



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO DE FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

**TRANSMISIÓN ADAPTADA AL CONJUNTO RUEDA PARA UN
VEHÍCULO FORMULA STUDENT**



Memoria y Anexos

Autor/a: Alessandro Sergio Castellón
Director/a: Pedro Ortiz Morón
Convocatoria: Junio 2021

1 Resumen

En este trabajo se llevará a cabo el estudio de un sistema de transmisión mecánica adaptado al conjunto rueda trasero, para un vehículo eléctrico del equipo e-Tech Racing de Formula Student, diseñado y fabricado por alumnos de ingeniería.

En primer lugar, se hará un estudio de motores a medida para poder fijar los datos de entrada para la transmisión y adaptar el conjunto lo mejor posible. De esta manera, nos permitirá saber el comportamiento del coche en cada una de las pruebas dinámicas en las que deba participar, para poder sacarle el máximo rendimiento deseado.

Seguidamente se analizará el mejor tipo de transmisión, así como su configuración en función de las restricciones de diseño. Este punto será clave debido a las limitaciones de espacio y al tipo de sistema que hay que montar.

Una vez cerrados los parámetros de diseño principales, se dispondrá a analizar por separado las piezas que componen el conjunto de la transmisión a partir de cálculos y simulaciones que permitirán cerrar el diseño definitivo y se mostrará el montaje del sistema final.

2 Resum

En aquest treball es durà a terme l'estudi d'un sistema de transmissió mecànica adaptat al conjunt roda posterior per a un vehicle elèctric de l'equip e-Tech Racing de Formula Student, dissenyat i fabricat per alumnes d'enginyeria.

En primer lloc, es farà un estudi de motors a mesura per a poder fixar les dades d'entrada per a la transmissió i adaptar el conjunt tan bé com sigui possible. D'aquesta manera, ens permetrà saber el comportament del cotxe en cadascuna de les proves dinàmiques que hagi de participar, per a poder treure-li el màxim rendiment desitjat.

Seguidament s'analitzarà el millor tipus de transmissió, així com la seva configuració en funció de les restriccions de disseny. Aquest punt serà clau a causa de les limitacions d'espai i el tipus de sistema que cal muntar.

Una vegada tancats els paràmetres de disseny principals, es disposarà a analitzar per separat les peces que componen el conjunt de la transmissió a partir de càlculs i simulacions que permetran tancar el disseny definitiu i es mostrarà el muntatge del sistema final.

3 Abstract

This project will address the study of a mechanical transmission system adapted to rear wheel drive fully electric car form the Formula Student e-Tech Racing Team, designed and manufactured by engineer students.

First of all, a custom engine study will be carried out in order to fix the input data for the transmission and adapt the set as best as possible. In this way, it will allow us to know the behaviour of the car in each of the dynamic events that it must participate in, in order to get the maximum desired performance from it.

Thereafter, the best type of transmission will be studied, as well as its configuration based on the design constraints. This point will be key due to space restrictions and the type of system to be mounted.

Once the main design parameters have been closed, the parts that make up the transmission assembly will be analysed separately from calculations and simulations that will allow the final design to be closed and the final system assembly will be presented.

4 Agradecimientos

Este trabajo ha sido posible gracias a la oportunidad que me dio el equipo e-Tech Racing de formar parte del ambicioso proyecto. Esta etapa en el equipo, me ha servido para desarrollar nuevos conocimientos y conocer a gente profesional con la que, trabajando conjuntamente, me han hecho sacar lo mejor de mí para ser capaz de llevar a cabo este proyecto.

Por último, agradecer también a mi familia por haberme apoyado moralmente durante los meses de la realización de este proyecto.

5 Glosario

h_c	Altura de cabeza del diente	mm
h_p	Altura de pie del diente	mm
h	Altura total del diente	mm
b	Ancho del diente	mm
α	Ángulo de presión	grados
d	Diámetro primitivo del engranaje	mm
d_i	Diámetro interior del engranaje	mm
d_e	Diámetro exterior del engranaje	mm
d_{motor}	Diámetro del motor	mm
z_1	Dientes engranaje Sol	-
z_2	Dientes engranaje Planeta 1	-
z_3	Dientes engranaje Planeta 2	-
z_4	Dientes engranaje Corona	-
a	Distancia entre centros	mm
e	Espesor del diente	mm
FS	Factor de seguridad	-
K_A	Factor de Aplicación	-
K_V	Factor Dinámico	-
$K_{F\beta}$	Factor de carga de cara	-
$K_{F\alpha}$	Factor de carga transversal	-
Y_F	Factor de forma	-
Y_S	Factor de corrección de la tensión	-
Y_β	Factor de ángulo de hélice	-
Y_B	Factor de espesor	-
Y_{DT}	Factor de profundidad de diente	-
Y_{NT}	Factor de vida	-
Y_{ST}	Factor de corrección de la tensión	-
$Y_{\delta relT}$	Factor relativo de sensibilidad de entalla	-
Y_{RrelT}	Factor relativo de superficie	-
Y_X	Factor de tamaño	-
ε_α	Grado de recubrimiento	-
m	Módulo	mm
p	Paso circular	mm

P	Potencia	W
i	Relación de transmisión	-
n	Revoluciones	rpm
L	Servicio de vida	h
SR	Seguridad de la raíz del diente	-
SF	Seguridad del flanco del diente	-
σ_{Adm}	Tensión admisible	Mpa
σ_{Flim}	Tensión admisible del material	MPa
σ_{FG}	Tensión de contacto admisible del diente	MPa
σ_F	Tensión de contacto del diente	MPa
σ_{max}	Tensión máxima	MPa
T	Torque motor	Nm
σ_{FO}	Tensión nominal en la raíz del diente	Mpa
n_{motor}	Velocidad máxima del motor	rpm
ν_1	Viscosidad de referencia	mm ² /s
ν	Viscosidad cinemática	mm ² /s

Índice

1	RESUMEN	1
2	RESUM	2
3	ABSTRACT	3
4	AGRADECIMIENTOS	4
5	GLOSARIO	5
1.	PREFACIO	10
1.1.	Origen del trabajo	10
1.2.	Motivación	10
1.3.	Requerimientos previos.....	11
2.	INTRODUCCIÓN	13
2.1.	Objetivos del trabajo.....	13
2.2.	Alcance del trabajo	13
2.3.	Formula Student	14
3.	ESTUDIO DE UNA TRANSMISIÓN ADAPTADA AL CONJUNTO RUEDA PARA UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT	17
3.1.	Aspectos Importantes.....	17
3.1.1.	Rendimiento	17
3.1.2.	Peso.....	17
3.1.3.	Espacio	17
3.1.4.	Fiabilidad.....	18
3.2.	Torque Vectoring	18
3.3.	Estudio Motores.....	19
3.3.1.	Parametrización.....	20
3.3.2.	Resultados	22
3.4.	Tipos de Transmisiones.....	26
3.4.1.	Transmisión por Correa.....	27
3.4.2.	Transmisión por Cadena.....	27
3.4.3.	Transmisión por Engranajes	28
3.4.4.	Evaluación.....	31
3.5.	Sistema Planetario	32

3.5.1. Elección Configuración.....	35
3.6. Relación de Transmisión.....	35
3.6.1. Relación Escogida.....	38
3.6.2. Análisis de Resultados.....	40
3.6.2.1. Simulación Lap time: Acceleration	40
3.6.2.2. Simulación Lap time: Endurance	41
3.7. Engranajes.....	42
3.7.1. Especificaciones	42
3.7.1.1. Tipo de Dentado.....	42
3.7.1.2. Horas de Servicio.....	43
3.7.1.3. Restricciones	44
3.7.2. Materiales	45
3.7.3. Normativa ISO 6336.....	47
3.7.4. Estudio KISSsoft.....	48
3.7.4.1. Cálculo de Engranajes	52
3.7.4.1.1 Primera Etapa.....	52
3.7.4.1.1.1 Modificaciones.....	53
3.7.4.1.1.2 Análisis de Contacto.....	54
3.7.4.1.2 Segunda Etapa.....	56
3.7.4.1.2.1 Modificaciones.....	57
3.7.4.1.2.2 Análisis de Contacto.....	57
3.7.4.1.3 Factores de Seguridad.....	59
3.8. Dimensionamiento de Ejes.....	60
3.8.1. Motor	60
3.8.2. Planetario	63
3.8.2.1. Estudio de Fuerzas	63
3.8.2.1.1 Deformación	65
3.8.2.1.2 Esfuerzos	66
3.9. Rodamientos.....	67
3.9.1. Planetas.....	67
3.9.2. Portaplanetas.....	69
3.9.2.1. Portaplanetas Buje.....	69
3.9.2.2. Portaplanetas Motor.....	71
3.10. Tribología	72
3.10.1. Método de Lubricación	76
3.11. Configuración del Sistema	77
3.11.1. Diseño Final	77

3.11.2. Montaje	78
3.11.3. Tolerancias de uniones.....	81
3.11.3.1. Eje Planetas – Portaplanetas	81
3.11.3.2. Portaplanetas Motor – Portaplanetas Buje	82
3.11.3.3. Rodamientos.....	82
3.11.4. Fabricación.....	84
3.11.4.1. Tratamientos Térmicos.....	85
3.11.4.2. Acabado Superficial	87
3.11.5. Tornillería.....	88
4. ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL _____	90
5. CONCLUSIONES _____	95
6. PRESUPUESTO _____	96
7. BIBLIOGRAFÍA _____	100
8. ANEXO A _____	101
8.1. Especificaciones técnicas para 1 módulo	101
8.2. Especificaciones técnicas para 2 módulos.....	103
8.3. Número de tornillos en la corona.....	105

1. Prefacio

En este primer punto se explicará cómo surgió la idea de hacer un proyecto relacionado con el campo de la automoción, más concretamente, una transmisión para un vehículo eléctrico.

1.1. Origen del trabajo

La decisión de llevar a cabo este proyecto se toma una vez completada mi primera temporada como integrante del equipo e-Tech Racing a partir de un gran cambio que se propone el equipo para la temporada 2022-23. El hecho de pasar a motores de altas revoluciones y tener que adaptarlos al conjunto rueda, hasta ahora ubicados en el interior del monocasco, afecta directamente al desarrollo personal aportado al equipo estando en el departamento de transmisión.

Esta etapa en el equipo, no ha servido únicamente para desarrollar mis habilidades en la especialidad de mecánica, sino que me ha permitido descubrir y aprender nuevos conocimientos al trabajar con compañeros de otros departamentos de ramas de la ingeniería diferentes, como el departamento de motores e inversores. Por ello, a modo de complementar aún más el proyecto, se tratará una parte del estudio de motores.

1.2. Motivación

A pesar de no ser un proyecto a corto plazo, la configuración cambia por completo y se debe volver a empezar el estudio de una transmisión reductora desde cero. Se necesita de tiempo suficiente para adquirir los nuevos conocimientos necesarios y poder presentar una propuesta lo más adaptada y eficiente para el rendimiento del coche. No todos los días se tiene la oportunidad de empezar un proyecto tan importante como éste, teniendo influencia en las decisiones que se tomen.

Uno de los aspectos más destacados que me llevaron a tomar la decisión de unirme al equipo y actualmente, trabajar en el proyecto que se expone, fue la oportunidad que se da a los estudiantes de poder vivir la experiencia de trabajo de un ingeniero frente a una competición exigente a nivel mundial, antes de estar graduado. Trabajar bajo presión, en equipo y contactar con empresas para buscar recursos económicos, son algunos de los aspectos que personalmente he desarrollado y me han permitido aprender y mejorar a nivel humano.

1.3. Requerimientos previos

Para poder llevar a cabo un estudio y diseño de una transmisión reductora adaptada al conjunto rueda para un vehículo eléctrico, se necesitan una serie de conocimientos de ingeniería como: mecánica, física, matemáticas y electrónica entre otros. Estos conocimientos no son suficientes para poder entender y desarrollar en condiciones el estudio. Cabe destacar que el coche está sometido a diferentes pruebas dinámicas durante la competición. Una base en dinámica vehicular es necesaria para entender las fuerzas a las que estará sometida la transmisión en función del comportamiento del vehículo.

En cuanto a la fabricación y materiales es altamente recomendable tener un buen conocimiento en ambos campos. Hay muchos factores que están relacionados y una mala decisión en la elección del material, puede influir en el rendimiento de la pieza, así como determinar el método de fabricación más adecuado dada la complejidad del sistema y sus dimensiones.

Por último, y no por ello menos importante, es necesario tener conocimientos en programas de software que permitirán al estudiante simular, comprobar los diseños y facilitar el trabajo. Estos programas son básicos y aprendidos durante la carrera.

SolidWorks

Programa CAD base para poder diseñar ya sea cualquier propuesta de pieza o la configuración del sistema.

Matlab

Programa facilitar operaciones de cálculo, así como la obtención de datos necesarios para el sistema estudiado.

Para este proyecto, además de los programas comentados anteriormente, se ha tenido que aplicar una formación previa para poder trabajar con conocimiento en los siguientes programas:

KISSsoft

Programa de simulación y cálculo de engranajes. Permitiendo analizar en profundidad el comportamiento de engranajes, en función del diseño y sistema diseñado, así como sus ejes.

Optimum Lap

Programa de simulación vehicular que permite estimar el comportamiento del vehículo en función de una pista

Altair Flux Motor

Programa de diseño y parametrización de motores.

2. Introducción

2.1. Objetivos del trabajo

El proyecto está enfocado principalmente para que sirva de utilidad a los compañeros de equipo que vayan pasando por el departamento y puedan tener una base documentada sobre el estudio de una transmisión a rueda con motores eléctricos de altas revoluciones. Ésta es una primera iteración, una propuesta que, a partir de aquí, deberán seguir desarrollando y perfeccionando conceptos si lo creen oportuno.

A pesar de ser un estudio personalizado, en función de las necesidades del equipo, se pretende que este trabajo sirva también para que otros equipos de la competición puedan ver la propuesta que presenta el equipo y comparen la diferencia de configuración que tiene cada uno. También puede ir dirigido a cualquier estudiante de ingeniería que quiera ampliar sus conocimientos y aprender cómo funciona una transmisión, sus partes y aspectos a tener en cuenta en el diseño y fabricación.

Este trabajo pretende pautar todas las etapas, conocimientos y estudios necesarios para hacer, de una propuesta de transmisión, una realidad.

2.2. Alcance del trabajo

Dado que la transmisión adaptada al conjunto rueda con motores de altas revoluciones, para el equipo de Formula Student e-Tech Racing se empieza a proponer años antes de la puesta a punto, el trabajo se centrará en el estudio teórico. Se llevará a cabo una parametrización de motores que permita sacar el máximo rendimiento del coche, adaptándolos de la mejor manera posible con el conjunto rueda, que se verá afectada por un rediseño de todo el sistema mangueta – transmisión.

La restricción de espacio estará presente en la mayoría de decisiones que se hagan en cuanto al diseño y cálculo del sistema de transmisión. Esto se verá afectado en el momento de elegir la mejor configuración, así como las dimensiones máximas que pueda tener el conjunto.

Se analizarán cada uno de los engranajes y el dimensionamiento de sus ejes que se verán condicionados por la elección de rodamientos que deba montar cada uno. Se analizará la lubricación de dichos rodamientos y la del conjunto de transmisión que será importante de cara al rendimiento de la transmisión y la vida de sus componentes.

2.3. Formula Student

La Formula Student o SAE (*Society of Automotive*) es una competición a nivel mundial creada en Estados Unidos el 1981, con el propósito de dar la oportunidad a los estudiantes de ingeniería para poner en práctica los conocimientos adquiridos en la universidad y desarrollar las habilidades individuales y colectivas que llevan a crear el monoplaza.

Los estudiantes deben diseñar un vehículo funcional siguiendo una normativa impuesta por la competición. De esta manera, los equipos deben realizar una labor muy estricta para asegurar que todas las piezas que constituyen el vehículo, pasen la normativa y pueda correr en las competiciones.

La competición está organizada de tal manera que, para premiar el trabajo realizado por cada equipo se evalúa mediante una serie de pruebas, separadas en dos partes; las estáticas y las dinámicas. Las pruebas son realizadas a todos los equipos de la competición independientemente de la categoría de monoplaza que presenten. Estas categorías de monoplaza que el equipo puede fabricar son: combustión, eléctrico y *driverless* (conducción autónoma).

A continuación, se explica con más detalle los eventos estáticos en la que los estudiantes deben exponer una defensa del trabajo realizado y justificar al tribunal la elección de los diseños correspondientes al monoplaza. Cada una de las pruebas de los eventos estáticos repercutirán en la puntuación final del equipo en la competición que servirá, junto la puntuación obtenida en las pruebas dinámicas, para saber en qué posición final ha quedado cada equipo.

Pruebas Estáticas

- **Engineering Design Event** (150 puntos): los jueces de la competición (ingenieros del sector) valorarán el proyecto visto desde una parte técnica. Los estudiantes deben exponer cómo se ha realizado la parte del diseño de cada departamento, así como los motivos de las decisiones técnicas escogidas.
- **Cost and Manufacturing Event** (100 puntos): el objetivo de esta prueba es evaluar la comprensión del equipo sobre los procesos de fabricación y los costos asociados a la construcción de un prototipo de vehículo de carreras. Esto incluye decisiones de compensación entre contenido y costo, decisiones de toma o compra y comprensión de las diferencias entre prototipo y producción en masa.
- **Business Plan Presentation Event, BPP** (100 puntos): el objetivo del BPP es evaluar la capacidad del equipo para desarrollar y entregar un modelo comercial integral que demuestre que el producto, un prototipo de vehículo, podría convertirse en una oportunidad comercial

gratificante que genere una ganancia monetaria. Los jueces deben ser tratados como si fueran inversores o socios potenciales para el modelo de negocio presentado.

Respecto a las pruebas dinámicas, es en ellas donde se evalúa el rendimiento del coche a partir de una serie de eventos:

Pruebas Dinámicas

- **Skidpad Event** (50 puntos): se evalúa la aceleración lateral del monoplaza. Circuito en forma de ocho, primero se realiza el perímetro circular a izquierdas y seguidamente a derechas. Pueden participar dos pilotos por equipo con dos intentos cada uno. Se considera el mejor tiempo de los cuatro intentos.

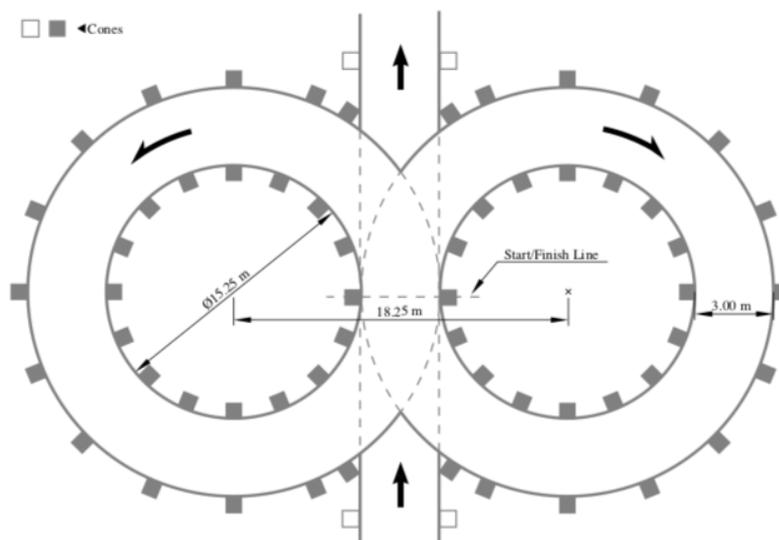


Figura 2.1. Diseño trazado Skidpad. (Fuente: Rules FSG^[1])

- **Acceleration Event** (75 puntos): formada por una recta de 75 m que el coche deberá recorrer en el menor tiempo posible. Evaluación de la máxima potencia del vehículo.
- **Autocross Event** (150 puntos): giro de 1 vuelta con salida desde parado en un circuito creado por cada competición. La longitud del circuito no llega a los 1,5 km. Cada equipo tiene 4 oportunidades para realizar el giro en el menor tiempo posible. La puntuación obtenida definirá la posición de salida para el evento de la *Endurance*.
- **Endurance and Efficiency Event** (300+100 puntos): la *Endurance* es la prueba más importante de la competición en la que más puntuación se puede conseguir con diferencia. En este evento se recorren 22 km en un circuito que incluye una parada para cambiar de piloto a mitad de la

prueba. Se evalúa la fiabilidad en recorridos largos y la gestión de potencia del vehículo. En el caso del evento de eficiencia se evalúa la gestión de energía del vehículo durante la *Endurance*. Para el caso de un vehículo de combustión, el consumo de combustible.

3. Estudio de una Transmisión Adaptada al Conjunto Rueda para un Vehículo Formula Student

3.1. Aspectos Importantes

Para llevar a cabo un estudio a fondo, obtener la mejor configuración posible y sacar el máximo rendimiento al coche es necesario tener en cuenta una serie de aspectos de cara al diseño del sistema. Estos puntos se comentarán a continuación con la idea de ubicar al lector y destacar los factores limitantes que pueden restringir el espacio de trabajo disponible.

3.1.1. Rendimiento

Tener un alto rendimiento del sistema permitirá alcanzar un buen ritmo en las pruebas dinámicas. La capacidad de tener una rápida aceleración, entregando el máximo par posible, reduce el tiempo perdido frente a la posibilidad que el piloto cometa un error de conducción. Es importante minimizar pérdidas en una competición tan exigente.

3.1.2. Peso

Como cada año uno de los objetivos del equipo, se basa en reducir el peso total del coche con el fin de obtener mejores tiempos ya que la relación peso-tiempo repercute directamente. Cuanto menos pese el coche, menos esfuerzos sufrirá y más fácil será para el piloto manejarlo.

El departamento de transmisión diseña un sistema relativamente ligero sin llegar a los límites ya que el conjunto de la transmisión es de los más importantes del coche y se quiere asegurar un diseño resistente. A partir de iteraciones futuras que hará el equipo, con el *feedback* de la primera versión, se debería intentar hacer un sistema lo más ligero posible jugando un papel importante la mangueta.

3.1.3. Espacio

Punto clave del cambio que conlleva pasar los motores a rueda. La nueva posición en la que irá ubicada la transmisión requiere de un rediseño por completo de todo el sistema rueda; motores, mangueta y transmisión.

Las restricciones de espacio jugarán un papel fundamental que afectarán tanto al diseño como a la manera en que se llevará a cabo el montaje, buscando que sea lo más fácil y rápido posible.

3.1.4. Fiabilidad

Las piezas que forman el conjunto rueda requieren de una fiabilidad muy alta, así como sistema eléctrico. Asegurar que el sistema trabaje en condiciones óptimas, es uno de los requisitos que se tiene al diseñar cada una de las piezas. Por ello, la transmisión será estudiada para poder ser testeada y exigida al máximo en la pista con una cierta seguridad.

Los datos obtenidos de los test que se realicen previos a las competiciones, permitirán obtener mayor información de cara a mejoras de estudio para las piezas y entender y validar las hipótesis que se hayan hecho durante la temporada para el diseño.

3.2. Torque Vectoring

Los coches eléctricos, además de producir menos emisiones también ofrecen una respuesta más precisa, que hace que mejore el control del vehículo. Para conseguir esto hace varios años se empezaron a implementar varios sistemas y algoritmos que también permiten mejorar las características dinámicas de los automóviles, entre ellos el *Torque Vectoring*.

Este sistema que proporciona un comportamiento dinámico óptimo para cada situación de la conducción, mediante el control de la potencia o el par que recibe cada rueda del coche. Está diseñado para mejorar el manejo, el agarre, la actuación y la estabilidad de los automóviles. Actualmente implementar el *Torque Vectoring* es más común, sobre todo en coches eléctricos.

Estos sistemas tienen funciones diferentes según la acción que se realice o lo que el conductor desee. Pueden enviar potencia a unas ruedas específicas o a un eje cuando se reduce la velocidad o se coge una curva con el objetivo de mejorar el agarre o distribuir el par en diferentes momentos de la conducción, para que haya una transferencia de peso con el objetivo de mejorar la estabilidad y el control del coche. La distribución de par es la principal función del *Torque Vectoring*, pero también se puede controlar el *yaw*. Además, es muy importante para controlar la tracción, ya que se puede reducir el derrape de los neumáticos. Los objetivos de estos sistemas son los mismos, pero funcionan de manera muy diferente dependiendo del tipo de automóvil que sea.

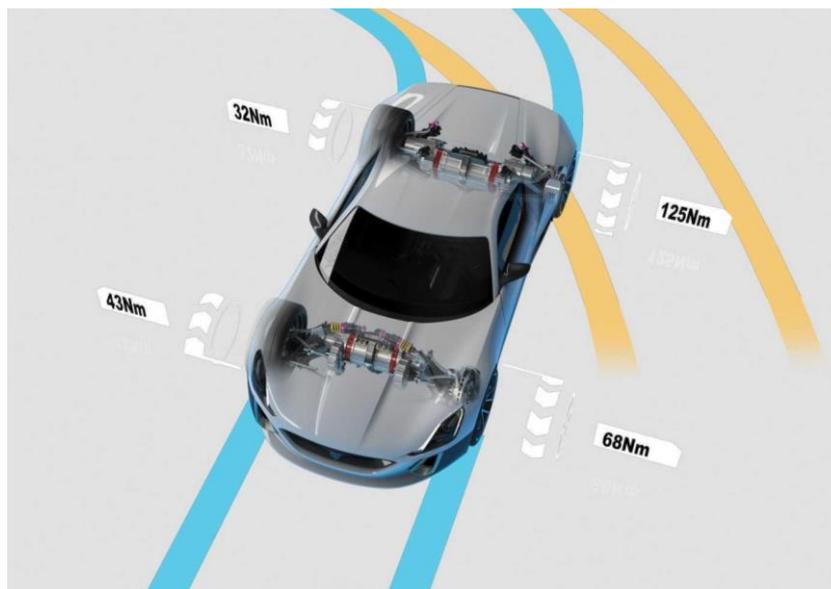


Figura 3.1. Representación *Torque Vectoring*. (Fuente: Mark Kane)

En e-Tech Racing, se ha creado un sistema de *Torque Vectoring* para un monoplaza eléctrico de tracción trasera. Este sistema se ha creado con Matlab y Simulink y se basa en los siguientes conceptos: Algoritmo de TV, tracción de control, control del yaw y frenado regenerativo.

Acelerómetros, sensores en la suspensión, sensores en los pedales de freno y aceleración y conocer el ángulo del volante son necesarios para este *Torque Vectoring*. Hay cuatro bloques y su funcionamiento depende de los sensores anteriores. También se tiene en cuenta el yaw del vehículo y el yaw ideal para conseguir el par deseado en cada rueda.

3.3. Estudio Motores

El patrocinador principal del equipo nos suministra los motores eléctricos que previamente han sido diseñados por los mismos integrantes del equipo. Tener la oportunidad de poder personalizar, dentro de lo posible, las características geométricas que debe tener el motor, así como las condiciones de trabajo que deba entregar, nos permite montar un sistema motor rueda lo más adaptado y eficiente.

Por ello, se realiza una primera iteración de motores mediante la cual, a partir de los resultados obtenidos, se usarán para diseñar una transmisión a medida con el objetivo de obtener un buen rendimiento del conjunto.

Para las simulaciones realizadas se ha usado el programa *Altair Flux Motor* descrito anteriormente.

3.3.1. Parametrización

A partir de las condiciones dadas por la empresa, planteando los materiales y productos con los que trabajan, se diseña un motor de imanes permanentes cuyas características vienen descritas a continuación.

Stator

DIÁMETRO EXTERIOR (mm)	100,0	DIÁMETRO INTERIOR (mm)	59,6	LONGITUD (mm)	120,0
NÚMERO DE SLOTS	48	LONGITUD AIRGAP (mm)	0,2	PESO (kg)	7,213

Tabla 1. Dimensiones del *Stator*. (Fuente: Elaboración propia)

Rotor

DIÁMETRO EXTERIOR (mm)	59,2	DIÁMETRO INTERIOR (mm)	21,0	PESO (kg)	1,913
NÚMERO DE POLOS	8	LONGITUD (mm)	120,0		

Tabla 2. Dimensiones *Rotor*. (Fuente: Elaboración propia)

El estudio propone un motor eléctrico de imanes permanentes ya que, los motores eléctricos de inducción presentan pérdidas de energía para generar corriente en las barras del motor, resultando ser poco eficientes y un torque de arranque inferior respecto los imanes permanentes con el mismo volumen de motor.

Esta tecnología no sufre pérdidas de energía en el rotor ya que, en lugar de montar un rotor tipo jaula de ardilla, se colocan los imanes permanentes alrededor de un cilindro sólido produciendo un campo magnético combinado a partir de la disposición de los imanes.

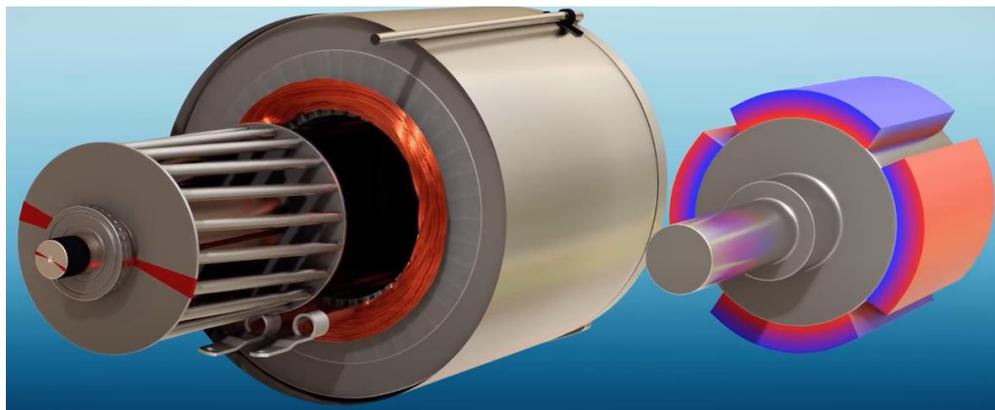


Figura 3.2. Rotor tipo jaula de ardilla vs Rotor de imanes permanentes. (Fuente: Learn Engineering)

A continuación, se presenta el diseño del motor en el que se observa la disposición de los imanes, siendo estos montados mediante una configuración interna, su polaridad en el rotor y la forma dedicada al bobinado situado en la cara interior del estator.

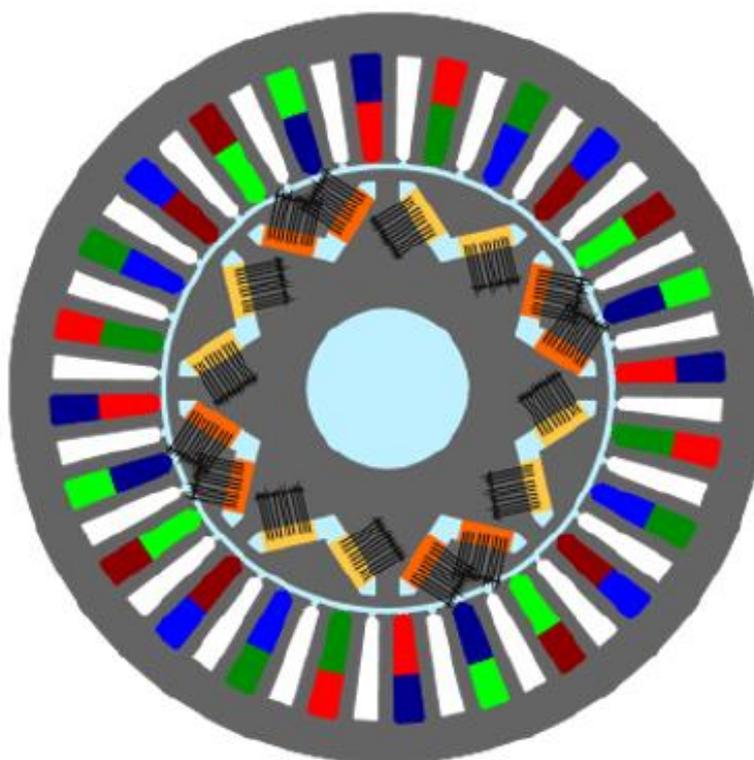


Figura 3.3. Vista global del motor. (Fuente: Elaboración propia)

3.3.2. Resultados

Una vez cerrados los parámetros de diseño se simula el estudio obteniendo una serie de resultados que se analizan seguidamente.

Recordemos que la característica principal del cambio a estos nuevos motores es el aumento de las revoluciones a las que pueden llegar. El cálculo obtenido nos indica que la velocidad máxima es de 20.000 rpm. Este dato se acabará de definir a continuación.

El estudio realizado se ha hecho respecto un solo motor debido a la simetría del coche, que hará que las condiciones de estudio sean las mismas en ambos lados.

Torque – Velocidad

En la gráfica mostrada a continuación, se obtiene el torque mecánico respecto la velocidad del motor. Podemos ver como el torque se mantiene constante hasta una cierta velocidad. El objetivo al diseñar los motores es que el torque máximo se mantenga durante el mayor tiempo o posible, es decir, conseguir torque máximo hasta un rango de revoluciones del motor lo más alto que pueda.

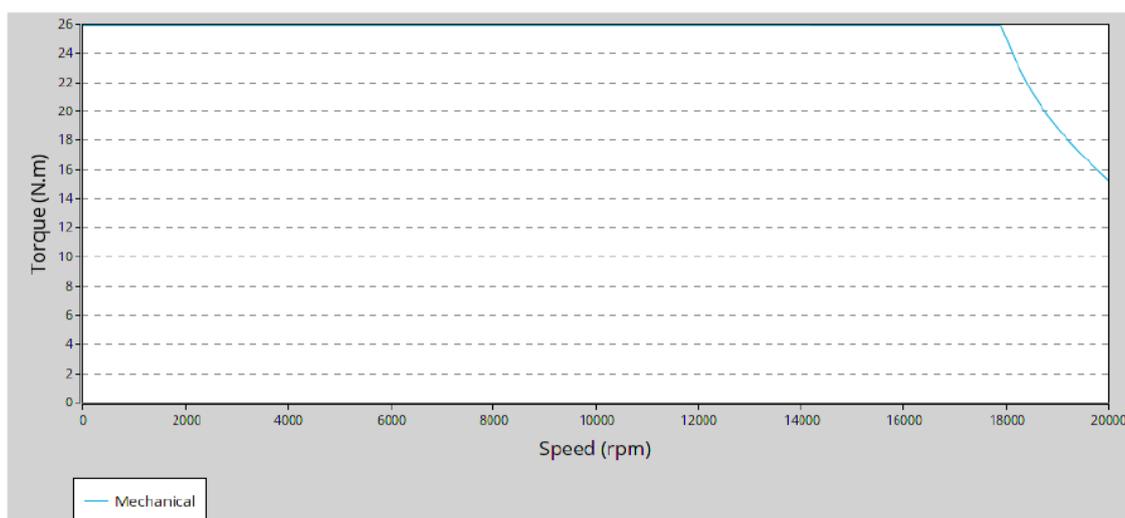


Figura 3.4. Gráfica torque mecánico vs velocidad. (Fuente: Elaboración propia)

Un dato importante a tener en cuenta es la potencia máxima que se puede usar en la salida del *accumulator* para entregar la potencia al conjunto de los motores. Ésta no puede exceder, por normativa impuesta de la competición FSAE, los 80 kW entre ambos. La restricción afectará al resultado obtenido, teniendo que adaptar el torque al limitar la potencia en esos puntos en que se supere la máxima permitida. En la siguiente tabla se muestra la comparativa de los valores obtenidos en la simulación frente a los obtenidos a raíz de la limitación de potencia permitida, representando estos parámetros el conjunto de ambos motores.

VELOCIDAD (rpm)	TORQUE (Nm)	POTENCIA (kW)		VELOCIDAD (rpm)	TORQUE (Nm)	POTENCIA (kW)
0	51,80	0		0	51,80	0
1000	51,80	5,42		1000	51,80	5,42
2000	51,80	10,85		2000	51,80	10,85
4000	51,80	21,27		4000	51,80	21,27
6000	51,80	32,55		6000	51,80	32,55
8000	51,80	43,40		8000	51,80	43,40
10000	51,80	54,25		10000	51,80	54,25
12000	51,80	65,10		12000	51,80	65,10
14000	51,80	75,95		14000	51,80	75,95
15000	51,80	81,37		15000	50,93	80,00
16000	51,80	86,80		16000	47,74	80,00
17000	51,80	92,22		17000	44,94	80,00
17902	51,80	97,11		17902	42,67	80,00
18000	48,83	92,05		18000	42,44	80,00
18202	42,76	89,13		18202	41,97	80,00
18801	39,54	77,85		18801	39,54	77,85
19400	34,4	69,88		19400	34,4	69,88
20000	30,4	63,67		20000	30,4	63,67

Tabla 3. Comparativa parámetros mecánicos del motor base y limitado. (Fuente: Elaboración propia)

Torque, Potencia - Velocidad

Una vez retocados los parámetros comentados anteriormente, se obtiene la siguiente gráfica relacionando el torque y potencia en función de la velocidad del motor.

El resultado obtenido es el esperado, consiguiendo un torque máximo a unas condiciones suficientemente elevadas, llegando hasta las 14.000rpm. Es a partir de ese punto donde empieza a decaer el torque, la potencia llega a su máximo y se mantiene constante al estar limitado este valor.

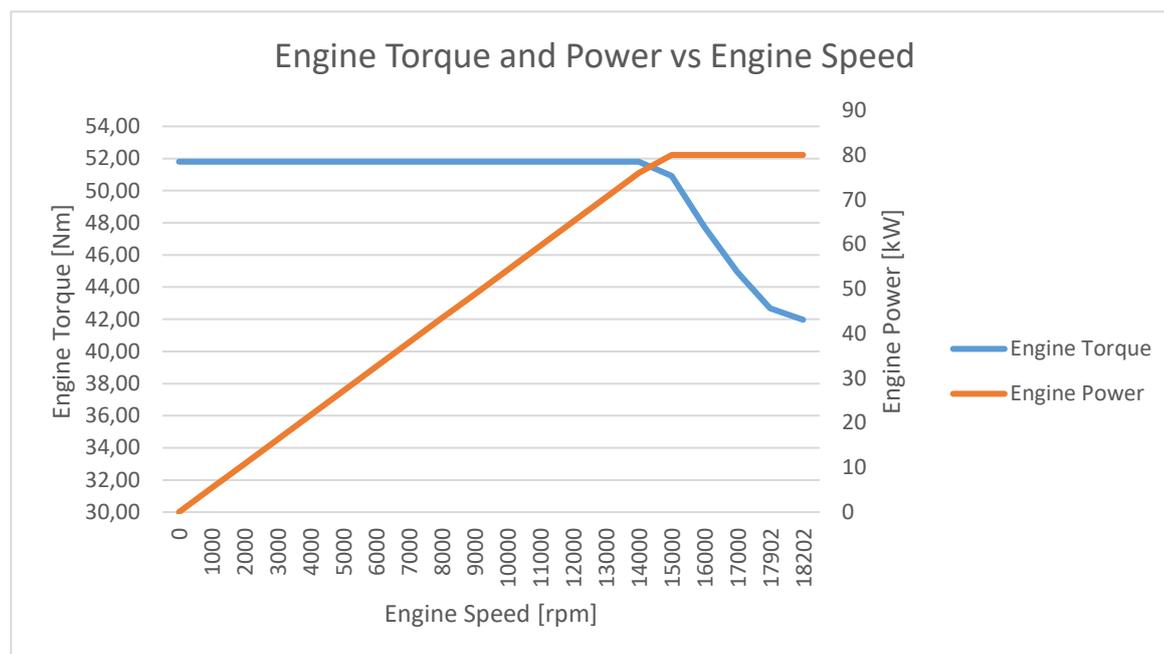


Figura 3.5. Gráfica Torque, Potencia vs Velocidad. (Fuente: Elaboración propia)

Finalmente se escoge la velocidad máxima que debe tener el motor. Se busca que tenga el mayor rango de velocidad posible y un torque considerable. Se compara el torque obtenido para un intervalo de velocidades:

VELOCIDAD (RPM)	TORQUE (Nm)
20.000	30,4
18.000	42,44

Tabla 4. Elección velocidad máxima del motor. (Fuente: Elaboración propia)

Así pues, la velocidad máxima del motor de imanes permanentes será de 18.000 rpm con un par de 30Nm.

Mapa de eficiencia

Por último, se presenta el mapa de eficiencia del motor en función del torque y velocidad. Esta información ayuda a entender las zonas en las que el motor trabaja con la máxima eficiencia. A partir de las especificaciones escogidas para nuestro motor, se asegura que trabajará durante la mayor parte del tiempo en la zona más óptima.

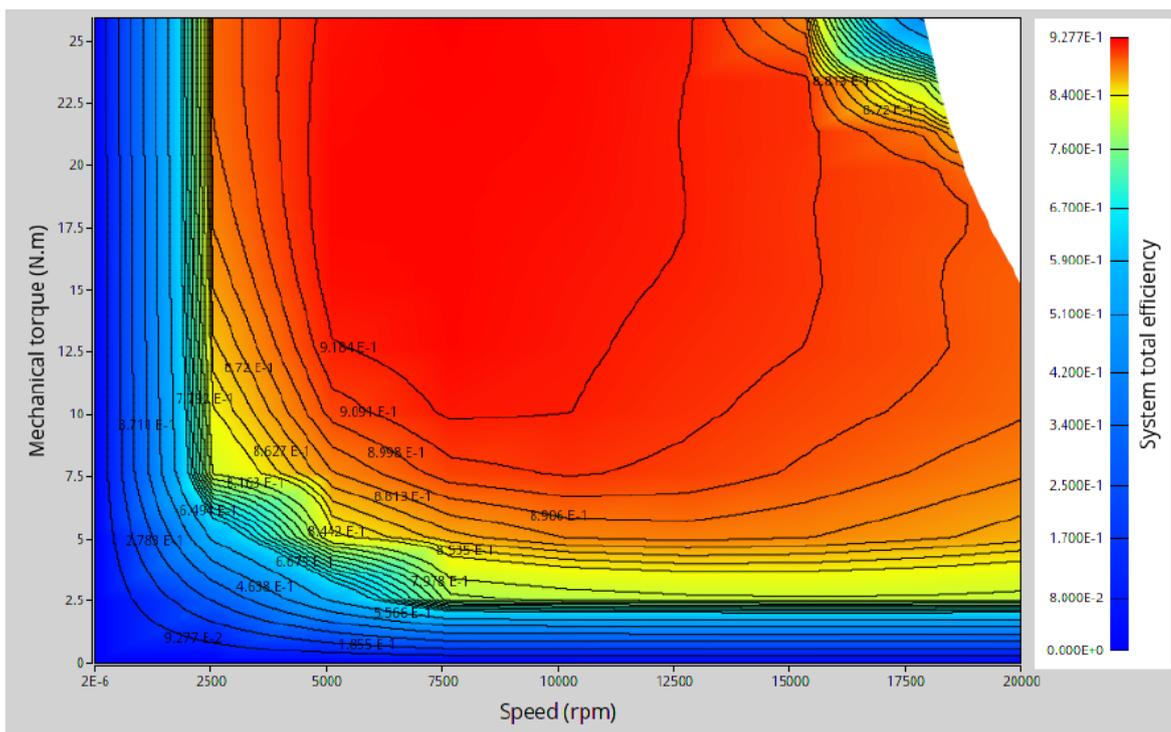


Figura 3.6. Mapa de Eficiencia Torque-Velocidad. (Fuente: Elaboración propia)

3.4. Tipos de Transmisiones

Las transmisiones mecánicas son máquinas o dispositivos destinados a adaptar la energía mecánica proporcionada por uno o más motores a la forma requerida por el/los receptores. Dicha adaptación se realiza mediante la adecuada relación entre movimientos y fuerzas del eje de entrada con el movimiento y las fuerzas del eje de salida. Esta relación, adaptable según las necesidades, permite obtener una transmisión multiplicadora o reductora. Es decir, en el caso de las relaciones de transmisión multiplicadoras, como su nombre indica, permite que la fuerza que se esté haciendo ya sea manual o accionada por un motor se multiplique en la salida evitando someter a esfuerzos muy elevados de la parte motora. ^[10]

Los vehículos FSAE montan transmisiones de relaciones reductoras ya que los motores que montan los equipos son de altas revoluciones y se busca reducir el par de entrega del motor hacia la rueda, buscando la mejor relación que permita al vehículo tener el máximo rendimiento.

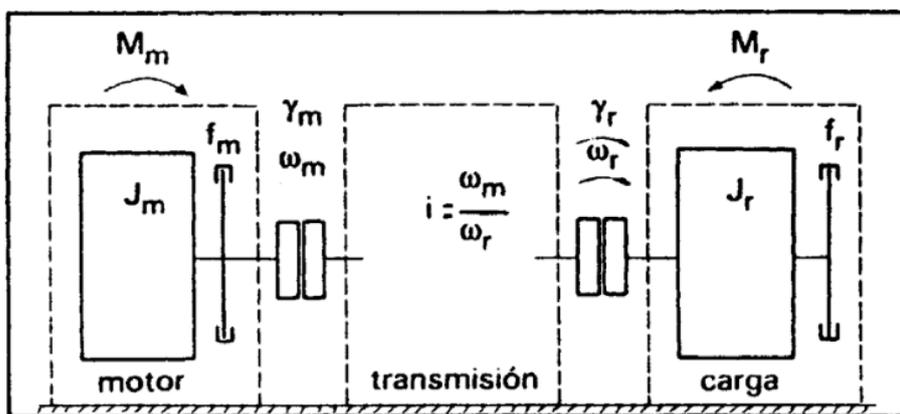


Figura 3.7. Representación de la base de un mecanismo de transmisión. (Fuente: Asignatura DIMA ^[10])

A continuación, se presentan las diferentes configuraciones de transmisiones que existen. Se analizará cada una de ellas haciendo una evaluación comparativa y se elegirá la que mejor se adapte a los requerimientos necesarios.

3.4.1. Transmisión por Correa

Sistema básico de transmisión a partir del rozamiento entre la correa y las poleas. Al tener una correa elástica, este sistema permite absorber los choques que pueda recibir la transmisión, adaptándose a ella. No requieren de lubricación por lo que el mantenimiento de estas se reduce en este aspecto. El sistema del que disponen permite un fácil montaje. Permite transmitir la potencia entre ejes que no necesariamente deben ser paralelos.

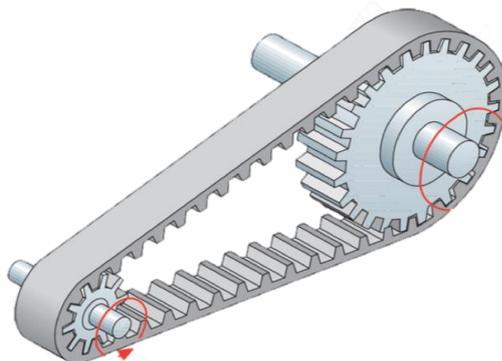


Figura 3.8. Transmisión por Correa. (Fuente: Elemaquina Webs)

Se pueden encontrar como desventajas en este tipo de transmisión, el incumplimiento de la relación de transmisión debido al deslizamiento; pérdidas de potencia debido a una gran carga sobre los árboles y apoyos y una vida útil de la correa relativamente baja que implicaría una revisión del estado cada cierto tiempo.

3.4.2. Transmisión por Cadena

Permite transmitir el movimiento giratorio de dos ejes paralelos. El mecanismo consiste en una cadena cerrada que engrana con los dientes de las ruedas del engranaje, permitiendo así transmitir la potencia desde el piñón motor al conducido. Es la transmisión más usada en los vehículos de combustión de la competición FSAE.

A diferencia de la transmisión por correa, ésta asegura un buen contacto entre la transmisión evitando posibles deslizamientos.

Uno de los aspectos negativos, tanto de las transmisiones por cadena como por correa, es que pueden llegar a sufrir vibraciones debido a la cinemática del sistema, también conocido como efecto cordal. Este problema aumentaría si sucediera en la transmisión de nuestro vehículo ya que supondría, en el caso de suceder en una prueba, tener que abandonar. La fiabilidad es lo más importante, por ello se deben considerar todos los casos posibles cuando se diseña una pieza.

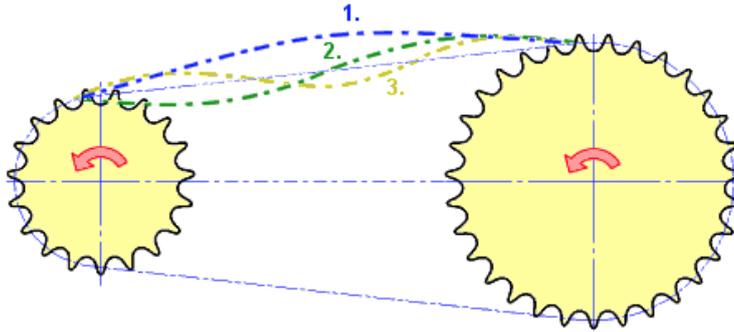


Figura 3.9. Vibración de una Transmisión por Cadena o Correa. (Fuente: Inventor Engranajes)

3.4.3. Transmisión por Engranajes

Conjunto de al menos dos ruedas dentadas engranadas entre ellas. Las ruedas dentadas son un conjunto de palancas montadas sobre un eje que entran en contacto sucesivamente con las palancas montadas sobre la rueda del otro eje. Para que dos ruedas engranen se debe verificar:

- Condición de engrane, la relación de transmisión debe ser constante en todo el sistema.
- Recubrimiento, antes de que se interrumpa el contacto entre una pareja de ruedas, se debe asegurar que el siguiente par ya este entrando en contacto. El valor óptimo del recubrimiento en una transmisión se encuentra entre 1,00 y 2,00.
- Perfil simétrico, por si se produce cambio de sentido de giro o cambio en el sentido del flujo de la potencia.
- El paso de ambas ruedas debe coincidir.
- En el caso de los engranajes helicoidales deberá coincidir además el ángulo de hélice, beta, y las ruedas tener sesgos opuestos para resolver una transmisión de ejes paralelos.



Figura 3.10. Transmisión mediante ruedas de engranajes. (Fuente: Autos del Valle)

Se presentan con detalle los parámetros geométricos de los engranajes cilíndricos rectos. Estos serán usados para determinar las características que tendrá la configuración de los engranajes del sistema de transmisión.

- Sea d el diámetro primitivo o axoide de generación de la rueda dentada.
- Sea p el paso, conocido como la distancia entre dos puntos homólogos de dientes consecutivos medidos sobre el arco del axoide.
- Sea m el módulo, relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes.
- Sea z el número de dientes de la rueda.
- Sea b el ancho del diente.
- Sea la cabeza, la parte exterior del diente.
- Sea la cara, la parte superior del lateral del diente.
- Sea el flanco, la parte inferior del lateral del diente. Zona donde se crea el rozamiento por contacto con el otro par del diente de engranaje.
- Sea el fondo o valle, la parte intermedia entre los dientes.

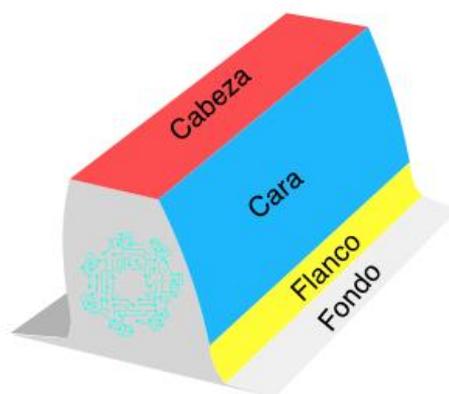


Figura 3.11. Partes del diente de engranaje. (Fuente: Mecatrónica Latam)

Dado que la longitud de la circunferencia primitiva se encuentra contenida tantas veces el paso como dientes, z , tiene la rueda:

$$\pi \cdot d = p \cdot z \quad (\text{Eq. 3.1})$$

por lo que,

$$d = \frac{p}{\pi} \cdot z \quad (\text{Eq. 3.2})$$

Existe una manera de expresar el paso a partir del módulo:

$$p = \pi \cdot m \quad (\text{Eq. 3.3})$$

También se puede expresar el diámetro primitivo:

$$d = m \cdot z \quad (\text{Eq. 3.4})$$

- Sea h_c la altura de cabeza del diente conocido también como addendum. Distancia radial entre la circunferencia primitiva y la exterior:

$$h_c = m = \frac{d}{z} \quad (\text{Eq. 3.5})$$

- Sea h_p la altura del pie del diente, conocido también como dedendum. Distancia radial entre la circunferencia interior y la primitiva:

$$h_p = 1,25 \cdot m \quad (\text{Eq. 3.6})$$

- Sea h la altura total del diente:

$$h = 2,25 \cdot m = h_c + h_p \quad (\text{Eq. 3.7})$$

- Sea e el espesor del diente:

$$e = \frac{1}{2} \cdot p \quad (\text{Eq. 3.8})$$

- Sea d_i el diámetro interior del engranaje:

$$d_i = d - 2h_p \quad (\text{Eq. 3.9})$$

- Sea d_e el diámetro exterior del engranaje:

$$d_e = d + 2m \quad (\text{Eq. 3.10})$$

- Sea α el ángulo de presión. Ángulo que representa la dirección de la fuerza de contacto y la dirección de la velocidad del sólido:

$$\alpha = 20^\circ$$

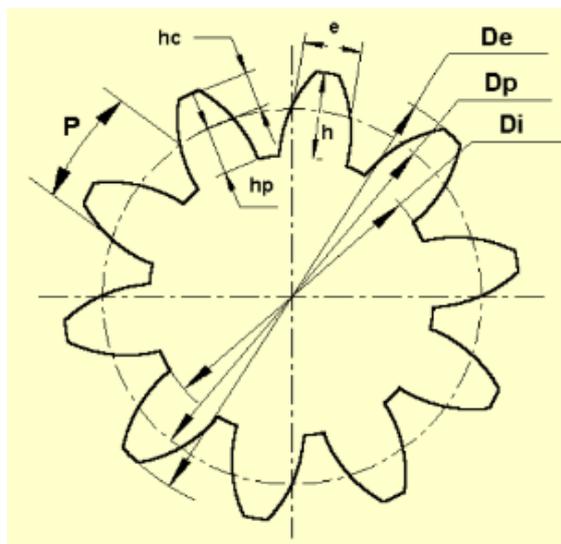


Figura 3.12. Parámetros geométricos de un engranaje. (Fuente: Roberto de Diego)

3.4.4. Evaluación

Una vez presentadas las posibles transmisiones que pueden ser válidas para montar en nuestro monoplaza, se realiza una tabla comparativa en la que se evaluarán los puntos más importantes que se deben tener en cuenta para escoger la que mejor se adapte a los requisitos del equipo. Aquella que consiga una mayor puntuación en un rango del 1 al 5 será la elegida para llevar a cabo el diseño.

	CORREA	CADENA	ENGRANAJES
NORMATIVA	5	5	5
MONTAJE	2	2	5
PESO	2	3	4
FIABILIDAD	2	2	4
ESPACIO	1	1	5
COSTE	4	4	2
TOTAL	16	17	25

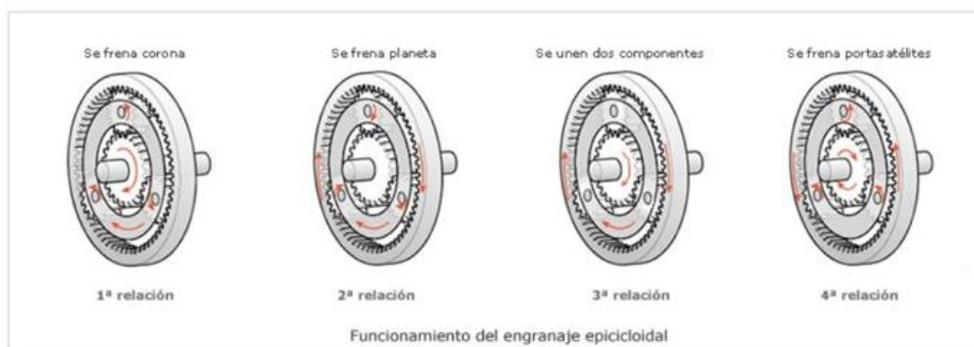
Tabla 5. Evaluación de los diferentes tipos de transmisiones. (Fuente: Elaboración propia)

3.5. Sistema Planetario

Dentro de los sistemas de transmisiones mediante engranajes se encuentran los sistemas planetarios, también conocidos como epicicloidales. Sistema que se suele utilizar en el sector de la automoción.

Esta configuración consta de un engranaje motor, conocido como sol, que transmite la potencia con varios planetas, engranajes girando a su alrededor. A su vez, un engranaje de dientes interno llamado corona es montado haciendo contacto con los planetas. La conexión de salida se realiza mediante el portaplanetas. Éste, va conectado a los planetas mediante los ejes de cada engranaje, permitiendo girar el sistema de salida como una única pieza.

La salida de potencia de la transmisión influye en función de la manera en que el sistema planetario funcione. Puede variar en función del tipo de montaje que se haga.



Relación	Corona	Planeta	Portasatélites	Desmultiplicación
1ª	Fija	Salida de fuerza	Impulsión	Grande
2ª	Salida de fuerza	Fijo	Impulsión	Menor
3ª	Fija	Fijo	Salida de fuerza	Sin desmultiplicación
4ª	Impulsión	Salida de fuerza	Fijo	Inversión de giro

Figura 3.13. Variables de funcionamiento del sistema planetario. (Fuente: Lluís Pérez ^[4])

A continuación, se presentan las diferentes configuraciones de planetarios que pueden servir para el diseño de la transmisión.

Sistema Planetario Simple

Configuración montada tanto en el actual como en anteriores monoplazas del equipo. Presenta una única etapa de planetas en contacto con el engranaje solar. Sistema válido si no se requiere de relaciones altas debido al espacio que supondría.

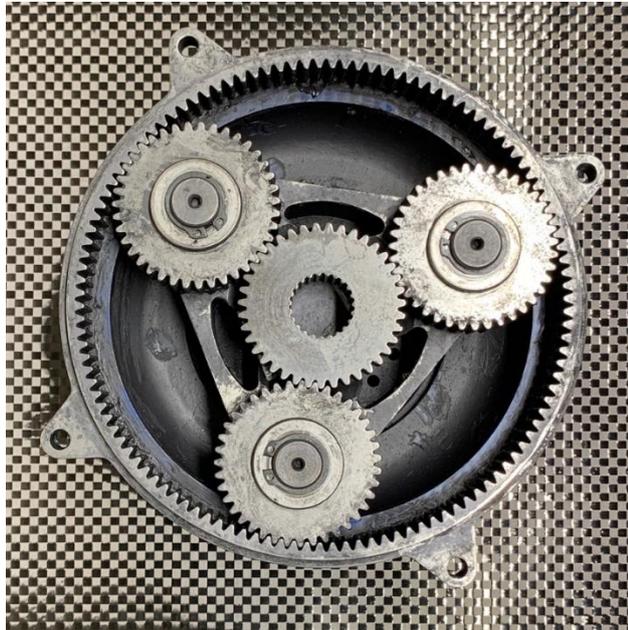


Figura 3.14. Sistema Planetario Simple. (Fuente: Elaboración propia)

Sistema Planetario Doble Etapa

Comprendida por dos etapas de engranajes planetarios y corona. A diferencia de la simple, esta configuración permite conseguir relaciones más altas. Dicho sistema aumenta el espacio de trabajo al duplicar la etapa de funcionamiento.

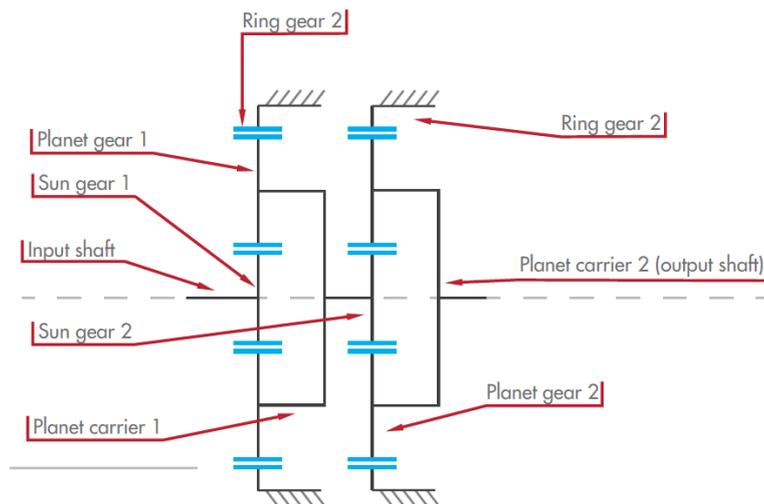


Figura 3.15. Sistema Planetario Doble. (Fuente: Peder August ^[2])

Sistema Planetario Compuesto

Se trata de una combinación entre las dos configuraciones descritas anteriormente. A partir de una primera etapa en la que el sol conecta con los planetas grandes (Planeta 1), estos están conectados mediante el mismo eje al segundo conjunto de planetas pequeños (Planeta 2) que a su vez engranan con la corona.



Figura 3.16. Sistema Planetario Compuesto. (Fuente: Peder August ^[2])

La relación de transmisión para este sistema viene dada por la siguiente expresión:

$$i = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} + 1 \quad (\text{Eq. 3.11})$$

donde,

- Z_1 , dientes del engranaje sol.
- Z_2 , dientes del engranaje planeta grande o planeta 1.
- Z_3 , dientes del engranaje planeta pequeño o planeta 2.
- Z_4 , dientes del engranaje corona.

3.5.1. Elección Configuración

Tal y como se ha comentado, el espacio es uno de los factores que influyen en ciertas decisiones. En este aspecto, el sistema final de diseño de la transmisión está directamente relacionado, por lo tanto, la mejor opción será montar un sistema planetario compuesto.

Además, este sistema permite mantener un diámetro de corona reducido, si es necesario, y tener un diámetro de engranajes de la primera etapa mayor, lo que facilita las opciones de relación de transmisión.

3.6. Relación de Transmisión

La relación de transmisión es una expresión que asocia, principalmente, la diferencia de velocidad angular de dos ejes unidos mecánicamente. Este parámetro se puede obtener a partir de la ecuación base que se presenta:

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{Mt_2}{Mt_1} \quad (\text{Eq. 3.12})$$

siendo:

- w_1 y w_2 , las velocidades angulares de entrada y salida en rad/s, respectivamente.
- n_1 y n_2 , las velocidades de entrada y salida en rpm, respectivamente.
- d_1 y d_2 , los diámetros de rueda 1 y 2, en mm.
- z_1 y z_2 , el número de dientes de la rueda de entrada y salida.
- Mt_1 y Mt_2 , el momento torsor de la rueda 1 y 2, en Nm.

En un sistema planetario siempre hay un componente que se mantiene fijo, ya sea la corona o bien el portaplanetas. Para el estudio que se está llevando a cabo, se propone fijar la corona ya que se obtiene una mayor reducción en la relación de transmisión para las mismas dimensiones.

- Corona fija:

$$i = \frac{z_3}{z_1} + 1 \quad (\text{Eq. 3.13})$$

- Portaplanetas fijo:

$$i = \frac{z_3}{z_1} \quad (\text{Eq. 3.14})$$

La expresión que nos da la relación de transmisión, con la configuración descrita, se obtiene mediante las siguientes relaciones.

Partiendo del contacto de engrane entre el sol y el planeta grande:

$$v_1 = w_1 \cdot r_1 \quad (\text{Eq. 3.15})$$

Al compartir el mismo eje los planetas giran a la misma velocidad. A su vez, la velocidad del planeta pequeño se puede relacionar con la velocidad de rotación del portaplanetas, w_{pp} :

$$w_2 = w_3$$

$$v_2 = w_3 \cdot r_3 = w_{pp} \cdot (r_1 + r_2) \quad (\text{Eq. 3.16})$$

Siendo r_4 , el radio de la corona, se obtiene:

$$r_4 = r_1 + r_2 + r_3 \quad (\text{Eq. 3.17})$$

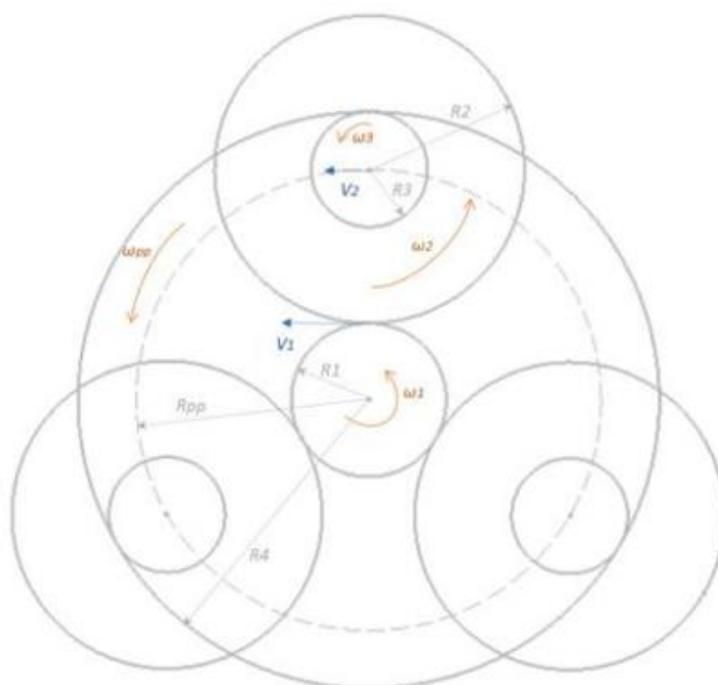


Figura 3.17. Cinemática Transmisión Planetaria Compuesta. (Fuente: Rocío Lacasa ^[3])

Finalmente:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_{pp}} = \frac{(r_1 \cdot r_2)(r_2 \cdot r_3)}{r_1 \cdot r_3} = 1 + \frac{r_2 \cdot r_4}{r_1 \cdot r_3} = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} + 1 \quad (\text{Eq. 3.18})$$

Una vez definida la expresión que nos dé la relación de transmisión, se presentan una serie de consideraciones de diseño que serán de vital importancia para asegurar que el engrane de todo el conjunto sea óptimo.

- Número de dientes mínimo del engranaje motor = 17. Se debe evitar diseñar engranajes con un número inferior de dientes para evitar la interferencia.
- El número de dientes del sol y de la corona debe cumplir multiplicidad 3.
- Es recomendable buscar configuraciones cuyo número de dientes entre un engranaje y otro tengan distinta paridad. De esta manera, se reducen las veces que un diente contacta con el mismo de la otra rueda.
- Se tomará como valor del ángulo de presión, $\alpha = 20^\circ$, teniendo en cuenta una aplicación estándar de los engranajes.

Además, se ha añadido un segundo grado de restricciones, siendo éstas debidas a las limitaciones de espacio.

Se han llevado a cabo dos códigos Matlab, creados por el mismo autor del trabajo, para facilitar así el proceso de cálculo y obtener las especificaciones técnicas del conjunto de engranajes. El primer código consta del cálculo de las especificaciones técnicas de la transmisión, teniendo en cuenta un solo módulo para las dos etapas del conjunto de engranajes. El segundo, tratan los mismos parámetros con un proceso de iteración de módulos diferentes para cada etapa.

Se ha planteado este estudio para poder tener en cuenta el máximo de opciones posibles a ser candidatas.

Los códigos se encuentran descritos en el apartado *Anexo A.1*.

3.6.1. Relación Escogida

Para escoger la mejor relación que se adapte a las condiciones de máximo rendimiento del coche, se ha llevado a cabo una simulación vehicular con el programa *Optimum Lap*, con la intención de conocer el comportamiento del monoplace bajo las condiciones impuestas. Este programa permite personalizar cualquier coche y trazado para obtener la telemetría aproximada del coche al ponerlo en pista.

Habiendo hecho el estudio de motores y teniendo el *setup* del vehículo, se introducen los parámetros siguientes:

The screenshot shows the 'VEHICLE SETUP' window with the following parameters:

General Data	
Vehicle Type	FSAE
Mass	300,000 kg
Driven Type	<input checked="" type="radio"/> 2WD <input type="radio"/> AWD
Aero Data	
<input checked="" type="radio"/> Drag-Lift	<input type="radio"/> Efficiency-Lift
Drag Coefficient	0.800 -
Downforce Coefficient	1.200 -
Front Area	1.100 m ²
Air Density	1.226 kg/m ³
Tire Data	
Tire Radius	0.223 m
Rolling Resistance	0.030 -
Longitudinal Friction	1.400 -
Lateral Friction	1.500 -

Figura 3.18. Setup del monoplace. (Fuente: Elaboración propia)

La gráfica que se muestra a continuación plantea el rango de relaciones óptimas para el monoplaça. El estudio se centra en la prueba dinámica *Endurance*, que es la más exigente y en la que mayor puntuación se puede obtener.

Los resultados servirán para ayudar a definir la relación de transmisión final que llevará el monoplaça para la reducción.

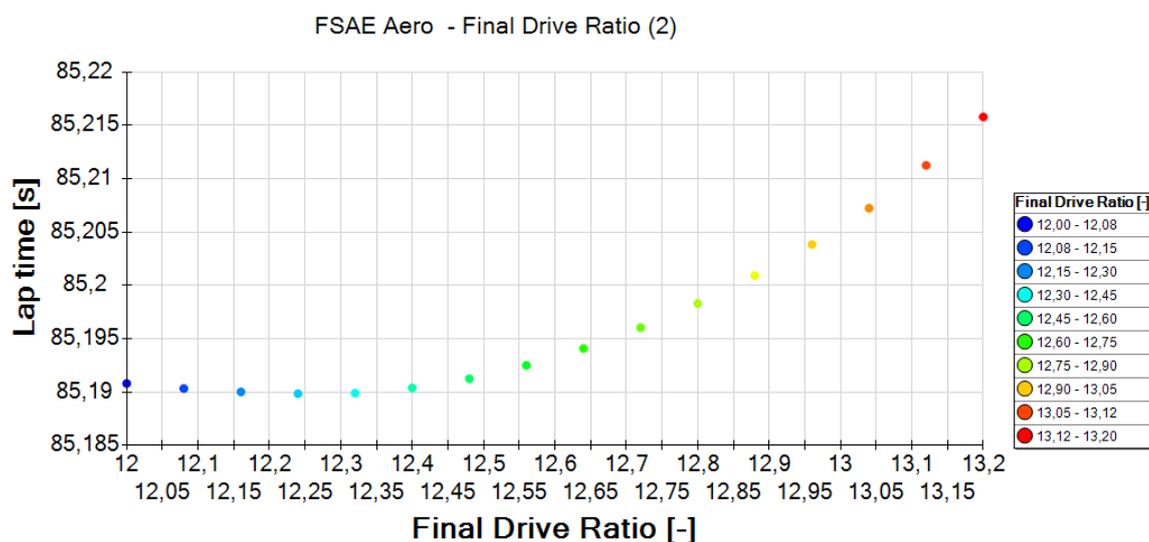


Figura 3.19. Rango de relaciones optimas recomendada. (Fuente: Elaboración propia)

Analizando la gráfica, se puede observar como para un rango de relaciones desde 12 hasta 13,2 hay una diferencia de 25 centésimas. Para la prueba que se ha analizado, esta diferencia se puede considerar insignificante ya que hay factores, como el humano, que pueden provocar una mayor diferencia de tiempo. Es decir, no supondría ningún problema escoger una relación de 13,2 si se compara con un posible error de conducción, pudiendo llegar a perder mucho más tiempo.

A partir de los resultados obtenidos del *Matlab*, se han ido probando varias configuraciones en *KISSsoft* para determinar aquella que obtenga mejores factores de seguridad y un sistema lo más compacto posible.

La relación de transmisión que se ha conseguido, asegurando que cumpla con los criterios establecidos previamente, es de 1:13,14.

Con más detalle, se muestra los parámetros técnicos que tendrá la transmisión planetaria compuesta reductora:

Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	i	m
18	51	21	90	17,10	48,45	19,95	85,50	13,14	0,95

Tabla 6. Especificaciones técnicas de la transmisión escogida. (Fuente: Elaboración propia)

3.6.2. Análisis de Resultados

Una vez escogida la relación de transmisión, se realizan una serie de simulaciones para conocer el rendimiento aproximado que tendrá el monoplaza en las pruebas dinámicas.

Aquellas pruebas en las que mejor información podemos obtener son la *Acceleration* y la *Endurance* por ser las más exigentes. En ambas se somete el coche al máximo.

3.6.2.1. Simulación Lap time: Acceleration

En la simulación realizada para esta prueba donde se somete el vehículo a las máximas condiciones que puede entregar, se analiza la velocidad máxima que puede alcanzar con la configuración definida previamente y el tiempo en recorrer los 75 metros de la recta. Es muy importante conocer estos parámetros ya que permite, a partir de las optimizaciones mecánicas, encontrar aquella configuración que mejor resultados presente.

En las siguientes imágenes se presentan los resultados del estudio realizado en el que se observa que se completará la prueba en un tiempo de 4,68 segundos y se alcanza una velocidad de 111,84 km/h.

FSAE Acceleration - Elapsed Time (1)



Figura 3.20. Tiempo en completar la *Acceleration*. (Fuente: Elaboración propia)

FSAE Acceleration - Elapsed Time (1)



Figura 3.21. Velocidad máxima alcanzada en la *Acceleration*. (Fuente: Elaboración propia)

3.6.2.2. Simulación Lap time: Endurance

Para la simulación de la *Endurance*, se centra el análisis en el comportamiento del motor. Comparando la *Figura 3.22* y *Figura 3.23*, se observa como en las rectas del trazado se llega a las revoluciones máximas del motor, 18.000 rpm, provocando que el torque motor descienda. En el resto del circuito el monoplaza recibirá el torque máximo que entregue el motor.

FSAE Endurance Germany 2012 - Engine Torque



Figura 3.22. Rango de revoluciones durante la *Endurance*. (Fuente: Elaboración propia)

FSAE Endurance Germany 2012 - Engine Torque (1)



Figura 3.23. Rango de par motor durante la *Endurance*. (Fuente: Elaboración propia)

3.7. Engranajes

Antes de pasar a explicar el estudio del sistema planetario que se ha hecho, hay que destacar una serie de aspectos que han influido en la decisión del diseño y en las especificaciones del conjunto.

3.7.1. Especificaciones

3.7.1.1. Tipo de Dentado

Existen diferentes tipos de dentado para que un engranaje pueda transmitir la potencia necesaria. En función de la aplicación en la que se desee usar, se deberá considerar tanto los aspectos que favorezcan el funcionamiento del engranaje, como los puntos débiles que conlleve su uso.

Para una transmisión de un vehículo de Formula Student, se trabaja con parámetros considerablemente elevados. Se tiene un motor con un rango de revoluciones alto, así como la potencia que se debe transmitir hasta la rueda. Además, el sistema de transmisión recibe una fuerza externa proveniente de la rueda debido al comportamiento del vehículo, creando esta solicitud.

Se realiza una tabla comparativa en la que se obtendrá la mejor opción de dentado, comparando entre un engranaje de dentado recto y helicoidal.

	DENTADO RECTO	DENTADO HELICOIDAL
ALTA TRANSMISIÓN DE POTENCIA	✓	X
FIABILIDAD	✓	X
EFICIENCIA	✓	X
RUIDO	X	✓
COSTE	✓	X
DURABILIDAD	X	✓
TOTAL	4	2

Tabla 7. Evaluación Dentado Recto vs Helicoidal. (Fuente: Elaboración propia)

Finalmente, se decide que el dentado recto es el adecuado para la aplicación que debe tener ya que, pese a tener una menor durabilidad y mayor ruido, permite transmitir mayores potencias y su coste es menor respecto el helicoidal. Además, se evitan las fuerzas axiales que se transmitirían a lo largo del sistema planetario ya que, para los engranajes de dentado helicoidal, aparece esta componente de fuerza axial.

3.7.1.2. Horas de Servicio

Es muy importante saber el ciclo de vida mínimo que debe tener una pieza para que los cálculos que se hagan y los factores que se obtengan estén en función de las horas de servicio que se requiere de ella. En el caso de la transmisión, se ha hecho una tabla que detalla los kilómetros que hace el monoplaza en cada prueba dinámica, test y el recorrido que se hace con el coche en parado al transportarlo de un lugar a otro.

PRUEBA	DISTANCIA (Km)
ACCELERATION	0,700
SKIDPAD	0,922
ENDURANCE	22
AUTOCROSS	6

TEST	250
RECORRIDO EN PARADO	3
TOTAL 1 COMPETICIÓN	282,62
TOTAL 2 COMPETICIONES	565,24

Tabla 8. Kilometraje del coche. (Fuente: Elaboración propia)

A partir de la distancia aproximada que se espera que recorra el coche, una velocidad media establecida y un factor de seguridad, se obtiene el ciclo de vida, en horas, que la transmisión estará en funcionamiento durante las dos competiciones que se participa anualmente.

HORAS DE SERVICIO	25 h
--------------------------	-------------

Tabla 9. Horas de Servicio del monoplaza. (Fuente: Elaboración propia)

3.7.1.3. Restricciones

Otro aspecto a tener en cuenta al diseñar la transmisión, son las restricciones de espacio. El estudio va muy ligado en función del espacio que se dispone, no solo para que encaje una pieza sino también por cómo se va a montar. Muchas veces solo se tiene cuenta el espacio operativo y no se piensa si el diseño que se ha hecho se podrá montar o no.

Para evitar estos problemas, los códigos *Matlab* han sido creados con las máximas restricciones posibles para poder filtrar más rápido las opciones candidatas y que sean completamente válidas.

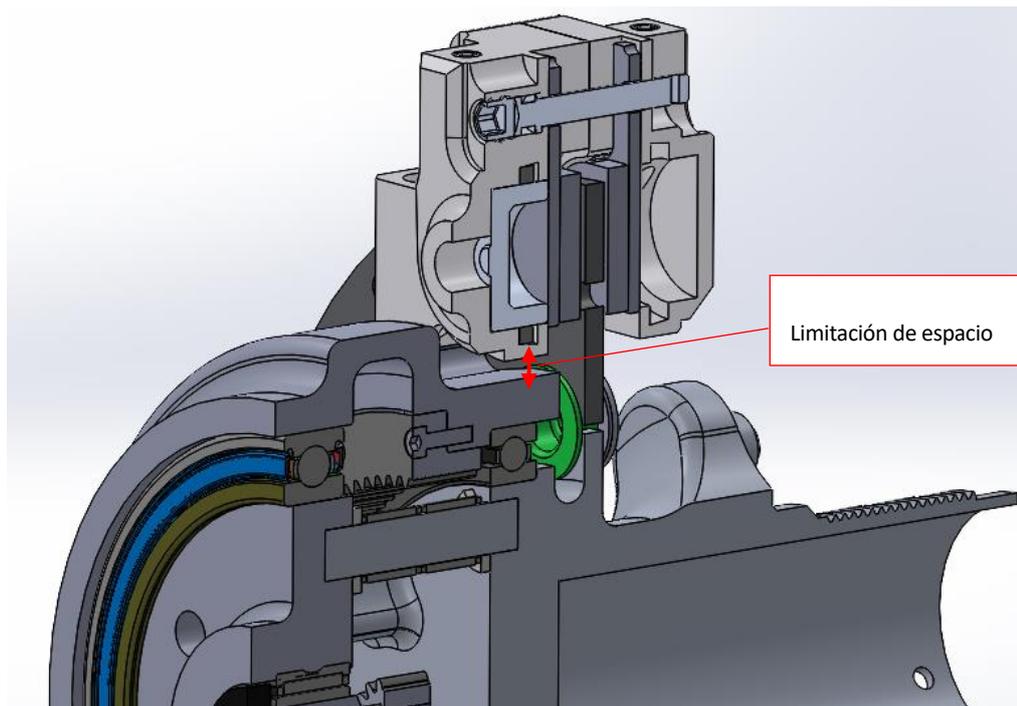


Figura 3.24. Disposición de espacio mangueta con pinza de freno. (Fuente: Elaboración propia)

Como se puede observar en la *Figura 3.24*, existe una limitación importante para el diseño de la mangueta ya que el diámetro máximo exterior no puede superar los 120mm para evitar colisiones con la pinza de freno. Esta limitación afecta al diámetro de la pista exterior del rodamiento derecho, ubicado en el portaplanetas del buje.

3.7.2. Materiales

A lo largo del tiempo, los materiales han sido estudiados de manera que se han podido desarrollar nuevos componentes y aleaciones que mejoran las propiedades mecánicas. Como característica principal, los aceros tienen la mayor resistencia por unidad de volumen y el menor costo. En muchos campos de trabajo con engranajes el acero es el único material a considerar. ^[5]

La elección del material debe ir ligado a la función que tenga esa pieza, las solicitaciones a las que deba someterse y a los costes.

A continuación, se analizan con detalle los diferentes materiales que se usarán para las diferentes piezas que conformen el conjunto del sistema planetario, separándolo en dos grupos: los engranajes y el portaplanetas junto con los ejes.

En el caso de los engranajes, interesa tener un material que presente una alta capacidad de resistencia a tracción y un límite elástico elevado.

Denominación	R _m [N/mm ²]	R _p [N/mm ²]	E [N/mm ²]	v	ρ [kg/m ³]
ETG 88	800.0000	685.0000	2.0000e+05	0.3000	7830.0000
ETG 100	960.0000	865.0000	2.0000e+05	0.3000	7830.0000
ETG 100	960.0000	865.0000	2.0000e+05	0.3000	7830.0000
20NiCrMoS6-4	1200.0000	850.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
15 NiCr 13	1030.0000	835.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
15 CrNi 6	1000.0000	685.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
16 MnCr 5 (1)	1000.0000	695.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
16 MnCr 5 (2)	1000.0000	695.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
18CrNiMo7-6	1200.0000	850.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
18CrNiMo7-6	1200.0000	850.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
18CrNiMo7-6	1200.0000	850.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
18 NiCr 5-4	1200.0000	850.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
18CrMo4	1100.0000	775.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
17NiCrMo6-4	1200.0000	850.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
20 MnCr 5	1200.0000	850.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
C15E	800.0000	440.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
14 Ni 6	490.0000	275.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
14NiCrMo 13-4	1200.0000	835.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
11SMnPb30	510.0000	440.0000	2.0600e+05	0.3000	7830.0000
SINT D39	600.0000	420.0000	1.2000e+05	0.3000	7000.0000

Figura 3.25. Propiedades mecánicas de los materiales. (Fuente: Elaboración propia)

Como se puede ver en la *Figura 3.25*, se ha seleccionado el acero 18CrNiMo7-6, acero de cementación, siendo uno de los materiales que mejor relación de propiedades mecánicas presenta. Este material ya es conocido por el departamento de transmisión ya que, en años anteriores también se ha usado para la fabricación de engranajes y su resultado es satisfactorio.

^[6] En general, las propiedades de impacto mejoran considerablemente por el contenido de aleación. El níquel y el molibdeno son particularmente valiosos para la resistencia al impacto.

- El Cromo, Cr, aumenta la dureza y resistencia al desgaste mediante la formación de carburo de cromo, y además la resiliencia y la penetración del temple.
- El Níquel, Ni, se utiliza como elemento de aleación en combinación con el Cr. Se obtienen aceros de cementación, bonificación y de herramientas altamente resistentes.
- El Molibdeno, Mo, es el elemento más eficaz contra la fragilidad del revenido de los aceros y aumenta la profundidad de la bonificación.

En cuanto al portaplanetas del motor y del buje y los ejes de los planetas, el material usado para su fabricación será el acero C45, conocido también como UNE F-1140. Se trata de un acero al carbono con una resistencia entre 590-785 MPa.

Este material es el mismo que usa nuestro patrocinador de motores para hacer el eje del motor.

3.7.3. Normativa ISO 6336

^[7] La normativa ISO 6336 expone un método de diseño de engranajes cilíndricos con perfil de evolvente y dentado tanto externo como interno en base a resistencia frente a los dos posibles candidatos a fallo:

- Fallo por contacto superficial en el flanco del diente.
- Fallo por flexión en la base del diente.

Al diseñar una transmisión de engranajes en base a resistencia se trabaja con tres factores de diseño. Conociendo los parámetros geométricos de los engranajes y las cargas a las que será sometida la transmisión, los únicos valores que faltan por conocer son los factores de seguridad frente al fallo por flexión y contacto superficial de cada uno de los engranajes del sistema planetario.

La normativa acepta diferentes procedimientos de cálculo:

- Método A: En este método los factores se determinan en base a medidas precisas y por un análisis matemático de la transmisión considerada basado en experiencias industriales probadas.
- Método B: Los factores determinados con este método son suficientemente precisos como para que puedan ser utilizados en la mayoría de las aplicaciones.
- Método C: En este método se utilizan determinadas simplificaciones para la obtención de los factores, que deben ser tenidas en cuenta a la hora de considerar su aplicabilidad.

En el *Anexo A.2* se presenta la normativa, con la intención de acercar al lector a entender los factores modificadores que afectan a los resultados obtenidos en el cálculo de engranajes realizado en *KISSsoft* de los factores de seguridad del diente.

3.7.4. Estudio KISSsoft

Para validar la transmisión y comprobar los parámetros que influyen a la hora de diseñar un sistema de engranajes, se ha necesitado de un autoaprendizaje desde cero en el programa de cálculo de engranajes, *KISSsoft*.

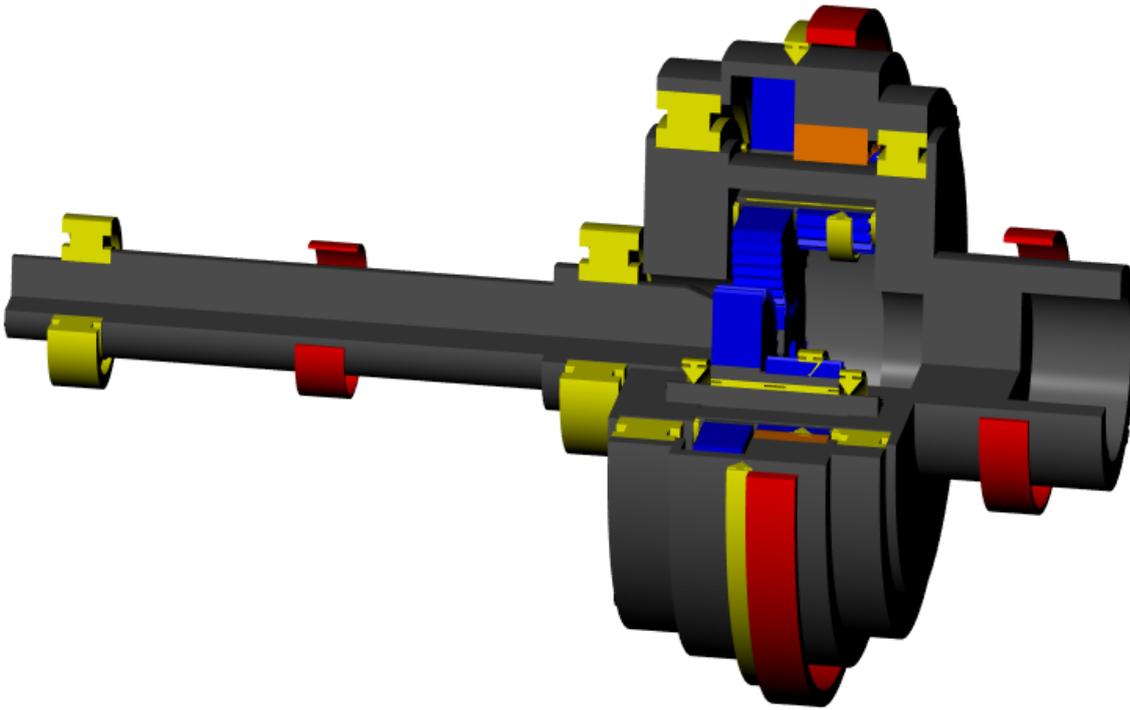


Figura 3.26. Sistema Planetario Compuesto en *KISSsoft*. (Fuente: Elaboración propia)

En la *Figura 3.26*, se observa el diseño que se ha planteado para poder realizar los cálculos necesarios. A continuación, se explica con detalle cómo se ha definido el sistema.

Primero se definen los tres ejes coaxiales que supondrán la base de la estructura: el sol (*Sun Shaft*), la corona (*Ring Shaft*) y el portaplanetas (*Carrier Shaft*). A partir de ahí, se añadirán en cada uno de los ejes, las piezas y conexiones necesarias.

Para el caso del *Ring Shaft*, dentro de ese eje, se define un engranaje que será la propia corona (*Ring Gear*), un soporte ya que la corona estará fija y no rotará y un acoplamiento. Los acoplamientos se añaden para poder indicar una entrada o salida de potencia. Posteriormente se definirán los acoplamientos del sistema.

El *Sun Shaft*, únicamente necesita de un engranaje (*Sun Gear*) y los rodamientos que se usen para el eje motor.

El portaplanetas, además de definir un acoplamiento y dos rodamientos, siendo éstos los que irán montados entre ambos portaplanetas y la mangueta, se crea una carpeta llamada *Planet Group* que incluirá los engranajes planetas y el eje. Se define dentro de la carpeta creada, dos ejes coaxiales: *Planet Gear Shaft* y *Planet Pin Shaft*, además de dos rodamientos que irán conectados entre eje y engranaje.

Una vez definida a gran escala la estructura y componentes del sistema, se añaden los acoplamientos de la transmisión. En este apartado, se decide la parte que actúa como motora y como conducida. Previamente se han definido en cada eje coaxial los acoplamientos necesarios. En el sol (*Motor Coupling*), corona (*Coupling Ring*) y en el portaplanetas (*Coupling Carrier*). En referencia a la *Figura 3.26*, los acoplamientos representan los cilindros externos de color rojo. Los parámetros rellenados en este apartado son los obtenidos del estudio de motores.

Parameter	Value	Unit
Element	^,DriveTrain.SunShaft.MotorCoupling	
Speed constrained	Yes	
Speed	18000.0000	1/min
Torque constrained	Yes	
Power/Torque input	Torque with sign	
Torque	30.0000	Nm
Power	56.5487	kW

Figura 3.27. Acoplamiento de Entrada. (Fuente: Elaboración propia)

Parameter	Value	Unit
Element	^,DriveTrain.CarrierShaft.CouplingCarrier	
Speed constrained	No	
Speed	1369.5652	1/min
Torque constrained	No	
Power/Torque input	Torque with sign	
Torque	-394.2857	Nm
Power	56.5487	kW

Figura 3.28. Acoplamiento de Salida. (Fuente: Elaboración propia)

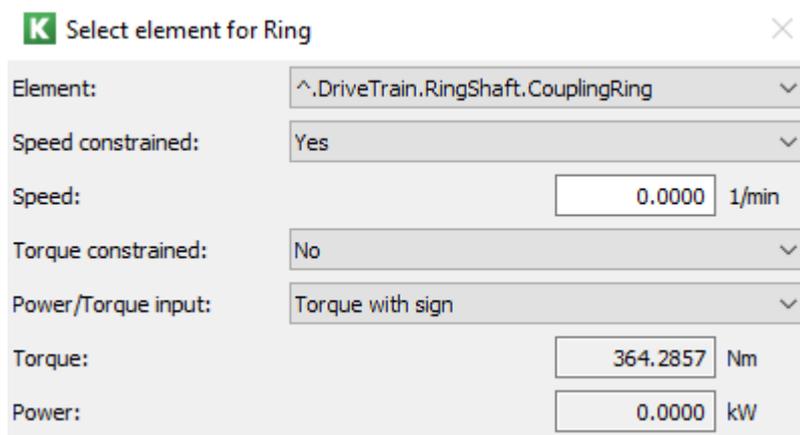


Figura 3.29. Acoplamiento de la Corona. (Fuente: Elaboración propia)

Por último, queda añadir las conexiones entre engranajes. Éstas sirven para unir los planetas entre ellos, permitiendo el contacto y engrane. Para el diseño creado, las conexiones son: *SunPlanet1 Constraint*, *Planet2Ring Constraint* y *PlanetCarrier Constraint*.

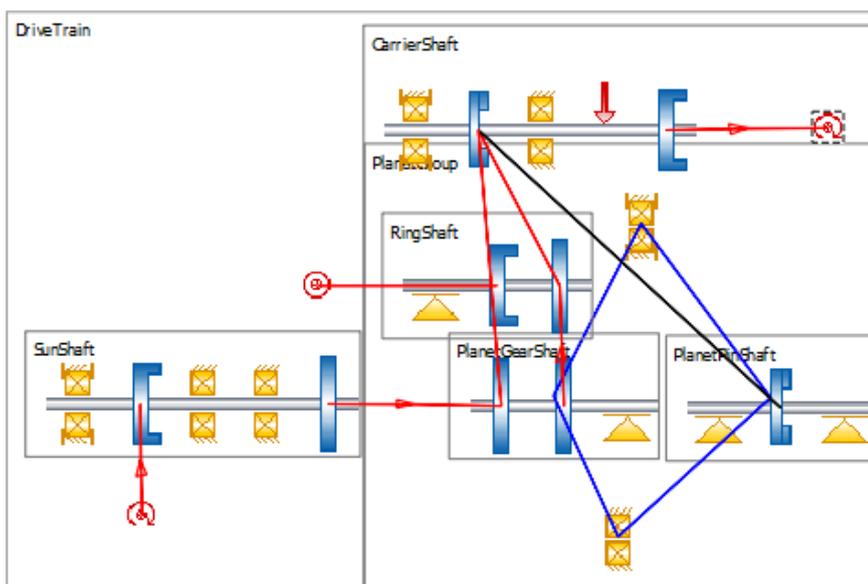


Figura 3.30. Diagrama de transmisiones y acoplamientos. (Fuente: Elaboración propia)

Para poder calcular los valores necesarios respecto a los engranajes o ejes, es necesario añadir del cajetín de elementos, el cálculo de los ejes coaxiales y de los engranajes. Se definirán dos cálculos de cada. Para el cálculo de ejes: *DriveTrain Calc* y *PlanetGroup Calc*, que servirán para posicionar los

elementos añadidos previamente y retocar parámetros de diseño tanto para el conjunto de ejes coaxiales primarios (*Sun Shaft*, *Ring Shaft*, *Carrier Shaft*), como para el secundario (*Planet Gear Shaft* y *Planet Pin Shaft*)

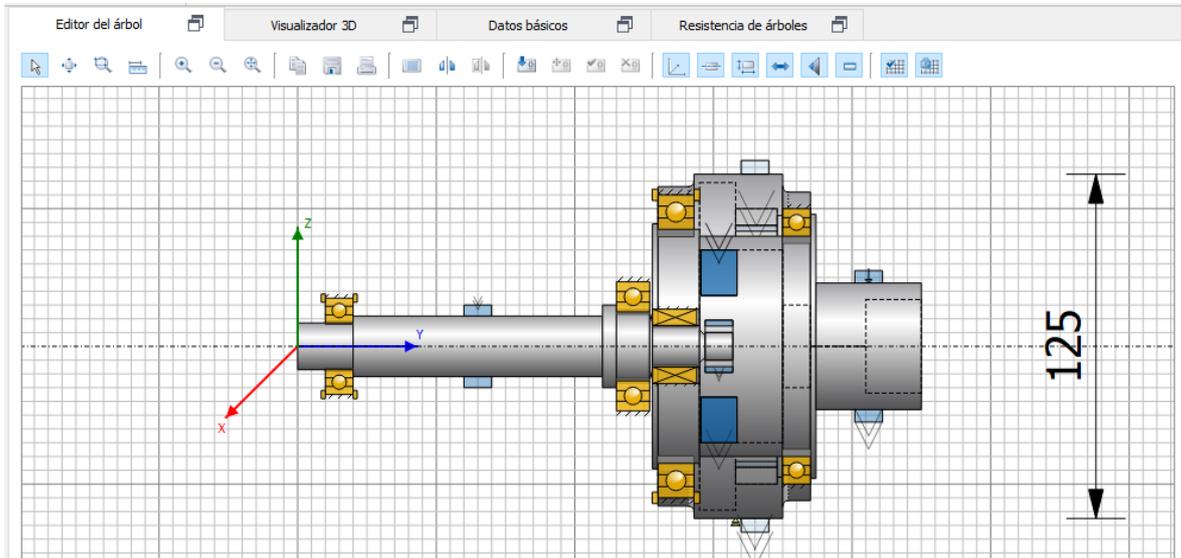


Figura 3.31. Ventana de diseño del *DriveTrain Calc*. (Fuente: Elaboración propia)

Para el cálculo de engranajes: *SunPlanet1Constraint_Calc* y *Planet2RingConstraint_Calc*. Dentro de este cálculo, se definen los parámetros geométricos de los engranajes, el material y lubricación requerida, parámetros de fabricación, tolerancias y los factores modificadores definidos en la ISO 6336.

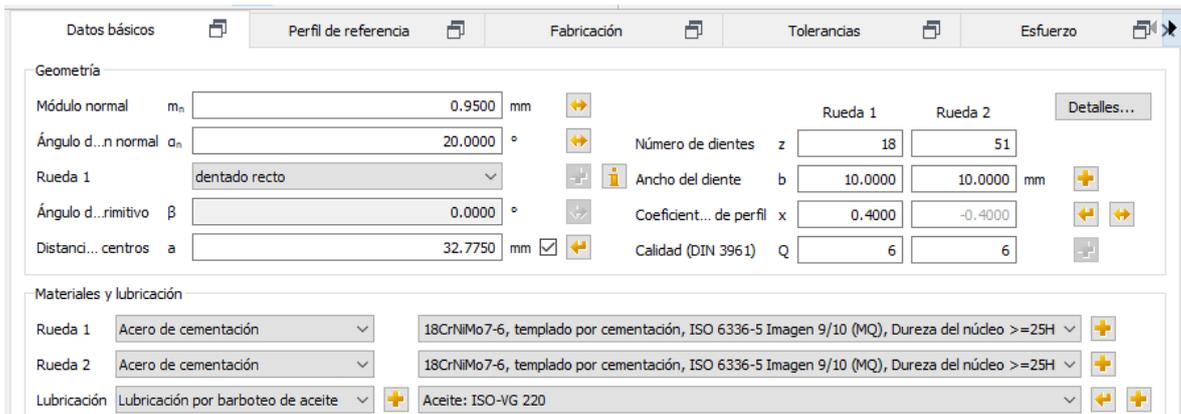


Figura 3.32. Ventana de diseño del *SunPlanet1Constraint_Calc*. (Fuente: Elaboración propia)

3.7.4.1. Cálculo de Engranajes

Se prueban los engranajes frente al fallo por contacto superficial en el flanco del diente y el fallo por flexión en la base del diente, como principal estudio ya que los factores de seguridad que se obtengan por etapa determinarán si los engranajes proporcionan la resistencia necesaria o, por el contrario, acaben rompiendo por sobrecarga en el diente.

A continuación, se analiza cada etapa con detalle a partir del diseño creado que se ha adaptado al máximo para que sea lo más parecido al montaje que debe tener en la realidad, a pesar de las limitaciones que tiene el programa ya que, principalmente, es un programa de cálculo.

Se presentará cada etapa con los parámetros que se hayan definido y adaptado para poder obtener el mejor resultado de la configuración general.

3.7.4.1.1 Primera Etapa

Se introducen los datos básicos de la primera etapa en el cálculo. El número de dientes, módulo y distancia entre centros son parámetros conocidos obtenidos de la *Tabla 6*. Se considera una calidad Q6 por el proceso de fabricación que se usará y una anchura del diente de 10mm.

En cuanto a los materiales y lubricación, el acero de cementación será el material usado para los engranajes y se usará una lubricación por barboteo (*Método de Lubricación*) con un aceite ISO VG-220 comentado en el apartado de *Tribología*.

Geometría		Rueda 1	Rueda 2	Detalles...
Módulo normal m_n	0.9500 mm			
Ángulo d...n normal α_n	20.0000 °	Número de dientes z	18	51
Rueda 1	dentado recto	Ancho del diente b	10.0000	10.0000 mm
Ángulo d...rimitivo β	0.0000 °	Coefficient... de perfil x	0.4000	-0.4000
Distanci... centros a	32.7750 mm	Calidad (DIN 3961) Q	6	6
Materiales y lubricación				
Rueda 1	Acero de cementación	18CrNiMo7-6, templado por cementación, ISO 6336-5 Imagen 9/10 (MQ), Dureza del núcleo >=25H		
Rueda 2	Acero de cementación	18CrNiMo7-6, templado por cementación, ISO 6336-5 Imagen 9/10 (MQ), Dureza del núcleo >=25H		
Lubricación	Lubricación por barboteo de aceite	Aceite: ISO-VG 220		

Figura 3.33. Datos básicos primera etapa. (Fuente: Elaboración propia)

El programa también permite definir el perfil de referencia de cada rueda a partir de los diferentes tipos de perfiles que proporciona el programa. Se escoge el perfil tipo D, ya que se obtienen los mejores resultados en cuanto a la seguridad de los engranajes con coeficientes definidos en la siguiente imagen.

Figura 3.34. Perfil de Referencia de las ruedas. (Fuente: Elaboración propia)

3.7.4.1.1.1 Modificaciones

El error de transmisión en un juego de engranajes se define como la diferencia entre la posición ideal del eje de salida con referencia al eje de entrada. La posición ideal limita los errores geométricos. El error de transmisión se considera la causa principal del ruido producido debido al contacto entre ruedas.

Por esa razón, se lleva a cabo una modificación en el diente de cada rueda conocida como *Tip Relief* en la que se consigue reducir el error de transmisión definido previamente y el ruido de engrane. Se trata de una modificación en la que se retira una pequeña parte de material entre la cara y cabeza del diente.

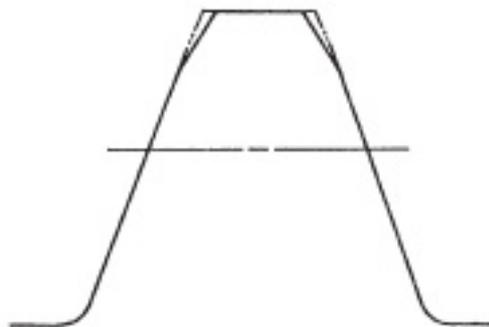


Figura 3.35. Modificación del diente mediante *Tip Relief*. (Fuente: Stock Drive Products)

Se adjunta en la siguiente imagen los valores obtenidos en KISSsoft posteriores a la modificación del diente:

		min	max	Δ	μ	σ
Error de transmisión	(μm)	-8.9799	-7.7899	1.1900	-8.3036	0.5117
Fuerza de excitación	(N)	1349.6533	1555.0503	205.3970	1459.6674	86.9289
Tangentes de la curva de rigidez	(N/ μm)	120.7982	241.5967	120.7984	199.3484	55.7314
Secantes de la curva de rigidez	(N/ μm)	159.3647	182.8993	23.5346	172.9901	10.3550
Carga lineal	(N/mm)	0.0000	166.0339	166.0339	87.1190	47.1971
Momento torsor rueda 1	(Nm)	11.4994	11.5000	0.0006	11.5000	0.0001
Momento torsor rueda 2	(Nm)	32.4092	32.7396	0.3304	32.5785	0.0701
Velocidad rueda 2	(1/min)	5823.2448	5912.4570	89.2122	5869.5249	12.2861
Potencia perdida	(W)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Grado de eficiencia	(%)	100.0000	100.0000	0.0000	100.0000	0.0000
Temperatura de contacto	($^{\circ}\text{C}$)	91.9786	155.7381	63.7595	121.8074	16.9383

Figura 3.36. Resultados obtenidos de la primera etapa. (Fuente: Elaboración propia)

Se ha conseguido rebajar el error de transmisión hasta un valor de $1,1901\mu\text{m}$ al aplicarle un *Tip Relief* en los dientes de cada rueda.

3.7.4.1.1.2 Análisis de Contacto

Con todos los parámetros y modificaciones definidas se realiza el análisis de contacto para cada una de las ruedas. El estudio servirá para conocer con más detalle las sollicitaciones del diente debido al contacto entre ambas ruedas.

ENGRANAJE SOL

- Tensión de flexión raíz del diente

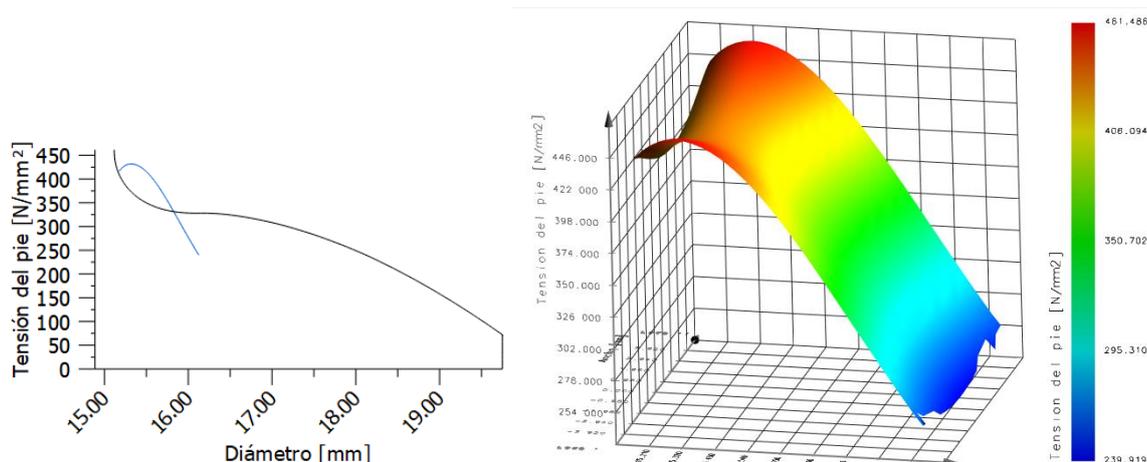


Figura 3.37. Tensión de flexión en la raíz del diente 2D y 3D del sol. (Fuente: Elaboración propia)

- Distribución de tensión en el diente (Presión Hertziana)

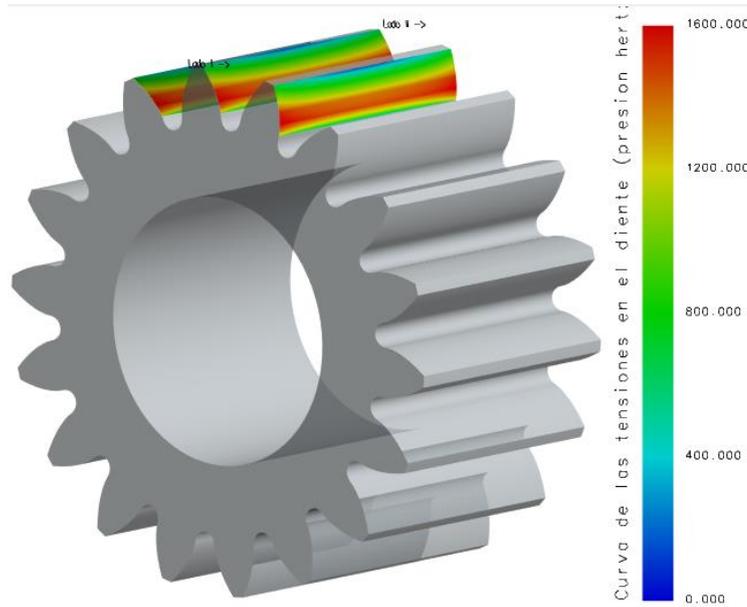


Figura 3.38. Distribución de la tensión en el diente del sol. (Fuente: Elaboración propia)

ENGRANAJE PLANETA GRANDE

- Tensión de flexión raíz del diente

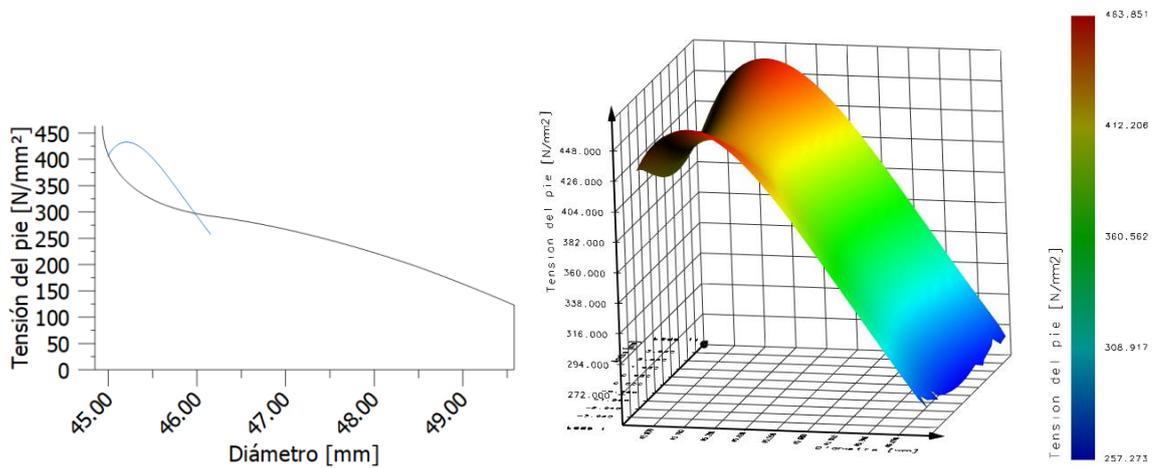


Figura 3.39. Tensión de flexión en la raíz del diente 2D y 3D del planeta grande. (Fuente: Elaboración propia)

- Distribución de tensión en el diente (Presión Hertziana)

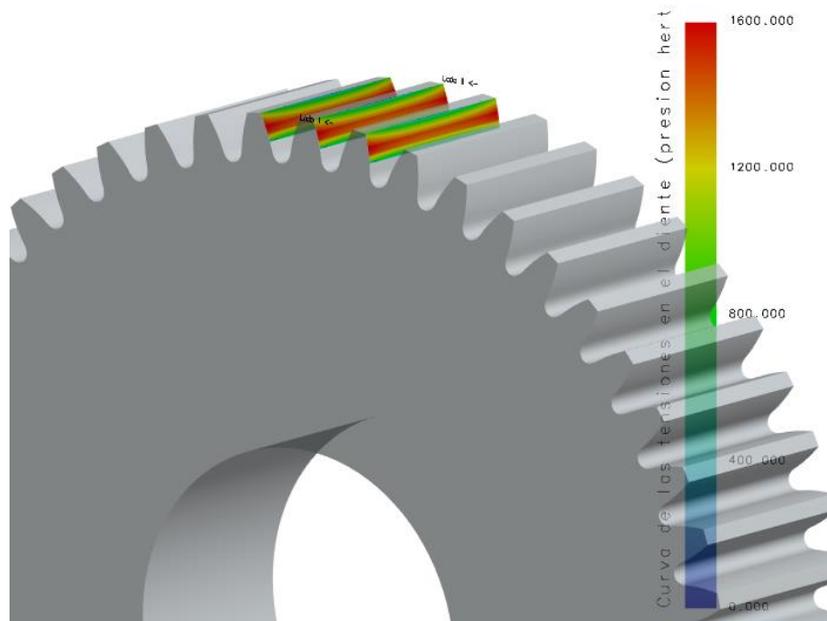


Figura 3.40. Distribución de la tensión en el diente del planeta grande. (Fuente: Elaboración propia)

3.7.4.1.2 Segunda Etapa

Para la segunda etapa del sistema planetario, siendo la rueda 1 el planeta pequeño y la rueda 2 la corona, se definen los mismos parámetros que en la primera etapa a excepción del ancho del diente. En este caso, se han escogido 15mm para poder coincidir con la anchura de los dos rodamientos que se posicionen entre el eje y las ruedas.

Geometría		Rueda 1	Rueda 2	Detalles...
Módulo normal m_n	0.9500 mm			
Ángulo d...n normal α_n	20.0000 °	Número de dientes z	21	-90
Rueda 1	dentado recto	Ancho del diente b	15.0000	15.0000 mm
Ángulo d...rimitivo β	0.0000 °	Coefficient... de perfil x	0.1690	-0.1690
Distanci... centros a	32.7750 mm	Calidad (DIN 3961) Q	6	6

Materiales y lubricación	
Rueda 1	Acero de cementación 18CrNiMo7-6, templado por cementación, ISO 6336-5 Imagen 9/10 (MQ), Dureza del núcleo >=25H
Rueda 2	Acero de cementación 18CrNiMo7-6, templado por cementación, ISO 6336-5 Imagen 9/10 (MQ), Dureza del núcleo >=25H
Lubricación	Lubricación por barboteo de aceite Aceite: ISO-VG 220

Figura 3.41. Datos básicos segunda etapa. (Fuente: Elaboración propia)

3.7.4.1.2.1 Modificaciones

Tal y como se ha comentado en la primera etapa, la modificación del diente *Tip Relief* también se realiza para los engranajes de la segunda etapa, consiguiendo una mejora en el error de transmisión.

		min	max	Δ	μ	σ
Error de transmisión	(μm)	-12.1787	-11.0849	1.0937	-11.9970	0.2899
Fuerza de excitación	(N)	61.8337	123.6734	61.8398	117.0583	16.6878
Tangentes de la curva de rigidez	(N/ μm)	406.3701	609.5555	203.1853	438.8557	65.3477
Secantes de la curva de rigidez	(N/ μm)	285.7538	312.6033	26.8495	289.8787	7.1560
Carga lineal	(N/mm)	0.0000	197.4499	197.4499	107.9696	38.5294
Momento torsor rueda 1	(Nm)	32.5802	32.5855	0.0053	32.5831	0.0007
Momento torsor rueda 2	(Nm)	-139.8021	-139.1792	0.6229	-139.6209	0.1252
Velocidad rueda 2	(1/min)	1362.5382	1377.0537	14.5155	1369.5609	2.3771
Potencia perdida	(W)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Grado de eficiencia	(%)	100.0000	100.0000	0.0000	100.0000	0.0000
Temperatura de contacto	($^{\circ}\text{C}$)	86.9540	165.8409	78.8870	102.8413	13.1630

Figura 3.42. Resultados obtenidos de la segunda etapa. (Fuente: Elaboración propia)

3.7.4.1.2.2 Análisis de Contacto

Se presenta el análisis de contacto entre la corona y el planeta pequeño:

ENGRANAJE PLANETA PEQUEÑO

- Tensión de flexión raíz del diente

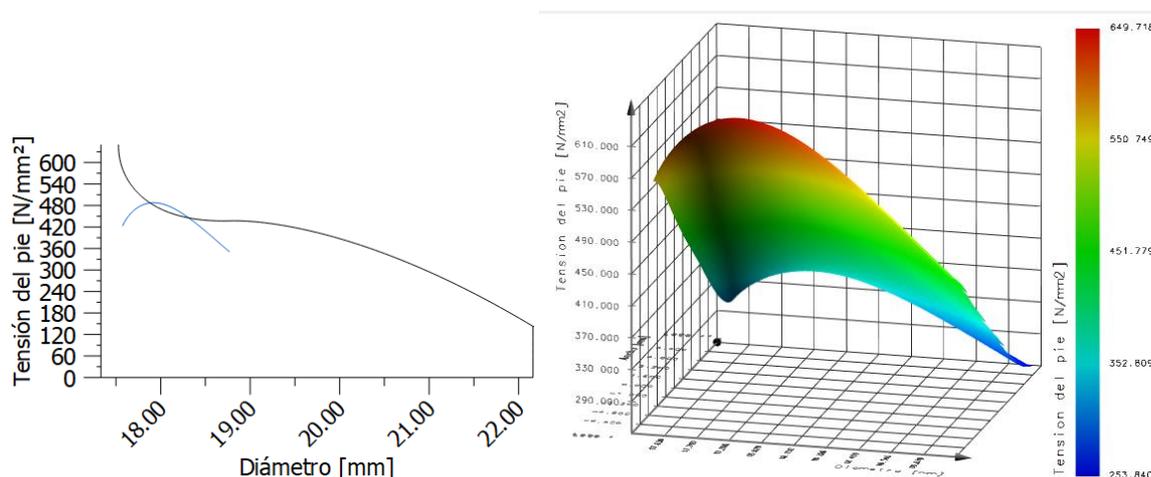


Figura 3.43. Tensión de flexión en la raíz del diente 2D y 3D del planeta pequeño. (Fuente: Elaboración propia)

- Distribución de tensión en el diente (Presión Hertziana)

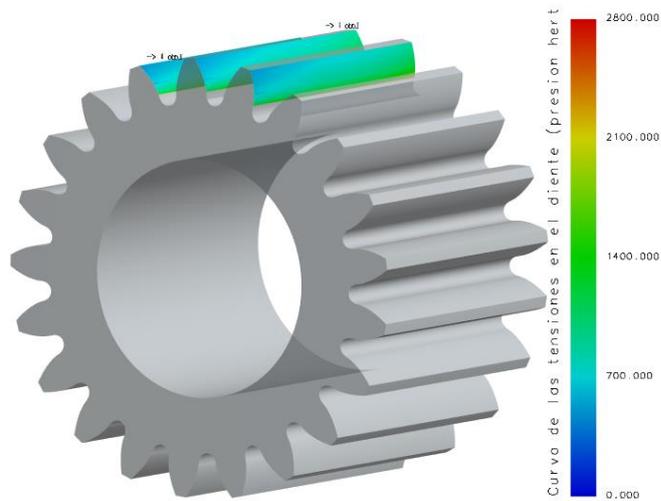


Figura 3.44. Distribución de la tensión en el diente del planeta pequeño. (Fuente: Elaboración propia)

ENGRANAJE CORONA

- Tensión de flexión raíz del diente

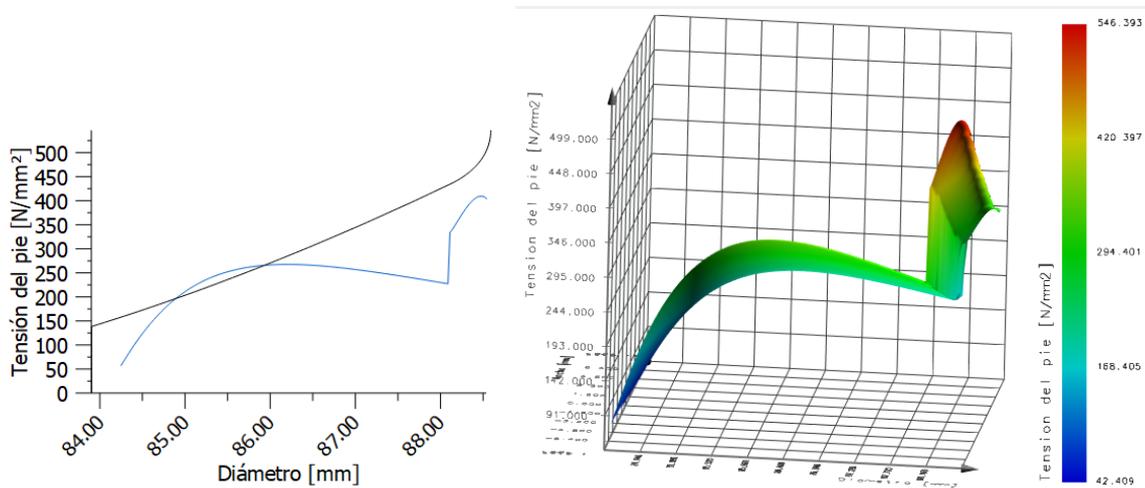


Figura 3.45. Tensión de flexión en la raíz del diente 2D y 3D de la corona. (Fuente: Elaboración propia)

- Distribución de tensión en el diente (Presión Hertziana)

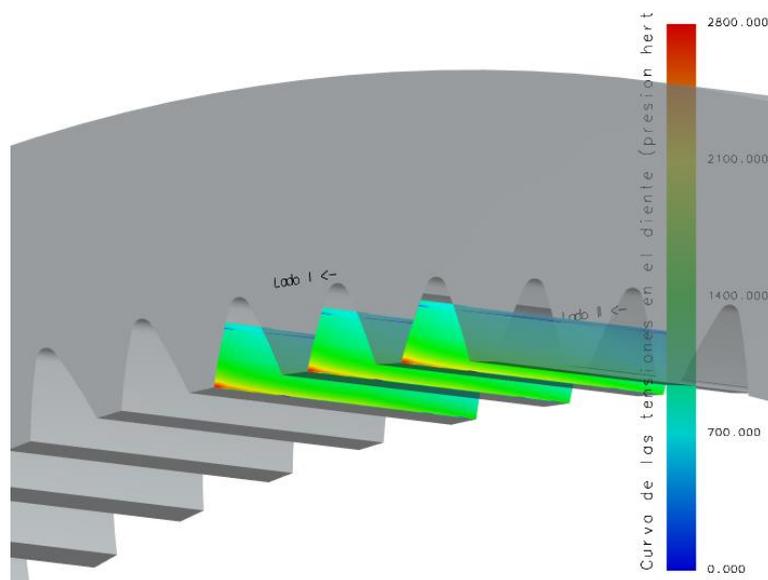


Figura 3.46. Distribución de la tensión en el diente de la corona. (Fuente: Elaboración propia)

3.7.4.1.3 Factores de Seguridad

Finalmente, con todo el sistema definido y con lo estudiado, se obtienen los siguientes factores de seguridad en el flanco y en la raíz del diente para cada engranaje:

	SOL	PLANETA GRANDE	PLANETA PEQUEÑO	CORONA
SEGURIDAD DE LA RAÍZ, SR	1,4117	1,4893	0,9976	0,9862
SEGURIDAD DEL FLANCO, SF	0,9186	1,0747	1,1326	1,2343

Tabla 10. Factores de Seguridad de la transmisión. (Fuente: Elaboración propia)

Los resultados obtenidos se pueden considerar satisfactorios. La mayoría de factores están por encima de 1 asegurando que el rendimiento del diente frente a los posibles fallos comentados es bueno. Tal y como se muestra en la *Tabla 10*, la primera etapa sufre más el contacto entre flancos debido a las presiones de Hertz, en especial el sol y de ahí que sea el factor de seguridad más bajo obtenido.

Se ha realizado el estudio en las peores condiciones que podrían someterse los engranajes, a partir de los parámetros de motor obtenidos, 18.000rpm de velocidad de giro del motor y 30 Nm de par, sabiendo que nunca se podrá alcanzar este rango de valores, *Figura 3.5*.

3.8. Dimensionamiento de Ejes

Se analizan por separado los diferentes ejes necesarios que se deban diseñar en el sistema, para el cálculo de la geometría óptima que asegure un buen funcionamiento ante las condiciones de funcionamiento a que estarán sometidos.

3.8.1. Motor

Eje principal encargado de transmitir la potencia desde el motor hasta la primera etapa de la transmisión, conectado al sol. Este eje requiere de una especial atención ya que permite que todo el sistema rueda, funcione.

Se realiza el cálculo del diámetro mínimo que debe tener, a partir de la condición de diseño para ejes circulares macizos:

$$d_{motor} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\sigma_{max} \cdot \pi}} \quad (\text{Eq. 3.19})$$

donde,

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{Adm}}{SF} \quad (\text{Eq. 3.20})$$

siendo:

- T = Torque motor
- σ_{Adm} = Tensión límite elástico
- SF = Factor de seguridad aplicado

Dado que el proveedor de motores del equipo, se encarga de fabricar y mecanizar el eje, nos proporcionan el material con el que trabajan. Se trata del acero F-125, también conocido como 42CrMo4 utilizado principalmente para ejes, cigüeñales, cilindros de motores, bielas, árboles de turbinas a vapor sometidos a exigencias de torsión e impacto.

Como ya se ha comentado anteriormente, se debe asegurar una gran fiabilidad del eje minimizando al máximo los riesgos de fallo. Por eso, se toma la tensión límite elástico como tensión máxima ya que de

ningún modo se debe permitir desviaciones en el eje. Supondría graves desperfectos tanto en el rendimiento motor como para el funcionamiento de la transmisión.

Al diseñar un sistema en un espacio tan reducido, se cogerán las propiedades mecánicas para un diámetro inferior al 16mm.

Diámetro en mm \varnothing	Límite elástico min. N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ² R _m min.	Elongación % A min.	Tenacidad (ISO-V) J min.
≤ 16	900	1000 - 1300	10	30
> 16 ≤ 40	750	1000 - 1200	11	35
> 40 ≤ 100	650	900 - 1100	12	35
> 100 ≤ 160	550	800 - 950	13	35
> 160 ≤ 250	500	750 - 900	14	35
> 250 ≤ 500	460	690 - 840	15	38
> 500 ≤ 750	390	590 - 740	16	38

Tabla 2. Propiedades Mecánicas del Acero F-125. (Fuente: Thyssen Krupp)

Finalmente, el diámetro mínimo de eje que debe tener el motor, asegurando la resistencia a torsión provocada por el engranaje sol, será:

$$d_{motor} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 30Nm \cdot 1000mm}{\frac{900MPa}{2,5} \cdot \frac{N}{mm^2} \cdot \pi}} = 7,52mm$$

A continuación, se muestra una tabla comparativa de los factores de seguridad obtenidos en el estudio de la transmisión mediante KISSsoft, de la primera etapa Sol – Planeta 1, en función del diámetro del eje motor escogido. El cálculo que mejores resultados dé, definirá la dimensión final.

- Sea $d_{motor} = 8mm$

	SOL	PLANETA GRANDE
SEGURIDAD DE LA RAÍZ, SR	1,4604	1,3848
SEGURIDAD DEL FLANCO, SF	0,8771	1,0261

Tabla 11. Factores de Seguridad para un eje motor de 8mm. (Fuente: Elaboración propia)

- Sea $d_{motor} = 9mm$

	SOL	PLANETA GRANDE
SEGURIDAD DE LA RAÍZ, SR	1,5176	1,4391
SEGURIDAD DEL FLANCO, SF	0,8988	1,0516

Tabla 12. Factores de Seguridad para un eje motor de 9mm. (Fuente: Elaboración propia)

- Sea $d_{motor} = 10mm$

	SOL	PLANETA GRANDE
SEGURIDAD DE LA RAÍZ, SR	1,4117	1,4893
SEGURIDAD DEL FLANCO, SF	0,9186	1,0747

Tabla 13. Factores de Seguridad para un eje motor de 10mm. (Fuente: Elaboración propia)

- Sea $d_{motor} = 11mm$

	SOL	PLANETA GRANDE
SEGURIDAD DE LA RAÍZ, SR	¡Error!	¡Error!
SEGURIDAD DEL FLANCO, SF	¡Error!	¡Error!

Tabla 14. Factores de Seguridad para un eje motor de 11mm. (Fuente: Elaboración propia)

Para este último caso, el cálculo no converge. Por lo tanto, queda descartada esta opción.

Observando los resultados, existe un patrón claro, a medida que se aumenta el diámetro del eje, se obtienen mayores factores. Así pues, el dimensionamiento del eje motor queda:

d_{motor}	10 mm
-------------	-------

Tabla 15. Diámetro del eje del motor. (Fuente: Elaboración propia)

3.8.2. Planetario

Eje de los planetas encargado de soportar las cargas de la primera y segunda etapa para el planeta1 y planeta2 respectivamente y transmitir las fuerzas del portaplanetas motor al portaplanetas del buje. El estudio de este eje es muy importante ya que cualquier fallo de esta pieza podría afectar al sistema de engranajes. Una deformación considerable del eje comportaría la desalineación de los planetas, provocando un mal engrane entre ellos.

La elección del diámetro del eje viene marcada por el diámetro interior que tengan ambos planetas y los rodamientos seleccionados, en este caso, se montan el mismo tipo para ambos. Dentro del margen que se tenía, el diámetro que mejores factores de seguridad de cada engranaje y que reportaba una menor flexión, es el eje de 9mm. De esta manera, el sistema queda tal y como se observa en la *Figura 3.47*.

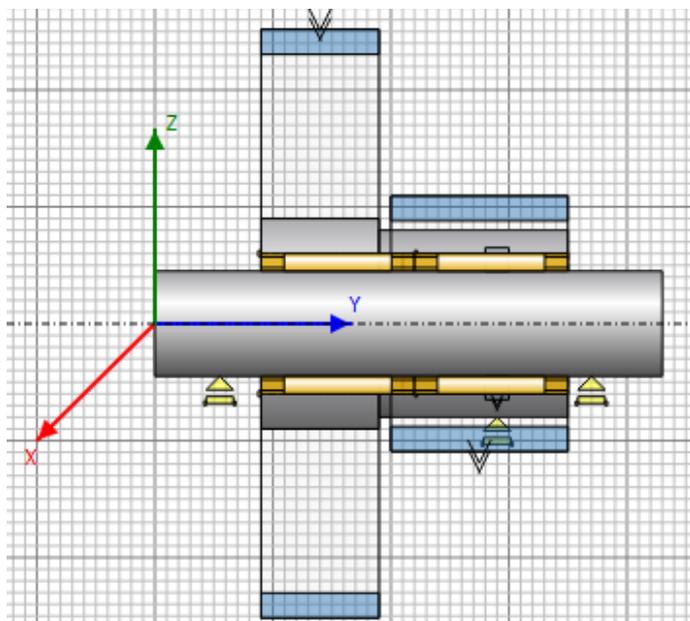


Figura 3.47. Conjunto eje planetas en KISSsoft. (Fuente: Elaboración propia)

3.8.2.1. Estudio de Fuerzas

El sistema se ha diseñado lo más compacto posible para reducir así la deformación del eje. La longitud total que tiene es de 43mm. 26mm pertenecientes a la amplitud de los dos engranajes con 1mm de separación entre ellos, 2mm por lado entre la cara de cada engranaje y el portaplanetas donde se ubicarán las arandelas, escogidas para limitar el movimiento axial de los engranajes y finalmente 6mm por lado que sirven para el empotramiento del eje respecto cada portaplanetas.

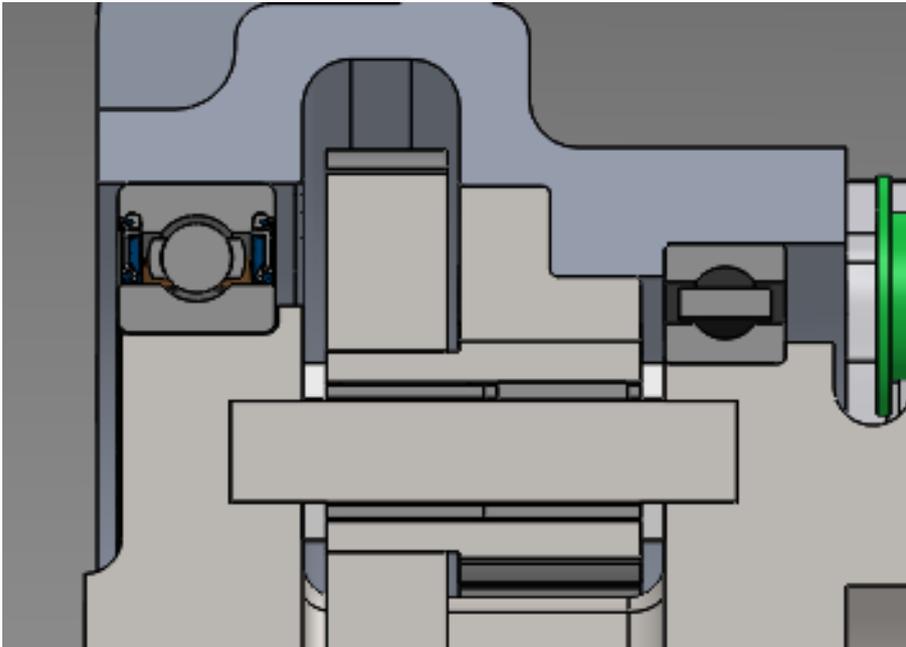


Figura 3.48. Ubicación del eje y sus componentes. (Fuente: Elaboración propia)

Habiendo definido el diámetro de eje, los rodamientos seleccionados y las posiciones de cada engranaje, se realiza el estudio de fuerzas.

Los principales resultados que se obtienen son:

FLEXIÓN MÁXIMA EJE	9,60 μm
TENSIÓN EQUIVALENTE MÁXIMA	224,72 N/mm^2
VIDA ÚTIL DEL COJINETE MÍNIMA	39,33 h
SEGURIDAD ESTÁTICA DEL COJINETE MÍNIMA	2,65

Tabla 15. Estudio fuerzas eje planetas. (Fuente: Elaboración propia)

Con los resultados obtenidos, se puede afirmar que los parámetros definidos para el eje son satisfactorios y no existe riesgo elevado de fallo. A continuación, se analizan los resultados con más detalle para entender cómo se comporta el eje.

3.8.2.1.1 Deformación

La flexión máxima que se ha obtenido, Tabla 15, es de **9,6 μ m**. Esta deformación del eje es tan baja que se puede considerar despreciable en cuanto a consecuencias de fallo que pueda tener respecto al engrane.

Para corroborar el resultado de la deformación del eje se simula en *Ansys* el mismo estudio, añadiendo las fuerzas y soportes tal y como está definido en *KISSsoft*. Se realiza un análisis FEM con una malla de tetraedros de elementos de segundo orden de 0,7mm. El resultado es el siguiente:

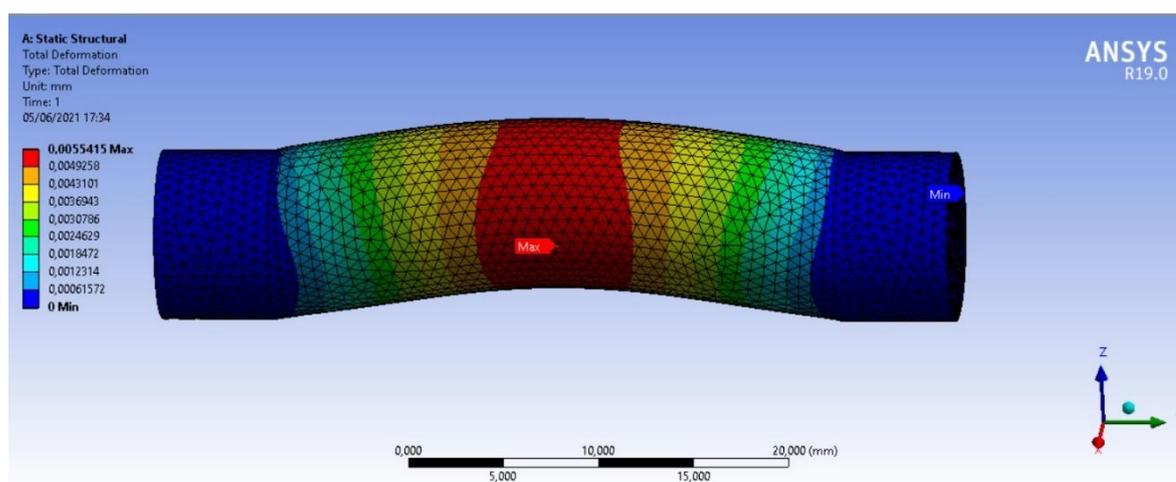


Figura 3.49. Estudio elementos finitos de la deformación del eje en *Ansys*. (Fuente: Elaboración propia)

Comparando el resultado de la deformación obtenida en *KISSsoft* (9,6 μ m), frente al estudio en *Ansys* con deformación máxima del eje de 5,54 μ m, ambos valores no difieren mucho y se toma el resultado en *Ansys* por ser un programa de cálculo de elementos finitos y más preciso que los resultados aproximados que se dan mediante el programa de cálculo de engranajes.

3.8.2.1.2 Esfuerzos

Se presentan los diferentes esfuerzos que producen los planetas y el eje.

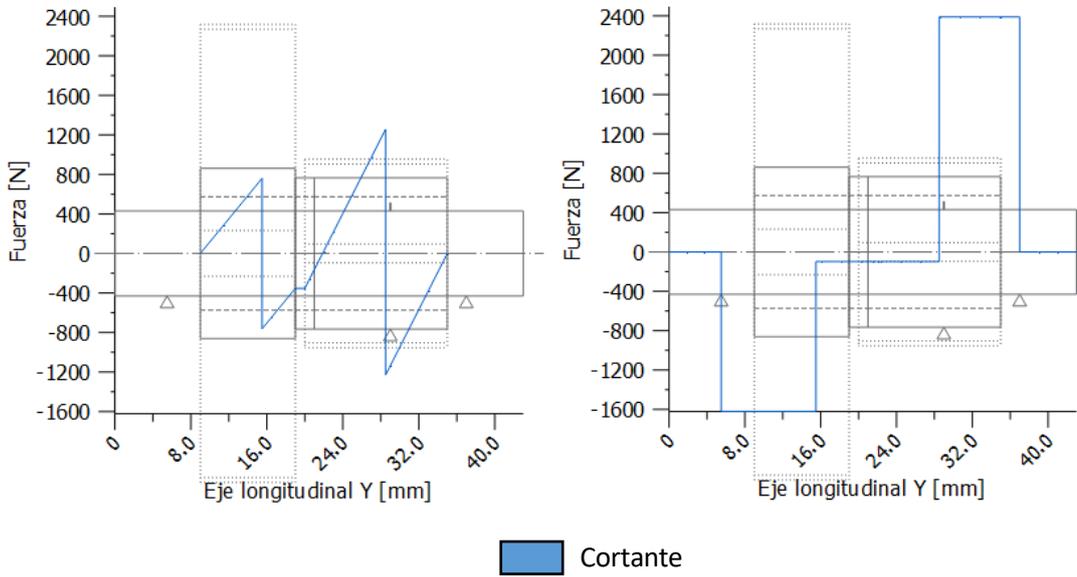


Figura 3.50. Diagrama Esfuerzos cortantes para planetas y eje, respectivamente. (Fuente: Elaboración propia)

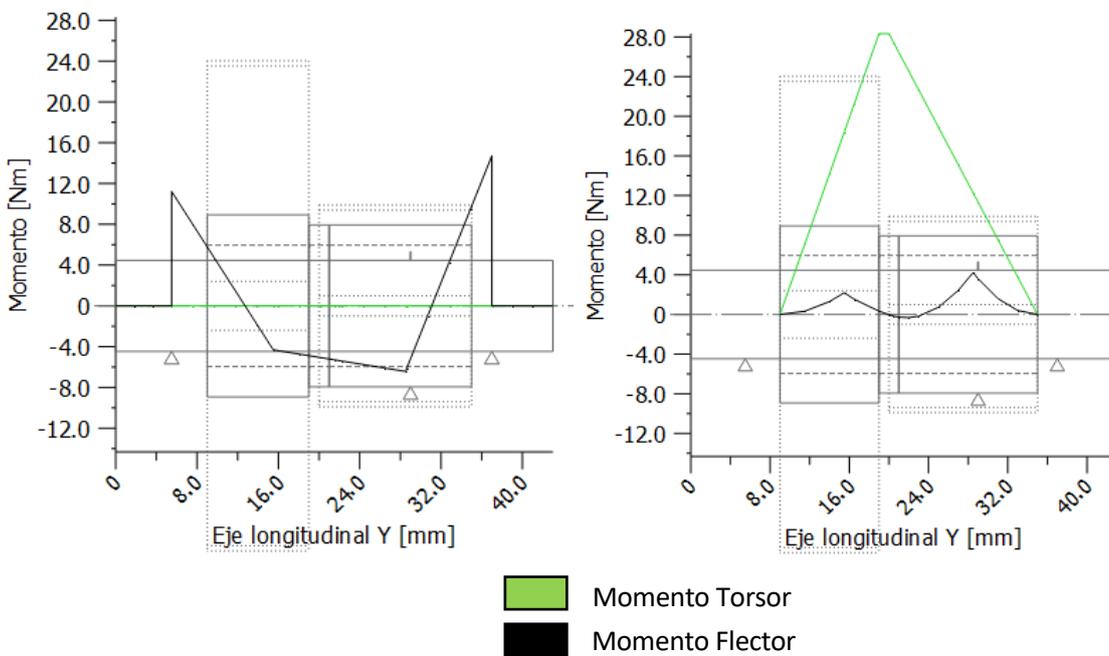


Figura 3.51. Diagrama de Momentos para planetas y eje, respectivamente. (Fuente: Elaboración propia)

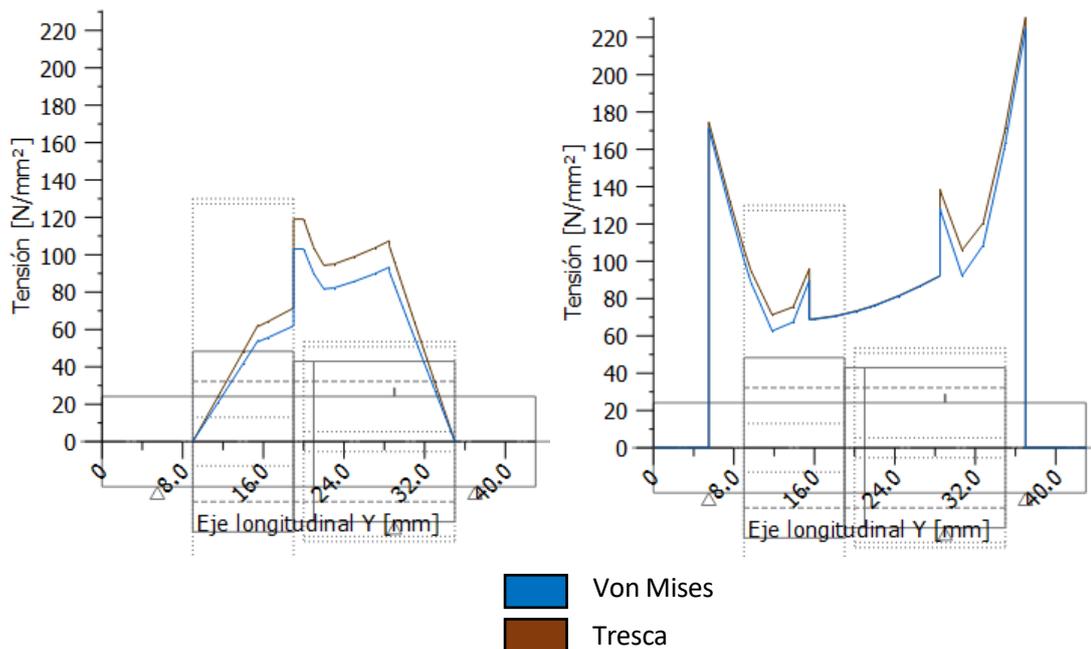


Figura 3.52. Diagrama de Tensión equivalente para planetas y eje, respectivamente. (Fuente: Elaboración propia)

3.9. Rodamientos

En este apartado se evalúan con detalle los diferentes rodamientos seleccionados que debe montar la transmisión. El análisis se separa en tres bloques, siendo estos la diferente aplicación que tiene cada rodamiento en su punto de trabajo.

Los rodamientos son elementos mecánicos que se emplean en juntas giratorias para disminuir la fricción entre piezas. Su funcionamiento se basa en absorber la menor cantidad de energía posible, desgastarse lo más lentamente posible, ocupar el mínimo espacio y tener un coste ajustado.

Siendo *Schaeffler* uno de los patrocinadores del equipo, se escogerán los rodamientos de su catálogo que mejor se adapten a nuestros requerimientos.

3.9.1. Planetas

El diseño de transmisión planteado, permite usar el mismo rodamiento para ambos engranajes. Además, se ha conseguido que la anchura total de los planetas coincida con la de ambos rodamientos tal y como se muestra en la *Figura 3.48*. Este aspecto facilita tanto el montaje como los resultados de esfuerzos de la transmisión.

A partir de la condición que se ha comentado y las medidas disponibles entre eje y diámetro interior de los planetas, se decide usar un rodamiento de jaula de agujas. Este tipo de rodamiento se caracteriza por tener una elevada capacidad de carga teniendo en cuenta su tamaño debido a su línea de contacto y la existencia de estos rodamientos para pequeños espacios de trabajo. Los rodamientos de agujas solo pueden soportar carga en una sola dirección, en este caso radial.

El rodamiento seleccionado es el INA K9X12X13-TV. Sus especificaciones técnicas se muestran en la siguiente figura:

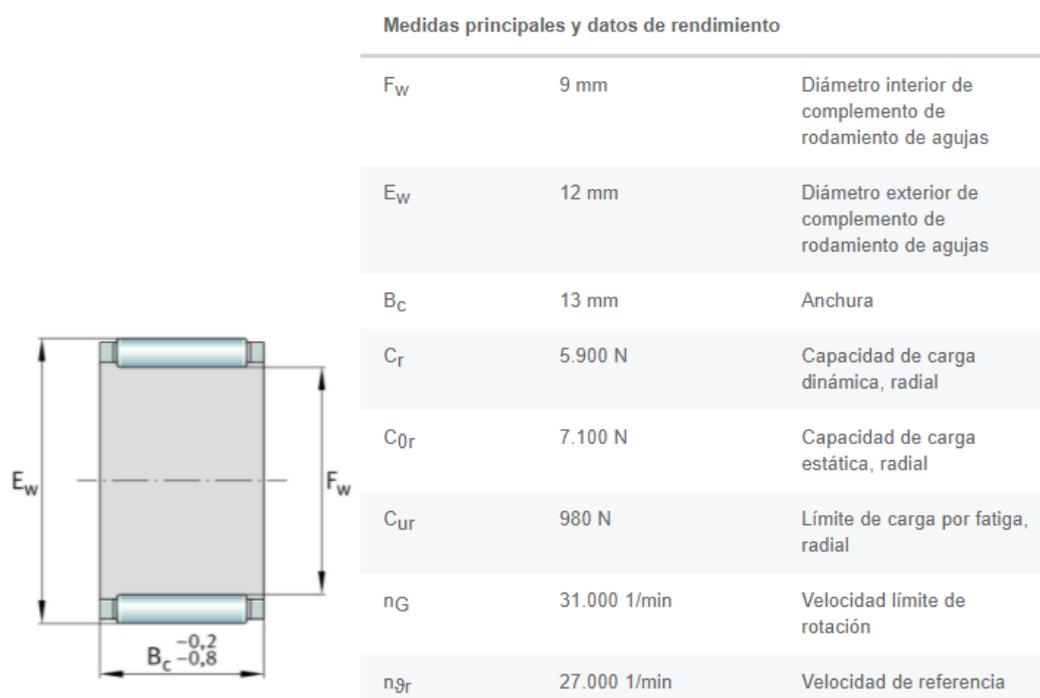


Figura 3.53. Especificaciones técnicas del rodamiento INA K9X12X13-TV. (Fuente: Catálogo *Schaeffler* [8])

Para comprobar que el rodamiento seleccionado cumpla con los requisitos de funcionamiento de la transmisión, se evalúa en *KISSsoft* el rodamiento para el planeta grande y pequeño, según la norma ISO 281:

LUBRICANTE	ISO VG 220
TEMPERATURA DE SEGURIDAD TRABAJO	70°C
VIDA NOMINAL, L_{NH}	
- RODAMIENTO PLANETA GRANDE	232,58 h

- RODAMIENTO PLANETA PEQUEÑO	39,33 h
FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO	
- RODAMIENTO PLANETA GRANDE	4,51
- RODAMIENTO PLANETA PEQUEÑO	2,65
FUERZA DE REACCIÓN DEL COJINETE	
- PLANETA GRANDE	1,573 kN
- PLANETA PEQUEÑO	2,682 kN

Tabla 16. Cálculo rodamiento INA K9X12X13-TV. (Fuente: Elaboración propia)

Los resultados obtenidos demuestran que el rodamiento escogido es válido y no se debe preocupar por el desgaste de éste, ya que supera de lejos las condiciones impuestas.

Comparando entre ambos planetas, el grande tiene mejores resultados ya que tiene una mayor vida nominal y factor de seguridad. En cuanto a la fuerza de reacción, al ser el planeta pequeño el más solicitado, es el que mayor carga reciba. Esto tiene influencia en la deformación del eje que se ha comentado anteriormente.

3.9.2. Portaplanetas

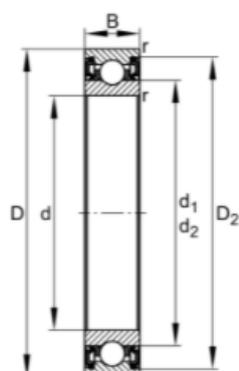
Los rodamientos que monten los portaplanetas requieren de una atención importante, ya que aparte de tener que soportar las cargas que reciba la transmisión también vendrán limitados por las dimensiones del portaplanetas motor y del buje, en la pista interior, y la mangueta para la pista exterior del rodamiento.

El tipo escogido para este caso son los rodamientos rígidos de bolas de una hilera. Éstos pueden soportar cargas radiales y axiales, y son adecuados para rapidezces altas. Hay que tener en cuenta que la velocidad de giro del portaplanetas será la misma a la que gire la rueda. En teoría, el contacto entre una bola y la pista de rodamiento se da en un punto, sin embargo, en realidad es un área circular pequeña debido a la deformación de piezas.

3.9.2.1. Portaplanetas Buje

La elección de este rodamiento viene limitada por las restricciones de espacio. Para la pista interior del mismo, se sabe que debe coincidir con el diámetro del portaplanetas, sabiendo que es de 80mm. Para el diámetro de la pista exterior, se sabe que no puede exceder los 105mm ya que colisionaría con la

pinza de freno. Por lo tanto, el rodamiento escogido para esta parte del portaplanetas es el FAG 61816-2RZ-Y.



Medidas principales y datos de rendimiento		
d	80 mm	Diámetro del agujero
D	100 mm	Diámetro exterior
B	10 mm	Anchura
C_r	13.800 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C_{0r}	13.800 N	Capacidad de carga estática, radial
C_{ur}	930 N	Límite de carga por fatiga, radial
n_G	8.000 1/min	Velocidad límite de rotación
n_{gr}	4.600 1/min	Velocidad de referencia

Figura 3.54. Especificaciones técnicas del rodamiento FAG 61816-2RZ-Y. (Fuente: Catálogo *Schaeffler* [8])

Se realiza el estudio del rodamiento en *KISSsoft* para comprobar si soporta las condiciones de trabajo que se exige y aguanta el mínimo de horas que se piden (25 horas). Según la norma ISO 281:

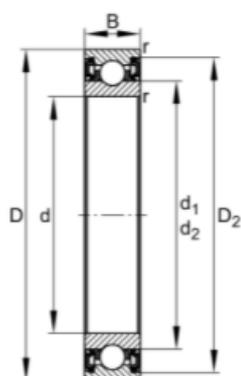
TEMPERATURA DE SEGURIDAD TRABAJO	70°C
VIDA NOMINAL, L_{NH}	30,46 h
FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO	1,36
FUERZA DE REACCIÓN DEL COJINETE	
- RADIAL	10,164 kN
- AXIAL	7,187 kN

Tabla 17. Cálculo rodamiento FAG 61816-2RZ-Y. (Fuente: Elaboración propia)

Los resultados obtenidos en la *Tabla 17*, aseguran que el rodamiento FAG 61816-2RZ-Y sirve para la aplicación que se pide. Este rodamiento se caracteriza por ser de lubricación de por vida, lo que conlleva la ausencia del mantenimiento.

3.9.2.2. Portaplanetas Motor

Para el portaplanetas de la parte del motor se podría usar el mismo rodamiento escogido en el portaplanetas del buje, si no fuera porque el diámetro exterior de la corona es mayor que el de la pista exterior del rodamiento. Para que el montaje de la transmisión sea válido, se debe escoger un rodamiento cuyo diámetro de pista exterior supere el de la corona. Con esta restricción se elige el rodamiento FAG 61817-2RZ-Y.



Medidas principales y datos de rendimiento

d	85 mm	Diámetro del agujero
D	110 mm	Diámetro exterior
B	13 mm	Anchura
C_r	20.400 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C_{0r}	19.800 N	Capacidad de carga estática, radial
C_{ur}	1.160 N	Límite de carga por fatiga, radial
n_G	7.200 1/min	Velocidad límite de rotación
n_{gr}	4.900 1/min	Velocidad de referencia

Figura 3.55. Especificaciones técnicas del rodamiento FAG 61817-2RZ-Y. (Fuente: Catálogo *Schaeffler* ^[8])

Se realiza el estudio del rodamiento en *KISSsoft* para comprobar si soporta las condiciones de trabajo que se exigen y soporta el mínimo de horas que se piden (25 horas). Según la norma ISO 281:

LUBRICANTE	ISO VG 220
TEMPERATURA DE SEGURIDAD TRABAJO	70°C
VIDA NOMINAL, L_{NH}	394,84 h
FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO	4,91
FUERZA DE REACCIÓN DEL COJINETE	
- RADIAL	3,80 kN

- AXIAL	3,50 kN
---------	---------

Tabla 18. Cálculo rodamiento FAG 61817-2RZ-Y. (Fuente: Elaboración propia)

Los resultados obtenidos en la *Tabla 18*, dan por bueno el rodamiento seleccionado. A diferencia del escogido para el portaplanetas del buje, se puede observar cómo los valores de vida nominal y factor de seguridad son mayores ya que este rodamiento está sobredimensionado debido a las restricciones de diseño que han obligado a seleccionar uno mayor del necesario.

3.10. Tribología

La viscosidad es la característica más importante para la lubricación de cualquier máquina. Depende en gran medida de la temperatura. A mayor temperatura, menor viscosidad, lo que comporta un estado más líquido.

De nada sirve diseñar una transmisión cuyas características geométricas hayan sido revisadas al detalle y usar los materiales que aseguren las mejores propiedades mecánicas, si se desatiende a la lubricación.

Aquellos aceites con una viscosidad cinemática baja, menos resistentes a fluir, son conocidos como aceites delgados. Por el contrario, existen los aceites gruesos, con viscosidades cinemáticas más grandes y su resistencia a fluir son mayores.

La función de una lubricación correcta produce:

- Maximizar la vida útil de los rodamientos.
- Mejorar de la eficiencia del mecanismo (motor).
- Optimizar de las transmisiones.
- Evacuar mejor el calor en condiciones de altas revoluciones.
- Reducir el contacto entre dientes, con el objetivo de reducir el calentamiento.

Los lubricantes ISO son aceites industriales. Esta es la medida específica de viscosidad a 40°C, expresada en cSt. La norma ISO acepta una variación del 10% por encima y por debajo del número clasificatorio. Es decir, para el caso de un aceite ISO VG220, puede estar entre 242cSt y 198cSt a 40°C.

Además del conjunto de engranajes los rodamientos de agujas también deben ir lubricados. Al pertenecer ambos al mismo sistema, la lubricación deberá ser la misma. Por ello, se realiza el estudio de la lubricación óptima para los rodamientos de agujas a partir de las condiciones de trabajo a las que estarán expuestos.

Datos necesarios para hacer el cálculo:

- $n = 5869,6$ rpm (velocidad de giro)
- $d_M = 12$ mm (diámetro del rodamiento)

A partir del diámetro del rodamiento de agujas y la velocidad de giro de los planetas, se obtiene la viscosidad de referencia, v_1 .

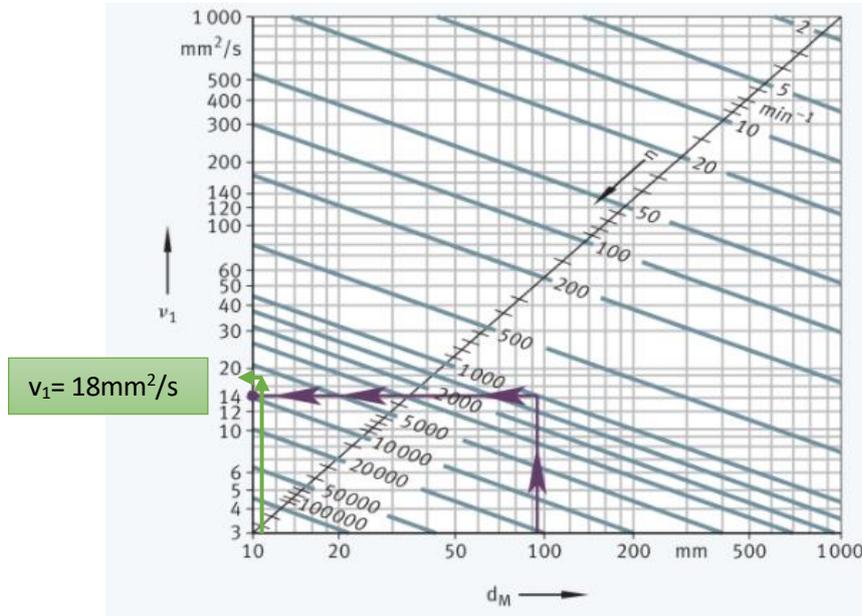
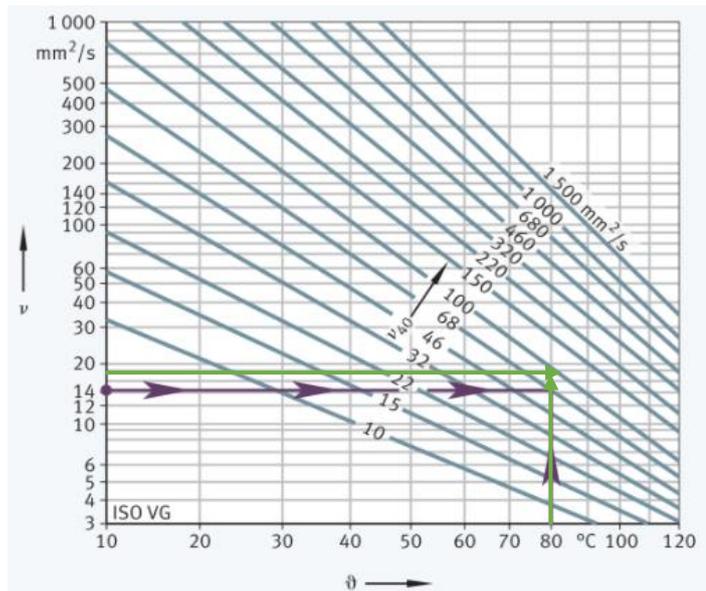


Figura 3.56. Viscosidad de referencia, v_1 . (Fuente: Schaeffler^[8])

Conociendo la temperatura de trabajo, obtenida a partir de los test realizados midiendo la temperatura de la transmisión con pistolas de calor y v_1 del diagrama anterior, la viscosidad cinemática del aceite:



ISO VG 100

Figura 3.57. Viscosidad a 40°C. (Fuente: *Schaeffler* ^[8])

Una vez calculada la viscosidad necesaria de los rodamientos, se observa una leve diferencia entre ésta (ISO VG 100) y la obtenida en KISSsoft (ISO VG 220). Esto se debe al hecho que, para una lubricación de un sistema de engranajes, se necesite de una viscosidad mayor.

Los mejores resultados para la lubricación óptima de la transmisión se han obtenido mediante un aceite ISO VG 220.

	SOL	PLANETA GRANDE	PLANETA PEQUEÑO	CORONA
SEGURIDAD DE LA RAÍZ, SR	1,4117	1,4893	0,9976	0,9862
SEGURIDAD DEL FLANCO, SF	0,9186	1,0747	1,1326	1,2343

Tabla 19. Seguridad de la transmisión con aceite ISO VG220. (Fuente: Elaboración propia)

	SOL	PLANETA GRANDE	PLANETA PEQUEÑO	CORONA
SEGURIDAD DE LA RAÍZ, SR	1,4117	1,4893	0,9976	0,9862
SEGURIDAD DEL FLANCO, SF	0,8698	1,0333	1,0889	1,1904

Tabla 20. Seguridad de la transmisión con aceite ISO VG100. (Fuente: Elaboración propia)

Comparando ambos resultados se decide usar el lubricante que asegure una mayor seguridad, es decir, el ISO VG220. Aunque éste sea un poco más viscoso y pueda afectar mínimamente al rendimiento, prevalece la seguridad de la transmisión.

A continuación, se analiza el aceite escogido con las características de trabajo en cada etapa de los engranajes para acabar de confirmar que el estudio hecho es válido. Se presentan las propiedades del aceite ISO VG220:

ACEITE ISO VG 220	
FUNCIÓN	Lubricación
TIPO	Mineral
VISCOSIDAD A 40°C (mm ² /s)	220
TEMPERATURA DEL LUBRICANTE	
- MÁXIMA	180°C
- MÍNIMA	-27°C

Tabla 21. Propiedades aceite ISO VG220. (Fuente: Elaboración propia)

Con los resultados que se obtienen en el *KISSsoft* de las temperaturas en cada punto de contacto para la primera y segunda etapa respectivamente:

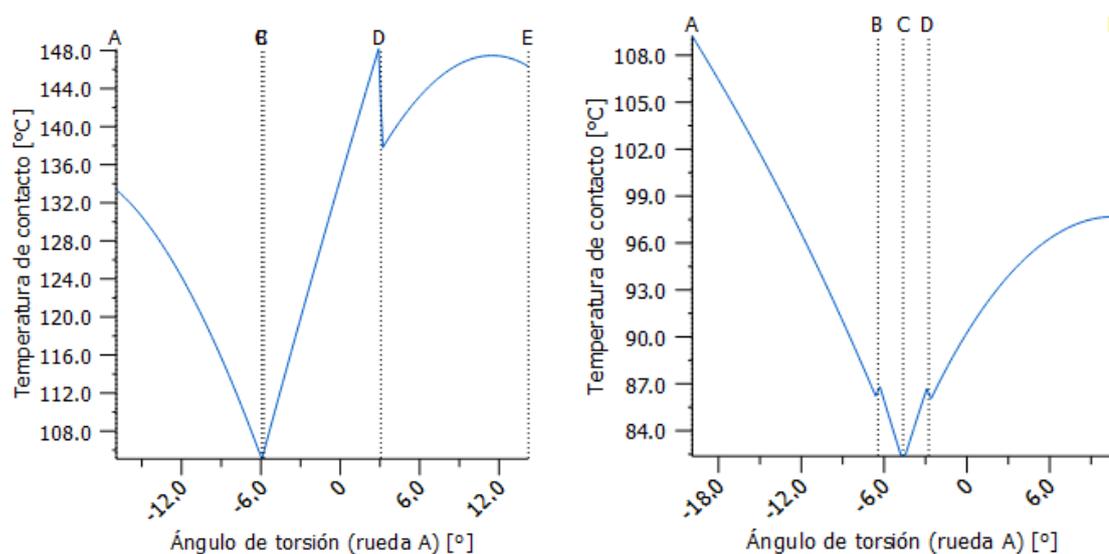


Figura 3.58. Temperaturas de contacto con aceite ISO VG220. (Fuente: Elaboración propia)

Observando las gráficas, en ambas etapas las temperaturas que se alcanzan debido al contacto no superan la temperatura máxima de operación del aceite.

3.10.1. Método de Lubricación

Los engranajes se pueden clasificar, desde el punto de vista de la lubricación, en dos tipos: engranajes abiertos o engranajes contenidos en un cárter permitiendo una protección ante las impurezas del aire exterior.

El diseño de la transmisión ha sido creado pensando también en el aspecto de la lubricación. Por cómo va ensamblado el conjunto, se puede asegurar que se trata de una transmisión de engranajes contenidos en un cárter ya que, mediante los sellados se ha asegurado la estanqueidad dentro el espacio de trabajo del conjunto planetario, evitando cualquier tipo de fuga de la lubricación que podría conllevar importantes problemas.

A modo de facilitar el trabajo y mantenimiento de la transmisión, se ha optado por la lubricación mediante el barboteo de aceite. Es un método de aplicación fácil en el que se rellena la parte inferior del sistema planetario de lubricante y posteriormente, por la misma rotación de los planetas, se consigue lubricar todos los engranajes y rodamientos.



Figura 3.59. Lubricación por barboteo de aceite de una transmisión. (Fuente: Konstruktion Traktorer)

3.11. Configuración del Sistema

3.11.1. Diseño Final

Finalmente, con todos los parámetros calculados y validados se ha diseñado el sistema de transmisión planetaria compuesta. Durante este proceso se han hecho varias iteraciones para mejorar el concepto inicial y solventar problemas de colisiones y facilidad de montaje.

En la siguiente imagen se muestra el conjunto de engranajes, los ejes de los planetas, los rodamientos entre eje y planetas y las arandelas de fricción.



Figura 3.60. Diseño final del sistema planetario. (Fuente: Elaboración propia)

3.11.2. Montaje

El montaje de la transmisión se ha planteado siguiendo una forma piramidal, es decir, las piezas más grandes se montarán primero y seguidamente se irán incorporando las demás piezas.

La corona es lo primero que se ensamblará a la mangueta para poder fijarla con comodidad y disponer de espacio de trabajo.

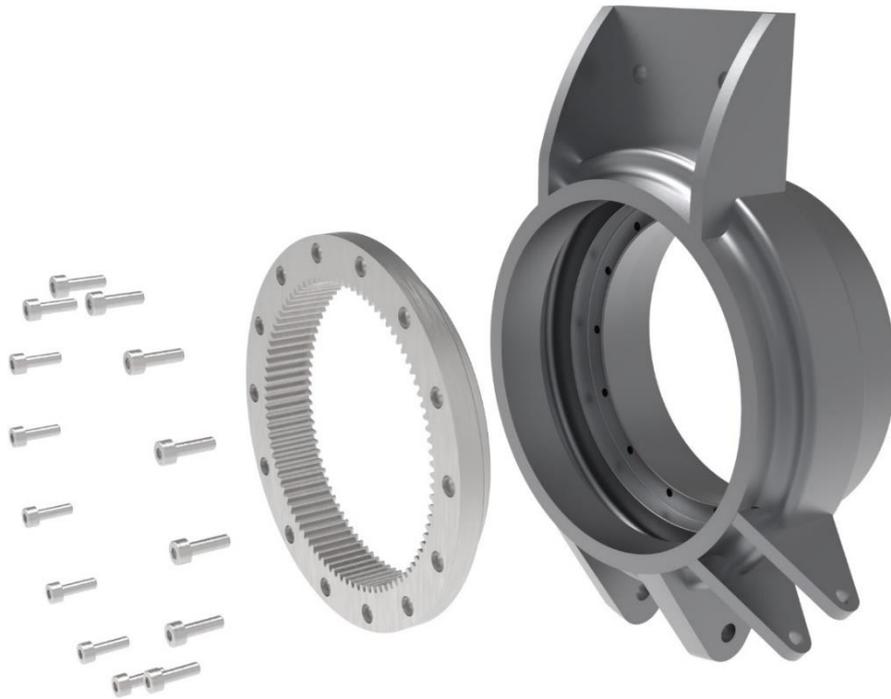


Figura 3.62. Ensamblaje Corona con Mangueta. (Fuente: Elaboración propia)

Seguidamente se empezarán a ensamblar por separado el resto de componentes. Primero, se unirán los ejes de los engranajes con el portaplanetas en contacto con el buje y se montará el rodamiento entre la mangueta y dicho portaplanetas, representado de color azul por el anodizado que se le aplica.

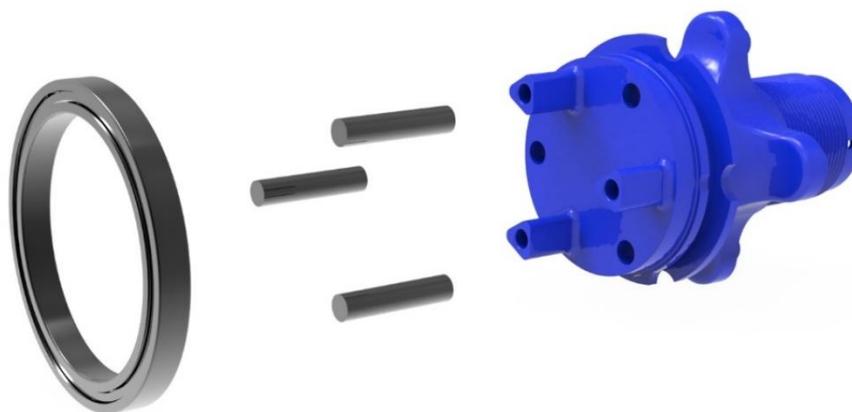


Figura 3.63. Ensamblaje ejes de los planetas con portaplanetas del buje. (Fuente: Elaboración propia)

A continuación, se presentará el conjunto de la *Figura 3.63* por la parte trasera de la mangueta y se podrá empezar a ensamblar los engranajes planetarios en sus respectivos ejes con sus rodamientos y arandelas de fricción.



Figura 3.64. Ensamblaje del conjunto de los planetas. (Fuente: Elaboración propia)

Una vez ensamblado el conjunto de los planetas, se procede al montaje del sol con el eje motor a través del portaplanetas motor y su respectivo rodamiento y la fijación del eje con el engranaje mediante el circlip.



Figura 3.65. Ensamblaje del sol, eje motor y portaplanetas motor. (Fuente: Elaboración propia)

Por último, queda fijar los portaplanetas con los tres tornillos seleccionados y montar el rodamiento entre la mangueta y el portaplanetas motor.

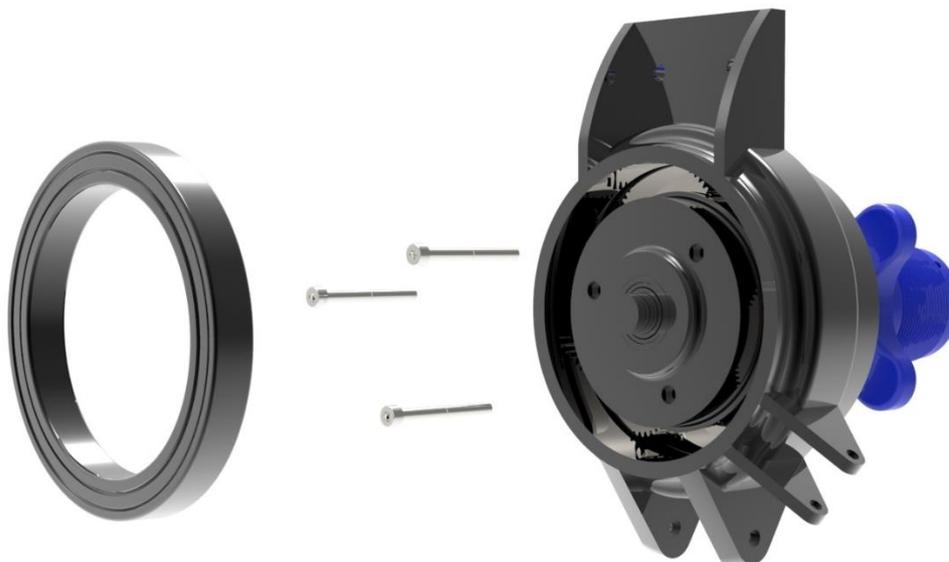


Figura 3.66. Ensamblaje final. (Fuente: Elaboración propia)

A continuación, se presenta el ensamblaje del conjunto rueda en el que se puede ver las dimensiones que ocupa dentro de la llanta de la rueda.

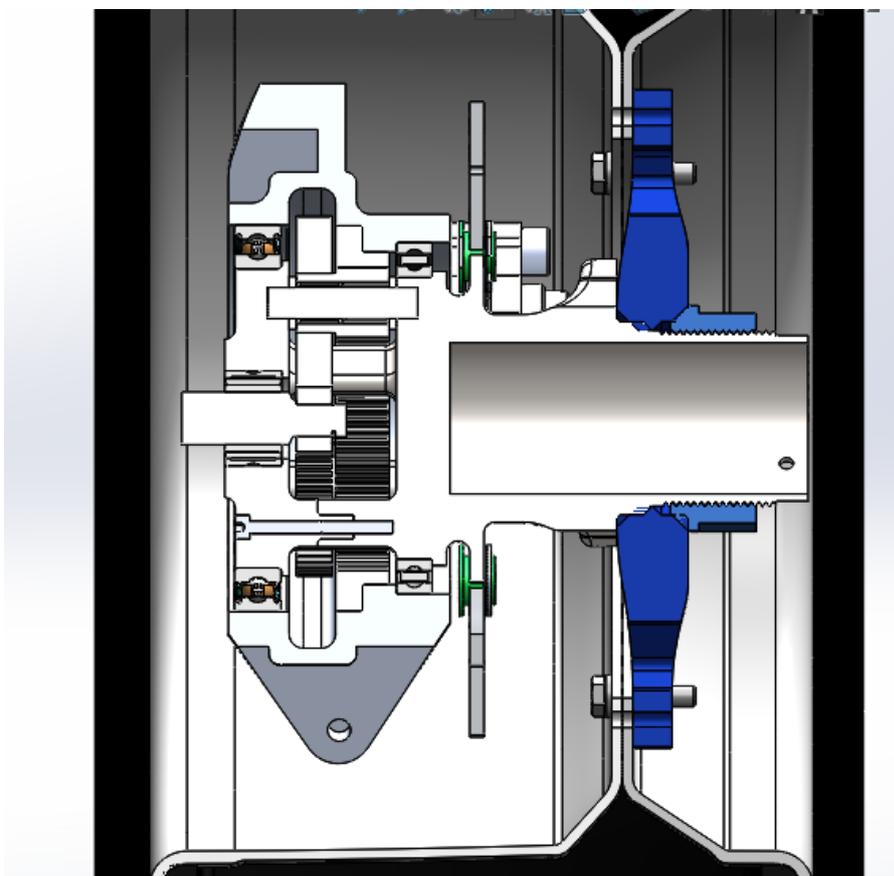


Figura 3.66. Ensamblaje conjunto rueda. (Fuente: Elaboración propia)

3.11.3. Tolerancias de uniones

Escoger el ajuste adecuado para la unión entre piezas es fundamental para asegurar un óptimo rendimiento. Se analiza por separado la clase de tolerancia necesaria en función de las condiciones de trabajo que se requieran para cada pieza.

3.11.3.1. Eje Planetas – Portaplanetas

La unión entre el eje de los planetas y ambos portaplanetas, motor y buje, se producirá mediante un ajuste por apriete, 9H7/p6. Esta tolerancia asegura la restricción necesaria para la condición de trabajo del sistema planetario. El eje debe mantenerse fijo sin tener rotación sobre sí mismo.

3.11.3.2. Portaplanetas Motor – Portaplanetas Buje

La tolerancia necesaria entre ambos portaplanetas será, 7H7/n6. Un ajuste por apriete indeterminado que facilitará la unión del eje con el agujero. Se ha escogido una tolerancia n6 en la que la colocación de piezas se hará con mazo para no transmitir esfuerzo notable pudiéndose montar y desmontar sin deterioro.

3.11.3.3. Rodamientos

En el caso de los rodamientos, se deben ajustar las tolerancias para dos casos: actuando el rodamiento como agujero siendo el portaplanetas el eje o bien siendo el rodamiento el eje respecto la mangueta, actuando como agujero.

El fabricante proporciona las especificaciones técnicas necesarias para que el cliente pueda usar el rodamiento en las mejores condiciones. En la *Figura 3.68*, se muestran los valores guía para las tolerancias geométricas y de posición de las superficies de asiento de los rodamientos seleccionados.

Bearing tolerance class		Bearing seating surface	Standard tolerance grades to ISO 286-1 (IT grades)			Total axial runout tolerance of abutment shoulders t_3
to ISO 492	to DIN 620		Diameter tolerance	Roundness tolerance t_1	Parallelism tolerance t_2	
Normal	PN (P0)	Shaft	IT6 (IT5)	Circumferential load IT4/2	Circumferential load IT4/2	IT4
		Shaft	IT6 (IT5)	Point load IT5/2	Point load IT5/2	IT4
		Housing	IT7 (IT6)	Circumferential load IT5/2	Circumferential load IT5/2	IT5
		Housing	IT7 (IT6)	Point load IT6/2	Point load IT6/2	IT5

Figura 3.68. Tolerancias AIT de los rodamientos. (Fuente: Schaeffler ^[8])

Además, también se detalla en función del diámetro nominal del engranaje el tipo de tolerancia que tendrá el rodamiento. En la *Figura 3.69*, se enmarca las condiciones que tienen ambos rodamientos de bolas siendo las para los dos tipos ya que comparten el mismo rango de diámetros.

Nominal bore diameter		Bore deviation		Variation			Radial runout	
d		$t_{\Delta dmp}$		t_{Vdsp} μm max.	t_{Vdmp}	t_{Kia}	μm max.	μm max.
mm over	incl.	μm U	L					
				9	0, 1	2, 3, 4		
–	2,5	0	–8	10	8	6	6	10
2,5	10	0	–8	10	8	6	6	10
10	18	0	–8	10	8	6	6	10
18	30	0	–10	13	10	8	8	13
30	50	0	–12	15	12	9	9	15
50	80	0	–15	19	19	11	11	20
80	120	0	–20	25	25	15	15	25
120	180	0	–25	31	31	19	19	30
180	250	0	–30	38	38	23	23	40

Figura 3.69. Clase de tolerancia en función del diámetro. (Fuente: Schaeffler [8])

Como se observa, al tener una desviación mínima (U) de $0\mu m$, indica que la tolerancia de los rodamientos debe ser H7. Para los casos de unión del portaplanetas o la mangueta respecto los rodamientos, solo habrá que escoger la tolerancia adecuada en función de la aplicación que tenga cada unión respectivamente.

A continuación, se presentan las tolerancias de cada rodamiento:

61817-2RZ-Y FAG

Rodamiento ubicado entre el portaplanetas motor y la mangueta.

- Superficie del rodamiento actuando como agujero: 85H7/p6. Se elige un ajuste por apriete ya que interesa que el portaplanetas y la pista interior del rodamiento actúen como una única pieza.
- Superficie del rodamiento actuando como eje: 110H8/h7. Para la unión entre pista exterior del rodamiento y la mangueta se ha elegido un apriete indeterminado, que facilitará el montaje ya que su colocación será a mano y cumple con las condiciones de trabajo requeridas.

61816-2RZ-Y FAG

Rodamiento ubicado entre el portaplanetas del buje y la mangueta.

Se mantienen las mismas tolerancias escogidas en el rodamiento 61817-2RZ-Y FAG.

- Superficie del rodamiento actuando como agujero: 80H7/p6.
- Superficie del rodamiento actuando como eje: 100H8/h7.

3.11.4. Fabricación

La elección del tipo de fabricación que se use para conseguir las piezas con los mejores acabados y calidades es otro punto importante para asegurar el correcto funcionamiento de la transmisión.

Para el caso de los engranajes, éstos han sido estudiados para ser fabricados mediante la máquina de electroerosión de corte por hilo. Esta tecnología permite lograr una precisión extrema al producir piezas de increíble delicadeza a velocidades de corte muy elevadas. Este aspecto es de suma importancia ya que asegura un mínimo error de fabricación respecto las medidas del perfil del diente, anchura y las especificaciones geométricas necesarias para cada engranaje que se ha calculado.

La electroerosión es un proceso muy popular debido a su aplicabilidad especialmente para materiales duros o para formas particularmente complejas que son difíciles de lograr con el fresado.

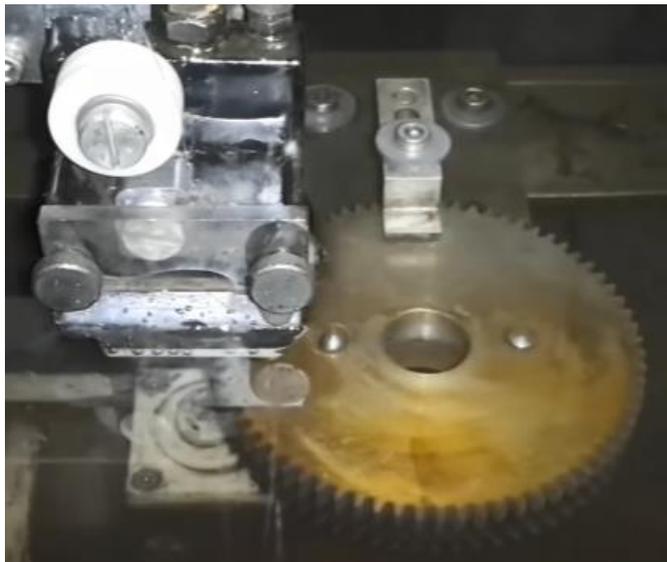


Figura 3.70. Corte de electroerosión por hilo. (Fuente: Flo_)

Además, al necesitar solo una herramienta para poder cortar la pieza, el corte por electroerosión por hilo, aparece como una alternativa de bajo coste frente otros procesos de mecanizado como el fresado, torneado o rectificado.

En cuanto a los portaplanetas, se empleará un mecanizado de 3 ejes por fresado. A diferencia de los engranajes, las dimensiones son mayores permitiendo un buen acabado en este proceso de fabricación.

La fabricación los ejes de los planetas entre las dos etapas de la transmisión se llevará a cabo en el mismo taller mecánico del equipo con el torno, ya que los procesos a seguir para obtener la pieza se consideran muy sencillos.

3.11.4.1. Tratamientos Térmicos

Los aceros en engranajes son tratados térmicamente, principalmente por dos motivos: deben estar en condiciones de maquinabilidad adecuada y se debe desarrollar la dureza, la fuerza y la resistencia al desgaste necesaria para el uso esperado.

El tratamiento térmico al que deberán someterse los engranajes es un temple por cementación. Los aceros templados sometidos a un tratamiento de cementación superficial, permiten transmitir pares elevados de fuerza a velocidades de giro elevadas.

^[6] Durante el proceso de templado, el acero se calienta hasta unos 20°C a 50°C por encima de la línea GSK y en ese estado se enfría bruscamente en agua, aceite, sal o aire. La dureza alcanzada aumenta considerablemente con el contenido de carbono. Al conseguir aumentar la dureza, aumenta también la fragilidad. Con la velocidad de temple aumenta también la deformación y las tensiones. Las tensiones de temple se generan por el aumento de volumen durante la formación de martensita. Estas tensiones pueden ser disminuidas mediante un revenido.

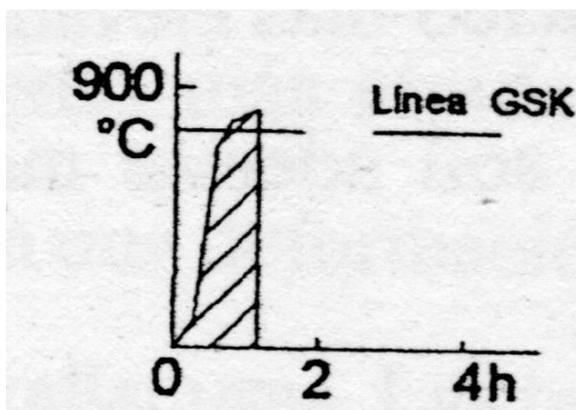


Figura 3.71. Proceso de Templado. (Fuente: Pilar Lafont ^[6])

La cementación es un proceso que tiene como objetivo endurecer la superficie de una pieza sin llegar a afectar el núcleo, dando lugar a una pieza formada por dos materiales. La del núcleo de acero con bajo índice de carbono, tenaz y resistente a la fatiga, y la parte de la superficie, de acero con mayor concentración de carbono, más dura y resistente al desgaste y a las deformaciones.

La cementación es un tratamiento muy común en todas aquellas piezas que requieran de gran resistencia al choque y tenacidad junto con una gran resistencia al desgaste, siendo el caso de los engranajes.

El programa de cálculo de engranajes facilita la profundidad útil de cementación óptima para la flexión del pie del diente y carga de la superficie, tal y como se presenta en la *Figura 3.72*, para ambas etapas de la transmisión.

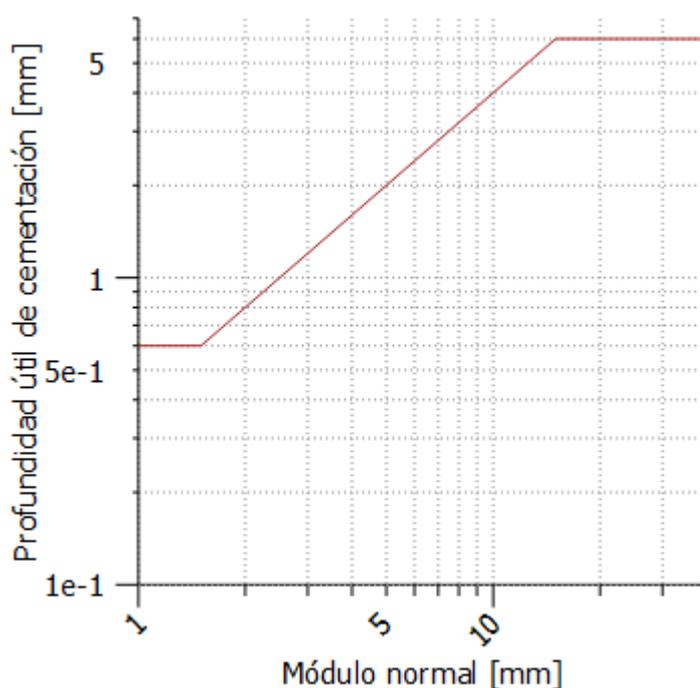


Figura 3.72. Profundidad de templado en función del módulo del engranaje. (Fuente: Elaboración propia)

Al tener el mismo módulo para las dos etapas del planetario (0,95mm) y observando el resultado obtenido de la gráfica, la profundidad de cementación que se deberán someter los engranajes es de 0,6mm.

Para determinar la dureza requerida en el proceso de cementación, se parte de la gráfica adjuntada en la *Figura 3.73*, donde se relaciona la distancia desde la superficie con la dureza. El valor obtenido es de 55HRC.

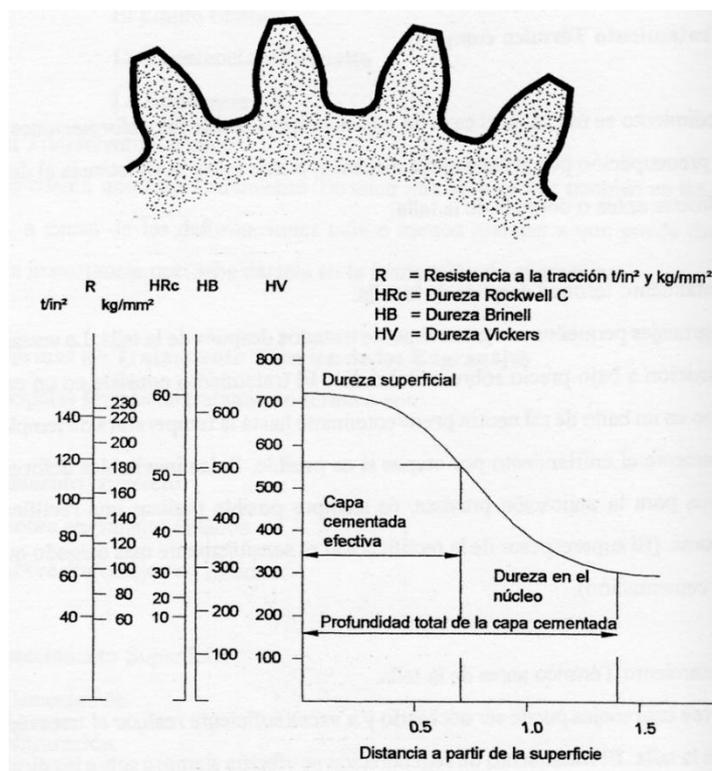


Figura 3.73. Variación de la dureza en el interior de la capa cementada. (Fuente: Pilar Lafont ^[6])

3.11.4.2. Acabado Superficial

Cuando los engranajes ya han sido tratados térmicamente, deben pasar por un proceso de pulido para mejorar las rugosidades que las piezas puedan tener después del corte por hilo y el endurecimiento. Estos procesos ayudan a reducir notoriamente las grietas por fatiga y otros síntomas de envejecimiento que se pueden llegar a generar durante el ciclo de vida de las piezas.

^[9] El proceso de pulido que se realiza es el KeramoFinish. Aunque para engranajes se suele usar el proceso de granallado, éste no se produce en la fábrica que nuestro patrocinador tiene en la península. Por ese motivo se decide usar como alternativa el tratamiento patentado por Rösler. Éste es un método de proceso diseñado para alcanzar las especificaciones requeridas de muchos fabricantes del sector aeronáutico.

La mejora de este acabado superficial asegura una rugosidad media, $R_a = 0,6\mu m$ y profundidad de la rugosidad media, $R_z = 4,80\mu m$. Valores que se han usado para el cálculo de los engranajes.

3.11.5. Tornillería

Para poder fijar la corona con la mangueta, se empleará el uso de tornillería que asegure la restricción de la rotación y movimiento axial que pueda tener debido a las fuerzas que reciba la transmisión.

Se han buscado las mejores opciones en cuanto a viabilidad y facilidad de montaje. Debido al poco espacio de operación que hay se ha decidido usar el DIN912 M3x10. Se ha escogido este tornillo ya que tiene la cabeza cilíndrica tipo *Allen*, más eficiente para el montaje que los de cabeza hexagonal, y una métrica M3 que viene limitado por el espacio de operación disponible en la corona.

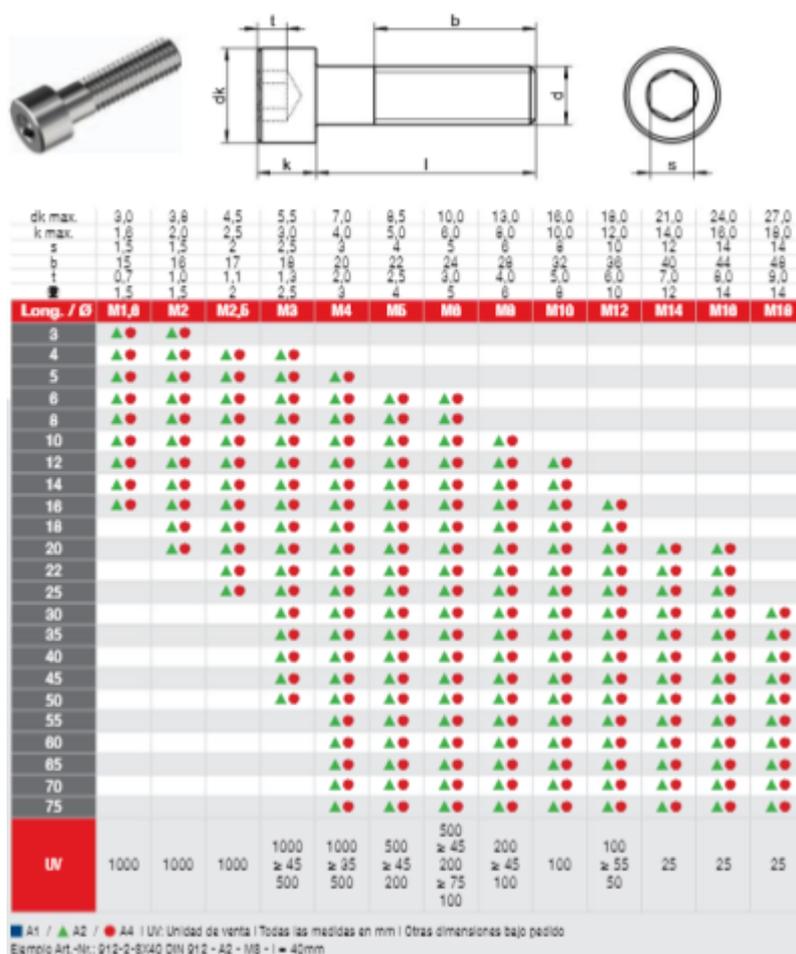


Figura 3.74. Tornillos DIN 912. (Fuente: Catálogo Tormetal)

Sabiendo el tipo de tornillo que se quiere usar para asegurar la fijación entre piezas, se procede al cálculo del número de tornillos necesarios que se deben emplear.

[3] Partiendo de la expresión:

$$T = \frac{P \cdot \mu \cdot R_{med} \cdot N}{SF} \quad (\text{Eq. 3.21})$$

siendo:

- T , el par transmitido.
- P , la fuerza de apriete, en N.
- μ , el coeficiente de rozamiento entre el material de la mangueta (Aluminio 7075-T6) y el material del tornillo (Acero).
- R_{med} , el radio medio de aplicación del tornillo.
- N , el número de tornillos.
- SF , el factor de seguridad.

El resultado obtenido, indica que son necesarios 14 tornillos. En el *Anexo 9.3* se encuentra el código Matlab creado para obtener el número de tornillos necesarios para la unión de la corona con la mangueta.

Además, para asegurar la fijación entre los portaplanetas, se usarán 3 tornillos DIN 912 M4x40.

4. Análisis del impacto ambiental

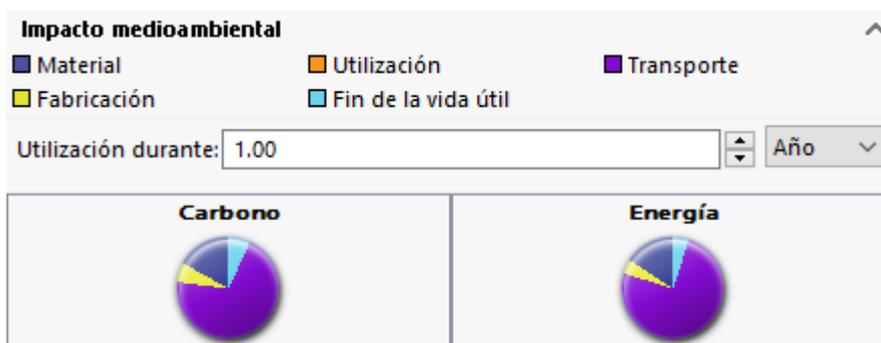
Una vez expuesto todo el proyecto, habiendo definido el diseño y sus componentes, se realiza un estudio sobre el impacto ambiental que genera la fabricación y uso de un sistema de transmisión para un vehículo eléctrico.

El sector de la automoción se está desarrollando cada vez más tratando de reducir el consumo y emisiones que generan los vehículos. Los coches eléctricos empiezan a consolidarse en el sector por sus ventajas respecto los coches de combustión como pueden ser:

- Cero emisiones
- Menos averías mecánicas
- Nulo consumo de combustible
- Respuesta inmediata de la mecánica eléctrica

Al ser nuestro monoplaza un vehículo eléctrico, la repercusión que tiene sobre impacto ambiental durante su uso es mínima. Seguidamente se muestra el análisis que se ha realizado para la fabricación de los engranajes, ejes y el portaplanetas.

PLANETA PEQUEÑO



Carbono		Energía	
Material	0.074	Material	0.912
Fabricación	0.026	Fabricación	0.262
Utilización	0.00	Utilización	0.00
Fin de la vida útil	0.029	Fin de la vida útil	0.274
Transporte	0.308	Transporte	4.4

Figura 3.75. Huella de carbono [kgCO₂] y consumo de energía [MJ] del Planeta Pequeño. (Fuente: Elaboración propia)

PLANETA GRANDE

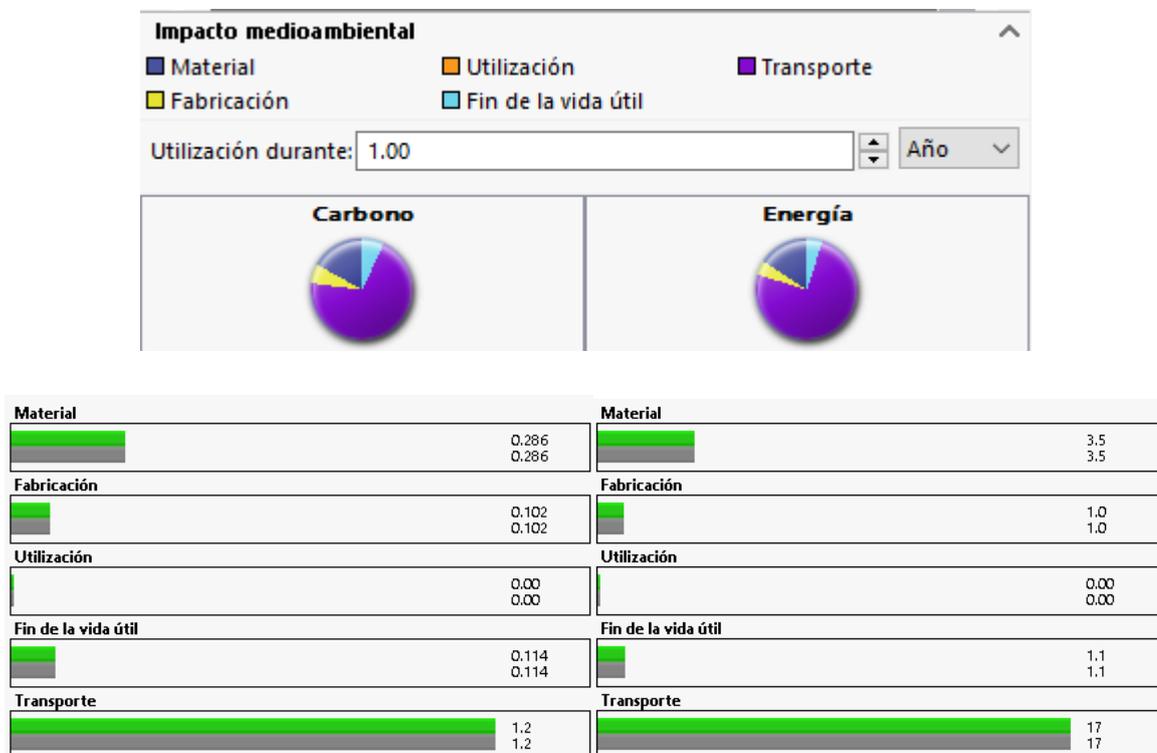
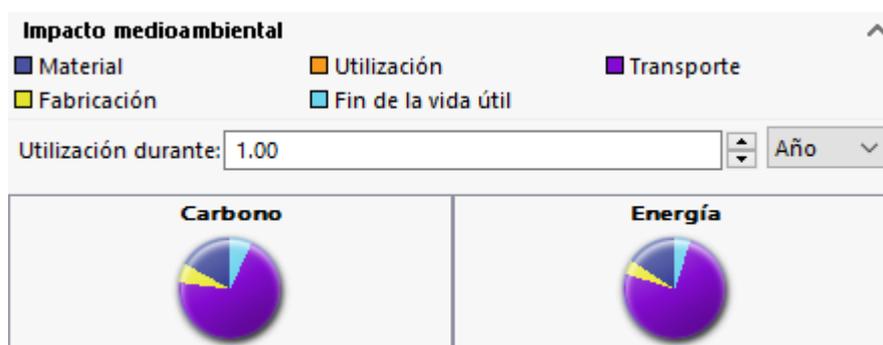


Figura 3.76. Huella de carbono [kgCO₂] y consumo de energía [MJ] del Planeta Grande. (Fuente: Elaboración propia)

SOL



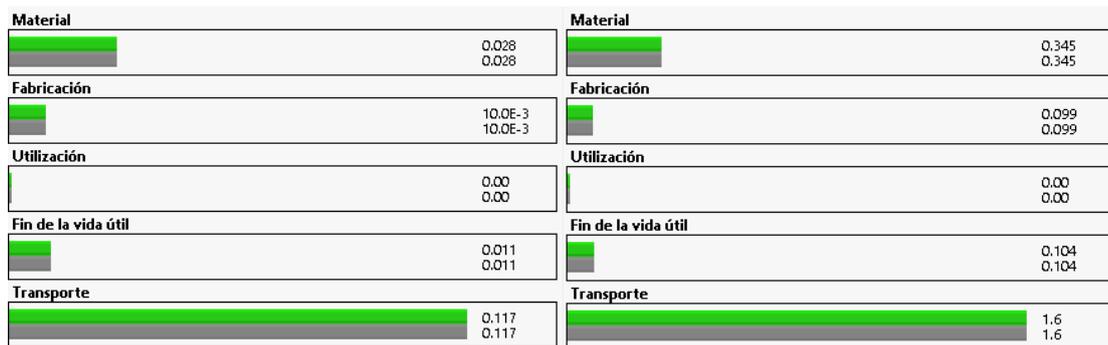


Figura 3.77. Huella de carbono [kgCO₂] y consumo de energía [MJ] del Sol. (Fuente: Elaboración propia)

CORONA

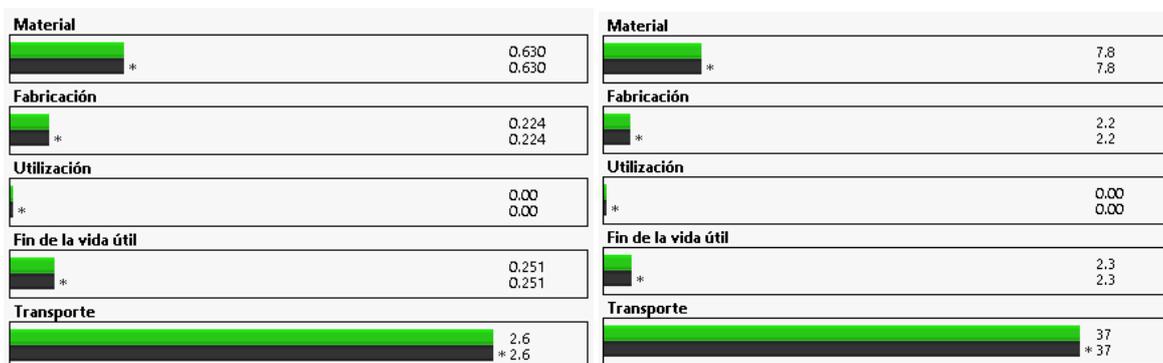
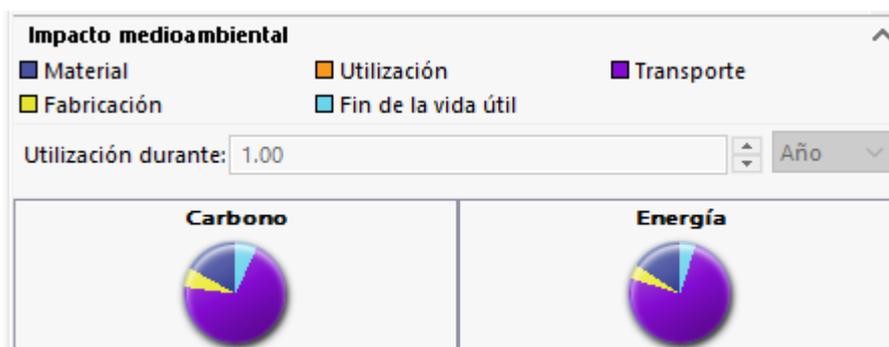


Figura 3.78. Huella de carbono [kgCO₂] y consumo de energía [MJ] de la Corona. (Fuente: Elaboración propia)

EJE

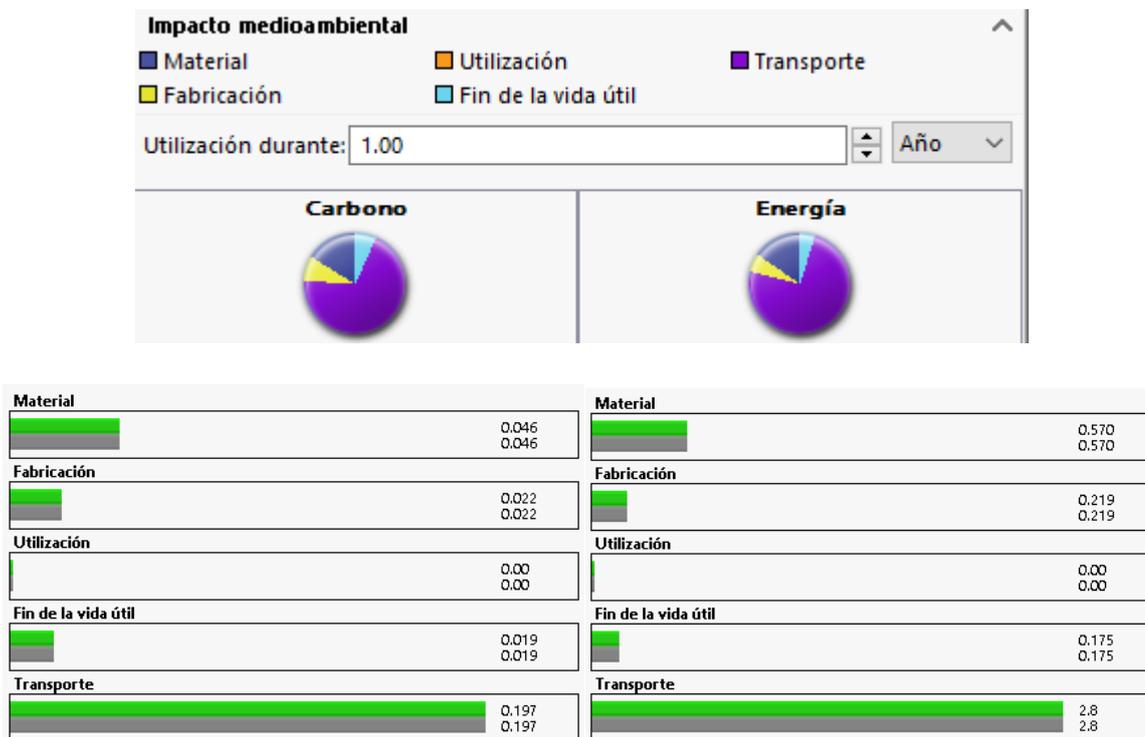
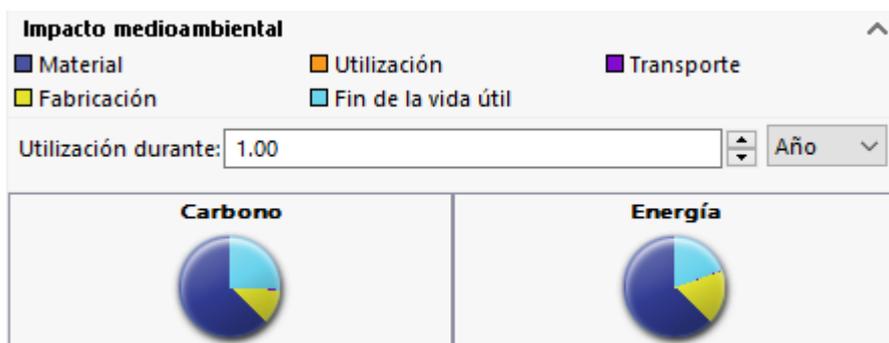


Figura 3.79. Huella de carbono [kgCO₂] y consumo de energía [MJ] del Eje. (Fuente: Elaboración propia)

PORTAPLANETAS



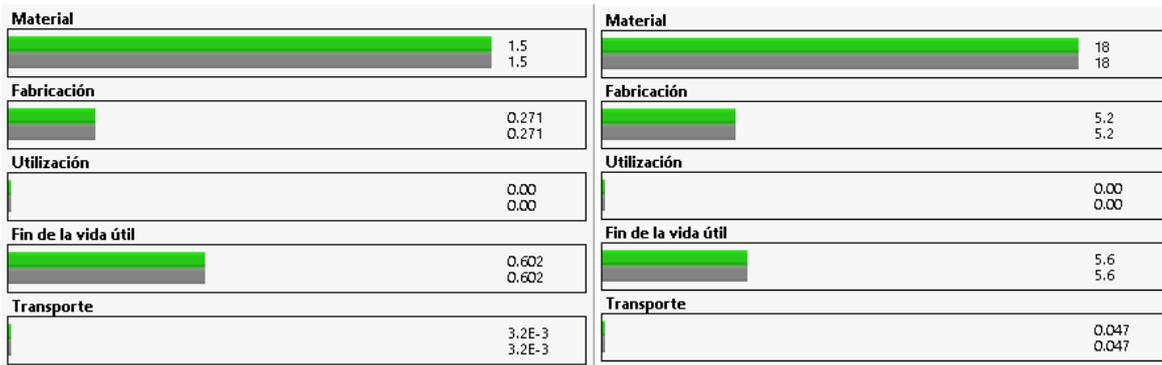


Figura 3.80. Huella de carbono [kgCO₂] y consumo de energía [MJ] del Eje. (Fuente: Elaboración propia)

Observando los resultados del impacto ambiental para cada pieza, hay una clara diferencia ya que los engranajes y ejes de los planetas se fabrican en China y los portaplanetas son mecanizados en la misma península. Por esta razón el impacto ambiental de los engranajes y ejes presentan unos valores mayores respecto los portaplanetas.

En nuestro caso al acabar cada temporada, se mantiene el monoplaza ensamblado, excepto las piezas que aún se puedan usar, para dejarlo expuesto frente al taller donde trabajamos para que se pueda ver la historia del equipo. De esta manera, se limita también el impacto que tienen los materiales una vez finalizada su vida útil.

5. Conclusiones

Durante el desarrollo del proyecto, se han ido obteniendo varias conclusiones que han servido para mejorar el diseño y estudio del sistema de transmisión propuesto.

Se ha conseguido una parametrización de motores personalizada a las necesidades del equipo, que ha servido para trabajar en paralelo con el estudio de la transmisión y escoger los valores que más beneficiaban al rendimiento del conjunto. Además, la relación escogida final para la configuración de la transmisión, 1:13,14 ha sido evaluada a partir de las pruebas más importantes de la competición FSAE. Posteriormente, mediante el programa de cálculo de engranajes, se ha asegurado que los engranajes soportan las condiciones de trabajo mínimas impuestas. Este punto podría ser estudiado con más profundidad en un futuro por los compañeros del departamento del equipo, para comprobar si hay alguna otra relación de transmisión que proporcione unos registros mejores en cuanto a rendimiento en pista y profundizar más en la normativa ISO 6336 para que el cálculo de los factores de fallo sea aún más preciso.

Finalmente, se ha escogido el diseño presentado tras una serie de iteraciones debidas a colisiones en el conjunto o modificaciones en piezas que permitían una mejora en el montaje de la transmisión. Esta es una primera propuesta para que futuros compañeros del equipo tengan una base a partir de la cual el conjunto rueda sea haga realidad. La parte del diseño y montaje puede ser mejorado a partir de optimizaciones en las piezas.

6. Presupuesto

En este apartado se presenta el presupuesto necesario que se necesita para poder crear el sistema mecánico estudiado. El análisis del presupuesto se dividirá en cuatro grupos: proceso de diseño, materia prima, elementos normalizados y fabricación. Todos ellos se detallarán a continuación.

PROCESO DE DISEÑO

Se incluyen los programas usados a lo largo del proyecto, así como el material informático necesario y las horas empleadas para dicho proyecto teniendo en cuenta un salario mínimo de 8 €/h que la universidad establece al realizar las prácticas de empresa.

RECURSO	CANTIDAD	COSTE TOTAL
SOLIDWORKS 2020	1	6.600 €
KISSOFT 2020	1	2.000 €
MATLAB	1	2.000 €
ALTAIR	1	1.600€
OPTIMUM LAP	1	GRATUITO
ANSYS STUDENT	1	GRATUITO
NORMA ISO 6336	1	218 €
ORDENADOR	1	650 €
HORAS TRABAJO INGENIERO JUNIOR	450	3.600 €
TOTAL		16.668 €
TOTAL*		4.250 €

Tabla 22. Coste del proceso de diseño. (Fuente: Elaboración propia)

Los programas *Matlab* y *Ansys* proyecto no se han costado ya que se han podido usar gratuitamente a partir de licencias proporcionadas por la misma universidad. En cuanto a *Optimum Lap*, éste se puede descargar gratuitamente.

Las licencias usadas en *SolidWorks*, *KISSsoft* y *Altair* han sido proporcionadas gracias al acuerdo de patrocinio entre el equipo y las empresas, por lo que no se ha pagado por usar estos programas.

La norma ISO 6336 revisada a lo largo del trabajo se ha usado gracias al recurso del equipo que disponía de ella. Por lo tanto, no ha supuesto ningún gasto.

* Coste total del proceso de diseño sin tener en cuenta el precio de las licencias facilitadas por convenio.

MATERIA PRIMA

La materia prima necesaria para fabricar el conjunto consta del material de los engranajes y el del portaplanetas.

PIEZA	MATERIAL	UNIDADES	PESO	COSTE TOTAL
SOL	18CrNiMo7-6	1	0,01 kg	40 €
PLANETA PEQUEÑO	18CrNiMo7-6	3	0,13 kg	102 €
PLANETA GRANDE	18CrNiMo7-6	3	0,13 kg	102 €
CORONA	18CrNiMo7-6	1	0,28 kg	95 €
EJE PLANETAS	AISI 1045	3	0,02 kg	25 €
PORTAPLANETAS	AISI 1045	2	1,20 kg	35 €
TOTAL				399 €

Tabla 23. Coste de la materia prima. (Fuente: Elaboración propia)

ELEMENTOS NORMALIZADOS

En la siguiente tabla se encuentran los elementos normalizados usados en el conjunto:

TIPO	ESPECIFICACIÓN	UNIDADES	PRECIO	COSTE TOTAL
TORNILLO	DIN 912 M3x10	14	0,04 €/u	0,56 €
TORNILLO	DIN 912 M4x40	3	0,13 €/u	0,39 €
RODAMIENTO EJE PLANETAS	K9X12X13-TV	6	4,12 €/u	24,72 €
RODAMIENTO PORTA BUJE	61816-2RZ-Y	1	59,63 €/u	59,63 €
RODAMIENTO PORTA MOTOR	61817-2RZ-Y	1	85,75 €/u	85,75 €/u
RODAMIENTO EJE MOTOR	NKI15/16-XL	1	25,84 €/u	25,84 €/u
ARANDELA DE FRICCIÓN	GASKET FA 15x9x2	6	0,20 €/u	1,20 €/u
CIRCLIP	DIN 471-8mm	1	0,04 €/u	0,04 €/u
JUNTA TORICA	∅27mm	1	0,70 €/u	0,70 €/u
TOTAL				198,83 €

Tabla 24. Coste de los elementos normalizados. (Fuente: Elaboración propia)

FABRICACIÓN

A continuación, se presentan los costes de fabricación necesarios para obtener el sistema planetario. Se tienen en cuenta los engranajes y portaplanetas ya que, el eje del motor lo fabrica la empresa que nos proporciona los motores y la fabricación de los ejes de los planetas se realizará en el propio taller mecánico del equipo.

PROCESO	COSTE
CORTE EDM	377 €
TRATAMIENTO TÉRMICO	25 €
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	2.500 €
MECANIZADOS	550 €
TOTAL	3.452 €

Tabla 25. Coste de los procesos de fabricación. (Fuente: Elaboración propia)

Cabe destacar que los recursos económicos del equipo son limitados y se intenta contactar con el máximo de empresas para obtener acuerdos de patrocinio y de esta manera facilitar el acceso a los materiales o piezas necesarias. Es el caso de los programas usados cuyas licencias vienen dadas por convenios con las respectivas empresas, los elementos normalizados y el tratamiento superficial de los engranajes. Gracias a estos convenios, el departamento puede destinar este ahorro para otros materiales o procesos de fabricación que se deba abonar el pago íntegramente.

7. Bibliografía

- [1] FORMULA STUDENT GERMANY (FSG). *Rules 2020*. [<https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>]
- [2] AUNE, PEDER AUGUST. *A Four Wheel Drive System for a Formula Style Electric Racecar*. Norwegian University of Science and Technology. Noruega, 2016.
- [3] CHAMIZO, ROCÍO LACASA. *Diseño de una transmisión planetaria para un vehículo de Formula FSAE*. Universidad Politécnica de Madrid. Madrid, 2019.
- [4] PALOU DE COMASEMA, LLUÍS PÉREZ. *Diseño de un Sistema de Transmisión para un Monoplaza de Formula Student*. Universitat Politècnica de Catalunya. Barcelona, 2017.
- [5] RADZEVICH, STEPHEN P. *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture. Third Edition*. Florida, 2016.
- [6] MORGADO, PILAR LAFONT. *Diseño y Cálculo de Transmisiones por Engranajes*. Madrid, 2009.
- [7] 6336, ISO. *Calculation of load capacity of spur and helical gears*.
- [8] SCHAEFFLER. Catálogo medias 2021. [<https://medias.schaeffler.es/es>]
- [9] RÖSLER. Tratamientos Superficiales 2021. [<https://es.rosler.com/es-es/sector/aeronautica/>]
- [10] Apuntes clase asignatura DIMA. Barcelona, 2020.

8. Anexo A

A1. Códigos Matlab

8.1. Especificaciones técnicas para 1 módulo

```

%% CÁLCULO TRANSMI
clc; clear all; close all;

Table = [];
n = 1;

%EJE MOTOR
P = 40000; % Potencia 1 Motor
T = 30; % Torque motor (Nm)
Tens_Adm = 750; %Tensión Límite Elástico Acero F-125 42CrMo4 (N/mm^2)
SF = 2;
Tens_Eq = Tens_Adm/SF;

Dmotmin = nthroot((16*T*1000)/(pi*Tens_Eq),3); % Diámetro Mínimo Eje
Motor 9mm

for m = 0.6 : 0.05 : 1.25;
%m = input('Ingrese el valor del módulo ');

for z1 = 18:3:50

    for z2 = 17:120

        for z3 = 17:120

            % CONDICIONES DE DISEÑO
            z4 = z1 + z2 + z3; % dientes corona
            Dmax_prim = (((m*z1)/(2)) + (m*z2))*2; % diámetro primitivo
máximo planetas grandes
            Dmax_dent = (((m*z1)/2)+((m*z2)+m))*2; % diámetro máximo
exterior primera etapa que no puede superar 130mm
            DconjuntBP = m*(z1+2*z2)+(2*m); % diámetro exterior conjunto
primera etapa
            esp = 3; % espesor 3mm de la carcasa por normativa, mm
            dis = 1.5; % dist seguridad entre BigPlanet y carcasa, mm
            Dmax_BP = DconjuntBP+2*esp+2*dis; % diámetro máximo exterior
primera etapa

            % PORTAPLANETAS
            Rp = 5; % radio pin, mm
            ds = 2; % distancia seguridad entre pin y contorno carrier,
mm
            a = (m*(z1+z2))/(2); % distancia entre centros primera etapa
            Rppmax = 40; %radio máximo portaplanetas

```


8.2. Especificaciones técnicas para 2 módulos

```

clc; clear all; close all;

Table = [];
n = 1;

%EJE MOTOR
P = 40000; % Potencia 1 Motor
T = 30; % Torque motor (Nm)
Tens_Adm = 750; %Tensión Límite Elástico Acero F-125 42CrMo4 (N/mm^2)
SF = 2;
Tens_Eq = Tens_Adm/SF;

Dminmot = nthroot((16*T*1000)/(pi*Tens_Eq),3); % Diámetro Mínimo Eje
Motor 9mm

% ESPECIFICACIONES

% Sun
w1 = 1884.95; % rad/s

% Pin
Dpin = 9; % Diámetro pin [mm]
Dext_bearing = 12;

% Carrier
Dint = 80; % Diámetro Portaplanetas [mm]
ds = 2; % distancia seguridad entre pin y borde del carrier
a_max = Dint-ds-(Dpin/2); % Dist. entre centros máxima

% Ring
Dext_Ring = 100;

% Conjunto
Dmax = 130; % diámetro máximo interno primera etapa
esp = 3; % Espesor 3mm de la carcasa por normativa
dist = 1.5; % Dist seguridad entre BigPlanet y carcasa
Dmax_BPlanet = Dmax-2*esp-2*dist; % Diámetro máximo de los planetas
grandes

% PROPOIEDAD MECÁNICA 18CrNiMo7-6
Tens_Adm_Gears = 900; % Tensión Límite Elástico [MPa]

% GEAR RATIO

for m12 = 0.5:0.05:1.5
    hfP12 = 1.25*m12; % DEDENDUM
    haP12 = 1*m12; % ADENDUM
    hP12 = hfP12+haP12; % ALTURA DIENTE

```

```

SR12_ext = 1.2*hp12; % distancia normativa
for z1 = 18:3:100
    d1 = m12*z1;
    for z2 = 17:120
        a = (m12*(z1+z2))/(2);
        if a <= a_max
            Dcarrier = 2*(a+ds+(Dpin/2)); % Diametro minimo carrier
            for b12 = 10:1:18; % Ancho diente
                if m12*(z1+2*z2)+(2*haP12)<= Dmax_BPlanet
                    DconjuntBP = m12*(z1+2*z2)+(2*haP12); % Diámetro
conjunto BigPlanets
                    if ((mod(z1,2) == 0 && mod(z2,2) ~= 0) ||
(mod(z1,2) ~= 0 && mod(z2,2) == 0))
                        for m34 = 0.5:0.05:1.5
                            hfp34 = 1.25*m34;
                            haP34 = 1*m34;
                            hp34 = hfp34+haP34;
                            SR34_ext = 1.2*hp34;
                            SR34_int = 3.5*m34;
                            d3_min =
(Dext_bearing+2*SR34_int+2*hfp34);
                            z3_min = ceil (d3_min/m34);
                            d4_max = (Dext_Ring-2*5.5-2*SR34_int-
2*hfp34);
                            for z3 = 18:100
                                d3 = m34*z3;
                                if d3 > d3_min
                                    z4 =
((z1+z2)*m12+z3*m34)/m34;
                                    if ((mod(z3,2) == 0 &&
mod(z4,2) ~= 0) || (mod(z3,2) ~= 0 && mod(z4,2) == 0))
                                        if mod(z4,3) == 0
                                            d4 = m34*z4; % Diam.
primitivo
                                            DRing_ext =
d4+2*5.5+2*SR34_int+2*hfp34;
                                            if d4 < d4_max
                                                i = 1 +
((z2*z4)/(z1*z3)); % Ratio
                                                if (i >= 12 && i
<= 13)
Table(n,1) = z1;
Table(n,2) = z2;
Table(n,3) = z3;
Table(n,4) = z4;
Table(n,5) = d1;
Table(n,6) = z2*m12;
Table(n,7) = d3;
Table(n,8) = d4;
Table(n,9) = i;
Table(n,10) = m12;
Table(n,11) = m34;
Table(n,12) = DconjuntBP;
Table(n,13) = a;
Table(n,14) = Dcarrier;
Table(n,15) = DRing_ext;

```

```

    Table(n,16) = Dminmot;

    n = n + 1;
end,end,end,end,end,end,end,end,end,end,end,end,end,end,end
end

Table

plot(Table(:,8),Table(:,10),'.')
```

8.3. Número de tornillos en la corona

```

%% CÁLCULO NÚMERO DE TORNILLOS
clc; clear all; close all;

% ESPECIFICACIONES TORNILLO DIN912 M3
Tens_Rot = 800; % Tensió Rotura, MPa.
r = 1.5; % Radio del tornillo.
Rm = Tens_Rot*pi*r^2; % Resistencia Mecánica.

% PARÁMETROS DE CÁLCULO
d = 0.0855; % Diámetro de aplicación de la fuerza (Dp Corona).
Fc = 2840.4; % Fuerza entre Corona y Planeta2 (KISSsoft).
T = 3*Fc*(d/2); % Par transmitido al buje.
SF = 2.5; % Factor de Seguridad.
P = Rm/SF; % Fuerza de apriete, N.
u = 0.61; % Coeficiente de rozamiento entre magueta y tornillo.
Rmed = 0.04986; % Radio medio de aplicación del tornillo.

% NÚMERO DE TORNILLOS

N = ceil((T*SF)/(P*u*Rmed))
```

A2. Normativa ISO 6336 ^[7]

Factor de Aplicación, K_A

Este factor tiene en cuenta el efecto multiplicador de las sobrecargas dinámicas provenientes de fuerzas exteriores al engranaje sobre el esfuerzo nominal transmitido. Estas sobrecargas dependen del grado de choque de la máquina de accionamiento y de la máquina de trabajo. Estos valores son aplicables únicamente para engranajes reductores, siendo nuestro caso. Se define el cálculo del factor en la ISO 6336:6.

Working characteristic of driving machine	Working characteristic of driven machine			
	Uniform	Light shocks	Moderate shocks	Heavy shocks
Uniform	1,00	1,25	1,50	1,75
Light shocks	1,10	1,35	1,60	1,85
Moderate shocks	1,25	1,50	1,75	2,00
Heavy shocks	1,50	1,75	2,00	$\geq 2,25$

Figura 3.81. Factor de Aplicación, K_A . (Fuente: ISO 6336:6)

Para poder determinar el tipo de funcionamiento para la máquina de accionamiento, nos proporcionan la siguiente tabla:

Working characteristic	Driving machine
Uniform	Electric motor (e.g. d.c. motor), steam or gas turbine with uniform operation ^a and small rarely occurring starting torques ^b .
Light shocks	Steam turbine, gas turbine, hydraulic or electric motor (large, frequently occurring starting torques ^b).
Moderate shocks	Multiple cylinder internal combustion engines.
Heavy shocks	Single cylinder internal combustion engines.

^a Based on vibration tests or on experience gained from similar installations.
^b See service life graphs, Z_{NT} , Y_{NT} , for the material in [ISO 6336-2](#) and [ISO 6336-3](#). Consideration of momentarily acting overload torques, see examples following Table B.1.

Figura 3.82. Tipo de Funcionamiento de máquinas de accionamiento. (Fuente: ISO 6336:6)

En el caso de la máquina de trabajo, el tipo de funcionamiento viene clasificado:

Working characteristic	Driven machines
Uniform	Steady load current generator; uniformly loaded conveyor belt or platform conveyor; worm conveyor; light lifts; packing machinery; feed drives for machine tools; ventilators; light-weight centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for light liquids or uniform density materials; shears; presses, stamping machines ^a ; vertical gear, running gear ^b .
Light shocks	Non-uniformly (i.e. with piece or batched components) loaded conveyor belts or platform conveyors; machine-tool main drives; heavy lifts; crane slewing gear; industrial and mine ventilators; heavy centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for viscous liquids or substances of non-uniform density; multi-cylinder piston pumps; distribution pumps; extruders (general); calendars; rotating kilns; rolling mill stands ^c , (continuous zinc and aluminium strip mills, wire and bar mills).
Moderate shocks	Rubber extruders; continuously operating mixers for rubber and plastics; ball mills (light); wood-working machines (gang saws, lathes); billet rolling mills ^{c, d} ; lifting gear; single cylinder piston pumps.
Heavy shocks	Excavators (bucket wheel drives); bucket chain drives; sieve drives; power shovels; ball mills (heavy); rubber kneaders; crushers (stone, ore); foundry machines; heavy distribution pumps; rotary drills; brick presses; de-barking mills; peeling machines; cold strip ^{c, e} ; briquette presses; breaker mills.
^a Nominal torque = maximum cutting, pressing or stamping torque. ^b Nominal torque = maximum starting torque. ^c Nominal torque = maximum rolling torque. ^d Torque from current limitation. ^e K_A up to 2,0 because of frequent strip cracking.	

Figura 3.83. Tipo de Funcionamiento de máquinas de trabajo. (Fuente: ISO 6336:6)

Factor Dinámico, K_V

El factor dinámico interno tiene en cuenta los efectos del grado de precisión de los dientes del engranaje en relación con la velocidad y la carga. Los engranajes de alta precisión requieren menos reducción de potencia que los de baja precisión.

En general, se acepta que la carga dinámica interna en el eje del engranaje está influenciada por el diseño y la fabricación del mismo.

Para este cálculo, se usará el Método C:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}} \quad (\text{Eq. 3.22})$$

siendo:

- K_A es el factor de aplicación.
- K_1 y K_2 se obtienen a partir de la tabla adjunta a continuación.
- F_t es la fuerza tangencial a la que está sometida el diente, en N.
- b es el ancho de la cara, en mm.

- v es la velocidad del engranaje, en m/s.
- u es la relación de transmisión.
- K_3 se define seguidamente.

	K_1 Accuracy grades as specified in ISO 1328-1										K_2 All accuracy grades
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Spur gears	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,019 3
Helical gears	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,008 7

Figura 3.84. Valores de K_1 y K_2 para el cálculo de K_v . (Fuente: ISO 6336:1)

El valor de K_3 viene dado:

$$Si, \quad \frac{v \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 0,2 \cdot K_3 \rightarrow K_3 = 2,0 \quad (\text{Eq. 3.23})$$

$$Si, \quad \frac{v \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} > 0,2 \cdot K_3 \rightarrow K_3 = -0,357 \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} + 2,071 \quad (\text{Eq. 3.24})$$

Factor de Seguridad, SF

Este punto se encuentra en el apartado ISO 6336:3 de la normativa. Se realiza el cálculo de los factores de seguridad del piñón y rueda, por separado:

$$SF_1 = \frac{\sigma_{FG1}}{\sigma_{F1}} \geq SF_{min} \quad (\text{Eq. 3.25})$$

$$SF_2 = \frac{\sigma_{FG2}}{\sigma_{F2}} \geq SF_{min} \quad (\text{Eq. 3.26})$$

siendo:

- σ_{FG} , la tensión de contacto admisible del diente.
- σ_F , tensión de contacto a la que se somete el diente.

A partir de aquí, se analizan los parámetros que influyen en el cálculo de ambas tensiones de contacto definidas previamente.

Cálculo de σ_F

Para el cálculo de la tensión de contacto del diente que se encuentra en la parte ISO 6336:3 de la normativa, se define mediante la siguiente ecuación, usando el Método B:

$$\sigma_F = \sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (\text{Eq. 3.27})$$

siendo:

- σ_{FO} , la tensión nominal en la raíz del diente máxima que se produce en la base del diente.
- $K_{F\beta}$, el factor de carga de cara para el estrés de la raíz del diente.
- $K_{F\alpha}$, el factor de carga transversal para la tensión de la raíz del diente.

Cálculo de σ_{FO}

Se define mediante la ecuación:

$$\sigma_{FO} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot Y_{DT} \quad (\text{Eq. 3.28})$$

siendo:

- m_n , el módulo del engranaje.
- Y_F , el factor de forma que tiene en cuenta la influencia de la tensión nominal al estrés en la raíz del diente.
- Y_S , el factor de corrección de la tensión que tiene en cuenta la influencia de la tensión nominal al estrés en la raíz del diente.
- Y_β , el factor de ángulo de hélice que compensa el hecho que la intensidad del momento de flexión en la raíz del diente es menor que el correspondiente a los valores del dentado recto.

- Y_B , el factor de espesor que ajusta la tensión de la raíz del diente calculada para engranajes finos.
- Y_{DT} , el factor de profundidad de diente.

Cálculo de F_t

El cálculo de la fuerza tangencial se encuentra en el apartado 6336:1 de la normativa. Se presenta el cálculo a partir de la ecuación:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} \quad (\text{Eq. 3.29})$$

siendo:

- P , la potencia.
- v , la velocidad del engranaje.

Cálculo de Y_F

Volviendo a la ISO 6336:3, a partir del Método B de cálculo, se tiene:

$$Y_F = \frac{6h_{Fe} \cos\alpha_{Fen}}{m_n \left(\frac{SF_n}{m_n}\right)^2 \cos\alpha_n} \quad (\text{Eq. 3.30})$$

siendo:

- h_{Fe} , el momento en la raíz del diente.
- α_{Fen} , el ángulo de dirección de la carga.
- α_n , el ángulo de presión.
- SF_n , raíz del diente acorde a la sección crítica.

Cálculo de Y_S

Seguindo en la misma parte de la normativa, se tiene la expresión del factor de corrección de la tensión:

$$Y_S = (1,2 + 0,13L)q_s \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L}} \right] \quad (\text{Eq. 3.31})$$

Donde:

$$L = \frac{SF_n}{h_{Fe}}$$

$$q_s = \frac{SF_n}{2\rho_F}$$

Cálculo de Y_β

El factor de ángulo de hélice se usa para engranajes de dentado helicoidal. La expresión que define el parámetro, viene dada por:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \quad (\text{Eq. 3.34})$$

siendo:

- β , el ángulo de la hélice.
- ε_β , la relación de superposición

Para el caso que se está estudiando, se toma el valor $Y_\beta = 1$, al tratarse de engranajes de dentado recto.

Cálculo de Y_B

El factor de espesor se aproxima a partir de las siguientes gráficas, siendo X_1 para engranajes de dentado exterior y X_2 para dentados interiores.

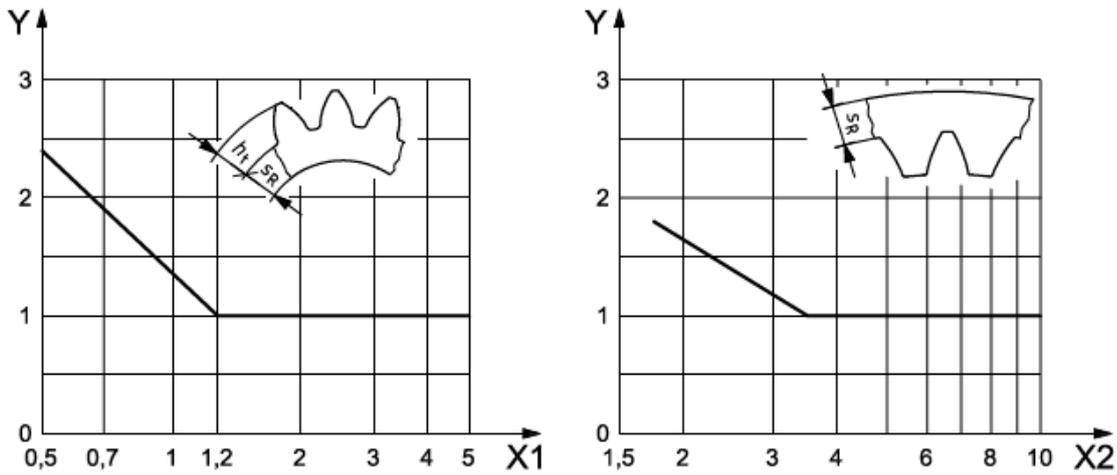


Figura 3.85. Gráficas del factor de espesor. (Fuente: ISO 6336:3)

donde:

$$X_1 = \frac{SR}{h_t}$$

$$X_2 = \frac{SR}{m_n}$$

siendo:

- h_t , la altura del diente.
- SR , el espesor de pared del engranaje.

Cálculo de Y_{DT}

Para engranajes de alta precisión, con ratios de contacto de $2 \leq \varepsilon_{\alpha n} < 2,5$, se obtiene el factor de profundidad del diente:

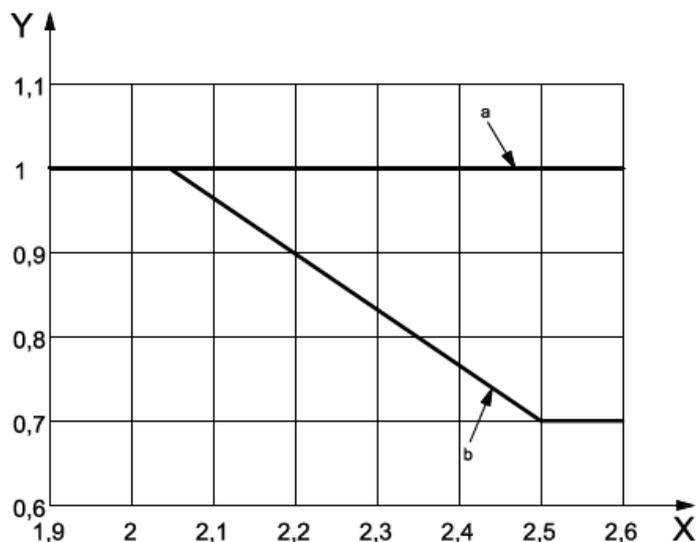


Figura 3.86. Gráfica del factor de profundidad del diente. (Fuente: ISO 6336:3)

siendo:

- $\varepsilon_{\alpha n}$, la relación de contacto virtual, en el eje X.
- Y_{DT} , el factor de profundidad del diente, en el eje Y.
- a , grado de precisión > 4 .
- b , grado de precisión ≤ 4 .

Cálculo de $K_{F\beta}$

Para el cálculo del factor de carga, se debe volver a la parte ISO 6336:1 de la normativa. La expresión se define:

$$K_{F\beta} = \frac{\frac{F}{b}}{\frac{F_t \cdot K_V \cdot K_A}{b}} \quad (\text{Eq. 3.35})$$

siendo:

- F , la fuerza en la raíz del diente.
- F_t , fuerza tangencial sometida del diente.

Cálculo de $K_{F\alpha}$

Usando el Método B, se puede obtener el factor de carga transversal a partir de la siguiente expresión:

$$K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_{\gamma}}{2} \left(0,9 + 0,4 \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - \gamma_{\alpha})}{F_{tH}/b} \right) \quad (\text{Eq. 3.36})$$

siendo:

- ε_{γ} , la proporción de contacto.
- $c_{\gamma\alpha}$, la rigidez de malla.
- f_{pb} , la mayor desviación del diámetro primitivo.
- γ_{α} , el factor de ajuste.
- F_{tH} , la carga tangencial determinante en el plano transversal.

Cálculo de σ_{FG1}

La ecuación para el cálculo de la tensión de contacto admisible del diente, se define:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{SF_{min}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{SF_{min}} \quad (\text{Eq. 3.37})$$

siendo:

- σ_{Flim} , el valor de referencia de la tensión admisible del material del engranaje
- Y_{NT} , el factor de vida que tiene en cuenta la mayor capacidad de carga para un número limitado de ciclos.
- Y_{ST} , el factor de corrección de la tensión.
- $Y_{\delta relT}$, el factor relativo de sensibilidad de la entalla.
- Y_{RrelT} , el factor relativo de superficie.

- Y_X , el factor de tamaño relevante para la resistencia de la raíz del diente.

Cálculo de σ_{Flim}

Este factor se encuentra en la parte ISO 6336:5 de la normativa. En esta parte, se tratan los materiales más usados en el sector, la resistencia y los tratamientos que se aplican.

El cálculo de la tensión admisible del material del engranaje, se obtiene mediante la expresión:

$$\sigma_{Flim} = A \cdot x + B \quad (\text{Eq. 3.38})$$

siendo:

- x , la dureza superficial HBW.
- A y B , constantes.

Las constantes definidas anteriormente vienen dadas a partir de unas tablas que proporciona la normativa en la que, en función del material y el estrés sometido, se obtienen los parámetros.

No.	Material	Stress	Type	Abbrevia-tion	Fig.	Quality	A	B	Hard-ness	Min. hard-ness	Max. hard-ness	
1	Normal-ized low carbon steels/cast steels ^a	Contact	Wrought normal-ized low carbon steels	St	1 a)	ML/MQ	1,000	190	HBW	110	210	
2				ME	1,520	250	110	210				
3			Cast steels	St	1 b)	ML/MQ	0,986	131		HBW	140	210
4				(cast)		ME	1,143	237			140	210
5		Bending	Wrought normal-ized low carbon steels	St	2 a)	ML/MQ	0,455	69	HBW	110	210	
6				ME		0,386	147	110		210		
7			Cast steels	St	2 b)	ML/MQ	0,313	62		HBW	140	210
8				(cast)		ME	0,254	137			140	210

9	Cast iron materials	Contact	Black malleable cast iron	GTS (perl.)	3 a)	ML/MQ	1,371	143	HBW	135	250	
10						ME	1,333	267		175	250	
11						ML/MQ	1,434	211		175	300	
12		ME	1,500	250	200	300						
13		Grey cast iron	GG	3 c)	ML/MQ	1,033	132	HBW	150	240		
14					ME	1,465	122		175	275		
15					ML/MQ	0,345	77		135	250		
16		Bending	Black malleable cast iron	GTS (perl.)	4 a)	ME	0,403	128	HBW	175	250	
17						ML/MQ	0,350	119		175	300	
18	ME					0,380	134	200		300		
19	Grey cast iron	GG	4 c)	ML/MQ	0,256	8	HBW	150	240			
20				ME	0,200	53		175	275			
21				Through hardened wrought steels ^b	Contact	Carbon steels		V	5	ML	0,963	283
22	MQ	0,925	360				135			210		
23	ME	0,838	432				135			210		
24	Alloy steels	V	5		ML	1,313	188	HV	200	360		
25					MQ	1,313	373		200	360		
26					ME	2,213	260		200	390		
27	Bending	Carbon steels	V		6	ML	0,250	108	HV	115	215	
28						MQ	0,240	163		115	215	
29						ME	0,283	202		115	215	
30	Alloy steels	V	6	ML	0,423	104	HV	200	360			
31				MQ	0,425	187		200	360			
32				ME	0,358	231		200	390			
33	Through hardened cast steels	Contact	Carbon steels	V	7	ML/MQ	0,831	300	HV	130	215	
34						(cast)	ME	0,951		345	130	215
35						Alloy steels	V	7		ML/MQ	1,276	298
36		(cast)	ME	1,350	356	200	360					
37		Bending	Carbon steels	V	8	ML/MQ	0,224	117	HV	130	215	
38						(cast)	ME	0,286		167	130	215
39						Alloy steels	V	8		ML/MQ	0,364	161
40		(cast)	ME	0,356	186	200	360					

Figura 3.87. Cálculo de la tensión admisible del material. (Fuente: ISO 6336:5)

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness	
41	Case hardened wrought steels ^c	Contact		Eh	9	ML	0,000	1 300	HV	600	800	
42						MQ	0,000	1 500		660	800	
43						ME	0,000	1 650		660	800	
44		Bending	Core hardness: ≥25 HRC, lower ≥25 HRC, upper ≥30 HRC	Eh	10	ML	0,000	312	HV	600	800	
45						MQ	0,000	425		660	800	
46							0,000	461		660	800	
47							0,000	500		660	800	
48						ME	0,000	525		660	800	
49	Flame- or induction-hardened wrought and cast steels	Contact		IF	11	ML	0,740	602	HV	485	615	
50						MQ	0,541	882		500	615	
51						ME	0,505	1 013		500	615	
52		Bending		IF	12	ML	0,305	76	HV	485	615	
53						MQ	0,138	290		500	570	
54							0,000	369		570	615	
55							0,271	237		500	615	
56						Nitrided wrought steels/nitriding steels ^d / through hardening steels ^b nitride	Contact	Nitriding steels		NT (nitr.)	13 a)	ML
57	MQ	0,000	1 250	650	900							
58	ME	0,000	1 450	650	900							
59		Through hardening steels	NV (nitr.)	13 b)	ML		0,000	788	HV	450	650	
60					MQ		0,000	998		450	650	
61					ME		0,000	1 217		450	650	
62	Bending	Nitriding steels	NT (nitr.)	14 a)	ML		0,000	270	HV	650	900	
63					MQ		0,000	420		650	900	
64					ME		0,000	468		650	900	
65			Through hardening steels	NV (nitr.)	14 b)		ML	0,000	258	HV	450	650
66							MQ	0,000	363		450	650
67	ME					0,000	432	450	650			
68	Wrought steels nitro-carburized ^e	Contact	Through hardening steels	NV (nitro-car.)	15	ML	0,000	650	HV	300	650	
69						MQ/ME	1,167	425		300	450	
70							0,000	950		450	650	
71		Bending	Through hardening steels	NV (nitro-car.)	16	ML	0,000	224	HV	300	650	
72						MQ/ME	0,653	94		300	450	
73							0,000	388		450	650	

Figura 3.88. Continuación del cálculo. (Fuente: ISO 6336:5)

Cálculo de Y_{ST}

Los valores límite de tensión de la raíz del diente para materiales, de acuerdo con ISO 6336: 5, se derivaron de los resultados de las pruebas de los engranajes de prueba de referencia estándar para los cuales se obtuvo un valor de 2, o los resultados se recalcularon a este valor. Por lo tanto, se tomará como valor de factor de corrección de tensión:

$$Y_{ST} = 2,0$$

Cálculo de Y_{NT}

Los principales factores que influyen en el factor de vida son:

- Material y tratamiento térmico.
- Número de ciclos de carga (servicio de vida), N_L .
- Criterio de fallo.
- Suavidad de operación requerido.
- Limpieza del material del engranaje.
- Ductilidad del material y tenacidad a la fractura.
- Estrés residual.

Usando el Método B para el cálculo del factor de vida, se tiene:

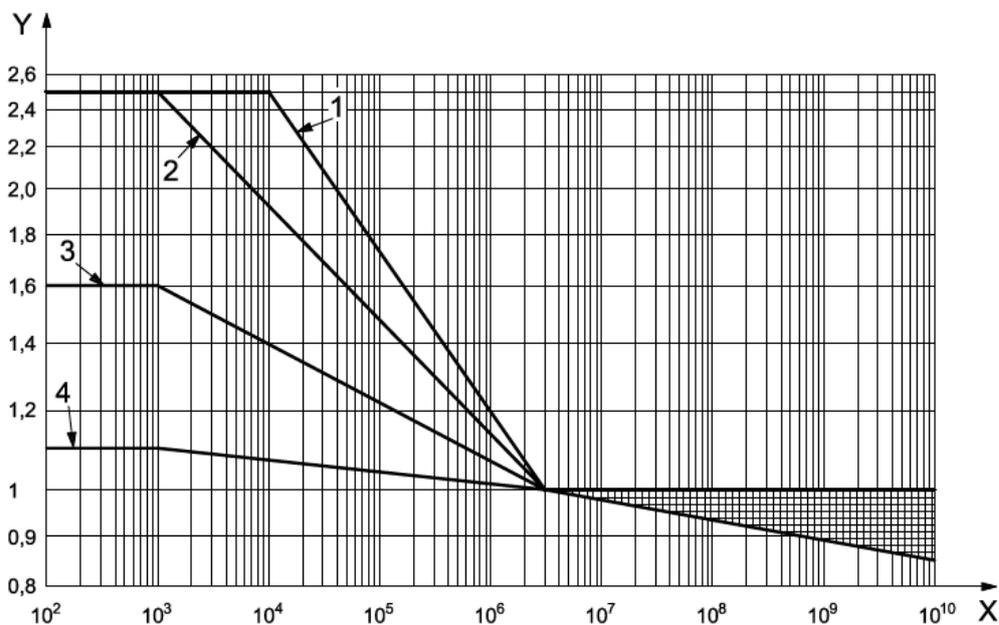


Figura 3.89. Gráfica del factor de vida, Y_{NT} . (Fuente: ISO 6336:3)

En la *Figura 3.89*, el eje X pertenece al número de ciclos de carga y el eje Y al factor de vida Y_{NT} .

Cálculo de $Y_{\delta relT}$

El factor de corrección de tensión puede ser calculado usando la Eq. 3.39:

$$Y_{\delta relT} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \chi^*}}{1 + \sqrt{\rho' \chi_T^*}} \quad (\text{Eq. 3.39})$$

siendo:

- ρ' , el espesor de la capa de deslizamiento. Se obtiene a partir de la Figura 3.90.
- χ^* , el gradiente de estrés relativo. Calculado a partir de la Eq. 3.40:

$$\chi^* = \frac{1}{5} (1 + 2q_s) \quad (\text{Eq. 3.40})$$

- χ_T^* , se aplica en la misma ecuación, sustituyéndolo por $q_s = 2,5$.

Item	Material ^a	ρ' ^b [mm]
1	GG $\sigma_B = 150 \text{ N/mm}^2$	0,312 4
2	GG, GGG (ferr.); $\sigma_B = 300 \text{ N/mm}^2$	0,309 5
3	NT, NV; for all hardness	0,100 5
4	St; $\sigma_S = 300 \text{ N/mm}^2$	0,083 3
5	St; $\sigma_S = 400 \text{ N/mm}^2$	0,044 5
6	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_S = 500 \text{ N/mm}^2$	0,028 1
7	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_S = 600 \text{ N/mm}^2$	0,019 4
8	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 800 \text{ N/mm}^2$	0,006 4
9	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 1000 \text{ N/mm}^2$	0,001 4
10	Eh, IF (root); for all hardness	0,003 0

^a See [ISO 6336-1:2006](#), Table 2, for an explanation of the abbreviations used.

^b For the same category of material the given values of ρ' can be interpolated for other values of σ_B , σ_S or $\sigma_{S0,2}$. [AC1](#)

Figura 3.90. Obtención del espesor de la capa de deslizamiento. (Fuente: ISO 6336:3)

Cálculo de Y_{RrelT}

El factor relativo de superficie puede calcularse en función del material y del valor R_Z , definido como la rugosidad de pico a valle en los filetes de la raíz del diente del engranaje.

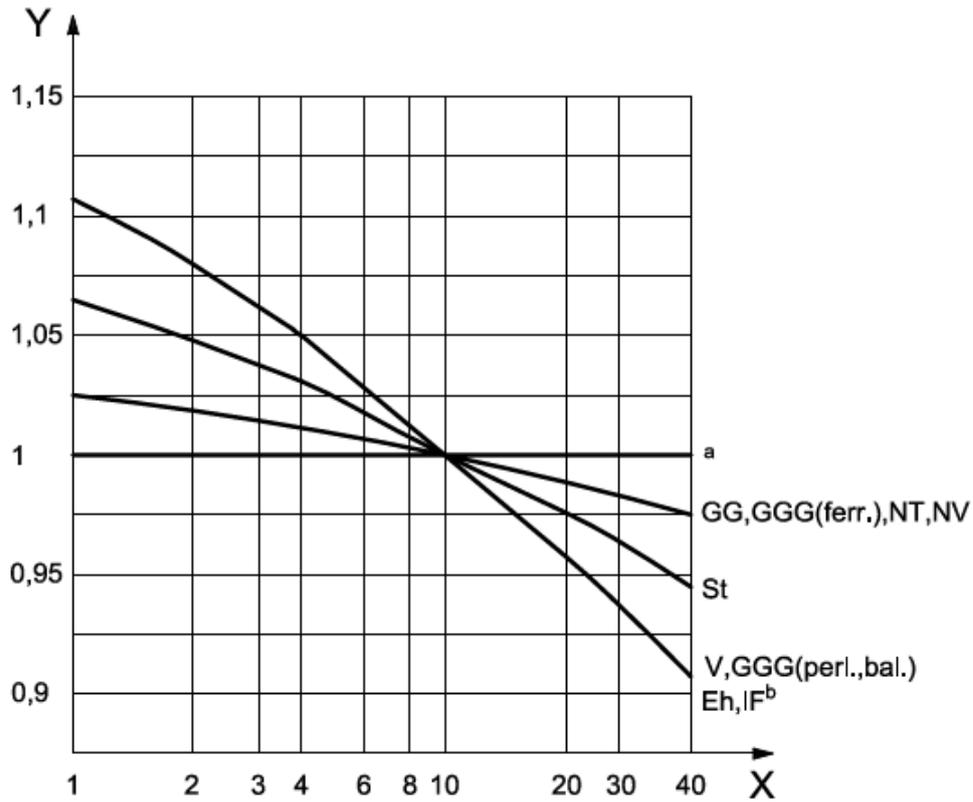


Figura 3.91. Gráfica del factor relativo de superficie. (Fuente: ISO 6336:3)

En la *Figura 3.91*, el eje X pertenece al valor de R_Z y el eje Y al Y_{RrelT} .

Cálculo de Y_X

Para el factor de tamaño, Y_X , tomado en consideración para la resistencia de la raíz del diente, hay que tener en cuenta ciertos puntos que pueden influir en dicho parámetro:

- Material, limpieza, química y el proceso de forja.
- Tratamiento térmico, profundidad y uniformidad del endurecimiento.
- Módulo.

Tomando el Método B de cálculo, el valor Y_X se puede calcular a partir de la *Figura 3.92* en función del módulo, material y tratamiento térmico del engranaje.

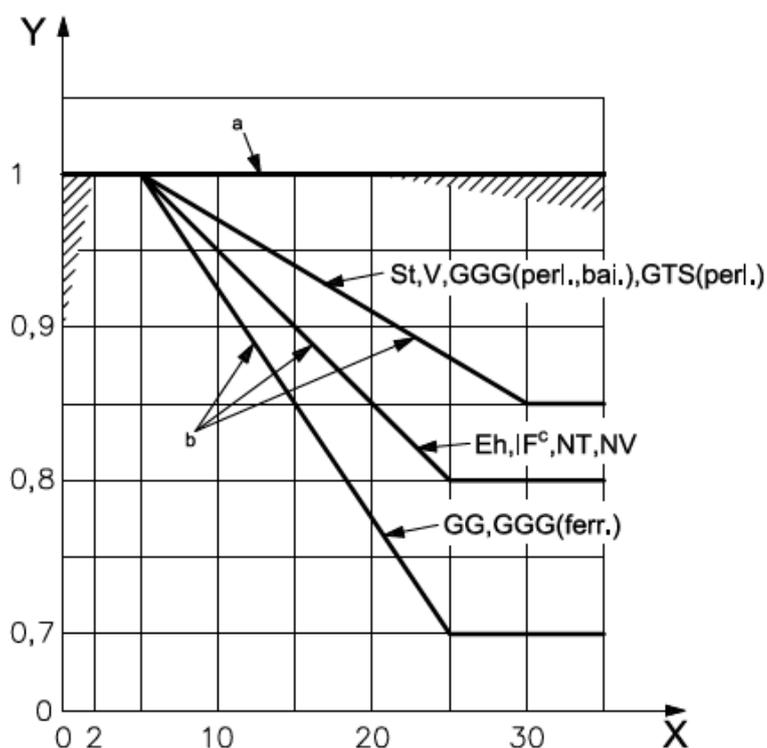


Figura 3.92. Gráfica del factor de tamaño. (Fuente: ISO 6336:3)

Para la *Figura 3.92*, se toma el eje X como valor del módulo normal del engranaje y el eje Y el factor de forma.



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO DE FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

**TRANSMISIÓN ADAPTADA AL CONJUNTO RUEDA PARA UN
VEHÍCULO FORMULA STUDENT**



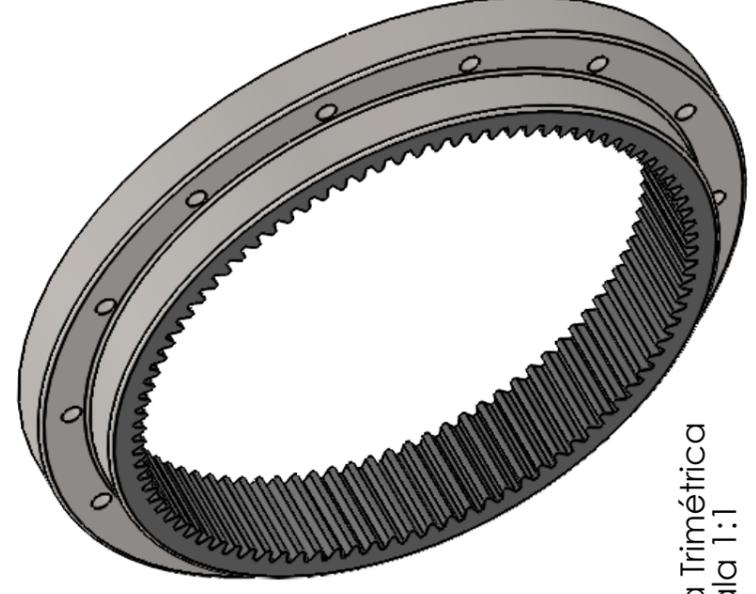
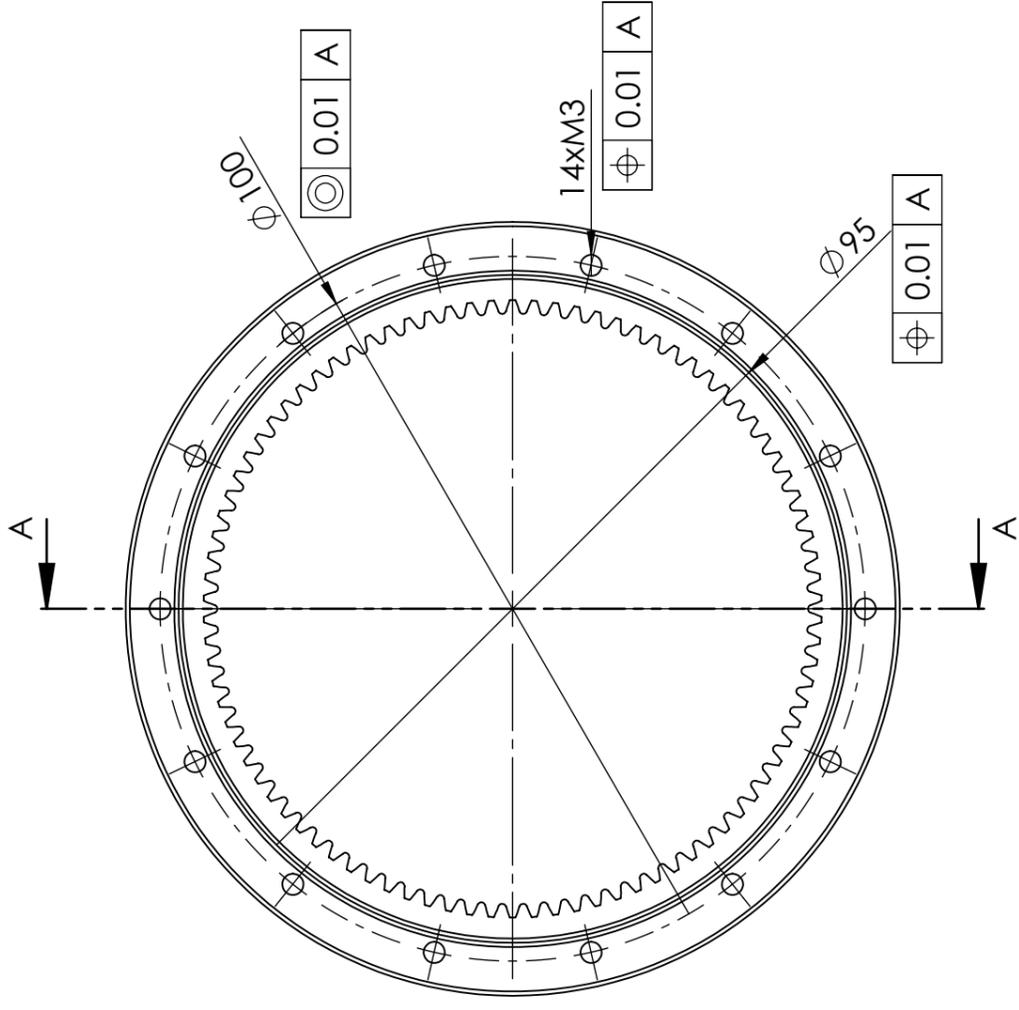
Volumen II

PLANOS

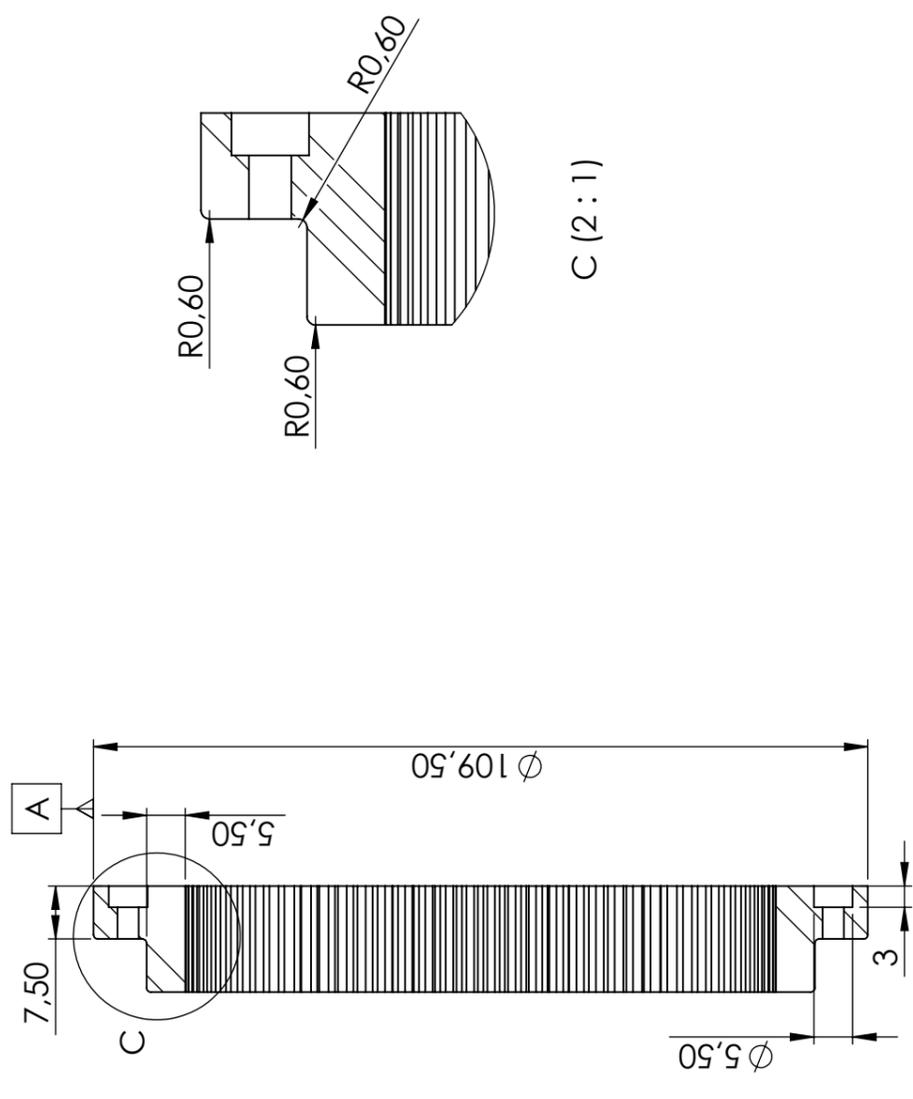
Autor/a: Alessandro Sergio Castellón
Director/a: Pedro Ortiz Morón
Convocatoria: Junio 2021

Índice

ÍNDICE	I
PLANOS	1
1.1. Corona	1
1.2. Planeta Grande	2
1.3. Planeta Pequeño	3
1.4. Sol	4
1.5. Eje	5
1.6. Portaplanetas Motor.....	6
1.7. Portaplanetas Buje.....	7
1.8. Planetario	8



Vista Trimétrica
Escala 1:1



VISTA DE SECCIÓN A-A

C (2:1)

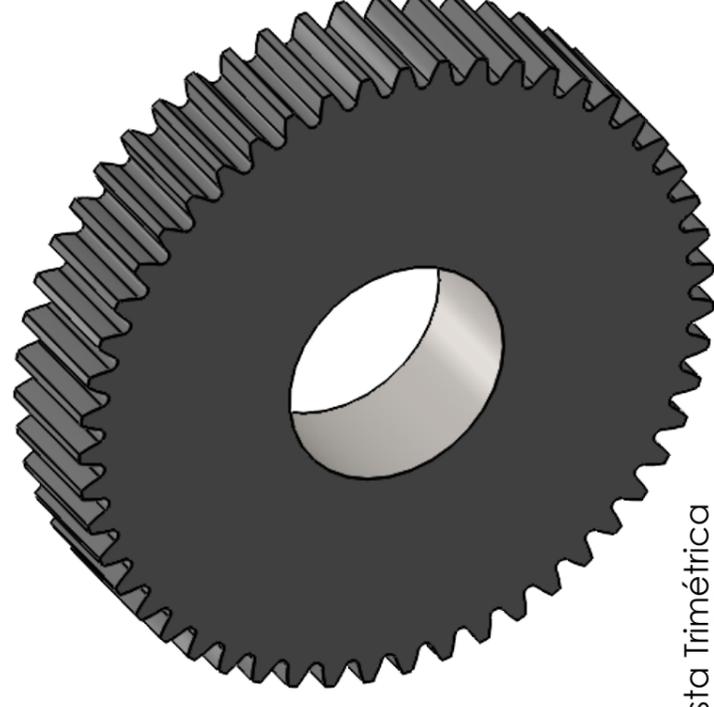
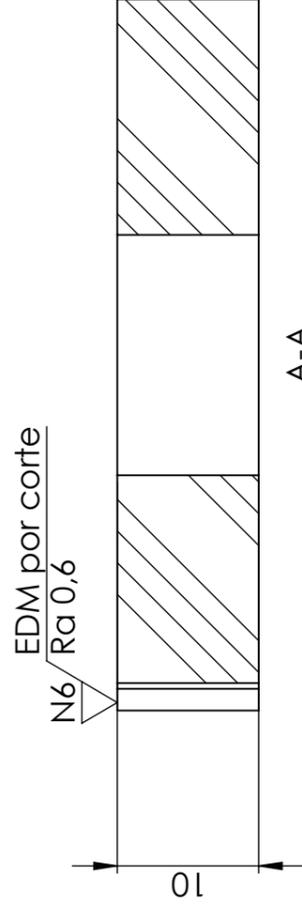
ESPECIFICACIONES	
Número de dientes	[z] 90
Ancho del diente (mm)	[b] 15
Módulo normal (mm)	[m] 0.95
Ángulo de hélice (°)	[β] 0
Ángulo de presión normal (°)	[α] 20
Diámetro primitivo (mm)	[d] 85.50
Perfil de referencia	1.40/0.39/1.0 ISO 53:1998 Perfil D
Calidad del dentado	[Q-DIN3961] 6
Tolerancia de espesor del diente	DIN 58405 6d
Rugosidad media del flanco (µm)	[Ra] 0.6

Fecha	Nombre	Observaciones:	Monoplaza:
Dibujado 01/05/2021	Alessandro Sergio	-	ETR-X
Comprobado 01/05/2021	Alessandro Sergio		
Escala: 1:1	1er angulo	CORONA	
Tolerancias generales de fabricación: DIN 7 168			
Material: 1.6587 (18CrNiMo7-6)			
Formato: A3	Página: 1	Versión: 1.1	Cantidad: 1
Peso: 278.03 g			

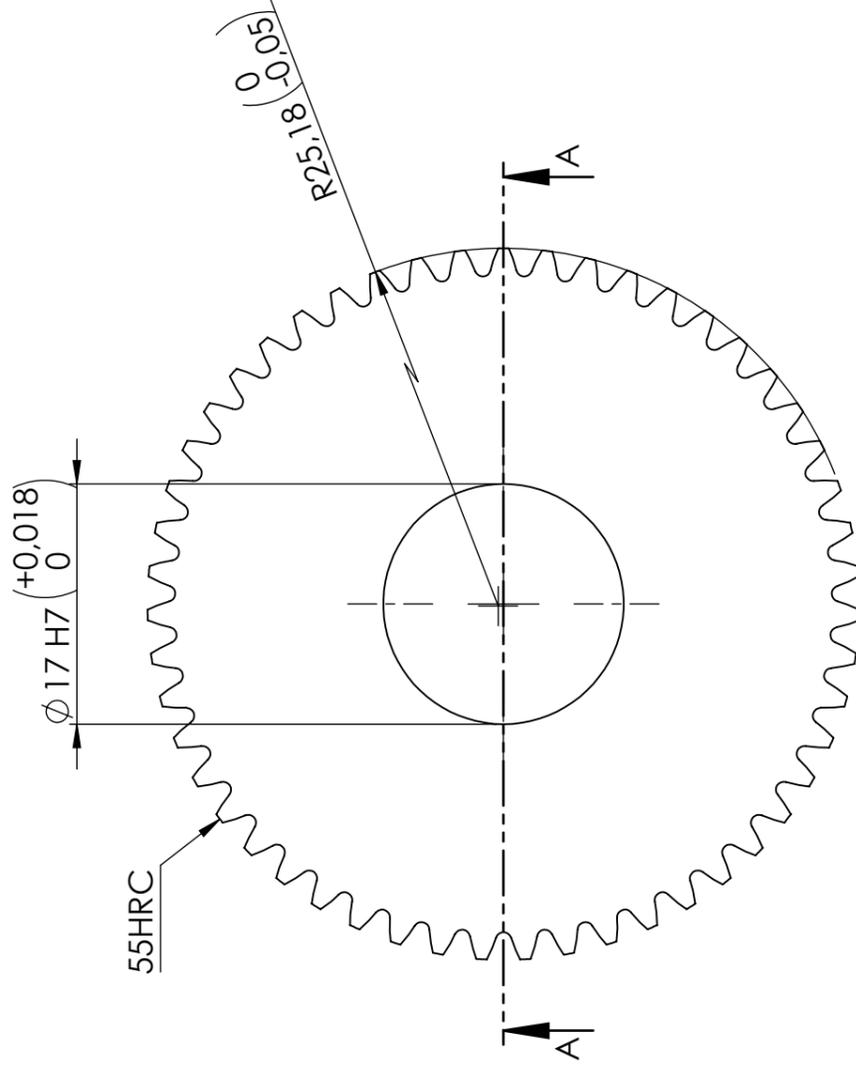


ESPECIFICACIONES

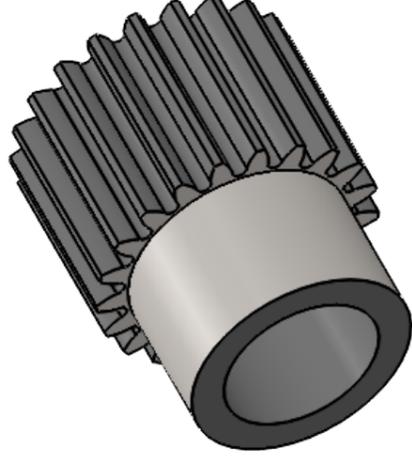
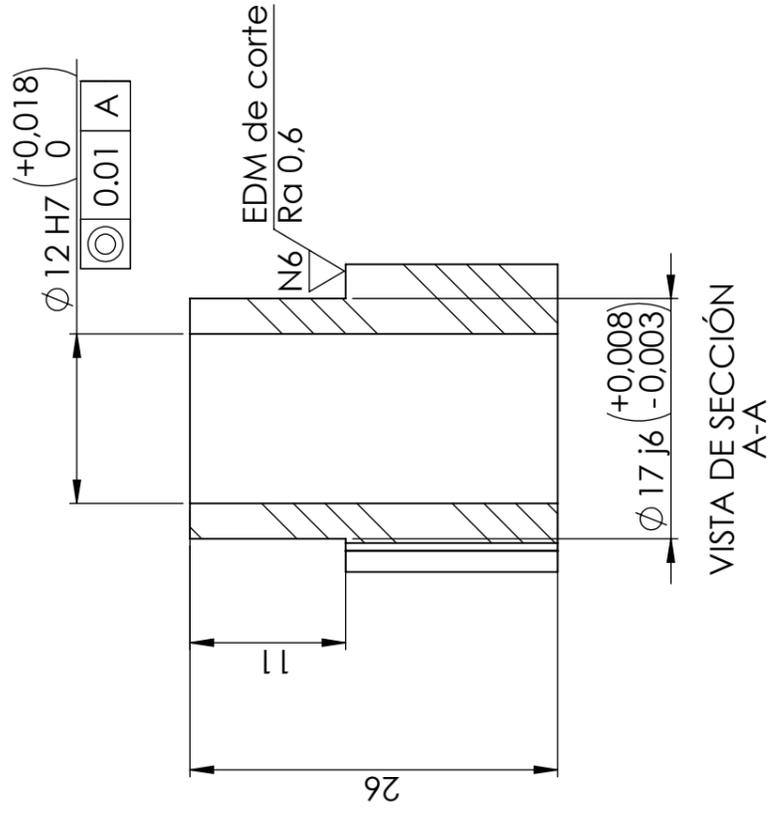
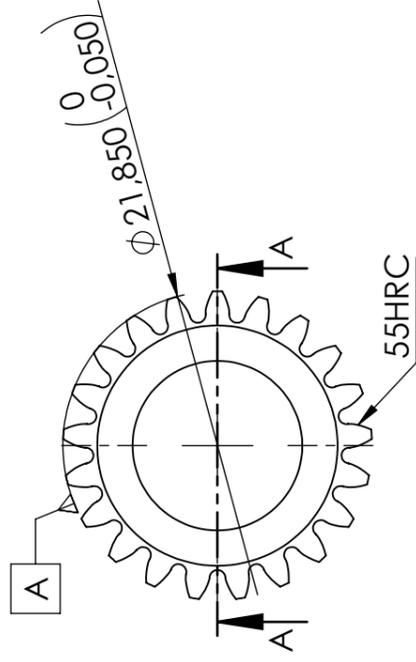
Número de dientes	[z]	51
Ancho del diente (mm)	[b]	10
Módulo normal (mm)	[m]	0.95
Ángulo de hélice (°)	[β]	0
Ángulo de presión normal (°)	[α]	20
Diámetro primitivo (mm)	[d]	48.45
Perfil de referencia		1.40/0.39/1.0 ISO 53:1998 Perfil D
Calidad del dentado	[Q-DIN3961]	6
Tolerancia de espesor del diente		DIN 58405 6d
Rugosidad media del flanco (µm)	[Ra]	0.6



Vista Trimétrica
Escala 2:1



Dibujado	01/05/2021	Alessandro Sergio	Observaciones:	-	Monoplaza:	ETR-X	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA ESCOLA D'ENGINYERIA DE BARCELONA EST
	Comprobado	01/05/2021					
Fecha							Tolerancias generakes de fabricación: DIN 7168
Escala:	1er angulo				 PLANETA GRANDE		Material: 1.6587 (18CrNiMo7-6)
2:1							Peso: 126.07 g
Formato:	A3	Pagina: 2	Versión: 1.1	Cantidad: 3			

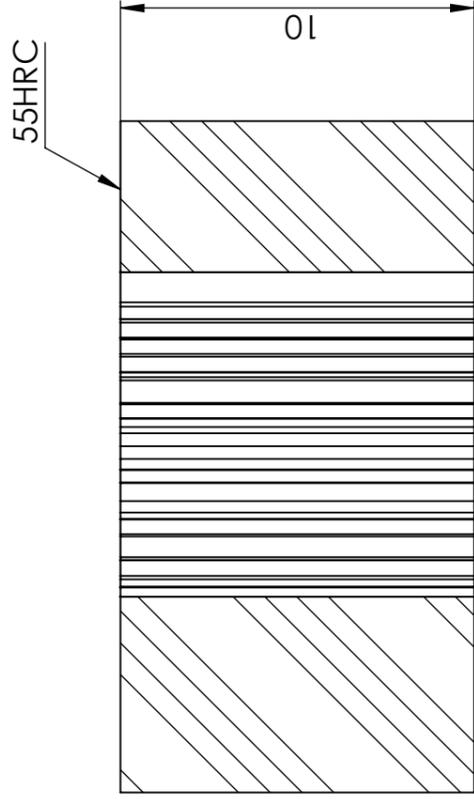
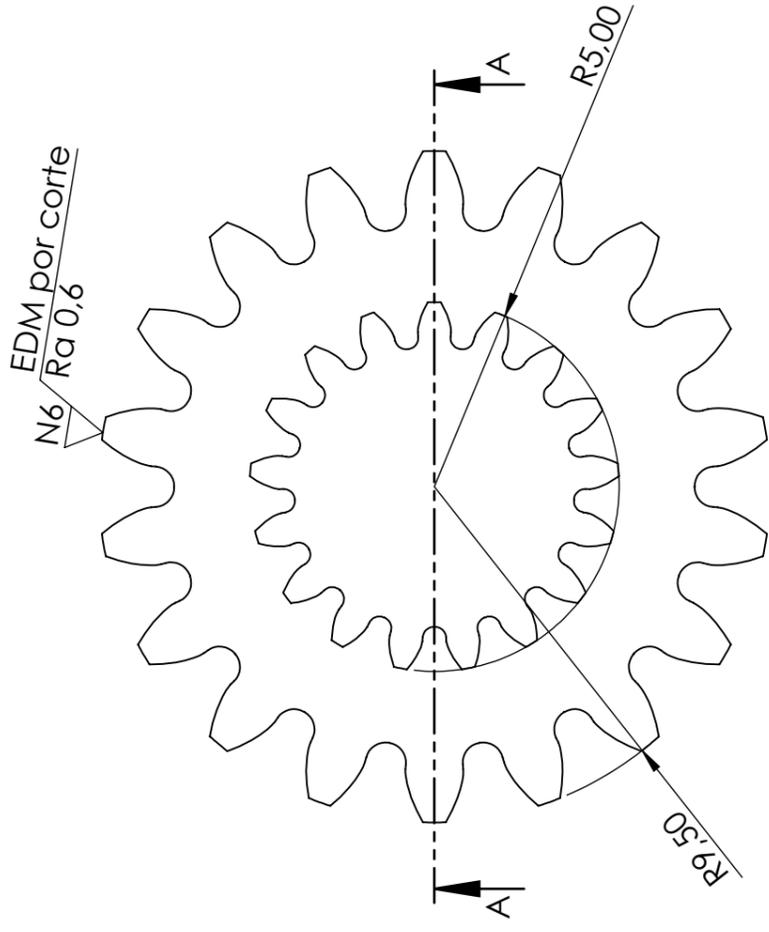


Vista Trimétrica
Escala 2:1

ESPECIFICACIONES	
Número de dientes	[z] 21
Ancho del diente (mm)	[b] 15
Módulo normal (mm)	[m] 0.95
Ángulo de hélice (°)	[β] 0
Ángulo de presión normal (°)	[α] 20
Diámetro primitivo (mm)	[d] 19.95
Perfil de referencia	1.40/0.39/1.0 ISO 53:1998 Perfil D
Calidad del dentado	[Q-DIN3961] 6
Tolerancia de espesor del diente	DIN 58405 6d
Rugosidad media del flanco (μm)	[Ra] 0.6

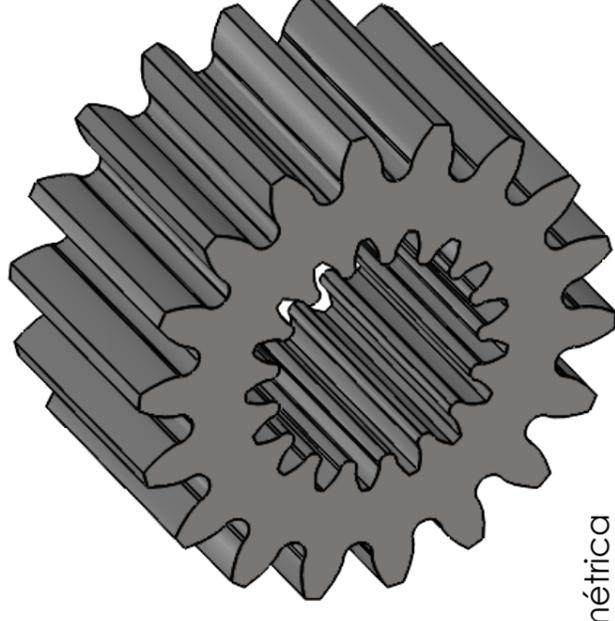
Fecha	Nombre	Observaciones:	Monoplaza:
Dibujado 01/05/2021	Alessandro Sergio	-	ETR-X
Comprobado 01/05/2021	Alessandro Sergio		
Escala: 2:1	1er angulo ⊕ ⊖	PLANETA PEQUEÑO	
Formato: A3	Página: 3		
Tolerancias generales de fabricación: DIN 7168			
Material: 18CrNiMo7-6			
Peso: 124,12 g			
Cantidad: 3			





VISTA DE SECCIÓN
A-A

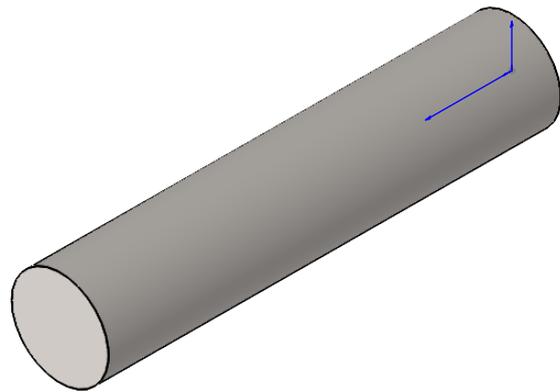
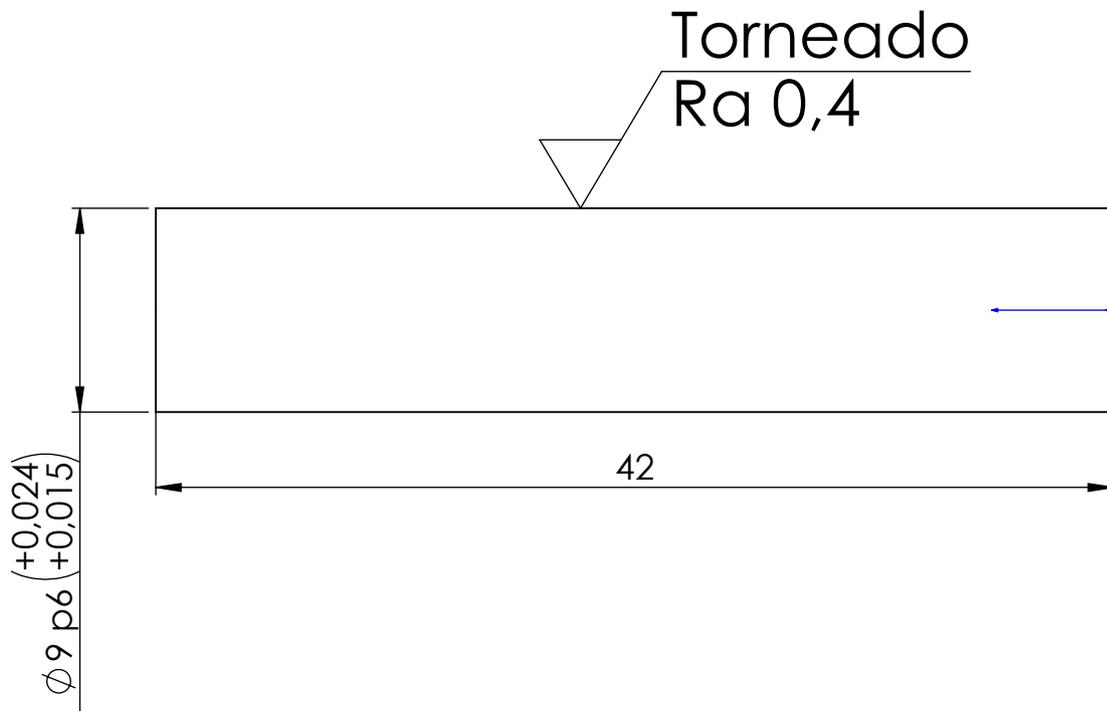
ESPECIFICACIONES	
Número de dientes	[z] 18
Ancho del diente (mm)	[b] 10
Módulo normal (mm)	[m] 0.95
Ángulo de hélice (°)	[β] 0
Ángulo de presión normal (°)	[α] 20
Diámetro primitivo (mm)	[d] 17.10
Perfil de referencia	1.40/0.39/1.0 ISO 53:1998 Perfil D
Calidad del dentado	[Q-DIN3961] 6
Tolerancia de espesor del diente	DIN 58405 6d
Rugosidad media del flanco (µm)	[Ra] 0.6



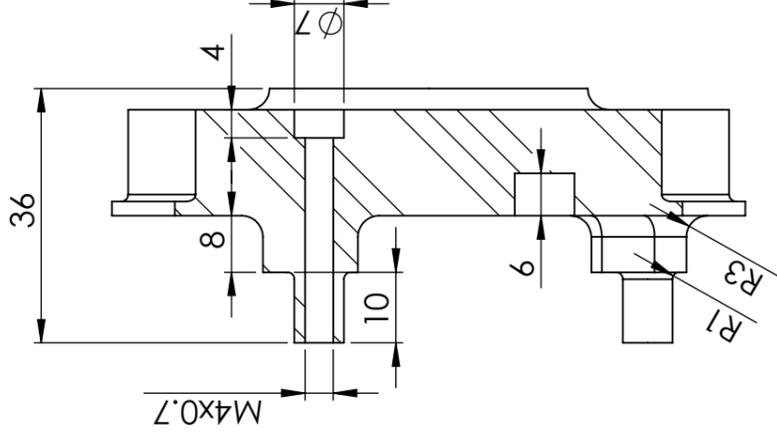
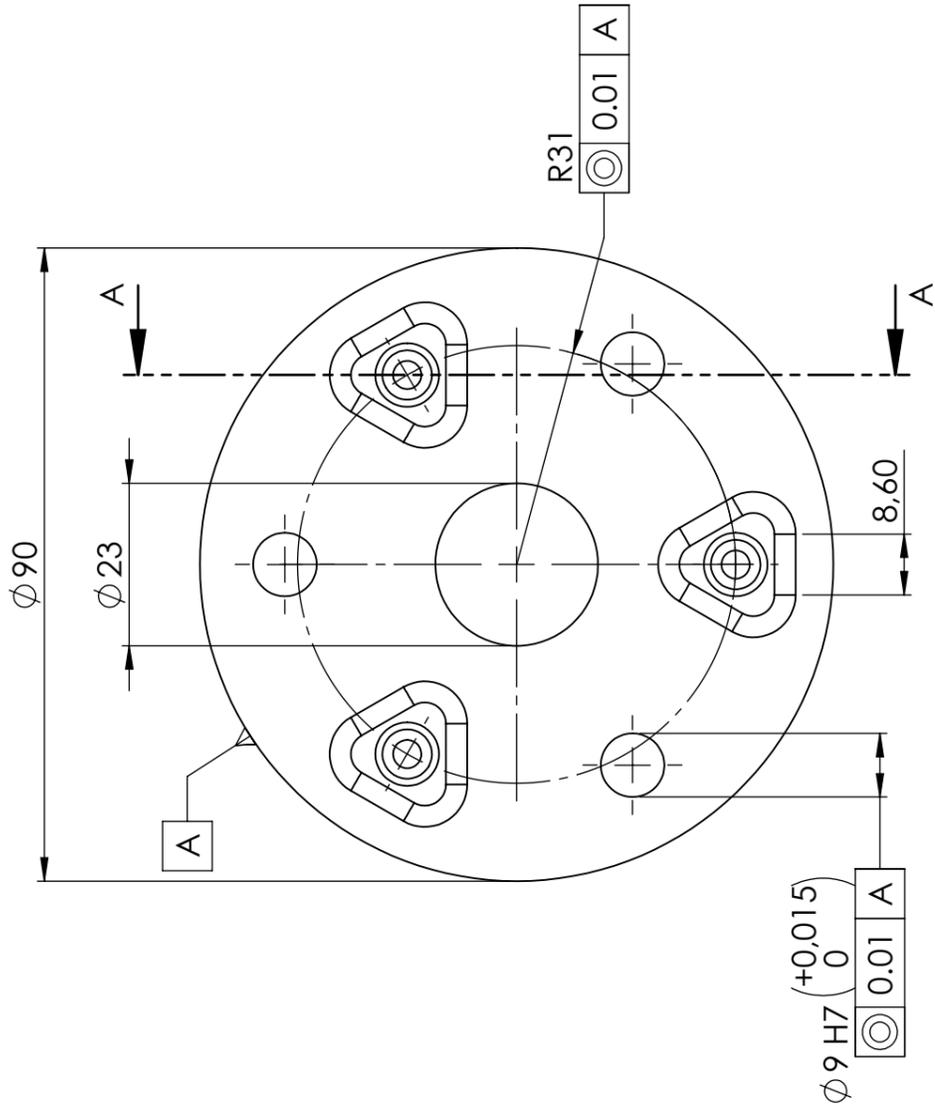
Vista Trimétrica
Escala 4:1

Fecha	Nombre	Observaciones:	Monoplaza:
Dibujado 01/05/2021	Alessandro Sergio	-	ETR-X
Comprobado 01/05/2021	Alessandro Sergio		
Escala: 1:1	1er angulo ☐ ⊕	SOL	Tolerancias generales de fabricación: DIN 7168
Formato: A3	Página: 4		
	Versión: 1.1	Peso: 12.35 g	Cantidad: 1

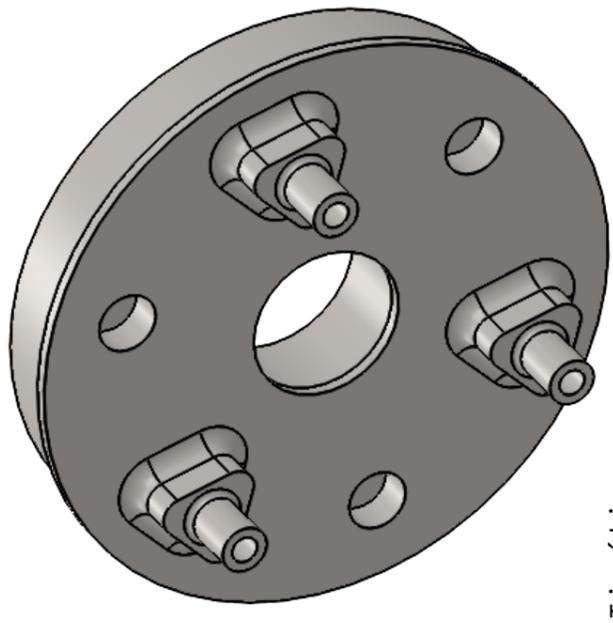




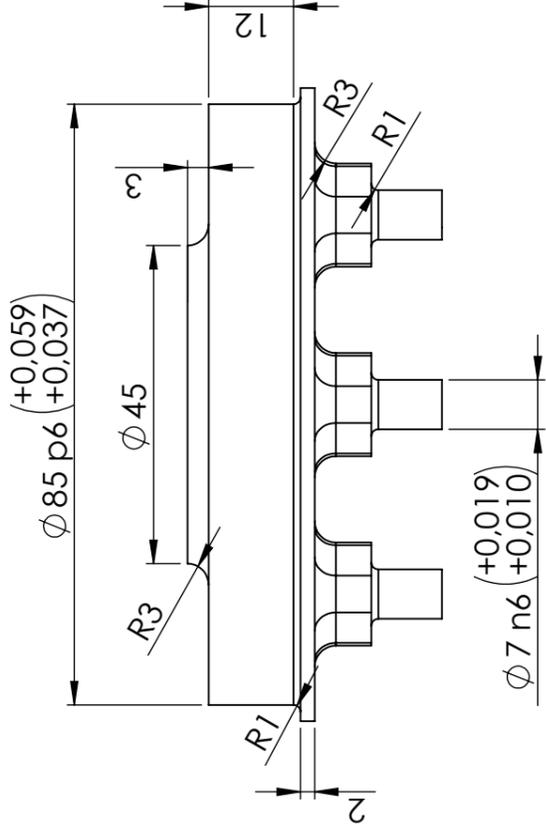
	Fecha	Nombre	Observaciones:	Monoplaza	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est		
Dibujado	01/05/2021	Alessandro Sergio	-	ETR-X			
Comprobado	01/05/2021	Alessandro Sergio					
Escala: 1:1	1er angulo 	EJE PLANETAS			Tolerancias generales de fabricacion: DIN 7 168		
					Material: AISI 1045 (C45)		
					Peso: 20.84 g		
Formato:	A4	Pagina:	5	Versión:	1.1	Cantidad:	3



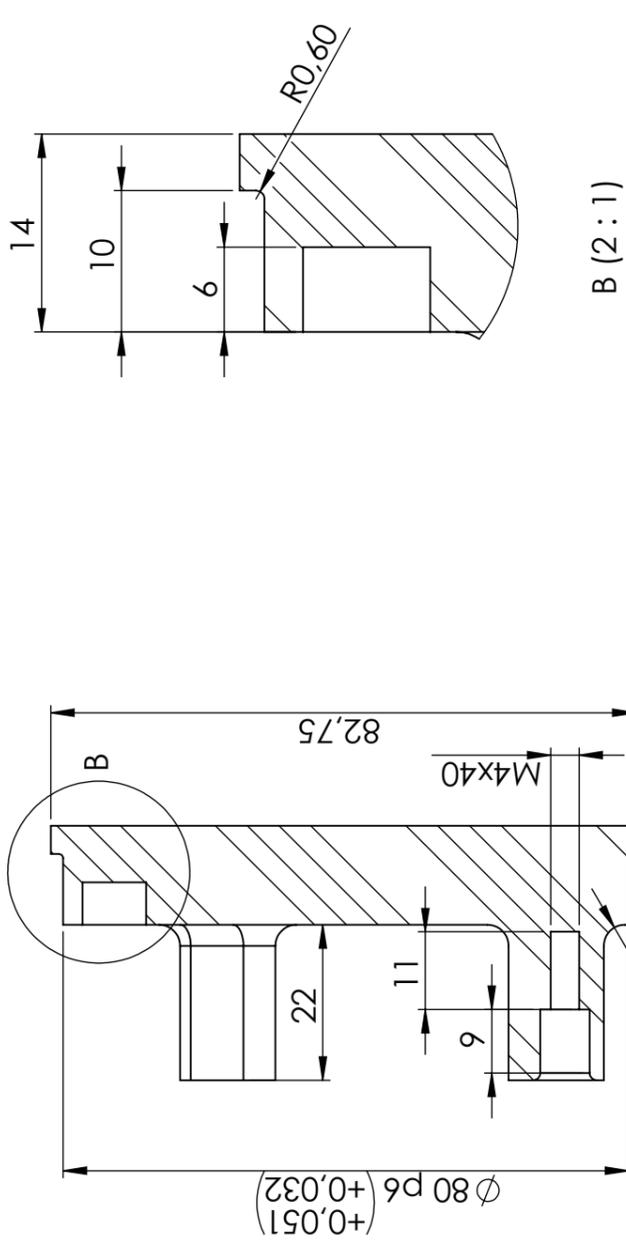
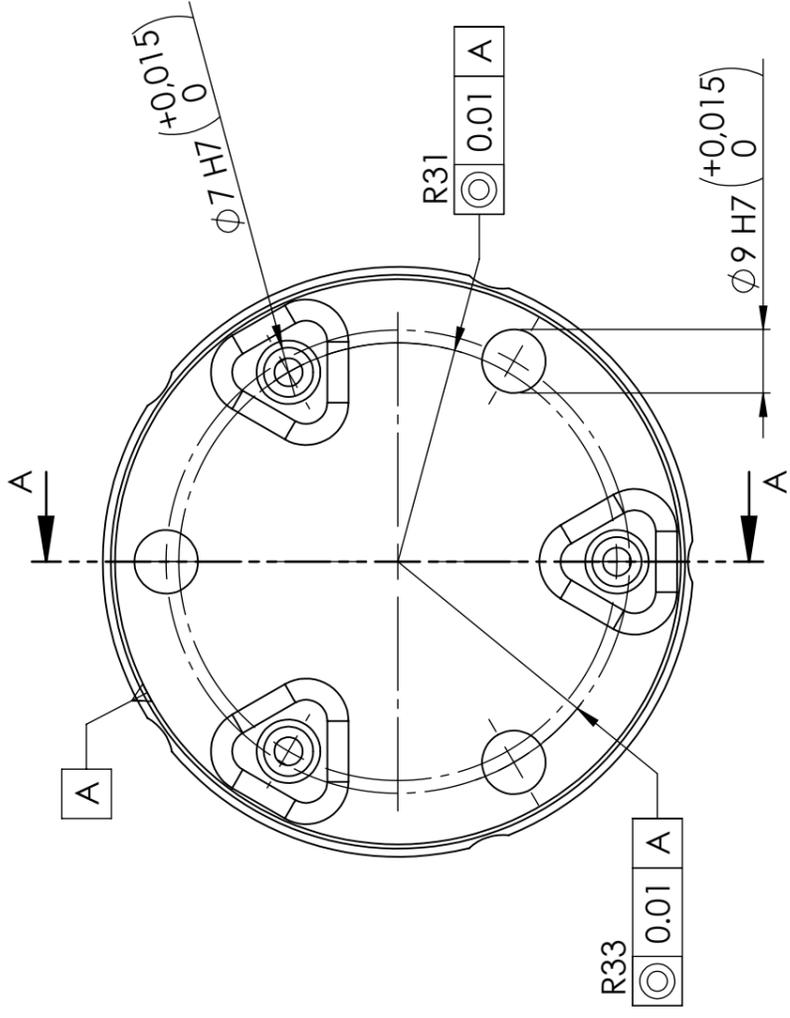
VISTA DE SECCIÓN
A-A



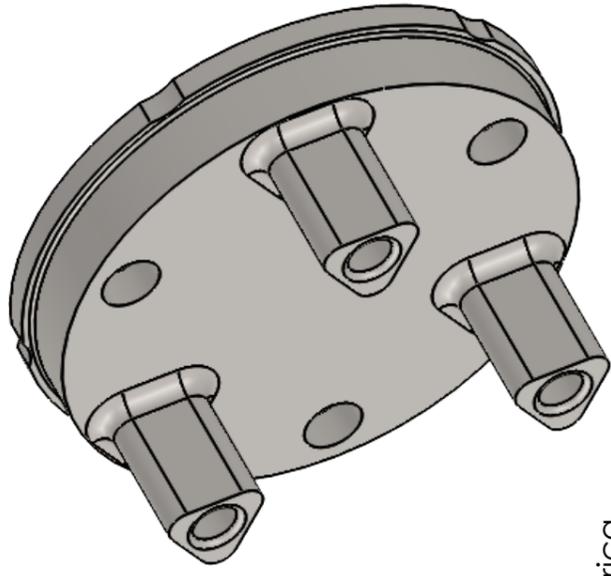
Vista Trimétrica
Escala 1:1



Fecha		Nombre	Observaciones:	Monoplaza:
Dibujado	01/05/2021	Alessandro Sergio	-	ETR-X
Comprobado	01/05/2021	Alessandro Sergio		
Escala:		1er angulo	PORTAPLANETAS MOTOR	
1:1				
Tolerancias generales de fabricación:		DIN 7168		
Material:		AISI 1045 (C45)		
Peso:		667.63 g		
Cantidad:		1		
Formato:	A3	Página:	6	Versión:
				1.1



VISTA DE SECCIÓN
A-A



Vista Trimétrica
Escala 1:1

Fecha	Nombre	Observaciones:	Monoplaza:
Dibujado 01/05/2021	Alessandro Sergio	-	ETR-X
Comprobado 01/05/2021	Alessandro Sergio		
Escala: 1:1		Tolerancias generales de fabricación: DIN 7 168	
Formato: A3		Material: Material: AISI 1045 (C45)	
Pagina: 7		Peso: 614,84 g	
Versión: 1.1		Cantidad: 1	
PORTAPLANETAS BUJE			

