



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Grado de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

Proyecto

Autor: **Javier Hernández Poveda**

Tutor: **Francisco José Rubio Montoya**

Curso 2019/2020

ÍNDICE DE PROYECTO

Documento 1: Memoria

Documento 2: Anexos

Documento 3: Planos

Documento 4: Presupuesto



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Grado de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

Memoria

Autor: **Javier Hernández Poveda**

Tutor: **Francisco José Rubio Montoya**

Curso 2019/2020

ÍNDICE DE MEMORIA

1. OBJETIVO	3
2. ALCANCE.....	3
3. ANTECEDENTES.....	4
4. CARACTERÍSTICAS DEL AEROGENERADOR.....	6
4.1. ESTUDIO DEL VIENTO	6
4.2. POTENCIA DE ENTRADA AL MULTIPLICADOR	8
4.3. VELOCIDAD DE ROTACIÓN A LA ENTRADA DEL MULTIPLICADOR	9
4.4. PAR MOTOR A LA ENTRADA DEL MULTIPLICADOR.....	11
4.5. PUNTOS DE INTERÉS	12
5. SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	12
5.1. SISTEMA DE TRASMISIÓN	13
5.2. SELECCIÓN DE TRASMISIÓN	17
5.3. MATERIAL A UTILIZAR	19
6. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	20
7. CÁLCULOS	20
7.1. DATOS	20
7.2. CÁLCULOS DE ENGRANAJES	21
7.2.1. <i>Relación de transmisión de cada etapa</i>	<i>21</i>
7.2.2. <i>Cálculo de diámetros por deflexión torsional</i>	<i>21</i>
7.2.3. <i>Datos iniciales para el cálculo de engranajes</i>	<i>22</i>
7.2.4. <i>Viscosidad del lubricante, estimación inicial.....</i>	<i>24</i>
7.2.5. <i>Dimensiones de los engranajes</i>	<i>25</i>
7.2.5.1. <i>Etapa 1.....</i>	<i>25</i>
7.2.5.2. <i>Etapa 2.....</i>	<i>30</i>
7.2.5.3. <i>Etapa 3.....</i>	<i>33</i>
7.2.5.4. <i>Etapa 4.....</i>	<i>36</i>
7.2.6. <i>Comprobación del lubricante</i>	<i>39</i>
7.2.7. <i>Resumen de resultados de los engranajes.....</i>	<i>43</i>
7.3. DISEÑO DE LOS EJES	44
7.3.1. <i>Datos generales</i>	<i>44</i>
7.3.2. <i>Cálculo a fatiga</i>	<i>44</i>
7.3.2.1. <i>Eje 1</i>	<i>46</i>
7.3.2.2. <i>Eje 2</i>	<i>50</i>
7.3.2.3. <i>Eje 3</i>	<i>54</i>
7.3.2.4. <i>Eje 4</i>	<i>58</i>
7.3.2.5. <i>Eje 5</i>	<i>62</i>
7.3.3. <i>Deflexión lateral y angular</i>	<i>65</i>

7.3.3.1.Eje 1	66
7.3.3.2.Eje 2	69
7.3.3.3.Eje 3	72
7.3.3.4.Eje 4	75
7.3.3.5.Eje 5	78
7.4. RODAMIENTOS	81
7.4.1. <i>Selección del tipo de rodamientos</i>	81
7.4.2. <i>Cálculo de rodamientos</i>	81
8. MODELADO DEL MULTIPLICADOR EN SOLIDWORKS	86
8.1. INTRODUCCIÓN.....	86
8.2. MODELADO DE PIEZAS.....	86
8.2.1. <i>Modelado de ejes</i>	86
8.2.2. <i>Modelado de engranajes</i>	89
8.2.3. <i>Modelado de piezas auxiliares</i>	95
8.2.3.1.Rodamientos	95
8.2.3.2.Chavetas	95
8.2.3.3.Casquillos	95
8.2.4. <i>Modelado de la carcasa</i>	96
8.3. ENSAMBLAJE DEL MULTIPLICADOR.....	97
8.4. VÍDEOS DE SISTEMA MULTIPLICADOR DE ENGRANAJES	99
8.5. MODIFICACIÓN DE PIEZAS PARA SU IMPRESIÓN	100
8.5.1. <i>Modificación del diseño de los engranajes</i>	100
8.5.2. <i>Modificación del diseño de la carcasa</i>	104
9. REFERENCIAS Y SOFTWARE	105
9.1. REFERENCIAS.....	105
9.2. SOFTWARE.....	105

1. Objetivo

El objetivo de este proyecto es el de estudiar el comportamiento cinemático y dinámico de un sistema mecánico multiplicador de un conjunto de aerogeneradores. Dichos aerogeneradores están encargados de suministrar energía a un parque de vehículos eléctricos para la recarga y mantenimiento de éstos, lo cual implica una estación autosuficiente y sostenible, libre de emisiones contaminantes.

2. Alcance

El sistema multiplicador tendrá una velocidad de giro a la entrada mínima de 5 rpm y una velocidad máxima de 30 rpm. Posteriormente se realizará un estudio de la potencia producida por el viento para dicho rango de velocidades. Además, la velocidad necesaria en el generador será de 1500 rpm (generador de 2 pares de polos). La relación de velocidades en el multiplicador se determinará posteriormente cuando se establezca la velocidad de rotación exacta de entrada.

Los aerogeneradores que se utilizarán serán de eje horizontal de 3 palas, ya que poseen una mayor eficiencia y la posición relativa respecto al viento será a barlovento, para que el campo de velocidades del viento no esté perturbado por los elementos del aerogenerador. Por estas características, será necesario un sistema de orientación que mantenga el rotor de cara al viento, aunque en este proyecto no se estudiará el sistema electrónico. La potencia eléctrica máxima generada por el aerogenerador será de 600 kW.

Supondremos que los aerogeneradores tendrán que producir energía suficiente para poder recargar los vehículos eléctricos, los cuales son el modelo Volkswagen eGolf con una potencia de 100 kW, una capacidad de la batería de 33 kWh y un tiempo de carga de 6 horas, de tal manera que un único aerogenerador trabajando a máxima potencia podrá alimentar simultáneamente 109 de estos vehículos como máximo (En el Anexo 5 se especifica en cómo se ha obtenido el número de vehículos).

La potencia eléctrica no utilizada para la carga de vehículos se llevará a la red.

3. Antecedentes

La motivación para la realización de este proyecto proviene de la preocupación por el problema energético en el panorama global.

Actualmente, nuestro sistema energético sigue dependiendo en gran medida de los combustibles fósiles. Estos no solo son una gran fuente de emisión de residuos de efecto invernadero, sino que además están limitados. Esta limitación derivará en un brusco aumento del precio y una disminución de producción energética lo cual significará no poder satisfacer el consumo de la sociedad si seguimos con el modelo actual.

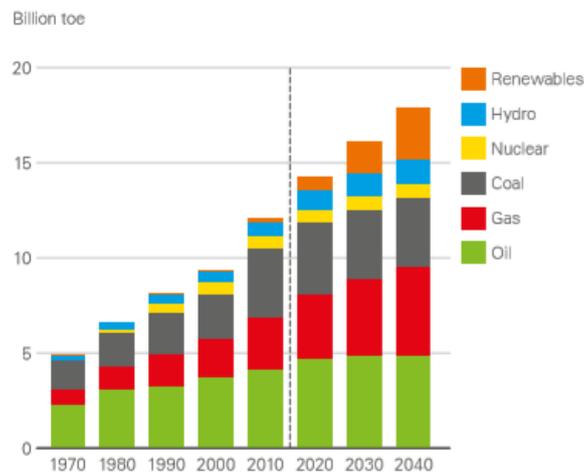


Figura 1: Consumo de energía global desde 1970 y expectativas hasta 2040.

Fuente: 2019 BP Energy Outlook. <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/energy-outlook.html>

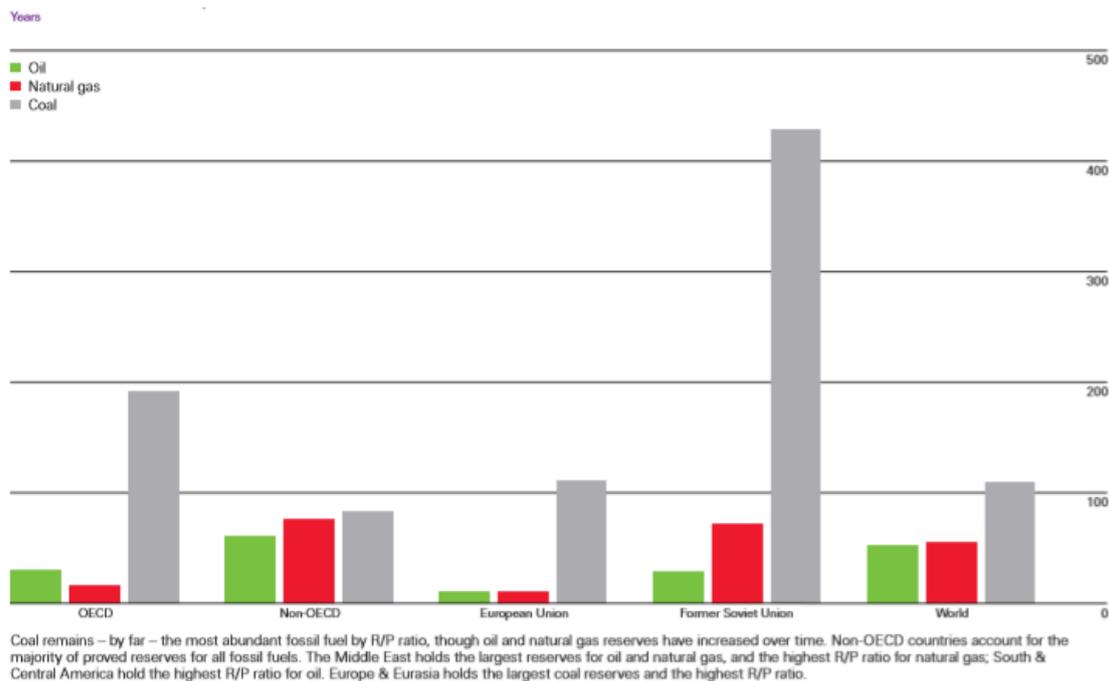


Figura 2: Fossil fuel reserves-to-production (R/P) ratios at the end of 2014.

Fuente: 2015 BP Energy Outlook.

Para cubrir el consumo energético de la sociedad es necesario invertir en energías renovables, ya que es una fuente inagotable de energía y no produce emisiones de efecto invernadero o residuos tóxicos. Estas fuentes de energía son necesarias para garantizar un desarrollo sostenible con el que se pueda satisfacer nuestras necesidades energéticas actuales y futuras sin perjudicar el medio ambiente.

Dentro de este campo de renovables, la energía eólica es una de las fuentes renovables más importantes ya que posee un gran potencial. En nuestro país, es una de las renovables que mayor energía produce al año, casi un 25% del total. Esta es la razón por la que es una opción interesante para su desarrollo tecnológico, ya que mejorando su rendimiento y disminuyendo su coste se pueden alcanzar buenos números para reducir la producción de energía mediante combustibles fósiles.

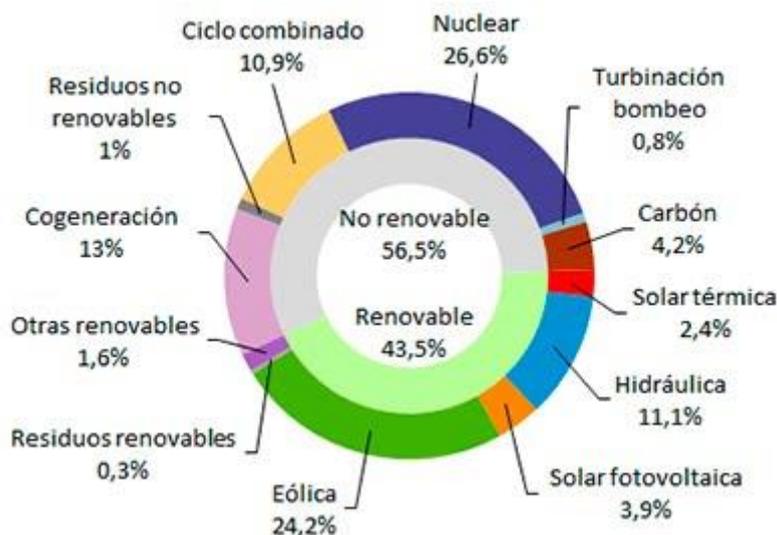


Figura 3: Generación de energía en España en marzo de 2019.

Fuente: <https://www.diariorenovables.com/2019/04/generacion-electrica-en-espana-marzo-de-2019.html>

4. Características del aerogenerador

Como se ha indicado anteriormente, los aerogeneradores a utilizar son de eje horizontal y poseen 3 palas. A continuación, se realizará un estudio de los factores que afectan al funcionamiento del aerogenerador y se determinarán los datos iniciales necesarios para el diseño del multiplicador.

4.1. Estudio del viento

El viento es el recurso con mayor potencial en términos de energías renovables. La potencia que se puede extraer del viento depende en gran medida de su velocidad, por ello es necesario realizar un estudio de este. En la Figura 4 se muestra con detalle las velocidades de viento medias en España a 30 metros de altura. La velocidad del viento aumenta con la altura ya que el rozamiento con el suelo perturba el campo de velocidades como en cualquier otro fluido en función a la rugosidad del terreno, es por ello que para conseguir potencias suficientemente altas será necesario situar el conjunto de góndola y aspas a una gran altura, con una torre de un tamaño en torno a 40 – 50 metros.



Figura 4: Mapa de las velocidades de viento medias en España a 30 metros de altura.

Fuente: <http://www.pensandoelterritorio.com/los-7-vientos-espanoles-mas-famosos/>

La potencia total que contiene el viento se puede calcular como,

$$P_T = \frac{1}{2} \dot{m} v^2$$

Teniendo en cuenta que el gasto másico depende de la velocidad del viento con la siguiente ecuación,

$$\dot{m} = \rho A v_0$$

Sustituyendo en la ecuación de la potencia total,

$$P_T = \frac{1}{2} \rho A v_0^3$$

Donde se observa que la potencia del viento es proporcional al cubo de su velocidad, su densidad y el área de captación de aerogenerador.

Sin embargo, aunque se haya visto la potencia contenida en el viento según la ecuación anterior, la potencia máxima que se puede extraer del viento es inferior a la vista, ya que en la realidad nos encontramos con un límite de la energía mecánica que puede convertir un aerogenerador denominado Límite de Betz que como máximo equivale al 59% de potencia de la total. Este límite se expresa con un coeficiente

de rendimiento de potencia c_p , de tal modo que la potencia máxima que puede extraer un aerogenerador del viento es:

$$P_T = \frac{1}{2} c_p \rho A v_0^3$$

4.2. Potencia de entrada al multiplicador

La potencia en el aerogenerador dependerá fundamentalmente de la potencia contenida por el viento y como se ha visto anteriormente por la velocidad del viento principalmente, ya que el resto de parámetros, como el área de captación del aerogenerador y la densidad del viento, se considerarán constantes. Los parámetros a considerar para el cálculo de la potencia a la entrada del multiplicador serán:

- La densidad del viento será de $1,225 \text{ kg/m}^3$ (Considerada a una presión de 1 atm y una temperatura de 15°C).
- El área de captación se calculará a partir de la fórmula de la superficie de una circunferencia sabiendo que el radio (distancia desde el centro del buje hasta el extremo de la pala) será de 20 metros.
- Se tendrá en cuenta un intervalo de velocidades del viento de $2,5 \text{ m/s}$, donde se realizará el arranque, hasta 20 m/s , por encima de la cual se parará el sistema para evitar el posible fallo por la alta velocidad de rotación a la que girarían las aspas.
- Coeficiente de potencia determinado por el límite de Betz que como se ha establecido anteriormente tiene un valor de 0,59.
- Además, se considerará un rendimiento de las aspas del 85% debido a las posibles pérdidas aerodinámicas que se puedan producir.

$$P_{ent} = \frac{1}{2} c_p \eta_{aspas} \rho A v_0^3$$

A partir de la fórmula anterior en el intervalo de la velocidad del viento establecido obtenemos los siguientes valores de la potencia:

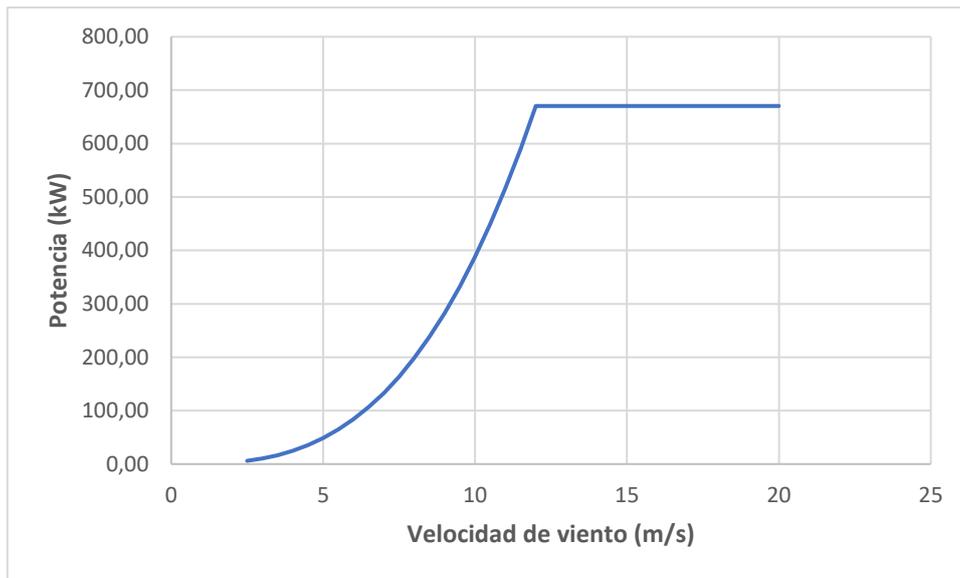


Figura 5: Gráfico de potencia a la entrada del multiplicador – velocidad del viento.

Del gráfico anterior se puede observar que el gráfico alcanza un máximo de potencia de 670,4 kW cuando el viento iguala la velocidad de 12 m/s, y este valor máximo se conserva hasta que la velocidad del viento supera los 20 m/s y se realiza el paro. Esto se debe a que el aerogenerador posee un sistema de frenado dirigido por un sistema de control que, al recibir la información del anemómetro de que la velocidad del viento es de 12 m/s, procederá a disipar la energía de tal manera que se conserve la potencia aunque siga aumentando la velocidad del viento y eventualmente si la velocidad del viento llegase a superar los 20 m/s frenará completamente el sistema.

4.3. Velocidad de rotación a la entrada del multiplicador

La velocidad de rotación del eje de entrada será también un factor indispensable que debemos conocer para realizar el diseño del multiplicador. Al igual que la potencia, la velocidad de rotación depende principalmente de la velocidad del viento, aunque también dependerá del perfil de las aspas.

Para establecer la relación entre la velocidad lineal del viento y la velocidad de rotación del eje de entrada se considerará un factor denominado TSR (velocidad específica), el cual dependerá de la aerodinámica de las palas.

$$TSR = \frac{\omega R}{v_0}$$

Las palas se han diseñado aerodinámicamente de tal manera que para la velocidad de viento mínima que produce la potencia máxima (12 m/s), se produzca la velocidad de rotación máxima establecida (30 rpm). Introduciendo estos valores en la fórmula teniendo en cuenta que la velocidad de rotación debe estar en rad/s y que el radio se ha determinado anteriormente como 20 metros, se puede establecer que el valor del parámetro TSR para esta turbina es de 5,24.

Una vez determinado este parámetro se puede establecer la ecuación para el cálculo de la velocidad de rotación a partir de la velocidad del viento:

$$\omega_{ent} = \frac{30 \cdot TSR \cdot v_0}{\pi \cdot R} \text{ (rpm)}$$

Aplicando la ecuación anterior en el rango de velocidades de viento para el que trabaja el aerogenerador obtenemos los siguientes valores de la velocidad de rotación en rpm si se introducen el resto de datos en unidades del Sistema Internacional:

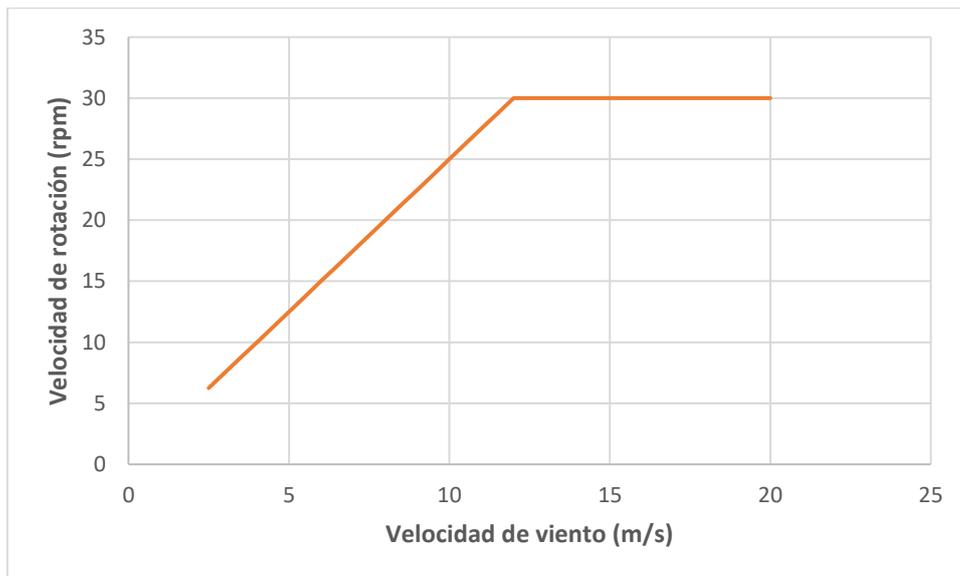


Figura 6: Gráfico de velocidad de rotación a la entrada del multiplicador - velocidad del viento.

Como se ha explicado anteriormente, el sistema de frenado regula la potencia frenando el eje cuando el viento alcanza velocidades de 12 m/s, por lo que cuando supera dicha velocidad las aspas seguirán funcionando a una velocidad de 30 rpm.

4.4. Par motor a la entrada del multiplicador

Una vez calculados los valores tanto de la potencia como de la velocidad de rotación, se puede realizar el cálculo del par motor. Este parámetro se utilizará para realizar el cálculo de los diámetros de los ejes, por eso es necesario estudiarlo para determinar el par máximo. El par motor se calculará a partir de cada valor de potencia y velocidad para:

$$T_{ent} = \frac{P_{ent}}{\omega_{ent}}$$

Si se grafican los valores del par en función de la velocidad del viento se podrá determinar el par máximo, necesario para el cálculo del diámetro de los ejes, por lo que a continuación se muestra dicha gráfica:

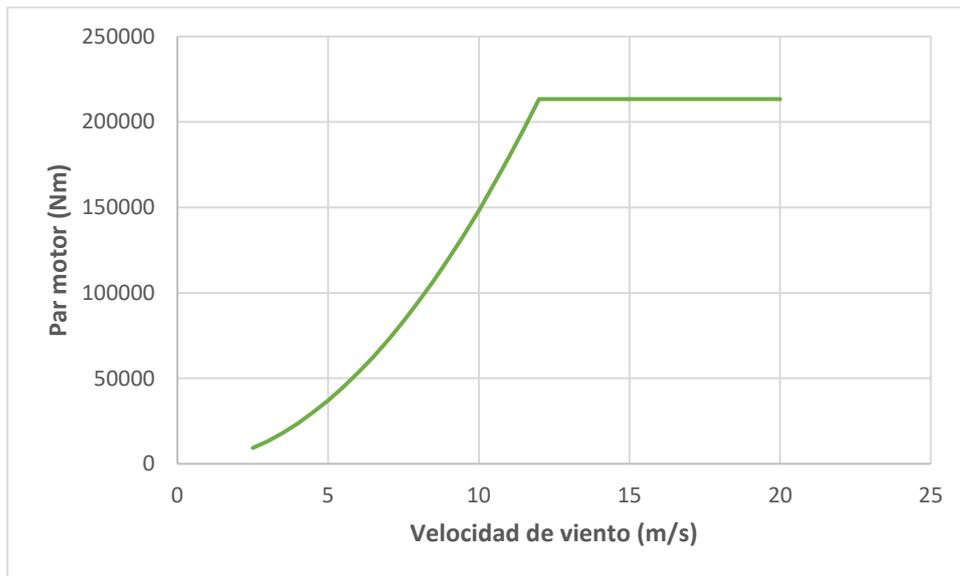


Figura 7: Gráfico de par motor a la entrada del multiplicador – velocidad del viento.

Se observa que el par máximo se alcanza cuando la velocidad del viento alcanza y supera los 12 m/s, rango en el que la potencia es máxima, por lo que el valor del par máximo a la entrada del multiplicador será de 213394,61 Nm.

4.5. Puntos de interés

A continuación, se mostrará una tabla con los valores de velocidad de viento, potencia, velocidad de rotación y par motor, de los puntos destacados necesarios posteriormente como datos de partida para realizar el cálculo del multiplicador:

Punto	Velocidad de viento (m/s)	Potencia (kW)	Velocidad de rotación (rpm)	Par motor (N/m)
Velocidad de viento mínima	2,5	6,06	6,25	9261,92
Velocidad de viento media	7,5	163,67	18,75	83357,27
Velocidad ideal de funcionamiento	15	670,40	30	213394,61
Velocidad de viento máxima	30	670,40	30	213394,61

Tabla 1: Resumen de los datos más relevantes para el cálculo del multiplicador

El punto para el cual se realizará el diseño será el punto ideal de funcionamiento, ya que será el punto de mayor par motor dónde el multiplicador trabajará habitualmente. La velocidad de rotación de entrada en dicho punto será de 30 rpm, por lo que la relación de transmisión será aproximadamente 50.

5. Soluciones alternativas

El multiplicador es un elemento encargado de, a partir de una velocidad de rotación de entrada procedente de un eje denominado eje de entrada, proporcionar una velocidad de rotación superior a la inicial a través de un eje de salida. Para conseguir esto, el multiplicador precisa de un sistema de transmisión que bien puede ser a través de correas, cadenas o engranajes, entre otros.

A continuación, se estudiarán las características de distintos sistemas de transmisión con el objetivo de seleccionar el sistema idóneo para nuestro multiplicador en función de los parámetros de trabajo de este

(velocidad de rotación de entrada, velocidad de rotación de salida, relación de transmisión, potencia, par motor, etc).

5.1. Sistema de transmisión

Se supondrá de primera mano que la transmisión a utilizar será de engranajes, ya que este tipo es el más utilizado en el sector gracias a que sus características favorecen el funcionamiento del aerogenerador. Algunas de estas características son:

- Altos rendimientos en la transmisión.
- Dimensiones reducidas, por lo que permitirá minimizar el volumen de la góndola.
- Necesidad de mantenimiento pequeña debido a la dificultad para acceder al multiplicador, característica que cumple este tipo de transmisiones.
- Capacidad para soportar sobrecargas que superen las cargas para las que se ha diseñado.
- Elevada fiabilidad además de una larga vida útil.
- Relaciones de transmisión constantes.

Además, las posibles desventajas se pueden ver reducidas:

- La generación de ruidos debido al impacto entre ruedas por lo general no supondrá una molestia dado que los aerogeneradores se construyen en lugares aislados, alejados de la población. Aunque sí que habrá que llevar cuidado con las vibraciones que se producen.
- El coste elevado, a comparación con otro tipo de transmisiones como puede ser por correas o cadenas, no supone un gran aumento en el precio global del aerogenerador.

Dentro de este tipo de transmisiones habrá numerosas opciones. En nuestro caso, nos centraremos en los trenes de engranajes, los cuales consisten en la transmisión del movimiento entre un conjunto de ejes paralelos mediante engranajes (como indica el nombre). Los motivos del uso de trenes de engranaje son que se puede conseguir relaciones de transmisión que no se podrían obtener si únicamente se utilizasen dos ruedas, además poseen muy buenos rendimientos para relaciones de transmisión muy grandes. Esto es indispensable para el proyecto debido a que se necesita una elevada relación de transmisión

Tren ordinario o de ejes fijos simple

Este tipo de trenes de engranaje posee una única rueda para cada uno de los ejes que lo compone, dichos ejes se encuentran fijos como indica su nombre.

La relación de transmisión se puede calcular como la relación entre la velocidad angular del eje de salida entre el eje de entrada o como la relación entre el número de dientes a la entrada entre el número de dientes a la salida.

$$i = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}} = \frac{Z_{entrada}}{Z_{salida}}$$

Se puede observar que la relación de transmisión en este tipo de trenes depende únicamente de las ruedas de entrada y de salida. Esto supone una gran desventaja a la hora de conseguir grandes relaciones de transmisión ya que exigiría una rueda de gran tamaño, por ello no se utilizará un tren ordinario simple para la solución final.

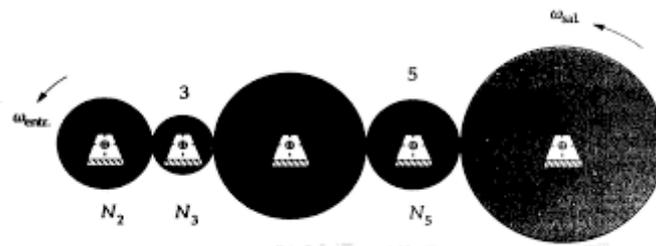


Figura 8: Ejemplo de tren ordinario simple.

Fuente:

http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/tm/pdfdoc_th/apuntes/apuntes_tema8.pdf

Tren ordinario o de ejes fijos compuesto

En este tipo de trenes al menos uno de los ejes posee dos o más ruedas.

La relación de transmisión se puede calcular como el producto entre las relaciones de transmisión de cada conjunto de ruedas engranando. Por lo que la fórmula para calcular la relación de transmisión en un tren ordinario compuesto con x conjuntos de rueda engranando será:

$$i = \prod_{x=1}^n i_x$$

Otras formas de expresar la relación de transmisión son como la relación de la velocidad angular de salida entre la velocidad angular de entrada

o como el producto del número de dientes de engranajes conductores entre el producto del número de dientes de engranajes conducidos.

$$i = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}} = \frac{\prod Z_{conductores}}{\prod Z_{conducidos}}$$

A diferencia del caso anterior, los trenes ordinarios compuestos pueden obtener elevadas relaciones de transmisión con buenos rendimientos sin tener que aumentar desmesuradamente el tamaño de una rueda, por lo que será una alternativa a considerar para la solución final.

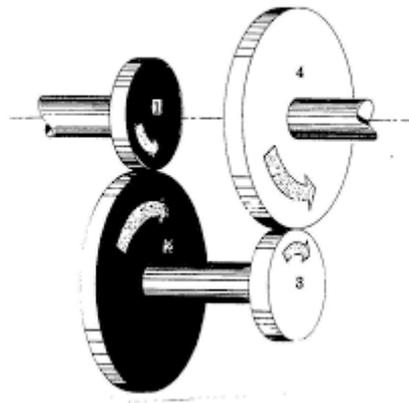


Figura 9: Ejemplo de tren ordinario compuesto.

Fuente:

http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/ asignaturas/tm/pdfdoc_th/apuntes/apuntes_tema8.pdf

Tren planetario o epicicloidal

Los trenes planetarios están compuestos principalmente por:

- Rueda central o sol.
- Rueda planetaria o planeta.
- Rueda externa o corona
- Brazo porta planetas.

A su vez, se puede hacer la misma división de tipos según la cantidad de engranajes por eje. Si alguno de los ejes posee dos o más engranajes, se considerará tren planetario compuesto, en caso contrario, tren planetario simple.

A comparación de este tipo de conjunto de engranajes con un tren ordinario, este tipo de trenes puede poseer la misma relación que el mencionado anteriormente, pero con la ventaja de ocupar un espacio más reducido.

Debido a que los trenes planetarios son mecanismos con 2 grados de libertad, el cálculo de su relación de transmisión será más complejo.

- Larga vida útil debida a que los buenos rendimientos por la ausencia de fricción reducen el desgaste.
- Fácil mantenimiento.
- Funcionamiento silencioso por la ausencia de impactos de los dientes que engranando.

En la figura 11 se puede observar una imagen con un ejemplo de este tipo de trenes. Como se observa dispone de pivotes del eje de salida repartidos uniformemente en contacto con el planeta (disco cicloidal) de manera que las circunferencias que contiene dichos pivotes son excéntricas a los anteriormente nombrados, con una diferencia de diámetros entre ambos de dos veces la excentricidad. Dicha excentricidad es la distancia entre el centro del planeta y el centro del disco que contiene los pivotes del eje de salida (Este disco es concéntrico al sol). A su vez, los pivotes del sol se encargan de transmitir el movimiento al planeta que, posteriormente, será transmitido a los pivotes del eje de salida mediante el contacto de estos con los agujeros del planeta.

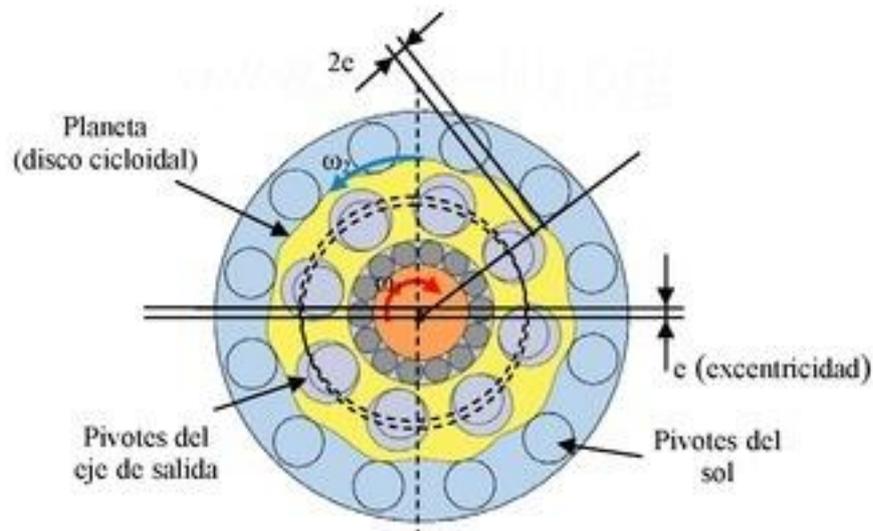


Figura 11: Ejemplo de tren planetario tipo cyclo.

Fuente: https://www.europeana.eu/portal/es/record/2020801/dmglib_handler_docum_13422009.html

5.2. Selección de transmisión

Engranaje cilíndrico

Engranaje utilizado para transmitir el movimiento entre ejes paralelos. La relación de transmisión entre dos ruedas de este tipo suele ser como máximo $i=8$, aunque se puede superar este valor en algunos casos concretos. Suelen tener rendimientos entorno al 96% - 99%.

Según el ángulo de los dientes puede ser de dientes rectos o de dientes helicoidales.

Los engranajes cilíndricos de dientes rectos son más simples y necesitan cálculos más sencillos. Sin embargo, producen un mayor ruido y vibración debido a los impactos de estos.

Los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales además de ser más silenciosos que los rectos, también permiten transmitir velocidades y potencias mayores. Debido a que prácticamente la transmisión de movimiento se produce en ausencia de vibraciones, suelen ser más duraderos, aunque son más caros de fabricar y necesitan más lubricación ya que se desgastan más que los rectos.



Figura 12: Ejemplo de tren planetario.

Fuente: <https://www.ttasl.com/informacion-tecnica/engranaje-planetario>



Figura 13: Ejemplo de tren planetario.

Fuente: <https://www.ttasl.com/informacion-tecnica/engranaje-planetario>

Engranaje cónico

En este tipo de engranajes, las relaciones de transmisión máximas son inferiores a las de engranajes cilíndricos, $i=6$. Los ejes para este tipo

de engranajes ya no son paralelos, realizan la transmisión entre ejes que se cortan. Como en el caso mencionado anteriormente, los dientes pueden ser rectos o helicoidales. Las diferencias entre estos siguen siendo mayoritariamente las mismas que las anteriormente descritas.



Figura 14: Ejemplo de tren planetario.

Fuente: <https://www.agrodosmil.com/remolque-esparcedor/552-engranaje-conico-14-dientes-chavetero.html>

5.3. Material a utilizar

Nº	Material de los engranajes	E (N/mm ²)	u
1	Fundición Gris	118000	0,26
2	F. maleable corazón negro	173000	0,28
3	F. nodular	173000	0,28
4	Acero moldeado no aleado	206000	0,3
5	Ac. no aleado	206000	0,3
6	Ac. no aleado templado y revenido	206000	0,3
7	Ac. aleado templado y revenido	206000	0,3
8	Ac. moldeado no aleado templado	206000	0,3
9	Ac. aleado moldeado templado	206000	0,3
10	Ac. de cementación	206000	0,3
11	Ac. endurecimiento a la llama o inducción	206000	0,3
12	Ac. de nitruración	206000	0,3
13	Ac. de nitrocarburo	206000	0,3

Tabla 2: Posibles materiales a utilizar para los engranajes.

6. Descripción de la solución

La solución que se estudiará será la de un tren de engranajes ordinario compuesto de 4 etapas. Esto se debe a que con un tren ordinario compuesto se puede realizar un diseño más reducido que con un tren ordinario simple y al ser más común que un tren planetario o un tren de engranajes planetario tipo ciclo, habrá más facilidad para encontrar elementos comerciales que se adapten al modelo. Además, el número de etapas seleccionado es el ideal para no tener que utilizar relaciones de transmisión muy altas que podrían llegar a reducir la competitividad del sistema multiplicador.

El tipo de engranajes a utilizar será de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales debido a las altas potencias y velocidades con las que se trabajará. También, gracias a que son más silenciosos, las vibraciones serán más reducidas, lo que aumentará notablemente la vida del multiplicador. El ángulo de inclinación de los dientes β a utilizar será de 20° , ya que está recomendado para las velocidades con las que trabajará el sistema.

El material que se utilizará en los diversos componentes del sistema se determinará durante el proceso de cálculo.

7. Cálculos

7.1. Datos

De los apartados anteriores se han deducido los datos de partida para la realización del diseño del multiplicador. Los datos más relevantes son los siguientes:

- Potencia P: 670,40 kW
- ω_{entrada} : 30 rpm
- ω_{salida} : 1500 rpm
- Rel. de transmisión i : $50 \pm 2\%$
- Máquina motriz: Aspas de aerogenerador (Choques moderados).
- Máquina arrastrada: Generador eléctrico (Choques ligeros).

7.2. Cálculos de engranajes

7.2.1. Relación de transmisión de cada etapa

Para seleccionar las etapas de transmisión para cada etapa, se supone que serán aproximadamente las mismas, por lo que se parte de las siguientes relaciones de velocidad:

$$i_1 = i_2 = i_3 = i_4 = \sqrt[4]{i_{Total}}$$

$$i_1 = 2,66, i_2 = 2,66, i_3 = 2,66, i_4 = 2,66$$

Las velocidades de rotación de cada eje del multiplicador se pueden relacionar con las relaciones de transmisión de la siguiente manera:

- Velocidad de rotación del eje 1:

$$\omega_1 = \omega_{entrada}$$

- Velocidad de rotación del eje 2:

$$\omega_2 = i_1 \cdot \omega_1$$

- Velocidad de rotación del eje 3:

$$\omega_3 = i_2 \cdot \omega_2$$

- Velocidad de rotación del eje 4:

$$\omega_4 = i_3 \cdot \omega_3$$

- Velocidad de rotación del eje 5:

$$\omega_4 = i_4 \cdot \omega_4 = \omega_{salida}$$

7.2.2. Cálculo de diámetros por deflexión torsional

En aquellas secciones donde el eje está sometido a torsión, el diámetro está normalmente definido por el requerimiento de rigidez a torsión. Se debe cumplir que por cada metro solo se produzca una deflexión torsional de $0,25^\circ$, por lo que la deflexión torsional máxima será de $0,25^\circ/\text{m}$. La ecuación a utilizar para determinar el diámetro mínimo para cumplir esta condición es:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32T}{\pi G(\theta/L)_{max}}}$$

Donde:

- $G = 7,92 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$
- $(\theta/L)_{max} = 0,25 \text{ }^\circ/\text{m}$

- El par torsor se calculará con la siguiente expresión:

$$T_{max} = \frac{Pot}{\omega}$$

La tabla siguiente muestra los resultados obtenidos para las zonas sometidas a torsión en cada uno de los ejes:

Eje:	ω (rpm)	T_{max} (KN·m)	d_{min} (mm)
Eje 1	30	213,39	281,62
Eje 2	79,8	80,22	220,52
Eje 3	212,27	30,16	172,67
Eje 4	564,63	11,34	135,21
Eje 5	1501.92	4,26	105,87

Tabla 3: Diámetros por rigidez a torsión.

Los diámetros seleccionados serán establecidos de tal manera que sean superiores a los diámetros obtenidos según el criterio de rigidez torsional y que cumplan con las dimensiones normalizadas de los elementos que van sobre ellos (como pueden ser rodamientos o casquillos). Es por ello que los diámetros finales de los ejes serán:

Eje:	d_{eje} (mm)
Eje 1	300
Eje 2	240
Eje 3	180
Eje 4	140
Eje 5	120

Tabla 4: Diámetros de cada eje.

7.2.3. Datos iniciales para el cálculo de engranajes

El diámetro de los engranajes será determinado posteriormente por el diámetro del eje donde va montada la rueda, ya que esta es el engranaje de menor dimensión en un multiplicador. Si cumple el diámetro mínimo de la rueda, también cumplirá el del piñón.

Para establecer el diámetro mínimo de la rueda hará falta conocer el tamaño del chavetero que transmitirá el esfuerzo a torsión y su distancia mínima desde el fondo del chavetero hasta la circunferencia base del

diente. Estas dimensiones se calcularán siguiendo la tabla del Anexo 1 a partir del diámetro del eje.

La tabla siguiente muestra los resultados obtenidos para las chavetas de cada etapa:

	Etapa 1		Etapa 2	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
diámetro eje (mm)	300	240	240	180
longitud (mm)	400	320	320	250
altura (mm)	36	32	32	25
anchura (mm)	70	56	56	45
Profundidad en cubo (mm)	14,4	12,3	12,3	10,4
Profundidad en eje (mm)	22	20	20	15

	Etapa 3		Etapa 4	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
diámetro eje (mm)	180	140	140	120
longitud (mm)	250	180	180	150
altura (mm)	25	20	20	18
anchura (mm)	45	36	36	32
Profundidad en cubo (mm)	10,4	8,4	8,4	7,4
Profundidad en eje (mm)	15	12	12	11

Tabla 5: Dimensiones de las chavetas.

La distancia mínima desde el fondo del chavetero hasta la circunferencia base del diente se ha tomado igual a 2 veces el tamaño del módulo utilizado en el engranaje.

La longitud mínima de la chaveta se ha tomado como 1,25 veces el diámetro del eje, después se seleccionan las longitudes de cada chaveta de acuerdo a las dimensiones normalizadas.

7.2.4. Viscosidad del lubricante, estimación inicial

La lubricación es necesaria para evitar problemas superficiales como pueden ser el desgaste, el pitting y el gripado.

Para conseguir el lubricante adecuado será necesario conocer la anchura de los engranajes. Sin embargo, para calcular dicha anchura es necesario conocer el lubricante a utilizar. Es por ello que inicialmente estimaremos un lubricante inicial según las condiciones de funcionamiento del multiplicador y, una vez calculada la anchura del dentado para cada etapa, se determinará si el aceite seleccionado es válido mediante el método empírico United.

Los lubricantes típicos empleados en reductores o multiplicadores según la temperatura ambiente de funcionamiento son: aceite mineral ISO VG 220 para temperaturas ambiente hasta 20 °C, ISO VG 320 con temperaturas ambiente entre 10 °C y 40 °C e ISO VG 460 y VG 680 para temperaturas ambiente entre 20 °C y 50 °C. Es por ello que, dadas las condiciones de este caso se tomará un aceite ISO VG 320, con una viscosidad cinemática $\nu_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$ a una temperatura de 40°C.

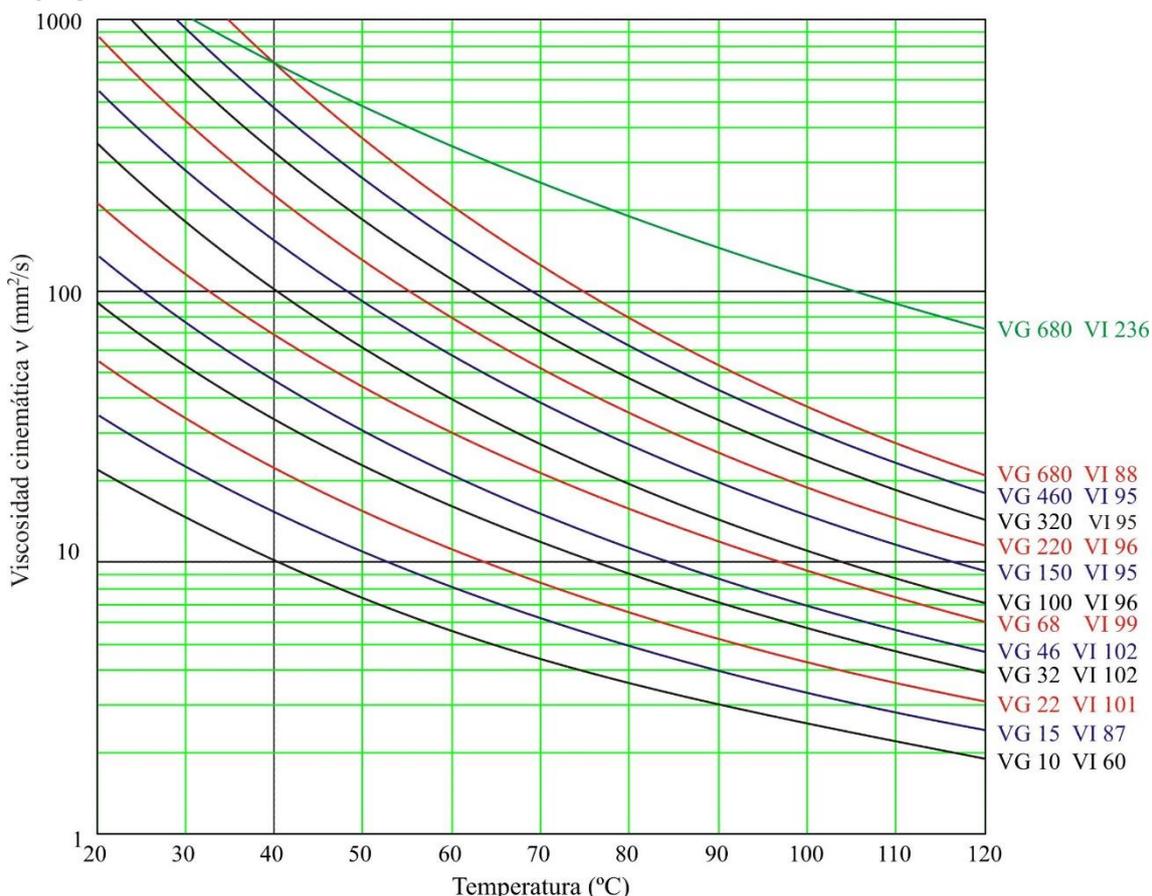


Figura 15: Relación entre viscosidad cinemática de aceites con la temperatura.

Se tomará el mismo aceite para las 4 etapas de multiplicación, para evitar la separación entre etapas, ya que esto supondría un notable aumento en el precio y una mayor complicación en el diseño.

7.2.5. Dimensiones de los engranajes

7.2.5.1. Etapa 1

Datos de partida:

- Diámetro del eje 1 = 300 mm
- Diámetro del eje 2 = 240 mm
- $i_1 = 2,66$
- Profundidad del chavetero en el cubo en el eje 1 ($h_{2,1}$) = 14,4 mm
- Profundidad del chavetero en el cubo en el eje 2 ($h_{2,2}$) = 12,3 mm
- Distancia entre fondo del chavetero y circunferencia base del diente = $2 \cdot m$
- Ángulo de presión del engranaje (α_n) = 20°
- Ángulo de inclinación del dentado helicoidal (β) = 20°

El número mínimo de dientes necesario para que no se produzcan interferencias en la transmisión será:

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}$$

Donde α_t es el ángulo de presión tangencial que se obtiene de:

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

Con los datos de partida establecidos se obtiene un número mínimos de dientes de:

$$z_{min} = 14,4 \text{ dientes}$$

En primer lugar, se calculará el diámetro mínimo para la rueda (engranaje 2) que se utilizará inicialmente como diámetro nominal del engranaje 2 hasta obtener el número de dientes necesarios y poder

calcular el diámetro nominal real del engranaje 2. Se calculará con la siguiente fórmula:

$$d_{2,min} = d_{eje,2} + 2 \cdot h_{2,2} + 7,9 \cdot m_n$$

De la fórmula anterior m_n será el módulo normal de los dientes (perpendicular al diente), pero al estar trabajando con dentado helicoidal será necesario conocer también el módulo aparente m_t (en dirección perpendicular al eje de rotación). Ambos módulos se pueden relacionar con el ángulo de inclinación β .

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

Conociendo el módulo aparente y el diámetro nominal de la rueda, se puede determinar su número de dientes.

$$z_2 = \frac{d_{2,min}}{m_t}$$

Una vez obtenido el número real de dientes (redondeado al número entero superior para garantizar que el diámetro calculado sea superior al mínimo establecido), se podrá calcular el diámetro nominal real:

$$d_2 = m_t \cdot z_2$$

Conociendo la relación de transmisión de la primera etapa se puede establecer el número de dientes que en este caso tendrá el piñón (engranaje 1):

$$z_1 = i_1 \cdot z_2$$

Por último, se calcula el diámetro nominal del piñón, que será superior al diámetro mínimo que se calcularía aplicando la fórmula mencionada anteriormente al engranaje 1.

$$d_1 = z_1 \cdot m_t$$

$$d_1 > d_{1,min} = d_{eje,1} + 2 \cdot h_{2,1} + 7,9 \cdot m_n$$

En la tabla siguiente se muestra los resultados para varios módulos aplicando las ecuaciones para cada uno.

m_n	m_t	$d_{1,min}$ (mm)	d_1 (mm)	z_1^*	z_1	z_2^*	z_2	d_2 (mm)	$d_{2,min}$ (mm)	i_{1-2}
0,5	0,53	332,75	714,595	1343,3	1343	504,71	505	268,70	268,55	2,66
0,6	0,64	333,54	717,043	1122,52	1123	421,83	422	269,45	269,34	2,66
0,8	0,85	335,12	722,790	848,54	849	318,23	319	271,58	270,92	2,66
1	1,06	336,7	727,898	683,62	684	256,07	257	273,49	272,5	2,66
1,25	1,33	338,675	732,952	550,62	551	206,34	207	275,36	274,475	2,66
1,5	1,60	340,65	739,071	462,84	463	173,19	174	277,75	276,45	2,66
2	2,13	344,6	747,053	351,12	351	131,74	132	280,94	280,4	2,66
2,5	2,66	348,55	758,227	284,62	285	106,88	107	284,67	284,35	2,66
3	3,19	352,5	772,593	242,06	242	90,30	91	290,52	288,3	2,66
4	4,26	360,4	791,748	186,2	186	69,58	70	297,97	296,2	2,66
5	5,32	368,3	819,417	154,28	154	57,15	58	308,61	304,1	2,66
6	6,39	376,2	830,059	130,34	130	48,86	49	312,87	312	2,65
8	8,51	392	885,396	103,74	104	38,50	39	332,02	327,8	2,67
10	10,64	407,8	936,476	87,78	88	32,29	33	351,18	343,6	2,67

Tabla 6: Etapa 1. Estudio de los posibles módulos a utilizar.

Debido a las grandes dimensiones que presentarán los engranajes por las condiciones a las que trabajan, no se establecerá un número máximo de dientes.

Cálculo de la anchura de los engranajes

El cálculo de la anchura de los engranajes se realiza siguiendo un proceso iterativo, el cual se realizará con una hoja de cálculos proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Se tendrán en cuenta dos factores para la determinación de la anchura final del engranaje: la resistencia del diente del engranaje a flexión b_f y la resistencia superficial del contacto del diente b_h . Se busca además que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de fallo superficial, ya que el fallo a flexión es instantáneo y catastrófico, en cambio, el fallo superficial es progresivo y se producen ruidos y funcionamientos deficientes que notifican este posible fallo, para realizar una reparación o un recambio antes de que vaya a más.

La resistencia del diente del engranaje a flexión está determinada por el coeficiente de seguridad X_f . Se debe cumplir que:

$$X_f \geq X_h = 1,25$$

El método utilizado será válido si se cumple la siguiente condición:

$$b \leq 2 \cdot d_1$$

Para comenzar el proceso iterativo se supondrán 3 distintos materiales, los cuales se repetirán durante todas las etapas para posteriormente elegir el material con los resultados más adecuados (se utilizará un único material para los engranajes de las 4 etapas), y distintos módulos, y se estudiarán sus resultados:

Material 1: Acero templado y revenido (7)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 350

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40}=320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{iso}=5$

Aplicación: $K_A=1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	0,84	817,48	X
5	1,01	731,76	X
6	1,18	708,89	X
8	1,42	597,85	598
10	1,62	520,82	521

Tabla 7: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 1ª etapa con material 1.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

Material 2: Acero de nitrocarburo (13)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 420

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40}=320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{iso}=5$

Aplicación: $K_A=1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	0,72	643,07	X
5	0,87	578,92	X
6	1,03	561,75	X
8	1,25	476,65	477
10	1,43	416,87	417

Tabla 8: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 1ª etapa con material 2.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

Material 3: Acero de nitruración (12)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 600

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{iso} = 5$

Aplicación: $K_A = 1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	0,49	340,25	X
5	0,60	315,86	X
6	0,71	309,10	X
8	0,87	271,48	X
10	1,00	242,43	X

Tabla 9: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 1ª etapa con material 3.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

La figura siguiente muestra los resultados obtenidos en el último paso del proceso iterativo. La relación de transmisión está puesto a la inversa ya que la hoja de cálculos está programada para el cálculo de reductores.

7.2.5.2. Etapa 2

Datos:

- Diámetro del eje 2 = 240 mm
- Diámetro del eje 3 = 180 mm
- $i_1 = 2,66 \Rightarrow i_2 = 2,66$
- Profundidad del chavetero en el cubo en el eje 2 ($h_{2,2}$) = 12,3 mm
- Profundidad del chavetero en el cubo en el eje 2 ($h_{2,3}$) = 10,4 mm
- Distancia entre fondo del chavetero y circunferencia base del diente = $2 \cdot m$
- Ángulo de presión del engranaje (α_n) = 20°
- Ángulo de inclinación del dentado helicoidal (β) = 20°

Para realizar el cálculo se seguirá el mismo proceso que para la etapa anterior, teniendo en cuenta los cambios de datos pertinentes ya que en esta etapa el eje de entrada será el eje 2 y el eje de salida será el eje 3.

En la tabla siguiente se muestra los resultados para varios módulos aplicando las ecuaciones para cada uno.

m_n	m_t	$d_{3,min}$ (mm)	d_3 (mm)	z_3^*	z_3	z_4^*	z_4	d_4 (mm)	$d_{4,min}$ (mm)	i_{3-4}
0,5	0,53	268,55	544,859	1024,1	1024	384,80	385	204,85	204,75	2,66
0,6	0,64	269,34	547,200	856,52	857	321,91	322	205,60	205,54	2,66
0,8	0,85	270,92	552,521	649,04	649	243,29	244	207,73	207,12	2,66
1	1,06	272,5	557,629	524,02	524	196,11	197	209,64	208,7	2,66
1,25	1,33	274,475	562,684	422,94	423	158,38	159	211,51	210,675	2,66
1,5	1,60	276,45	568,271	356,44	356	133,22	134	213,90	212,65	2,66
2	2,13	280,4	576,784	271,32	271	101,77	102	217,09	216,6	2,66
2,5	2,66	284,35	587,958	220,78	221	82,90	83	220,82	220,55	2,66
3	3,19	288,3	603,389	188,86	189	70,32	71	226,67	224,5	2,66
4	4,26	296,2	621,480	146,3	146	54,60	55	234,12	232,4	2,65
5	5,32	304,1	649,148	122,36	122	45,16	46	244,76	240,3	2,65
6	6,39	312	664,047	103,74	104	38,87	39	249,02	248,2	2,67
8	8,51	327,8	723,641	85,12	85	31,01	32	272,43	264	2,66
10	10,64	343,6	766,208	71,82	72	26,29	27	287,33	279,8	2,67

Tabla 10: Etapa 2. Estudio de los posibles módulos a utilizar.

Debido a las grandes dimensiones que presentarán los engranajes por las condiciones a las que trabajan, no se establecerá un número máximo de dientes.

Cálculo de la anchura de los engranajes

El cálculo de la anchura del dentado se realizará siguiendo el mismo proceso iterativo que la etapa anterior y se tendrán que cumplir las mismas condiciones establecidas.

Para comenzar el proceso iterativo se supondrán los 3 materiales vistos anteriormente y la misma lubricación que en la etapa 1.

Material 1: Acero templado y revenido (7)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 350

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{iso} = 5$

Aplicación: $K_A = 1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	1,04	445,77	X
5	1,22	398,14	X
6	1,41	380,50	381
8	1,64	309,37	310
10	1,86	274,20	275

Tabla 11: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 2ª etapa con material 1.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

Material 2: Acero de nitrocarburo (13)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 420

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{iso} = 5$

Aplicación: $K_A = 1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	0,90	356,81	X
5	1,08	319,74	X
6	1,25	306,00	306
8	1,47	249,90	250
10	1,66	222,01	223

Tabla 12: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 2ª etapa con material 2.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

Material 3: Acero de nitruración (12)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 600

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{\square\square} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{\text{iso}} = 5$

Aplicación: $K_A = 1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	0,63	203,64	X
5	0,76	186,05	X
6	0,88	179,39	X
8	1,04	150,10	X
10	1,18	134,87	X

Tabla 13: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 2ª etapa con material 3.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

7.2.5.3. Etapa 3

Datos:

- Diámetro del eje 3 = 180 mm
- Diámetro del eje 4 = 140 mm
- $i_1 = 2,66 \Rightarrow i_2 = 2,66 \Rightarrow i_3 = 2,66$
- Profundidad del chavetero en el cubo en el eje 2 ($h_{2,3}$) = 10,4 mm
- Profundidad del chavetero en el cubo en el eje 2 ($h_{2,4}$) = 8,4 mm
- Distancia entre fondo del chavetero y circunferencia base del diente = $2 \cdot m$
- Ángulo de presión del engranaje (α_n) = 20°
- Ángulo de inclinación del dentado helicoidal (β) = 20°

Para realizar el cálculo se seguirá el mismo proceso que para la etapa anterior, teniendo en cuenta los cambios de datos pertinentes ya que en esta etapa el eje de entrada será el eje 3 y el eje de salida será el eje 4.

En la tabla siguiente se muestra los resultados para varios módulos aplicando las ecuaciones para cada uno.

m_n	m_t	$d_{5,min}$ (mm)	d_5 (mm)	z_5^*	z_5	z_6^*	z_6	d_6 (mm)	$d_{6,min}$ (mm)	i_{5-6}
0,5	0,53	204,75	428,864	805,98	806	302,11	303	161,22	160,75	2,66
0,6	0,64	205,54	429,715	672,98	673	253,00	253	161,54	161,54	2,66
0,8	0,85	207,12	435,036	510,72	511	191,60	192	163,46	163,12	2,66
1	1,06	208,7	438,441	412,3	412	154,77	155	164,95	164,7	2,66
1,25	1,33	210,675	445,624	335,16	335	125,30	126	167,61	166,675	2,66
1,5	1,60	212,65	450,147	281,96	282	105,65	106	169,20	168,65	2,66
2	2,13	216,6	463,982	218,12	218	81,10	82	174,53	172,6	2,66
2,5	2,66	220,55	473,559	178,22	178	66,36	67	178,25	176,55	2,66
3	3,19	224,5	485,265	151,62	152	56,54	57	181,97	180,5	2,67
4	4,26	232,4	510,805	119,7	120	44,26	45	191,55	188,4	2,67
5	5,32	240,3	521,447	98,42	98	36,89	37	196,87	196,3	2,65
6	6,39	248,2	542,731	85,12	85	31,98	32	204,32	204,2	2,66
8	8,51	264	587,426	69,16	69	25,84	26	221,35	220	2,65
10	10,64	279,8	649,148	61,18	61	22,16	23	244,76	235,8	2,65

Tabla 14: Etapa 3. Estudio de los posibles módulos a utilizar.

Debido a las grandes dimensiones que presentarán los engranajes por las condiciones a las que trabajan, no se establecerá un número máximo de dientes.

Cálculo de la anchura de los engranajes

El cálculo de la anchura del dentado se realizará siguiendo el mismo proceso iterativo que la etapa anterior y se tendrán que cumplir las mismas condiciones establecidas.

Para comenzar el proceso iterativo se supondrán los 3 materiales vistos anteriormente y la misma lubricación que en la etapa 1 y 2.

Material 1: Acero templado y revenido (7)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 350

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{iso} = 5$

Aplicación: $K_A = 1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	1,19	226,21	X
5	1,42	216,42	217
6	1,60	198,84	199
8	1,87	167,43	168
10	2,01	134,29	135

Tabla 15: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 3ª etapa con material 1.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

Material 2: Acero de nitrocarburo (13)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 420

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{iso} = 5$

Aplicación: $K_A = 1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	1,03	183,28	X
5	1,28	175,55	176
6	1,44	161,57	162
8	1,69	136,46	137
10	1,81	109,82	110

Tabla 16: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 3ª etapa con material 2.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

Material 3: Acero de nitruración (12)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 600

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{iso} = 5$

Aplicación: $K_A = 1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	0,76	111,25	X
5	0,92	107,13	X
6	1,04	99,43	X
8	1,23	85,17	X
10	1,35	73,91	74

Tabla 17: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 3ª etapa con material 3.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

7.2.5.4. Etapa 4

Datos:

- Diámetro del eje 4 = 140 mm
- Diámetro del eje 5 = 120 mm
- $i_1 = 2,66 \Rightarrow i_2 = 2,66 \Rightarrow i_3 = 2,66 \Rightarrow i_4 = 2,66$
- Profundidad del chavetero en el cubo en el eje 2 ($h_{2,4}$) = 8,4 mm
- Profundidad del chavetero en el cubo en el eje 2 ($h_{2,5}$) = 7,4 mm
- Distancia entre fondo del chavetero y circunferencia base del diente = $2 \cdot m$
- Ángulo de presión del engranaje (α_n) = 20°
- Ángulo de inclinación del dentado helicoidal (β) = 20°

Para realizar el cálculo se seguirá el mismo proceso que para la etapa anterior, teniendo en cuenta los cambios de datos pertinentes ya que

en esta etapa el eje de entrada será el eje 4 y el eje de salida será el eje 5.

En la tabla siguiente se muestra los resultados para varios módulos aplicando las ecuaciones para cada uno.

m_n	m_t	$d_{7,min}$ (mm)	d_7 (mm)	z_7^*	z_7	z_8^*	z_8	d_8 (mm)	$d_{8,min}$ (mm)	i_{5-6}
0,5	0,53	160,75	369,270	694,26	694	260,76	261	138,88	138,75	2,66
0,6	0,64	161,54	372,249	582,54	583	218,54	219	139,83	139,54	2,66
0,8	0,85	163,12	376,293	441,56	442	165,76	166	141,32	141,12	2,66
1	1,06	164,7	382,040	359,1	359	134,09	135	143,66	142,7	2,66
1,25	1,33	166,675	385,764	289,94	290	108,76	109	144,99	144,675	2,66
1,5	1,60	168,65	391,085	244,72	245	91,87	92	146,86	146,65	2,66
2	2,13	172,6	402,259	188,86	189	70,76	71	151,11	150,6	2,66
2,5	2,66	176,55	417,690	156,94	157	58,09	59	156,97	154,55	2,66
3	3,19	180,5	424,607	133	133	49,65	50	159,63	158,5	2,66
4	4,26	188,4	451,211	106,4	106	39,09	40	170,27	166,4	2,65
5	5,32	196,3	468,238	87,78	88	32,76	33	175,59	174,3	2,67
6	6,39	204,2	491,650	77,14	77	28,54	29	185,17	182,2	2,66
8	8,51	220	544,859	63,84	64	23,26	24	204,32	198	2,67
10	10,64	235,8	595,940	55,86	56	20,09	21	223,48	213,8	2,67

Tabla 18: Etapa 4. Estudio de los posibles módulos a utilizar.

Debido a las grandes dimensiones que presentarán los engranajes por las condiciones a las que trabajan, no se establecerá un número máximo de dientes.

Cálculo de la anchura de los engranajes

El cálculo de la anchura del dentado se realizará siguiendo el mismo proceso iterativo que la etapa anterior y se tendrán que cumplir las mismas condiciones establecidas.

Para comenzar el proceso iterativo se supondrán los 3 materiales vistos anteriormente y la misma lubricación que en la etapa 1, 2 y 3.

Material 1: Acero templado y revenido (7)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 350

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{\text{iso}} = 5$

Aplicación: $K_A = 1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	1,22	100,20	X
5	1,44	92,76	93
6	1,60	83,10	84
8	1,84	68,39	69
10	2,04	61,35	62

Tabla 19: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 4ª etapa con material 1.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

Material 2: Acero de nitrocarburo (13)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 420

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{\text{iso}} = 5$

Aplicación: $K_A = 1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	1,10	81,96	X
5	1,32	76,04	77
6	1,46	68,27	69
8	1,70	58,84	59
10	1,87	52,23	53

Tabla 20: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 4ª etapa con material 2.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

Material 3: Acero de nitruración (12)

$$S_{y1} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{y2} = 1000 \text{ N/mm}^2$$

HB 600

Lubricante: Aceite ISO VG 320

$$\nu_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Calidad: $Q_{iso} = 5$

Aplicación: $K_A = 1,5$

Ajuste: b,c

Los resultados del proceso iterativo se reflejan en la siguiente tabla:

m_n	X_f (mm)	b_h (mm)	b (mm)
4	0,82	52,45	X
5	0,99	48,98	X
6	1,12	46,67	X
8	1,31	41,57	42
10	1,45	36,40	37

Tabla 21: Cálculo de la anchura de los engranajes de la 4ª etapa con material 3.

Con una cruz roja están representados los módulos cuyos resultados no cumplen con las condiciones establecidas anteriormente.

7.2.6. Comprobación del lubricante

Como se ha indicado anteriormente, una vez calculada la anchura de los engranajes para cada etapa hay que proceder a la comprobación de la validez del lubricante utilizado. Se empleará, como ya se ha indicado, el método United.

Para empezar, aplicaremos las siguientes fórmulas para calcular la constante K y la velocidad tangencial v_t :

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d} \cdot \frac{i + 1}{i} \cdot K_A$$

$$v_t = \omega_1 \cdot \frac{d}{2}$$

En función de los resultados obtenidos de acuerdo a los parámetros anteriores, se podrá determinar la viscosidad cinemática mínima necesaria de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

Si $2,5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t \leq 20$:

$$\log(v_{38}) = -0,028 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^2 + 0,460 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right) + 2,593$$

Si $2,5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t > 20$:

$$\mu_{38} = \frac{67500}{\left(10 \cdot v_t \cdot d_1 \cdot \frac{i}{i+1}\right)^{0,6}}$$

Debido a que el valor de la viscosidad calculada según el método United es para una temperatura de 38°C, para realizar la comparación entre las viscosidades de un lubricante a distintas temperaturas, si la temperatura del lubricante es superior a los 25°C, se realizará la siguiente corrección:

- Aumenta un 10% la viscosidad por cada 2,5°C de aumento de temperatura.

Por lo tanto, en la etapa 1:

- $F_t = 482032,8$ N
- $b = 477$ mm
- $d = 885,4$ mm
- $i = 1/2,67$
- $K_A = 1,5$
- $\omega_1 = 30$ rpm

Aplicando las ecuaciones:

$$K = \frac{482032,8}{477 \cdot 885,4} \cdot \frac{1}{\frac{1}{2,67} + 1} \cdot 1,5 = 6,278 \text{ N/mm}^2$$

$$v_t = 30 \cdot \frac{885,4}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60 \cdot 1000} = 1,391 \text{ m/s}$$

Como se cumple que $2,5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t \leq 20$, se aplicará la siguiente expresión para calcular la viscosidad cinemática mínima a una temperatura de 38°C:

$$v_{38} = 10^{-0,028 \cdot \left(\log_{1,391} \frac{6,278}{1}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log_{1,391} \frac{6,278}{1}\right)^2 + 0,460 \cdot \left(\log_{1,391} \frac{6,278}{1}\right) + 2,593} = 750,79 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Por lo tanto, el lubricante preseleccionado ISO VG 320 para el cálculo de la anchura de los engranajes es válido para la etapa 1.

En la etapa 2:

- $F_t = 221168,01 \text{ N}$
- $b = 250 \text{ mm}$
- $d = 723,64 \text{ mm}$
- $i = 1/2,66$
- $K_A = 1,5$
- $\omega_1 = 79,68 \text{ rpm}$

Aplicando las ecuaciones:

$$K = \frac{221168,01}{250 \cdot 723,64} \cdot \frac{\frac{1}{2,66} + 1}{\frac{1}{2,66}} \cdot 1,5 = 6,705 \text{ N/mm}^2$$

$$v_t = 79,68 \cdot \frac{723,64}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60 \cdot 1000} = 2,221 \text{ m/s}$$

Como se cumple que $2,5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t \leq 20$, se aplicará la siguiente expresión para calcular la viscosidad cinemática mínima a una temperatura de 38°C:

$$v_{38} = 10^{-0,028 \cdot \left(\log_{2,221} \frac{6,705}{1}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log_{2,221} \frac{6,705}{1}\right)^2 + 0,460 \cdot \left(\log_{2,221} \frac{6,705}{1}\right) + 2,593} = 560,03 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Por lo tanto, el lubricante preseleccionado ISO VG 320 para el cálculo de la anchura de los engranajes es válido para la etapa 2.

En la etapa 3:

- $F_t = 111017,6$ N
- $b = 162$ mm
- $d = 542,73$ mm
- $i = 1/2,66$
- $K_A = 1,5$
- $\omega_1 = 211,67$ rpm

Aplicando las ecuaciones:

$$K = \frac{111017,6}{162 \cdot 542,73} \cdot \frac{\frac{1}{2,66} + 1}{\frac{1}{2,66}} \cdot 1,5 = 6,925 \text{ N/mm}^2$$

$$v_t = 211,67 \cdot \frac{542,73}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60 \cdot 1000} = 6,015 \text{ m/s}$$

Como se cumple que $2,5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t \leq 20$, se aplicará la siguiente expresión para calcular la viscosidad cinemática mínima a una temperatura de 38°C:

$$v_{38} = 10^{-0,028 \cdot (\log_{6,015}^{6,925})^3 - 0,025 \cdot (\log_{6,015}^{6,925})^2 + 0,460 \cdot (\log_{6,015}^{6,925}) + 2,593} = 417,87 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Por lo tanto, el lubricante preseleccionado ISO VG 320 para el cálculo de la anchura de los engranajes es válido para la etapa 3.

En la etapa 4:

- $F_t = 48444,07$ N
- $b = 77$ mm
- $d = 468,24$ mm
- $i = 1/2,67$
- $K_A = 1,5$
- $\omega_1 = 564,45$ rpm

Aplicando las ecuaciones:

$$K = \frac{48444,07}{77 \cdot 468,24} \cdot \frac{\frac{1}{2,67} + 1}{\frac{1}{2,67}} \cdot 1,5 = 7,390 \text{ N/mm}^2$$

$$v_t = 564,45 \cdot \frac{468,24}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60 \cdot 1000} = 13,839 \text{ m/s}$$

Como se cumple que $2,5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$ y $v_t \leq 20$, se aplicará la siguiente expresión para calcular la viscosidad cinemática mínima a una temperatura de 38°C:

$$v_{38} = 10^{-0,028 \cdot \left(\log \frac{7,390}{13,839}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{7,390}{13,839}\right)^2 + 0,460 \cdot \left(\log \frac{7,390}{13,839}\right) + 2,593} = 292,67 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Por lo tanto, el lubricante preseleccionado ISO VG 320 para el cálculo de la anchura de los engranajes es válido para la etapa 4, aplicando la corrección correspondiente.

7.2.7. Resumen de resultados de los engranajes

Etapa	1	2	3	4
m (mm)	8	8	6	5
i	2,67	2,66	2,66	2,67
z₁	104	85	85	88
z₂	39	32	32	33
F_t (N)	482032,83	221168,01	111017,6	48444,07
d_{piñón} (mm)	885,4	723,64	542,73	468,24
d_{rueda} (mm)	332,02	272,43	204,32	175,59
D_{centros} (mm)	608,71	498,04	373,53	321,92
Material	Acero de nitrocarburation	Acero de nitrocarburation	Acero de nitrocarburation	Acero de nitrocarburation
S_{HL} (N/mm²)	915,1	915,1	915,1	915,1
S_{FL} (N/mm²)	368,3	368,3	368,3	368,3
X_f (mm)	1,25	1,25	1,44	1,32
b_h (mm)	476,65	249,9	161,57	76,04
2 · d_{piñón} (mm)	1770,8	1447,28	1085,46	936,48
b (mm)	477	250	162	77
U₃₈ necesaria (mm²/s) (Método UNITED)	750,79	560,03	417,87	292,67
U₄₀ Aceite	ISO VG 320	ISO VG 320	ISO VG 320	ISO VG 320

Tabla 22: Resumen de datos de los engranajes

i ₁	i ₂	i ₃	i ₄	i _{total}	e _{rel}
2,67	2,66	2,66	2,67	50,17	0,35 %

Tabla 23: Error relativo final de la relación de velocidades final del conjunto del multiplicador respecto a la estimada.

7.3. Diseño de los ejes

Aunque ya se haya hecho un predimensionado de los ejes según el criterio de rigidez torsional para obtener los diámetros nominales de los engranajes de cada etapa, también se realizará un dimensionado según los criterios de fatiga y deflexión lateral para determinar el tamaño de las secciones del eje. De esta manera, no solo se comprobará si los ejes seleccionados soportan los esfuerzos que se estudiarán, sino que también se reducirán las secciones sobre las que se encuentren piezas que necesiten unas dimensiones determinadas para su correcto funcionamiento con la finalidad de optimizar el diseño.

7.3.1. Datos generales

El material de los ejes será acero 20MnCr5:

- Módulo elástico: $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,28$
- Límite de rotura: $S_u = 1100$ MPa
- Límite elástico: $S_y = 750$ MPa
- Dureza Brinell: $HB = 800$
- Tensión de contacto: $S_{HL} = 1500$ N/mm²
- Límite de resistencia nominal: $S_{FL} = 461$ N/mm²

Proceso de fabricación: Mecanizado.

Confiabilidad cálculos de fatiga: 99%

7.3.2. Cálculo a fatiga

Se realizará el cálculo a fatiga en todas las secciones críticas del eje para determinar su coeficiente de seguridad y, por lo tanto, se comprobará si las dimensiones calculadas mediante el criterio de rigidez torsional son válidas.

Para las secciones sometidas a torsión se establecerá un coeficiente de seguridad mínimo de 1,15 y para las secciones no sometidas a esta se considerará un coeficiente de seguridad de 2.

El coeficiente de seguridad a fatiga se determinará con el criterio de máxima tensión tangencial, por lo tanto, para dicho cálculo será necesario calcular previamente las reacciones en los rodamientos mediante las ecuaciones de equilibrio de las leyes de Newton para posteriormente poder determinar las solicitaciones a lo largo del eje.

La expresión de máxima tensión tangencial con la que se obtendrá el coeficiente de seguridad será:

$$\frac{S_y}{X} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_N} \cdot \sigma_a\right)^2 + 4 \cdot \left(\tau_m + \frac{S_{sy}}{S_{sN}} \cdot \tau_a\right)^2}$$

Teniendo en cuenta que el eje está sometido a tensión rotativa, las tensiones máximas y mínimas poseen el mismo valor pero con signo contrario, la tensión media en el eje será nula ($\sigma_m = 0$). Además, el momento de torsión alternante también será nulo ($\tau_a = 0$).

Con las consideraciones anteriores y despejando el coeficiente de seguridad X, la expresión anterior quedará como:

$$X = \frac{\pi \cdot S_y \cdot d^3}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot M\right)^2 + T^2}}$$

Para calcular el coeficiente de seguridad de dicha expresión, será necesario la obtención del límite de fatiga real S_e . Este parámetro se obtendrá mediante las operaciones establecidas en el *Anexo 3*, donde además se detallará ampliamente dicho límite de fatiga y su relación con las características del eje.

7.3.2.1. Eje 1

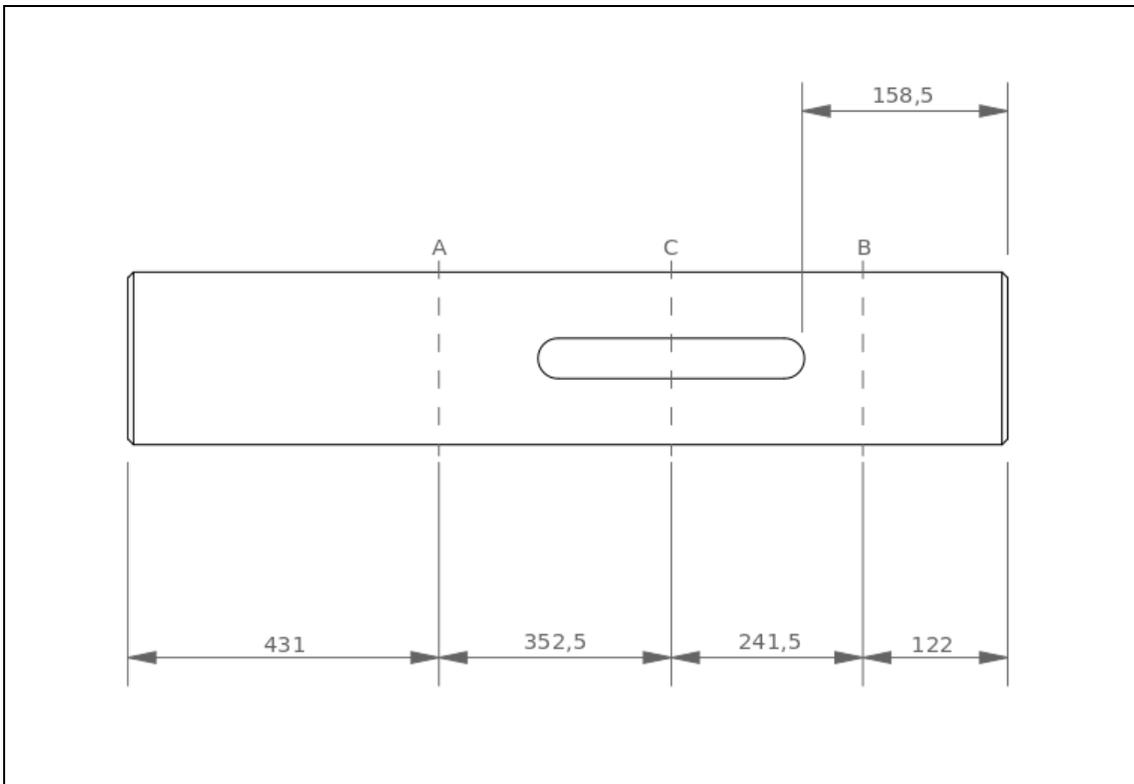
Esquema del Eje

Figura 16: Esquema del eje 1.

Fuerzas sobre el eje

Para el cálculo de las fuerzas sobre el eje 1, será necesario considerar inicialmente los siguientes datos:

- Par torsor: $T = 213394,95 \text{ Nm}$
- Diámetro primitivo del engranaje 1: $d_1 = 885,4 \text{ mm}$

Las fuerzas exteriores sobre el engranaje 1 se pueden calcular con las siguientes expresiones:

- Fuerza tangencial:

$$F_t = \frac{T}{d/2}$$

- Fuerza radial:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$$

- Fuerza axial:

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta$$

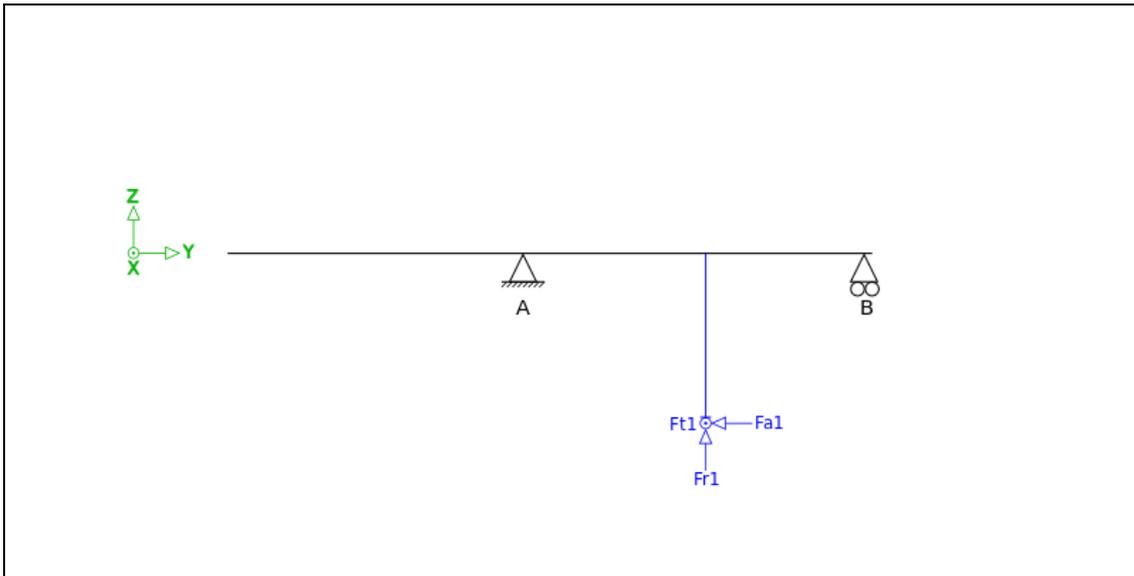


Figura 17: Esquema de fuerzas sobre el eje 1.

A continuación, se muestra una tabla con los valores de las fuerzas sobre el eje, los signos están fijados según el eje de coordenadas:

	Engranaje 1
F_t (N)	482032,83
F_r (N)	175445,6
F_a (N)	-175445,6

Tabla 24: Valores de las fuerzas actuantes sobre el eje 1.

Reacciones de los rodamientos

En la siguiente tabla se muestra los valores de las reacciones sobre los rodamientos, los signos están fijados según el eje de coordenadas siguiendo el mismo criterio que en la tabla anterior:

	Rodamiento A	Rodamiento B
R_x (N)	-195977,99	-286054,84
R_y (N)	175445,60	
R_z (N)	-202086,74	26641,14

Tabla 25: Valores de las reacciones de los rodamientos del eje 1.

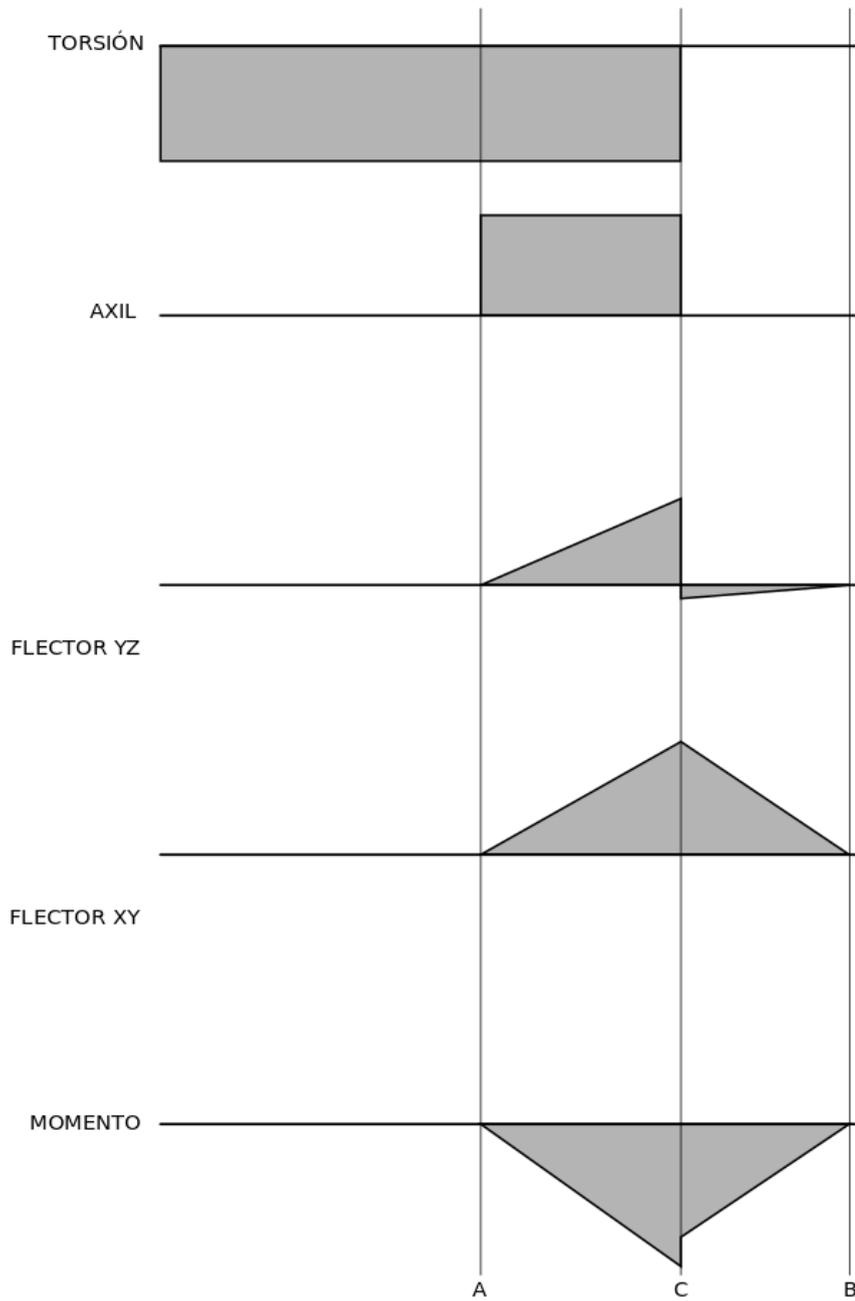
Diagramas de solicitaciones

Figura 18: Diagramas de solicitaciones del eje 1.

	A	C _{izq}	C _{der}	B
Torsión (Nm)	213394,95	213394,95		
Axil (N)	175445,60	175445,60		
Flector YZ (Nm)		-71235,57	6433,83	
Flector XY (Nm)		-69082,24	-69082,24	
Momento (Nm)		99231,36	69381,20	

Tabla 26: Valores de los esfuerzos en cada sección.

El momento total se puede calcular como el módulo de momentos flectores en cada plano, de tal manera que quedaría:

$$M = \sqrt{M_{YZ}^2 + M_{XY}^2}$$

Coefficiente de seguridad en la sección crítica

Se puede observar que la sección C será la más desfavorable debido a que es la sección sometida al momento máximo y a torsión. Además, aparecerá un concentrador de tensiones debido al chavetero que se encuentra en dicha sección.

El límite a fatiga para dicha sección será:

K _a	K _b	K _c	K _d	K _e	K _f	S' _e (MPa)	S _e (MPa)
0,705	0,605	1	1	0,814	2	550	95,45

Tabla 27: Valor de los factores y el límite de fatiga la sección C del eje 1.

El valor del coeficiente de seguridad en C será:

Sección	M(N·m)	T(N·m)	d (m)	S _e (MPa)	X
C	99231,36	213394,95	0,3	95,45	2,46

Tabla 28: Cálculo de X en la sección C del eje 1.

Por lo tanto, el diámetro seleccionado será válido en todas las secciones.

7.3.2.2. Eje 2

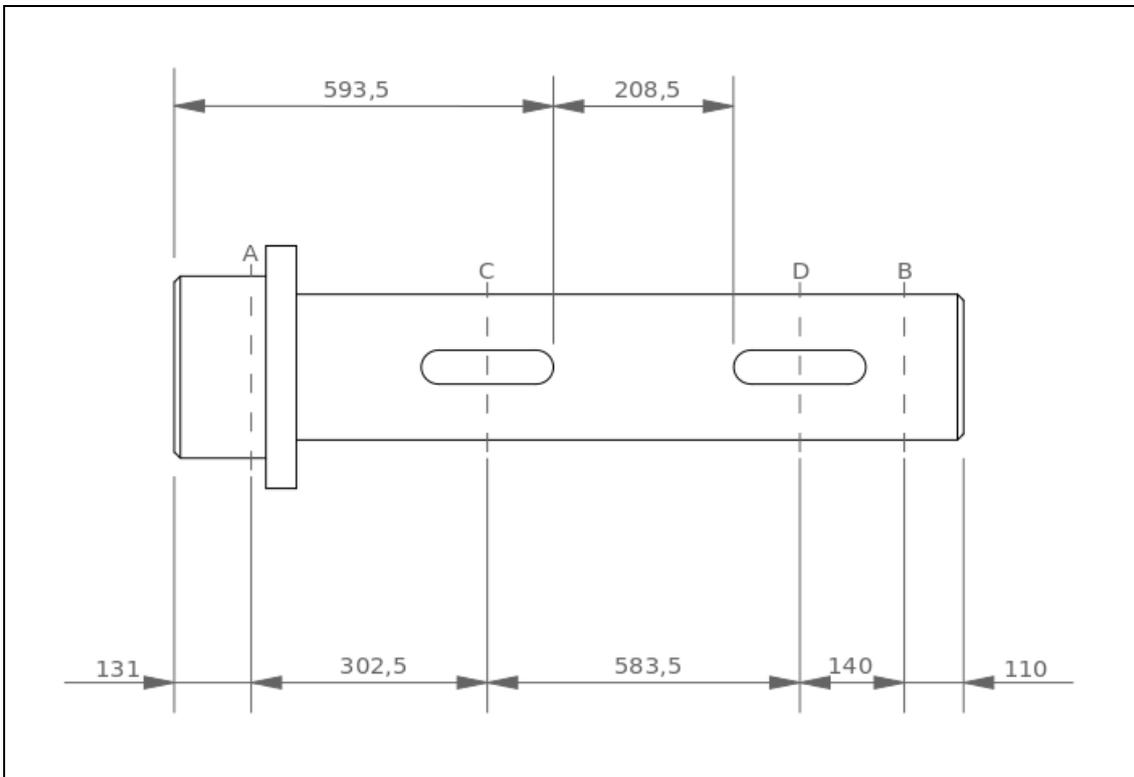
Esquema del Eje

Figura 19: Esquema del eje 2.

Fuerzas sobre el eje

Para el cálculo de las fuerzas sobre el eje 2, será necesario considerar inicialmente los siguientes datos:

- Par torsor: $T = 80223,11 \text{ Nm}$
- Diámetro primitivo del engranaje 2: $d_2 = 332,02 \text{ mm}$
- Diámetro primitivo del engranaje 3: $d_3 = 723,64 \text{ mm}$

Las fuerzas exteriores sobre los engranajes se pueden calcular con las siguientes expresiones:

- Fuerza tangencial:

$$F_t = \frac{T}{d/2}$$

- Fuerza radial:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$$

- Fuerza axial:

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta$$

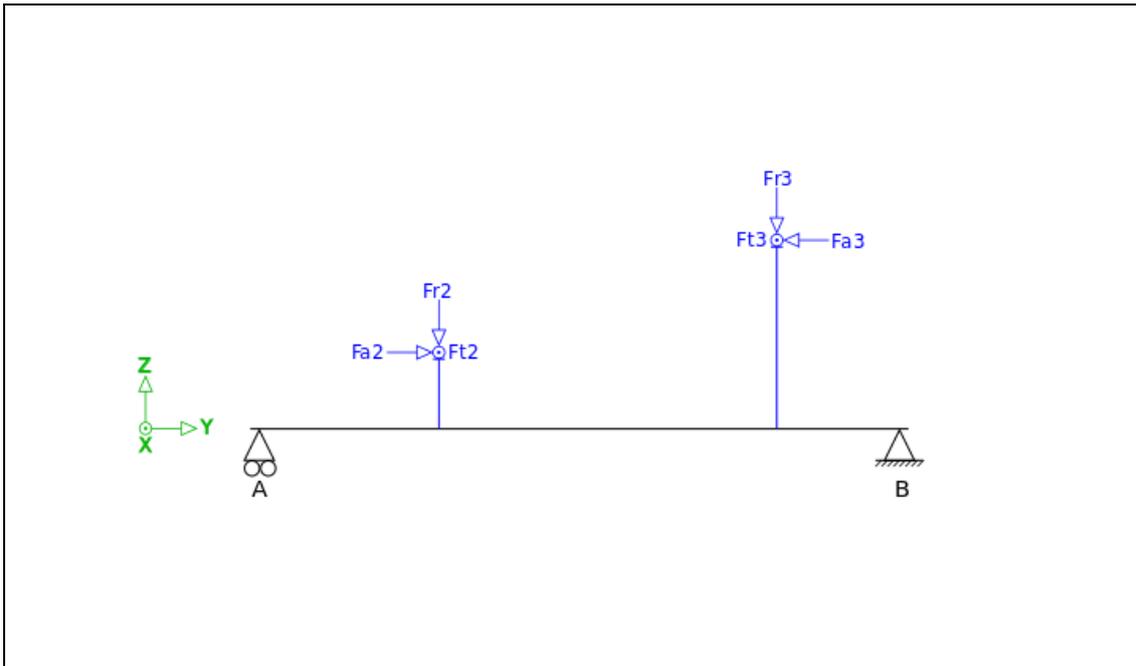


Figura 20: Esquema de fuerzas externas sobre el eje 2.

A continuación, se muestra una tabla con los valores de las fuerzas sobre el eje, los signos están fijados según el eje de coordenadas:

	Engranaje 2	Engranaje 3
F_t (N)	-482032,83	221168
F_r (N)	-175445,6	-80498,57
F_a (N)	175445,6	-80498,57

Tabla 29: Valores de las fuerzas actuantes sobre el eje 2.

Reacciones de los rodamientos

En la siguiente tabla se muestra los valores de las reacciones sobre los rodamientos, los signos están fijados según el eje de coordenadas siguiendo el mismo criterio que en la tabla anterior:

	Rodamiento A	Rodamiento B
R_x (N)	309985,68	-49120,85
R_y (N)		-94947,03
R_z (N)	134761,91	121182,3

Tabla 30: Valores de las reacciones de los rodamientos del eje 2.

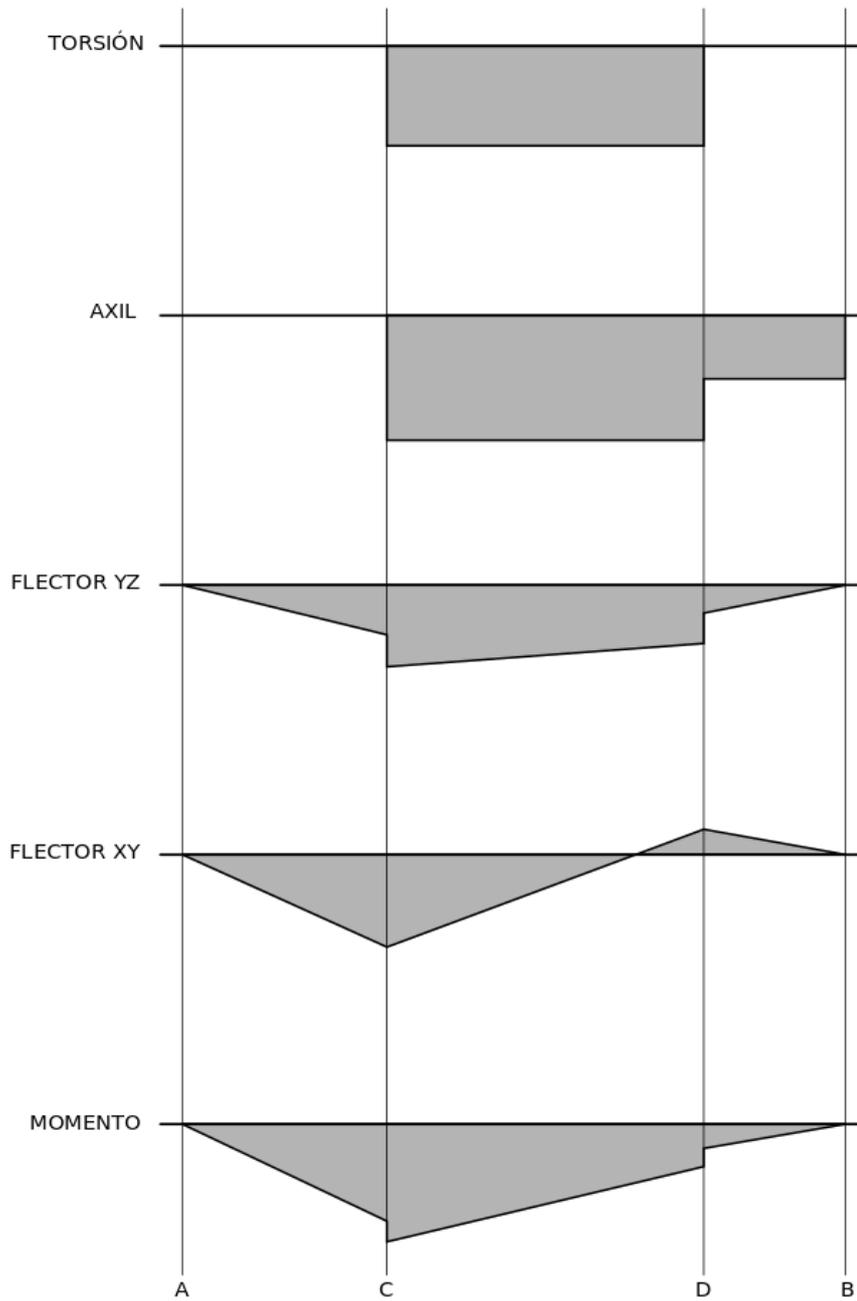
Diagramas de solicitaciones

Figura 21: Diagramas de solicitaciones del eje 2.

	A	C _{izq}	C _{der}	D _{izq}	D _{der}	B
Torsor (Nm)			80023,11	80023,11		
Axil (N)			175445,6	175445,6	94947,03	94947,03
Flector YZ (Nm)		40765,5	69891,51	46091,55	16965,52	
Flector XY (Nm)		93770,67	93770,67	-6876,92	-6876,92	
Momento (Nm)		102248,5	116952	46601,74	18306,30	

Tabla 31: Valores de los esfuerzos en cada sección.

El momento total se puede calcular como el módulo de momentos flectores en cada plano, de tal manera que quedaría:

$$M = \sqrt{M_{YZ}^2 + M_{XY}^2}$$

Coefficiente de seguridad en la sección crítica

Se estudiarán las secciones C y D del eje, debido a que ambas secciones están sometidas tanto a momento flector y como a torsión. Además, debido a la necesidad de utilizar chavetero en estas secciones, aparecerá un concentrador de tensiones, por lo que estas serán las secciones más desfavorables.

El límite a fatiga para cada sección será el mismo, ya que el diámetro para ambas secciones es el mismo:

K _a	K _b	K _c	K _d	K _e	K _f	S' _e (MPa)	S _e (MPa)
0,705	0,655	1	1	0,814	2	550	103,38

Tabla 32: Valor de los factores y el límite de fatiga las secciones C y D del eje 2.

El valor del coeficiente de seguridad en cada sección será:

Sección	M(N·m)	T(N·m)	d (m)	S _e (MPa)	X
C	116952	80023,11	0,24	103,38	1,19
D	46601,74	80023,11	0,24	103,38	2,93

Tabla 33: Cálculo de X en las secciones C y D del eje 2.

El diámetro seleccionado será válido en todas las secciones.

7.3.2.3. Eje 3

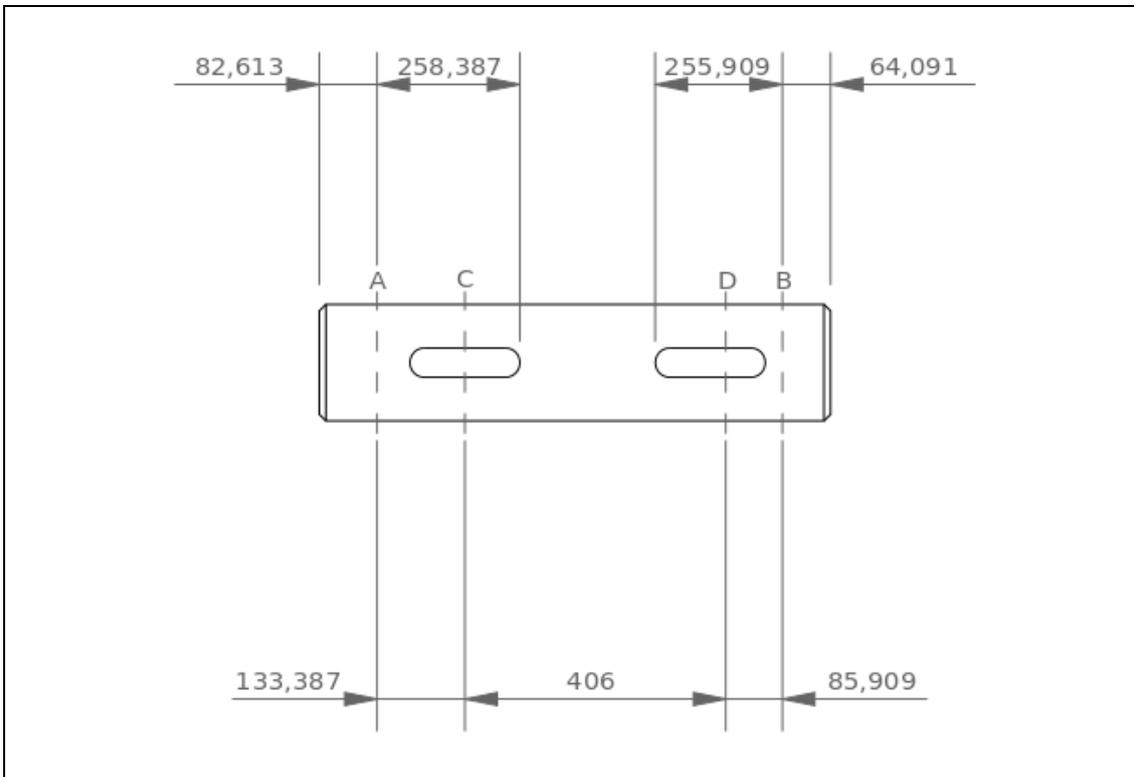
Esquema del Eje

Figura 22: Esquema del eje 3.

Fuerzas sobre el eje

Para el cálculo de las fuerzas sobre el eje 3, será necesario considerar inicialmente los siguientes datos:

- Par torsor: $T = 30126,35 \text{ Nm}$
- Diámetro primitivo del engranaje 4: $d_4 = 272,43 \text{ mm}$
- Diámetro primitivo del engranaje 5: $d_5 = 542,73 \text{ mm}$

Las fuerzas exteriores sobre los engranajes se pueden calcular con las siguientes expresiones:

- Fuerza tangencial:

$$F_t = \frac{T}{d/2}$$

- Fuerza radial:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$$

- Fuerza axial:

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta$$

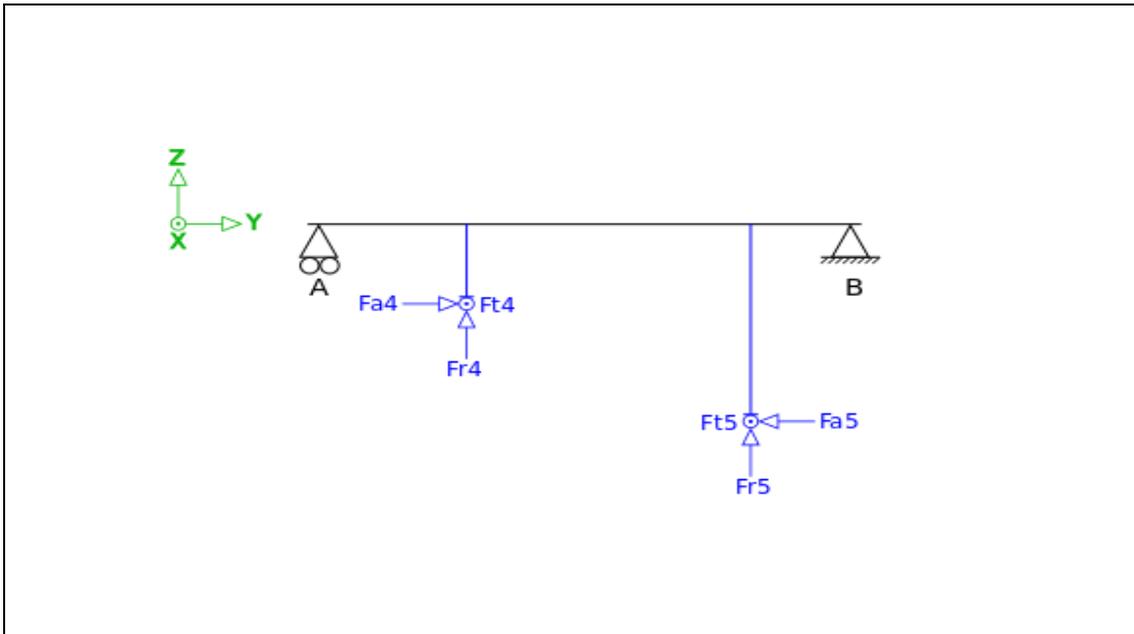


Figura 23: Esquema de fuerzas sobre el eje 3.

A continuación, se muestra una tabla con los valores de las fuerzas sobre el eje, los signos están fijados según el eje de coordenadas:

	Engranaje 4	Engranaje 5
F_t (N)	-221168	111017,6
F_r (N)	80498,57	40407,1
F_a (N)	80498,57	-40407,1

Tabla 34: Valores de las fuerzas actuantes sobre el eje 3.

Reacciones de los rodamientos

En la siguiente tabla se muestra los valores de las reacciones sobre los rodamientos, los signos están fijados según el eje de coordenadas siguiendo el mismo criterio que en la tabla anterior:

	Rodamiento A	Rodamiento B
R_x (N)	158736,22	-48585,81
R_y (N)		-40091,47
R_z (N)	-68878,27	-52027,40

Tabla 35: Valores de las reacciones de los rodamientos del eje 3.

Diagramas de solicitaciones

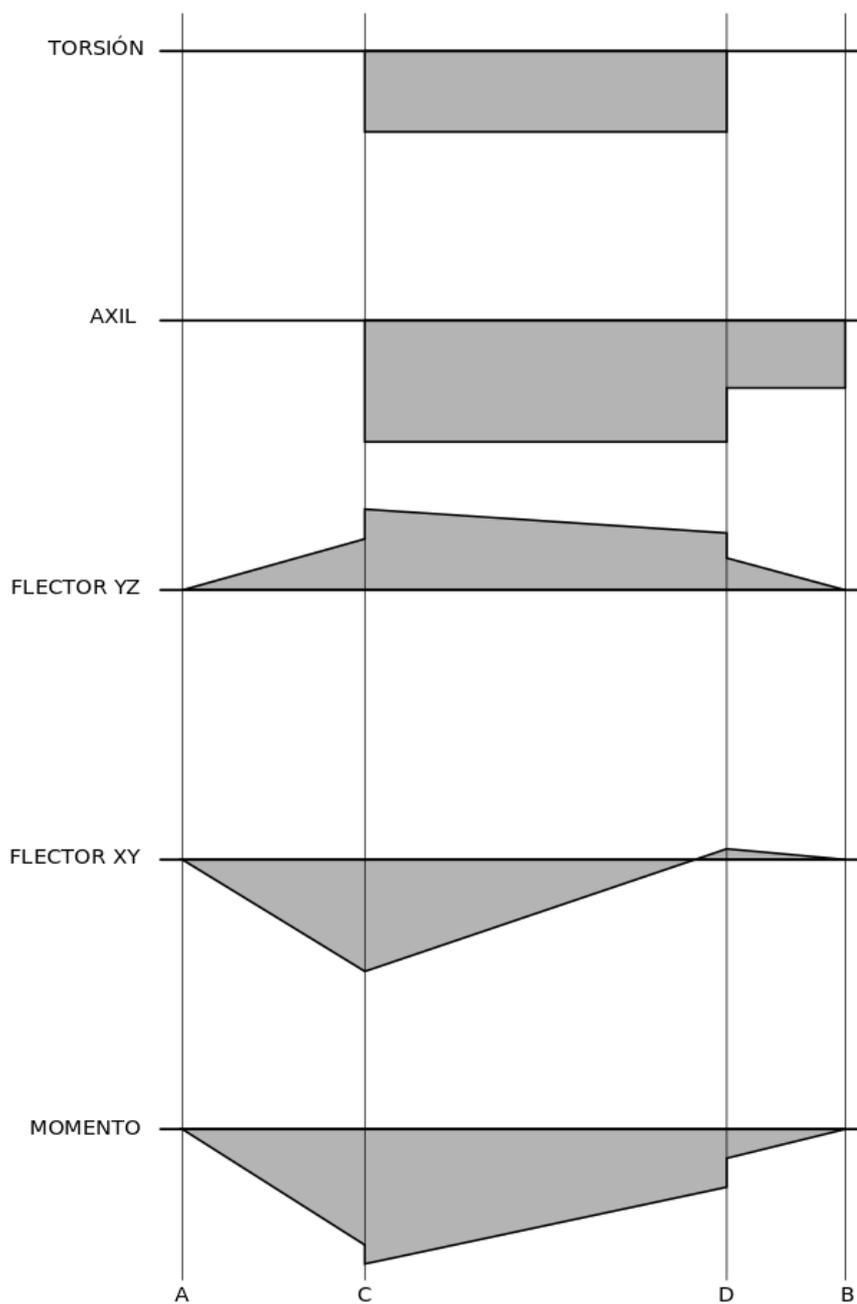


Figura 24: Diagramas de solicitaciones del eje 3.

	A	C _{izq}	C _{der}	D _{izq}	D _{der}	B
Torsor (Nm)			30126,35	30126,35		
Axil (N)			80498,57	80498,57	40091,47	40091,47
Flector YZ (Nm)		-9187,5	-20152,56	-15434,72	-4469,62	
Flector XY (Nm)		21173,35	21173,35	-4173,96	-4173,96	
Momento (Nm)		23080,73	29230,74	15989,13	6115,51	

Tabla 36: Valores de los esfuerzos en cada sección.

El momento total se puede calcular como el módulo de momentos flectores en cada plano, de tal manera que quedaría:

$$M = \sqrt{M_{YZ}^2 + M_{XY}^2}$$

Coeficiente de seguridad en la sección crítica

Se estudiarán las secciones C y D del eje, debido a que ambas secciones están sometidas tanto a momento flector y como a torsión. Además, debido a la necesidad de utilizar chavetero en estas secciones, aparecerá un concentrador de tensiones, por lo que estas serán las secciones más desfavorables.

El límite a fatiga para cada sección será el mismo, ya que el diámetro para ambas secciones es el mismo:

K _a	K _b	K _c	K _d	K _e	K _f	S' _e (MPa)	S _e (MPa)
0,705	0,705	1	1	0,814	2	550	111,30

Tabla 37: Valor de los factores y el límite de fatiga las secciones C y D del eje 3.

El valor del coeficiente de seguridad en cada sección será:

Sección	M(N·m)	T(N·m)	d (m)	S _e (MPa)	X
C	29230,74	30126,35	0,18	111,30	2,16
D	15989,13	30126,35	0,18	111,30	3,84

Tabla 38: Cálculo de X en las secciones C y D del eje 3.

El diámetro seleccionado será válido para todas las secciones.

7.3.2.4. Eje 4

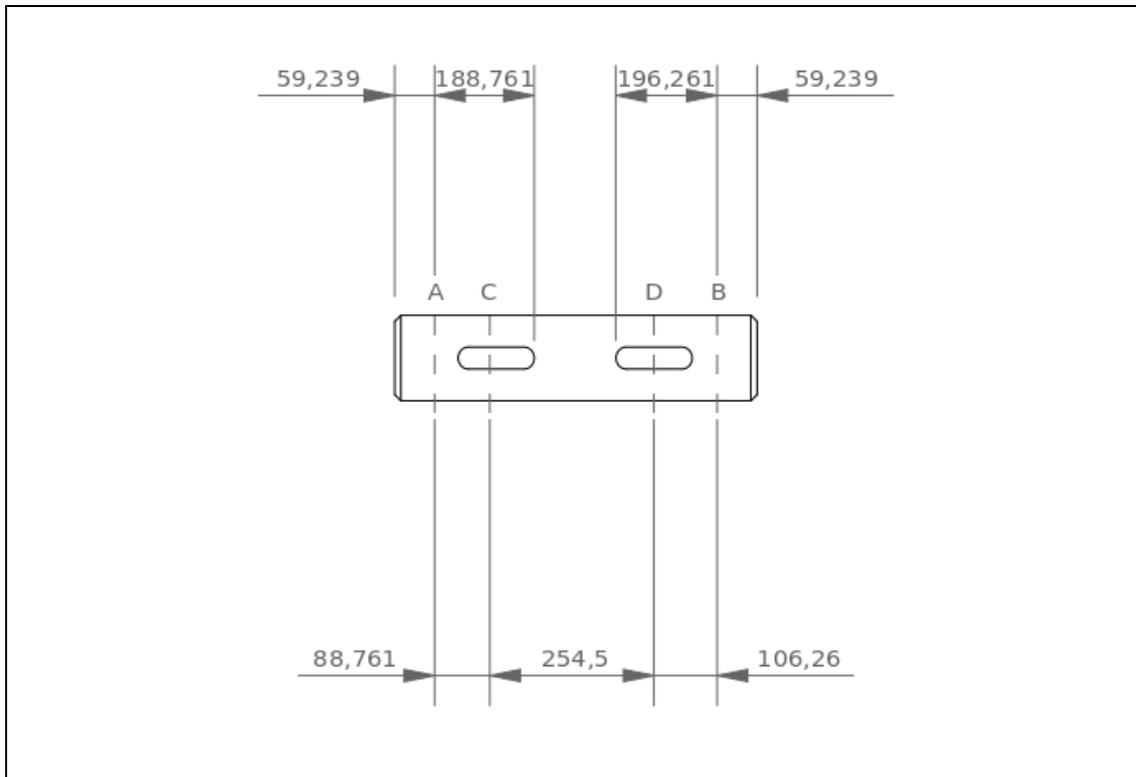
Esquema del Eje

Figura 25: Esquema del eje 4.

Fuerzas sobre el eje

Para el cálculo de las fuerzas sobre el eje 4, será necesario considerar inicialmente los siguientes datos:

- Par torsor: $T = 11341,68 \text{ Nm}$
- Diámetro primitivo del engranaje 6: $d_6 = 204,32 \text{ mm}$
- Diámetro primitivo del engranaje 7: $d_7 = 468,24 \text{ mm}$

Las fuerzas exteriores sobre los engranajes se pueden calcular con las siguientes expresiones:

- Fuerza tangencial:

$$F_t = \frac{T}{d/2}$$

- Fuerza radial:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$$

- Fuerza axial:

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta$$

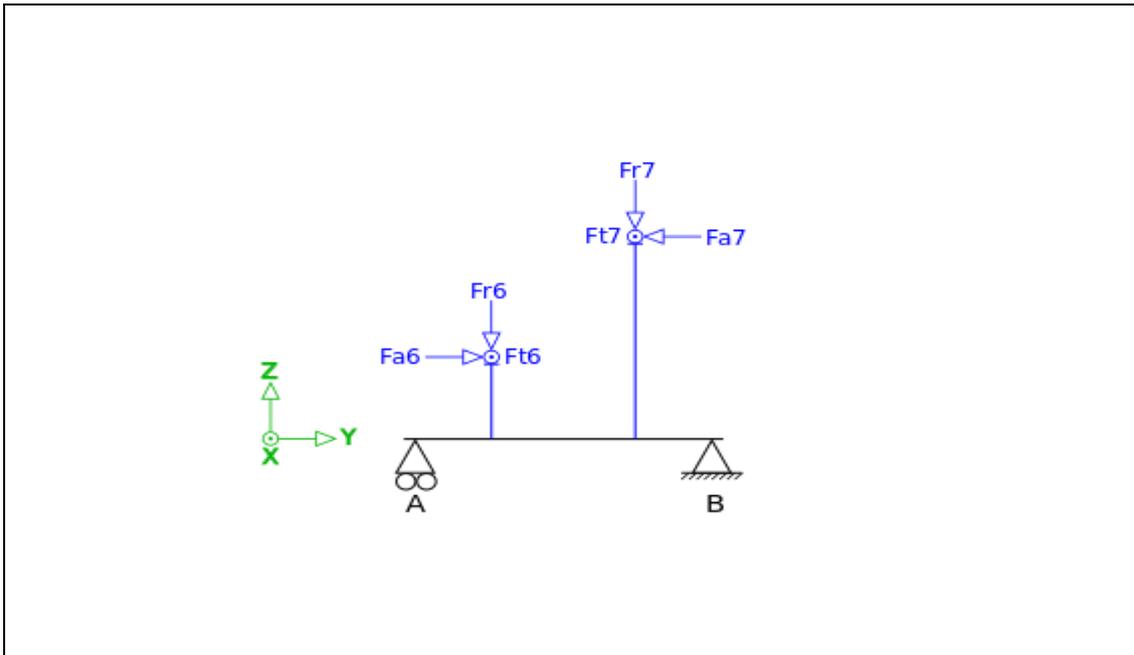


Figura 26: Esquema de fuerzas sobre el eje 4.

A continuación, se muestra una tabla con los valores de las fuerzas sobre el eje, los signos están fijados según el eje de coordenadas:

	Engranaje 6	Engranaje 7
F_t (N)	-111018,82	48444,07
F_r (N)	-40407,55	-17632,2
F_a (N)	40407,55	-17632,2

Tabla 39: Valores de las fuerzas actuantes sobre el eje 4.

Reacciones de los rodamientos

En la siguiente tabla se muestra los valores de las reacciones sobre los rodamientos, los signos están fijados según el eje de coordenadas siguiendo el mismo criterio que en la tabla anterior:

	Rodamiento A	Rodamiento B
R_x (N)	77645,91	-15071,16
R_y (N)		-22775,35
R_z (N)	36596,83	21442,91

Tabla 40: Valores de las reacciones de los rodamientos del eje 4.

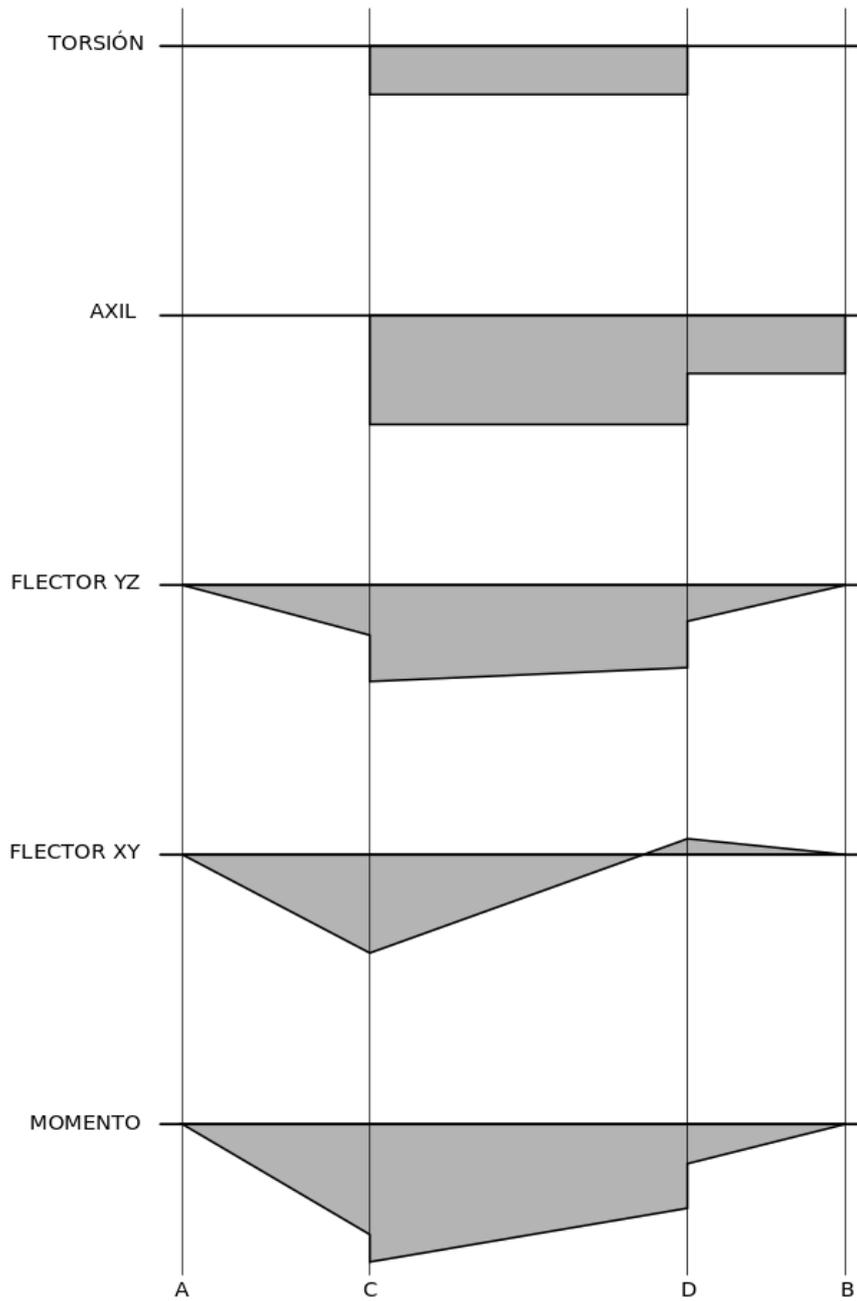
Diagramas de solicitaciones

Figura 27: Diagramas de solicitaciones del eje 4.

	A	C _{izq}	C _{der}	D _{izq}	D _{der}	B
Torsor (Nm)			11341,68	11341,68		
Axil (N)			40407,55	40407,55	22775,35	22775,35
Flector YZ (Nm)		3248,4	7376,41	6406,58	2278,55	
Flector XY (Nm)		6891,93	6891,93	-1601,48	-1601,48	
Momento (Nm)		7619,09	10095,05	6603,71	2785,05	

Tabla 41: Valores de los esfuerzos en cada sección.

El momento total se puede calcular como el módulo de momentos flectores en cada plano, de tal manera que quedaría:

$$M = \sqrt{M_{YZ}^2 + M_{XY}^2}$$

Coeficiente de seguridad en la sección crítica

Se estudiarán las secciones C y D del eje, debido a que ambas secciones están sometidas tanto a momento flector y como a torsión. Además, debido a la necesidad de utilizar chavetero en estas secciones, aparecerá un concentrador de tensiones, por lo que estas serán las secciones más desfavorables.

El límite a fatiga para cada sección será el mismo, ya que el diámetro para ambas secciones es el mismo:

K _a	K _b	K _c	K _d	K _e	K _f	S' _e (MPa)	S _e (MPa)
0,705	0,739	1	1	0,814	2	550	116,59

Tabla 42: Valor de los factores y el límite de fatiga las secciones C y D del eje 4.

El valor del coeficiente de seguridad en cada sección será:

Sección	M(N·m)	T(N·m)	d (m)	S _e (MPa)	X
C	10095,05	11341,68	0,14	116,59	3,06
D	6603,71	11341,68	0,14	116,59	4,60

Tabla 43: Cálculo de X en las secciones C y D del eje 4.

El diámetro seleccionado será válido para todas las secciones.

7.3.2.5. Eje 5

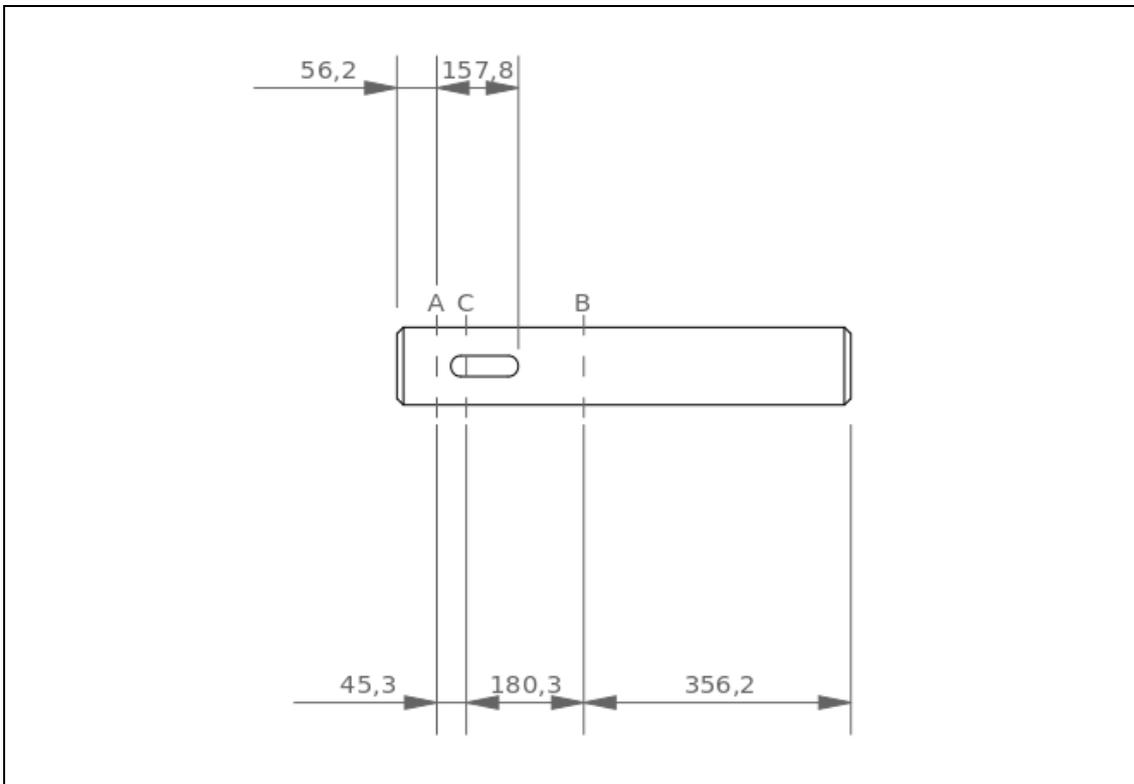
Esquema del Eje

Figura 28: Esquema del eje 5.

Fuerzas sobre el eje

Para el cálculo de las fuerzas sobre el eje 5, será necesario considerar inicialmente los siguientes datos:

- Par torsor: $T = 4253,13 \text{ Nm}$
- Diámetro primitivo del engranaje 8: $d_8 = 175,6 \text{ mm}$

Las fuerzas exteriores sobre el engranaje 8 se pueden calcular con las siguientes expresiones:

- Fuerza tangencial:

$$F_t = \frac{T}{d/2}$$

- Fuerza radial:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$$

- Fuerza axial:

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta$$

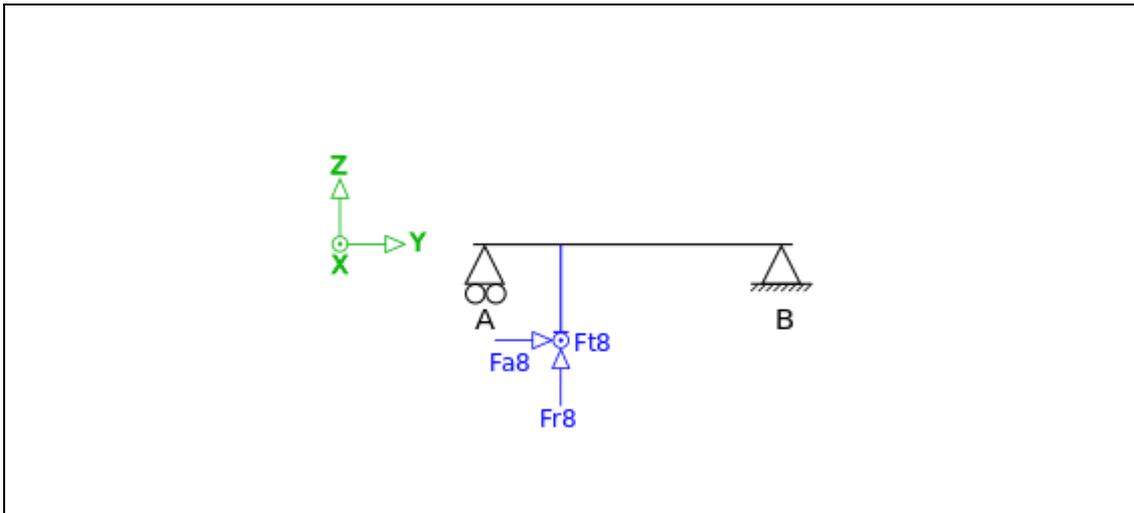


Figura 29: Esquema de fuerzas sobre el eje 5.

A continuación, se muestra una tabla con los valores de las fuerzas sobre el eje, los signos están fijados según el eje de coordenadas:

	Engranaje 8
F_t (N)	-48444,07
F_r (N)	17632,2
F_a (N)	17632,2

Tabla 44: Valores de las fuerzas actuantes sobre el eje 5.

Reacciones de los rodamientos

En la siguiente tabla se muestra los valores de las reacciones sobre los rodamientos, los signos están fijados según el eje de coordenadas siguiendo el mismo criterio que en la tabla anterior:

	Rodamiento A	Rodamiento B
R_x (N)	38716,61	9727,47
R_y (N)		-17632,2
R_z (N)	-7229,93	-10402,27

Tabla 45: Valores de las reacciones de los rodamientos del eje 5.

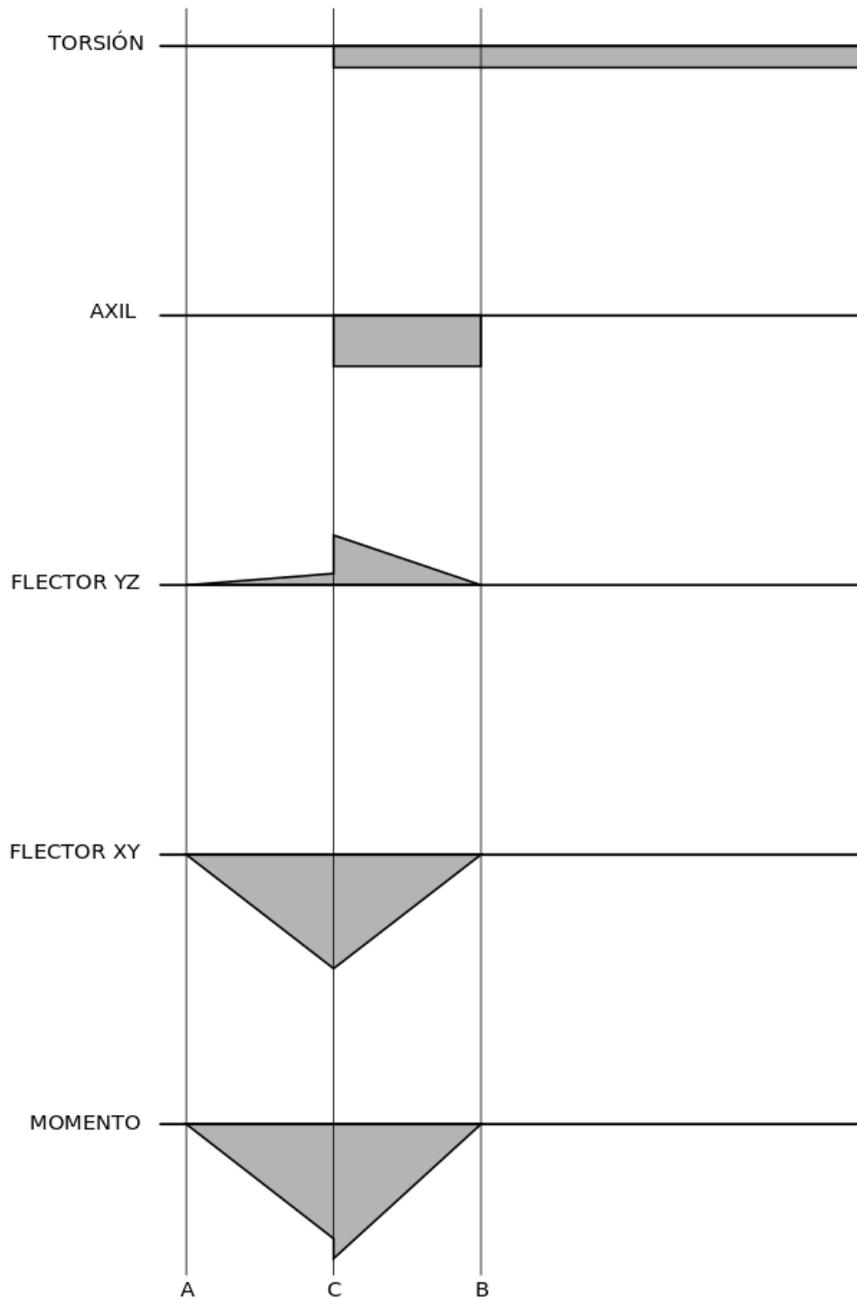
Diagramas de solicitaciones

Figura 30: Diagramas de solicitaciones del eje 5.

	A	C _{izq}	C _{der}	B
Torsión (Nm)			4253,13	4253,13
Axil (N)			-17632,20	-17632,20
Flector YZ (Nm)		-327,52	-1875,53	
Flector XY (Nm)		1753,86	1753,86	
Momento (Nm)		1784,18	2567,81	

Tabla 46: Valores de los esfuerzos en cada sección.

El momento total se puede calcular como el módulo de momentos flectores en cada plano, de tal manera que quedaría:

$$M = \sqrt{M_{YZ}^2 + M_{XY}^2}$$

Coefficiente de seguridad en la sección crítica

Se puede observar que la sección C será la más desfavorable debido a que es la sección sometida al momento máximo y a torsión. Además, aparecerá un concentrador de tensiones debido al chavetero que se encuentra en dicha sección.

El límite a fatiga para dicha sección será:

K _a	K _b	K _c	K _d	K _e	K _f	S' _e (MPa)	S _e (MPa)
0,705	0,755	1	1	0,814	2	550	119,23

Tabla 47: Valor de los factores y el límite de fatiga la sección C del eje 5.

El valor del coeficiente de seguridad en C será:

Sección	M(N·m)	T(N·m)	d (m)	S _e (MPa)	X
C	2567,81	4253,13	0,12	119,23	7,62

Tabla 48: Cálculo de X en la sección C del eje 5.

El diámetro seleccionado será válido en todas las secciones.

7.3.3. Deflexión lateral y angular

A continuación, se estudiará el comportamiento de los ejes según el criterio de deflexión lateral. Esto se realiza para estudiar las deformaciones en el eje, debido a que unas deformaciones excesivas

podrían provocar un mal funcionamiento en todo el sistema multiplicador.

Para realizar dicho estudio se utilizará una hoja de cálculos que calculará y representará gráficamente los valores de las deformaciones. Cabe destacar que dicha hoja de cálculos utiliza un criterio de signos distinto a la hora de calcular los momentos, por lo que los valores de los momentos a lo largo del eje obtenidos tendrán el signo contrario a los valores obtenidos anteriormente en el apartado de cálculo a fatiga.

Las limitaciones de deformación establecidas en los ejes para el correcto funcionamiento del sistema son las siguientes:

- En ejes con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales es conveniente una separación en la sección central del engranaje menor de 0,1 mm y la pendiente ha de ser menor que 0,03 rad.
- En ejes de transmisión la deflexión lateral ha de ser inferior a 1mm/m.

Se estudiarán dos planos distintos para cada eje, el plano YZ y el plano XY, ya que al tratarse de engranajes de dientes helicoidales los esfuerzos actuantes se encuentran contenidos en estos dos planos. Posteriormente, se realizará la composición vectorial de las deflexiones obtenidas en ambos planos para cada sección para obtener la deflexión lateral total en el eje.

7.3.3.1. Eje 1

Plano YZ

Los valores obtenidos para el eje tanto de deformación angular como de deflexión lateral en el plano YZ son los que se muestran en la siguiente tabla:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00009	-3,76E-05
2	0,42600	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00009	0,00E+00
3	0,77850	0,30000	175445,60	77669,41	71235,57	-6433,83	-0,00006	1,35E-05
4	1,02000	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00005	0,00E+00
5	1,13700	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00005	-6,17E-06

Tabla 49: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 1 en el plano YZ.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:

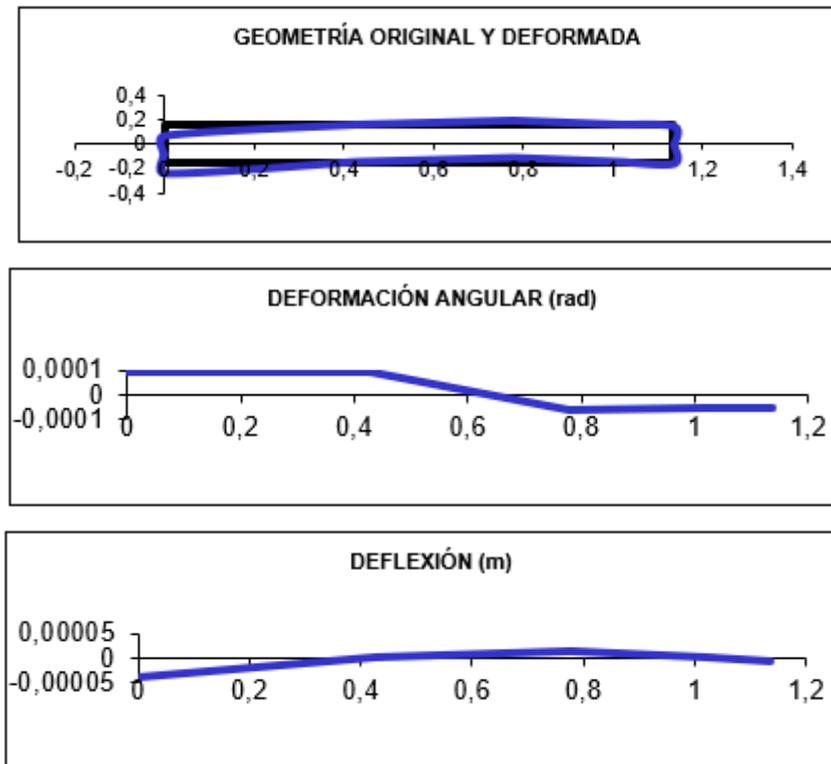


Figura 31: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral en el plano YZ del eje 1, respectivamente.

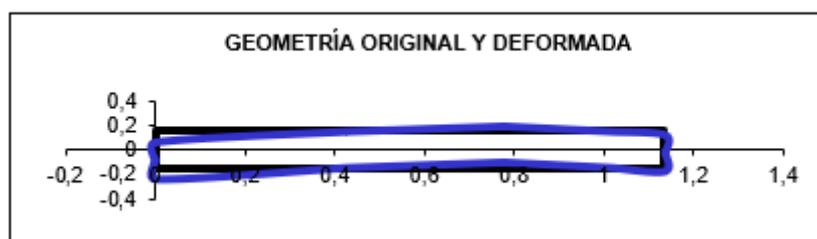
Plano XY

Los valores obtenidos para el eje tanto de deformación angular como de deflexión lateral en el plano XY son los que se muestran en la siguiente tabla:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00012	-4,91E-05
2	0,42600	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00012	0,00E+00
3	0,77850	0,30000	482032,83	0,00	69082,24	69082,24	-0,00003	2,35E-05
4	1,02000	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00013	0,00E+00
5	1,13700	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00013	-1,53E-05

Tabla 50: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 1 en el plano XY.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:



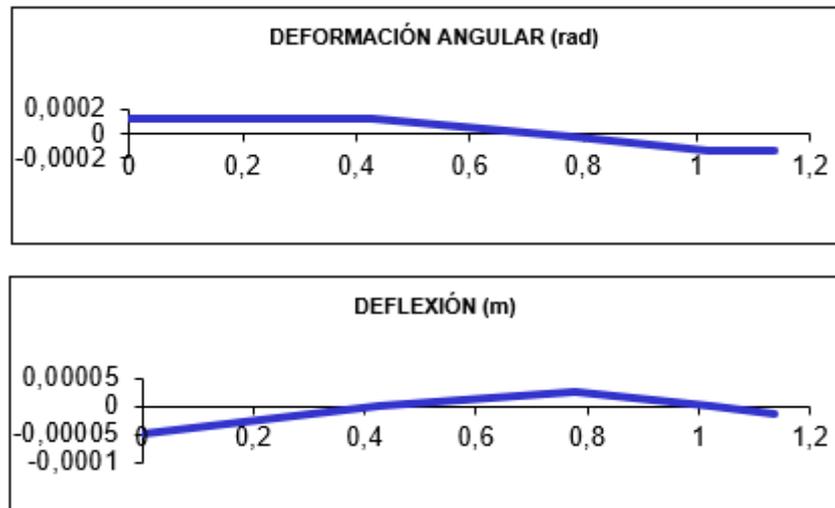


Figura 32: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral en el plano XY del eje 1, respectivamente.

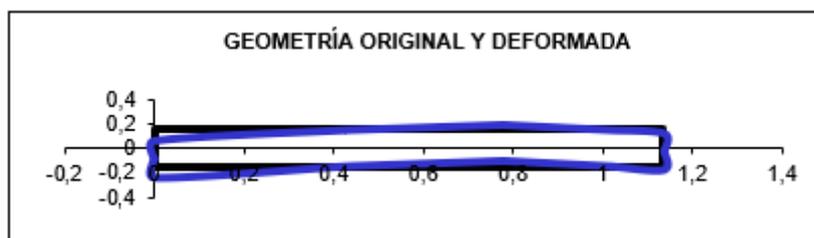
Deformación total

En la siguiente tabla se muestran los valores totales de deformación angular y de deflexión lateral, obtenidos a partir del módulo entre los valores de deformación en cada sección:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,30000	0,00015	6,19E-05
2	0,42600	0,30000	0,00015	0,00E+00
3	0,77850	0,30000	0,00007	2,71E-05
4	1,02000	0,30000	0,00014	0,00E+00
5	1,13700	0,30000	0,00014	1,65E-05

Tabla 51: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 1.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:



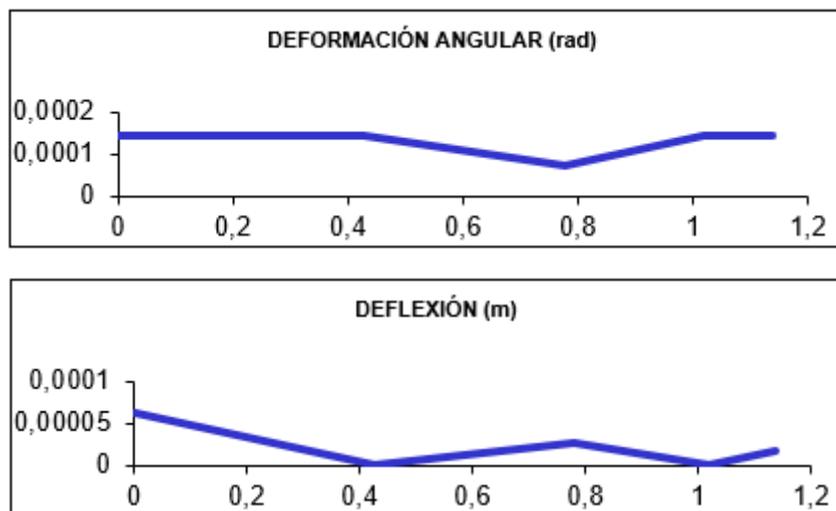


Figura 33: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral total del eje 1, respectivamente.

El eje 1 cumple las condiciones impuestas de deformación, por lo que será válido.

7.3.3.2. Eje 2

Plano YZ

Los valores obtenidos para el eje tanto de deformación angular como de deflexión lateral en el plano YZ son los que se muestran en la siguiente tabla:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00058	7,31E-05
2	0,12600	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00058	0,00E+00
3	0,14000	0,32000	0,00	0,00	-1886,94	-1886,94	-0,00058	-8,12E-06
4	0,19000	0,24000	0,00	0,00	-8626,03	-8626,03	-0,00058	-3,71E-05
5	0,42850	0,24000	-175445,60	29126,03	-40771,46	-69897,49	-0,00041	-1,59E-04
6	1,01400	0,24000	-80498,57	-29126,03	-46088,78	-16962,75	0,00059	-8,55E-05
7	1,15400	0,24000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00062	0,00E+00
8	1,25900	0,24000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00062	6,53E-05

Tabla 52: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 2 en el plano YZ.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:

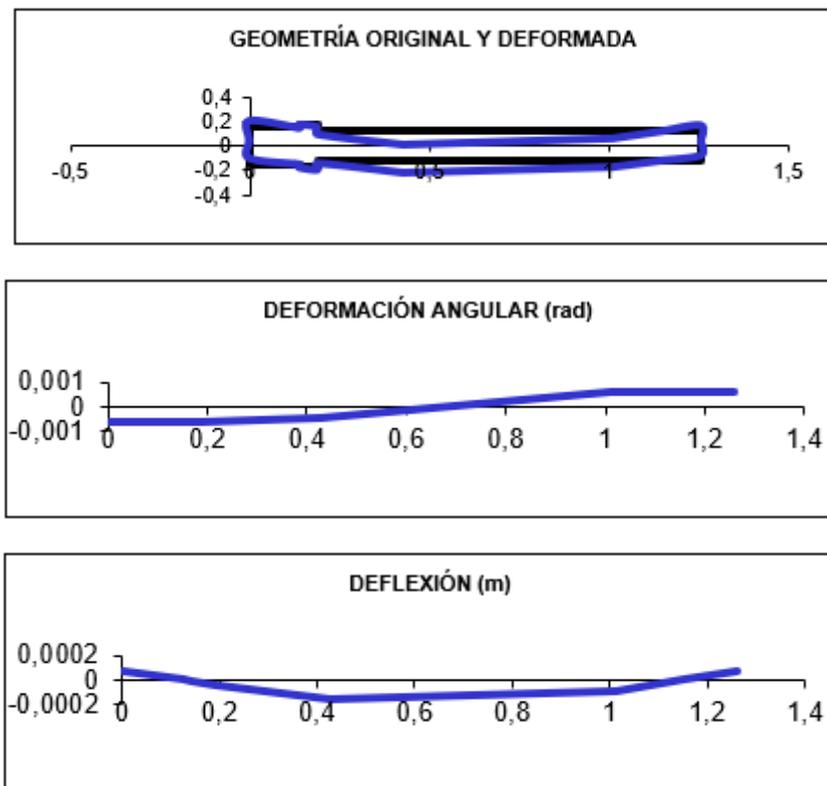


Figura 34: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral en el plano YZ del eje 2, respectivamente.

Plano XY

Los valores obtenidos para el eje tanto de deformación angular como de deflexión lateral en el plano XY son los que se muestran en la siguiente tabla:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00072	9,01E-05
2	0,12600	0,30000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00072	0,00E+00
3	0,14000	0,32000	0,00	0,00	-4340,97	-4340,97	-0,00071	-1,00E-05
4	0,19000	0,24000	0,00	0,00	-19844,44	-19844,44	-0,00071	-4,56E-05
5	0,42850	0,24000	-482032,83	0,00	-93795,98	-93795,98	-0,00031	-1,78E-04
6	1,01400	0,24000	221168,00	0,00	6888,63	6888,63	0,00043	-5,90E-05
7	1,15400	0,24000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00042	0,00E+00
8	1,25900	0,24000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00042	4,38E-05

Tabla 53: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 2 en el plano XY.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:

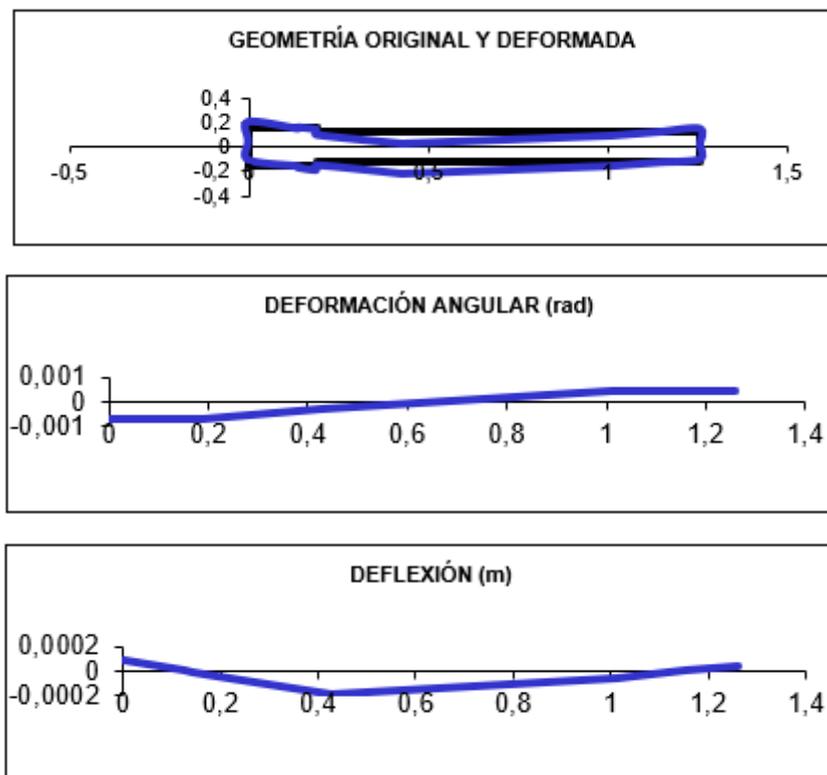


Figura 35: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral en el plano XY del eje 2, respectivamente.

Deformación total

En la siguiente tabla se muestran los valores totales de deformación angular y de deflexión lateral, obtenidos a partir del módulo entre los valores de deformación en cada sección:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,30000	0,00092	1,16E-04
2	0,12600	0,30000	0,00092	0,00E+00
3	0,14000	0,32000	0,00092	1,29E-05
4	0,19000	0,24000	0,00091	5,88E-05
5	0,42850	0,24000	0,00051	2,38E-04
6	1,01400	0,24000	0,00073	1,04E-04
7	1,15400	0,24000	0,00075	0,00E+00
8	1,25900	0,24000	0,00075	7,86E-05

Tabla 54: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 2 en el plano.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:

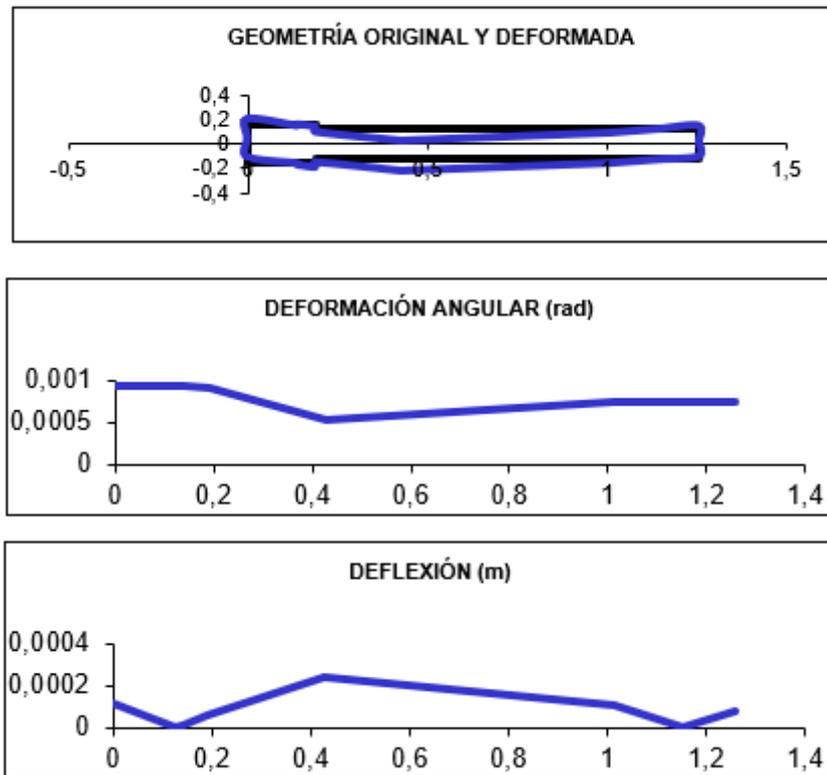


Figura 36: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral total del eje 2, respectivamente.

El eje 2 cumple las condiciones impuestas de deformación, por lo que será válido.

7.3.3.3. Eje 3

Plano YZ

Los valores obtenidos para el eje tanto de deformación angular como de deflexión lateral en el plano YZ son los que se muestran en la siguiente tabla:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,18000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00037	-2,86E-05
2	0,07761	0,18000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00037	0,00E+00
3	0,21100	0,18000	80498,57	-10965,09	9187,47	20152,56	0,00031	4,66E-05
4	0,61700	0,18000	40407,10	10965,09	15434,72	4469,62	-0,00036	3,16E-05
5	0,70291	0,18000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00037	0,00E+00
6	0,76200	0,18000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00037	-2,21E-05

Tabla 55: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 3 en el plano YZ.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:

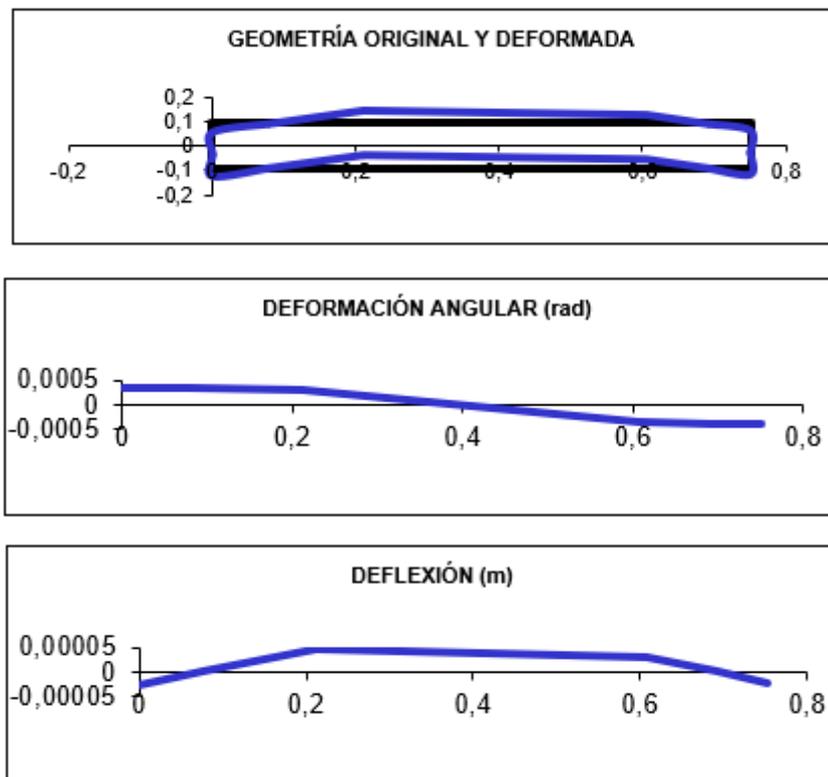


Figura 37: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral en el plano YZ del eje 3, respectivamente.

Plano XY

Los valores obtenidos para el eje tanto de deformación angular como de deflexión lateral en el plano XY son los que se muestran en la siguiente tabla:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,18000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00031	2,40E-05
2	0,07761	0,18000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00031	0,00E+00
3	0,21100	0,18000	-221168,00	0,00	-21173,35	-21173,35	-0,00018	-3,54E-05
4	0,61700	0,18000	111017,60	0,00	4173,96	4173,96	0,00014	-1,11E-05
5	0,70291	0,18000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00012	0,00E+00
6	0,76200	0,18000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00012	7,30E-06

Tabla 56: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 3 en el plano XY.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:



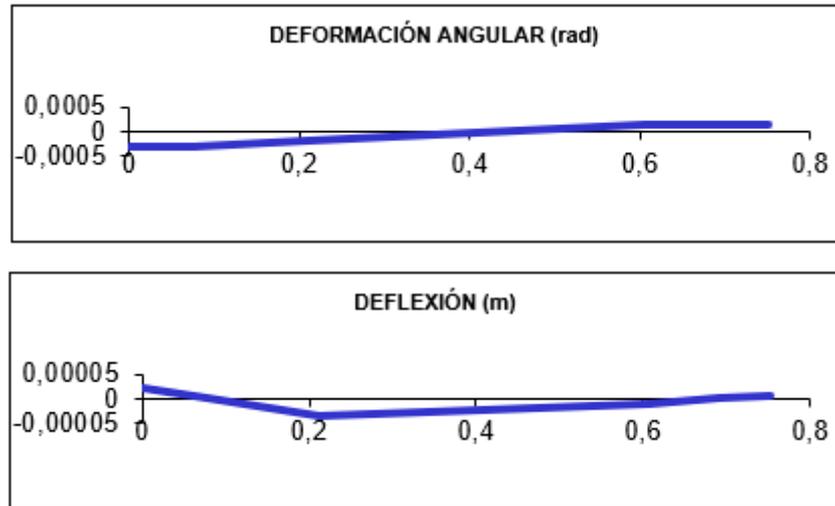


Figura 38: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral en el plano XY del eje 3, respectivamente.

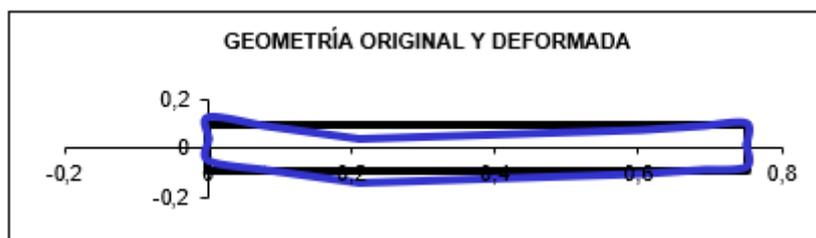
Deformación total

En la siguiente tabla se muestran los valores totales de deformación angular y de deflexión lateral, obtenidos a partir del módulo entre los valores de deformación en cada sección:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,18000	0,00048	3,73E-05
2	0,07761	0,18000	0,00048	0,00E+00
3	0,21100	0,18000	0,00036	5,85E-05
4	0,61700	0,18000	0,00038	3,35E-05
5	0,70291	0,18000	0,00039	0,00E+00
6	0,76200	0,18000	0,00039	2,33E-05

Tabla 57: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 3.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:



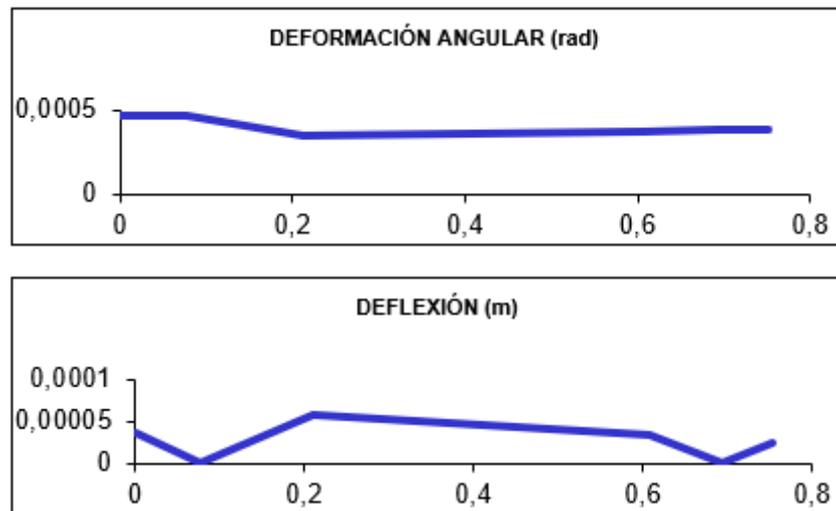


Figura 39: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral total del eje 3, respectivamente.

El eje 3 cumple las condiciones impuestas de deformación, por lo que será válido.

7.3.3.4. Eje 4

Plano YZ

Los valores obtenidos para el eje tanto de deformación angular como de deflexión lateral en el plano YZ son los que se muestran en la siguiente tabla:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,14000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00027	1,46E-05
2	0,05424	0,14000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00027	0,00E+00
3	0,14300	0,14000	-40407,55	4128,04	-3248,37	-7376,41	-0,00023	-2,28E-05
4	0,39750	0,14000	-17632,20	-4128,04	-6406,58	-2278,55	0,00021	-2,45E-05
5	0,50376	0,14000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00024	0,00E+00
6	0,55800	0,14000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00024	1,30E-05

Tabla 58: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 4 en el plano YZ.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:



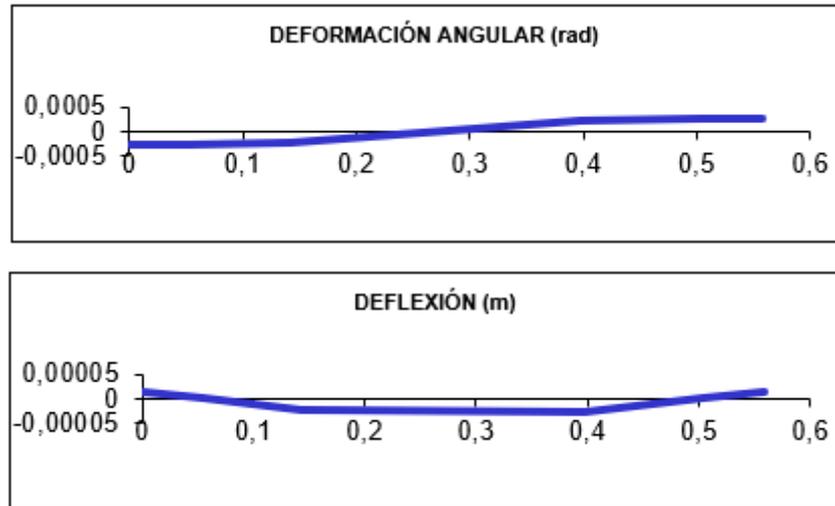


Figura 40: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral en el plano YZ del eje 4, respectivamente.

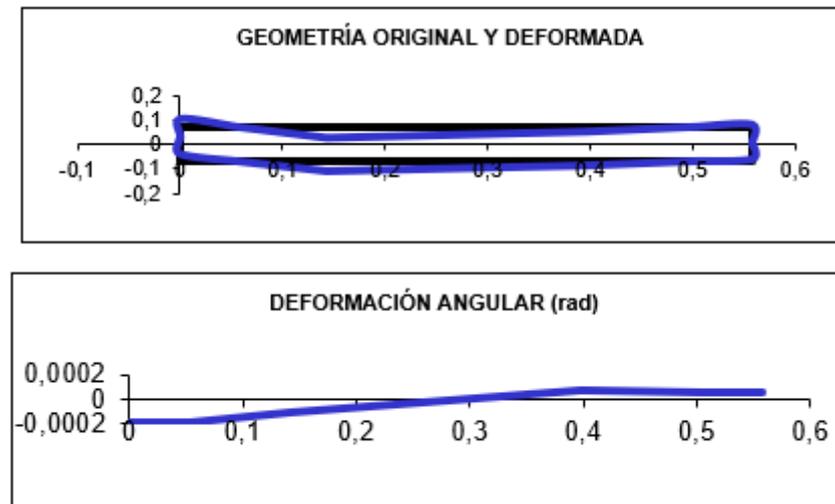
Plano XY

Los valores obtenidos para el eje tanto de deformación angular como de deflexión lateral en el plano XY son los que se muestran en la siguiente tabla:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,14000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00018	9,64E-06
2	0,05424	0,14000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00018	0,00E+00
3	0,14300	0,14000	-111018,82	0,00	-6891,93	-6891,93	-0,00010	-1,35E-05
4	0,39750	0,14000	48444,07	0,00	1601,48	1601,48	0,00007	-5,86E-06
5	0,50376	0,14000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00005	0,00E+00
6	0,55800	0,14000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00005	2,60E-06

Tabla 59: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 4 en el plano XY.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:



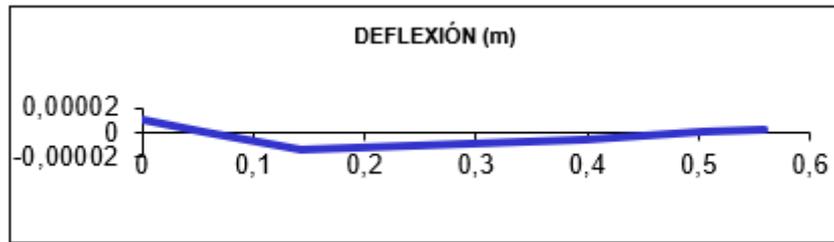


Figura 41: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral en el plano XY del eje 4, respectivamente.

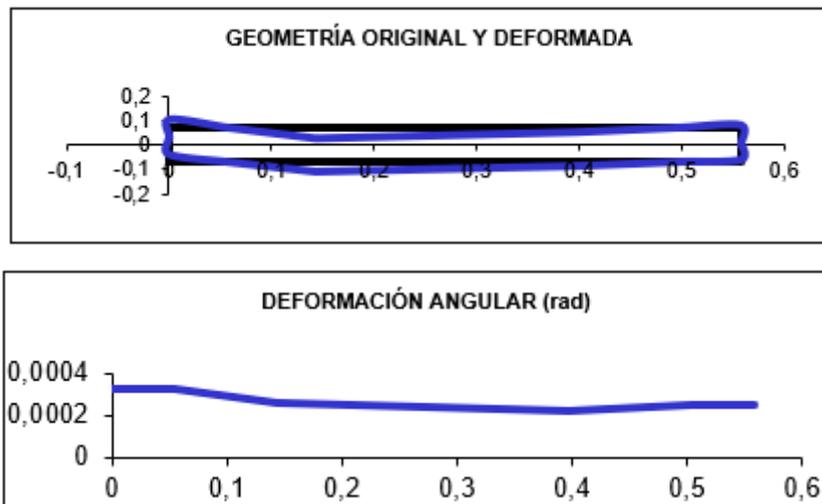
Deformación total

En la siguiente tabla se muestran los valores totales de deformación angular y de deflexión lateral, obtenidos a partir del módulo entre los valores de deformación en cada sección:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,14000	0,00032	1,75E-05
2	0,05424	0,14000	0,00032	0,00E+00
3	0,14300	0,14000	0,00025	2,65E-05
4	0,39750	0,14000	0,00022	2,52E-05
5	0,50376	0,14000	0,00025	0,00E+00
6	0,55800	0,14000	0,00025	1,33E-05

Tabla 60: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 4.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:



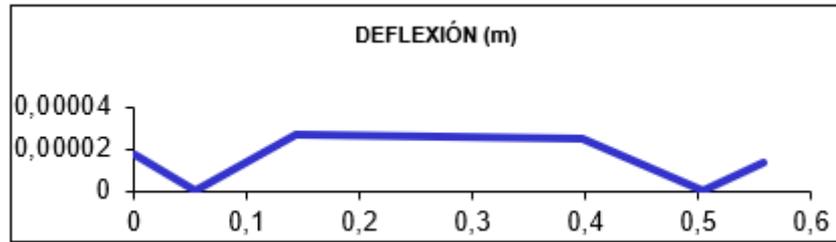


Figura 42: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral total del eje 4, respectivamente.

El eje 4 cumple las condiciones impuestas de deformación, por lo que será válido.

7.3.3.5. Eje 5

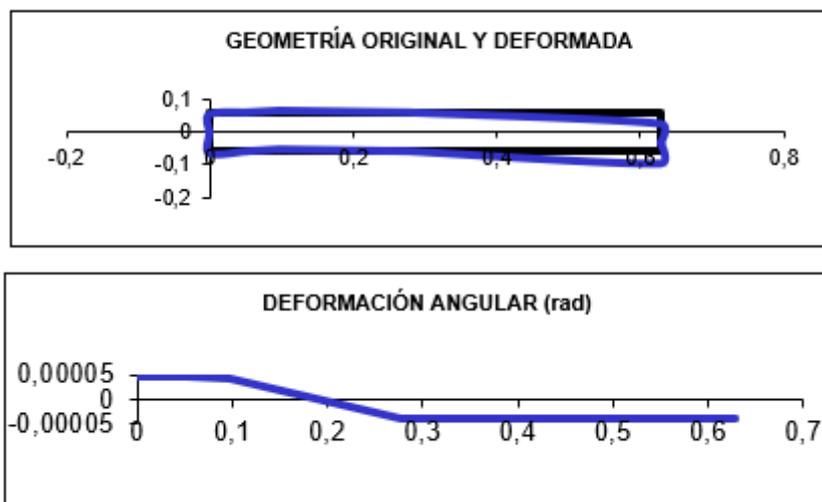
Plano YZ

Los valores obtenidos para el eje tanto de deformación angular como de deflexión lateral en el plano YZ son los que se muestran en la siguiente tabla:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00005	-2,31E-06
2	0,05120	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00005	0,00E+00
3	0,09650	0,12000	17632,20	-1548,01	327,52	1875,53	0,00004	1,99E-06
4	0,27680	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00004	0,00E+00
5	0,62800	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00004	-1,31E-05

Tabla 61: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 5 en el plano YZ.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:



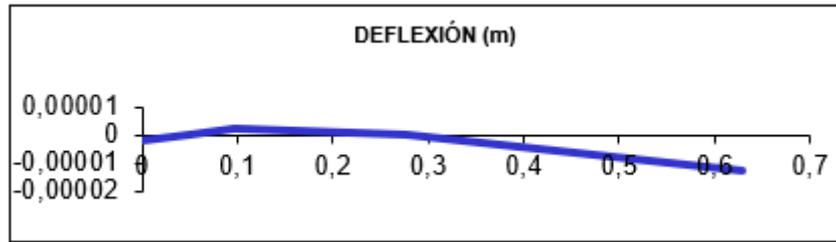


Figura 43: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral en el plano YZ del eje 5, respectivamente.

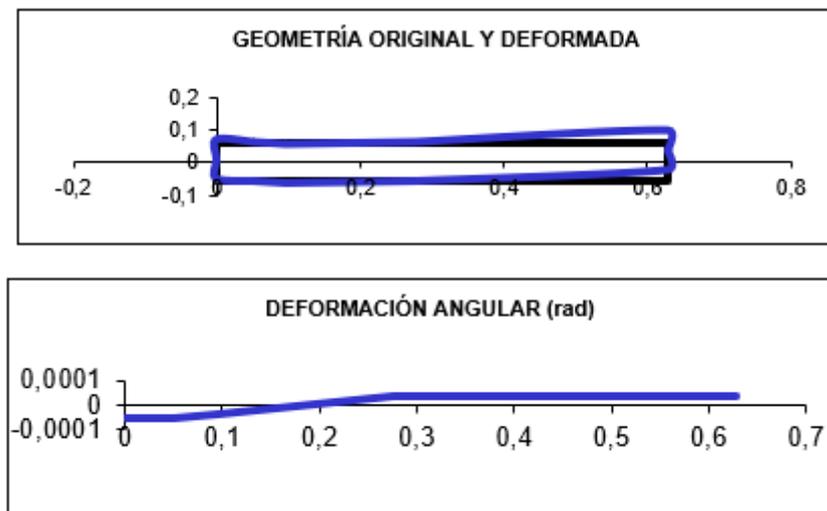
Plano XY

Los valores obtenidos para el eje tanto de deformación angular como de deflexión lateral en el plano XY son los que se muestran en la siguiente tabla:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00006	2,84E-06
2	0,05120	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00006	0,00E+00
3	0,09650	0,12000	-48444,07	0,00	-1753,86	-1753,86	-0,00004	-2,23E-06
4	0,27680	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00004	0,00E+00
5	0,62800	0,12000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00004	1,30E-05

Tabla 62: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 5 en el plano XY.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:



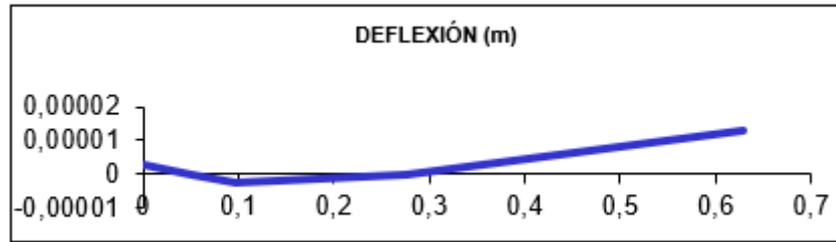


Figura 44: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral en el plano XY del eje 5, respectivamente.

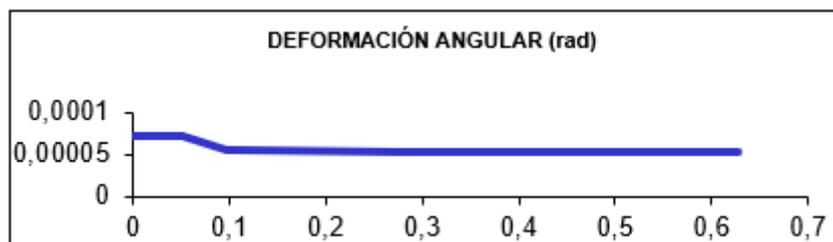
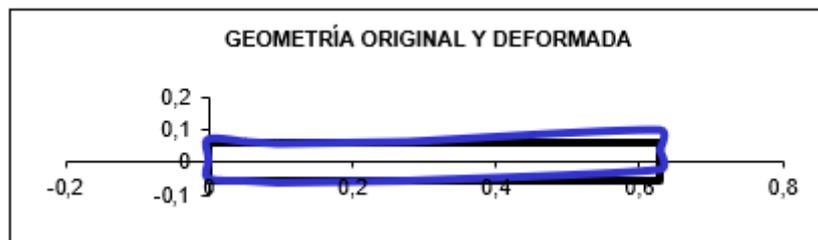
Deformación total

En la siguiente tabla se muestran los valores totales de deformación angular y de deflexión lateral, obtenidos a partir del módulo entre los valores de deformación en cada sección:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,12000	0,00007	3,66E-06
2	0,05120	0,12000	0,00007	0,00E+00
3	0,09650	0,12000	0,00006	2,99E-06
4	0,27680	0,12000	0,00005	0,00E+00
5	0,62800	0,12000	0,00005	1,85E-05

Tabla 63: Resultados de deformación angular y deflexión de cada sección del eje 5.

A continuación, se muestra una representación gráfica de los valores obtenidos:



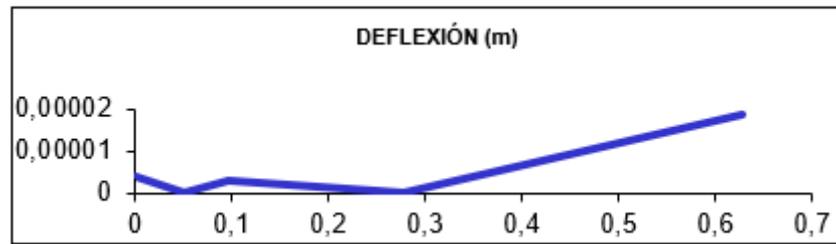


Figura 45: Geometría original y deformada, deformación angular y deflexión lateral total del eje 5, respectivamente.

El eje 5 cumple las condiciones impuestas de deformación, por lo que será válido.

7.4. Rodamientos

7.4.1. Selección del tipo de rodamientos

Los rodamientos seleccionados para cada eje serán rodamientos de rodillos cónicos, debido a su capacidad para absorber cargas axiales, lo cual facilitará el diseño de los ejes ya que no necesitará la presencia de otros elementos como arandelas, cambios de sección o tuercas que sí serán necesarios para rodamientos que no absorban este tipo de cargas.

El montaje que se realizará de dicho tipo de rodamientos será cara a cara. Aunque este montaje sea simétrico uno actuará como apoyo fijo y otro como apoyo libre, de tal manera que se eviten esfuerzos axiales innecesarios.

Los rodamientos seguirán la siguiente numeración:

	Rodamiento A	Rodamiento B
Eje 1	1	2
Eje 2	3	4
Eje 3	5	6
Eje 4	7	8
Eje 5	9	10

Tabla 64: Numeración de los rodamientos.

7.4.2. Cálculo de rodamientos

Para el cálculo de los diferentes rodamientos se considerará los diámetros de los ejes establecidos anteriormente según los criterios de

rigidez torsional, fatiga y deflexión lateral. También se considerará una vida útil de los rodamientos de 20000 horas.

El cálculo de la vida útil de los rodamientos L se puede determinar con la siguiente expresión:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F} \right)^q$$

Como ya hemos establecido una vida útil mínima para los rodamientos, si se despeja la capacidad dinámica de carga, obtenemos la siguiente expresión con la que se obtendrá la capacidad mínima de cada rodamiento para que dure la vida útil establecida:

$$C = F_{eq} \left(\frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{iso} \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{q}}$$

De la expresión cabe destacar los siguientes parámetros:

- C : Capacidad de carga dinámica en kN
- F_{eq} : Fuerza equivalente en cada rodamiento en kN.
- n : Velocidad de rotación del rodamiento en rpm.
- a_1 : Factor de corrección de fiabilidad. En nuestro caso será una fiabilidad del 97% ($a_1 = 0,47$).
- a_{iso} : Factor de corrección según las condiciones de trabajo. Se calculará posteriormente.
- q : Constante según el tipo de rodamiento: Para rodamientos de bolas $q = 3$ (contacto puntual) y para rodamientos de rodillos $q = 10/3$ (contacto lineal).

Los rodamientos seleccionados se muestran a continuación:

	Modelo	C (kN)	P_u (kN)	e	Y
Rodamiento 1	32260	2935	365	0,43	1,4
Rodamiento 2	32060 X	1644	245	0,43	1,4
Rodamiento 3	32260	2935	365	0,43	1,4
Rodamiento 4	32248/PEX	2206	270	0,43	1,4
Rodamiento 5	32236	1069	150	0,46	1,3
Rodamiento 6	32036 X	793	110	0,43	1,4
Rodamiento 7	30328	787	93	0,35	1,7
Rodamiento 8	30328	787	93	0,35	1,7
Rodamiento 9	32224	573	72	0,43	1,4
Rodamiento 10	32224	573	72	0,43	1,4

Tabla 65: Rodamientos seleccionados con sus características principales.

Para calcular la fuerza equivalente en cada rodamiento, será necesario determinar la fuerza radial y la fuerza axial en cada rodamiento. Estas se determinarán a partir de las reacciones en los apoyos calculadas previamente de acuerdo a las siguientes expresiones:

$$F_r = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}$$

$$F_a = R_y$$

Conociendo dichos valores la fuerza equivalente se determinará según el siguiente criterio:

Si $F_a/F_r \leq e$:

$$F_{eq} = F_r$$

Si $F_a/F_r > e$:

$$F_{eq} = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Donde Y y e son los factores de cálculo proporcionados por el fabricante.

	R_x (kN)	R_y (kN)	R_z (kN)	F_r (kN)	F_a (kN)	F_{eq} (kN)
Rodamiento 1	-195,98	175,45	-202,09	281,51	175,45	358,23
Rodamiento 2	-286,05		26,64	287,29		287,29
Rodamiento 3	309,99		134,76	338,01		338,01
Rodamiento 4	-49,12	-94,95	121,18	130,76	94,95	185,23
Rodamiento 5	158,74		-68,88	173,04		173,04
Rodamiento 6	-48,59	-40,09	-52,03	71,19	40,09	84,60
Rodamiento 7	77,65		36,60	85,84		85,84
Rodamiento 8	-15,07	-22,78	21,44	26,21	22,78	49,20
Rodamiento 9	38,72		-7,23	39,39		39,39
Rodamiento 10	9,73	-17,63	-10,40	14,24	17,63	30,38

Tabla 66: Valores de las reacciones y fuerzas en cada rodamiento.

A continuación, se determinará el factor a_{iso} . Para ello, comenzaremos calculando la viscosidad relativa de cada rodamiento:

Para $n < 1000$ rpm:

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d \cdot n^{1,667}}}$$

Para $n \geq 1000$ rpm:

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d \cdot n}}$$

A partir de la *Figura 15*, se determinará la viscosidad cinemática del aceite según la temperatura de trabajo, en nuestro caso la temperatura de trabajo será de 40°C y el aceite ISO VG 320 como se ha establecido previamente.

Una vez obtenidas ambas viscosidades, se obtendrá el siguiente cociente:

$$\kappa = \frac{v}{v_1}$$

El siguiente parámetro a determinar es el factor de contaminación del lubricante η_c que debido a que se realizará una limpieza normal y que todos nuestros diámetros serán mayores de 100 mm, el valor de dicho factor será $\eta_c = 0,8$ en nuestro caso.

Por último, se obtendrá el valor de a_{iso} , de acuerdo a la siguiente gráfica:

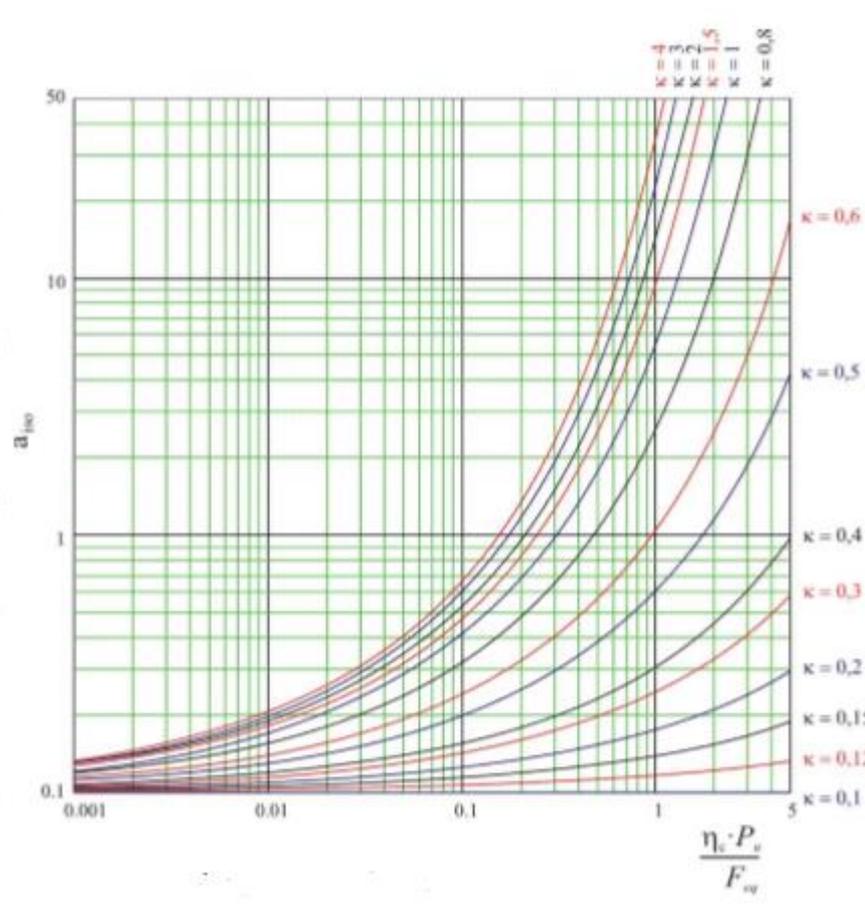


Figura 46: Gráfica de a_{iso} para rodamientos de rodillos.

Los valores de a_{iso} para cada rodamiento serán:

	U_1 (mm ² /s)	U (mm ² /s)	κ	P_u (kN)	$P_u \cdot \eta_c / F_{eq}$	a_{iso}
Rodamiento 1	1000,64	320	0,32	365	0,82	0,25
Rodamiento 2	1000,64	320	0,32	270	0,75	0,25
Rodamiento 3	441,81	320	0,72	365	0,86	1,5
Rodamiento 4	493,96	320	0,65	270	1,17	1,1
Rodamiento 5	252,66	320	1,27	150	0,69	3
Rodamiento 6	252,66	320	1,27	110	1,04	5
Rodamiento 7	126,90	320	2,52	93	0,87	10
Rodamiento 8	126,90	320	2,52	93	1,51	40
Rodamiento 9	32,72	320	9,78	72	1,46	50
Rodamiento 10	32,72	320	9,78	72	1,90	50

Tabla 67: Valores de a_{iso} y datos necesarios para su obtención.

El valor máximo de a_{iso} será 50, ya que es el valor superior que encontramos en la gráfica y, debido a que dicho factor es inversamente proporcional a la capacidad de carga dinámica, si se aceptase el rodamiento con un valor a 50 también se aceptará con un valor superior.

Finalmente, podremos calcular los valores de la capacidad de carga dinámica para cada rodamiento:

	F_{eq} (kN)	n (rpm)	a_1	a_{iso}	q	C (kN)
Rodamiento 1	358,23	30	0,47	0,25	3,33	1995,43
Rodamiento 2	287,29	30	0,47	0,25	3,33	1600,31
Rodamiento 3	338,01	80	0,47	1,5	3,33	1476,24
Rodamiento 4	185,23	80	0,47	1,1	3,33	887,86
Rodamiento 5	173,04	212,5	0,47	3	3,33	822,87
Rodamiento 6	84,60	212,5	0,47	5	3,33	345,16
Rodamiento 7	85,84	564,45	0,47	10	3,33	381,32
Rodamiento 8	49,20	564,45	0,47	40	3,33	144,20
Rodamiento 9	39,39	1505,21	0,47	50	3,33	144,90
Rodamiento 10	30,38	1505,21	0,47	50	3,33	111,77

Tabla 68: Capacidad de carga dinámica mínima para cada rodamiento.

Se puede observar que todos los rodamientos cumplirán con la capacidad de carga dinámica mínima obtenida.

8. Modelado del multiplicador en SolidWorks

8.1. Introducción

En el siguiente apartado se va a proceder al modelado del sistema multiplicador mediante el software SolidWorks. De esta manera se observará visualmente el funcionamiento del sistema y así se comprobará el correcto funcionamiento del mismo.

Para el diseño de las piezas se partirá de las dimensiones calculadas anteriormente (Apartado 7. Cálculos). Además, para algunos de estos elementos habrá que determinar ciertas dimensiones.

Posteriormente, se procederá al ensamblaje de todas las piezas sistema y a la realización de vídeos con animaciones que presenten el multiplicador y simulen el movimiento para el que está diseñado el sistema, además de unos planos donde se indique detalladamente las dimensiones de las piezas y la distribución de estas en su conjunto. Dichos planos corresponderán a los presentados en la parte del proyecto *Planos*.

8.2. Modelado de piezas

8.2.1. Modelado de ejes

Las dimensiones necesarias para el modelado de los ejes (longitud, diámetro, tamaño del chavetero) se han determinado en el apartado anterior, por lo que realizar los modelos de estos resulta más directo.

Cabe destacar que, por motivos de seguridad, se realizará un chaflán en los extremos de cada eje para evitar lesiones por picos afilados cuando haya que manipularlos. Dichos chaflanes constarán de una inclinación de 45° y una longitud de 5 milímetros.

Los ejes quedarán de la siguiente manera:

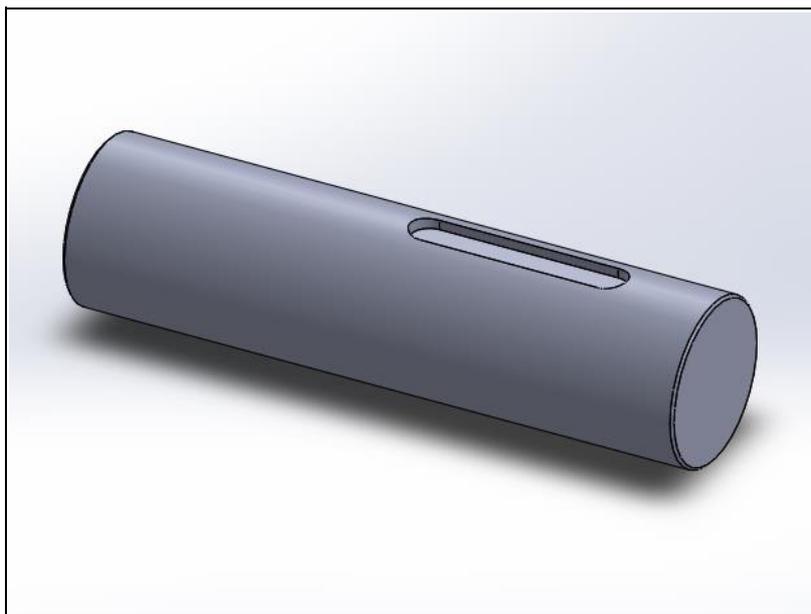


Figura 47: Modelo eje 1.

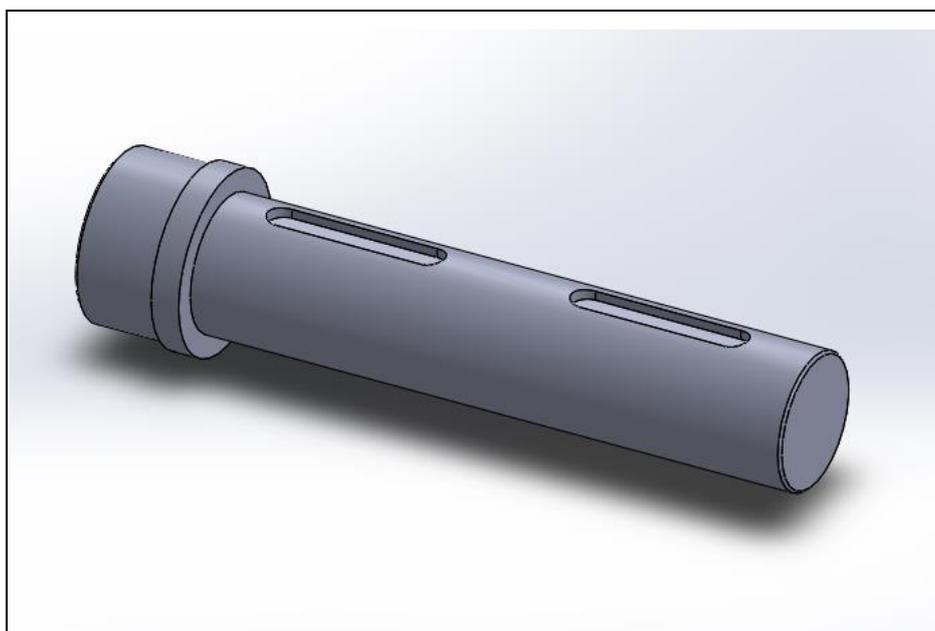


Figura 48: Modelo eje 2.



Figura 49: Modelo eje 3.



Figura 50: Modelo eje 4.



Figura 51: Modelo eje 5.

8.2.2. Modelado de engranajes

En este caso, será necesario calcular todas las dimensiones de los engranajes para poder realizar el modelo.

Se partirá de los datos conocidos de cada engranaje:

- Módulo, m
- Diámetro primitivo, D
- Número de dientes, Z
- Anchura, b
- Ángulo de presión, α

Comenzaremos considerando que el diente tendrá los siguientes valores de adendo y dedendo.

$$Adendo = 2 \cdot m_t$$

$$Dedendo = 2,5 \cdot m_t$$

Habrá que utilizar el módulo t debido a que se tratan de dientes helicoidales.

A continuación, obtenidos los valores del adendo y el dedendo, se podrán determinar el diámetro exterior y el diámetro interior de cada engranaje.

$$d_{ext,i} = d_i + Adendo = d_i + 2 \cdot m_t$$

$$d_{int,i} = d_i - Dedendo = d_i - 2,5 \cdot m_t$$

El paso entre dientes p será:

$$p = m_t \cdot \pi$$

Para la formación los dientes sobre el engranaje se realizarán en el programa SolidWorks un corte por barrido sobre un cilindro de diámetro igual a diámetro exterior de cada engranaje. Es por ello que será necesario establecer el ancho del hueco, h . El ancho del hueco se supondrá un 55% el paso.

$$h = 55\% \cdot p$$

Por lo tanto, la anchura del diente, s , será:

$$s = p - h = 45\% \cdot p$$

Por último, se realizará la herramienta matriz circular para establecer multitud de cortes por barrido a lo largo del perímetro de la circunferencia que forma el cilindro para crear todos los dientes. Para esto es necesario conocer el número de dientes, Z , y el ángulo entre dientes, φ . Como el número entre dientes ya se conoce, solo hará falta obtener el ángulo entre dientes, el cual se obtendrá de la siguiente manera:

$$p = r_i \cdot \varphi; \varphi = \frac{p}{r_i} = \frac{2 \cdot p}{d_i}$$

En la siguiente tabla se recogen las dimensiones de cada engranaje ya calculadas:

Engranaje	1	2	3	4	5	6	7	8
N dientes	104	39	85	32	85	32	88	33
Módulo	8	8	8	8	6	6	5	5
Módulo t	8,51	8,51	8,51	8,51	6,39	6,39	5,32	5,32
Diámetro primitivo (mm)	885,4	332,02	723,64	272,43	542,73	204,32	468,24	175,59
Adendo (mm)	17,03	17,03	17,03	17,03	12,77	12,77	10,64	10,64
Dedendo (mm)	21,28	21,28	21,28	21,28	15,96	15,96	13,30	13,30
Diámetro externo (mm)	902,43	349,05	740,67	289,46	555,50	217,09	478,88	186,23
Diámetro interno (mm)	864,12	310,74	702,36	251,15	526,77	188,36	454,94	162,29
Espesor (mm)	477	477	250	250	162	162	77	77
Espesor del diente (mm)	12,04	12,04	12,04	12,04	9,03	9,03	7,52	7,52
Ancho del hueco (mm)	14,71	14,71	14,71	14,71	11,03	11,03	9,19	9,19
Paso (mm)	26,75	26,75	26,75	26,75	20,06	20,06	16,72	16,72
Radio de entalla (mm)	3	3	3	3	2,5	1	1	1
Ángulo entre dientes (°)	3,46	9,23	4,24	11,25	4,24	11,25	4,09	10,91
Ángulo de presión (°)	20	20	20	20	20	20	20	20

Tabla 69: Dimensiones totales de los engranajes.

Como se puede observar en la tabla se ha establecido un radio de entalla en función de las dimensiones de cada engranaje para evitar concentradores de tensiones en la base del diente.

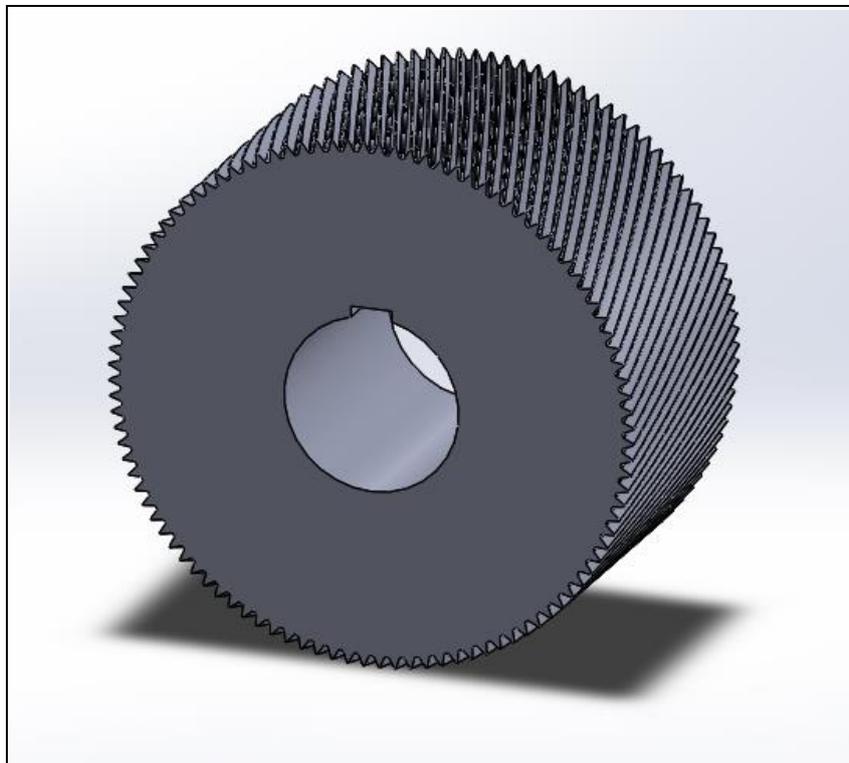


Figura 52: Modelo engranaje 1.

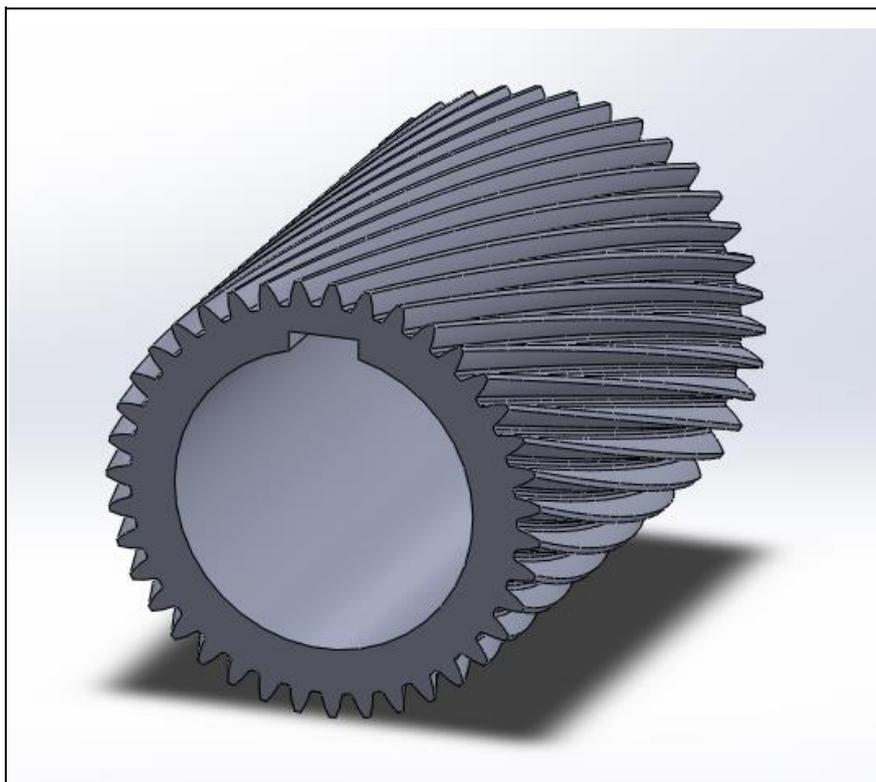


Figura 53: Modelo engranaje 2.

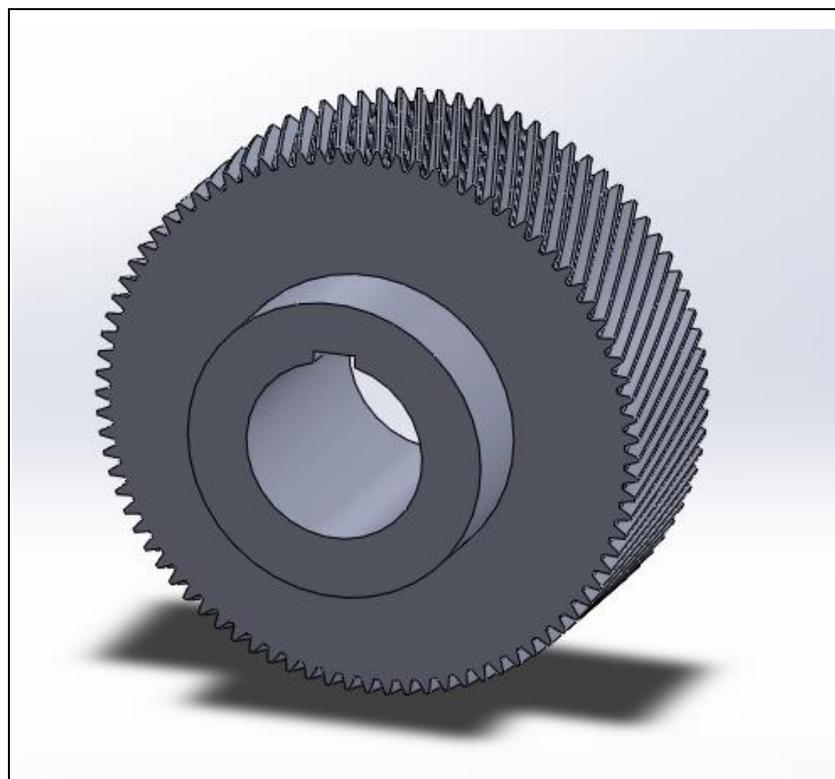


Figura 54: Modelo engranaje 3.

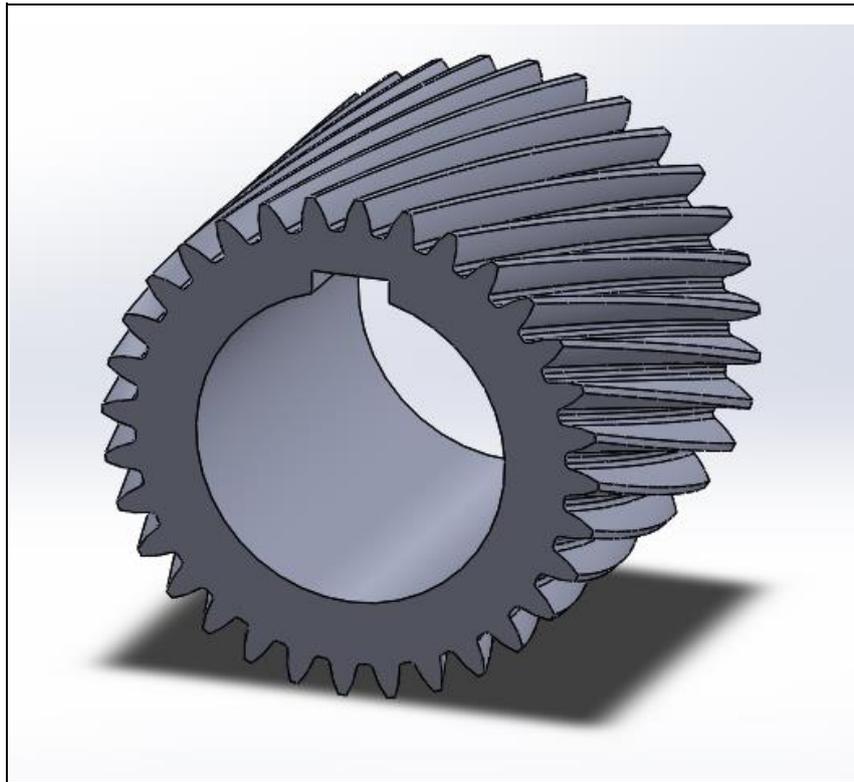


Figura 55: Modelo engranaje 4.

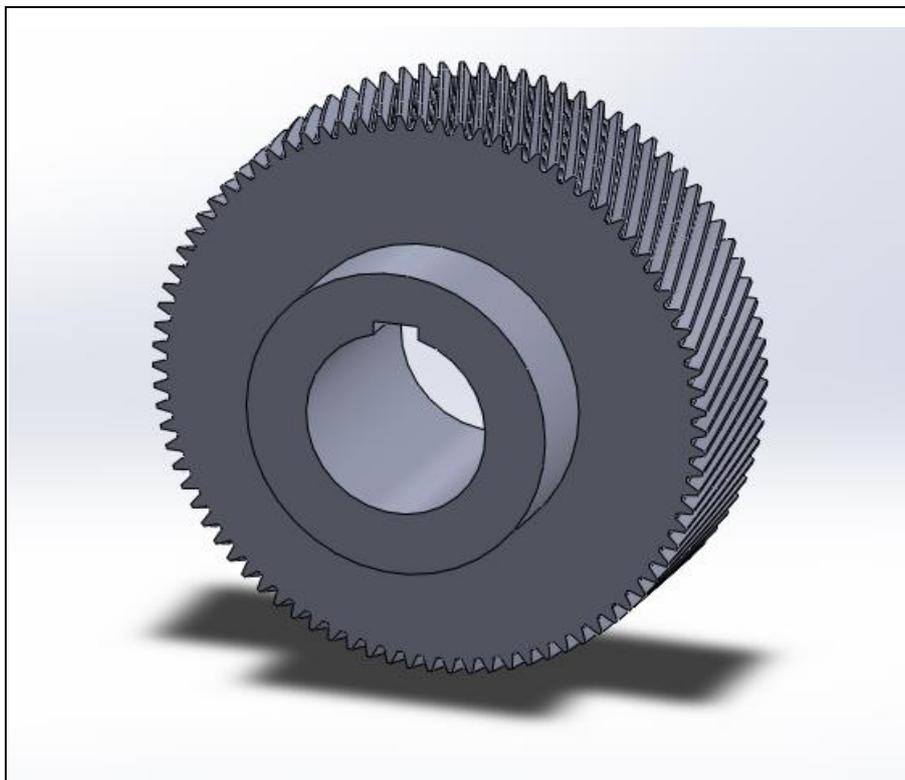


Figura 56: Modelo engranaje 5.

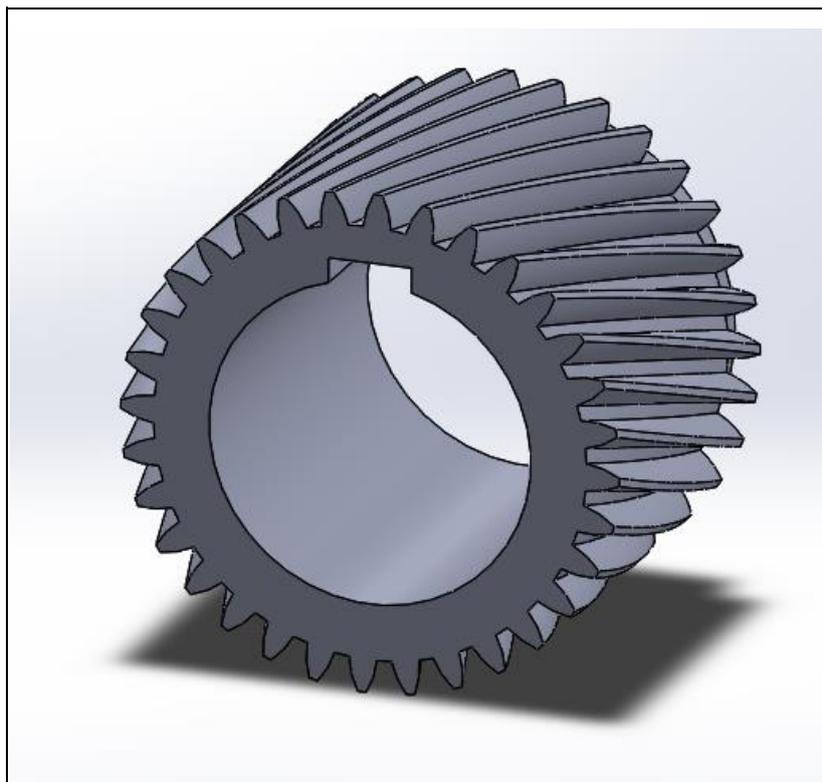


Figura 57: Modelo engranaje 6.

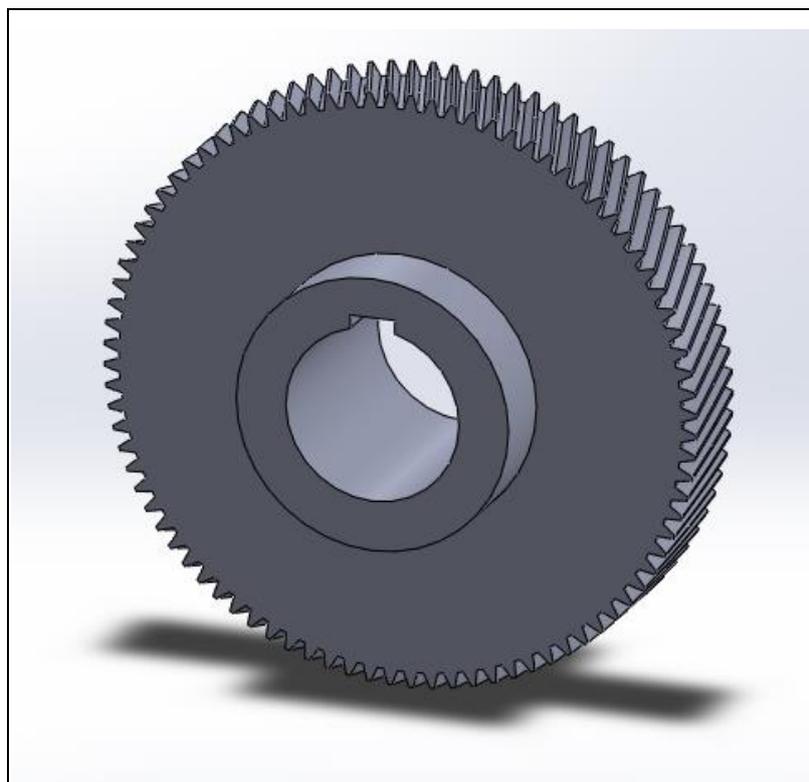


Figura 58: Modelo engranaje 7.

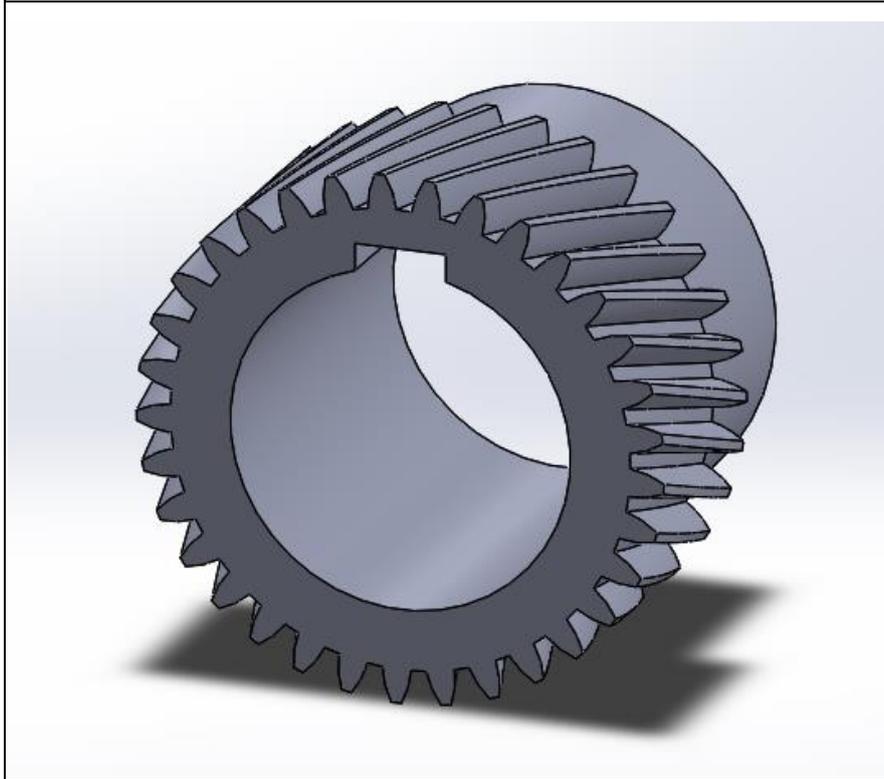


Figura 59: Modelo engranaje 8.

8.2.3. Modelado de piezas auxiliares

8.2.3.1. Rodamientos

Los rodamientos utilizados en el modelo serán una simplificación de los mismos, de tal modo que serán representados por cilindros huecos. Las dimensiones de dichos cilindros corresponderán a la de los diámetros externos, diámetros internos y anchuras de los rodamientos seleccionados. Estas dimensiones están especificadas en el *Anexo 4*.

8.2.3.2. Chavetas

Para el diseño de las chavetas se seguirán las dimensiones normalizadas de las chavetas según la norma UNE 17102-1:1967 establecidas en la *Tabla 5*.

8.2.3.3. Casquillos

Los casquillos tendrán forma de cilindros huecos, de tal modo que quedarán definidos por 3 dimensiones: diámetro interior d , diámetro exterior D y anchura B . Dichas dimensiones se determinarán de la siguiente manera:

- Diámetro interior d : Corresponderá con el diámetro del eje dónde serán montados.
- Diámetro exterior D : Será 1,2 veces el diámetro interior.
- Anchura B : Se estimará de tal modo que garantice una separación adecuada entre los elementos sobre el eje para el correcto funcionamiento del multiplicador.

La siguiente tabla recoge las dimensiones para cada casquillo:

Casquillo	d (mm)	D (mm)	B (mm)
1	300	360	100
2	240	288	100
3	180	216	110
4	140	168	60
5	120	144	60

Tabla 70: Dimensiones casquillos.

8.2.4. Modelado de la carcasa

La carcasa será la pieza fija en el modelo. Servirá de referencia para la posición del resto de piezas, será donde se coloquen los apoyos de los ejes (rodamientos). La carcasa constará de dos piezas, una superior y una inferior, las cuales serán simétricas.

Para el modelo del multiplicador se realizará la parte inferior para poder observar el funcionamiento del interior. Esta pieza constará de una sección rectangular de dimensiones 1959x1510 mm, con una altura de 500 mm para garantizar el espacio necesario para todas las piezas. El espesor de la pieza será de 30 mm y habrá una separación mínima entre la pared de la carcasa y las piezas del interior en movimiento de 10 mm. Se realizará un agujero con forma de media circunferencia de diámetro 540 mm en la parte delantera (suponiendo como parte delantera la parte donde entra el eje de entrada, eje 1)) de la pieza para apoyar el rodamiento 1 y otro agujero de media circunferencia de 215 mm, donde se apoyarán el rodamiento 10, correspondiente al eje de salida, eje 5.

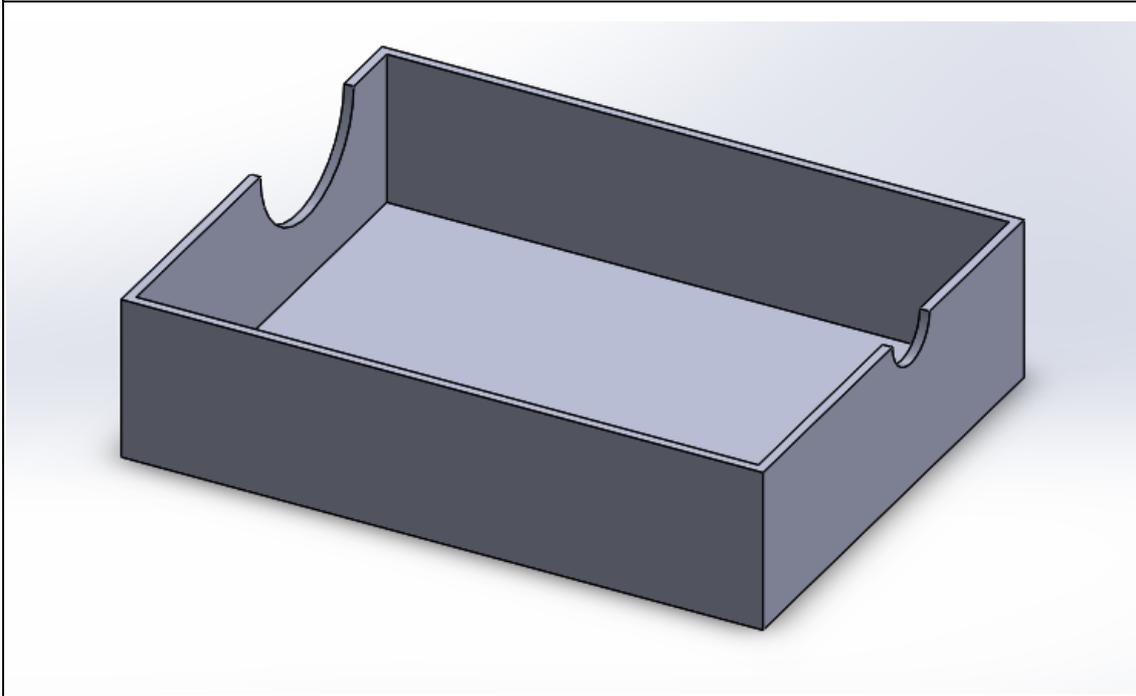


Figura 60: Modelo parte inferior de la carcasa.

8.3. Ensamblaje del multiplicador

A continuación, se ensamblarán todas las piezas modeladas para establecer su posicionamiento en el sistema multiplicador. Para ello se realizarán relaciones de posición y movimiento entre ellas para simular el comportamiento que tendrá ante una velocidad de rotación de entrada. Se tomará como referencia (parte fija) la parte inferior de la carcasa, como se ha indicado anteriormente, a partir de ella se irán realizando las relaciones entre componentes.

Finalmente, llegaremos a un modelo final formado por el conjunto de todas las piezas mostrado en la *figura 58* que realizará el movimiento que debería presentar el multiplicador en la realidad. La carcasa se ha establecido como semitransparente para poder visualizar al completo los componentes internos.

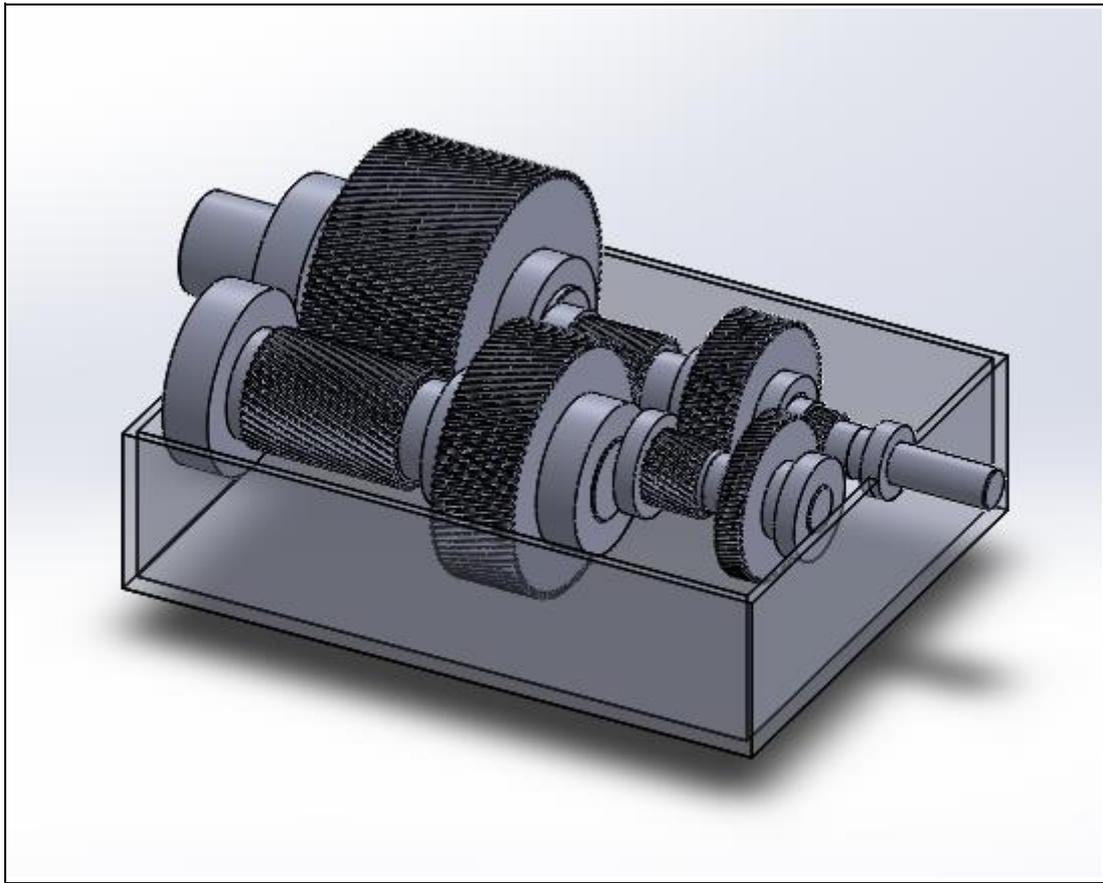


Figura 61: Modelo sistema multiplicador.

Además, se realizará una vista explosionada donde se pueda observar todas las piezas, ya que algunas están cubiertas por otros componentes (como las chavetas). En la *figura 59* se muestra dicha vista explosionada.

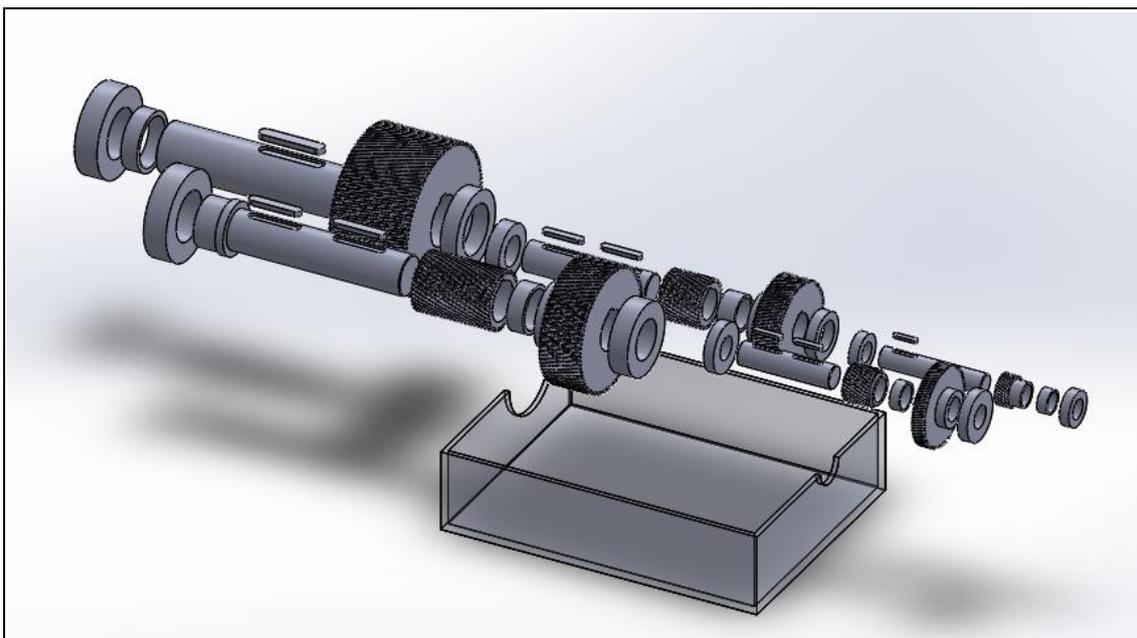


Figura 62: Modelo sistema multiplicador. Vista explosionada.

Debido a la simetría de los componentes, no se apreciará adecuadamente su movimiento. Es por ello que, en los engranajes conductores, es decir los engranajes de mayor tamaño, se dispondrá marcadores rectangulares blancos en la cara delantera de cada uno para observar el movimiento interno del sistema multiplicador. De tal modo que el sistema quedará de la siguiente manera:

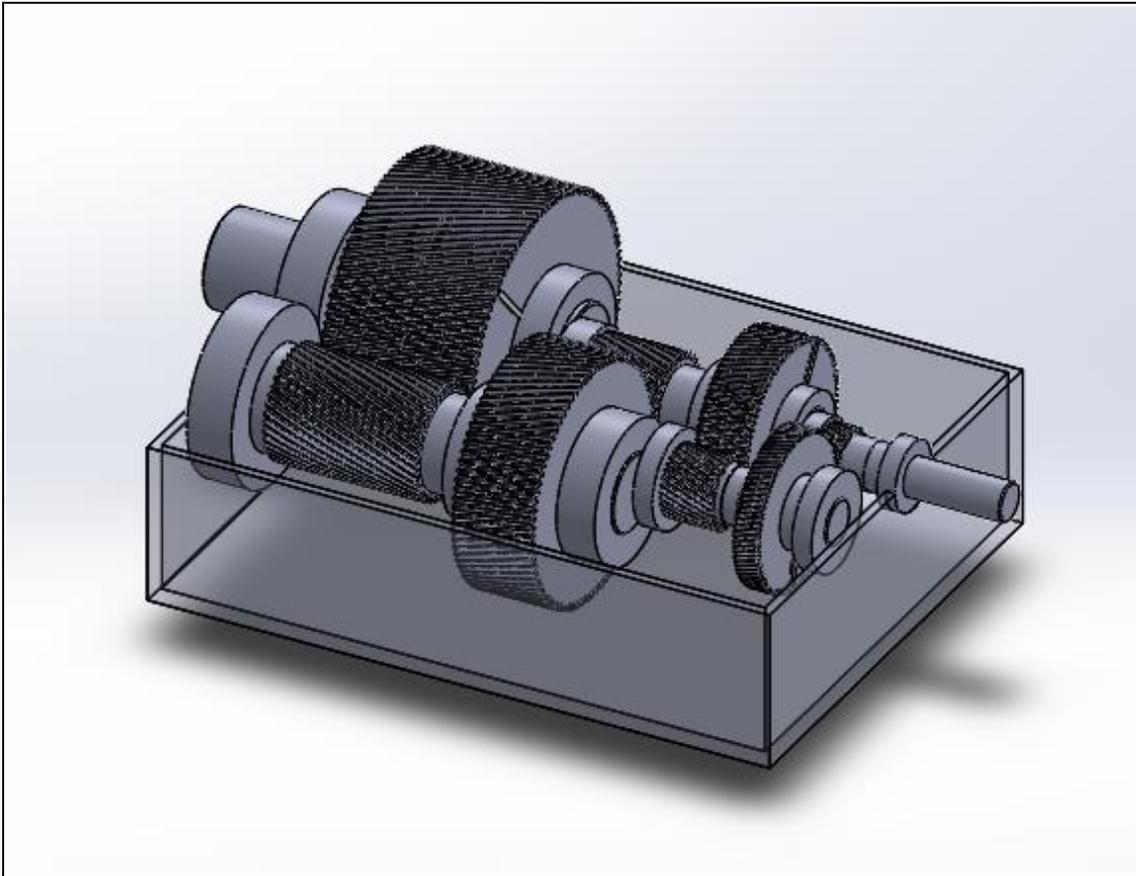


Figura 63: Modelo sistema multiplicador con marcadores.

8.4. Vídeos de sistema multiplicador de engranajes

Como se ha indicado en la *Introducción del Modelado del multiplicador*, se realizarán diversos vídeos en los que se presente el sistema y se muestre su funcionamiento. Dichos vídeos serán tres y corresponderán a los siguientes:

- **Vídeo de presentación:** En él se presenta el sistema en conjunto, para ello se realizarán dos giros de 20 segundos cada uno sobre el eje Y en el que se visualizará el conjunto desde distintos ángulos. Dichos giros comenzarán a los 5 segundos de vídeo.

- **Vídeo de vista explosionada:** En él se realizará un explosionada y una contracción en las que no solo se mostrará todas las piezas del multiplicador, sino que también se podrá observar la secuencia de montaje de los componentes del multiplicador. Dicho vídeo constará de un explosionado que dure en total 48 segundos que comenzará a los 5 segundos, seguido de un giro de 20 segundos sobre el eje Y para ver la vista explosionada desde distintos ángulos. Por último, se realizará una contracción con una duración de 48 segundos.
- **Vídeo de movimiento:** En él se observará el movimiento que deberá tener el sistema multiplicador cuando se encuentre en funcionamiento. Para ello pondremos un motor rotatorio en el eje de entrada (eje 1) con una velocidad de rotación de 3 rpm. Se establecerá esta velocidad para poder visualizar adecuadamente el movimiento de todos los componentes ya que si se estableciese una velocidad de rotación de 30 rpm, que será la velocidad en el punto de diseño, debido a la alta relación de transmisión del multiplicador se alcanzarán velocidades de rotación excesivamente altas en algunas componentes, imposibilitando apreciar el movimiento de dichos componentes debido a las limitaciones del software. Además, se realizará un explosionado de duración 48 segundos para observar el movimiento de los componentes ocultos, y, tras 15 segundos, se realizará una contracción de 48 segundos.

8.5. Modificación de piezas para su impresión

Debido a que se realizará una maqueta en 3D del multiplicador obteniendo los componentes mediante una impresora 3D, se realizarán cambios en algunas piezas con el fin de optimizar el diseño y reducir la cantidad de material a utilizar o bien para garantizar el correcto funcionamiento del sistema en dicha maqueta.

8.5.1. Modificación del diseño de los engranajes

En este apartado se introducirán los cambios realizados en los engranajes conducidos, es decir, los engranajes 1, 3, 5 y 7. Se realizarán algunos cambios precisamente en dichos engranajes debido a que son los de mayor tamaño y, por lo tanto, la finalidad de las

modificaciones consistirá en reducir el material a utilizar en ellos, de tal modo que se no se ponga en riesgo la integridad de los mismos.

Para ello, los cambios que se realizarán serán:

- Una reducción en la sección del engranaje entre el cubo y el fondo del dentado.
- Un corte por extrusión eliminando material en la parte donde se ha reducido la sección, de tal modo que queden cuatro nervios que conecten el cubo con el fondo del chavetero.
- Redondeo de las aristas en la unión entre el nervio con el cubo y en la unión del nervio con el fondo del dentado.

Se debe garantizar que el espesor del fondo del dentado s_R en el diseño sea superior a 1,2 veces la altura total del diente h_t , de tal modo que no se debilite la base del diente durante el funcionamiento.

$$s_R \geq 1,2 \cdot h_t$$

En la siguiente tabla se recogen las dimensiones establecidas para cada engranaje de acuerdo a sus modificaciones:

Engranaje	1	3	5	7
Diámetro cubo (mm)	450	400	300	220
Espesor sección cub-cor (mm)	377	200	122	57
Diámetro corona (mm)	800	650	475	400
Anchura de nervio (mm)	150	100	100	80
Espesor fondo del dentado s_R (mm)	32,06	26,18	25,88	27,47
Espesor mínimo $1,2 \cdot h_t$ (mm)	22,99	22,99	17,24	14,37
Altura del diente h_t (mm)	19,16	19,16	14,37	11,97

Tabla 71: Dimensiones de las modificaciones en los engranajes.

En el apartado de plano se especificará más detalladamente las cotas y las dimensiones.

El diseño final de los engranajes será:

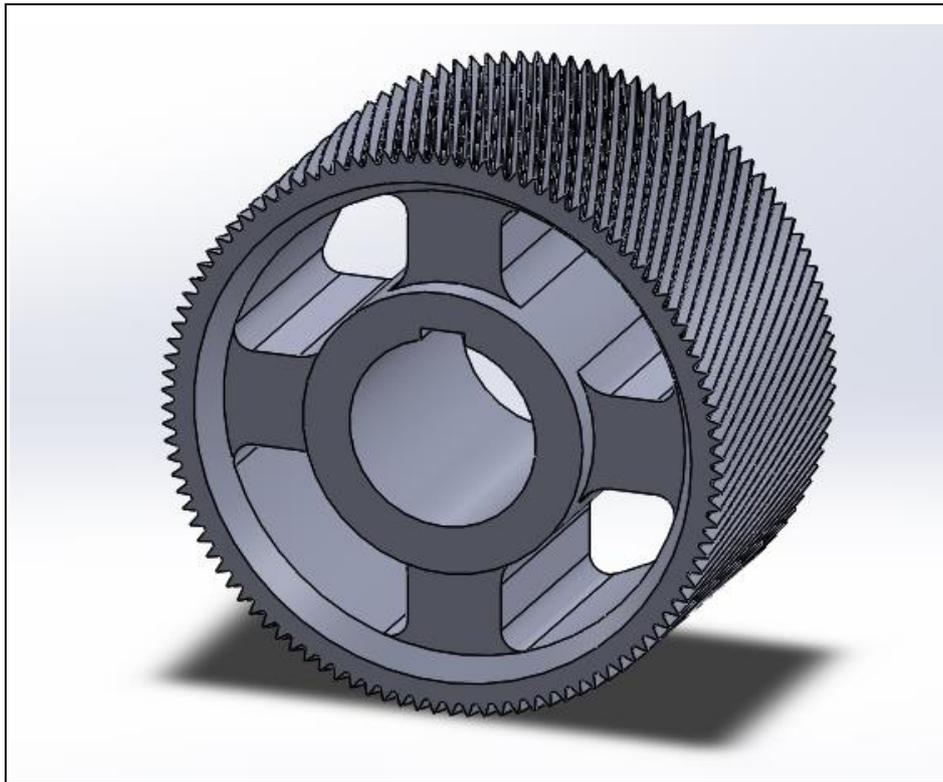


Figura 64: Modelo engranaje 1 modificado.

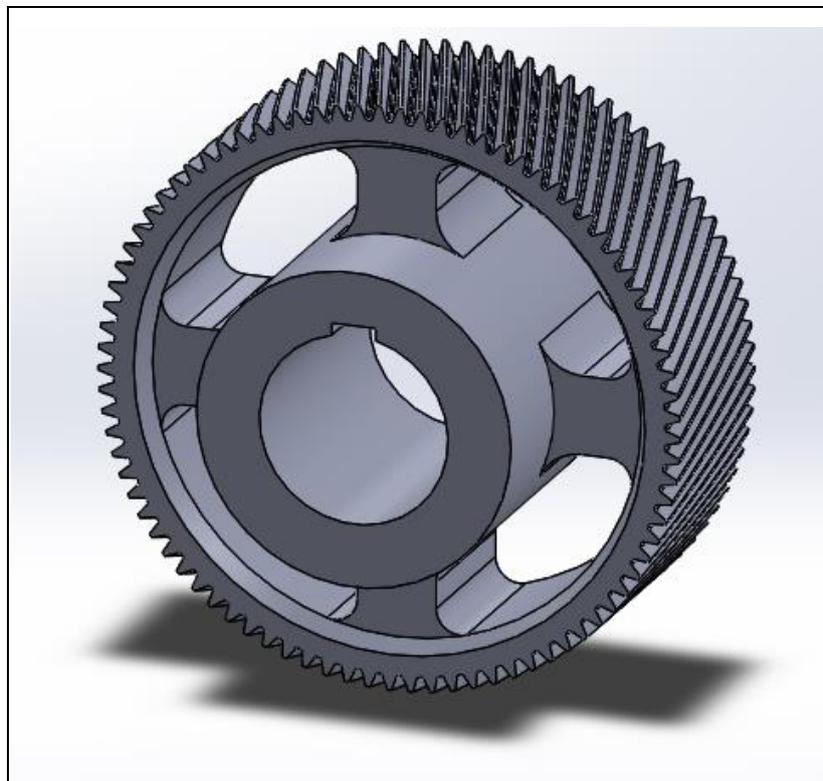


Figura 65: Modelo engranaje 3 modificado.

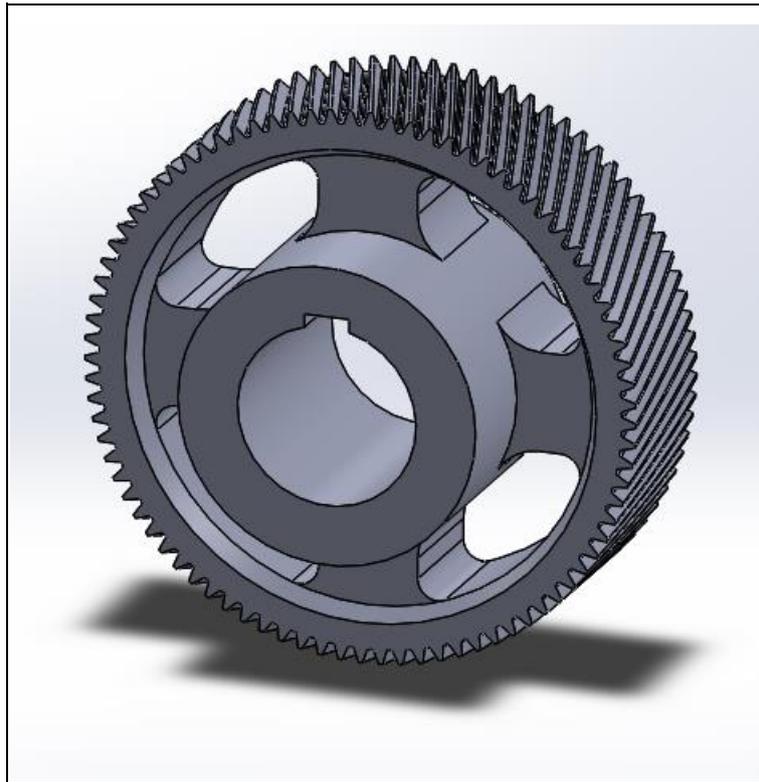


Figura 66: Modelo engranaje 5 modificado.

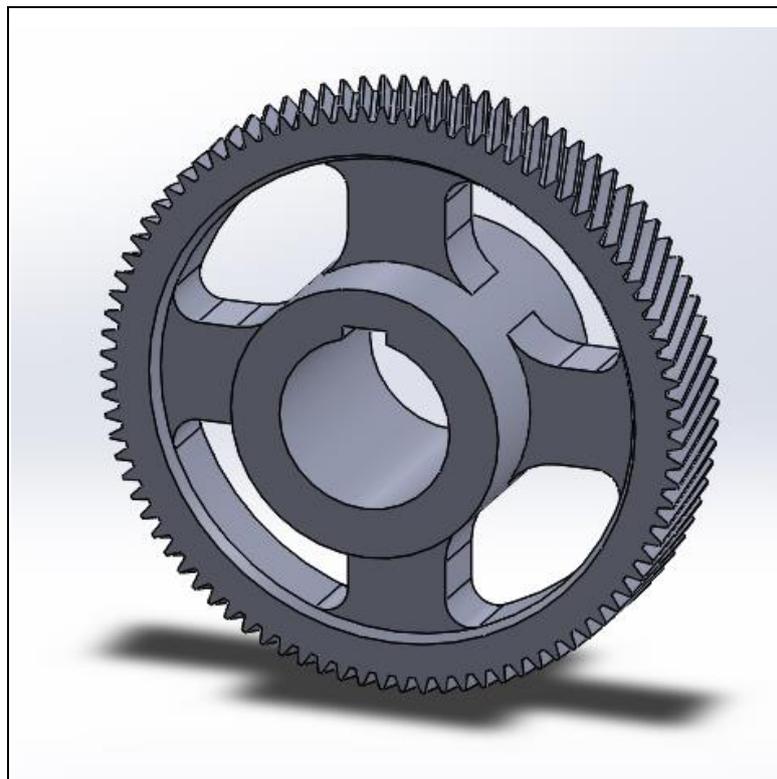


Figura 67: Modelo engranaje 7 modificado.

8.5.2. Modificación del diseño de la carcasa

Los cambios que se realizarán en la carcasa tendrán la finalidad de poder posicionar adecuadamente los elementos del multiplicador sobre ella. Para ello se dispondrá de diversos soportes, uno para cada rodamiento, de esta manera, los componentes internos del sistema multiplicador quedarán suspendidos en el aire. Además, dichos soportes servirán de guías que ayudarán a la hora del montaje de la maqueta.

El modelo de la carcasa quedará finalmente como:

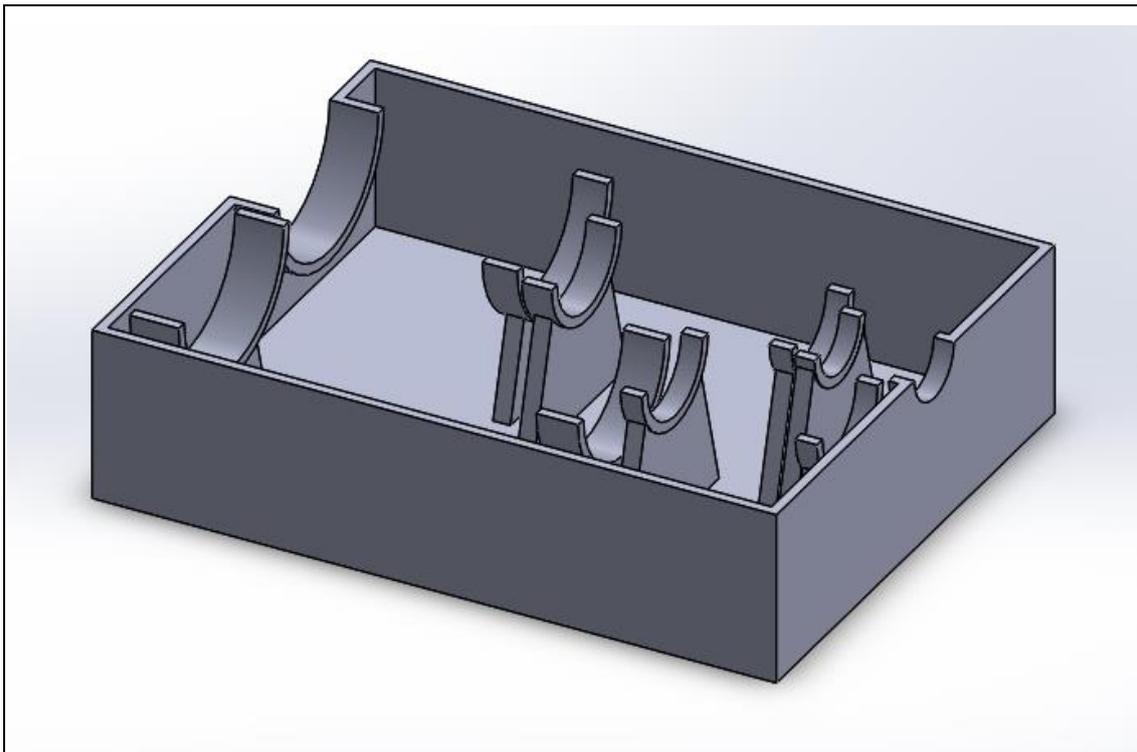


Figura 68: Modelo de la carcasa modificado.

9. Referencias y software

9.1. Referencias

- www.skf.com
- Diseño de ingeniería mecánica Shigley.
- Componentes de máquinas. Fátiga de alto ciclo. Problemas y ejercicios resueltos.
- Máquinas y Mecanismos.
- Apuntes de Diseño de máquinas I.
- Apuntes de Diseño de máquinas II.
- 2015 BP Energy Outlook.
- 2019 BP Energy Outlook.

9.2. Software

- Microsoft Office Excel
- Microsoft Office Word.
- Inkscape
- Autocad
- SolidWorks



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Grado de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

Anexos

Autor: **Javier Hernández Poveda**

Tutor: **Francisco José Rubio Montoya**

Curso 2019/2020

ÍNDICE DE ANEXOS

1. ANEXO 1: CHAVETAS	2
2. ANEXO 2: ANCHURA DE LOS ENGRANAJES	2
2.1. ETAPA 1.....	3
2.2. ETAPA 2.....	4
2.3. ETAPA 3.....	5
2.4. ETAPA 4.....	6
3. ANEXO 3: CÁLCULO DEL LÍMITE DE FATIGA REAL	7
3.1. FACTOR DE SUPERFICIE, K_A	7
3.2. FACTOR DE TAMAÑO, K_B	7
3.3. FACTOR DE TIPO DE CARGA, K_C	8
3.4. FACTOR DE TEMPERATURA, K_D	8
3.5. OTRAS INFLUENCIAS, K_E (CONFIABILIDAD).....	8
3.6. FACTOR DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA, K_F	8
3.7. LÍMITE DE FATIGA TEÓRICO DEL MATERIAL, S'_E	9
ANEXO 4: DIMENSIONES DE LOS RODAMIENTOS	10
ANEXO 5: VEHÍCULOS ALIMENTADOS SIMULTÁNEAMENTE POR CADA AEROGENERADOR	11

1. Anexo 1: Chavetas

La siguiente tabla muestra las dimensiones de las chavetas estandarizadas según la norma UNE 17102-1:1967. A pesar de que esta norma esté anulada, no hay ninguna que la sustituya, por eso se ha tenido en cuenta:

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero											
			Ancho b					Profundidad				Chaflán P_1		
			Nominal	Tolerancia				Eje h_1		Cubo h_2				
				Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia		
Libre		Normal		Ajustado										
más de	hasta		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9					Minimo	Máximo	
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2	+ 0,1	1	+ 0,1	0,08	0,16
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8		1,4		0,08	0,16
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5	0	1,8	0	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3		2,3		0,16	0,25
17	22	6 × 6	6					- 0,042	3,5	0	2,8	0	0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5	0	3,3	0	0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5	+ 0,2	3,8	+ 0,2	0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		- 0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	0	4,4	0	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9	0	5,4	0	0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10	0	6,4	0	0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12	+ 0,3	8,4	+ 0,3	0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,026	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15	0	10,4	0	0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	0	12,3	0	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20		12,4		1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22	0	14,4	0	1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28	0	17,4	0	2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

Tabla 1: Dimensiones de las chavetas estandarizadas según la norma UNE 17102-1:1967.

2. Anexo 2: Anchura de los engranajes

A continuación, se mostrarán las imágenes de la hoja de cálculo utilizada para la obtención de la anchura de los engranajes en cada etapa.

2.1. Etapa 1

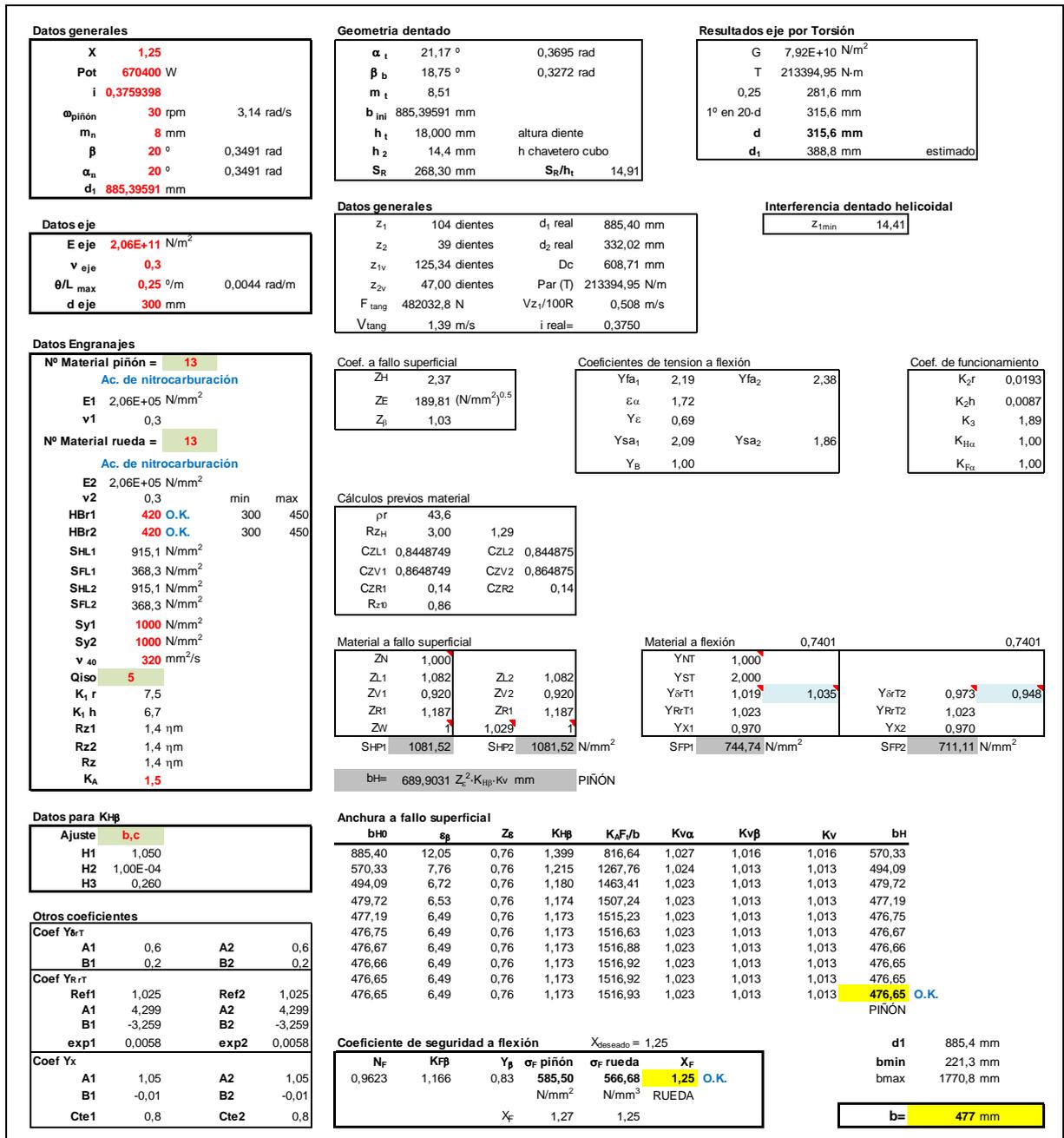


Figura 1: Resultados de anchura para la etapa 1.

3. Anexo 3: Cálculo del límite de fatiga real

El valor de S_e , necesario a la hora de aplicar el criterio de máxima tensión tangencial visto anteriormente, se estimará mediante la siguiente expresión:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e \frac{1}{K_f} S'_e$$

De la expresión anterior se puede observar que para obtener S_e será necesario conocer el valor de los factores de corrección. A continuación, se definirán dichos factores y sus respectivos valores.

3.1. Factor de superficie, K_a

Teniendo en cuenta que el eje es mecanizado, el valor de los coeficientes será **a = 4,51 (MPa)**, **b = -0,265**:

$$K_a = a(S_u)^b = 0,705$$

Proceso de Fabricación	a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Tabla 2: Valor de los coeficientes a y b en aceros en función del proceso de fabricación.

3.2. Factor de tamaño, K_b

Dado que los diámetros de nuestros ejes tendrán un valor superior a 51 mm, se utilizará la siguiente expresión para obtener el valor del factor:

$$K_b = 0,8559 - 0,000837 \cdot d \quad \text{Para } d > 51 \text{ mm}$$

3.3. Factor de tipo de carga, K_c

Se considerará que la carga es de flexión, por lo que el valor del coeficiente será:

$$K_c = 1$$

3.4. Factor de temperatura, K_d

La temperatura de trabajo del multiplicador se ha considerado 40°C aproximadamente, pero dado que la influencia de la temperatura para el cálculo a fatiga en nuestro caso se puede considerar despreciable, el valor del factor será:

$$K_d = 1$$

3.5. Otras influencias, K_e (Confiabilidad)

Para una confiabilidad del 99% se tiene:

$$K_e = 0,814$$

Confiabilidad	0,5	0,9	0,95	0,99	0,999
Factor de corrección	1	0,897	0,868	0,814	0,753

Tabla 3: Valor del factor de corrección K_c según la confiabilidad.

3.6. Factor de reducción del límite de fatiga, K_f

Para chaveteros se supondrá un valor del factor de:

$$K_f = 2$$

Para las reducciones de sección, se determinará el valor del factor con la siguiente expresión:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

El factor de sensibilidad de entalla q se obtendrá según la siguiente ecuación:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}}$$

Donde ρ es el radio de la entalla y α es una constante del material.

El valor de la constante del material α se puede calcular según la fórmula de Peterson:

$$\alpha = 0.025 \cdot \left(\frac{2070 \text{ MPa}}{S_u} \right)^{1,8} \text{ mm} = 0,078 \text{ mm}$$

El valor de del factor de concentrador de tensiones teórico K_t , se determinará con la gráfica.

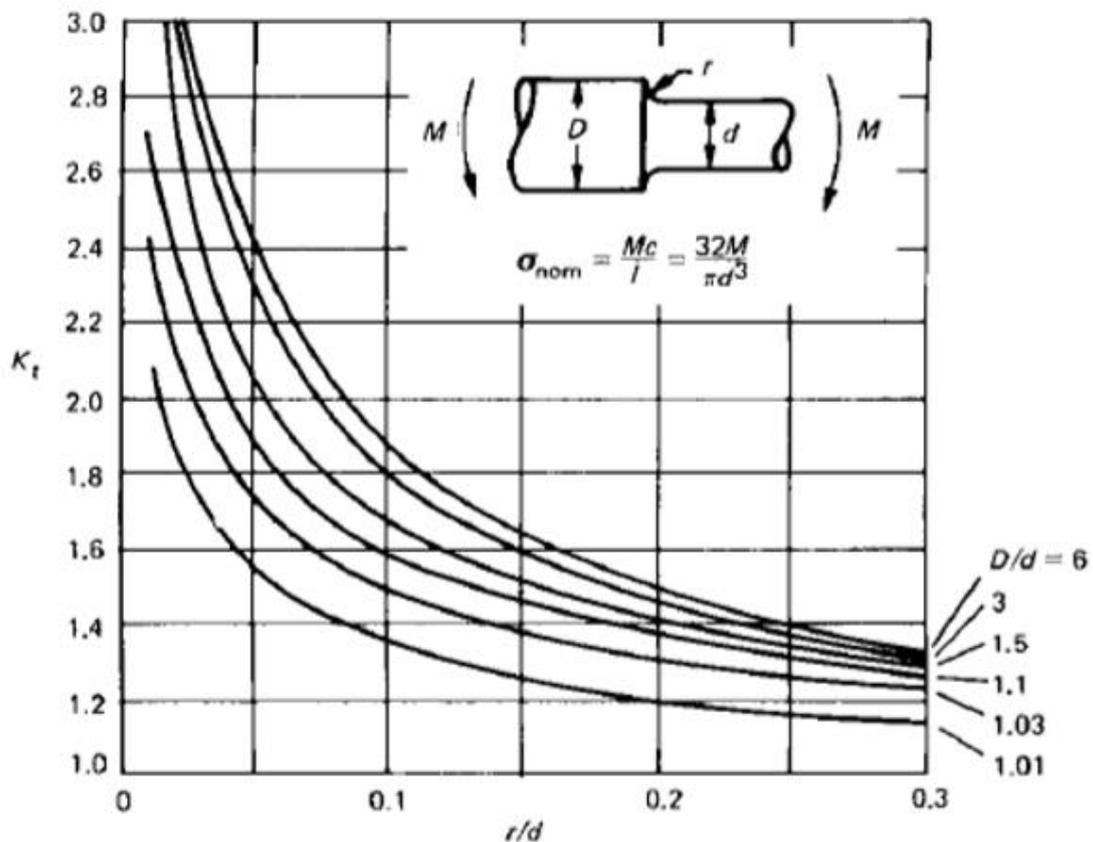


Figura 5: Gráfica para determinar el valor del factor de concentrador de tensiones teórico.

3.7. Límite de fatiga teórico del material, S'_e

Este límite se puede calcular como:

$$S'_e = 0.5 \cdot S_u = 550 \text{ MPa}$$

Anexo 4: Dimensiones de los rodamientos

En el siguiente anexo se determinan las dimensiones para los modelos de rodamientos utilizados en el sistema multiplicador.

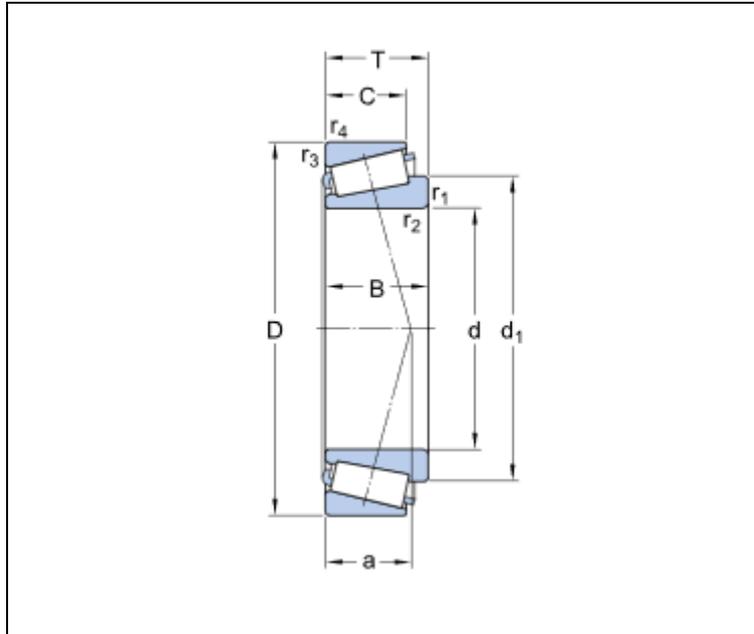


Figura 6: Diseño de rodamiento de una hilera de rodillos cónicos.

Modelo	d	D	T	d ₁	B	C	a
32260	300	540	149	412,8	140	115	126
32060 X	300	460	100	377,3	100	74	97
32248/PEX	240	440	127	346,3	120	100	105
32236	180	320	91	247,2	86	71	77,613
32036 X	180	280	64	230,2	64	48	59,091
30328	140	300	67,75	205,4	62	53	54,239
32224	120	215	61,5	164,37	58	50	51,2

Tabla 4: Valor numérico en milímetros de las dimensiones principales de los rodamientos utilizados en el multiplicador.

Anexo 5: Vehículos alimentados simultáneamente por cada aerogenerador

Los vehículos alimentados serán Volkswagen eGolf con las siguientes características:

Modelo	Potencia (kW)	Capacidad de la batería (kWh)	Tiempo de carga (h)	Autonomía (km)
Volkswagen eGolf	100	33	6	300

Tabla 5: Características de los vehículos eléctricos.

De modo que si un aerogenerador está trabajando en el punto ideal de funcionamiento para el cual aporta una potencia eléctrica de 600 kW:

$$P_c = \frac{C}{t_c} = \frac{33 \text{ kWh}}{6 \text{ h}} = 5,5 \text{ kW}$$

$$N_V = \frac{P_a}{P_c} = \frac{600 \text{ kW}}{5,5 \text{ kW}} = 109 \text{ vehículos}$$

De donde:

- N_V : Número máximo de vehículos que se pueden cargar simultáneamente con un único aerogenerador
- P_a : Potencia eléctrica generada por el aerogenerador
- P_c : Potencia eléctrica consumida por la batería durante el tiempo de carga.
- C : Capacidad de la batería.
- t_c : Tiempo de carga de la batería.

Se podrá alimentar simultáneamente **109 vehículos** por cada aerogenerador.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Grado de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

Planos

Autor: **Javier Hernández Poveda**

Tutor: **Francisco José Rubio Montoya**

Curso 2019/2020

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 01: Vista explosionada

Plano 02: Conjunto

Plano 03: Eje 1

Plano 04: Eje 2

Plano 05: Eje 3

Plano 06: Eje 4

Plano 07: Eje 5

Plano 08: Engranaje 1

Plano 09: Engranaje 2

Plano 10: Engranaje 3

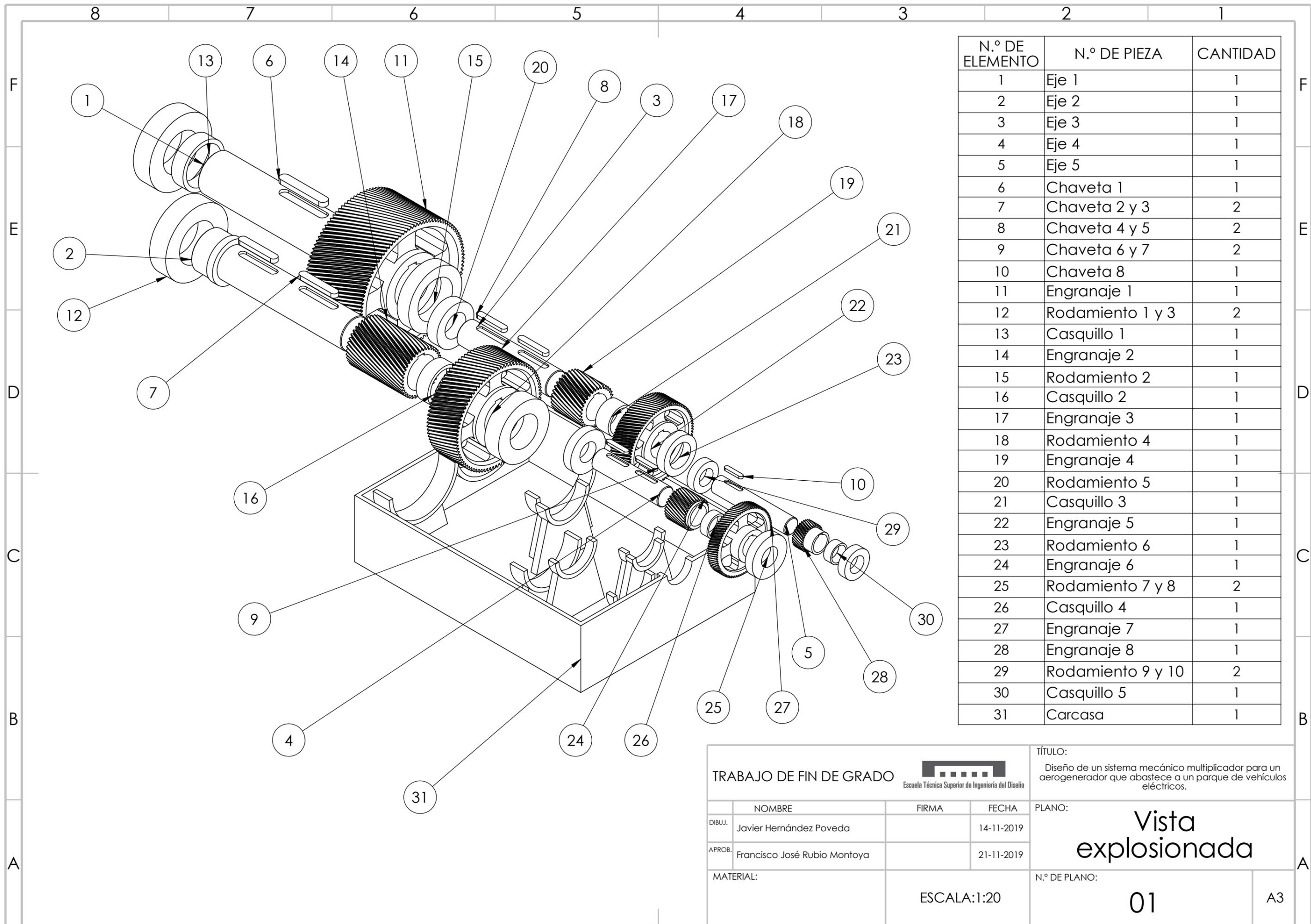
Plano 11: Engranaje 4

Plano 12: Engranaje 5

Plano 13: Engranaje 6

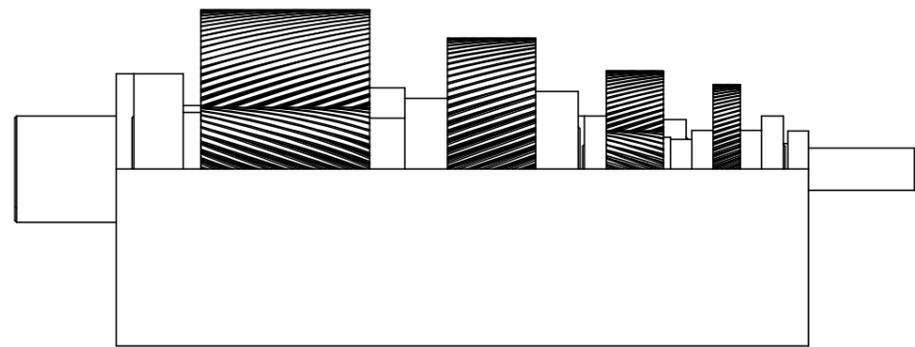
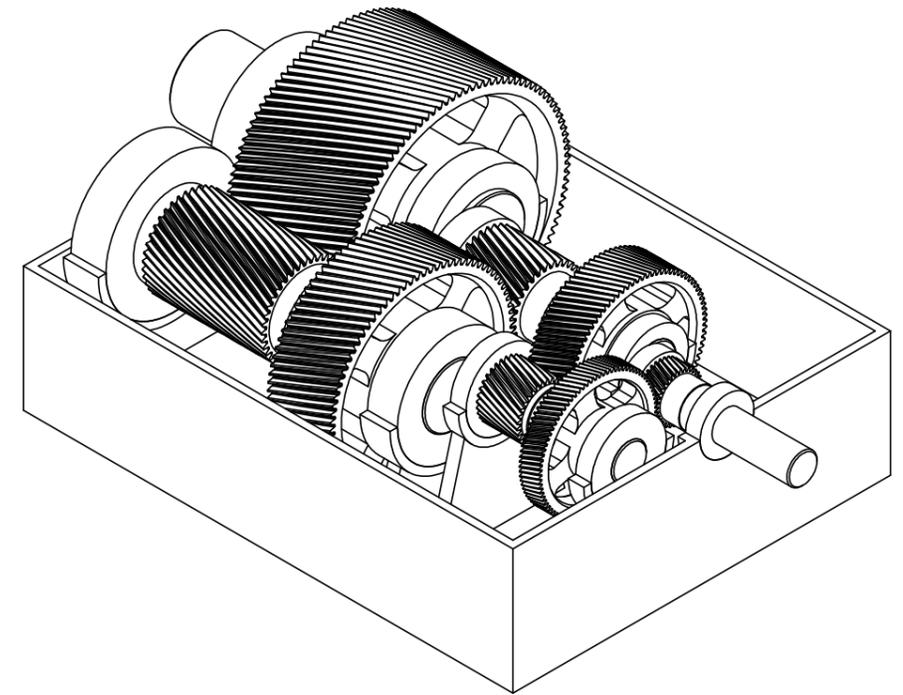
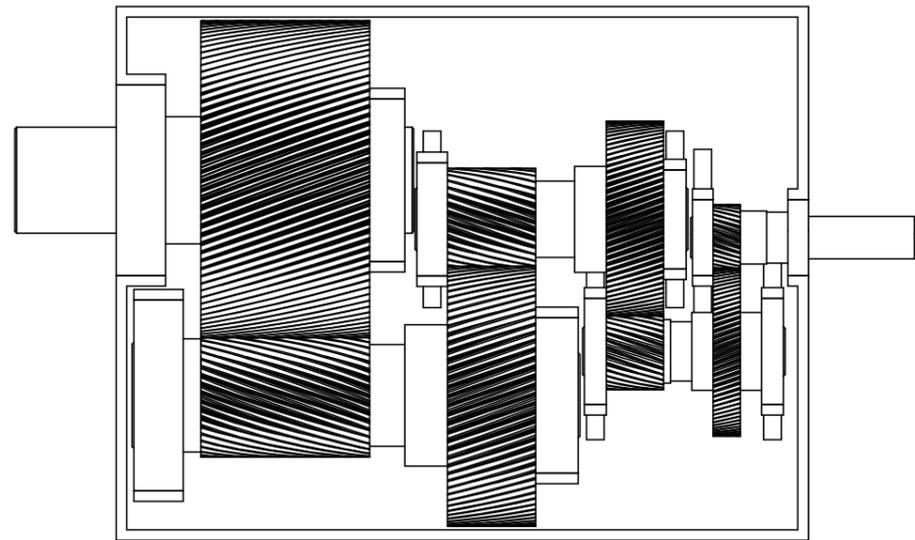
Plano 14: Engranaje 7

Plano 15: Engranaje 8

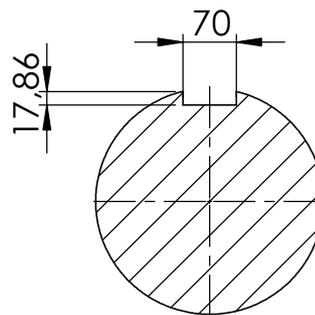
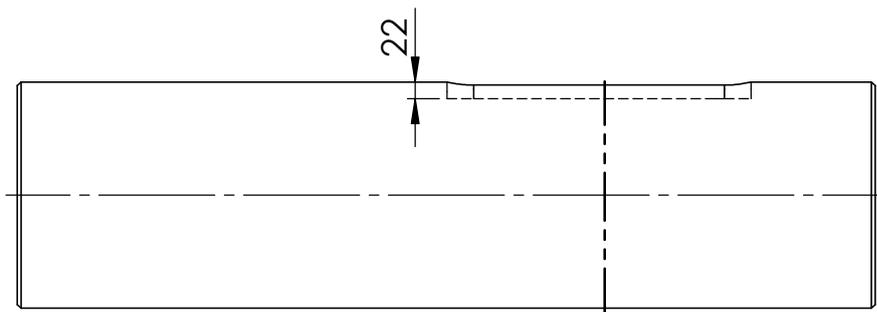
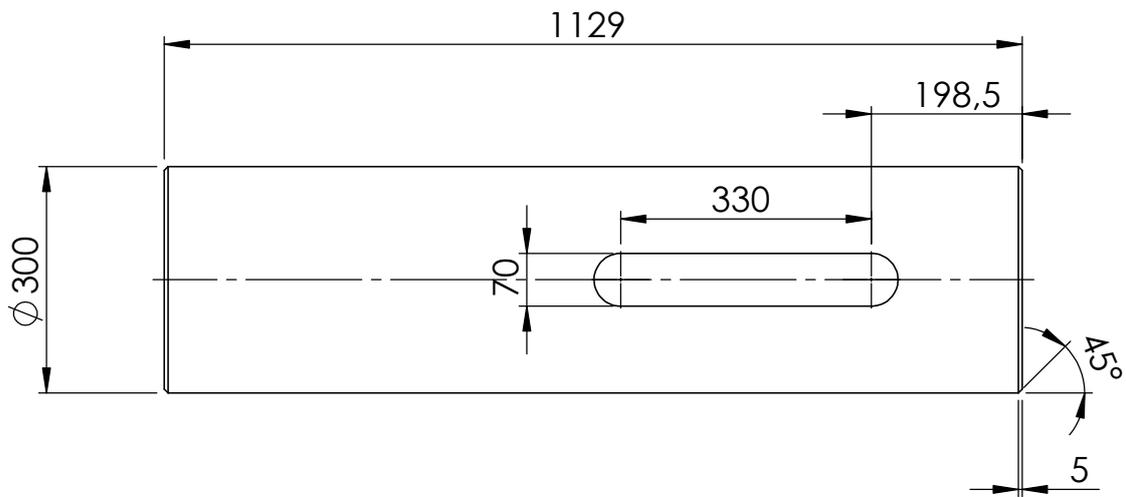


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Eje 1	1
2	Eje 2	1
3	Eje 3	1
4	Eje 4	1
5	Eje 5	1
6	Chaveta 1	1
7	Chaveta 2 y 3	2
8	Chaveta 4 y 5	2
9	Chaveta 6 y 7	2
10	Chaveta 8	1
11	Engranaje 1	1
12	Rodamiento 1 y 3	2
13	Casquillo 1	1
14	Engranaje 2	1
15	Rodamiento 2	1
16	Casquillo 2	1
17	Engranaje 3	1
18	Rodamiento 4	1
19	Engranaje 4	1
20	Rodamiento 5	1
21	Casquillo 3	1
22	Engranaje 5	1
23	Rodamiento 6	1
24	Engranaje 6	1
25	Rodamiento 7 y 8	2
26	Casquillo 4	1
27	Engranaje 7	1
28	Engranaje 8	1
29	Rodamiento 9 y 10	2
30	Casquillo 5	1
31	Carcasa	1

TRABAJO DE FIN DE GRADO <small>Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño</small>			TÍTULO: Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.		
NOMBRE Javier Hernández Poveda		FIRMA	FECHA 14-11-2019	PLANO: <h1 style="text-align: center;">Vista explosionada</h1>	
DIBUJ.		APROB. Francisco José Rubio Montoya	FECHA 21-11-2019		
MATERIAL:			ESCALA: 1:20		N.º DE PLANO: <h1 style="text-align: center;">01</h1>
				A3	



TRABAJO DE FIN DE GRADO 			TÍTULO: Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.		
NOMBRE Javier Hernández Poveda		FIRMA	FECHA 14-11-2019	PLANO: <h1 style="text-align: center;">Conjunto</h1>	
APROB. Francisco José Rubio Montoya			21-11-2019		
MATERIAL:		ESCALA:1:20		N.º DE PLANO: <h2 style="text-align: center;">02</h2>	
				A3	



TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:

Eje 1

MATERIAL:

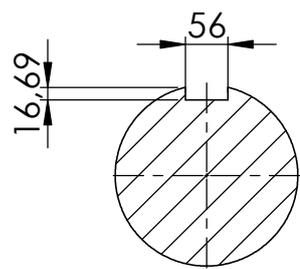
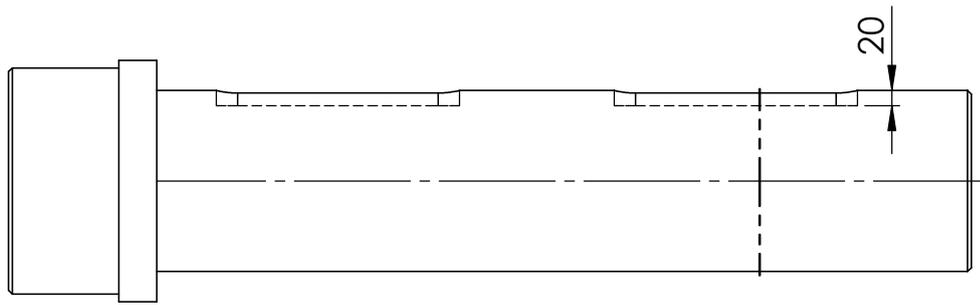
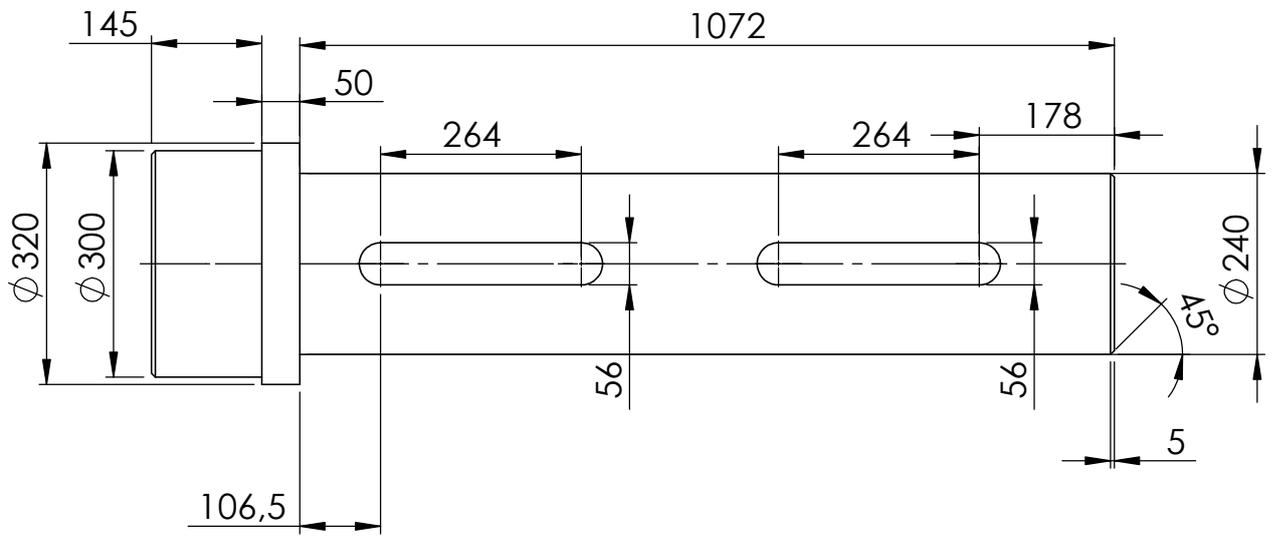
Acero 20MnCr5

ESCALA:1:10

N.º DE PLANO:

03

A4



TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:

Eje 2

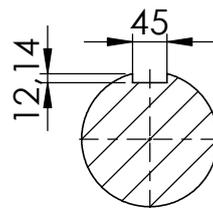
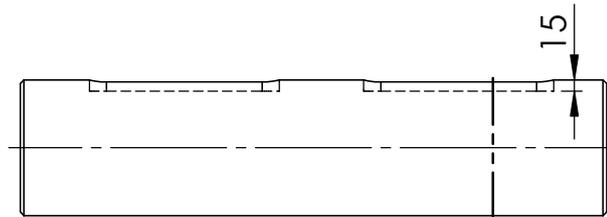
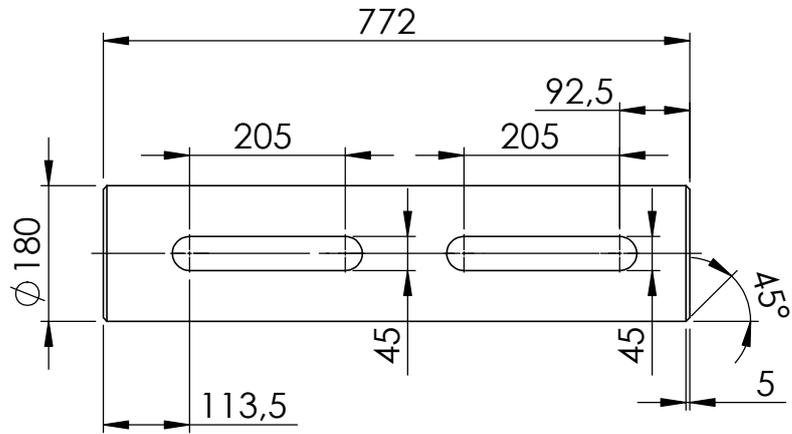
MATERIAL:
Acero 20MnCr5

ESCALA:1:10

N.º DE PLANO:

04

A4



TRABAJO DE FIN DE GRADO



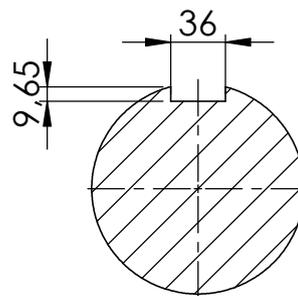
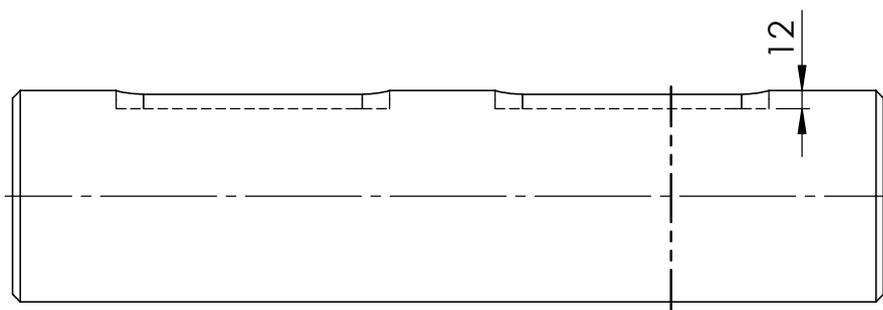
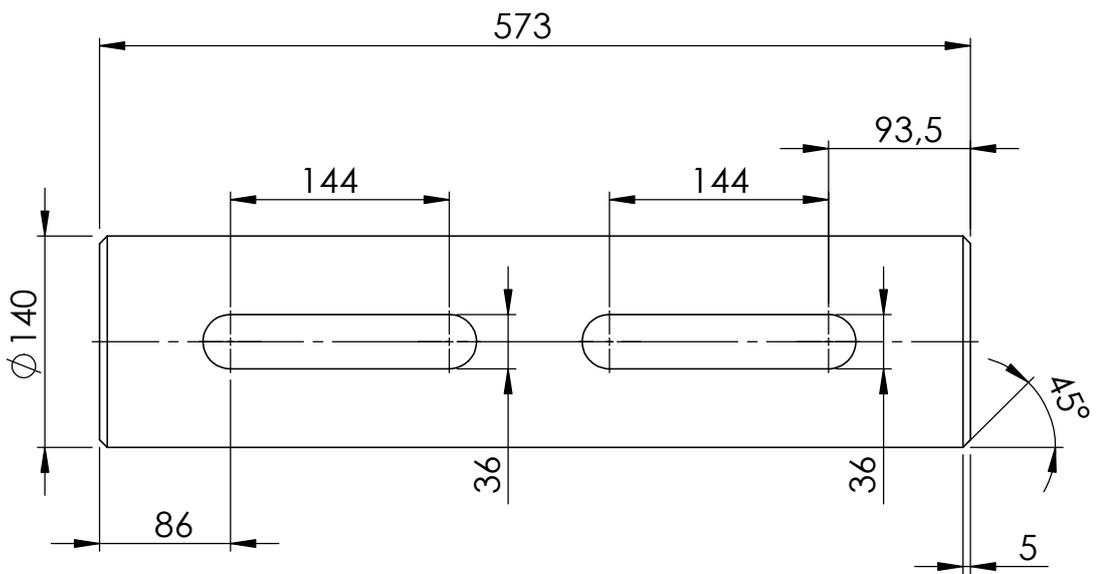
TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:
Eje 3

MATERIAL: Acero 20MnCr5	ESCALA:1:10	N.º DE PLANO: 05	A4
----------------------------	-------------	----------------------------	----



TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:

Eje 4

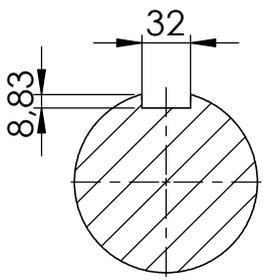
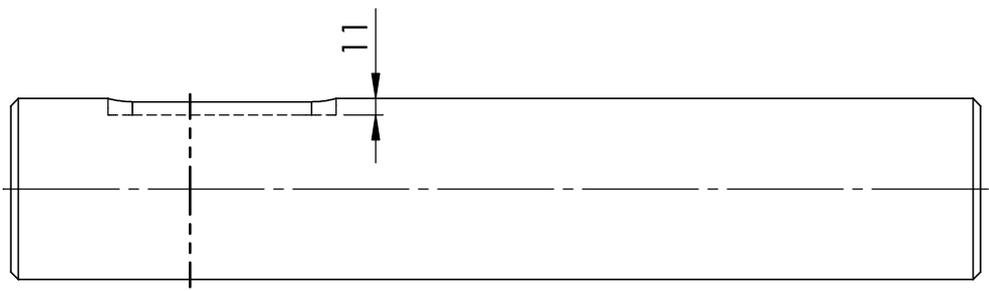
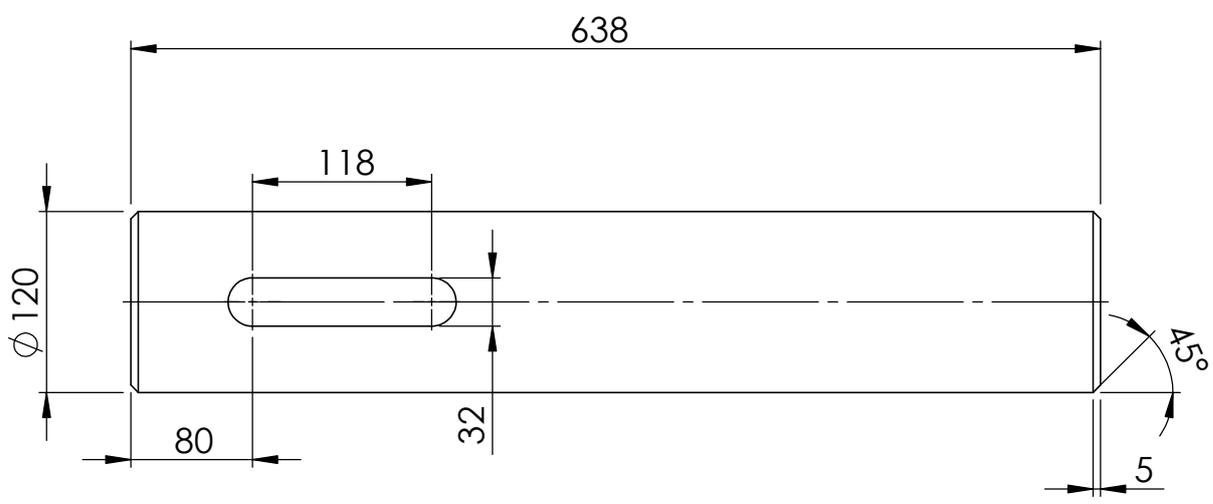
MATERIAL:
Acero 20MnCr5

ESCALA:1:5

N.º DE PLANO:

06

A4



TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:
Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

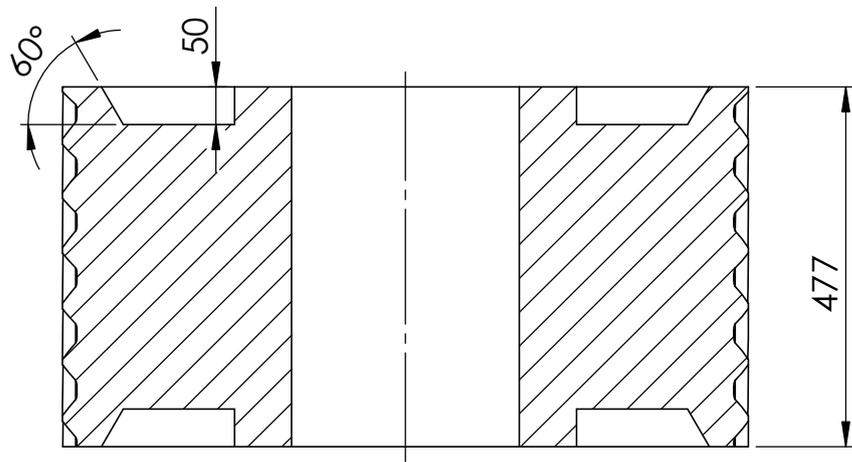
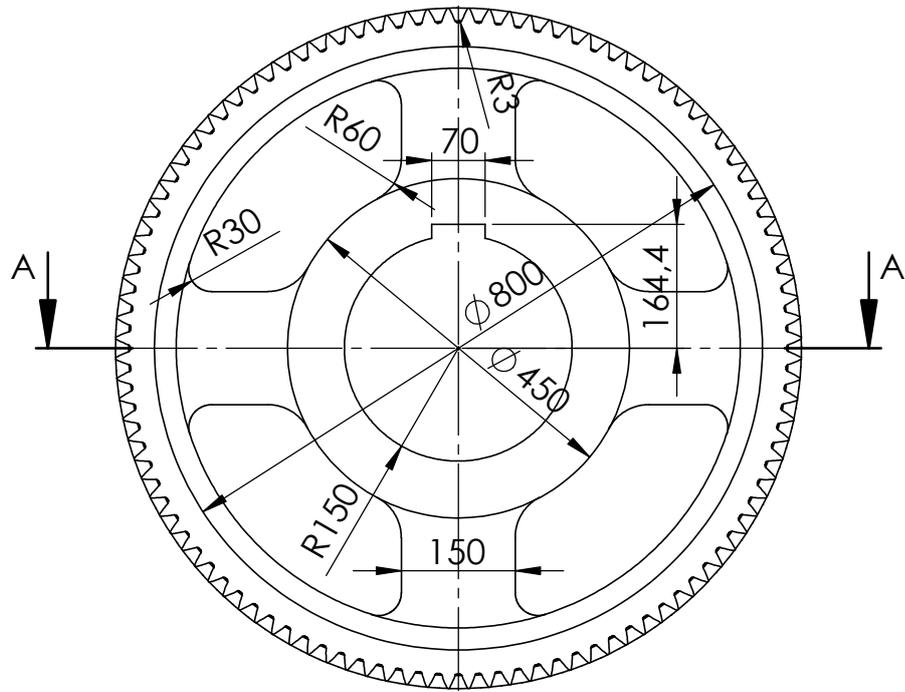
PLANO:
Eje 5

MATERIAL:
Acero 20MnCr5

ESCALA:1:5

N.º DE PLANO:
07

A4



SECCIÓN A-A

Diámetro primitivo	885,4
Módulo	8
Nº de dientes	104
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Adendo	2m
Dedendo	2,5m

TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:

Engranaje 1

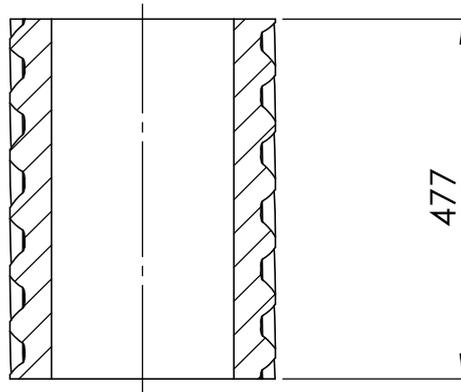
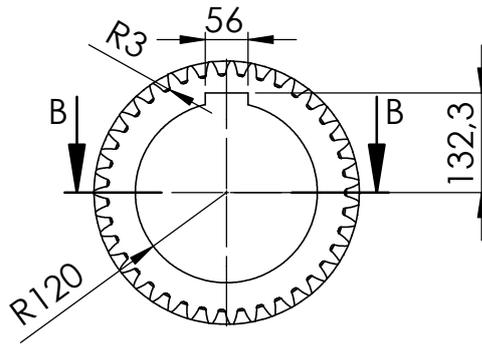
MATERIAL:
Acero de nitrocarburoción

ESCALA:1:10

N.º DE PLANO:

08

A4



SECCIÓN B-B

Diámetro primitivo	332,02
Módulo	8
Nº de dientes	39
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Adendo	2m
Dedendo	2,5m

TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:

Engranaje 2

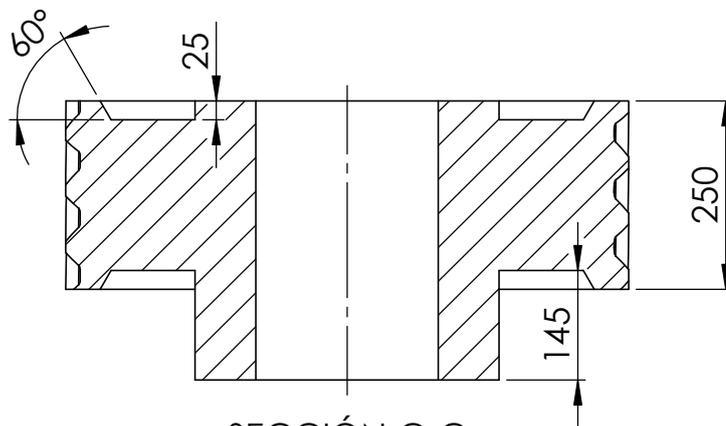
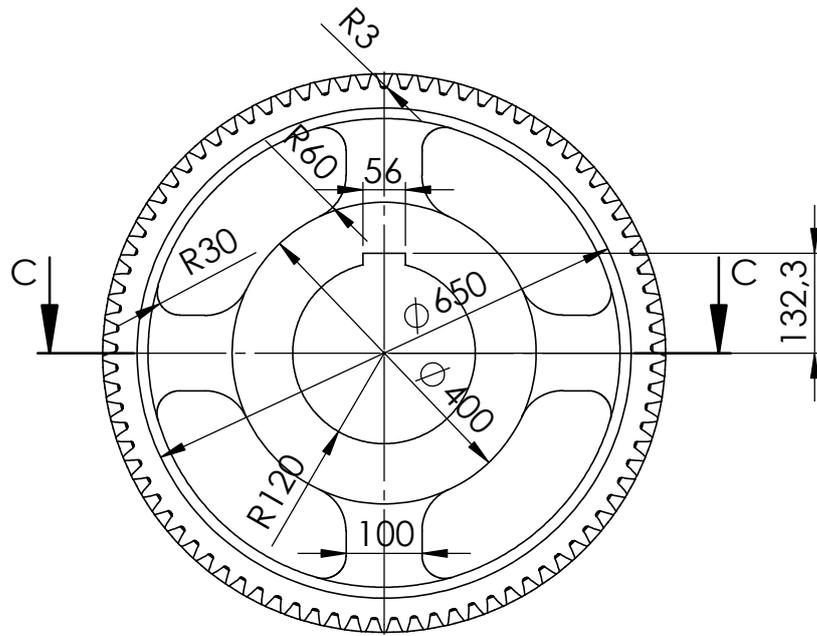
MATERIAL:
Acero de nitrocarburation

ESCALA:1:10

N.º DE PLANO:

09

A4



SECCIÓN C-C

Diámetro primitivo	723,64
Módulo	8
Nº de dientes	85
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Adendo	2m
Dedendo	2,5m

TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

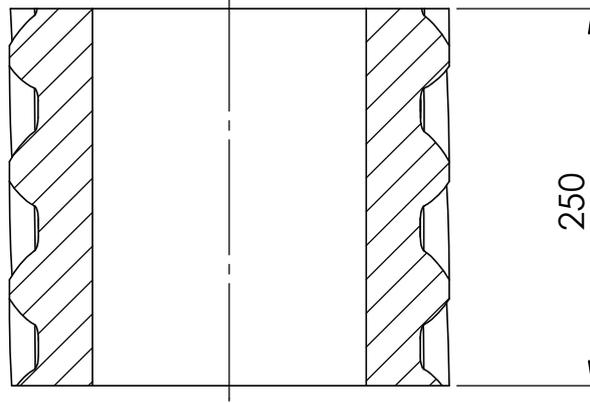
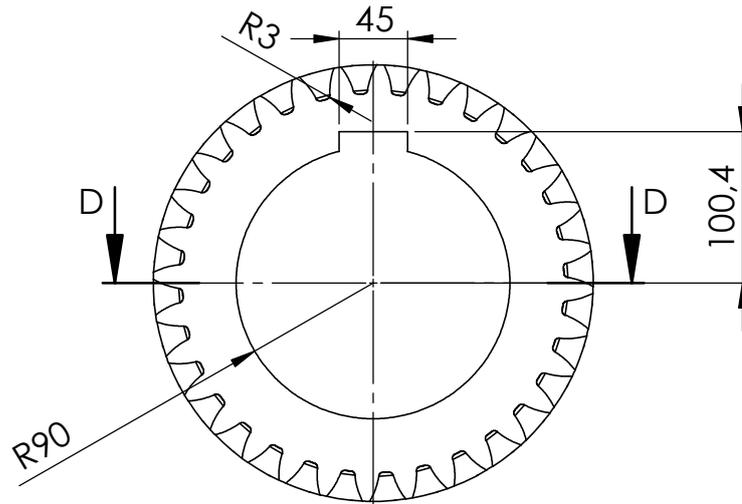
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:

Engranaje 3

MATERIAL: Acero de nitrocarburation	ESCALA:1:10
--	-------------

N.º DE PLANO: 10	A4
---------------------	----



SECCIÓN D-D

Diámetro primitivo	272,43
Módulo	8
Nº de dientes	32
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Adendo	2m
Dedendo	2,5m

TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

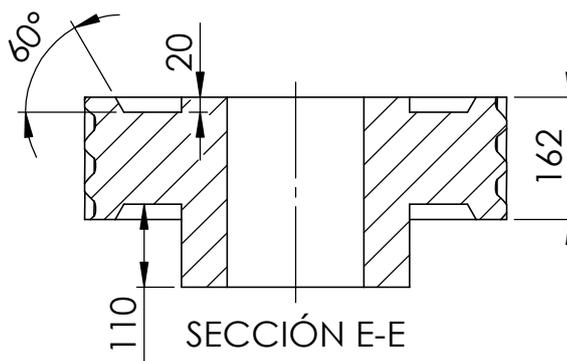
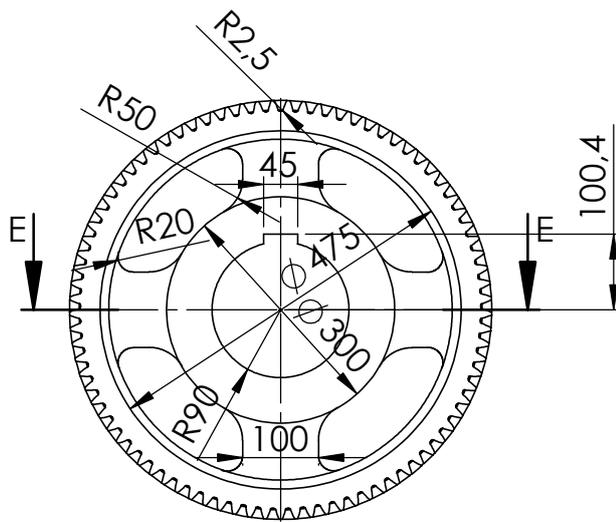
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:

Engranaje 4

MATERIAL: Acero de nitrocarburation	ESCALA:1:5
--	------------

N.º DE PLANO: 11	A4
---------------------	----



Diámetro primitivo	542,73
Módulo	6
Nº de dientes	85
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Adendo	2m
Dedendo	2,5m

TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:

Engranaje 5

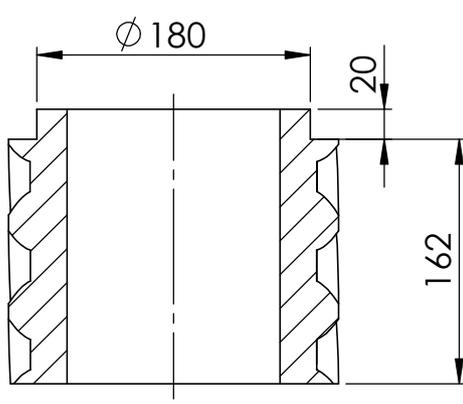
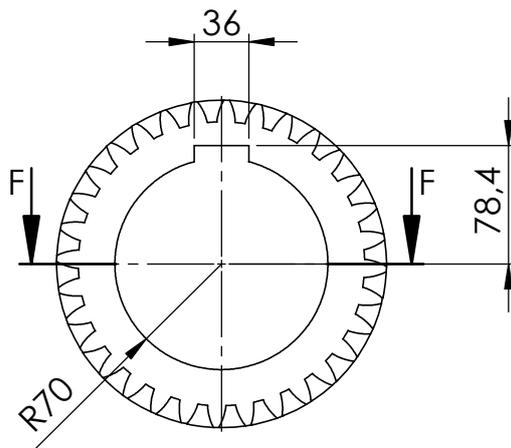
MATERIAL:
Acero de nitrocarburoción

ESCALA:1:10

N.º DE PLANO:

12

A4



SECCIÓN F-F

Diámetro primitivo	204,32
Módulo	6
Nº de dientes	32
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Adendo	2m
Dedendo	2,5m

TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:
Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

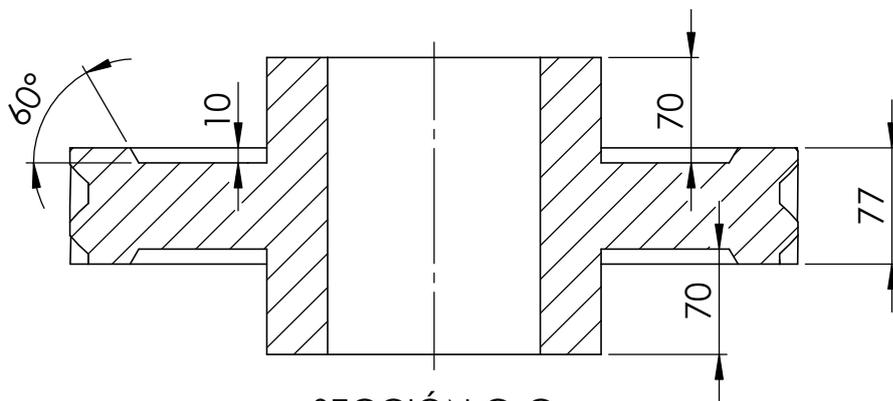
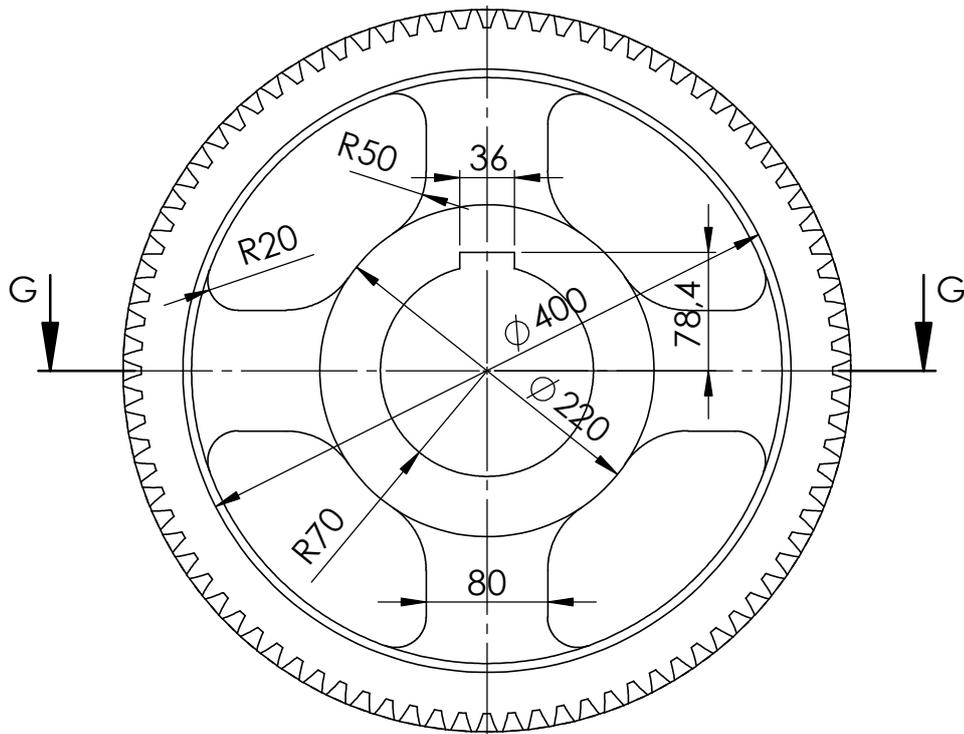
PLANO:
Engranaje 6

MATERIAL:
Acero de nitrocarburation

ESCALA:1:5

N.º DE PLANO:
13

A4



SECCIÓN G-G

Diámetro primitivo	468,24
Módulo	5
Nº de dientes	88
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Adendo	2m
Dedendo	2,5m

TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:

Engranaje 7

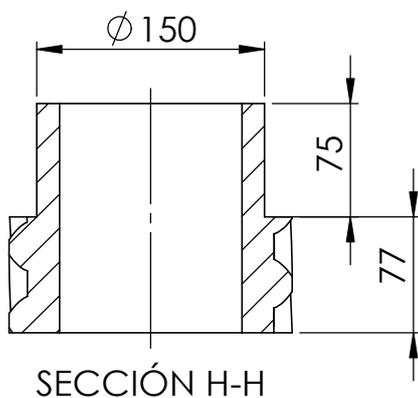
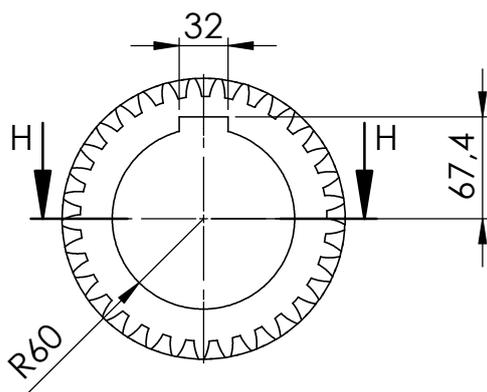
MATERIAL:
Acero de nitrocarburoción

ESCALA:1:5

N.º DE PLANO:

14

A4



Diámetro primitivo	175,59
Módulo	5
Nº de dientes	33
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Adendo	2m
Dedendo	2,5m

TRABAJO DE FIN DE GRADO



TÍTULO:

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Javier Hernández Poveda		14-11-2019
APROB.	Francisco José Rubio Montoya		21-11-2019

PLANO:

Engranaje 8

MATERIAL:
Acero de nitrocarburation

ESCALA:1:5

N.º DE PLANO:

15

A4



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Grado de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

Diseño de un sistema mecánico multiplicador para un aerogenerador que abastece a un parque de vehículos eléctricos.

Presupuesto

Autor: **Javier Hernández Poveda**

Tutor: **Francisco José Rubio Montoya**

Curso 2019/2020

ÍNDICE DE PRESUPUESTO

1. INTRODUCCIÓN	2
2. PRECIOS UNITARIOS	2
2.1. MATERIALES	3
2.2. MANO DE OBRA.....	3
2.3. MAQUINARIA	3
3. CANTIDADES DE MATERIAL	4
3.1. ELEMENTOS MECANIZADOS	4
3.1.1. Ejes	4
3.1.2. Engranajes	4
3.2. ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	5
3.3. LUBRICANTE	5
4. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTO	6
4.1. EJES	6
4.1.1. Eje 1	6
4.1.2. Eje 2	6
4.1.3. Eje 3	7
4.1.4. Eje 4	7
4.1.5. Eje 5	8
4.2. ENGRANAJES.....	8
4.2.1. Engranaje 1	8
4.2.2. Engranaje 2	9
4.2.3. Engranaje 3	9
4.2.4. Engranaje 4	9
4.2.5. Engranaje 5	10
4.2.6. Engranaje 6	10
4.2.7. Engranaje 7	10
4.2.8. Engranaje 8	11
4.3. LUBRICANTE	11
5. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	12
6. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA	12

1. Introducción

El presupuesto determina el coste económico del producto analizando todos los factores que intervienen en la ejecución del mismo. Para ello, determinaremos en primera instancia los precios unitarios para cada uno de dichos factores. Los factores se subdividirán en materiales, mano de obra y maquinaria.

A continuación, se realizará un cuadro de precios descompuestos con el cual se analizará por separado los distintos elementos que forman parte del multiplicador (Ejes, engranajes y lubricante), determinando el coste directo, el coste indirecto y el coste total de cada elemento. El coste indirecto se supondrá como un 3% del coste directo y el coste total como la suma del directo y el indirecto.

Finalmente, se realizará la suma total de los costes finales de los elementos para determinar el presupuesto de ejecución material al que se le aplicarán los gastos generales, beneficio industrial y posteriormente el IVA, para obtener el presupuesto de ejecución por contrata el cual será el coste final del producto.

2. Precios unitarios

En este apartado estableceremos los precios unitarios, es decir, los precios por unidad de medida de cada factor. La unidad de medición dependerá del tipo de factor que se esté considerando.

2.1. Materiales

Material	Precio unitario	
Acero de nitrocarburo (Engranajes)	6,2	€/kg
Acero 20MnCr5 (Ejes)	4,66	€/kg
Chaveta eje 1	4,5	€/ud
Chaveta eje 2	4	€/ud
Chaveta eje 3	3,5	€/ud
Chaveta eje 4	3	€/ud
Chaveta eje 5	2,5	€/ud
Rodamiento SKF 32260	3018,45	€/ud
Rodamiento SKF 32060 X	2714,46	€/ud
Rodamiento SKF 32248/PEX	2519,53	€/ud
Rodamiento SKF 32236	2227,85	€/ud
Rodamiento SKF 32036 X	2155,42	€/ud
Rodamiento SKF 30328	1518,34	€/ud
Rodamiento SKF 32224	1051,86	€/ud
Casquillo eje 1	20	€/ud
Casquillo eje 2	20	€/ud
Casquillo eje 3	20	€/ud
Casquillo eje 4	12	€/ud
Casquillo eje 5	12	€/ud
Lubricante VG 320	10,78	€/l

2.2. Mano de obra

Mano de obra	Precio unitario	
Oficial 1ª	10	€/h
Peón	9	€/h

2.3. Maquinaria

Maquinaria	Precio unitario	
Fresadora	30	€/h
Torno	30	€/h
Rectificadora	60	€/h

3. Cantidades de material

3.1. Elementos mecanizados

Las dimensiones establecidas en las tablas siguientes son de los cilindros que se mecanizarán posteriormente para obtener los ejes y engranajes finales deseados.

3.1.1. Ejes

	Cantidad	Unidad	Dimensiones (mm)
Eje 1	638,12	kg	Ø300x1150
Eje 2	808,11	kg	Ø320x1280
Eje 3	155,81	kg	Ø180x780
Eje 4	70,09	kg	Ø140x580
Eje 5	57,71	kg	Ø120x650

3.1.2. Engranajes

	Cantidad	Unidad	Dimensiones (mm)
Engranaje 1	2504,82	kg	Ø920x480
Engranaje 2	362,52	kg	Ø350x480
Engranaje 3	867,01	kg	Ø750x250
Engranaje 4	138,72	kg	Ø300x250
Engranaje 5	348,02	kg	Ø560x180
Engranaje 6	53,71	kg	Ø220x180
Engranaje 7	113,64	kg	Ø480x80
Engranaje 8	19,73	kg	Ø200x80

3.2. Elementos normalizados

	Cantidad	Unidad
Chaveta eje 1	1	ud
Chaveta eje 2	2	ud
Chaveta eje 3	2	ud
Chaveta eje 4	2	ud
Chaveta eje 5	1	ud
Rodamiento SKF 32260	2	ud
Rodamiento SKF 32060 X	1	ud
Rodamiento SKF 32248/PEX	1	ud
Rodamiento SKF 32236	1	ud
Rodamiento SKF 32036 X	1	ud
Rodamiento SKF 30328	2	ud
Rodamiento SKF 32224	2	ud
Casquillo eje 1	1	ud
Casquillo eje 2	1	ud
Casquillo eje 3	1	ud
Casquillo eje 4	1	ud
Casquillo eje 5	1	ud

3.3. Lubricante

	Cantidad	Unidad
Lubricante VG 320	22	l

4. Cuadro de precios descompuesto

4.1. Ejes

4.1.1. Eje 1

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero 20MnCr5	kg	638,12	4,66	2973,62
Chaveta eje 1	ud	1	4,5	4,50
Rodamiento SKF 32260	ud	1	3018,45	3018,45
Rodamiento SKF 32060 X	ud	1	2714,46	2714,46
Oficial 1ª	h	4,8	10	48,00
Fresadora	h	0,5	30	15,00
Torno	h	3	30	90,00
Rectificadora	h	0,3	60	18,00
			Costes directos	8882,03
			Costes indirectos	266,46
			Coste total	9148,49

4.1.2. Eje 2

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero 20MnCr5	kg	808,11	4,66	3765,78
Chaveta eje 2	ud	2	4	8,00
Rodamiento SKF 32260	ud	1	3018,45	3018,45
Rodamiento SKF 32248/PEX	ud	1	2519,53	2519,53
Oficial 1ª	h	6,1	10	61,00
Fresadora	h	0,8	30	24,00
Torno	h	4	30	120,00
Rectificadora	h	0,3	60	18,00
			Costes directos	9534,76
			Costes indirectos	286,04
			Coste total	9820,81

4.1.3.Eje 3

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero 20MnCr5	kg	155,81	4,66	726,08
Chaveta eje 3	ud	2	3,5	7,00
Rodamiento SKF 332236	ud	1	2227,85	2227,85
Rodamiento SKF 32036 X	ud	1	2155,42	2155,42
Oficial 1ª	h	5,1	10	51,00
Fresadora	h	0,8	30	24,00
Torno	h	3	30	90,00
Rectificadora	h	0,3	60	18,00
Costes directos				5299,35
Costes indirectos				158,98
Coste total				5458,33

4.1.4.Eje 4

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero 20MnCr5	kg	70,09	4,66	326,61
Chaveta eje 4	ud	2	3	6,00
Rodamiento SKF 30328	ud	1	1518,34	1518,34
Rodamiento SKF 30328	ud	1	1518,34	1518,34
Oficial 1ª	h	5,1	10	51,00
Fresadora	h	0,8	30	24,00
Torno	h	3	30	90,00
Rectificadora	h	0,3	60	18,00
Costes directos				3552,29
Costes indirectos				106,57
Coste total				3658,86

4.1.5.Eje 5

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero 20MnCr5	kg	57,71	4,66	268,92
Chaveta eje 5	ud	1	2,5	2,50
Rodamiento SKF 32224	ud	1	1051,86	1051,86
Rodamiento SKF 32224	ud	1	1051,86	1051,86
Oficial 1ª	h	4,8	10	48,00
Fresadora	h	0,5	30	15,00
Torno	h	3	30	90,00
Rectificadora	h	0,3	60	18,00
Costes directos				2546,14
Costes indirectos				76,38
Coste total				2622,52

4.2. Engranajes

4.2.1.Engranaje 1

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero de nitrocarburo	kg	2504,82	6,2	15529,88
Oficial 1ª	h	6,4	10	64,00
Fresadora	h	4	30	120,00
Torno	h	1	30	30,00
Rectificadora	h	0,4	60	24,00
Costes directos				15767,88
Costes indirectos				473,04
Coste total				16240,92

4.2.2.Engranaje 2

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero de nitrocarburation	kg	362,52	6,2	2247,65
Oficial 1ª	h	5,2	10	52,00
Fresadora	h	3	30	90,00
Torno	h	1	30	30,00
Rectificadora	h	0,2	60	12,00
Costes directos				2431,65
Costes indirectos				72,95
Coste total				2504,60

4.2.3.Engranaje 3

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero de nitrocarburation	kg	867,01	6,2	5375,44
Oficial 1ª	h	6,4	10	64,00
Fresadora	h	4	30	120,00
Torno	h	1	30	30,00
Rectificadora	h	0,4	60	24,00
Costes directos				5613,44
Costes indirectos				168,40
Coste total				5781,84

4.2.4.Engranaje 4

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero de nitrocarburation	kg	138,72	6,2	860,07
Oficial 1ª	h	5,2	10	52,00
Fresadora	h	3	30	90,00
Torno	h	1	30	30,00
Rectificadora	h	0,2	60	12,00
Costes directos				1044,07
Costes indirectos				31,32
Coste total				1075,39

4.2.5. Engranaje 5

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero de nitrocarburoación	kg	348,02	6,2	2157,74
Oficial 1ª	h	6,4	10	64,00
Fresadora	h	4	30	120,00
Torno	h	1	30	30,00
Rectificadora	h	0,4	60	24,00
Costes directos				2395,74
Costes indirectos				71,87
Coste total				2467,62

4.2.6. Engranaje 6

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero de nitrocarburoación	kg	53,71	6,2	333,02
Oficial 1ª	h	5,2	10	52,00
Fresadora	h	3	30	90,00
Torno	h	1	30	30,00
Rectificadora	h	0,2	60	12,00
Costes directos				517,02
Costes indirectos				15,51
Coste total				532,53

4.2.7. Engranaje 7

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero de nitrocarburoación	kg	113,64	6,2	704,57
Oficial 1ª	h	6,4	10	64,00
Fresadora	h	4	30	120,00
Torno	h	1	30	30,00
Rectificadora	h	0,4	60	24,00
Costes directos				942,57
Costes indirectos				28,28
Coste total				970,85

4.2.8. Engranaje 8

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Acero de nitrocarburation	kg	19,73	6,2	122,32
Oficial 1ª	h	5,2	10	52,00
Fresadora	h	3	30	90,00
Torno	h	1	30	30,00
Rectificadora	h	0,2	60	12,00
			Costes directos	306,32
			Costes indirectos	9,19
			Coste total	315,51

4.3. Lubricante

	Unidades	Cantidad	Precio unitario	Total (€)
Lubricante VG 320	l	22	10,78	237,16
			Costes directos	237,16
			Costes indirectos	7,11
			Coste total	244,27

5. Presupuesto de ejecución material

	Importe (€)
Eje 1	9148,49
Eje 2	9820,81
Eje 3	5458,33
Eje 4	3658,86
Eje 5	2622,52
Engranaje 1	16240,92
Engranaje 2	2504,60
Engranaje 3	5781,84
Engranaje 4	1075,39
Engranaje 5	2467,62
Engranaje 6	532,53
Engranaje 7	970,85
Engranaje 8	315,51
Lubricante	244,27
Montaje (Peón 5 h)	45,00
Presupuesto de ejecución material	60887,54

6. Presupuesto de ejecución por contrata

	Importe (€)
Presupuesto de ejecución material	60887,54
Gastos generales (15%)	9133,13
Beneficio industrial (6%)	3653,25
Suma	73673,92
IVA (21%)	15471,52
Presupuesto de ejecución por contrata	89145,44

El cote final del multiplicador para un aerogenerador será **89145,44** euros.