



COMILLAS

UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS
INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN SISTEMA DE
TRANSMISIÓN DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO DE
FORMULA STUDENT

Autor: Manuel María Cantón Barat

Director: Íñigo Manrique Bautista

Madrid

Junio de 2025

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Diseño y fabricación de un sistema de transmisión de un vehículo eléctrico de Formula
Student

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2024-2025 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido
tomada de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: Manuel María Cantón Barat

Fecha: 13/ 07/ 2025

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO



Fdo.: Íñigo Manrique Bautista

Fecha: 15/ 07/2025

Agradecimientos

Gracias a Dios, por todas las oportunidades que me ha dado y por ser mi guía en todo momento.

Gracias a mi madre, porque fue la primera persona que me acompañó a ver ICAI a pesar de las complicaciones de la vida y momentos de baja salud supo que debía ayudarme a buscar las mejores oportunidades de formación.

Gracias a mi padre, por siempre animarme a perseguir mis sueños hasta llegar al punto en el que estoy.

Gracias a mis hermanos, por siempre haberme acompañado en todo lo que he necesitado y haber sido mi principal punto de apoyo.

Gracias a todos aquellos amigos que me han rodeado durante esta etapa del grado, especialmente a aquellos a los que como diría San Ignacio son “amigos en el señor”; durante estos años habéis servido de mentores y me habéis regalado grandes momentos.

Gracias a los profesores de la escuela, sin su esfuerzo y dedicación, ICAI no sería lo que es.

Gracias al ISC, especialmente a los directores técnicos y de departamento que me han acompañado durante los últimos 3 años, es gracias a ellos que he aprendido a aplicar los conocimientos de la ingeniería en algo que me apasiona.

Por último, gracias a las generaciones anteriores del equipo por haber creado las bases de lo que es el ISC hoy, especialmente a mi director, Íñigo Manrique, su implicación en el equipo no cesa a pesar de haber terminado su etapa universitaria y la grande profesionalidad con la que trabajan es un gran apoyo para el proyecto.



COMILLAS

UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS
INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN SISTEMA DE
TRANSMISIÓN DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO DE
FORMULA STUDENT

Autor: Manuel María Cantón Barat

Director: Íñigo Manrique Bautista

Madrid

Junio de 2025

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO DE FORMULA STUDENT

Autor: Cantón Barat, Manuel María.

Director: Manrique Bautista, Íñigo.

Entidad Colaboradora: Universidad Pontificia Comillas – ICAI e ISC FS Racing Team

RESUMEN DEL PROYECTO

Proyecto realizado en colaboración con el equipo eléctrico de Formula Student de la Universidad. Partiendo de la base de diseños anteriores se busca crear un nuevo diseño que optimice el apartado mecánico del departamento solucionando problemas vistos en temporadas anteriores. Además, se deberá fabricar para su uso en las competiciones de la temporada.

Palabras clave: Sistema de transmisión, validación FEM, Formula Student, Optimización mecánica, vehículo eléctrico.

1. Introducción

El sistema de transmisión es la última etapa en la que la potencia se transfiere desde la batería hasta las ruedas. Este sistema debe tener una relación de transmisión óptima además de ser lo más ligero posible.

Este sistema representa en el caso del ISC un 10% de la masa total del vehículo, por lo que su optimización es vital para la obtención de rendimiento.

Estos sistemas son muy empleados en la industria para unir distintos movimientos a través de sistemas rotatorios conectados a un motor o accionamiento. [1, p. 900]

2. Definición del proyecto

Los requisitos del Proyecto propuestos por el equipo son:

1. Reducción de masa
2. Coeficiente de seguridad mínimo de 1.4
3. Relación de transmisión óptima
4. Posibilidad de cambio en la relación de transmisión
5. Sistema de tensionado de la cadena continuo

Adicionalmente, se da por supuesto la necesidad de cumplir la normativa vigente en las competiciones en las que participa el equipo en la vigente temporada.

Para cumplir con estos objetivos, en este documento se desarrollará el diseño y fabricación de los siguientes sistemas:

- Corona

- Tensores de la cadena
- Soportes del diferencial
- Eje motor

Además, se seleccionarán los rodamientos del diferencial y se optimizará la relación de transmisión.

3. Descripción del sistema

El vehículo del equipo cuenta con un único motor trasero. Esto obliga a realizar una transmisión que lleva la potencia desde el rotor del motor hasta un diferencial que gira conectado a las ruedas traseras del vehículo.

Este diferencial es necesario, pues se debe permitir movimiento relativo entre las dos ruedas traseras para evitar derrapes en los giros. Además, se debe contar con una relación de transmisión que permita una velocidad y par adecuados según las necesidades de las distintas pruebas en la competición.

Teniendo en cuenta esto, el sistema consta de una cadena conectada a dos ruedas dentadas que debe estar correctamente tensionada.

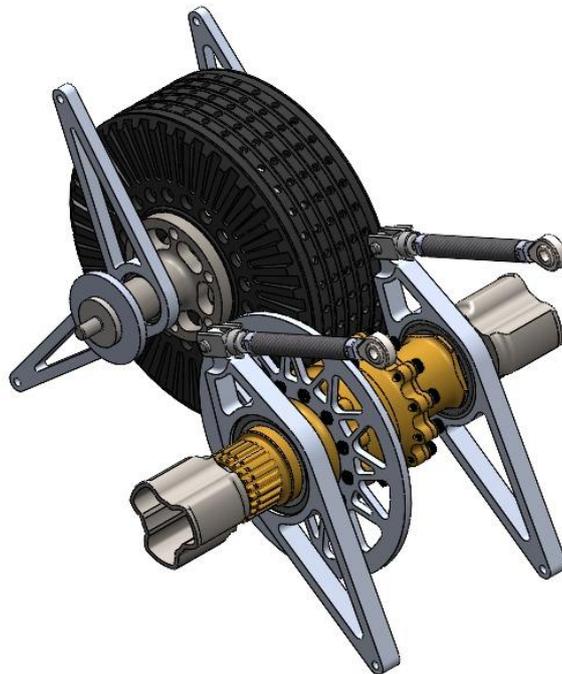


Figura 1. Sistema de transmisión desarrollado

4. Resultados

La masa total del conjunto se ha reducido en 1051g, manteniendo un factor de seguridad mínimo de 1.4 en todas las piezas.

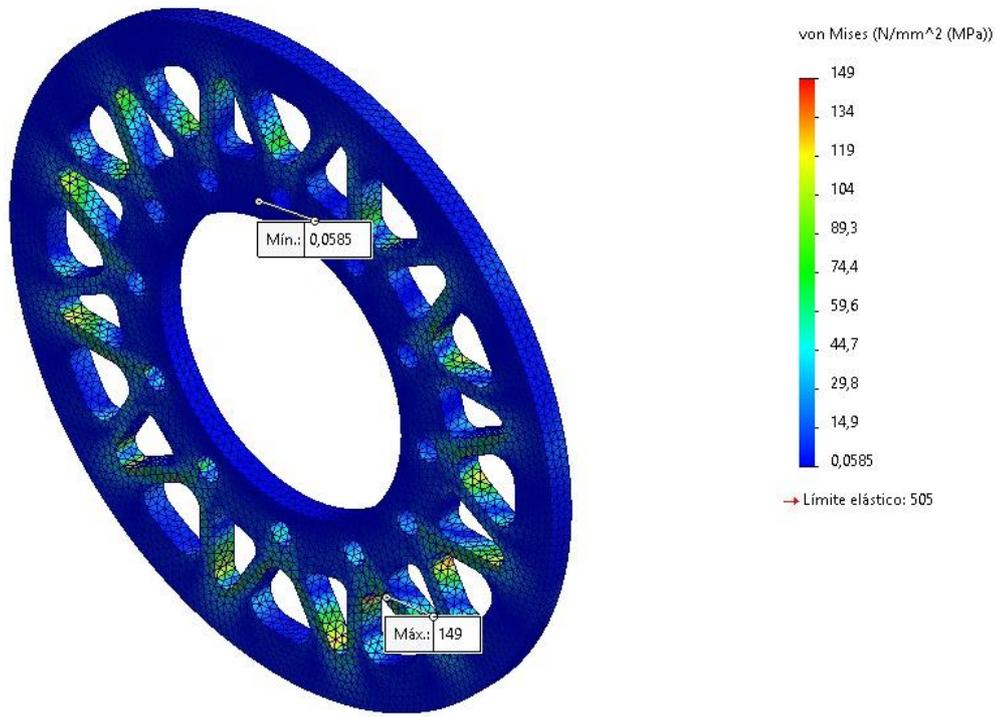


Figura 2. Análisis de resultados de la corona

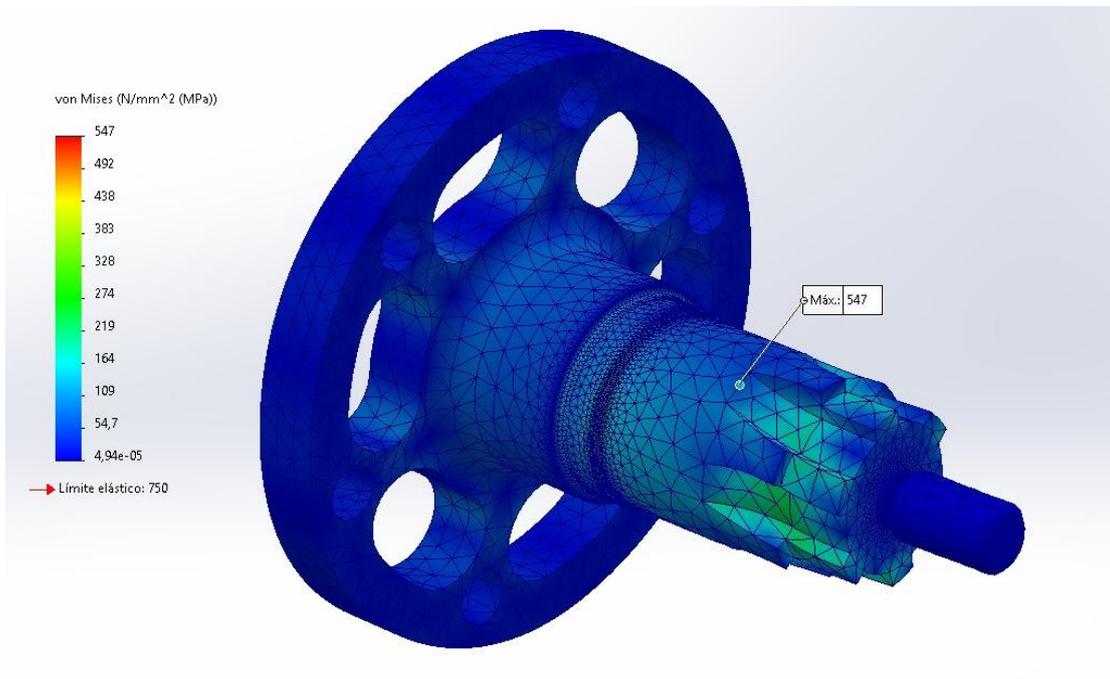


Figura 3. Análisis de resultados del eje

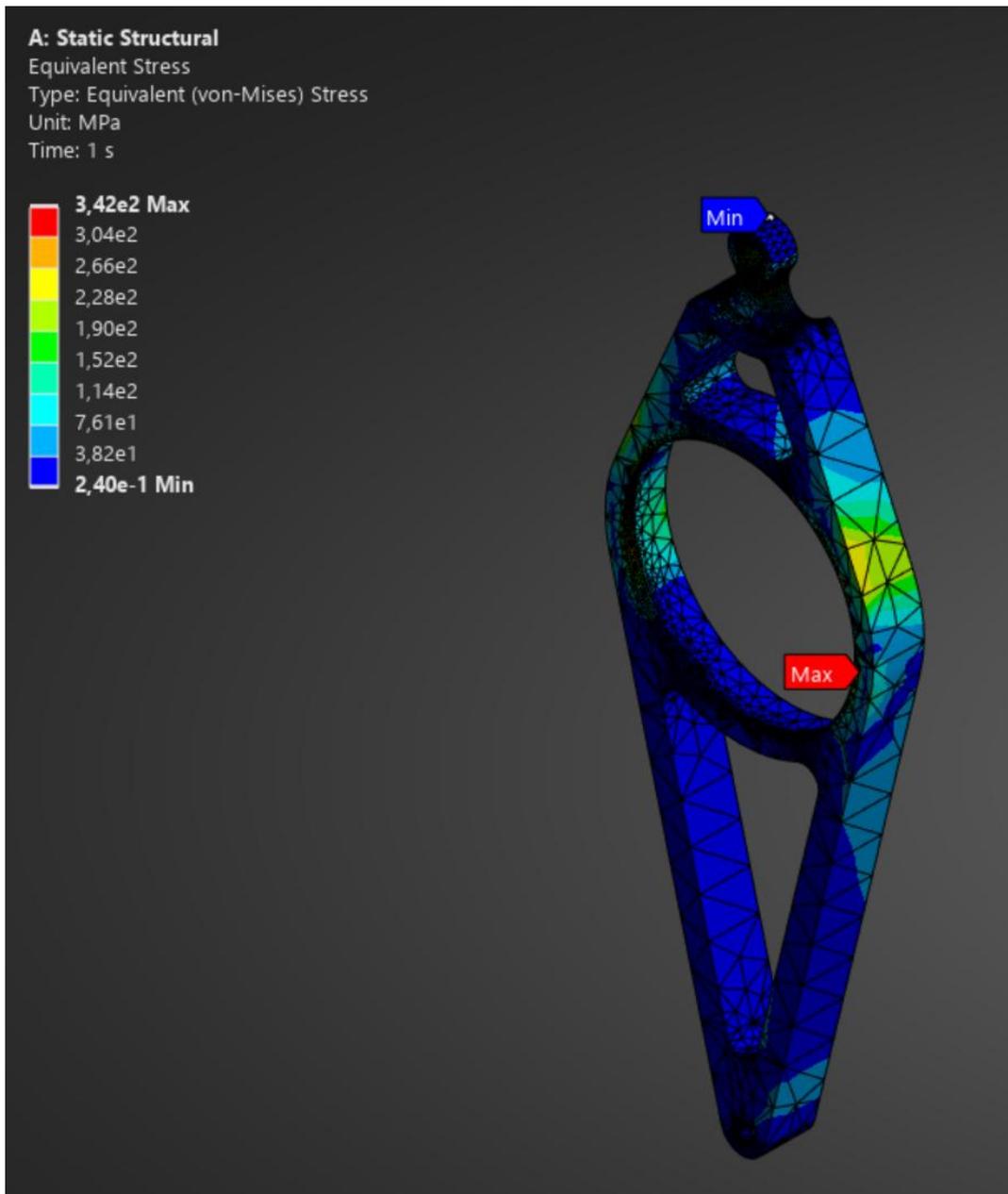


Figura 4. Análisis de resultados del soporte izquierdo del diferencial

Además, se ha conseguido bajar la relación de transmisión para hacerla óptima, consiguiendo aumentar la velocidad punta del vehículo en un 20% de 120 a 145km/h. Esta relación, al emplearse piezas comerciales también permite su intercambio en caso de ser necesario.

Por último, el sistema de tensado de la cadena ha eliminado los problemas anteriores gracias a los tensores de fibra de carbono implementados en el diseño.

5. Conclusiones

En este trabajo se han conseguido todos los objetivos propuestos y se han podido analizar satisfactoriamente los objetivos propuestos, quedando este Trabajo Fin de Grado como herramienta interna del equipo para la transmisión de conocimientos.

Además, este sistema ha facilitado el trabajo de otros departamentos como el de chasis al haber conseguido un diseño más compacto.

El sistema diseñado pone en manifiesto que el siguiente paso a dar por el equipo es el paso a un vehículo con un tren de potencia que tenga más de un motor.

Referencias

- [1] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Michigan: McGraw-Hill, 2012, p. 900.

DESIGN AND MANUFACTURING OF A TRANSMISSION SYSTEM FOR AN ELECTRIC FORMULA STUDENT VEHICLE

Author: Cantón Barat, Manuel María.

Supervisor: Manrique Bautista, Íñigo.

Collaborating Entity: Universidad Pontificia Comillas – ICAI and ISC FS Racing Team

ABSTRACT

Project carried out in collaboration with the University's Formula Student electrical team. Starting from the basis of previous designs, the aim is to create a new design that optimises the mechanical section of the department, solving problems seen in previous seasons. In addition, it should be manufactured for use in the competitions of the season.

Keywords: Transmission system, FEM validation, Formula Student, Mechanical optimisation, electric vehicle.

1. Introduction

The drive system is the final stage in which the power is transferred from the battery to the wheels. This system must have an optimum transmission ratio and be as light as possible.

In the case of the ISC, this system represents 10% of the total mass of the vehicle, so its optimisation is vital for performance.

These systems are widely used in industry to link different movements through rotary systems connected to a motor or drive. [1, p. 900]

2. Project definition

The Project requirements proposed by the team are:

1. Mass reduction
2. Minimum safety coefficient of 1.4
3. Optimum gear ratio
4. Possibility of gear ratio change
5. Continuous chain tensioning system

In addition, it is taken for granted the need to comply with the regulations in force in the competitions in which the team participates in the current season.

In order to meet these objectives, this document will develop the design and manufacture of the following systems:

- Sprocket

- Chain tensioners
- Differential supports
- Drive shaft

In addition, the differential bearings will be selected, and the transmission ratio will be optimised.

3. System description

The team vehicle has a single rear engine. This requires a transmission that carries the power from the engine rotor to a rotating differential connected to the rear wheels of the vehicle.

This differential is necessary because relative movement between the two rear wheels must be allowed to avoid skidding during cornering. In addition, a gear ratio must be available to allow for adequate speed and torque according to the needs of the different events in the competition.

With this in mind, the system consists of a chain connected to two sprockets which must be correctly tensioned.

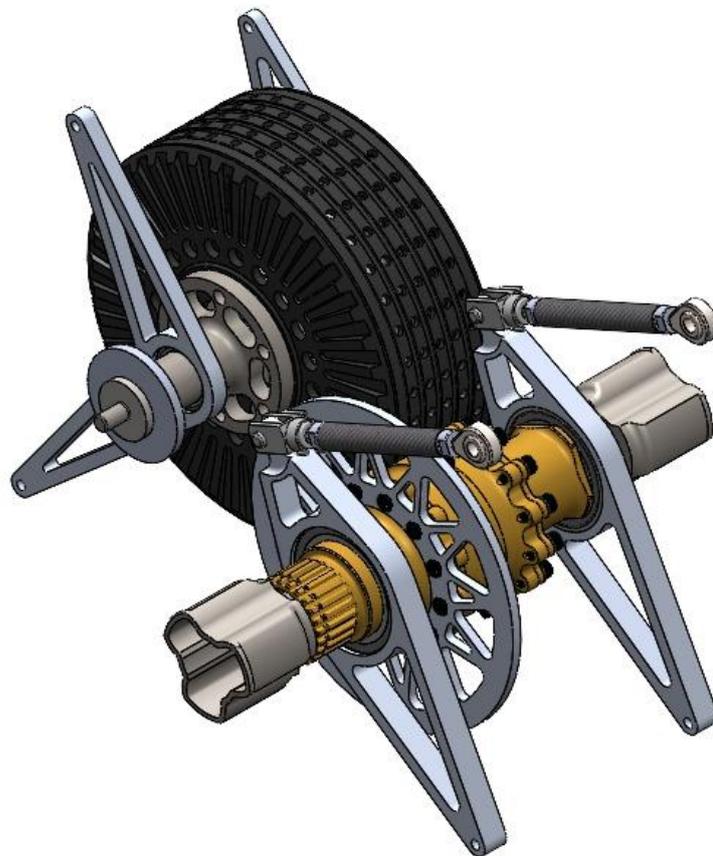


Figure 1. Developed transmission system

4. Results

The overall mass of the assembly has been reduced by 1051g, while maintaining a minimum safety factor of 1.4 for all parts.

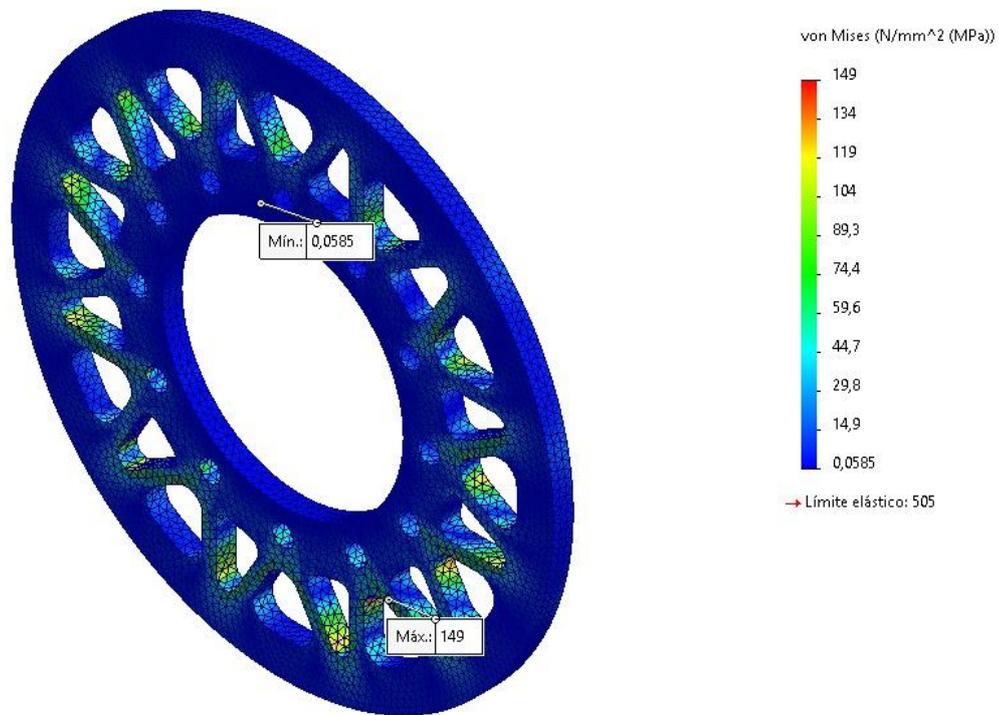


Figure 2. Crown results analysis

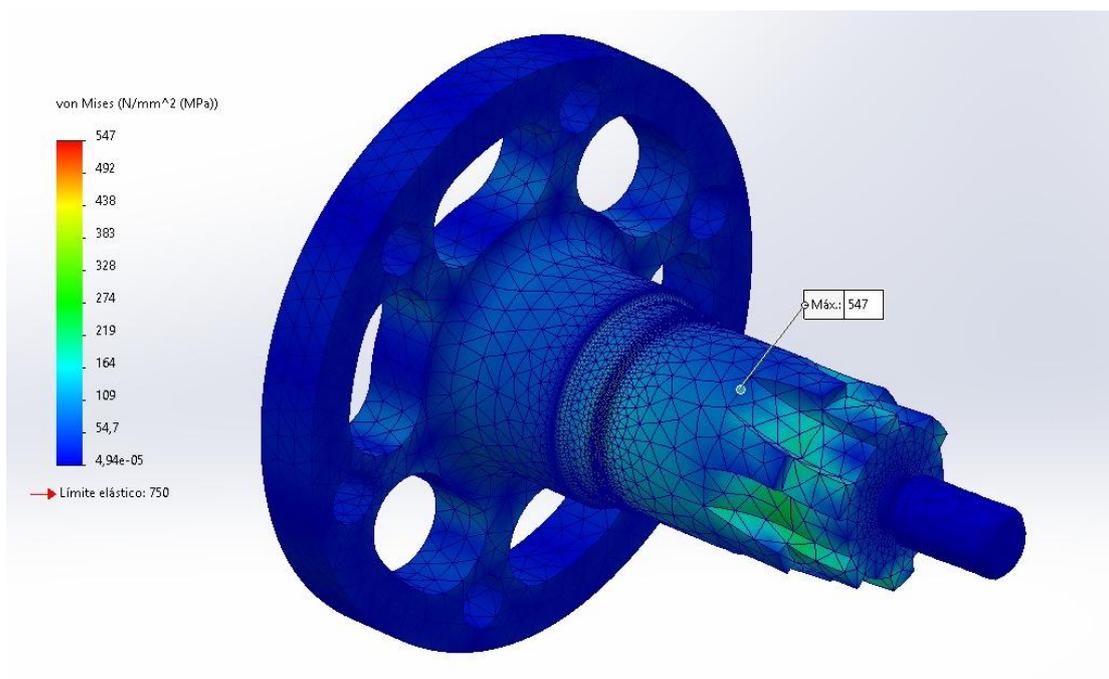


Figure 3. Shaft results analysis

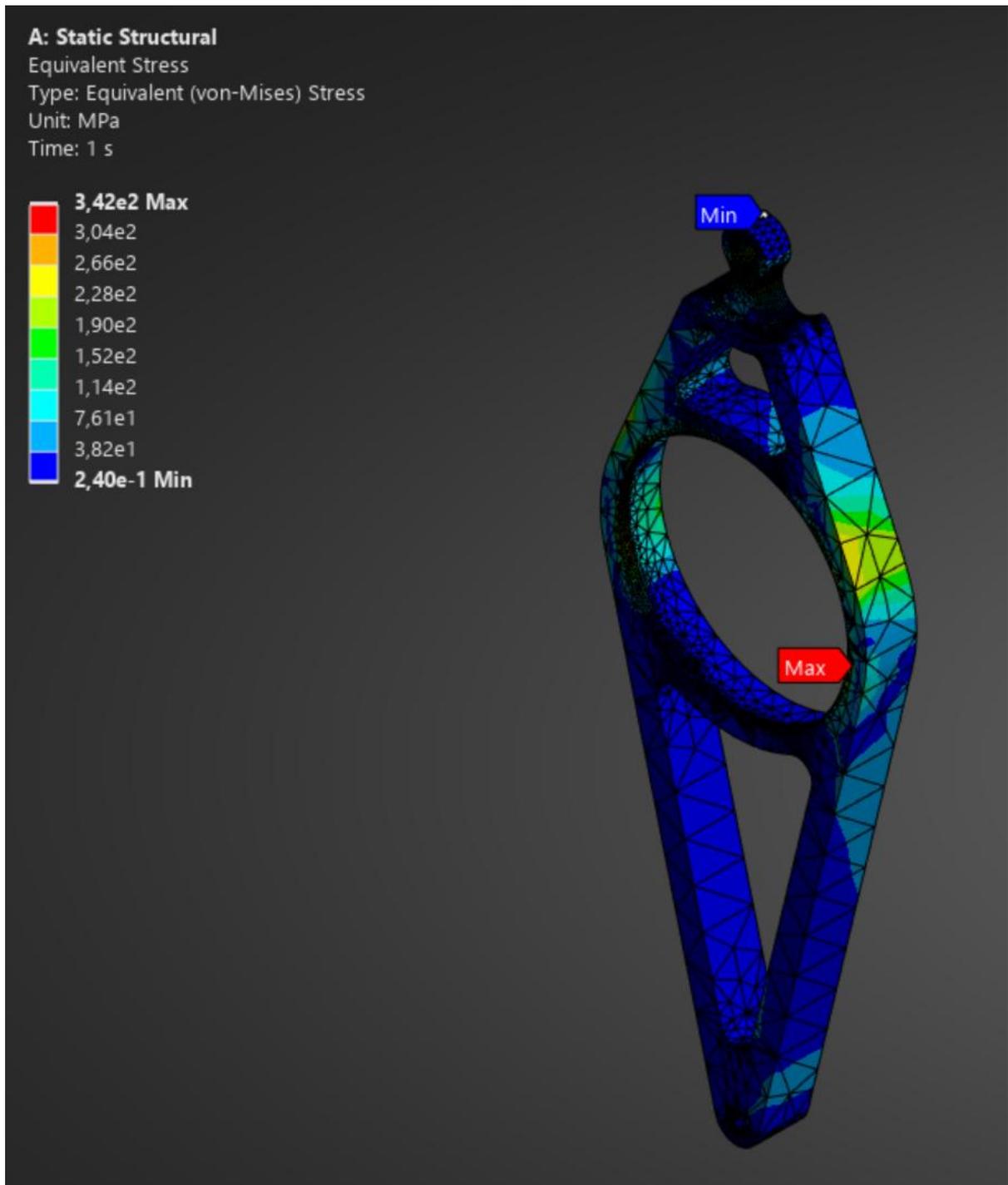


Figure 4. Left differential support result analysis

In addition, the transmission ratio has been lowered to make it optimal, increasing the top speed of the vehicle by 20% from 120 to 145km/h. This ratio, by using commercially available parts, also allows it to be interchanged if necessary.

Finally, the chain tensioning system has eliminated the previous problems thanks to the carbon fibre tensioners implemented in the design.

5. Conclusions

In this work, all the proposed objectives have been achieved and it has been possible to satisfactorily analyse the proposed objectives, leaving this Final Degree Project as an internal tool of the team for the transmission of knowledge.

Furthermore, this system has facilitated the work of other departments, such as the chassis department, as it has achieved a more compact design.

The system designed shows that the next step to be taken by the team is to move on to a vehicle with a power train that has more than one engine.

6. References

- [1] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Michigan: McGraw-Hill, 2012, p. 900.

Índice de la memoria

<i>Índice de la memoria</i>	<i>I</i>
<i>Índice de ilustraciones</i>	<i>IV</i>
<i>Índice de tablas</i>	<i>VII</i>
<i>Índice de gráficas</i>	<i>VIII</i>
Capítulo 1. Introducción	9
1.1 ISC Racing Team.....	9
1.2 Formula Student.....	11
1.2.1 Pruebas estáticas.....	12
1.2.2 Pruebas dinámicas.....	12
1.3 Motivación del proyecto.....	14
Capítulo 2. Estado de la Cuestión	16
2.1 Motores eléctricos.....	16
2.2 Sistemas de transmisión.....	18
2.3 Diferenciales.....	22
2.4 Sistemas de transmisión en Formula Student.....	23
2.4.1 Vehículos de combustión interna.....	23
2.4.2 Vehículos híbridos.....	25
2.4.3 Vehículos de hidrógeno.....	26
2.4.4 Vehículos eléctricos.....	27
Capítulo 3. Definición del Trabajo	34
3.1 Objetivos.....	34
3.2 Metodología.....	35
3.3 Planificación.....	36
3.4 Recursos empleados.....	36
Capítulo 4. Relación de transmisión	37

4.1	Análisis del Sistema	37
4.2	Diseño.....	37
4.3	Implementación	41
4.4	Presupuesto.....	42
Capítulo 5. Corona		43
5.1	Análisis de la pieza.....	43
5.1.1	<i>Diseños anteriores</i>	43
5.1.2	<i>Planificación para el nuevo diseño</i>	44
5.2	Diseño de la pieza.....	45
5.2.1	<i>Material</i>	45
5.2.2	<i>Parámetros iniciales</i>	46
5.2.3	<i>Diseño en CAD</i>	48
5.3	Análisis de cargas	49
5.4	Análisis de elementos finitos.....	49
5.5	Comparativa de masa	52
5.6	Anclaje al diferencial.....	52
5.7	Fabricación	56
5.8	Presupuesto.....	57
Capítulo 6. Soportes del diferencial.....		58
6.1	Análisis de las piezas.....	58
6.2	Diseño de las piezas	59
6.2.1	<i>Anclaje</i>	59
6.2.2	<i>Tensor</i>	61
6.2.3	<i>Soporte izquierdo</i>	62
6.2.4	<i>Soporte derecho</i>	68
6.3	Análisis de cargas	71
6.4	Elección de rodamientos	74
6.5	Análisis de elementos finitos.....	76
6.5.1	<i>Soporte izquierdo</i>	76
6.5.2	<i>Soporte derecho</i>	80
6.6	Comparativa de masa	82
6.7	Fabricación	82

6.8 Presupuesto.....	85
Capítulo 7. Eje motor.....	87
7.1 Análisis de la pieza.....	87
7.2 Diseño de las piezas	88
7.2.1 Eje.....	88
7.2.2 Tapa fijadora del piñón.....	92
7.2.3 Espaciadores del piñón	93
7.3 Análisis de cargas.....	94
7.4 Análisis de elementos finitos.....	94
7.5 Comparativa de masa	96
7.6 Fabricación.....	96
7.7 Presupuesto.....	97
Capítulo 8. Análisis de Resultados.....	98
Capítulo 9. Conclusiones y trabajos futuros.....	100
Capítulo 10. Alineación con los ODS.....	101
Capítulo 11. Bibliografía.....	102
ANEXO I: Aluminio 7075 – T6.....	104
ANEXO II: Acero UNE EN 10083 42CrMo4 + QT.....	105
ANEXO III: Plano de la corona.....	106
ANEXO IV: Plano del soporte izquierdo.....	107
ANEXO V: Plano del soporte derecho.....	108
ANEXO VI: Plano del eje.....	109
ANEXO VII: Plano de la tapa del eje.....	110

Índice de ilustraciones

Ilustración 1. IFS-06 en Madrid Motor Student 2024	10
Ilustración 2. "Ángela" en Motorland 2023.....	10
Ilustración 3. Formula Student Alemania 2024, ©FSG Vivek Maru	11
Ilustración 4. Circuito de skidpad [2, p. 122]	13
Ilustración 5. Máquina de CC con inducido en anillo. [3, p. 529]	16
Ilustración 6. Circuito equivalente de un motor de inducción. [3, p. 298]	17
Ilustración 7. Esquema de Máquina Síncrona [3, p. 431].....	18
Ilustración 8. Transmisión por cadena.....	20
Ilustración 9. Transmisión por correa.....	20
Ilustración 10. Transmisión IFS-06	21
Ilustración 11. Diferencial abierto	22
Ilustración 12. Diferencial de deslizamiento limitado.....	23
Ilustración 13. FSUPV - 09 de la Universidad Politécnica de Valencia	24
Ilustración 14. MFT04 de la Universidad Carlos III de Madrid.....	25
Ilustración 15. M24 - LH de la Università di Modena e Reggio Emilia	26
Ilustración 16. Apollo GDO de la Universiteit Twente.....	27
Ilustración 17. ART - 24D de la Universidad de Sevilla.....	28
Ilustración 18. Sistema de transmisión de FaSTTUBe.....	30
Ilustración 19. Reductora epicicloidal	31
Ilustración 20. Sistema de doble motor en chasis con epicicloidales del TeR24 de la Universidad de Navarra	32
Ilustración 21. Dufour de la Eidgenössische Technische Hochschule Zürich con tracción integral	33
Ilustración 22. Planificación del TFG.	36
Ilustración 23. Hoosier FSAE 16.0X7.5 - 10 R20.....	38
Ilustración 24. Plano motor Emrax 228.....	39
Ilustración 25. DCL neumáticos traseros	40
Ilustración 26. Piñón JTF569.11 empleado por el equipo.....	41

Ilustración 27. Diseño previo de la corona	43
Ilustración 28. Porta coronas previo	44
Ilustración 29. Despiece Drexler FSAE	45
Ilustración 30. Diámetro mínimo interior.....	47
Ilustración 31. Diseño base con los parámetros iniciales	47
Ilustración 32. Corona con vaciados.....	48
Ilustración 33. Corona mallada.....	50
Ilustración 34. Análisis de elementos finitos de la corona	51
Ilustración 35. DCL de la corona debido al par.....	53
Ilustración 36. DCL de la corona debido a la tensión de la cadena.....	53
Ilustración 37. Resultado final de fabricación de la corona	57
Ilustración 38. Excéntrica izquierda usada anteriormente.....	59
Ilustración 39. Horquilla de sujeción.....	60
Ilustración 40. Tornillo calibrado	61
Ilustración 41. Vista explosionada del ensamblaje de los tensores [9, p. 10]	61
Ilustración 42. Geometría inicial del soporte izquierdo	63
Ilustración 43. Geometría original del soporte izquierdo con el hueco para el rodamiento	64
Ilustración 44. Soporte izquierdo con vaciados.....	65
Ilustración 45. Soporte izquierdo final	66
Ilustración 46. Perfil final del soporte izquierdo	67
Ilustración 47. Vista frontal del soporte derecho.....	69
Ilustración 48. Vista lateral del soporte derecho	70
Ilustración 49. DCL para soportes del diferencial.....	71
Ilustración 50. Máxima extensión de los tensores.....	72
Ilustración 51. Mínima extensión de los tensores	73
Ilustración 52. Eje modelado en SKF SimPro.....	74
Ilustración 53. Malla del soporte izquierdo	77
Ilustración 54. Soporte izquierdo con esfuerzos y fijaciones	78
Ilustración 55. Estado tensional de Von Mises del soporte izquierdo.....	79
Ilustración 56. Soporte derecho mallado	80

Ilustración 57. Estado tensional de Von Mises del soporte derecho	81
Ilustración 58. Rodamiento NTN 6911LLU	83
Ilustración 59. Soportes del diferencial fabricados	83
Ilustración 60. Preparación superficial de los insertos [10, p. 79].....	84
Ilustración 61. Eje del IFS - 06.....	88
Ilustración 62. Base del eje.....	89
Ilustración 63. Vaciado de la base del eje	90
Ilustración 64. Ejemplo norma DIN 76 B	90
Ilustración 65. Diseño final del eje.....	91
Ilustración 66. Tapa del eje.....	92
Ilustración 67. Espaciador del piñón	93
Ilustración 68. Mallado del eje	95
Ilustración 69. Estado tensional de Von Mises del eje.....	95
Ilustración 70. Sistema de transmisión nuevo	99

Índice de tablas

Tabla 1. Comparativa cadena y correa	21
Tabla 2. Datos para calcular la relación de transmisión	40
Tabla 3. Parámetros de mallado de la corona	50
Tabla 4. Pares de apriete según fuerza de precarga	56
Tabla 5. Presupuesto corona	57
Tabla 6. Características de los rodamientos	75
Tabla 7. Coeficiente de seguridad de los rodamientos	75
Tabla 8. Presupuesto soportes del diferencial	86
Tabla 9. Parámetros de mallado del eje	94
Tabla 10. Presupuesto eje	97

Índice de gráficas

Gráfica 1. Potencia y par - velocidad Emrax 228.....	19
Gráfica 2. Potencia y par - velocidad motor grupo VAG 1.4L TSI	19
Gráfica 3. Fuerza máxima en las ruedas en función del ángulo de deslizamiento	29

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

Las ventas de vehículos eléctricos están revolucionando el mercado internacional. En las competiciones de estudiantes de la categoría se ha convertido este método de propulsión en el principal y la mayoría de los equipos, tanto españoles como internacionales, están cambiando hacia esta nueva parte de la regulación.

La importancia de este subconjunto del vehículo reside en que es la parte encargada de hacer que las ruedas del vehículo giren, siendo el último paso en el que se intercambia potencia entre la batería hasta las ruedas

La actualización del diseño puede ser diferencial en la pista, ya que contar con un sistema ligero en la parte trasera del vehículo ayuda a la distribución de pesos del vehículo para un mejor paso por curva.

En esta situación, se debe diseñar y fabricar un sistema que sea más ligero que el anterior cumpliendo tanto los objetivos generales del equipo como los objetivos del departamento para el prototipo de la temporada del ISC, el IFS07.

1.1 ISC RACING TEAM

El ISC Racing Team es una asociación de la Universidad Pontificia Comillas que nace en 2015 con la intención de unir a aquellos alumnos de la universidad apasionados por las competiciones de motor. Para ello se forman dos equipos: ISC FS Racing Team e ISC MS Racing Team. Esta asociación cuenta hoy en día con más de 120 alumnos implicados y cuenta con la financiación de distintos patrocinadores como Iberdrola o Gestamp.

El objetivo principal de la asociación es el de formar a los alumnos de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería – ICAI, además, en la asociación y en el equipo también hay alumnos de la Facultad de Ciencias Económicas y Empresariales y de la Facultad de Derecho de ICADE, así como alumnos de la Facultad de Ciencias Humanas y Sociales CIHS.

El primero, nació en el año 2017 de mano de 12 alumnos y compite todos los veranos en las competiciones europeas de Formula Student. Su objetivo es el de construir un monoplace completamente eléctrico para las competiciones. El prototipo para el que se realizará es el IFS-07.



Ilustración 1. IFS-06 en Madrid Motor Student 2024

El otro equipo, surge en 2015 con una moto de combustión, aunque posteriormente se cambió el diseño a eléctrico en el que compiten cada dos años en el Circuito MotorLand de Aragón.



Ilustración 2. "Ángela" en Motorland 2023

1.2 FORMULA STUDENT

En 1981 en Texas, Estados Unidos la *Society of Automotive Engineers* (SAE) forma la primera competición de esta categoría en la que cuatro universidades nacionales se presentan en lo que sentaría las bases para un futuro proyecto internacional [2]. En 1998 se realiza el primer evento en Europa siendo este en Reino Unido.

Actualmente la categoría de Formula Student está formada por distintas competiciones internacionales de automovilismo e ingeniería en la que equipos de universitarios procedentes de distintas universidades internacionales se reúnen principalmente en verano. La competición tiene presencia en todos los continentes y cada año siguen surgiendo nuevos países anfitriones de la categoría.



Ilustración 3. Formula Student Alemania 2024, ©FSG Vivek Maru

Estas competiciones se han extendido por distintos países en todos los continentes. El proyecto realizado deberá competir en las ediciones que se celebrarán en el *Hockenheimring* (Alemania) y en el Circuito de Barcelona – Cataluña (España), aunque existen competiciones en otros países europeos y en todos los continentes.

Los equipos buscan sumar la mayor cantidad de puntos en las pruebas estáticas y dinámicas para estar lo más arriba posible en la clasificación. Una vez terminada la clasificación de todas las competiciones se realiza un ranking internacional en la que según los resultados globales se realiza una ponderación de exigencia para comparar a todos los equipos mundiales.

1.2.1 PRUEBAS ESTÁTICAS

En esta sección de la competición, se evalúan las distintas decisiones tomadas por el equipo y se realiza mediante tres pruebas:

- ***Business plan (75 puntos):*** cada equipo debe desarrollar una idea de negocio basado en el equipo o alguna parte del vehículo. [3, pp. 108 - 110]
- ***Cost and Manufacturing (100 puntos):*** los equipos deben llevar una lista con todos los procesos de fabricación de cada parte del vehículo. Este año como novedad el sistema elegido no solo deberá llevar desarrollados los costes, sino que además se hará un análisis de la huella de carbono. [3, pp. 110 - 114]
- ***Engineering Design (100 puntos):*** en esta prueba, un jurado con experiencia en distintos sectores de la ingeniería evalúa las decisiones de diseño tomadas por cada equipo. [3, pp. 114 - 116]

1.2.2 PRUEBAS DINÁMICAS

En esta parte de la competición, los distintos equipos compiten principalmente por tiempo y se evalúa el rendimiento en pista del vehículo. Hay cinco pruebas en las que conseguir puntos:

- **Skidpad (50 puntos):** el vehículo ha de hacer una figura de ocho en la que se mide el tiempo en realizar una vuelta hacia la derecha y otra hacia la izquierda, en la que se hace la media de tiempos.

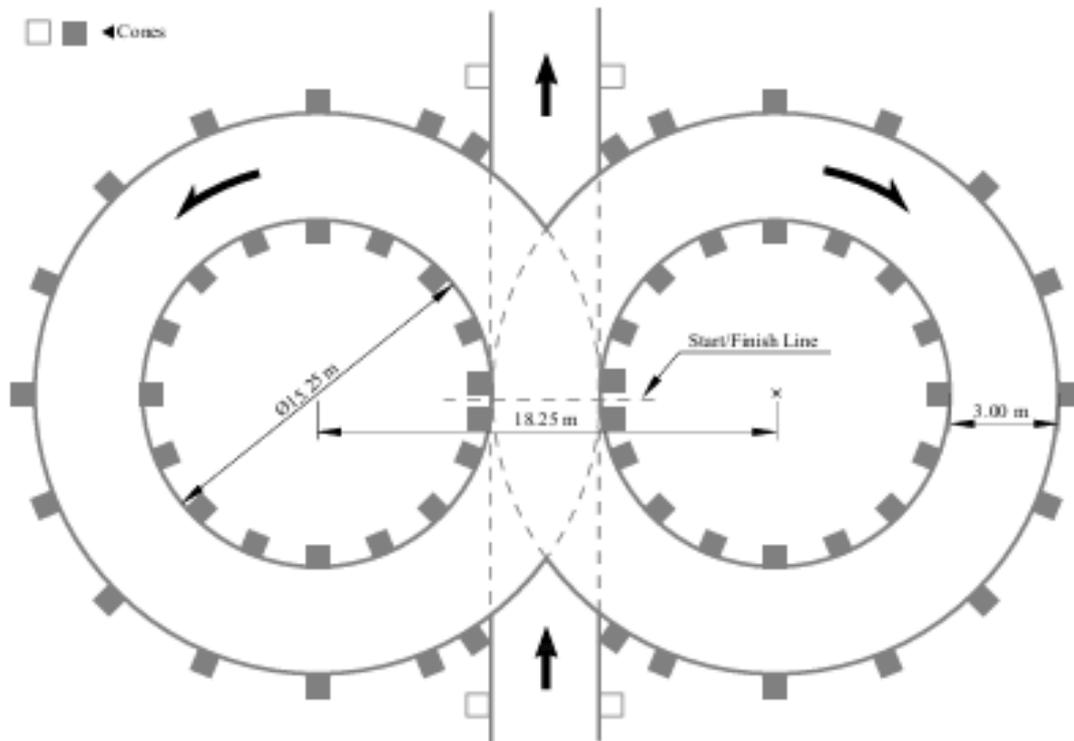


Ilustración 4. Circuito de skidpad [3, p. 122]

- **Aceleración (50 puntos):** los vehículos deberán acelerar en una línea recta de 75 m en el menor tiempo posible. [3, pp. 124 - 125]
- **Autocross (50 puntos):** esta prueba se asemeja a la clasificación e Fórmula 1. Los equipos compiten en circuitos con distintas restricciones para hacer el mejor tiempo. [3, pp. 125 - 126] Habitualmente este tiempo define el orden de salida
- **Endurance (250 puntos):** en un circuito muy similar al del *Autocross* se realiza una carrera a tiempos de aproximadamente 22 km [3, pp. 126 - 130]
- **Efficiency (75 puntos):** en base a los tiempos y consumos de energía durante la *Endurance* se realiza una clasificación de la eficiencia de los competidores. [3, p. 130]

1.3 MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

El ISC FS Racing Team es un equipo de la asociación ISC Racing Team de la Universidad Pontificia Comillas. Este equipo hace todos los años un nuevo monoplaza con distintas mejoras y modificaciones que compite en verano. Este año se necesitará una nueva transmisión siguiendo el objetivo de reducción de la masa. En el equipo se han marcado distintos objetivos generales, y para ello es necesario que todos los departamentos sumen al conjunto de cada uno.

Para este proyecto hay varios puntos de motivación. El primero es que, en mi tercer año en el equipo, se nos ha dado la libertad a los jefes de los departamentos de meter cambios en el vehículo. Asimismo, al haberse decidido hacer varios cambios de vital importancia en la continuación del desarrollo positivo que se ha llevado en los últimos años, lo principal que se ha propuesto es el reto de reducir al máximo posible la masa del vehículo, ya que en ediciones anteriores se ha visto que ese es uno de los mayores problemas que se han encontrado.

Otra motivación es hacer ver el aprendizaje que se ha visto en el equipo, mostrando la evolución que se tiene basada en la experiencia que dan los diseños anteriores.

Por último, en el 2025, la asociación a la que pertenece el equipo celebra su décimo aniversario. Ante esta celebración se tiene intención de realizar actos conmemorativos. Para estos actos un buen resultado obtenido sería de gran utilidad para seguir impulsando el proyecto.

El diseño que se realice se deberá fabricar durante el segundo cuatrimestre del curso para montarlo en el IFS-07, el coche que presentará el equipo a finales del curso 2024-2025 para las competiciones de verano, siendo esta la última motivación, ya que el uso de los diseños puede verse utilizado en competición. Esta forma de fabricación consiste en eliminar material en fresadoras que dan la forma deseada. Actualmente estas máquinas cuentan con

sistemas de control numérico, que permiten programar las operaciones, mejorando así la precisión obtenida para conseguir mejores acabados.

Capítulo 2. ESTADO DE LA CUESTIÓN

2.1 MOTORES ELÉCTRICOS

El elemento propulsor del prototipo a desarrollar se trata de un motor eléctrico. Este tipo de máquinas rotativas se suelen clasificar según su principio de funcionamiento, siendo estos los de corriente continua (CC) y los de corriente alterna (CA). Los motores de corriente alterna se dividen a su vez en motores síncronos y asíncronos.

Las máquinas de CC empleados actualmente en la competición se conocen como sin escobillas. Su forma de funcionamiento emplea la electrónica de potencia para modular las corrientes en el estátor y poseen imanes permanentes en el rotor, aunque el principio de funcionamiento es igual a los motores con escobillas. En estas máquinas se emplean colectores de delgas que según la posición en la que se encuentra el motor se invierte la polaridad de las espiras del rotor, generando de este modo campos magnéticos desalineados entre rotor y estátor que inducen un par. [4, pp. 528 - 533, 590 - 592]

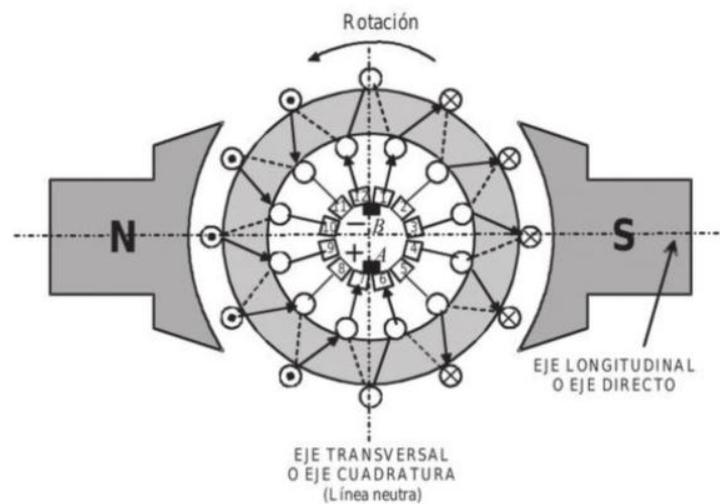


Ilustración 5. Máquina de CC con inducido en anillo. [4, p. 529]

Las máquinas asíncronas tienen una velocidad independiente a su velocidad de sincronismo, es decir que no velocidad de rotación no es igual a una función de los pares de polos con los que estén contruidos y la frecuencia de alimentación. En este caso el rotor puede ser bobinado o de jaula de ardilla y desde el estátor se inducen unas corrientes que al tener una frecuencia distinta inducen un par electromotriz causado por la diferencia de posición entre el campo magnético del estátor y del rotor. [4, pp. 292 - 301]

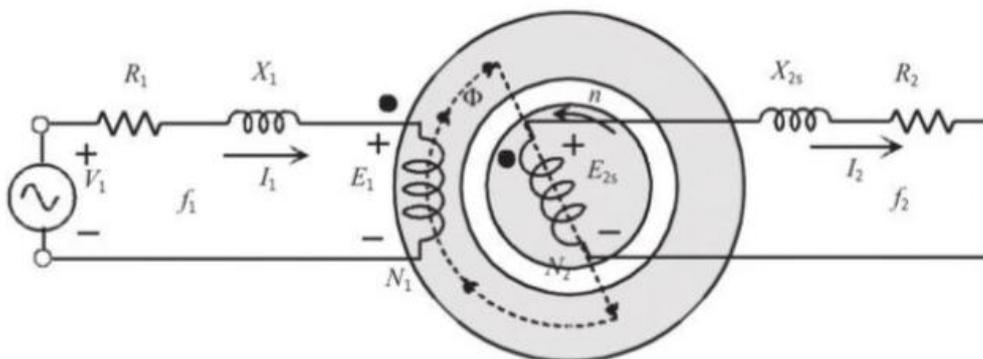


Ilustración 6. Circuito equivalente de un motor de inducción. [4, p. 298]

Las máquinas síncronas funcionan con CC en el estátor y CA en el rotor. Su principal característica es que giran a velocidad de sincronismo, es decir que según la frecuencia de alimentación y los pares de polos que tenga el motor girará a distinta velocidad. La CC del rotor genera un campo magnético que en competición es habitual que sea sustituido por motores permanentes como el empleado por el ISC. El principio de funcionamiento se centra en generar un campo magnético variable en el estátor de forma que haya un campo magnético desalineado con el rotor. De esta forma se induce una fuerza electromotriz. Para modular la velocidad de giro se emplean dispositivos de electrónica de potencia. [4, pp. 431 - 434].

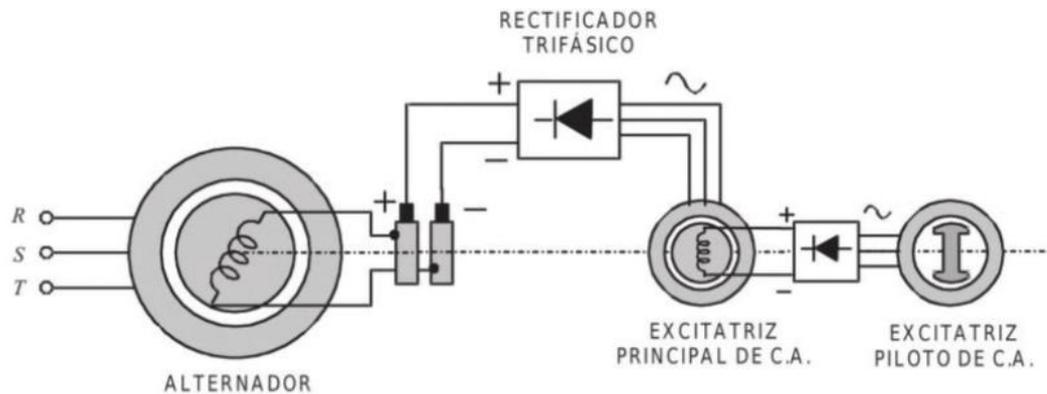


Ilustración 7. Esquema de Máquina Síncrona [4, p. 431]

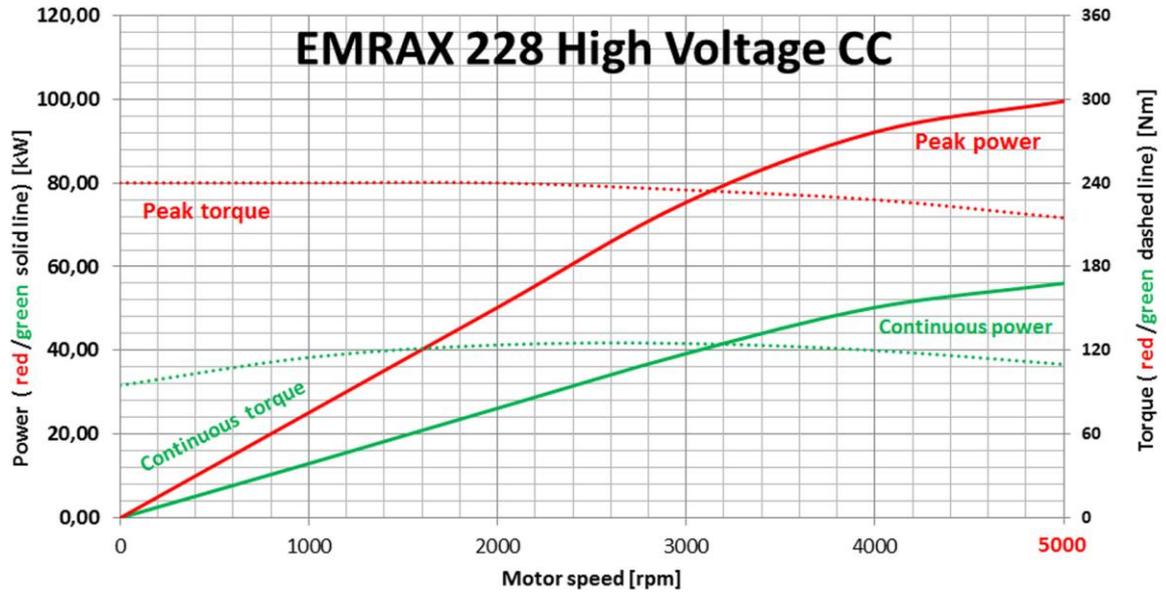
2.2 SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

La transmisión de potencia es muy común en la maquinaria como motores o accionamientos y consiste en la transmitir un movimiento de un lado a otro con un eje rotatorio apoyado entre rodamientos o elementos deslizantes. [1, p. 900]

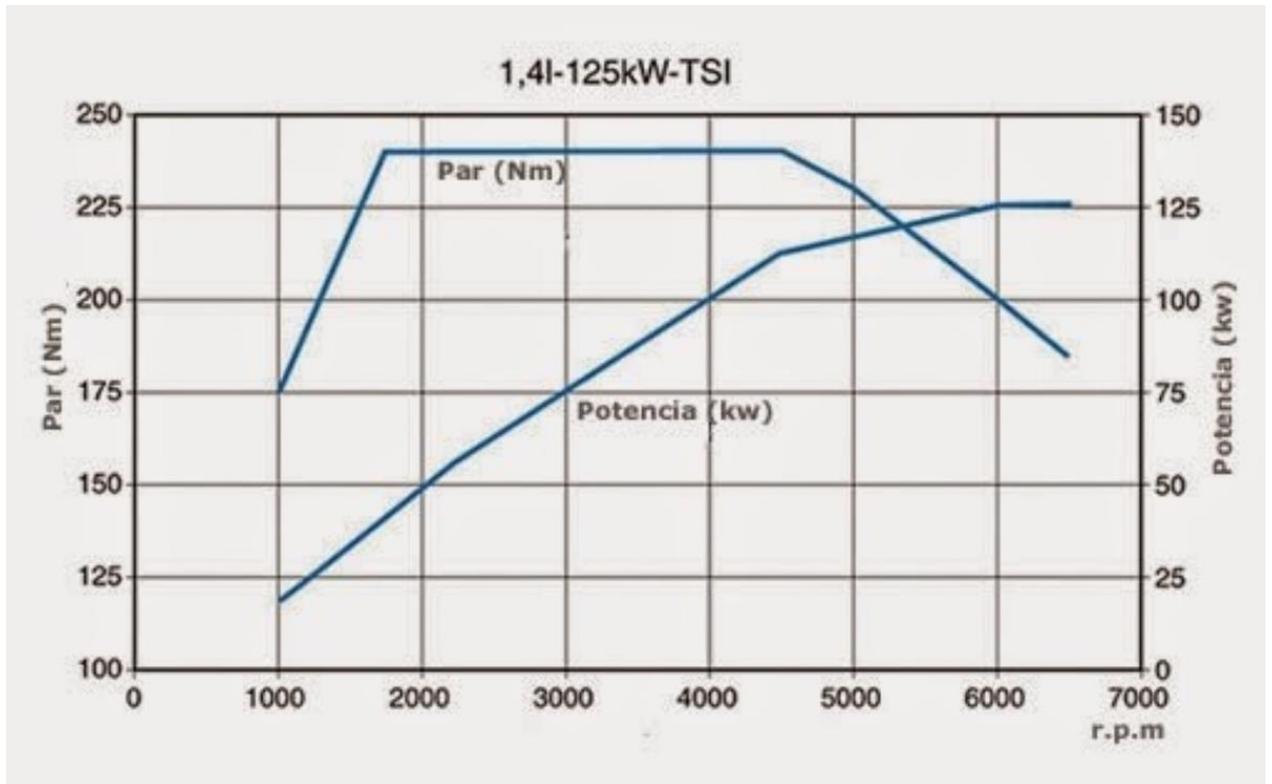
La función del sistema de transmisión en los vehículos es la de trasladar el movimiento rotativo generado por el motor consiguiendo un mayor par o una mayor velocidad a las ruedas para que estas transformen la velocidad rotativa en una velocidad lineal. Estas transmisiones, independientemente de su aplicación buscan la mayor eficiencia posible, de tal forma que no llegue la mayor cantidad de energía posible a las ruedas.

En los vehículos de producción de calle hay distintas soluciones para transferir la potencia desde el motor hasta las ruedas del vehículo. Estos sistemas son necesarios ya que en los motores de combustión la franja de revoluciones más eficiente del motor estas son demasiado elevadas y el par demasiado bajo para el uso que se requiere, además de tener unas revoluciones mínimas a las que pueden trabajar, por lo que el sistema de transmisión también incluye cajas de cambios con distintas marchas. En los vehículos eléctricos, los motores tienen una espectro de revoluciones habitualmente mayor, aunque el par es insuficiente para lo requerido por lo que se lleva una caja reductora que disminuye la velocidad aumentando el par entregado.

Graphs valid for EMRAX 228 High Voltage Combined Cooled (CC):



Gráfica 1. Potencia y par - velocidad Emrax 228



Gráfica 2. Potencia y par - velocidad motor grupo VAG 1.4L TSI

Los dos métodos principales de aplicación en vehículos como el IFS – 07 es similar a los presentes en las motos comerciales: la transmisión por correa y la transmisión por cadenas y piñones. La transmisión por cadena tiene las ventajas de tener una gran capacidad de transmisión y una alta durabilidad, siendo la empleada en años anteriores. La transmisión por correa por otro lado prescinde de lubricación y es más asequible, aunque tiene menos durabilidad. Otras ventajas e inconvenientes se pueden observar en la Tabla 1 [5, pp. 34 - 35].



Ilustración 8. Transmisión por cadena



Ilustración 9. Transmisión por correa

SISTEMA DE TRANSMISIÓN	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Cadena	<ul style="list-style-type: none"> - Vida útil alargada - Capacidad de transmisión 	<ul style="list-style-type: none"> - Necesita lubricación - Precio más elevado - Ruidosa
Correa	<ul style="list-style-type: none"> - Silenciosa - No necesita ser lubricada 	<ul style="list-style-type: none"> - Durabilidad limitada - Riesgo de deslizamiento elevado

Tabla 1. Comparativa cadena y correa

El sistema anterior de transmisión del vehículo se muestra en la Ilustración 10 y sus componentes se irán describiendo en cada apartado de diseño nuevo de pieza.

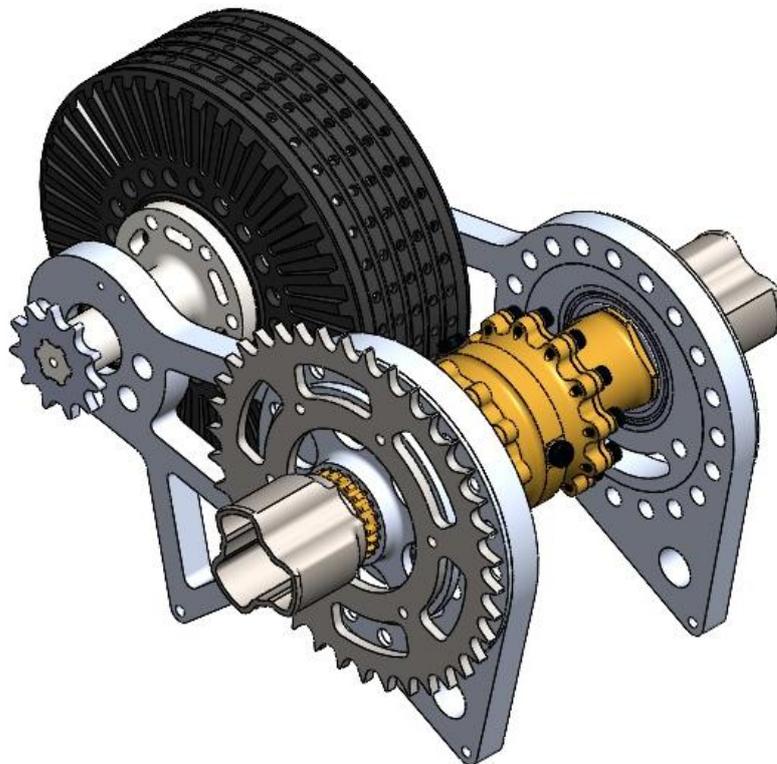


Ilustración 10. Transmisión IFS-06

2.3 DIFERENCIALES

El diferencial permite que haya una velocidad relativa entre la rueda interior y exterior en una curva en el vehículo, ya que el radio interno de giro será menor al exterior. Para ello se han llevado a cabo tres soluciones mecánicas principales en la industria: el diferencial abierto, el diferencial bloqueable manualmente y el diferencial de deslizamiento limitado (también conocido como autoblocante). En los coches con varios motores eléctricos el diferencial se realiza de manera electrónica.

El diferencial abierto permite que exista independencia total de velocidades, con la desventaja de que el par ejercido en las ruedas es siempre el mínimo que sea capaz de asimilar cada lado, imposibilitando que el coche pueda salir si una rueda queda en el aire o en contacto con una superficie deslizante. Este tipo es el más común en vehículos legales para las vías públicas ya que es el más predecible a la hora de conducir. [6]



Ilustración 11. Diferencial abierto

Los diferenciales de deslizamiento limitado están compuestos por unos discos de fricción que permiten el deslizamiento a partir de cierta diferencia de par entre ambos lados del vehículo. Esto permite una velocidad relativa entre ruedas un poco más limitada, pero en casos de tracción limitada actúan de mejor forma. Son los más empleados en la competición

y actualmente existen vehículos que realizan un control electrónico de los embragues cambiando así el comportamiento del vehículo en cada momento. [6]



Ilustración 12. Diferencial de deslizamiento limitado

Los diferenciales bloqueables manualmente son comunes en vehículos dedicados a conducción *off-road* ya que el sistema permite imposibilitar la rotación relativa entre ruedas, proporcionando así el mismo par a ambas ruedas. [6]

2.4 SISTEMAS DE TRANSMISIÓN EN FORMULA STUDENT

En Formula Student hay dos categorías consolidadas en cuanto a forma de obtención de la potencia motriz: motores de combustión interna o motores eléctricos, una categoría surgida en la temporada 2024 que combina en cierto modo ambas categorías anteriores para obtener un tren de potencia híbrido y una idea de futuro como es el hidrógeno potenciada por competiciones que si bien aún no han tenido ediciones -como Formula Future en Alemania- están organizando concursos para poder desarrollar esta nueva categoría.

2.4.1 VEHÍCULOS DE COMBUSTIÓN INTERNA

Los equipos con motores de combustión interna han tenido bastante peso, pero cada vez es más frecuente que estén virando hacia la creación de coches 100% eléctricos ya que se están restringiendo cada vez más las plazas en las competiciones y en algunas como *Formula*

Student Germany y no admite este tipo de vehículos. En cuanto a su sistema de transmisión, suelen emplear cajas de cambio automáticas con accionamiento mediante levas en el volante. Esto se debe a que, como se ha mencionado anteriormente, los motores de combustión interna necesitan una relación de cambio que varíe para poder obtener un par lo suficientemente elevado en función de la velocidad deseada. Una vez salen la potencia de la caja de cambios se transmite a un diferencial que permite la velocidad relativa entre las ruedas. Estos vehículos tienen siempre una configuración de motor central -se encuentra entre el eje delantero y trasero- para permitir un equilibrio dinámico y tracción trasera para maximizar las capacidades de aceleración. En España alguno de los equipos más importantes por su historia reciente son MAD Formula Team de la Universidad Carlos III y FSUPV, de la Universidad Politécnica de Valencia. Ambos han conseguido victorias en competiciones importantes y el equipo valenciano ha llegado a situarse como el tercero mejor del mundo en su categoría.

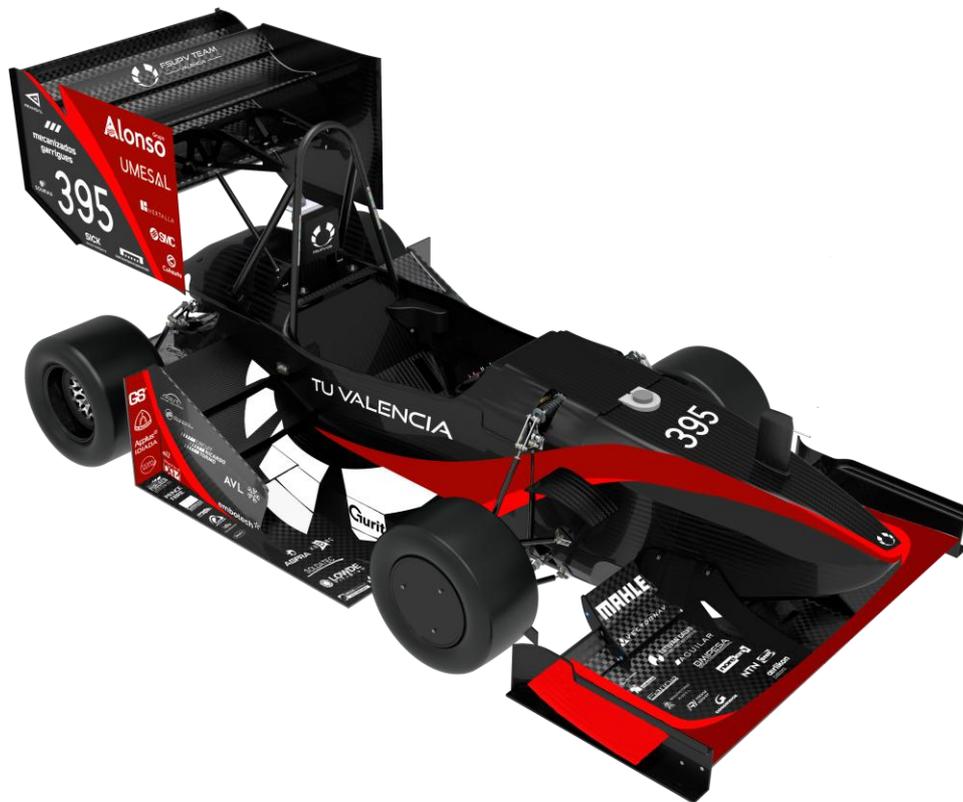


Ilustración 13. FSUPV - 09 de la Universidad Politécnica de Valencia



Ilustración 14. MFT04 de la Universidad Carlos III de Madrid

2.4.2 VEHÍCULOS HÍBRIDOS

En cuanto a los trenes de potencia híbridos combinan la tecnología de los vehículos de combustión interna en la parte trasera y emplean motores de baja tensión en el tren delantero. Estos motores van directamente en las ruedas, y sirven para dar un extra de potencia, además de un control del par en las ruedas delanteras que facilite la estabilidad en curva del vehículo. Uno de los equipos más importantes es el italiano More Modena Racing, de la *Università di Modena e Reggio Emilia*, ya que ellos han desarrollado esta tecnología experimental desde 2018 compitiendo en categorías conceptuales abiertas en algunas sitios como la organizada en Silverstone por la *Institution of Mechanical Engineers* de Reino Unido.



Ilustración 15. M24 - LH de la Università di Modena e Reggio Emilia

2.4.3 VEHÍCULOS DE HIDRÓGENO

Los vehículos de hidrógeno creados funcionan con pilas de hidrógeno que generan electricidad y funcionan como los vehículos eléctricos con unas baterías de menor tamaño. El equipo pionero en esta tecnología es el neerlandés HyDriven de la *Universiteit Twente*, quienes participaron en otras competiciones ajenas a Formula Student con el objetivo de crear un vehículo eléctrico y en el curso 2022 – 2023 desarrollaron el primer monoplaza de Formula Student propulsado mediante hidrógeno.



Ilustración 16. Apollo GDO de la Universiteit Twente

2.4.4 VEHÍCULOS ELÉCTRICOS

En la competición de monoplasas eléctricos hay tres configuraciones típicas de motor: un motor trasero, dos motores traseros -pueden ser *inboard* o montados en mangueta- y tracción integral con un motor por rueda.

2.4.4.1 Tracción trasera con un solo motor

Esta forma es la más asequible al solo precisar de un solo conjunto motor – inversor, pues suelen estar valorados entre 10 000 y 15 000 € cada uno. Es la forma más habitual de comenzar debido a la simplificación eléctrica y electrónica que conlleva, además de que la complejidad mecánica de los componentes es más sencilla al no requerir de una reductora epicicloidal.

El sistema funciona con un eje desde el motor que gira solidario a una rueda dentada denominada piñón que conecta con otra rueda dentada denominada corona mediante el uso de cadenas comerciales para moto. Esta corona gira de forma solidaria a un diferencial que permite el movimiento relativo entre las ruedas. Al ser un sistema empleado en multitud de equipos hay piezas comerciales de fácil acceso como el diferencial Drexler FSAE.

Otros elementos comerciales que se pueden obtener para estos sistemas son los palieres y las juntas homocinéticas. Los palieres son unas barras de acero que giran solidarias a cada lado del diferencial y a cada una de las ruedas a la vez y las homocinéticas son las juntas que permiten que debido al recorrido de la suspensión los palieres se puedan desplazar sin recibir esfuerzos de compresión.

El desarrollo de este Trabajo Fin de Grado será de este tipo de transmisiones y es el que se ha utilizado en la asociación desde su nacimiento. Otros equipo español que ha empleado este sistema los últimos años es ARUS, de la Universidad de Sevilla.



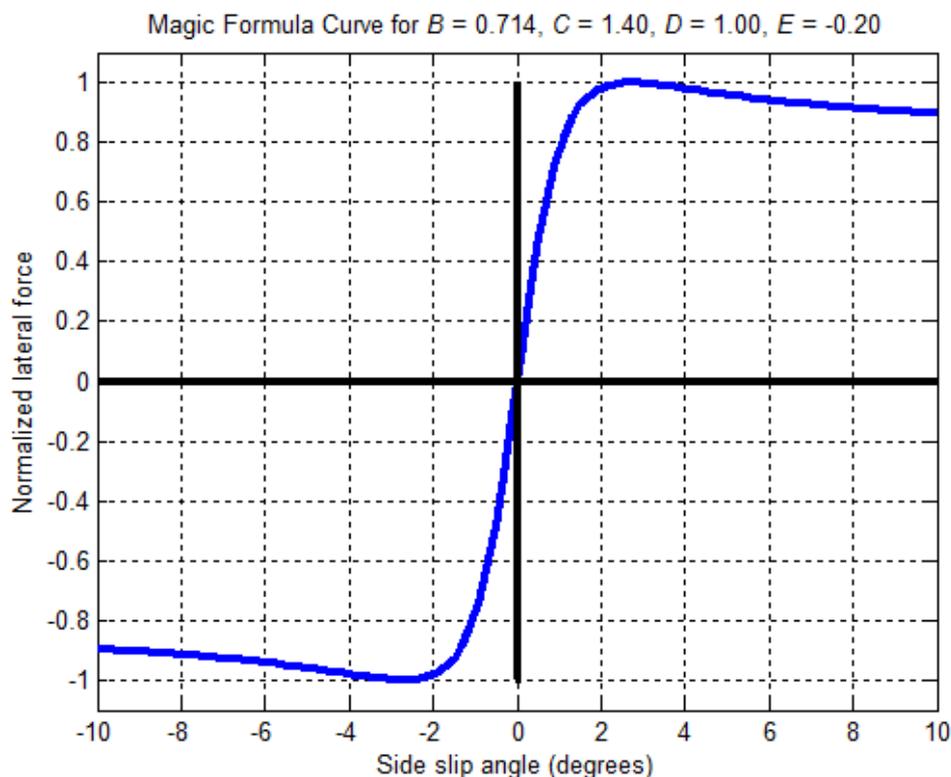
Ilustración 17. ART - 24D de la Universidad de Sevilla.

2.4.4.2 Tracción trasera con dos motores

Un sistema un poco más complejo consiste en el uso de dos motores. Esto conlleva un reto a nivel eléctrico, pues al llevar dos inversores se deben poder conectar a la vez y los condensadores que van a la entrada necesitan tener resistencia de descarga para cumplir con

la normativa vigente en la que la tensión no debe exceder los 60 V CC o 50V CA transcurridos cinco segundos desde que se abra el circuito de apagado del vehículo de acuerdo a la norma EV 6.1.5. [3, p. 95]. A nivel electrónico el reto es en el control de los inversores, pues debes ser capaz de dar un par independiente según la carga que sean capaces de asimilar los neumáticos y que eso se realice de una forma rápida y eficaz para que la respuesta sea lo más rápida posible.

A nivel dinámico, esta configuración comparte complejidad con la opción de tracción integral pues los cálculos de carga máxima admitida por los neumáticos dependen de multitud de variables incontrolables como el clima o el estado de la pista. Hay modelos matemáticos como el desarrollado por Hans B. Pacejka y conocida comúnmente como la “Fórmula Mágica”, pero la complejidad de estos es muy elevada. Comprender estos conceptos de la dinámica vehicular junto con el funcionamiento de la suspensión es indispensable para conseguir el máximo rendimiento en estos casos.



Gráfica 3. Fuerza máxima en las ruedas en función del ángulo de deslizamiento

El uso de dos motores elimina el requisito de utilizar un diferencial, pues este se realiza de manera electrónica con el control de los motores.

Para la implementación del tren de potencia hay dos alternativas: utilizando una transmisión de cadena como la empleada en los vehículos con un solo motor o crear dos reductoras epicicloidales -una por cada lado- de tal forma que se obtenga el par deseado en cada lado.

La transmisión mediante cadena tiene la diferencia de que la corona en lugar de ir anclada al diferencial va directamente a la junta homocinética a la que conecta el palier. En el equipo FaSSTUBe de la *Technische Universität Berlin* se decantaron por este sistema como se puede ver en la Ilustración 18 mostrado en una imagen publicada en su cuenta de Instagram.



Ilustración 18. Sistema de transmisión de FaSSTUBe

La opción de la reductora epicicloidal tiene dos vertientes: motores en rueda y motores en el chasis. En ambos casos el diseño es similar. El motor va montado directamente a la reductora. La ventaja de llevar el motor en el chasis es que la mayor parte de la masa es suspendida, consiguiendo así un mejor comportamiento dinámico del vehículo, mientras que llevarlo en la rueda aporta *know-how* al equipo de cara a crear un coche con tracción integral.

Los sistemas epicicloidales u orbitales funcionan con una rueda dentada llamado planeta que gira solidario al eje del motor, unas ruedas dentadas llamadas satélites -habitualmente tres- y una corona exterior. Estas transmisiones tienen la ventaja de ser extremadamente compactas, de conseguir grandes relaciones de cambio y de que se consigue que los ejes de rotación de entrada y salida estén alineados.

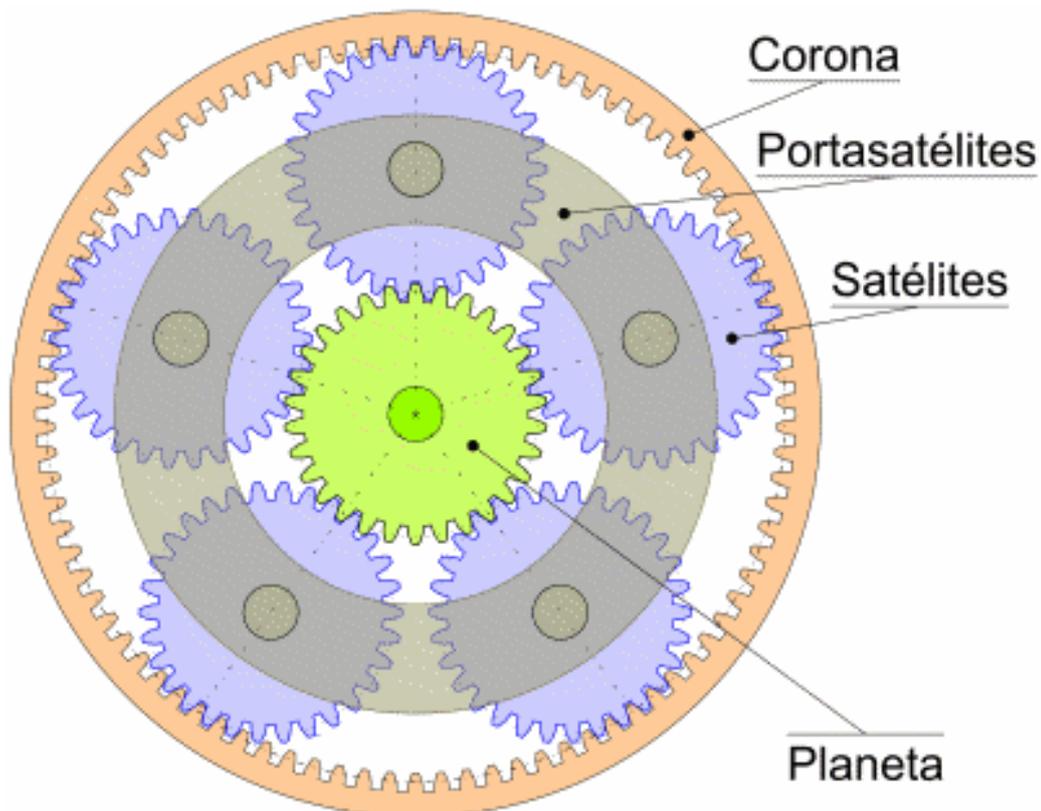


Ilustración 19. Reductora epicicloidal

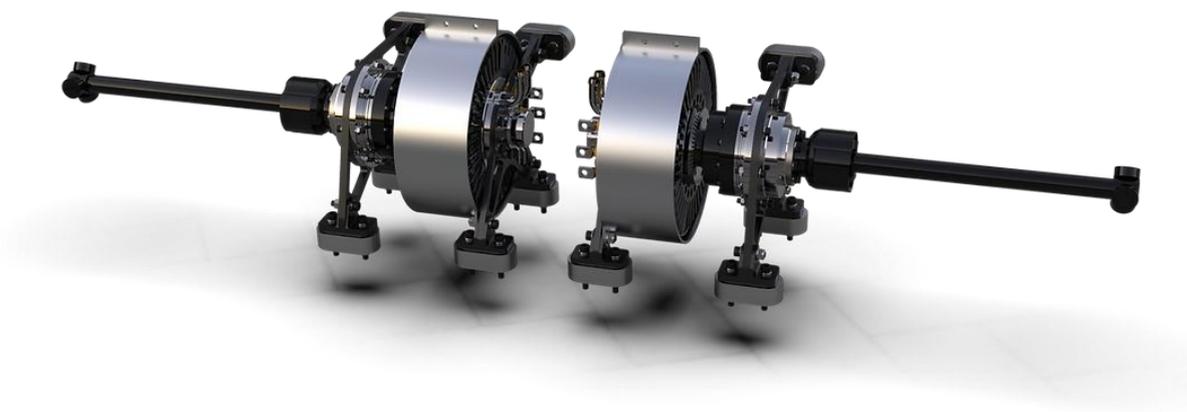


Ilustración 20. Sistema de doble motor en chasis con epicicloidales del TeR24 de la Universidad de Navarra

2.4.4.3 Tracción integral con un motor por rueda

Los equipos que obtienen los mejores resultados suelen emplear un motor por cada rueda con un sistema de vectorización de par personalizado según los requisitos de cada monoplaza.

Cada motor va con el estator fijado en la mangueta y el rotor se comunica mediante una reductora al buje que transmite la potencia a los neumáticos. Estos sistemas son un reto de diseño a nivel mecánico pues las suspensiones, la dirección y los frenos deben tener sus componentes adaptados a esta configuración. A nivel eléctrico y electrónico presenta unos retos similares a los del uso de dos motores aunque el sistema de control requerirá de más potencia.



Ilustración 21. Dufour de la Eidgenössische Technische Hochschule Zürich con tracción integral

Capítulo 3. DEFINICIÓN DEL TRABAJO

3.1 OBJETIVOS

El principal objetivo de este Trabajo de Fin de Grado es actualizar el diseño del sistema de transmisión del ISC FS Racing Team. Para este diseño se deberán tener en cuenta las distintas restricciones de diseño marcadas por la competición para la temporada de 2025.

El primer objetivo de diseño nace basado en la experiencia previa del equipo, y es la creación de un sistema de ajuste de tensión de la cadena que sea continuo y no discreto, es decir, que haya infinitos puntos de tensión en la cadena al contrario que en años anteriores, en los que la excéntrica limitaba esta movilidad, causando que hubiese puntos en los que la cadena estuviese poco tensa mientras que en otros fuese excesiva, sin la posibilidad de un término medio.

El segundo objetivo, es la elección y validación de la relación de transmisión, permitiendo que haya un sistema que se pueda cambiar durante las pruebas de pretemporada que permita validar la elección realizada. Esta relación de transmisión óptima tiene una influencia positiva en el desgaste de los neumáticos, ya que minimiza el deslizamiento de las ruedas a la vez que permite alcanzar un buen compromiso entre aceleración y velocidad punta. Esta relación de transmisión deberá tener la posibilidad de cambiarse en caso de que se vea necesario mientras se hacen pruebas.

El tercer objetivo consiste en la reducción de la masa total del sistema, manteniendo la resistencia que debe tener en función de los distintos casos de carga que se evalúan en el equipo, buscando obtener un factor de seguridad de las piezas mínimo de 1.4.

Por último, este trabajo deberá dejar documentado el proceso de diseño, fabricación y montaje del conjunto, así como una lista con los materiales necesarios. Esta parte aporta puntos en la competición en distintas pruebas estáticas como el *Cost and Manufacturing Event* y el *Engineering Design Event*.

3.2 METODOLOGÍA

El proyecto a realizar tiene distintas etapas que se organizan de la siguiente manera:

Analizar el estado de la cuestión

Elección de la relación de transmisión

1. Análisis de los objetivos del equipo
2. Elección de tamaño de piñón y corona
3. Optimización de la masa de la corona
4. Creación de planos

Diseño de soportes del diferencial

1. Análisis de estados de cargas en el diseño
2. Elección de rodamientos
3. Creación de modelos CAD
4. Análisis por elementos finitos de la pieza
5. Creación de planos para fabricación

Diseño del eje

1. Análisis de estados de cargas en el diseño
2. Creación de modelos CAD
3. Análisis por elementos finitos de la pieza
4. Creación de planos para fabricación

Comparativa de pesos frente a diseños anteriores

Redacción de la memoria

3.3 PLANIFICACIÓN

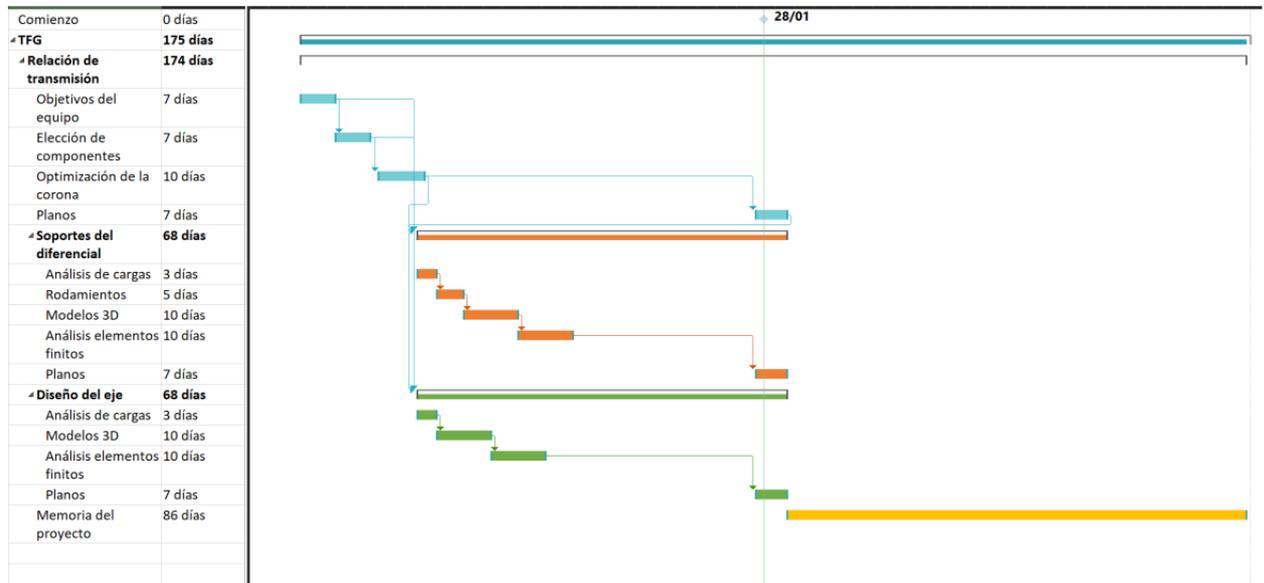


Ilustración 22. Planificación del TFG.

3.4 RECURSOS EMPLEADOS

El trabajo se realizará con un ordenador portátil MSI GF75 Thin 10UE-017XES que cuenta con un procesador Intel Core i7 10750H de 6 núcleos, 12 hilos, una frecuencia base de 2.6 GHz y 5GHz de frecuencia boost. El equipo cuenta también con 16 GB de memoria RAM a 3200MHz y una gráfica NVIDIA RTX 3060 Max-Q con 6GB GDDR6 de memoria gráfica.

El uso de este ordenador será para utilizar la versión estudiante 2024 de SolidWorks en la que se modelarán los diseños y la versión estudiante 2024 R2 de Ansys. Asimismo, se utilizará el programa SKF SiPro Quick para el análisis de los rodamientos del diferencial.

Capítulo 4. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

4.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA

La relación de transmisión es la relación entre el par a la salida del motor y el que finalmente se hace llegar a las ruedas. Para ello se empleará un sistema que consta de un piñón, una corona y una cadena que los una.

Esta relación es de vital importancia pues es la que permite exprimir al máximo el comportamiento de los neumáticos del vehículo, consiguiendo así la aceleración y velocidad máxima deseadas para el monoplaza.

La relación de transmisión relaciona de forma directa las velocidades angulares y pares del motor y diferencial, que serán iguales a la del piñón y la corona respectivamente. Estas relaciones se pueden ver en la siguiente ecuación:

$$r = \frac{\omega_{\text{piñón}}}{\omega_{\text{corona}}} = \frac{M_{\text{corona}}}{M_{\text{piñón}}} = \frac{n_{\text{corona}}}{n_{\text{piñón}}}$$

El objetivo del cambio de diseño es conseguir que en aceleración no hay deslizamiento en las ruedas.

4.2 DISEÑO

El enfoque de diseño para la elección de la relación de transmisión es el de conseguir el mayor par posible sin que exista deslizamiento en los neumáticos. En el caso del IFS-07 las ruedas empleadas son las Hoosier FSAE 16.0X7.5 – 10 R20. Estos neumáticos tienen un diámetro exterior de 16”, que en unidades del Sistema Internacional son 0.4064m.



Ilustración 23. Hoosier FSAE 16.0X7.5 - 10 R20

Para los diseños del equipo el departamento de suspensión analizó bibliografía de OptimumTire® en ediciones anteriores y se considera que el coeficiente de rozamiento estático de los neumáticos es de 2.

El motor empleado es una máquina síncrona de imanes permanentes. El modelo es el Emrax 228 MV LC, que tiene un par motor máximo de 230Nm.

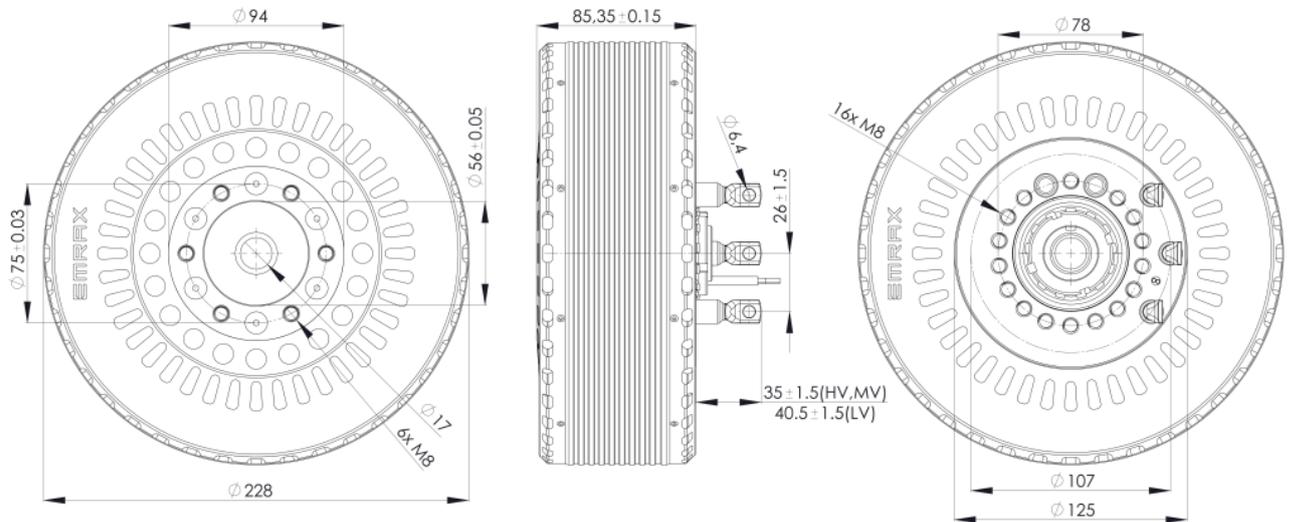


Ilustración 24. Plano motor Emrax 228

Tras obtener estos datos del vehículo se asumen en base a los datos dinámicos de diseño y objetivos actuales que el vehículo tiene una distribución del 55% de la masa sobre el eje trasero y una masa total con piloto de 260kg.

Con estos datos se realiza un Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) que ayude a entender el problema para ser resuelto con las Leyes de Newton. En el problema de estática, la reacción normal en el suelo será igual al peso de la parte trasera del vehículo (1620N). De esta forma, el par que le llega a las ruedas deberá ser igual reacción normal por el coeficiente de rozamiento. Además, se tendrá en cuenta el efecto dinámico de la transferencia de masas al eje trasero en aceleración, considerándose esta igual a la del valor de la gravedad que permitiría acelerar de 0 a 100km/h en un poco menos de 3s, como se tiene hecha la estimación en el equipo. Si se despejan las ecuaciones, el resultado final es el siguiente:

$$r = \frac{\left(mg\% + \frac{mah}{L}\right) R\mu}{M_{motor}}$$

Para estos cálculos también es necesario conocer la altura del centro de masas, que se estima en 230 mm y la batalla, que es la distancia entre las ruedas delanteras y traseras que es de 1570 mm

Parámetro	Variable asignada	Valor asociado
Masa total del vehículo	m	260 kg
Gravedad	g	9.81 m/s ²
Distribución de masa trasera	%	55 %
Par motor	M _{motor}	230 Nm
Batalla	L	1570 mm
Altura del centro de masas	h	230 mm
Aceleración	A	9.81 m/s ²
Coeficiente de rozamiento	μ	2
Radio de la rueda	R	203.2 mm

Tabla 2. Datos para calcular la relación de transmisión

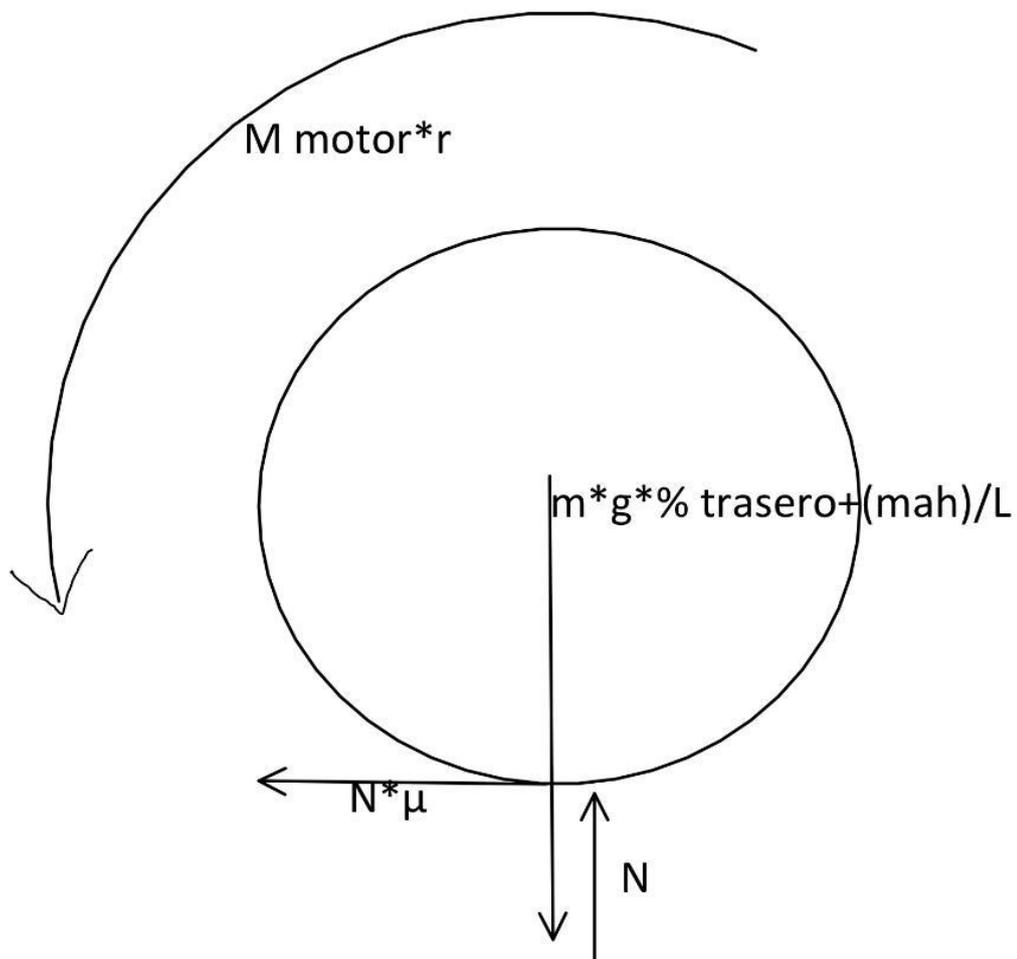


Ilustración 25. DCL neumáticos traseros

Una vez realizados estos cálculos se obtiene que la relación de transmisión óptima es de 2.81.

4.3 IMPLEMENTACIÓN

Una vez obtenida la relación de transmisión, se deben elegir el número de dientes del piñón y de la corona de forma que sean iguales o cercanos al óptimo. Debido a que el equipo anteriormente ha empleado un piñón de 11 dientes comercial de la marca JT Sprockets, se decide mantenerlo, por lo que la corona deberá ser de 32 dientes. Al ser este piñón uno empleado en motos comerciales se podría cambiar por otro de distinto tamaño para hacer pruebas con el coche en funcionamiento en caso de ser necesario.

El hecho de emplear este piñón comercial nos permite utilizar, en caso de que se quiera probar, un piñón con más dientes, pues también los fabrican con números superiores.



Ilustración 26. Piñón JTF569.11 empleado por el equipo

Una vez obtenida esta relación de transmisión, teniendo en cuenta que la velocidad máxima del motor es de 5500rpm, se obtiene que la velocidad pico del vehículo será de 145 km/h.

4.4 PRESUPUESTO

En este apartado solo se presupuestará el piñón, pues la corona se hará con un diseño desde cero desarrollado en el siguiente capítulo, donde se hará el presupuesto.

PIEZA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Piñón JTF569.11	1	11.88 €	11.88 €

Capítulo 5. CORONA

5.1 ANÁLISIS DE LA PIEZA

5.1.1 DISEÑOS ANTERIORES

El diseño anterior de la corona utilizada por el equipo fue desarrollado en otro Trabajo Fin de Grado llevado a cabo por Enrique Sánchez Cerviño.

Este punto de partida es una rueda dentada de 38 dientes en Aluminio 7075 – T6 e iba montada sobre un porta coronas del mismo material que giraba solidario a la parte estriada del diferencial. Esta pieza iba sujeta al estriado con una arandela de seguridad tipo circlip.

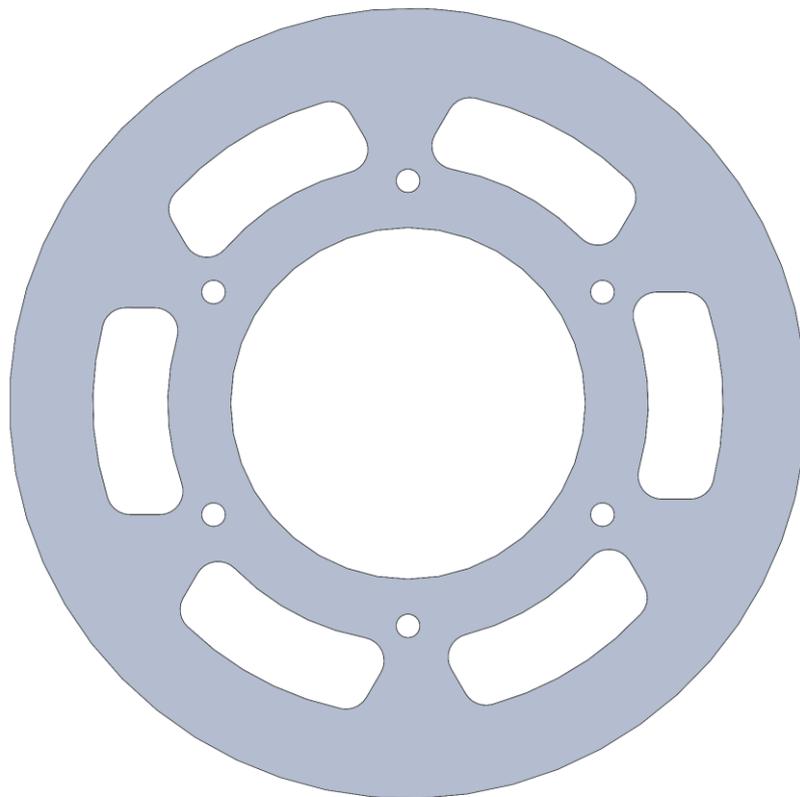


Ilustración 27. Diseño previo de la corona

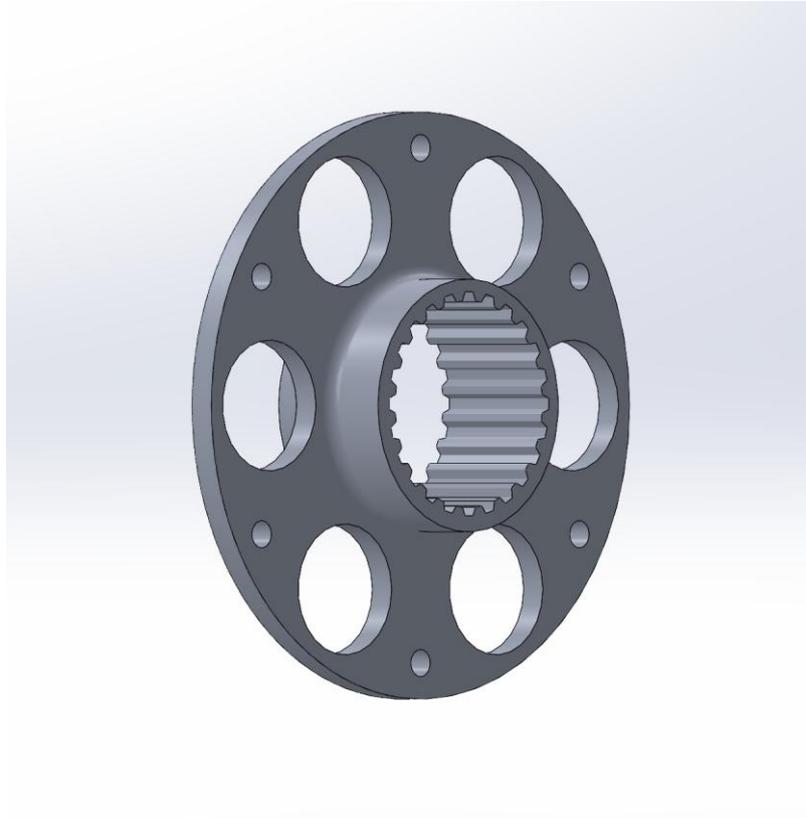


Ilustración 28. Porta coronas previo

5.1.2 PLANIFICACIÓN PARA EL NUEVO DISEÑO

La filosofía del equipo consiste en reducir el máximo el peso de todos los conjuntos. Para el éxito en el objetivo se emplean fundamentalmente dos formas: optimización de piezas para reducir su masa y supresión de elementos que no sean estrictamente necesario.

En este conjunto se decide emplear ambos. La corona pasará a ir anclada de forma directa al diferencial Drexler FSAE utilizado en el equipo. El lugar es sustituyendo las arandelas sobre la que sale la marca 2 del plano de despiece mostrado en la Ilustración 29. Esta posición permite el ahorro de aproximadamente 170 gramos en el conjunto al prescindir del porta coronas. Este diseño planea también el reto de calcular el esfuerzo que deberán aguantar los tornillos sobre los que irá montada la corona, de tal forma que no sufran deformaciones que puedan causar vibraciones indeseadas.

Además de ello, se hará un análisis de elementos finitos para la creación de una geometría que facilite reducción de peso en el sistema.

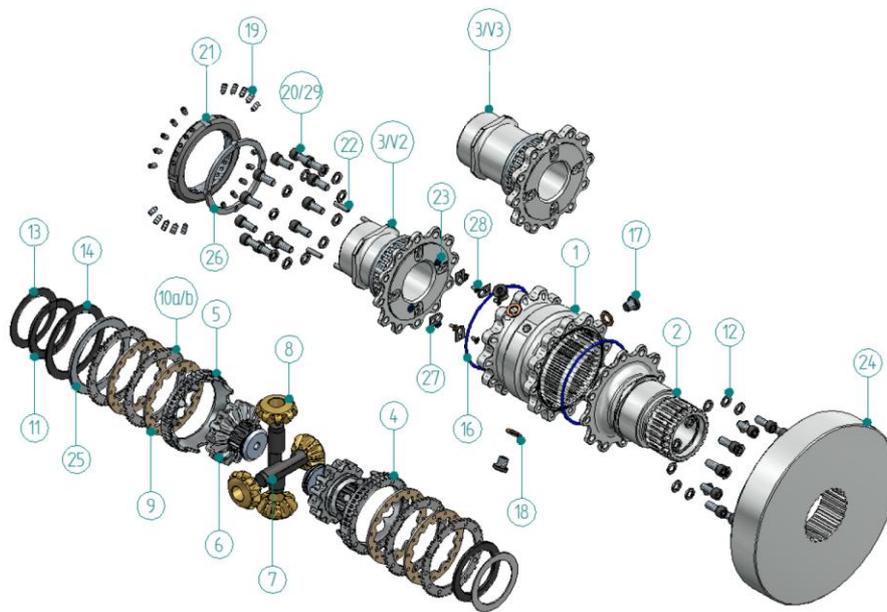


Ilustración 29. Despiece Drexler FSAE

5.2 DISEÑO DE LA PIEZA

5.2.1 MATERIAL

El material de la corona será el mismo empleado en años anteriores y es una aleación de aluminio de la serie 7000, es decir, endurecida con Zinc y Magnesio para conseguir una dureza adecuada.

La aleación por emplear es la 7075 – T6, es de grado aeronáutico y se emplea en el automovilismo por su alta relación resistencia-peso. [7, p. 449].

Las propiedades de este material se pueden ver en el ANEXO I.

5.2.2 PARÁMETROS INICIALES

Las ruedas dentadas tienen asociadas varias medidas en función a su paso y número de dientes. En este caso se realizará una corona de 32 dientes para una cadena DID 520. Este código 520 es muy común en motos e indica el paso y el ancho interior de la cadena en fracciones de pulgada. Siendo el primer número el paso en octavos de pulgada y los dos números posteriores 80 veces el ancho en pulgadas. Quedando lo siguiente:

$$p = \frac{5}{8} \cdot 25.4 = 15.875 \text{ mm}$$

$$a = \frac{20}{80} \cdot 254 = 6.35 \text{ mm}$$

Con el ancho de la cadena y teniendo en cuenta que se debe dejar medio milímetro de margen se decide fabricar con 5.8 mm de espesor. Con el paso obtenido se han de obtener el diámetro primitivo, que en una rueda dentada es el que pertenece la circunferencia sobre la que se realiza la fuerza y el diámetro exterior.

Para ello se emplean las siguientes ecuaciones:

$$D_p = \frac{p \cdot z}{\pi} = 161.7 \text{ mm}$$

$$D_e = D_p + 2 \cdot \frac{D_p}{p} = 182.1 \text{ mm}$$

Una vez obtenidos estos parámetros de fabricación, se debe conocer la geometría sobre la que va anclada la corona. El diferencial se cierra con 12 agujeros M6 que serán los que aguanten la corona. Además de estas uniones atornilladas parte del diferencial atravesará la corona, por lo que debe hacer un agujero pasante de al menos 62 mm de diámetro.

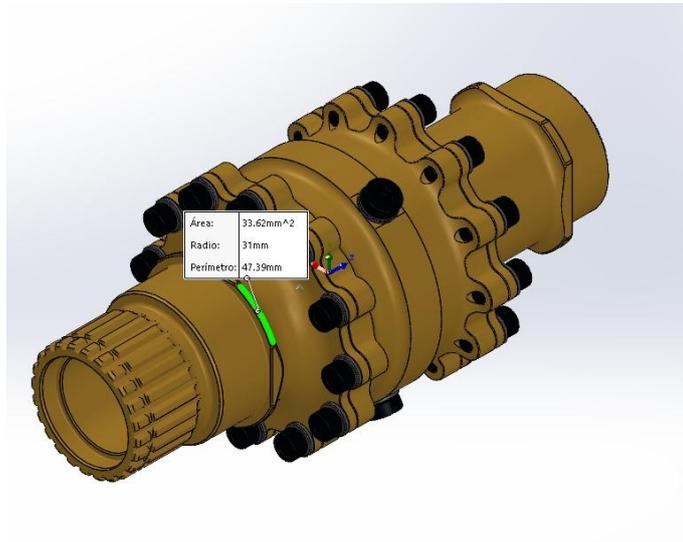


Ilustración 30. Diámetro mínimo interior

A pesar de ese mínimo, como el interior no deberá soportar ninguna fuerza se realizará un agujero mayor, de 72mm de diámetro.

Una vez obtenido esto, se puede comenzar a realizar el diseño en CAD.

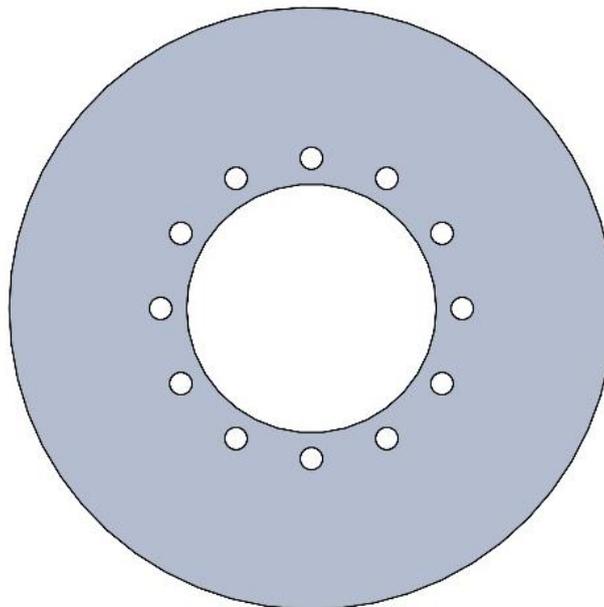


Ilustración 31. Diseño base con los parámetros iniciales

5.2.3 DISEÑO EN CAD

Se comienza con el diseño base mostrado en la Ilustración 31, al cual se le añade un vaciado en forma de triángulos con la intención de mantener una rigidez suficiente ahorrando material innecesario, permitiendo así una bajada de masa, quedando la corona de la Ilustración 32.

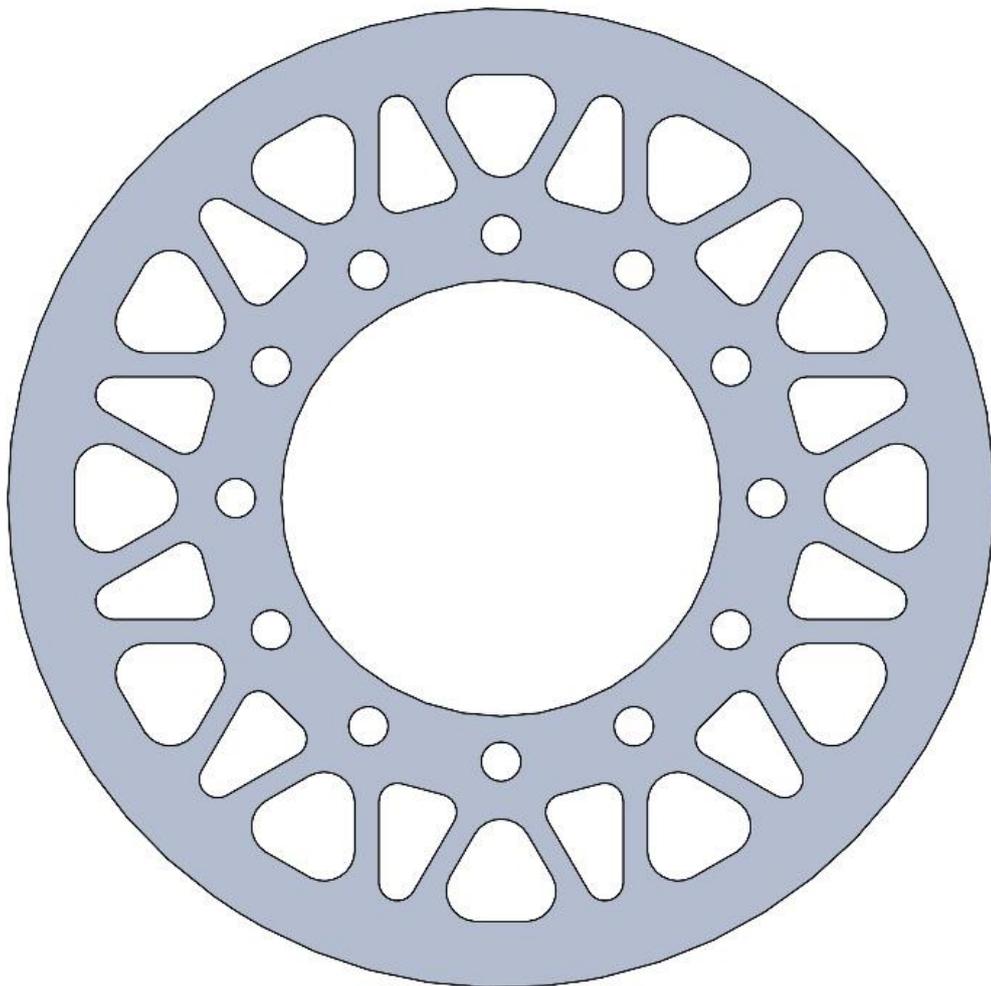


Ilustración 32. Corona con vaciados

Debido a la complejidad de la corona, se decide que el análisis estático se realizará en SolidWorks, debido a la limitación de elementos de la versión de estudiantes en la que los elementos de mallado no eran suficientes como para conseguir un resultado satisfactorio.

5.3 ANÁLISIS DE CARGAS

En cuanto a la fuerza que soportarán se ha de analizar el peor caso de cargas al que se podría enfrentar la corona. Tras el análisis, se decide que el peor caso de carga sería si el eje por algún motivo se bloqueara y tuviera que sufrir la corona toda la fuerza del motor transmitida por la cadena. Para conocer el valor del par equivalente se realiza la siguiente operación, que resultará en un esfuerzo tangencial en el exterior de la corona:

$$M_{corona} = M_{piñón} \cdot r = 670 \text{ Nm}$$

Además de esta fuerza se incluirá una fuerza que equivale a la tensión generada por la cadena. Esta fuerza se calcula como:

$$F = \frac{M}{D_p} = 8020 \text{ N}$$

5.4 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

Para comprobar la resistencia esperada, se realiza un análisis de elementos finitos. El primer paso es marcar los puntos a los que va anclado, que al ser tornillos se considerarán sujeciones con solo reacciones en dos ejes, paralelos a la cara plana de la corona. Estos en SolidWorks se conocen como bisagras fijas.

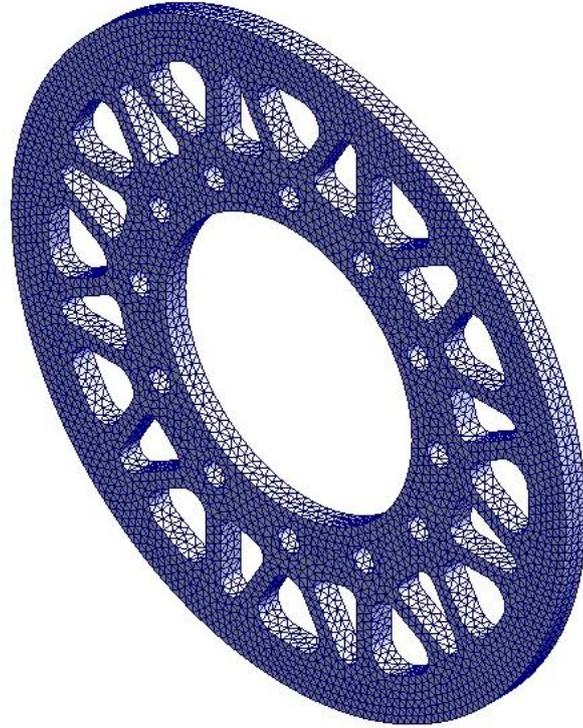


Ilustración 33. Corona mallada

Nombre de estudio	Análisis estático 1* (-Predeterminado-)
DetallesTipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Tamaño máx. de elemento	2,19792 mm
Tamaño mín. de elemento	0,732632 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	90728
Número total de elementos	54619
Cociente máximo de aspecto	56,637
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	98
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0,899
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Número de elementos distorsionados	0
Reutilizar la malla para sólidos idénticos	Desactivar
Número de sólidos que han reutilizado la malla	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:05
Nombre de computadora	PORTATILMANUEL

Tabla 3. Parámetros de mallado de la corona

Una vez mallada la pieza se realiza el estudio con las fuerzas y se obtiene la tensión de Von Mises resultante en cada elemento, que se grafica y se procede a calcular el coeficiente de seguridad resultante para la pieza. En este caso y como se muestra en la Ilustración 34 la tensión máxima es de 149MPa, y el límite elástico del material es de 505MPa, por lo que el coeficiente de seguridad resultante será de:

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}} = 3.4$$

Este coeficiente de 3.4 es suficiente para el uso para el que se pretende emplear, por lo que la corona deberá aguantar el esfuerzo a la que se le va a someter.

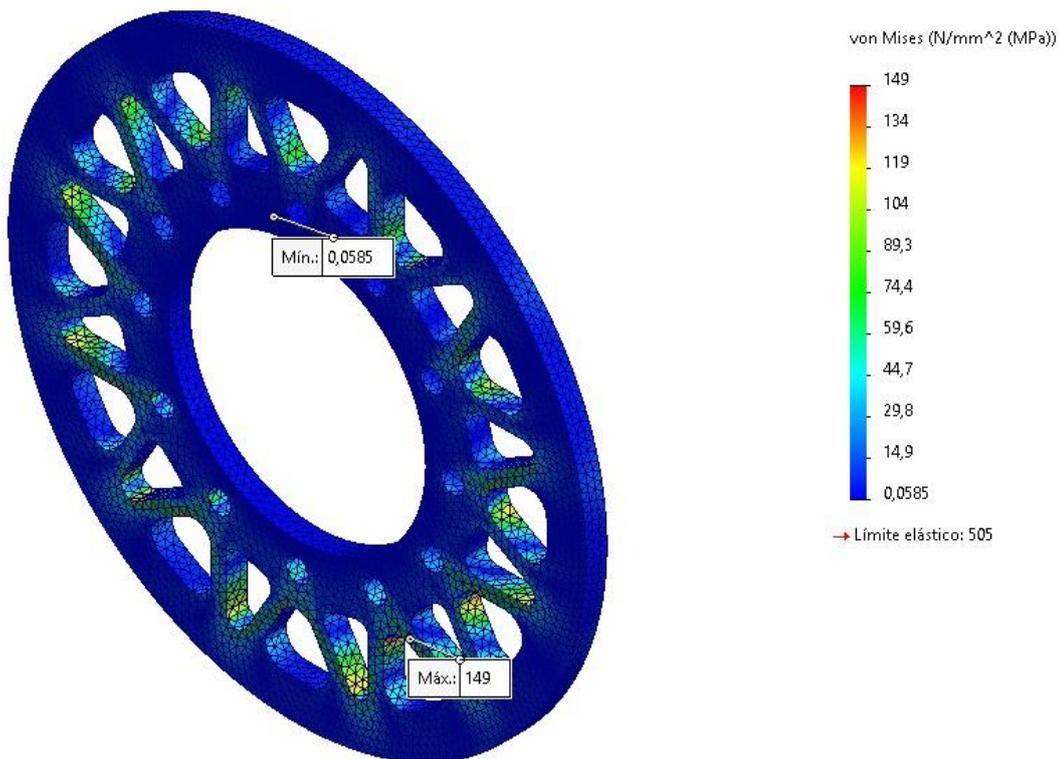


Ilustración 34. Análisis de elementos finitos de la corona

5.5 COMPARATIVA DE MASA

Al haber introducido el material en el diseño del ordenador, el programa es capaz de calcular la masa resultante de la corona, que se sitúa en 183.82g. El diseño anterior, si se obtienen los datos de la misma forma pesa 268.54g, lo que significa una reducción de 84.72g, que es un 31.5% menos.

Además de esta reducción en la corona se reducen 170g al eliminar el porta coronas, aumentando así la reducción a 254.72g, siendo la reducción porcentual de un 58%.

5.6 ANCLAJE AL DIFERENCIAL

Como ya se ha mencionado anteriormente, la corona irá fijada por 12 tornillos M6. Estos tornillos serán de grado 12.9 y precisarán de un par de apriete mínimo específico para evitar posibles juegos indeseados entre la corona y el diferencial, evitando así roturas en los tornillos o desgaste prematuro de algunas piezas.

Para llevar a cabo este cálculo, se comienza realizando dos DCL de la pieza como los mostrados en la Ilustración 35 y la Ilustración 36. En el primer diagrama, se representan el par que sufre la corona y la reacción que realiza cada unión o tornillo. En el segundo se calculan las reacciones debido a la tensión de la cadena. Esto se hace ya que la fuerza de la cadena se puede descomponer como un par que hace girar la corona y una fuerza debido a la tensión de la cadena y la reacción final en los tornillos por tanto será la suma de ambos resultados.

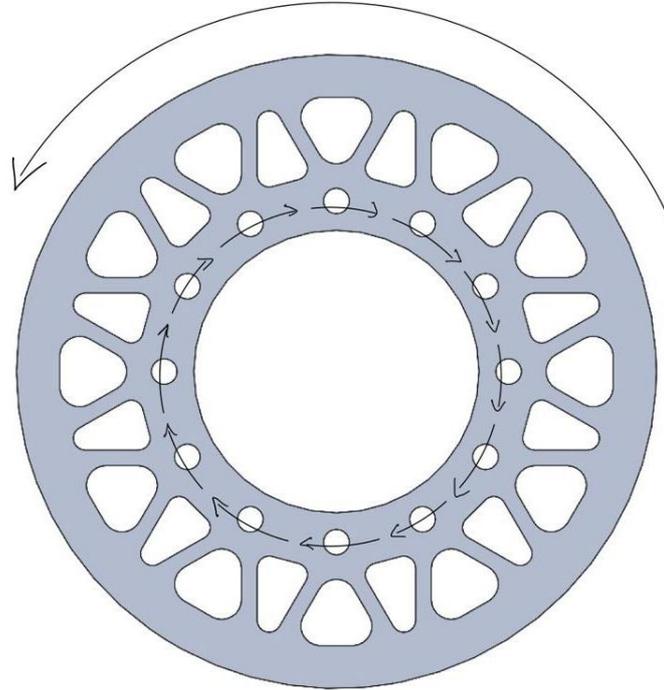


Ilustración 35. DCL de la corona debido al par

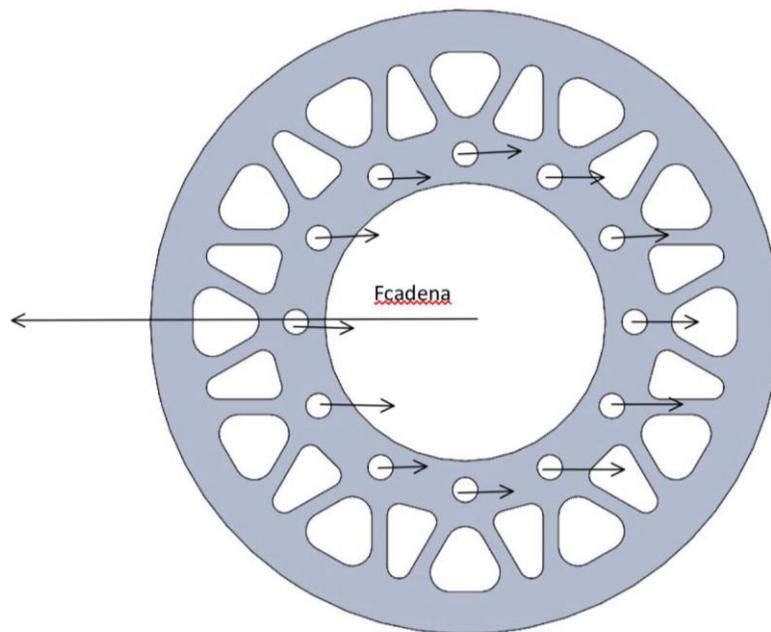


Ilustración 36. DCL de la corona debido a la tensión de la cadena

Una vez realizado esto solo se queda aplicar la Primera Ley de Newton en ambos diagramas para obtener las reacciones de la siguiente manera, siendo M el par al que se somete la rueda dentada (670Nm), F la fuerza de reacción y R el radio al que están situados los tornillos (43.5mm), además, la fuerza de la cadena será el par M entre la mitad el diámetro primitivo:

$$M = 12 \cdot F \cdot R$$

$$F_{cadena} = F \cdot 12$$

Resultado la fuerza debido al par es de 1284 N para cada tornillo y de 690 N debido a la tensión. A partir de ahí se deben obtener distintos datos para calcular el par de apriete al que se deben someter.

Para ello el primer paso es el factor de apriete, que se obtiene en base a la forma de apretar el tornillo. Según la bibliografía empleada se considerará un factor de 1.5. [8, p. 522], una vez tenemos ese dato se debe calcular la fuerza la fuerza mínima con la que se debe apretar el tornillo según la siguiente fórmula [8, p. 523]:

$$F_{kQ} = \frac{F_{Qmax}}{q_F \cdot \mu_{Tmin}}$$

Siendo F_{Qmax} la reacción máxima en el tornillo -equivalente a la suma de las reacciones calculadas anteriormente- ya que esta es la única fuerza que soportarán, q_F el número de caras que habrá en contacto que serán 2: la del tornillo con la corona y la de la corona con el diferencial y μ_{Tmin} el coeficiente de fricción mínimo en las líneas de unión, que siendo metales se considerará de 0.1 al ser este el valor habitualmente empleado. La fuerza resultante es de 9873 N.

Lo siguiente es obtener el cambio en la fuerza de precarga debido a la deformación plástica. Teniendo en cuenta que todo cuenta con un gran acabado superficial y empleando la tabla presente en el libro del que se extraen las fórmulas se obtiene $f_z=7\mu\text{m}$, $\delta_s=4.2 \cdot 10^{-9}$ mm/N y $\delta_p=2.9 \cdot 10^{-9}$ m/N. Empleando la siguiente fórmula [8, p. 523]:

$$F_z = \frac{f_z}{\delta_s + \delta_p}$$

Se obtiene que habrá una pérdida de 985 N.

Por último, se utilizará una fórmula que calcule el mínimo de precarga que deberá aportar el tornillo como [8, p. 524]:

$$F_{Mmin} = F_{kreq} + F_z$$

En esta fórmula se desprecian los valores que no hacen falta y el cambio de temperatura. Esta fuerza mínima será de 10857 N.

Si multiplicamos esa fuerza por el factor de apriete se obtiene que la fuerza máxima es de 16286 N, por lo que si comparamos con los datos de la Tabla 4 que sirve para tornillos de paso estándar como los empleados resulta que el par necesario será inferior a 15.4 Nm, por lo que se decide apretar a ese par, que además respeta los 15 Nm a los que se debe apretar el diferencial según su ficha técnica proporcionada por el fabricante.

Coarse pitch thread															
Size	Grade	Mounting preload force								Tightening torque					
		$F_{M Tab}$								M_A					
		kN								Nm					
		$\mu_G =$								$\mu_K = \mu_G =$					
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M4	8.8	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2	3,9	3,7	2,3	2,6	3,0	3,3	3,6	4,1	4,5
	10.9	6,8	6,7	6,5	6,3	6,1	5,7	5,4	3,3	3,9	4,6	4,8	5,3	6,0	6,6
	12.9	8,0	7,8	7,6	7,4	7,1	6,7	6,3	3,9	4,5	5,1	5,6	6,2	7,0	7,8
M5	8.8	7,6	7,4	7,2	7,0	6,8	6,4	6,0	4,4	5,2	5,9	6,5	7,1	8,1	9,0
	10.9	11,1	10,8	10,6	10,3	10,0	9,4	8,8	6,5	7,6	8,6	9,5	10,4	11,9	13,2
	12.9	13,0	12,7	12,4	12,0	11,7	11,0	10,3	7,6	8,9	10,0	11,2	12,2	14,0	15,5
M6	8.8	10,7	10,4	10,2	9,9	9,6	9,0	8,4	7,7	9,0	10,1	11,3	12,3	14,1	15,6
	10.9	15,7	15,3	14,9	14,5	14,1	13,2	12,4	11,3	13,2	14,9	16,5	18,0	20,7	22,9
	12.9	18,4	17,9	17,5	17,0	16,5	15,5	14,5	13,2	15,4	17,4	19,3	21,1	24,2	26,8
M7	8.8	15,5	15,1	14,8	14,4	14,0	13,1	12,3	12,6	14,8	16,8	18,7	20,5	23,6	26,2
	10.9	22,7	22,5	21,7	21,1	20,5	19,3	18,1	18,5	21,7	24,7	27,5	30,1	34,7	38,5
	12.9	26,6	26,0	25,4	24,7	24,0	22,6	21,2	21,6	25,4	28,9	32,2	35,2	40,6	45,1
M8	8.8	19,5	19,1	18,6	18,1	17,6	16,5	15,5	18,5	21,6	24,6	27,3	29,8	34,3	38,0
	10.9	28,7	28,0	27,3	26,6	25,8	24,3	22,7	27,2	31,8	36,1	40,1	43,8	50,3	55,8
	12.9	33,6	32,8	32,0	31,1	30,2	28,4	26,6	31,8	37,2	42,2	46,9	51,2	58,9	65,3
M10	8.8	31,0	30,3	29,6	28,8	27,9	26,3	24,7	36	43	48	54	59	68	75
	10.9	45,6	44,5	43,4	42,2	41,0	38,6	36,2	53	63	71	79	87	100	110
	12.9	53,3	52,1	50,8	49,4	48,0	45,2	42,4	73	73	83	93	101	116	129
M12	8.8	45,2	44,1	43,0	41,9	40,7	38,3	35,9	63	73	84	93	102	117	130
	10.9	66,3	64,8	63,2	61,5	59,8	56,3	52,8	92	108	123	137	149	172	191
	12.9	77,6	75,9	74,0	72,0	70,0	65,8	61,8	108	126	144	160	175	201	223

Tabla 4. Pares de apriete según fuerza de precarga

5.7 FABRICACIÓN

Para la fabricación se aprovechará la máquina de corte por agua que hay en ICAI.

La tecnología de corte por agua consiste en juntar agua con un abrasivo que permite cortar distintos materiales como los metales. En este caso se partirá con la base de una corona semielaborada del material seleccionado y se introducirá en la máquina para que elabore la geometría deseada.

Esta forma de fabricar suele resultar bastante costosa, pero debido al fácil acceso de la máquina en la Universidad, resulta una forma bastante económica para el equipo.

Otras opciones de fabricación son corte láser o mecanizado en fresa, siendo esta última opción habitualmente la más costosa



Ilustración 37. Resultado final de fabricación de la corona

5.8 PRESUPUESTO

PIEZA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Corona base en Aluminio 7075 – T6	1	43.90€	43.90€
Tornillo Allen M6x20 grado 12.9	12	0.23€	2.76€

Tabla 5. Presupuesto corona

Capítulo 6. SOPORTES DEL DIFERENCIAL

6.1 ANÁLISIS DE LAS PIEZAS

El diferencial tiene que ir sujeto con unas piezas que cumplan dos objetivos: deben permitir que el diferencial gire para poder transmitir el movimiento del motor, que se conseguirá con el uso de rodamientos, y deben cumplir la función de tensar la cadena, ya que esta irá fijada sobre el propio diferencial, por lo que ese movimiento será el que mantenga la tensión en la cadena.

En los años anteriores se empleaban los rodamientos rígidos de bolas de NTN 6010LLU y 6011LLU. Este año otro de los objetivos es analizar si existe alguna alternativa más ligera que cumpla con los requisitos de carga en el catálogo de la marca.

Además, este año, y siguiendo uno de los objetivos se va a cambiar el sistema empleado para tensar la cadena, buscando que haya posiciones intermedias eliminando el riesgo de que esta quede en una posición con tensión menor a la esperada y en la siguiente con una mayor como ocurría con las excéntricas anteriormente. Estas excéntricas iban montadas sobre otro soporte, que en un lado sujetaba además el eje y en el otro sujetaba el motor. Este año los soportes del motor y del eje funcionarán de manera independiente a los del diferencial.

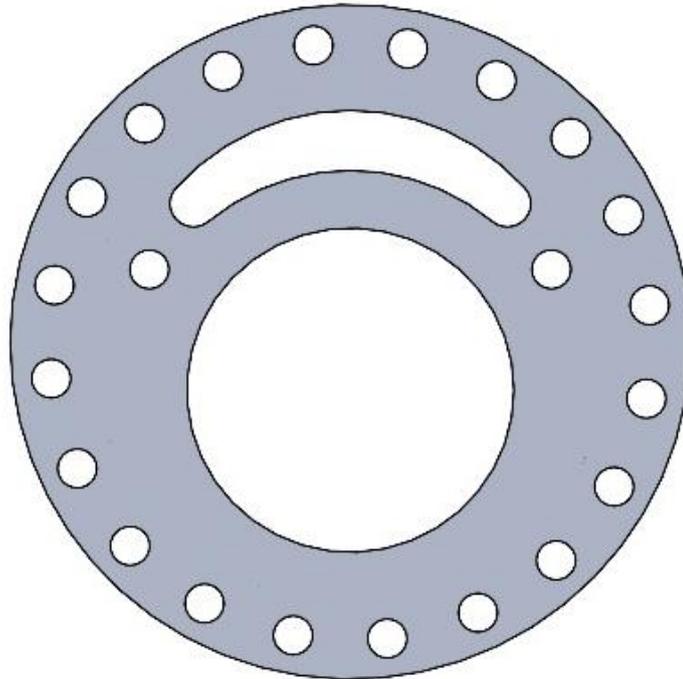


Ilustración 38. Excéntrica izquierda usada anteriormente

6.2 DISEÑO DE LAS PIEZAS

6.2.1 ANCLAJE

El propósito de las piezas es que vayan unidas en la parte inferior al chasis mediante un tornillo calibrado M5 y a la parte superior mediante una horquilla que emplea un tornillo M6 calibrado que se una a los tensores.

La idea original era que la parte superior fuese conectado a una rótula, pero debido a que el tornillo solo tendría un punto de contacto con la rótula y otro con el soporte quedaría el tornillo sujeto a un esfuerzo de cortadura simple, lo cual exigiría demasiado al tornillo, por lo que se decide emplear una horquilla roscada que permita evitar ese problema.

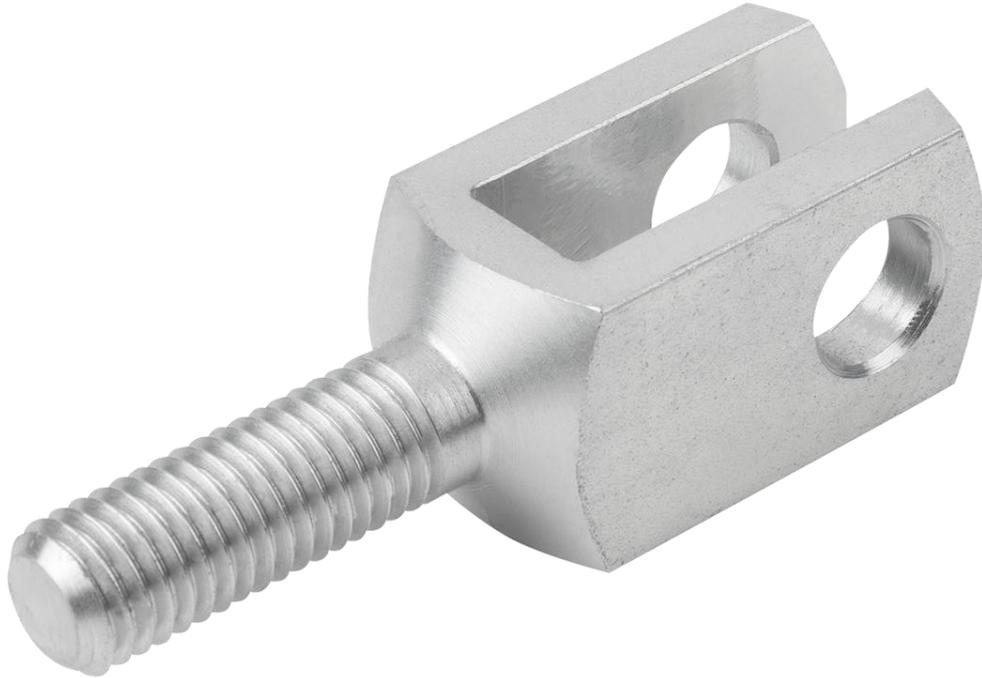


Ilustración 39. Horquilla de sujeción

Estas horquillas están fabricadas en acero DIN 1.4305 que tiene un límite elástico de 415 MPa, por lo que la máxima fuerza a tracción será:

$$F = \sigma_y \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Por lo que la fuerza máxima que aguantará será de 20 kN.



Ilustración 40. Tornillo calibrado

6.2.2 TENSORES

Para el diseño de este año se decide emplear unos tubos de fibra de carbono con unos insertos iguales a los del departamento de suspensión.

Estos tensores son barras de fibra de carbono huecas con un inserto unidos mediante el uso de un adhesivo estructural.



Ilustración 41. Vista explosionada del ensamblaje de los tensores [9, p. 10]

Estos insertos han sido diseñados, simulados y ensayados en un Trabajo Fin de Grado anterior realizado por Alberto Caballero Valls, viendo que son válidos para esfuerzos en tracción superiores a los 13000 N.

Para la longitud de las barras se elige realizar con barras de fibra de carbono de 95mm de largo, resultando finalmente en unas barras de 111 mm de largo, que permitirán una longitud de entre 165mm y 175mm.

6.2.3 SOPORTE IZQUIERDO

Este lado es el que va situado más cercano a la corona y es el que más carga recibirá. El diseño se realiza en función del rodamiento seleccionado y la geometría trasera del chasis.

El espacio en la parte posterior del monoplaza se tiene una forma que se aproxima a un paralelepípedo rectangular de 250 mm de alto y una profundidad de 375 mm. Tras analizar la posición del motor se decide poner el centro del diferencial a 150mm del centro del tornillo inferior. La parte superior se dispondrá a 240 mm de distancia. Estas medidas se han llevado a cabo teniendo en cuenta el tamaño de la corona y la distribución final de los componentes del coche.

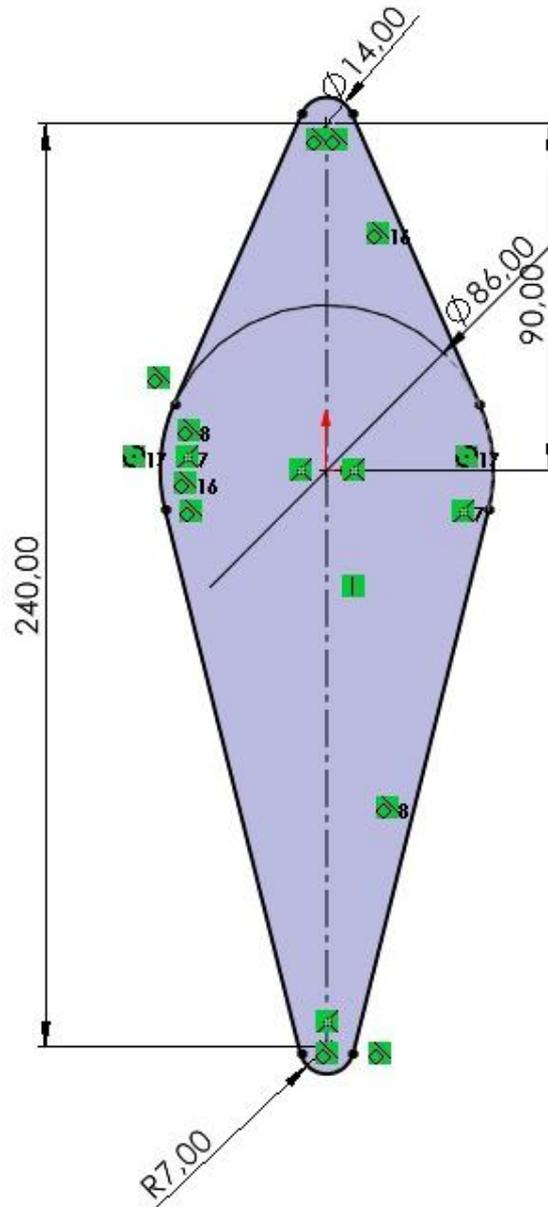


Ilustración 42. Geometría inicial del soporte izquierdo

Una vez realizada esta geometría inicial se realiza el hueco por el que colocar el rodamiento. En este hueco se deja un reborde sobre el que apoyará la pista exterior para mantenerse en su lugar. Este puede verse en la Ilustración 43. Además de esto se han realizado dos agujeros pasantes en los que se situarán los tornillos que fijan la pieza en su sitio.

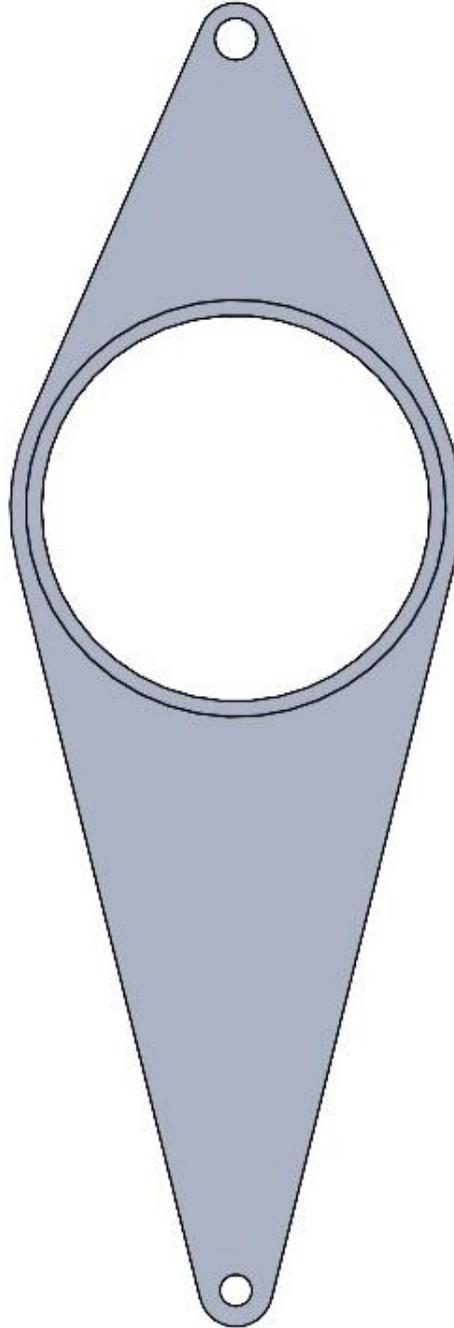


Ilustración 43. Geometría original del soporte izquierdo con el hueco para el rodamiento

Una vez realizado estos agujeros se procede a hacer un vaciado que permita ahorrar el máximo de peso y que se comprobará su límite posteriormente con un análisis de elementos finitos. Estos vaciados se pueden ver en la Ilustración 44.

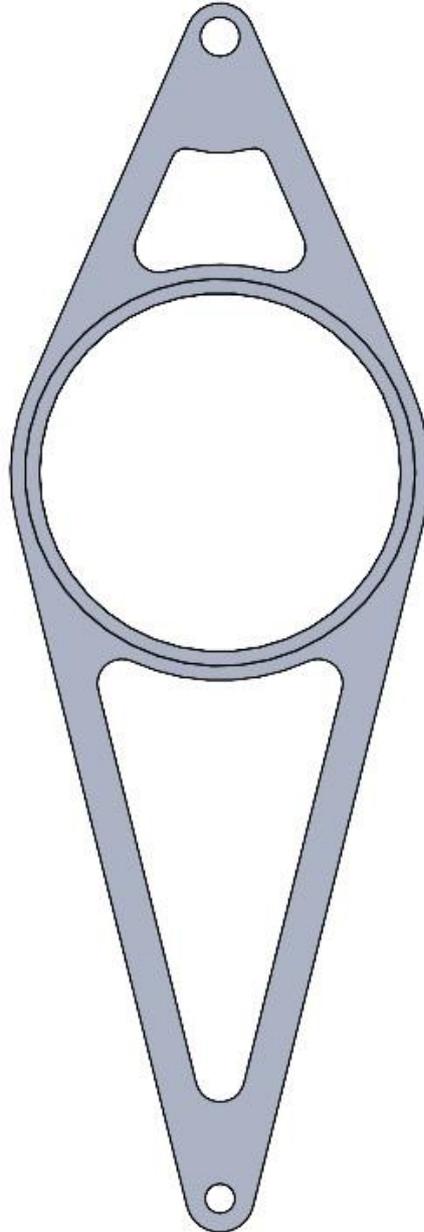


Ilustración 44. Soporte izquierdo con vaciados

Por último, debido a que el espesor de la pieza es superior al hueco interno de la horquilla, se realiza un recorte al espesor en la parte por la que se conecta al tensor. Además, se realiza un recorte que permitirá que el tensor pueda funcionar en todo su recorrido. Este último paso se puede apreciar en la Ilustración 45. La vista de perfil se muestra en la

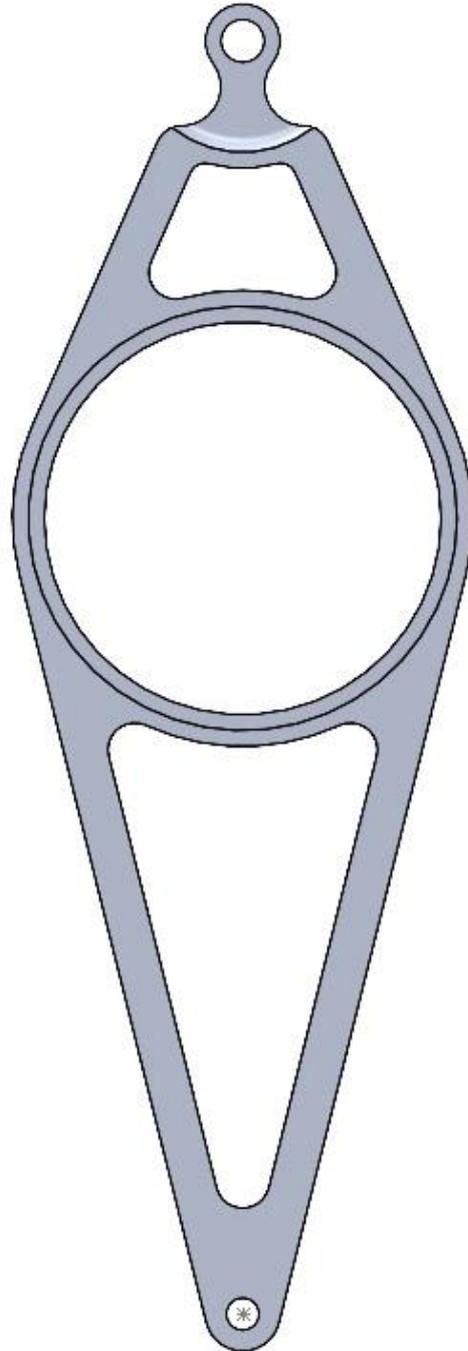


Ilustración 45. Soporte izquierdo final



Ilustración 46. Perfil final del soporte izquierdo

6.2.4 SOPORTE DERECHO

Este soporte debe tener las mismas distancias y puntos de anclaje que su homólogo en el otro lado, ya que de otra forma el diferencial no iría horizontal y esto causaría problemas en su rotación.

Los pasos de diseño son los mismos que el izquierdo solo que se cambia el espesor y el tamaño debido al uso de un rodamiento de distintas dimensiones. El diseño final se puede ver en la Ilustración 47 y la Ilustración 48.

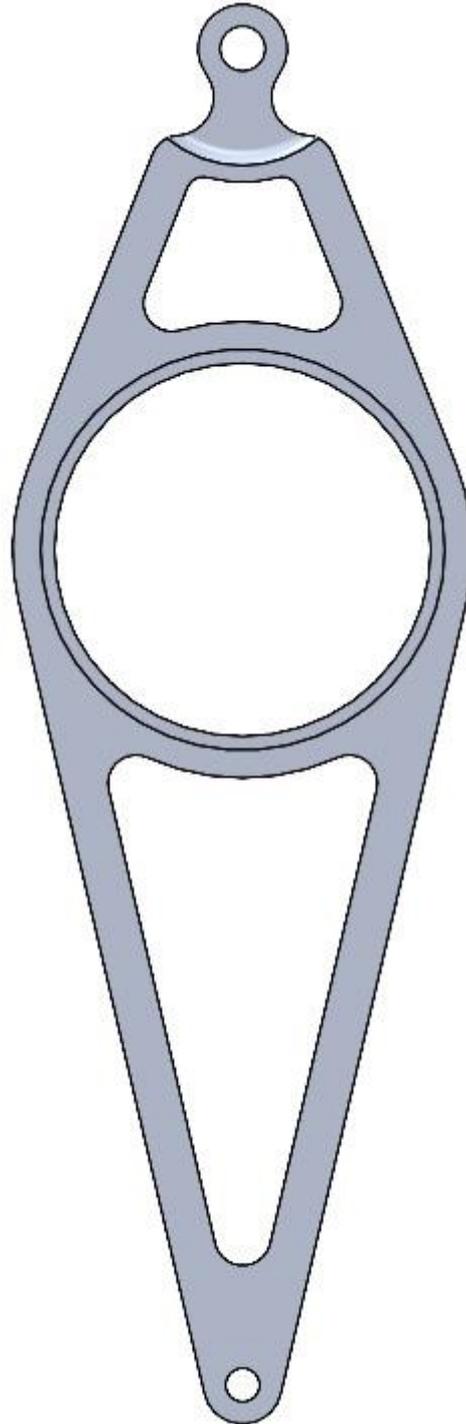


Ilustración 47. Vista frontal del soporte derecho



Ilustración 48. Vista lateral del soporte derecho

6.3 ANÁLISIS DE CARGAS

Debido a que el diferencial se une a los soportes mediante rodamientos, estos no transmiten par y solo transmiten la fuerza debido a la tensión de la cadena, que como se ha calculado anteriormente será de 8020 N.

Esta fuerza tendrá dos reacciones, una al lado derecho y otra al izquierdo. Ya que se emplearán rodamientos rígidos de bolas, estos se pueden simplificar como soportes con solo dos reacciones y el sistema quedaría representado como una viga biapoyada con una carga descentrada. Para la resolución de estas cargas se realiza un DCL y se aplica la primera Ley de Newton.

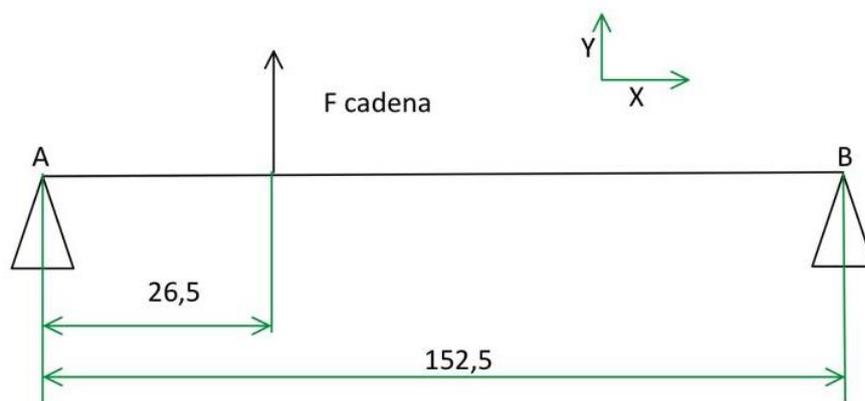


Ilustración 49. DCL para soportes del diferencial

$$A_y + F_{cadena} + B_y = 0$$

$$A_x + B_x = 0$$

$$0.1525 \cdot B_y + 0.0265 \cdot F_{cadena} = 0$$

Si despejamos estas ecuaciones, se obtiene que las reacciones dibujadas horizontalmente son nulas y las reacciones en los rodamientos dibujadas verticalmente son: -1393 N en el lado derecho y -6627 N en el lado izquierdo.

En cuanto a la dirección de las fuerza se ha dibujado un diagrama con la máxima y la mínima extensión de los tensores, quedando de la forma que se puede ver en la Ilustración 50 y la Ilustración 51. Con esta geometría y haciendo uso de la trigonometría se introducirán las cargas en las simulaciones de elementos finitos.

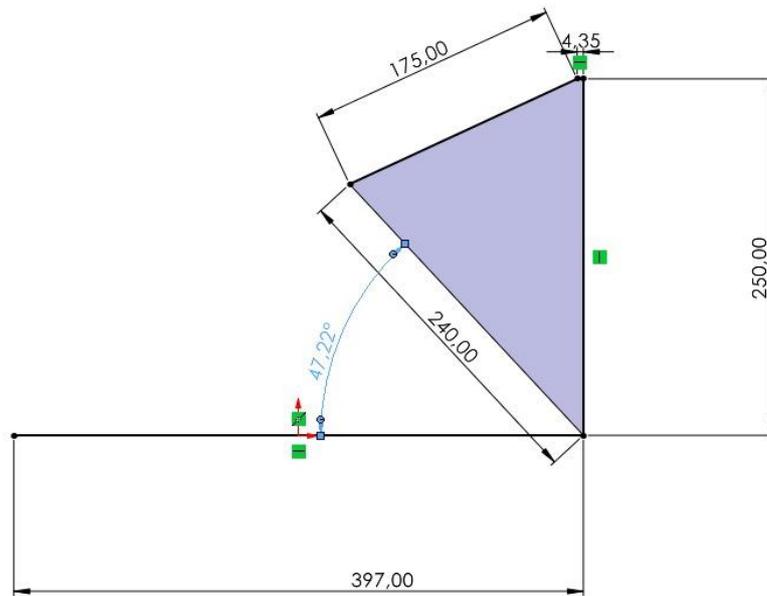


Ilustración 50. Máxima extensión de los tensores

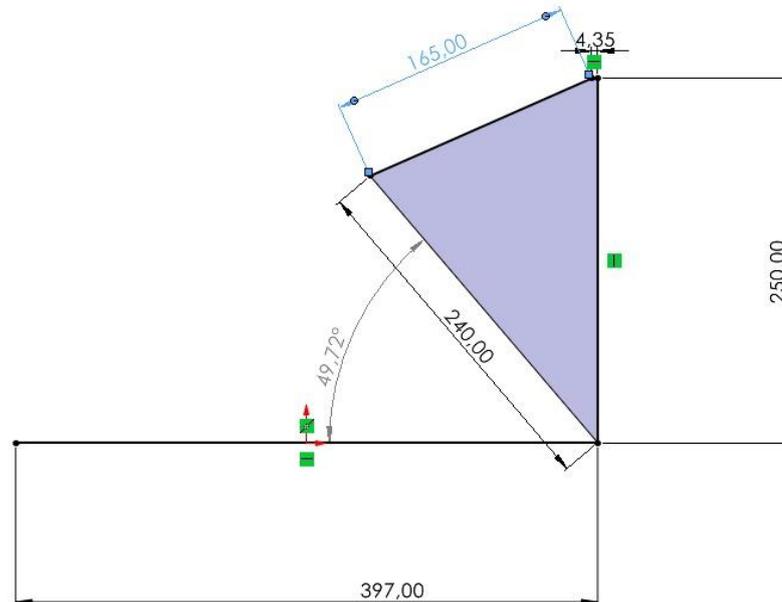


Ilustración 51. Mínima extensión de los tensores

Con esta geometría, también se puede obtener la tensión que tendrán los tensores empleando la Primera Ley de Newton. Despejando la ecuación queda que la fuerza máxima en los tensores será de 3173 N. Esta fuerza deja un coeficiente de seguridad en las barras superior al requerido.

Para el dimensionado de los rodamientos también es necesario calcular la velocidad a la que estos girarán y un número estimado de horas de vida útil que deben tener. Para la velocidad de rotación se empleará la máxima, que teniendo en cuenta los parámetros del motor y la relación de transmisión empleada será de unas 2250rpm. En cuanto a la estimación de horas de vida útil, se realizan cerca de 150 km entre las pruebas de las dos competiciones a las que se asistirá y otros 150 km en pruebas previas y posteriores para adquisición de datos, por lo que se considerará un total de 300km. Se tomará como velocidad media 60km/h, ya que gran parte de las pruebas son curvas muy cerradas en las que no se puede ir a gran velocidad. Teniendo en cuenta esto los rodamiento necesitarán una vida útil mínima estimada de 5 horas.

6.4 ELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Los rodamientos empleados en el diseño anterior son los NTN 6010LU y NTN 6011LU. Al estar fabricados principalmente de acero, una optimización en estos elementos es de gran ayuda para conseguir la máxima reducción de peso.

Para dimensionar correctamente los rodamientos se utilizará el *software* de cálculo SKF SimPro. Este programa consta de los siguientes pasos: modelado del eje, elección de rodamientos -esta parte es iterativa hasta obtener el resultado esperado- y elección de las tolerancias con las que se fabrican tanto el diferencial como los soportes a diseñar además de sus materiales. Una vez modelado esto se seleccionan las cargas y velocidades que deben aguantar los rodamientos y el programa elabora un informe en el que se pueden calcular los factores de seguridad.

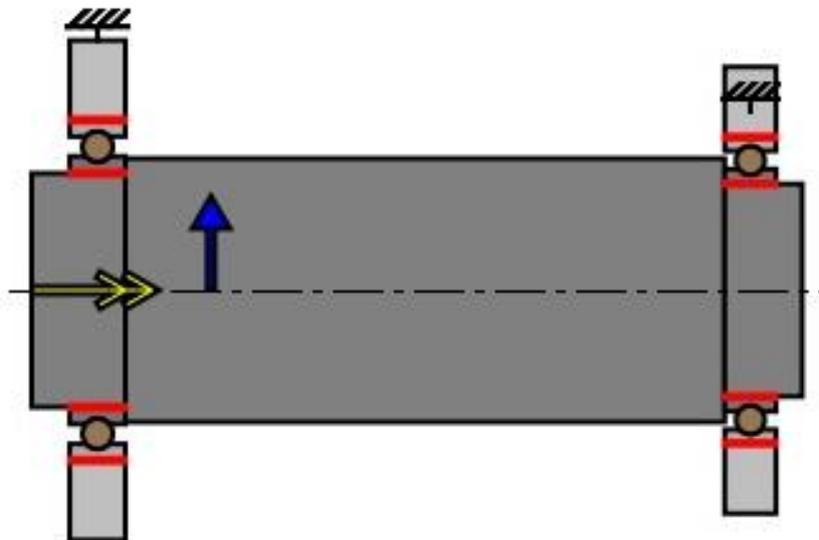


Ilustración 52. Eje modelado en SKF SimPro

En este caso el eje se modela con las medidas que tiene el propio diferencial quedando como se puede apreciar en la Ilustración 52.

En cuanto a tolerancia, se conoce la del diferencial que es k6, por lo que se decide que el alojamiento se realice con una tolerancia H7. El rodamiento del lado más cercano a la corona es de 55 mm de diámetro interior, mientras que el otro es de 50mm.

Tras realizar varias iteraciones se decide que los rodamientos que mejor ajustan son el 61910 – 2RZ y el 61911. En el catálogo del programa no se desarrollan detalles de vida útil de los rodamientos con sello de silicona, pero por la alta posibilidad que existe en circuito de que salten restos de goma o pequeñas piedras se emplearan de este tipo sabiendo que la vida útil será similar. Además, estos rodamientos poseen la ventaja de que vienen lubricados de fábrica y la grasa que viene sirve para toda la vida útil del rodamiento.

Debido a relaciones de patrocinio los rodamientos a utilizar son de la marca NTN, cuyos equivalentes con sellos de silicona son el 6911LLU y 6910LLU.

Las características de los rodamientos se pueden observar en la Tabla 6 y los coeficientes de seguridad aparecen en la Tabla 7.

Bearing	Basic dynamic load rating (C) [kN]	Basic static load rating (C0) [kN]	Fatigue load limit (Pu) [kN]	Reference speed [rpm]	Limiting speed [rpm]
61910-2RZ	14.6	10.4	0.5	19000	9500
61911	16.5	12.2	0.6	17000	11000

Tabla 6. Características de los rodamientos

Bearing	Equivalent static bearing load (P0) [N]	Static safety factor s0	Equivalent dynamic bearing load (P) [N]	C/P
61910-2RZ	1393	7.5	1393	10.5
61911	6627	1.8	6627	2.5

Tabla 7. Coeficiente de seguridad de los rodamientos

El coeficiente de seguridad mínimo es de 1.8, que es suficiente para la pieza realizada, por lo que estos serán los rodamientos empleados.

6.5 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

6.5.1 SOPORTE IZQUIERDO

Una vez diseñadas ambas piezas se procede a hacer el análisis de elementos finitos para comprobar sus capacidades mecánicas. Al contrario que en la corona realizada en el capítulo anterior, esta vez se simulará con ayuda de ANSYS, un software especializado en simulaciones por análisis de elementos finitos.

El proceso a realizar es el mismo. Lo primero es seleccionar el material de la pieza como Aluminio 7075 – T6. Una vez se tiene la geometría, se procede a mallar la pieza, quedando así los nodos sobre los que el programa hará el cálculo. El resultado de la malla se puede apreciar en la Ilustración 53. En este caso la malla cuenta con 81 729 nodos y 52 831 elementos.

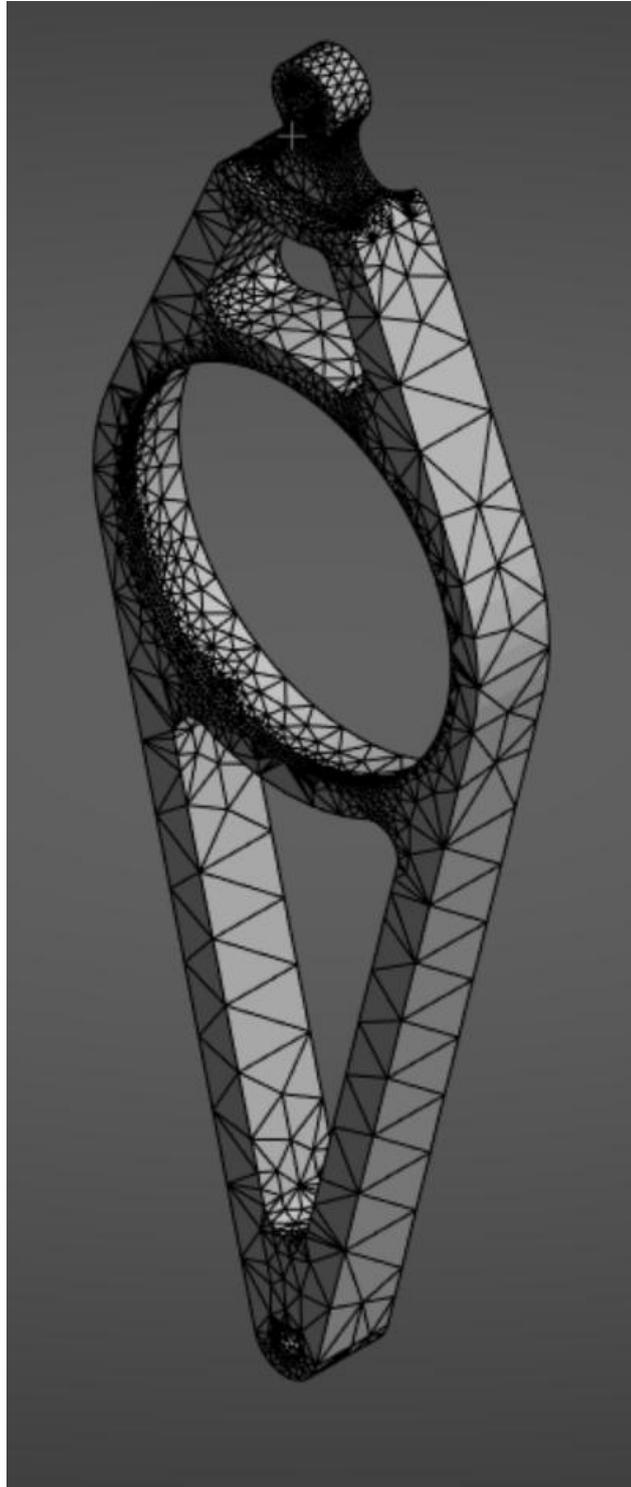


Ilustración 53. Malla del soporte izquierdo

El siguiente paso es fijar los puntos en los que va anclados con soportes cilíndricos de tal forma que solo tengan las reacciones vertical y horizontal que son capaces de realizar los tornillos.

Una vez realizada esa fijación se puede realizar la selección de las fuerzas a las que estará sometida la pieza. En este caso será una carga de rodamiento con la dirección calculada en uno de los apartados anteriores. La pieza con sus soportes y fuerzas queda como se muestra en la Ilustración 54.

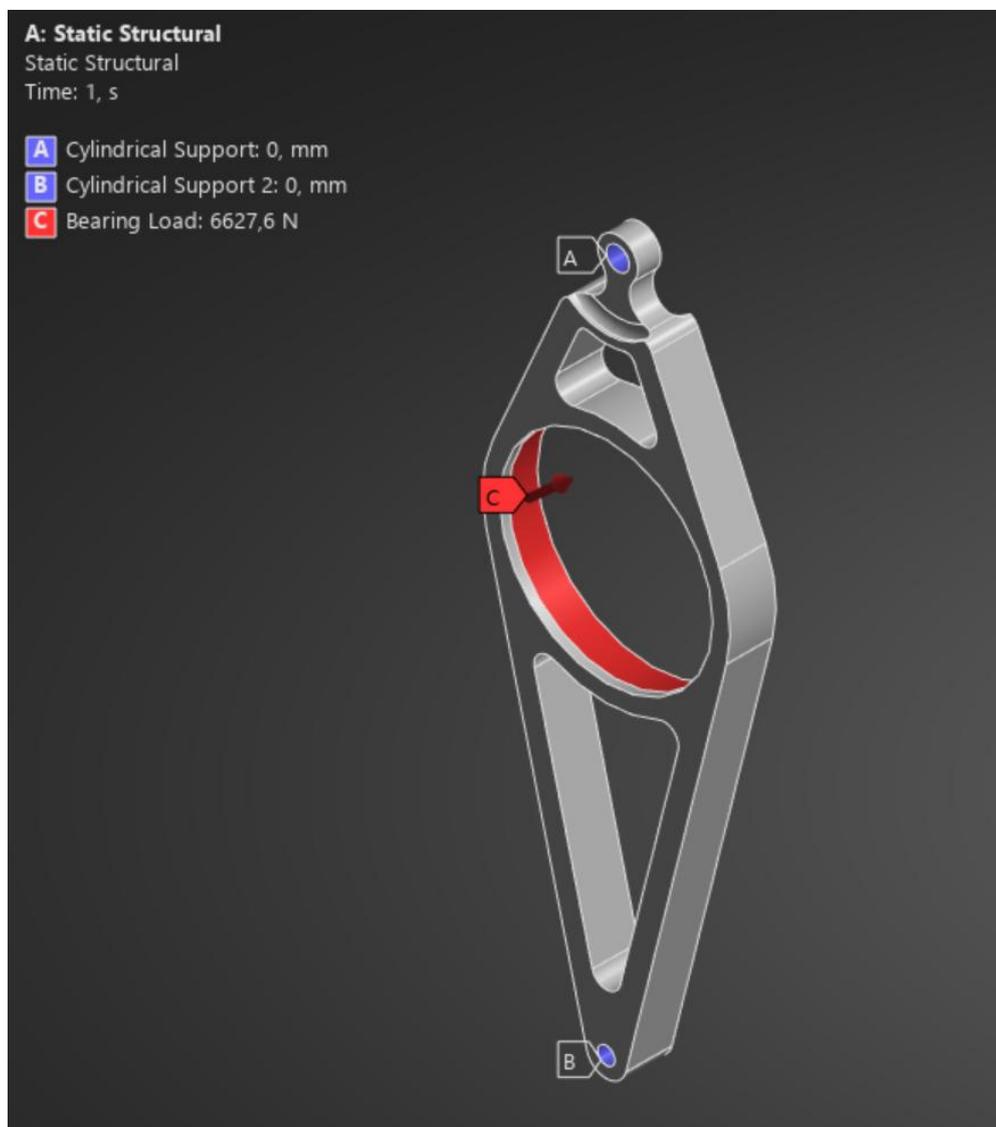


Ilustración 54. Soporte izquierdo con esfuerzos y fijaciones

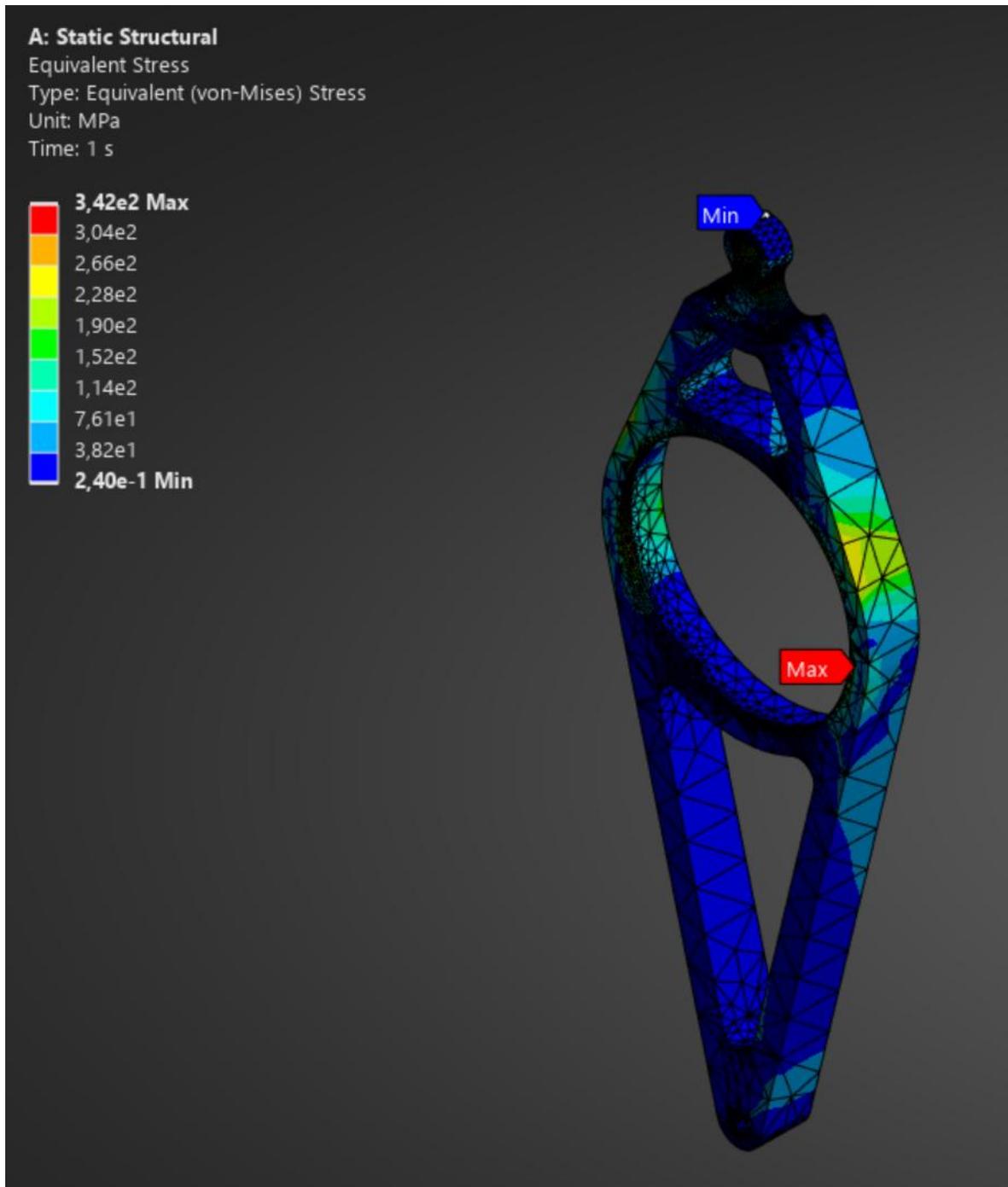


Ilustración 55. Estado tensional de Von Mises del soporte izquierdo

El resultado final de tensiones mostrado en la Ilustración 55 muestra una tensión máxima de 342 MPa, por lo que el coeficiente de seguridad queda en 1.5 y por tanto la pieza cumple con los objetivos establecidos.

6.5.2 SOPORTE DERECHO

Una vez realizado el análisis en el soporte izquierdo se realizan los mismos pasos con el lado derecho sustituyendo la geometría de la pieza y utilizando los valores de fuerza obtenidos en apartados anteriores.

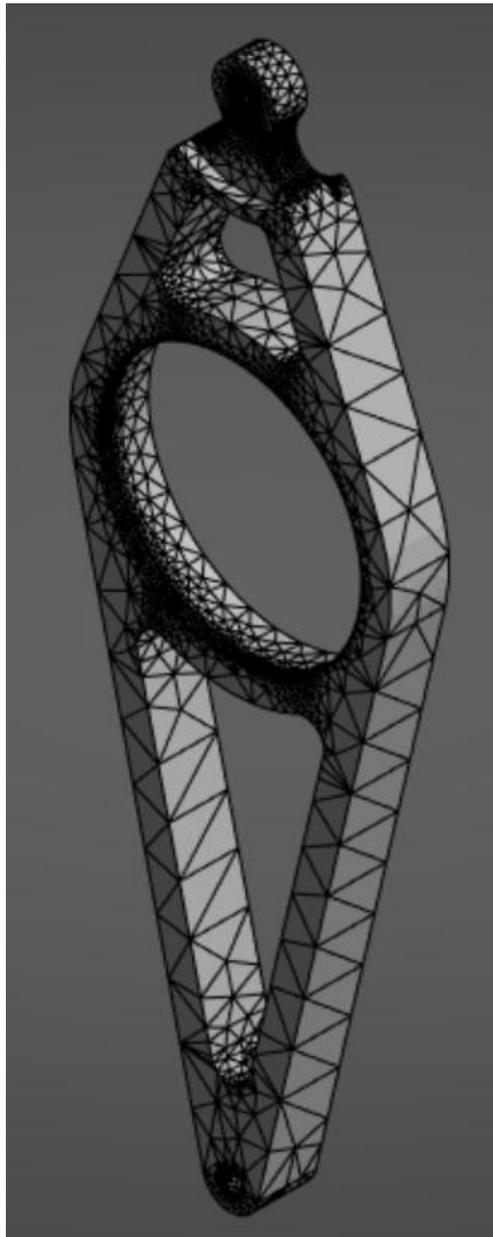


Ilustración 56. Soporte derecho mallado

En el caso del soporte derecho la malla final posee 82 661 nodos y 54 219 elementos.

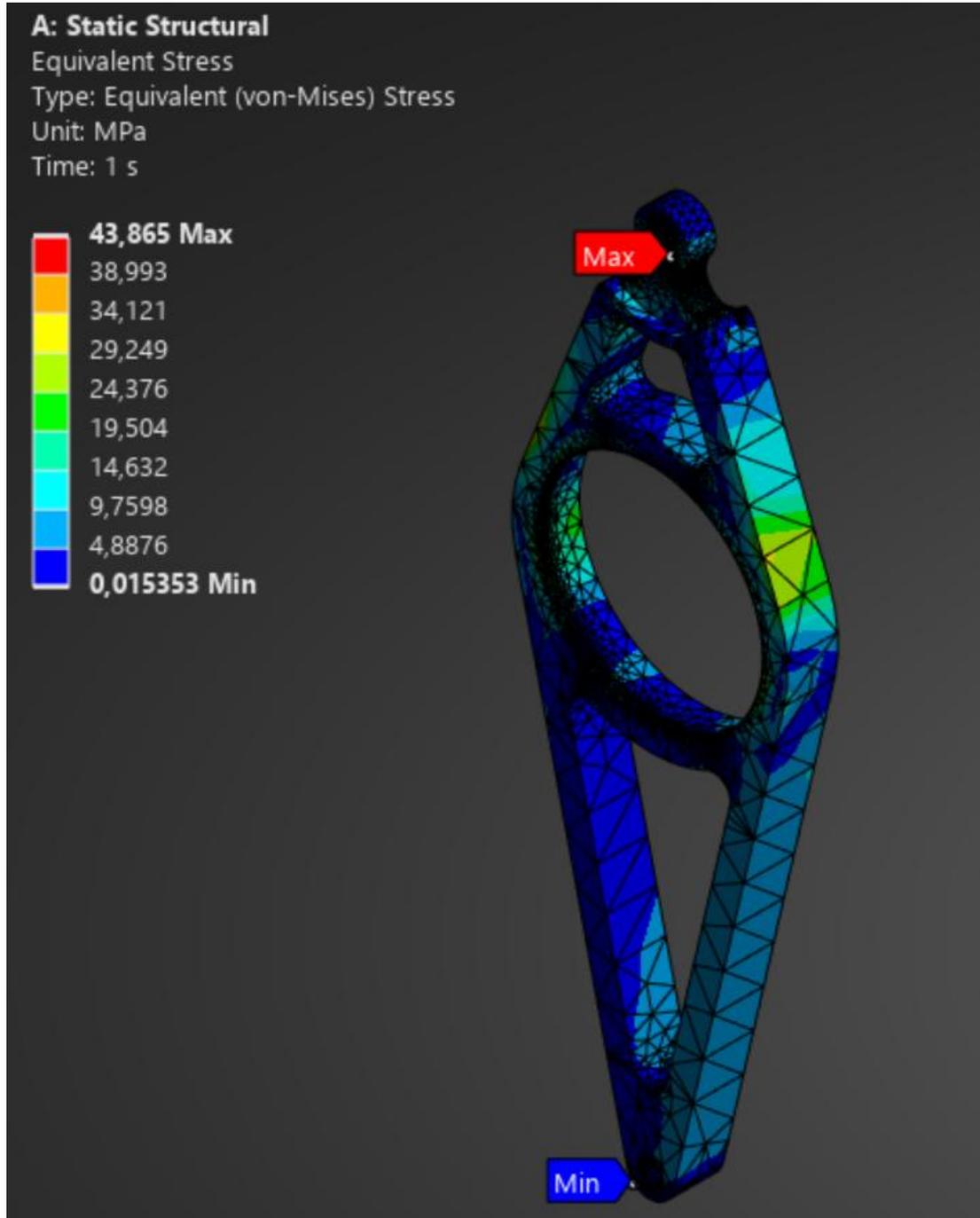


Ilustración 57. Estado tensional de Von Mises del soporte derecho

En este caso la tensión máxima es de 44MPa, lo cual resulta en un coeficiente de seguridad superior a 10. En este caso se decide no optimizar más la pieza pues quedarían espesores demasiado pequeños.

6.6 COMPARATIVA DE MASA

Los rodamientos vienen con su masa especificada en la ficha técnica del fabricante, que serán los que se utilizarán para el cálculo de masa de esta parte. En el lado más alejado de la corona se llevaba anteriormente un rodamientos NTN6010LU cuyo peso es de 261 g, mientras que el nuevo NTN6910LLU pesa 132 g. En el lado más próximo a la corona el rodamiento anterior es el NTN6011LU que pesa 388g, mientras que el nuevo NTN6911LLU pesa tan solo 180 g. Como se adelantó anteriormente estos elementos fabricados en acero son bastante pesados por lo que su optimización permite una bajada significativa de 337g, que en términos porcentuales implica un 52% menos de masa en el conjunto.

Los soportes diseñados este año pesan 185 g el izquierdo y 194g el derecho. Además de esto, hay que sumar las barras tensoras, cuyos insertos tienen una masa de 12 g cada uno -llevan 4 entre ambas barras- y pesa 6g cada barra. Además de esto lleva 10g de adhesivo, haciendo un total por barra de 52 g por barra. El total de esto es una masa de 483 g. Comparado con las excéntricas del año pasado, cuyas masas eran de 454 g y de 380 g, se ha conseguido una bajada considerable de 351 g. Esto supone una reducción del 42%. Además, habría que tener en cuenta que parte de los soportes sobre los que se montaban las excéntricas tendrían su equivalente en estas piezas, pero al no ser completamente homólogas no se tiene en cuenta esa diferencia en este análisis.

6.7 FABRICACIÓN

Los rodamientos no precisan de fabricación, aunque para facilitar su montaje se puede emplear grasa de montaje e introducir el diferencial en el congelador para que debido al frío se comprima y sea más fácil de ensamblar, aunque no es estrictamente necesario.



Ilustración 58. Rodamiento NTN 6911LLU

En cuanto a la fabricación de los soportes y los insertos de los tensores la elección es de mecanizarlos en una fresa CNC, pues al fabricarse un muy bajo volumen de piezas es la tecnología con la que más asequible van a resultar, además de conseguir fácilmente todas las tolerancias requeridas.



Ilustración 59. Soportes del diferencial fabricados

Para la fabricación de los tensores, se realizarán como las de suspensión, cortando las barras a medida con una sierra vertical para luego hacer un tratamiento superficial de lijado en el interior de los tubos de fibra de carbono y chorreando con arena los insertos, asegurando así una elevada superficie de contacto con el adhesivo. Una vez pegado se hará el ciclo térmico recomendado por el fabricante.



Ilustración 60. Preparación superficial de los insertos [10, p. 79]

6.8 PRESUPUESTO

PIEZA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
NTN 6911LLU	1	60 €	60 €
NTN 6910LLU	1	50 €	50 €
Tubo de fibra de carbono Ø15mm x Ø12mm	190 mm	26.69 €/m	5.07€
Insertos roscados	4	20 €	80 €
Soporte derecho	1	200€	200€
Soporte izquierdo	1	200€	200€
Rótula	2	25 €	50 €
Horquilla roscada M8	2	4.08€	8.16€
Tornillo calibrado M6 x 16 clase 12.9	2	0.97€	1.94€
Tornillo calibrado M6 x 35 clase 12.9	2	1.16€	2.32€

Tuerca autoblocante M6	4	0.03€	0.12€
Tornillo calibrado M5 x 40	2	1.06€	2.12€
Tuerca autoblocante M5	2	0.03€	0.06€

Tabla 8. Presupuesto soportes del diferencial

Capítulo 7. EJE MOTOR

7.1 ANÁLISIS DE LA PIEZA

El eje es la pieza encargada de conectar el motor con el piñón que conectado a la cadena y esta se dirige a la corona transmite todo el par al diferencial y las ruedas.

En el lado en el que va enganchado el piñón, se utiliza un estriado igual al que llevan algunas motos comerciales para facilitar la posibilidad de intercambios de piñón y modificación de la relación de transmisión final.

El requisito para el diseño de este año es hacerlo más corto para ahorrar material y de esa forma masa en el sistema. Además, se debe alargar el estriado para poder realizar un ajuste y que la cadena y corona funcionen alineados evitando posibles problemas y se debe buscar una alternativa a el bloqueo frontal del piñón, pues anteriormente iba con un tornillo que no se podía fijar siguiendo la normativa de la competición referida a las uniones críticas, que obligan a llevar un sistema de bloqueo positivo en todas las uniones atornilladas.

Anteriormente no existían espaciadores del piñón y la tapa del piñón no impedía ni el giro relativo ni llevaba un anclaje con bloqueo positivo.

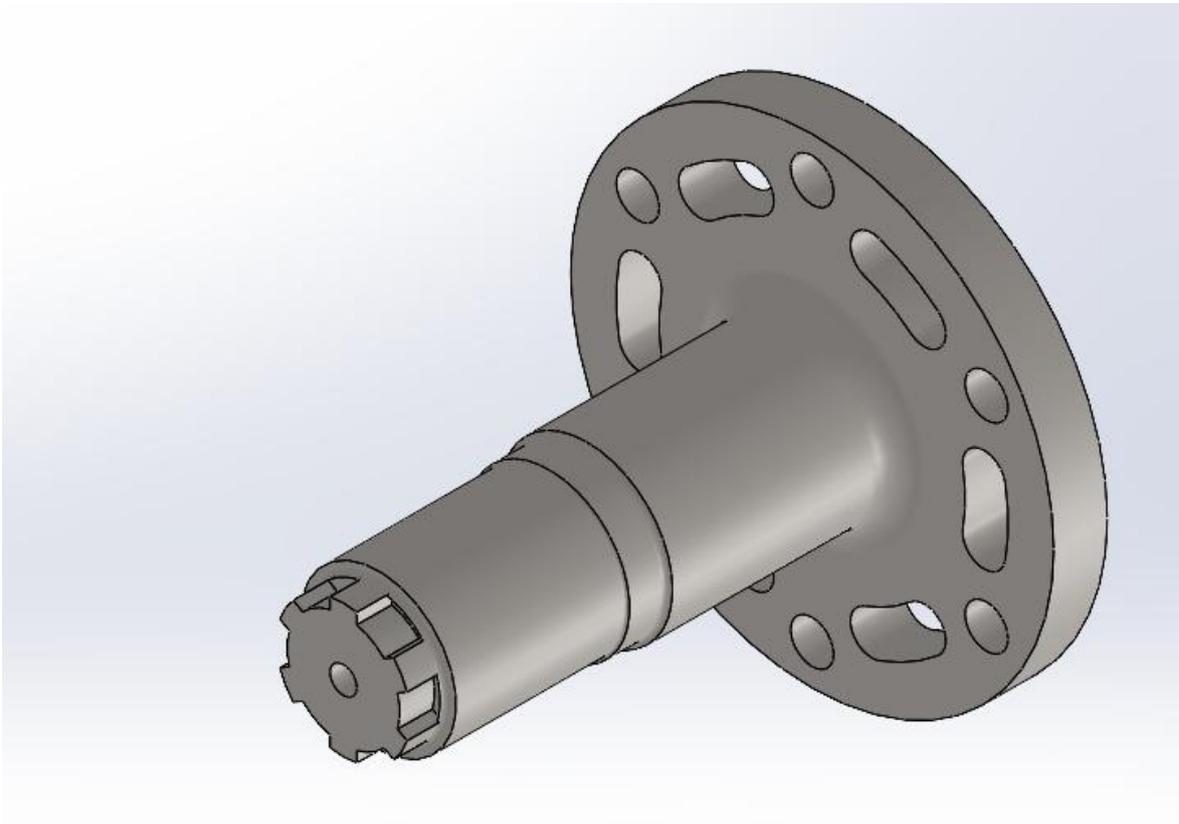


Ilustración 61. Eje del IFS - 06

7.2 DISEÑO DE LAS PIEZAS

7.2.1 EJE

El material en el que se fabricará el eje es un acero habitualmente empleado en estos sistemas. Es el acero que sigue la norma UNE EN 10083 42CrMo4 + QT. Este acero aleado con Cromo y Molibdeno lleva un tratamiento de temple y revenido que lo hace idóneo para su uso en pizas como un eje con cargas medias.

El primer paso para el diseño del eje es la determinación de largos que ha de llevar. Estos se realizan siguiendo las medidas de la parte trasera del chasis y quedan como se muestra en la Ilustración 62. En esta base, se incluyen: la parque que apoya sobre el motor según los datos

del fabricante, un rodamiento sobre el que apoya para girar y la zona sobre la que va el estriado.

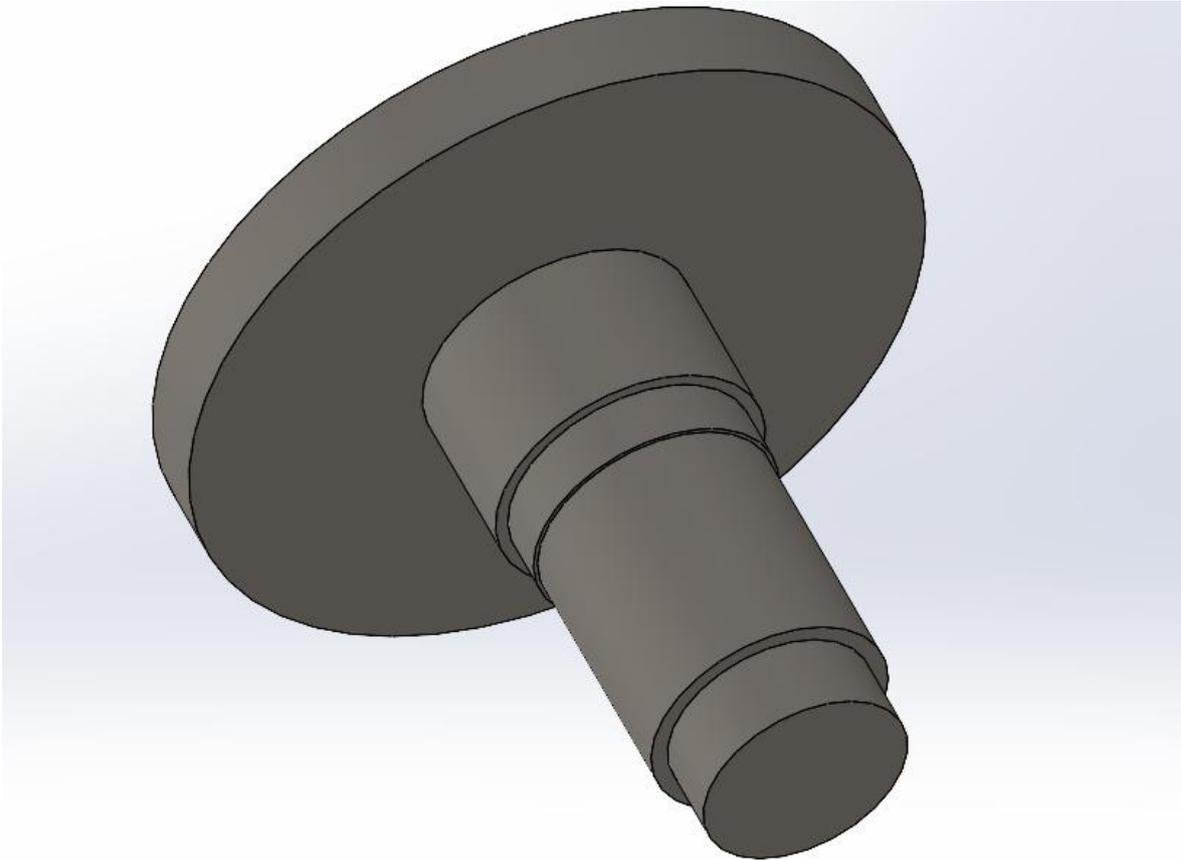


Ilustración 62. Base del eje

Una vez hecho esto, se procede a hacer un vaciado en la base que va en contacto con el motor. Esta se hace con objetivos de reducción de peso. Además, se le ponen los agujeros sobre los que se sujetará la pieza finalmente. Estos vaciados se pueden ver en la Ilustración 63. Estos vaciados se hacen tanto en la parte inferior más ancha como por dentro del eje, que al ser una gran cantidad de material se le realiza un agujero con la parte final cónica, ya que es la forma que tienen las brocas permitiendo que la posterior fabricación sea más económica.

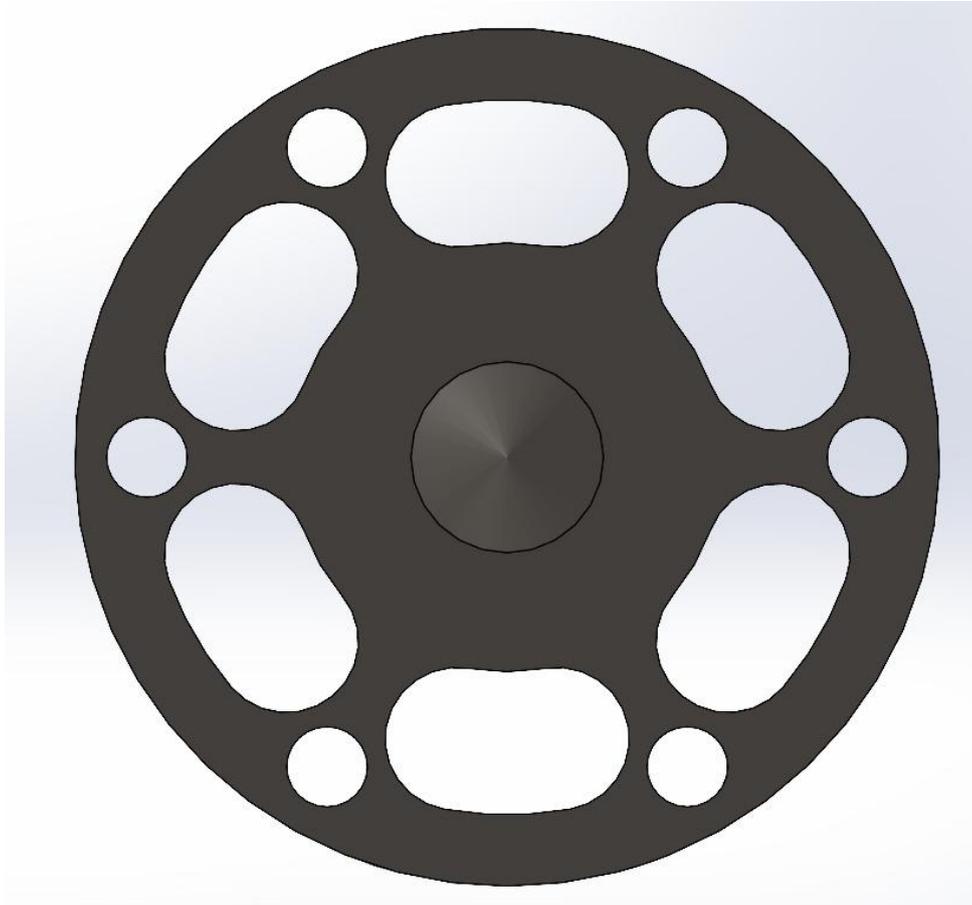


Ilustración 63. Vaciado de la base del eje

Por último, se le realiza el estriado sobre el que va montado el piñón además de sacar una parte roscada, sobre la que se fijará una tapa que impida que el piñón y sus espaciadores se salgan del estriado. Esta parte roscada tiene en la parte final un desahogo de rosca esta viene dada por la norma DIN 76 B, y es una forma que se le da a la parte final del vástago para que este pueda ser fabricado.

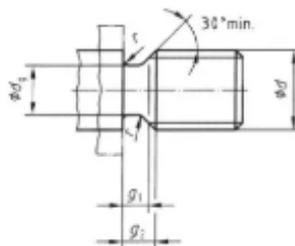


Ilustración 64. Ejemplo norma DIN 76 B

Actualmente hay estriados que también siguen normas, pero el empleado en este diseño no cumple ninguna ya que el piñón que se utiliza no la sigue.

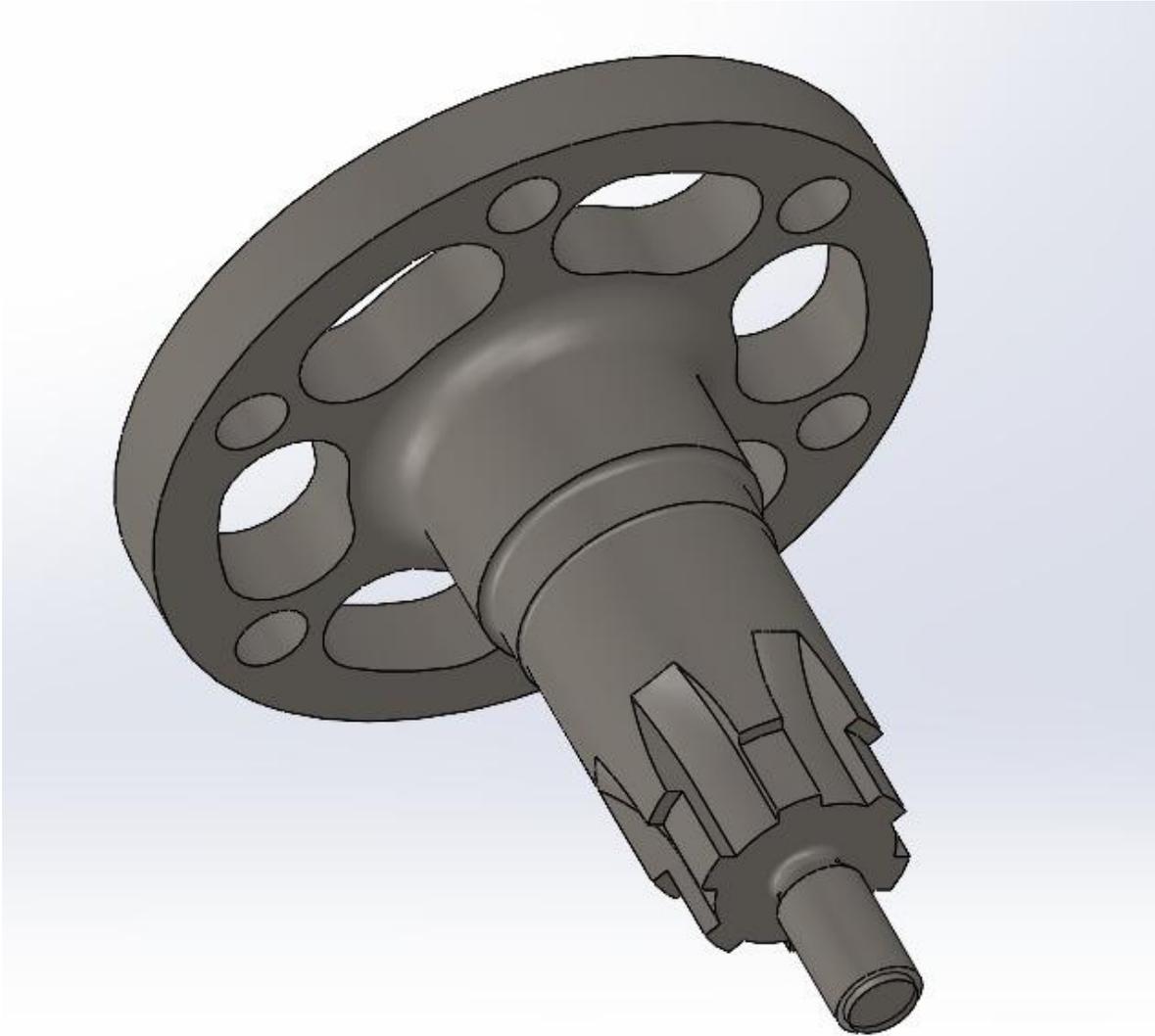


Ilustración 65. Diseño final del eje

7.2.2 TAPA FIJADORA DEL PIÑÓN

Para poder colocar el piñón y la corona de forma alineada, se deberá diseñar una pieza que pueda anclarse con la parte roscada del eje. Para el diseño de esta pieza se emplea el mismo material y tiene dos partes importante para el anclaje: el estriado y el agujero interno.

El agujero interno sirve para que se pueda anclar con el uso de una tuerca autoblocante en la punta del eje.

El estriado, impedirá relativo entre la pieza y el eje.

Una vez diseñadas ambas partes de la tapa queda como es mostrada en la Ilustración 66.

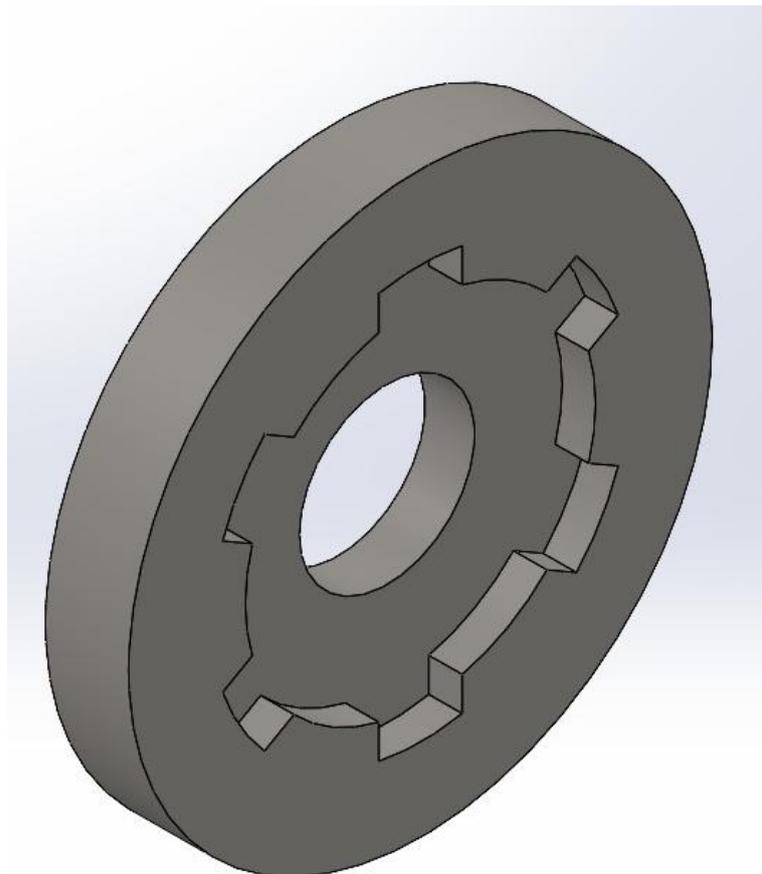


Ilustración 66. Tapa del eje

7.2.3 ESPACIADORES DEL PIÑÓN

Estos espaciadores se diseñarán para que cuadren en el estriado manteniendo de esta forma su posición en el interior. Su espesor es de 0.1 mm, pues interesa que sean finos para conseguir el máximo posible de posicionamiento en el eje.

EL diseño queda como se muestra en la Ilustración 67.

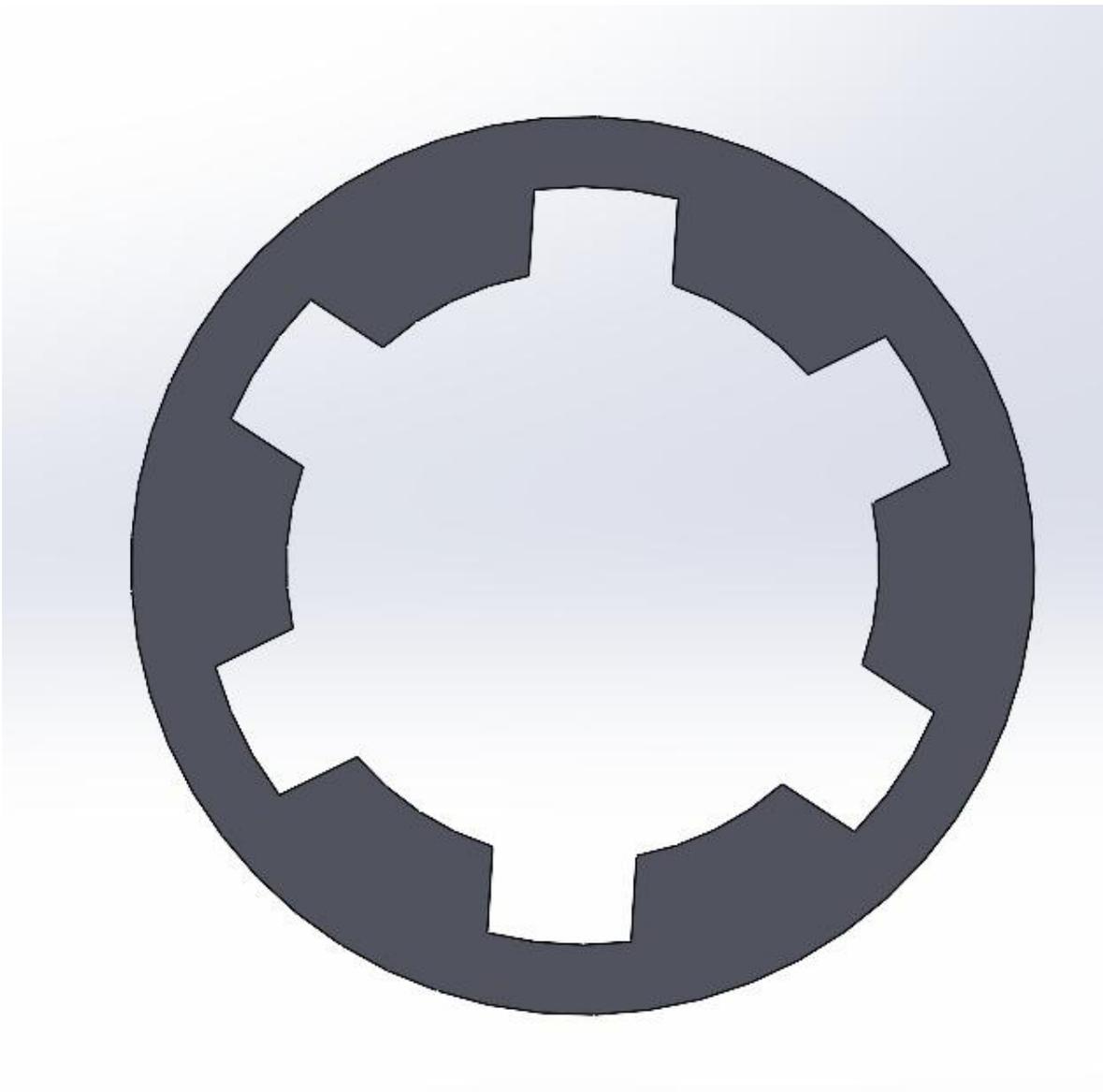


Ilustración 67. Espaciador del piñón

7.3 ANÁLISIS DE CARGAS

Al igual que en la corona, las cargas del eje serán las del par si el rotor se bloqueara, por lo que la habrá un par de 230 Nm en la punta del eje y una fuerza de la cadena de 8020 N hacia el diferencial debido a la tensión de la cadena.

El diferencial lleva sujeciones en los tornillos que van en el motor y un rodamiento que lo sujeta en una parte de la geometría.

Los espaciadores y la tapa, al girar con el eje, pero no tener ninguna reacción externa no tendrán requisitos de carga.

7.4 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

Al igual que en las otras piezas el proceso es el mismo. Se selecciona el material, se realiza un mallado, se ponen las sujeciones necesarias como soportes cilíndricos y se le aplican las cargas. Una vez realizado esto se analizarán los resultados.

Debido a la limitación de elementos de la licencia de estudiante de ANSYS, este análisis de elementos finitos se realiza en SolidWorks.

Nombre de estudio	Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
DetallesTipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Tamaño máx. de elemento	4,18587 mm
Tamaño mín. de elemento	0,209293 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	75450
Número total de elementos	48563
Cociente máximo de aspecto	141,74
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	98,8
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0,13
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Número de elementos distorsionados	0
Reutilizar la malla para sólidos idénticos	Desactivar
Número de sólidos que han reutilizado la malla	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:07
Nombre de computadora	PORTATILMANUEL

Tabla 9. Parámetros de mallado del eje

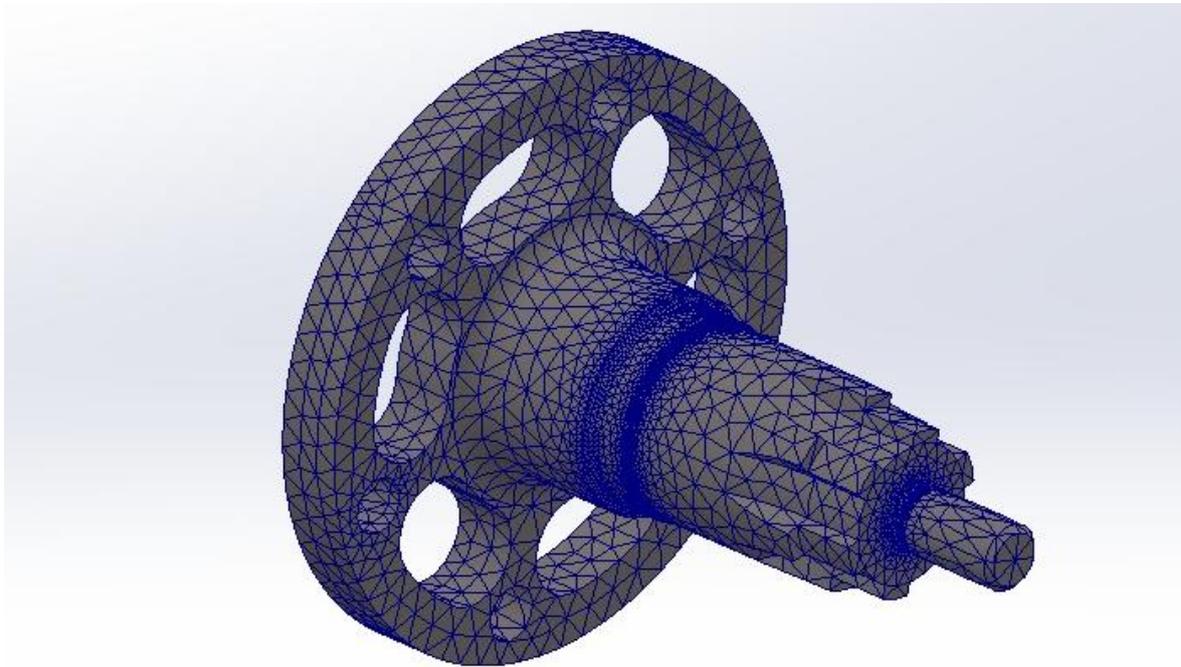


Ilustración 68. Mallado del eje

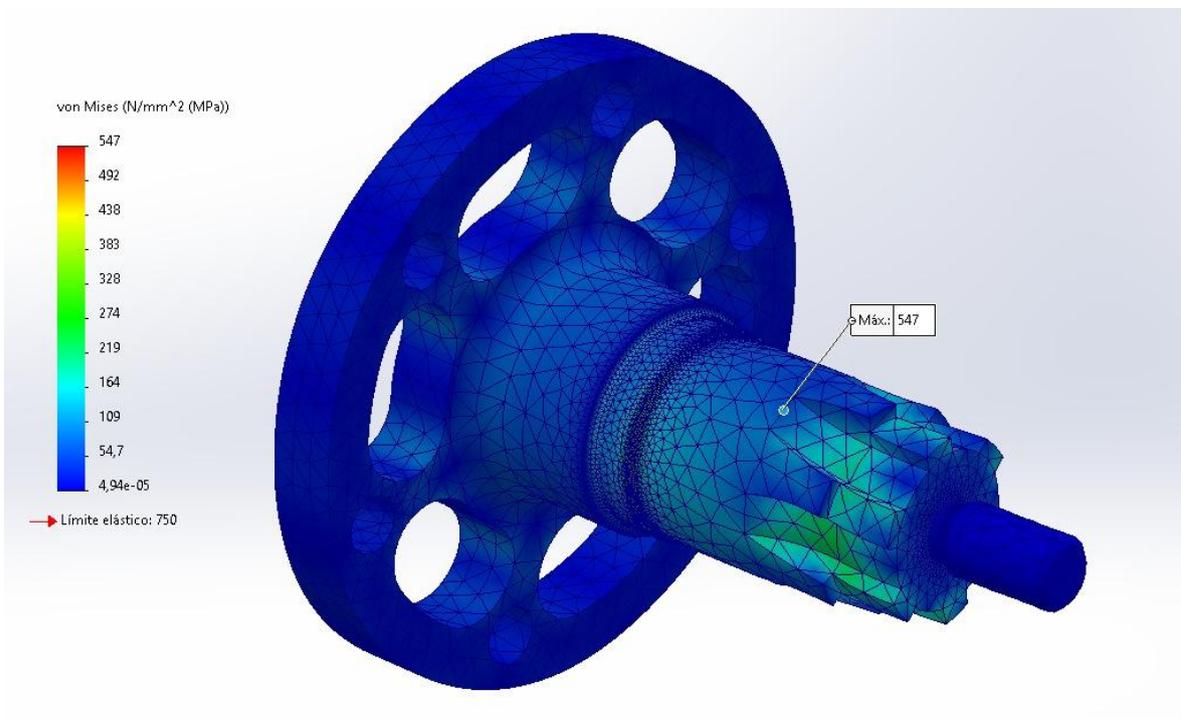


Ilustración 69. Estado tensional de Von Mises del eje

Una vez obtenido el estado tensional, se ve que el coeficiente de seguridad es de 1.4, consiguiéndose así el objetivo marcado.

7.5 COMPARATIVA DE MASA

El eje de este año tiene una masa total de 603 g, mientras que el anterior eje tenía una masa de 711 g, por lo que a pesar de ser el eje una pieza previamente bastante optimizada, debido principalmente a la reducción en el largo se ha conseguido una mejora de 108g, significando esto una mejora de un 15%.

7.6 FABRICACIÓN

Debido a que es una única pieza la que se debe fabricar, el proceso elegido es mediante torneado y fresado tanto para el eje como para su tapa. Se deberá partir de un bloque de material grande, pero al solo realizarse una pieza, es la opción más económica.

Los separadores se fabricarán con ayuda de la máquina de corte por agua de los laboratorios de ICAI, consiguiéndose así que el único coste sea el de la materia prima.

7.7 PRESUPUESTO

PIEZA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Eje	1	950 €	950 €
Tapa del eje	1	250 €	250 €
Tornillos allen M8 x 25	6	0.12 €	0.72 €
Tuerca autoblocante M10	1	0.07€	0.07€
Bobina 0.1mm de acero	1	210 €	210 €

Tabla 10. Presupuesto eje

Capítulo 8. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Si bien los resultados verdaderos de las mejoras hechas en un vehículo de competición no se pueden analizar verdaderamente hasta la realización de las competiciones, hay algunos valores que parecen indicar que este vehículo debería ser capaz de sacar más rendimiento de su tren de potencia.

El primer valor mejorado es la capacidad de velocidad punta, se han aumentado de los 120km/h del año pasado a los 145km/h, siendo esta un 20% superior en caso de que los circuitos creados en las pruebas tengan rectas más largas la ventaja es fácil de obtener. Al aumentar esta velocidad no se ha reducido la capacidad de aceleración ya que los neumáticos se ha visto que no eran capaces de asimilar esa potencia.

En cuanto al factor de seguridad de las piezas, en la mayoría se ha conseguido bajar de un coeficiente de seguridad superior a 5 a unos que se sitúan principalmente entre 1.4 y 2, siendo esto síntoma de un aprovechamiento adecuado de las piezas, ya que al no estar sometidas a grandes distancias la fatiga no es un factor especialmente importante y se debe eliminar todo el material innecesario.

En cuanto a la masa reducida con las piezas de este Trabajo Fin de Grado se ha conseguido una reducción final de 1051 g. Esta cifra en elementos mecánicos del vehículo es una bajada no muy fácil de obtener por lo que debería verse reflejado en el equipo. El año pasado la transmisión completa pesaba 22.9kg, por lo que solo con estas piezas se ha obtenido una bajada del 5%, que es mayor teniendo en cuenta que no son las únicas piezas que se han optimizado.

Este año finalmente se han podido bajar 50kg en todo el vehículo, por lo que esta bajada significa un 2% del total reducido. Aunque pueda parecer pequeña hay que tener en cuenta que otros componentes como el chasis o las baterías son las que mayor parte de la masa acumulan y en las que más reducción de ha realizado.

Además de estos objetivos, se ha conseguido compactar el espacio de la transmisión, ayudando así al departamento de chasis a cumplir sus objetivos de la temporada.

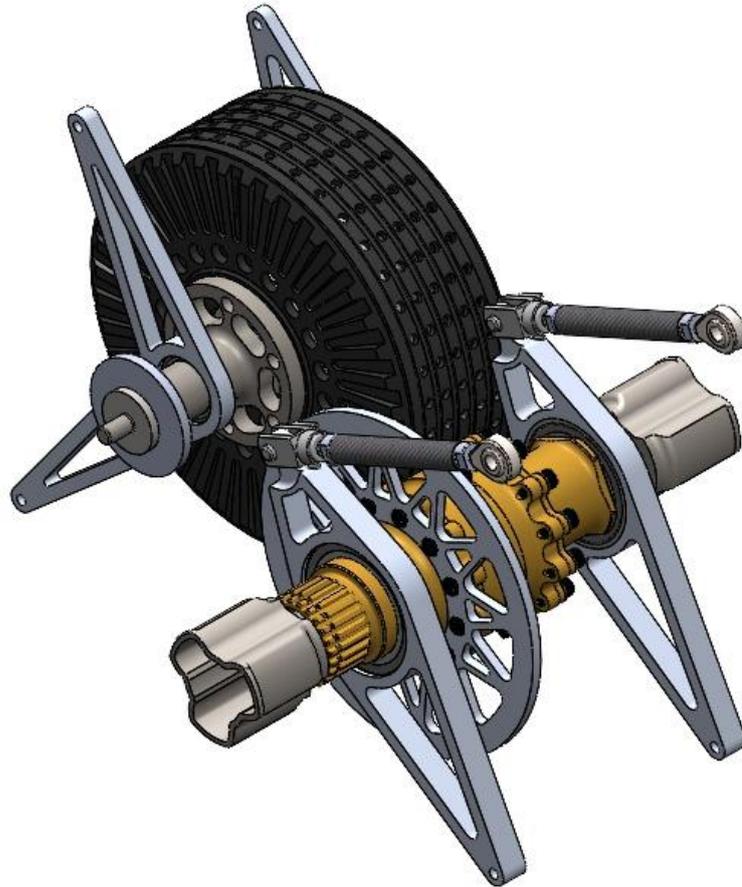


Ilustración 70. Sistema de transmisión nuevo

Capítulo 9. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Una vez analizados los resultados del Trabajo Fin de Grado, se concluye que la realización del proyecto ha sido un éxito y se han conseguido cumplir los plazos de diseño y fabricación.

En cuanto al presupuesto, se ha sabido gestionar de tal forma que cuadrara con lo planteado inicialmente para la temporada.

Una vez analizado el estado final de la transmisión, se han llevado a cabo conversaciones entre los directores de departamento y los directores técnicos para ver el plan a futuro del equipo. Una vez planeados estos cambios, se ha decidido que los trabajos futuros que se pueden hacer en este ámbito es el cambio a múltiples motores. Debido a las limitaciones de presupuesto el plan original es poner primero dos en el eje trasero y posteriormente cambiar a tracción integral.

Para estos cambios, posibles trabajos mecánicos son: diseño de una nueva suspensión que permita poner los motores en las ruedas, manguetas nuevas con anclajes para el motor, reductoras epicicloidales con bujes nuevos o el diseño de las ecuaciones un sistema de control del par independiente a cada rueda.

A nivel electrónico también se pueden realizar proyectos en los que se incluyan la optimización del sistema de control para los múltiples motores.

A nivel eléctrico se puede implementar frenada regenerativa y una optimización en los parámetros del inversor para reducir el tiempo en el que se obtiene el par.

Capítulo 10. ALINEACIÓN CON LOS ODS

“Los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS), también conocidos como Objetivos Globales, fueron adoptados por las Naciones Unidas en 2015 como un llamamiento universal para poner fin a la pobreza, proteger el planeta y garantizar que para el 2030 todas las personas disfruten de paz y prosperidad.” [11]

Analizada la lista de objetivos, este proyecto se puede ver relacionado con cuatro de los distintos puntos propuestos.

El primer objetivo alineado con el proyecto es el número cuatro, cuya meta propuesta es la de una educación de calidad, ya que la creación de un Trabajo de Fin de Grado es el proyecto que se debe realizar para obtener un título universitario.

El segundo objetivo alineado es el séptimo, titulado *Energía asequible y no contaminante*, siendo la intención la independencia de la economía de los combustibles fósiles. Al ser el monoplaza del ISC un vehículo eléctrico los miembros obtienen una formación en el diseño de un transporte con una fuente de energía alternativa a los tradicionales motores de combustión interna.

El proyecto también se alinea con el noveno objetivo, ya que la industria del motor es una de las que más producen a nivel global y la competición es el lugar de máxima innovación en el sector debido a unas regulaciones más laxas y la búsqueda de rendimientos elevados

Por último, el proyecto tiene una marcada acción por el clima, que es el decimotercero de los diecisiete ODS, ya que los vehículos eléctricos pueden ayudar a reducir las emisiones de gases tóxicos y gases de efecto invernadero. Además, una reducción de masa es necesaria para disminuir la contaminación de micropartículas provenientes de los frenos y los neumáticos.

Capítulo 11. BIBLIOGRAFÍA

- [1] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Michigan: McGraw-Hill, 2012, p. 900.
- [2] D. Case, «SAE Technical Paper 962509,» Society of Automotive Engineers, Dearborn, 1996.
- [3] Formula Student Germany, FS Rules 2025, vol. 1.1, 2025.
- [4] J. Fraile Mora, Máquinas Eléctricas, Madrid: Mc Graw Hill, 2008.
- [5] E. Sánchez Cerviño, Mejora, rediseño y fabricaición de la transmisión de Formula Student ICAI, Madrid, 2021, pp. 34-35.
- [6] WW Editorial Staff, “Wheels & Wisdom,» 24 November 2024. [Online]. Available: <https://wheelsandwisdom.com/differential-types/>. [Accessed 24 06 2025].
- [7] W. D. Callister y D. G. Rethswich, Ciencia e Ingeniería de Materiales, Reverté, 2023.
- [8] Schaeffler, Schaeffler Technical Pocket Guide - STT, Herzogenaurach: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2025.
- [9] A. Caballero Valls, Adhesive joints in composite-metal interfaces for formula student composite suspension, Madrid: Universidad Pontificia Comillas - ICAI, 2024.
- [10] A. Hernández-Ros Briaies, Design and Manufacture of a Formula Student Suspension, Madrid, 2023.

- [11] Organización de las Naciones Unidas, «Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo,» [En línea]. Available: <https://www.undp.org/es/sustainable-development-goals>. [Último acceso: 26 01 2025].

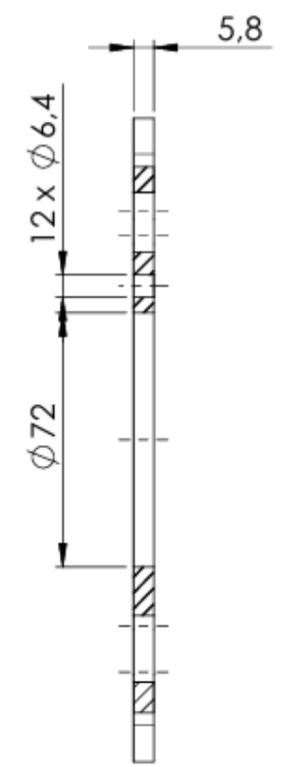
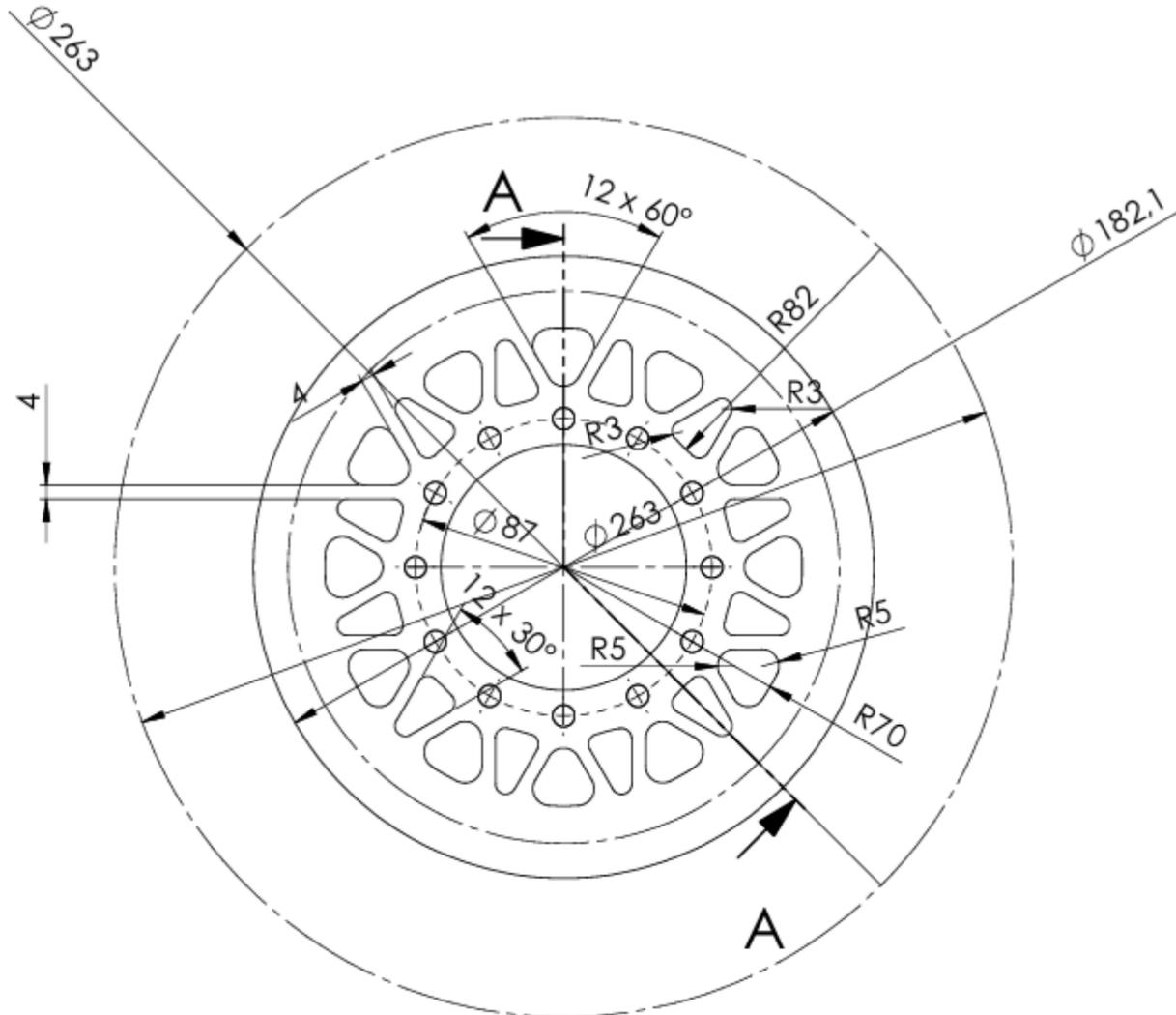
ANEXO I: ALUMINIO 7075 – T6

PROPIEDAD	VALOR	UNIDAD
Densidad	2810	kg/m ³
Módulo de Young	72	GPa
Coefficiente de Poisson	0.33	-
Límite Elástico	505	MPa
Resistencia última	570	MPa

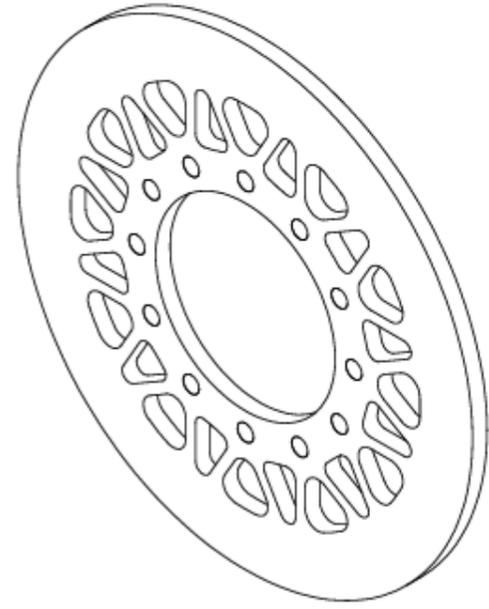
ANEXO II: ACERO UNE EN 10083

42CrMo4 + QT

PROPIEDAD	VALOR	UNIDAD
Densidad	7850	kg/m ³
Módulo de Young	210	GPa
Coefficiente de Poisson	0.28	-
Límite Elástico	750	MPa
Resistencia última	1000	MPa



SECCIÓN A-A

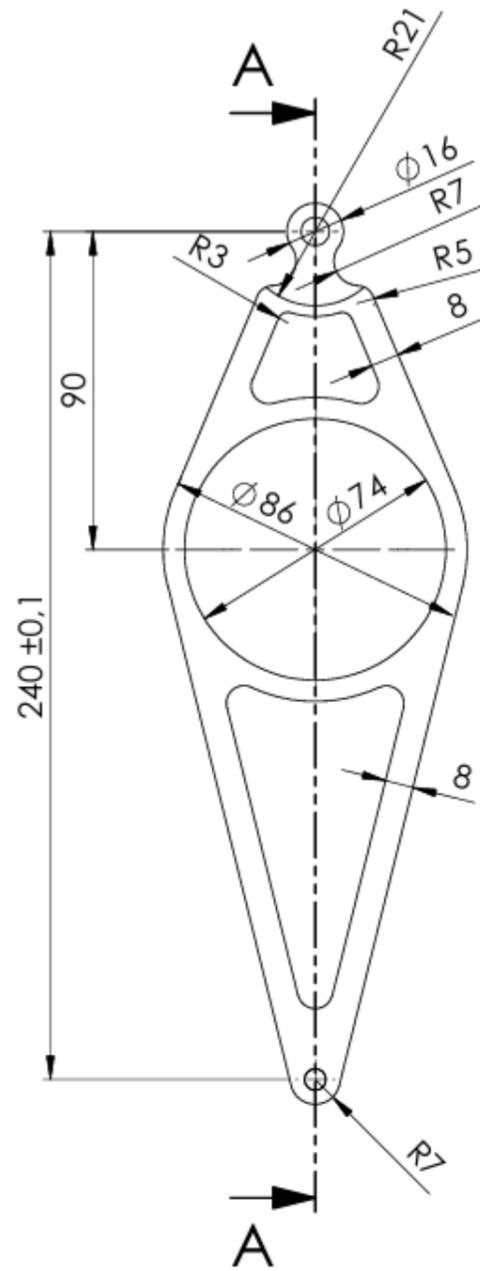


SPROCKET INFORMATION		
Module	m	5/8"
Teeth number	Z1	32
Standard		DID 520
Pitch diameter	Dp	161.7mm
Conjugate gear	Z2	11 teeth

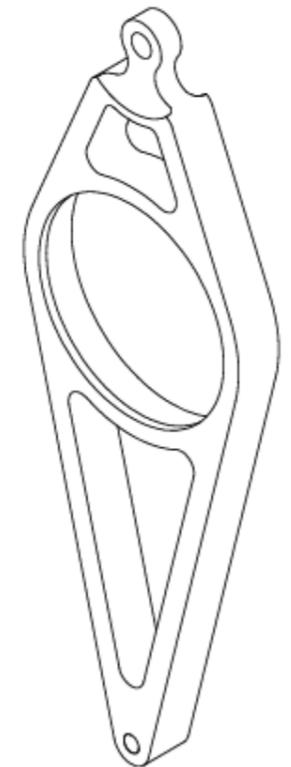
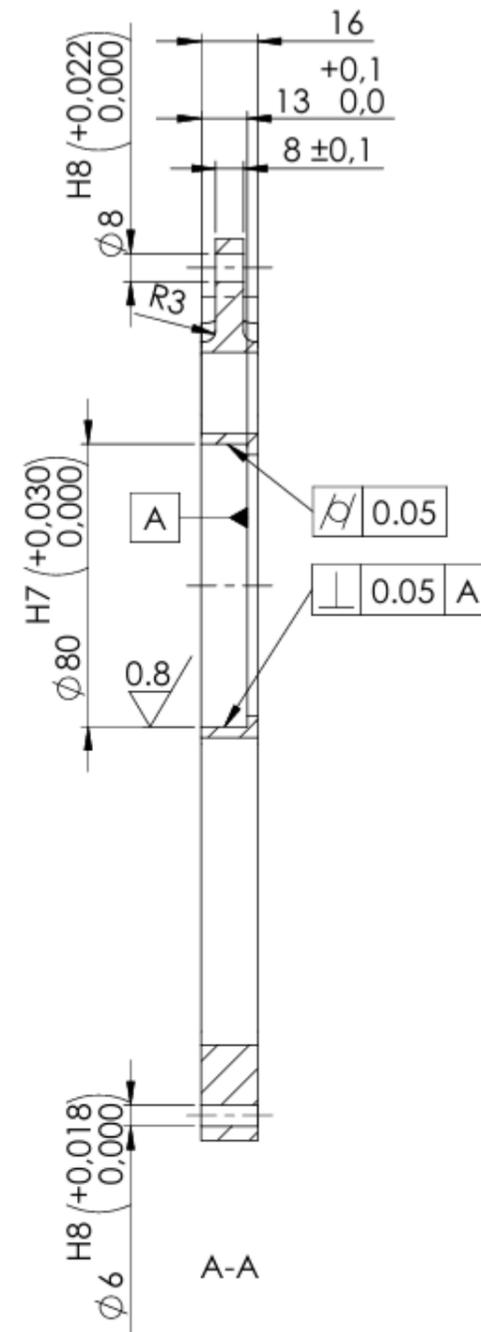
KILL SHARP EDGES

CONFIDENTIALITY 3.2/

ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS SPECIFIED OTHERWISE		Title: CROWN SPROCKET		A3	Scale: 1:2
Drawn:	M.M.C.B.	Date:	20/03/25	ISC Drawing code:	DR_PT_010_B
Verified:	M.M.C.B.	Date:	21/03/25	ISC Part code:	PA_PT_010_B
Approved:	A.M.D.	Date:	25/03/25	TOLERANCE STANDARD: UN-EN 22768 m-E	
Manufacturing: WATER JET CUTTING				Thread tolerance:	
Surface treatment:				Edges tolerance:	
Material - Weight: Al 7075 - T6					
Part ID:		Assembly ID:		BOM System:	



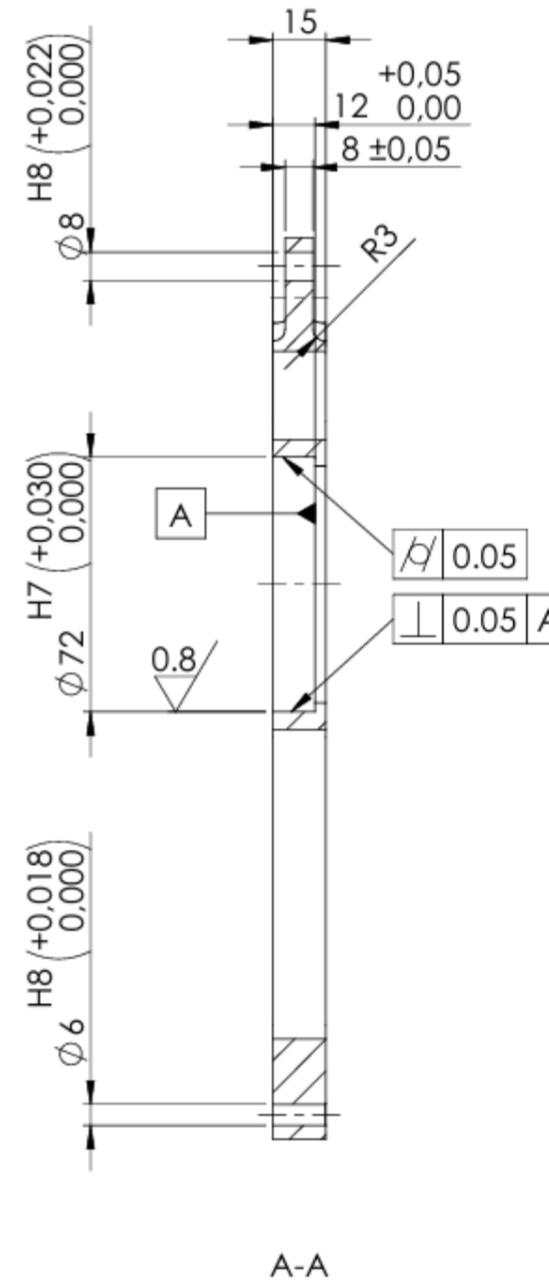
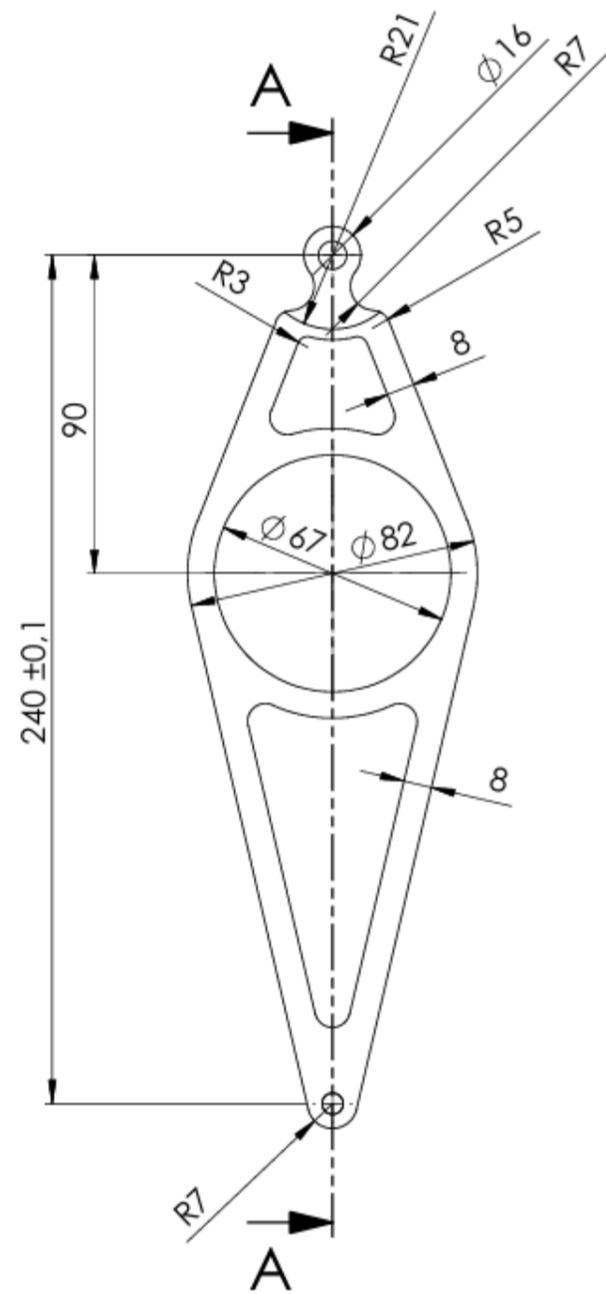
UNSPECIFIED FILLETS R5mm
BREAK SHARP EDGES



CONFIDENTIALITY

3.2 / (0.8)

ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS SPECIFIED OTHERWISE		Title: LEFT DIFFERENTIAL BRACKET		A3	Scale: 1:2
Drawn:	M.M.C.B. 09/02/25	ISC Drawing code: DR_PT_007_B	ISC Part code: PA_PT_007_B	TOLERANCE STANDARD: UNE EN 22768 m-E	
Verified:	A.M.D. 10/02/25	Manufacturing: MACHINING		Threads tolerance:	
Approved:	M.A.M.L. 12/02/25	Surface treatment:		Edges tolerance:	
Material - Weight: AI 7075 - T6		Part ID:		BOM System:	



UNSPECIFIED FILLETS R5mm
BREAK SHARP EDGES

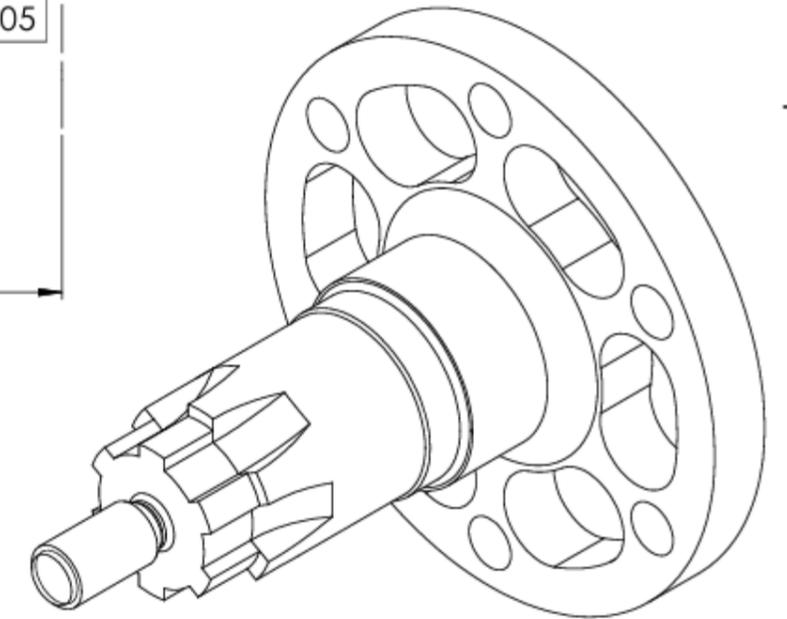
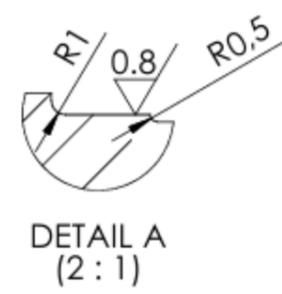
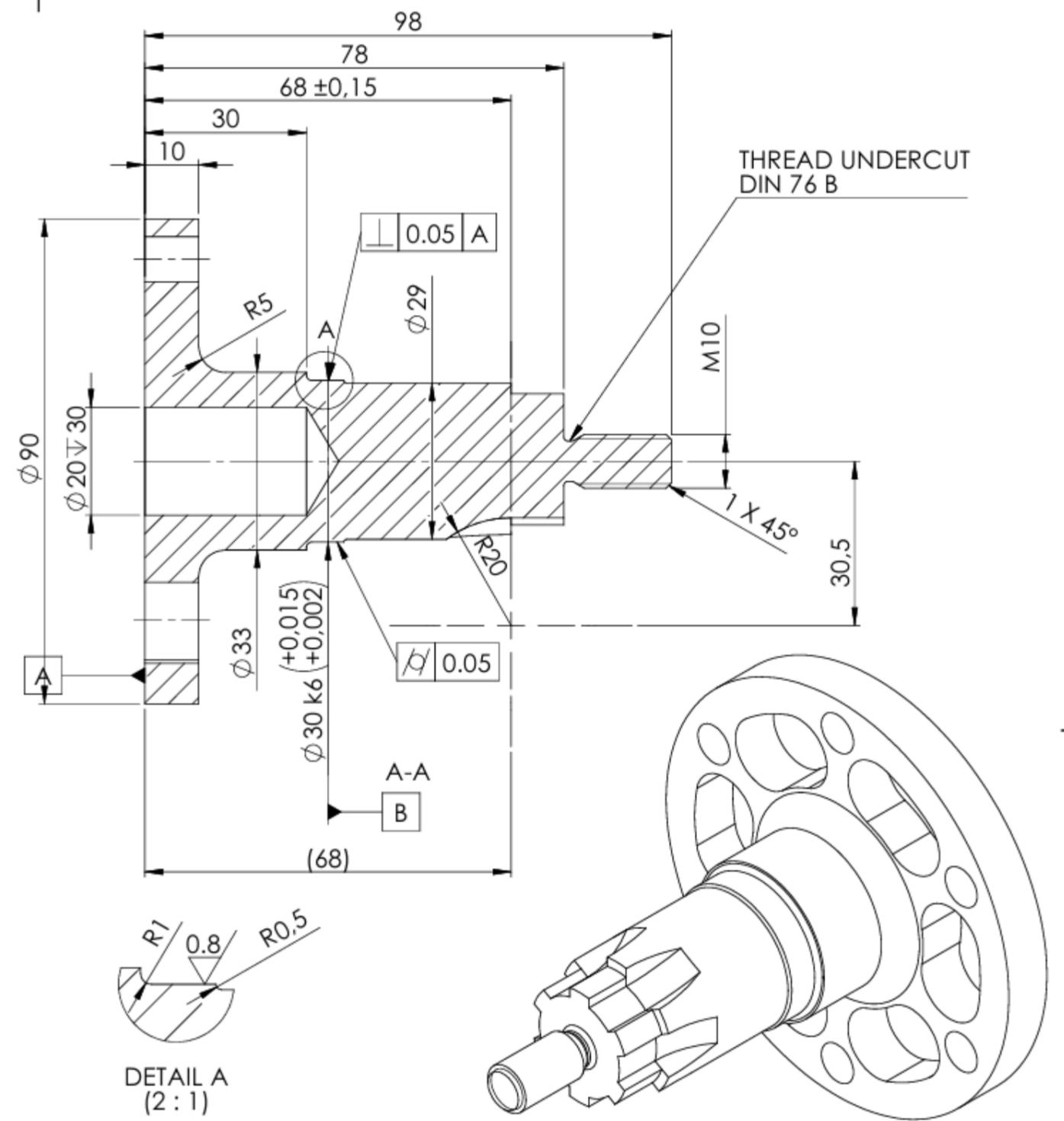
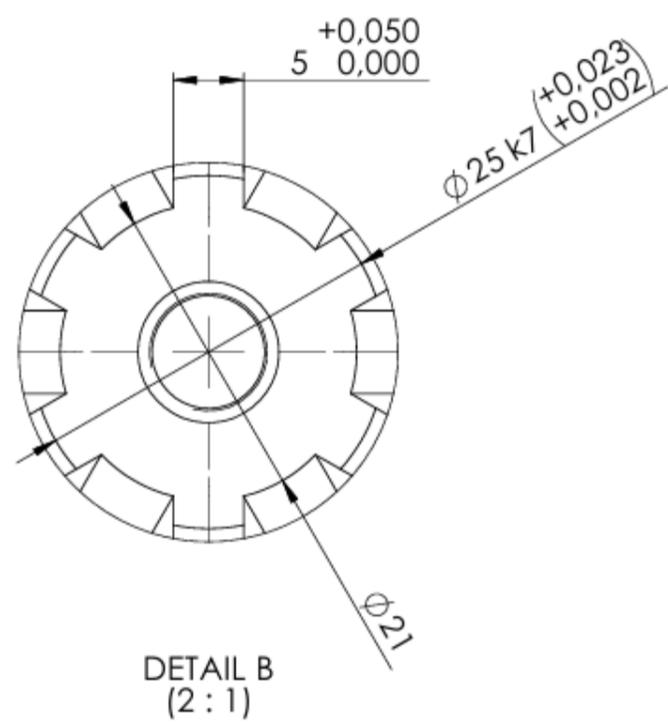
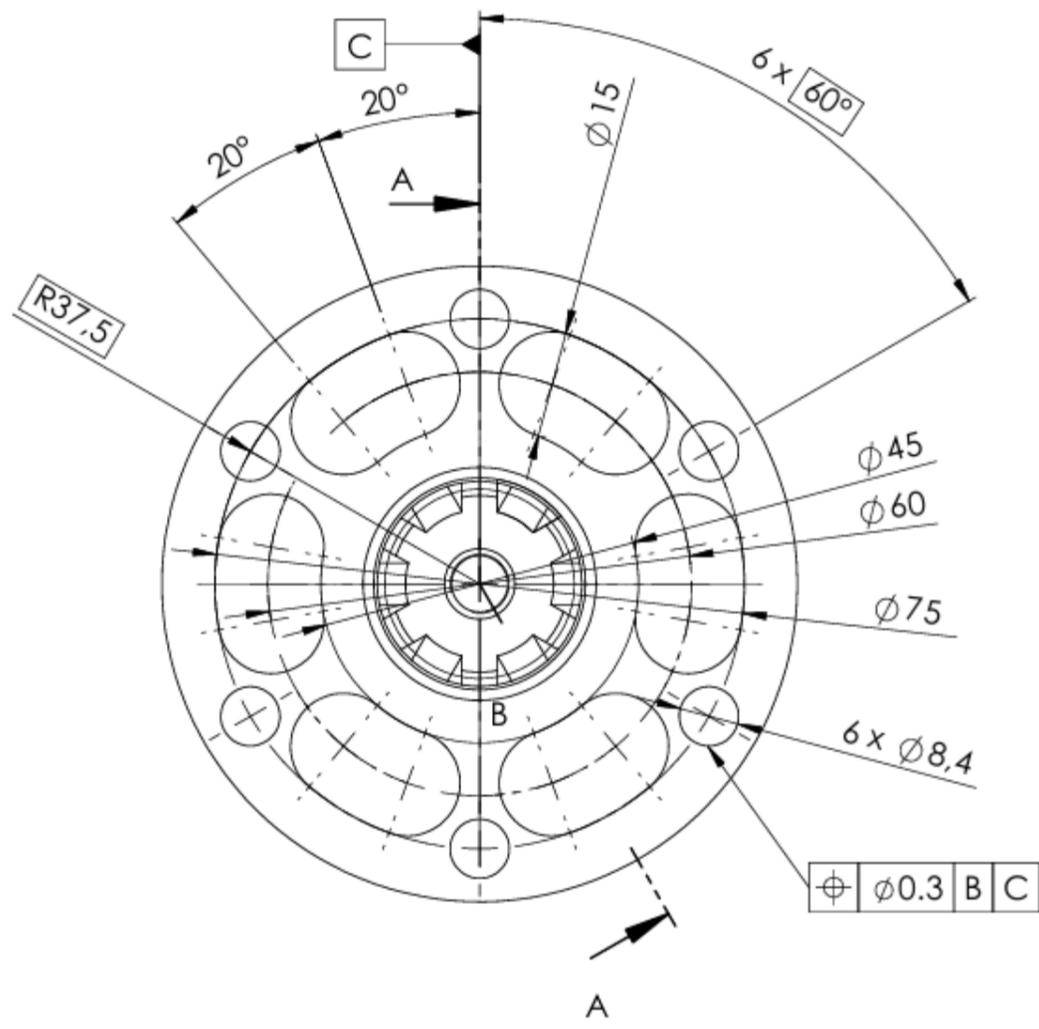
CONFIDENTIALITY

3.2/ (0.8/)

ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS SPECIFIED OTHERWISE		Title: RIGHT DIFFERENTIAL BRACKET		A3	Scale: 1:2
Drawn:	M.M.C.B.	Date:	09/02/25	ISC Drawing code:	DR_PT_006_B
Verified:	A.M.D.	Date:	11/02/25	ISC Part code:	PA_PT_006_B
Approved:	M.A.M.L.	Date:	12/02/25	Manufacturing:	MACHINING
Material - Weight:		AI 7075 - T6		Tolerance Standard:	UNE-EN 22748 m-k
Surface treatment:				Thread tolerance:	
Part ID:		Assembly ID:		Edges tolerance:	
ISC		ISC		ISO Symbols:	

8 7 6 5 4 3 2 1

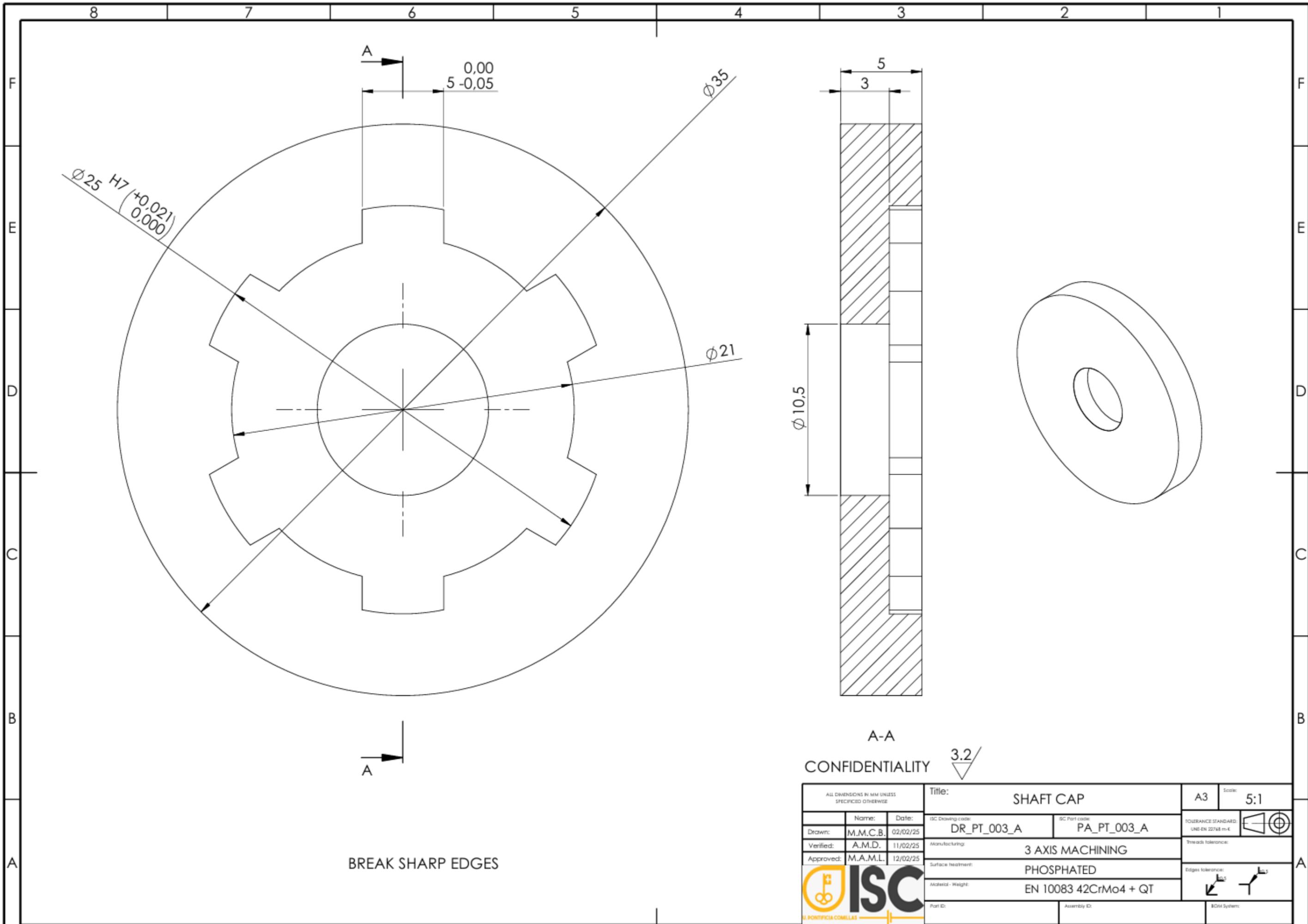
F
E
D
C
B
A



CONFIDENTIALITY $3.2 / (0.8)$ BREAK SHARP EDGES

ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS SPECIFIED OTHERWISE		Title: DRIVE SHAFT		A3	Scale: 1:1
Drawn:	M.M.C.B.	Date:	04/02/25	ISC Drawing code:	DR_PT_002_A PA_PT_002_A
Verified:	A.M.D.	Date:	11/02/25	Manufacturing:	MACHINING
Approved:	M.A.M.L.	Date:	12/02/25	Surface treatment:	PHOSPHATED
Material - Weight:		EN 10083 42CrMo4 + QT		Threads tolerance:	6H - 6g
Part ID:		Assembly ID:		Edges tolerance:	$0.3 / 0.5$
ISC		U. FONTIVICIA COMILLAS		BOM System:	

5 4 3 2 1



A-A

CONFIDENTIALITY 3.2/

ALL DIMENSIONS IN MM UNLESS SPECIFIED OTHERWISE		Title: SHAFT CAP		A3	Scale: 5:1
Drawn: M.M.C.B.	Date: 02/02/25	ISC Drawing code: DR_PT_003_A	ISC Part code: PA_PT_003_A	TOLERANCE STANDARD: UNE-EN 22768 m-k	
Verified: A.M.D.	Date: 11/02/25	Manufacturing: 3 AXIS MACHINING			
Approved: M.A.M.L.	Date: 12/02/25	Surface treatment: PHOSPHATED			
ISC U. PONTIFICIA COMILLAS		Material - Weight: EN 10083 42CrMo4 + QT		Edges tolerance:	
		Part ID: _____ Assembly ID: _____		8Dim System:	