con el sistema de frenada porque el disco de freno se sitúa sobre él. Concretamente, se sitúa sobre el saliente cilíndrico que posee 6 perforaciones con forma de semicírculo.

Se adjunta una imagen donde se aprecia la unión:

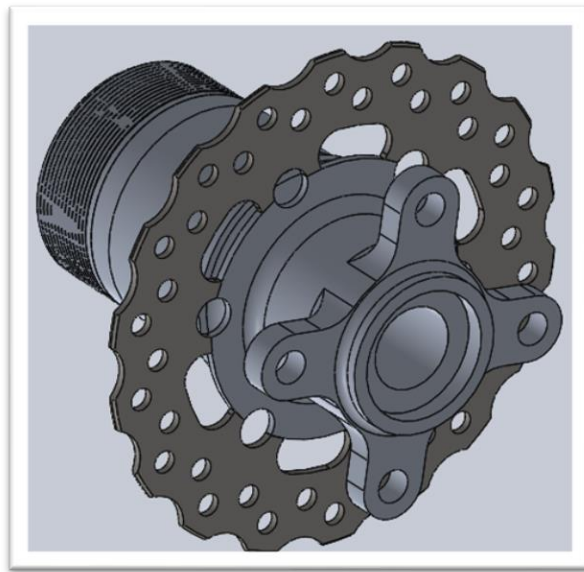


Figura 35: Bujes traseros con disco de freno.

Cuando la pinza de freno actúa sobre el disco de freno, produce una fuerza de rozamiento a ambas caras del disco, sometiendo al buje a un momento torsor.

6.3.2 Mangueta trasera

La mangueta trasera es una pieza que se conecta con el buje mediante dos rodamientos, para permitir la rotación de los bujes sin desplazarse. Esta mangueta tiene influencia en los sistemas de frenada y suspensión. Se adjunta una ilustración de la mangueta trasera:

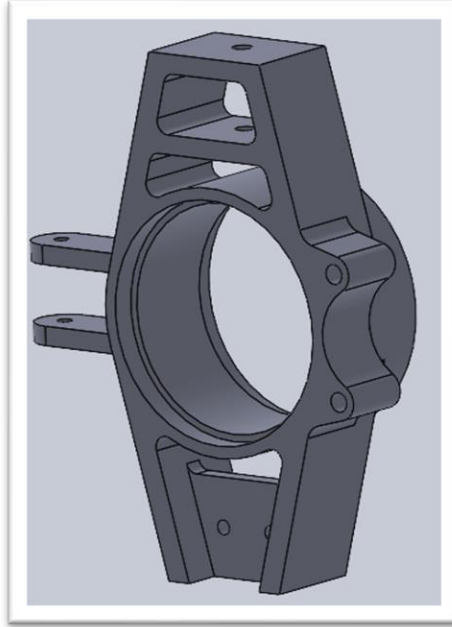


Figura 36: Mangueta trasera

En cuanto al sistema de frenada, la pinza de freno se encuentra anclada a la mangueta. Cuando se pisa el pedal de freno, esta pinza aplica una fuerza normal en ambas caras del disco de freno, provocando una fuerza de rozamiento en ellas. El sistema transforma la energía cinética y de rotación de la rueda en energía en forma de calor para frenar el vehículo.

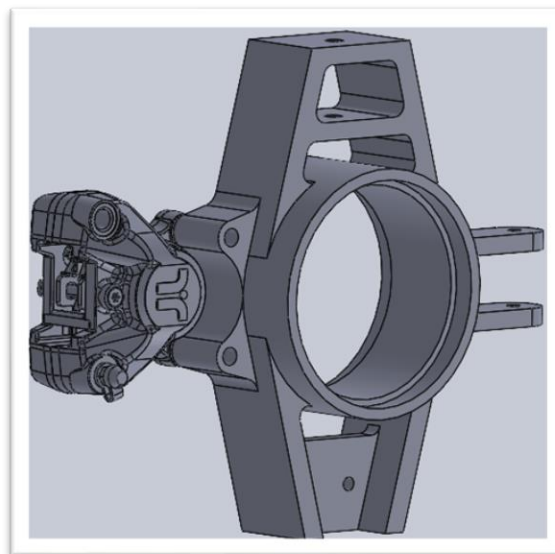


Figura 37: mangueta trasera con pinza de freno.

Dentro del sistema de suspensión, las manguetas transmiten la carga recibida por los bujes al amortiguador por medio de las barras de suspensión que se anclan a los brazos de la mangueta. Este esquema de anclajes es idéntico al indicado en el apartado 5.2, por lo que no se va a adjuntar dicha ilustración de nuevo.

Finalmente, cabe mencionar que la mangueta trasera no transmite esfuerzos derivados del sistema de dirección, aunque sí cuenta con un elemento de anclaje para la barra de convergencia del vehículo, mostrado de igual manera en el apartado 5.2.

6.3.3 Selección de rodamientos eje trasero

Para la elección de los rodamientos del eje trasero se ha seguido un criterio similar que en el eje delantero. Se debe tener en cuenta el diámetro exterior del cilindro de los bujes traseros (donde apoyarán los rodamientos). Este diámetro se ha fijado, por cuestiones de diseño, en 80 mm.

El diámetro exterior del rodamiento viene dado por la superficie interior de la mangueta delantera. En este caso se ha fijado un valor de 100 mm.

Se ha seleccionado un modelo de rodamiento similar al del ensamblaje delantero, coincidente con el tipo de rodamiento rígido de hilera de bolas. Se necesita uno cuyos diámetros interior y exterior sean de 80 mm y 100 mm respectivamente.

A través del catálogo de SCHAEFFLER, se ha seleccionado un rodamiento que encaja con las necesidades, siendo este el modelo 61816-2RSR-Y. Se adjunta la ficha técnica en el anexo de catálogos (**Anexo VIII**).

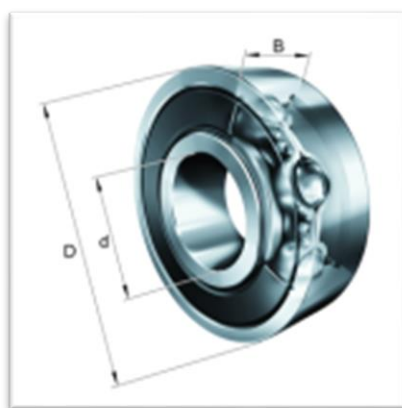


Figura 38: Rodamiento bolas SCHAEFFLER dimensiones principales

El rodamiento seleccionado, siguiendo la nomenclatura de la figura 38, tiene unas dimensiones de:

- $D = 100\text{mm}$
- $D = 80\text{ mm}$
- $B = 10\text{ mm}$

Por lo tanto, las manguetas y los bujes se deben adecuar a este ancho de 10 mm de los rodamientos.

Se adjunta una figura mostrando el buje delantero con los rodamientos colocados en su lugar correspondiente (**figura 39**) y otra añadiendo la mangueta (**figura 40**):

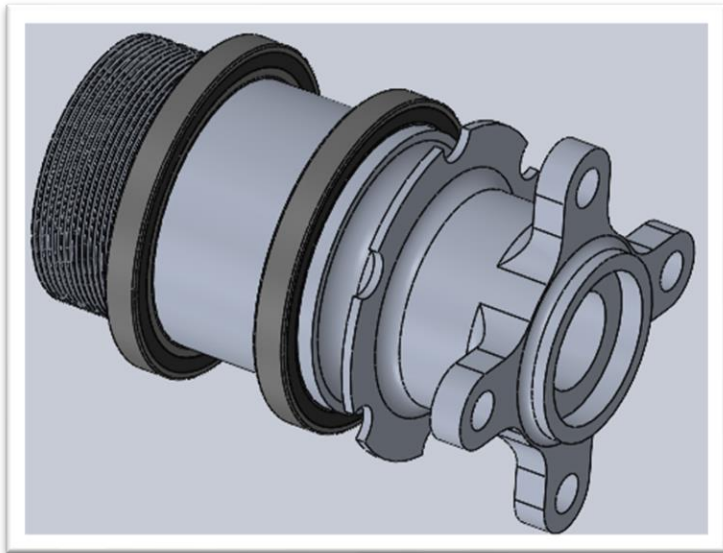


Figura 39: buje con rodamientos.

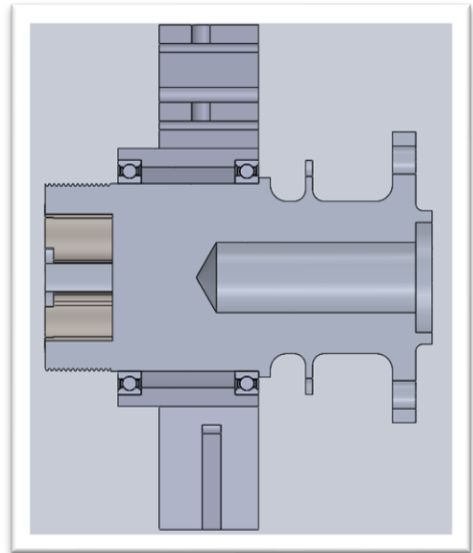


Figura 40: ensamblaje de mangueta, rodamientos y buje

Estos rodamientos se deben fijar restringiendo su desplazamiento en la dirección axial. El método empleado es el mismo que en el eje delantero, a excepción de un detalle. En la **(figura 41)** se muestran las zonas donde se debe restringir:

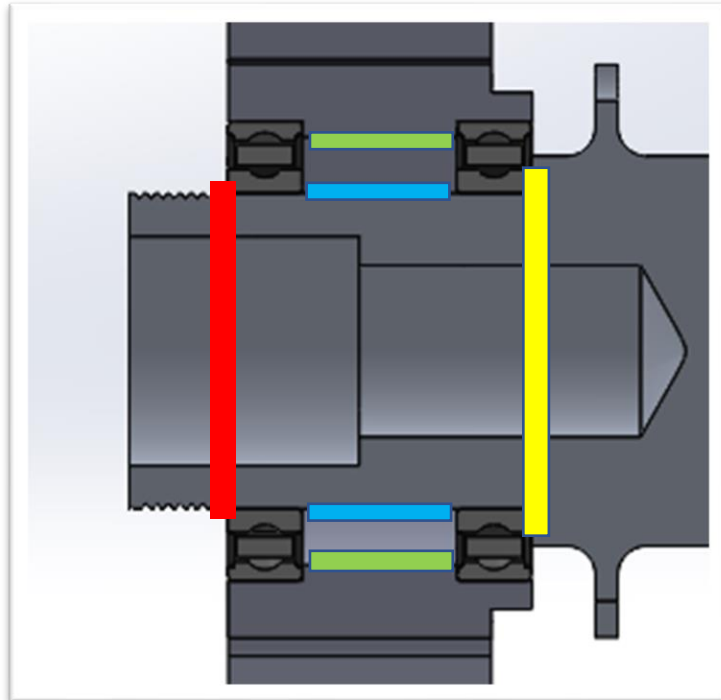


Figura 41: Zonas donde se debe restringir el movimiento de los rodamientos

Se pueden distinguir las zonas por colores:

- Rojo: esta zona se restringirá mediante una tuerca de fijación que presionará el rodamiento hacia la mangueta. Se debe seleccionar una tuerca de fijación adecuada. Para este buje es necesario colocar una arandela de contacto entre la tuerca y el rodamiento, la cual será explicada en el apartado 6.3.4.
- Verde: se debe introducir una pieza que presione ambos rodamientos entre sí en su interior. En la parte superior será una prolongación de la mangueta que tendrá menor diámetro en la zona entre rodamientos.
- Azul: Se introducirá un tubo de compresión que sujete los rodamientos en sus caras internas. Se seleccionará en el apartado 6.3.4.
- Amarillo: se restringe mediante un cambio de sección del propio buje. Es decir, aumentando su diámetro en esa zona.

6.3.4 Tubo de compresión y arandela de contacto

Tanto el tubo de compresión como la arandela se buscarán en el catálogo de algún fabricante. Este debe tener un diámetro interior igual o ligeramente superior al exterior del buje en la zona de los rodamientos (80 mm).

Las longitudes de estos elementos son diferentes. En el caso del tubo, se necesita una longitud de 40 mm, mientras que la arandela cuenta con una longitud de 3 mm.

Se ha buscado en diferentes catálogos y se ha decidido optar por un tubo cuyas propiedades son:

- $D_{\text{ext}} = 84 \text{ mm}$
- Espesor = 2 mm
- Material: acero inoxidable
- Acabado: Bruto
- Calidad: AISI 304L EN 1.4307

6.3.5 Tuerca de fijación

La tuerca de fijación elegida debe tener un diámetro interior igual al diámetro exterior del buje en su zona roscada (80 mm). Esta zona roscada se mecanizará en función del tipo de rosca que tenga la tuerca seccionada.

Se buscó en el catálogo del fabricante SKF, tal y como se hizo en el eje delantero. En este caso, la tuerca seleccionada en primera instancia, coincidente con el modelo KMK 16, que cuenta con fijación integral, se considera válida para desempeñar la función de sujetar los rodamientos.

Si se observan las dimensiones de la tuerca, puede apreciarse que su diámetro exterior es de 105 mm, por lo que no cabe dentro de la mangueta. He aquí la necesidad de añadir una arandela de contacto entre esta tuerca y los rodamientos, de cara a separar ambos elementos para así aplicar la presión exclusivamente en la zona deseada.

A continuación, se muestra una figura con la disposición del buje y la mangueta, añadiendo el tubo de compresión, los rodamientos y la arandela.

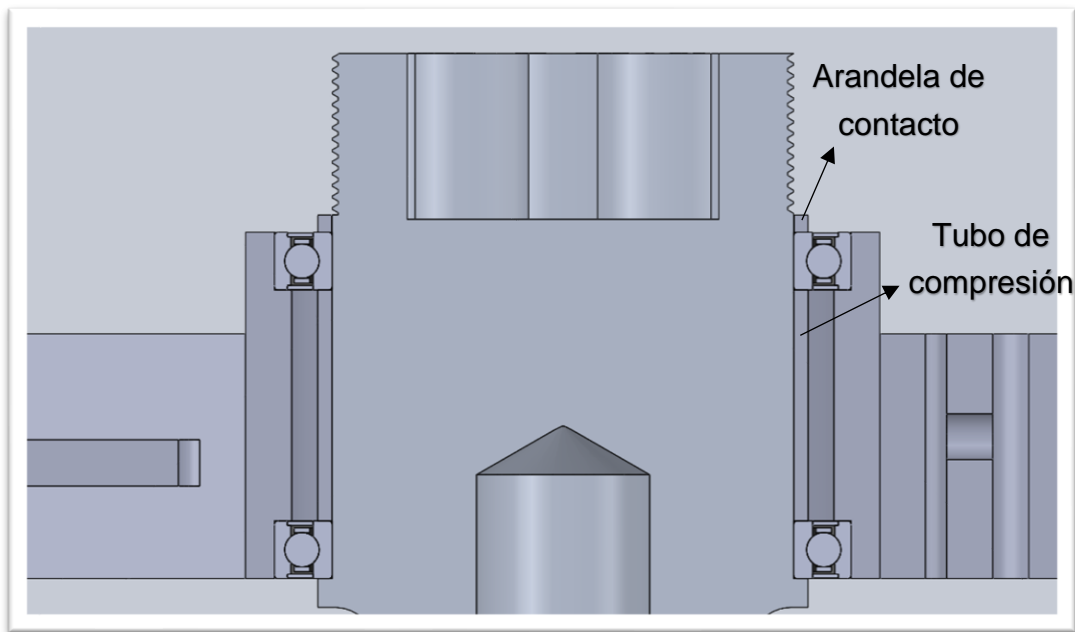


Figura 42: esquema de situación de la arandela y el tubo de compresión

La ficha técnica de la tuerca de compresión seleccionada es la siguiente:

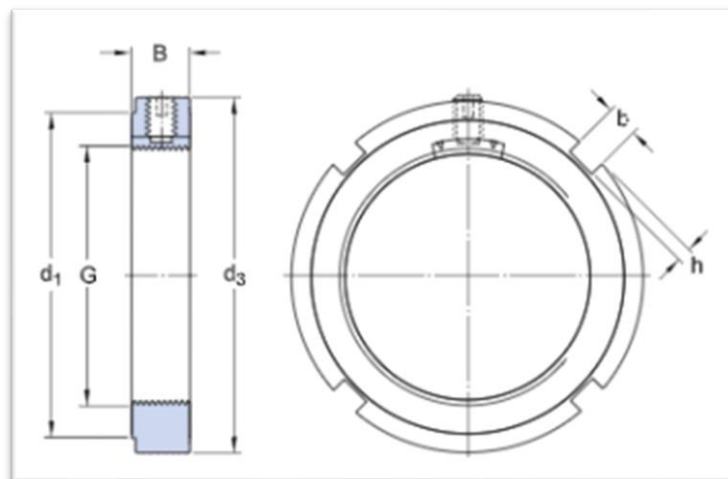


Figura 43: Dimensiones tuerca de fijación.

- $G = M 80 \times 2$
- $d3 = 105 \text{ mm}$
- $B = 18 \text{ mm}$
- $d1 = 98 \text{ mm}$
- $b = 8 \text{ mm}$
- $h = 3,5 \text{ mm}$

7 CONCLUSIONES

Mediante el presente documento, se ha demostrado el cumplimiento de los objetivos planteados en la memoria. Se ha logrado adaptar el diseño de las piezas demandadas para el adecuado funcionamiento y ensamblaje de los componentes de los sistemas de frenada, suspensión, dirección y transmisión del monoplaza de FSULL.

Las consideraciones de diseño adoptadas en cada pieza tienen sus consecuentes motivos. Cada elemento de anclaje ha tenido que ver modificada su geometría para adaptarse a los elementos que ya se tenían comprados. Componentes como los anclajes de la pinza de freno de las manguetas tienen un diseño poco convencional, adaptado a la geometría de la pinza de freno, puesto que de otra manera esta no tendría espacio dentro del ensamblaje.

Por otro lado se han aumentado, por norma general, los espesores de las superficies de las piezas diseñadas. El espacio ocupado por los rodamientos se ha adaptado al dimensionado de los mismos. También se han ideado los sistemas de sujeción de dichos rodamientos mediante varios modelos de tuercas de anclaje.

A través de los Anexos I y VI, se ha conseguido estimar de forma analítica la carga que recibirán los elementos diseñados durante la circulación del vehículo. Para ello se han planteado una serie de situaciones límite en las que el monoplaza experimenta cargas máximas.

A través de los anexos de las simulaciones computacionales, correspondientes a los Anexos II, III, IV y V, se ha comprobado que los modelos de las piezas resisten las sollicitaciones aplicadas. Se demuestra así que estos diseños son adecuados a la hora de desempeñar sus funciones.

Como comentario final, se ha llevado a cabo también un trabajo de taller, en el que se ha realizado el mecanizado y ensamblaje del chasis del monoplaza de FSULL. Durante el proceso se han adquirido conocimientos acerca del trabajo en taller, así como la utilización de herramientas y aparatos de medida, de manera que se asegurara la correcta posición de cada barra.

8 BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- 1) Automotive chassis engineering. David C. Barton- John D. Fieldhouse
- 2) Base de datos del equipo de FSULL
- 3) Formula Student Rules 2021
- 4) Web SKF: <https://www.skf.com/es>
- 5) Web Schaeffler: <https://www.schaeffler.es/>
- 6) [1] Rodamiento de rodillos: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings>
- 7) [2] Rodamiento de bolas: <https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>
- 8) [3] Rodamiento de agujas: <https://www.skf.com/uy/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings>
- 9) [4] Rodamiento de bolas con contacto angular: <https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings>

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANEXO I: CÁLCULOS ANALÍTICOS DE
CARGAS**

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN
MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, junio de 2021

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1	Ubicación de los elementos de estudio	1
1.2	Buje delantero	3
1.3	Buje trasero.....	3
1.4	Manguetas delantera y trasera	4
2	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL VEHÍCULO	6
2.1	Consideraciones adoptadas	6
3	CÁLCULO DE CARGAS EXTERNAS.....	8
3.1	Análisis de cargas en la aceleración.....	8
3.2	Análisis de cargas en la frenada	12
3.2.1	Análisis de carga de fricción máxima de frenada sobre disco de freno.....	15
3.3	Análisis de cargas en curva	18
3.3.1	Situación: levantamiento de ruedas internas en curva (vuelco).....	18
3.3.2	Situación: deslizamiento lateral de ruedas.	20
3.3.3	Comparación de ambas situaciones límites:	21
3.4	Fuerza de la barra de dirección	22

1 INTRODUCCIÓN

El propósito global de este anexo es el de aportar las demostraciones analíticas pertinentes que respalden las situaciones de carga consideradas en cada uno de los posteriores anexos. Estos cálculos se han realizado tomando los datos del prototipo diseñado por el equipo de Formula Student de la Universidad de La Laguna.

Los cálculos que se van a desarrollar en este anexo cumplen con varios objetivos concretos para las diferentes piezas estudiadas. Las cargas consideradas para cada pieza se van a indicar en los siguientes subapartados, tras una contextualización de la ubicación de cada pieza en el conjunto del monoplaza.

1.1 Ubicación de los elementos de estudio

A continuación, se van a añadir una serie de figuras informativas de manera que se disponga de un contexto inicial acerca de la ubicación de las piezas diseñadas dentro del buje. Esta descripción será breve, puesto que en la memoria de este proyecto ya se ha detallado este aspecto de manera más extensa.

Tanto los bujes como las manguetas forman parte del grupo de elementos conformado por las ruedas, llantas y elementos de suspensión. Por ende, el vehículo dispone de una pieza de cada tipo en cada rueda. En las figuras a continuación se descompone el modelo global del monoplaza elaborado por los integrantes del equipo de FSULL.

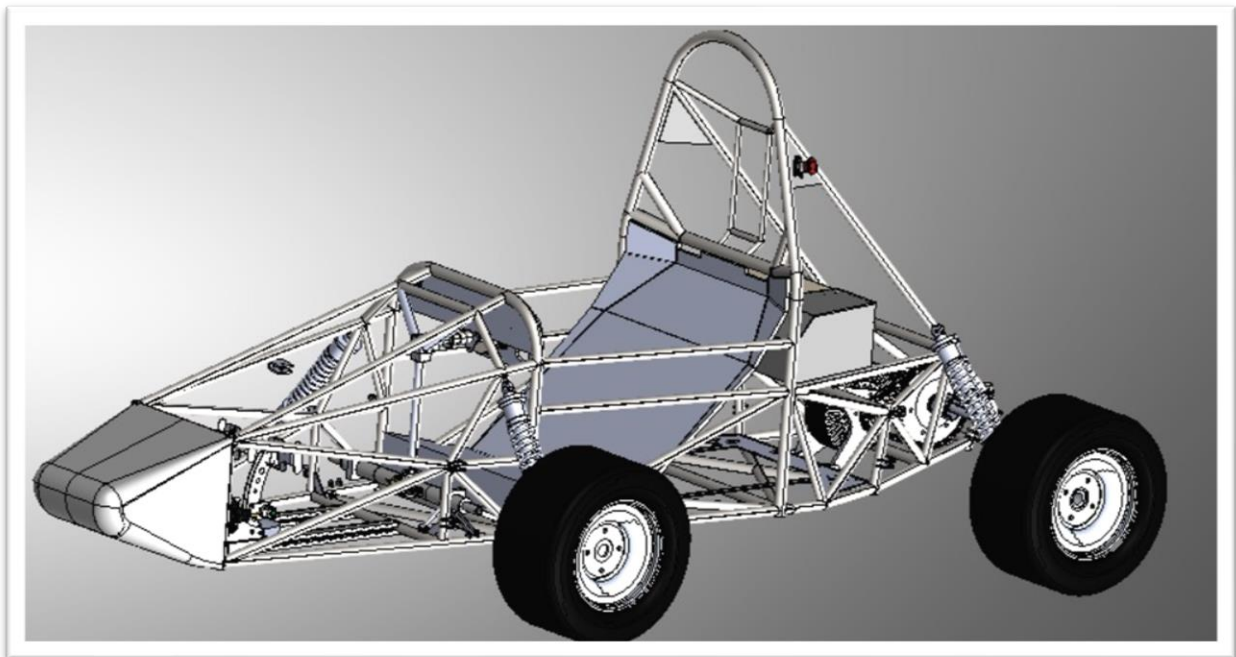


Figura 1: Vista global del modelo del monoplaza

Si se descompone el conjunto de elementos de una de las ruedas, pueden identificarse los elementos diseñados en este proyecto. A continuación, se muestra una imagen en la que figura la vista explosionada de una de las ruedas traseras, tras la cual se identificarán las piezas que lo conforman.

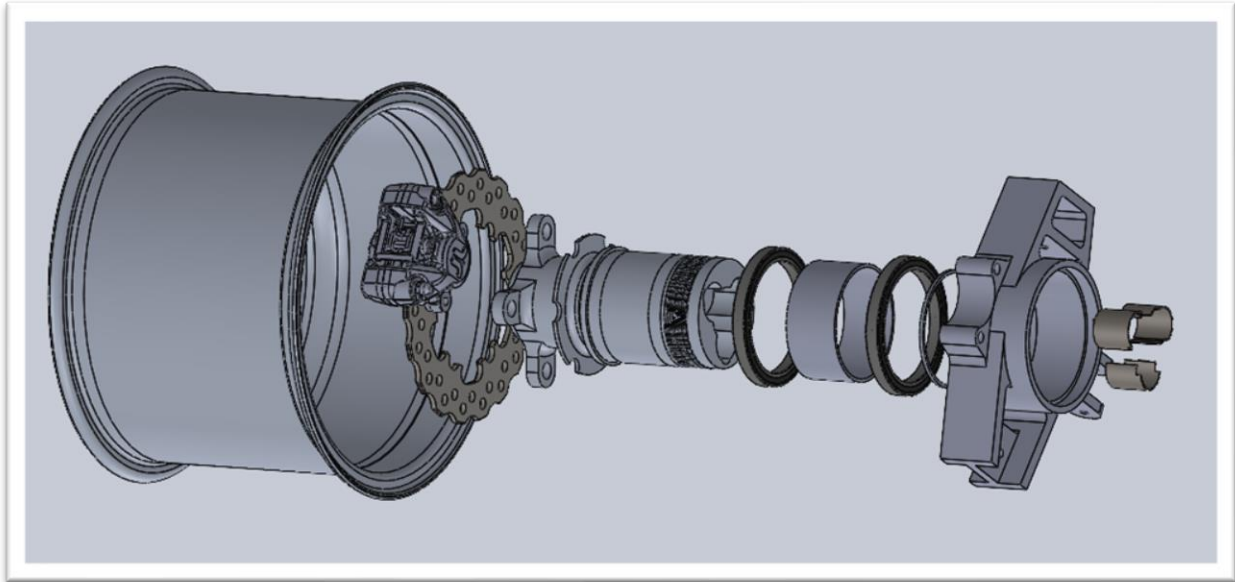


Figura 3: Vista explosionada del conjunto de las ruedas traseras (Vista 3D)

Los elementos explosionados de las figuras 2 y 3, numerados, son:

- 1. Llanta del monoplaza.
- 2. Conjunto de disco y pinza de freno.
- **3. Buje.**
- 4. Rodamiento 1 de contacto entre mangueta y buje.
- 5. Tubo de separación entre rodamientos.
- 6. Rodamiento 2 de contacto entre mangueta y buje.
- 7. Arandela de apoyo de la tuerca de fijación sobre los rodamientos.
- **8. Mangueta.**
- 9. Piezas de contacto entre el palier y el buje (Trípode).

De esta lista de componentes, los que tienen mayor interés mecánico de cara a realizar un análisis de tensiones son el buje y la mangueta, además de ser los elementos principales sobre los que se desarrolla este proyecto. Por ello, los cálculos y aclaraciones realizados en este anexo se van a centrar en explicar las cargas a las que se verán sometidos una vez se ponga en funcionamiento el vehículo.

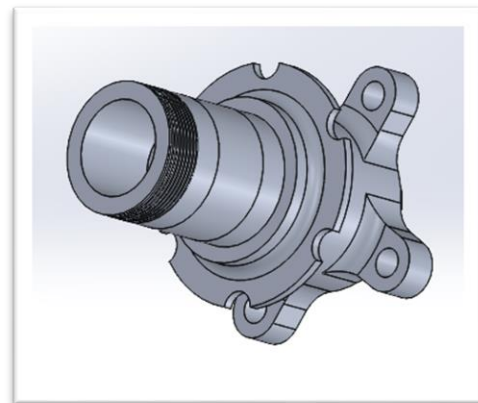
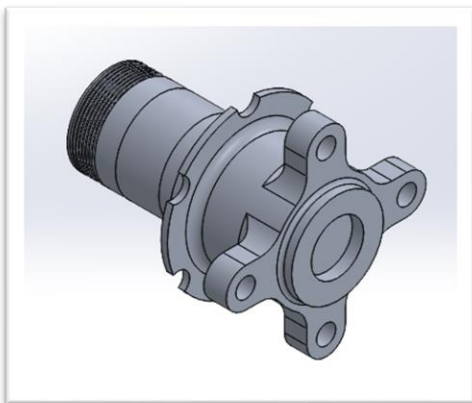
1.2 Buje delantero

Estos elementos no transmiten movimiento a las ruedas, puesto que el vehículo es de tracción trasera. Sin embargo, deben tener la resistencia necesaria en situaciones de cambios de dirección a gran velocidad o en frenadas bruscas.

Para los cálculos de esta pieza se va a llevar a cabo un único estudio. Se va a plantear la situación más desfavorable posible, considerando que el vehículo se dispone a realizar una frenada brusca, tomando a su vez una curva a alta velocidad, de manera que las cargas que deben calcularse para su aplicación son:

- Carga normal del vehículo asociada al eje delantero en situación de frenada.
- Carga máxima de frenada en el contacto de las ruedas delanteras con el asfalto.
- Carga lateral derivada de la inercia del vehículo durante un cambio de dirección a alta velocidad.

Todas estas fuerzas se aplican en el punto medio de contacto entre la rueda y el asfalto, y ejercen distintas tensiones sobre el buje en función de su dirección. Se transmiten a través del neumático hasta la llanta, para posteriormente ser aplicadas sobre el buje por medio de los cuatro puntos de anclaje.



Figuras 4 y 5: Buje delantero

1.3 Buje trasero

Dado que este elemento debe encargarse de transmitir la potencia del motor, además de cumplir las funciones indicadas para el buje delantero, en los cálculos referidos a esta pieza se van a diferenciar dos situaciones.

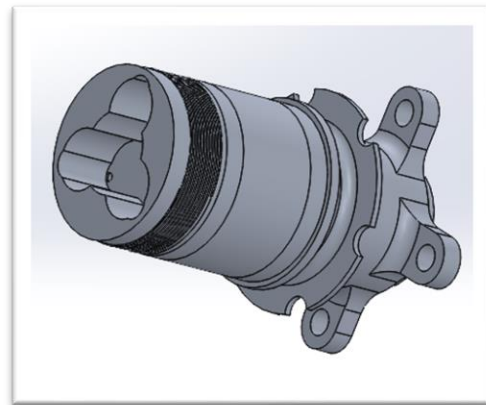
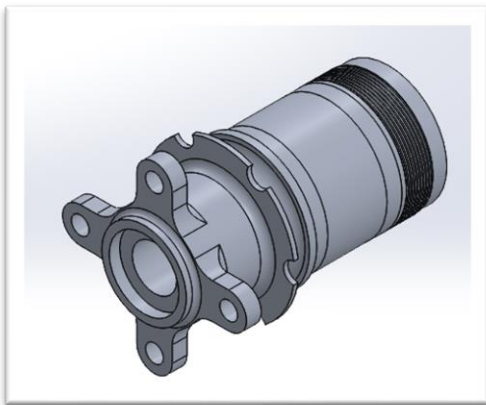
En primer lugar, se considera que el vehículo se encuentra en su máxima aceleración, tomando a su vez una curva a gran velocidad, de manera que las cargas que deben calcularse para su aplicación son:

- Carga normal del vehículo asociada al eje trasero en situación de aceleración.
- Carga lateral derivada de la inercia del vehículo durante un cambio de dirección a alta velocidad.
- Carga máxima de aceleración en el contacto de las ruedas traseras con el asfalto.

En segundo lugar, se considera que el vehículo se dispone a realizar una frenada brusca, tomando a su vez una curva a alta velocidad, de manera que las cargas que deben calcularse para su aplicación son:

- Carga normal del vehículo asociada al eje delantero en situación de frenada.
- Carga máxima de frenada en el contacto de las ruedas delanteras con el asfalto.
- Carga lateral derivada de la inercia del vehículo durante un cambio de dirección a alta velocidad.

De igual manera que en el buje delantero y en ambas situaciones, todas las fuerzas se aplican sobre el punto medio de contacto de los neumáticos con el asfalto, ejerciendo diferentes esfuerzos sobre el buje.



Figuras 6 y 7: Buje trasero

1.4 Manguetas delantera y trasera

Las manguetas del vehículo llevan acopladas en su estructura las pinzas de freno. Además, soportan las barras de la suspensión y están unidas a los bujes en su interior a través de sendos rodamientos. Finalmente integran las uniones de la barra de dirección con las ruedas en el caso del eje delantero, y las uniones de la barra de convergencia en el caso del eje trasero.

Se debe llevar a cabo un estudio del sistema de frenado empleado de manera que se pueda extraer un **valor máximo de carga de frenada** que aplicarán las pastillas de freno sobre el disco. Esta fuerza es la que debe conocerse para realizar el estudio de cargas de las manguetas, siendo variable en cada eje del vehículo en función del reparto de frenada.

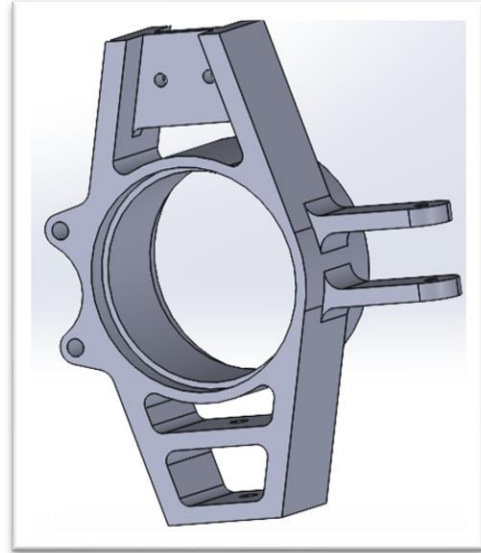
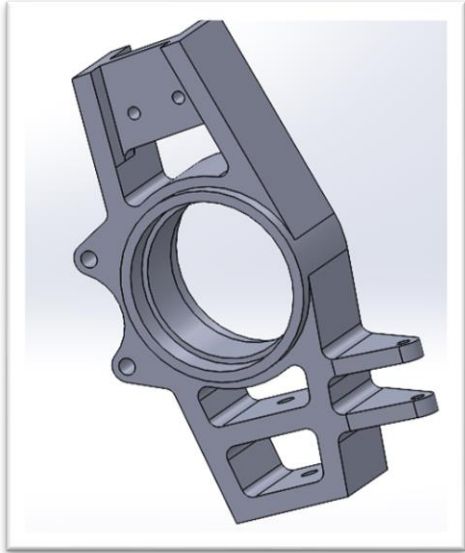


Figura 8 y 9: mangueta delantera y trasera respectivamente.

2 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL VEHÍCULO

Para poder estudiar el comportamiento del vehículo en sus diferentes situaciones de conducción, se va a adjuntar una tabla en la que queden reflejados los detalles técnicos relevantes.

Masa del vehículo	kg	300
Distancia entre ejes (Batalla)	mm	1535
Ancho de vías	mm	1440
Diámetro externo del neumático	mm	458
Altura del centro de gravedad	mm	300
Coefficiente de fricción neumático-calzada	-	1,9
Coefficiente de fricción disco de freno- pastilla	-	0,9
Aceleración de la gravedad	m/s ²	9,81

TABLA 1: Especificaciones técnicas del prototipo de FSULL

2.1 Consideraciones adoptadas

Como se indica en la tabla de datos, la masa del vehículo se ha estimado en un valor de 300 kg por recomendación del equipo de FSULL. Si se consulta la base de datos de participantes en la competición de Formula Student, la masa considerada supera el valor medio de peso de los equipos en ella inscritos, dejando un margen de seguridad a la hora de dimensionar los elementos del coche.

Es necesario disponer del reparto de peso estático del vehículo sobre cada eje. Para ello se recurre nuevamente a la base de datos de equipos participantes en la competición de Formula Student, extrayendo un valor medio del 56% del peso sobre el eje trasero y un 44% del peso sobre el eje delantero.

Puesto que se desconoce la altura del centro de gravedad, siendo este dato difícilmente estimable con precisión, se va a considerar un valor de 300 mm. Esta cifra se encuentra por encima del valor medio empleado por el resto de los equipos de la competición, y es superior al valor real esperado. Este margen de diferencia beneficia el factor de seguridad en el dimensionado.

Para la aceleración máxima del vehículo, según las aportaciones de otros equipos a la base de datos y atendiendo a las indicaciones realizadas por parte del equipo de FSULL, se considera un tiempo de 4 segundos para acelerar el vehículo desde 0 km/h hasta 100 km/h.

Dicho valor es menor en comparación con el esperado, según los datos que se manejan de otros equipos, lo que de nuevo contribuye a disponer de margen en cuanto a las cargas calculadas para el dimensionado.

3 CÁLCULO DE CARGAS EXTERNAS

Las cargas externas aplicadas sobre el monoplaza dependen de la situación en que estas se analicen. En este caso, se van a estudiar las situaciones críticas de conducción que se corresponden con el momento de máxima aceleración y con el de máxima deceleración. El desarrollo teórico de cada situación propuesta se va a desarrollar de manera independiente en los siguientes apartados.

3.1 Análisis de cargas en la aceleración

Se va a presentar en primer lugar el diagrama de sólido libre de la dinámica de aceleración:

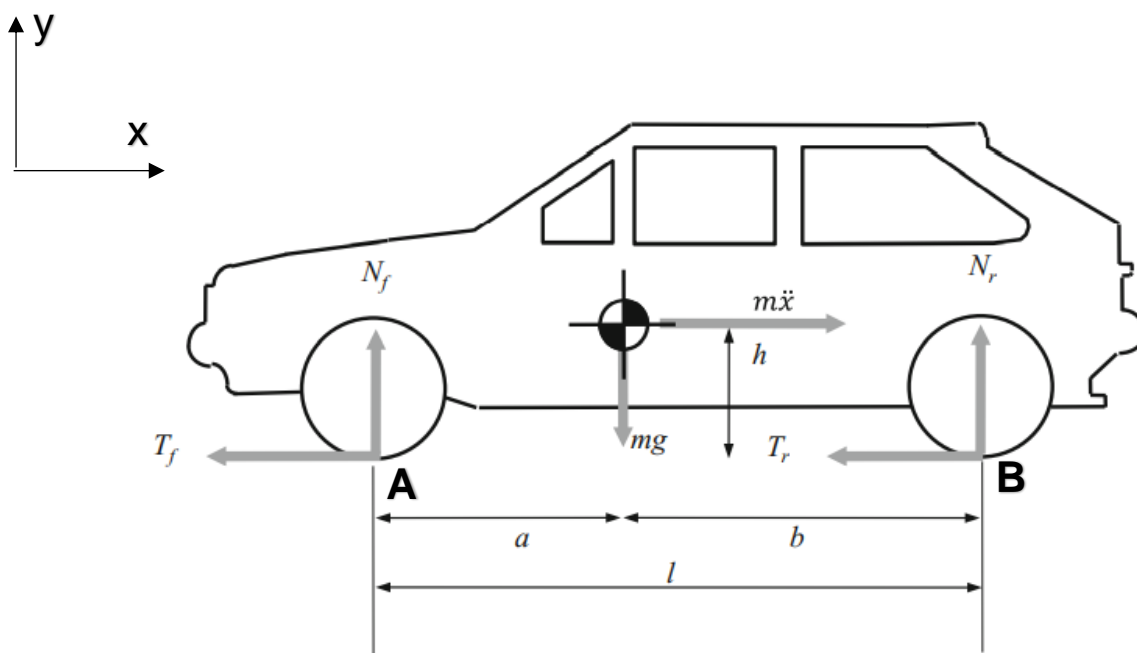



Figura 4: Diagrama de sólido libre en la aceleración del vehículo

Siendo cada término:

- L , representa la distancia entre ejes (batalla).
- a , representa la distancia entre el eje delantero y el centro de gravedad.
- b , representa la distancia entre el eje trasero y el centro de gravedad.
- h , representa la altura del centro de gravedad respecto al suelo.

- T_f, T_r , representan la fuerza de fricción entre el neumático y la calzada de los ejes delantero (f) y trasero (r) que va a permitir el movimiento del vehículo.
- N_f, N_r , representa la reacción debida al peso sobre los ejes delantero (f) y trasero (r) durante la aceleración tras la transferencia de peso.
- $m \cdot x$, representa la inercia del vehículo producto de su masa y su aceleración.
- $m \cdot g$, representa el peso del vehículo.
- , representa la posición del centro de gravedad.

En primer lugar, se debe efectuar un cálculo de los semiejes 'a y b' partiendo de los datos de los que se dispone. Para ello se estimará el peso estático en cada eje, lo que posteriormente servirá para hayar las distancias mencionadas. Como se indicó en el apartado de consideraciones, la relación de peso es un 46% para el eje delantero y un 54% para el eje trasero.

$$\text{Peso estático en el eje delantero} \rightarrow P_f = 300 \text{ kg} \cdot \frac{46}{100} = 138 \text{ kg}$$

$$\text{Peso estático en el eje trasero} \rightarrow P_r = 300 \text{ kg} \cdot \frac{54}{100} = 162 \text{ kg}$$

Disponiendo de esta relación, los semiejes 'a y b' quedan definidos:

$$a = \frac{P_r}{P} \cdot L = \frac{162 \text{ kg}}{300 \text{ kg}} \cdot 1535 \text{ mm} = 829 \text{ mm}$$

$$b = \frac{P_f}{P} \cdot L = \frac{138 \text{ kg}}{300 \text{ kg}} \cdot 1535 \text{ mm} = 706 \text{ mm}$$

Se comprueba que el centro de gravedad está levemente desplazado hacia la parte trasera, lo cual era de esperar por la distribución de masas del vehículo.

Tal y como describe el principio de D'Alembert, la fuerza de inercia debe tener sentido opuesto al movimiento del cuerpo de manera que se cumpla la condición de equilibrio dinámico entre dicha fuerza y las cargas externas aplicadas.

Como condición inicial para el cálculo de la carga máxima de tracción (T_r) deben tenerse en cuenta dos aspectos:

- El vehículo consta de tracción exclusivamente en el eje trasero, por lo que el término 'Tf' tiene un valor nulo en los consiguientes desarrollos analíticos.
- La condición de transferencia máxima de potencia desde el eje de transmisión hasta las ruedas viene condicionada por el instante en el que los neumáticos comienzan a patinar con el asfalto, situación que se pretende evitar. Esta condición queda definida analíticamente como sigue:

$$T_r \leq N_r \cdot \mu \quad (1)$$

siendo μ el coeficiente de rozamiento dinámico entre el neumático y la calzada.

Se plantean las condiciones de equilibrio en el diagrama de sólido libre, desarrollando los sumatorios de fuerzas en el eje horizontal (EJE X); y los sumatorios de momentos con respecto al eje delantero (PUNTO A) y trasero (PUNTO B) del vehículo:

$$\sum F_x \rightarrow T_r = m \cdot \ddot{x} \quad (2)$$

$$\sum M_A \rightarrow (m \cdot \ddot{x} \cdot h) + (m \cdot g \cdot a) = (N_r \cdot L) \quad (3)$$

$$\sum M_B \rightarrow (m \cdot g \cdot b) = (m \cdot \ddot{x} \cdot h) + (N_f \cdot L) \quad (4)$$

Conocido el valor de la aceleración máxima del vehículo, correspondiente a un tiempo de 4 segundos para acelerar de 0 km/h hasta 100 km/h, considerando que esta aceleración es constante durante el proceso, es dato obtenido es:

$$V = V_0 + \ddot{x} \cdot t \rightarrow 100 \frac{km}{h} \cdot \frac{1000 \frac{m}{km}}{3600 \frac{s}{h}} = \ddot{x} \cdot 4 s \quad (5)$$

$$\ddot{x} = \frac{27,78 m/s}{4 s} = 6,944 m/s^2$$

Se despejan de los sumatorios de momentos las cargas normales N_r y N_f , quedando las expresiones de la siguiente manera:

$$N_r = \frac{m \cdot g \cdot a + m \cdot \ddot{x} \cdot h}{L} = 300 kg \cdot \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,829 m + 6,944 \frac{m}{s^2} \cdot 0,3 m}{1,535 m} = 1996,6 N$$

$$N_f = \frac{m \cdot g \cdot b - m \cdot \ddot{x} \cdot h}{L} = 300 \text{ kg} \cdot \frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,706 \text{ m} - 6,944 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,3 \text{ m}}{1,535 \text{ m}} = 946,4 \text{ N}$$

El valor máximo de transferencia de carga del eje de transmisión a las ruedas puede calcularse a través de la condición impuesta al inicio, arrojando un valor de:

$$T_{r,m\acute{a}x} \leq N_r \cdot \mu = 1996,6 \text{ N} \cdot 1,9 = 3793,5 \text{ N}$$

Este valor debe compararse con el obtenido a través de las ecuaciones de equilibrio, puesto que no debe verse superado para evitar que las ruedas patinen a la hora de pisar el acelerador.

$$\sum F_x \rightarrow T_r = m \cdot \ddot{x} = 300 \text{ kg} \cdot 6,944 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 2083,2 \text{ N}$$

Se comprueba que, con la aceleración considerada en el prototipo, la fuerza de fricción necesaria en las ruedas es mucho menor que la máxima alcanzable.

Finalmente se va a comprobar que el sistema está completamente en equilibrio a través del sumatorio de fuerzas en el eje vertical (EJE Y):

$$\sum F_y \rightarrow N_r + N_f = m \cdot g \rightarrow 2943 \text{ N} = 300 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 2943 \text{ N}$$

Los cálculos llevados a cabo en esta sección del anexo sirven para disponer de los valores de carga para el análisis estructural que se llevará a cabo sobre los bujes y manguetas. Concretamente, las cargas que se van a emplear son:

Para el eje trasero

Carga de fricción máxima	$T_{r,m\acute{a}x}$	3793,5 N
Carga de fricción considerada	T_r	2083,2 N
Carga normal tras la transferencia de peso	N_r	1996,6 N

Para el eje delantero

Carga normal tras la transferencia de peso	N_f	946,4 N
---	-------	---------

Debe tenerse en cuenta que cada uno de los resultados obtenidos se corresponde con las cargas aplicadas sobre los ejes, con lo que, si se quiere estudiar una rueda en concreto, la carga aplicada será la mitad de la obtenida en este análisis.

3.2 Análisis de cargas en la frenada

Se va a presentar en primer lugar el diagrama de sólido libre de la dinámica de frenada:

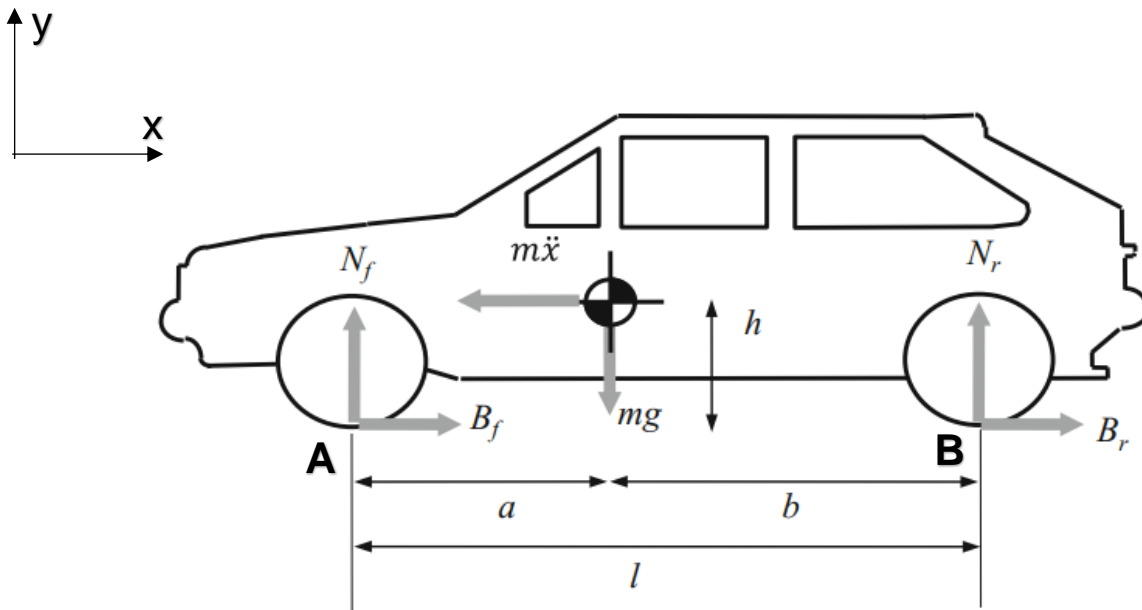



Figura 5: Diagrama de sólido libre en la frenada del vehículo

Siendo cada término:

- L , representa la distancia entre ejes (batalla).
- a , representa la distancia entre el eje delantero y el centro de gravedad.
- b , representa la distancia entre el eje trasero y el centro de gravedad.
- h , representa la altura del centro de gravedad respecto al suelo.
- B_f , B_r , representan la fuerza de fricción entre el neumático y la calzada de los ejes delantero (f) y trasero (r) que va a provocar la desaceleración del vehículo.
- N_f , N_r , representa la reacción debida al peso sobre los ejes delantero (f) y trasero (r) durante la aceleración tras la transferencia de peso.
- $m \cdot x$, representa la inercia del vehículo producto de su masa y su aceleración.

- $m \cdot g$, representa el peso del vehículo.
- , representa la posición del centro de gravedad.

Los cálculos iniciales correspondientes a la posición del centro de gravedad pueden extenderse para este apartado, puesto que las variables que los definen no se ven influidas por el hecho de que el vehículo se considere en desaceleración. Por lo tanto, los semiejes 'a y b' mantienen su valor:

$$\rightarrow a = 829 \text{ mm}$$

$$\rightarrow b = 706 \text{ mm}$$

De nuevo, se atiende al principio de D'Alembert, teniendo la fuerza de inercia sentido opuesto al movimiento del cuerpo de manera que se cumpla la condición de equilibrio dinámico entre dicha fuerza y las cargas externas aplicadas.

Como consideración inicial para el cálculo de las cargas máximas de frenada (B_f y B_r) deben tenerse en cuenta las siguientes condiciones:

- a situación de máxima carga de frenada a la que se pueden someter los neumáticos es la que permite aplicar la máxima fuerza sin que estos se bloqueen en su contacto con el asfalto. Para definir analíticamente esta condición, se deben analizar ambos ejes en su contacto con el suelo:

$$B_{f,m\acute{a}x} \leq N_f \cdot \mu \tag{6}$$

$$B_{r,m\acute{a}x} \leq N_r \cdot \mu \tag{7}$$

siendo μ el coeficiente de rozamiento dinámico entre el neumático y la calzada.

Se plantean las condiciones de equilibrio en el diagrama de sólido libre, desarrollando los sumatorios de fuerzas en el eje horizontal (EJE X); y los sumatorios de momentos con respecto al eje delantero (PUNTO A) y trasero (PUNTO B) del vehículo:

$$\sum F_x \rightarrow B_f + B_r = m \cdot \ddot{x} \tag{8}$$

$$\sum M_A \rightarrow (m \cdot g \cdot a) = (N_r \cdot L) + (m \cdot \ddot{x} \cdot h) \tag{9}$$

$$\sum M_B \rightarrow (m \cdot g \cdot b) + (m \cdot \ddot{x} \cdot h) = (N_f \cdot L) \quad (10)$$

Para la situación de deceleración no se dispone de indicaciones técnicas en la normativa de la competición que impongan un rango de deceleraciones adecuadas. Tampoco puede extraerse este dato de otros equipos o de la información interna del equipo de FSULL puesto que es una variable dependiente de numerosos aspectos. Por lo tanto, a través de las condiciones impuestas, se va a calcular el valor máximo de frenada que se puede aplicar en cada eje, siendo este el que se empleará en futuros análisis para las piezas estudiadas.

Desarrollando el sumatorio de fuerzas del eje X, se sustituyen las fuerzas de fricción por las cargas normales y su correspondiente coeficiente de rozamiento de manera que se pueda extraer su valor máximo:

$$\sum F_x \rightarrow B_{f,máx} + B_{r,máx} = m \cdot \ddot{x}_{máx} \rightarrow (N_f + N_r)_{máx} \cdot \mu = m \cdot \ddot{x}_{máx} \quad (11)$$

Así mismo, en un sumatorio de fuerzas para el eje vertical, las cargas normales de cada eje quedarían definidas de tal manera que:

$$\sum F_y \rightarrow N_f + N_r = m \cdot g \quad (12)$$

Si se agrupan ambas expresiones, puede despejarse la deceleración máxima que puede conseguirse en una frenada sin que las ruedas se deslicen en el proceso:

$$m \cdot g \cdot \mu = m \cdot \ddot{x}_{máx} \quad (13)$$

$$\ddot{x}_{máx} \leq g \cdot \mu = 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 1,9 = 18,639 \frac{m}{s^2}$$

Se despejan entonces de los sumatorios de momentos las cargas normales N_r y N_f , quedando las expresiones de la siguiente manera:

$$\rightarrow N_r = \frac{m \cdot g \cdot a - m \cdot \ddot{x} \cdot h}{L} = 300 \text{ kg} \cdot \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,829 \text{ m} - 18,639 \frac{m}{s^2} \cdot 0,3 \text{ m}}{1,535 \text{ m}} = 496,6 \text{ N}$$

$$\rightarrow N_f = \frac{m \cdot g \cdot b + m \cdot \ddot{x} \cdot h}{L} = 300 \text{ kg} \cdot \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,706 \text{ m} + 18,639 \frac{m}{s^2} \cdot 0,3 \text{ m}}{1,535 \text{ m}} = 2446,4 \text{ N}$$

A través de las cargas normales obtenidas, y recurriendo de nuevo a las condiciones de máxima carga de frenada, los resultados de las fuerzas B_f y B_r son:

$$\rightarrow B_{f,m\acute{a}x} \leq N_f \cdot \mu = 2446,4 \text{ N} \cdot 1,9 = 4648,2 \text{ N}$$

$$\rightarrow B_{r,m\acute{a}x} \leq N_r \cdot \mu = 496,6 \text{ N} \cdot 1,9 = 943,5 \text{ N}$$

Los cálculos llevados a cabo en esta sección del anexo sirven para disponer de los valores de carga para el análisis estructural que se llevará a cabo sobre los bujes y manguetas. Concretamente, las cargas que se van a emplear son:

Para el eje trasero

Carga de fricción en frenada máxima	$B_{r,m\acute{a}x}$	943,5 N
Carga normal tras la transferencia de peso	N_r	496,6 N

Para el eje delantero

Carga de fricción en frenada máxima	$B_{f,m\acute{a}x}$	4648,2 N
Carga normal tras la transferencia de peso	N_f	2446,4 N

Debe tenerse en cuenta que cada uno de los resultados obtenidos se corresponde con las cargas aplicadas sobre los ejes, con lo que, si se quiere estudiar una rueda en concreto, la carga aplicada será la mitad de la obtenida en este análisis.

3.2.1 Análisis de carga de fricción máxima de frenada sobre disco de freno.

Es necesario tener en cuenta la máxima fuerza de frenado que se puede aplicar sobre el disco de freno antes de que los neumáticos patinen. Ya que, cuando estos patinen, se producirá un bloqueo del freno por la excesiva fuerza normal ejercida por la pinza de freno. Esto evita el deslizamiento entre sus superficies y, por tanto, la disipación de energía en forma de calor gracias al rozamiento entre ambos.

Resulta imperativo conocer esta máxima fuerza de rozamiento que se puede aplicar sobre cada disco de freno porque esta fuerza se transmite a las pinzas de freno, que a su vez la transmiten a las manguetas, aplicando esta fuerza en la unión entre ambas.

Con la fuerza de rozamiento máxima ejercida sobre cada uno de los ejes, calculada en el apartado 3.2, y las distancias de aplicación de esta y de la fuerza de rozamiento de la pastilla con el disco de freno, se puede hallar la fuerza máxima de rozamiento en el conjunto pastilla-disco de freno de cada eje.

Para hallar esta fuerza límite de rozamiento, se deben igualar los momentos de la fuerza de rozamiento de la rueda con el asfalto y el de la pinza con el disco, ambas respecto al eje de dicha rueda.

La siguiente representación ilustra estas fuerzas y se usarán los mismos términos para desarrollar las ecuaciones:

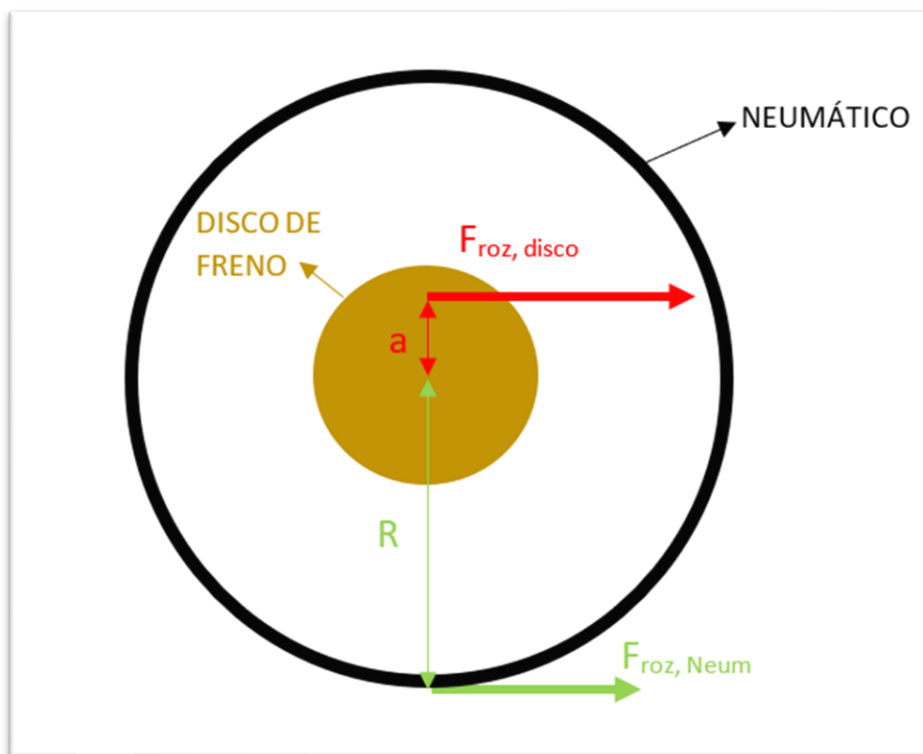


Figura 6: Relación de fuerzas en el sistema rueda-disco de freno

Siendo cada término:

- $F_{roz, disco}$: es la fuerza generada por la fuerza normal de frenada ejercida por la pinza de freno en ambas caras del disco de freno [N]
- $F_{roz, Neum}$: es la fuerza de rozamiento entre rueda y calzada al frenar en situación de máxima frenada (antes de que las ruedas bloqueen) [N]
- a : punto de aplicación de la $F_{roz, disco}$ respecto al eje correspondiente [m]
- R : radio del neumático [m]

Igualando los momentos generados en el eje se obtiene:

$$\sum M_{eje} = 0; F_{roz,Neum} \cdot R - F_{roz,disco} \cdot a = 0 \quad (14)$$

$$F_{roz,disco} = F_{roz,Neum} \cdot \frac{R}{a} \quad (15)$$

Por lo tanto, la fuerza en el disco depende de la relación R/a y la fuerza de frenada máxima de cada eje.

Como se dispone de dos tipos de manguetas, uno para cada eje, las fuerzas y distancias variarán en función de las distancias y de la fuerza de rozamiento calculada para cada eje.

La fuerza de rozamiento entre el disco de freno y la pastilla, en el caso del eje delantero, se sitúa a una distancia normal al eje de 72,09 mm. En cambio, en el eje trasero, esa misma distancia es de 76,21mm. Por lo tanto:

$$a_r = 76,21 \text{ mm}$$

$$a_f = 72,09 \text{ mm}$$

Se ha calculado en el apartado 3.2 que la fuerza de rozamiento límite en las ruedas del eje delantero es de 4648,2 N, y para el eje trasero de 943,5 N:

$$B_{r,m\acute{a}x} = F_{r,roz Neum} = 943,5 \text{ N}$$

$$B_{f,m\acute{a}x} = F_{f,roz Neum} = 4648,2 \text{ N}$$

Por lo tanto, se puede despejar la fuerza de rozamiento límite en los discos de ambos ejes según las ecuaciones:

$$F_{r,roz disco} = F_{r,roz Neum} \cdot \frac{R}{a_r} = 943,5 \text{ N} \cdot \frac{\frac{458 \text{ mm}}{2}}{76,21 \text{ mm}} = 2835,08 \text{ N}$$

$$F_{f,roz disco} = F_{f,roz Neum} \cdot \frac{R}{a_f} = 4648,2 \text{ N} \cdot \frac{\frac{458 \text{ mm}}{2}}{72,09 \text{ mm}} = 14.765,4 \text{ N}$$

Las fuerzas obtenidas mediante estos cálculos serán aplicadas para realizar el cálculo estructural de las manguetas mediante el software SolidWorks.

Para el eje trasero

Carga de fricción sobre disco en frenada máxima	$F_{f,roz\ disco}$	2.835,08 N
--	--------------------	------------

Para el eje delantero

Carga de fricción sobre disco en frenada máxima	$F_{f,roz\ disco}$	14.765,4 N
--	--------------------	------------

Debe tenerse en cuenta que cada uno de los resultados obtenidos se corresponde con las cargas aplicadas sobre los ejes, con lo que, si se quiere estudiar una rueda en concreto, la carga aplicada será la mitad de la obtenida en este análisis.

3.3 Análisis de cargas en curva

Cuando un coche entra en una curva, a parte de las fuerzas que están actuando sobre él en una aceleración, aparece una fuerza que trata de empujar el vehículo en dirección radial y sentido contrario al eje de rotación.

Para analizar estructuralmente los bujes cuando el coche se encuentra girando en una curva, se deben estudiar las posibles situaciones límites para conocer la mayor fuerza centrífuga que se pueda dar. Estas situaciones son el vuelco y el deslizamiento lateral del vehículo. Se deben analizar cada una de ellas y conocer cuál es la más restrictiva para conocer la fuerza centrífuga de cálculo.

3.3.1 Situación: levantamiento de ruedas internas en curva (vuelco).

En esta situación, las ruedas internas del vehículo se levantan por la acción de la fuerza centrífuga que empuja el vehículo desde el centro de masas (**cm**) hacia fuera de la curva en dirección radial. Esto ocurrirá cuando el momento generado por esa fuerza centrífuga sobre el "punto A" sea mayor que el momento generado por el peso propio del vehículo aplicado también desde el **cm** respecto a ese mismo punto.

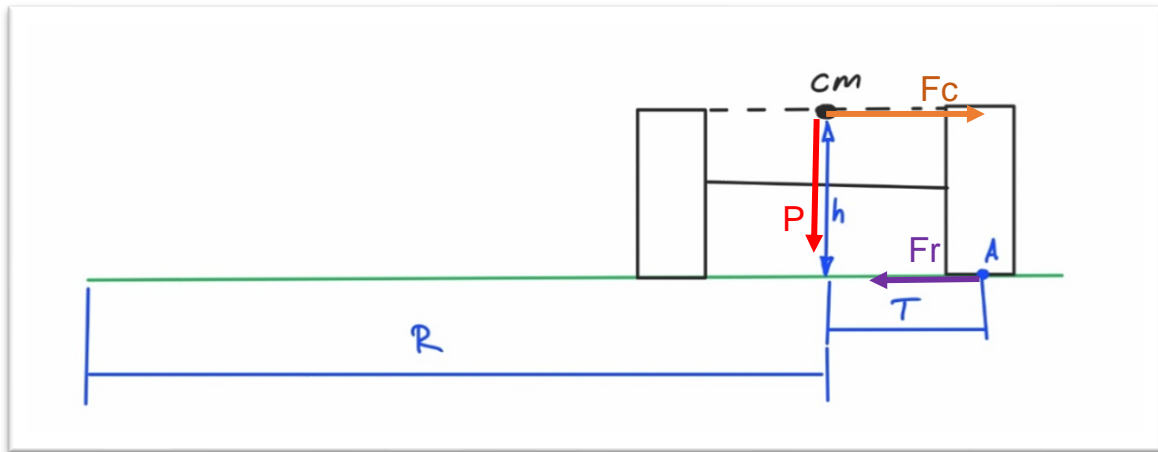


Figura 7: Esquema de cargas en la situación de vuelco del vehículo

Donde las distancias representadas son:

- h: Altura del centro de masas.
- R: radio de la curva que se está tomando.
- T: La mitad de la batalla del coche.
- A: Punto ubicado en el centro de las ruedas exteriores respecto a la curva.

Las fuerzas que actúan en el análisis son:

- Fc: Fuerza centrífuga.
- P: Peso del vehículo.
- Fr: Fuerza de rozamiento.

Igualando el momento en el punto A, se obtiene:

$$\sum M_A = 0; \quad P \cdot T - F_c \cdot h = 0 \quad (16)$$

Se sabe que la fuerza centrífuga es la aceleración centrífuga por la masa del vehículo.

$$F_c = m \cdot a_c \quad (17)$$

- m: masa del vehículo.
- a_c : aceleración centrípeta.

La ecuación de dicha aceleración centrífuga viene dada por:

$$a_c = \omega^2 \cdot R = \frac{v^2}{R^2} \cdot R = \frac{v^2}{R} \quad (18)$$

- Siendo w : velocidad angular.

Por lo tanto, siguiendo con el desarrollo del sumatorio de momentos:

$$\sum M_A = 0; m \cdot g \cdot T - m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h = 0; v = \sqrt{\frac{g \cdot T \cdot R}{h}} \quad (19)$$

$$v = \sqrt{R} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot T}{h}} \quad (10)$$

Como puede verse, la masa se despeja y la ecuación nos proporciona una velocidad de giro en la cual, las ruedas internas del vehículo se despegarían de la calzada. Siendo esta velocidad directamente proporcional a la gravedad, radio de giro y la mitad de la batalla del coche e inversamente proporcional a la altura del centro de gravedad.

3.3.2 Situación: deslizamiento lateral de ruedas.

En esta situación, las ruedas deslizarían radialmente debido al empuje de la fuerza centrífuga. Para que esto ocurra, la fuerza centrífuga debe ser mayor que la fuerza de rozamiento total del vehículo con la calzada.

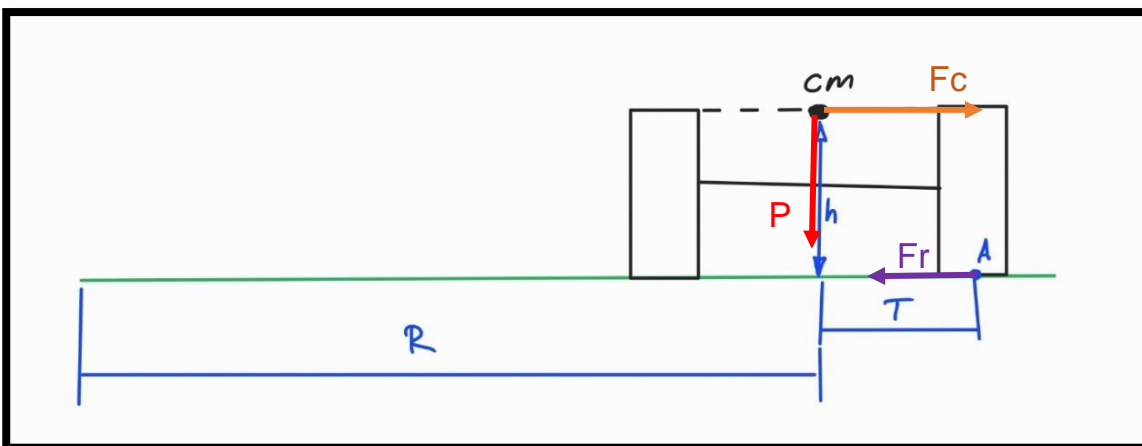


Figura 8: Esquema de cargas en la situación de deslizamiento lateral

Se realiza el sumatorio de fuerzas horizontales igualándolo a 0:

$$\sum F_x = 0; Fr - Fc = 0 \quad (21)$$

Se definen ahora las fuerzas:

$$F_c = m \cdot v^2 / R \quad (112)$$

$$F_r = m \cdot g \cdot \mu \quad (23)$$

El sumatorio de fuerzas, sustituyendo las fuerzas, quedaría:

$$\sum F_x = 0; m \cdot g \cdot \mu - m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (2412)$$

La masa se despeja y se obtiene una ecuación de velocidad límite por la cual el coche deslizaría lateralmente, que depende del radio de giro, la aceleración de la gravedad y el coeficiente de rozamiento.

$$v = \sqrt{R} \cdot \sqrt{g \cdot \mu} \quad (2513)$$

3.3.3 Comparación de ambas situaciones límites:

Sustituyendo los valores en las ecuaciones obtenidas en cada uno de los casos, se obtiene el valor límite de velocidad de cada uno para diferentes radios de giro. Se limita la tabla a 100 km/h ya que es la máxima velocidad teórica que puede alcanzar el monoplaza:

Radio de Curva [m]	Vuelco		Deslizamiento	
	Velocidad en situación 1 [m/s]	Velocidad en situación 1 [km/h]	Velocidad en situación 2 [m/s]	Velocidad en situación 2 [km/h]
9	20,06	72,23	12,95	46,63
10	21,15	76,14	13,65	49,15
11	22,18	79,86	14,32	51,55
12	23,17	83,41	14,96	53,84
13	24,12	86,81	15,57	56,04
14	25,03	90,09	16,15	58,15
15	25,90	93,25	16,72	60,19
20	29,91	107,68	19,31	69,51
25	33,44	120,39	21,59	77,71
30	36,63	131,88	23,65	85,13
35	39,57	142,45	25,54	91,95

40	42,30	152,28	27,30	98,30
45	44,87	161,52	28,96	104,26

Tabla 1: Relación de velocidades y radios de giro en función de la situación planteada

Se puede observar que las velocidades más restrictivas están proporcionadas por el caso del deslizamiento. Por lo tanto, esta situación será mediante la cual se obtenga la fuerza centrífuga límite.

$$F_c = m \cdot v^2 / R \quad (26)$$

Si se sustituye la velocidad por la obtenida en el caso de deslizamiento de las ruedas:

$$v = \sqrt{R} \cdot \sqrt{g \cdot \mu}$$

$$F_c = m \cdot \frac{(\sqrt{R} \cdot \sqrt{g \cdot \mu})^2}{R} = \frac{m \cdot R \cdot g \cdot \mu}{R} = m \cdot g \cdot \mu$$

Como puede verse, la fuerza centrífuga no depende del radio de curvatura, sólo depende de la masa del vehículo, la aceleración de la gravedad y el coeficiente de rozamiento rueda-calzada.

Sustituyendo estos valores se consigue un resultado de:

$$F_c = m \cdot g \cdot \mu = 300 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1,9 = 5591,7 \text{ N}$$

Esta es la carga calculada será usada para el análisis estructural de los bujes cuando se analice el vehículo en giro. No obstante, esta carga actúa sobre el vehículo al completo, así que cada rueda recibirá una cuarta parte de esta fuerza.

Para el vehículo

Carga centrífuga sobre el vehículo completo	F_c Total	5591,7 N
--	----------------------------	-----------------

3.4 Fuerza de la barra de dirección

Para el análisis de las manguetas delanteras es necesario conocer la fuerza necesaria para mover las ruedas delanteras aplicándola sobre el brazo de dirección.

La fuerza que habrá que aplicar sobre la mangueta será la necesaria para que el momento que genera sea superior al momento generado por la fuerza de rozamiento entre la rueda y la calzada al girarla. Esta fuerza de rozamiento se obtiene mediante la presión de la rueda y la huella del neumático:

$$F_{roz} = P_{neum} \cdot A_{huella} \cdot \mu \quad (2714)$$

Donde:

- P_{neum} = presión del neumático.
- A_{huella} = área del neumático en contacto con la calzada.
- μ = fuerza de rozamiento entre neumático y calzada.

Por lo tanto, el momento generado por la fuerza de rozamiento deberá ser:

$$M_{f,r,neumático} = F_{roz} \cdot d = P_{neum} \cdot A_{huella} \cdot \mu \cdot d \quad (28)$$

Donde:

- d = distancia del centro de la rueda al punto de aplicación de la fuerza de la barra de dirección. Distancia ' d_z ' en la **figura 9**:

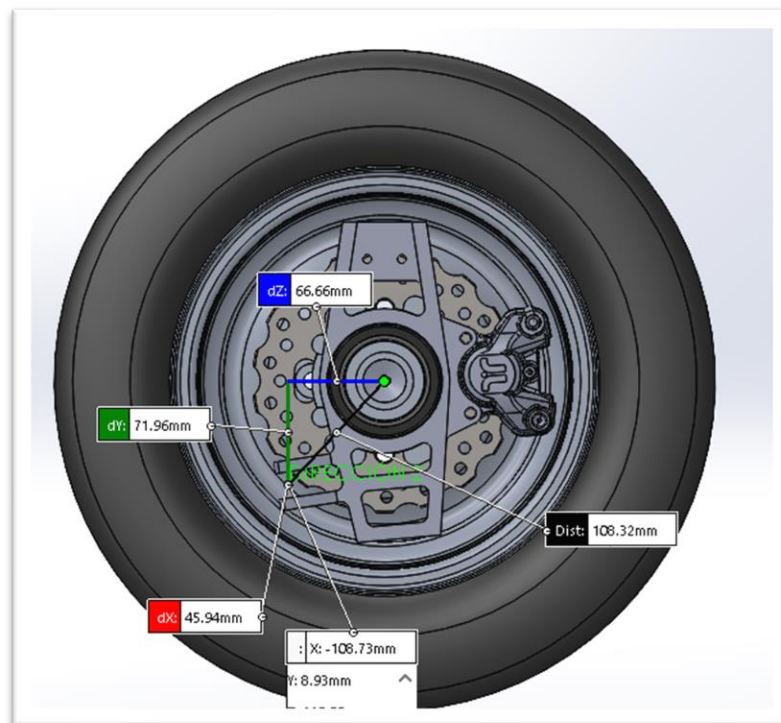


Figura 9: distancia del centro de la mangueta al punto de sujeción de la barra de dirección.

No obstante, si se hiciera el cálculo del momento de esta manera no se obtendría un valor muy exacto a la realidad ya que se estaría calculando una fuerza de rozamiento resultante en el centro de la rueda. Por ello, se debe descomponer el área en muchas áreas pequeñas para obtener un resultado más aproximado a la realidad:

$$M_{f,r,neumático} = P_{neum} \cdot \mu \cdot \sum A_i \cdot d_i \quad (29)$$

El área del neumático se calcula a partir de la fuerza normal sobre las ruedas delanteras y la presión del neumático. Se cogirá la fuerza normal a las ruedas delanteras en situación de frenada ya que es la más desfavorable (2446,4 N para el eje delantero):

$$A_{huella} = \frac{N_f}{P_{neum}} = \frac{2446,4 \text{ N}}{150000 \text{ Pa}} = 0,008155 \text{ m}^2$$

Se divide el área de la rueda en 20 áreas idénticas transversales a la huella del neumático de manera que cada área tendrá una fuerza de rozamiento igual pero la distancia al eje de la rueda variará entre ellas. Se adjunta una figura donde se representa esta división. En negro se representa la huella total del neumático y en rojo cada una de las 20 divisiones:

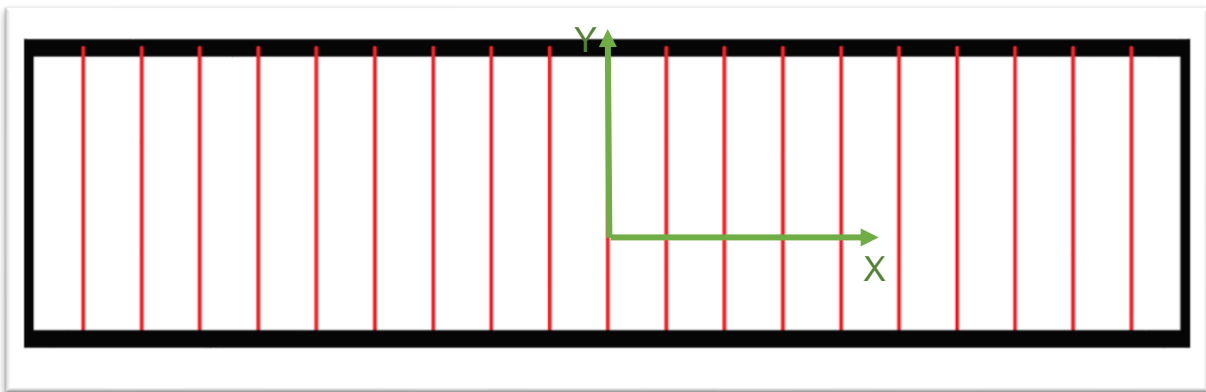


Figura 10: esquema de la división del área de apoyo del neumático en el suelo

El área de cada una de las divisiones, al ser iguales, será de $A_{huella}/20$.

Tomando como origen de coordenadas el eje de la rueda, las áreas y las distancias al origen quedan:

N.º	Área (m ²)	xi (m)	Ai · di (m ³)
1	4,08E-04	8,60E-02	3,50E-05
2	4,08E-04	7,69E-02	3,14E-05
3	4,08E-04	6,79E-02	2,77E-05
4	4,08E-04	5,88E-02	2,40E-05
5	4,08E-04	4,98E-02	2,03E-05
6	4,08E-04	4,07E-02	1,66E-05
7	4,08E-04	3,17E-02	1,29E-05
8	4,08E-04	2,26E-02	9,22E-06
9	4,08E-04	1,36E-02	5,53E-06
10	4,08E-04	4,52E-03	1,84E-06

11	4,08E-04	8,60E-02	3,50E-05
12	4,08E-04	7,69E-02	3,14E-05
13	4,08E-04	6,79E-02	2,77E-05
14	4,08E-04	5,88E-02	2,40E-05
15	4,08E-04	4,98E-02	2,03E-05
16	4,08E-04	4,07E-02	1,66E-05
17	4,08E-04	3,17E-02	1,29E-05
18	4,08E-04	2,26E-02	9,22E-06
19	4,08E-04	1,36E-02	5,53E-06
20	4,08E-04	4,52E-03	1,84E-06
Sumatorio (m³)			3,69E-04

Tabla 2: parámetros de las subáreas definidas

Conociendo el sumatorio de las áreas por las distancias al eje de la rueda se obtiene el momento necesario para mover la rueda:

$$M_{f,r,neumático} = P_{neum} \cdot \mu \cdot \sum A_i \cdot d_i = 150000 Pa \cdot 1,9 \cdot 3,69 \cdot 10^{-4} m^3 = 105,165 Nm$$

Conociendo este momento, se calcula la fuerza necesaria para mover la rueda desde el punto de la dirección de la mangueta. Realizando un sumatorio de momentos en el eje de la rueda:

$$\sum M_{eje\ rueda} = M_{f,r,neumático} - M_{dirección} \quad (30)$$

$$M_{dirección} = F_{dirección} \cdot d \quad (31)$$

Despejando estas ecuaciones se obtiene:

$$M_{dirección} = F_{dirección} \cdot d = F_{dirección} \cdot 0,066m$$

$$M_{dirección} = M_{roz}; F_{dirección} \cdot 0,066m = 105,165 Nm;$$

$$F_{dirección} = \frac{105,165 Nm}{0,066m} = 1593,41 N$$

Para una sola rueda

Fuerza dirección	Fc Total	1593,41 N
-------------------------	-----------------	------------------

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANEXO II: SIMULACIONES
COMPUTACIONALES, BUJE TRASERO**

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN
MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, junio de 2021

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1	Características del modelo 3D.....	1
1.2	Vistas del modelo	2
1.3	Estudios de tensiones	3
1.3.1	Aceleración y cambio de dirección	3
1.3.2	Frenada y cambio de dirección.....	3
2	ESTUDIO DE TENSIONES EN ACELERACIÓN Y CURVA	4
2.1	Restricciones del modelo	4
2.2	Cargas actuantes	6
2.2.1	Punto de aplicación	6
2.2.2	Magnitud y dirección de las cargas	8
2.3	Modelos numéricos. Características de la malla.	10
2.4	Resultados del análisis de tensiones.....	11
3	ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA Y CURVA.....	15
3.1	Restricciones del modelo	15
3.2	Cargas actuantes	17
3.2.1	Punto de aplicación	17
3.2.2	Magnitud y dirección de las cargas	19
3.3	Modelos numéricos. Características de la malla.	20
3.4	Resultados del análisis de tensiones.....	21

1 INTRODUCCIÓN

El propósito de este anexo es el de demostrar que los bujes diseñados para el eje trasero del vehículo de FSULL tienen las características adecuadas para mantener su integridad estructural durante la puesta en funcionamiento del vehículo.

Estas demostraciones se van a llevar a cabo a través de varios análisis estáticos sobre las piezas diseñadas empleando el método de 'cálculo de elementos finitos'. Se va a recurrir a herramientas informáticas que faciliten el proceso de cálculo, concretamente, al software de cálculo y diseño 3D 'SolidWorks'.

1.1 Características del modelo 3D

El buje diseñado para el eje trasero del monoplaza se compone de un cilindro semi hueco sobre el que se disponen una serie de elementos que cumplirán diversas funciones relativas al funcionamiento del vehículo. Está compuesto de **aluminio 7075-T6**, material que por su ligereza y resistencia supone una elección idónea para un monoplaza de competición de pequeño tamaño. Concretamente, este material cuenta con un límite elástico de 505 MPa.

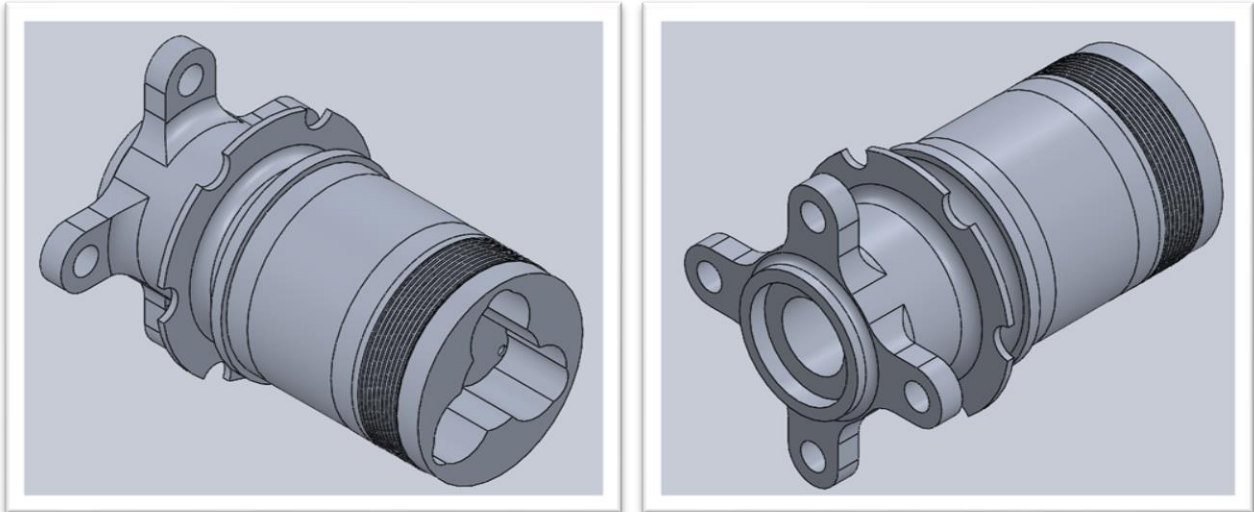
El buje diseñado para el eje trasero del monoplaza es un elemento de suma importancia para el correcto funcionamiento de los sistemas de transmisión, suspensión y frenada. Esto es así debido a que entra en contacto directo con elementos que integran todos estos sistemas:

- Sistema de transmisión: siendo esta su función más importante, puesto que se encarga de recibir la potencia del motor por medio de un complejo sistema de conexión con los palieres, y transmitirla a la rueda de la manera más eficiente posible.
- Sistema de suspensión: se encuentra en contacto con la mangueta a través de dos rodamientos transmitiendo los movimientos y vibraciones ocurridos en las ruedas hasta la mangueta. Esta función debe cumplirla manteniendo una geometría concéntrica entre estos dos elementos que no interfiera en la rotación del eje trasero.
- Sistema de frenada: en la superficie del buje se encuentran los anclajes donde debe colocarse el disco de freno, punto crítico de estudio de este elemento por las tensiones que se pueden generar durante una frenada brusca.

1.2 Vistas del modelo

Para una mejor comprensión de la geometría, a continuación, se van a incluir una serie de figuras en las que se muestra el modelo diseñado en diversas perspectivas.

Vistas 3D



Figuras 1 y 2: Perspectiva isométrica de ambas caras del cilindro.

Vista lateral

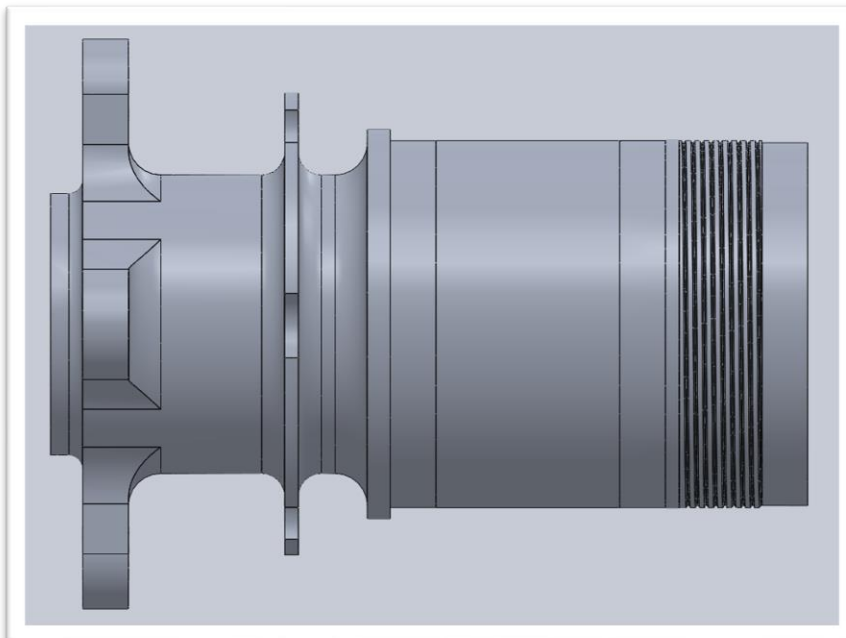


Figura 3: Vista lateral del buje trasero.

1.3 Estudios de tensiones

Tal y como se hizo en el anexo I de cálculos analíticos, en este caso se van a diferenciar dos situaciones de carga para las que se llevarán a cabo los estudios de tensiones pertinentes. Además, debe tenerse en cuenta que para el análisis de esfuerzos del buje se va a emplear un modelo simplificado que no contempla la zona roscada en la que se sitúa la tuerca de sujeción de los rodamientos.

1.3.1 Aceleración y cambio de dirección

Se contempla en primer lugar la situación límite en la que el vehículo toma su máxima aceleración y simultáneamente efectúa un cambio de dirección. Estos valores máximos se producen en el instante en el que las ruedas del vehículo pierden adherencia con el asfalto, deslizando por su excesiva velocidad de rotación en el caso de la aceleración o llevando al vehículo a deslizarse lateralmente en el caso del cambio de dirección.

Durante la competición, puede darse el caso extremo de que ambas condiciones sucedan al mismo tiempo, sin embargo, es una situación que difícilmente debería suceder, por lo que las cargas a las que se expondrán los bujes se encontrarán en todo momento en valores iguales o inferiores a los propuestos en este análisis, lo que beneficia a la disposición de un margen de seguridad en el diseño.

1.3.2 Frenada y cambio de dirección

Se contempla en segundo lugar la situación límite en la que el vehículo lleva a cabo una frenada fuerte, sin llegar a bloquear las ruedas en el proceso, efectuando de manera simultánea un cambio de dirección. Nuevamente estos valores máximos se corresponden con las condiciones de no deslizamiento de los neumáticos con el asfalto, bloqueándose por una fuerza excesiva en el disco de freno durante la frenada o llevando al vehículo a deslizarse lateralmente en el caso del cambio de dirección.

Este caso es aún menos probable que el planteado para la aceleración, puesto que difícilmente se llevará a cabo un cambio de dirección brusco durante una frenada fuerte. Esta situación no beneficia en absoluto la conducción del monoplaza, además de que puede resultar siendo peligrosa. Sin embargo, se van a tener en cuenta las cargas derivadas de estas condiciones de manera que se compruebe el adecuado comportamiento de la pieza en situaciones límite.

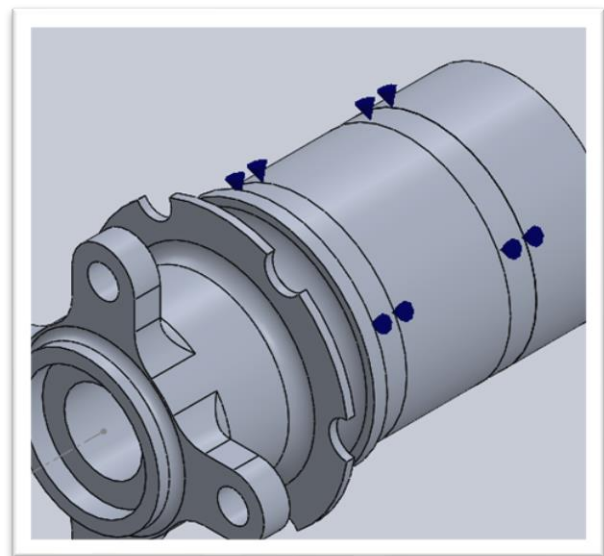
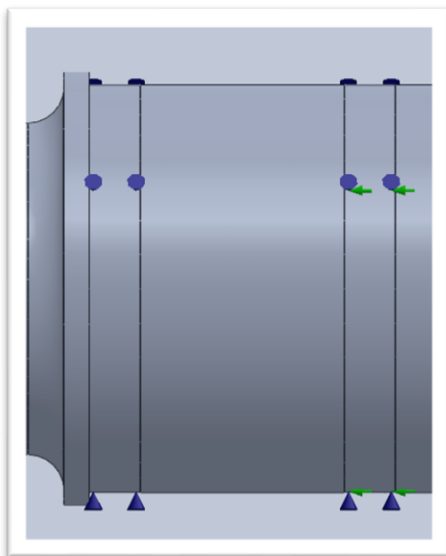
2 ESTUDIO DE TENSIONES EN ACELERACIÓN Y CURVA

2.1 Restricciones del modelo

Las restricciones en torno al modelo del buje trasero se han dispuesto de manera que se asemejen tanto como sea posible a los apoyos que tendrá en la realidad. A continuación, se analiza cada una de las sujeciones planteadas, empleando un soporte gráfico con su posición exacta:

→ Soportes de rodamiento

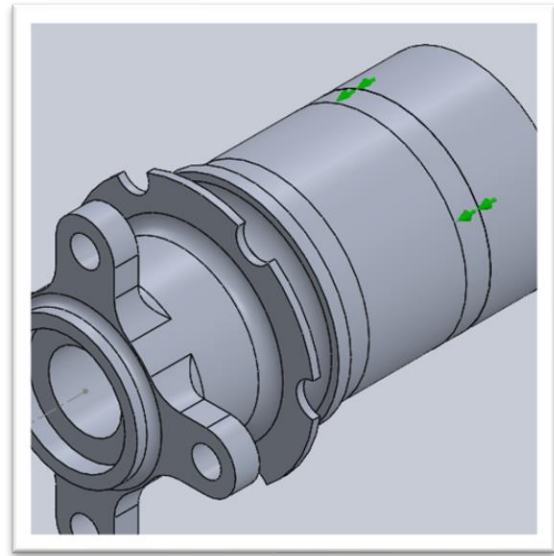
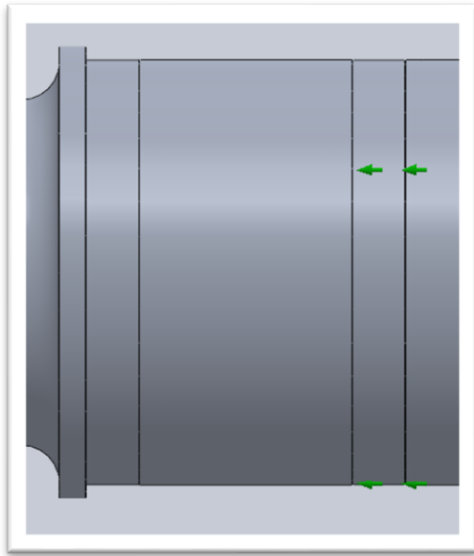
Situados en las dos franjas del cilindro en las que se colocarán los rodamientos una vez se ensamble la rueda trasera. Estas restricciones permiten simular el comportamiento del buje en su zona media mientras se transmiten las tensiones de un extremo a otro. Se corresponden con los conos de color azul.



Figuras 4 y 5: Sujeciones a modo de rodamiento en aceleración

→ Sujeciones en la dirección axial

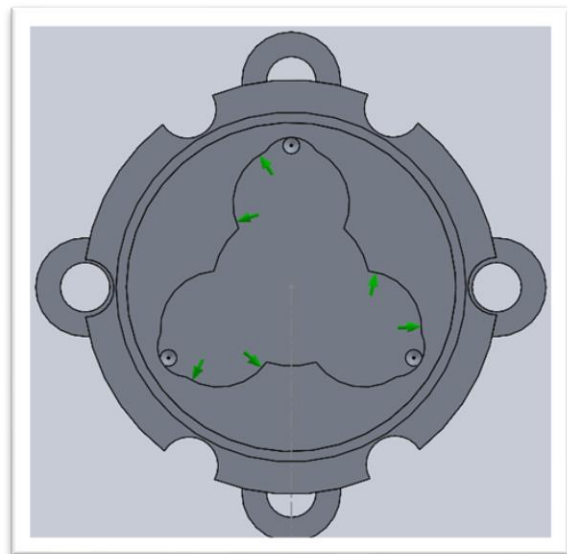
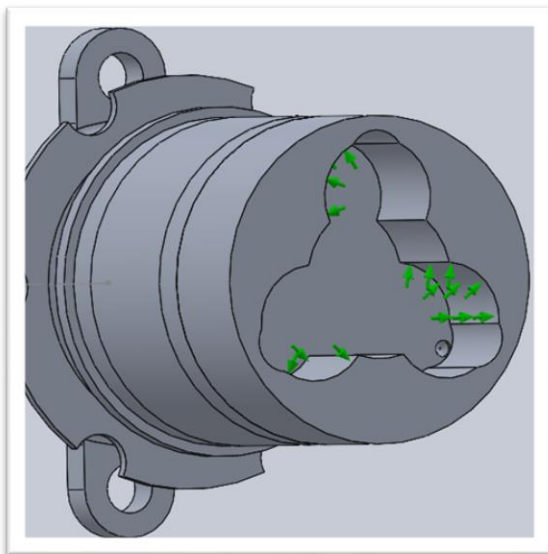
Esta sujeción simula el efecto que tendrá la tuerca de fijación de los rodamientos. Por medio de esta tuerca, el conjunto de los rodamientos se mantendrá en el interior de la mangueta, evitando desplazamientos axiales de estas piezas entre sí. Se corresponde con las flechas de color verde de las figuras 6 y 7.



Figuras 6 y 7: Sujeciones en la dirección axial en aceleración

→ **Sujeciones en el apoyo del palier**

Colocadas en tres franjas perpendiculares a las superficies de apoyo de las piezas de contacto entre el palier y el buje, conocidas como ‘trípode’. Estas sujeciones se utilizan para evitar el movimiento de rotación del buje, permitiendo transmitir las tensiones generadas en la rueda hasta el extremo en el que actúa el palier. Son las sujeciones más relevantes, puesto que, por las características de las fuerzas aplicadas, denotarán de manera significativa el comportamiento del cilindro, principalmente a torsión.



Figuras 8 y 9: Sujeciones en el apoyo del palier

2.2 Cargas actuantes

Con el fin de simular de la manera más realista posible los efectos de la conducción del monoplaza sobre los bujes del eje trasero, se han considerado unas condiciones concretas para la aplicación de las fuerzas. Tanto las magnitudes de estas cargas como su punto de aplicación sobre el modelo van a ser analizados.

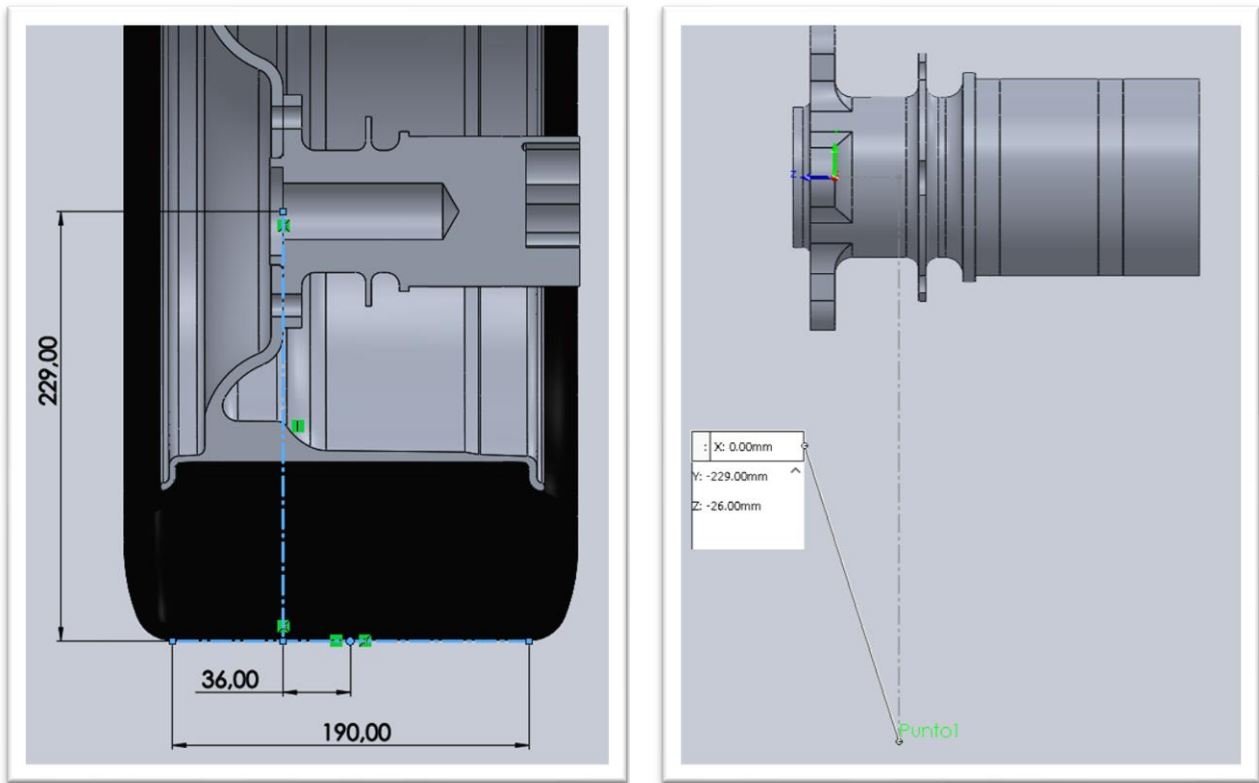
2.2.1 Punto de aplicación

Tal y como se expuso en el apartado de restricciones, en la unión del eje de transmisión trasero con el buje se han colocado limitaciones de movimiento evitando así la rotación del cilindro. De esta manera, las cargas que actúan sobre el buje deben colocarse en el extremo opuesto, simulando que es la rueda la que produce estas cargas. Se considera entonces que las cargas son fruto del contacto del neumático con el asfalto.

Tomando las dimensiones del conjunto de la llanta y el neumático, estando estos unidos al buje a través de los tornillos de fijación de la llanta, se ha optado por situar un punto coincidente con el punto medio de contacto entre el ancho de la banda de rodadura del neumático con el suelo. De esta manera, se asumirá la consideración de que todas las cargas están aplicadas sobre ese punto, simplificando este aspecto en el modelo.

A continuación, se añaden las figuras correspondientes a la acotación del punto mencionado:

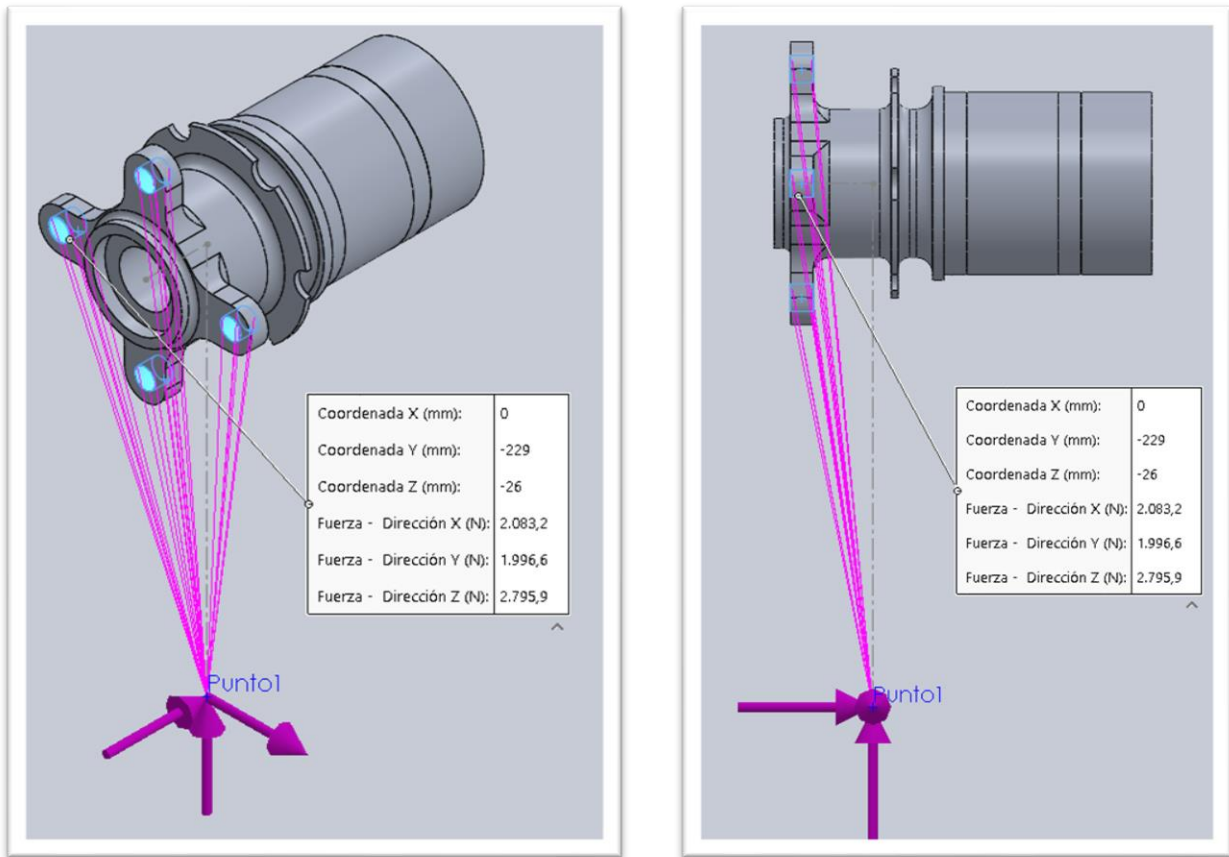
- En la primera figura se ha ensamblado el buje con la llanta y el neumático, de manera que pueda medirse la posición del punto medio de contacto de la goma con el asfalto con respecto a un punto de referencia en el buje. En este caso se ha optado por tomar el centro del cilindro del buje, en la cara en la que entra en contacto con la llanta, para la referencia de este punto. Para facilitar esta medición, se ha llevado a cabo un corte vertical en el ensamblaje, realizado en la mitad del conjunto.
- En la segunda imagen se muestra el buje aislado, habiendo realizado un croquis en su modelo con las coordenadas previamente obtenidas para situar el punto en cuestión en el que se aplicarán las fuerzas. Se han obtenido las coordenadas globales de este punto por medio del software empleado, de manera que se puedan situar posteriormente las cargas



Figuras 10 y 11: punto de aplicación de la carga en aceleración

Una vez localizado este punto, se deben fijar las condiciones en que se relacionan las caras aplicadas con la pieza analizada. Para ello, se va a recurrir a la herramienta de aplicación de fuerzas del módulo de análisis estático del 'SolidWorks' conocida como 'Masa Remota'. A través de este recurso, las fuerzas aplicadas estarán unidas de manera rígida a determinadas superficies del buje.

Para este caso, se van a seleccionar los cuatro taladros en los que se insertan los tornillos de unión del buje con la llanta, puesto que es a través de estos por donde se transmitirán las cargas del vehículo. En las figuras a continuación se remarcan estas superficies en azul, mientras que las cargas se representan mediante flechas de color magenta, situadas sobre el 'Punto 1'. Además, se pueden apreciar segmentos del mismo color que las cargas que indican la asociación de estas con las superficies de anclaje. Finalmente se añade un cuadro informativo con las coordenadas y magnitudes de cada carga.



Figuras 12 y 13: Representación de las cargas aplicadas mediante la herramienta de masa remota

2.2.2 Magnitud y dirección de las cargas

En el estudio de tensiones planteado, tal y como se señala en el título, se presenta la situación en la que el vehículo se encuentra acelerando a máxima potencia mientras realiza un cambio de dirección. Esta situación lleva asociada una serie de cargas que se aplicarán en la zona indicada en el apartado previo. Las cargas implicadas en el estudio son:

→ **Carga de torsión** derivada de la transmisión de potencia, con dirección en el eje X del modelo. Esta carga se corresponde con la fuerza de rozamiento que surge en el contacto entre el neumático y el asfalto al instante de acelerar. Al ser una carga tangente a la circunferencia de la rueda, es indiferente el sentido que tenga, puesto que el efecto será idéntico. Por el efecto descrito en el principio de D'Alembert, su valor se incrementa al tratarse del eje trasero, debido a que la inercia del vehículo durante la aceleración transfiere un porcentaje del peso a la parte trasera. Los cálculos analíticos de esta carga se han detallado con precisión en el Anexo I, hallando un resultado máximo correspondiente al eje trasero.

Carga de fricción máxima

$$T_{r,m\acute{a}x} = 3793,5 \text{ N}$$

Sin embargo, dadas las características del prototipo diseñado por el equipo de FSULL, el vehículo no tiene capacidad para transmitir esta magnitud de potencia desde el motor a las ruedas. Por ello, se ha calculado una carga de fricción asociada a la aceleración máxima a la que puede desplazarse el vehículo, cuyo valor es inferior al dato límite.

Carga de fricción considerada	$T_r =$	2083,2 N
--------------------------------------	---------	----------

Esta carga debe repartirse entre las ruedas traseras a partes iguales, sin embargo, se va a emplear un coeficiente de seguridad de manera que se lleve a cabo el análisis con el doble de fuerza en cada buje. Por lo tanto, el valor indicado es el valor que se va a emplear en el análisis para cada buje.

→ **Carga de flexión** derivada de la fuerza centrífuga del vehículo en una curva, con dirección en el eje horizontal (eje Z) del modelo, coincidiendo con la dirección axial del cilindro. El sentido de esta fuerza está dirigido hacia la parte interior del vehículo, ya que se trata de la reacción de los neumáticos al derrapar el vehículo lateralmente, deslizamiento que se produce hacia el exterior del mismo. Los cálculos analíticos de esta carga se han detallado de nuevo en el Anexo I, hallando un resultado de fuerza referido al apoyo de las cuatro ruedas.

Carga centrífuga máxima (global)	$F_{c,máx} =$	5591,7 N
---	---------------	----------

En el cálculo de esta fuerza se indica con detalle la metodología analítica seguida, según la cual, para esta carga se encuentran las cuatro ruedas del monoplaza en contacto con el suelo, repartiéndose la carga entre los cuatro bujes. Sin embargo, nuevamente se va a emplear un coeficiente de seguridad con el que se asuma un 200% de la carga durante el análisis de tensiones. Por ello, la carga empleada debe dividirse a la mitad:

Carga centrífuga máxima (cada buje)	$F_{c,máx} =$	2795,9 N
--	---------------	----------

→ **Carga de flexión** derivada de la reacción normal al peso del vehículo en el eje trasero, teniendo dirección vertical (eje Y) en el modelo. Tratándose de la reacción al apoyo de las ruedas, debe tener sentido ascendente. Esta fuerza no se corresponde con el peso estático del vehículo en el eje trasero, puesto que, de nuevo, por el principio de D'Alembert, se produce una transferencia de pesos en la aceleración que va a elevar la carga en la parte trasera. Estos análisis teóricos quedan reflejados en el anexo I del proyecto, hallando un resultado correspondiente al eje trasero.

Carga normal tras la transferencia de peso	$N_r =$	1996,6 N
---	---------	----------

Esta carga debe repartirse entre las ruedas traseras a partes iguales, sin embargo, se va a emplear un coeficiente de seguridad de manera que se lleve a cabo el análisis con el doble de fuerza en cada buje. Por lo tanto, el valor indicado es el valor que se va a emplear en el análisis para cada buje.

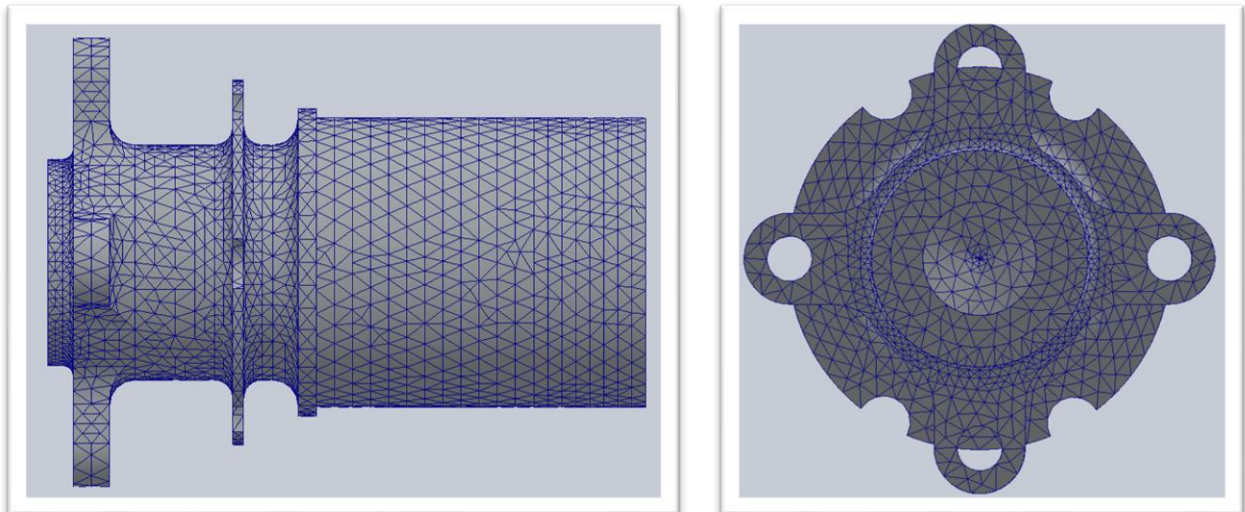
En las **figuras 12 y 13** de este anexo se pueden visualizar cada una de estas cargas con sus magnitudes y direcciones con respecto al buje.

2.3 Modelos numéricos. Características de la malla.

Se va a recurrir a la herramienta de edición de mallado del 'SolidWorks' con el fin de seleccionar un modelo de malla adecuado a la geometría del modelo. Concretamente, se va a emplear una malla basada en curvatura, en la que se van a ajustar los parámetros para disponer de un tamaño reducido de los elementos de la misma. Las características de la malla empleada son las siguientes:

- Tamaño máximo de elementos = 5 mm
- Tamaño mínimo de elementos = 2 mm
- Número mínimo de elementos en un círculo = 8
- Cociente de crecimiento del tamaño del elemento = 1,4

El aspecto del mallado del buje trasero puede verse con detalle a continuación a través de las figuras añadidas.



Figuras 14 y 15: Representación del mallado de la pieza

2.4 Resultados del análisis de tensiones

Una vez introducidos los parámetros previos al estudio de tensiones, se va a ejecutar la simulación y a analizar los resultados obtenidos. Se va a analizar tanto las tensiones de las diferentes zonas críticas del buje como sus respectivos desplazamientos.

En primer lugar, se va a adjuntar a continuación el resultado global de este estudio por medio de figuras y tablas:

Resultados de tensión

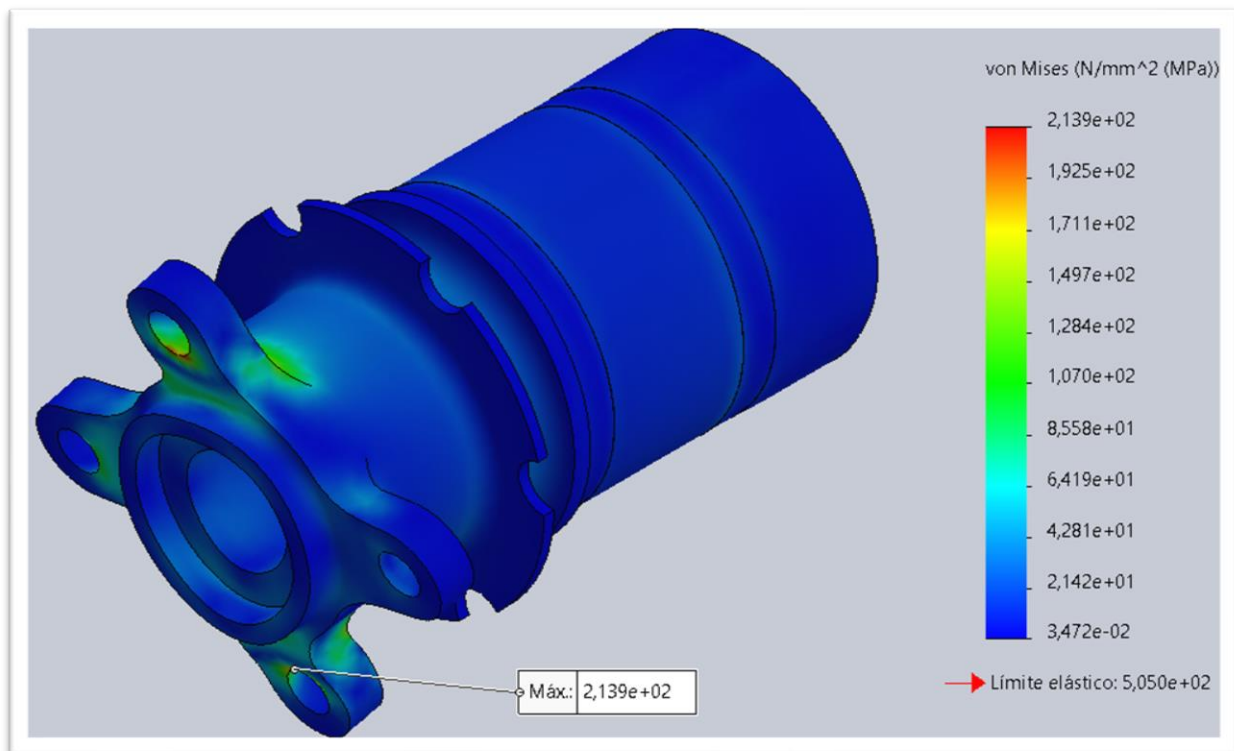


Figura 16: Gráfico de tensiones del buje

Valor máximo obtenido	213,9 MPa
Límite elástico del material	505,0 MPa
Porcentaje de sollicitación	42,36 %
Coefficiente de seguridad	2,36

Resultados de deformación

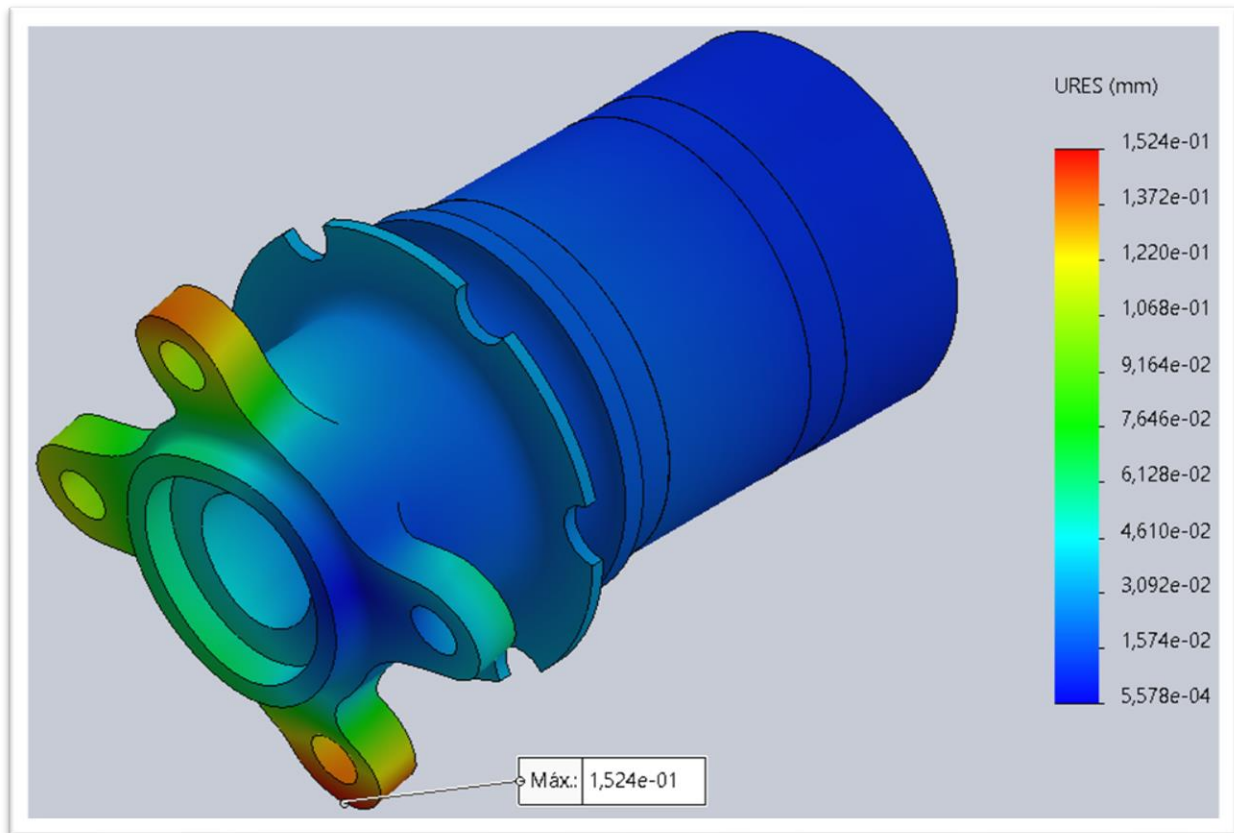
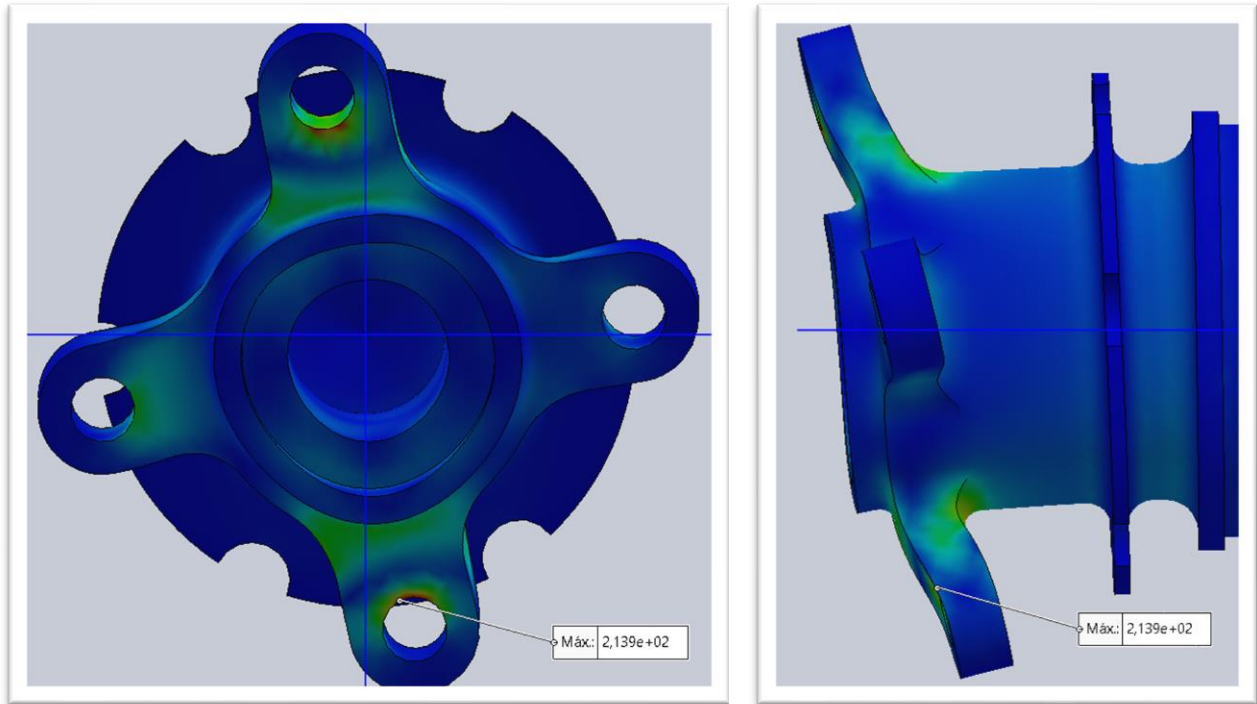


Figura 17: Gráfico de deformaciones del buje

Valor máximo obtenido	0,1524 mm
------------------------------	-----------

Como primer análisis general, cabe mencionar que el diseño del buje se adapta de manera ideal a las solicitaciones planteadas en este estudio. Como puede observarse, las tensiones máximas en el elemento no alcanzan el 50 % del valor de límite elástico para el aluminio 7075-T6. Esto a su vez debe ser analizado partiendo de la base de que en gran parte de las consideraciones teóricas y estructurales adoptadas se ha optado por primar el lado de la seguridad, asumiendo datos o situaciones que se encuentran por encima de las exigencias a las que realmente se verán sometidos estos elementos.

En cuanto al gráfico de tensiones de los bujes, se aprecia como la mayor parte del cilindro se encuentra en niveles muy bajos de carga. Los valores máximos para este apartado se encuentran situados en las extensiones de unión del buje con la llanta, zonas que se ven claramente afectadas por torsión y flexión.



Figuras 18 y 19: Efectos de la tensión en los anclajes del buje con la llanta

A través de las **figuras 18 y 19** puede disponerse de una visión de los efectos de las cargas sobre las zonas de anclaje del buje con la llanta. En este gráfico el desplazamiento del material de la pieza se muestra de manera exagerada, sin embargo, es fiel reflejo de lo que sucederá en el elemento una vez se aplique las cargas. En la imagen de la izquierda puede apreciarse como el cilindro ha padecido los efectos de la torsión, habiendo rotado ligeramente con respecto a los planos horizontal y vertical (en azul), siendo la carga de fricción derivada de la aceleración la causante de este efecto. En la derecha se muestra como las extensiones de unión con la llanta se ven flexionadas junto con el extremo del cilindro, fruto de la carga aplicada a modo de fuerza centrífuga. En cualquier caso, el resultado obtenido en esta zona entra dentro del esperado, no suponiendo problema alguno a la hora de cumplir con los requerimientos técnicos exigibles.

En la zona de unión de los bujes con el eje de transmisión, se producen también ligeras tensiones a causa de las restricciones colocadas sobre estas superficies. Esta es una zona delicada que debe mantenerse en regímenes admisibles de tensión, puesto que será el área sobre la que se transmita todo el par torsor del motor una vez se ponga en marcha.

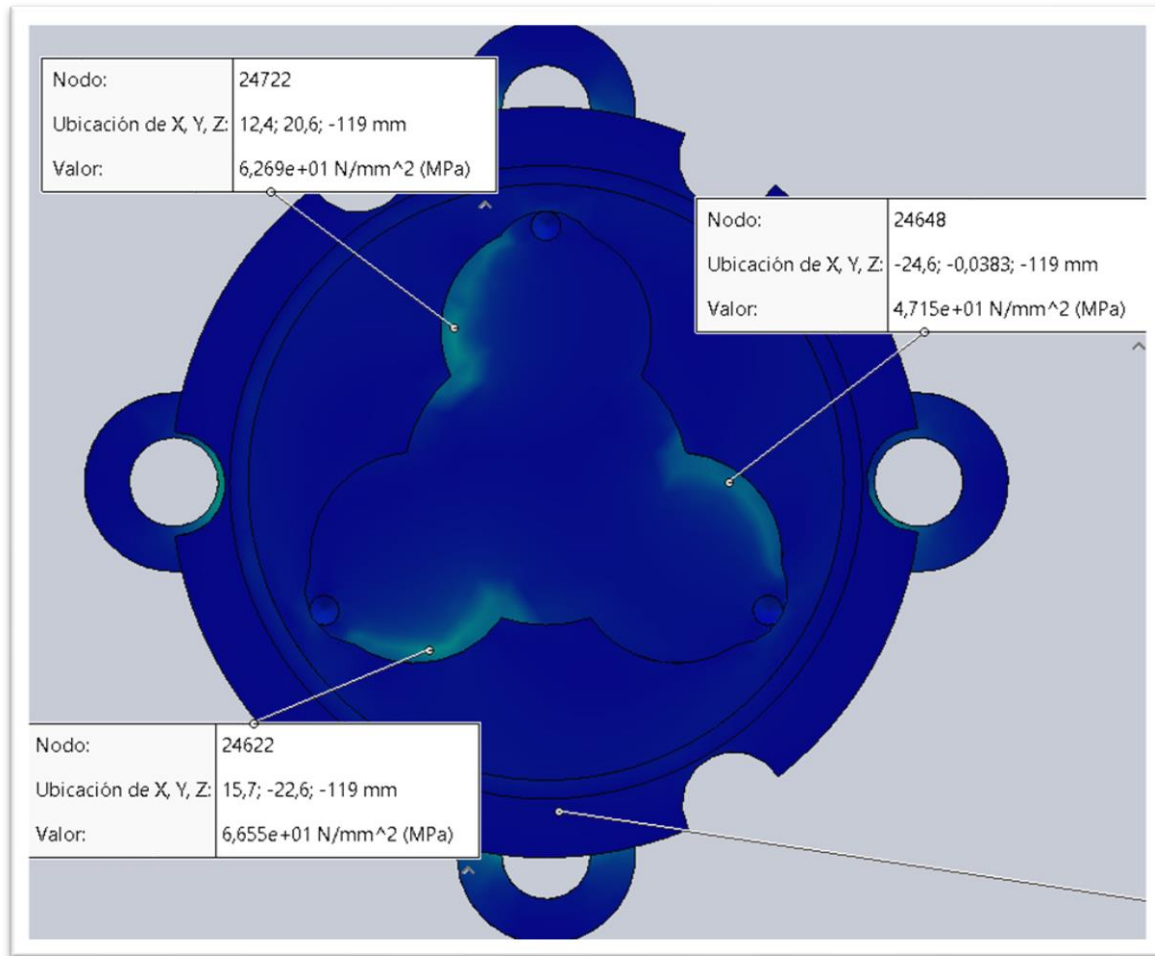


Figura 20: Efectos de la tensión en la unión de los bujes con el palier

La **figura 20** aporta una visión gráfica representativa las tensiones de la zona de unión del buje con el palier de transmisión. Se han seleccionado tres puntos de las zonas con niveles de tensión ligeramente superiores a la media circundante. Estos valores se mantienen por debajo de los 70 MPa, muy lejos del límite elástico del material. Por lo tanto, nuevamente se puede afirmar que la geometría elegida para esta zona del buje, dadas las solicitaciones aplicadas, es capaz de rendir correctamente.

Finalmente, en relación con las deformaciones experimentadas por la pieza, sus valores máximos se aproximan la décima y media de milímetro para la zona de unión con la llanta. Estos desplazamientos son despreciables teniendo en cuenta que la llanta a su vez va unida al neumático, que ya de por sí experimenta deformaciones muy superiores durante la conducción.

Como conclusión a este análisis, se ha comprobado que la pieza se comporta de manera satisfactoria ante las cargas aplicadas, encontrándose con margen frente a cargas imprevistas, y mostrándose suficientemente rígida ante las deformaciones. Por lo tanto, el diseño llevado a cabo se considera apto para su instalación en el vehículo.

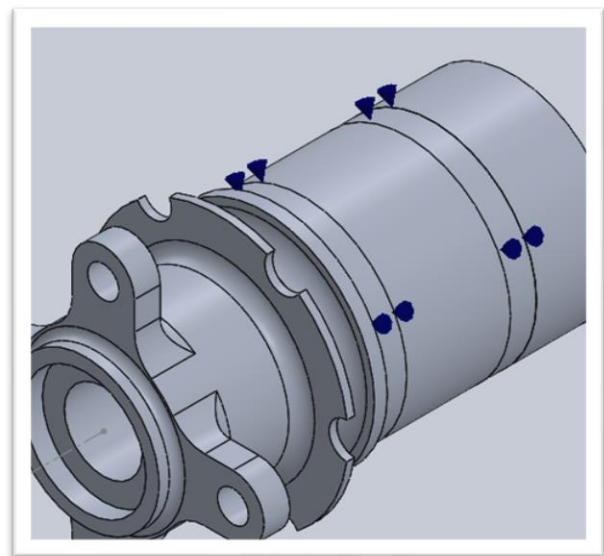
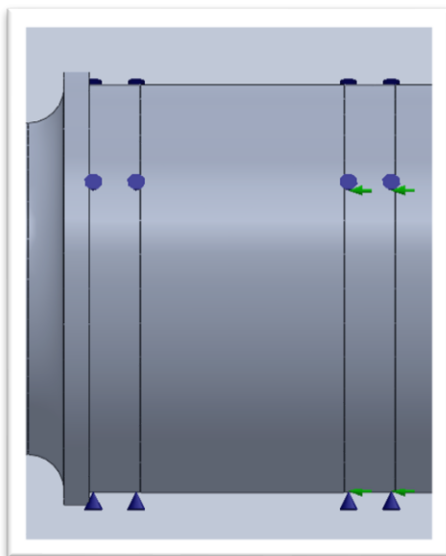
3 ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA Y CURVA

3.1 Restricciones del modelo

Las restricciones en torno al modelo del buje trasero se han dispuesto de manera que se asemejen tanto como sea posible a los apoyos que tendrá en la realidad. A continuación, se analiza cada una de las sujeciones planteadas, empleando un soporte gráfico con su posición exacta:

→ Soportes de rodamiento

Es idéntica a la empleada en el estudio de tensiones para la aceleración. Situados en las dos franjas del cilindro en las que se colocarán los rodamientos una vez se ensamble la rueda trasera. Estas restricciones permiten simular el comportamiento del buje en su zona media mientras se transmiten las tensiones de un extremo a otro. Se corresponden con los conos de color azul.



Figuras 21 y 22: Sujeciones a modo de rodamiento en frenada

→ Sujeciones en la dirección axial

Es idéntica a la empleada en el estudio de tensiones para la aceleración. Esta sujeción simula el efecto que tendrá la tuerca de fijación de los rodamientos. Por medio de esta tuerca, el conjunto de los rodamientos se mantendrá en el interior de la mangueta, evitando desplazamientos axiales de estas piezas entre sí. Se corresponde con las flechas de color verde.

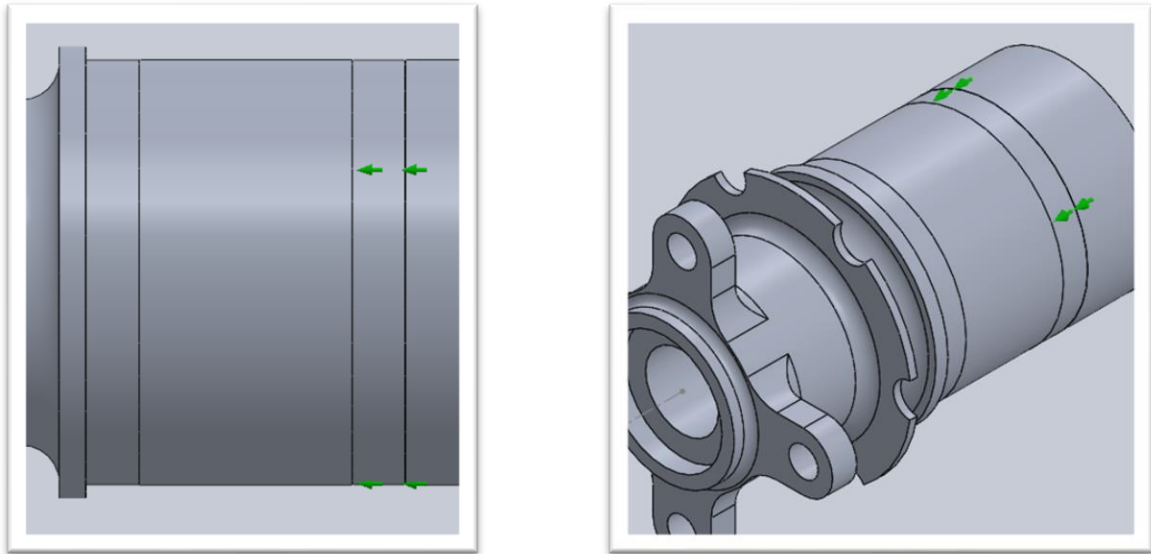


Figura 23 y 24: Sujeciones en la dirección axial en frenada

→ Sujeciones en los anclajes del disco de freno

Las sujeciones en los anclajes del disco de freno van colocadas en cada uno de los huecos semi cilíndricos en los que se sitúa este. A través de estos apoyos se restringen todos los movimientos radiales del buje, además de la rotación sobre su eje. En este estudio son las sujeciones más relevantes, al simular el efecto de retención provocado por la pastilla de freno sobre el disco. Al situarse la restricción en esta zona, las tensiones relevantes se concentrarán en torno a ella, en lugar de transmitirse hasta el extremo de unión del palier.

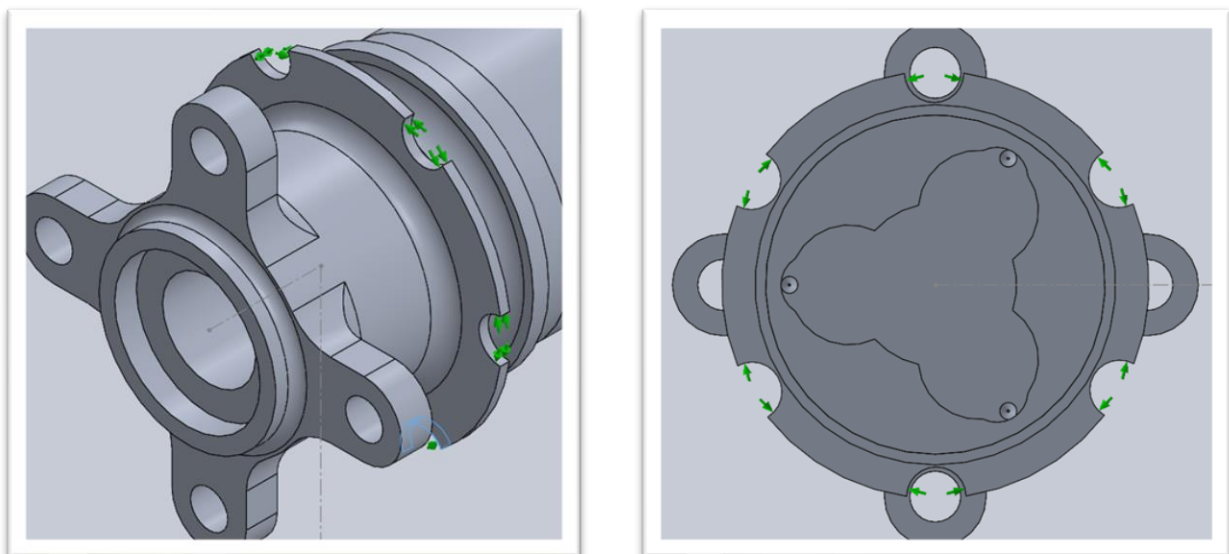


Figura 25 y 26: Sujeciones en los anclajes del freno

3.2 Cargas actuantes

Con el fin de simular de la manera más realista posible los efectos de la conducción del monoplaza sobre los bujes del eje trasero, se han considerado unas condiciones concretas para la aplicación de las fuerzas. Tanto las magnitudes de estas cargas como su punto de aplicación sobre el modelo van a ser analizados.

3.2.1 Punto de aplicación

Para el estudio de tensiones en el caso de la frenada, se va a seguir un procedimiento similar a la hora de situar el punto de aplicación de las fuerzas implicadas al que se llevó a cabo en el estudio en la aceleración. Con el fin de simular los efectos del apoyo del neumático con el asfalto, se colocarán las cargas en este punto de contacto.

Tomando las dimensiones del conjunto de la llanta y el neumático, estando estos unidos al buje a través de los tornillos de fijación de la llanta, se ha optado por situar un punto coincidente con el punto medio de contacto entre el ancho de la banda de rodadura del neumático con el suelo (Punto 1). De esta manera, se asumirá la consideración de que todas las cargas están aplicadas sobre ese punto, simplificando este aspecto en el modelo.

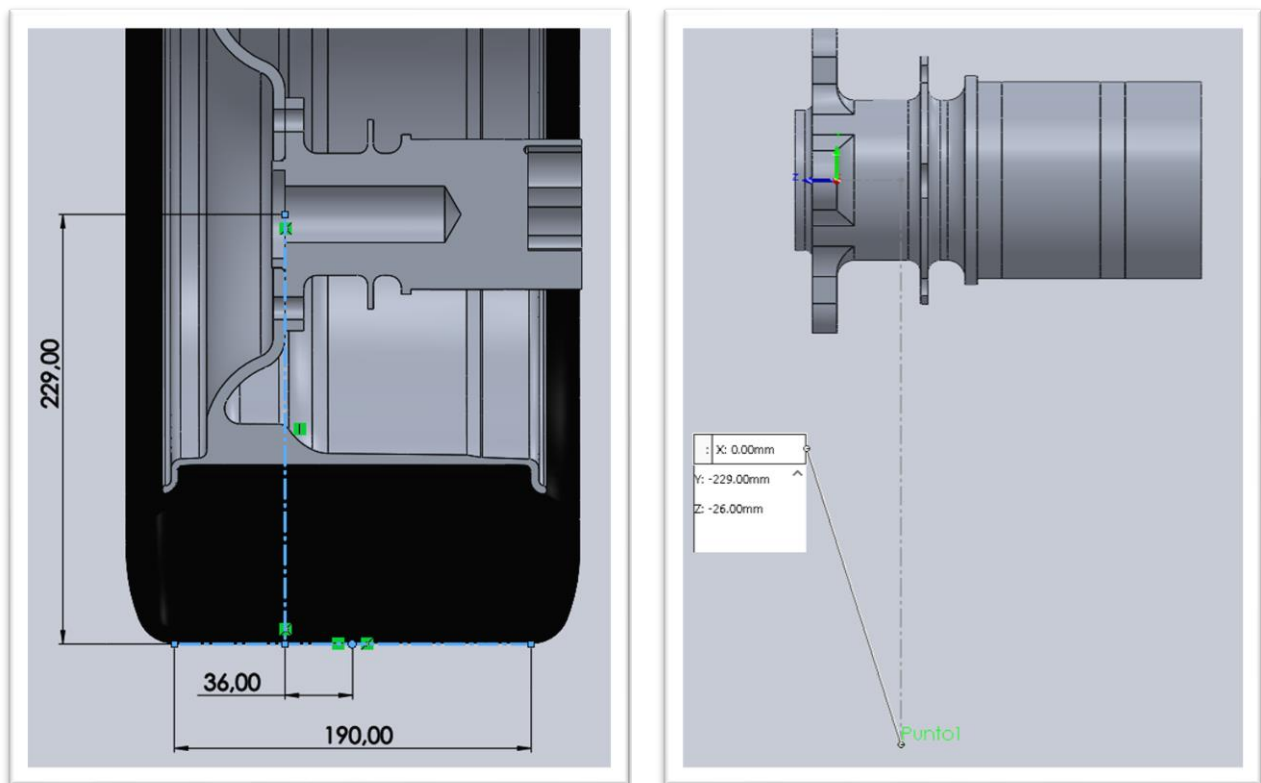


Figura 27 y 28: Punto de aplicación de la carga en frenada

Se han adjuntado las figuras referentes al punto en el que se aplicará la carga (**figuras 27 y 28**), siendo estas idénticas a las que se expusieron en el estudio previo.

Se recurre a su vez a la herramienta de aplicación de fuerzas del módulo de análisis estático del 'SolidWorks' conocida como 'Masa Remota'. Como ya se explicó, esta herramienta va a permitir asociar determinadas superficies de la pieza con las cargas aplicadas. Para el análisis en frenada se van a seleccionar las mismas caras que para el análisis de aceleración, siendo estas las caras interiores de los huecos de unión del buje con la llanta.

En las figuras a continuación se remarcan estas superficies en azul, mientras que las cargas se representan mediante flechas de color magenta, situadas sobre el 'Punto 1'. Además, se pueden apreciar segmentos del mismo color que las cargas que indican la asociación de estas con las superficies de anclaje. Finalmente se añade un cuadro informativo con las coordenadas y magnitudes de cada carga.

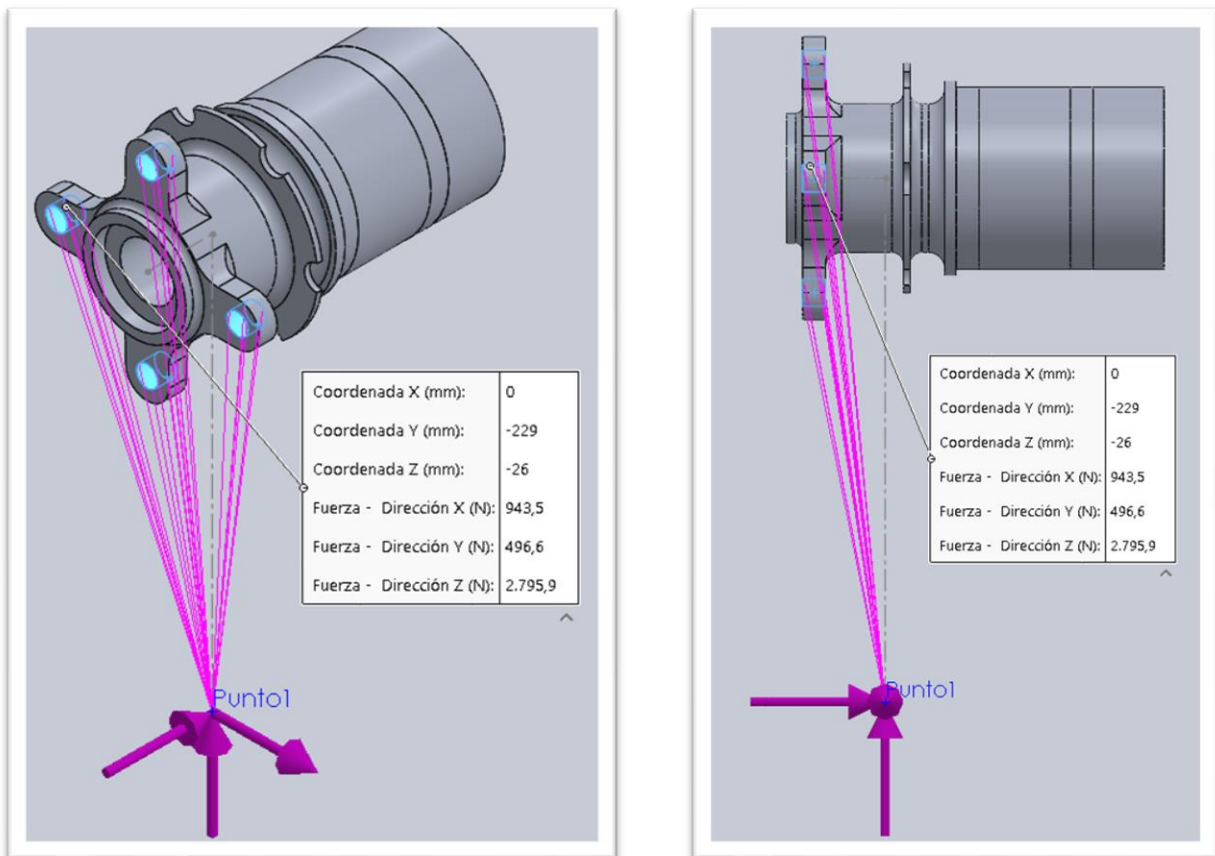


Figura 29 y 30: Representación de las cargas aplicadas mediante la herramienta de masa remota

3.2.2 Magnitud y dirección de las cargas

En el estudio de tensiones planteado, tal y como se señala en el título, se presenta la situación en la que el vehículo se encuentra frenando mientras realiza un cambio de dirección. Esta situación lleva asociada una serie de cargas que se aplicarán en la zona indicada en el apartado previo. Las cargas implicadas en el estudio son:

→ **Carga de torsión** derivada de la transferencia de fuerza del sistema de freno, con dirección en el eje X del modelo. Esta carga se corresponde con la fuerza de rozamiento que surge en el contacto entre el neumático y el asfalto al instante de frenar. Al ser una carga tangente a la circunferencia de la rueda, es indiferente el sentido que tenga, puesto que el efecto será idéntico. Por el efecto descrito en el principio de D'Alembert, su valor se ve reducido al tratarse del eje trasero, debido a que la inercia del vehículo durante la frenada transfiere un porcentaje del peso a la parte delantera, reduciendo la carga sobre el eje trasero. Los cálculos analíticos de esta carga se han detallado con precisión en el Anexo I, hallando un resultado máximo correspondiente al eje trasero.

Carga de fricción máxima

$$B_{r,m\acute{a}x} = 943,5 \text{ N}$$

Esta carga debe repartirse entre las ruedas traseras a partes iguales, sin embargo, se va a emplear un coeficiente de seguridad de manera que se lleve a cabo el análisis con el doble de fuerza en cada buje. Por lo tanto, el valor indicado es el valor que se va a emplear en el análisis para cada buje.

→ **Carga de flexión** derivada de la fuerza centrífuga del vehículo en una curva, con dirección en el eje horizontal (eje Z) del modelo, coincidiendo con la dirección axial del cilindro. El sentido de esta fuerza está dirigido hacia la parte interior del vehículo, ya que se trata de la reacción de los neumáticos al derrapar el vehículo lateralmente, deslizamiento que se produce hacia el exterior del mismo. Es idéntica a la empleada para aceleración. Los cálculos analíticos de esta carga se han detallado de nuevo en el Anexo I, hallando un resultado de fuerza referido al apoyo de las cuatro ruedas.

Carga centrífuga máxima (global)

$$F_{c,m\acute{a}x} = 5591,7 \text{ N}$$

En el cálculo de esta fuerza se indica con detalle la metodología analítica seguida, según la cual, para esta carga se encuentran las cuatro ruedas del monoplaza en contacto con el suelo, repartiéndose la carga entre los cuatro bujes. Sin embargo, nuevamente se va a emplear un coeficiente de seguridad con el que se asuma un 200% de la carga durante el análisis de tensiones. Por ello, la carga empleada debe dividirse a la mitad:

Carga centrífuga máxima (cada buje)

$$F_{c,m\acute{a}x} = 2795,9 \text{ N}$$

→ **Carga de flexión** derivada de la reacción normal al peso del vehículo en el eje trasero, teniendo dirección vertical (eje Y) en el modelo. Tratándose de la reacción al apoyo de las ruedas, debe tener sentido ascendente. Esta fuerza no se corresponde con el peso estático del vehículo en el eje trasero, puesto que, de nuevo, por el principio de D'Alembert, se produce una transferencia de pesos en la frenada que va a reducir la carga en la parte trasera. Estos análisis teóricos quedan reflejados en el anexo I del proyecto, hallando un resultado correspondiente al eje trasero.

Carga normal tras la transferencia de peso

$$N_r = 1996,6 \text{ N}$$

Esta carga debe repartirse entre las ruedas traseras a partes iguales, sin embargo, se va a emplear un coeficiente de seguridad de manera que se lleve a cabo el análisis con el doble de fuerza en cada buje. Por lo tanto, el valor indicado es el valor que se va a emplear en el análisis para cada buje.

En las figuras **29 y 30** de este anexo se pueden visualizar cada una de estas cargas con sus magnitudes y direcciones con respecto al buje.

3.3 Modelos numéricos. Características de la malla.

Se va a recurrir a la herramienta de edición de mallado del 'SolidWorks' con el fin de seleccionar un modelo de malla adecuado a la geometría del modelo. Concretamente, se va a emplear una malla basada en curvatura, en la que se van a ajustar los parámetros para disponer de un tamaño reducido de los elementos de la misma. Las características de la malla empleada son las siguientes:

- Tamaño máximo de elementos = 5 mm
- Tamaño mínimo de elementos = 2 mm
- Número mínimo de elementos en un círculo = 8
- Cociente de crecimiento del tamaño del elemento = 1,4

Dado que los parámetros de mallado en este estudio son idénticos a los expuestos en el estudio de tensiones de aceleración, si se quiere disponer de un soporte gráfico de la malla puede consultarse la **figuras 14 y 15** de este mismo anexo.

3.4 Resultados del análisis de tensiones

Una vez introducidos los parámetros previos al estudio de tensiones, se va a ejecutar la simulación y a analizar los resultados obtenidos. Se va a analizar tanto las tensiones de las diferentes zonas críticas del buje como sus respectivos desplazamientos.

En primer lugar, se va a adjuntar a continuación el resultado global de este estudio por medio de figuras y tablas:

Resultados de tensión

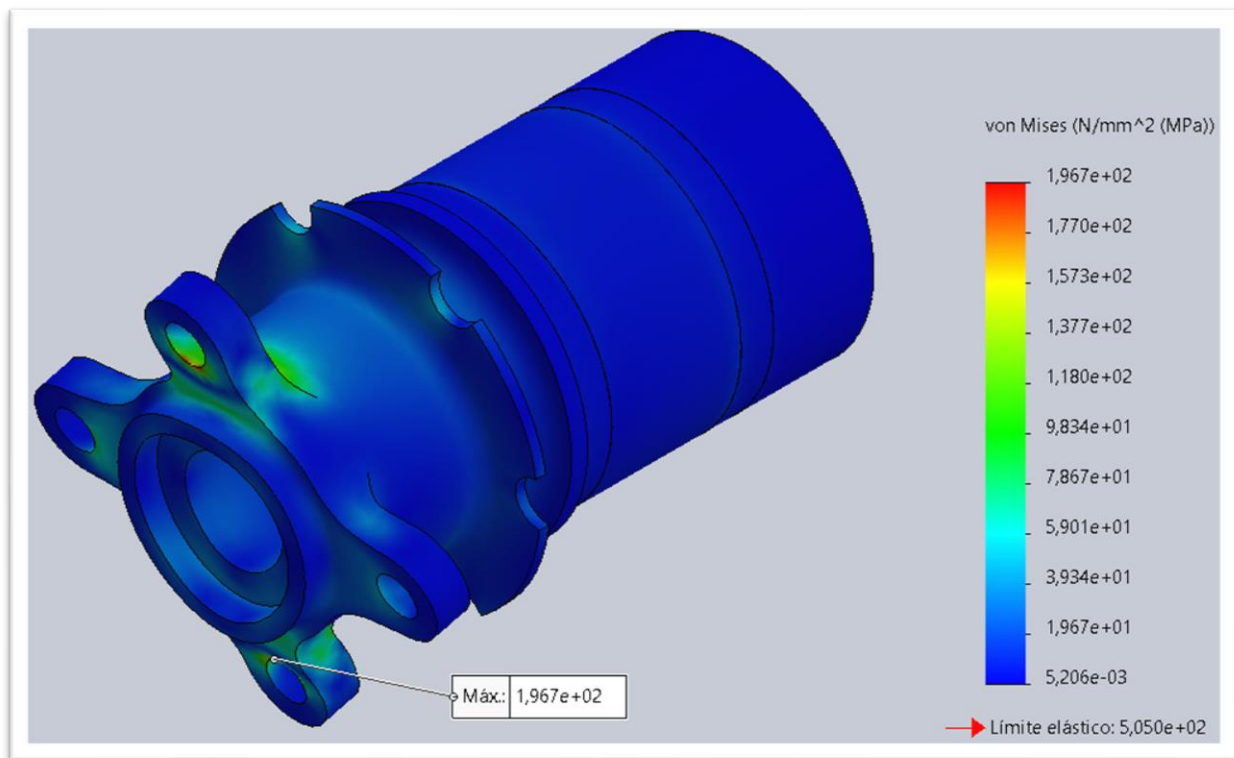


Figura 31: Gráfico de tensiones del buje

Valor máximo obtenido	196,7 MPa
Límite elástico del material	505,0 MPa
Porcentaje de sollicitación	39,15 %

Resultados de deformación

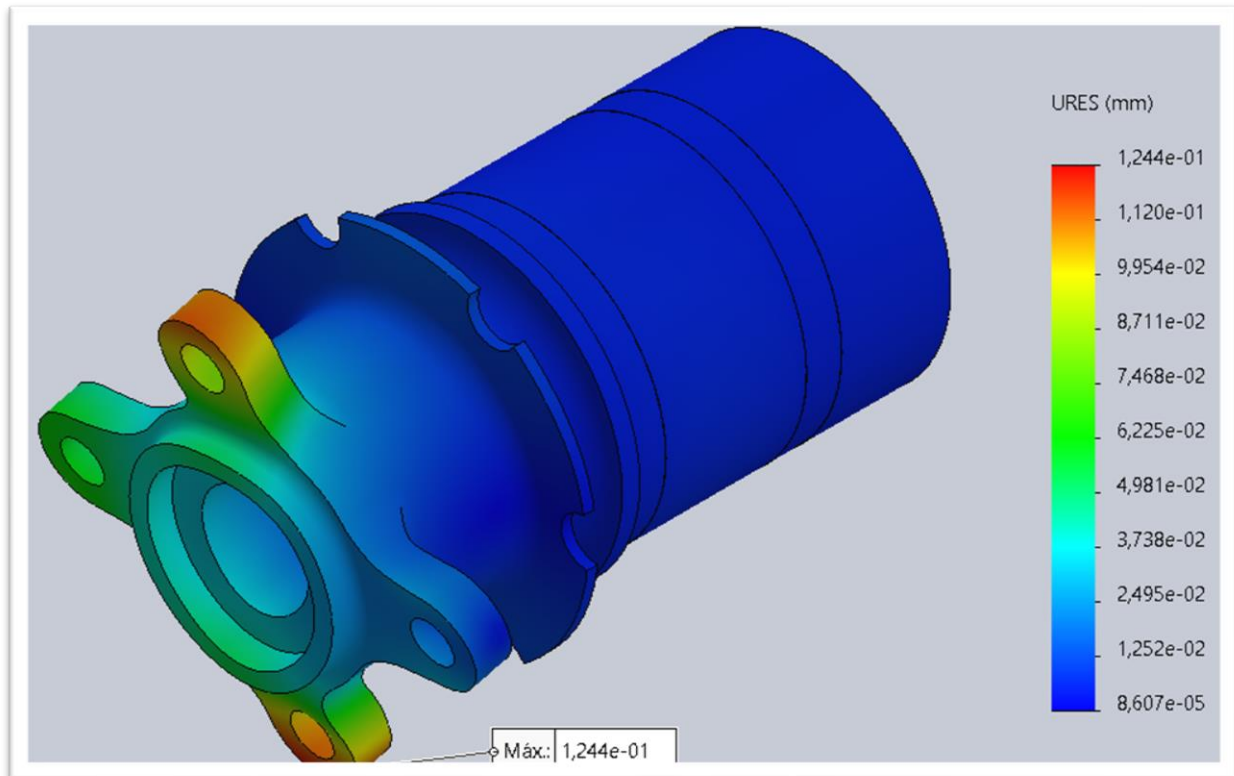
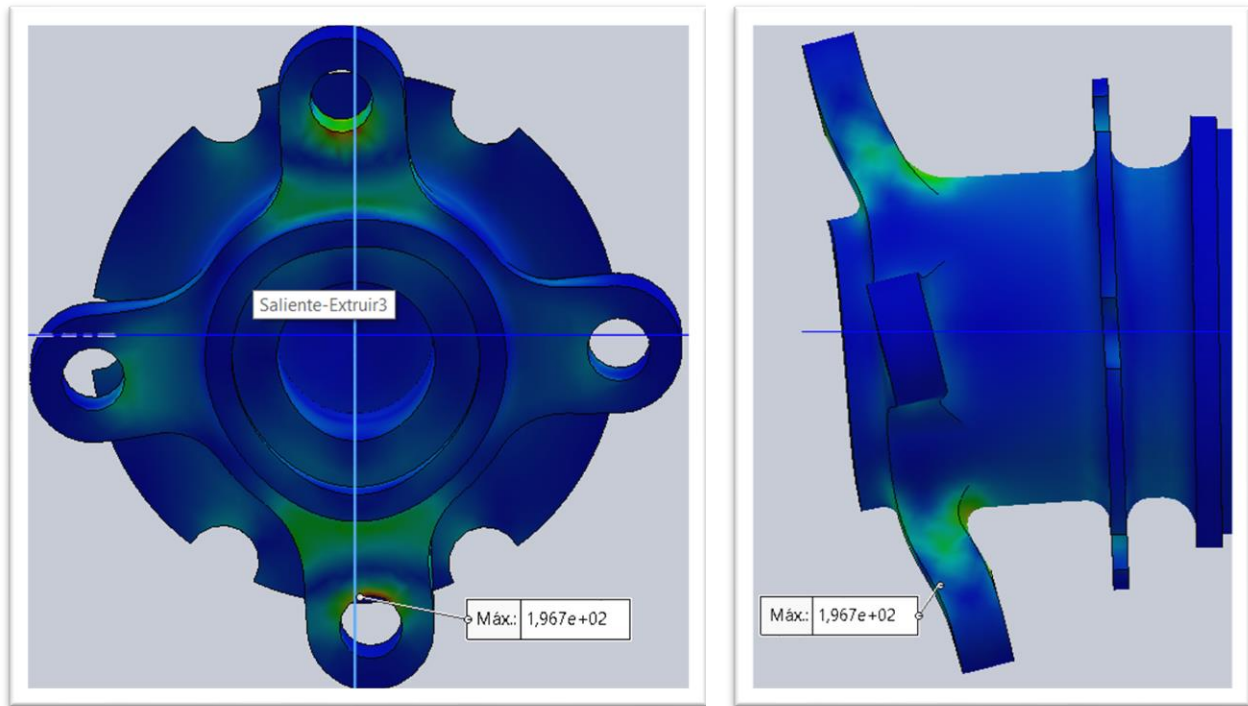


Figura 32: Gráfico de deformaciones del buje

Valor máximo obtenido	0,1244 mm
------------------------------	-----------

Como primer análisis general, cabe mencionar que el diseño del buje se adapta de manera ideal a las solicitaciones planteadas en este estudio. Como puede observarse, las tensiones máximas en el elemento no alcanzan el 40 % del valor de límite elástico para el aluminio 7075-T6. Esto a su vez debe ser analizado partiendo de la base de que en gran parte de las consideraciones teóricas y estructurales adoptadas se ha optado por primar el lado de la seguridad, asumiendo datos o situaciones que se encuentran por encima de las exigencias a las que realmente se verán sometidos estos elementos.

En cuanto al gráfico de tensiones de los bujes, se aprecia como la mayor parte del cilindro se encuentra en niveles muy bajos de carga. Tal y como era de esperar, teniendo de referencia lo sucedido en el estudio de tensiones en la aceleración, los valores máximos de carga se encuentran concentrados entorno a las uniones del buje con la llanta, padeciendo claramente los efectos de la torsión y la flexión.



Figuras 33 y 34: Efectos de la tensión en los anclajes del buje con la llanta

A través de las **figuras 33 y 34** puede disponerse de una visión de los efectos de las cargas sobre las zonas de anclaje del buje con la llanta. En este gráfico el desplazamiento del material de la pieza se muestra de manera exagerada, sin embargo, es fiel reflejo de lo que sucederá en el elemento una vez se apliquen las cargas. En la imagen de la izquierda puede apreciarse como el cilindro está sometido a torsión, habiendo rotado ligeramente con respecto a los planos horizontal y vertical (en azul), siendo la carga de fricción derivada de la frenada la causante de este efecto. En la derecha se muestra como las extensiones de unión con la llanta se ven flexionadas junto con el extremo del cilindro, fruto de la carga aplicada a modo de fuerza centrífuga. En cualquier caso, el resultado obtenido en esta zona entra dentro del esperado, no suponiendo problema alguno a la hora de cumplir con los requerimientos técnicos exigibles.

En la zona de unión del buje con el disco de freno, lugar en el que se concentran las restricciones impuestas en este estudio, se producen ligeros aumentos en los niveles de tensión. Es a través de estos huecos por donde se deben transmitir las fuerzas del sistema de frenada, por lo que deben mantenerse en niveles de carga admisibles que no interfieran en el funcionamiento normal de este sistema.

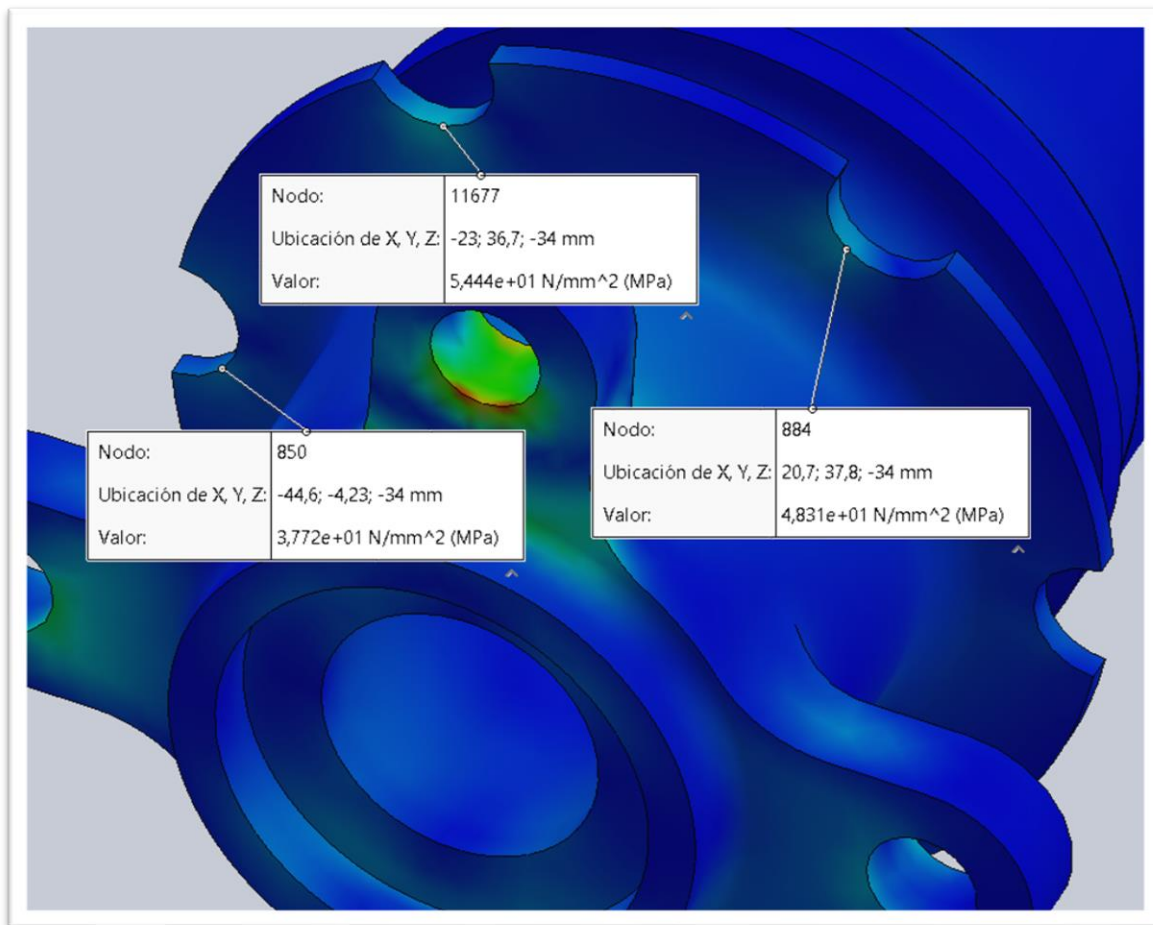


Figura 35: Efectos de la tensión sobre los anclajes del disco de freno

La **figura 35** aporta una visión gráfica representativa las tensiones de la zona de unión del buje con el disco de freno. Se han seleccionado tres puntos de las zonas con niveles de tensión ligeramente superiores a la media circundante. Estos valores se mantienen por debajo de los 55 MPa, muy lejos del límite elástico del material. Por lo tanto, nuevamente se puede afirmar que la geometría elegida para esta zona del buje, dadas las solicitaciones aplicadas, es capaz de rendir correctamente.

Finalmente, en relación con las deformaciones experimentadas por la pieza, sus valores máximos se aproximan la décima de milímetro para la zona de unión con la llanta. Estos desplazamientos son despreciables teniendo en cuenta que la llanta a su vez va unida al neumático, que ya de por sí experimenta deformaciones muy superiores durante la conducción.

Como conclusión a este análisis, se ha comprobado que la pieza se comporta de manera satisfactoria ante las cargas aplicadas, encontrándose con margen frente a cargas imprevistas de tensión, y mostrándose suficientemente rígida ante las deformaciones. Por lo tanto, el diseño llevado a cabo se considera apto para su instalación en el vehículo.

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANEXO III: SIMULACIONES
COMPUTACIONALES, BUJE DELANTERO**

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN
MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, junio de 2021

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1	Características del modelo 3D.....	1
1.2	Vistas del modelo	2
1.3	Estudios de tensiones	3
1.3.1	Frenada y cambio de dirección.....	3
2	ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA Y CURVA.....	4
2.1	Restricciones del modelo	4
2.2	Cargas actuantes	6
2.2.1	Punto de aplicación	6
2.2.2	Magnitud y dirección de las cargas	8
2.3	Modelos numéricos. Características de la malla.	10
2.4	Resultados del análisis de tensiones.....	12

1 INTRODUCCIÓN

El propósito de este anexo es el de demostrar que los bujes diseñados para el eje delantero del vehículo de FSULL tienen las características adecuadas para mantener su integridad estructural durante la puesta en funcionamiento del vehículo.

Estas demostraciones se van a llevar a cabo a través de ambos análisis estáticos sobre las piezas diseñadas empleando el método de 'cálculo de elementos finitos'. Se va a recurrir a herramientas informáticas que faciliten el proceso de cálculo, concretamente, al software de cálculo y diseño 3D 'SolidWorks'.

1.1 Características del modelo 3D

El buje diseñado para el eje delantero del monoplaza se compone de un cilindro semi hueco sobre el que se disponen una serie de elementos que cumplirán diversas funciones relativas al funcionamiento del vehículo. Está compuesto de **aluminio 7075-T6**, material que por su ligereza y resistencia supone una elección idónea para un monoplaza de competición de pequeño tamaño. Concretamente, este material cuenta con un límite elástico de 505 MPa.

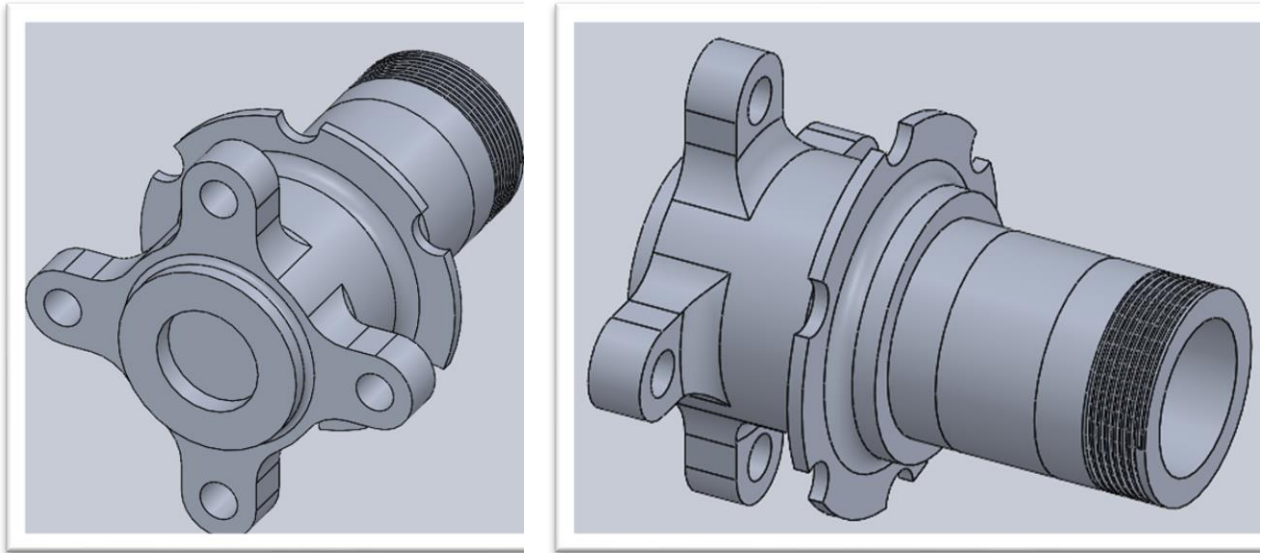
El buje diseñado para el eje frontal del monoplaza es un elemento de suma importancia para el correcto funcionamiento de los sistemas de dirección, suspensión y frenada. Esto es así debido a que entra en contacto directo con elementos que integran todos estos sistemas:

- Sistema de dirección: se encuentra en contacto con la mangueta a través de dos rodamientos, por lo que transmite los movimientos del sistema de dirección. Permitiendo llevar a cabo cambios de dirección en el vehículo. Esta función debe cumplirla manteniendo una geometría concéntrica entre estos dos elementos, asegurando que no se interfiera en la rotación de la rueda.
- Sistema de suspensión: se encuentra en contacto con la mangueta a través de dos rodamientos, transmitiendo los movimientos y vibraciones que se producen en las ruedas hasta la mangueta. De igual manera, mangueta y buje deben mantenerse concéntricos.
- Sistema de frenada: en la superficie del buje se encuentran los anclajes donde debe colocarse el disco de freno, punto crítico de estudio de este elemento por las tensiones que se pueden generar durante una frenada brusca.

1.2 Vistas del modelo

Para una mejor comprensión de la geometría, a continuación, se van a incluir una serie de figuras en las que se muestra el modelo diseñado en diversas perspectivas.

Vistas 3D



Figuras 1 y 2: Perspectiva isométrica de ambas caras del cilindro.

Vista lateral

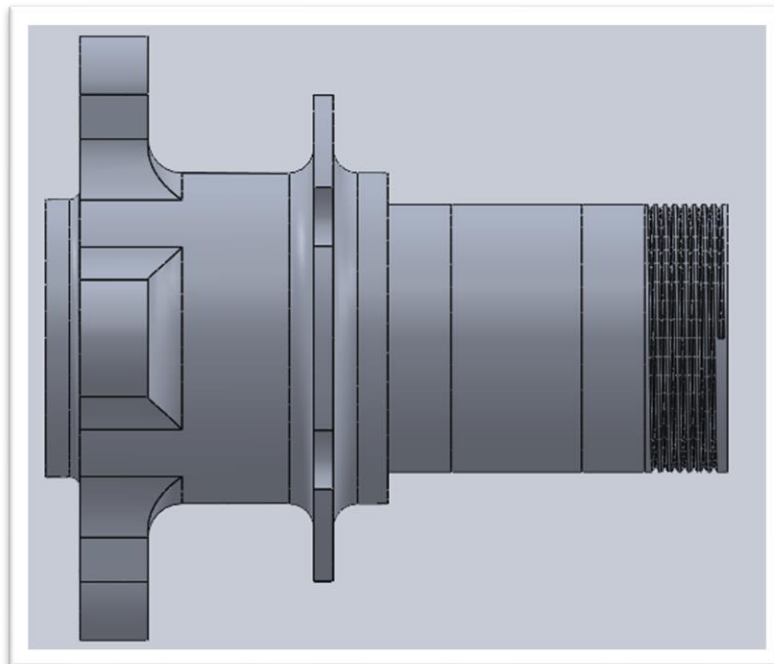


Figura 3: Vista lateral del buje trasero.

1.3 Estudios de tensiones

Según lo reflejado en el Anexo I de cálculos analíticos, para el caso del eje frontal, las cargas a tener en cuenta se centran en el proceso de frenada. Al no disponer de transmisión en el eje delantero, los bujes no se ven sometidos a tensiones relacionadas con la aceleración del coche, por lo que, en este anexo, el estudio de tensiones realizado se llevará a cabo entorno a la situación de frenada.

1.3.1 Frenada y cambio de dirección

Se contempla para el único estudio de tensiones, la situación límite en la que el vehículo lleva a cabo una frenada brusca, sin llegar a bloquear las ruedas en el proceso, efectuando de manera simultánea un cambio de dirección. Los valores máximos de carga se corresponden con las condiciones de no deslizamiento de los neumáticos con el asfalto, bloqueándose por una fuerza excesiva en el disco de freno durante la frenada o llevando al vehículo a deslizarse lateralmente en el caso del cambio de dirección.

Esta situación rara vez sucederá, puesto que difícilmente se llevará a cabo un cambio de dirección brusco durante una frenada fuerte. Esto no beneficia en absoluto la conducción del monoplaza, además de que puede resultar siendo peligrosa. Sin embargo, se van a tener en cuenta las cargas derivadas de estas condiciones de manera que se compruebe el adecuado comportamiento de la pieza en situaciones límite.

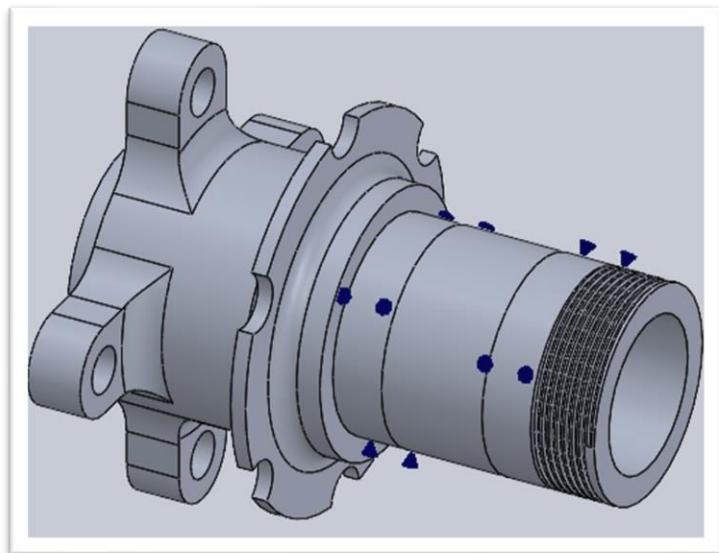
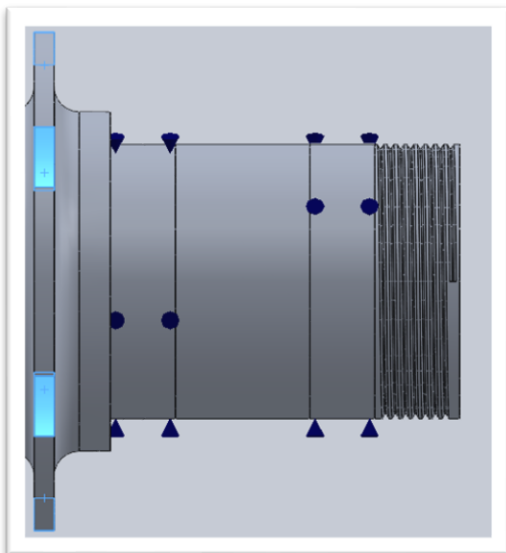
2 ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA Y CURVA

2.1 Restricciones del modelo

Las restricciones en torno al modelo del buje delantero se han dispuesto de manera que se asemejen tanto como sea posible a los apoyos que tendrá en la realidad. A continuación, se analiza cada una de las sujeciones planteadas, empleando un soporte gráfico con su posición exacta:

→ Soportes de rodamiento

Situados en las dos franjas del cilindro en las que se colocarán los rodamientos una vez se ensamble la rueda trasera. Estas restricciones permiten simular el comportamiento del buje en su zona media mientras se transmiten las tensiones de un extremo a otro. Se corresponden con los conos de color azul.



Figuras 4 y 5: Sujeciones a modo de rodamiento en frenada

→ Sujeciones en la dirección axial

Esta sujeción simula el efecto que tendrá la tuerca de fijación de los rodamientos. Por medio de esta tuerca, el conjunto de los rodamientos se mantendrá en el interior de la mangueta, evitando desplazamientos axiales de estas piezas entre sí. Se corresponde con las flechas de color verde de las figuras 6 y 7.

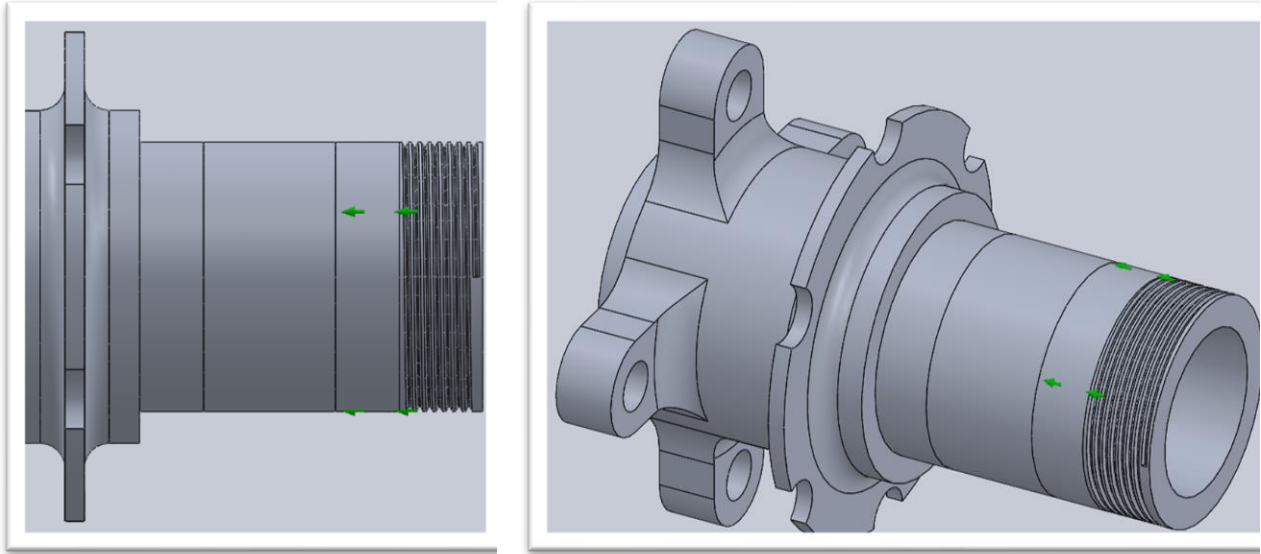


Figura 6 y 7: Sujeciones en la dirección axial en frenada

→ **Sujeciones en los anclajes del disco de freno**

Las restricciones en los anclajes del disco van colocadas en cada uno de los huecos semi cilíndricos en los que se sitúan este. Evitando que se produzcan movimientos radiales del buje, además de la rotación sobre su eje. En este estudio son las sujeciones más relevantes, al simular el efecto de retención provocado por la pastilla de freno sobre el disco. Al situarse la restricción en esta zona, las tensiones relevantes se concentrarán en torno a ella, en lugar de transmitirse hasta el extremo de unión del eje delantero.

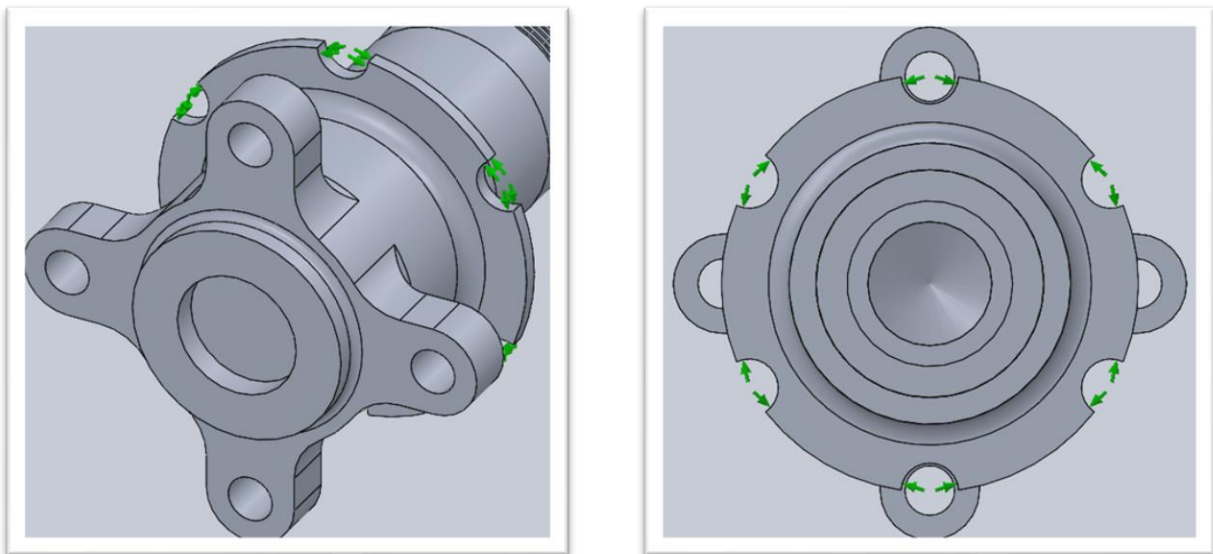


Figura 8 y 9: Sujeciones en los anclajes del freno

2.2 Cargas actuantes

Con el fin de simular de la manera más realista posible los efectos de la conducción del monoplaza sobre los bujes del eje frontal, se han considerado unas condiciones concretas para la aplicación de las fuerzas. Tanto las magnitudes de estas cargas como su punto de aplicación sobre el modelo van a ser analizados.

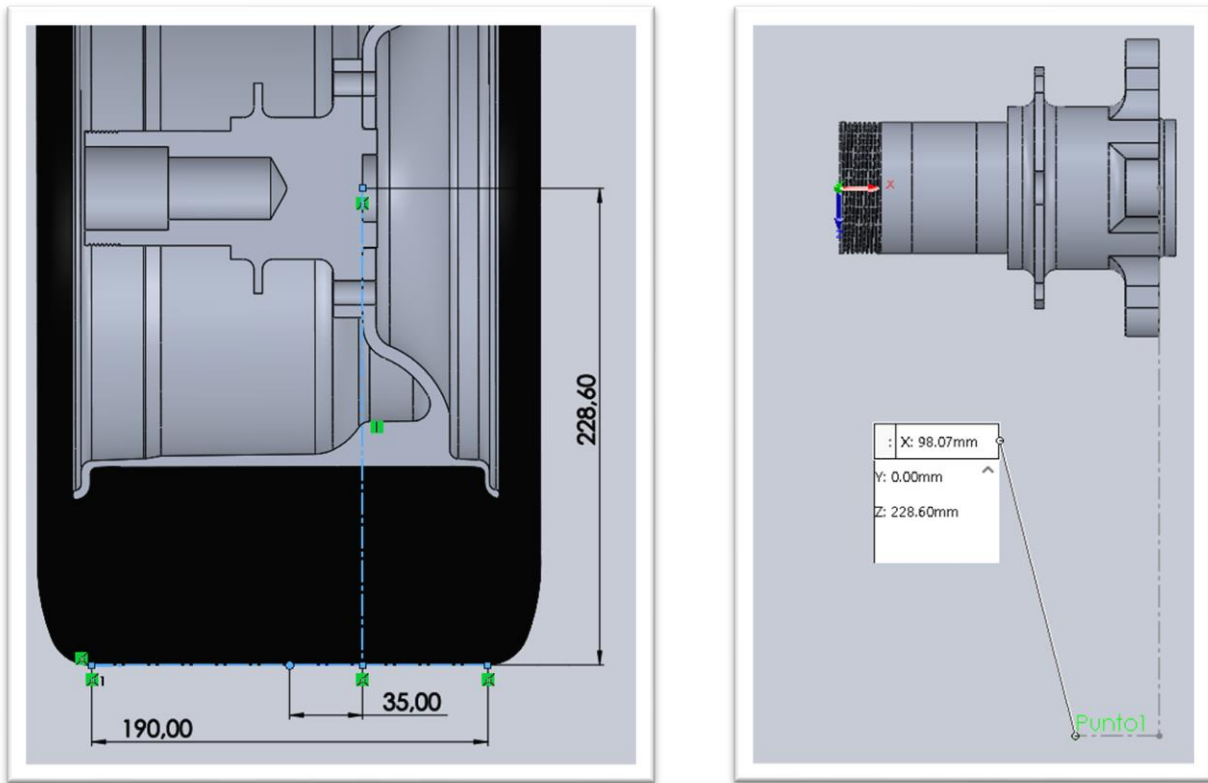
2.2.1 Punto de aplicación

Tal y como se expuso en el apartado de restricciones, Al tratarse de una situación de frenada, se han colocado las limitaciones principales de movimiento en torno al anclaje del disco de freno. A su vez, las cargas que actúan sobre el buje se colocarán en el extremo donde se une la llanta, simulando que es la rueda la que produce estas cargas. Se considera entonces que las cargas son fruto del contacto del neumático con el asfalto.

Tomando las dimensiones del conjunto de la llanta y el neumático, estando estos unidos al buje a través de los tornillos de fijación de la llanta, se ha optado por situar un punto coincidente con el punto medio de contacto entre el ancho de la banda de rodadura del neumático con el suelo. De esta manera, se asumirá la consideración de que todas las cargas están aplicadas sobre ese punto, simplificando este aspecto en el modelo.

A continuación, se añaden las figuras correspondientes a la acotación del punto mencionado:

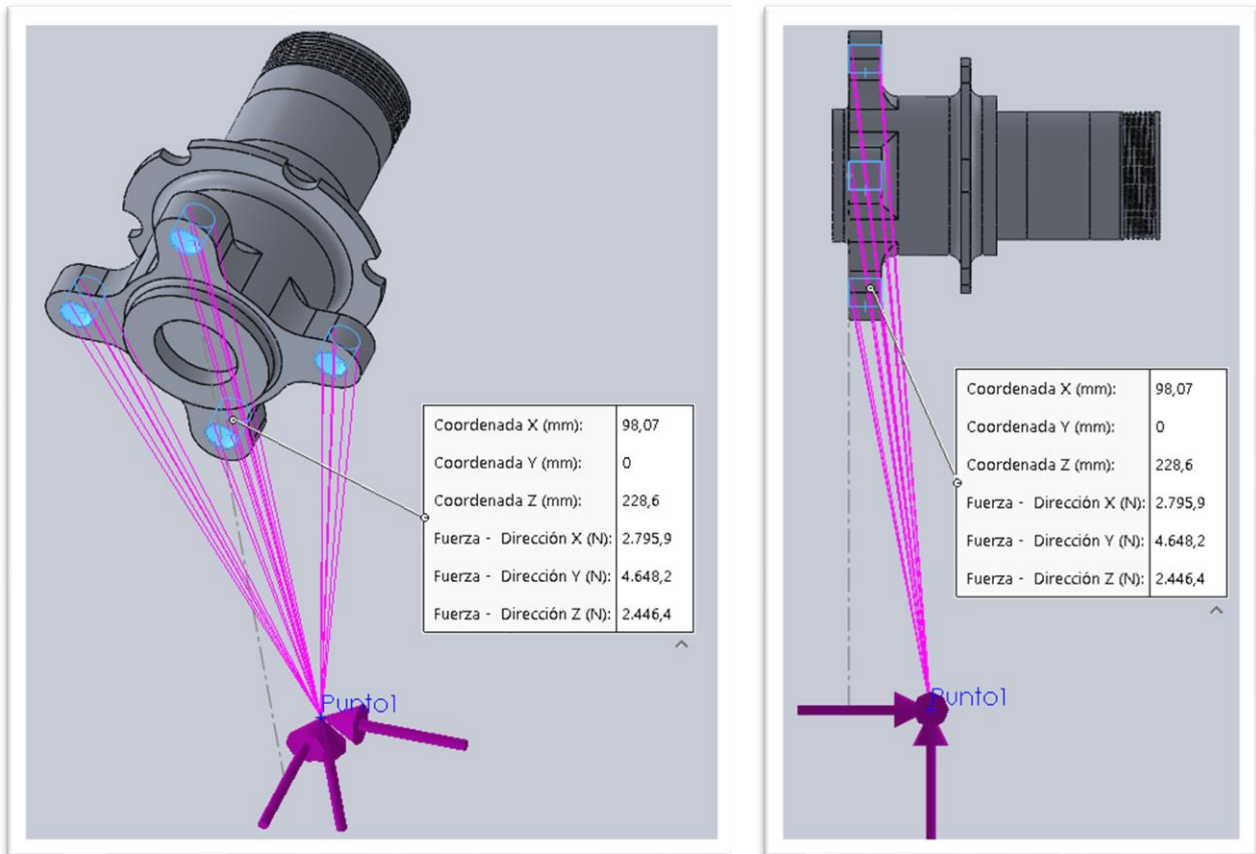
- En la primera figura se ha ensamblado el buje con la llanta y el neumático, de manera que pueda medirse la posición del punto medio de contacto de la goma con el asfalto con respecto a un punto de referencia en el buje. En este caso se ha optado por tomar el centro del cilindro del buje, en la cara en la que entra en contacto con la llanta, para la referencia de este punto. Para facilitar esta medición, se ha llevado a cabo un corte vertical en el ensamblaje, realizado en la mitad del conjunto.
- En la segunda imagen se muestra el buje aislado, habiendo realizado un croquis en el modelo con las coordenadas previamente obtenidas para situar el punto en cuestión en el que se aplicarán las fuerzas. Se han obtenido las coordenadas globales de este punto por medio del software empleado, de manera que se puedan situar posteriormente las cargas



Figuras 10 y 11: punto de aplicación de la carga en frenada

Una vez localizado este punto, se deben fijar las condiciones en que se relacionan las caras aplicadas con la pieza analizada. Para ello, se va a recurrir a la herramienta de aplicación de fuerzas del módulo de análisis estático del 'SolidWorks' conocida como 'Masa Remota'. A través de este recurso, las fuerzas aplicadas estarán unidas de manera rígida a determinadas superficies del buje.

Para este caso, se van a seleccionar los cuatro taladros en los que se insertan los tornillos de unión del buje con la llanta, puesto que es a través de estos por donde se transmitirán las cargas del vehículo. En las figuras a continuación se remarcan estas superficies en azul, mientras que las cargas se representan mediante flechas de color magenta, situadas sobre el 'Punto 1'. Además, se pueden apreciar segmentos del mismo color que las cargas que indican la asociación de estas con las superficies de anclaje. Finalmente se añade un cuadro informativo con las coordenadas y magnitudes de cada carga.



Figuras 12 y 13: Representación de las cargas aplicadas mediante la herramienta de masa remota

2.2.2 Magnitud y dirección de las cargas

En el estudio de tensiones planteado, tal y como se señala en el título, se presenta la situación en la que el vehículo se encuentra frenando mientras realiza un cambio de dirección. Esta situación lleva asociada una serie de cargas que se aplicarán en la zona indicada en el apartado previo, teniendo idénticas características que las cargas de frenada del estudio del anexo II. Las cargas implicadas en el estudio son:

- **Carga de torsión** derivada de la transferencia de fuerza del sistema de freno, con dirección en el eje Y del modelo. Esta carga se corresponde con la fuerza de rozamiento que surge en el contacto entre el neumático y el asfalto al instante de frenar. Al ser una carga tangente a la circunferencia de la rueda, es indiferente el sentido que tenga, puesto que el efecto será idéntico. Por el efecto descrito en el principio de D'Alembert, su valor se ve incrementado al tratarse del eje delantero, debido a que la inercia del vehículo durante la frenada transfiere un porcentaje del peso a la parte delantera. Los cálculos analíticos de esta carga se han detallado con precisión en el Anexo I, hallando un resultado máximo correspondiente al eje delantero.

Carga de fricción máxima

$$B_{r,m\acute{a}x} = 4648,2 \text{ N}$$

Esta carga debe repartirse entre las ruedas delanteras a partes iguales, sin embargo, se va a emplear un coeficiente de seguridad de manera que se lleve a cabo el análisis con el doble de fuerza en cada buje. Por lo tanto, el valor indicado es el valor que se va a emplear en el análisis para cada buje.

→ **Carga de flexión** derivada de la fuerza centrífuga del vehículo en una curva, con dirección en el eje horizontal (eje X) del modelo, coincidiendo con la dirección axial del cilindro. El sentido de esta fuerza está dirigido hacia la parte interior del vehículo, ya que se trata de la reacción de los neumáticos al derrapar el vehículo lateralmente, deslizamiento que se produce hacia el exterior del mismo. Los cálculos analíticos de esta carga se han detallado de nuevo en el Anexo I, hallando un resultado de fuerza referido al apoyo de las cuatro ruedas.

Carga centrífuga máxima (global)

$$F_{c,m\acute{a}x} = 5591,7 \text{ N}$$

En el cálculo de esta fuerza se indica con detalle la metodología analítica seguida, según la cual, para esta carga se encuentran las cuatro ruedas del monoplaza en contacto con el suelo, repartiéndose la carga entre los cuatro bujes. Sin embargo, nuevamente se va a emplear un coeficiente de seguridad con el que se asuma el doble de la carga durante el análisis de tensiones. Por ello, la carga empleada debe dividirse a la mitad:

Carga centrífuga máxima (cada buje)

$$F_{c,m\acute{a}x} = 2795,9 \text{ N}$$

→ **Carga de flexión** derivada de la reacción normal al peso del vehículo en el eje trasero, teniendo dirección vertical (eje Z) en el modelo. Tratándose de la reacción al apoyo de las ruedas, debe tener sentido ascendente. Esta fuerza no se corresponde con el peso estático del vehículo en el eje delantero, puesto que, de nuevo, por el principio de D'Alembert, se produce una transferencia de pesos en la frenada que va a incrementar la carga en la parte delantera. Estos análisis teóricos quedan reflejados en el anexo I del proyecto, hallando un resultado correspondiente al eje delantero.

Carga normal tras la transferencia de peso

$$N_r = 1996,6 \text{ N}$$

Esta carga debe repartirse entre las ruedas delanteras a partes iguales, sin embargo, se va a emplear un coeficiente de seguridad de manera que se lleve a cabo el análisis con el doble de fuerza en cada buje. Por lo tanto, el valor indicado es el valor que se va a emplear en el análisis para cada buje.

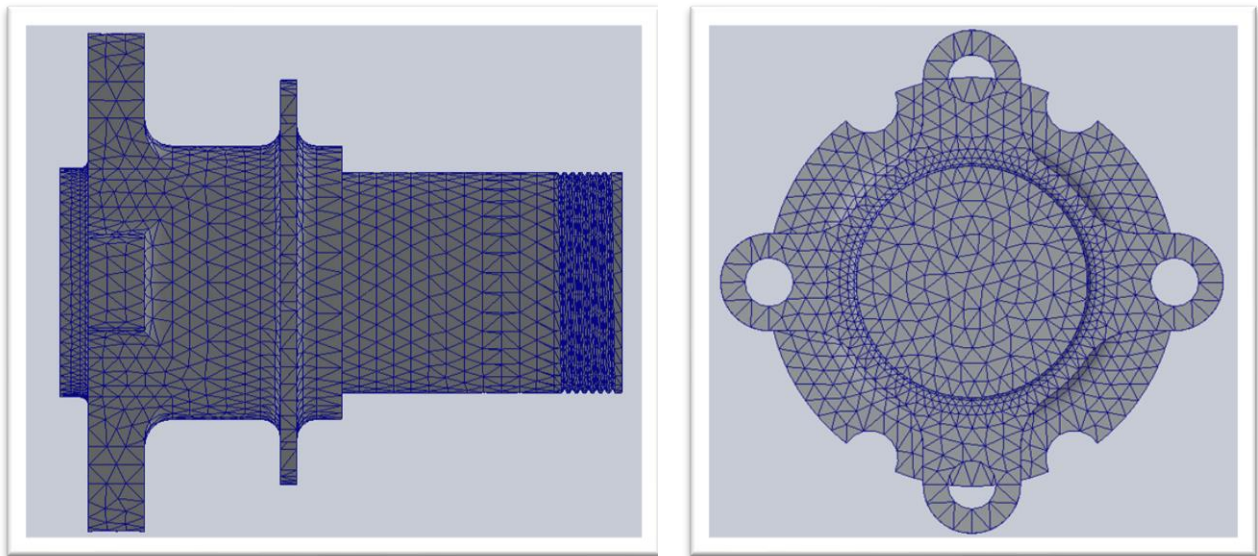
En las figuras 12 y 13 de este anexo se pueden visualizar cada una de estas cargas con sus magnitudes y direcciones con respecto al buje.

2.3 Modelos numéricos. Características de la malla.

Se va a recurrir a la herramienta de edición de mallado del 'SolidWorks' con el fin de seleccionar un modelo de malla adecuado a la geometría del modelo. Concretamente, se va a emplear una malla basada en curvatura, en la que se van a ajustar los parámetros para disponer de un tamaño reducido de los elementos de la misma. Las características de la malla empleada son las siguientes:

- Tamaño máximo de elementos = 5 mm
- Tamaño mínimo de elementos = 2 mm
- Número mínimo de elementos en un círculo = 8
- Cociente de crecimiento del tamaño del elemento = 1,4

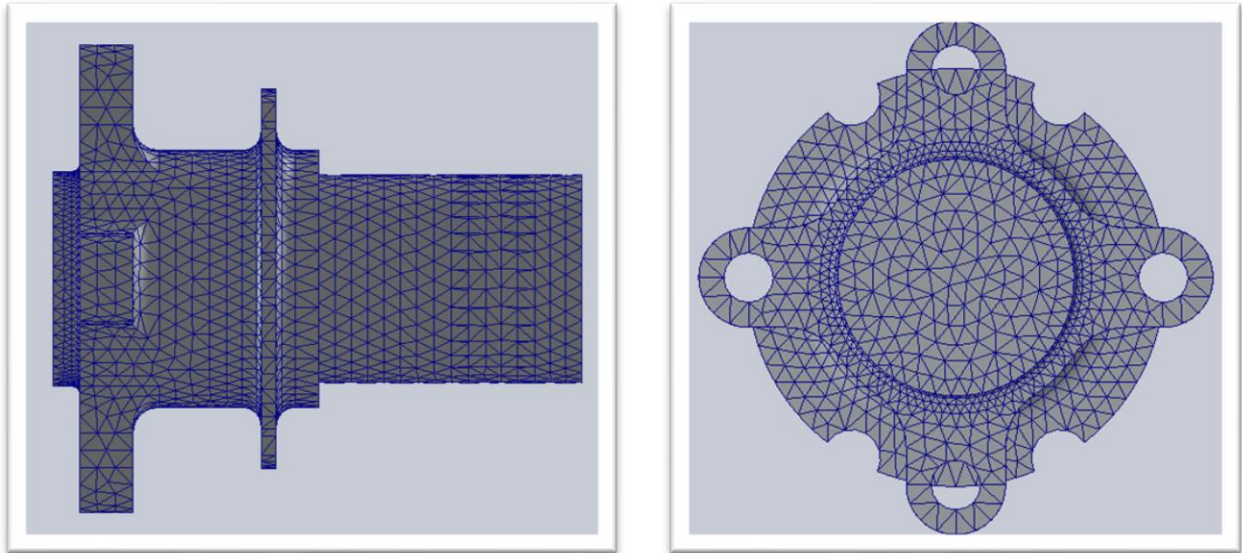
El aspecto del mallado del buje trasero puede verse con detalle a continuación a través de las figuras añadidas.



- **Figuras 14 y 15:** Representación del mallado de la pieza

La geometría del mallado adquiere una forma enrevesada en el sector del cilindro en que se ha realizado el roscado de la tuerca de fijación. Sin embargo, no se espera que en este estudio surjan concentraciones de tensión en esta zona, puesto que la unión con el eje delantero no genera resistencias.

Pese a esto, con el fin de evitar posibles concentraciones de tensión en los elementos del mallado que conforman la zona roscada, se va a suprimir este mecanizado. De esta manera se simplifica el estudio de tensiones sin que la variación en el resultado sea relevante, puesto que se dispone de holgura en cuanto a los coeficientes de seguridad utilizados. La simplificación del modelo, con su correspondiente mallado, se muestra a continuación.



- **Figuras 16 y 17:** Representación del mallado simplificado de la pieza

2.4 Resultados del análisis de tensiones

Una vez introducidos los parámetros previos al estudio de tensiones, se va a ejecutar la simulación y a analizar los resultados obtenidos. Se va a analizar tanto las tensiones de las diferentes zonas críticas del buje como sus respectivos desplazamientos.

En primer lugar, se va a adjuntar a continuación el resultado global de este estudio por medio de figuras y tablas:

Resultados de tensión

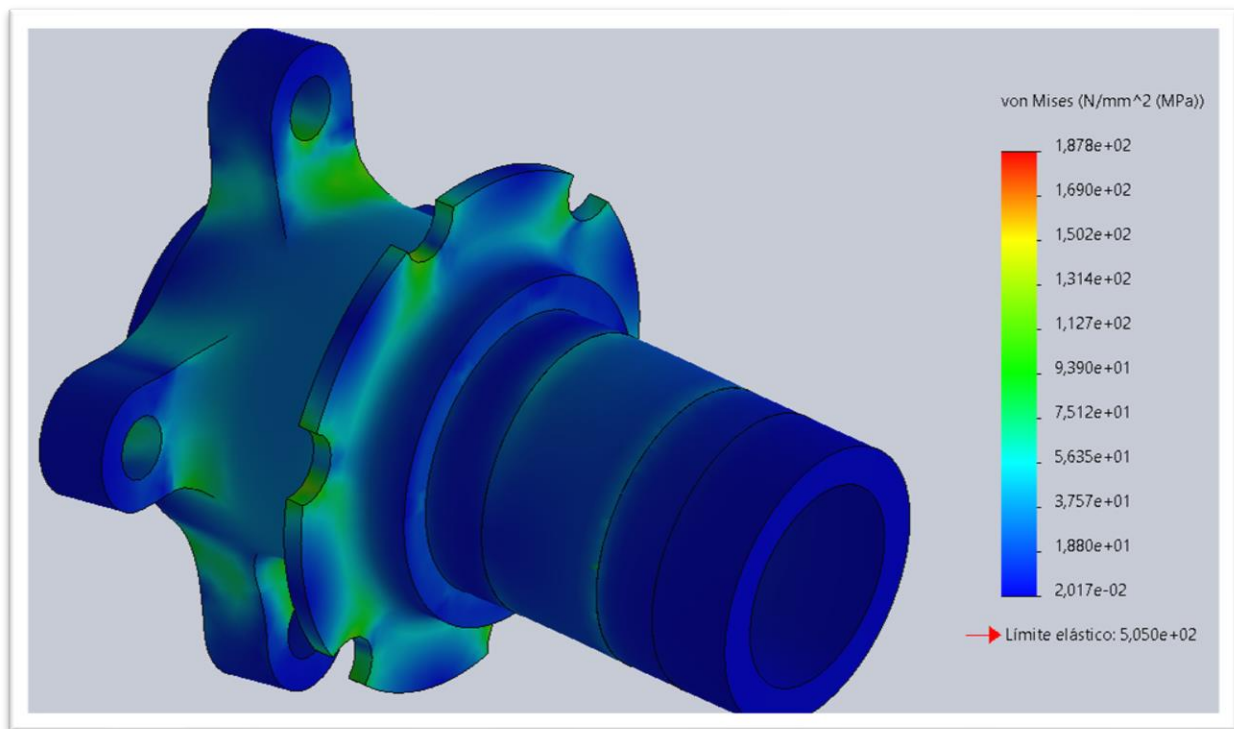


Figura 18: Gráfico de tensiones del buje

Valor máximo obtenido	187,8 MPa
Límite elástico del material	505,0 MPa
Porcentaje de sollicitación	37,19 %
Coefficiente de seguridad	2,68

malla

Resultados de deformación

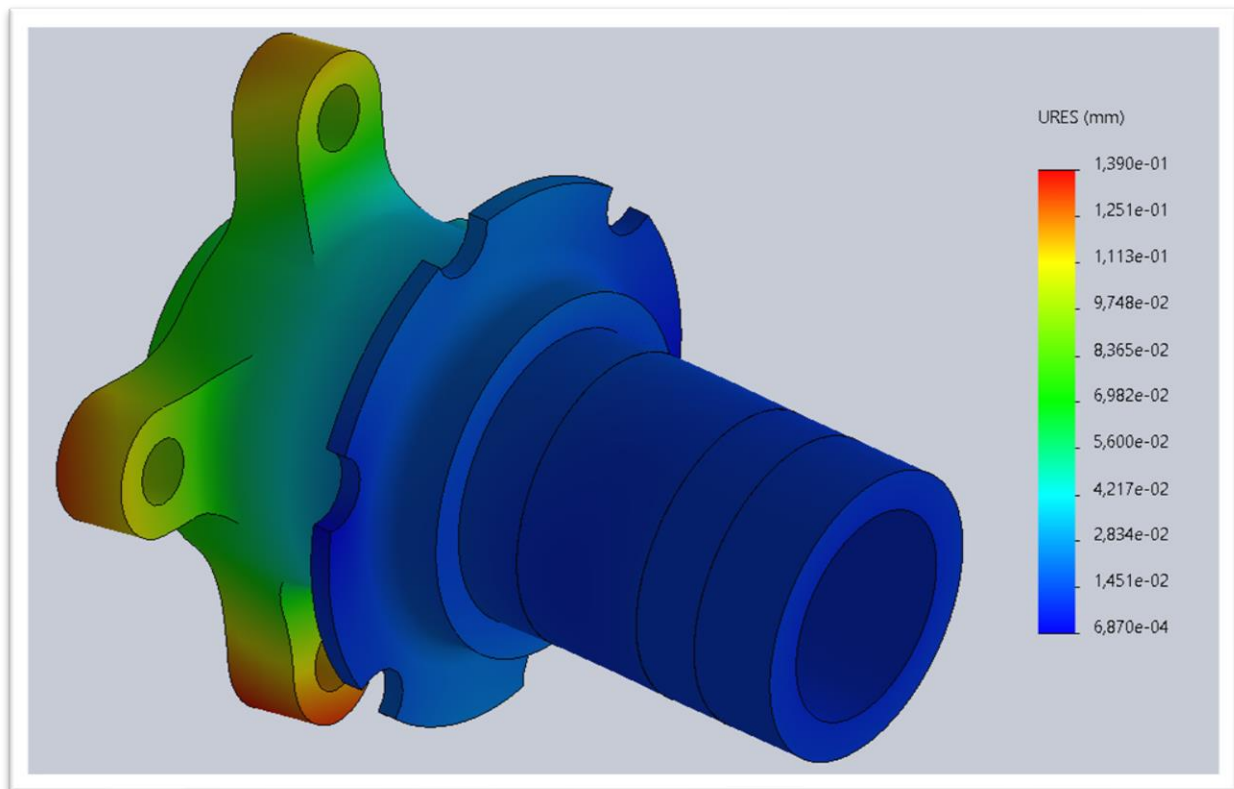
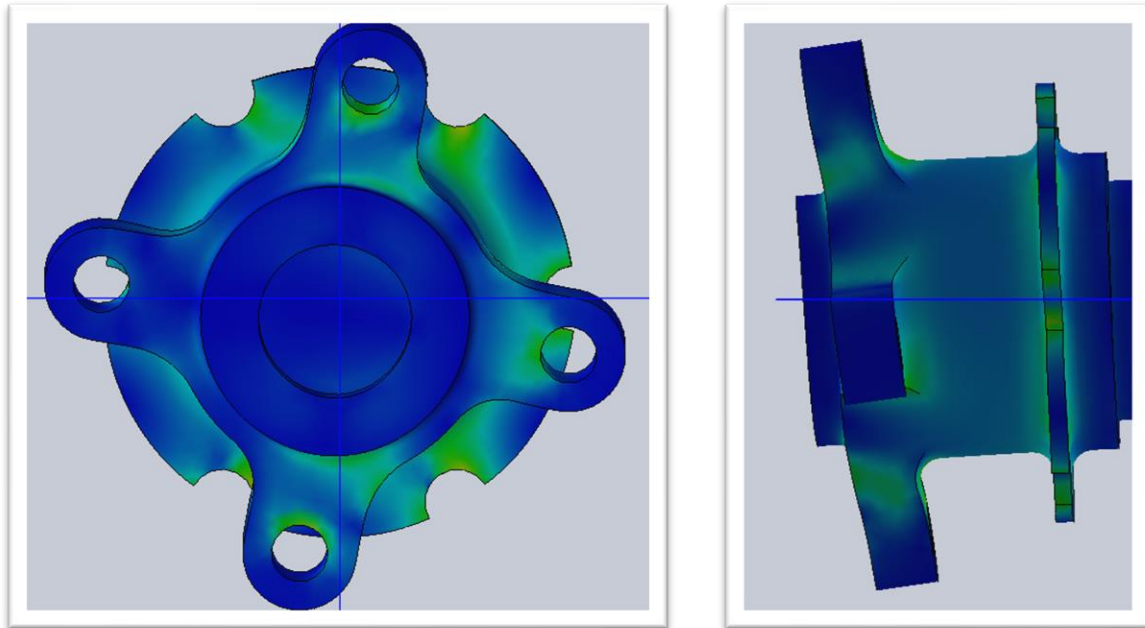


Figura 19: Gráfico de deformaciones del buje

Valor máximo obtenido	0,1390 mm
-----------------------	-----------

Como primer análisis general, cabe mencionar que el diseño del buje se adapta de manera ideal a las solicitaciones planteadas en este estudio. Como puede observarse, las tensiones máximas en el elemento no alcanzan el 40 % del valor de límite elástico para el aluminio 7075-T6. Esto a su vez debe ser analizado partiendo de la base de que en gran parte de las consideraciones teóricas y estructurales adoptadas se ha optado por primar el lado de la seguridad, asumiendo datos o situaciones que se encuentran por encima de las exigencias a las que realmente se verán sometidos estos elementos.

En cuanto al gráfico de tensiones de los bujes, se aprecia como la mayor parte del cilindro se encuentra en niveles muy bajos de carga. Sin embargo, cabe resaltar que tanto las cuatro extremidades de unión con la llanta delantera, como la zona de anclaje con el disco de freno, se encuentran en niveles de tensión superiores a la media circundante. Esta situación se aprecia a través del gráfico de tensiones, mostrando colores verdes, representativos de niveles de tensión aproximados a los 100 MPa.



Figuras 20 y 21: Efectos de la tensión en los anclajes del buje con la llanta y el disco de freno

A través de las **figuras 20 y 21** puede disponerse de una visión de los efectos de las cargas sobre las zonas de anclaje del buje con la llanta y con el disco de freno. En este gráfico el desplazamiento del material de la pieza se muestra de manera exagerada, sin embargo, es fiel reflejo de lo que sucederá en el elemento una vez se apliquen las cargas. En la imagen de la izquierda puede apreciarse como el cilindro sufre los efectos de la torsión, habiendo rotado ligeramente con respecto a los planos horizontal y vertical (en azul), siendo la carga de fricción derivada de la frenada la causante de este efecto. En la derecha se muestra como las extensiones de unión con la llanta se ven flexionadas junto con el extremo del cilindro, fruto de la carga aplicada a modo de fuerza centrífuga. En cualquier caso, el resultado obtenido en esta zona entra dentro del esperado, no suponiendo problema alguno a la hora de cumplir con los requerimientos técnicos exigibles.

Como demostración del margen de seguridad del que se dispone en este diseño de buje, se va a añadir una figura que muestre etiquetas de algunas de las zonas con solicitaciones más elevadas. Estos valores no se corresponden en ningún caso con el valor máximo obtenido en el estudio. De hecho, este valor máximo se posiciona en una zona inesperada de la pieza, hecho que lleva consigo una explicación relacionada con las características del modelo. Posterior a la figura expuesta a continuación se desarrollará la causa de la existencia de esta tensión máxima y de su posición.

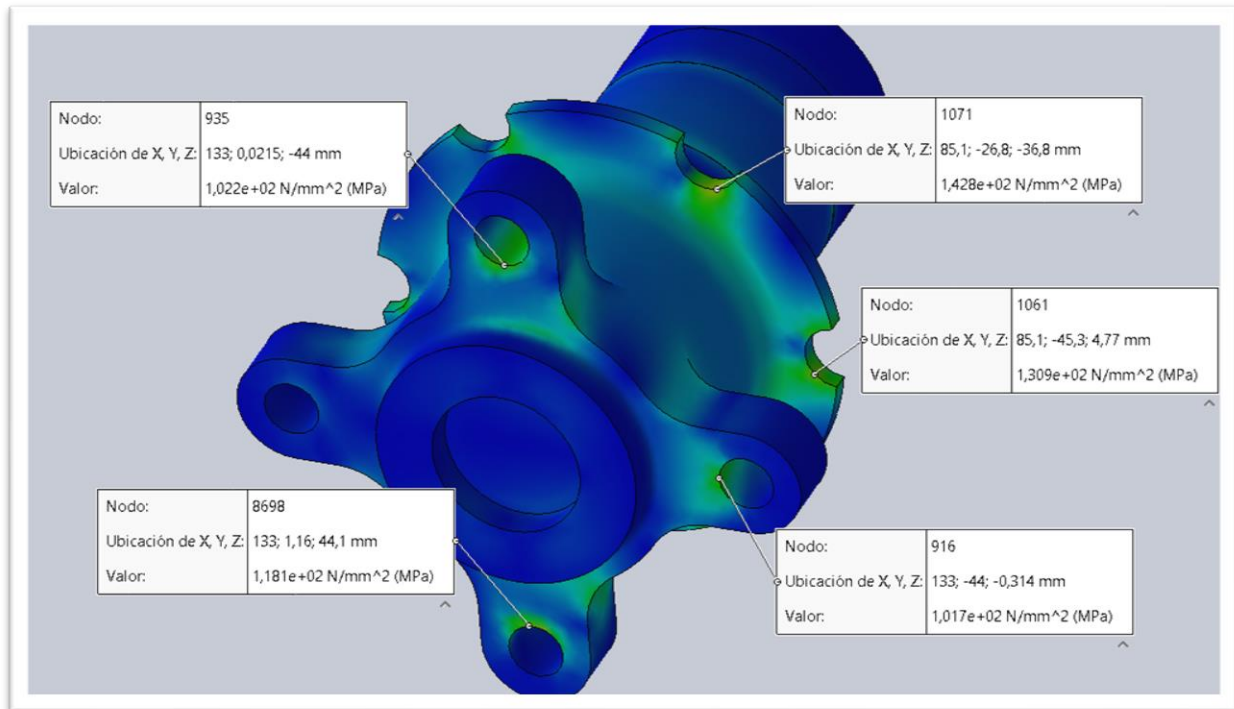


Figura 22: Identificación de algunos valores de tensión

La **figura 22** aporta una visión gráfica representativa las tensiones de la zona de unión del buje con la llanta y el disco de freno. Se han seleccionado cinco puntos de las zonas con niveles de tensión ligeramente superiores a la media circundante. Estos valores se encuentran entre los 100 MPa y los 150 MPa, lejos del límite elástico del material. Por lo tanto, nuevamente se puede afirmar que la geometría elegida para esta zona del buje, dadas las solicitaciones aplicadas, es capaz de rendir correctamente.

En cuanto al valor máximo de tensión del modelo, este se encuentra ubicado en la arista de división entre una de las superficies donde se ubican los rodamientos y el cilindro del buje. Esta arista de separación es ficticia, y se ha colocado en el modelo con el único propósito de diferenciar en la cara exterior del buje entre las franjas donde se colocan los rodamientos del resto del cuerpo. Al existir en el modelo una pequeña diferencia entre los diámetros de cada zona del cilindro, en la malla se pueden haber producido concentraciones de tensiones en elementos delimitantes de ambas superficies. Por lo tanto, este valor máximo no debe tenerse en consideración, puesto que se produce por errores de cálculo del solucionador del 'SolidWorks', que atribuye valores elevados de carga a algunos elementos de la malla.

En cualquier caso, el dato considerado como tensión máxima en el programa, de 187,8 MPa, no se encuentra alejado de los valores obtenidos en las zonas del buje con altas tensiones, que se aproximan los 140 MPa. A continuación, se presentan una serie de figuras con la malla vista, en las que se puede identificar este suceso.

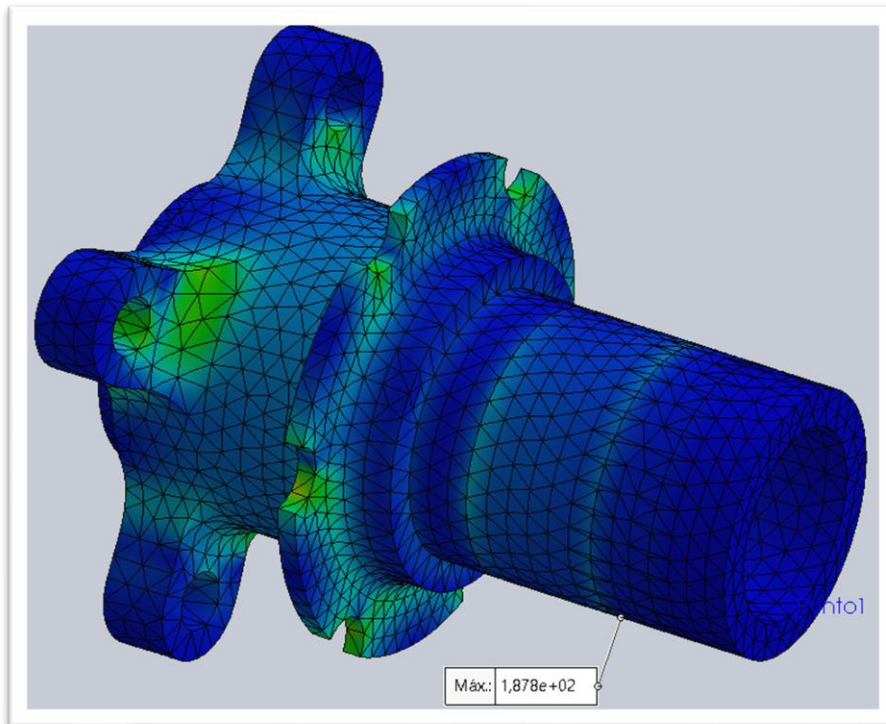


Figura 23: visión global de la malla en la que se sitúa la tensión máxima en la franja del cilindro que está ligeramente más tensionada (en verde claro).

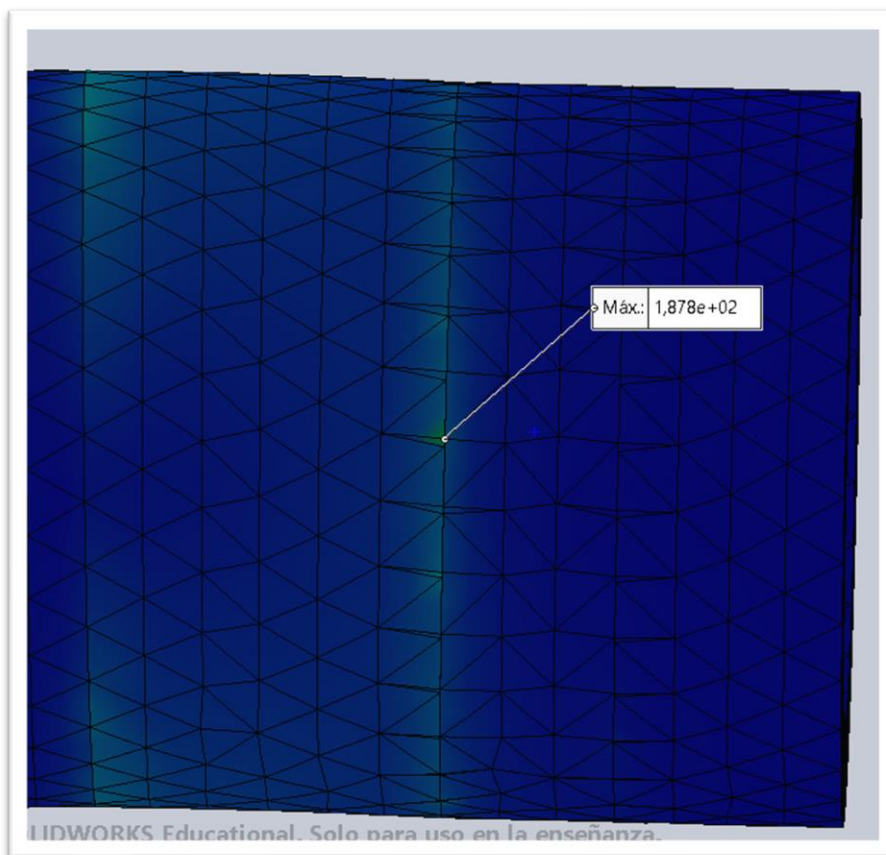


Figura 24: visión concreta del conjunto de elementos de la malla que presentan la concentración tensional que deriva en el valor máximo de tensiones, de nuevo situado en la franja vertical de color verde.

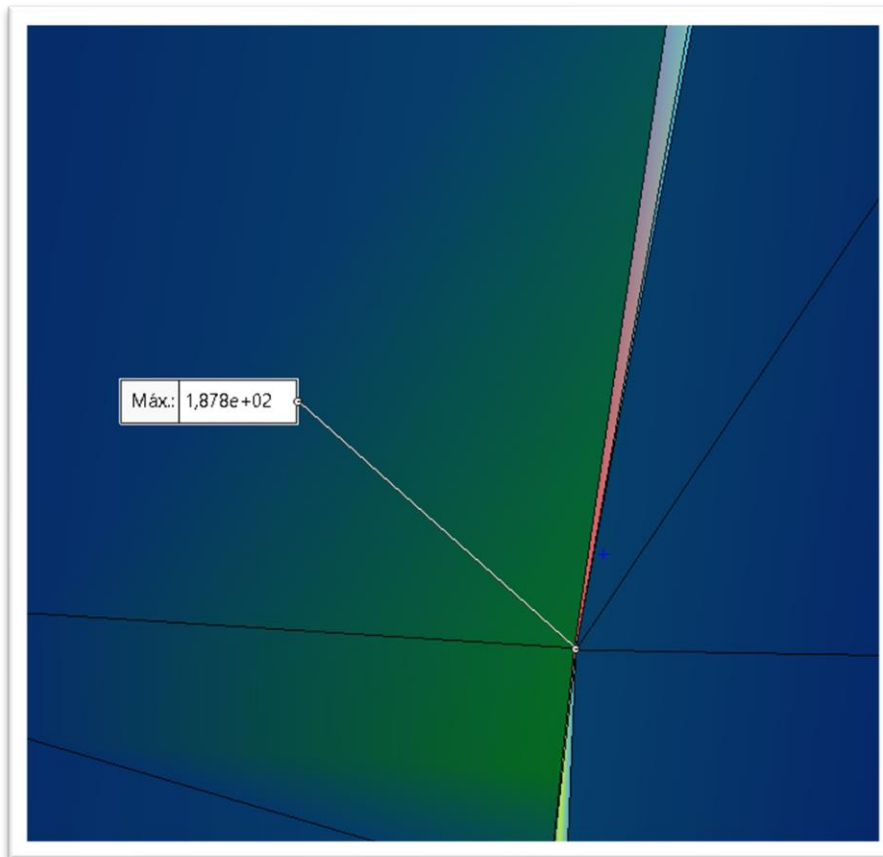


Figura 25: detalle exacto del elemento que experimenta la concentración de tensiones, dotado de un ligero color rojizo.

Tal y como se puede apreciar en las figuras añadidas, el dato de tensión máxima está referido a un único elemento de la malla, lo cual pierde credibilidad a la hora de analizar este resultado frente al modelo global. Por tanto, este valor puede obviarse a la hora de estudiar los resultados del buje, debiendo centrar el análisis sobre las zonas de unión del buje con la llanta y el disco de freno.

Finalmente, en relación con las deformaciones experimentadas por la pieza, sus valores máximos se aproximan la décima de milímetro para la zona de unión con la llanta. Estos desplazamientos son insignificantes teniendo en cuenta que la llanta a su vez va unida al neumático, que ya de por sí experimenta deformaciones muy superiores durante la conducción.

Como conclusión a este análisis, se ha comprobado que la pieza se comporta de manera satisfactoria ante las cargas aplicadas, encontrándose con margen frente a posibles cargas imprevistas, y mostrándose suficientemente rígida ante las deformaciones. Por lo tanto, el diseño llevado a cabo se considera apto para su instalación en el vehículo.

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANEXO IV: SIMULACIONES
COMPUTACIONALES, MANGUETA TRASERA**

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN
MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, junio de 2021

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1	Características del modelo 3D.....	1
1.2	Vistas del modelo	2
1.3	Estudios de tensiones	3
1.3.1	Frenada	3
2	ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA	4
2.1	Restricciones del modelo	4
2.2	Cargas aplicadas sobre el modelo	6
2.2.1	Magnitud y dirección de las cargas	6
2.2.2	Punto de aplicación	8
2.3	Modelos numéricos. Características de la malla.	11
2.4	Resultados del análisis de tensiones.....	12

1 INTRODUCCIÓN

El propósito de este anexo es el de demostrar que las manguetas diseñadas para el eje trasero del vehículo de FSULL tienen las características adecuadas para mantener su integridad estructural durante la puesta en funcionamiento del vehículo.

Estas demostraciones se van a llevar a cabo a través de ambos análisis estáticos sobre las piezas diseñadas empleando el método de 'cálculo de elementos finitos'. Se va a recurrir a herramientas informáticas que faciliten el proceso de cálculo, concretamente, al software de cálculo y diseño 3D 'SolidWorks' (SW).

1.1 Características del modelo 3D

La mangueta diseñada para el eje delantero del monoplaza está compuesta por un cilindro hueco dentro del que se dispondrán los rodamientos que apoyarán sobre los bujes anteriormente descritos (Anexo II). Este cilindro, en su cara exterior, posee una sujeción para anclar la pinza de freno. Además, está dotado de dos "brazos" con forma trapecial tangentes a este cilindro, en los que se anclarán las barras de la suspensión. Por último, en uno de estos brazos, se encuentra una sujeción para la barra compensadora del eje trasero. La mangueta está compuesta de **aluminio 7075-T6**, material que por su ligereza y resistencia supone una elección idónea para un monoplaza de competición de pequeño tamaño. Este material posee un límite elástico de 505 MPa.

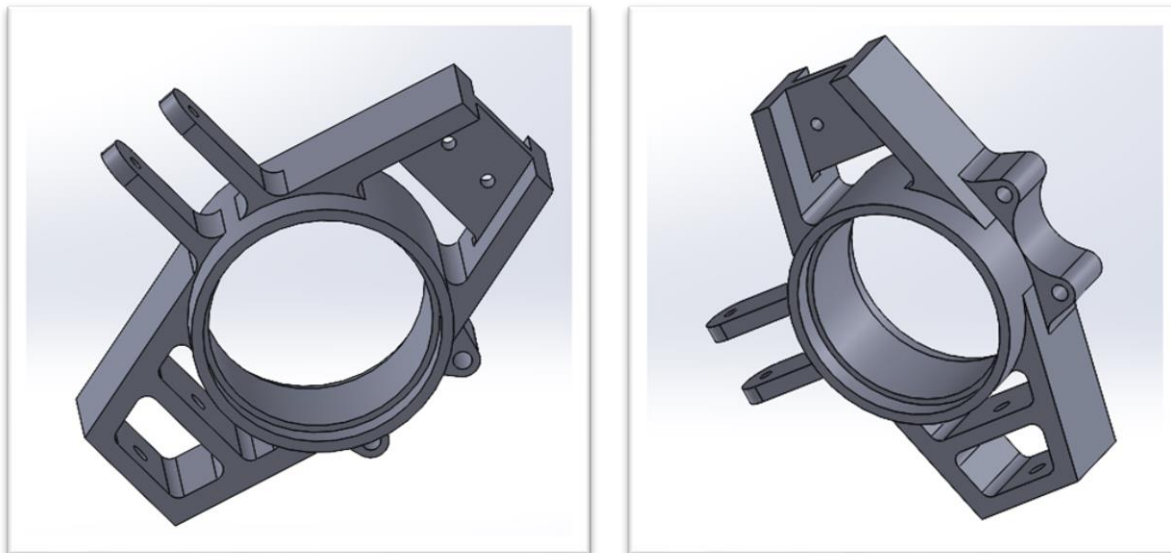
La mangueta del eje trasero es una pieza que tiene relevancia en los sistemas de suspensión y frenada del monoplaza. A continuación, se describe la implicación de estas en cada sistema:

- Sistema de frenada: este sistema es uno de los que más importancia tiene ya que la pinza de freno se sujeta a esta pieza. Cuando el monoplaza frena, la fuerza de rozamiento entre el disco y la pinza se transmite a la mangueta generando una torsión sobre la misma.
- Sistema de suspensión: Sobre cada uno de los brazos de la mangueta antes descritos se anclarán las barras de suspensión. Esta mangueta está en contacto directo con el buje trasero que está anclado a la rueda trasera. Cuando la rueda se encuentra con un obstáculo en la calzada, se mueve todo el conjunto, provocando la actuación del muelle de suspensión.

1.2 Vistas del modelo

Para una mejor comprensión de la geometría, se muestra el modelo de la mangueta delantera desde diferentes perspectivas.

Vistas 3D



Figuras 1 y 2: perspectiva isométrica de ambas caras de la mangueta delantera.

Vista frontal

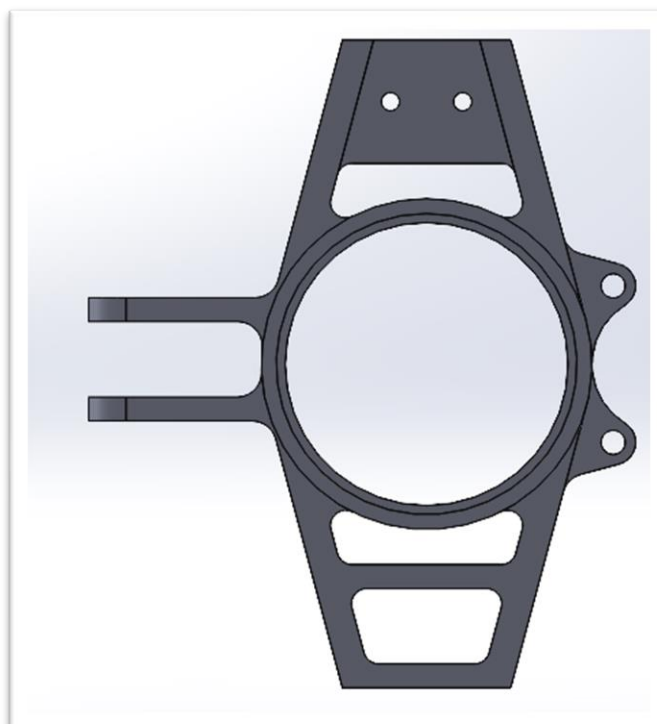


Figura 3: Vista frontal de la mangueta delantera.

1.3 Estudios de tensiones

Esta pieza debe cumplir su función sin llegar a sufrir deformaciones plásticas o roturas. Por lo que es necesario realizar las pruebas necesarias para garantizar con seguridad su correcto funcionamiento. Estas pruebas serán los diferentes análisis en las situaciones de carga máxima que puede sufrir la mangueta.

1.3.1 Frenada

El análisis en frenada consiste en analizar el comportamiento estructural de la mangueta cuando el vehículo realiza la frenada más fuerte posible, sin llegar a bloquear las ruedas. Ya que, si se llegara a bloquear la rueda, no existiría movimiento relativo entre el disco y la pinza de freno, y por tanto no existiría rozamiento entre ambas. Esta fuerza de rozamiento es la que se aplicará sobre la mangueta ya que la pinza de freno está sujeta a esta y le transmite la carga por medio de la unión.

A esta fuerza de fricción se le tienen que sumar las fuerzas transmitidas por el buje trasero a la mangueta. En este caso, se tendrán en cuenta la fuerza normal a las ruedas traseras durante la aceleración, ya que se produce una transferencia de masa hacia la parte trasera del vehículo. Además, para estar en la peor situación posible, se le aplicará la fuerza centrífuga que recae sobre el eje trasero en la situación límite durante un cambio de dirección.

Esta situación de frenada es no es muy común durante una competición, pero sí que es posible que suceda, por esa razón, la pieza debe resistir estructuralmente con un coeficiente de seguridad bastante grande.

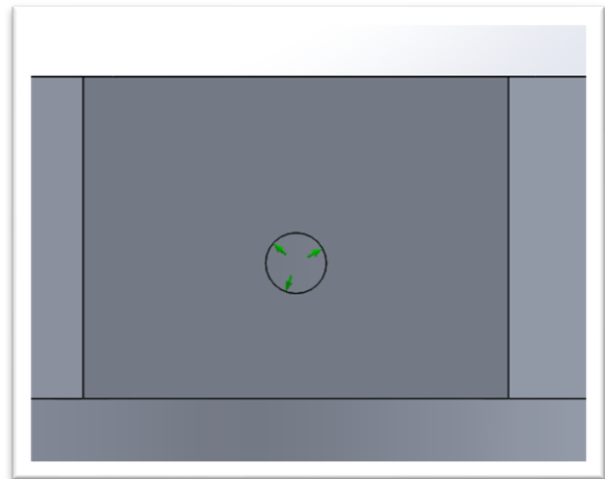
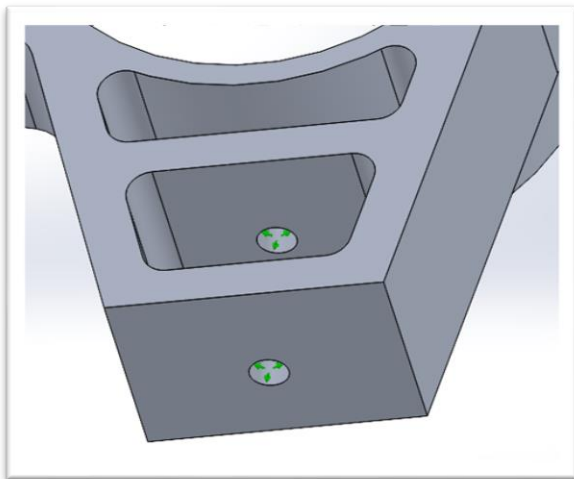
2 ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA

2.1 Restricciones del modelo

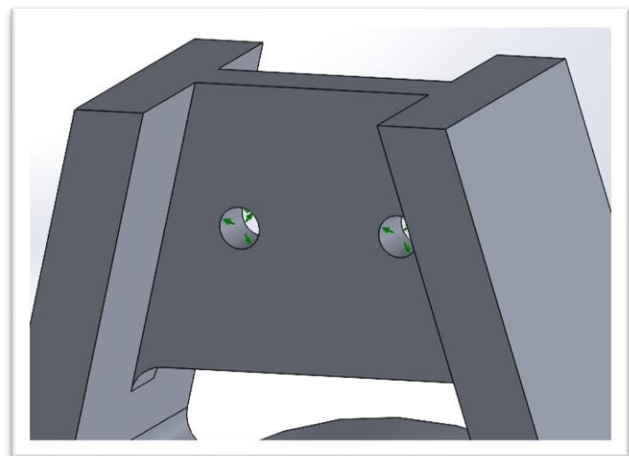
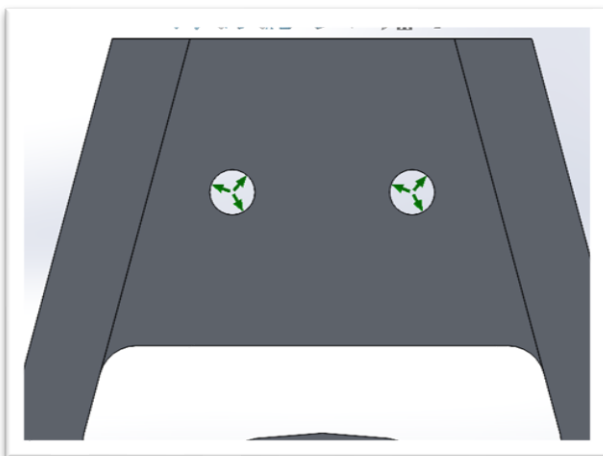
Las restricciones impuestas en la mangueta tratan de asemejarse a los apoyos que tendrá en la realidad. A continuación, se explicarán las sujeciones planteadas:

- **Anclaje de muelle de suspensión**

La suspensión se sujeta a los brazos de la mangueta, impidiendo el movimiento de estas. En las posiciones donde se anclan las barras de la suspensión del monoplaza (perforaciones cilíndricas de cada uno de los brazos de las suspensiones) se considera que no hay movimiento radial, evitando así que la pieza comience a rotar. Se usará la opción de sujeciones avanzadas en el SW para poder seleccionar una cara cilíndrica como sujeción (las flechas verdes indican la dirección restringida):

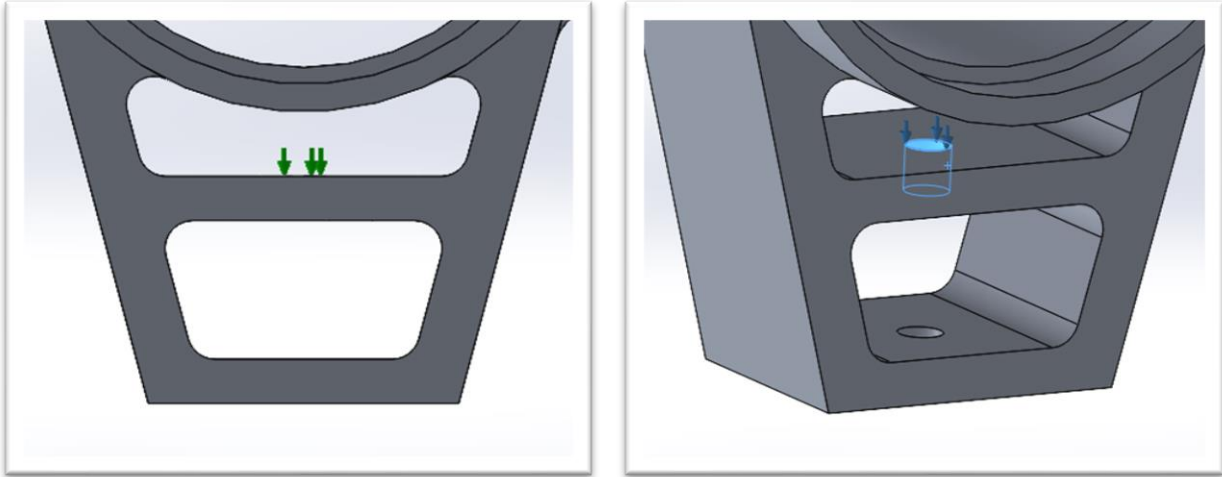


Figuras 4 y 5: Sujeciones radiales de suspensión, parte inferior.



Figuras 6 y 7: Sujeciones radiales de suspensión, parte superior.

Además, en una de las perforaciones de anclaje de cada una de las suspensiones (superficie cilíndrica), se restringe el movimiento axial para evitar que la mangueta se desplace al aplicar la fuerza:



Figuras 8 y 9: Sujeción axial de suspensión, parte inferior.

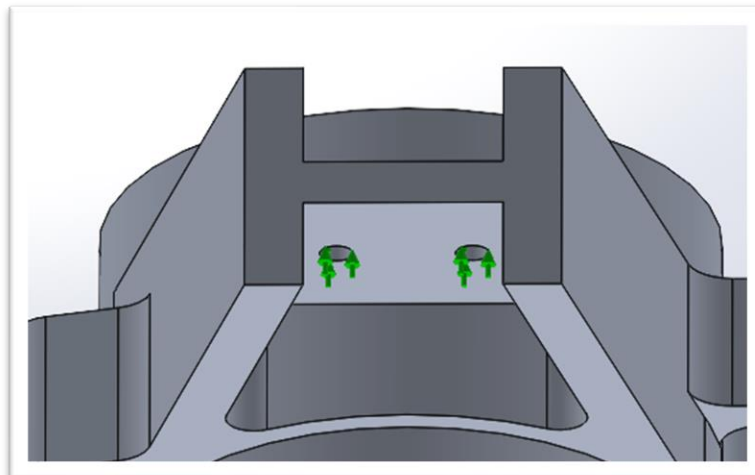


Figura 10: Sujeción axial de suspensión, parte superior.

- **Anclaje de rodamientos:**

La mangueta apoya sobre dos rodamientos que encajan en el interior del cilindro central. Estos rodamientos restringen el movimiento de la mangueta en la dirección axial ya que su movimiento está restringido por la mangueta, el buje, la tuerca de fijación y el tubo de compresión. Representado en la figura 11 mediante flechas verdes

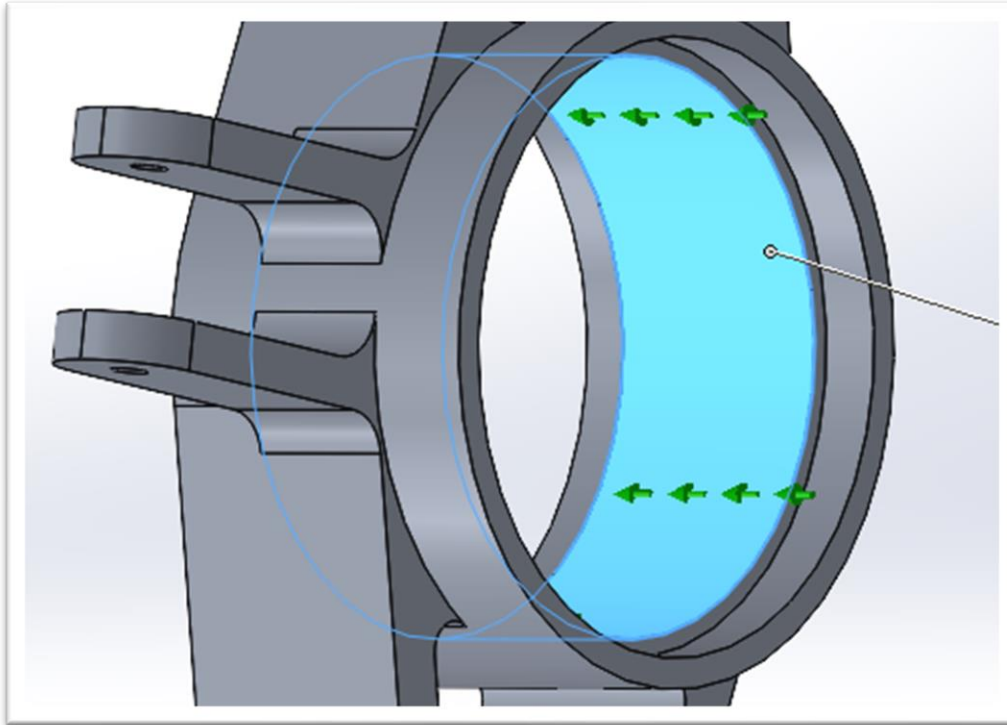


Figura 11: Restricciones de tuerca de fijación.

2.2 Cargas aplicadas sobre el modelo

Con el fin de realizar un análisis que se asemeje a la realidad, se analizan las fuerzas consideradas y su punto de aplicación.

2.2.1 Magnitud y dirección de las cargas

Las fuerzas por aplicar en este análisis son la fuerza de rozamiento que se produce entre la pinza y el disco de freno, la fuerza normal a la rueda trasera en situación de aceleración y la fuerza centrífuga en situación de giro. Estas fuerzas han sido calculadas en “Anexo I: Cálculos”. Extraemos el valor de estas fuerzas para el eje delantero (suma de la fuerza recibida por cada mangueta delantera) de este anexo:

- **Fuerza normal en situación de aceleración:**

Para el eje delantero

Carga normal tras la transferencia de peso	N_r	1996,6 N
--	-------	----------

Esta fuerza se aplica al eje trasero entero, pero se aplicará a una sola mangueta ya que se quiere asegurar un coeficiente de seguridad de 2.

- **Fuerza centrífuga máxima:**

Para el vehículo completo

Carga centrífuga sobre el vehículo completo	$F_{c \text{ Total}}$	5591,7 N
---	-----------------------	----------

Al ser la carga que se aplica al vehículo completo, se debe dividir entre 4 para obtener la que le corresponde a una sola mangueta. No obstante, al aplicar un coeficiente de mayoración de 2, se aplicará una fuerza centrífuga de:

$$F_c = \frac{5591,7 \text{ N}}{2} = 2795,85 \text{ N}$$

- **Fuerza de rozamiento disco-pinza:**

Para el eje trasero

Carga de fricción sobre disco en frenada máxima	$F_{r,roz \text{ disco}}$	2.835,08 N
---	---------------------------	------------

Para analizar una mangueta debemos saber que la fuerza que estaría actuando es la mitad de la mostrada anteriormente (2835,08 N). No obstante, para estar en el lado de la seguridad aplicaremos la carga del eje trasero en una sola de las manguetas. Obteniendo así un coeficiente de seguridad de 2.

Por lo tanto, la carga que se aplicará será de **2.835,08 N**.

2.2.2 Punto de aplicación

- **Fuerza de rozamiento disco – pinza.**

Este caso de carga no se aplica directamente sobre la mangueta ya que se produce en ambas caras del disco de freno, quedando su resultante en la mitad del disco. Se adjunta una foto del conjunto para que se aprecie la distancia:

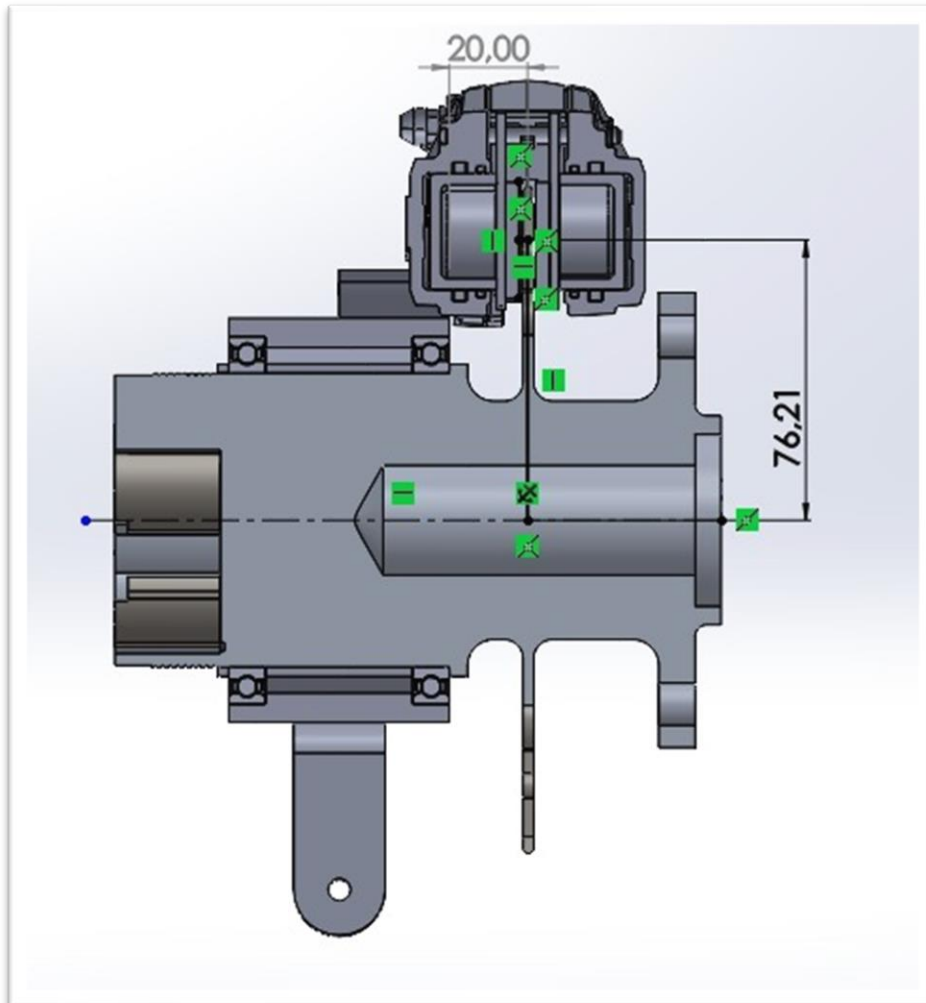


Figura 12: Ensamblaje con distancias de aplicación carga frenada.

Con el fin de situar el punto de aplicación de la carga, se adjunta la **figura 12**, donde se distingue un ensamblaje de buje, mangueta, rodamientos, disco y pinza de freno. Se aprecia que la carga estará desplazada una cierta distancia de la mangueta. Concretamente, 20mm en la dirección axial de los cilindros de la sujeción de la pinza de freno, tomando como referencia la cara en contacto con la pinza.

Además, esta carga tiene una separación en la dirección radial del soporte de la pinza ya que la fuerza estará aplicada a la mitad de la superficie de contacto entre la pastilla de freno y el disco. Este punto está situado a una distancia es de 76,21 mm desde el eje del cilindro central.

Conociendo estos datos, aplicamos la carga (flecha violeta) sobre el punto deseado mediante la opción de carga remota, aplicando esta carga sobre los cilindros por los que pasarán los tornillos que anclan la pinza de freno con la mangueta:

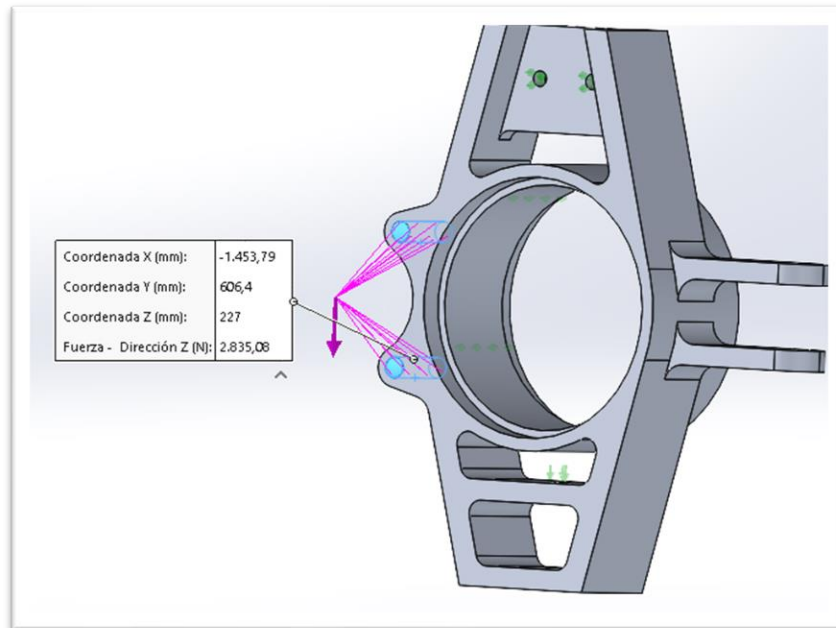


Figura 13: Magnitudes y punto de aplicación carga.

- **Fuerza normal durante frenada y fuerza centrífuga:**

La fuerza normal es la reacción del suelo debido al peso del coche por lo que su punto de aplicación es en la cara exterior del neumático, en contacto con la calzada. Por otro lado, la fuerza centrífuga empuja al coche desde su centro de masas en dirección radial y sentido contrario al centro del radio de la curva. Provocando reacciones de rozamiento en las ruedas con la calzada para contrarrestarlas, que tienen dirección radial y sentido hacia el centro de la curva.

Por lo que estas dos fuerzas estarán aplicadas en el centro de la cara exterior de la rueda, que está en contacto con la calzada. Y para relacionarlas, se debe encontrar las zonas a por las cuales el buje transmite la carga a las propias manguetas. Esta transferencia se produce a través de los rodamientos puesto que es la única pieza a través de la cual mantienen contacto.

Se adjunta un ensamblaje al que se le ha realizado un corte para distinguir mejor este punto:

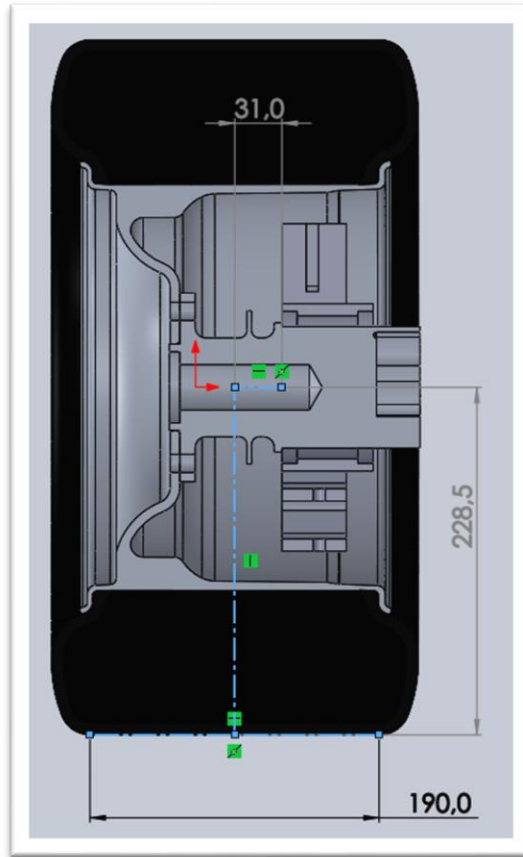


Figura 14: Punto aplicación fuerza normal y centrífuga.

Una vez localizado el punto de aplicación de las fuerzas, se introducen en el modelo (flechas rojas) mediante la opción de carga remota para poder relacionar el punto de aplicación de las fuerzas con las caras a donde se transmite (espacio para rodamientos):

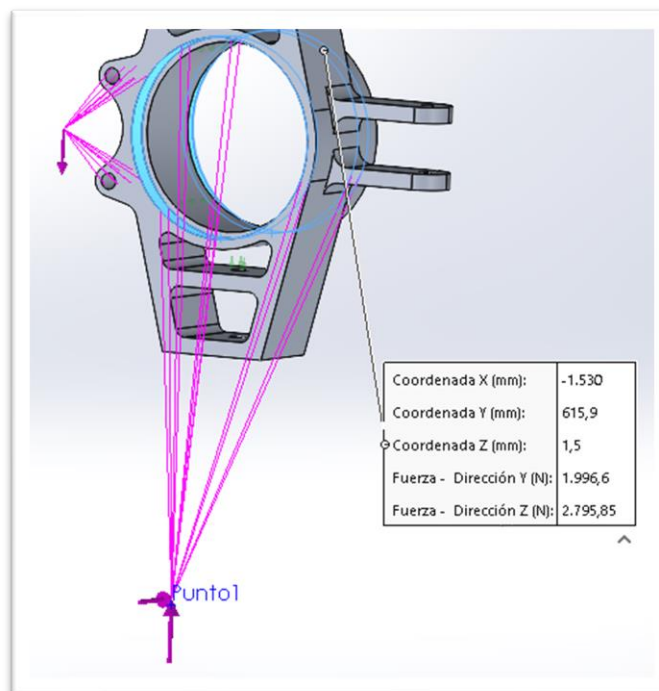
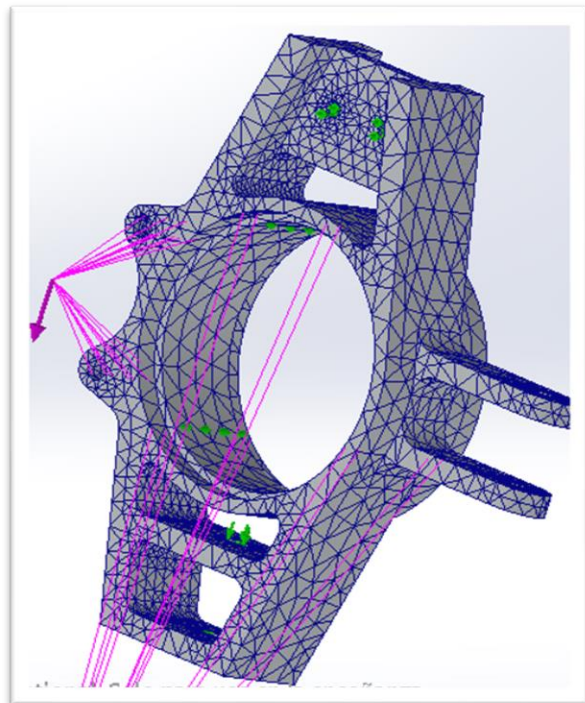
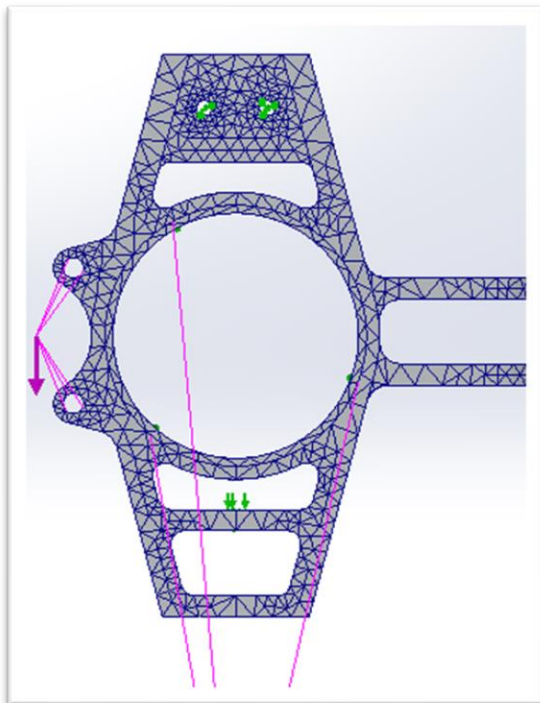


Figura 15: Fuerza normal y centrífuga

2.3 Modelos numéricos. Características de la malla.

Con el fin de adaptar la malla al modelo de la manera más fiel posible y sabiendo que las manguetas están compuestas por superficies cilíndricas y poseen redondeos para su fácil elaboración con fresadora, se ha utilizado la herramienta de parámetros de mallado creando una malla basada en curvatura. Se establecen los siguientes parámetros:

- Tamaño máximo del elemento: 10 mm.
- Tamaño mínimo del elemento: 2 mm.
- Número mínimo de elementos en un círculo: 8



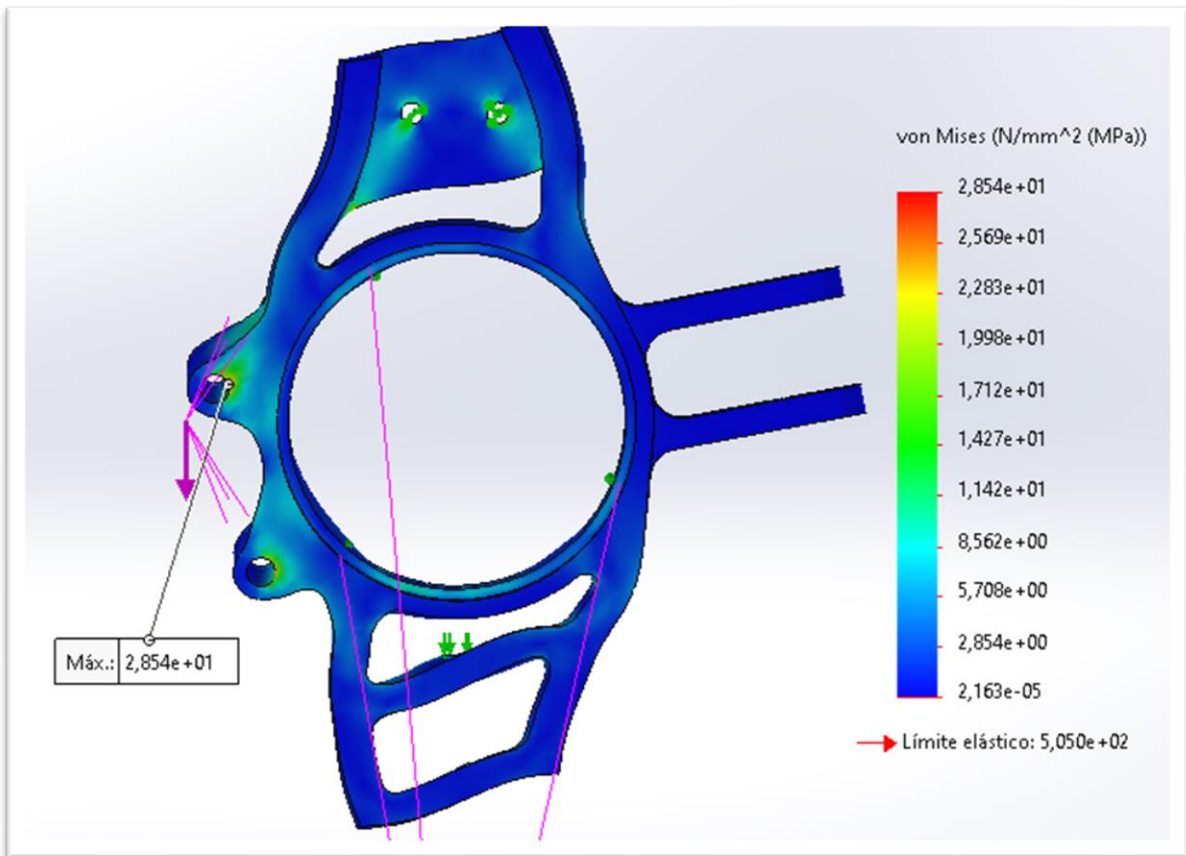
Figuras 16 y 17: Malla aplicada en la mangueta trasera.

2.4 Resultados del análisis de tensiones

Una vez se han introducido los aspectos explicados a lo largo del apartado 2, se procede a realizar el análisis de tensiones y desplazamientos de la pieza para comprobar su resistencia estructural.

Comenzaremos analizando las tensiones:

Resultados de tensión



Figuras 18: Resultados del análisis de tensión.

Resultados del análisis de tensiones

Tensión máxima	28,54 MPa
Tensión de límite elástico	505,05 MPa
Porcentaje de sollicitación	5,65 %
Coefficiente de seguridad	17,70

Se puede apreciar que la tensión máxima está localizada sobre la superficie del cilindro interno de la perforación dedicada al anclaje de la pinza de freno.

ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA

Esta tensión es casi 20 veces menor que la tensión de límite elástico por lo que no supondrá ningún problema para el correcto funcionamiento de la mangueta Cabe recalcar que se han supuesto unas peores condiciones que las reales. además, a la hora de calcular las cargas aparte de mayorarlas con un coeficiente de 2, situándose aún más del lado de la seguridad. Ya que la seguridad para el piloto del monoplaza es lo más importante en la competición.

Se adjunta una vista ampliada de la localización de la tensión máxima:

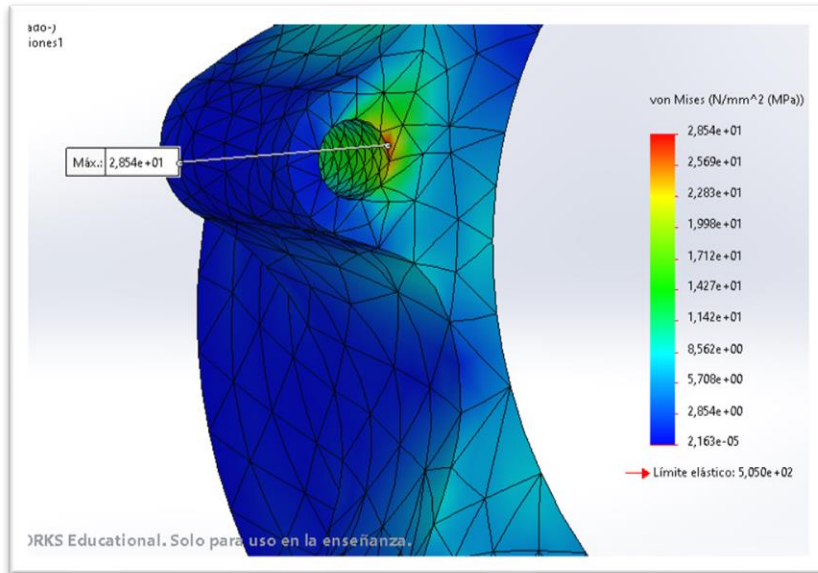


Figura 19: Localización de tensión máxima.

Comprobamos las tensiones en las zonas de las barras de suspensión, dirección y pinza de freno según la figura 21:

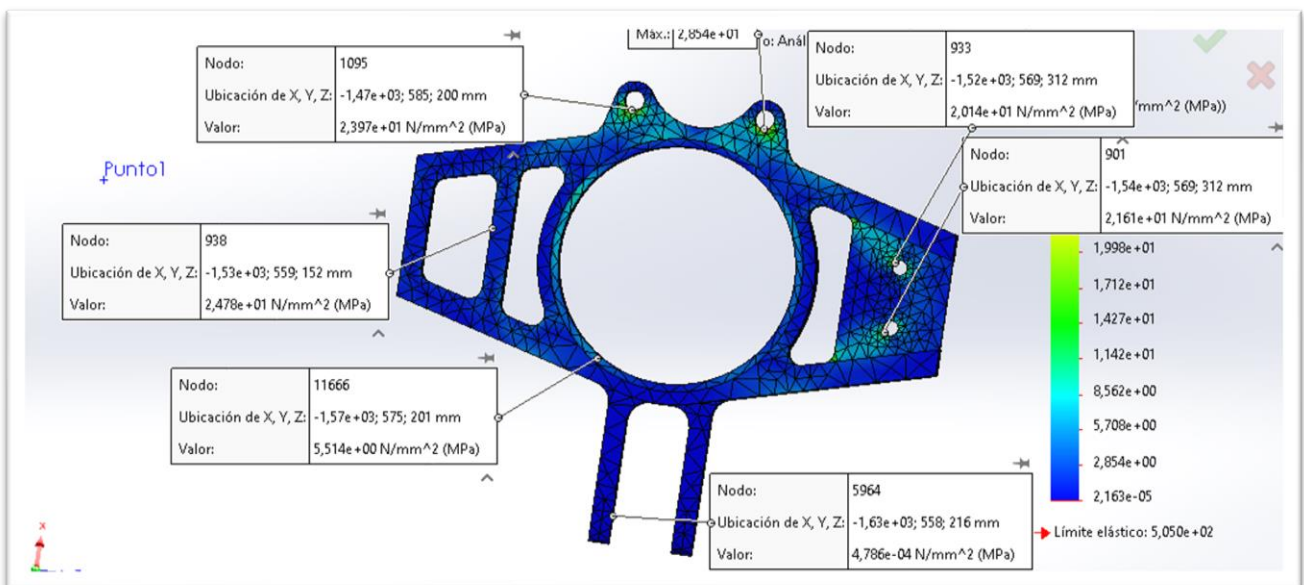


Figura 20: Tensiones puntos de anclaje.

En la figura 21 se aprecian las tensiones en los diferentes puntos de anclaje y estas **no superan los 25 MPa**, siendo tensiones muy distantes del **límite elástico (505 MPa)**. Se

puede decir que la pieza está sobredimensionada, pero esto no es un problema. Puesto que se estará muy del lado de la seguridad.

Se analizarán ahora los desplazamientos en la mangueta:

→ **Análisis de desplazamientos:**

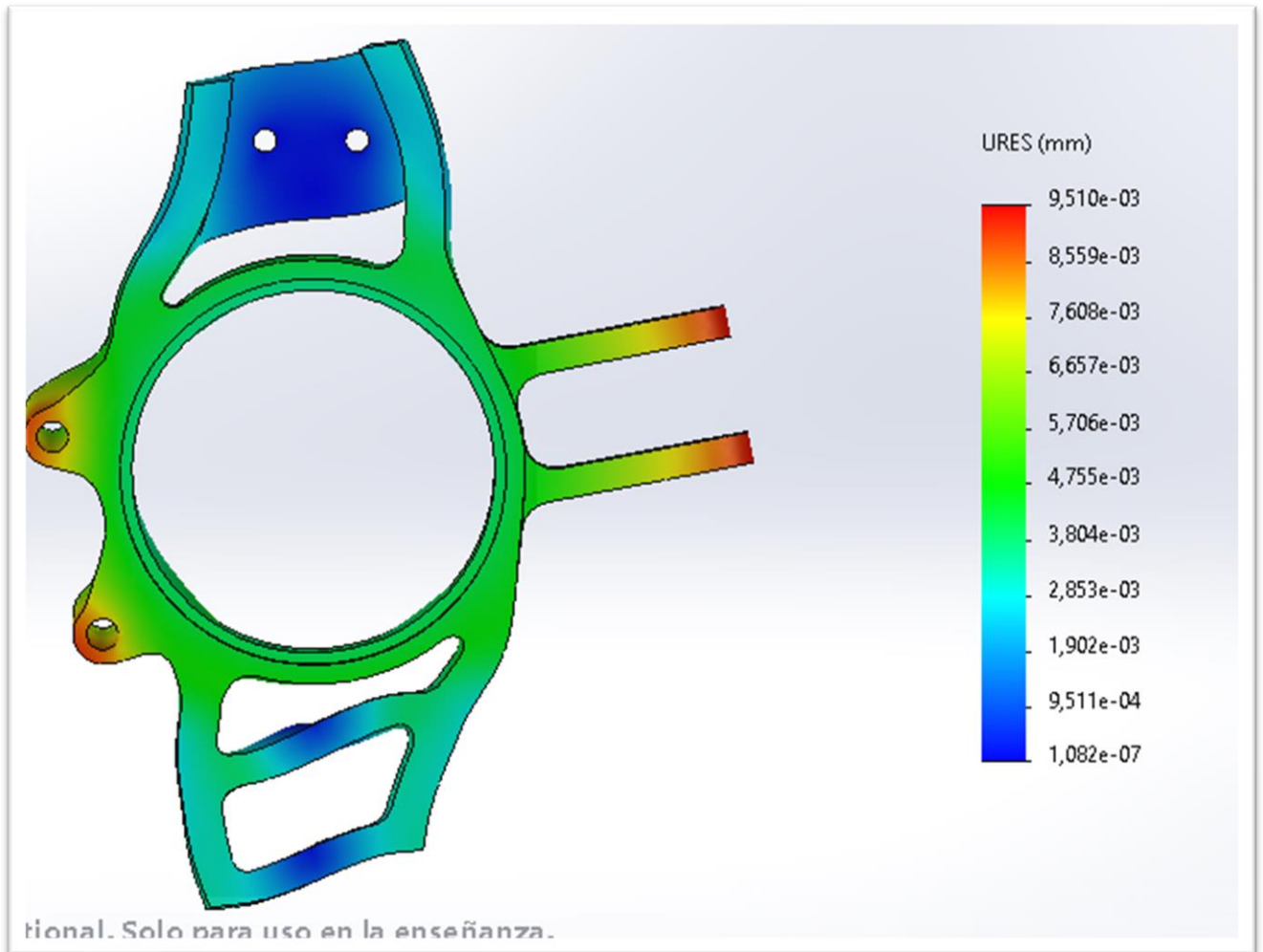


Figura 21: Análisis de desplazamientos.

Resultados del análisis de desplazamientos

desplazamiento máximo	$9,510 \cdot 10^{-3}$ mm
------------------------------	--------------------------

El desplazamiento máximo se produce en el soporte de la pinza de freno, aunque este desplazamiento es mucho menor de 1mm, aproximadamente una centésima de milímetro. No suponiendo ningún inconveniente en el correcto funcionamiento del vehículo y de las funciones de esta pieza.

Se adjunta a continuación una imagen del modelo con el fin de apreciar los momentos que sufre la pieza:

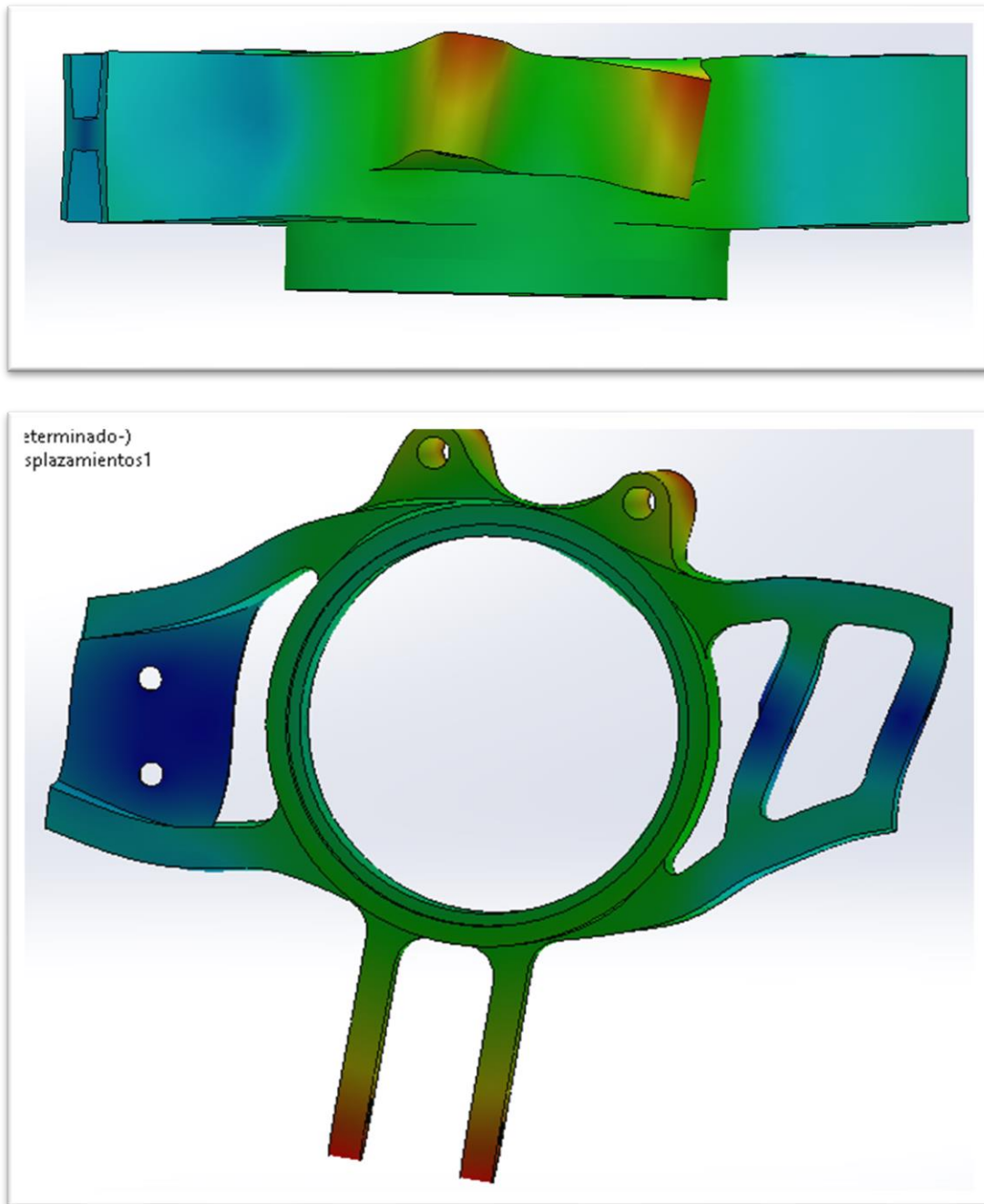


Figura 22 y 23: deformaciones de la mangueta delantera.

Los brazos de las sujeciones, así como el cilindro central de la pieza sufren tanto flexión como torsión. Provocando que se deformen en varias direcciones. No obstante, estas deformaciones mostradas son una exageración de la realizada y realmente son insignificantes. Siendo las **figuras 22 y 23** un fiel reflejo de cómo se deforma, pero con estas deformaciones aumentadas para que sean apreciables.

→ **Conclusión:**

Como conclusión, se ha comprobado que en las situaciones límites la pieza resiste con un gran margen, estando sobredimensionada. Pudiendo soportar cargas imprevistas sin mucho problema. Por otro lado, los desplazamientos experimentados son del orden de una centésima de milímetro, una magnitud muy pequeña que reafirma lo anteriormente expuesto.

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANEXO V: SIMULACIONES
COMPUTACIONALES, MANGUETA
DELANTERA**

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN
MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, junio de 2021

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1	Características del modelo 3D.....	1
1.2	Vistas del modelo	2
1.3	Estudios de tensiones	3
1.3.1	Frenada	3
2	ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA	4
2.1	Restricciones del modelo	4
2.2	Cargas aplicadas sobre el modelo	6
2.2.1	Magnitud y dirección de las cargas	6
2.2.2	Punto de aplicación	10
2.3	Modelos numéricos. Características de la malla	15
2.4	Resultados del análisis de tensiones.....	16

1 INTRODUCCIÓN

El propósito de este anexo es el de demostrar que las manguetas diseñadas para el eje delantero del vehículo de FSULL tienen las características adecuadas para mantener su integridad estructural durante la puesta en funcionamiento del vehículo.

Estas demostraciones se van a llevar a cabo a través de ambos análisis estáticos sobre las piezas diseñadas empleando el método de 'cálculo de elementos finitos'. Se va a recurrir a herramientas informáticas que faciliten el proceso de cálculo, concretamente, al software de cálculo y diseño 3D 'SolidWorks' (SW).

1.1 Características del modelo 3D

La mangueta diseñada para el eje delantero del monoplaza se compone de un cilindro hueco dentro del que se disponen los rodamientos que apoyan sobre los bujes anteriormente descritos (Anexo II). Este cilindro, en su cara exterior, posee una sujeción para anclar la pinza de freno. Además, está dotado de dos "brazos" con forma trapecial tangentes a este cilindro, en los que se ancla la suspensión. Por último, en uno de estos brazos, se encuentra una sujeción para la barra de dirección. La mangueta está compuesta de **aluminio 7075-T6**, material que por su ligereza y resistencia supone una elección idónea para un monoplaza de competición de pequeño tamaño. Este material posee un límite elástico de 505 MPa.

La mangueta del eje delantero es una pieza que tiene relevancia en los sistemas de suspensión, frenada y dirección del monoplaza. A continuación, se describe la implicación de estas en cada sistema:

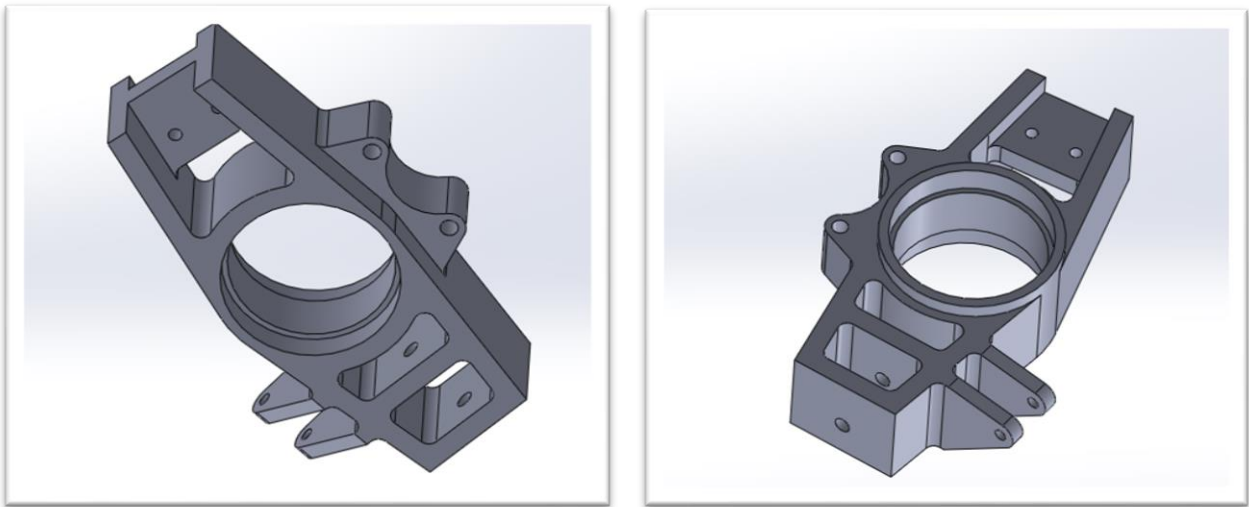
- Sistema de frenada: este sistema es uno de los que más importancia tiene ya que la pinza de freno va sujeta a esta pieza. Cuando el monoplaza frena, la fuerza de rozamiento entre el disco y la pinza se transmite a la mangueta generando una torsión sobre la misma.
- Sistema de suspensión: Sobre cada uno de los brazos de la mangueta antes descritos se anclarán las barras de suspensión. Esta mangueta está en contacto directo con el buje delantero que está anclado a la rueda delantera. Cuando la rueda se encuentra con un bache, se mueve todo el conjunto, provocando la actuación del muelle de suspensión.

→ Sistema de dirección: En uno de los brazos se ancla la barra de dirección. Mediante la cual, cuando se gire el volante, se empujará las manguetas delanteras. Provocando el desvío de la trayectoria del monoplaza.

1.2 Vistas del modelo

Para una mejor comprensión de la geometría, se muestra el modelo de la mangueta delantera desde diferentes perspectivas.

Vistas 3D



Figuras 1 y 2: perspectiva isométrica de ambas caras de la mangueta delantera.

Vista frontal

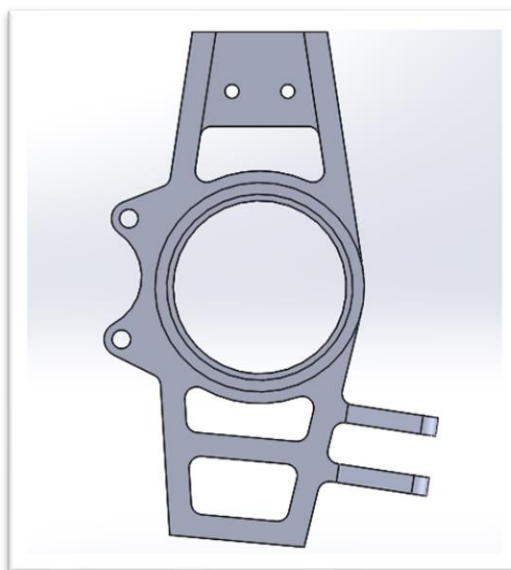


Figura 3: Vista frontal de la mangueta delantera.

1.3 Estudios de tensiones

Esta pieza debe cumplir su función sin llegar a sufrir deformaciones plásticas o roturas. Por lo que es necesario realizar las pruebas necesarias para garantizar con seguridad su correcto funcionamiento. Estas pruebas serán los diferentes análisis en las situaciones de carga máxima que puede sufrir la mangueta.

1.3.1 Frenada

El análisis en frenada consiste en analizar el comportamiento estructural de la mangueta cuando el vehículo realiza la frenada más fuerte posible, sin llegar a bloquear las ruedas. Ya que, si se llegara a bloquear la rueda, no existiría movimiento relativo entre el disco y la pinza de freno, y por tanto no existiría rozamiento entre ambas. Esta fuerza de rozamiento es la que se aplica sobre la mangueta ya que la pinza de freno está sujeta a esta y le transmite la carga por medio de la unión. Por otro lado, al girar la rueda mediante la barra de dirección, se produce una fuerza sobre el brazo de la dirección en la mangueta.

A estas fuerzas de fricción y de la dirección se le tienen que sumar las fuerzas transmitidas por el buje delantero a la mangueta. En este caso, se tendrán en cuenta la fuerza normal a las ruedas delanteras durante una frenada, ya que se produce una transferencia de masa hacia la parte delantera del vehículo. Además, para ponernos en la peor situación posible, le aplicaremos la fuerza centrífuga que recae sobre el eje delantero en la situación límite durante un cambio de dirección.

Esta situación de frenada es no es muy común durante una competición, pero sí que es posible que suceda, por esa razón, la pieza debe resistir estructuralmente con un coeficiente de seguridad bastante grande.

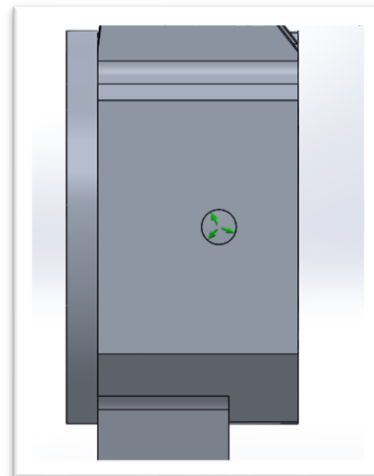
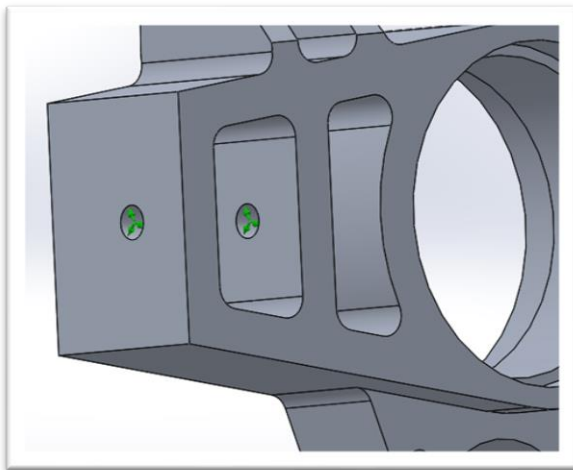
2 ESTUDIO DE TENSIONES EN FRENADA

2.1 Restricciones del modelo

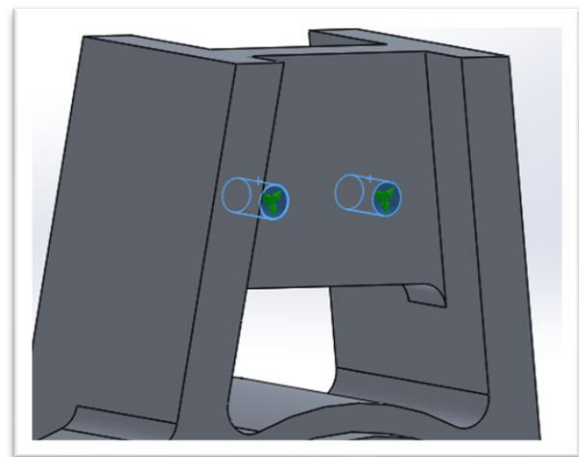
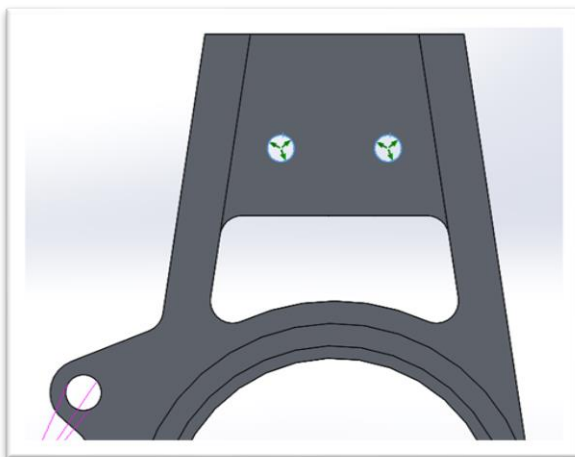
Las restricciones impuestas en la mangueta tratan de asemejarse a los apoyos que tendrá en la realidad. A continuación, se explicarán las sujeciones planteadas:

- **Anclaje de muelle de suspensión**

La suspensión se sujeta a los brazos de la mangueta, impidiendo el movimiento de estas. En las posiciones donde se anclan las barras de la suspensión del monoplaza (perforaciones cilíndricas de cada uno de los brazos de las suspensiones) se considera que no hay movimiento radial, evitando así que la pieza comience a rotar. Se usará la opción de sujeciones avanzadas en el SW para poder seleccionar una cara cilíndrica como sujeción (las flechas verdes indican la dirección restringida):

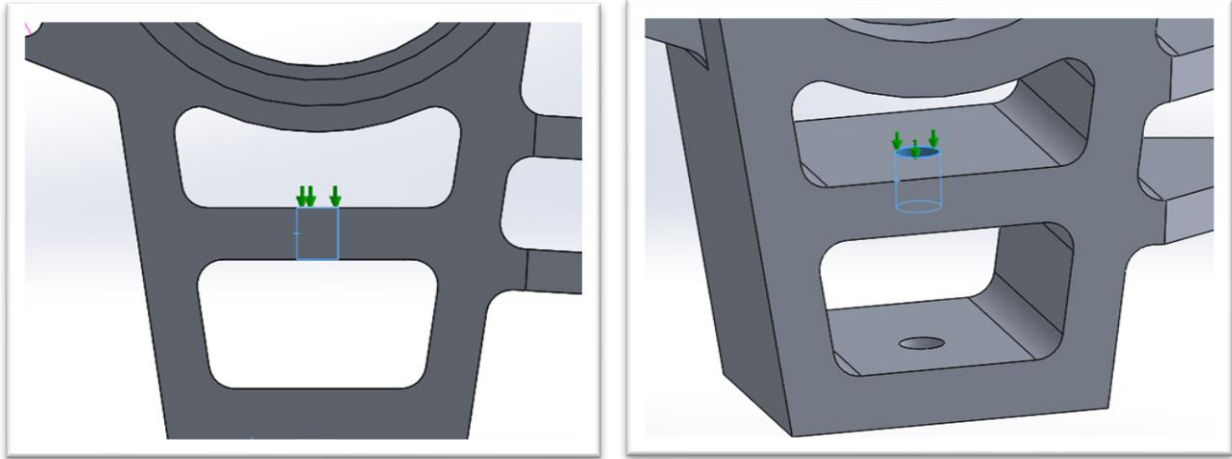


Figuras 4 y 5: Sujeciones radiales de suspensión, parte inferior.



Figuras 6 y 7: Sujeciones radiales de suspensión, parte superior.

Además, en una de las perforaciones de anclaje de cada una de las suspensiones (superficie cilíndrica), se restringe el movimiento axial para evitar que la mangueta se desplace al aplicar la fuerza:



Figuras 8 y 9: Sujeción axial de suspensión, parte inferior.

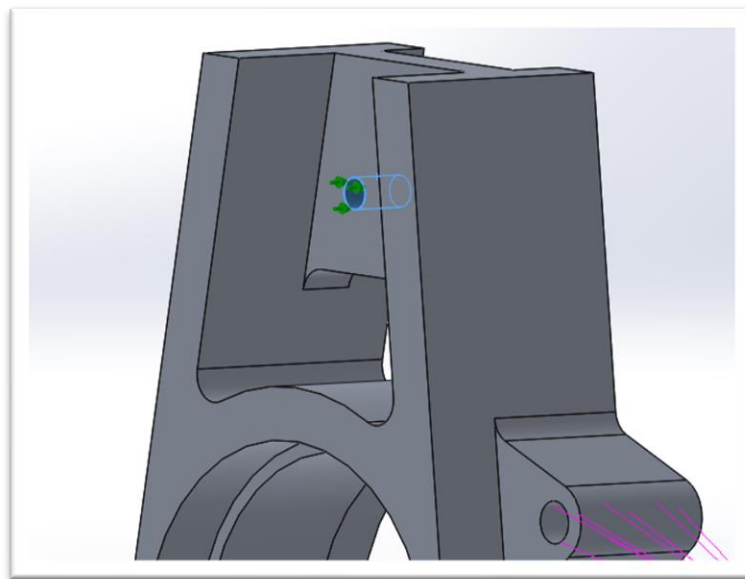


Figura 10: Sujeción axial de suspensión, parte superior.

- **Anclaje de rodamientos:**

La mangueta apoya sobre dos rodamientos que encajan en el interior del cilindro central. Estos rodamientos restringen el movimiento de la mangueta en la dirección axial ya que su movimiento está restringido por la mangueta, el buje, la tuerca de fijación y el tubo de compresión. Representado en la figura 11 mediante flechas verdes

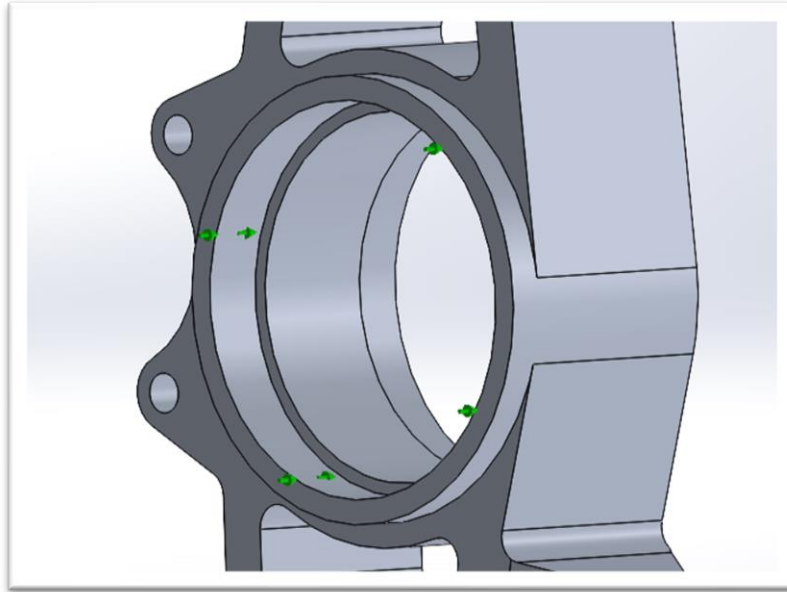


Figura 11: Restricciones de tuerca de fijación.

2.2 Cargas aplicadas sobre el modelo

Con el fin de realizar un análisis que se asemeje a la realidad, se analizan las fuerzas consideradas y su punto de aplicación.

2.2.1 Magnitud y dirección de las cargas

Las fuerzas por aplicar en este análisis son la fuerza de rozamiento que se produce entre la pinza y el disco de freno, la fuerza normal a la rueda delantera en situación de frenada y la fuerza centrífuga que aparece en situación de giro. Estas fuerzas han sido calculadas en “Anexo I: Cálculos”. Extraemos el valor de estas fuerzas para el eje delantero (suma de la fuerza recibida por cada mangueta delantera) de este anexo:

- **Fuerza normal en situación de frenada:**

Para el eje delantero

Carga normal tras la transferencia de peso	N_f	2446,4 N
--	-------	----------

Esta fuerza se aplica al eje delantero entero, pero se aplicará a una sola mangueta ya que se quiere asegurar un coeficiente de seguridad de 2.

- **Fuerza barra de dirección:**

Para una rueda delantera

Fuerza necesaria para girar la rueda	$F_{dirección}$	1593,41 N
--------------------------------------	-----------------	-----------

Esta fuerza corresponde a una sola rueda, por lo que sería la que se debe aplicar en el brazo de la dirección. No obstante, como con las demás fuerzas se mayorará con un factor de 2. Por lo tanto, la carga a aplicar será de **3186,82 N**

- **Fuerza centrífuga máxima:**

Para el vehículo completo

Carga centrífuga sobre el vehículo completo	$F_{c\ Total}$	5591,7 N
---	----------------	----------

Al ser la carga que se aplica al vehículo completo, se debe dividir entre 4 para obtener la que le corresponde a una sola mangueta. No obstante, al aplicar un coeficiente de mayoración de 2, se aplicará una fuerza centrífuga de:

$$F_c = \frac{5591,7\ N}{2} = 2795,85\ N$$

- **Fuerza de rozamiento disco-pinza:**

Para el eje delantero

Carga de fricción sobre disco en frenada máxima	$F_{f,roz\ disco}$	14.765,4 N
---	--------------------	------------

Para analizar una mangueta debemos saber que la fuerza que estaría actuando es la mitad de la mostrada anteriormente (7.382,7 N). No obstante, para estar en el lado de la seguridad aplicaremos la carga del eje delantero en una sola de las manguetas. Obteniendo así un coeficiente de seguridad de 2.

Por lo tanto, la carga que se aplicará será de **14765,4 N**.

Para introducir esta carga en el análisis, se debe tener en cuenta que nos interesa que esta sea paralela a la recta imaginaria que une los cilindros de soporte de la pinza de freno. No obstante, esta línea imaginaria no es paralela al eje X del modelo, existiendo una inclinación de 5° entre ambas. Debido a esto, se procede a descomponer la fuerza entre los ejes X e Y.

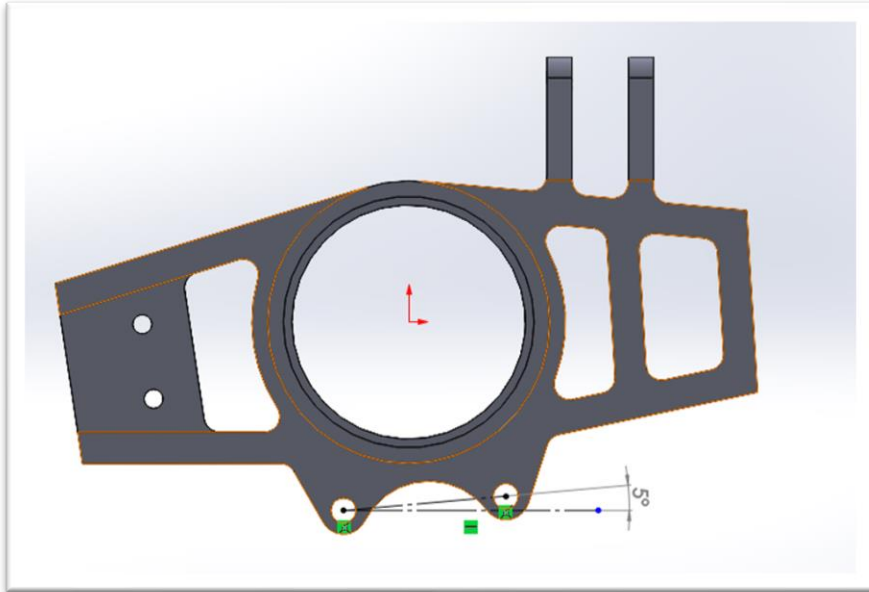


Figura 12: Ángulo entre línea imaginaria de unión entre anclajes y horizontal.

Para descomponer la fuerza en ambos ejes, se usa trigonometría:

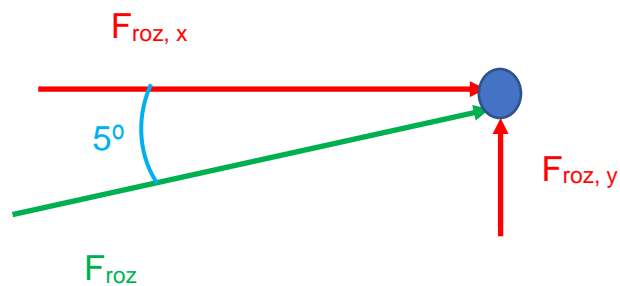


Figura 13: Representación ángulo entre línea imaginaria de unión entre anclajes y horizontal.

La componente horizontal será:

$$F_{f,roz\ disco,x} = F_{f,roz\ disco} \cdot \cos(5^\circ) = 14.765,4\ N \cdot \cos(5^\circ) = 14.709,21\ N$$

La componente vertical, en cambio, será:

$$F_{f,roz\ disco,y} = F_{f,roz\ disco} \cdot \sin(5^\circ) = 14.765,4\ N \cdot \sin(5^\circ) = 1.286,88\ N$$

Descompuesta en eje X

Carga de fricción sobre disco en frenada máxima	$F_{f,roz\ disco\ x}$	14.709,21	N
--	-----------------------	-----------	---

Descompuesta en eje Y

Carga de fricción sobre disco en frenada máxima	$F_{f,roz\ disco\ y}$	1.286,88	N
--	-----------------------	----------	---

2.2.2 Punto de aplicación

- **Fuerza de rozamiento disco – pinza.**

Este caso de carga no se aplica directamente sobre la mangueta ya que se produce en ambas caras del disco de freno, quedando su resultante en la mitad del disco. Se adjunta una foto del conjunto para que se aprecie la distancia:

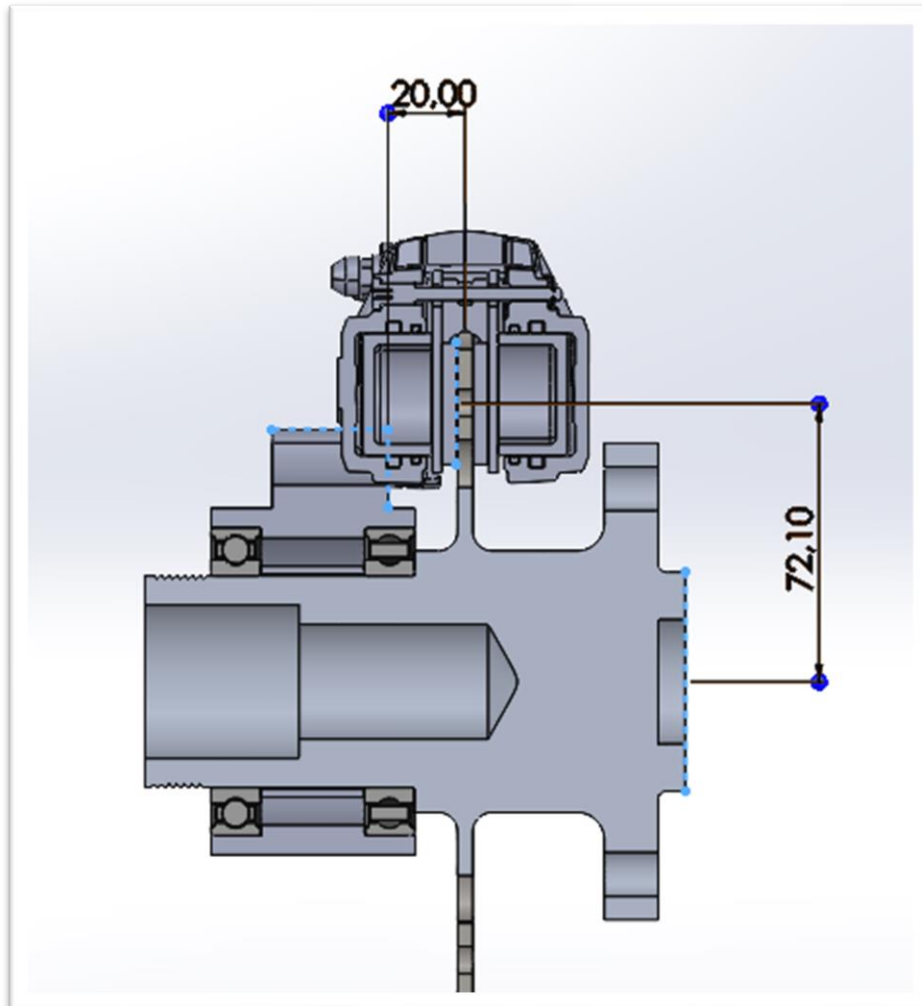


Figura 14: Ensamblaje con distancias de aplicación carga.

Con el fin de situar el punto de aplicación de la carga, se adjunta la **figura 14**, donde se distingue un ensamblaje de buje, mangueta, rodamientos, disco y pinza de freno. Como vemos la carga estará desplazada una cierta distancia de la mangueta. Concretamente 20mm en la dirección axial de los cilindros de la sujeción de la pinza de freno, tomando como referencia la cara en contacto con la pinza.

Además, esta carga tiene una separación en la dirección radial del soporte de la pinza ya que la fuerza estará aplicada a la mitad de la superficie de contacto entre la pastilla de freno y el disco. Este punto está situado a una distancia es de 72,1 mm desde el eje del cilindro central.

Conociendo estos datos, aplicamos la carga (flechas violetas) sobre el punto deseado mediante la opción de carga remota, aplicando esta carga sobre los cilindros por los que pasarán los tornillos que anclan la pinza de freno con la mangueta:

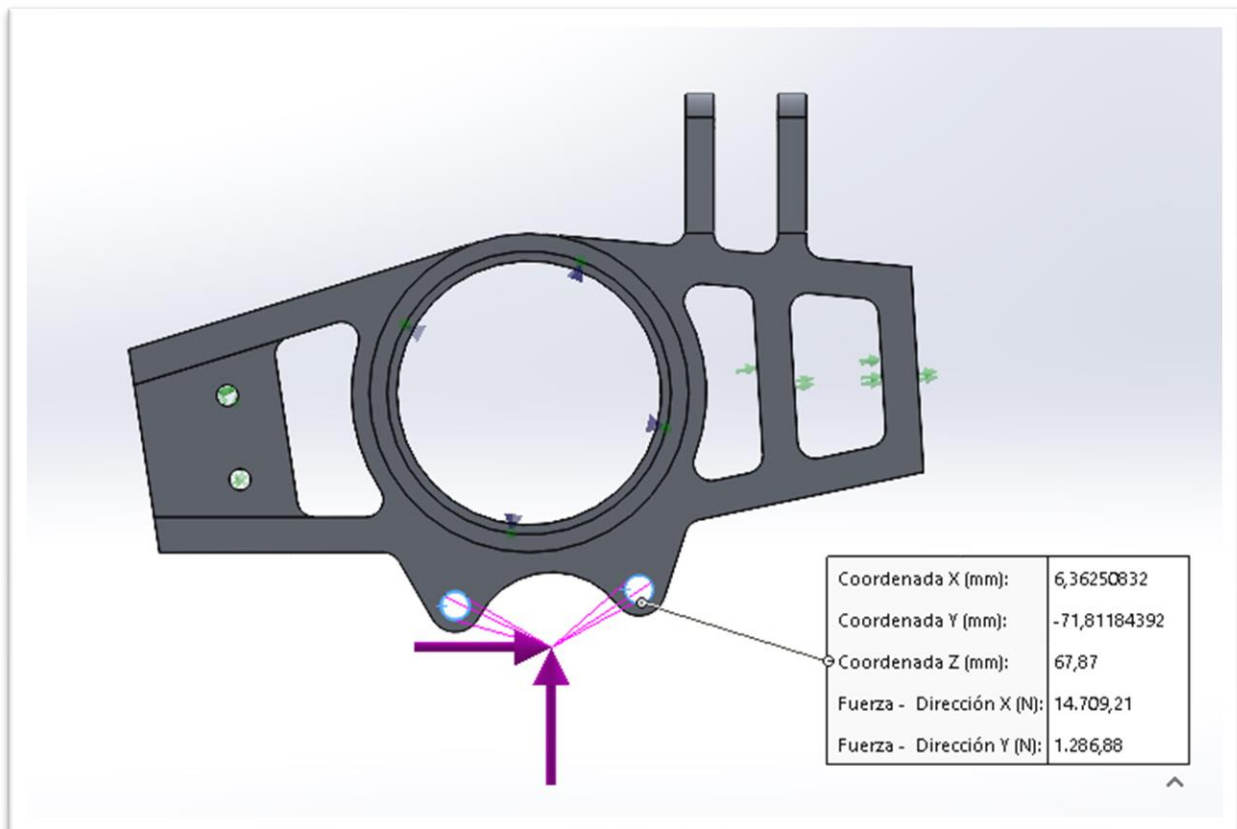


Figura 15: Magnitudes y punto de aplicación carga.

- **Fuerza normal durante frenada y fuerza centrífuga:**

La fuerza normal es la reacción del suelo debido al peso del coche por lo que su punto de aplicación es en la cara exterior de la rueda, en contacto con la calzada. Por otro lado, la fuerza centrífuga empuja al coche desde su centro de masas en dirección radial y sentido contrario al centro del radio de la curva. Provocando reacciones de rozamiento en las ruedas con la calzada para contrarrestarlas, que tienen dirección radial y sentido hacia el centro de la curva.

Por lo que estas dos fuerzas estarán aplicadas en el centro de la cara exterior del neumático. Esta transferencia de cargas se produce a través de los rodamientos puesto que es la única pieza a través de la cual mantienen contacto la mangueta y el buje.

Se adjunta un ensamblaje al que se le ha realizado un corte para distinguir mejor este punto:

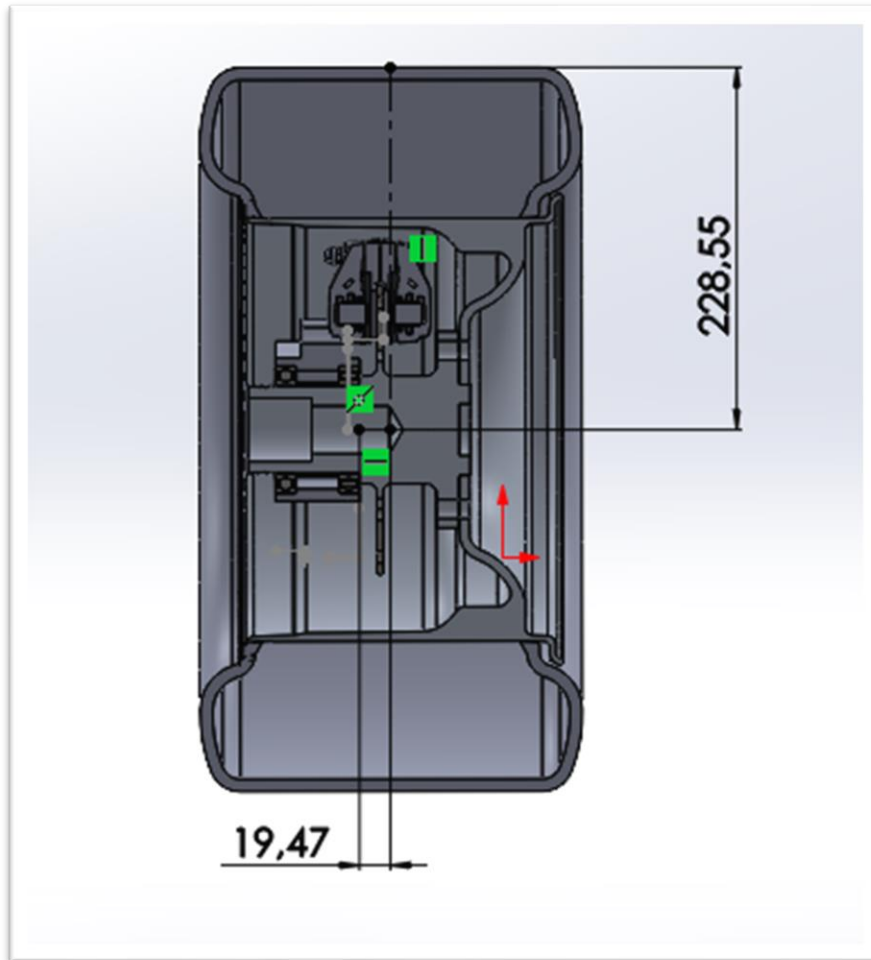


Figura 16: Punto aplicación fuerza normal y centrífuga.

Una vez localizado el punto de aplicación de las fuerzas, se introducen en el modelo (flechas rojas) mediante la opción de carga remota para poder relacionar el punto de aplicación de las fuerzas con las caras a donde se transmite (espacio para rodamientos):

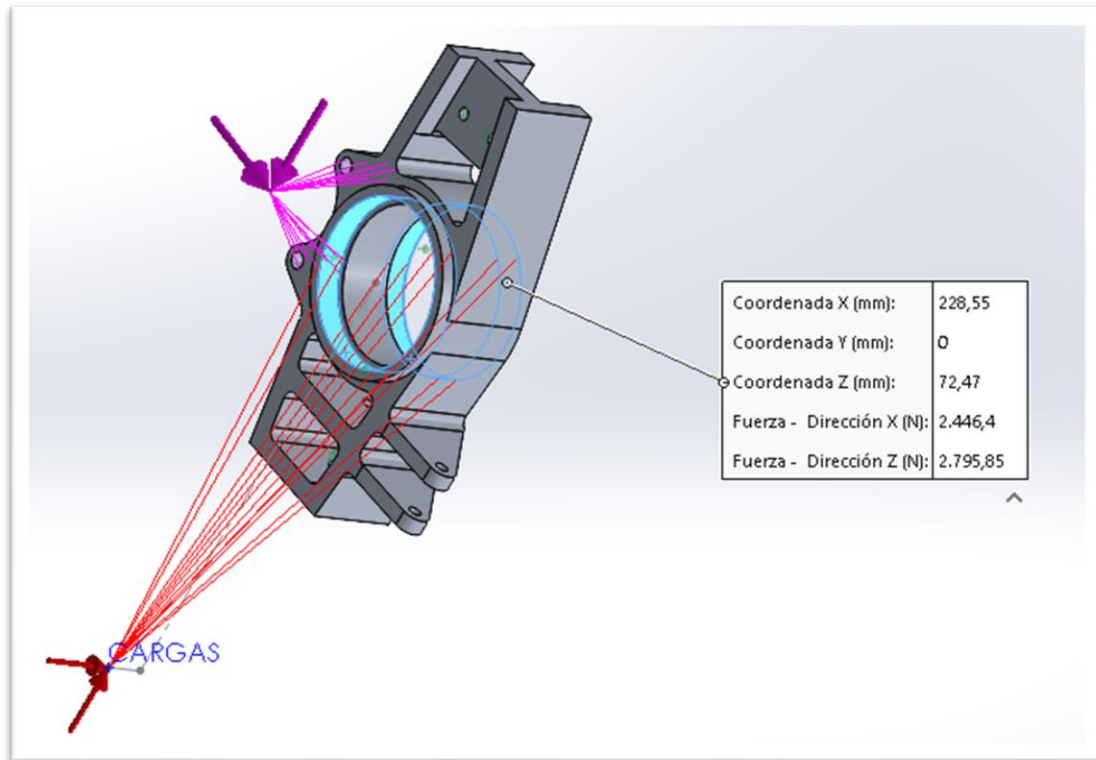


Figura 17: Fuerza normal y centrífuga

Fuerza de barra de dirección:

Esta fuerza se aplicará en el punto medio entre los brazos donde se anclará la barra de la dirección (**figura 18**) en la dirección axial de la rueda:

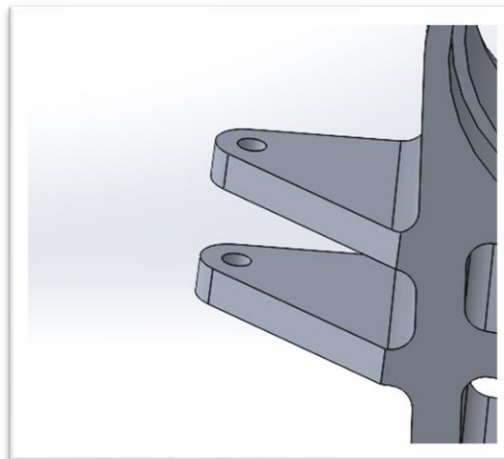


Figura 18: Posición de la barra de dirección

Aplicamos la fuerza en su lugar correspondiente, mediante una carga remota relacionándola con las perforaciones de estos brazos (**figura 19**):

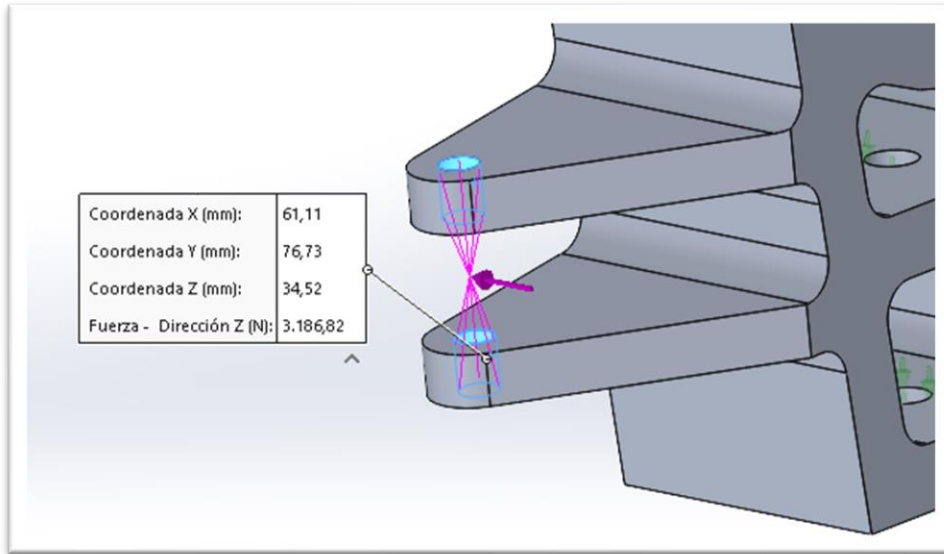
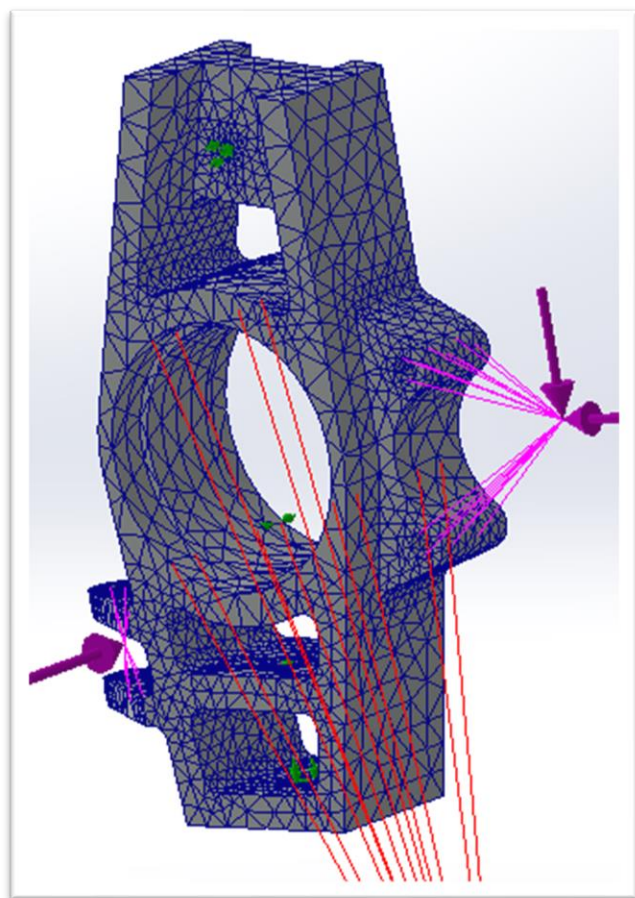
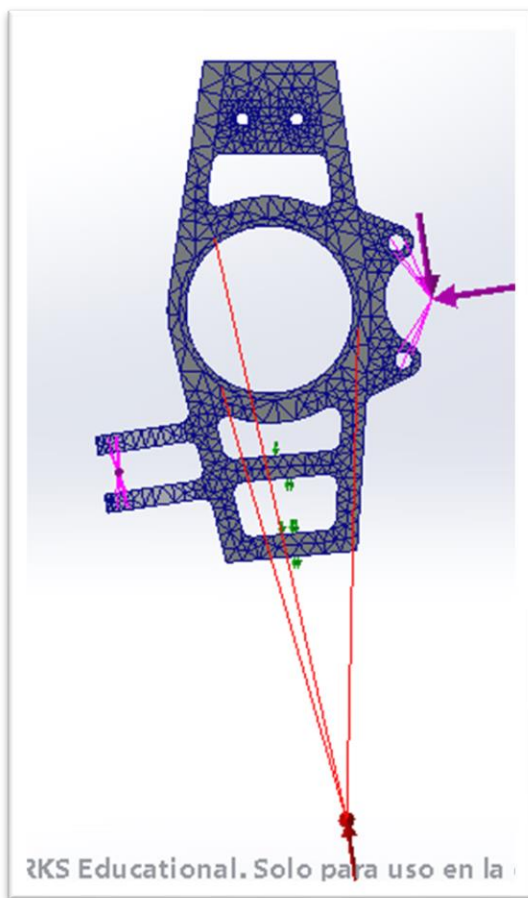


Figura 19: Fuerza de barra de dirección

2.3 Modelos numéricos. Características de la malla

Con el fin de adaptar la malla al modelo de la manera más fiel posible y sabiendo que las manguetas están compuestas por superficies cilíndricas y poseen redondeos para su fácil elaboración con fresadora, se ha utilizado la herramienta de parámetros de mallado creando una malla basada en curvatura. Se establecen los siguientes parámetros:

- Tamaño máximo del elemento: 10 mm.
- Tamaño mínimo del elemento: 2 mm.
- Número mínimo de elementos en un círculo: 8



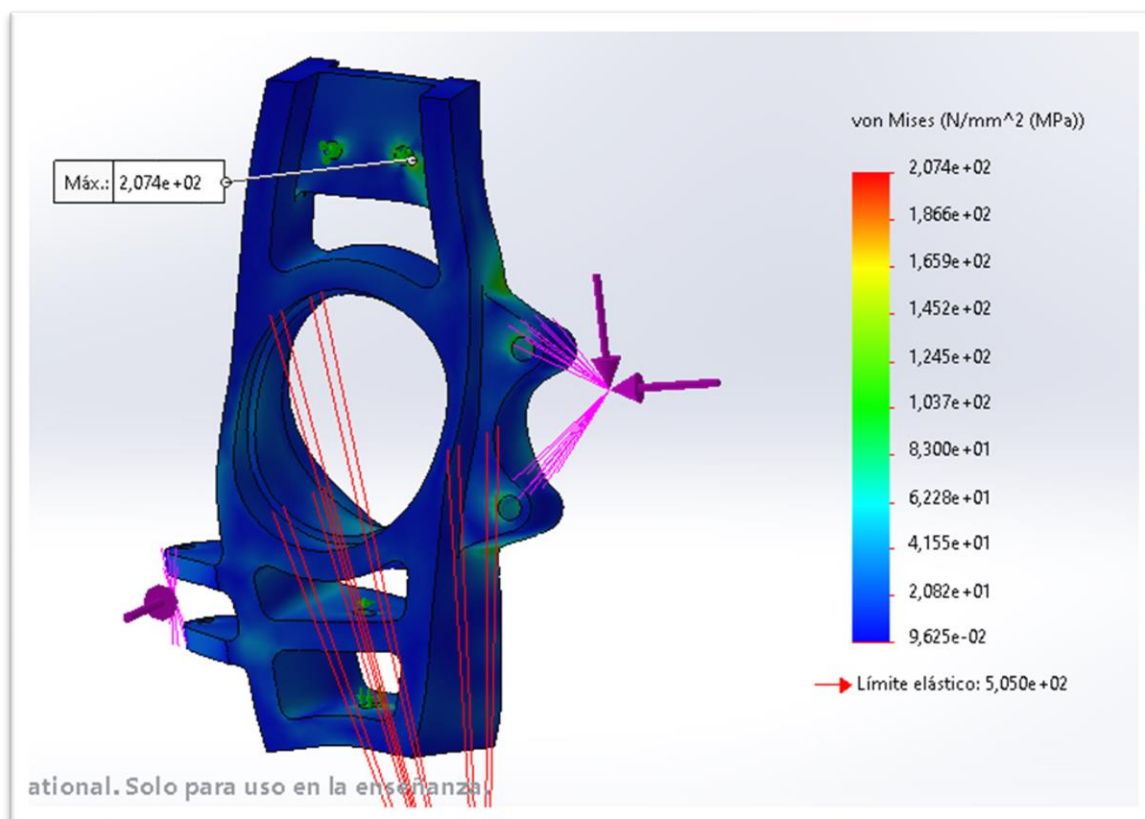
Figuras 20 y 21: Malla aplicada en la mangueta delantera.

2.4 Resultados del análisis de tensiones

Una vez se han introducido los aspectos explicados a lo largo del apartado 2, se procede a realizar el análisis de tensiones y desplazamientos de la pieza para comprobar su resistencia estructural.

Comenzaremos analizando las tensiones:

Resultados de tensión



Figuras 22: Resultados del análisis de tensión.

Tensión máxima	207,4	MPa
Tensión de límite elástico	505,05	MPa
Porcentaje de sollicitación	41,07	%
Coefficiente de seguridad	2,43	

Se puede apreciar que la tensión máxima está localizada sobre la superficie del cilindro interno de la perforación dedicada al anclaje de la barra de suspensión superior.

Esta tensión es más de 2 veces menor que la tensión de límite elástico por lo que no supondrá un problema para el correcto funcionamiento de la mangueta mientras opera. Cabe recalcar que se han supuesto unas peores condiciones que las reales. además, a la

hora de calcular las cargas aparte de mayorarlas con un coeficiente de 2, situándose aún más del lado de la seguridad. Ya que la seguridad para el piloto del monoplaza es lo más importante en la competición.

Se adjunta una vista ampliada de la localización de la tensión máxima:

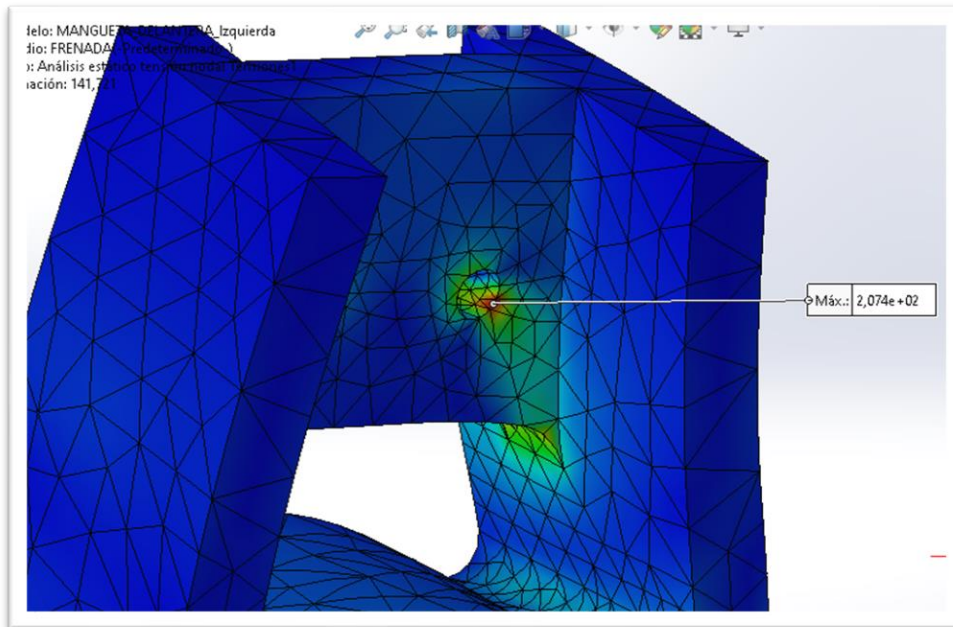


Figura 23: Localización de tensión máxima.

Comprobamos las tensiones en las zonas de las barras de suspensión, dirección y pinza de freno según la **figura 25**:

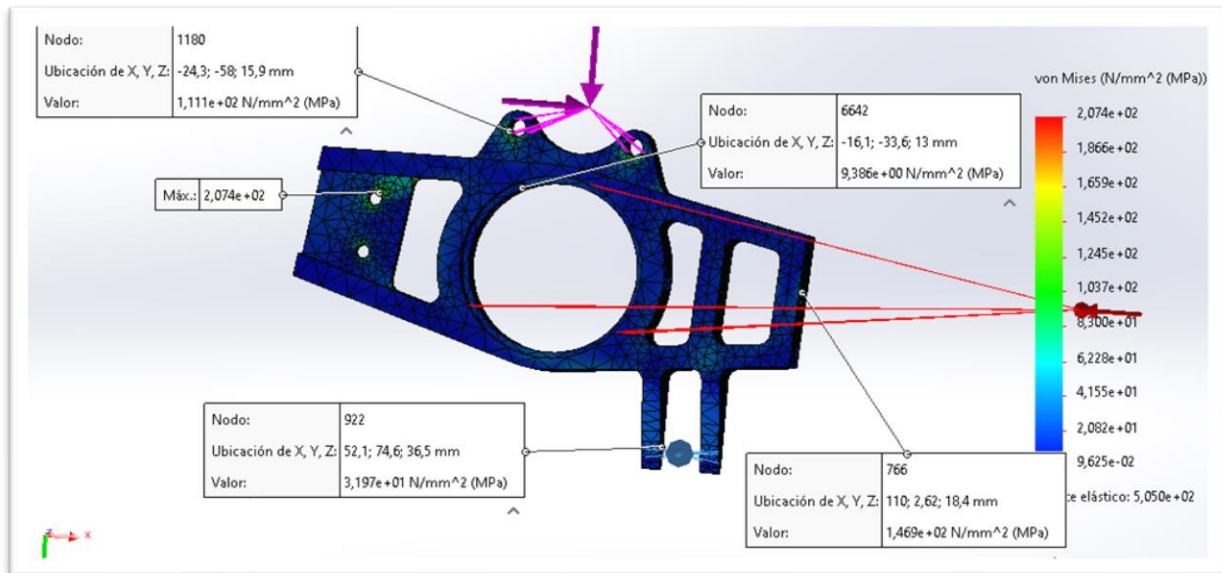


Figura 24: Tensiones puntos de anclaje.

Como vemos las tensiones en los diferentes puntos de anclaje **no superan los 150 MPa**, siendo tensiones muy distantes del **límite elástico (505 MPa)**. Podemos afirmar que la

geometría y material de la pieza han sido elegidos adecuadamente para cumplir con seguridad sus funciones.

Se analizarán ahora los desplazamientos en la mangueta:

Resultados de desplazamientos

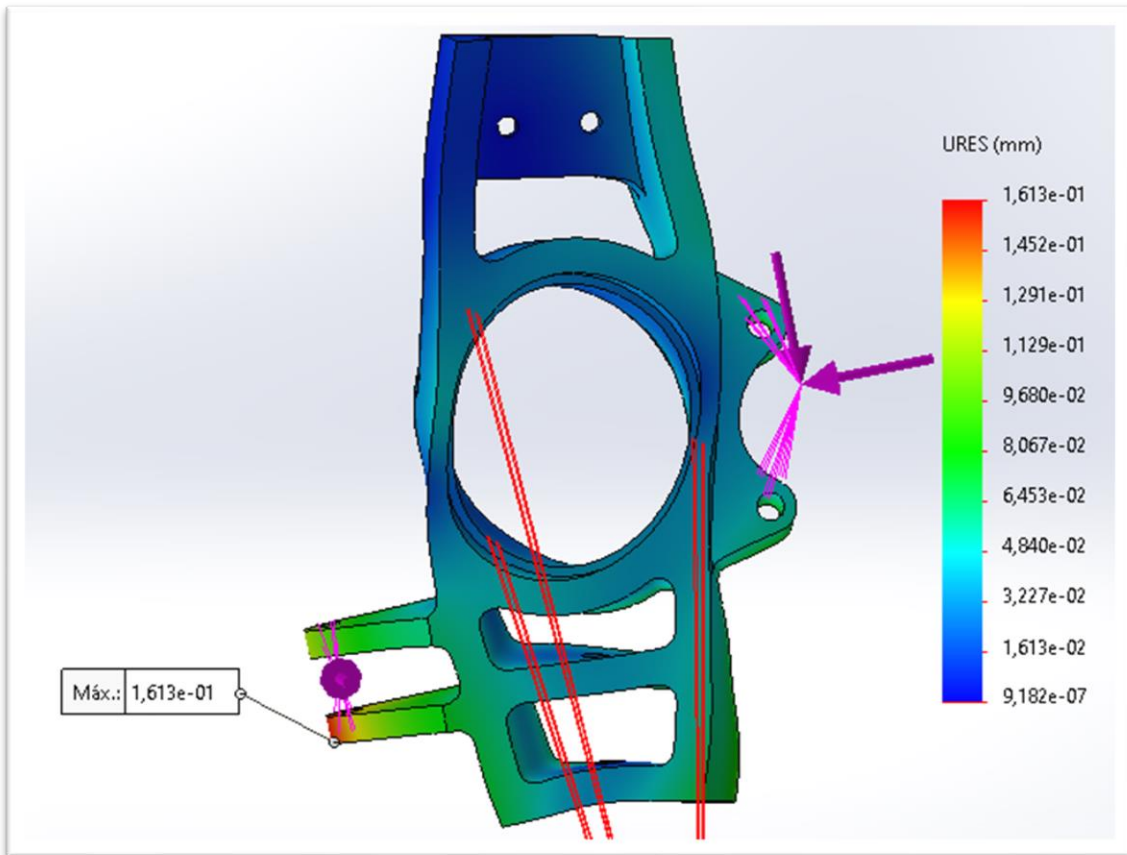


Figura 25: Análisis de desplazamientos.

Desplazamiento máximo	$1,613 \cdot 10^{-1}$ mm
------------------------------	--------------------------

El desplazamiento máximo se produce en el brazo de anclaje de la barra de dirección, aunque este desplazamiento es mucho menor de 1mm (del orden de décimas de milímetro).

Se adjunta a continuación una imagen del modelo para apreciar los momentos que sufre la pieza:

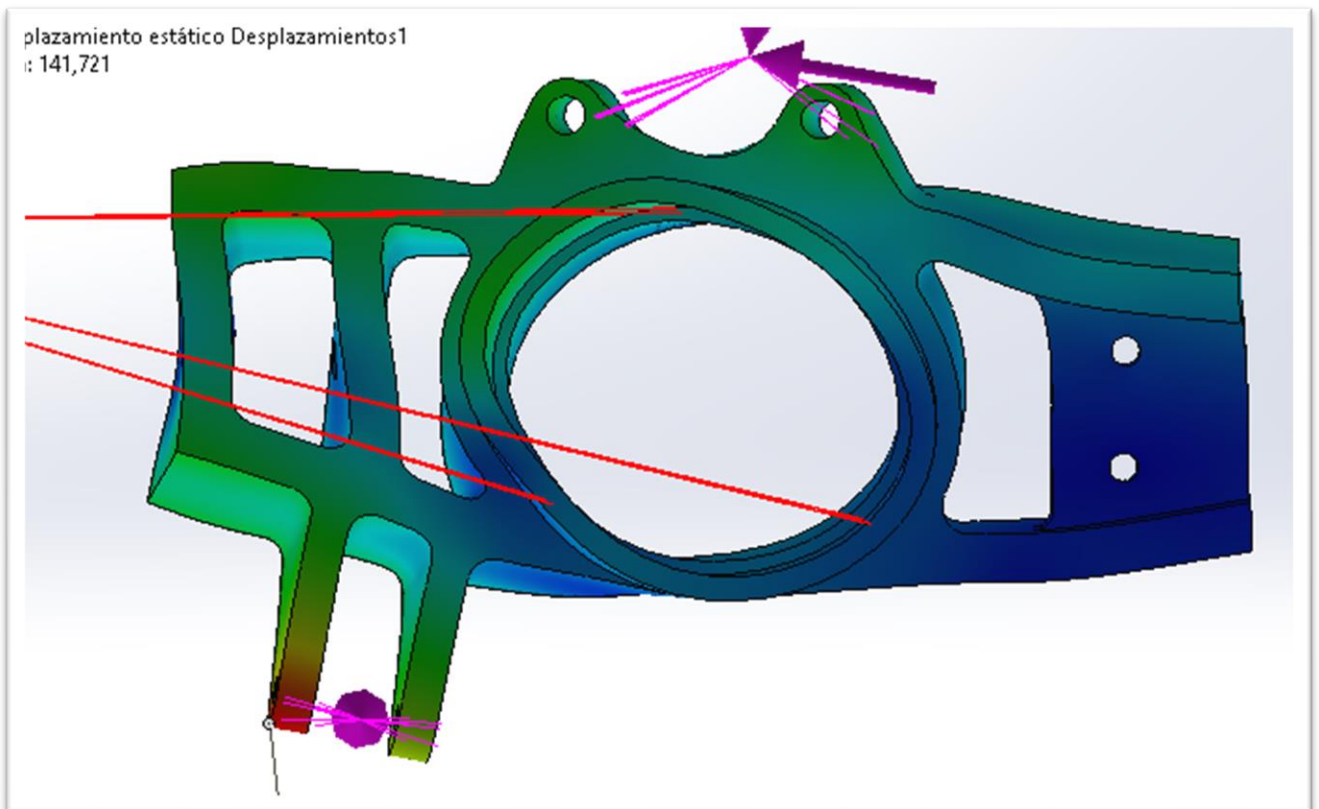
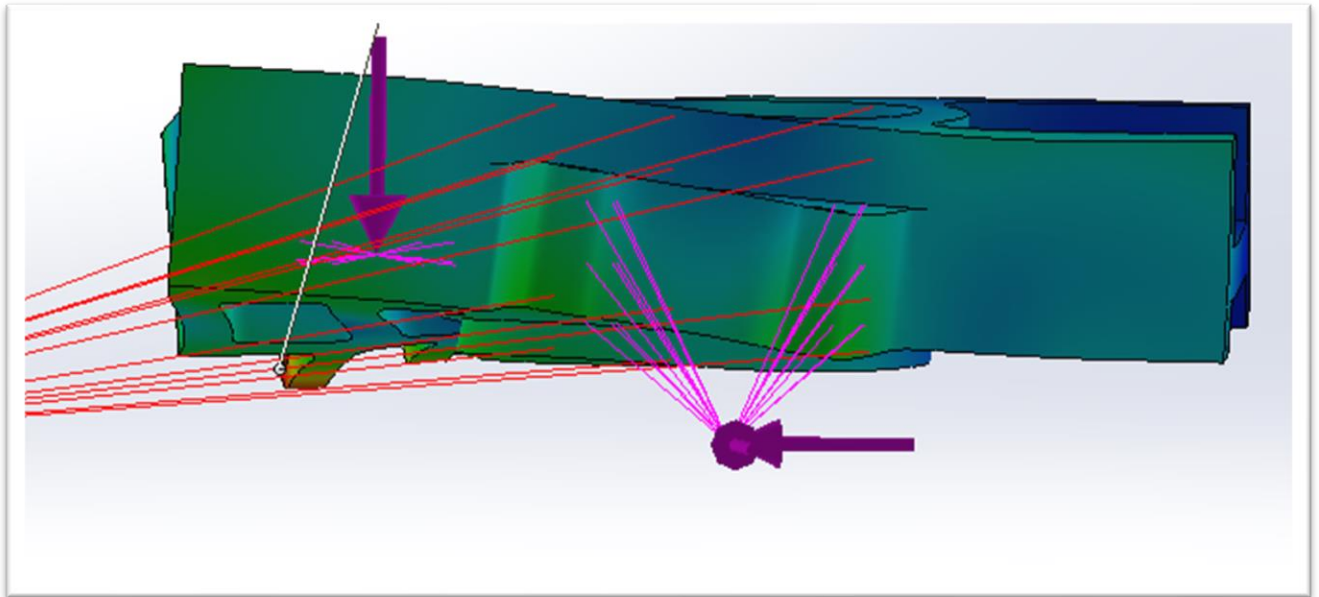


Figura 26 y 27: de las manguetas.

Se puede apreciar que los brazos de las sujeciones, así como el cilindro central de la pieza sufren tanto flexión como torsión. Provocando que se deformen en varias direcciones. No obstante, estas deformaciones mostradas son una exageración de la realizad. Siendo un fiel reflejo de cómo se deforma, pero con estas deformaciones aumentadas para que sean apreciables.

→ **Conclusión:**

Como conclusión, se ha comprobado que en las situaciones límites la pieza resiste con un margen de más de un 50% habiendo aplicado las cargas límites con un coeficiente de seguridad de 2. Pudiendo soportar cargas imprevistas en el modelo sin aparente problema. Por otro lado, los desplazamientos experimentados son del orden de una décima de milímetro, una magnitud muy pequeña que reafirma lo anteriormente expuesto.

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANEXO VI: ESTUDIO ANALÍTICO INICIAL
PARA CARGAS EN BUJES**

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN
MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, junio de 2021

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Planteamiento de situaciones de carga	1
1.1.1	Buje delantero	1
1.1.2	Buje trasero	1
1.1.3	Esquema de las cargas mencionadas	2
2	CÁLCULOS ANALÍTICOS	3
2.1	Fuerzas Normales	3
2.2	Fuerzas Tangentes	4
2.2.1	Fuerzas en Aceleración	4
2.2.2	Fuerzas en Frenada	5
2.3	Fuerza Centrífuga	6

1 INTRODUCCIÓN

Este anexo se corresponde con el desarrollo analítico inicial realizado para estimar las cargas a las que estarán sometidos los bujes a la hora de su puesta en funcionamiento. Los cálculos aquí expuestos sirvieron como base para el desarrollo analítico definitivo, el cual se encuentra explicado en el Anexo I de este proyecto.

Estos cálculos se efectuaron suponiendo situaciones diferentes a las que se exponen en el Anexo I, sin embargo, se considera que de igual manera cuentan con interés teórico, por lo que se van a detallar en este documento.

1.1 Planteamiento de situaciones de carga

En primer lugar, se van a enumerar las diferentes situaciones de carga de los bujes, que derivarán en sus consecuentes desarrollos analíticos. Cabe mencionar que, al disponer de un monoplaza con tracción exclusivamente en el eje trasero, el buje trasero es el único que transmite las cargas derivadas de la aceleración.

1.1.1 Buje delantero

Puesto que este elemento no estará sometido a tensiones a causa de la aceleración del motor, su análisis de cargas se centra en el proceso de frenada del vehículo. Por lo tanto, la fuerza de rozamiento tenida en cuenta será la que se produce entre los neumáticos y la calzada causada por la frenada de las ruedas. Además, deben tenerse en cuenta las cargas normales asociadas al peso del vehículo en el eje delantero, así como las fuerzas de rozamiento de los neumáticos con la calzada causadas por un cambio de dirección que provoque una fuerza centrífuga lateral sobre el monoplaza.

1.1.2 Buje trasero

En este caso, el buje debe asumir las tensiones de la frenada, además de las de la aceleración, transmitidas a través del palier. En ambos casos la carga aplicada se corresponde con la fuerza de rozamiento de los neumáticos con el suelo, derivada de la aceleración o de la frenada, en función de la situación asumida. De igual manera, deben tenerse en cuenta las cargas normales asociadas al peso del vehículo en el eje trasero, así como las fuerzas de rozamiento de los neumáticos con la calzada causadas por un cambio de dirección que provoque una fuerza centrífuga lateral sobre el monoplaza.

1.1.3 Esquema de las cargas mencionadas

Para ambos bujes, se contemplan un total de tres cargas en cada situación, cada una con su dirección y sentido correspondiente. A continuación, se ha adjuntado un esquema básico en el que se sitúa un buje arbitrario unido a la rueda, además del detalle con las cargas que actúan, extrapolables a cualquiera de las situaciones expuestas, ya sea frenada o aceleración.

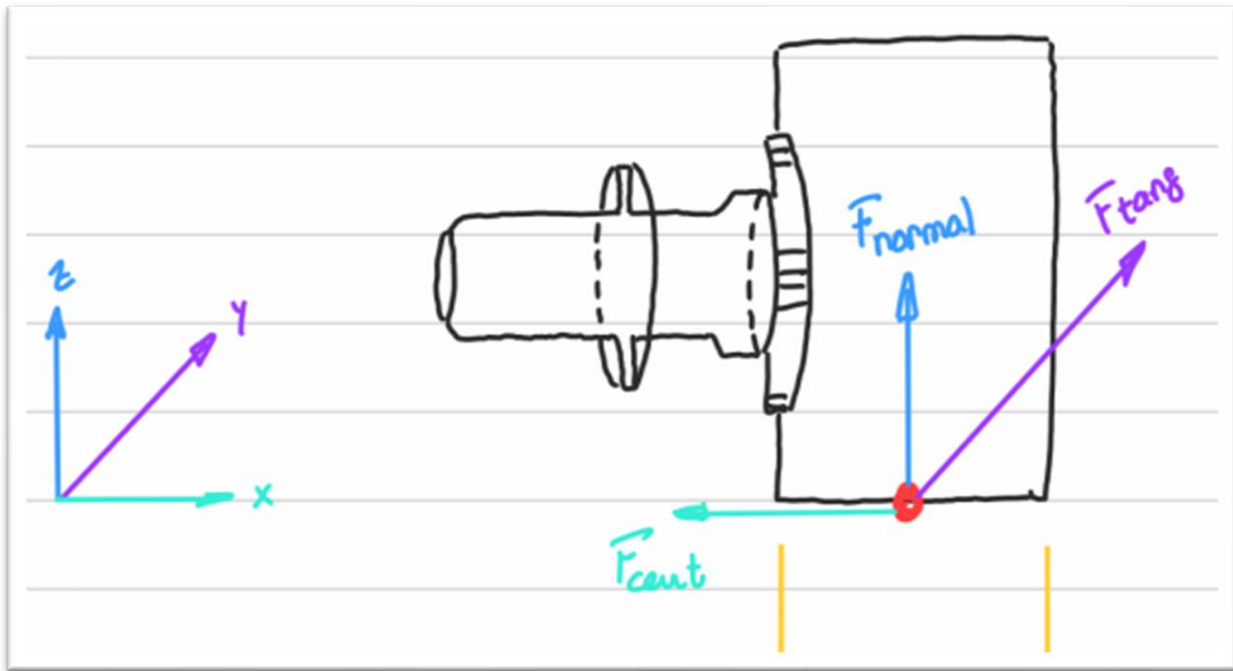


Figura 1: Esquema de las cargas aplicadas en los bujes

- En azul (F_{normal}): fuerza de reacción normal al peso del vehículo.
- En verde (F_{cent}): fuerza de rozamiento del vehículo por la fuerza centrífuga.
- En violeta (F_{tang}): fuerza de rozamiento tangente a la circunferencia del neumático, por la carga de aceleración o frenada.

2 CÁLCULOS ANALÍTICOS

Las tres fuerzas explicadas en la introducción de este Anexo se van a calcular en los siguientes apartados, en función de su dirección, tal y como se nombran en la figura 1.

2.1 Fuerzas Normales

Para el cálculo de estas fuerzas, se ha considerado un reparto de masas en el monoplaza del 54 % para el eje trasero, y del 46 % para el eje delantero. Además se considera una masa aproximada de 250 kg. Estos datos se han obtenido a través del equipo de FSULL, cuyas estimaciones para el reparto de pesos rondan estas cifras, además de ser un valor promedio dentro de los vehículos de este tipo.

A través del reparto de masas se puede extraer de manera directa el peso estático del vehículo en cada eje, obteniendo un resultado de:

→ Para el eje delantero: $F_{n,f} = m \cdot 0,46 = 115 \text{ kg} \approx 1150 \text{ N}$

→ Para el eje trasero: $F_{n,r} = m \cdot 0,54 = 135 \text{ kg} \approx 1350 \text{ N}$

En este desarrollo inicial, no se ha contemplado el efecto de la inercia del vehículo derivado de la aceleración o desaceleración del mismo. Según el principio de D'Alembert, el vehículo experimenta una transferencia de pesos al disponer de aceleración, que modifica las cargas de apoyo en sus ejes, transmitiendo el peso al eje trasero durante la aceleración, y al eje delantero durante la frenada. Esta es una de las principales diferencias tenidas en cuenta en los cálculos del anexo I con respecto a este Anexo.

Debe tenerse en cuenta que estas fuerzas calculadas se reparten entre las dos ruedas de cada eje, por lo que cada buje se verá sometido a la mitad de la carga:

→ Cada buje delantero: $F'_{n,f} = F_{n,f} \cdot 0,5 = 575 \text{ N}$

→ Cada buje trasero: $F'_{n,r} = F_{n,r} \cdot 0,5 = 675 \text{ N}$

2.2 Fuerzas Tangentes

2.2.1 Fuerzas en Aceleración

Para el cálculo de esta fuerza se han asumido una serie de consideraciones en cuanto a las características del vehículo:

- Velocidad máxima= 100 km/h
- Potencia del motor= 80 kW
- Rendimiento del sistema de transmisión= 95 %
- Diámetro de la rueda= 464,82 mm

Con estos datos se va a desarrollar la ecuación que describe la potencia mecánica asociada a la rotación de un eje, que en este caso se trata del buje trasero. Esta expresión rige lo siguiente:

$$Pot (W) = M_t (N \cdot m) \cdot w \left(\frac{rad}{s} \right)$$

En primer lugar, se debe calcular la potencia real transmitida desde el motor hasta los bujes traseros, definida por el rendimiento del sistema de transmisión, teniendo en cuenta que esta se reparte a partes iguales a cada rueda:

$$Pot_{bujes} = 80 kW \cdot \frac{1}{2 bujes} \cdot 0,95 = 38 kW$$

A continuación debe conocerse la velocidad angular que tiene el buje en un instante concreto. Según la expresión de la potencia, el valor del momento será mayor cuanto menor sea la velocidad angular, siempre que la potencia se mantenga constante. Por ende, si se estudia un instante en el que el vehículo tenga una velocidad baja, la fuerza de rozamiento causada por el momento torsor de giro será muy elevada. Este valor está limitado al instante en que esta fuerza provoca que las ruedas patinen sobre el asfalto, cálculo que se desarrolló en el Anexo I, pero que no se tuvo en consideración en este caso.

Este límite debería ser tenido en cuenta, de manera que se disponga del valor de máxima carga que se puede aplicar. Sin embargo, para este estudio teórico se ha asumido que el vehículo se desplaza a 50 km/h, lo que arroja el siguiente resultado:

$$\rightarrow \text{Velocidad lineal: } V_l = 50 \frac{km}{h} \cdot 1000 \frac{m}{km} \cdot \frac{1 h}{3600 s} = 13,89 \frac{m}{s}$$

$$\rightarrow \text{Perímetro de la rueda: } P_\theta = \pi \cdot D = \pi \cdot 0,46482 m = 1,4603 m$$

→ Velocidad angular: $w_{bujes} = V_l / P_\theta = \left(\frac{13,89 \frac{m}{s}}{1,4603 m} \right) \cdot 2\pi \text{ rad} / 1 \text{ vuelta} = 59,76 \text{ rad/s}$

Disponiendo de los datos anteriores puede finalmente calcularse el par torsor al que se va a someter al buje, para posteriormente calcular la fuerza que provoca este par torsor en el contacto del neumático con la carretera:

○ Par torsor: $M_t = Pot / w_{bujes} = 38 \text{ kW} / 59,76 \text{ rad/s} = 635,88 \text{ N} \cdot m$

○ **Fuerza tangente:** $F_{tang} = M_t / R_{rueda} = 635,88 \text{ N} \cdot m / \frac{0,46482 m}{2} = 2736,03 \text{ N}$

Este valor es el resultado final correspondiente a la fuerza tangente derivada de la aceleración del vehículo, aplicada en el contacto entre la rueda con el suelo.

2.2.2 Fuerzas en Frenada

Al tratarse de un cálculo inicial, cuyo objetivo es el de disponer de una estimación de las cargas que se aplicarán sobre el buje, en este apartado no se ha tenido que realizar ningún cálculo. Por el contrario, se ha aprovechado el trabajo realizado por el equipo de FSULL para obtener cifras aproximadas de la frenada del vehículo. Estos valores se corresponden con los siguientes:

→ Fuerza de frenada del eje delantero: $F_{b,f} \approx 2817,69 \text{ N}$

→ Fuerza de frenada del eje trasero: $F_{b,r} \approx 1106,31 \text{ N}$

Debe tenerse en cuenta que estas fuerzas calculadas se reparten entre las dos ruedas de cada eje, por lo que cada buje se verá sometido a la mitad de la carga:

→ Cada buje delantero: $F'_{b,f} = F_{b,f} \cdot 0,5 = 1408,85 \text{ N}$

→ Cada buje trasero: $F'_{b,r} = F_{b,r} \cdot 0,5 = 553,16 \text{ N}$

2.3 Fuerza Centrífuga

En este cálculo de la fuerza centrífuga del vehículo no se han tenido en cuenta las consideraciones teóricas tomadas en el Anexo 1. Por el contrario, se ha empleado una referencia más tangible, a través de una de las pruebas dinámicas de la competición oficial de Fórmula Student. Esta prueba se conoce como 'SkidPad', y consiste en conducir el monoplaza a través de un circuito perimetrado mediante conos siguiendo una trayectoria de doble donut, imitando el símbolo del infinito. En la figura a continuación se muestra el esquema que se debe seguir para montar la prueba en cuestión, con las dimensiones del circuito, tomada del manual de reglamentación del año 2019.

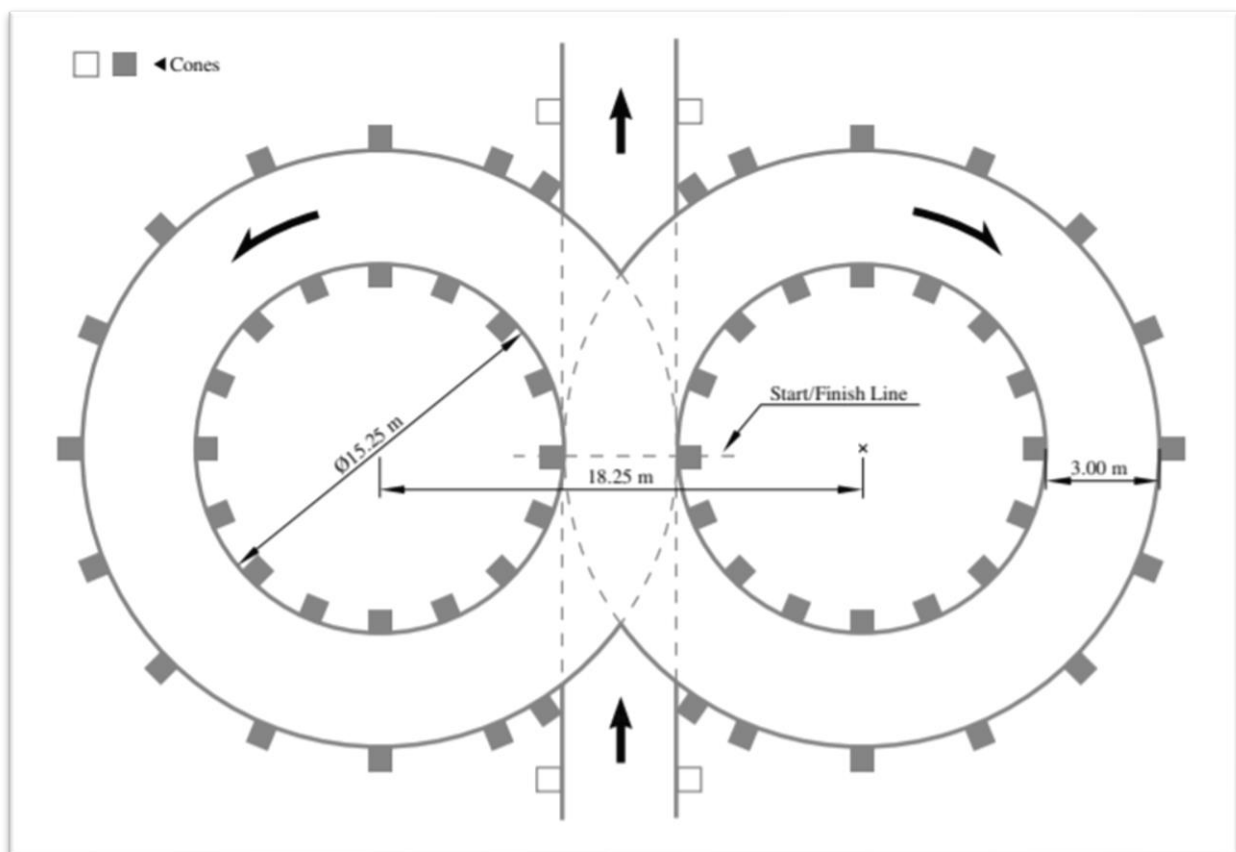


Figura 2: esquema oficial de la prueba de 'SkidPad'

En esta prueba se cronometra el tiempo que tarda cada equipo en completar una circunferencia. El procedimiento es el siguiente: el piloto entra de manera perpendicular al circuito en forma de ocho y completa una vuelta al círculo derecho. Una vez complete esta vuelta se dispondrá a realizar otra vuelta al círculo derecho, que esta vez sí será cronometrada. Seguidamente pasará a dar una primera vuelta en el círculo izquierdo seguida de una segunda, la cual será también cronometrada. Finalmente abandonará el circuito por la parte superior, disponiendo de dos tiempos de vuelta.

Por medio de los resultados de los equipos en la prueba realizada en 2019, disponibles en la página web de la competición, se ha sacado un dato promedio del tiempo conseguido, para así poder extraer una cifra de velocidad que permita estudiar las fuerzas.

El radio medio que seguirá el vehículo durante la prueba, dadas las dimensiones del circuito, es el siguiente:

- Radio de la trazada: $R_{giro} = 15,25 \text{ m} + 3 \text{ m}/2 = 9,125 \text{ m}$

El tiempo extraído de los resultados del año 2019 es de 4,8 segundos por vuelta, lo cual permite calcular la velocidad angular del vehículo:

- Velocidad angular: $w = 2\pi/t = 2\pi/4,8 \text{ seg} = 1,309 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Disponiendo de estos datos, se puede plantear la expresión que define la fuerza centrífuga de un cuerpo que se encuentra describiendo una trayectoria curvilínea:

- Fuerza centrífuga: $F_c = m_{coche} \cdot A_c$

En esta expresión, el término 'A_c' se corresponde con la aceleración centrífuga del coche, término definido a continuación:

$$\rightarrow A_c = w^2 \cdot R_{giro} = \left(1,309 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 \cdot 9,125 \text{ m} = 15,64 \text{ m/s}^2$$

Por tanto, el valor final de la fuerza centrífuga se corresponde a:

$$\rightarrow F_c = m_{coche} \cdot A_c = 250 \text{ kg} \cdot 15,64 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3910 \text{ N}$$

Como consideración añadida, se considera que el coche se encuentra en el instante en el que se comienza a producir un vuelco, elevándose del suelo las ruedas interiores. Como consecuencia, el vehículo solo cuenta con dos ruedas en contacto con el suelo sobre las que repartir esta fuerza. Por lo tanto, cada buje absorbe la siguiente carga:

- **Fuerza centrífuga:** $F_{c,buje} = 3910 \text{ N} \cdot 0,5 = 1955 \text{ N}$

→ **Conclusión:**

Estas cargas calculadas nos sirven como una estimación inicial para conocer las magnitudes de las fuerzas aproximadamente. Posteriormente se han calculado con más exactitud para cada una de las situaciones posibles que afecten a los bujes y manguetas en el “Anexo 1: Calculos iniciales”.

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

ANEXO VII: MECANIZADO DEL CHASIS

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN
MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, junio de 2021

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	1
2	MECANIZADO DE LAS BARRAS DEL CHASIS.....	2
2.1	Herramientas empleadas	2
2.2	Proceso de Corte.....	3
2.3	Resultado final.....	5

1 INTRODUCCIÓN

Este anexo se corresponde con un documento ilustrativo del trabajo realizado en el taller con el chasis del vehículo de FSULL.

Durante las últimas semanas del curso académico 2020/2021, se ha contribuido al mecanizado y montaje de las barras que conforman la estructura del chasis. Las operaciones realizadas son las siguientes:

- Desarrollo de bocetos de corte de los distintos planos del chasis de cara a disponer de las medidas y distribución de las diferentes barras.
- Medición, corte y etiquetado de cada segmento de barra para su futuro montaje.
- Croquizado sobre los extremos de las barras cortadas, mediante marcadores de color, para mecanizar las uniones en “boca de pez”.
- Corte de los extremos de las barras cortadas mediante sierra radial según los croquis de las uniones en boca de pez.
- Se han presentado las barras mecanizadas sobre la mesa de trabajo, fijando estas a la mesa en su posición exacta para poder realizar la soldadura en sus uniones.
- Apoyo en el proceso de soldadura, supervisando que las barras no sufran desplazamientos.

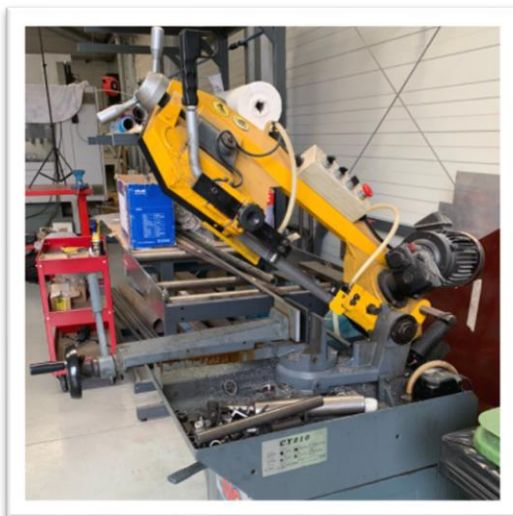
2 MECANIZADO DE LAS BARRAS DEL CHASIS

En este apartado se añadirán ilustraciones del proceso de corte de las barras del chasis, explicando cada etapa del proceso.

2.1 Herramientas empleadas

Durante este mecanizado, las herramientas manejadas son exclusivamente de corte, concretamente destinadas al corte de barras de acero. Todas las barras que se van a cortar están hechas de este material. Las dimensiones oscilan entre los 25 mm de diámetro y los 35 mm.

Se llevan a cabo dos operaciones distintas sobre las barras del chasis. En primer lugar, se deben cortar los tramos grandes, comprados a 6 metros de longitud, en segmentos que tengan la medida deseada. Este corte se realiza mediante una sierra de cinta ubicada en el taller, la cual puede verse a continuación:



Figuras 1 y 2: sierra de cinta empleada junto con su marca y detalles técnicos.

La segunda operación de corte realizada sobre las barras consiste en el corte de sus extremos, de manera que se obtenga una forma curva que permita realizar las diferentes uniones entre barras. Estas uniones son del tipo “boca de pez”. Para realizar este corte es necesario recurrir a una sierra radial, equipada con un disco de corte de acero. A continuación se añaden una figura con el modelo de sierra empleado:

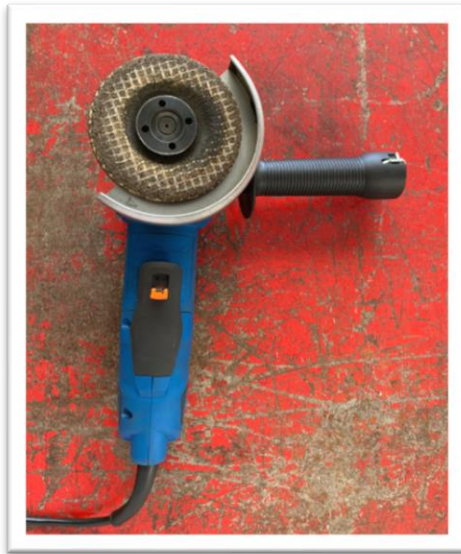


Figura 3: sierra manual radial empleada en el mecanizado.

2.2 Proceso de Corte

Una vez introducidas las herramientas empleadas, se van a explicar las etapas del proceso de corte y mecanizado de las barras.

En primer lugar, a través de los bocetos extraídos del modelo del chasis, se obtienen las medidas de cada barra, tomadas de nodo a nodo, para cortar los segmentos de acero necesarios. Como ya se mencionó, esto se hace con la sierra de cinta. El resultado del corte son segmentos de la longitud deseada, con sus bases rectas, tal y como se muestra en la figura 4:



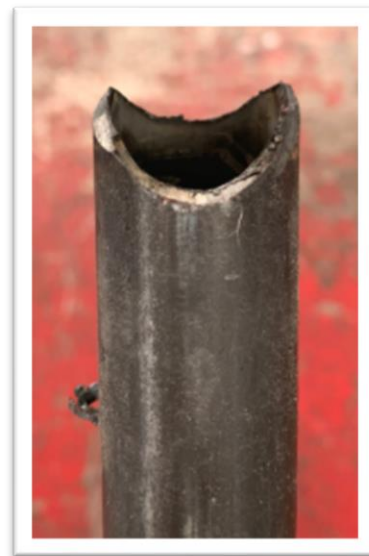
Figura 4: resultado de las bases de las barras cortadas.

Posteriormente, se deben adaptar los extremos de estas barras en función del nodo al que van soldados. El método seguido es el de “boca de pez”, pudiendo observar un ejemplo en la figura a continuación:



Figura 5: unión en boca de pez.

Para mecanizar esta unión se debe croquizar sobre la superficie de la barra la zona que se debe eliminar, de manera aproximada, para posteriormente realizar el corte con la sierra manual. A continuación, se muestra una ilustración de la barra marcada para realizarle el corte, junto con una barra a la que ya se le ha preparado la unión en boca de pez:



Figuras 6 y 7: preparación del extremo de la barra para realizar el corte en boca de pez.

Siguiendo este procedimiento, se han mecanizado manualmente todas las barras que conforman el chasis, para soldarlas posteriormente en sus diferentes planos del chasis. En el proceso de soldadura se ha apoyado al soldador a mantener cada barra en la posición adecuada.

2.3 Resultado final

Una vez completado el mecanizado de las barras, habiendo soldado estas en sus posiciones, el chasis ha quedado terminado y listo para continuar el montaje del resto de elementos del vehículo. A continuación, se adjunta una figura con el chasis:



Figura 8: Chasis del modelo de FSULL

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGÍA**

Grado en Ingeniería Mecánica

ANEXO VIII: CATÁLOGOS

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE
UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

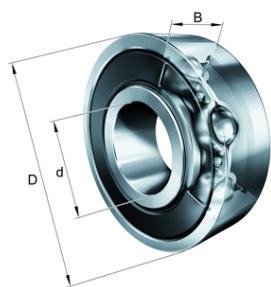
Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, junio de 2021



FAG

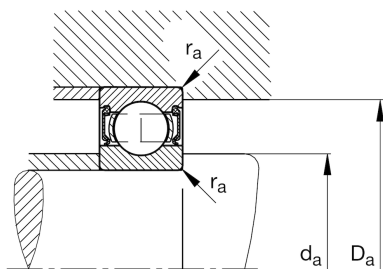
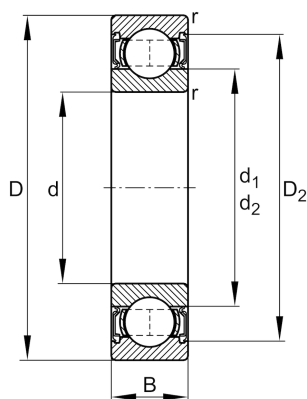
★ 61911-2RSR

Rodamiento rígido a bolas

ID de Schaeffler
0097925460000

★ Productos preferidos

Información técnica



Medidas principales y datos de rendimiento

d	55 mm	Diámetro del agujero
D	80 mm	Diámetro exterior
B	13 mm	Anchura
C_r	17.700 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C_{0r}	14.100 N	Capacidad de carga estática, radial
C_{ur}	780 N	Límite de carga por fatiga, radial
n_G	4.250 1/min	Velocidad límite de rotación
	0,18 kg	Peso

Medidas

r_{min}	1 mm	Medidas mínimas del chafán
D_2	74,2 mm	Diámetro del calibre del anillo exterior
d_1	63,2 mm	Diámetro del resalte del anillo interior

Medidas de montaje

d_{amin}	59,6 mm	Diámetro mínimo resalte del eje
D_{amax}	75,4 mm	Diámetro máximo del resalte del alojamiento
r_{amax}	1 mm	Radio máximo de garganta

Rango de temperatura

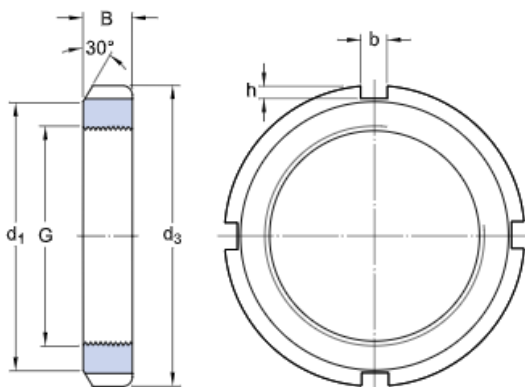
f_0	16,3	Factor de cálculo
T_{min}	-20 °C	Temperatura mín. de funcionamiento
T_{max}	110 °C	Temperatura máx. de funcionamiento



KM 11 Tuercas de fijación que requieren un canal chavetero (sistema métrico)

Tuercas de fijación que requieren un canal chavetero (sistema métrico)

Especificación técnica



DIMENSIONES

G	M 55x2
d ₃	75 mm
B	11 mm
d ₁	67 mm
b	7 mm
h	3 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga estática axial	91.5 kN
-----------------------------------	---------

MASA

Tuerca de fijación de masa	0.15 kg
----------------------------	---------

INFORMACIÓN DE MONTAJE

Llave asociada	HN 10-11
----------------	----------

ASSOCIATED PRODUCTS

Arandela de fijación/seguro de fijación

MB 11

Más información

Detalles del producto

[Diseños y versiones](#)[Datos de producto](#)[Instalación y desmontaje](#)[Sistema de designación](#)

Herramientas

[Herramientas de ingeniería](#)

Términos y condiciones

Al visitar y utilizar esta página web/aplicación del Grupo SKF, entendiendo por tal AB SKF y/o cualquiera de sus filiales ("SKF"), usted acepta los siguientes términos y condiciones

Limitación de la garantía y de la responsabilidad

Aunque se ha puesto el máximo empeño en asegurar la exactitud de la información incluida en esta página web/aplicación, SKF proporciona dicha información "TAL CUAL", y DENIEGA CUALQUIER GARANTÍA, EXPRESA O IMPLÍCITA, INCLUIDAS, ENTRE OTRAS, LAS GARANTÍAS IMPLÍCITAS DE COMERCIALIZACIÓN Y APTITUD PARA FINES ESPECÍFICOS. Usted reconoce que utilizará esta página web/aplicación bajo su propio riesgo, que asume la responsabilidad completa de todos los costos asociados al uso de esta página web/aplicación y que SKF no será responsable de ningún daño directo, incidental, consecuente ni indirecto de ningún tipo, derivado de su acceso a la información o los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación o del uso de estos. Todas las garantías y declaraciones incluidas en esta página web/aplicación acerca de los productos o servicios de SKF que usted adquiera o use estarán sujetas a los términos y condiciones acordados en el contrato del producto o servicio en cuestión. Asimismo, en lo que respecta a las páginas web/aplicaciones no pertenecientes a SKF mencionadas en nuestra página web/aplicación o donde se incluya un hipervínculo, SKF no ofrece garantía alguna respecto de la exactitud o la confiabilidad de la información contenida en dichas páginas web/aplicaciones y no asumirá ninguna responsabilidad sobre el material creado o publicado por terceros incluido en dichas páginas y aplicaciones. Además, SKF tampoco garantiza que esta página web/aplicación ni que esas otras páginas web/aplicaciones vinculadas estén libres de virus u otros elementos perjudiciales.

Derechos de autor

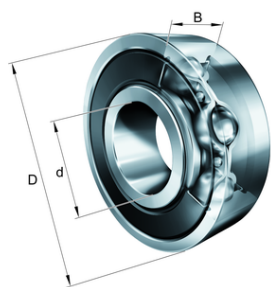
Los derechos de autor de esta página web/aplicación y el derecho de autor de la información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación pertenecen a SKF o a los otorgantes de su autorización de uso. Quedan reservados todos los derechos. Todo el material autorizado para su uso mencionará al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar el material. La información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación no podrán reproducirse, duplicarse, copiarse, transmitirse, distribuirse, almacenarse, modificarse, descargarse ni explotarse de ningún otro modo para uso comercial sin la autorización previa por escrito de SKF. No obstante, sí podrán reproducirse, almacenarse y descargarse para su uso por parte de particulares sin la autorización previa por escrito de SKF. En ningún caso se podrá facilitar esta información o programas informáticos a terceros. Esta página web/aplicación incluye determinadas imágenes que se utilizan bajo licencia de Shutterstock, Inc.

Marcas comerciales y patentes

Todas las marcas comerciales, nombres de marcas y logotipos de empresas que aparecen en la página web/aplicación son propiedad de SKF o de los otorgantes de su autorización de uso, y no podrán ser utilizados de ningún modo sin la autorización previa por escrito de SKF. Todas las marcas comerciales autorizadas publicadas en esta página web/aplicación mencionan al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar la marca comercial. El acceso a esta página web/aplicación no concede al usuario ningún derecho sobre las patentes propiedad de SKF o autorizadas a SKF.

Cambios

SKF se reserva el derecho a introducir cambios o ampliaciones de esta página web/aplicación en cualquier momento.



FAG

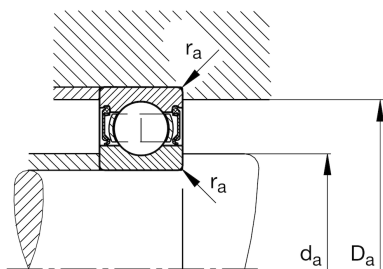
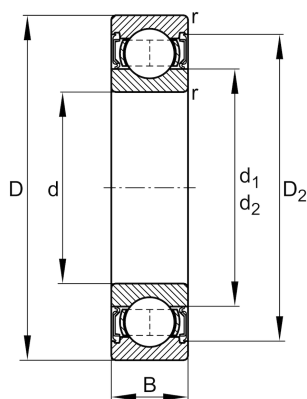
★ 61816-2RSR-Y

Rodamiento rígido a bolas

ID de Schaeffler
0096197120000

★ Productos preferidos

Información técnica



Medidas principales y datos de rendimiento

d	80 mm	Diámetro del agujero
D	100 mm	Diámetro exterior
B	10 mm	Anchura
C_r	13.800 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C_{0r}	13.800 N	Capacidad de carga estática, radial
C_{ur}	930 N	Límite de carga por fatiga, radial
n_G	3.100 1/min	Velocidad límite de rotación
	0,17 kg	Peso

Medidas

r_{min}	0,6 mm	Medidas mínimas del chafán
D_2	95,5 mm	Diámetro del calibre del anillo exterior
d_1	86,6 mm	Diámetro del resalte del anillo interior

Medidas de montaje

$d_{a min}$	83,2 mm	Diámetro mínimo resalte del eje
$D_{a max}$	96,8 mm	Diámetro máximo del resalte del alojamiento
$r_{a max}$	0,6 mm	Radio máximo de garganta

Rango de temperatura

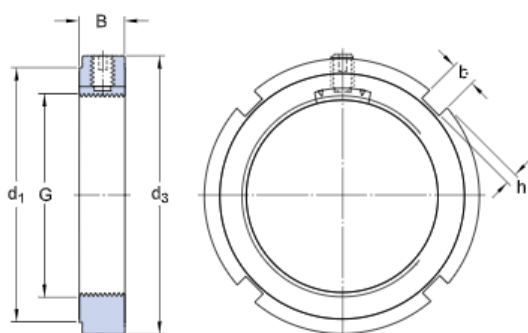
f_0	16	Factor de cálculo
T_{min}	-20 °C	Temperatura mín. de funcionamiento
T_{max}	110 °C	Temperatura máx. de funcionamiento



KMK 16 Tuercas de fijación con fijación integral

Tuercas de fijación con fijación integral

Especificación técnica



DIMENSIONES

G	M 80x2
d ₃	105 mm
B	18 mm
d ₁	98 mm
b	8 mm
h	3.5 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga estática axial	173 kN
-----------------------------------	--------

MASA

Tuerca de fijación de masa	0.45 kg
----------------------------	---------

INFORMACIÓN DE MONTAJE

Llave asociada	HN 16
----------------	-------

Tamaño del prisionero (tornillo de fijación)

M10

Par de apriete del prisionero recomendado

35 N·m

Más información

Detalles del producto

[Diseños y versiones](#)

[Datos de producto](#)

[Instalación y desmontaje](#)

[Sistema de designación](#)

Herramientas

[Herramientas de ingeniería](#)

Términos y condiciones

Al visitar y utilizar esta página web/aplicación del Grupo SKF, entendiendo por tal AB SKF y/o cualquiera de sus filiales ("SKF"), usted acepta los siguientes términos y condiciones

Limitación de la garantía y de la responsabilidad

Aunque se ha puesto el máximo empeño en asegurar la exactitud de la información incluida en esta página web/aplicación, SKF proporciona dicha información "TAL CUAL", y DENIEGA CUALQUIER GARANTÍA, EXPRESA O IMPLÍCITA, INCLUIDAS, ENTRE OTRAS, LAS GARANTÍAS IMPLÍCITAS DE COMERCIALIZACIÓN Y APTITUD PARA FINES ESPECÍFICOS. Usted reconoce que utilizará esta página web/aplicación bajo su propio riesgo, que asume la responsabilidad completa de todos los costos asociados al uso de esta página web/aplicación y que SKF no será responsable de ningún daño directo, incidental, consecuente ni indirecto de ningún tipo, derivado de su acceso a la información o los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación o del uso de estos. Todas las garantías y declaraciones incluidas en esta página web/aplicación acerca de los productos o servicios de SKF que usted adquiera o use estarán sujetas a los términos y condiciones acordados en el contrato del producto o servicio en cuestión. Asimismo, en lo que respecta a las páginas web/aplicaciones no pertenecientes a SKF mencionadas en nuestra página web/aplicación o donde se incluya un hipervínculo, SKF no ofrece garantía alguna respecto de la exactitud o la confiabilidad de la información contenida en dichas páginas web/aplicaciones y no asumirá ninguna responsabilidad sobre el material creado o publicado por terceros incluido en dichas páginas y aplicaciones. Además, SKF tampoco garantiza que esta página web/aplicación ni que esas otras páginas web/aplicaciones vinculadas estén libres de virus u otros elementos perjudiciales.

Derechos de autor

Los derechos de autor de esta página web/aplicación y el derecho de autor de la información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación pertenecen a SKF o a los otorgantes de su autorización de uso. Quedan reservados todos los derechos. Todo el material autorizado para su uso mencionará al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar el material. La información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación no podrán reproducirse, duplicarse, copiarse, transmitirse, distribuirse, almacenarse, modificarse, descargarse ni explotarse de ningún otro modo para uso comercial sin la autorización previa por escrito de SKF. No obstante, sí podrán reproducirse, almacenarse y descargarse para su uso por parte de particulares sin la autorización previa por escrito de SKF. En ningún caso se podrá facilitar esta información o programas informáticos a terceros. Esta página web/aplicación incluye determinadas imágenes que se utilizan bajo licencia de Shutterstock, Inc.

Marcas comerciales y patentes

Todas las marcas comerciales, nombres de marcas y logotipos de empresas que aparecen en la página web/aplicación son propiedad de SKF o de los otorgantes de su autorización de uso, y no podrán ser utilizados de ningún modo sin la autorización previa por escrito de SKF. Todas las marcas comerciales autorizadas publicadas en esta página web/aplicación mencionan al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar la marca comercial. El acceso a esta página web/aplicación no concede al usuario ningún derecho sobre las patentes propiedad de SKF o autorizadas a SKF.

Cambios

SKF se reserva el derecho a introducir cambios o ampliaciones de esta página web/aplicación en cualquier momento.

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGÍA**

Grado en Ingeniería Mecánica

PLANOS

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, DIRECCIÓN Y SOPORTES DEL
CHASIS DE UN MONOPLAZA FORMULA
STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Junio de 2021

ÍNDICE

1.0 Ensamblaje rueda delantera

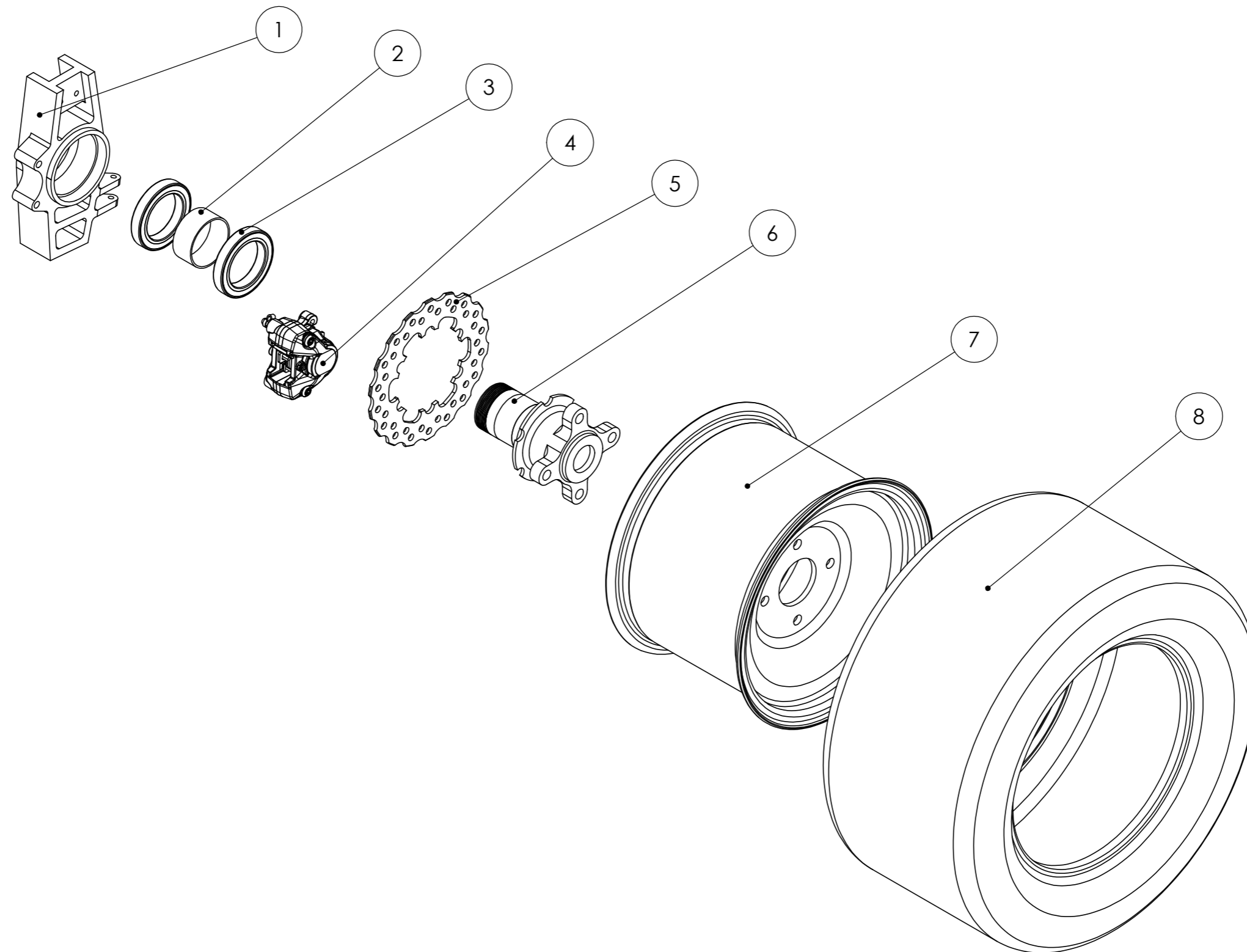
1.1 Buje delantero

1.2 Mangueta delantera


2.0 Ensamblaje rueda trasera

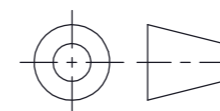
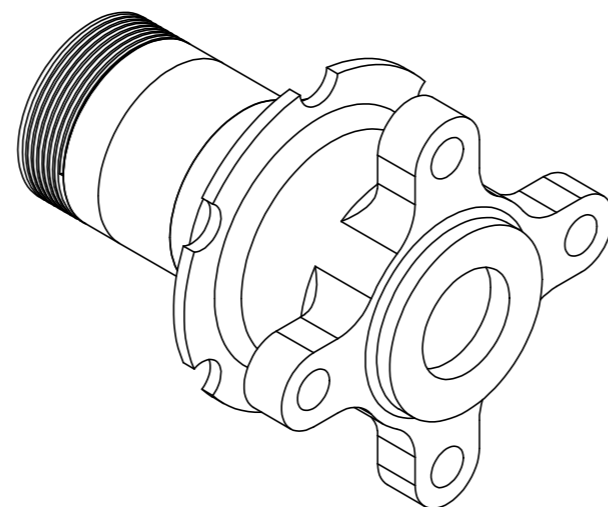
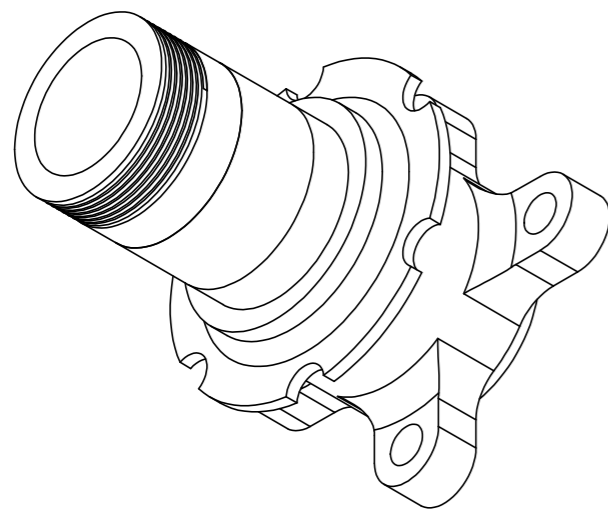
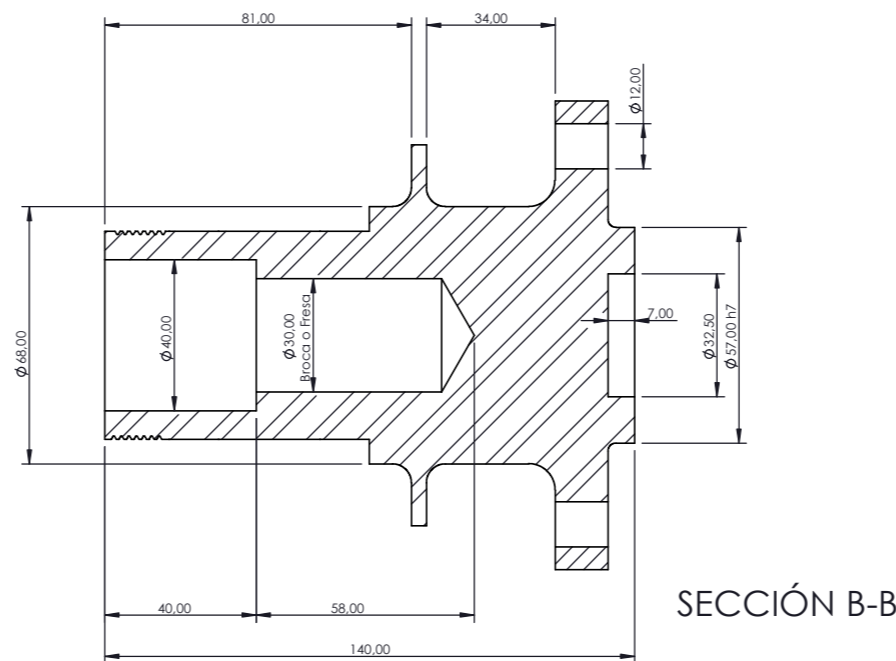
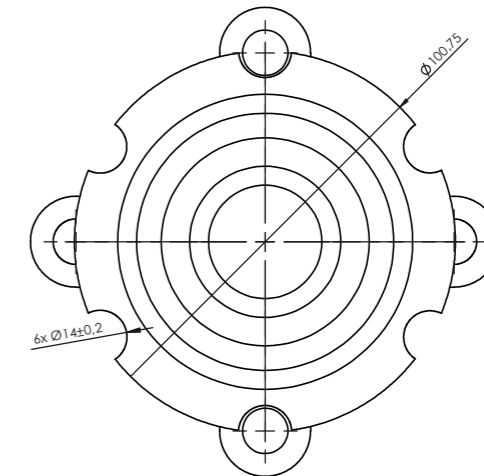
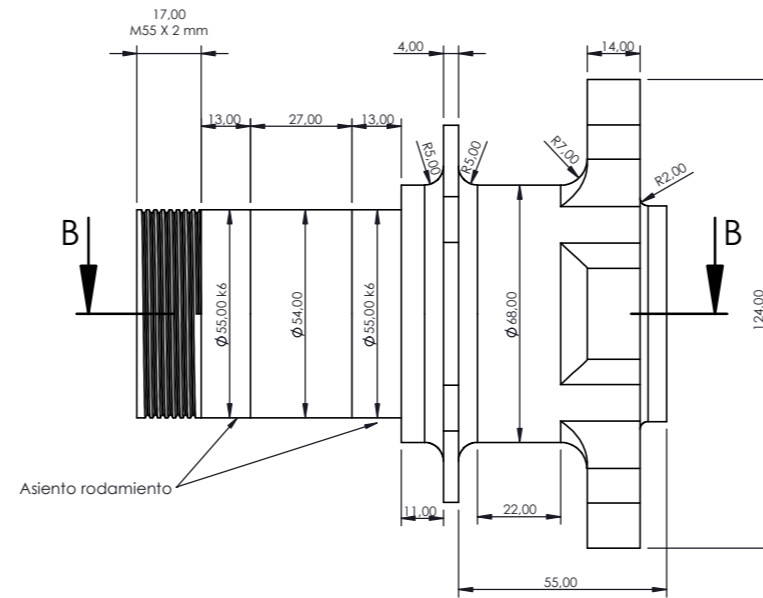
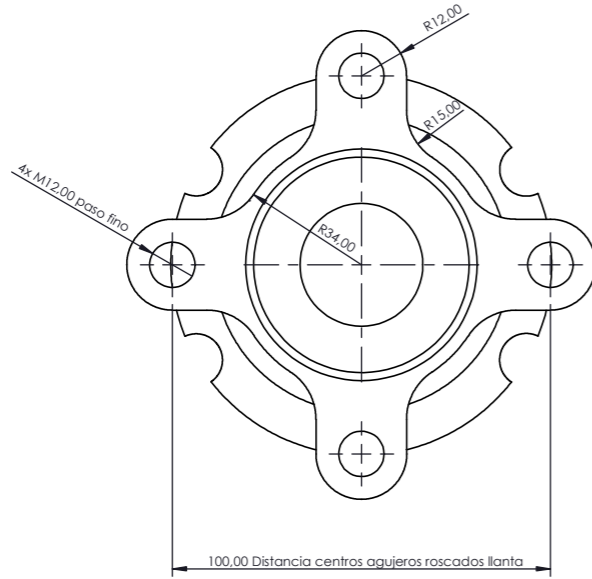
2.1 Buje trasero

2.2 Mangueta trasera



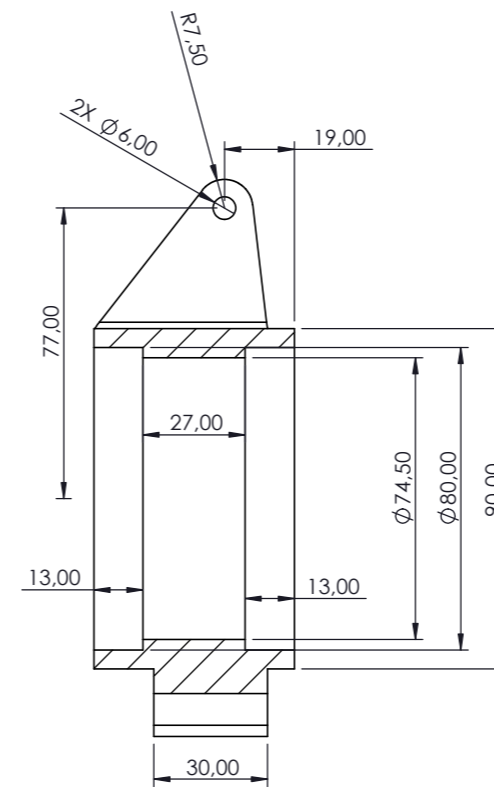
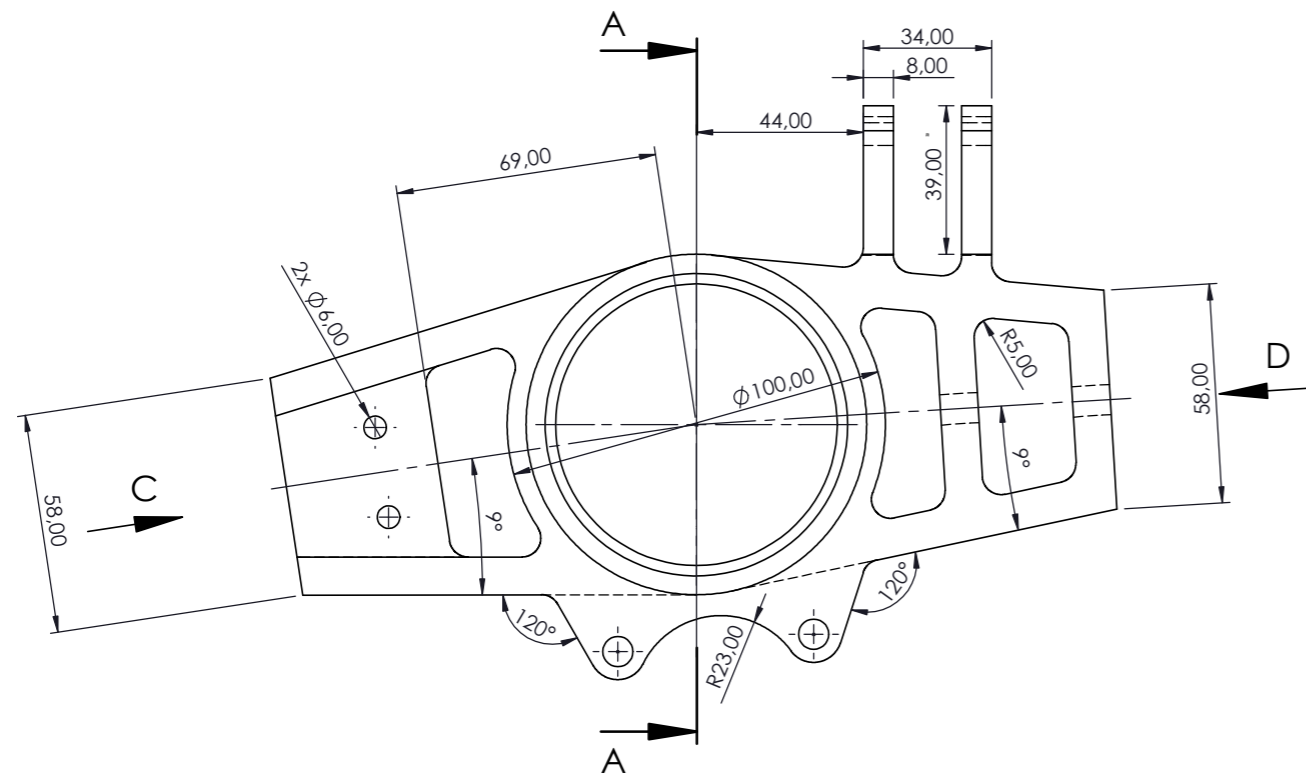
N.º DE ELEMENTO	NOMBRE	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Mangueta delantera		1
2	Tubo de compresión	Tubo INOX 60,3x2.5mm L=27mm	1
3	Rodamiento	SHAEFFLER 61911-2RSR	2
4	Pinza de freno	MS 1920	1
5	Disco freno delantero	NG Brakes espesor 4mm	1
6	Buje delantero		1
7	Llanta	Marca Braid	1
8	Neumático	FSAE-Slick 18x7,5-10	1

CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT			
Autores	Fecha	06/07/2021	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor 1	Adrian Batista Martín		
Autor 2	Diego López López		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TÍTULO DEL PLANO		Nº P. :
1:5	ENSAMBLAJE RUEDA DELANTERA		1.0
			Nº conjunto: 1

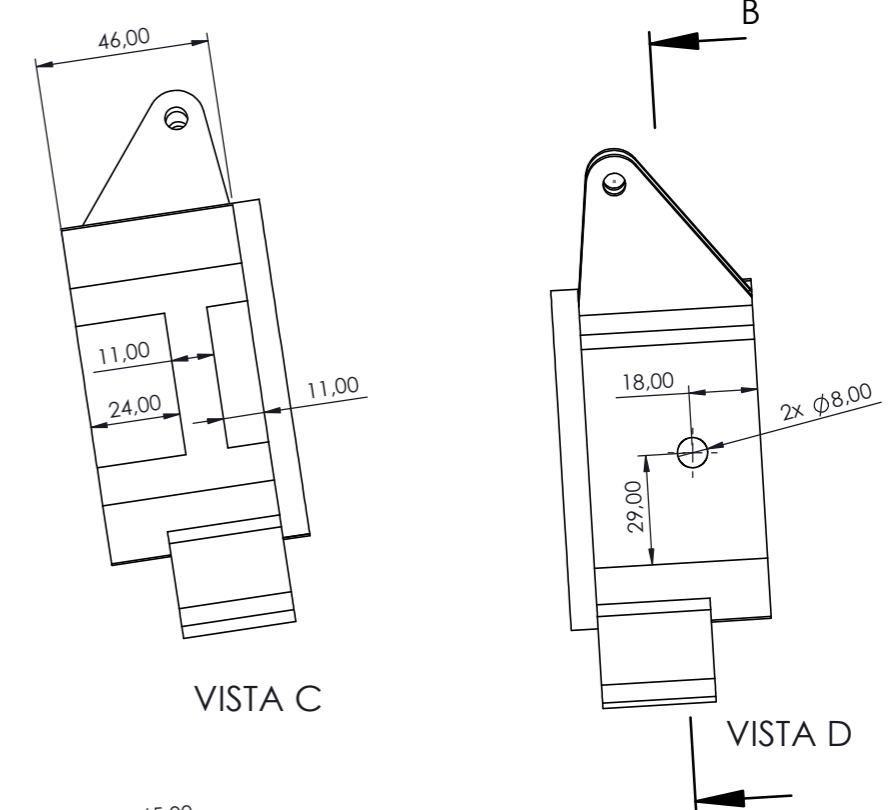


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
6	Buje delantero		1
CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT			
Autores		Fecha	06/07/2021
Autor 1		Adrian Batista Martín	
Autor 2		Diego López López	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	
ESCALA:		TÍTULO DEL PLANO BUJES EJE DELANTERO	
1:2			
		Nº P.:	1.1
		Nº conjunto:	1

REDONDEOS RADIO 5MM A NO SER QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

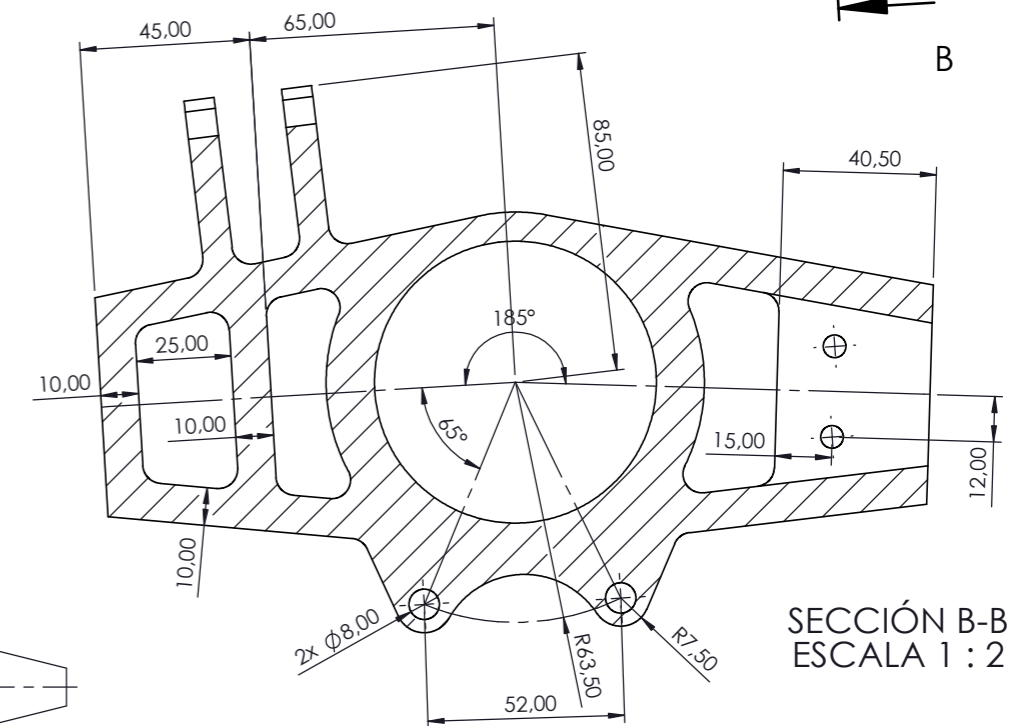


SECCIÓN A-A

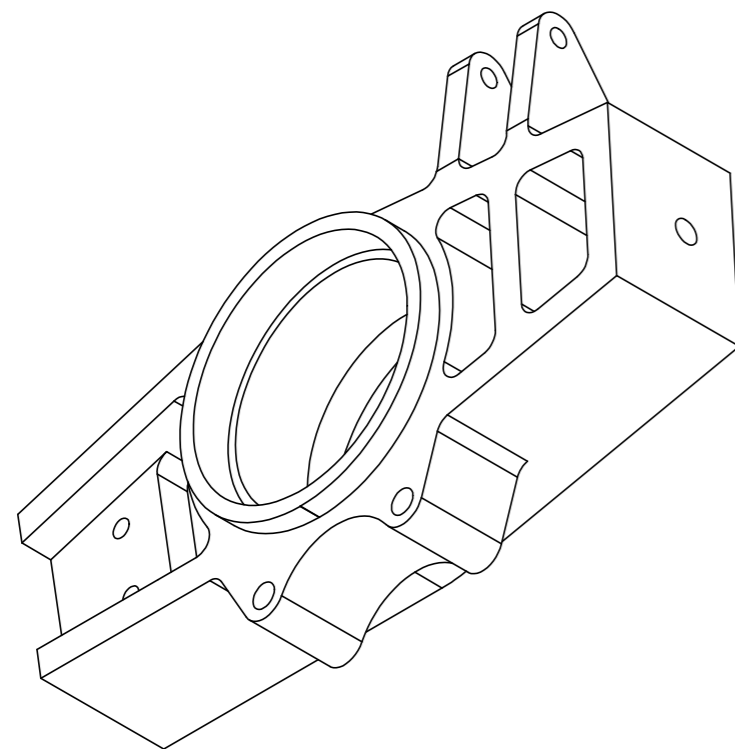


VISTA C

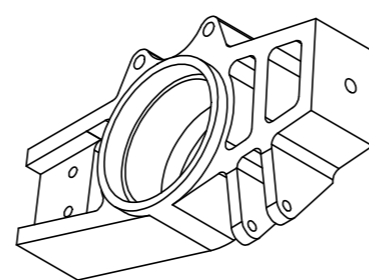
VISTA D



SECCIÓN B-B
ESCALA 1:2

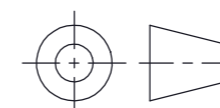


VISTA ISOMÉTRICA MANGUETA DERECHA



ESCALA 1:4

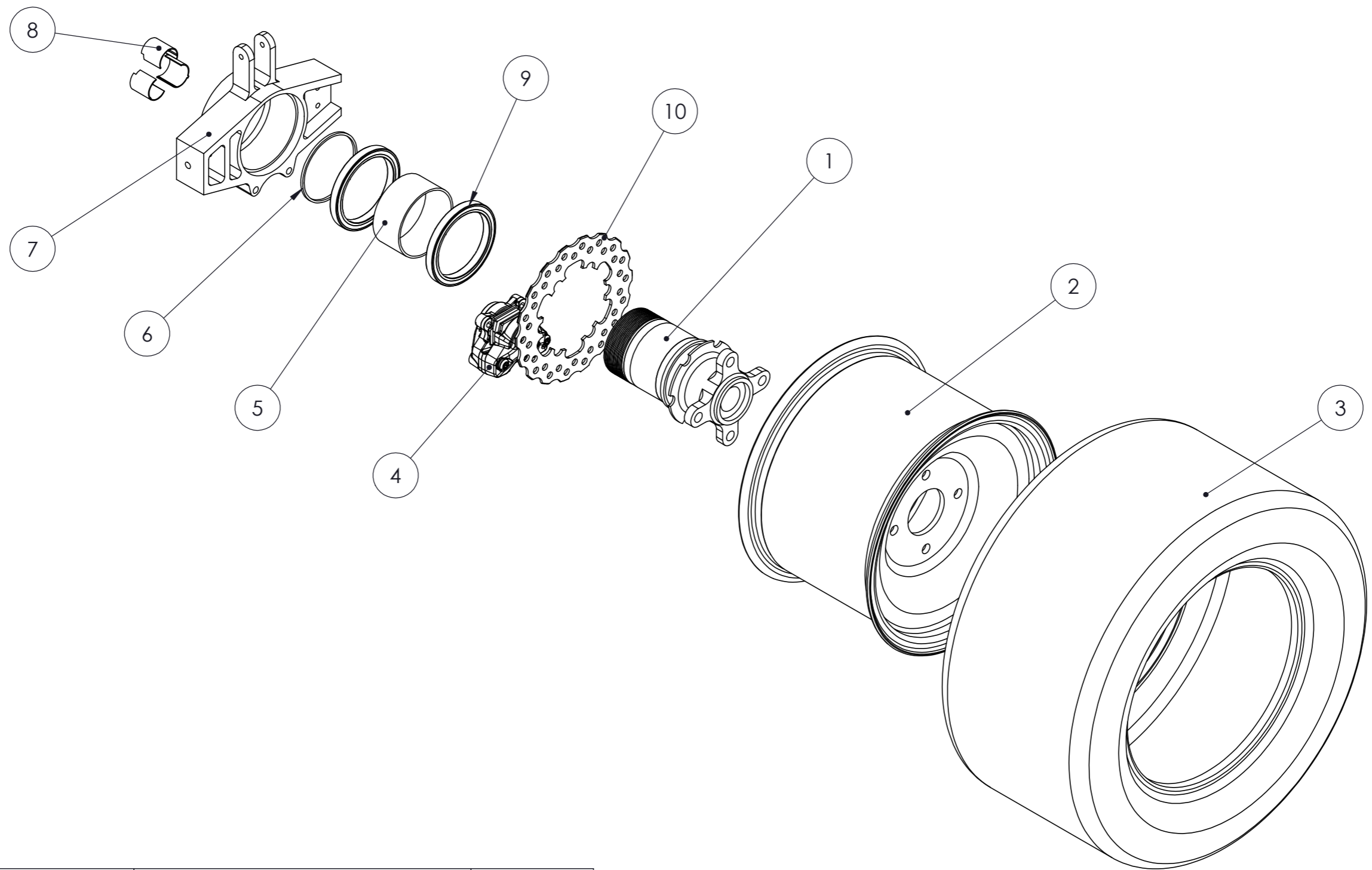
La mangueta correspondiente a la rueda derecha del monoplaza tiene idénticas dimensiones, manteniendo una simetría de espejo con respecto a la que se define en este plano



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Mangueta delantera		1
CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT			
Autores		Fecha	06/07/2021
Autor 1		Adrian Batista Martín	
Autor 2		Diego López López	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	
ESCALA:		TÍTULO DEL PLANO MANGUETA DELANTERA IZQUIERDA	
1:2			
		Nº P.:	1.2
		Nº conjunto:	1

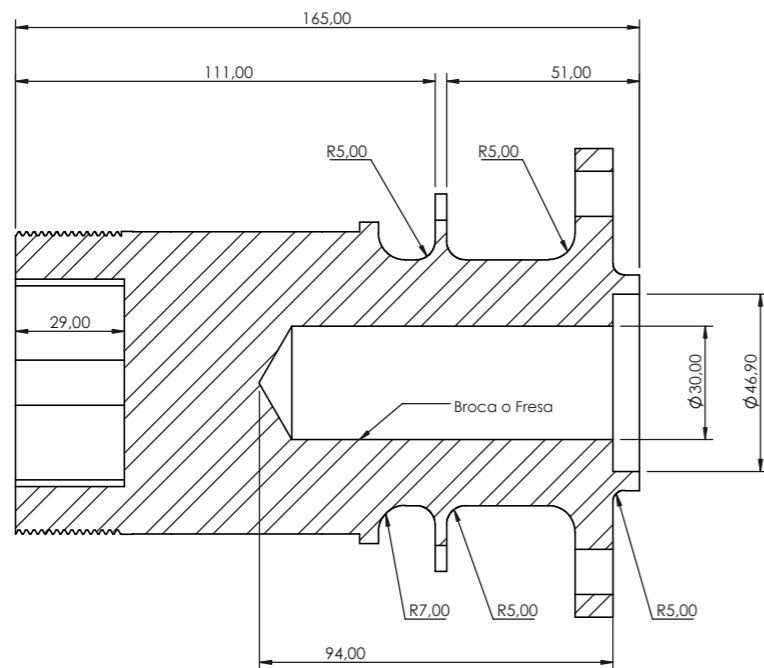
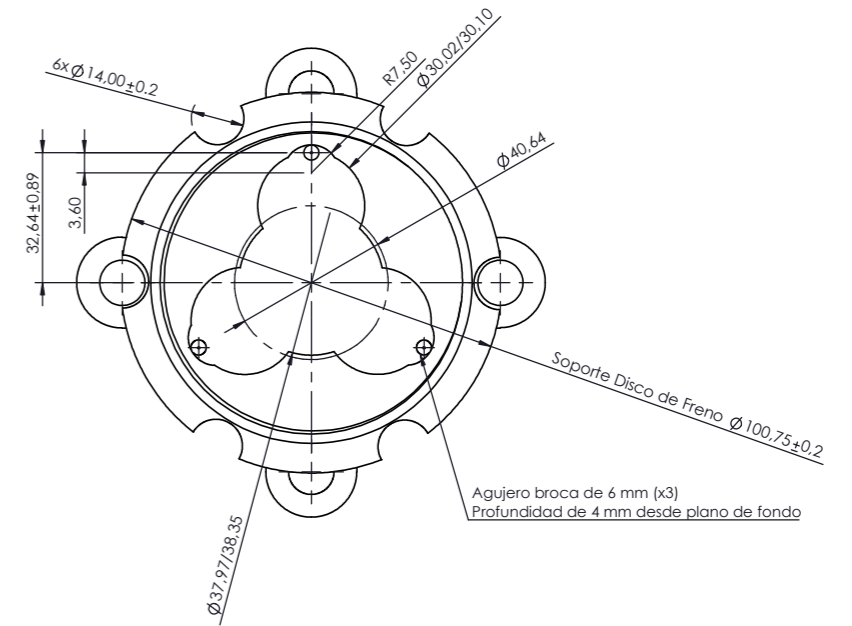
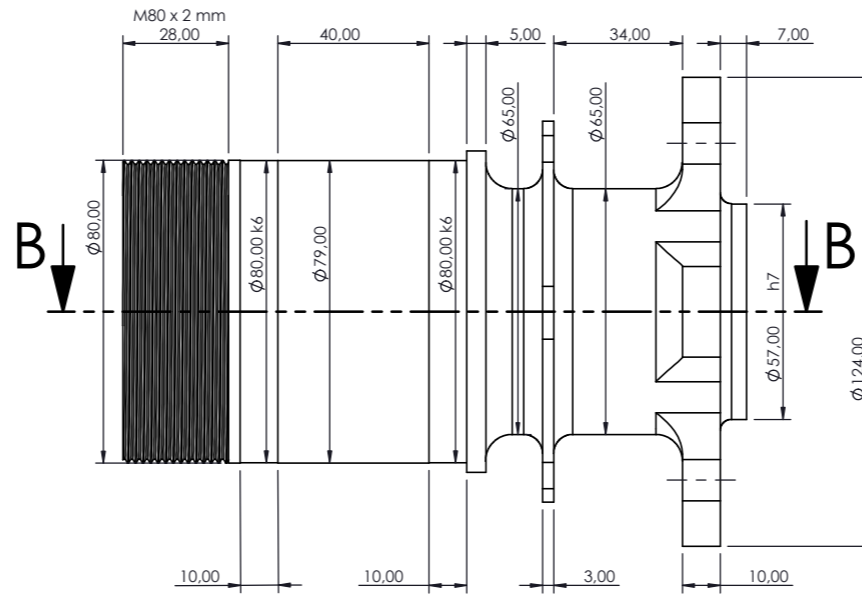
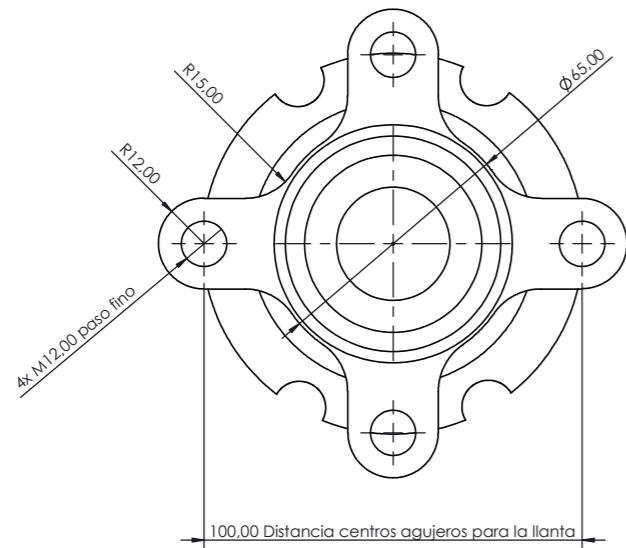


ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Grado en Ingeniería Mecánica
Universidad de La Laguna

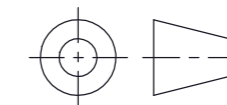
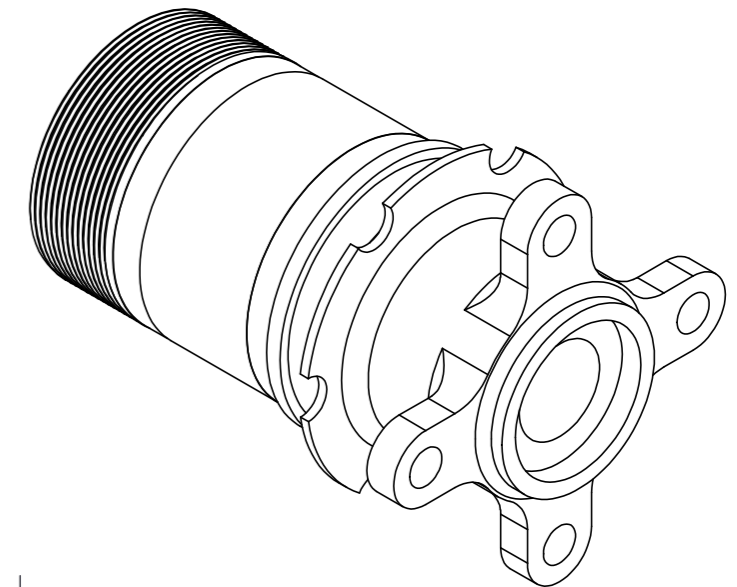
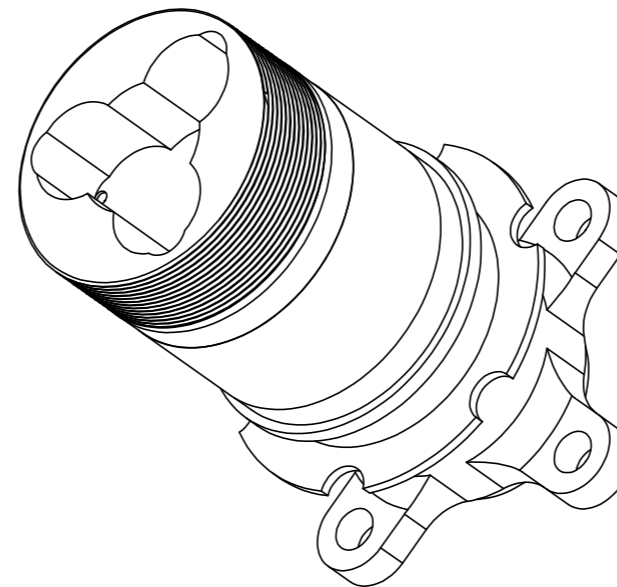



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Buje trasero		1
2	Llanta	Marca Braid	1
3	Neumático	FSAE-Slick 18 x 7,5-10	1
4	Pinza de Freno	MS 1920	1
5	Tubo de Compresión	Tubo INOX 84x2 mm L=40 mm	1
6	Arandela Interior	Tubo INOX 84x2 mm L=3 mm	1
7	Mangueta Trasera		1
8	Pieza Trípode	FSAE STEEL TRIPOD INSERT	3
9	Rodamiento	Schaeffler 61816-2rsr-y	2
10	Disco Freno Trasero	NG Brakes espesor 3 mm	1

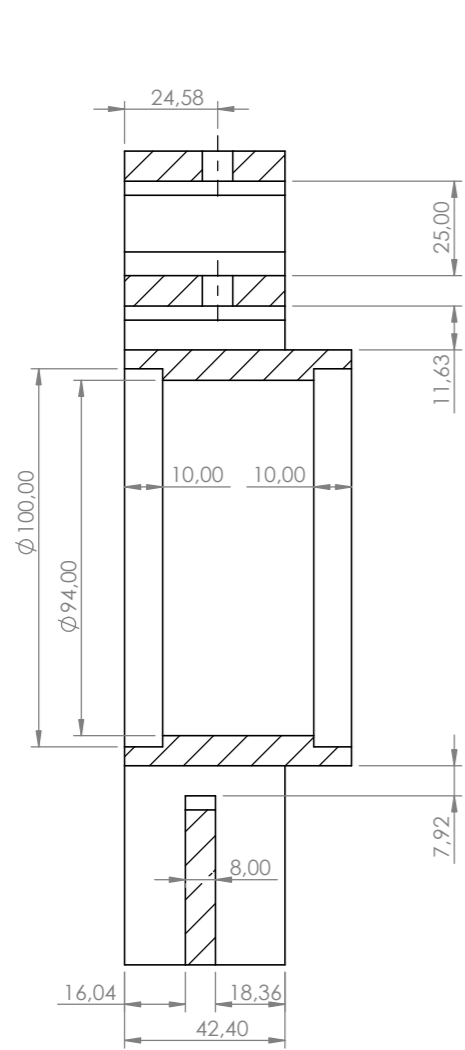
CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT			
Autores	Fecha	06/07/2021	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor 1	Adrian Batista Martín		
Autor 2	Diego López López		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TÍTULO DEL PLANO		Nº P. :
1:5	ENSAMBLAJE RUEDA TRASERA		2.0
			Nº conjunto: 2



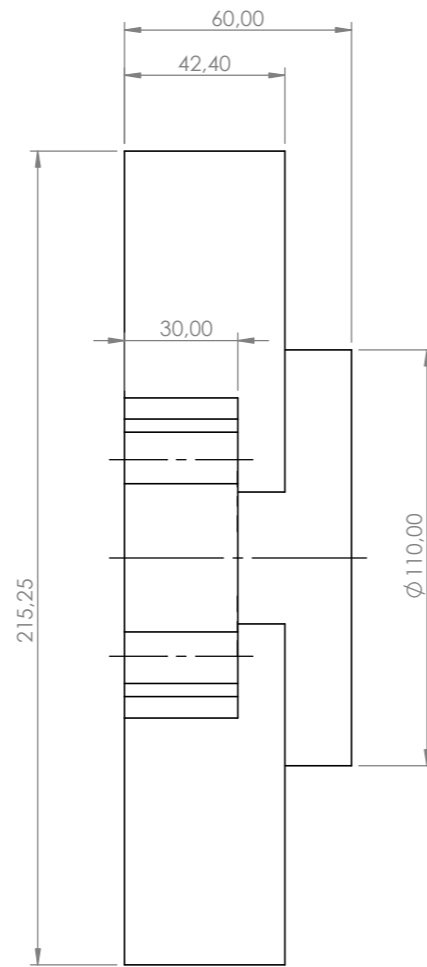
SECCIÓN B-B



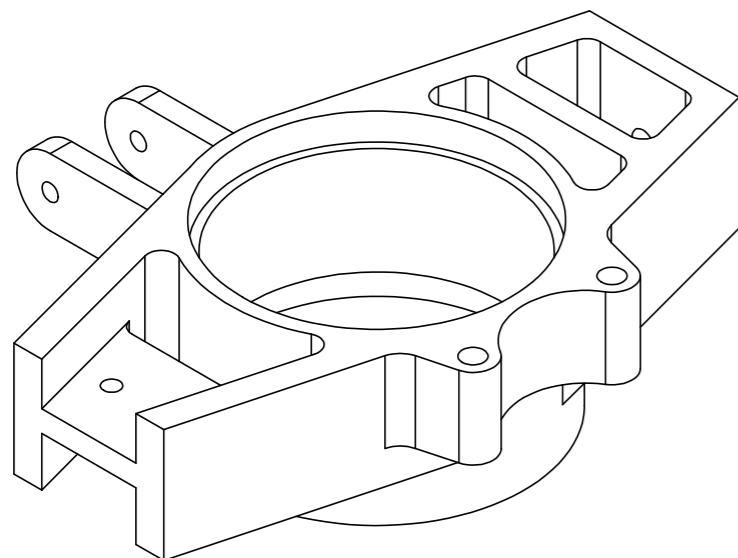
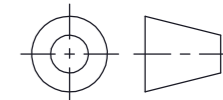
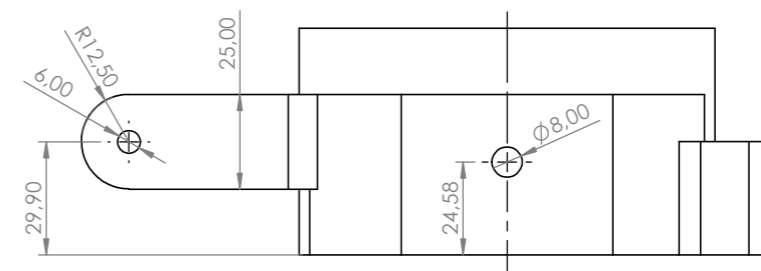
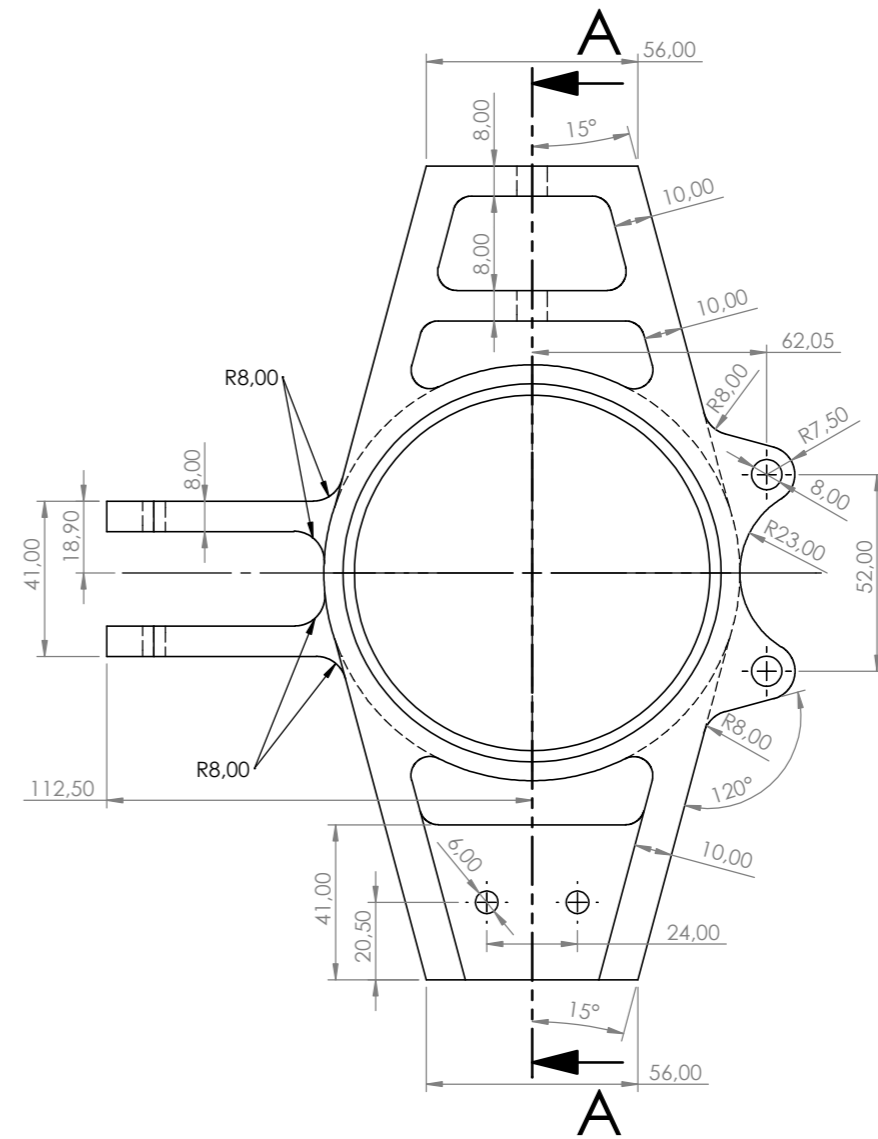
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Buje trasero		1
CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT			
Autores		Fecha	06/07/2021
Autor 1		Adrian Batista Martín	
Autor 2		Diego López López	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	
		 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
ESCALA:	TÍTULO DEL PLANO		Nº P. :
1:2	BUJES EJE TRASERO		2.1
			Nº conjunto: 2



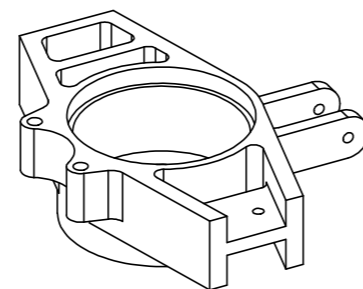
SECCIÓN A-A



REDONDEOS DE RADIO 5 mm SALVO QUE SE INDIQUE OTRA DIMENSIÓN




VISTA ISOMÉTRICA MANGUETA DERECHA



ESCALA 1:4

La mangueta correspondiente a la rueda derecha del monoplaça tiene idénticas dimensiones, manteniendo una simetría de espejo con respecto a la que se define en este plano

N.º DE ELEMENTO	NOMBRE	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
7	Mangueta_Trasera		1
CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN, SUSPENSIÓN Y FRENADA DE UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT			
Autores		Fecha	06/07/2021
Autor 1		Adrian Batista Martín	
Autor 2		Diego López López	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	
		 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
ESCALA:	TÍTULO DEL PLANO		Nº P. :
1:2	MANGUETA TRASERA IZQUIERDA		2.2
			Nº conjunto: 2

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

PRESUPUESTO

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS DE
TRANSMISIÓN, DIRECCIÓN Y SOPORTES DEL
CHASIS DE UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

AUTORES

Adrian Batista Martín

Diego López López

TUTOR

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Junio de 2021

PRESUPUESTO

Se presenta en este capítulo el presupuesto del coste material de los elementos proyectados, además del coste de su mecanizado y de los elementos de anclaje.

Se excluyen los costes derivados de posibles envíos o tarifas aduaneras de las piezas, además de que las cargas fiscales (IGIC) no se tienen en cuenta..

Para las piezas diseñadas:

1. Buje delantero

Concepto	Unidades	Precio Ud. €	Total €
Material: Cilindros de aluminio 7075 T6	2	67,00	134,00
Mecanizado en taller	2	385,00	770,00
			904,00

2. Buje trasero

Concepto	Unidades	Precio Ud. €	Total €
Material: Cilindros de aluminio 7075 T6	2	70,00	140,00
Mecanizado en taller	2	415,00	830,00
			970,00

3. Mangueta delantera

Concepto	Unidades	Precio Ud. €	Total €
Material: Cilindros de aluminio 7075 T6	2	60,00	120,00
Mecanizado en taller	2	435,00	870,00
			990,00

4. Mangueta trasera

Concepto	Unidades	Precio Ud. €	Total €
Material: Cilindros de aluminio 7075 T6	2	60,00	120,00
Mecanizado en taller	2	435,00	870,00
			990,00

PRESUPUESTO

Para las piezas de anclaje dimensionadas:

Pieza	Descripción	Uds.	Precio Ud. €	Total €
Rodamiento eje delantero	Schaeffler 61911-2RSR	4	36,41	145,64
Rodamiento eje trasero	Schaeffler 61816-2RSR-Y	4	62,57	250,28
Tuerca de fijación delantera	SKF KM11	2	12,30	24,60
Tuerca de fijación trasera	SKF KMK16	2	139,00	278,00
				698,52

Pieza	Descripción	Uds (m)	Precio €/m	Total €
Tubo de Acero INOX	Tubo 60,3 x 2,5 mm	1,00	27,00	27,00
Tubo de Acero INOX	Tubo 84 x 2 mm	1,00	36,00	36,00
				63,00

Presupuesto total del proyecto	4615,52 €
---------------------------------------	------------------

