



**Universidad  
de La Laguna**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

***Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica***

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

**DISEÑO DE CAJA REDUCTORA CON SALIDA A 90° Y  
FRENO DE PROTECCIÓN**

**Autor:**

Jorge Luis Romero Romero

**Tutores:**

Carmelo Militello Militello

Viana Lida Guadalupe

Septiembre, 2019





**Universidad  
de La Laguna**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

***Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica***

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**DISEÑO DE CAJA REDUCTORA CON SALIDA A 90° Y  
FRENO DE PROTECCIÓN**

**ÍNDICE GENERAL**

**Autor:**

Jorge Luis Romero Romero

**Tutores:**

Carmelo Militello Militello

Viana Lida Guadalupe

Septiembre, 2019







## Índice General - Memoria

0. Hoja de identificación.....	4
1. Object .....	5
2. Alcance.....	6
3. Antecedentes.....	6
4. Normas y referencias.....	6
4.1. Normativa aplicada .....	6
4.2. Bibliografía .....	7
4.3. Herramientas informáticas .....	7
5. Requisitos de diseño.....	7
6. Análisis de soluciones .....	8
6.1. Sistemas de transmisión .....	8
6.2. Transmisión por engranaje .....	8
6.3. Tipos de engranes.....	10
7. Análisis de la solución.....	11
8. Resultado final.....	11
8.1. Engranés.....	11
8.2. Árboles .....	14
8.3. Rodamientos .....	17
8.4. Anillos de retención .....	19
8.5. Carcasa .....	19
8.6. Retenes radiales.....	22
8.7. Acoplamientos.....	22
8.8. Chavetas y chaveteros.....	23
8.9. Lubricante.....	24
8.10. Freno.....	24
8.11. Soporte de frenos.....	25
8.12. Ficha técnica de la reductora.....	26
9. Orden de prioridad de los documentos del proyecto.....	26



## Índice General - Anexo I: Cálculos

1. Engranajes .....	4
1.1. Parámetros de los engranajes.....	4
1.2. Esfuerzos de flexión .....	6
1.3. Esfuerzos superficiales .....	9
1.4. Resistencia a la fatiga por flexión.....	11
1.5. Resistencia a la fatiga superficial .....	13
1.6. Factores de seguridad .....	14
2. Árboles.....	15
3. Ajustes .....	25
3.1. Ajuste de interferencia entre el eje y los engranes .....	25
3.2. Ajuste de rodamientos para árboles y carcasa .....	27
3.3. Ajuste de otros elementos .....	29
4. Chavetas paralelas.....	29
5. Rodamientos.....	30
5.1. Determinación de vida útil.....	30
5.2. Comprobación de desviación angular .....	32
6. Acoplamiento flexible.....	33
6.1. Selección del modelo .....	33
7. Carcasa.....	35
7.1. Comprobación de las uniones por perno.....	35
8. Lubricante .....	37



## Índice General - Anexo II: Catálogos

1. Catálogo KHK: Ruedas dentadas.....	4
1.1. Ruedas dentadas cilíndricas de dientes rectos .....	4
1.2. Ruedas dentadas espirocónicas .....	6
2. Catálogo SKF: Rodamientos.....	8
2.1. Modelo 6205 ETN9.....	8
2.2. Modelo 6409 .....	9
2.3. Modelo HK 2520.....	10
3. Catálogo Rotor Clip: Anillos de retención.....	11
3.1. Modelo DSR-25.....	11
4. Catálogo Grupo Oria: Acoplamientos.....	12
4.1. Modelo Serie 1 Mod. 1 22-1.....	12
5. Catálogo Opac Components: Chavetas paralelas.....	13
5.1. Modelos DIN 6885 B 8x7 y 14x9 .....	13
6. Catálogo Pattex: Sustituto de juntas .....	14
6.1. Pattex Nural 28 (Naranja) .....	14
7. Catálogo Repsol: Lubricante .....	15
7.1. Repsol Super Tauro 320 .....	15
8. Catálogo Eles+Ganter: Tapones de lubricante .....	17
8.1. Modelo DIN 908 -ST-M20x1,5-A .....	17
9. Catálogo Ringspann: Freno.....	19
9.1. Disco de freno de 250 mm de diámetro .....	19
9.2. Freno de pinza modelo DH 012 FEM con imán 420 a 210 V.....	21



## Índice General - Anexo III: Planos

1. Plano N° 1: Perspectiva isométrica.....	4
2. Plano N° 2: Vista explosionada.....	5
3. Plano N° 3: Plano de conjunto.....	6
4. Plano N° 3.01: Marca 1: Eje N° 1.....	9
5. Plano N° 3.02: Marca 2: Eje N° 2.....	10
6. Plano N° 3.03: Marca 3: Eje N° 3.....	11
7. Plano N° 3.04: Marca 4: Eje N° 4.....	12
8. Plano N° 3.05: Marca 5: Piñón cónico.....	13
9. Plano N° 3.06: Marca 6: Engrane cónico.....	14
10. Plano N° 3.07: Marca 7: Piñón cilíndrico.....	15
11. Plano N° 3.08: Marca 8: Engrane cilíndrico.....	16
12. Plano N° 3.09: Marca 19: Carcasa superior.....	17
13. Plano N° 3.10: Marca 20: Carcasa inferior.....	18
14. Plano N° 3.11: Marca 21: Tapa N° 1.....	19
15. Plano N° 3.12: Marca 22: Tapa N° 2.....	20
16. Plano N° 3.13: Marca 23: Tapa N° 3.....	21
17. Plano N° 3.14: Marca 24: Tapa N° 4.....	22
18. Plano N° 3.15: Marca 25: Tapa N° 5.....	23
19. Plano N° 3.16: Marca 26: Medidor de aceite.....	24
20. Plano N° 3.17: Marca 34: Soporte de freno.....	25



## Índice General - Pliego de condiciones

1. Pliego de condiciones .....	4
2. Condiciones generales .....	4
2.1. Condiciones de uso general .....	4
3. Condiciones técnicas .....	4
3.1. Acabados superficiales .....	4
3.2. Montaje .....	5
3.3. Mantenimiento .....	5



## Índice General - Estado de mediciones y presupuesto

1. Cuadro de precios .....	4
2. Estado de mediciones .....	5
3. Cuadro de precios descompuesto.....	6
4. Presupuesto de ejecución material (PEM).....	9
5. Presupuesto de base por contrata.....	9





**Universidad  
de La Laguna**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

***Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica***

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**DISEÑO DE CAJA REDUCTORA CON SALIDA A 90° Y  
FRENO DE PROTECCIÓN**

**MEMORIA**

**Autor:**

Jorge Luis Romero Romero

**Tutores:**

Carmelo Militello Militello

Viana Lida Guadalupe

Septiembre, 2019







## Índice

0. Hoja de identificación.....	4
1. Object .....	5
2. Alcance.....	6
3. Antecedentes.....	6
4. Normas y referencias.....	6
4.1. Normativa aplicada .....	6
4.2. Bibliografía .....	7
4.3. Herramientas informáticas .....	7
5. Requisitos de diseño.....	7
6. Análisis de soluciones.....	8
6.1. Sistemas de transmisión .....	8
6.2. Transmisión por engranaje .....	8
6.3. Tipos de engranes.....	10
7. Análisis de la solución.....	11
8. Resultado final.....	11
8.1. Engranés.....	11
8.2. Árboles .....	14
8.3. Rodamientos .....	17
8.4. Anillos de retención .....	19
8.5. Carcasa .....	19
8.6. Retenes radiales.....	22
8.7. Acoplamientos.....	22
8.8. Chavetas y chaveteros.....	23
8.9. Lubricante.....	24
8.10. Freno.....	24
8.11. Soporte de frenos.....	25
8.12. Ficha técnica de la reductora.....	27
9. Orden de prioridad de los documentos del proyecto.....	28



## 0. Hoja de identificación

- Título del proyecto:

Diseño de una caja reductora con salida a 90º y freno de protección de sobrepotencia.

- Encargado por:

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología.  
Sección de Ingeniería Industrial.

Universidad de La Laguna (ULL).  
Avd. Astrofísico Francisco Sánchez, S/N.  
San Cristóbal de La Laguna.

- Autor del proyecto:

Nombre: Jorge Luis Romero Romero.  
DNI: 42342027Q  
Estudios: Grado en Ingeniería Mecánica.  
Localidad: San Cristóbal de La Laguna.  
Correo electrónico: alu0100977479@ull.edu.es

- Tutoría del proyecto:

Nombres: Carmelo Militello Militello y Viana Lida Guadalupe.  
Departamento: Ingeniería Industrial.  
Área de conocimiento: Ingeniería Mecánica.

## 1. Object

The main purpose of this project is to design and calculate a gearbox with a 90 ° output and an eddy current brake.

The gearbox is principally formed by an aluminum enclosure, four axes, four spur gears and two bevel gears. The gearbox must be connected to a 20 HP (~15 kW) power source, an electric motor that will transmit this power at a rotational speed of 1500 rpm.

The objective of the gearbox is to both, reduce the input speed of 1500 rpm to an output of 150 rpm and change the direction of the power transmission in 90° between the input and the output. In order to achieve this goal, the gear train is decelerated through three stages, two of them formed by two spur gears each and the other formed by two bevel gears, being this last stage the first one and the responsible of achieving the 90° output, while the change in the rotational speed is granted by the coupling between each pair of gears with a global torque ratio of 1:10.

Also, to guarantee the safety of the installation, an electromagnetic brake is placed on the input shaft of the gearbox. This way, when the motor is disconnected the brake acts, stopping the machine.

This work primarily includes resistance and fatigue checks of the main components that compose the gearbox, while others were selected from manufacturers, according to the working conditions. In addition to this, the design and assembly of this parts are done in the CAD program Solidworks.

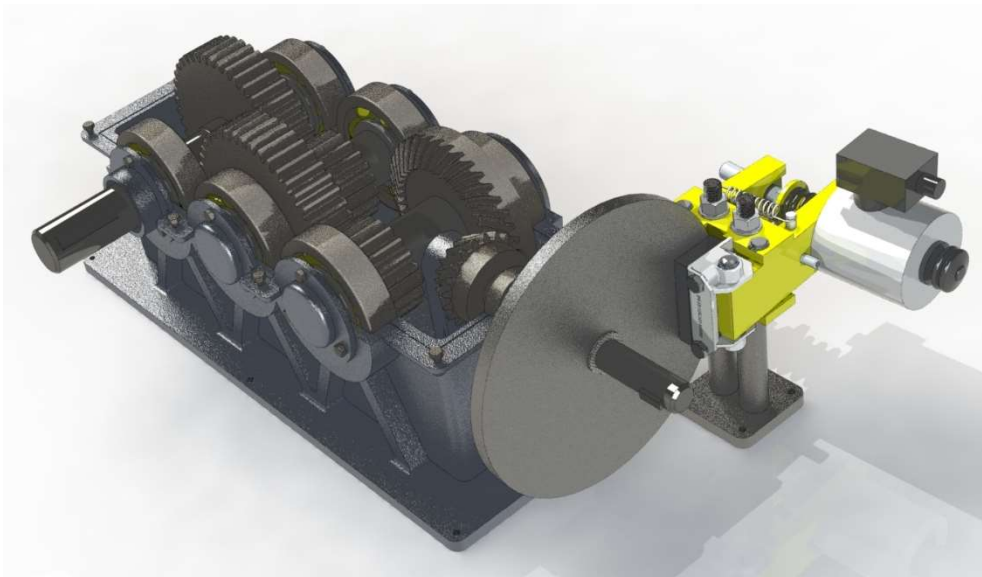


Figure 1: 90° output gearbox. Own source.

## 2. Alcance

El alcance de este trabajo engloba el diseño y la comprobación de los principales componentes mecánicos que conforman una caja reductora de velocidad, atendiendo a las condiciones en las que trabaja cada uno de ellos, mientras que otros son seleccionados directamente de catálogos de fabricantes. También se proporcionan dentro de este documento los planos generados a través del programa de diseño CAD Solidworks. Por último, se incluye además un último apartado asociado al presupuesto.

## 3. Antecedentes

Es más que común encontrar cajas reductoras en el ámbito industrial, estando estas presentes en la mayoría de las máquinas. Esto no es de extrañar, pues su capacidad para disminuir la velocidad de giro de un motor eléctrico a la vez que aumentar su par de salida resulta de gran utilidad cuando se quiere alimentar mediante energía eléctrica a una máquina de movimiento rotativo que requiere de una considerable fuerza para realizar la labor para la que fue diseñada. Sin embargo, también pueden emplearse en sentido contrario, aumentando la velocidad.

Si bien es cierto que en el mercado existen diversos fabricantes de cajas reductoras que ofrecen una muy amplia variedad de productos, resulta habitual encontrarse con situaciones tan específicas que obligan al ingeniero a diseñar cajas reductoras que se adapten a dichas exigencias, como puede ser, en el caso de este proyecto, que por razones de espacio y distribución de las máquinas en una zona o por el propio diseño de la máquina que se desea alimentar sea necesario emplear una reductora cuya salida no esté alineada con la entrada.

## 4. Normas y referencias

### 4.1. Normativa aplicada

- UNE 157001:2014: Criterios generales para elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- UNE-EN 10020:2001 (ISO 3506): Definición y clasificación de los tipos de acero.
- UNE-EN ISO 225:2011: Elementos de fijación. Pernos, tornillos, espárragos y tuercas.
- UNE-EN ISO 10673:2010: Arandelas.
- UNE-EN 22768-1:1994: Tolerancias generales.
- UNE-EN ISO 286-1:2011/AC:2013: Tolerancias dimensionales.
- UNE-EN ISO 1101:2017: Tolerancias geométricas.
- ISO 15: Dimensiones de rodamientos.
- ISO 281:2007: Capacidad de carga y vida útil de rodamientos.

- Código ASME: Cálculo de las dimensiones de los ejes.
- Estándar AGMA: Diseño y cálculos de los engranes.
- DIN 471: Selección de anillos de retención.
- UNE 17102-1:1967: Selección de chavetas.
- UNE 1039-94: Acotación de planos.
- DIN 51412: Características de los lubricantes.
- DIN 908: Tapones para lubricantes.

#### 4.2. Bibliografía

- Norton, R. L., (2011), *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado*, México, Pearson.
- Mott, R.L., (2006), *Diseño de elementos de máquinas*, México, Pearson.
- Budynas, R. G. y Nisbett, J. K., (2012), *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, México, Mc Graw Hill.
- Niemann, G., (1973), *Tratado teórico-práctico de elementos de máquinas. Cálculo, diseño y construcción*, Barcelona, Labor S. A.

#### 4.3. Herramientas informáticas

- Solidworks 2015.
- Microsoft Office Excel 2018.

### 5. Requisitos de diseño

Las características que debe cumplir la caja reductora son las siguientes:

- Velocidad única.
- Velocidad máxima de entrada de 1500 rpm.
- Reducción total de 1:10, distribuida en 3 etapas.
- Salida a 90° conseguida empleando engranajes cónicos en una de las etapas.
- Alimentación a través de un motor eléctrico de 20 CV (~15 kW).

Atendiendo al cumplimiento de estos requisitos, para el diseño se tienen en cuenta los siguientes criterios:

- Tamaño: con el fin de facilitar la colocación y el transporte de la caja el tamaño debe ser el menor posible.
- Seguridad: debido al riesgo de atrapamiento que existe en caso de que los operarios entren en contacto con los engranes con la caja en funcionamiento, esta debe estar cerrada, por lo que es necesario diseñar una carcasa que cubra el tren de engranajes.
- Coste: se busca el diseño más económico posible, atendiendo tanto a la fabricación como al mantenimiento de la reductora.
- Fabricación: en relación con el punto anterior, se desea diseñar la reductora empleando el mayor número de componentes de catálogo que sea posible, es decir, minimizar el número de componentes que es necesario fabricar.

## 6. Análisis de soluciones

En este apartado se estudian las alternativas a tener en cuenta para lograr cumplir los requisitos de diseño establecidos.

### 6.1. Sistemas de transmisión

Un sistema de transmisión es el mecanismo encargado de transmitir potencia, pudiendo alterar la velocidad y el par que se transmite. Existen 4 tipos de sistemas principales a la hora de transmitir potencia, son los siguientes:

- Transmisión por engranaje.
- Transmisión por correas.
- Transmisión por cadenas.
- Transmisión por ruedas de fricción.

Cada uno de estos sistemas cuenta con sus respectivas ventajas y desventajas, de manera que unos son más apropiados para unas aplicaciones que otros, haciendo necesario conocer detalladamente sus características a la hora de tomar una decisión. No obstante, puesto que uno de los requisitos de diseño de este proyecto es el empleo de engranajes cónicos, se empleará el sistema de transmisión por engranaje.

### 6.2. Transmisión por engranaje

Existen cuatro tipos de trenes de engranajes:

- Tren de engrane simple: se caracterizan por tener un único engrane en cada árbol.

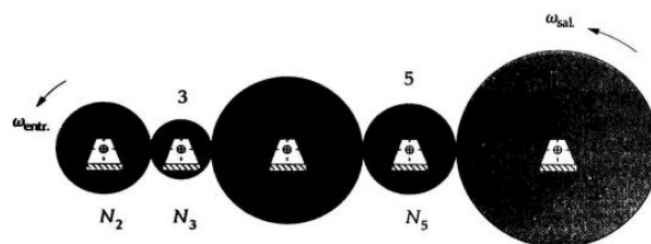


Figure 2: Tren de engranes simple. Fuente: UNavarra.

La relación de transmisión en esta configuración se rige por la siguiente ecuación:

$$m = \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \left(\frac{N_2}{N_3}\right) \left(\frac{N_3}{N_4}\right) \left(\frac{N_4}{N_5}\right) \left(\frac{N_5}{N_6}\right) = \frac{N_1}{N_6}$$

Como se puede apreciar, en esta configuración los engranes intermedios no interfieren en la relación de transmisión que se consigue, pues esta está definida únicamente por el primer y último engrane del tren, dificultando que se puedan conseguir grandes relaciones de transmisión cuando se emplea.

- Tren de engranes compuestos: en este caso puede haber más de un engrane por árbol.

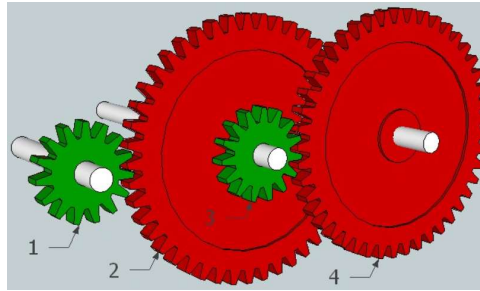


Figure 3: Tren de engranes compuestos. Fuente:

<https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwjT9PGompfkAhVBLBoKHesUAMIQjRx6BAGBEAU&url=https%3A%2F%2Fwww.educa2.madrid.org%2Fweb%2Ftecnologia-tecnologias2-eso%2Fmecanismos%2F-%2Fbook%2Felementos-de->

La relación de transmisión en este caso es la que sigue:

$$m = \frac{N_1 N_2}{N_2 N_3}$$

En esta configuración si que intervienen los engranes intermedios, lo que permite alcanzar mayores relaciones de transmisión.

- Tren de engranes compuestos invertidos: se trata de una variación del tren de engranes compuestos en el que los ejes de entrada y salida son coaxiales, lo que puede resultar útil en determinadas aplicaciones en las que esto sea un requisito.

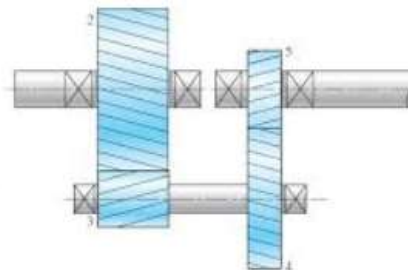


Figure 4: Tren de engranes compuestos invertidos. Fuente:

[https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwjnumAm5fkAhULxIUKHeN1DTAQjRx6BAGBEAQ&url=http%3A%2F%2Fwww.academia.utp.ac.pa%2Fsites%2Fdefault%2Ffiles%2Fdocente%2F72%2Fclase\\_5\\_engranes\\_en\\_](https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwjnumAm5fkAhULxIUKHeN1DTAQjRx6BAGBEAQ&url=http%3A%2F%2Fwww.academia.utp.ac.pa%2Fsites%2Fdefault%2Ffiles%2Fdocente%2F72%2Fclase_5_engranes_en_)

- Tren de engranes epicíclicos: también conocido como tren planetario, consiste en un engranaje central (planeta) sobre el que rotan uno más engranajes externos (satélites), pudiendo incorporar un engrane anular externo (corona) que engrana con los planetas.

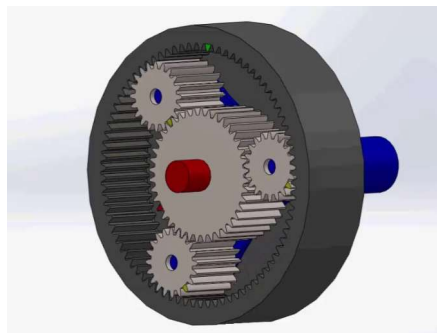


Figure 5: Tren de engranes epicíclicos. Fuente:

[https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwiryY3RnJfkAhWMxiUKHQswD9sQjRx6BAGBEAU&url=https%3A%2F%2Fwww.youtube.com%2Fwatch%3Fv%3Dtf\\_E\\_x\\_Ydg0&psig=AOvVaw1hyUd74VgjezJPHXTWUks0&ust=1566588910581498](https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwiryY3RnJfkAhWMxiUKHQswD9sQjRx6BAGBEAU&url=https%3A%2F%2Fwww.youtube.com%2Fwatch%3Fv%3Dtf_E_x_Ydg0&psig=AOvVaw1hyUd74VgjezJPHXTWUks0&ust=1566588910581498)



### 6.3. Tipos de engranes

Los engranes son elementos mecánicos empleados para transmitir potencia. Según su geometría se clasifican en dos grupos:

- Engranes cilíndricos: como su nombre indica, se basan en un cilindro. Son los más comunes y económicos. Se utilizan para transmitir la potencia entre árboles paralelos.
- Engranes cónicos: estos están basados en un cono. Su principal característica es que permiten transmitir potencia entre árboles que se interceptan, siendo la configuración más empleada la de árboles a 90°. No obstante, variando los ángulos de los conos pueden conseguirse otros ángulos entre árboles.

Por otro lado, si nos centramos en la forma de los dientes podemos clasificarlos en tres grupos:

- Engranes de dientes rectos: se trata de ruedas mecanizadas en forma de involuta, cuyos dientes son paralelos al árbol sobre el que van montados.



Figure 6: Engranes de dientes rectos. Fuente:

[https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwjymbi\\_n5fkAhVKVhoKHdUtCxUQjRx6BAgBEAU&url=http%3A%2F%2Fwww.engranesneza.com%2Fproductos-antes%2F&psig=AOvVaw1kaudhRxDuCY4IX7P5tLub&ust=1566589663811745](https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwjymbi_n5fkAhVKVhoKHdUtCxUQjRx6BAgBEAU&url=http%3A%2F%2Fwww.engranesneza.com%2Fproductos-antes%2F&psig=AOvVaw1kaudhRxDuCY4IX7P5tLub&ust=1566589663811745)

- Engranes de dientes oblicuos: en estos los dientes son oblicuos respecto al eje de rotación de la rueda, pudiendo ser helicoidales y doble helicoidales. Estos últimos surgen como método para contrarrestar las cargas axiales que se producen sobre el árbol cuando se montan engranes helicoidales simples. Se caracterizan por ser más silenciosos, pero menos eficientes y más caros que los de dientes rectos.



Figure 7: Engranes de doble helicoidal. Fuente:

<https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwj3s8Xun5fkAhVMURoKHc33BMIQjRx6BAgBEAQ&url=http%3A%2F%2Fwww.uc3m.es%2Fingenieria-mecanica%2Fteoria-de-maquinas%2Fmaterial-de-clase-1%2Ftema5-Engranajes.pp>

- Engranés de dientes espirales: en este caso los dientes están mecanizados sobre la rueda siguiendo la trayectoria de una espiral. Son similares a los de dientes oblicuos, siendo aún más silenciosos.



Figure 8: Engranés espirocónicos. Fuente: [https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwi68KeuoJfkAhUmyIUKHc-dBOAQjRx6BAGBEAU&url=https%3A%2F%2Fwww.directindustry.es%2Fprod%2Fkhk%2Fproduct-18644-1445541.html&psig=AOvVaw3JqPoSu2NL0a5fM0KKgae\\_&ust=1](https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&ved=2ahUKEwi68KeuoJfkAhUmyIUKHc-dBOAQjRx6BAGBEAU&url=https%3A%2F%2Fwww.directindustry.es%2Fprod%2Fkhk%2Fproduct-18644-1445541.html&psig=AOvVaw3JqPoSu2NL0a5fM0KKgae_&ust=1)

## 7. Análisis de la solución

Tras analizar las opciones planteadas, se opta por el tren de engranes compuestos. Se descarta el tren de engranes simple debido a la alta reducción de 1:10 que se exige. Por otro lado, ni el tren planetario ni el compuesto invertido serían capaces de dar una salida de la reductora a 90° respecto a la entrada.

En cuanto a los engranes, puesto que es necesario tener una salida en ángulo recto, el tren estará compuesto por una etapa cónica y dos cilíndricas, ya que tener tres etapas es un requisito de diseño. Por último, se plantea el uso de dientes rectos tanto en los engranes cónicos como en los cilíndricos, debido a su menor precio y mayor eficiencia, por no mencionar la amplia variedad de productos de estas características en el mercado.

Con esta configuración, se desea que todas las etapas tengan la misma reducción, de manera que no exista una etapa que se vea perjudica respecto a las otras, por lo que cada una tendría una reducción de aproximadamente 1:2,15.

## 8. Resultado final

En este apartado se describen de forma detallada todos los componentes que finalmente fueron diseñados y/o seleccionados para conformar el mecanismo.

### 8.1. Engranés

Los engranes finalmente utilizados se seleccionan del catálogo del fabricante KHK, atendiendo a las recomendaciones de este y a las condiciones de trabajo de estos elementos. No obstante, en el *Anexo I*:

Cálculos se encuentran las comprobaciones para esfuerzo de flexión y falla por contacto superficial para una vida útil mínima de 5 años.

En total, la caja consta de 6 ruedas dentadas, dos cónicas y cuatro cilíndricas. Tras probar distintas configuraciones con relación a la posición de la etapa cónica en el tren, se decide que esta sea la primera, pues al tener estos engranes una menor eficiencia el tamaño requerido al colocarlos en la última etapa es superior al de su equivalente cilíndrica, esto cobra aún mayor importancia si se tiene en cuenta que la última etapa es la que más condiciona el tamaño final de la reductora.

Al realizar el análisis de soluciones se decidió que todos los engranes serían de dientes rectos. Sin embargo, los engranes cónicos de dientes rectos tienen una limitación de velocidad de la línea de paso de 5 m/s según la bibliografía consultada, pues a partir de este límite se producen excesivas vibraciones y ruido. Debido a que se opta por una primera etapa cónica, la velocidad en la línea de paso del piñón cónico de dientes rectos seleccionado del fabricante KHK resulta excesiva, lo que obliga a utilizar los productos espirocónicos del mismo fabricante.

Además, debido a que los engranes cónicos se obtienen comercialmente por parejas la relación de transmisión de la etapa ya viene definida por el fabricante. En el caso del producto seleccionado la relación de transmisión es de 1:2.

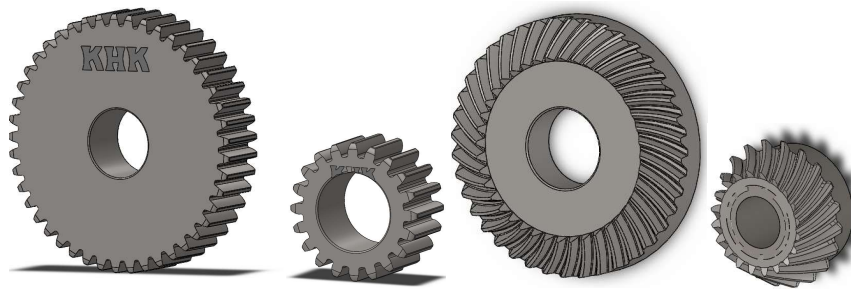


Figure 9: Ruedas dentadas empleadas. Fuente propia.

En cuanto a la etapa cilíndrica, es posible optar por un producto de dientes rectos. Para compensar la menor reducción de la etapa cónica con respecto a la prevista es necesario aumentar ligeramente las reducciones de las etapas cilíndricas, por lo que pasan a ser de aproximadamente 2,25 en cada etapa. Se decide usar el mismo par de engranajes en ambas etapas, estando este dimensionado para la última, de manera que se abaraten costes en caso de fabricar el producto en grandes cantidades.



Figure 10: Tren de engranajes de la reductora. Fuente propia.

Cabe destacar que para adaptar estos modelos a la caja diseñada es necesario realizar algunas modificaciones a las ruedas dentadas, las cuales son permitidas por el fabricante. En este caso se trata de variaciones en el método de fijación de las ruedas al árbol, pues los modelos elegidos utilizan chavetas o tornillos de fijación, mientras que el método utilizado en este proyecto es la fijación por ajuste de interferencia. También es necesario mecanizar mayores diámetros de agujero.

En lo referente al material, si bien resultaría más económico optar por un producto de acero al carbono, resulta necesario seleccionar engranes de acero al cromo-manganeso 16MnCr5 en todas las etapas con el fin de poder garantizar una vida útil mínima de 5 años. Se trata de acero cementado con una dureza superficial de entre 55 y 60 HRC.

A continuación, se presentan los principales parámetros de los engranes seleccionados:

Parámetros de las etapas cilíndricas			
		Piñón	Engrane
	Designación del modelo	MSGB4-20	MSGB4-45
m (mm)	Módulo	4	4
$\Theta$ (°)	Ángulo de presión	20	20
N	Nº de dientes	20	45
$m_G$	Razón de engrane	2,25	2,25
dp (mm)	Diámetro de paso	80	180
rp (mm)	Radio de paso	40	90
pc (mm)	Paso circular	12,57	12,57
pb (mm)	Paso base	11,81	11,81
C (mm)	Distancia entre centros	130	130
a (mm)	Adendum	4	4
b (mm)	Dedendum	5	5
ht (mm)	Profundidad total	9	9
c (mm)	Holgura	1	1
Do (mm)	Diámetro exterior	88	188
Z (mm)	Longitud de acción	19,44	19,44
$m_p$	Razón de contacto	1,65	1,65
F (mm)	Ancho de cara	40	40

*Tabla 1: Parámetros de las etapas cilíndricas. Fuente propia.*

Parámetros de la etapa cónica (continúa en la siguiente página)			
		Piñón	Engrane
	Designación del modelo	MBSB4-2040L	MBSA4-4020R
m (mm)	Módulo	4	4
$\Theta$ (°)	Ángulo de presión	20	20
N	Nº de dientes	20	40
$m_G$	Razón de engrane	2	2
dp (mm)	Diámetro de paso	80	160
rp (mm)	Radio de paso	40	80
rm (mm)	Radio medio	35,53	71,06
$\alpha$ (°)	Ángulo del cono	26,57	63,43

$\beta$ (°)	Ángulo de hélice	35	35
L (mm)	Distancia exterior del cono	89,44	89,44
$L_m$ (mm)	Distancia media del cono	79,44	79,44
$p_m$ (mm)	Paso circular	11,16	11,16
a (mm)	Adendum medio	5,10	2,01
$a_o$ (mm)	Adendum exterior	5,85	2,37
b (mm)	Dedendum medio	2,9	5,99
$\delta$ (rad)	Ángulo de dedendum	0,04	0,08
h (mm)	Profundidad media de trabajo	7,11	7,11
$h_m$ (mm)	Profundidad media total	7,99	7,99
$c_1$	Factor medio de adendum	0,28	0,28
c (mm)	Holgura	0,89	0,89
$D_o$ (mm)	Diámetro exterior	90,47	162,12

Tabla 2: Parámetros de la etapa cónica. Fuente propia.

## 8.2. Árboles

Los árboles de transmisión son los elementos que, en un tren de engranes compuesto, reciben la potencia de una de las ruedas y la transmiten a la siguiente.

El material seleccionado para estos componentes es el acero dulce al bajo carbono AISI 1045 rolado en caliente. Con el objetivo de minimizar esfuerzos y deflexiones, el principal criterio de diseño es minimizar la longitud de los árboles.

Puesto que la caja consta de 3 etapas, son necesarios 4 árboles, tres de ellos son paralelos y comparten longitud de apoyo a apoyo, los tres últimos, mientras que el primero es perpendicular y más corto, debido a la etapa cónica. El primer y el último árbol sobresalen de la carcasa para dar alojamiento a los acoplamientos y al freno.

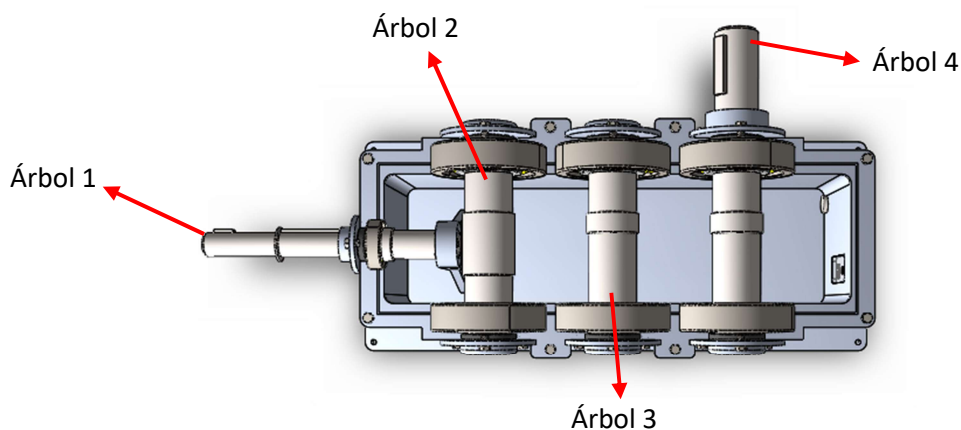


Figure 11: Árboles montados sobre la carcasa. Fuente propia.

Con el fin de garantizar una precisa ubicación de los distintos elementos sobre los árboles, estos están dotados de resaltos o escalones sobre los que se apoyan los componentes, variando sus radios de curvatura entre 1 y 2 mm en función del elemento que se vaya a apoyar.

La fijación axial se realiza mediante ajustes por interferencia en el caso de las ruedas dentada, lo que también permite la transmisión de la potencia, y mediante anillos de retención con sus respectivas ranuras o salientes en la carcasa para el resto de los componentes. En el caso de los acoplamientos y el disco de freno, la transmisión del par se consigue a través de chavetas cuyos chaveteros han sido mecanizados en los árboles de entrada y salida. Todos los árboles cuentan con extremos achaflanados para facilitar el ensamblaje de los componentes.

La fabricación de los árboles se consigue a través del mecanizado de una barra maciza del material seleccionado para obtener la geometría descrita con los distintos escalones, ranuras y chaveteros. Se realiza la comprobación a fatiga de estos elementos en el *Anexo I: Cálculos* teniendo en cuenta los dos tipos de esfuerzo a los que están sometidos, torsión y flexión.

A continuación, se presentan las principales características de los cuatro árboles:

- **Árbol nº 1 (de entrada):** es el que recibe la potencia del motor eléctrico a través de un acoplamiento y en el cual va montado el disco de freno, pues el primer árbol es el que tiene el menor par y, por tanto, el que requiere un menor par de frenado por parte del freno. Ambos elementos se encuentran en la parte del árbol que sobresale de la carcasa. En la parte interior se encuentra el piñón cónico del fabricante KHK.

Tiene una longitud de extremo a extremo de 190 mm, gira a 1500 rpm y transmite un par de 93,71 Nm. Se trata de un árbol doblemente apoyado con un rodamiento rígido de bolas que se apoya en la carcasa en uno de los apoyos y un casquillo de agujas que se apoya en un soporte especial dentro de la caja en el otro. El tramo exterior queda en voladizo.

Cuando se diseñan árboles para engranajes cónicos es necesario tomar la decisión de si se va a dejar uno de los árboles en voladizo o si van a ser ambos doblemente apoyados. La bibliografía consultada recomienda evitar los árboles en voladizo en la medida de lo posible. En este caso, porque el espacio lo permite y para minimizar las deflexiones y los esfuerzos en el árbol, se opta por la opción de doble apoyo en ambos árboles.



*Figure 12: Árbol nº 1. Fuente propia.*

- **Árboles nº 2 y 3:** estos son exclusivamente internos, no sobresalen de la carcasa. Comparten la misma longitud de extremo a extremo, 222 mm, y son doblemente apoyados, teniendo un apoyo en cada extremo a través de rodamientos rígidos de bolas sobre la carcasa. El número dos gira a

750 rpm, transmite un par de 187,42 Nm y lleva montados un engrane cónico y un piñón cilíndrico, mientras que el número tres gira a 333,33 rpm, transmite un par de 421,70 Nm y lleva montados un piñón y un engrane cilíndrico.

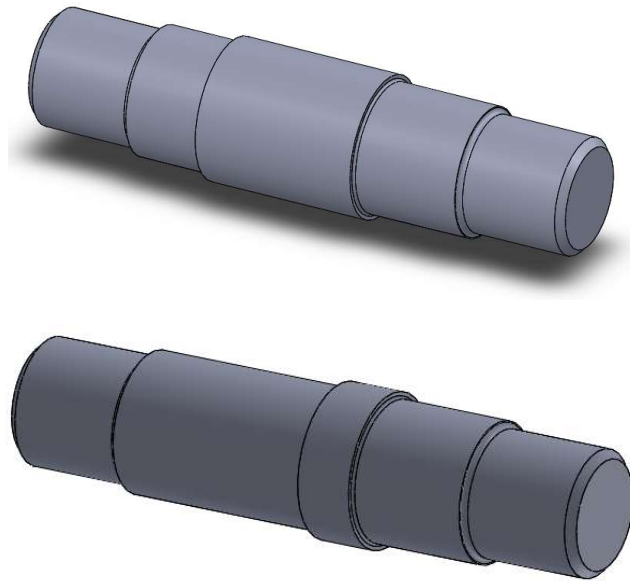


Figure 13: Árboles nº 2 y 3. Fuente propia.

- **Árbol nº 4 (de salida):** este es el encargado de transmitir el par de salida de la reductora a la máquina que se desea accionar, por lo que al igual que el árbol de entrada cuenta con un tramo que sobresale de la carcasa y en el que se monta un segundo acoplamiento. La longitud de extremo a extremo es de 330 mm, gira a 148,15 rpm, transmite un par de 948,82 Nm y lleva montado un único engrane cilíndrico. El tramo interior se encuentra doblemente apoyado al igual que los árboles dos y tres.

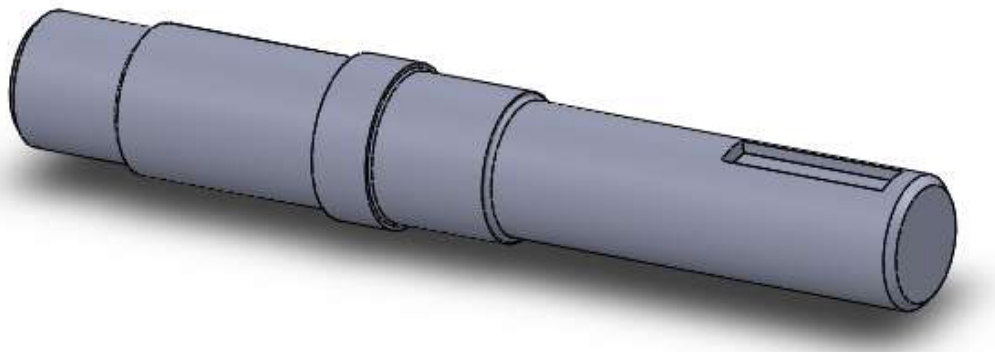


Figure 14: Árboles nº 2 y 3. Fuente propia.

En este caso sería necesario adquirir barras macizas de 55 mm de diámetro para los árboles paralelos y una de 35 mm de diámetro para el perpendicular.



### 8.3. Rodamientos

Los rodamientos, también conocidos como cojinetes de rodadura, son elementos mecánicos cuya función es la de minimizar la fricción entre un árbol y los elementos sobre los que se apoya. En el diseño de este sistema de transmisión se opta por el amplio catálogo de productos del fabricante SKF, uno de los más importante del mundo en lo que a rodamientos se refiere, para seleccionar estos componentes.

Empezando por el tipo de rodamientos, se opta por rodamientos rígidos de bolas en todos los apoyos debido su bajo precio y a la gran variedad de modelos presentes en el mercado, a excepción del interno del árbol de entrada, en el cual es necesario utilizar un casquillo de agujas debido a la limitación de espacio. Estos últimos son modelos con una mayor dimensión axial y menor radial, siendo la segunda la que más limita el diseño, además de poseer una gran capacidad de carga.

De la misma manera y por la misma razón que en los engranes cilíndricos, en los rodamientos rígidos de bolas se decide utilizar el mismo modelo para todos los apoyos de los árboles paralelos. A pesar de que algunos puedan estar sobredimensionados, esto facilita la sustitución de estos componentes y abarata una posible fabricación en grandes cantidades de la reductora. De esta manera tendríamos un total de 8 rodamientos, 6 rígidos de bolas de mayor tamaño, uno rígido de bolas de menor tamaño y un casquillo de agujas.

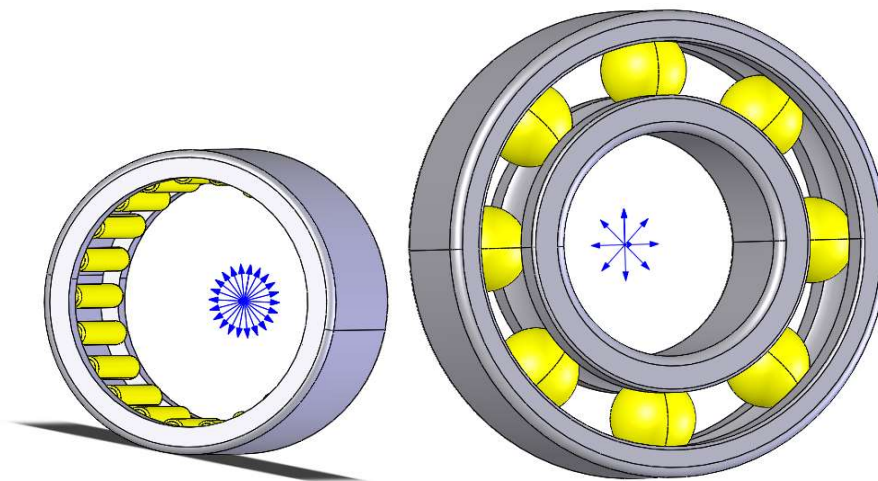


Figure 15: Casquillo de agujas y rodamiento rígido de bolas. Fuente propia. Fuente de los modelos 3D: SKF.com

Teniendo claro el tipo de rodamiento a utilizar en cada caso, se elige entre los distintos modelos que proporciona el fabricante sueco en base a dos criterios principales, la velocidad máxima admisible y su capacidad de carga, la cual debe permitir la vida útil mínima deseada para las condiciones de trabajo del componente. Además, en los casos del primer y segundo árbol, es necesario tener en cuenta que un rodamiento debe absorber las cargas axiales producidas por los engranes cónicos.

En este trabajo se seleccionan los rodamientos para una vida útil mínima de 5 años, atendiendo a los apuntes de la bibliografía consultada y a las indicaciones del fabricante, siendo posible comprobar los cálculos en el *Anexo I: Cálculos*.

A continuación, se presentan las principales características de los modelos seleccionados:



		Rodamiento rígido de bolas grande	Rodamiento rígido de bolas pequeño	Casquillo de agujas
	Designación del modelo	6409	6205 ETN9	HK 2520
d (mm)	Diámetro interior	45	25	25
D (mm)	Diámetro exterior	120	52	32
B (mm)	Espesor	29	15	20
C (N)	Capacidad de carga dinámica	76100	17800	19000
$n_m$ (rpm)	Velocidad máxima	8500	18000	11000

Tabla 3: Características de los rodamientos seleccionados. Fuente propia.

Si se desea más información sobre los modelos seleccionados, se puede consultar el catálogo del fabricante en el *Anexo II: Catálogos*. Los resultados de vida útil para cada rodamiento en cada apoyo en horas son los que siguen:

	Apoyo 1	Apoyo 2	Apoyo 3	Apoyo 4	Apoyo 5	Apoyo 6	Apoyo 7	Apoyo 8
Modelo	6205 ETN9	HK 2520	6409	6409	6409	6409	6409	6409
Vida útil (h)	12875,25	30658,99	73441,22	97225,52	19174,21	>Apoyo 5	38970,01	>Apoyo 7

Tabla 4: Vida útil de los rodamientos. Fuente propia.

En adición a los cálculos de vida útil, en el *Anexo I: Cálculos* se realizan las comprobaciones del ángulo de deflexión en los apoyos, pues estos tienen un límite admisible establecido por el fabricante, ya que una desalineación excesiva en el apoyo disminuye la vida útil del rodamiento. A continuación, se muestran los resultados para cada apoyo y el límite que establece el fabricante para el modelo en cuestión:

	Apoyo 1	Apoyo 2	Apoyo 3	Apoyo 4	Apoyo 5	Apoyo 6	Apoyo 7	Apoyo 8
Modelo	6205 ETN9	HK 2520	6409	6409	6409	6409	6409	6409
$\alpha$ (mín)	0,82	0,81	0,77	2,36	1,97	4,96	1,51	1,34
$\alpha_{lim}$ (°)	10	1	10	10	10	10	10	10

Tabla 5: Desalineación de los rodamientos. Fuente propia.

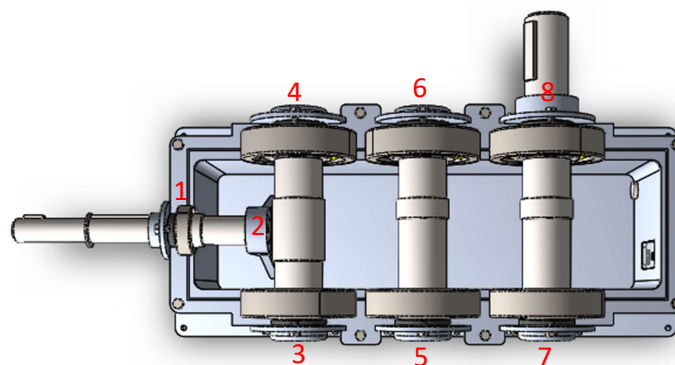


Figure 16: Apoyos de los árboles sobre la carcasa. Fuente propia.

#### 8.4. Anillos de retención

Los anillos de retención son elementos que permiten bloquear axialmente los componentes que van montados sobre los árboles, pues van insertados en una ranura mecanizada en el árbol a continuación del componente a fijar y de la que sobresalen, actuando de obstáculo para el desplazamiento axial de dicho elemento.

Debido a que los engranajes van fijados con ajuste por interferencia y los rodamientos por los escalones en los árboles y salientes en la carcasa, el método de fijación con anillos de retención solo es necesario para fijar el disco de freno. Se opta por el producto del fabricante estadounidense Rotor Clip y se selecciona el modelo concreto teniendo en cuenta las recomendaciones del catálogo y el diámetro del árbol en el que se desea utilizar.

Finalmente, el modelo seleccionado es el anillo de eje sección cónica métrica modelo DSR-25, la cual es una versión de mayor espesor que un anillo de retención normal, preparada para soportar mayores cargas de empuje. Las características del anillo y la ranura seleccionadas son las siguientes:

- Anillo: diámetro interior de 23,2 mm, espesor de 2 mm, peso de 3,35 g y velocidad máxima de 25000 rpm. Material: acero SAE1060.
- Ranura: diámetro de 23,9 mm y espesor de 2,15 mm.

Si se desea más información sobre el modelo de anillo seleccionado y la ranura, se puede consultar en el catálogo del fabricante, incluido en el *Anexo II: Catálogos*.

## DSR Anillos de Eje DIN 471 - Tipo Pesado



Figure 17: Modelo de anillo de retención seleccionado. Fuente: Catálogo Rotor Clip.

#### 8.5. Carcasa

La carcasa es el elemento encargado de soportar y sujetar los árboles, pues en ella se apoyan los rodamientos, y de actuar como medida de seguridad, impidiendo la interacción de los operarios con la máquina cuando esta está en funcionamiento, reduciendo el riesgo de atrapamiento.

Para este proyecto se elige como material para la fabricación de la carcasa el aluminio 5083, debido a su baja densidad y buenas propiedades mecánicas, que reducen el peso de la carcasa sin afectar excesivamente a su resistencia, a su precio competitivo y la ventaja que presenta su alta resistencia a la corrosión.

En este diseño la carcasa está compuesta por 3 partes principales, una base y una cubierta unidas por conjuntos perno-tuerca-arandela M6 y unas tapas para rodamientos unidas a la carcasa a través de tornillos M6. Todas las partes están provistas de las perforaciones necesarias para estas uniones. Esta configuración permite abrir completamente la reductora levantando la cubierta, lo que facilita su mantenimiento, montaje y desmontaje.

La base cuenta con refuerzos que mejoran la transmisión de las cargas a la superficie sobre la que se monta la reductora, mejorando la resistencia de la carcasa, y los orificios necesarios para fijar la reductora a una superficie plana.



Figure 18: Partes de la carcasa. Fuente propia.

La base actúa como soporte de los árboles, la cubierta superior hace de tapa e impide el contacto con el interior de la máquina y las tapas de rodamientos permiten el sellado de la caja, impidiendo el contacto de los operarios con los extremos de los árboles, además de fijar axialmente los retenes radiales. A su vez, la base y la tapa de la carcasa impiden el movimiento axial de los rodamientos a través de un saliente en la zona de los apoyos. Para las entradas y salidas se colocan tapas abiertas que permiten que los árboles puedan sobresalir de la caja, por lo que la cobertura es parcial, mientras que en el resto de los apoyos la cobertura es total.

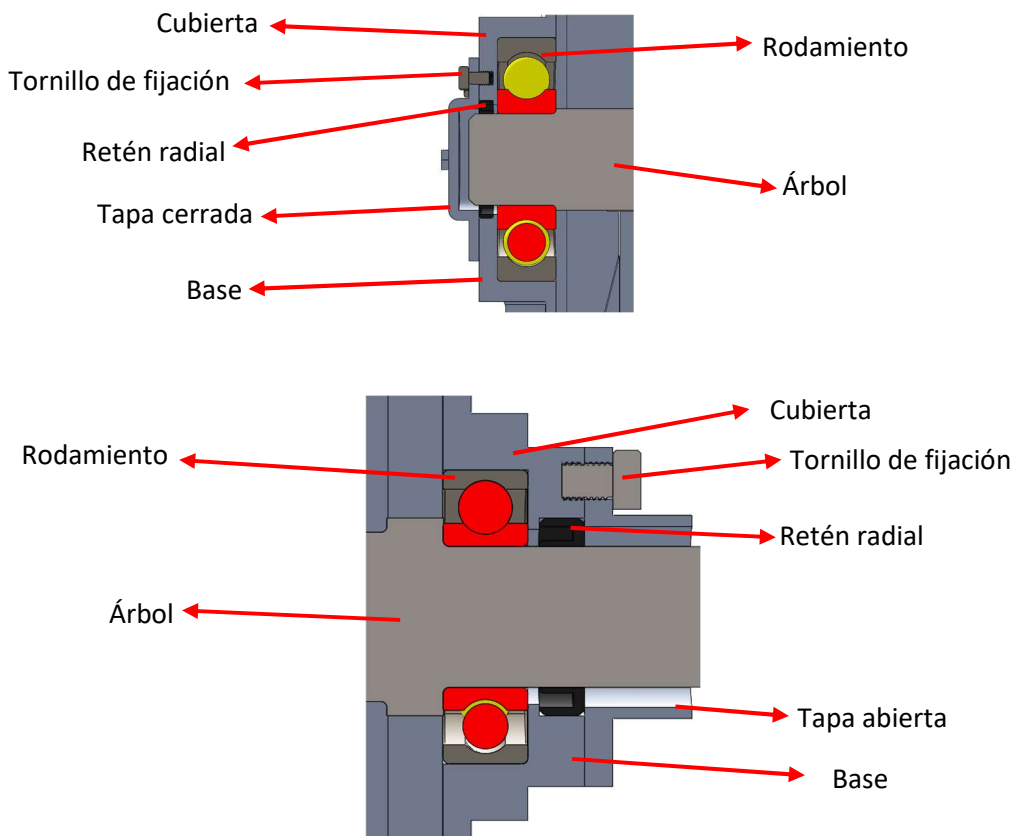


Figure 19: Vistas de sección los apoyos (cerrado y abierto respectivamente). Fuente propia.

A causa de la etapa de engranes cónicos es necesario tener un apoyo interior en la reductora. La base cuenta con un soporte interno preparado para alojar el casquillo de agujas sin intervenir con el resto de los elementos de la caja. Este soporte cuenta con refuerzos para garantizar su capacidad de absorber las cargas que le son transmitidas por el rodamiento.

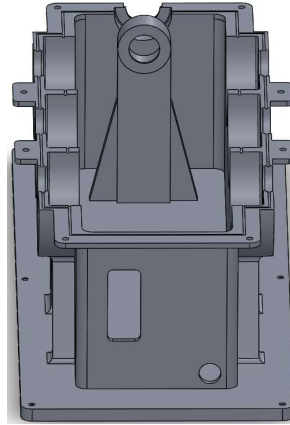


Figure 20: Apoyo interior. Fuente propia.

Cabe resaltar que es necesario rellenar con el sustituto de juntas la ranura habilitada para tal fin en la base de la carcasa, de manera que se garantice el correcto sellado de la caja.

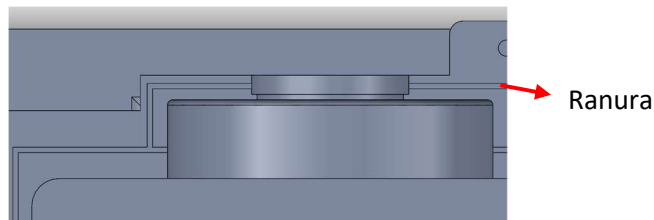


Figure 21: Ranura para la aplicación del suplemento de juntas. Fuente propia.

Para facilitar el mantenimiento, la carcasa cuenta con dos orificios mecanizados para tapas de lubricante de acero roscadas, uno a un lado de la base para su extracción y uno en la parte superior de la cubierta para verterlo. Además, también dispone de otra abertura, en este caso rectangular, para una placa de metacrilato que permite consultar el nivel de lubricante y así poder llevar un mejor control al respecto en el mantenimiento de la máquina. La placa se pega a su orificio en la carcasa usando el sustituto de juntas. Las tapas son el modelo DIN 908-ST-M20x1,5 del fabricante ELESA+GANTER.

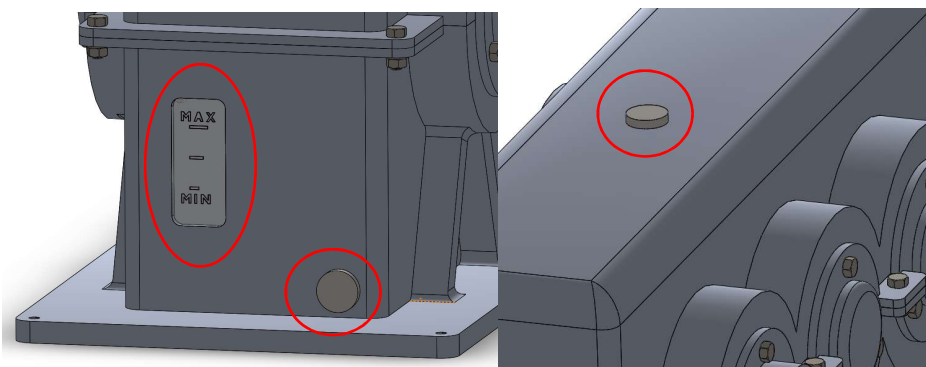


Figure 22: Tapas de lubricante y medidor de aceite. Fuente propia.

## 8.6. Retenes radiales

Los retenes radiales son los elementos encargados de garantizar la estanqueidad de la reductora en la zona de los apoyos, impidiendo que se escape el lubricante. Como se puede ver en las figuras 16 y 17, se encuentran montados a continuación de los rodamientos, separados por un saliente en la carcasa.

El montaje utilizado es uno de los recomendados por el fabricante Epidor, de cuyo catálogo se obtienen estos componentes. Siguiendo las recomendaciones del fabricante para la aplicación que se quiere, los modelos utilizados son los BA lisos, los cuales consisten en un anillo o casco metálico recubierto de elastómero, equipados con un labio de estanqueidad.



Figure 23: Sección del retén radial modelo BA del fabricante Epidor. Fuente: Catálogo Epidor Seals and Rubber Technology.

Si bien la caja tiene ocho apoyos, solo son necesarios siete retenes radiales, pues uno de los apoyos es interior, por lo que no se tiene el problema del escape del lubricante. De esta manera, una vez decidido el tipo de retén a utilizar los modelos concretos se seleccionan en función del diámetro del árbol en el tramo en el que se desean montar. Las características de los modelos seleccionados son las siguientes:

	Código	Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm)
Apoyo 1	492827	25	35	8
Apoyo 3	419028	45	58	7
Apoyo 4	419028	45	58	7
Apoyo 5	419028	45	58	7
Apoyo 6	419028	45	58	7
Apoyo 7	419028	45	58	7
Apoyo 8	419028	45	58	7

Tabla 6: Características de los retenes radiales. Fuente propia.

Más información acerca de este producto está disponible en el siguiente enlace: <https://epidor-srt.com/productos/estanqueidad-equipos-rotativos/retenes-industriales/>

## 8.7. Acoplamientos

Los acoplamientos son los encargados de transmitir la potencia de un eje a otro. En este caso, se utilizarán para transmitir la potencia del motor eléctrico a la reductora y de la reductora a la máquina que se desea accionar, por lo que son necesarios dos acoplamientos.

Para evitar problemas de desalineamientos se decide optar por los modelos de acoplamientos flexibles con elastómeros del fabricante Grupo Oria. En este tipo de acoplamientos flexibles es el elemento elastómero el que se encarga de absorber las desalineaciones entre los árboles, pudiendo absorber desalineaciones angulares, laterales, axiales, torsión y vibración.

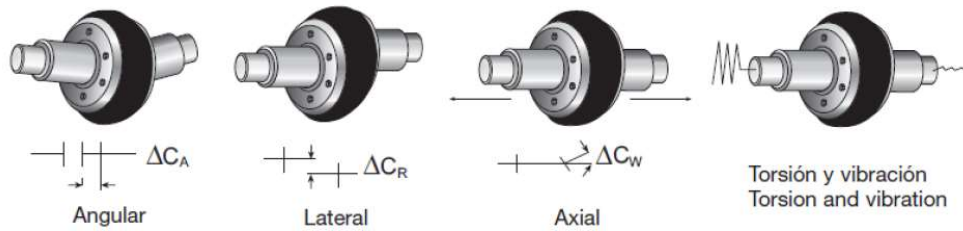


Figure 24: Desalineaciones que absorben los acoplamientos UNE-FLEX. Fuente. Catálogo UNE-FLEX.

Siguiendo el procedimiento indicado por el fabricante en su catálogo, se selecciona el modelo para eje directo Serie 1 Mod.1 22-1 para el árbol de salida y, debido a que su velocidad máxima admisible es superior a las 1500 rpm de la entrada, se selecciona el mismo para el árbol de entrada.

Estos acoplamientos vienen con agujeros pretaladrados de 35 mm de diámetro, por lo que es necesario solicitar al fabricante uno con un diámetro menor, de 25 mm, para el árbol de entrada y mecanizar un orificio mayor con su respectivo chavetero en el de salida, pues ese es el mecanismo de unión de estos modelos con los árboles sobre los que van montados.

### 8.8. Chavetas y chaveteros.

Las chavetas son los elementos encargados de transmitir el par de los acoplamientos y el par de frenado del disco de freno a los árboles. Para estos componentes se opta por los modelos de chavetas paralelas del fabricante OPAC Components.

Se seleccionan las chavetas en función del diámetro del tramo del árbol en el que se van a montar y se realizan las respectivas comprobaciones a cortadura y aplastamiento, las cuales se pueden consultar en el *Anexo I: Cálculos*.

Una vez comprobadas las chavetas seleccionadas se toman las dimensiones indicadas en el catálogo del fabricante para los chaveteros para un ajuste de asiento fijo con juego. Pueden consultarse las dimensiones exactas y las tolerancias indicadas por el fabricante para árboles y cubos en su catálogo, en el Anexo II: Catálogos.

A continuación, se presentan las dimensiones de las chavetas empleadas en este diseño, junto con sus coeficientes de seguridad a cortadura y aplastamiento.

		Acop. Entrada	Disco de freno	Acop. Salida
D (mm)	Diámetro del árbol	25	25	45
h (mm)	Altura de la chaveta	7	7	9
b (mm)	Base de la chaveta	8	8	14
l (mm)	Longitud de la chaveta	20	65	60
N <sub>c</sub>	C.S. Cortadura	5,67	18,42	5,29
N <sub>A</sub>	C.S. Aplastamiento	4,96	16,11	3,40

Tabla 7: Dimensiones de las chavetas. Fuente propia.

### 8.9. Lubricante

El lubricante se encarga de disipar el calor y hacer de intermediario entre las superficies metálicas para reducir la fricción y el desgaste. En este trabajo se opta por un sistema de lubricación por barboteo, pues es el más económico y la aplicación no exige un sistema de mayor nivel y complejidad.

Este sistema consiste en llenar parcialmente la caja del lubricante adecuado, de manera que haga contacto con al menos una parte de cada rueda dentada. De esta manera, al funcionar el mecanismo los engranes salpicarán lubricante, por lo que este alcanzará a lubricar el resto de la caja.

Tras realizar los cálculos pertinentes, se selecciona el producto Repsol SuperTauro 320. Este es un lubricante industrial desarrollado para aplicaciones de reductores y multiplicadores. Más información sobre el producto disponible en el catálogo del fabricante en el *Anexo II: Catálogos*.

### 8.10. Freno

Un freno es un dispositivo capaz de detener el movimiento giratorio de un elemento produciendo una conexión momentánea entre este y otro de superficie plana sin rotación. Para el freno de este diseño se opta por los productos de freno de pinza del fabricante alemán RINGSPANN, pues este tipo destaca por su rápida respuesta, reducido tamaño y buena disipación de calor, por no mencionar su rápido y sencillo mantenimiento debido a que solo es necesario cambiar las pastillas.

Se decide colocar el freno en el eje de entrada de la caja, pues es en este dónde se encuentra el menor par, por lo que el par de frenado requerido se reduce considerablemente respecto a la salida. El accionamiento es electromagnético, de manera que actúa cuando se desconecta el motor eléctrico.

Tras consultar los catálogos del fabricante, se selecciona el modelo DH 012 FEM con imán 410 a 230V, el cual emparejado con un disco de freno de 250 mm de diámetro es capaz de ofrecer un par de frenado de 130 Nm, superior a los aproximadamente 94 Nm de par de entrada a la caja. Como se comentó anteriormente, el disco de freno se acopla al árbol de entrada a través de una chaveta paralela.

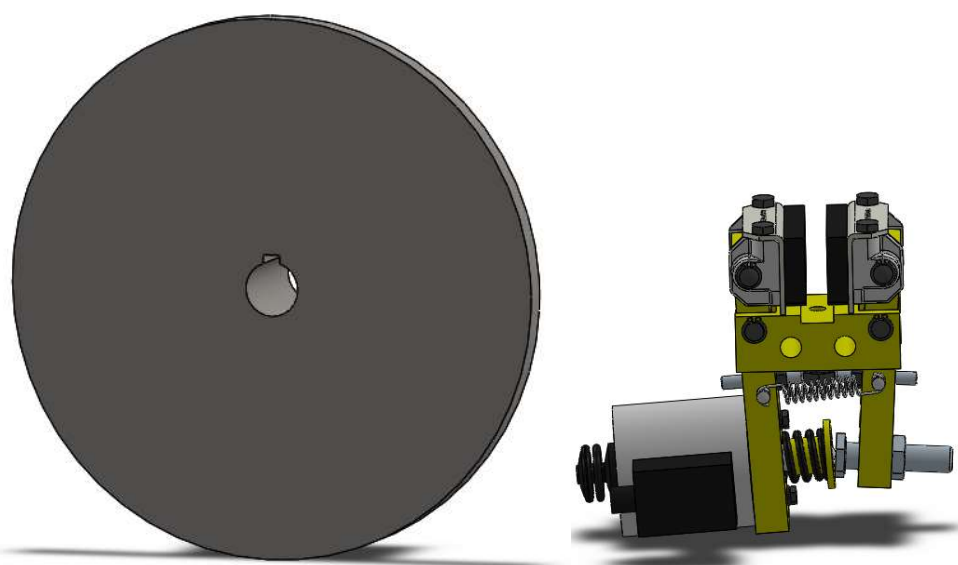


Figure 25: Disco de freno y freno de pinza. Fuente propia. Fuente del modelo 3D de la pinza: RINGSPANN.com



El funcionamiento del dispositivo es tal que, al desconectarse el motor, se acciona el freno a través del resorte, provocando que las zapatas hagan contacto con el disco de freno deteniendo el movimiento de la reductora. Además, es necesario un transformador universal que suministre la potencia necesaria al imán, el cual se encuentra en el catálogo de RINGSPANN.

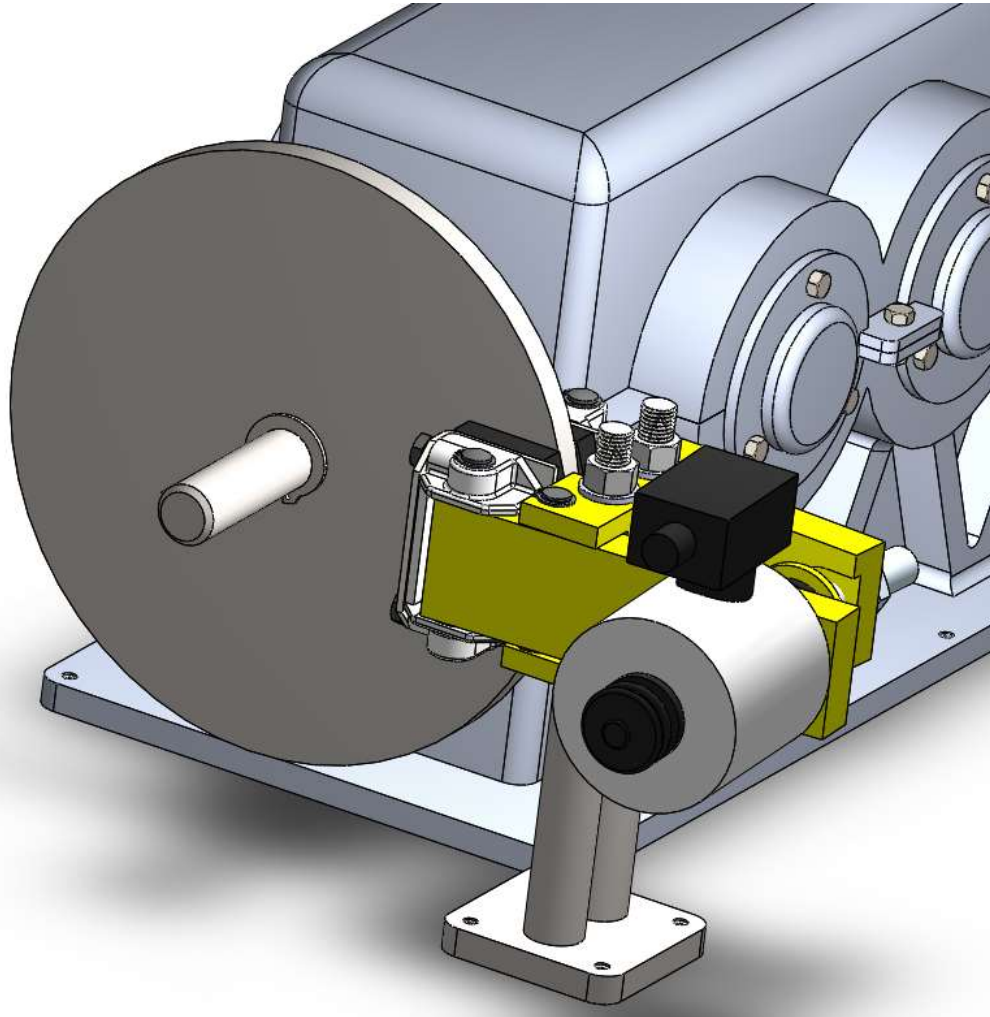


Figure 26: Posición del freno de pinza y del disco en la reductora. Fuente propia. Fuente del modelo 3D de la pinza: RINGSPANN.com

### 8.11. Soporte de frenos

Uno de los problemas que tienen los frenos de pinza es su montaje, pues necesita hacerse de tal manera que la pinza quede perpendicular al árbol, garantizando que al activarse el freno toda la superficie útil de la pinza haga contacto con el disco.

Para solucionar este problema se diseña un soporte formado por una única pieza de acero AISI 1045 constituida por una base con las perforaciones necesarias para fijar el soporte a una superficie plana y dos cilindros macizos con dos tramos lisos de distinto diámetro, de manera que quede un escalón en el que se apoya la pinza, y un extremo final roscado para sujetar la pinza a través de un conjunto tuerca-arandela M12.

Las dimensiones de este soporte son tales que garantizan que si este y la carcasa están fijados a la misma superficie la pinza queda alineada con el disco de freno. Por tanto, este diseño solo es válido para esta situación, cualquier variación requeriría de un redimensionamiento del soporte. De esta manera, solo es





necesario ajustar la posición de la pinza en la dirección perpendicular al árbol para garantizar el contacto entre la totalidad de la superficie útil de la pinza y el disco.

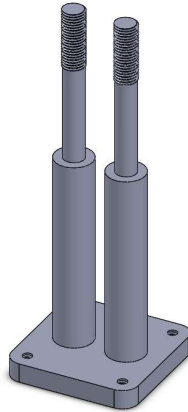


Figure 27: Soporte del freno de pinza. Fuente propia.

## 8.12. Ficha técnica de la reductora

Ficha Técnica – Principales parámetros de la reductora	
Máquina propulsora	Motor eléctrico
Alto de la carcasa (mm)	279
Longitud de la carcasa (mm)	559
Longitud de la carcasa + árbol de entrada (mm)	702,6
Ancho de la carcasa (mm)	259
Ancho de la carcasa + árbol de salida (mm)	340
Longitud de la base (mm)	590
Ancho de la base (mm)	246
Potencia máxima (kW)	14,72
Velocidad máxima de entrada (rpm)	1500
Reducción total	1:10
Nº de etapas	3
Ángulo de salida (º)	90
Diámetro del árbol de entrada (mm)	25
Diámetro del árbol de salida (mm)	45
Método de fijación de los engranajes	Ajuste por interferencia
Tipo de acoplamiento (entrada y salida)	Flexible con elastómero
Método de fijación de los acoplamientos	Chaveta
Tipo de freno	De pinza, electromagnético
Método de fijación del disco de freno	Chaveta + anillo de retención
Tipo de lubricación	Por barboteo
Método de anclaje de la máquina a la superficie	Mediante tornillos

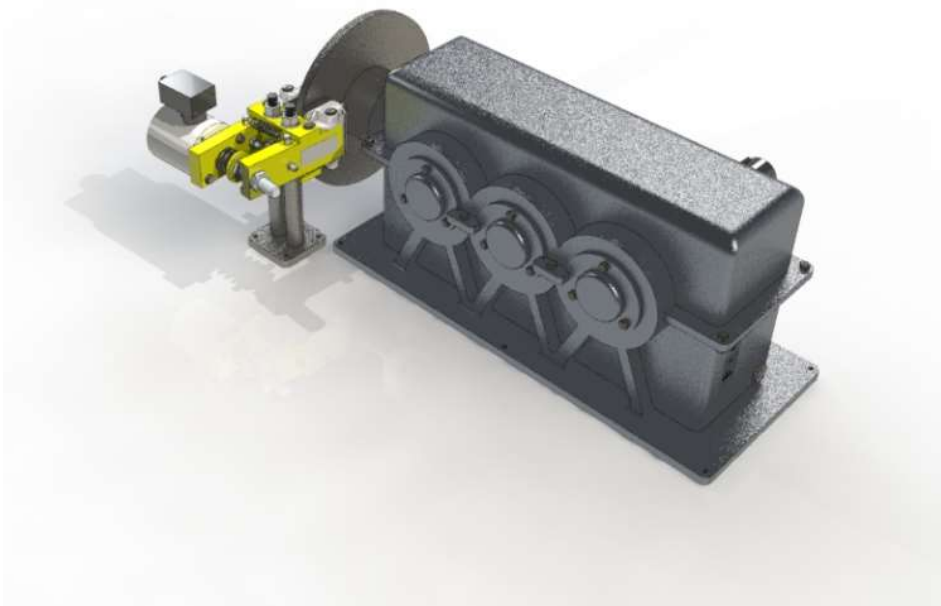


Figure 28: Reductora con salida a 90º. Fuente propia.

## **9. Orden de prioridad de los documentos del proyecto**

El orden de prioridad de los documentos del proyecto es el que sigue:

- Planos.
- Pliego de condiciones.
- Presupuesto.
- Memoria.





**Universidad  
de La Laguna**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

***Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica***

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

**DISEÑO DE CAJA REDUCTORA CON SALIDA A 90° Y  
FRENO DE PROTECCIÓN**

### **ANEXO I: CÁLCULOS**

**Autor:**

Jorge Luis Romero Romero

**Tutores:**

Carmelo Militello Militello

Viana Lida Guadalupe

Septiembre, 2019





## Índice

1. Engranajes .....	4
1.1. Parámetros de los engranajes.....	4
1.2. Esfuerzos de flexión .....	6
1.3. Esfuerzos superficiales .....	9
1.4. Resistencia a la fatiga por flexión.....	11
1.5. Resistencia a la fatiga superficial .....	13
1.6. Factores de seguridad .....	14
2. Árboles.....	15
3. Ajustes .....	25
3.1. Ajuste de interferencia entre el eje y los engranes .....	25
3.2. Ajuste de rodamientos para árboles y carcasa .....	27
3.3. Ajuste de otros elementos .....	29
4. Chavetas paralelas.....	29
5. Rodamientos.....	30
5.1. Determinación de vida útil.....	30
5.2. Comprobación de desviación angular.....	32
6. Acoplamiento flexible.....	33
6.1. Selección del modelo .....	33
7. Carcasa.....	35
7.1. Comprobación de las uniones por perno.....	35
8. Lubricante.....	37

## 1. Engranajes

En este apartado se realizan todos los cálculos relativos a las ruedas dentadas de la reductora. No obstante, puesto que en realidad estos productos han sido seleccionados de catálogo, solo se realizan los cálculos y comprobaciones de uno de los modelos, con el fin de tener una idea de la fidelidad con la que se ajustan los datos aportados por el fabricante al diseño en cuestión. Los modelos seleccionados para realizar las comprobaciones son el piñón y el engrane de la etapa cilíndrica.

### 1.1. Parámetros de los engranajes

El tren está compuesto por un total de 6 engranes, de los cuales 2 son espirocónicos y 4 son cilíndricos de dientes rectos. Puesto que la segunda y tercera etapa usan los mismos modelos de piñón y engrane, resulta un total de 4 modelos distintos.

Debido a que estos componentes son seleccionados directamente de catálogo, muchos de los parámetros principales en cuanto a su geometría son facilitados por el fabricante. Sin embargo, es necesario modificar algunas dimensiones para adaptar las ruedas dentadas al diseño concreto de este trabajo, estando dichos cambios permitidos por el fabricante. También se incluye información relativa al peso, las cualidades mecánicas y el tratamiento térmico de los modelos.

A continuación, se presentan a modo de tabla estos parámetros, marcando con un asterisco (\*) aquellos que ha sido necesario modificar:

Etapas cilíndricas			
		Piñón	Engrane
	Designación del modelo	MSGB4-20	MSGB4-45
	Material	16MnCr5	16MnCr5
m (mm)	Módulo	4	4
$\Theta$ (°)	Ángulo de presión	20	20
N	Nº de dientes	20	45
dp (mm)	Diámetro de paso	80	180
d <sub>o</sub> (mm)	Diámetro de agujero	50*	50*
R <sub>f</sub> (Nm)	Resistencia a flexión	909,8	2459
D <sub>s</sub> (Nm)	Durabilidad superficial	574,4	2930
	Acabado del diente	Molido	Molido
	Tratamiento térmico	Cementado	Cementado
H (HRC)	Dureza del diente	55-60	55-60
W (kg)	Peso	1,628	8,005
F (mm)	Ancho de cara	40	40

Tabla 1: Parámetros del fabricante para las etapas cilíndricas. Fuente propia. Fuente de la información: Catálogo KHK.

Etapa espirocónica (continúa en la siguiente página)			
		Piñón	Engrane
	Designación del modelo	MBSB4-2040L	MBSA4-4020R
	Material	16MnCr5	16MnCr5
m (mm)	Módulo	4	4
$\Theta$ (°)	Ángulo de presión	20	20



N	Nº de dientes	20	45
S <sub>r</sub>	Radio de velocidad	2	2
dp (mm)	Diámetro de paso	80	160
d <sub>o</sub> (mm)	Diámetro de agujero	25*	50*
R <sub>f</sub> (Nm)	Resistencia a flexión	233,5	466,1
D <sub>s</sub> (Nm)	Durabilidad superficial	281,9	563,9
	Acabado del diente	Cortado	Cortado
	Tratamiento térmico	Cementado	Cementado
H (HRC)	Dureza del diente	55-60	55-60
W (kg)	Peso	0,96	3,11
	Dirección de espiral	Izquierda	Derecha
X (mm)	Distancia de montaje	100	60
β (º)	Ángulo de hélice	35	35

Tabla 2: Parámetros del fabricante para la etapa espirocónica. Fuente propia. Fuente de la información: Catálogo KHK.

En base a los parámetros aportados por el fabricante, se calculan otros adicionales, los cuales se encuentran a continuación acompañados de la ecuación utilizada para su cálculo:

*Nota: las ecuaciones han sido tomadas del libro Robert, L. Norton. En él, N se refiere al número de dientes, g y p son los subíndices para engrane y piñón respectivamente y Φ al ángulo de presión de los dientes.*

**Parámetros de las etapas cilíndricas (continúa en la siguiente página)**

		Piñón	Engrane	Ecuación
	Designación del modelo	MSGB4-20	MSGB4-45	
m <sub>G</sub>	Razón de engrane	2,25	2,25	$m_G =  m_A  = \frac{N_g}{N_p}$
r <sub>p</sub> (mm)	Radio de paso	40	90	$r_p = \frac{D_p}{2}$
p <sub>c</sub> (mm)	Paso circular	12,57	12,57	$p_c = \frac{\pi d}{N}$
p <sub>b</sub> (mm)	Paso base	11,81	11,81	$p_b = p_c \cos \phi$
C (mm)	Distancia entre centros	130	130	$C = r_p + r_g = \frac{D_p + D_g}{2}$
a (mm)	Adendum	4	4	$a = 1.000 * m$
b (mm)	Dedendum	5	5	$b = 1.250 * m$
h <sub>t</sub> (mm)	Profundidad total	9	9	$h_t = a + b$
c (mm)	Holgura	1	1	$c = b - a$



$D_o$ (mm)	Diámetro exterior	88	188	$D_o = D_p + 2a$
$Z$ (mm)	Longitud de acción	19,44	19,44	$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p * \cos\phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g * \cos\phi)^2} - C * \sin\phi$
$m_p$	Razón de contacto	1,65	1,65	$m_p = \frac{Z}{p_b}$

Tabla 3: Parámetros calculados de los engranes cilíndricos. Fuente propia. Fuente de la información: Catálogo KHK.

La mayoría de estos cálculos adicionales se realizan a fin de poder determinar el último parámetro de la tabla, la razón de contacto, pues esta debe ser mayor que el valor mínimo recomendado por la AGMA (American Gear Manufacturers Association) de 1,4, como es el caso en ambos modelos.

A causa de los repetidos esfuerzos a los que están sometidos los dientes de las ruedas, en estos aparecen dos modos de falla: ruptura del diente por esfuerzos de flexión y picado por esfuerzos superficiales. Ambos tipos de falla se verifican en los siguientes apartados, siguiendo las instrucciones de la AGMA y los apuntes de la bibliografía consultada.

## 1.2. Esfuerzos de flexión

Si bien el torque transmitido es constante debido a que no hay cambios en la dirección de giro de cada rueda, cada diente experimenta una carga repetida conforme se completan los ciclos de giro, lo que produce fatiga en el diente.

Según la AGMA, la ecuación del esfuerzo de flexión para dientes rectos en este caso concreto de carga es la que sigue:

$$\sigma_b = \frac{W_t K_a K_m K_s K_B K_I K_v}{F m J}$$

Donde:

$W_t$  = Fuerza tangencial sobre el diente.

$F$  = Ancho de cara del diente.

$m$  = Módulo de la rueda.

$J$  = Factor geométrico de resistencia a flexión.

$K_v$  = Factor dinámico.

$K_m$  = Factor de distribución de carga.

$K_a$  = Factor debido a cargas de choque.

$K_s$  = Factor de tamaño.

$K_B$  = Factor de espesor de aro.

$K_I$  = Factor de engrane loco.

La AGMA proporciona tablas y gráficas para el cálculo del factor geométrico de resistencia a flexión ( $J$ ). En este caso, se acude a la tabla para un ángulo de presión de  $20^\circ$  y dientes de profundidad total con carga en la punta, suponiendo el peor de los casos. El valor se obtiene de la gráfica de forma aproximada con los números de dientes de cada rueda y el de su complementaria.

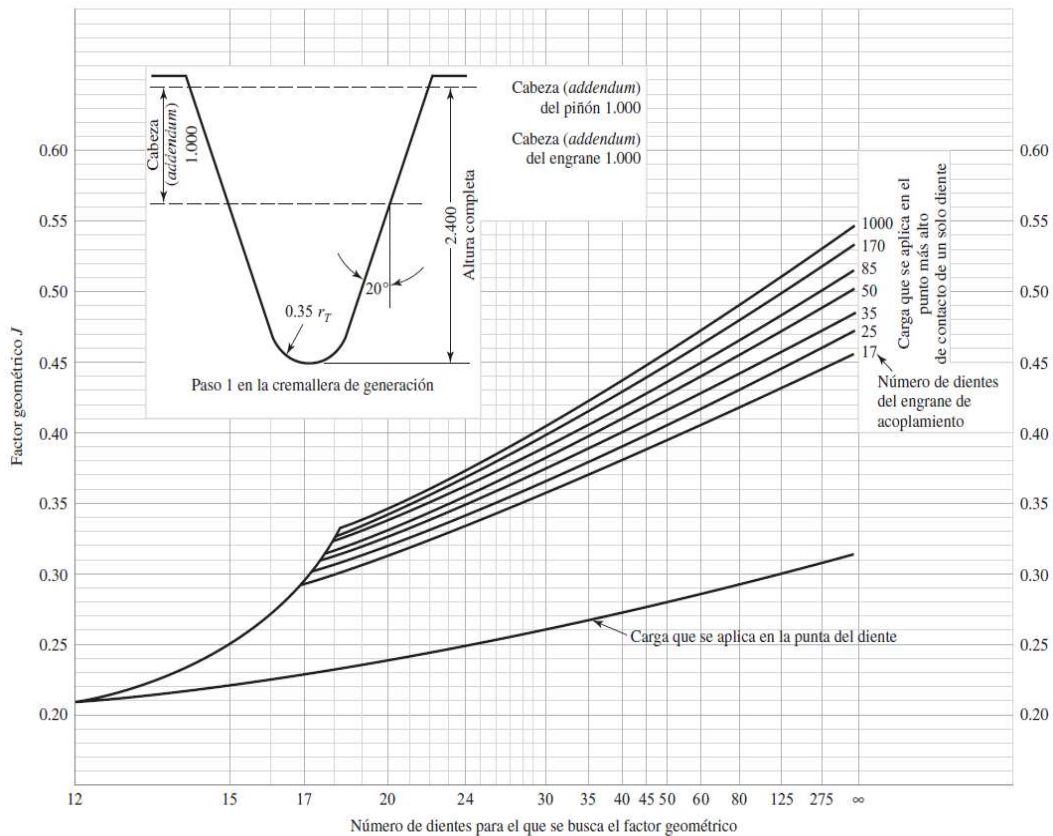


Figure 1: Gráfica del factor geométrico para la flexión ( $J$ ) de la AGMA. Fuente: Budynas, R. G. y Nisbett, J. K., (2012), Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México, Mc Graw Hill.

A partir de la gráfica anterior obtenemos los siguientes resultados para piñón y engrane:

- Piñón:  $J = 0,36$
- Engrane:  $J = 0,41$

El factor dinámico ( $K_v$ ) se encarga de tener en cuenta las cargas vibratorias internas que se producen en los dientes a causa del impacto entre dientes durante la transmisión, fenómeno que cobra mayor relevancia en engranes de dientes rectos frente a los oblicuos o espirales, que tienen un funcionamiento más suave.

La AGMA proporciona una gráfica para la determinación de este valor en base a la velocidad de la línea de paso de la rueda y el número de calidad de esta, pero también aporta ecuaciones empíricas, siendo estas últimas las utilizadas para los cálculos.

La velocidad de la línea de paso se calcula para cada par de ruedas, pues ambas ruedas de un engranaje deben tener la misma velocidad de la línea de paso. El cálculo se realiza a partir de la velocidad de rotación de la siguiente manera:

$$v_t = n \text{ (rpm)} \frac{2\pi}{60} \frac{r_p \text{ (mm)}}{1000} \text{ [m/s]}$$

Las ecuaciones para el cálculo del factor dinámico incluyen la determinación de dos coeficientes y una velocidad de la línea de paso máxima, como se ve a continuación:

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

$$(V_t)_{\text{máx}} = \begin{cases} [A + (Q_v - 3)]^2 & \text{pie/mín} \\ \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} & \text{m/s} \end{cases}$$

$$K_v = \begin{cases} \left( \frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B & V \text{ en pie/mín} \\ \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B & V \text{ en m/s} \end{cases}$$

Se supone un número de calidad de 10, según las recomendaciones de la bibliografía consultada para la aplicación que se trata. Con estos cálculos obtenemos los siguientes resultados en cada caso:

		Piñón Etapa 2	Engrane Etapa 2	Piñón Etapa 3	Engrane Etapa 3
n (rpm)	Régimen	750	333,33	333,33	148,15
R <sub>p</sub> (mm)	Radio de paso	40	90	40	90
v <sub>t</sub> (m/s)	Vel. línea de paso	3,14	3,14	1,40	1,40
A	Coeficiente A	82,89	82,89	82,89	82,89
B	Coeficiente B	0,41	0,41	0,41	0,41
v <sub>t, máx</sub> (m/s)	Vel. línea de paso máx.	40,40	40,40	40,40	40,40
K <sub>v</sub>	Factor dinámico	1,25	1,25	1,08	1,08

*Tabla 4: Resultados del cálculo del factor dinámico. Fuente propia.*

El factor de distribución de la carga ( $K_v$ ) evalúa la distribución no uniforme de la carga sobre el ancho de cara del diente. Para anchos de cara inferiores a 2 in (50,8 mm) en engranes de dientes rectos, el cual es el caso de los modelos seleccionados que tienen un ancho de cara de 40 mm, el factor de carga recomendado es de  $K_m = 1,6$ .

El factor debido a cargas de choque tiene en cuenta los impactos que se producen a causa de la maquinaria que impulsa a la reductora y la que es impulsada por esta. Teniendo en cuenta que la caja será alimentada por un motor eléctrico se considera una impulsión uniforme. Debido a que no se especifica la máquina a impulsar, se supone un impacto ligero para esta. Para este caso en concreto el factor recomendado es de  $K_a = 1,25$ .

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Figure 2: Factor debido a cargas de choque. Fuente: Budynas, R. G. y Nisbett, J. K., (2012), *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, México, Mc Graw Hill.

El factor de tamaño ( $K_s$ ) se utiliza para tener en cuenta la variación en el esfuerzo en ruedas de gran tamaño. Respetando la recomendación de la AGMA, no se tiene en cuenta este fenómeno y se considera un factor de  $K_s = 1$ .

El factor de espesor de aro ( $K_B$ ) se tiene en cuenta cuando el engrane tiene un espesor de aro pequeño en relación con la profundidad total de sus dientes. Ninguno de los engranes en este diseño se encuentra en esta situación, por lo que no se considera este factor y se toma un  $K_B = 1$ .

El factor de engrane loco ( $K_l$ ) no se incluye en los cálculos, pues este diseño no cuenta con ningún engrane loco. Por tanto, tenemos un factor de  $K_l = 1$ .

Por último, solo queda calcular la fuerza tangencial en cada rueda, la cual debe ser la misma para cada par de ruedas de un engranaje. Se calcula a partir del radio de paso y el par que transmite cualquiera de las ruedas, piñón o engrane, de la siguiente manera:

$$W_t = \frac{M_t}{r_p}$$

Con todo esto, se presentan los resultados de fuerza tangencial y de esfuerzo de flexión en los dientes de cada engrane teniendo en cuenta los factores calculados:

		Piñón Etapa 2	Engrane Etapa 2	Piñón Etapa 3	Engrane Etapa 3
$W_t$ (N)	Fuerza tangencial	4685,52	4685,52	10542,42	10542,42
$\sigma_b$ (MPa)	Esfuerzo de flexión	181,44	159,31	394,88	394,88

Tabla 5: Esfuerzos de flexión. Fuente propia.

### 1.3. Esfuerzos superficiales

El picado de los dientes por fatiga superficial es el tipo de falla más común en los dientes de los engranes. La AGMA facilita la siguiente ecuación para su determinación:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t K_a K_v K_m K_s C_f}{D_p F I}}$$

Donde los nuevos términos que aparecen son:

$C_p$  = Coeficiente elástico.

$I$  = Factor geométrico superficial.

$D_p$  = Diámetro de paso más pequeño de las dos ruedas.

$C_f$  = Factor de acabado superficial.

El factor geométrico superficial ( $I$ ) tiene en cuenta los radios de curvatura de los dientes ( $\rho$ ) y su ángulo de presión. Las ecuaciones para su determinación provistas por la AGMA son las siguientes:

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p}$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1+x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p \cos\phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos\phi$$

$$\rho_g = C \operatorname{sen}\phi \pm \rho_p$$

Donde:  $x_p$  = Coeficiente de adendo del piñón.

El coeficiente de adendo del piñón se considera 0 para dientes de profundidad completa. Para engranes externos se utiliza el signo negativo en la ecuación del radio de curvatura.

El resultado del factor geométrico superficial para cada rueda es el mismo:  $I = 0,111$ .

El factor elástico ( $C_p$ ) considera el efecto sobre el desgaste superficial que produce el hecho de tener distintos materiales en el engrane y en el piñón. La AGMA proporciona una tabla con los valores de este coeficiente para varios materiales, en la cual el valor recomendado para un engranaje con ambas ruedas de acero es de  $191 \text{ MPa}^{1/2}$ .

**Tabla 8-18** Coeficiente elástico  $C_p$  de la AGMA en unidades de  $[\text{psi}]^{0.5}$  ( $[\text{MPa}]^{0.5}$ )\*†

Material del piñón	$E_p$ psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Figure 3: Coeficiente elástico. Fuente: Norton, R. L., (2011), Diseño de máquinas. Un enfoque integrado, México, Pearson.

El factor de acabado superficial ( $C_f$ ) ha de tenerse en cuenta cuando se tengan acabados superficiales ásperos en los dientes de las ruedas. Para los acabados convencionales la AGMA recomienda un factor de  $C_f = 1$ .

Teniendo en cuenta estos nuevos factores y los ya definidos en el apartado anterior, se presentan los resultados de esfuerzo superficial para las distintas ruedas:

		Piñón Etapa 2	Engrane Etapa 2	Piñón Etapa 3	Engrane Etapa 3
$\sigma_c$ (MPa)	Esfuerzo superficial	1034,85	1034,85	1526,69	1526,69

*Tabla 6: Esfuerzos superficiales. Fuente propia.*

#### 1.4. Resistencia a la fatiga por flexión

El material utilizado para la fabricación de los engranajes por parte del fabricante es acero al cromo-manganeso 16MnCr5, con un tratamiento de cementación que le permite alcanzar una dureza de entre 55 y 60 HRC.

Para las condiciones de trabajo, se supone que el mecanismo trabajará unas 8 horas al día, 5 días a la semana. Esto nos deja unas 2080 horas al año, por lo que para garantizar una vida útil de 5 años los dientes deben ser capaces de trabajar unas 10400 horas. Se considera que la temperatura de los engranes no excede de los 121 °C debido a su correcta lubricación y se tiene en cuenta una confiabilidad del 99 % en las comprobaciones.

La AGMA proporciona una tabla con los valores de resistencia a la fatiga por flexión correspondientes a resultados obtenidos a través de pruebas realizadas a probetas de distintos materiales. No obstante, puesto que estas probetas tienen características específicas que no tienen por qué coincidir con las de los dientes de las ruedas dentadas empleadas en este diseño, es necesario corregir esos valores a través de una serie de factores de corrección.

La ecuación de la AGMA para la corrección de la resistencia a la fatiga por flexión es la siguiente:

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'}$$

Donde:

$S_{fb}$  = Resistencia a la fatiga por flexión corregida.

$S_{fb'}$  = Resistencia a la fatiga por flexión publicada por la AGMA.

$K_L$  = Factor de vida.

$K_T$  = Factor de temperatura.

$K_R$  = Factor de confiabilidad.

La resistencia a la fatiga por flexión publicada por la AGMA se obtiene de la tabla con dichos valores publicados:



Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima <sup>1</sup>	Número de esfuerzo de flexión permisible $S_{fi}$ <sup>2</sup> psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero <sup>3</sup>	Endurecido completamente	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	—
	Endurecido <sup>4</sup> por flama o por inducción con patrón <sup>5</sup> del tipo A	Vea la tabla 8*	45 000	55 000	—
	Endurecido por flama o por inducción con patrón <sup>5</sup> tipo B	Vea la tabla 8*	22 000	22 000	—
	Carburizado y endurecido Nitrurado <sup>4,7</sup> (aceros endurecidos completamente)	Vea la tabla 9* 83.5 HR15N	55 000 Vea la figura 14-3	65 000 o 70 000 <sup>6</sup> Vea la figura 14-3	75 000 —
Nitralloy 135M, Nitralloy N y 2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado <sup>4,7</sup>	87.5 HR15N	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4

Figure 4: Resistencia de materiales a la fatiga por flexión según la AGMA. Fuente: Budynas, R. G. y Nisbett, J. K., (2012), Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México, Mc Graw Hill.

Puesto que no se encuentra exactamente el material utilizado en la fabricación de las ruedas de este diseño, se toma como valor más aproximado el de los aceros con tratamiento carburado y recubrimiento endurecido, por lo que  $S_{fbr} = 517,11 \text{ MPa}$  (75000 psi).

Los datos publicados por la AGMA corresponden a una vida de  $10^7$  ciclos. Debemos aplicar el factor de vida ( $K_L$ ) para tener en cuenta la diferencia entre este valor y el número de ciclos de cada rueda en este diseño. Se calcula el número de ciclos (revoluciones) totales de cada rueda en un año de la siguiente manera:

$$N = 10400 h \cdot 60 n \text{ (rpm)} \text{ [rev]}$$

Con el número de ciclos calculado, la siguiente gráfica de la AGMA nos indica la ecuación a utilizar en función del número de ciclos:

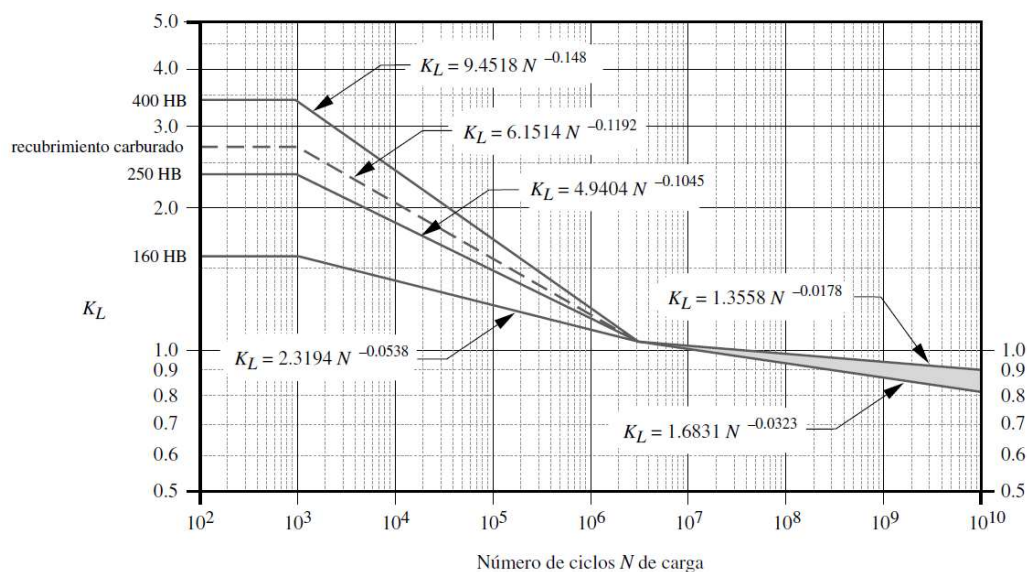


Figure 5: Obtención del factor de vida. Fuente: Norton, R. L., (2011), Diseño de máquinas. Un enfoque integrado, México, Pearson.



Debido a que la dureza superficial de los modelos empleados es superior a los 400 HB y a que en todos los casos el número de ciclos es superior a  $10^7$ , la ecuación a utilizar es  $K_L = 1,3558 N^{-0,0178}$ .

Aplicando estas ecuaciones, los resultados obtenidos de factor de vida útil a flexión en cada rueda son:

		Piñón Etapa 2	Engrane Etapa 2	Piñón Etapa 3	Engrane Etapa 3
N (ciclos)	Número de ciclos	468000000	208000000	208000000	92444444
$K_L$	Factor de vida a flexión	0,950	0,964	0,964	0,978

Tabla 7: Resultados de factor de vida a flexión. Fuente propia.

Según la AGMA, para temperaturas inferiores a 121 °C no se debe tener en cuenta el factor de temperatura, por lo que  $K_T = 1$ . El factor de confiabilidad tampoco ha de tenerse en cuenta, pues no se ha modificado la confiabilidad respecto a los resultados de la AGMA. Se toma  $K_R = 1$ .

Con los factores calculados, se corrige la resistencia a la fatiga por flexión publicada por la AGMA. Los resultados obtenidos son los siguientes:

		Piñón Etapa 2	Engrane Etapa 2	Piñón Etapa 3	Engrane Etapa 3
$S_{fb}$ (MPa)	Resistencia a la fatiga por flexión corregida	493,19	500,36	500,36	507,64

Tabla 8: Resultados de resistencia a la fatiga por flexión corregida. Fuente propia.

### 1.5. Resistencia a la fatiga superficial

El procedimiento es análogo al anterior, con la única variación siendo las ecuaciones utilizada para calcular los factores de corrección. No obstante, puesto que no es necesario tener en cuenta los factores de temperatura y confiabilidad, los únicos cambios residen en el valor publicado por la AGMA para la resistencia a la fatiga superficial y la ecuación utilizada para calcular el factor de vida, que en este caso recibe el nombre de factor de vida superficial.

La tabla para obtener la resistencia a la fatiga superficial publicada por la AGMA es la siguiente:

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima <sup>1</sup>	Número de esfuerzo de contacto permisible, <sup>2</sup> $S_c$ , psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero <sup>3</sup>	Endurecido completamente <sup>4</sup>	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	—
	Endurecido por flama <sup>5</sup> o por inducción <sup>5</sup>	50 HRC	170 000	190 000	—
		54 HRC	175 000	195 000	—
	Carburizado y endurecido <sup>5</sup>	Vea la tabla 9 <sup>6</sup>	180 000	225 000	275 000
	Nitruado <sup>5</sup> (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
84.5 HR15N		155 000	168 000	180 000	
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado <sup>5</sup>	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy 135M	Nitruado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitruado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitruado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

Figure 6: Resistencia de materiales a la fatiga por flexión según la AGMA. Fuente: Budynas, R. G. y Nisbett, J. K., (2012), Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, México, Mc Graw Hill.

Por tanto, tenemos que el valor de la resistencia a la fatiga superficial publicada por la AGMA de los modelos empleados es  $S_{fc} = 1896,06 \text{ MPa}$  (275000 psi).

La gráfica utilizada para obtener la ecuación para el cálculo del factor de vida superficial ( $C_L$ ) es:

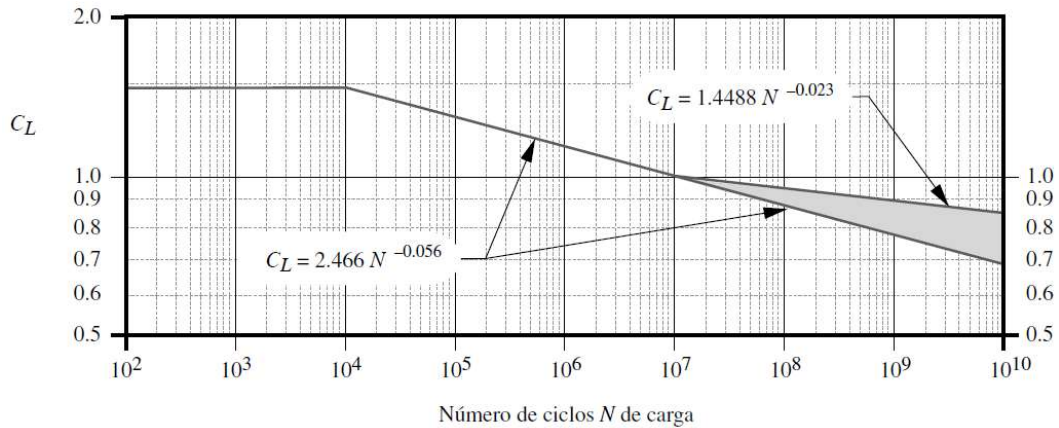


Figure 7: Gráfica para la obtención del factor de vida superficial. Fuente: Norton, R. L., (2011), Diseño de máquinas. Un enfoque integrado, México, Pearson.

Por tanto, la ecuación a emplear es  $C_L = 2,466 N^{-0.056}$ .

Utilizando estas ecuaciones y valores, los resultados para la resistencia a la fatiga superficial corregida de las ruedas dentadas empleadas en este diseño son los que se muestran a continuación:

		Piñón Etapa 2	Engrane Etapa 2	Piñón Etapa 3	Engrane Etapa 3
$C_L$	Factor de vida superficial	0,915	0,933	0,933	0,950
$S_{fc}$	Resistencia a la fatiga superficial corregida	1735,78	1768,46	1768,46	1801,75

Tabla 9: Resultados de resistencia a la fatiga superficial corregida. Fuente propia.

### 1.6. Factores de seguridad

Se define el factor de seguridad como la relación que existe entre el esfuerzo de flexión o el esfuerzo superficial y la resistencia a la fatiga por flexión o la fatiga superficial respectivamente. Se calculan ambos de la siguiente manera:

$$FS_f = \frac{S_{fb}}{\sigma_b}$$

$$FS_c = \frac{S_{fc}}{\sigma_c}$$

Los resultados obtenidos son los siguientes:

		Piñón Etapa 2	Engrane Etapa 2	Piñón Etapa 3	Engrane Etapa 3
$FS_f$	F. S. de flexión	2,72	3,14	1,27	1,46
$FS_c$	F. S. superficial	2,81	2,92	1,34	1,39

*Tabla 10: Resultados de factores de seguridad. Fuente propia.*

Teniendo en cuenta que el fabricante asegura que sus productos están diseñados con un factor de seguridad mínimo de 2 en ambos casos, vemos que se obtienen resultados considerablemente cercanos a ese valor teniendo en cuenta que no se dispone de los valores de resistencia a la fatiga exactos para el material en cuestión publicados por la AGMA.

Podemos garantizar con una confiabilidad del 99% que los engranes empleados en este diseño tendrán una vida útil mínima de 5 años.

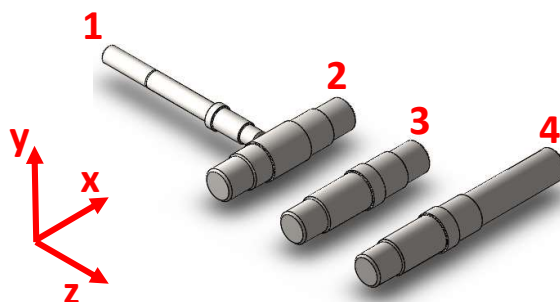
## 2. Árboles

Si bien el proceso de diseño y comprobación de árboles de transmisión se caracteriza por ser iterativo, en este apartado se presentan únicamente las comprobaciones realizadas al diseño final.

El tren de transmisión de la caja está compuesto por un total de cuatro árboles, tres de los cuales son paralelos entre ellos, siendo el restante el de entrada y perpendicular al resto, de manera que pueda darse alojamiento a la etapa espirocónica.

Todos los árboles cuentan con resaltos que permiten la correcta ubicación de los elementos que van montados sobre ellos en la dirección axial. Además, los árboles de entrada y salida cuentan con chaveteros mecanizados para su unión con el disco de freno y los acoplamientos. En el caso concreto del árbol de entrada, se cuenta con una ranura para ubicar un anillo de retención que fija el disco de freno en la dirección axial. Todos estos cambios de geometría generan concentraciones de tensiones, debilitando estos elementos.

La numeración de los árboles y la definición de los ejes de coordenadas son las que se muestran en la siguiente imagen:



*Figure 8: Numeración de los árboles y definición de los ejes de coordenadas. Fuente propia.*

Las consideraciones para tener en cuenta en la comprobación de estos componentes son las recomendadas por la bibliografía consultada. Los principales puntos son los siguientes:

- Se considera un factor de seguridad en el diseño de 2,5.
- Se desprecian las cargas axiales en los árboles que únicamente tengan ruedas dentadas cilíndricas.
- Debido a lo pequeños que son en comparación con las cargas de los engranes, no se tendrán en cuenta los pesos propios de ninguno de los componentes montados ni los de los propios árboles.
- Se exige una confiabilidad del 99% en el diseño.
- Se realiza la comprobación de fatiga según las instrucciones del código ASME y los apuntes de la bibliografía consultada.

Los árboles de este diseño están sometidos a un torque constante, pues no hay cambios en el sentido de giro de cada uno de ellos, y a flexión de ciclo invertido, pues a cada ciclo de funcionamiento el momento flector cambia de signo.

Según el método ASME, la ecuación para determinar el diámetro mínimo en esta situación de carga es la que se muestra a continuación:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( k_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

El material empleado para la fabricación de los árboles es el acero AISI 1045 rolado en caliente. Este material cuenta con una resistencia última a la tensión ( $S_{ut}$ ) de 564 MPa y una resistencia a la fluencia ( $S_y$ ) de 310 MPa.

Se empieza por determinar el torque transmitido por cada uno de los árboles en base a sus velocidades y la potencia de entrada a la caja con la siguiente ecuación:

$$T = \frac{P}{n}$$

Los resultados para cada árbol son los siguientes:

		Árbol 1	Árbol 2	Árbol 3	Árbol 4
n (rpm)	Régimen	1500	750	333,33	148,15
T (Nm)	Par transmitido	93,71	187,42	421,70	948,82

*Tabla 11: Pares transmitidos por cada árbol. Fuente propia.*

Una vez calculado el torque transmitido, se determinan las fuerzas tangenciales en cada engrane a través del radio de paso en los cilíndricos y el radio medio en los cónicos. La ecuación es la siguiente:

$$W_t = \frac{T}{r_{engrane}}$$

Con la fuerza tangencial calculada, la radial se determina para los engranes cilíndricos a través del ángulo de presión usando la siguiente ecuación:

$$W_r = W_t \cdot \cos \theta$$

Para las ruedas cónicas es necesario determinar tanto la carga radial como la axial. Estas se determinan en base al ángulo de presión ( $\theta$ ), el de hélice ( $\beta$ ) y el del cono ( $\delta$ ) usando las siguientes ecuaciones:

$$W_r = W_t \left( \frac{\operatorname{tg} \theta \cdot \cos \delta}{\cos \beta} \pm \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{sen} \delta \right)$$

$$W_x = W_t \left( \frac{\operatorname{tg} \theta \cdot \cos \delta}{\cos \beta} \mp \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \delta \right)$$

Para el piñón se usan los signos superiores y para el engrane los inferiores. Los resultados obtenidos al aplicar estas ecuaciones son los siguientes:

	Carga tangencial (N)	Carga radial (N)	Carga axial (N)
Piñón cónico	2637,66	1874,31	222,10
Engrane cónico	2637,66	222,10	1874,31
Piñón etapa 2	4685,52	1705,39	---
Engrane etapa 2	4685,52	1705,39	---
Piñón etapa 3	10542,42	3837,13	---
Engrane etapa 3	10542,42	3837,13	---

*Tabla 12: Cargas transmitidas por las ruedas dentadas. Fuente propia.*

Se considera que el procedimiento de cálculo para el árbol de entrada es representativo del que se sigue en el resto de los árboles, por lo que para estos últimos solo se presentarán los resultados finales de diámetro mínimo en las secciones críticas, acompañados de los momentos torsores y flectores en ellas.

Se supone que las cargas están aplicadas en los centros de los engranes. Con las cargas calculadas, se calculan las reacciones y los diagramas de momento flector y torsor del árbol de entrada.

Este árbol cuenta con un tramo en voladizo externo a la carcasa sin cambios en el diámetro, pero con dos chaveteros mecanizados, uno para el acoplamiento de entrada y otro para el disco de freno, y una ranura para fijar axialmente el disco con un anillo de retención. El tramo interno está doblemente apoyado y cuenta con diversos escalones para apoyar los rodamientos y el piñón cónico, el cual es el único engrane montado en este árbol, por lo que sus cargas también serán las únicas. El tramo externo está sometido únicamente a torsión, mientras que el interno está sometido a torsión y flexión.

Las distancias entre los apoyos, los extremos y el punto de aplicación de las cargas se muestran en la siguiente imagen:

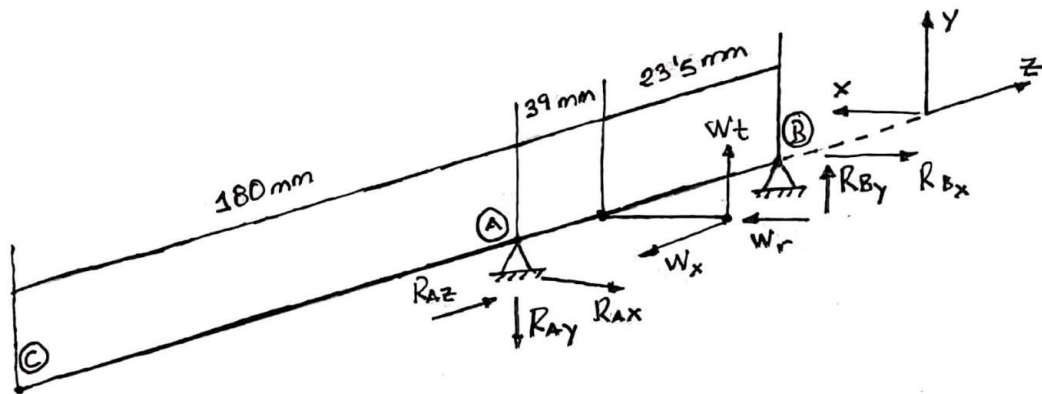


Figure 9: Esquema de cargas en el árbol de entrada. Fuente propia.

Sabiendo que el radio medio del piñón es de 35,53 mm, se determinan las reacciones y los diagramas de momento torsor y flector a través de ecuaciones de equilibrio para las cargas en los ejes “x”, “y” y “z” y para los momentos en los ejes “x” e “y”. Los momentos combinados se calculan como la raíz cuadrada de las componentes al cuadrado.

Los resultados de reacciones son los siguientes:

Reacciones	Apoyo A	Apoyo B
Eje x (N)	882,93	991,39
Eje y (N)	1178,53	1459,13
Eje z (N)	222,10	0

Tabla 13: Reacciones en los apoyos del árbol de entrada. Fuente propia.

Los momentos flectores en cada punto en los ejes “x” e “y” y el resultante combinado de ambos son los siguientes:

	Punto C	Punto A	Punto X	Punto B
$M_x$ (Nmm)	0	0	45962,63	0
$M_y$ (Nmm)	0	0	34434,08	0
$M_{comb}$ (Nmm)	0	0	57430,56	0

Tabla 14: Momentos flectores en el árbol de entrada. Fuente propia.

El punto X es el punto de aplicación de las cargas, es decir, el punto medio del piñón cónico. El momento en “y” en este punto que figura en la tabla es el mayor de los dos calculados a derecha e izquierda, pues en este se encuentra aplicado un momento flector puntual, ocasionado por la carga axial.

Los diagramas de momento torsor y flector son los siguientes:

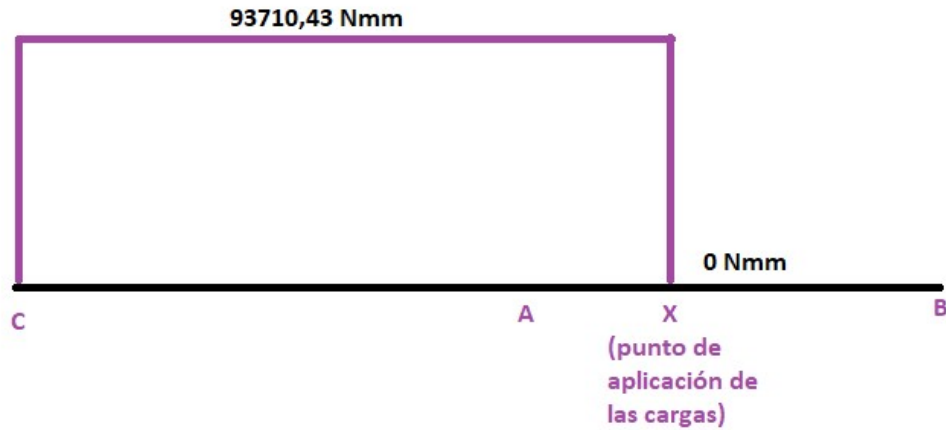


Figure 10: Diagrama de momento torsor en el árbol de entrada. Fuente propia.

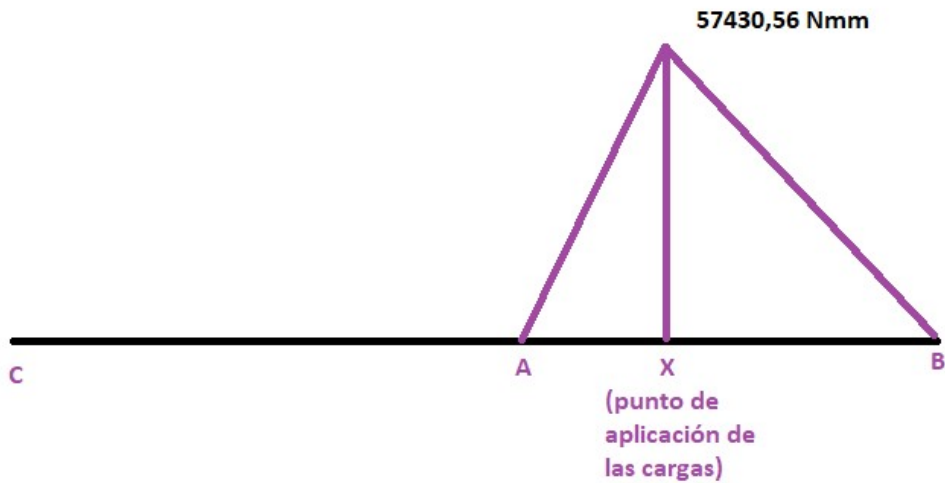


Figure 11: Diagrama de momento flector combinado en el árbol de entrada. Fuente propia.

De manera parecida a lo realizado con los dientes de los engranes, resulta necesario corregir la resistencia última a la tensión para adaptarla a las características y condiciones de funcionamiento del árbol. Esto se consigue aplicando una serie de factores de corrección según las siguientes ecuaciones:

$$S_e = \text{Resistencia física sin corregir} = 0.5 S_{ut} = 0.5(565) \text{MPa}$$

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e'$$

El factor de carga para situaciones en las que existe carga axial se toma como  $C_{carga} = 0,7$ . En caso de no tener carga axial sería  $C_{carga} = 1$ .

El factor de tamaño tiene en cuenta las imperfecciones que puedan producirse al fabricar árboles de gran tamaño. Dependiendo del diámetro del árbol en la sección de estudio se utilizan distintas ecuaciones, las cuales se presentan a continuación:

$$\begin{aligned} \text{para } d \leq 0.3 \text{ in (8 mm):} & \quad C_{\text{tamaño}} = 1 \\ \text{para } 0.3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in:} & \quad C_{\text{tamaño}} = 0.869d^{-0.097} \\ \text{para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm:} & \quad C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.097} \end{aligned}$$

El factor de superficie tiene en cuenta el acabado superficial del árbol. Se puede determinar de forma gráfica, pero para mayor exactitud se emplea una ecuación que depende de la resistencia última a la tensión del material y de dos coeficientes que dependen del método de fabricación del árbol. La ecuación es la siguiente:

$$C_{\text{superficie}} = a (S_{ut})^b$$

Se considera que el árbol es maquinado. Los coeficientes se encuentran en la siguiente tabla:

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Figure 12: Cálculo del coeficiente de acabado superficial. Fuente: Apuntes de la asignatura Cálculo y Diseño de Máquinas I.

El factor de temperatura tiene en cuenta el efecto sobre el acero el trabajo a altas temperaturas. Para valores inferiores a 450 °C se considera  $C_{\text{temperatura}} = 1$ .

El factor de confiabilidad depende de la confiabilidad deseada en el diseño. Se determina con la siguiente tabla:

Confiabilidad %	$C_{\text{confiabilidad}}$
50	1,000
90	0,897
95	0,870
99	0,814
99,9	0,753

Figure 13: Determinación del coeficiente de confiabilidad. Fuente: Apuntes de la asignatura Cálculo y Diseño de Máquinas I.

Tras calcular todos los factores a través de los métodos descritos, se obtienen valores distintos de la resistencia corregida para cada sección de estudio, pues el valor del coeficiente de tamaño varía con el diámetro de la sección. A continuación, se muestran en formato de tabla los resultados de los distintos



coeficientes y el valor de la resistencia corregida para las distintas secciones de estudio, así como la ubicación de dichas secciones.

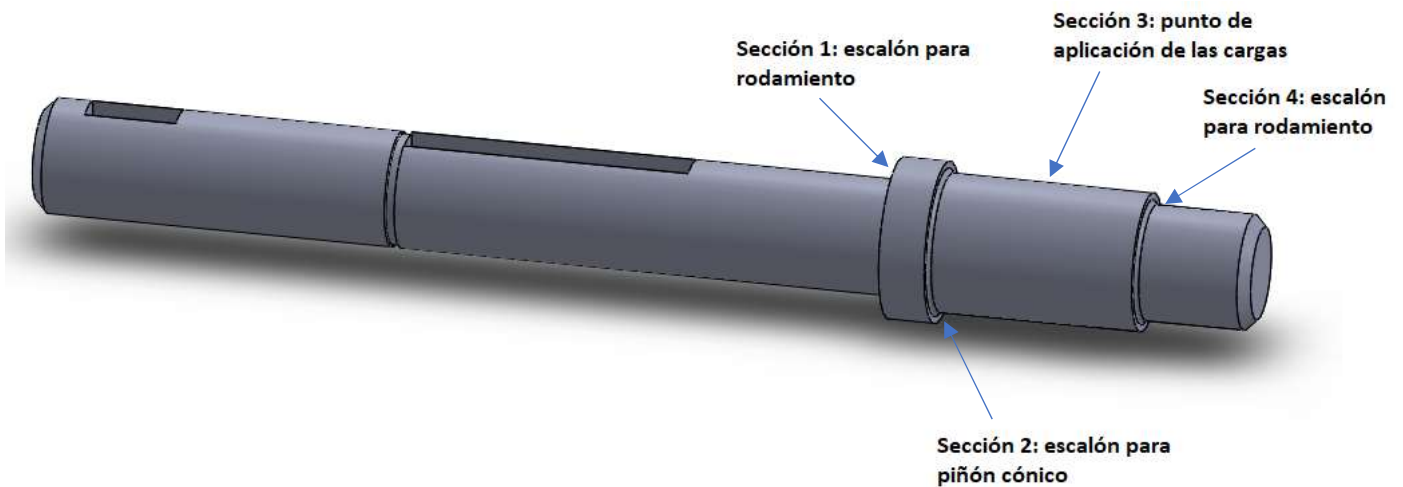


Figure 14: Secciones de estudio. Fuente propia.

	Sección 1	Sección 2	Sección 3	Sección 4
Coef. de carga	0,7	0,7	0,7	0,7
Coef. de tamaño	0,87	0,855	0,855	0,87
Coef. de superficie	0,8412	0,8412	0,8412	0,8412
Coef. de temperatura	1	1	1	1
Coef. de confiabilidad	0,814	0,814	0,814	0,814
Resistencia corregida (MPa)	117,82	115,75	115,75	117,82

Tabla 15: Coeficientes de corrección y resistencia corregida. Fuente propia.

El siguiente paso es determinar el coeficiente de concentración de tensiones para cada sección con variaciones en su geometría, por lo que se descarta la sección 4 para este paso. La ecuación para el cálculo de este coeficiente es la siguiente:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Donde:

$K_f$  = Factor de concentración de esfuerzo por fatiga (dinámico).

$K_t$  = Factor de concentración de esfuerzo teórico (estático).

$q$  = Sensibilidad a la muesca.

El factor de concentración de esfuerzo teórico se determina gráficamente en base a la relación entre el radio de la muesca y el diámetro menor del cambio de sección y la relación entre los dos diámetros del cambio de sección. La gráfica es la siguiente:

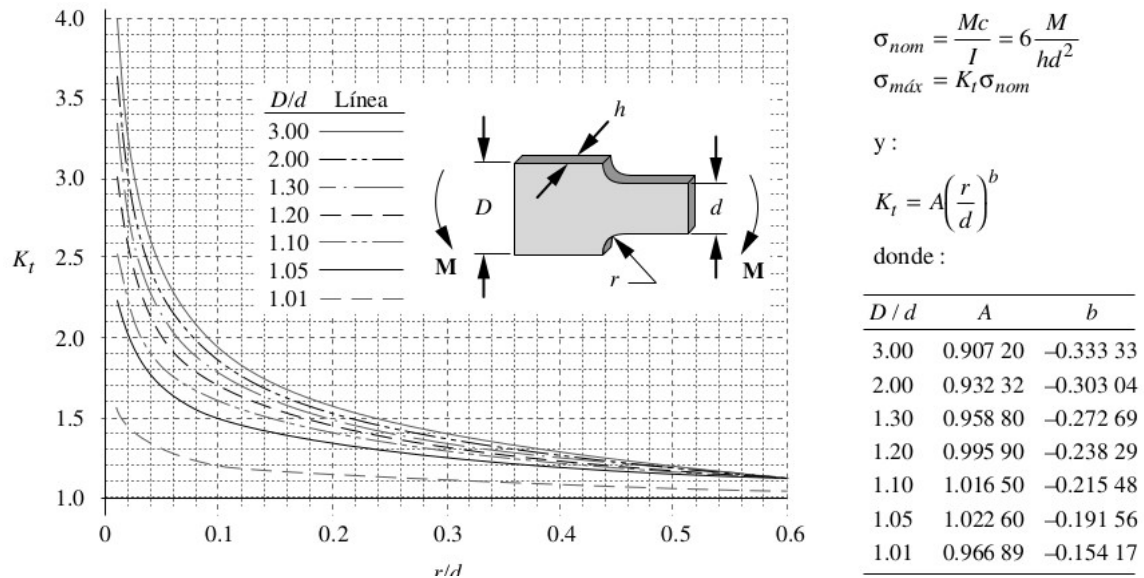


Figure 15: Gráfica para la obtención del factor de concentración de esfuerzo teórico. Fuente: Norton, R. L., (2011), Diseño de máquinas. Un enfoque integrado, México, Pearson.

La sensibilidad a la muesca se determina con otra gráfica, en este caso en base al radio de la muesca y la resistencia última a la tensión del material. La gráfica es la siguiente:

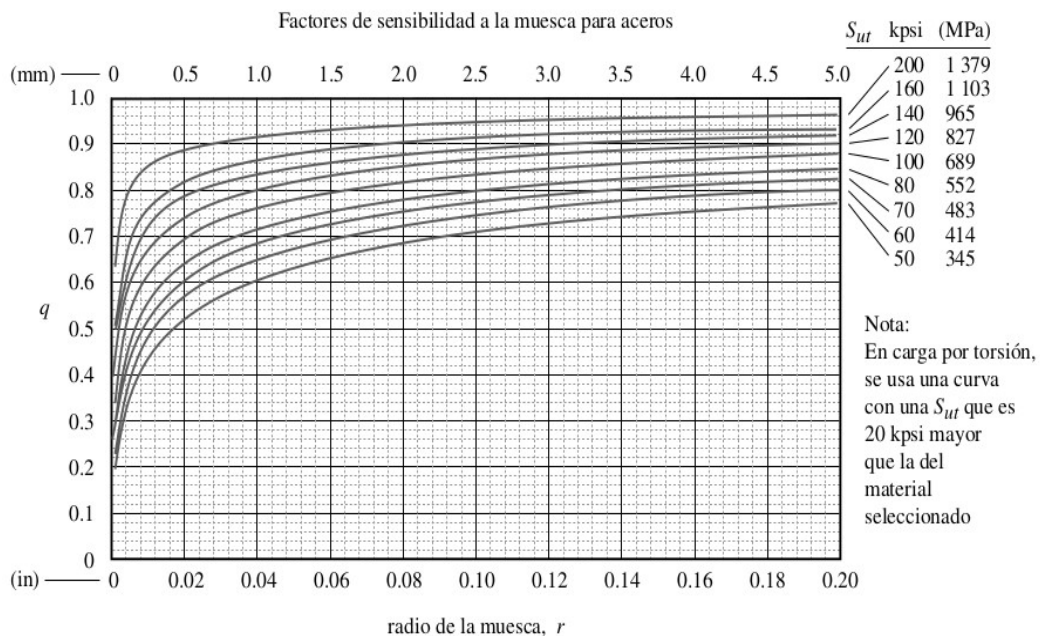


Figure 16: Gráfica para la obtención de la sensibilidad a la muesca. Fuente: Norton, R. L., (2011), Diseño de máquinas. Un enfoque integrado, México, Pearson.

Los resultados para todos estos factores se presentan en la siguiente tabla:

	Sección 1	Sección 2	Sección 3	Sección 4
$K_t$	2,6	2,1	0	2,4
$q$	0,78	0,72	0	0,66
$K_f$	2,248	1,792	0	1,924

Tabla 16: Coeficientes de concentración de tensiones. Fuente propia.

Se calculan los momentos flectores para cada sección estudiada a través del diagrama de momentos flectores combinados y se calculan los diámetros mínimos. A continuación, se muestran los resultados juntos con los diámetros finalmente seleccionados. También se añade la sección del tramo exterior del árbol, la cual no se había estudiado hasta este momento por estar sometida únicamente a torsión, haciendo innecesario el cálculo de los coeficientes vistos hasta ahora.

	Sección 1	Sección 2	Sección 3	Sección 4	Sección exterior
$M_t$ (Nmm)	93710,43	93710,43	93710,43	93710,43	93710,43
$M_f$ (Nmm)	11044,34	25770,12	57430,56	14621,35	0
$d_{\min}$ (mm)	20,45	19,86	22,99	24,26	18,82
$d_{\text{final}}$ (mm)	25	30	30	25	25

Tabla 17: Resultados de diámetros para el árbol de entrada. Fuente propia.

Para finalizar este apartado, se presenta la misma tabla para cada uno de los tres árboles restantes, con sus respectivas indicaciones de la ubicación de las secciones:

- Árbol 2:

	Sección 1	Sección 2	Sección 3	Sección 4	Sección 5
$M_t$ (Nmm)	187420,86	187420,86	187420,86	187420,86	187420,86
$M_f$ (Nmm)	46902,64	148924,71	152774,65	159435,51	67466,53
$d_{\min}$ (mm)	28,28	33,25	39,17	33,64	40,03
$d_{\text{final}}$ (mm)	45	50	55	50	45

Tabla 18: Resultados de diámetros para el árbol 2. Fuente propia.

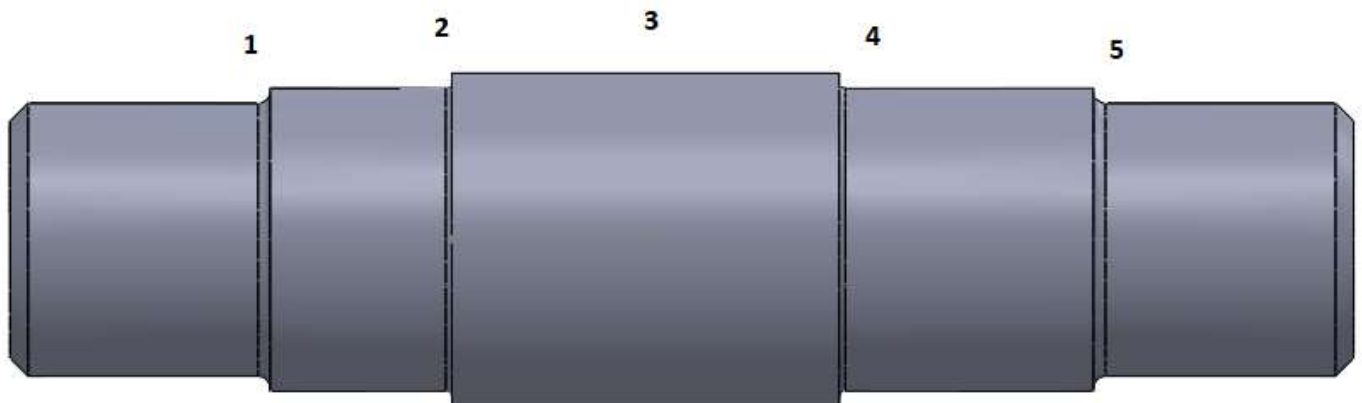


Figure 17: Secciones de estudio del árbol 2. Fuente propia.

• **Árbol 3:**

	Sección 1	Sección 2	Sección 3	Sección 4	Sección 5
$M_t$ (Nmm)	421696,94	421696,94	421696,94	421696,94	421696,94
$M_f$ (Nmm)	108504,45	505106,93	428205,27	356419,85	115906,91
$d_{\min}$ (mm)	34,80	32,64	49,55	46,82	35,19
$d_{\text{final}}$ (mm)	45	50	50	50	45

Tabla 19: Resultados de diámetros para el árbol 3. Fuente propia.

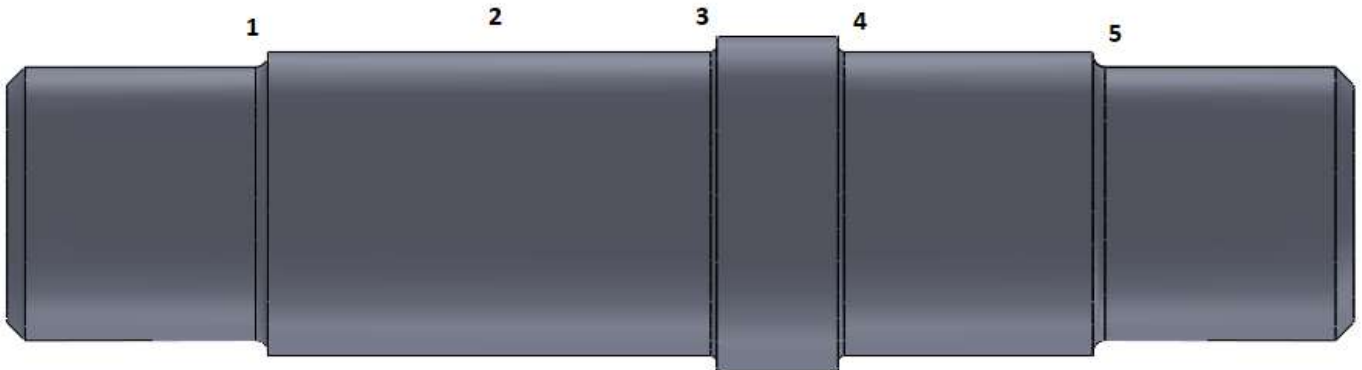


Figure 18: Secciones de estudio del árbol 3. Fuente propia.

• **Árbol 4:**

	Sección 1	Sección 2	Sección 3	Sección 4	Sección 5	Sección exterior
$M_t$ (Nmm)	948818,11	948818,11	948818,11	948818,11	948818,11	948818,11
$M_f$ (Nmm)	91503,63	425965,17	334218,82	246841,35	63348,67	0
$d_{\min}$ (mm)	41,59	41,04	48,51	45,76	41,15	40,72
$d_{\text{final}}$ (mm)	45	50	50	50	45	45

Tabla 20: Resultados de diámetros para el árbol 4. Fuente propia.

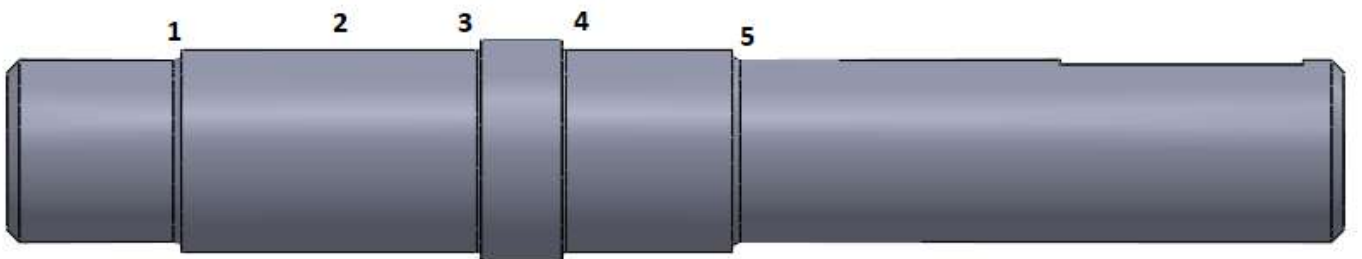


Figure 19: Secciones de estudio del árbol 4. Fuente propia.

### 3. Ajustes

#### 3.1. Ajuste de interferencia entre el eje y los engranes

Se trata de un método de unión entre árboles y engranes. La unión se consigue maquinando el agujero del engrane de un diámetro ligeramente menor que el del árbol o el de este ligeramente mayor que el del engrane. A continuación, se fuerzan las dos piezas juntas, lo que crea fuerzas normales y de presión en las piezas.

El montaje de este tipo de unión se consigue calentando el engrane (ajuste de expansión) y/o enfriando el árbol (ajuste de contracción). Estos enfriamientos y calentamientos se realizan con la finalidad de agrandar el diámetro del agujero y/o disminuir el del árbol, de manera que se facilite el montaje. Al volver los componentes a la temperatura ambiente estos recuperan sus dimensiones originales, produciéndose el ajuste. En ocasiones se puede lograr directamente aplicando fuerza axial.

Se siguen las instrucciones del estándar AGMA 9003-A91 para determinar las tolerancias que deben tener árbol y agujero para garantizar un ajuste de interferencia satisfactorio, siendo este aquel que permite transmitir el par deseado sin que los esfuerzos producidos superen los límites del material.

La presión ( $p$ ) que se produce a causa del ajuste se determina a partir de la deformación de los materiales, producto de la interferencia. La ecuación para su determinación es la siguiente:

$$p = \frac{0.5 * \delta}{\frac{r}{E_o} \left( \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{r}{E_i} \left( \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_i \right)}$$

Donde:

$E$  = Módulo de Young (210000 MPa para el acero).

$\nu$  = Coeficiente de Poisson (0,3 para el acero).

$r$  = Radio nominal del punto de contacto entre las piezas.

$r_i$  = Radio interior del árbol (0 para árboles macizos).

$r_o$  = Radio de paso del engrane.

$\delta$  = Interferencia deseada.

Los esfuerzos tangenciales en el engrane y en el árbol a causa de esta presión se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{t \text{ eng}} = -p \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2}$$

$$\sigma_{t \text{ eje}} = -p$$

El ajuste de interferencia produce concentraciones de esfuerzos en los bordes de la unión, tanto en el engrane como en el árbol. El factor de concentración de estos esfuerzos se determina gráficamente en base a la relación entre el ancho de cara del diente ( $l$ ) y el diámetro del árbol y la relación entre la presión y el

esfuerzo normal por flexión. Este último se calcula a partir del momento flector en la sección del ajuste ( $M_f$ ) y el módulo resistente de la sección ( $W$ ) según la siguiente ecuación:

$$\sigma_n = \frac{M_f}{W}$$

La gráfica para determinar el factor de concentración de esfuerzos es la siguiente:

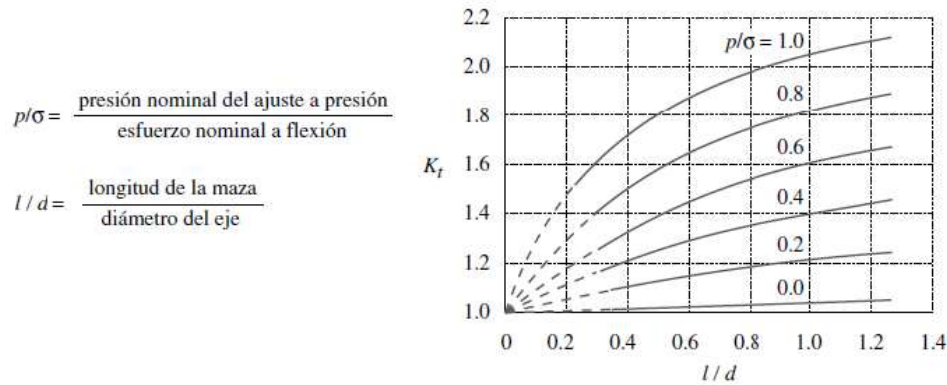


Figure 20: Determinación del factor de concentración de tensiones. Fuente: Norton, R. L., (2011), *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado*, México, Pearson.

A continuación, se determinan los factores de seguridad contra la posible falla durante el ajuste con las siguientes ecuaciones:

$$N_{eje} = \frac{S_{ut}}{K_t \sigma_{t\ eje}}$$

$$N_{engrane} = \frac{S_y}{K_t \sigma_{t\ engrane}}$$

Por último, en caso de que la interferencia utilizada cumpla con el límite de seguridad, se pasa a comprobar que con esta se puede transmitir el par deseado con la siguiente expresión:

$$T = \frac{\pi l r \mu \delta}{\frac{1}{E_o} \left( \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{1}{E_i} \left( \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} - \nu_i \right)}$$

En el caso de este trabajo, se ha utilizado como apoyo para este cálculo el software Microsoft Excel. De esta manera, se han planteado todas las ecuaciones descritas y se ha variado el valor de la interferencia para obtener el rango entre la mínima con la que se puede transmitir el par deseado y la máxima que soporta el material.

Los valores de interferencia mínima, interferencia máxima, torque transmitido con la interferencia mínima y coeficiente de seguridad con la interferencia máxima se presenta a continuación en formato de tabla para cada una de las ruedas dentadas:

	Piñón cónico	Engrane cónico	Piñón etapa 2	Engrane etapa 2	Piñón etapa 3	Engrane etapa 3
$I_{\text{mín}}$ (mm)	0,004	0,007	0,015	0,021	0,015	0,021
$I_{\text{máx}}$ (mm)	0,04	0,05	0,06	0,065	0,06	0,065
$T_{\text{mín}}$ (Nmm)	109706,62	200946,64	456627,73	958905,71	456627,73	958905,71
$N_{\text{engrane, Imáx}}$	1,35	1,72	1,24	1,47	1,24	1,47
$N_{\text{eje, Imáx}}$	1,07	1,20	1,68	1,03	1,68	1,03

Tabla 21: Interferencias máximas y mínimas. Fuente propia.

Para satisfacer estos rangos de interferencia se proponen para cada caso los ajustes que figuran en la siguiente tabla junto con sus características:

Pieza	Grado tol	Desv nom	Ajuste
Piñón 1	IT 6	16	H6-p5
Engrane 1	IT 6	16	H6-p5
Piñón 2	IT 6	16	H7-s6
Engrane 2	IT 6	16	H7-t6
Piñón 3	IT 6	16	H7-s6
Engrane 3	IT 6	16	H7-t6

Tabla 22.1: Ajustes de interferencia seleccionados. Fuente propia.

Pieza	Desv. Sup. Agujero (mm)	Desv. Sup. Agujero (mm)	Desv. Inf. Agujero (mm)	Desv. Sup. Árbol (mm)	Desv. Inf. Árbol (mm)	Interf máx. (mm)	Interf mín. (mm)
Piñón 1	0,016	0,016	0	0,037	0,026	0,037	0,01
Engrane 1	0,016	0,016	0	0,037	0,026	0,037	0,01
Piñón 2	0,025	0,025	0	0,059	0,043	0,059	0,018
Engrane 2	0,025	0,025	0	0,064	0,048	0,064	0,023
Piñón 3	0,025	0,025	0	0,059	0,043	0,059	0,018
Engrane 3	0,025	0,025	0	0,064	0,048	0,064	0,023

Tabla 22.2: Ajustes de interferencia seleccionados. Fuente propia.

### 3.2. Ajuste de rodamientos para árboles y carcasa

Conociendo los diámetros exteriores e interiores de los rodamientos, la bibliografía consultada nos proporciona tablas para obtener las tolerancias necesarias tanto en los apoyos de los rodamientos en la carcasa como para los tramos de los árboles en los que se van a colocar. Dichas tablas se adjuntan a continuación:



**TABLA 15-5** Ajustes de eje y caja para rodamientos.

A. Ajustes para ejes							
Barreno del rodamiento			Grado de tolerancia ISO	Diámetro del eje		Límites del ajuste	
Nominal (mm)	Máximo (pulg)	Mínimo (pulg)		Máximo (pulg)	Mínimo (pulg)	Mínimo (pulg)	Máximo (pulg)
10	0.3937	0.3934	j5	0.3939	0.3936	0.0001L	0.0005T
12	0.4724	0.4721	j5	0.4726	0.4723	0.0001L	0.0005T
15	0.5906	0.5903	j5	0.5908	0.5905	0.0001L	0.0005T
17	0.6693	0.6690	j5	0.6695	0.6692	0.0001L	0.0005T
20	0.7874	0.7870	k5	0.7878	0.7875	0.0001T	0.0008T
25	0.9843	0.9839	k5	0.9847	0.9844	0.0001T	0.0008T
30	1.1811	1.1807	k5	1.1815	1.1812	0.0001T	0.0008T
35	1.3780	1.3775	k5	1.3785	1.3781	0.0001T	0.0010T
40	1.5748	1.5743	k5	1.5753	1.5749	0.0001T	0.0010T
45	1.7717	1.7712	k5	1.7722	1.7718	0.0001T	0.0010T
50	1.9685	1.9680	k5	1.9690	1.9686	0.0001T	0.0010T

Figure 21: Tolerancias de árboles para rodamientos. Fuente: Mott, R.L., (2006), Diseño de elementos de máquinas, México, Pearson.

**TABLA 15-5** (continúa)

B. Ajustes para cajas							
Diámetro exterior del rodamiento			Grado de tolerancia ISO	Diámetro de la caja		Límites del ajuste	
Nominal (mm)	Máximo (pulg)	Mínimo (pulg)		Máximo (pulg)	Mínimo (pulg)	Mínimo (pulg)	Máximo (pulg)
30	1.1811	1.1807	H8	1.1811	1.1824	0	0.0017L
32	1.2598	1.2594	H8	1.2598	1.2613	0	0.0019L
35	1.3780	1.3776	H8	1.3780	1.3795	0	0.0019L
37	1.4567	1.4563	H8	1.4567	1.4582	0	0.0019L
40	1.5748	1.5744	H8	1.5748	1.5763	0	0.0019L
42	1.6535	1.6531	H8	1.6535	1.6550	0	0.0019L
47	1.8504	1.8500	H8	1.8504	1.8519	0	0.0019L
52	2.0472	2.0467	H8	2.0472	2.0490	0	0.0023L
62	2.4409	2.4404	H8	2.4409	2.4427	0	0.0023L
72	2.8346	2.8341	H8	2.8346	2.8364	0	0.0023L
80	3.1496	3.1491	H8	3.1496	3.1514	0	0.0023L
85	3.3465	3.3459	H8	3.3465	3.3486	0	0.0027L
90	3.5433	3.5427	H8	3.5433	3.5454	0	0.0027L
100	3.9370	3.9364	H8	3.9370	3.9391	0	0.0027L
110	4.3307	4.3301	H8	4.3307	4.3328	0	0.0027L
120	4.7244	4.7238	H8	4.7244	4.7265	0	0.0027L
125	4.9213	4.9206	H8	4.9213	4.9238	0	0.0032L

Figure 22: Tolerancias de cajas para rodamientos. Fuente: Mott, R.L., (2006), Diseño de elementos de máquinas, México, Pearson.

Según estas tablas, las tolerancias para árbol y carcasa de cada rodamiento rígido de bolas (numerados según la figura 12 de la memoria) son las siguientes:





	Rod. 1	Rod. 3	Rod. 4	Rod. 5	Rod. 6	Rod. 7	Rod. 8
Tolerancia en el árbol	k5	k5	k5	k5	k5	k5	k5
Tolerancia en la carcasa	H8	H8	H8	H8	H8	H8	H8

Tabla 22: Tolerancias para rodamientos en árbol y carcasa. Fuente propia.

Estas tablas solo son válidas para rodamientos rígidos de bolas. Para el casquillo de agujas el fabricante SKF recomienda unas tolerancias R6 para el agujero de la carcasa y k5 para el árbol.

### 3.3. Ajuste de otros elementos

También es necesario determinar el ajuste de otros componentes como las chavetas y chaveteros y los retenes radiales. No obstante, estos se encuentran directamente especificados por el fabricante en sus respectivos catálogos.

Si se desea, puede consultarse más información al respecto en el *Anexo II: Catálogos* o en el *Anexo III: Planos*.

## 4. Chavetas paralelas

Habiendo seleccionado los chavetas paralelas del fabricante Opac Components y estando la base y la altura de estas determinadas por el diámetro del árbol en el que van montadas, se les realizan las comprobaciones pertinentes ante falla por cortante y falla por aplastamiento, a fin de determinar si la longitud empleada cumple conforme al estándar ANSI.

El material de este producto es el mismo que el de los árboles, acero dulce al bajo carbono AISI 1045 rolado en frío, cuyas propiedades se han comentado con anterioridad.

La comprobación por cortante se realiza con la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{d/2 (WL)}$$

El coeficiente de seguridad se calcula de la siguiente manera:

$$N_{falla\ por\ cortante} = \frac{0.5S_y}{\tau}$$

En el caso de la comprobación por aplastamiento las expresiones para el esfuerzo y el coeficiente de seguridad son las que siguen:

$$\sigma = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{d/2(L)(H/2)}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma}$$

A continuación, se presentan en formato de tabla los resultados obtenidos para los esfuerzos y coeficientes de seguridad en ambas comprobaciones, así como las dimensiones, de las tres chavetas empleadas en este diseño:

	Chaveta acoplamiento de entrada	Chaveta disco de freno	Chaveta acoplamiento de salida
W (mm)	8	8	14
H (mm)	7	7	9
L (mm)	20	65	60
$\tau$ (MPa)	46,86	14,42	50,20
$N_{\text{cortante}}$	5,67	18,42	5,29
$\sigma$ (MPa)	107,10	32,95	156,18
$N_{\text{aplastamiento}}$	4,96	16,11	3,40

*Tabla 23: Resultados de la comprobación de chavetas. Fuente propia.*

## 5. Rodamientos

La comprobación de estos componentes consta de dos partes. Por un lado, es necesario comprobar que los modelos seleccionados son capaces de satisfacer la vida útil mínima de 5 años requerida en la mayoría de los elementos que forman parte de este diseño. Por otro lado, es necesario comprobar que las desviaciones angulares en los apoyos, producidas por las deflexiones en los árboles, no superan los límites establecidos por el fabricante, pues de ser así, no se garantiza la fiabilidad de los cálculos para la vida útil.

### 5.1. Determinación de vida útil

Se siguen las instrucciones del fabricante SKF para la determinación de la vida útil de los modelos seleccionados, basadas en la normativa ISO 281. De esta manera, la expresión para este cálculo es la siguiente:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

No obstante, cuando la velocidad angular es constante, resulta más intuitivo trabajar con el valor expresado en horas de funcionamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10}$$

Donde:

$L_{10}$  = Vida nominal básica (con una confiabilidad del 90 % en millones de revoluciones).

$L_{10h}$  = Vida nominal básica (con una confiabilidad del 90% en horas de funcionamiento).

$C$  = Capacidad de carga dinámica básica (N).

$P$  = Carga dinámica equivalente del rodamiento (N).

$n$  = Velocidad de giro (rpm).

$p$  = Exponente (3 para rodamientos de bolas; 10/3 para rodamientos de rodillos).

El valor de capacidad de carga dinámica básica se obtiene directamente del catálogo del fabricante. La velocidad de giro ya es conocida, pues depende de las condiciones de funcionamiento del rodamiento, y el exponente se toma como 3 para los modelos rígidos de bolas, mientras que para el casquillo de agujas se toma como 10/3, pues este funciona con rodillos.

Solo queda por determinar la carga dinámica equivalente del rodamiento. Para los rodamientos que se encuentran bajo el efecto de una carga axial, la expresión es la siguiente:

$$P = XF_r + YF_a$$

La fuerza axial ( $F_a$ ) es directamente la carga axial sobre el rodamiento, es decir, la reacción en la dirección axial sobre el apoyo. La fuerza radial ( $F_r$ ) se determina como la raíz cuadrada de la suma de las cargas radiales al cuadrado sobre el rodamiento, es decir, las reacciones radiales en el apoyo:

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

Por otro lado, se tienen los factores X e Y, que se definen como el factor de carga radial del rodamiento y el factor de carga axial del rodamiento, respectivamente. Estos factores se determinan de tablas facilitadas por el fabricante en función de productos de otros parámetros que también son facilitados en el catálogo. Dichas tablas se presentan a continuación únicamente para los rodamientos rígidos de bolas, pues los casquillos de agujas no están diseñados para soportar carga axial:

Factores de cálculo para los rodamientos rígidos de bolas			
Rodamientos de una hilera y de dos hileras Juego normal			
$f_0 F_a/C_0$	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
1,03	0,28	0,56	1,55
1,38	0,3	0,56	1,45
2,07	0,34	0,56	1,31
3,45	0,38	0,56	1,15
5,17	0,42	0,56	1,04
6,89	0,44	0,56	1

Figure 23: Factores para rodamientos rígidos de bolas. Fuente: Catálogo SKF.

De esta manera, para el casquillo de agujas y para los rodamientos de bolas que solo tienen carga radial la carga dinámica equivalente será directamente la carga radial total. Sin embargo, para los rodamientos sometidos a cargas radial y axial es necesario realizar la siguiente comprobación para determinar el cálculo de la carga dinámica equivalente:

$$\begin{aligned} F_a/F_r \leq e &\rightarrow P = F_r \\ F_a/F_r > e &\rightarrow P = X F_r + Y F_a \end{aligned}$$

Figure 24: Cálculo de la carga dinámica equivalente en rodamientos rígidos de bolas. Fuente: Catálogo SKF.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos de vida útil, cargas dinámicas equivalentes, capacidad de carga dinámica básica y tipo de carga al que está sometido el rodamiento para cada uno de los apoyos, siguiendo la numeración de la figura 12 de la memoria.

	Apoyo 1	Apoyo 2	Apoyo 3	Apoyo 4	Apoyo 5	Apoyo 6	Apoyo 7	Apoyo 8
Modelo	6205 ETN9	HK 2520	6409	6409	6409	6409	6409	6409
$L_{10}$ (h)	12875,25	30658,99	73441,22	97225,52	19174,21	>Apoyo 5	38970,01	>Apoyo 7
C (N)	17800	19000	76100	76100	76100	76100	76100	76100
Tipo de carga	Radial y axial	Radial	Radial y axial	Radial	Radial	Radial	Radial	Radial
P (N)	1472,58	1764,06	5108,98	4652,86	7993,58	<Apoyo 5	6310,60	<Apoyo 7

Tabla 24: Cargas y vida útil de los rodamientos. Fuente propia.

Nota: no resultó necesario tener en cuenta la carga axial para el rodamiento del apoyo 1, pero sí en el apoyo 3.

Como se puede apreciar, se garantiza en todos los rodamientos una vida útil superior a las 10400 horas equivalentes a 5 años de vida útil según las condiciones de funcionamiento previstas descritas con anterioridad en este documento.

## 5.2. Comprobación de desviación angular

Según el fabricante, para los rodamientos rígidos de bolas la desviación angular máxima permitida es de entre 2 a 10 minutos de arco, mientras que para el casquillo de agujas el límite se establece en 1 minuto de arco. Más allá de estos valores no se garantiza la validez de las comprobaciones realizadas en el apartado anterior.

El procedimiento de cálculo consiste en obtener de prontuarios la ecuación para los ángulos de deflexión en los apoyos para una viga doblemente apoyada con carga tangencial descentrada. La ecuación es la siguiente:

Ángulos de giro:

$$\varphi_A = \frac{Pab}{6EI} (l + b) \quad \varphi_B = - \frac{Pab}{6EI} (l + a)$$

Figure 25: Ángulos de giro en los apoyos para vigas doblemente apoyadas con carga tangencial descentrada. Fuente: Apuntes de la asignatura Teoría de Estructuras y Cálculo Industrial I.

Partiendo de esta ecuación, puesto que en los árboles con más de una rueda dentada hay más de una carga por plano, estas se estudian por separado y se aplica el principio de superposición para obtener el ángulo de deflexión en cada apoyo para las cargas de cada plano. Por último, análogamente a lo realizado en el cálculo de los momentos flectores combinados en los árboles, se calculan los ángulos combinados de deflexión en cada apoyo a partir de los de cada plano. Por tanto, las ecuaciones resultantes para cada apoyo son las siguientes:

$$\alpha_{plano} = \alpha_{carga\ 1} + \alpha_{carga\ 2}$$

$$\alpha_{total} = \sqrt{\alpha_{plano\ 1}^2 + \alpha_{plano\ 2}^2}$$

Los resultados obtenidos para cada apoyo se muestran a continuación, comparados con el límite establecido por el fabricante:

	Apoyo 1	Apoyo 2	Apoyo 3	Apoyo 4	Apoyo 5	Apoyo 6	Apoyo 7	Apoyo 8
Modelo	6205 ETN9	HK 2520	6409	6409	6409	6409	6409	6409
$\alpha$ (mín)	0,82	0,81	0,77	2,36	1,97	4,96	1,51	1,34
$\alpha_{lim}$ (°)	10	1	10	10	10	10	10	10

*Tabla 25: Desviación angular en los rodamientos. Fuente propia.*

Como se puede apreciar, en todos los casos se garantiza que no se supera el límite recomendado por el fabricante, en la mayoría de los casos por un amplio margen, a excepción del casquillo de agujas, cuyo límite es considerablemente más exigente.

## 6. Acoplamiento flexible

### 6.1. Selección del modelo

Se siguen las instrucciones descritas en el catálogo UNE-FLEX del fabricante Grupo Oria. Se empieza determinando el par nominal que debe transmitir el acoplamiento según la siguiente ecuación:

$$M = \frac{N}{n} 9549k$$

Donde:

$M$  = Par nominal (Nm).

$N$  = Potencia transmitida (kW).

$n$  = Velocidad de giro mínima de los árboles en los que se desea emplear el acoplamiento (rpm).

$k$  = Coeficiente multiplicador.

El cálculo se realiza para el árbol de salida, pues en este se encuentra el mayor par y la menor velocidad en comparación con el árbol de entrada. El coeficiente multiplicador da cuenta de la máquina que está

accionando la reductora. El fabricante considera los motores eléctricos como máquinas de tipo 1 (máquinas de carga constante) y recomienda un coeficiente multiplicador de 1.

	Tipo de Máquina / Machine Type				
	1	2	3	4	5
Motor eléctrico / Electric motor Turbina de Vapor / Steam turbine Transmisiones / Transmissions	1	1,5	2	2,5	3
Máquinas de Vapor / Steam machine Máquinas de gas / Gas machine Turbina Hidráulica / Hydraulic Turbine Diesel 4-6 Cilindros / Diesel 4-6 Cylinders	1, 5	2	2,5	3	3,2
Diesel 2-3 cilindros / Diesel 2-3 cylinders Motor a 4 tiempos / 4 Stroke motor	2,2	2,5	2,8	3,2	3,5
Diesel 1-2 cilindros / Diesel 1-2 cylinders Motor a 4 tiempos / 4 stroke motor	2,6	2,8	3	3,5	4

Figure 26: Determinación del coeficiente k. Fuente: Catálogo UNE-FLEX.

El cálculo es el siguiente:

$$M = \frac{14,72 \text{ kW}}{148,15 \text{ rpm}} \cdot 9549 \cdot 1 = 948,79 \text{ Nm}$$

Con este resultado se decide optar por el modelo Serie 1 Mod. 1 22-1. A continuación se muestra la tabla de fabricante con sus características:

Acoplamiento para eje directo Serie 1			Shaft to Shaft Coupling 1 Series											
Mod. 1			01-1	03-1	06-1	10-1	14-1	18-1	22-1	25-1	26-1	28-1	30-1	32-1
Par Nominal Nominal Torque	Nm		10	35	75	150	300	600	1200	2000	3400	5400	9000	13500
Par Max Max Torque	Nm		30	105	225	450	900	1800	3600	6000	10200	16200	27000	40500
Velocidad Max Max Speed	r.p.m.		5000	5000	5000	4000	4000	3000	3000	2500	2300	1800	1500	1000
Momento de Inercia Moment of Inertia	Kgm <sup>2</sup>		-	-	0.01	0.05	0.13	0.42	0.9	2.4	3.4	5.7	13.4	44.0
Ang. Torsión Tors. Angle	°		6	8	12	16	21	28	19	18	20	22	25	25
Par de Apriete Tightening Torque	Nm		1.5	4	6	15	20	25	45	55	60	110	200	240
Diámetros Diameter	A	Mm	86	104	136	178	210	263	310	370	402	450	550	700
	B	Mm	30	34	48	64	80	95	115	150	160	160	180	270
	Ø Max Eje Shaft Ø Max	Mm	20	22	28	38	50	60	80	100	110	110	120	180
	Ø Pretaladra- do Ø Preboring	Mm	8	10	10	15	15	25	35	35	40	55	65	75
Longitudes Lengths	L	Mm	50	64	88	125	150	174	200	215	244	280	360	450
	M	Mm	20	28	35	47	59	67	75	85	95	110	130	160
	N	Mm	8	8	8	19	20	24	20	22	24	40	90	104
Masa Mass	Kg		0.8	1.1	2.4	5.4	9.3	17.5	28	50	59	82	140	327
Ref. Flector Tyre Ref.			201	203	206	210	214	218	222	225	426	828	1230	1832

Figure 27: Características de la Serie 1 Mod. 1. Fuente: Catálogo UNE-FLEX.

Como se puede apreciar en la tabla, la velocidad máxima para este modelo es de 3000 rpm, inferior a la velocidad de 1500 rpm del árbol de entrada. Puesto que en la entrada el par es considerablemente menor que a la salida, se decide utilizar este mismo modelo de acoplamiento tanto a la entrada como a la salida de la reductora.

## 7. Carcasa

### 7.1. Comprobación de las uniones por perno

Con el fin de simplificar los cálculos de este apartado, se considera que las cargas se dividen equitativamente entre todos los pernos. Se determinan las cargas totales en los tres ejes de coordenadas de la caja, definidos en el cálculo de árboles, como la suma de cada una de las reacciones en dichos ejes, teniendo en cuenta sus signos. Los resultados son los siguientes, con las numeraciones de los apoyos definidas en la figura 12 de la memoria:

Eje Y	
R1Y (N)	-1178,53
R2Y (N)	-1459,13
R3Y (N)	3174,18
R4Y (N)	4149,01
R5Y (N)	-7237,71
R6Y (N)	-7990,23
R7Y (N)	6229,61
R8Y (N)	4312,81
Carga total (N)	0,00

Tabla 26: Cargas en la caja en el eje y. Fuente propia.

Eje Z	
R1Z (N)	222,10
R2Z (N)	0
R3Z (N)	-622,63
R4Z (N)	2105,92
R5Z (N)	1900,48
R6Z (N)	231,26
R7Z (N)	-1007,73
R8Z (N)	-697,66
Carga total (N)	2131,74

Tabla 27: Cargas en la caja en el eje z. Fuente propia.



Eje X	
R1X (N)	-882,93
R2X (N)	-991,39
R3X (N)	1874,31
R4X (N)	0
R5X (N)	0
R6X (N)	0
R7X (N)	0
R8X (N)	0
Carga total (N)	0,00

Tabla 28: Cargas en la caja en el eje x. Fuente propia.

Debido a la disposición del tren de engranajes, las cargas en los ejes “x” e “y” se anulan, dejando una única carga en el eje “z”, por lo que es en esta en la que se basará el dimensionado de los pernos. Además, podemos concluir que, debido a que las cargas verticales se anulan, no habrá problema en la fijación de la carcasa utilizando el método de pernos.

El dimensionamiento de los pernos se realiza en base al esfuerzo cortante producido por las cargas transversales. La expresión para este esfuerzo es la siguiente:

$$\tau = \frac{F_{transv}}{\frac{\pi}{4}d^2}$$

Para tornillos de acero al medio carbono, forjado en frío, se tiene una resistencia de 284,21 MPa (36 kpsi) como se puede comprobar en la siguiente tabla:

Número de grado de la SAE	Intervalo del tamaño del diám. ext. (in)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Resistencia a la fluencia mínima (kpsi)	Resistencia a la tensión mínima (kpsi)	Material
1	0.25–1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
2	0.25–0.75	55	57	74	bajo o medio carbono
2	0.875–1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
4	0.25–1.5	65	100	115	medio carbono, forjado en frío
5	0.25–1.0	85	92	120	medio carbono, Q&T*
5	1.125–1.5	74	81	105	medio carbono, Q&T
5.2	0.25–1.0	85	92	120	martensita al bajo carbono, Q&T
7	0.25–1.5	105	115	133	aleación al medio carbono, Q&T
8	0.25–1.5	120	130	150	aleación al medio carbono, Q&T
8.2	0.25–1.0	120	130	150	martensita al bajo carbono, Q&T

\* Templado y revenido

Figure 28: Especificaciones y resistencias de la SAE para pernos de acero. Fuente: Norton, R. L., (2011), Diseño de máquinas. Un enfoque integrado, México, Pearson.

Se utiliza este valor para el cálculo y se tiene en cuenta un coeficiente de seguridad de 2. La carga que debe soportar cada perno será la total entre el número de pernos, que es 8, por lo que la carga resultante es:



$$F_{perno} = \frac{2131,74 \text{ N}}{8} = 266,47 \text{ N}$$

$$d = \sqrt{\frac{F_{perno}}{\frac{\pi}{4} \tau}} = \sqrt{\frac{266,47 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \frac{284,21 \text{ MPa}}{2}}} = 1,55 \text{ mm}$$

Como se puede apreciar, este valor es inferior a los 6 mm de diámetro en los pernos utilizados en este diseño.

## 8. Lubricante

El cálculo para la selección del lubricante se realiza a través del método gráfico, mediante el cual se puede obtener la viscosidad necesaria de un aceite. En este caso, la gráfica está especialmente diseñada para su aplicación en el cálculo de lubricante para reductoras. Los datos necesarios para entrar en la gráfica son los siguientes:

- Potencia transmitida:  $N \cong 15 \text{ kW}$
- Velocidad de salida:  $n \cong 150 \text{ rpm}$
- Relación total de reducción:  $m_T \cong 10$
- Tipo de accionamiento: motor eléctrico.
- Tipo de engranes: debido a que son los más exigentes en cuanto a lubricación y a que son mayoría en la caja, se considera engranes de dientes rectos.

El gráfico para utilizar con las líneas trazadas en él es el siguiente:

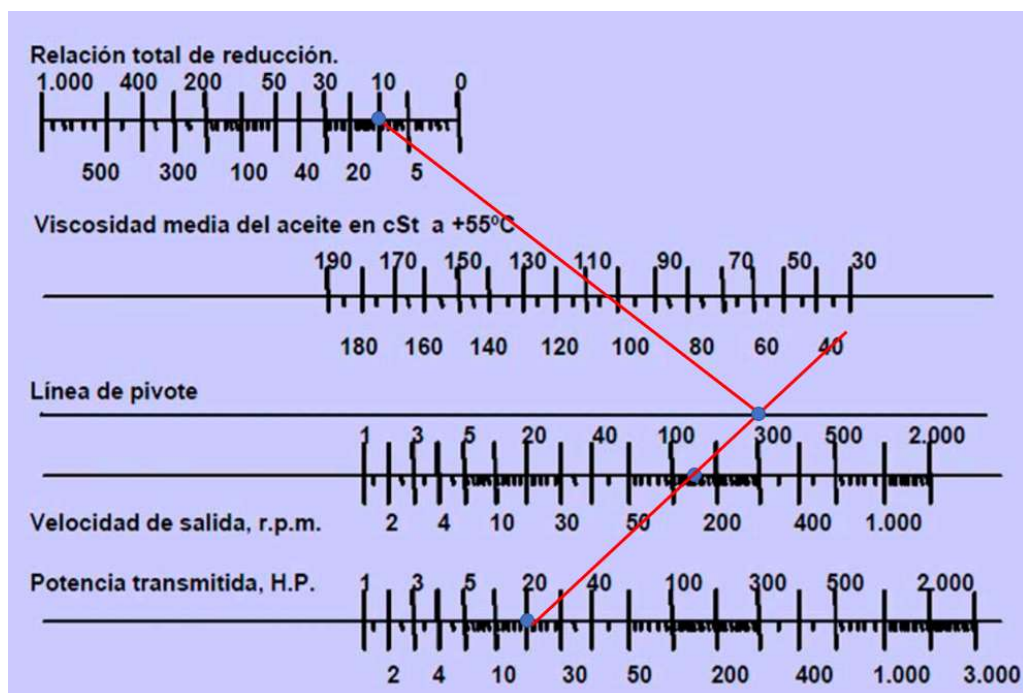


Figure 29: Método gráfico para la obtención de la viscosidad requerida del lubricante. Fuente: Brettis.com

Se obtiene un resultado para la viscosidad media del aceite en cSt a 55 °C (131 °F) de 103. Conociendo la temperatura y el valor de la viscosidad, se determina el grado ISO a través del siguiente diagrama, en el que se representan las curvas de viscosidad de los lubricantes industriales derivados del petróleo:

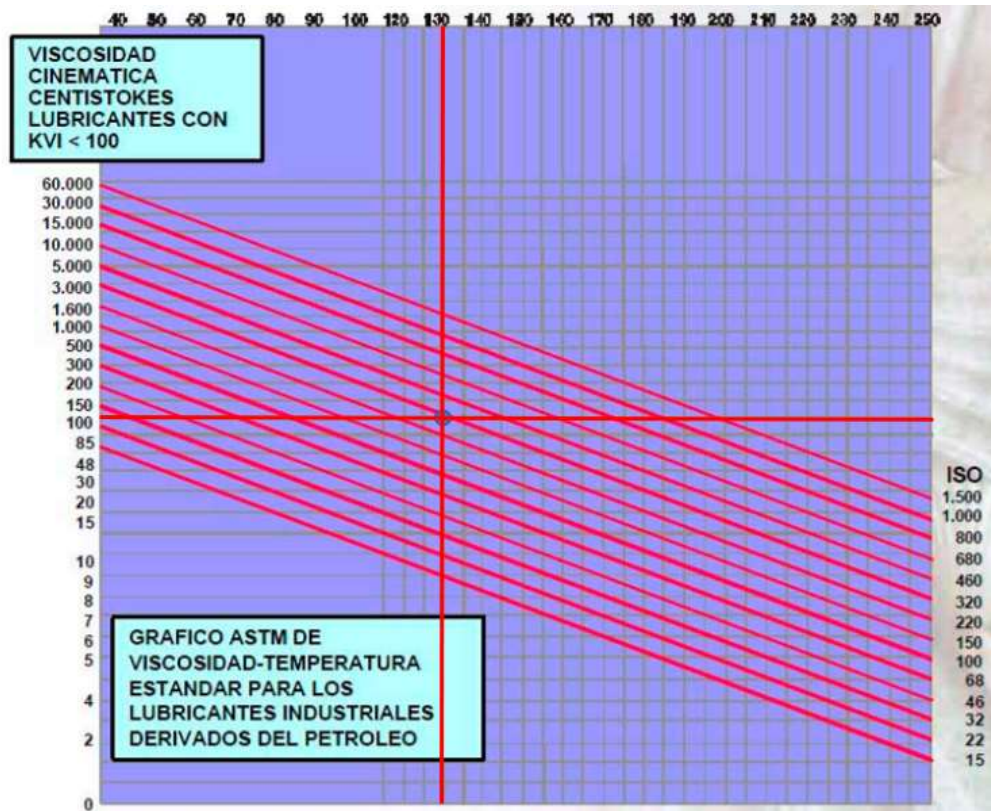


Figure 30: Curvas de lubricante. Fuente: Brettis.com

Se obtiene como resultado un grado de viscosidad ISO 320. Sus propiedades se presentan en la siguiente tabla:

Grado ISO	Viscosidad Cinemática Media cSt @ 40°C	Límites de Viscosidad cSt @ 40°C	
		Mínima	Máxima
VG2	2,2	1,98	2,42
VG3	3,2	2,88	3,52
VG5	4,6	4,14	5,03
VG7	6,8	6,12	7,48
VG 10	10,0	9,00	11,00
VG 15	15,0	13,50	16,50
VG 22	22,0	19,80	24,20
VG 32	32,0	28,80	35,20
VG 46	46,0	41,40	50,60
VG 68	68,0	61,20	74,80
VG 100	100,0	90,00	110,00
VG 150	150,0	135,00	165,00
VG 220	220,0	198,00	242,00
VG 320	320,0	288,00	352,00
VG 460	460,0	414,00	506,00
VG 580	680,0	612,00	748,00
VG 1.000	1.000,0	900,00	1.100,00
VG 1.500	1.500,0	1.350,00	1.650,00
VG 2200	2.200,0	1980,00	2420,00
VG3200	3.200,0	2880,00	3520,00

Figure 31: Propiedades de lubricante grado ISO. Fuente: Brettis.com





**Universidad  
de La Laguna**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

***Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica***

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**DISEÑO DE CAJA REDUCTORA CON SALIDA A 90º Y  
FRENO DE PROTECCIÓN**

**ANEXO II: CATÁLOGOS**

**Autor:**

Jorge Luis Romero Romero

**Tutores:**

Carmelo Militello Militello

Viana Lida Guadalupe

Septiembre, 2019






## Índice


1. Catálogo KHK: Ruedas dentadas.....	4
1.1. Ruedas dentadas cilíndricas de dientes rectos .....	4
1.2. Ruedas dentadas espirocónicas .....	6
2. Catálogo SKF: Rodamientos.....	8
2.1. Modelo 6205 ETN9.....	8
2.2. Modelo 6409 .....	9
2.3. Modelo HK 2520.....	10
3. Catálogo Rotor Clip: Anillos de retención.....	11
3.1. Modelo DSR-25.....	11
4. Catálogo Grupo Oria: Acoplamientos.....	12
4.1. Modelo Serie 1 Mod. 1 22-1.....	12
5. Catálogo Opac Components: Chavetas paralelas.....	13
5.1. Modelos DIN 6885 B 8x7 y 14x9 .....	13
6. Catálogo Pattex: Sustituto de juntas .....	14
6.1. Pattex Nural 28 (Naranja) .....	14
7. Catálogo Repsol: Lubricante .....	15
7.1. Repsol Super Tauro 320 .....	15
8. Catálogo Elessa+Ganter: Tapones de lubricante .....	17
8.1. Modelo DIN 908 -ST-M20x1,5-A .....	17
9. Catálogo Ringspann: Freno.....	19
9.1. Disco de freno de 250 mm de diámetro .....	19
9.2. Freno de pinza modelo DH 012 FEM con imán 420 a 210 V.....	21

# 1. Catálogo KHK: Ruedas dentadas


## 1.1. Ruedas dentadas cilíndricas de dientes rectos




**MSG4 · MSGB  
Ground Spur Gears**



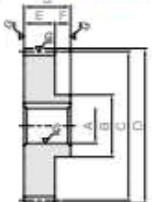
**Module 4**





**Specifications**

Precision grade	JIS grade H2 (JIS B1702-1: 1999) JIS grade 1 (JIS B1702: 1976)
Gear teeth	Standard full depth
Pressure angle	20°
Material	SCM415
Heat treatment	Overall carburizing
Tooth hardness	55 ~ 60HRC



51

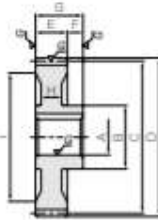
Catalog No.	Module	No. of teeth	Shape	Root	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Face width	Hub width	Total length	Hub thickness	Web O.D.
				A <sub>17</sub>	B	C	D	E	F	G	H	I
MSG4-15 MSGB4-15**	m4	15	S1	25	48	60	68	40	20	60	—	—
				30	50	72	80	40	20	60	—	—
MSG4-18 MSGB4-18	m4	18	S1	25	50	72	80	40	20	60	—	—
				30	50	72	80	40	20	60	—	—
MSG4-20 MSGB4-20	m4	20	S1	28	60	80	88	40	20	60	—	—
				32	60	80	88	40	20	60	—	—
MSG4-24 MSGB4-24	m4	24	S1	28	60	96	104	40	20	60	—	—
				32	60	96	104	40	20	60	—	—
MSG4-25 MSGB4-25	m4	25	S1	30	60	100	108	40	20	60	—	—
				35	60	100	108	40	20	60	—	—
MSG4-30 MSGB4-30	m4	30	S1	35	70	120	128	40	20	60	—	—
				40	70	120	128	40	20	60	—	—
MSG4-35 MSGB4-35	m4	35	S1	35	70	140	148	40	20	60	—	—
				40	70	140	148	40	20	60	—	—
MSG4-36 MSGB4-36	m4	36	S1	35	70	144	152	40	20	60	—	—
				40	70	144	152	40	20	60	—	—
MSG4-40 MSGB4-40	m4	40	S1	40	80	160	168	40	20	60	—	—
				45	80	160	168	40	20	60	—	—
MSG4-45 MSGB4-45	m4	45	S1	40	80	180	188	40	20	60	—	—
				45	80	180	188	40	20	60	—	—
MSG4-48 MSGB4-48	m4	48	S2	40	80	192	200	40	20	60	26	160
				45	80	192	200	40	20	60	26	160
MSG4-50 MSGB4-50	m4	50	S2	40	85	200	208	40	20	60	26	168
				50	85	200	208	40	20	60	26	168

(Caution in Product Characteristics)

- ① Although the dimensions of the keyway are made to the JIS (JIS9) tolerance, there may be some deviations due to the effects of the heat treatment.
- ② The allowable torques shown in the table are the calculated values according to the assumed usage conditions. Please see Page 31 for more details.
- ③ The backlash values shown in the table are the theoretical values for the backlash in the normal direction for a pair of identical gears in mesh.
- ④ Products marked with "\*" have a small amount of material between the corner of the keyway and the tooth root. This mode of failure must be considered when selecting these gears. For details, please see our web site.

\* For products not categorized in our KHK Stock Gear series, custom gear production services with **short lead times** is available. For details see Page 8.



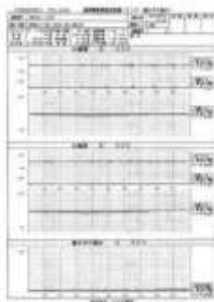


52

Keyway Width x Depth	Allowable torque (N·m)		Allowable torque (kgf·m)		Backlash (mm)	Weight (kg)	Catalog No.
	Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability			
8 x 3.3 8 x 3.3	585	302	59.7	30.8	0.14–0.24	0.93 0.83	MSGA4-15 MSGB4-15**
8 x 3.3 8 x 3.3	777	455	79.3	46.4	0.14–0.24	1.34 1.24	MSGA4-18 MSGB4-18
8 x 3.3 10 x 3.3	910	574	92.8	58.6	0.14–0.24	1.72 1.63	MSGA4-20 MSGB4-20
8 x 3.3 10 x 3.3	1130	819	115	83.5	0.14–0.24	2.41 2.32	MSGA4-24 MSGB4-24
8 x 3.3 10 x 3.3	1190	896	122	91.4	0.14–0.24	2.56 2.44	MSGA4-25 MSGB4-25
10 x 3.3 12 x 3.3	1530	1320	156	134	0.16–0.26	3.69 3.54	MSGA4-30 MSGB4-30
10 x 3.3 12 x 3.3	1870	1820	191	185	0.16–0.26	4.97 4.83	MSGA4-35 MSGB4-35
10 x 3.3 12 x 3.3	1940	1930	198	197	0.16–0.26	5.25 5.11	MSGA4-36 MSGB4-36
12 x 3.3 14 x 3.8	2120	2290	216	234	0.16–0.26	6.49 6.33	MSGA4-40 MSGB4-40
12 x 3.3 14 x 3.8	2460	2930	251	299	0.16–0.26	8.17 8.01	MSGA4-45 MSGB4-45
12 x 3.3 14 x 3.8	2660	3350	272	342	0.16–0.26	7.97 7.81	MSGA4-48 MSGB4-48
12 x 3.3 14 x 3.8	2800	3650	285	372	0.16–0.26	8.71 8.37	MSGA4-50 MSGB4-50

**Caution on Secondary Operations** ① No secondary operations can be performed on these precision finished gears due to the applied carburizing process.  
 For products which are different in specifications, such as bore size, we accept custom-made gear orders and provide a price quote.


- Spur Gears
- Helical Gears
- Internal Gears
- Racks
- CP Racks & Pinions
- Miter Gears
- Bevel Gears
- Screw Gears
- Worm Gear Pair
- Other Products Gearboxes




**An example of KHK's inspection report on various pitch errors.**

The precision grade of a spur gear (JIS B 1702-1:1998 and JIS B 1702-2:1998) is determined by factors such as single pitch error, pitch variation error, accumulated pitch error, tooth profile error, run out error, load error etc. For more details, please refer to the section "Accuracy of Spur and Helical Gears" in separate technical reference book.


## 1.2. Ruedas dentadas espirocónicas



**MBSA · MBSB**  
**Finished Bore Spiral Bevel Gears**




**Module 2 ~ 6**



Specifications

Precision grade	JIS B 1704 - 1978 grade 4
Gear teeth	Gleason
Pressure angle	20°
Helix angle	35°
Material	SCM415
Heat treatment	Overall carburizing
Tooth hardness	55 ~ 60HRC



BK

Catalog No.	Gear ratio	Module	No. of teeth	Direction of spiral	Shape	Bore		Pitch dia.		Outside dia.	Mounting dia.	Total length	Crown to back length	Hub width	Length of bore
						A <sub>1</sub>	B	C	D	E	F	G	H	I	
MBSA2-3020R MBSB2-3020R	1.5	m2	30	R	B4	20	40	60	61.36	40	26.8	21.02	14	23	
22															
MBSA2-2030L MBSB2-2030L		m2	20	L	BK	15	35	40	43.49	45	24.96	16.16	13.33	23	
18															
MBSA2.5-3020R MBSB2.5-3020R		m2.5	30	R	B4	22	48	75	76.74	50	33.6	26.31	18	30	
25															
MBSA2.5-2030L MBSB2.5-2030L			m2.5	20	L	BK	18	43	50	54.43	55	30.08	18.98	15.17	28
20															
MBSA3-3020R MBSB3-3020R		m3	30	R	B4	25	60	90	92.21	60	40.34	31.66	21	36	
30															
MBSA3-2030L MBSB3-2030L			m3	20	L	BK	22	53	60	65.58	65	35.17	21.86	17.67	32.5
25															
MBSA4-3020R MBSB4-3020R	m4		30	R	B4	35	75	120	122.91	70	43.99	32.18	21	39	
40															
MBSA4-2030L MBSB4-2030L	m4	20	L	BK	30	70	80	87.34	85	45.53	27.45	21.67	42		
35															
MBSA5-3020R MBSA5-2030L MBSB5-2030L	m5	30	R	B7	80	—	150	—	70	35.53	23.8	—	31		
80															
MBSA5-2030L MBSB5-2030L		m5	20	L	BK	35	87	100	109.2	105	55.05	33.07	25.67	51	
40															
MBSA6-3020R MBSA6-2030L MBSB6-2030L	m6	30	R	B7	90	—	180	—	80	38.86	24.37	—	33		
90															
MBSA6-2030L MBSB6-2030L		m6	20	L	BK	45	105	120	130.48	125	65.57	38.49	30	60	
50															
MBSA2-4020R MBSB2-4020R	2	m2	40	R	B4	20	45	80	81.06	45	31.83	26.06	18	29	
22															
MBSA2-2040L MBSB2-2040L		m2	20	L	BK	15	35	40	44.2	55	28.16	16.05	13.75	27	
18															
MBSA2.5-4020R MBSB2.5-4020R		m2.5	40	R	B4	25	55	100	101.29	50	33.35	26.29	16	30	
28															
MBSA2.5-2040L MBSB2.5-2040L		m2.5	20	L	BK	20	43	50	55.12	65	31.01	16.28	13.25	29	
22															
MBSA3-4020R MBSB3-4020R		m3	40	R	B4	30	65	120	121.57	60	39.81	31.57	21	35	
35															
MBSA3-2040L MBSB3-2040L			m3	20	L	BK	22	53	60	66.03	80	38.9	21.51	18.25	36.5
25															
MBSA4-4020R MBSA4-2040L MBSB4-2040L	m4	40	R	B7	80	—	160	—	60	32.08	22.53	—	28		
80															
MBSA4-2040L MBSB4-2040L		m4	20	L	BK	30	70	80	88.46	100	45.38	22.12	17.5	43	
35															
MBSA5-4020R MBSA5-2040L MBSB5-2040L	m5	40	R	B7	90	—	200	—	70	35.2	22.98	—	30		
90															
MBSA5-2040L MBSB5-2040L		m5	20	L	BK	40	87	100	109.91	125	57.11	27.48	21.75	53.5	
45															
MBSA6-4020R MBSA6-2040L MBSB6-2040L	m6	40	R	B7	110	—	240	—	80	37.89	23.62	—	32		
110															
MBSA6-2040L MBSB6-2040L		m6	20	L	BK	50	105	120	132.04	150	67.8	33.01	26.25	64	
55															

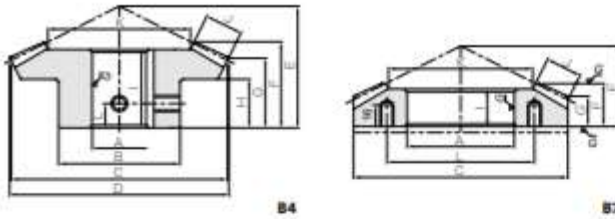
(Caution on Product Characteristics)

- ① The allowable torques shown in the table are the calculated values according to the assumed usage conditions. Please see page 283 for more details.
- ② Dimensions of the outside diameter, the overall length and crown to back length are all theoretical values, and some differences will occur due to the corner chamfering of the gear tips.
- ③ These gears produce axial thrust forces. See Page 284 for more details.
- ④ Although the dimensions of the keyway are made to the JIS (Js9) tolerance, there may be some deviations due to the effects of heat treatment.
- ⑤ For products having a tapped hole (Except for B7-shaped products), set screw is attached as an accessory.



MBSA • MBSB

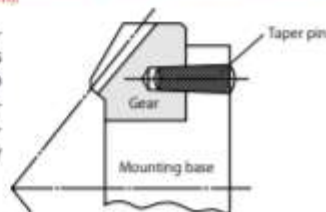
Finished Bore Spiral Bevel Gears



Face with fitting subcode	J	K	Width/Depth	Keyway Size	Set Screw L	Allowable torque (N-m)		Allowable torque (kgf-m)		Backlash (mm)	Weight (kg)	Catalog No.
						Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability			
11	37.56		6 x 2.8	2-M5	7	34.4	38.4	3.51	3.91	0.06-0.16		MBSA2-3020R
			6 x 2.8	2-M5								MBSB2-3020R
11	24.34		5 x 2.3	2-M4	6.5	23.5	25.6	2.39	2.61	0.06-0.16		MBSA2-2030L
			6 x 2.8	2-M5								MBSB2-2030L
14	48.01		6 x 2.8	2-M5	9	68.0	76.8	6.93	7.84	0.07-0.17		MBSA2.5-3020R
			8 x 3.3	2-M6								MBSB2.5-3020R
14	31.02		6 x 2.8	2-M5	7.5	46.4	51.2	4.73	5.22	0.07-0.17		MBSA2.5-2030L
			8 x 2.8	2-M5								MBSB2.5-2030L
17	57.14		8 x 3.3	2-M6	11	118	135	12.1	13.8	0.08-0.18		MBSA3-3020R
			8 x 3.3	2-M6								MBSB3-3020R
17	36.2		6 x 2.8	2-M5	9	80.7	90.1	8.23	9.19	0.08-0.18		MBSA3-2030L
			8 x 3.3	2-M6								MBSB3-2030L
23	76.72		10 x 3.3	2-M8	10	283	328	28.9	33.5	0.12-0.27		MBSA4-3020R
			12 x 3.3	2-M8								MBSB4-3020R
23	48.07		8 x 3.3	2-M6	11	193	219	19.7	22.3	0.12-0.27		MBSA4-2030L
			10 x 3.3	2-M8								MBSB4-2030L
28	97.36		—	6-M10	110	544	637	55.4	64.9	0.14-0.34		MBSA5-3020R
			10 x 3.3	2-M8								MBSA5-2030L
28	62.04		12 x 3.3	2-M8	13	371	425	37.8	43.3	0.14-0.34		MBSB5-2030L
			—	6-M10								MBSA6-3020R
34	115.61		—	6-M10	120	927	1120	94.6	114	0.16-0.36		MBSA6-3020R
			14 x 3.8	2-M10								MBSA6-2030L
34	72.41		14 x 3.8	2-M10	15	633	745	64.5	76.0	0.16-0.36		MBSB6-2030L
			—	6-M10								MBSA2-4020R
14	52.7		6 x 2.8	2-M5	9	59.6	69.6	6.08	7.09	0.06-0.16		MBSB2-4020R
			6 x 2.8	2-M5								MBSA2-2040L
14	25.39		5 x 2.3	2-M4	7	29.9	34.8	3.05	3.55	0.06-0.16		MBSB2-2040L
			6 x 2.8	2-M5								MBSA2-2040L
17	66.99		8 x 3.3	2-M6	8	114	135	11.7	13.8	0.07-0.17		MBSA2.5-4020R
			8 x 3.3	2-M6								MBSB2.5-4020R
17	29.97		6 x 2.8	2-M5	7	57.3	67.6	5.84	6.89	0.07-0.17		MBSA2.5-2040L
			6 x 2.8	2-M5								MBSB2.5-2040L
20	80.28		8 x 3.3	2-M6	11	195	233	19.9	23.7	0.08-0.18		MBSA3-4020R
			10 x 3.3	2-M8								MBSB3-4020R
20	36.56		6 x 2.8	2-M5	9.5	97.7	116	9.97	11.9	0.08-0.18		MBSA3-2040L
			8 x 3.3	2-M6								MBSB3-2040L
27	107.63		—	6-M10	110	466	564	47.5	57.5	0.12-0.27		MBSA4-4020R
			8 x 3.3	2-M6								MBSA4-2040L
27	51.25		10 x 3.3	2-M8	9	234	282	23.8	28.8	0.12-0.27		MBSB4-2040L
			—	6-M10								MBSA5-4020R
34	133.97		—	6-M10	120	915	1120	93.3	114	0.14-0.34		MBSA5-2040L
			12 x 3.3	2-M8								MBSB5-2040L
34	61.95		14 x 3.8	2-M10	11	458	559	46.7	57.0	0.14-0.34		MBSA5-4020R
			—	6-M10								MBSA6-4020R
40	162.56		—	6-M10	140	1530	1920	156	196	0.16-0.36		MBSA6-2040L
			14 x 3.8	2-M10								MBSB6-2040L
40	77.11		16 x 4.3	2-M10	14	766	961	78.1	97.9	0.16-0.36		MBSA6-2040L
			—	6-M10								MBSB6-2040L

**Caution on Secondary Operations** Ⓢ These products which are hardened by carburizing allow no secondary machining. However, for B7 type gear, the area surrounded with - - - - line (in the illustration) is masked during the carburization process and can be modified. Care should be exercised since the hardness is high (approx. HRC40, maximum).

When installing B7 type (ring type) Spiral Bevel Gears to the base, always secure the gears onto the mounting base with taper pins to absorb the rotational loads. Fastening and securing with only mounting screws could possibly cause the screws to snap due to heavy loads.

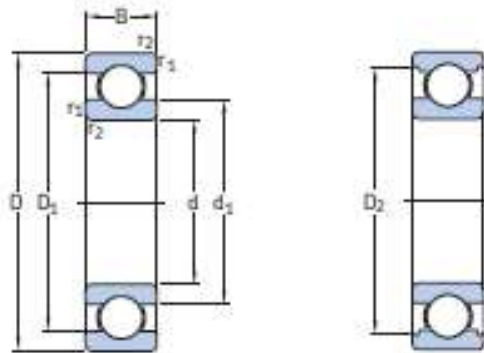


- Spur Gears
- Helical Gears
- Internal Gears
- Packs
- CP Racks & Pinions
- Miter Gears
- Bevel Gears
- Screw Gears
- Worm Gear Pair
- Other Products: Bevel Gearboxes

## 2. Catálogo SKF: Rodamientos

### 2.1. Modelo 6205 ETN9

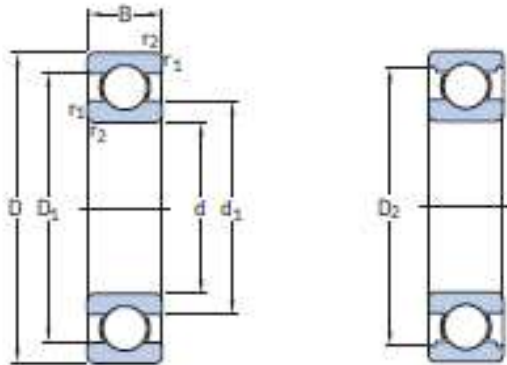
#### 1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 25 – 35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN	kN	kN	r.p.m.		kg	-
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405	
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406	
35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	61807
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	* 6007
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	* 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	* 6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

## 2.2. Modelo 6409

### 1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 40 – 55 mm

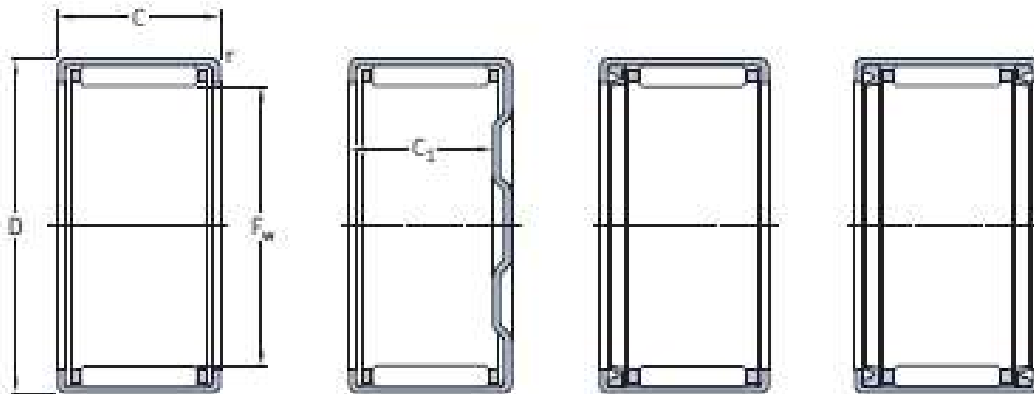


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r.p.m.		kg	-
40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	* 6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	* 6308
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309
50	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409
	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14	61910
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,45	* 6210
55	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1	* 6310
	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95	6410
	72	9	9,04	8,8	0,375	19 000	12 000	0,083	61811
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	11 000	0,19	61911
	90	11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,27	* 16011
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	10 000	0,39	* 6011
100	21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61	* 6211	
	120	29	74,1	45	1,9	12 000	8 000	1,35	* 6311
	140	33	99,5	62	2,6	11 000	7 000	2,35	6411

### 2.3. Modelo HK 2520

#### 6.2 Casquillos de agujas

$F_w$  25 – 28 mm



HK

BK

HK..RS

HK..2RS

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
$F_w$	D	C	C	$C_0$	$P_0$	Velocidad de referencia	Velocidad límite	g	
mm			kN	kN	kN	r.p.m.			-
25	32	12	10,5	15,3	1,76	9 500	11 000	20	HK 2512
	32	16	15,1	24	2,85	9 500	11 000	27	HK 2516
	32	16	10,5	15,3	1,76	=	6 700	27	HK 2516..2RS
	32	16	15,1	24	2,85	9 500	11 000	32	BK 2516
	32	18	15,1	24	2,85	=	6 700	29	HK 2518..RS
	32	18	15,1	24	2,85	=	6 700	34	BK 2518..RS
	32	20	19	32,5	4	9 500	11 000	33	HK 2520
	32	20	15,1	24	2,85	=	6 700	31	HK 2520..2RS
	32	20	26,4	60	7,2	8 000	10 000	39,5	HN 2520
	32	20	19	32,5	4	9 500	11 000	38	BK 2520
	32	24	19	32,5	4	=	6 700	40	HK 2524..2RS
	32	26	24,2	45	5,5	9 500	11 000	44	HK 2526
	32	26	24,2	45	5,5	9 500	11 000	48	BK 2526
	32	30	24,2	45	5,5	=	6 700	47	HK 2530..2RS
32	38	33	65,5	8	9 500	11 000	64	HK 2538 <sup>(1)</sup>	
32	38	33	65,5	8	9 500	11 000	68	BK 2538 <sup>(1)</sup>	
28	35	16	15,7	26,5	3,15	9 000	9 500	29	HK 2816
	35	18	15,7	26,5	3,15	=	6 300	31	HK 2818..RS
	35	20	20,1	36,5	4,4	9 000	9 500	36	HK 2820
	35	20	15,7	26,5	3,15	=	6 300	34	HK 2820..2RS
	35	20	28,1	68	8,15	7 000	9 000	44	HN 2820

Fuente: <https://www.skf.com/es/products/index.html>



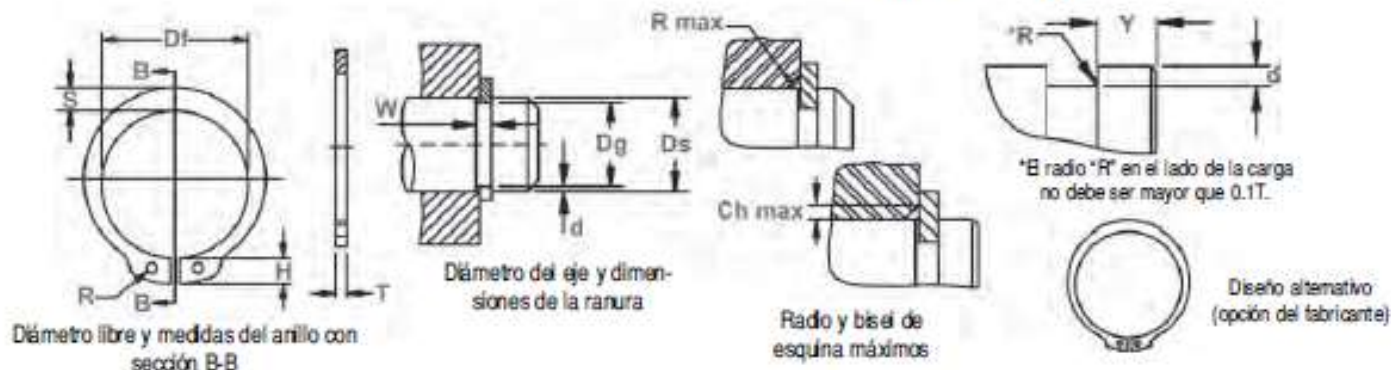
### 3. Catálogo Rotor Clip: Anillos de retención

#### 3.1. Modelo DSR-25

##### Ensamblaje Exterior Reforzado Métrico

El DSR es una versión extra gruesa de un anillo de retención DSH normal. Como tal, es más fuerte y puede soportar mayores cargas de empuje que un equivalente estándar.

## DSR Anillos de Eje DIN 471 - Tipo Pesado



NO. DE ANILLO	EJE DA	TAMANO DE RANURA					TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS					
		DIAMETRO		ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR	DIAMETRO LIBRE		ALTIMA DE LA CRESTA	SECCIÓN MAX.	DIAMETRO DEL ARIENNO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE ANILLO	CARGA DE EMPUJE RANURA	Radio y bisel admitidos Chan	Carga máx. de FUCH	LIMITE DE RPM
		Da	Dg				Tol.	W Min.										
DSR-12	12	11.5	-0.11	1.50	0.25	1.50	11.5	5.4	1.8	1.7	0.75	0.7	17.30	1.53	1.0	4.5	16000	
DSR-15	15	14.2	-0.11	1.50	0.25	1.50	14.2	4.8	2.4	2.0	1.20	0.7	15.50	1.20	1.0	4.5	16000	
DSR-16	16	15.2	-0.11	1.50	0.40	1.50	14.7	5.0	2.5	2.0	1.20	1.2	15.75	1.25	1.0	4.5	16000	
DSR-17	17	16.3	-0.11	1.50	0.40	1.50	15.7	5.0	2.6	2.0	1.24	1.2	16.00	1.32	1.0	4.5	16000	
DSR-18	18	17.0	-0.11	1.50	0.50	1.50	16.5	5.1	2.7	2.0	1.24	1.2	16.25	1.35	1.5	1.8	21000	
DSR-19	19	18.0	-0.11	1.50	0.50	1.50	17.5	5.1	3.1	2.0	1.46	1.2	16.50	1.38	1.5	5.0	28000	
DSR-20	20	19.0	-0.13	1.85	0.50	1.75	18.5	5.5	3.0	2.0	1.25	1.0	16.30	1.50	1.0	4.2	20000	
DSR-22	22	21.0	-0.13	1.85	0.50	1.75	20.5	5.9	3.1	2.0	1.20	1.0	16.50	1.50	1.0	4.1	20000	
DSR-24	24	22.0	-0.13	1.85	0.55	1.75	22.5	5.3	3.2	2.0	1.25	1.1	16.25	1.55	1.0	7.6	28000	
DSR-25	25	23.0	-0.13	3.15	0.55	2.50	23.5	6.4	3.4	2.0	1.35	1.1	16.00	1.80	1.0	10.3	25000	
DSR-26	26	24.4	-0.13	2.15	0.80	2.00	22.6	5.5	3.3	2.0	1.66	2.4	14.00	10.70	1.0	10.0	27000	
DSR-27	27	25.5	-0.13	3.15	0.5	2.50	24.7	6.6	3.4	2.0	1.85	2.3	16.25	10.50	1.0	10.6	25000	
DSR-28	28	26.0	-0.13	2.15	0.70	2.00	25.0	5.9	3.5	2.0	1.60	2.1	17.00	10.50	1.0	13.4	22000	
DSR-29	29	27.0	-0.13	2.15	0.70	2.00	26.0	6.5	3.8	2.0	1.80	2.1	16.50	10.40	1.0	13.3	22000	
DSR-30	30	28.0	-0.13	2.15	0.70	2.00	27.0	6.5	4.1	2.0	2.00	2.1	17.00	10.70	1.0	13.2	21000	
DSR-32	32	30.5	-0.13	3.15	0.65	2.50	29.5	6.9	4.1	2.5	1.40	2.5	17.00	12.50	1.0	13.0	20000	
DSR-34	34	32.1	-0.13	2.65	0.85	2.50	31.5	6.5	4.2	2.5	1.65	2.5	17.00	11.00	1.0	11.8	18000	
DSR-35	35	33.0	-0.13	2.65	1.00	2.50	32.5	6.7	4.2	2.5	1.70	2.5	16.00	17.50	1.0	15.4	17000	
DSR-36	36	34.0	-0.13	2.65	1.00	2.50	33.5	6.7	4.2	2.5	1.50	2.5	16.50	20.10	2.0	16.7	16000	
DSR-38	38	36.0	-0.13	2.65	1.00	2.50	35.5	6.5	4.2	2.5	1.60	2.5	14.00	21.30	2.0	16.6	16000	
DSR-40	40	37.5	-0.13	2.65	1.25	2.50	36.5	7.0	4.4	2.5	1.20	2.8	15.00	25.30	2.0	19.3	14000	
DSR-42	42	39.5	-0.13	3.65	1.25	2.50	38.5	7.7	4.5	2.5	1.60	2.8	15.00	26.70	2.0	16.7	13000	
DSR-44	44	41.5	-0.13	2.65	1.25	2.50	40.5	7.7	4.5	2.5	1.40	2.8	15.00	27.40	2.0	16.1	12000	
DSR-45	45	42.5	-0.13	2.65	1.25	2.50	41.5	7.5	4.7	2.5	1.30	2.8	15.00	28.50	2.0	15.1	11000	
DSR-48	48	45.5	-0.13	2.65	1.25	2.50	44.5	7.8	5.0	2.5	1.30	2.8	14.00	30.70	2.0	15.2	10000	
DSR-50	50	47.0	-0.13	3.15	1.50	3.50	46.5	8.0	5.1	2.5	1.40	4.5	16.00	36.30	2.0	17.4	11000	
DSR-52	52	49.0	-0.13	3.15	1.50	3.50	47.8	8.2	5.2	2.5	1.40	4.5	16.00	38.70	2.0	20.0	10000	
DSR-55	55	52.0	-0.13	3.15	1.50	3.50	50.8	8.3	5.4	2.5	1.50	4.5	14.00	42.00	2.0	22.0	8000	
DSR-58	58	55.0	-0.13	3.15	1.50	3.50	53.8	8.5	5.6	2.5	1.40	4.5	16.00	44.30	2.0	20.0	8000	
DSR-60	60	57.0	-0.13	3.65	1.80	3.50	55.8	8.5	5.8	2.5	1.50	4.5	15.00	48.00	2.0	21.4	8000	
DSR-65	65	62.0	-0.13	4.15	1.50	4.50	60.5	8.2	6.1	2.0	1.50	4.5	14.00	49.60	2.0	26.0	7000	
DSR-70	70	67.0	-0.13	4.15	1.50	4.50	65.5	8.5	6.6	2.0	1.20	4.5	14.00	53.60	2.0	26.0	7000	
DSR-75	75	72.0	-0.13	4.15	1.50	4.50	70.5	8.7	7.0	2.0	1.0	38.80	4.2	237.00	57.50	2.0	26.0	6000
DSR-80	80	78.0	-0.13	4.15	1.75	4.50	74.5	8.5	7.4	2.0	1.0	42.40	5.2	238.00	71.60	2.0	30.0	6000
DSR-85	85	81.5	-0.13	4.15	1.75	4.50	79.5	10.1	7.8	1.5	47.00	5.2	383.00	76.30	2.0	39.4	6000	
DSR-90	90	88.5	-0.13	4.15	1.75	4.50	84.5	10.1	10.1	1.6	46.60	5.1	186.00	80.80	3.0	61.0	5000	
DSR-95	95	91.5	-0.13	4.15	1.75	4.50	89.5	10.2	8.8	1.5	61.30	5.1	173.00	86.50	3.6	52.0	5000	
DSR-100	100	98.5	-0.13	4.15	1.75	4.50	94.5	10.1	9.0	1.5	73.00	5.1	189.00	90.00	5.0	51.6	4000	

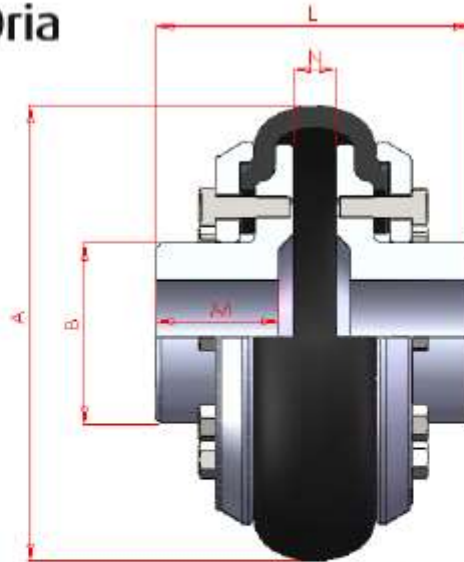
\*\*\*PARA LOS ANILLOS DE RETENCION CON RECUBRIMIENTO ELECTROLITICO, AÑADA 0.05 AL ESPESOR MAXIMO INDICADO EL ESPESOR DE ANILLO MAXIMO SERA UN MINIMO DEL 0.05 MENOR QUE LA ANCHURA (W) MINIMA DE RANURA INDICADA TODAS LAS DIMENSIONES SON EN MILIMETROS.

Fuente: [https://www.rotorclip.com/es/tapered\\_section\\_retaining\\_rings.php](https://www.rotorclip.com/es/tapered_section_retaining_rings.php)

## 4. Catálogo Grupo Oria: Acoplamientos

### 4.1. Modelo Serie 1 Mod. 1 22-1

Grupo Oria



**une**  
 Acoplamientos  
 Couplings

Acoplamiento para eje directo Serie 1

Shaft to Shaft Coupling 1 Series

Mod. 1		01-1	03-1	06-1	10-1	14-1	18-1	22-1	25-1	26-1	28-1	30-1	32-1
Par Nominal Nominal Torque	Nm	10	35	75	150	300	600	1200	2000	3400	5400	9000	13500
Par Max Max Torque	Nm	30	105	225	450	900	1800	3600	6000	10200	16200	27000	40500
Velocidad Max Max Speed	r.p.m.	5000	5000	5000	4000	4000	3000	3000	2500	2300	1800	1500	1000
Momento de Inercia Moment of Inertia	Kgm <sup>2</sup>	-	-	0.01	0.05	0.13	0.42	0.9	2.4	3.4	5.7	13.4	44.0
Ang. Torsión Tors. Angle	°	6	8	12	16	21	28	19	18	20	22	25	25
Par de Apriete Tightening Torque	Nm	1.5	4	6	15	20	25	45	55	60	110	200	240
Diámetros Diameter	A	Mm	86	104	136	178	210	263	310	370	402	450	550
	B	Mm	30	34	48	64	80	95	115	150	160	180	270
	Ø Max Eje Shaft Ø Max	Mm	20	22	28	38	50	60	80	100	110	120	180
	Ø Pretaladra- do Ø Preboring	Mm	8	10	10	15	15	25	35	35	40	55	65
Longitudes Lengths	L	Mm	50	64	88	125	150	174	200	215	244	280	360
	M	Mm	20	28	35	47	59	67	75	85	95	110	160
	N	Mm	8	8	8	19	20	24	20	22	24	40	90
Masa Mass	Kg	0.8	1.1	2.4	5.4	9.3	17.5	28	50	59	82	140	327
Ref. Flector Tyre Ref.		201	203	206	210	214	218	222	225	426	828	1230	1832

Fuente: <https://eganagroup.com/une/acoplamientos-flexibles/uneflex/>



## 5. Catálogo Opac Components: Chavetas paralelas

### 5.1. Modelos DIN 6885 B 8x7 y 14x9

**1 Selección de la chaveta paralela DIN 6885**  
 Selection criteria for parallel key DIN 6885  
 Sélection de la clavette parallèle DIN 6885  
 Seleção da clavete paralela DIN 6885

**ES EN FR PT**

	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
<b>Chavetero del eje</b> Shaft Keyway Logement de l'arbre Ranço de clavete do eixo	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
<b>Chavetero del cubo</b> Hub Keyway Logement du moyeu Ranço de clavete do cubo	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	
<b>Asiento fijo</b> Tight fit Ajustement serré Assento fixo	99	98	97	96	95	94	93	92	91	90	89	88	87	86	85	84	83	82	81	80	79	78	77	76	75	74
<b>Asiento ligero</b> Loose fit Ajustement libre Assento ligeiro	99	98	97	96	95	94	93	92	91	90	89	88	87	86	85	84	83	82	81	80	79	78	77	76	75	74
<b>Con juego en el tomo o aprieto</b> With a set in the groove or blockage Avec jeu dans la largeur de la rainure ou blocage Com folga no dorso ou aperto	1,2	1,8	2,5	3,1	3,7	5	6,3	7,8	9,5	11,5	14	17	20	24	29	35	42	50	60	72	87	105	126	150	180	210
<b>Con juego en el fondo</b> With a set in the groove Avec jeu dans la largeur de la rainure Com folga no dorso	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
<b>Con aprieto</b> With pressure Avec blocage Com aperto	0,5	0,9	1,2	1,8	2,4	3,2	4,2	5,5	7,2	9,2	11,8	15,2	19,5	25	32	40	50	62	78	96	118	145	178	218	265	320
<b>diff. adm.</b> Diferencia admisible Acceptable Difference Écart accepté Diferença admissível	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>d</b>	2,5	3,5	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
<b>r1</b>	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,60	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	1,00	1,0	1,0
<b>d2</b>	0,08	0,08	0,10	0,16	0,20	0,16	0,20	0,16	0,20	0,25	0,20	0,25	0,20	0,25	0,30	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40

**b\*** Se recomienda para anchuras de chaveteros entallados alternarse a la calidad ISA IT8 en lugar de IT9 (es decir P8 en lugar de P9, N8 en lugar de N9 y J8 en lugar de J9).  
 b\* For chamfered keyway widths, adhering to quality ISA IT8 instead of IT9 (P8 instead of P9, N8 instead of N9 and J8 instead of J9) is the recommended practice.  
 b\* Nous conseillons pour les largeurs des logements usinés d'utiliser la qualité ISA IT8 au lieu de IT9 (c'est-à-dire P8 plutôt que P9, N8 plutôt que N9 et J8 plutôt que J9).  
 b\* Para larguras de ranços de clavete entalhados, recomendamos a utilização da qualidade ISA IT8 em vez de IT9 (ou seja, P8 em vez de P9, N8 em vez de N9 e J8 em vez de J9).

	6 - 30	32 - 60	65 - 100
Tolerancia de la longitud de la chaveta (l) Key Length Tolerance (l)	-0,2	-0,3	-0,5
Tolerancia de la longitud del chavetero Keyway Length Tolerance	+0,2	+0,3	+0,5
Tolerancia de la longitud de la chaveta Keyway Length Tolerance	+0,2	+0,3	+0,5
Tolerancia de la longitud de la chaveta Keyway Length Tolerance	+0,2	+0,3	+0,5

Fuente: <https://www.opac.net/familia.php?id=3>

## 6. Catálogo Pattex: Sustituto de juntas

### 6.1. Pattex Nural 28 (Naranja)

**NURAL 28**  
 SUSTITUTO UNIVERSAL DE JUNTAS



**FACTORES CLAVE**

**Introducción al producto/descripción:**

Sustituto de juntas especialmente formulado para automoción e in- dustrial. Su fórmula a base de silicona ha sido desarrollada para lograr una excepcional resistencia al aceite y una adecuada elasticidad.

---

**Características del producto:**

- Color del producto: naranja
- Peso específico: 1,03g/ml
- Tipo de reticulación: acética
- Formación de piel: 12-20 minutos
- Velocidad de reticulación: 3mm/24h
- Contracción de volumen: menor del 5%
- Resistencia a la rotura (DIN 53504): 11 kg/cm<sup>2</sup>
- Alargamiento de la rotura (DIN 53504): 500%
- Dureza Shore A (DIN 53505): 20-25
- Resistividad eléctrica (DIN 53482): 1,4 · 10<sup>5</sup> ohm·cm
- Rigidez dieléctrica (DIN 53481): 42 kV/mm
- Constante dieléctrica (DIN 53483): 2,5
- Flexible y estable a temperaturas desde -40oC hasta +180oC
- Resiste al agua, vapor, aceite, líquidos de transmisión y anticongelantes.

**Áreas de aplicación:**

Reemplaza las juntas de corcho, fieltro, goma y papel

Ideal en juntas de culata, tapa de balancines y cajas de cambio

Rehena poros y ralladuras

**Contenido:**

- Tubo 40ml
- Tubo 75ml

Fuente: <https://www.pattex.es/pagina-de-inicio/productos/especialidades/para-el-profesional/juntas/nural-28.html>

## 7. Catálogo Repsol: Lubricante

### 7.1. Repsol Super Tauro 320

# SUPER TAURO

INDUSTRIA

Lubricantes



#### Descripción

La gama de aceites Súper Tauro se ha desarrollado para aplicaciones en engranajes industriales con elevados requerimientos de carga. Su estudiada formulación incorpora bases de la más alta calidad y aditivos que permiten mejorar sus propiedades antiherrumbre, capacidad antiespumante y resistencia a la oxidación, ofreciendo así un excelente comportamiento que permite posicionarlos a la cabeza de sus principales competidores.

Están especialmente indicados para todo tipo de reductores o multiplicadores industriales lubricados por barboteo o circulación.

Son muy adecuados para todos aquellos casos en los que se requieran máximos niveles de resistencia a la oxidación y/o capacidad de carga.

#### Cualidades

- Reducen el desgaste en condiciones de lubricación límite y extrema presión.
- Excelente estabilidad térmica
- Muy buena protección antiherrumbre, previene de la corrosión del acero.
- Gran capacidad de desemulsión (rápida separación del agua)
- Buenas características antiespumantes.
- Resistencia a la rotura de la película lubricante.

#### Niveles de calidad

- |                         |                    |                           |
|-------------------------|--------------------|---------------------------|
| • DIN 51517 Parte 3 CLP | • AGMA 9005-E02-EP | • MAG IAS (ex Cincinnati) |
| • AIST 224              | • ISO 12925-1 CKD  | • David Brown S1.53.101   |
| • ISO-L-CKD             |                    |                           |



# SUPER TAURO

INDUSTRIA

Lubricantes



## Características técnicas

	UNIDAD	METODO	VALOR							
Grado ISO			<b>68</b>	<b>100</b>	<b>150</b>	<b>220</b>	<b>320</b>	<b>460</b>	<b>680</b>	<b>1000</b>
Viscosidad a 100° C	cSt	ASTM D 445	8,5	11	14,5	19	23	30	40	50
Viscosidad a 40° C	cSt	ASTM D 445	68	100	150	220	320	460	680	1000
Índice de Viscosidad		ASTM D 2270	98	97	97	95	93	92	95	95
Punto de inflamación	°C	ASTM D 92	230	245	260	260	260	260	260	260
Punto de congelación	°C	ASTM D 97	-12	-12	-9	-9	-9	-9	-9	-6
Desemulsión										
- Agua libre	cm <sup>3</sup>	ASTM D 2711	37 mín.	37 mín.	37 mín.	37 mín.	37 mín.	37 mín.	37 mín.	37 mín.
- Emulsión	cm <sup>3</sup>		1 max.	1 max.	1 max.	1 max.	1 max.	1 max.	1 max.	1 máx.
Corros. al cobre 3h a 100°C		ASTM D 130	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b
Resistencia a la herrumbre, A y B.		ASTM D 665	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
TAN (mg KOH/g)		ASTM D 664	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Desemulsión	min	ASTM D 1401	<30	<30	<30	<30	<30	<30	<60	<60
FZG, Escalón 12		DIN 51354	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Carga Timken	lbs	ASTM D 2782	60 mín.	60 mín.	60 mín.	60 mín.	60 mín.	60 mín.	60 mín.	60 mín.

Fuente: [https://www.repsol.com/imagenes/global/es/RP\\_SUPER\\_TAURO\\_tcm13-62581.PDF](https://www.repsol.com/imagenes/global/es/RP_SUPER_TAURO_tcm13-62581.PDF)

## 8. Catálogo Elesa+Ganter: Tapones de lubricante

### 8.1. Modelo DIN 908 -ST-M20x1,5-A



+ DESIGNED FOR ENGINEERING

Productos ▾ Empresa ▾ Noticias & Servicio ▾ Contacto

número de producto, código de producto... 🔍

Inicio >> Nuestra amplia gama de componentes estándar y elementos para máquinas >> Accesorios para sistemas hidráulicos >> Tapones roscados

<< Producto anterior    Siguiente producto >>

# DIN 908

## Tapones roscados

Acero, zincado

👁️ Vista previa 3D
★ Añadir a favoritos
❓ Pregunta sobre productos
  
🖨️ Imprimir
📄 Ficha técnica

RUBEN





Tapón roscado para DIN 3852-1 Tipo A

# DIN 908

Ajustar tabla

Reiniciar

	$d_1$	$d_2$ h14	$d_3$	$d_4$	$l_1 \pm 0.2$	$l_2 + 0.5$	s	A/F			
Descripción											
DIN 908-ST-M14x1,5-AC	M 14 x 1.5	19	14.3	18	12	3	1.5	6	16		
DIN 908-ST-M16x1,5-A	M 16 x 1.5	21	16.3	20	12	3	1.5	8	20		
DIN 908-ST-M16x1,5-AA	M 16 x 1.5	21	16.3	20	12	3	1.5	8	20		
DIN 908-ST-M16x1,5-AC	M 16 x 1.5	21	16.3	20	12	3	1.5	8	20		
DIN 908-ST-M18x1,5-A	M 18 x 1.5	23	18.3	22	12	4	1.5	8	29		
DIN 908-ST-M18x1,5-AA	M 18 x 1.5	23	18.3	22	12	4	1.5	8	29		
DIN 908-ST-M18x1,5-AC	M 18 x 1.5	23	18.3	22	12	4	1.5	8	29		
DIN 908-ST-M20x1,5-A	M 20 x 1.5	25	20.3	24	14	4	1.5	10	38		
DIN 908-ST-M20x1,5-AA	M 20 x 1.5	25	20.3	24	14	4	1.5	10	38		
DIN 908-ST-M20x1,5-AC	M 20 x 1.5	25	20.3	24	14	4	1.5	10	38		
DIN 908-ST-M22x1,5-A	M 22 x 1.5	27	22.3	27	14	4	1.5	10	55		
DIN 908-ST-M22x1,5-AA	M 22 x 1.5	27	22.3	27	14	4	1.5	10	55		
DIN 908-ST-M22x1,5-AC	M 22 x 1.5	27	22.3	27	14	4	1.5	10	55		
DIN 908-ST-M24x1,5-A	M 24 x 1.5	29	24.3	29	14	4	2	12	60		

Fuente: <https://www.elesa-ganter.es/es/esp/taponos-roscados-din-908--5>

## 9. Catálogo Ringspann: Freno

### 9.1. Disco de freno de 250 mm de diámetro



Características	Código
Disco de freno	B
Forma	F B S
Tamaño de los discos de freno según tabla	0125 a 1000
Espesor de los discos de freno (Estándar)	12 25
Diámetro de agujero según tabla	014 a 220
Forma en desbaste, agujero en acabado sin chavetero, agujero en acabado con chavetero	V F B

#### Ejemplo de pedido

Disco de freno BF de tamaño 200 mm, espesor 12,5 mm y agujero en acabado 40 mm, tipo F:

BF 0200/12 - 040 F

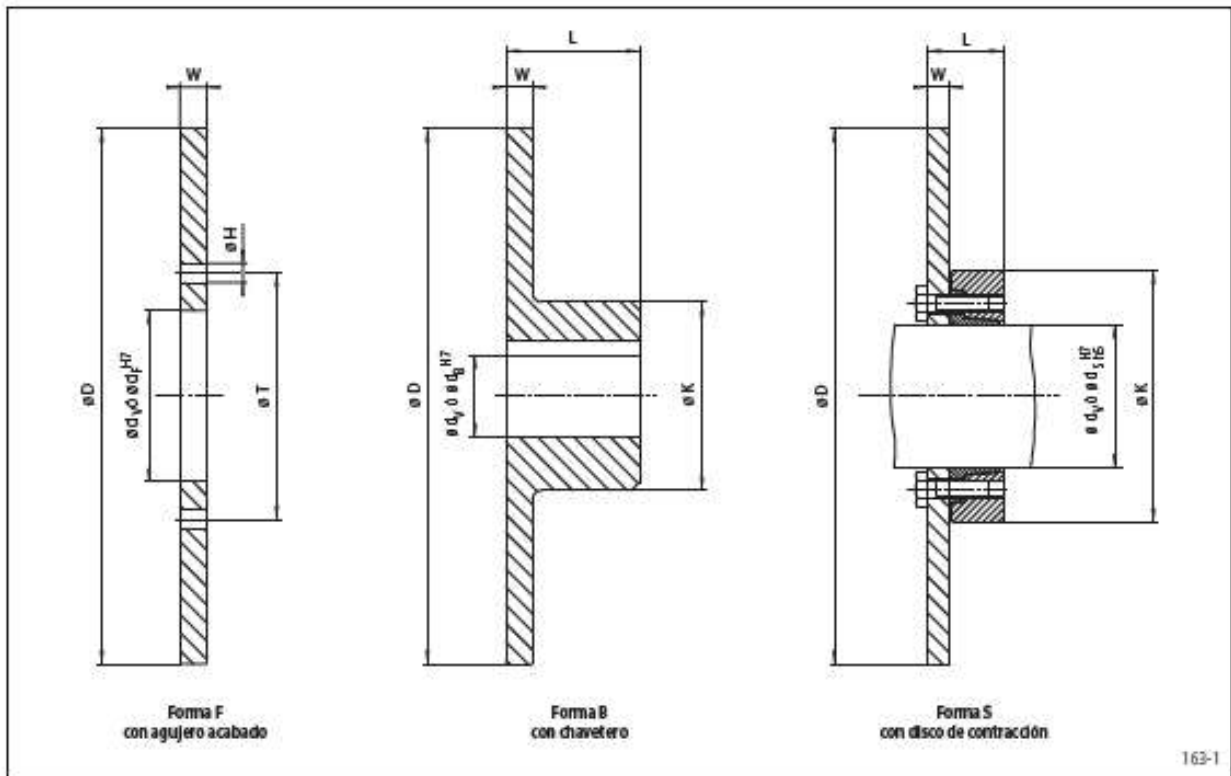
#### Datos técnicos

Tamaño D mm	Espesor del disco de freno W mm	Velocidad máx. $n_{max}$ min <sup>-1</sup>	Forma F	Forma B	Forma S*		
			Momento de Inercia J kgm <sup>2</sup>	Momento de Inercia J kgm <sup>2</sup>	Diámetro de anillado d mm	Momento de Inercia J kgm <sup>2</sup>	Par máx. de frenado M <sub>max</sub> Nm
125	12,5	14 500	0,0022	0,0023	-	-	-
150	12,5	12 100	0,0045	0,0047	-	-	-
200	12,5	9 100	0,0141	0,0146	-	-	-
250	12,5	7 300	0,0345	0,0380	-	-	-
300	12,5	6 000	0,0720	0,0800	80	0,078	950
355	12,5 / 25	5 100	0,140 / 0,270	0,162 / 0,243	-	-	-
430	12,5 / 25	4 200	0,302 / 0,596	0,352 / 0,638	90	0,305	1 500
					140	0,405	3 750
					160	0,646	6 000
520	12,5 / 25	3 500	0,646 / 1,273	0,790 / 1,380	140	0,752	3 750
					160	0,990	6 000
					200	1,431	9 500
630	25	2 900	2,780	3,130	-	-	-
710	25	2 600	4,490	5,090	-	-	-
800	25	2 300	7,240	8,420	-	-	-
900	25	2 000	11,59	13,70	-	-	-
1 000	25	1 800	17,70	21,30	-	-	-

\* Sólo disponible disco de freno con espesor W = 12,5 mm

#### Características

- Optimizados para su uso con frenos RINGSPANN
- Material moldeado para una mejor absorción del calor
- Disponibles versiones listas para su instalación
- Con agujero acabado, chavetero o discos de contracción
- Diámetro de disco desde 125 mm hasta 1000 mm
- Fabricación de los discos de freno EN 1563 EN-GJS 500-7 (GGG-50 según DIN 1693)
- Otros tamaños de discos de freno están disponibles bajo petición



### Dimensiones

Tamaño D mm	Espesor del disco W mm	Desbaste $d_v$ mm	Forma F				Forma B			Forma S		
			Agujero acabado $d_f$ mm	H mm	T mm	Z*	Agujero acabado máx. $d_g^{**}$ mm	L mm	K mm	Diámetro de amate $d_s$ mm	L*** mm	K mm
125	12,5	-	40	9	56	4	32	37,5	50	-	-	-
150	12,5	-	50	9	66	4	40	42,5	60	-	-	-
200	12,5	-	63	11	83	8	45	52,5	65	-	-	-
250	12,5	-	80	11	100	8	70	62,5	100	-	-	-
300	12,5	-	100	14	122	8	80	72,5	120	80	46,5	141
355	12,5 / 25	-	110	14	132	10	100	82,5	145	-	-	-
480	12,5 / 25	50	125	14	147	12	115	97,5	170	90	52,5	155
										140	74,5	230
										160	84,5	290
520	12,5 / 25	50	160	14	182	16	140	117,5	210	140	74,5	230
										160	84,5	290
										200	101,5	340
630	25	75	-	-	-	-	155	150	250	-	-	-
710	25	95	-	-	-	-	180	165	280	-	-	-
800	25	95	-	-	-	-	200	185	320	-	-	-
900	25	120	-	-	-	-	210	205	360	-	-	-
1000	25	120	-	-	-	-	220	225	400	-	-	-

\* Z = Número de agujeros aH en diámetro aT. \*\* Chavetero según DIN 6885, pág. 1. \*\*\* En posición sin tensión.

### Discos de freno forma S

Datos necesarios para el eje:

- Límite elástico  $R_e \geq 360 \text{ N/mm}^2$
- E-módulo aprox.  $206 \text{ kN/mm}^2$

### Superficies

Rugosidad superficial media en las superficies de contacto del eje  $R_a \leq 3,2 \mu\text{m}$ .

### Dimensionamiento

Por favor, consulte los puntos técnicos en la página 165 al dimensionar el tamaño del disco de freno.



## 9.2. Freno de pinza modelo DH 012 FEM con imán 420 a 210 V



Características	Código
Freno de pinza	D
Montaje a la máquina perpendicular al disco de freno	H
Tamaño del bastidor 012	012
Accionamiento por muelle	F
Liberación electromagnética	E
Ajuste manual del desgaste de las zapatas	M
Electroimán para 110 V	410
Electroimán para 230 V	420
Disponible cilindro de presión montado a derechas o izquierdas	R L
Para espesor del disco de freno 12,5 mm	12

### Ejemplo de pedido

Freno de pinza DH 012 FEM, electroimán para 110 V, cilindro de presión montado a derechas, para espesor del disco de freno 12,5 mm:

DH 012 FEM - 410 R - 12

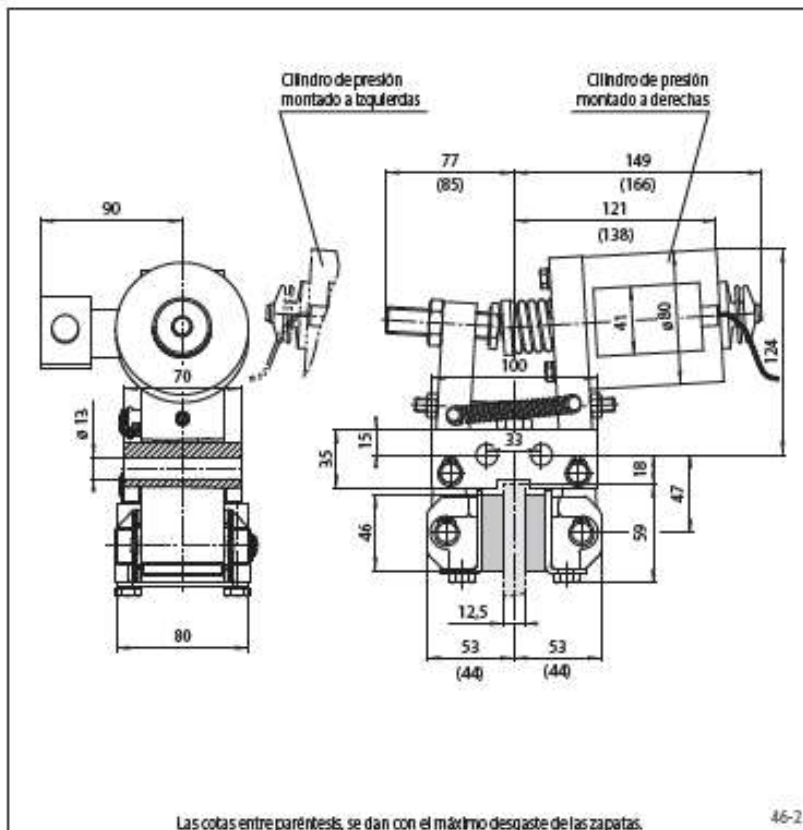
### Datos técnicos

Diámetro del disco de freno	Freno de pinza DH 012 FEM	
	con imán 410 a 110 V	con imán 420 a 230 V
mm	Par de frenado	
200	94	
250	130	
300	160	
355	200	
430	250	
520	310	
Puerta de apriete	1650 N	
Consumo de potencia en posición abierta	12 W (100% duración de activación admisible)	
Fusible	6 A	
Número máximo de ciclos	600/h permanentes a 20° C de temperatura ambiente	
Peso	7 kg	

Los pares de frenado que se muestran en la tabla se basan en un coeficiente de fricción teórico de 0,4.

### Accesorios

Transformador universal, ver pág. 166.



Fuente: <https://www.ringspann.es/es/productos/frenos>





**Universidad  
de La Laguna**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

***Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica***

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

**DISEÑO DE CAJA REDUCTORA CON SALIDA A 90° Y  
FRENO DE PROTECCIÓN**

### **ANEXO III: PLANOS**

**Autor:**

Jorge Luis Romero Romero

**Tutores:**

Carmelo Militello Militello

Viana Lida Guadalupe

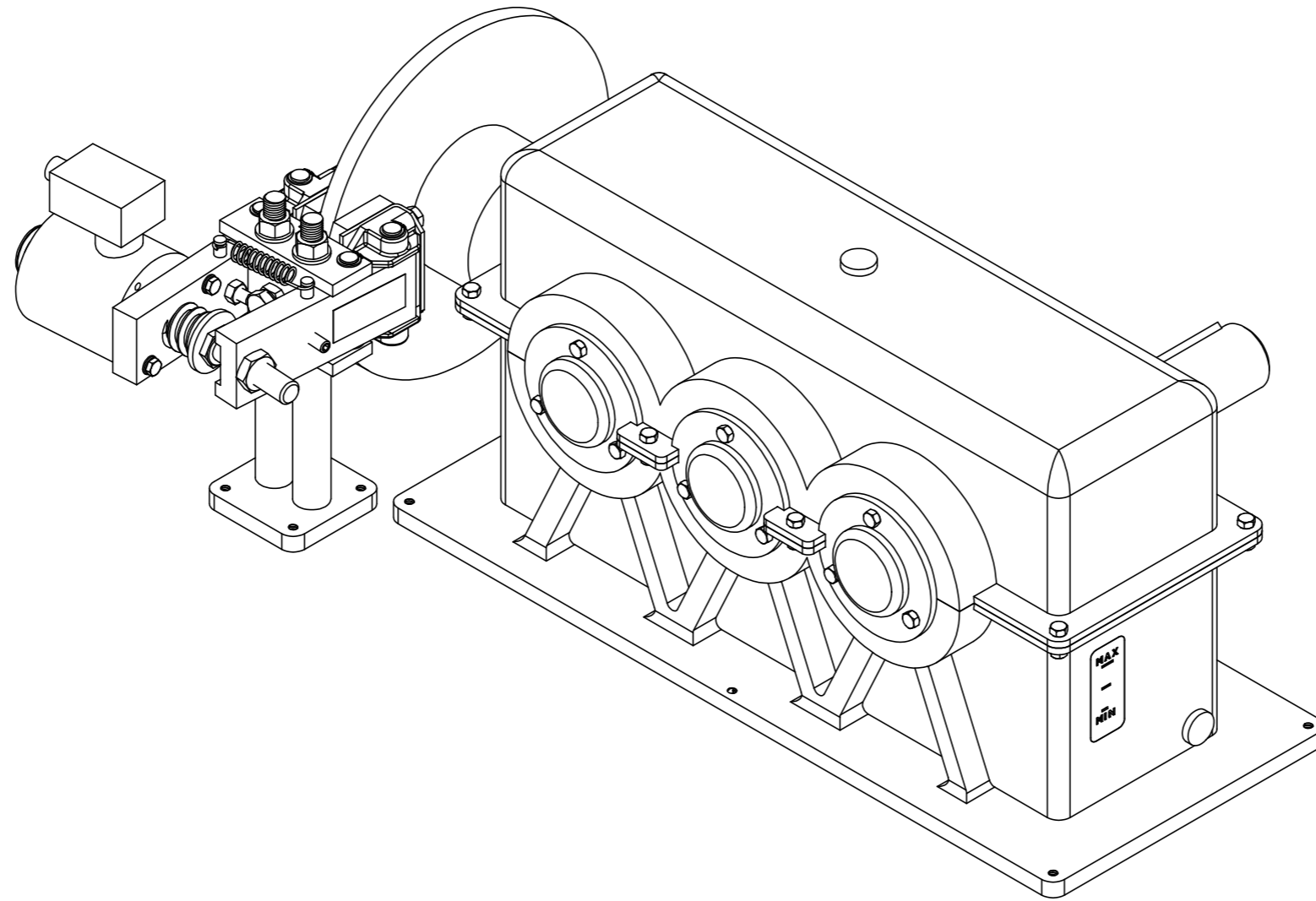
Septiembre, 2019





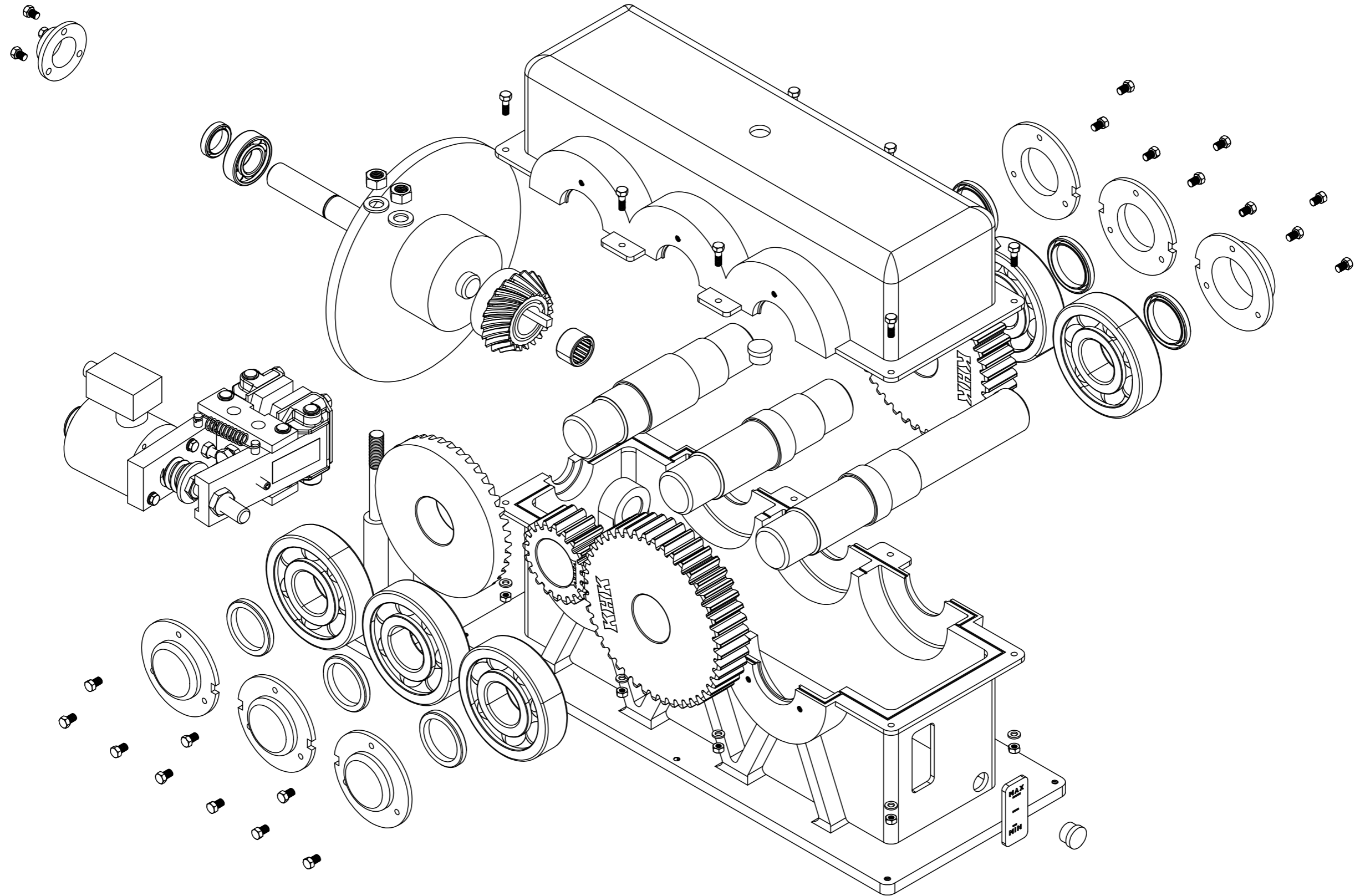
## Índice

21. Plano N° 1: Perspectiva isométrica.....	4
22. Plano N° 2: Vista explosionada.....	5
23. Plano N° 3: Plano de conjunto.....	6
24. Plano N° 3.01: Marca 1: Eje N° 1.....	9
25. Plano N° 3.02: Marca 2: Eje N° 2.....	10
26. Plano N° 3.03: Marca 3: Eje N° 3.....	11
27. Plano N° 3.04: Marca 4: Eje N° 4.....	12
28. Plano N° 3.05: Marca 5: Piñón cónico.....	13
29. Plano N° 3.06: Marca 6: Engrane cónico.....	14
30. Plano N° 3.07: Marca 7: Piñón cilíndrico.....	15
31. Plano N° 3.08: Marca 8: Engrane cilíndrico.....	16
32. Plano N° 3.09: Marca 19: Carcasa superior.....	17
33. Plano N° 3.10: Marca 20: Carcasa inferior.....	18
34. Plano N° 3.11: Marca 21: Tapa N° 1.....	19
35. Plano N° 3.12: Marca 22: Tapa N° 2.....	20
36. Plano N° 3.13: Marca 23: Tapa N° 3.....	21
37. Plano N° 3.14: Marca 24: Tapa N° 4.....	22
38. Plano N° 3.15: Marca 25: Tapa N° 5.....	23
39. Plano N° 3.16: Marca 26: Medidor de aceite.....	24
40. Plano N° 3.17: Marca 34: Soporte de freno.....	25



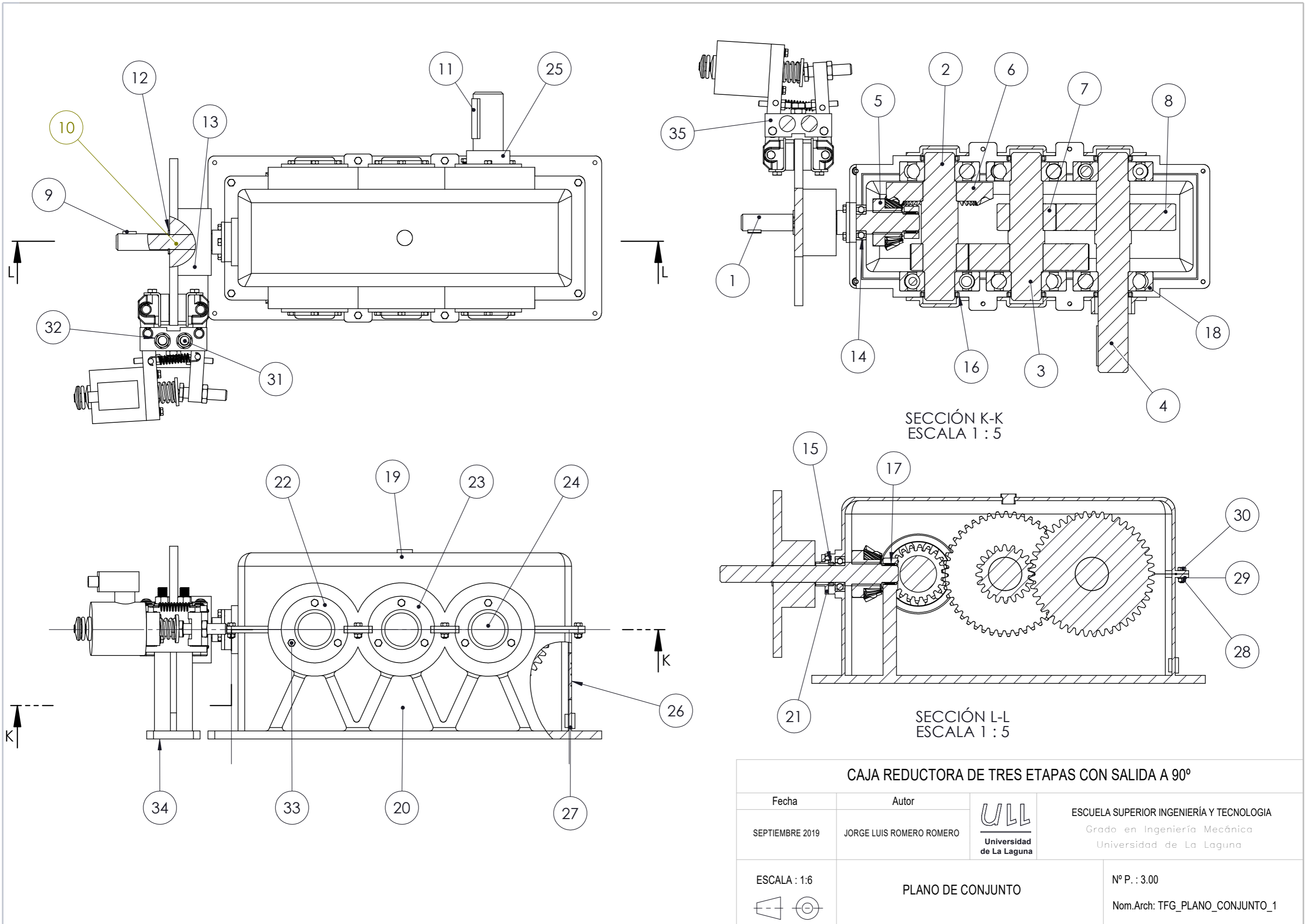
CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°

Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO		
ESCALA: 1:4 	PERSPECTIVA ISOMÉTRICA		Nº P. : 1.00 Nom.Arch TFG_JLRR_PERSPECTIVA ISOMÉTRICA:



CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°

Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO		
ESCALA: 1:4	VISTA EXPLOSIONADA 		Nº P. : 2.00
			Nom.Arch: TFG_JLRR_VISTA_EXPLOSIONADA



SECCIÓN K-K  
ESCALA 1 : 5

SECCIÓN L-L  
ESCALA 1 : 5

CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°

Fecha	Autor		ESCUOLA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO		Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
ESCALA : 1:6	PLANO DE CONJUNTO		Nº P. : 3.00
			Nom.Arch: TFG_PLANO_CONJUNTO_1




27	2	TAPÓN ROSCADO M20x1.5	DIN 908	ACERO INOX
26	1	MEDIDOR DE ACEITE		METACRILATO
25	1	TAPA N°5		ALUMINIO 5083
24	2	TAPA N°4		ALUMINIO 5083
23	2	TAPA N°3		ALUMINIO 5083
22	1	TAPA N°2		ALUMINIO 5083
21	1	TAPA N°1		ALUMINIO 5083
20	1	CARCASA INFERIOR		ALUMINIO 5083
19	1	CARCASA SUPERIOR		ALUMINIO 5083
18	6	RODAMIENTO 6409	ISO 5593	
17	1	RODAMIENTO HK 2520	ISO 5593	
16	6	RETÉN RADIAL N°2	ISO 6194	
15	1	RETÉN RADIAL N°1	ISO 6194	
14	1	RODAMIENTO 6205 ETN9	ISO 5593	
13	1	DISCO DE FRENO	DIN 1693	FUNDICIÓN GRIS
12	1	ANILLO DE RETENCIÓN		SAE 1060
11	1	CHAVETA ACOPLAMIENTO DE SALIDA	DIN 6885	AISI 1045
10	1	CHAVETA DISCO DE FRENO	DIN 6885	AISI 1945
9	1	CHAVETA ACOPLAMIENTO DE ENTRADA	DIN 6885	AISI 1045
8	2	ENGRANE CILÍNDRICO		16MnCr5
7	2	PIÑÓN CILÍNDRICO		16MnCr5
6	1	ENGRANE CÓNICO		16MnCr5
5	1	PIÑÓN CÓNICO		16MnCr5
4	1	EJE N° 4		AISI 1045
3	1	EJE N° 3		AISI 1045
2	1	EJE N° 2		AISI 1045
1	1	EJE N° 1		AISI 1045
MARCA	N° PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL

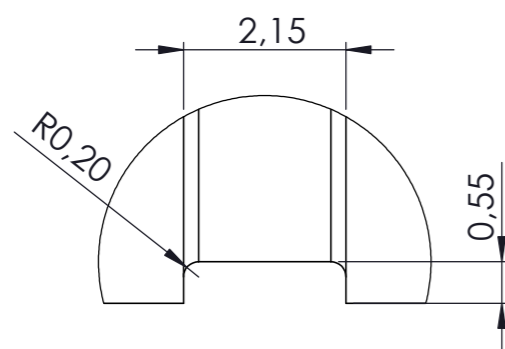
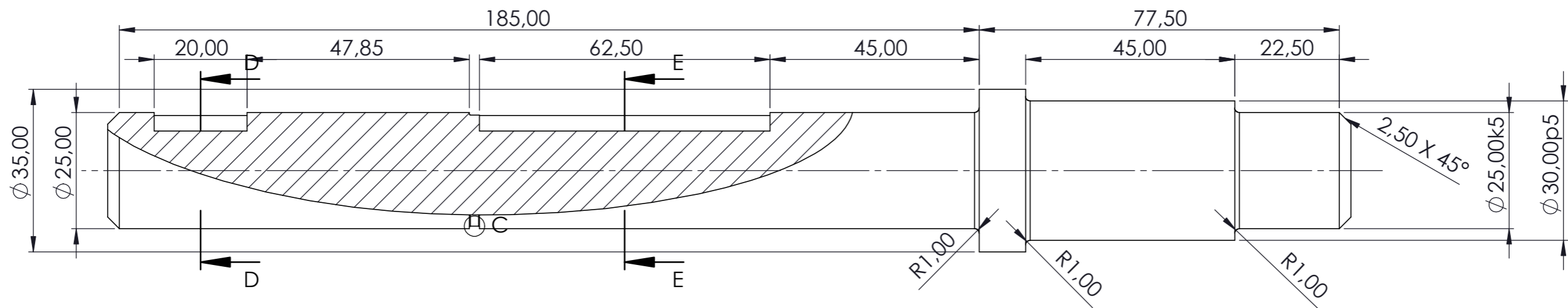
**CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°**

Fecha	Autor		<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO		
ESCALA: 1:6 	<b>PLANO DE CONJUNTO</b>		N° P. : 3.00 Nom.Arch: TFG_JLRR_PLANO_CONJUNTO_2

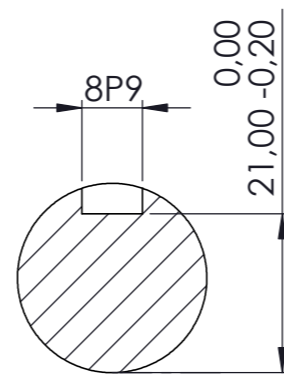
35	1	PINZA DE FRENO		
34	1	SOPORTE DE FRENO		ALUMINIO 5083
33	21	TORNILLO M6x12	ISO 4017:2011	ACERO
32	2	ARANDELA M12	ISO 10673:2010	ACERO
31	2	TUERCA M12	ISO 225:2011	ACERO
30	8	TORNILLO M6x20	ISO 4017:2011	ACERO
29	8	ARANDELA M6	ISO 10673:2010	ACERO
28	8	TUERCA M6	ISO 225:2011	ACERO
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL

**CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°**

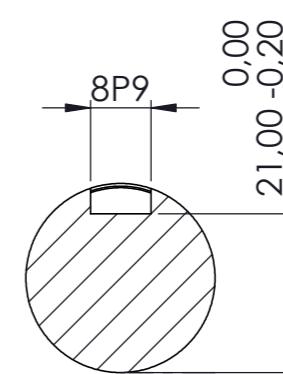
Fecha	Autor		<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO		
ESCALA: 1:6 	<b>PLANO DE CONJUNTO</b>		Nº P. : 3.00 Nom.Arch: TFG_JLRR_PLANO_CONJUNTO_3



DETALLE C  
ESCALA 10 : 1



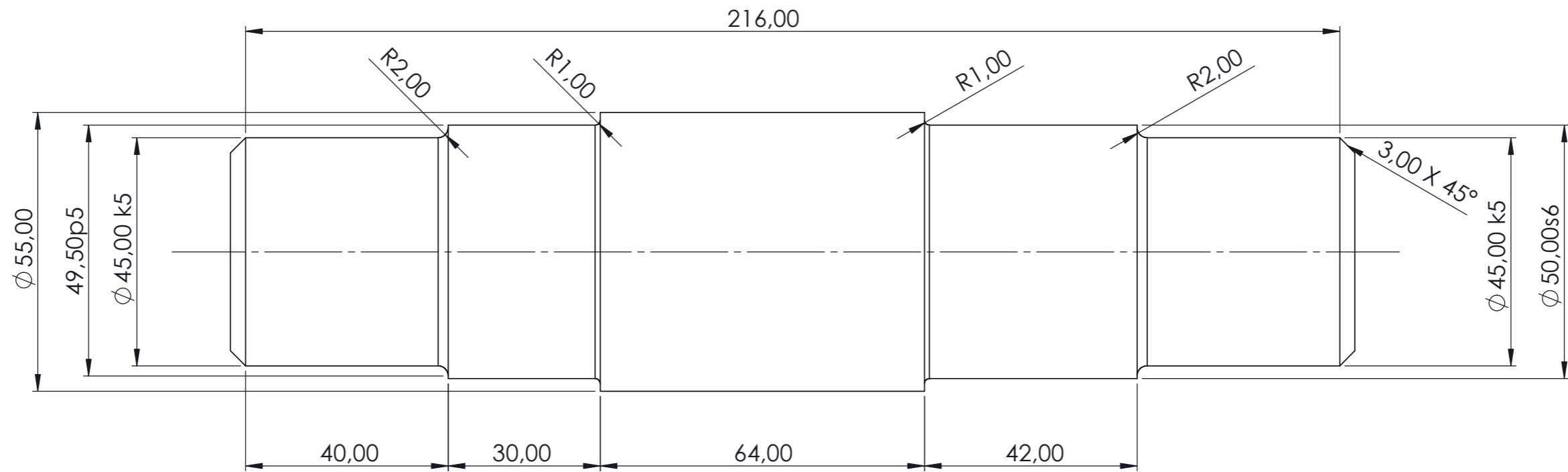
SECCIÓN D-D  
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN E-E  
ESCALA 1 : 1

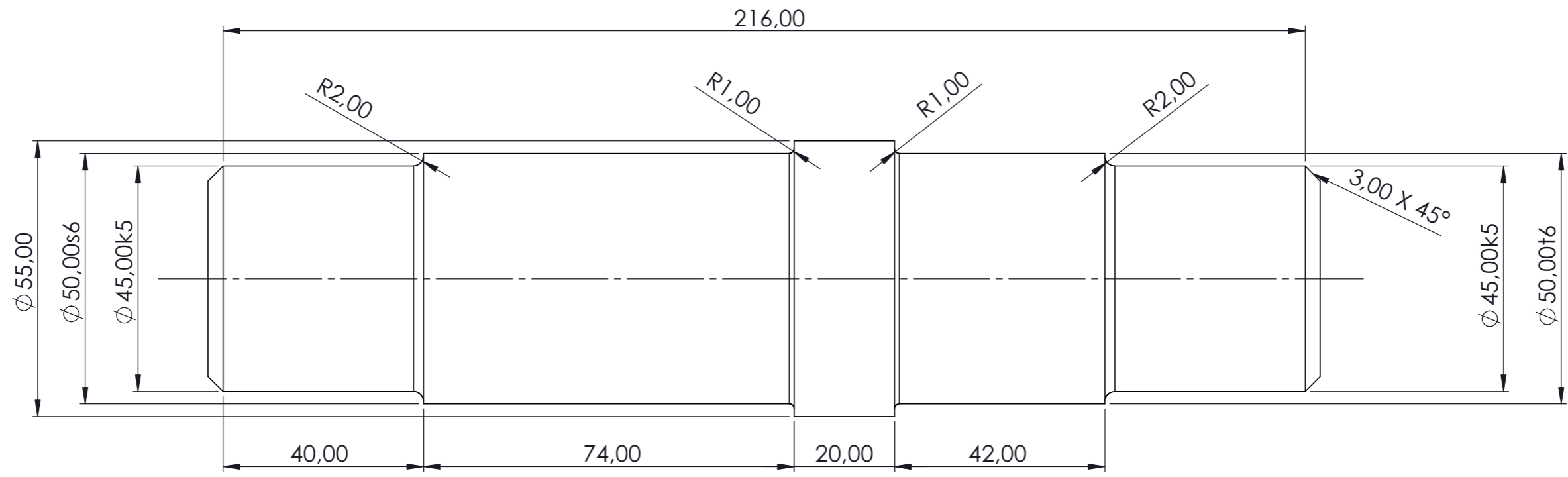
√N7 En todas las superficies

MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
1	1	EJE Nº 1		AISI 1045
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor		 <b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	 EJE Nº1		Nº P. : 3.01	Nom.Arch: TFG_JLRR_PLANO_EJE1



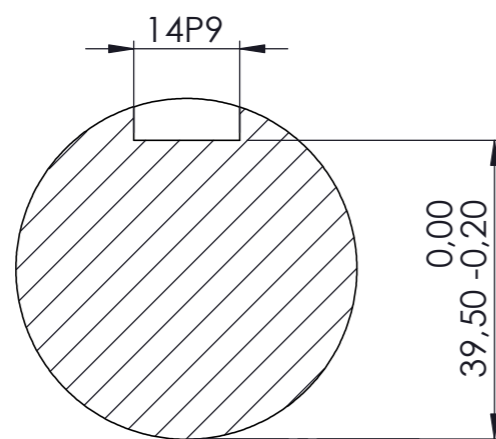
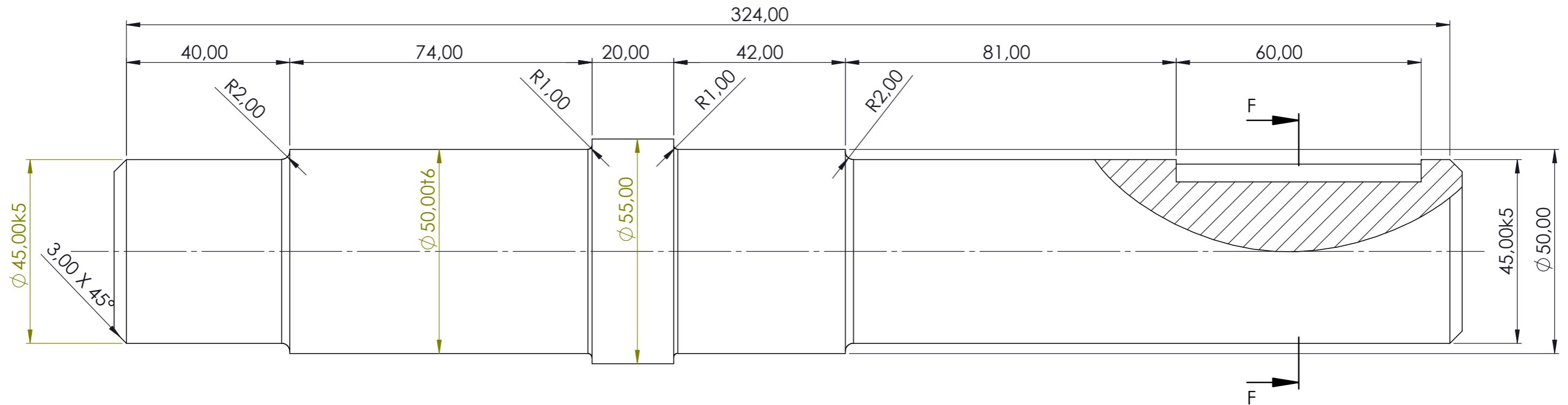
√ N7 En todas las superficies

MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
2	1	EJE Nº 2		AISI 1045
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor		 <b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	 EJE Nº2		Nº P. : 3.02	
			Nom.Arch: TFG_JLRR_PLANO_EJE2	



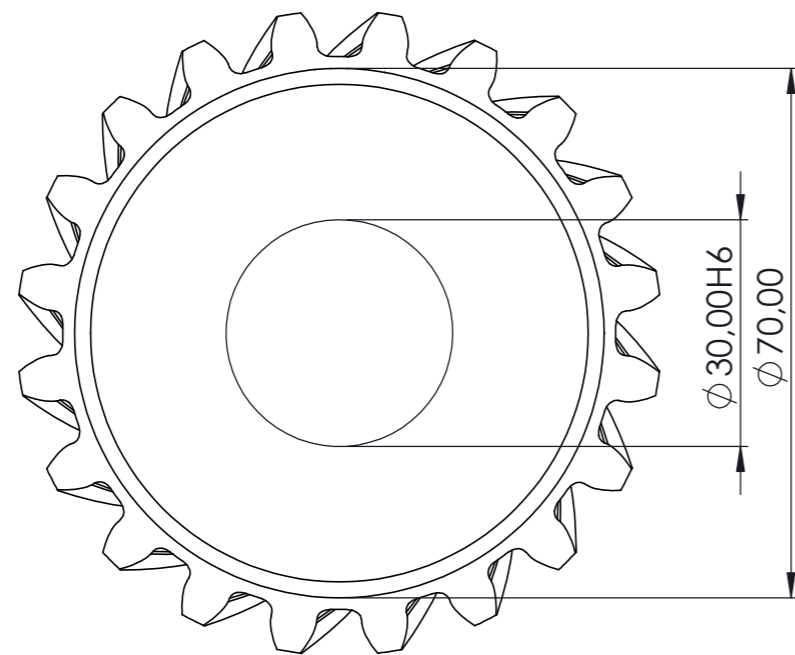
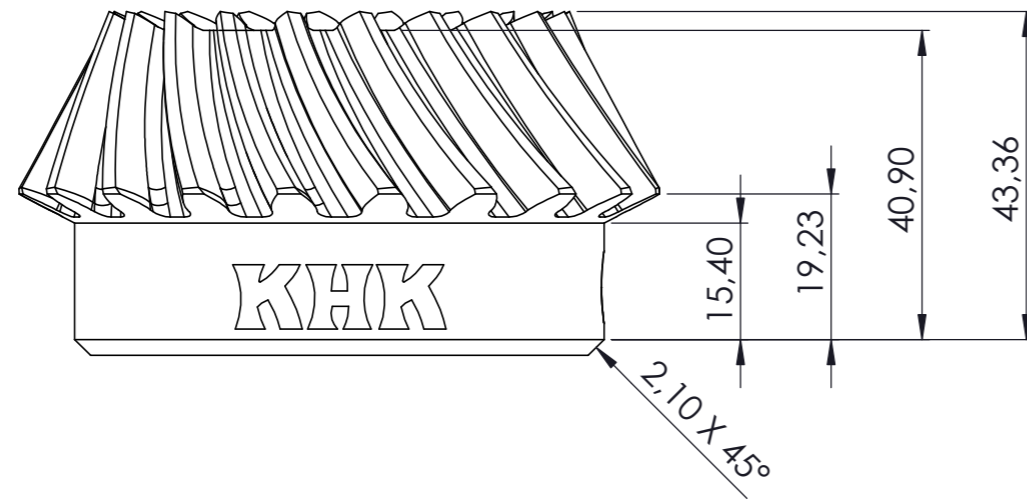
√N7 En todas las superficies

MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
3	1	EJE Nº 3		AISI 1045
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor		 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	 EJE Nº3		Nº P. : 3.03	Nom.Arch: TFG_JLRR_PLANO_EJE3



$\sqrt{N7}$  En todas las superficies

MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
4	1	EJE Nº 4		AISI 1045
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90º</b>				
Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	EJE Nº4		Nº P. : 3.04	Nom.Arch: TFG_JLRR_PLANO_EJE4



\*

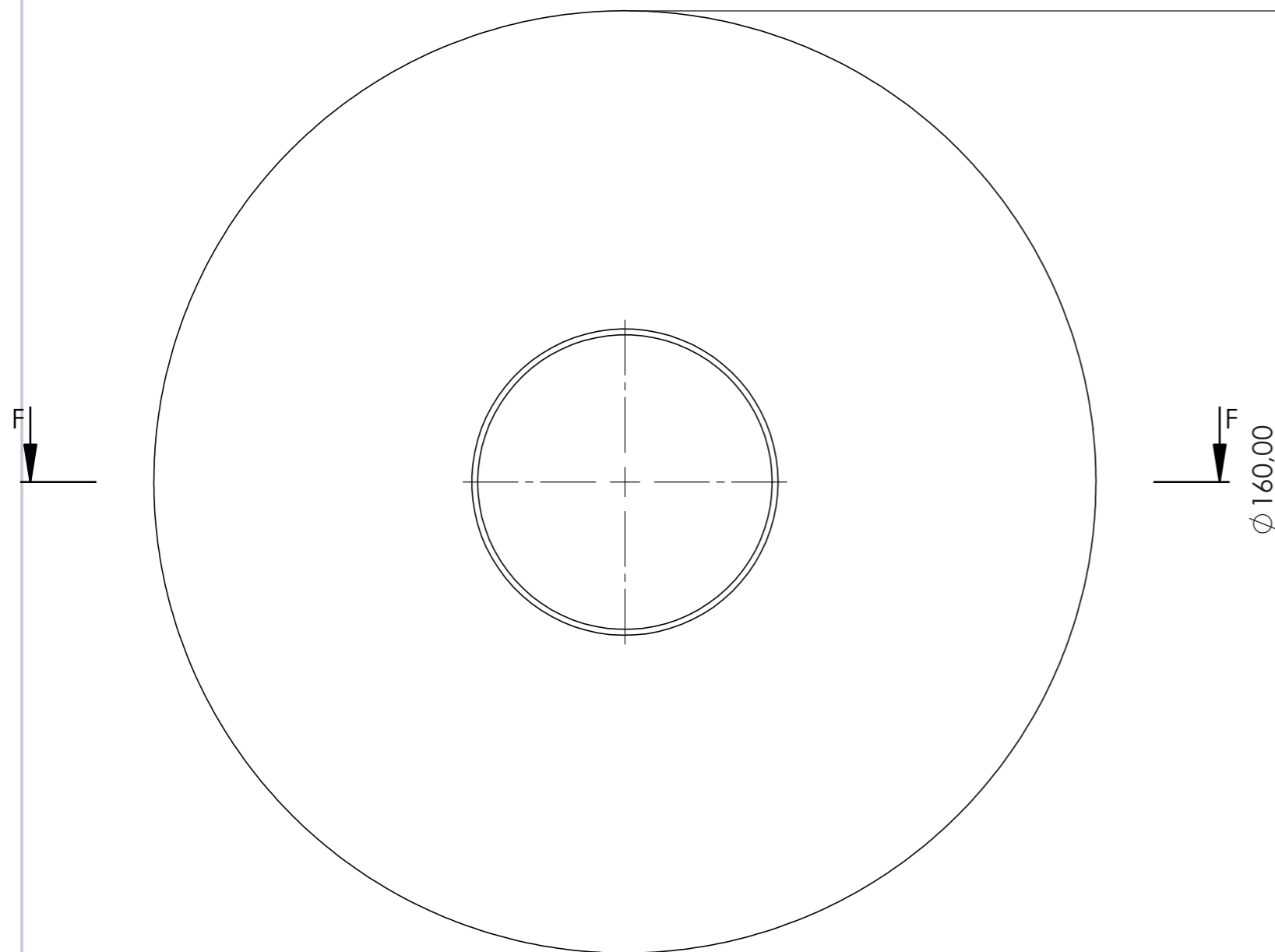
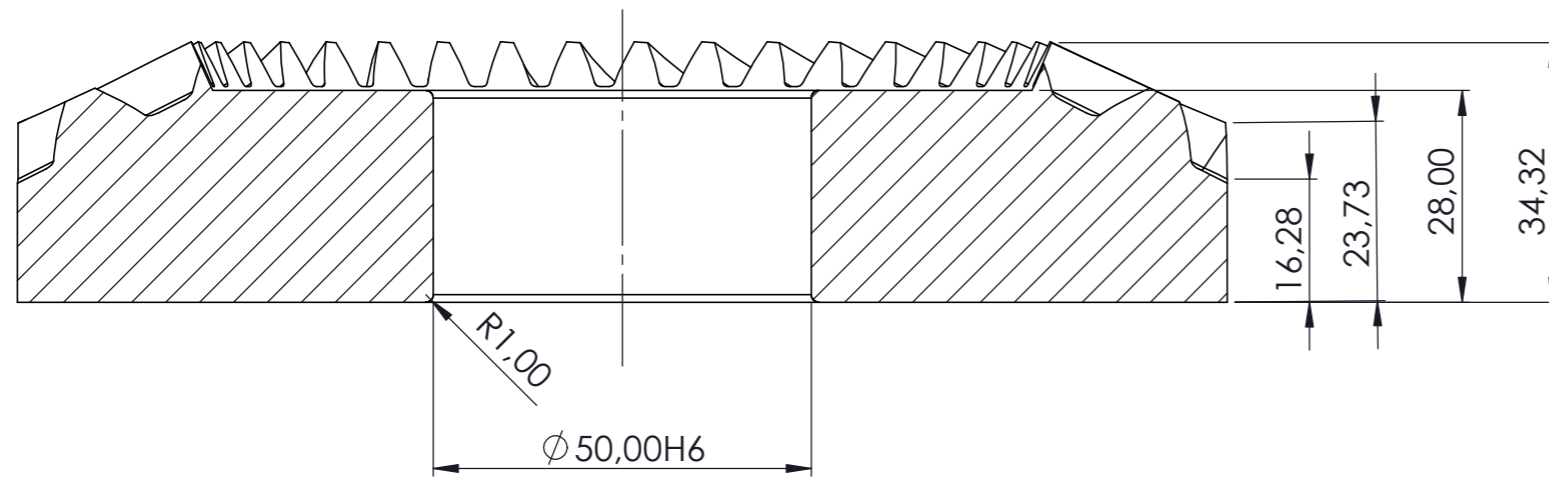
$\sqrt{N4}$  En todas las superficies

Parámetros del piñón

Ángulo de presión	20
Módulo	4
Nº de dientes	20
Ángulo de hélice	35°
Sentido de hélice	L
Diámetro de paso	80
Addendum	4.73
Prof. del diente	7.78
Diámetro exterior	88.46

5	1	PIÑÓN CÓNICO		16MnCr5
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor		<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	PIÑÓN CÓNICO		Nº P. : 3.05	Nom.Arch: TFG_JLRR_PÍÑÓN CÓNICO
				

SECCIÓN F-F  
ESCALA 1 : 1



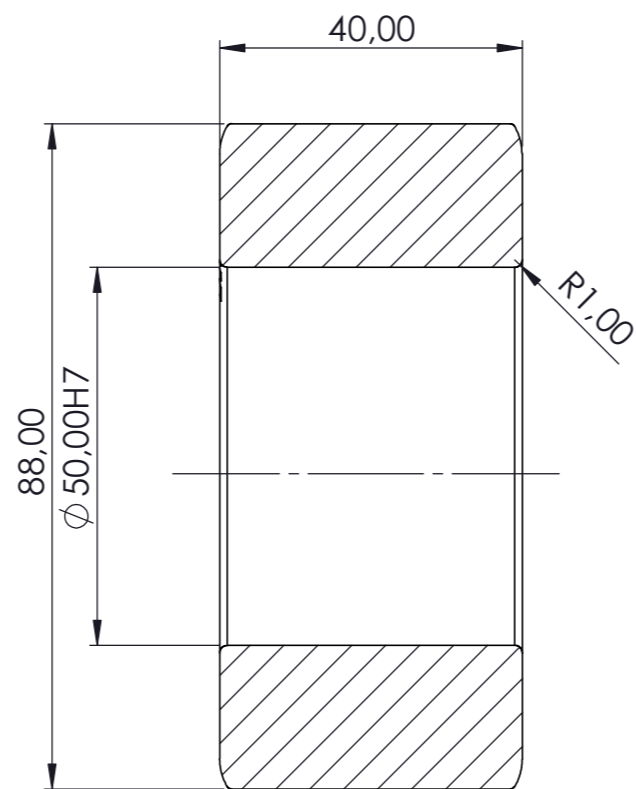
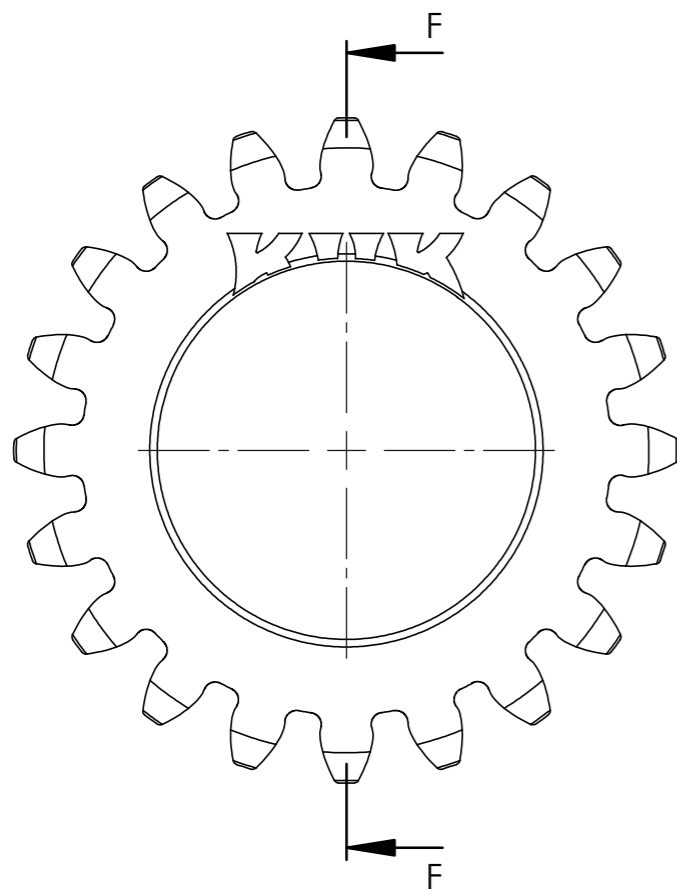
Parámetros del engrane

Ángulo de presión	20
Módulo	4
Nº de dientes	40
Ángulo de hélice	35°
Sentido de hélice	R
Diámetro de paso	160
Addendum	2.3
Prof. del diente	7.78
Diámetro exterior	

6	1	ENGRANE CÓNICO		16MnCr5
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	ENGRANE CÓNICO		Nº P. : 3.06	Nom.Arch: TFG_JLRR_ENGRANE_CÓNICO
				

$\sqrt{N4}$  En todas las superficies





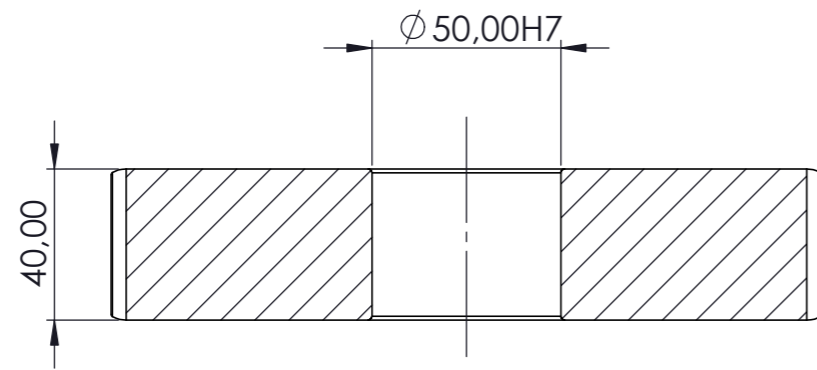
SECCIÓN F-F  
ESCALA 1 : 1

Parámetros del piñón

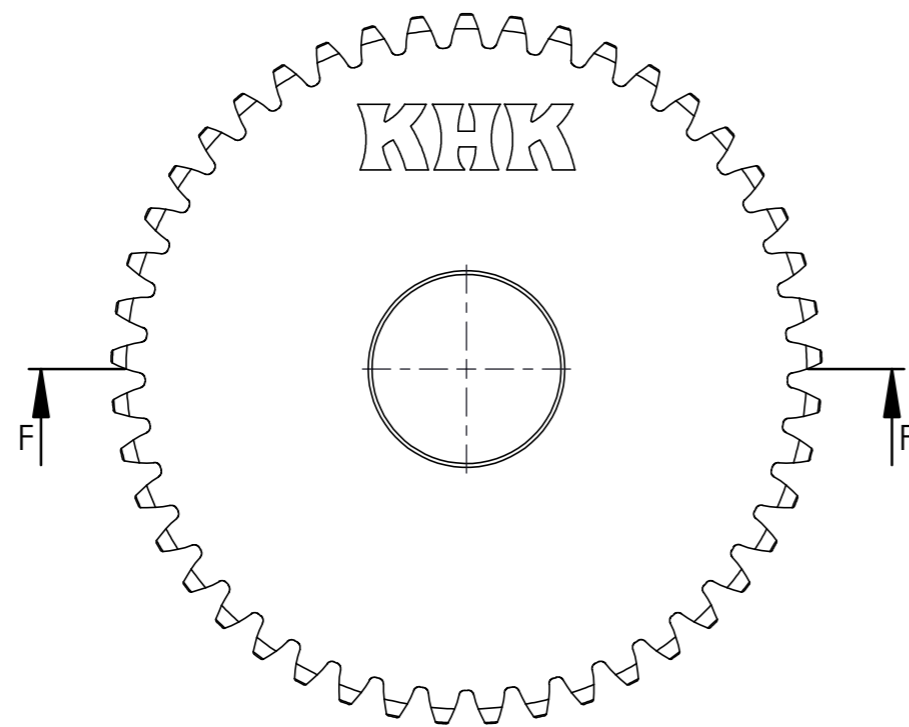
Módulo	4
Ángulo de presión	20
Nº de dientes	20
Diámetro de paso	80
Addendum	4
Prof. del diente	9
Diámetro exterior	88

√ N5 En todas las superficies

7	2	PIÑÓN CILÍNDRICO		16MnCr5
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b>	<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	PIÑÓN CILÍNDRICO		Nº P. : 3.07	Nom.Arch: TFG_JLRR_PIÑÓN_CILÍNDRICO
				



SECCIÓN F-F  
ESCALA 1 : 2

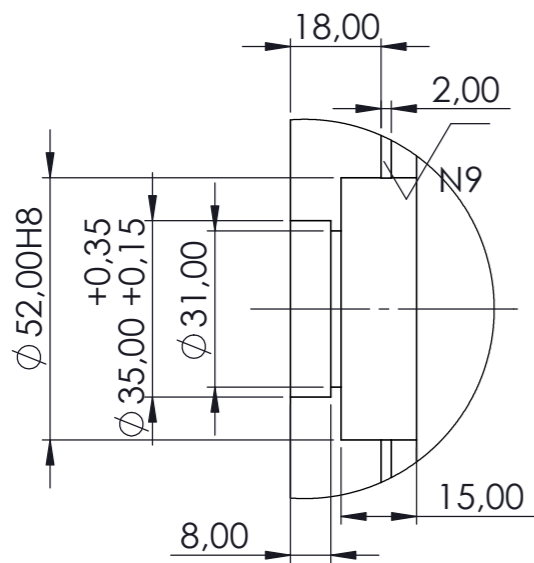


Parámetros del engrane

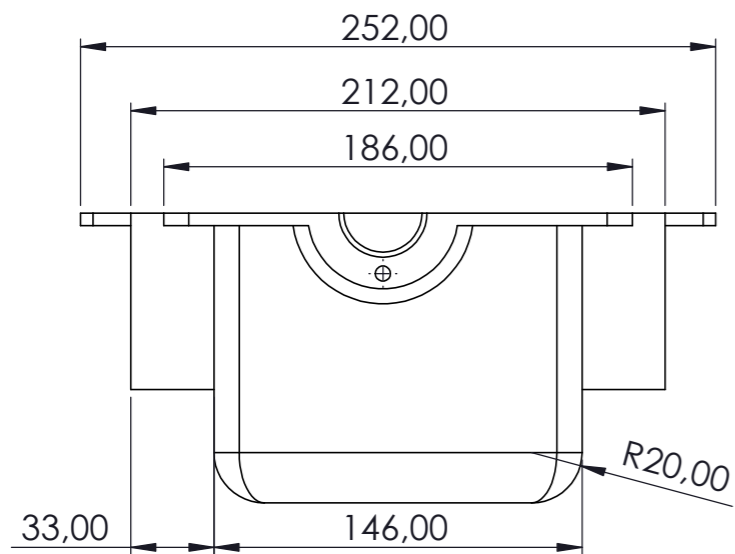
Módulo	4
Ángulo de presión	20
Nº de dientes	45
Diámetro de paso	180
Addendum	4
Prof. del diente	9
Diámetro exterior	188

$\sqrt{N5}$  En todas las superficies

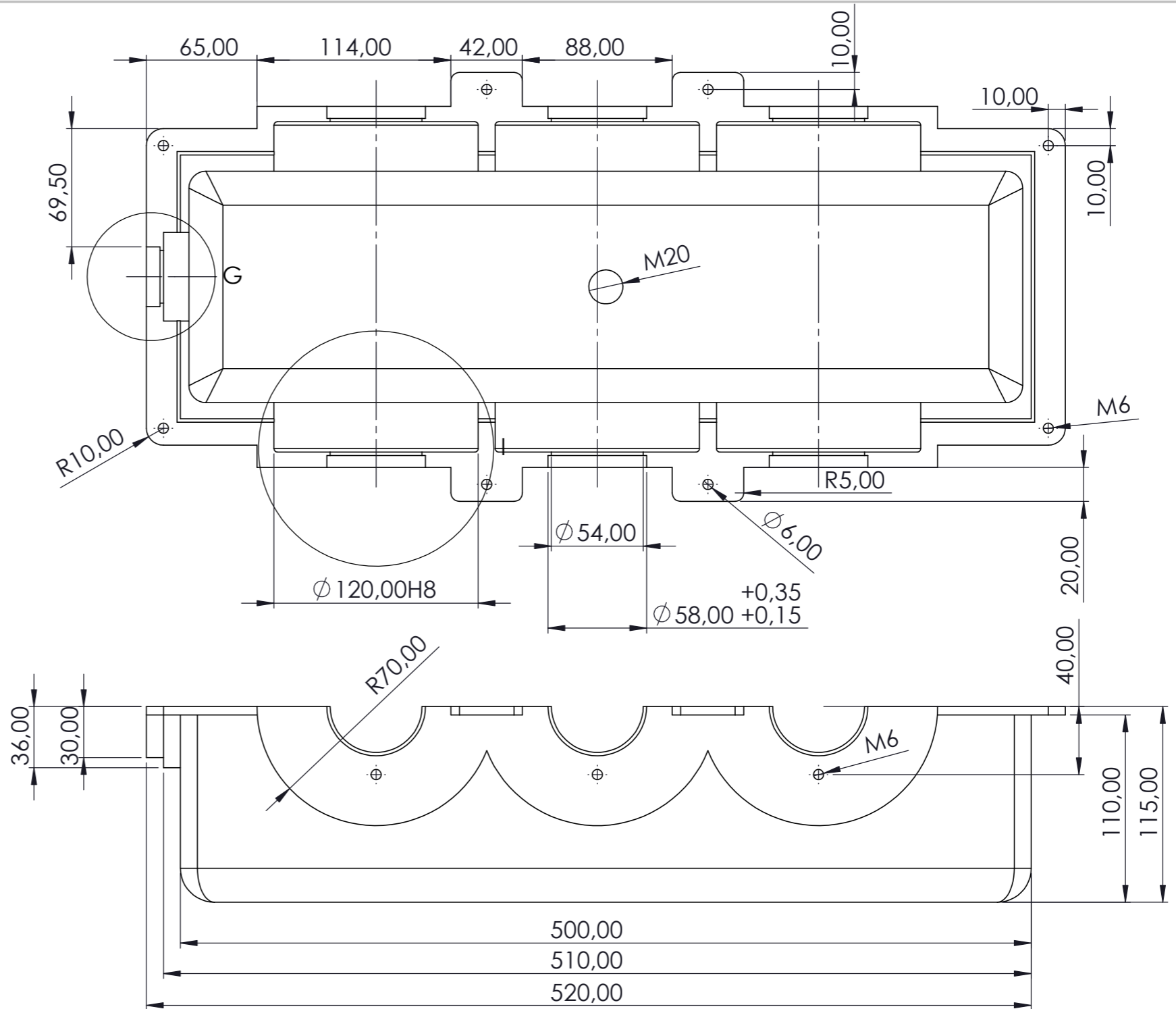
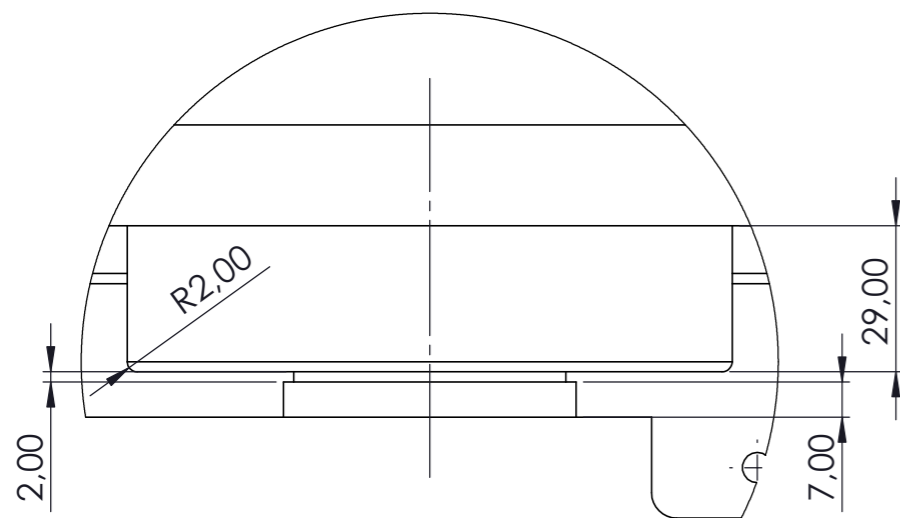
8	2	ENGRANE CILÍNDRICO		16MnCr5
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor	 <b>Universidad de La Laguna</b>	<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:2	<b>ENGRANE CILÍNDRICO</b>		Nº P. : 3.08	Nom.Arch: TFG_JLRR_ENGRANE_CILÍNDRICO
				



DETALLE G  
ESCALA 2 : 3

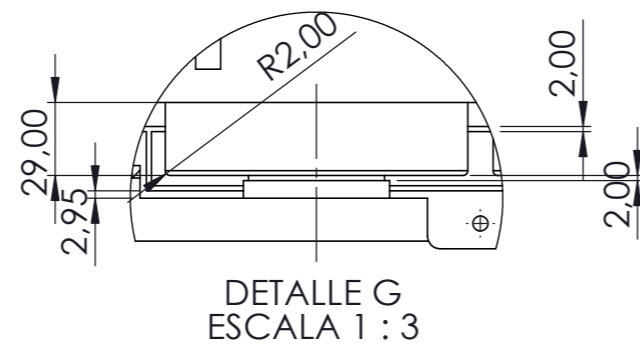
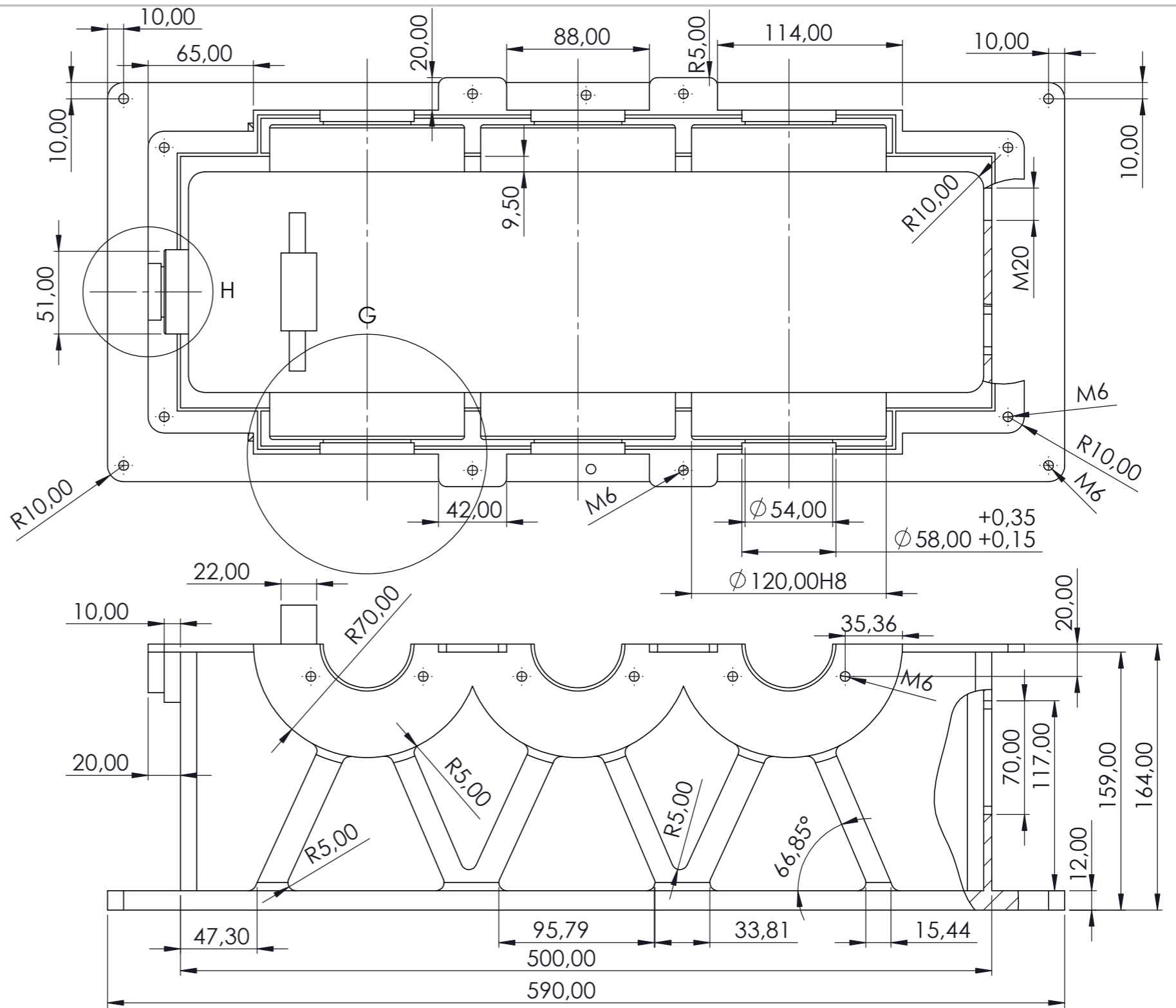
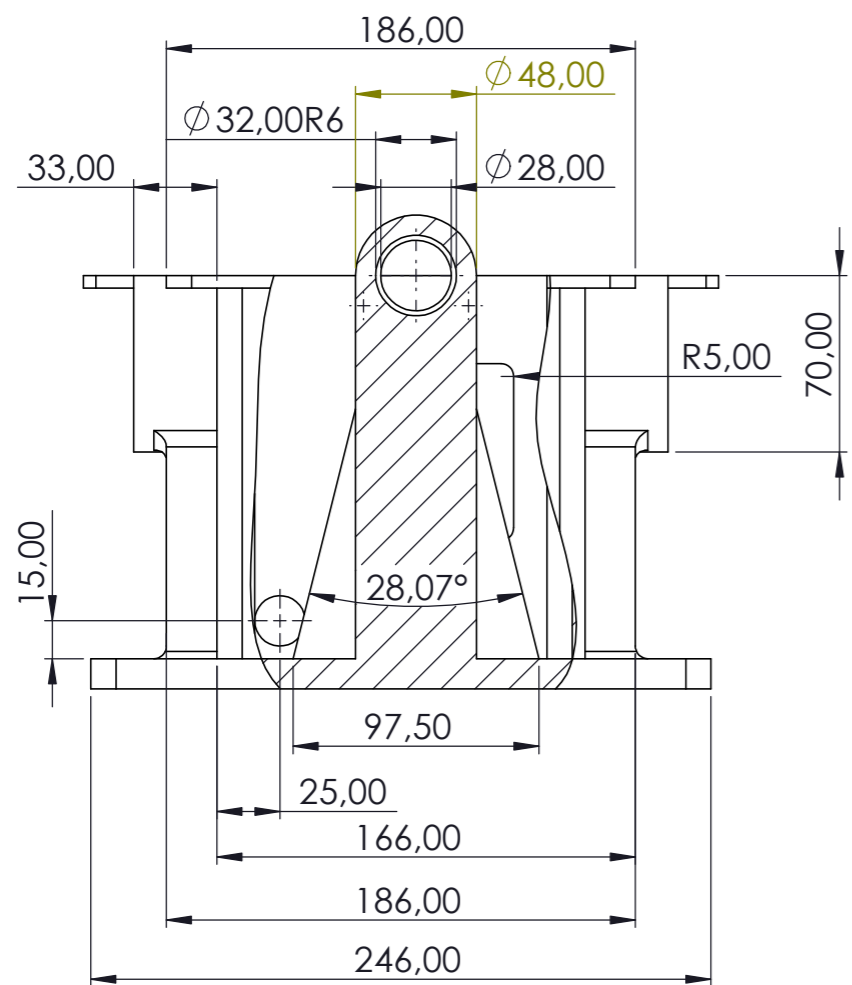
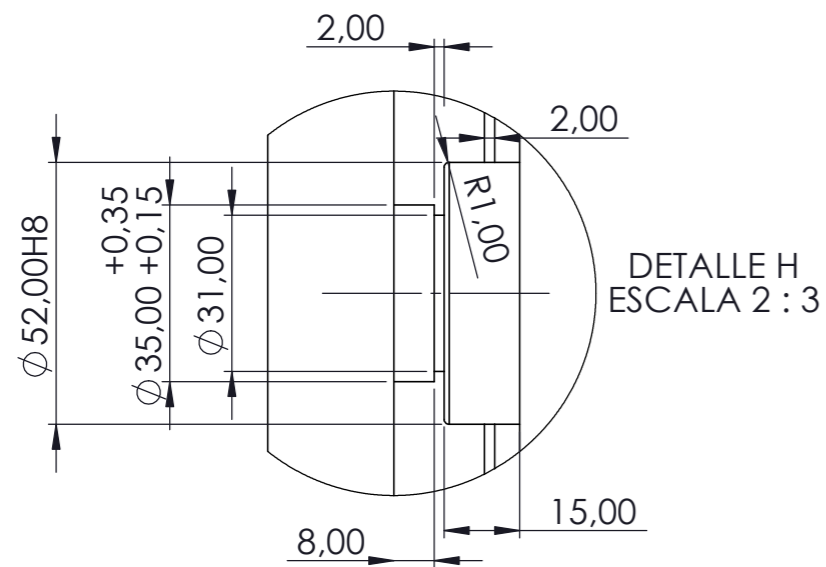


DETALLE I  
ESCALA 2 : 3



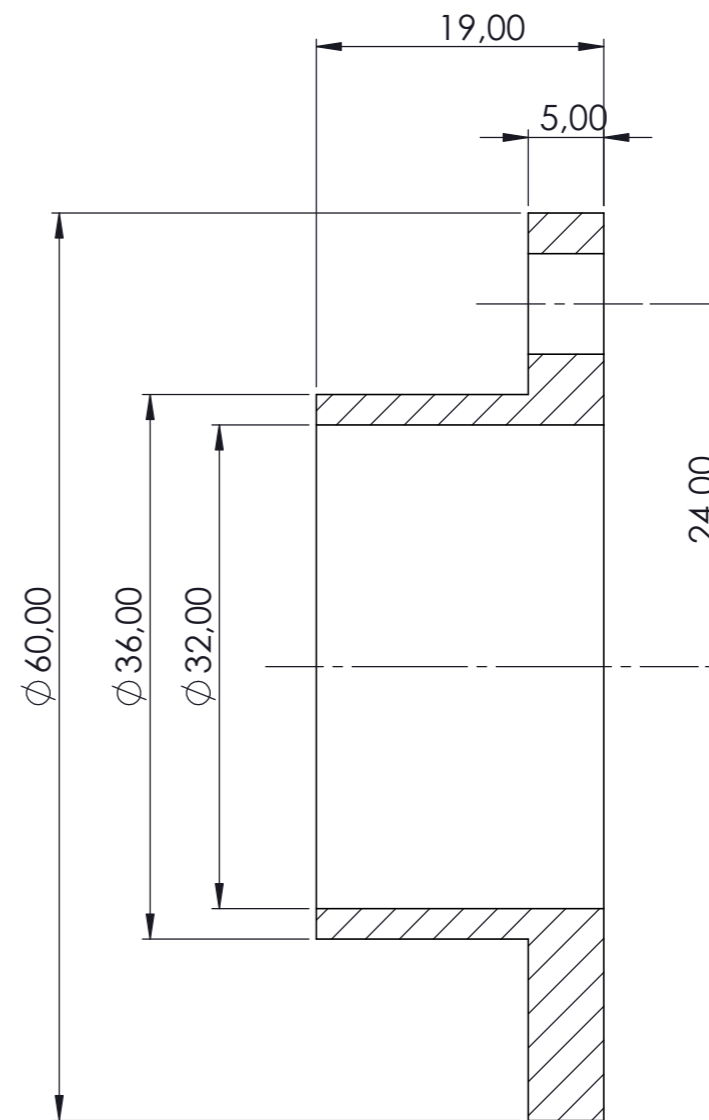
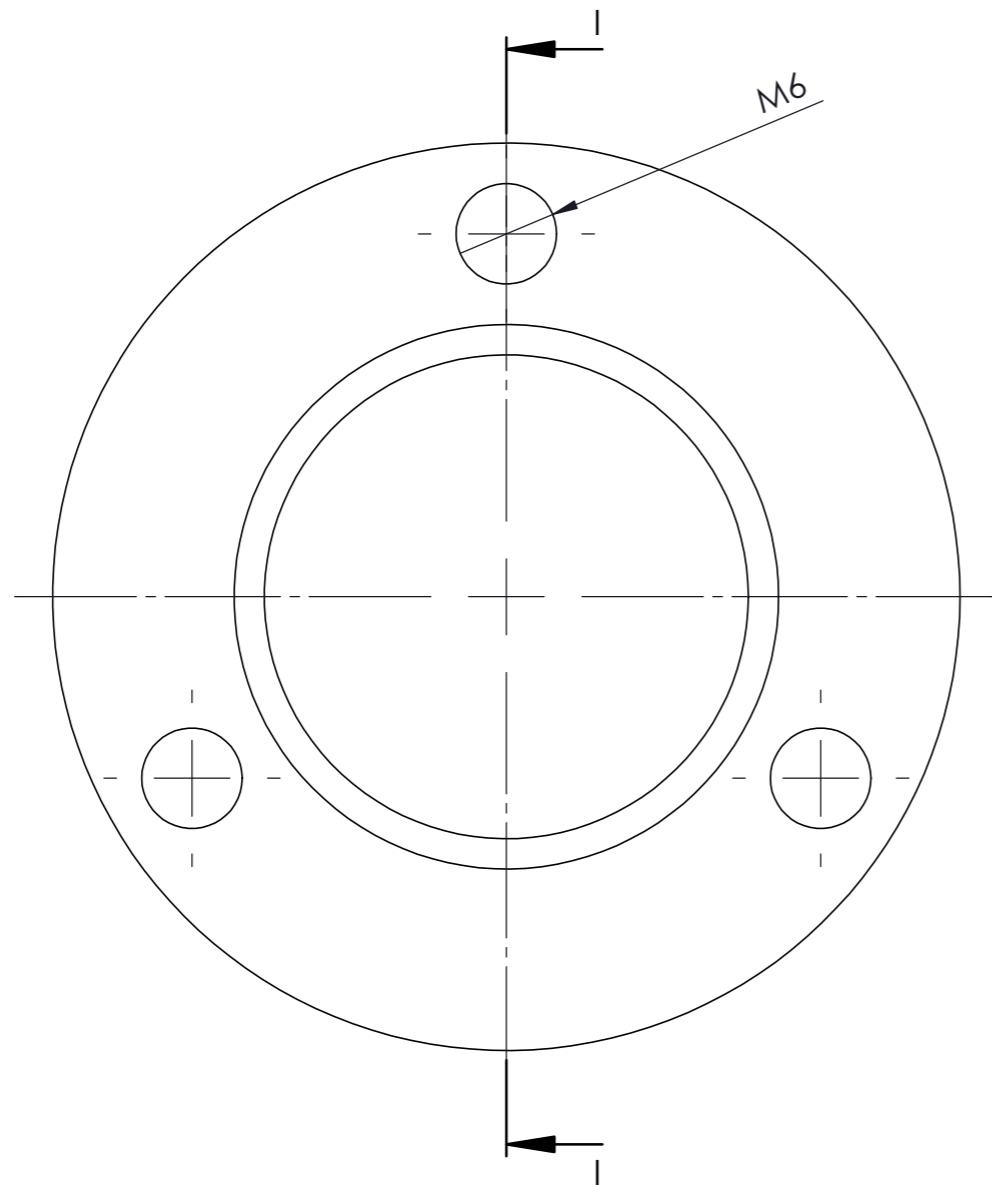
√ N9 En todas las superficies

19	1	CARCASA SUPERIOR		ALUMINIO 5083
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna		
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:3	CARCASA SUPERIOR		Nº P. : 3.09	Nom.Arch: TFG_JLRR_CARCASA_SUPERIOR



✓ N9 En todas las superficies

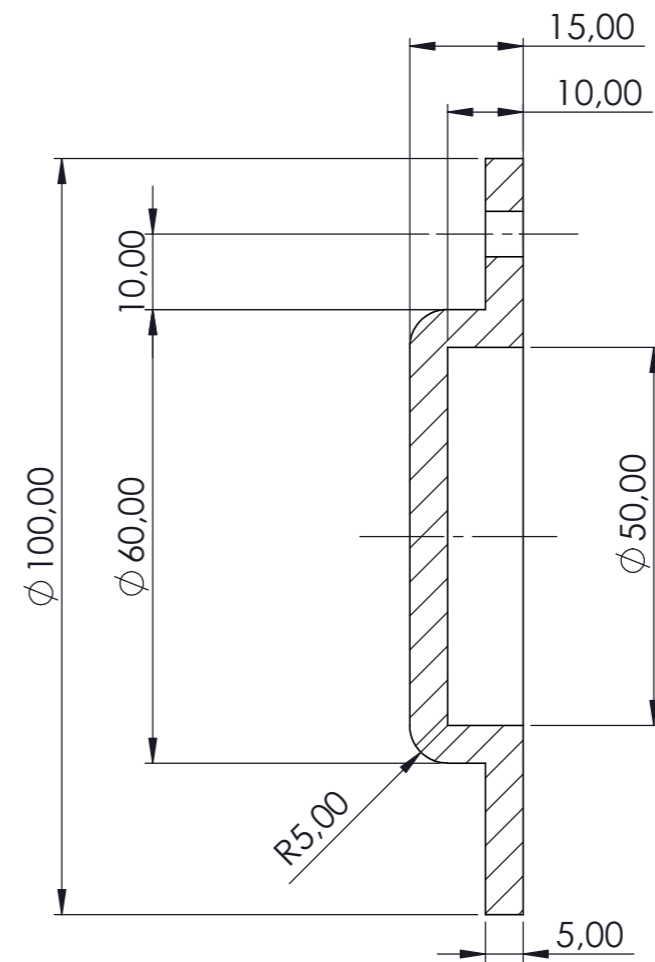
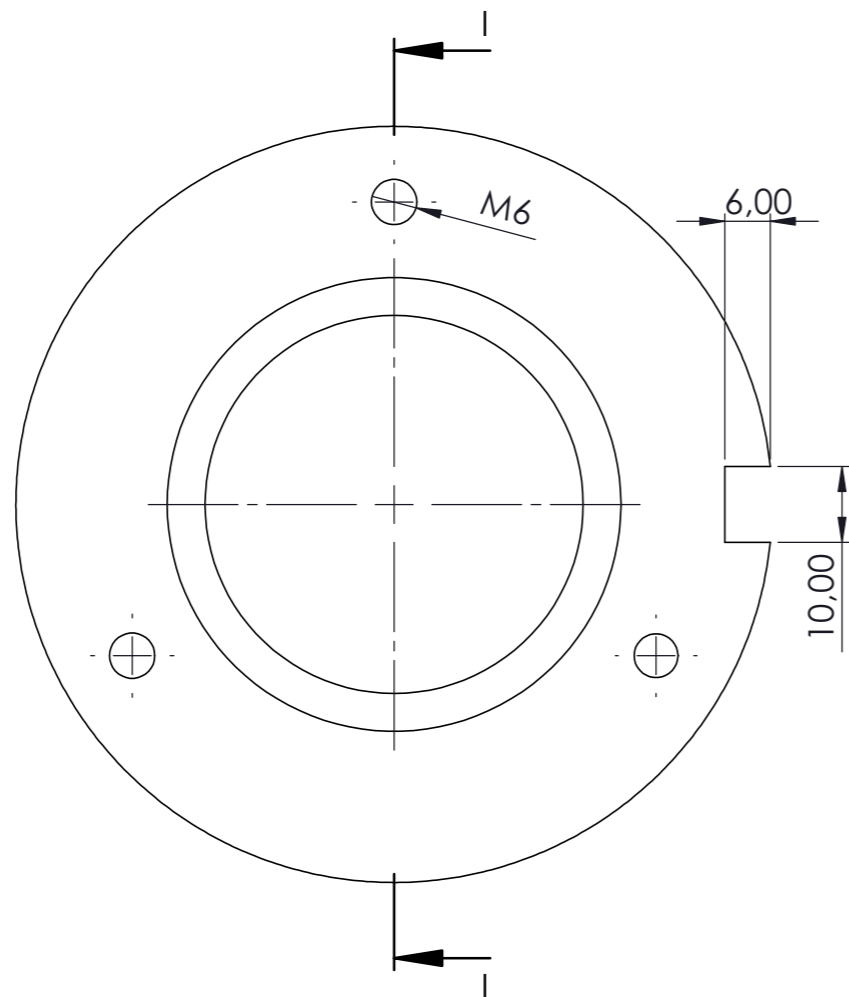
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
20	1	CARCASA INFERIOR		ALUMINIO 5083
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor		 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:3	CARCASA INFERIOR		Nº P. : 3.10	Nom.Arch: TFG_JLRR_CARCASA_INFERIOR



SECCIÓN I-I

$\sqrt{N9}$  En todas las superficies

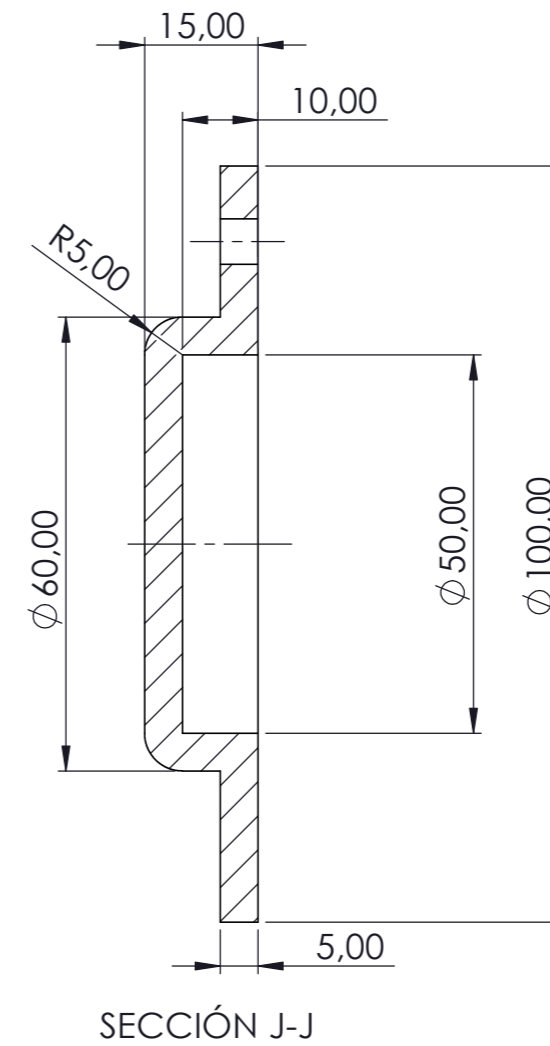
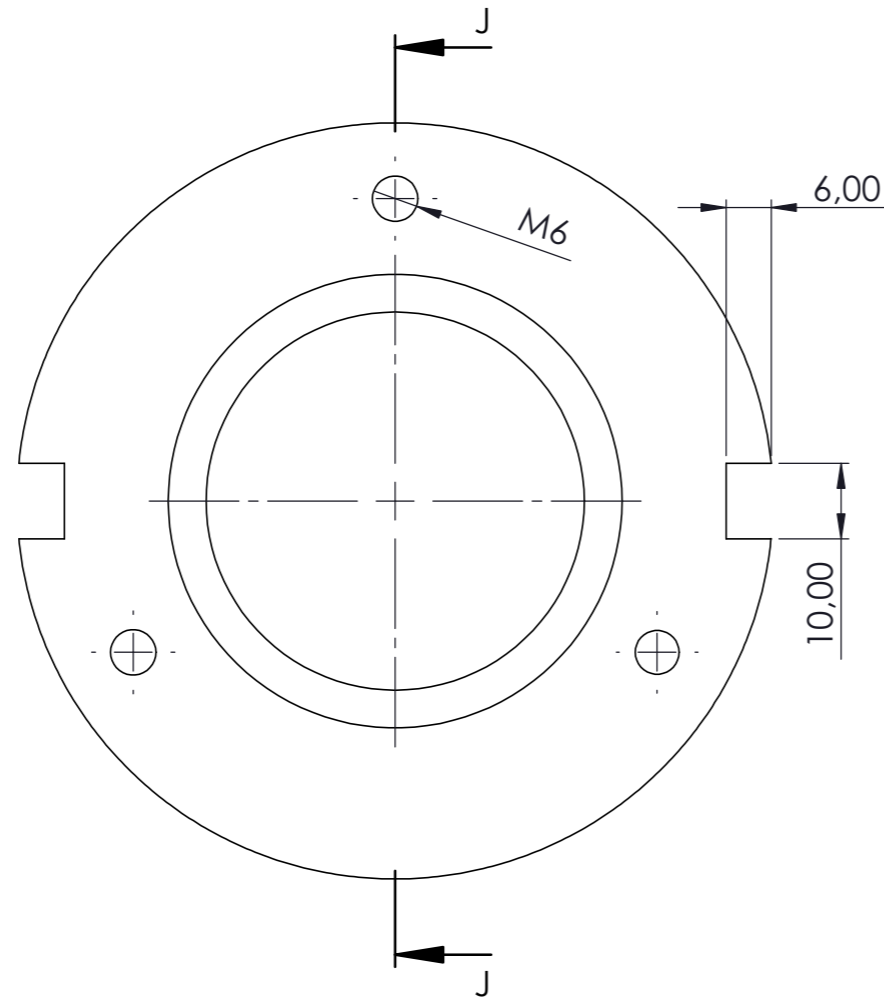
21	1	TAPA N° 1		ALUMINIO 5083
MARCA	N° PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor		<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 2:1	TAPA N° 1		N° P. : 3.11	Nom.Arch: TFG_JLRR_TAPA1
				



SECCIÓN I-I

√N9 En todas las superficies

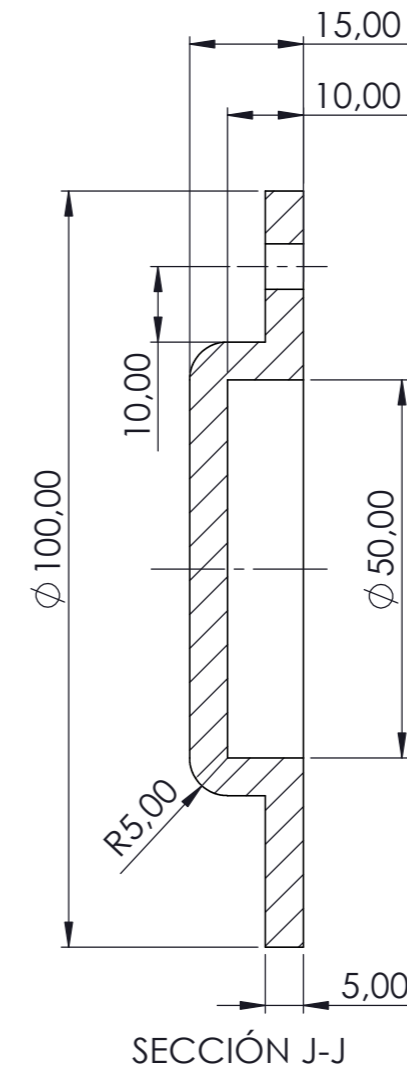
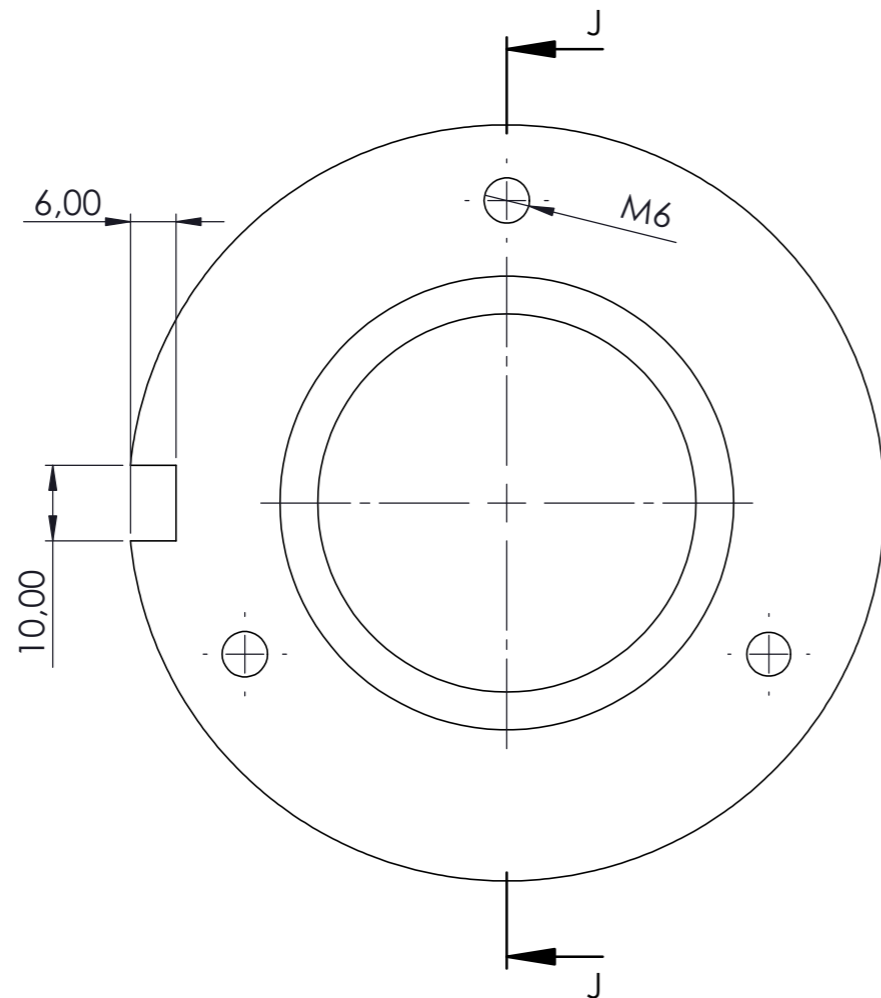
22	1	TAPA Nº 2		ALUMINIO 5083
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90º</b>				
Fecha	Autor		<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	<b>TAPA Nº 2</b>		Nº P. : 3.12	Nom.Arch: TFG_JLRR_TAPA2
				



√N9 En todas las superficies

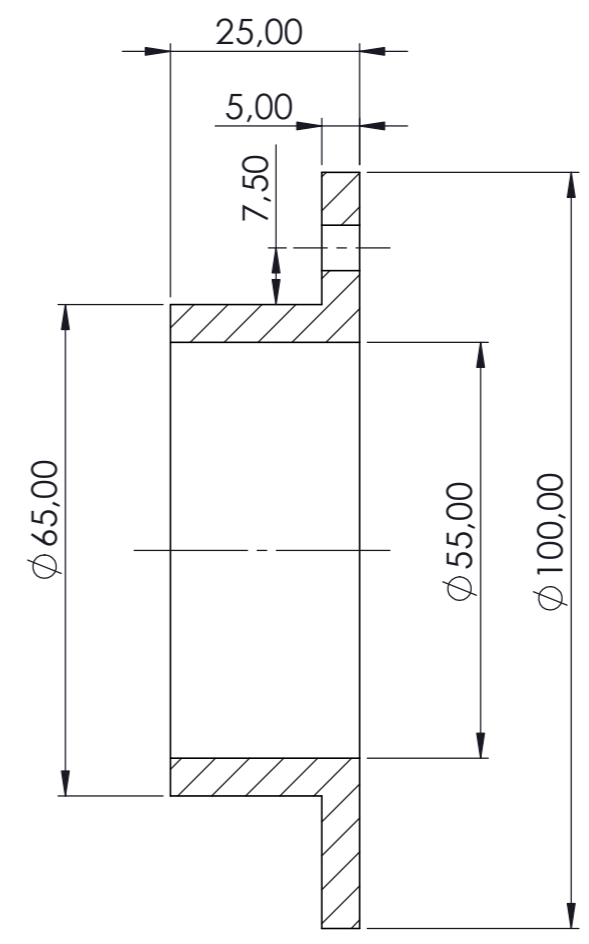
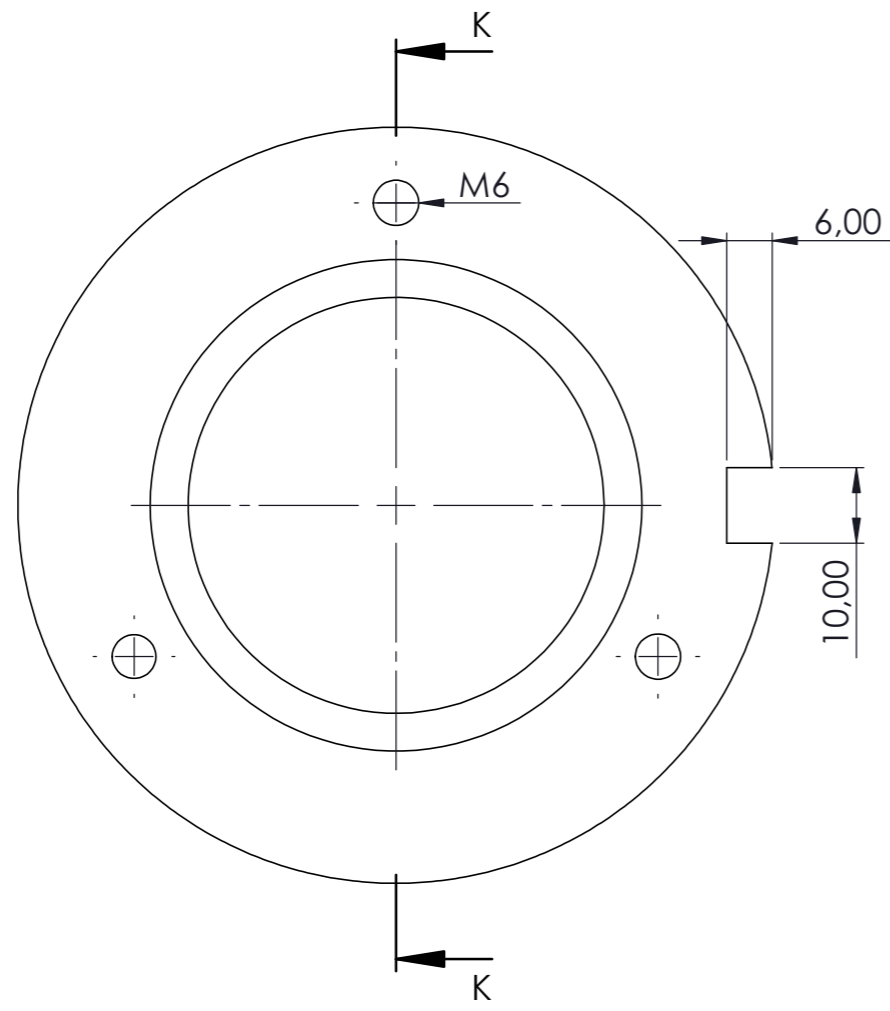
23	2	TAPA N° 3		ALUMINIO 5083
MARCA	N° PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor		<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	TAPA N° 3		N° P. : 3.13	Nom.Arch: TFG_JLRR_TAPA3
				





√N9 En todas las superficies

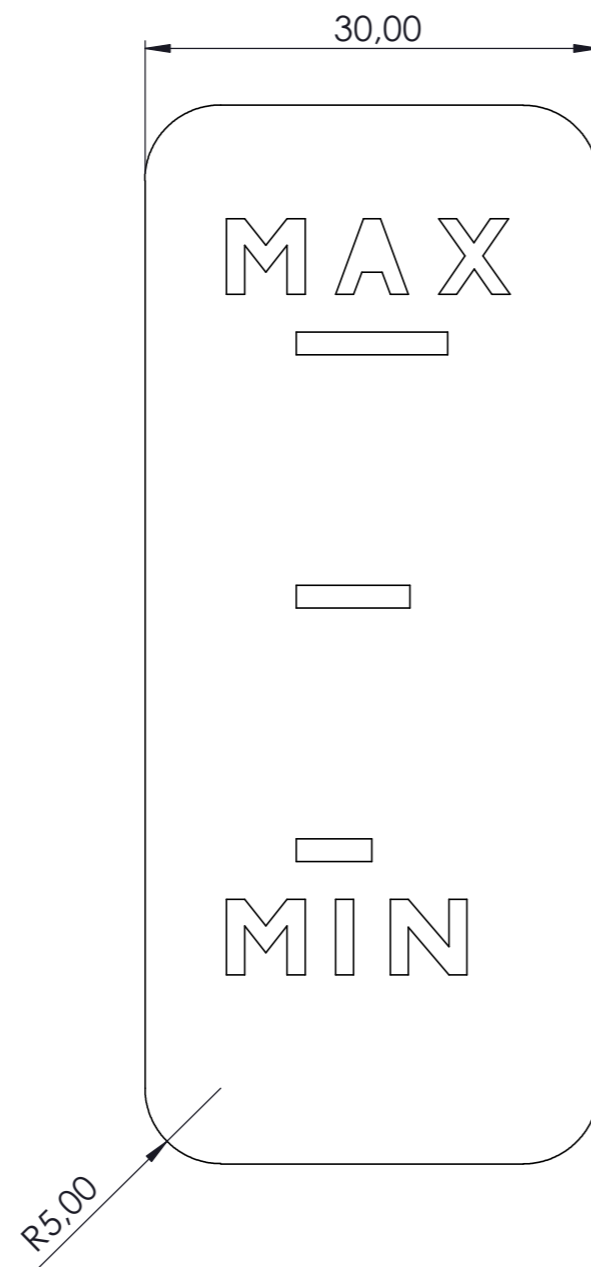
24	2	TAPA Nº 4		ALUMINIO 5083
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor		<b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	TAPA Nº 4		Nº P. : 3.14	Nom.Arch: TFG_JLRR_TAPA4
				




SECCIÓN K-K

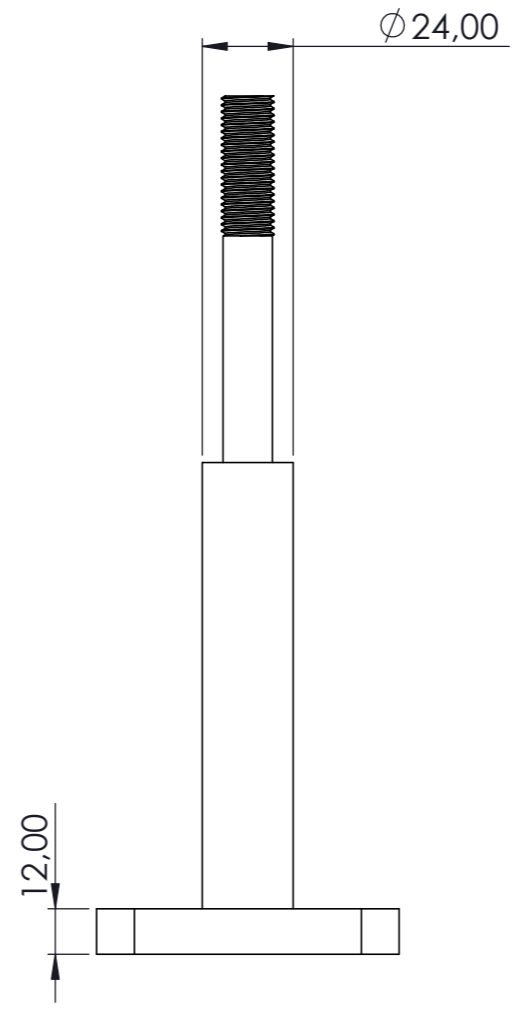
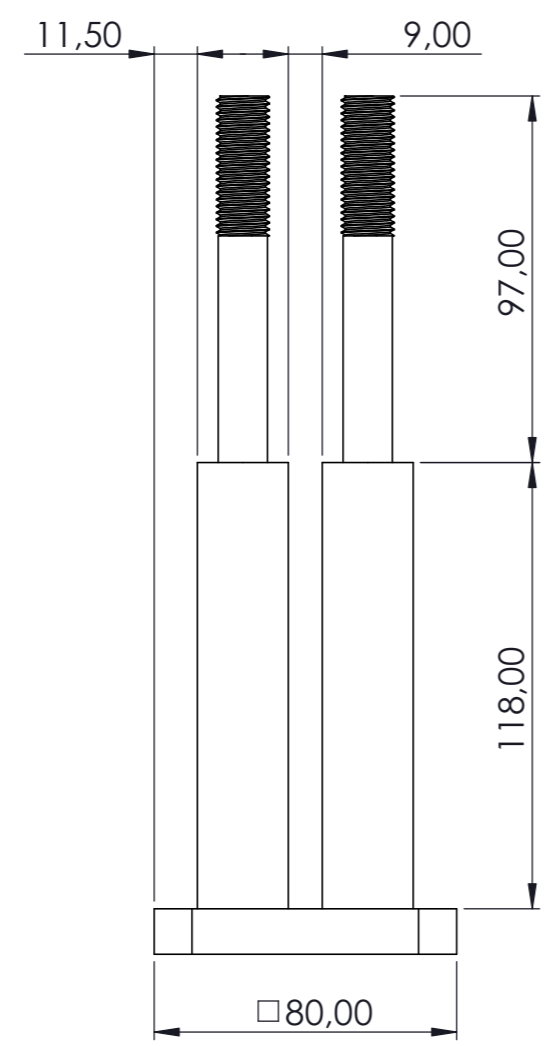
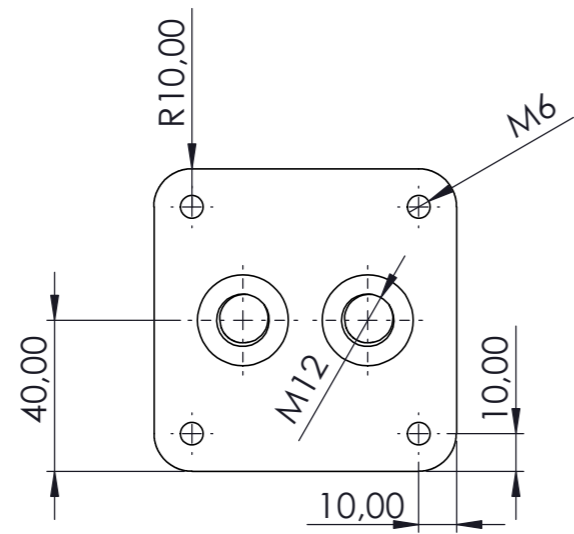
√N9 En todas las superficies

25	1	TAPA Nº 5		ALUMINIO 5083
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90º</b>				
Fecha	Autor		 <b>ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	TAPA Nº 5		Nº P. : 3.15	Nom.Arch: TFG_JLRR_TAPA5
				





**N9** En todas las superficies

26	1	MEDIDOR DE ACEITE		ALUMINIO 5083
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna		
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 2:1	 <b>MEDIDOR DE ACEITE</b>		Nº P. : 3.16	Nom.Arch: TFG_JLRR_MEDIDORDEACEITE



34	1	SOPORTE DE FRENO		ACERO 1045
MARCA	Nº PIEZA	DESIGNACIÓN Y OBSERVACIONES	NORMA	MATERIAL
<b>CAJA REDUCTORA DE TRES ETAPAS CON SALIDA A 90°</b>				
Fecha	Autor	 <b>ULL</b> Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
SEPTIEMBRE 2019	JORGE LUIS ROMERO ROMERO			
ESCALA: 1:1	SOPORTE DE FRENO		Nº P. : 3.17	Nom.Arch: TFG_JLRR_SOPORTE_FRENO
				

 N9 En todas las superficies





**Universidad  
de La Laguna**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

***Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica***

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**DISEÑO DE CAJA REDUCTORA CON SALIDA A 90° Y  
FRENO DE PROTECCIÓN**

**PLIEGO DE CONDICIONES**

**Autor:**

Jorge Luis Romero Romero

**Tutores:**

Carmelo Militello Militello

Viana Lida Guadalupe

Septiembre, 2019







## Índice

1. Pliego de condiciones .....	4
2. Condiciones generales.....	4
2.1. Condiciones de uso general .....	4
3. Condiciones técnicas .....	4
3.1. Acabados superficiales .....	4
3.2. Montaje .....	5
3.3. Mantenimiento .....	7

## 1. Pliego de condiciones

El presente documento hace referencia al diseño y fabricación de una caja reductora con freno de protección, una potencia de 20 CV (~15 kW) y una salida a 90 ° con respecto a la entrada.

El objetivo de este pliego es el de concretar las indicaciones de mayor relevancia de cara a la fabricación, el funcionamiento y el mantenimiento de la reductora.

## 2. Condiciones generales

Como condición general en la fabricación de este proyecto, se tienen en cuenta todas las especificaciones e instrucciones técnicas indicadas por los fabricantes de los elementos utilizados durante el diseño. De esta manera, cualquier componente normalizado y/o comercial queda excluido del pliego. Se asume que las partes solicitadas a fabricantes han sido debidamente testadas por estos, por lo que su calidad cumplirá con las expectativas.

### 2.1. Condiciones de uso general

La caja reductora objeto de este trabajo, está diseñada para ser capaz de alcanzar una reducción de 1:10 hasta una velocidad máxima de entrada de 1500 rpm y una potencia de 20 CV (~15 kW). Dicho mecanismo se encuentra dotado de un freno de seguridad que protege a la máquina accionada, impidiendo su movimiento cuando el motor está fuera de servicio.

La potencia se debe suministrar al mecanismo a través de un motor eléctrico. La máquina está diseñada para acoplarse al motor a través de un acoplamiento flexible. El tren de engranajes estará montado sobre una carcasa fija, por lo que deberá garantizarse el correcto anclaje de esta a la superficie deseada para su correcto funcionamiento.

## 3. Condiciones técnicas

### 3.1. Acabados superficiales

Se deben realizar redondeos en los escalones de los árboles y achaflanados en los extremos. Los redondeos reducen notablemente las concentraciones de tensiones, mientras que los achaflanados facilitan el montaje de los distintos elementos sobre los árboles, además de actuar como último elemento de seguridad en caso de los operarios entren en contacto con los extremos de estos.

Debido a que el acoplamiento entre las ruedas dentadas y los árboles se realiza a través del método de ajuste por interferencia, es de vital importancia respetar las tolerancias de fabricación para ambos componentes, de manera que se garantice que las piezas queden correctamente encajadas.

### 3.2. Montaje

En este apartado se describen en orden los pasos a seguir para realizar de forma correcta el montaje de la máquina. En caso de que no se defina ninguna condición de montaje, se entenderá que el orden no tiene relevancia para el adecuado ensamblaje del mecanismo.

1. Montar sobre los árboles las ruedas dentadas, los rodamientos y los retenes radiales. No montar aún el anillo de retención, las chavetas o el disco de freno. Será necesario recurrir a una prensa para el montaje de los engranes.

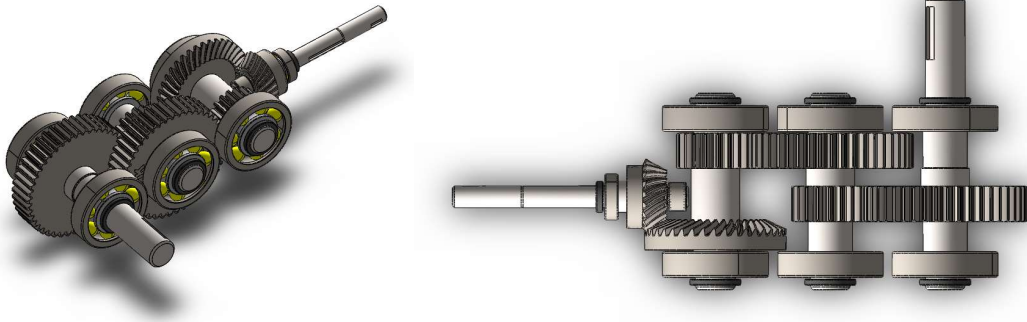


Figure 1: Paso 1 del montaje. Fuente propia.

2. Colocar la base de la carcasa en el lugar deseado, teniendo en cuenta que será necesario dejar espacio para montar el soporte del freno, y sujetarla a la superficie mediante tornillos.
3. Montar los árboles sobre la base.

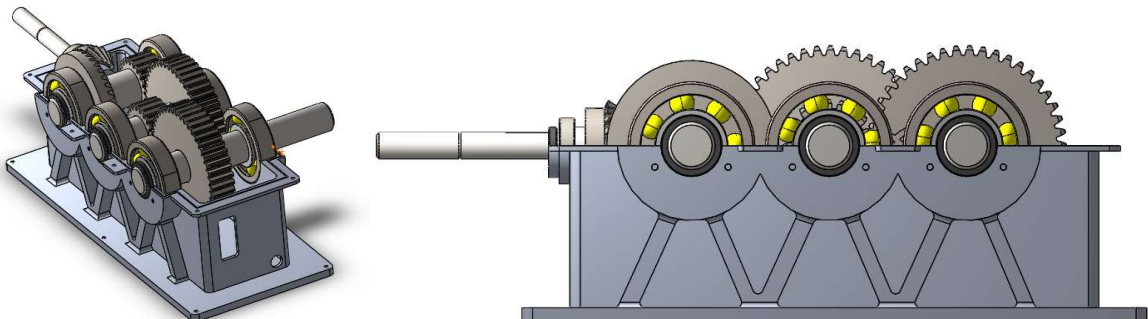


Figure 3: Paso 3 del montaje. Fuente propia.

4. Colocar el sustituto de juntas en la ranura preparada para ello y colocar la tapa de la carcasa sobre la base.

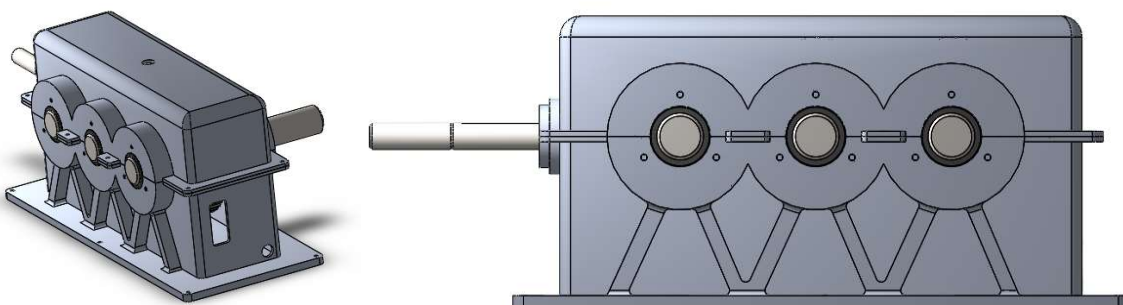


Figure 4: Paso 4 del montaje. Fuente propia.

- Sujetar ambas partes de la carcasa a través de los conjuntos perno-tuerca-arandela y colocar las tapas de rodamientos, uniéndolas al resto de la carcasa mediante tornillos.

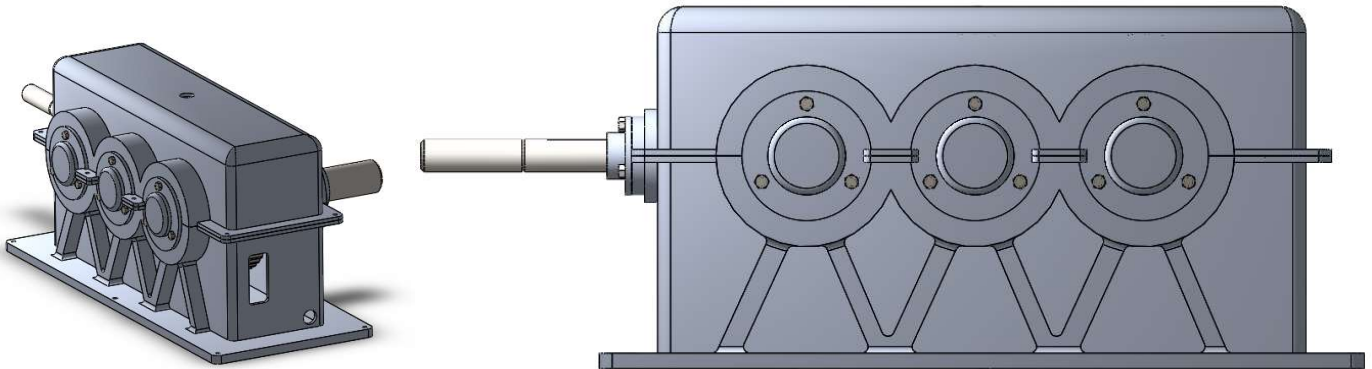


Figure 5: Paso 5 del montaje. Fuente propia.

- Montar el disco de freno con su respectiva chaveta y anillo de retención en el árbol de entrada.

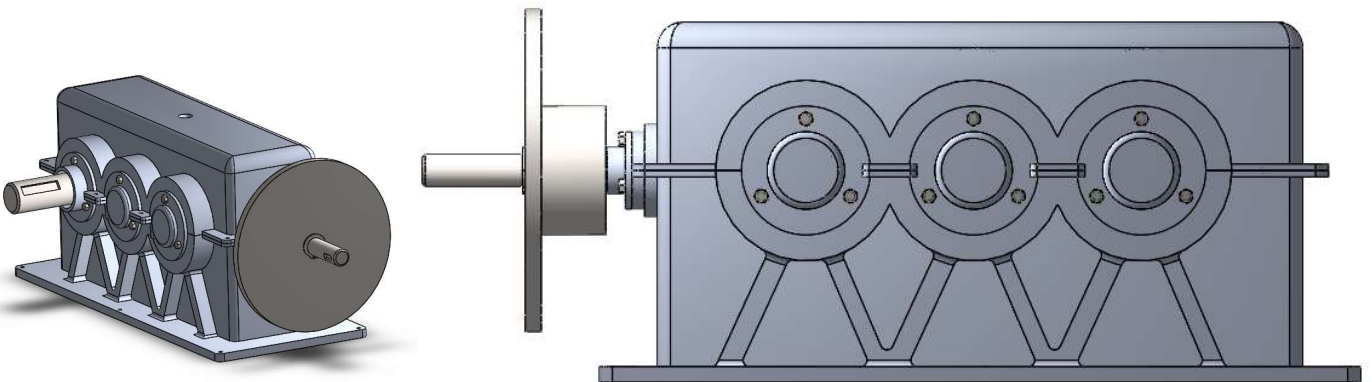


Figure 6: Paso 6 del montaje. Fuente propia.

- Fijar el soporte del freno de pinza en su correcta posición a través de tornillos.

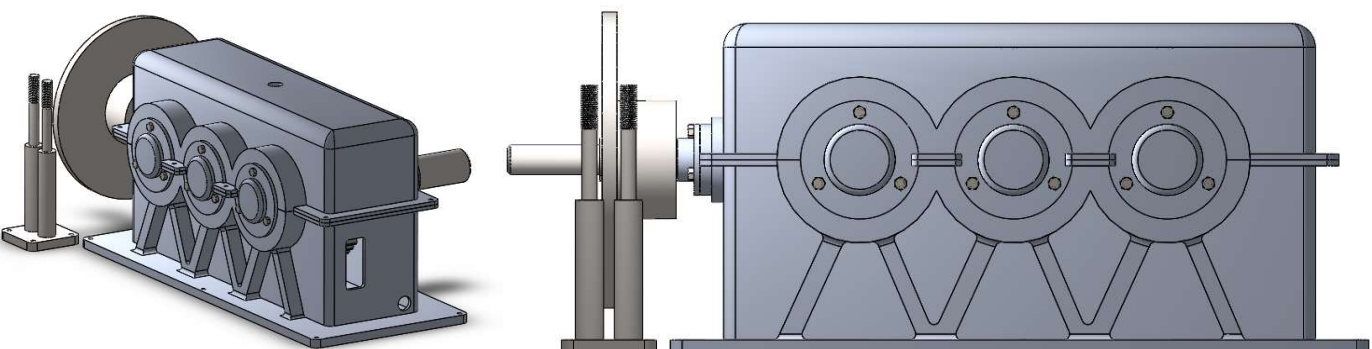


Figure 7: Paso 7 del montaje. Fuente propia.

8. Montar y sujetar el freno de pinza en el soporte a través de los conjuntos tuerca-arandela y comprobar que existe contacto total entre las pastillas de la pinza y el disco de freno.

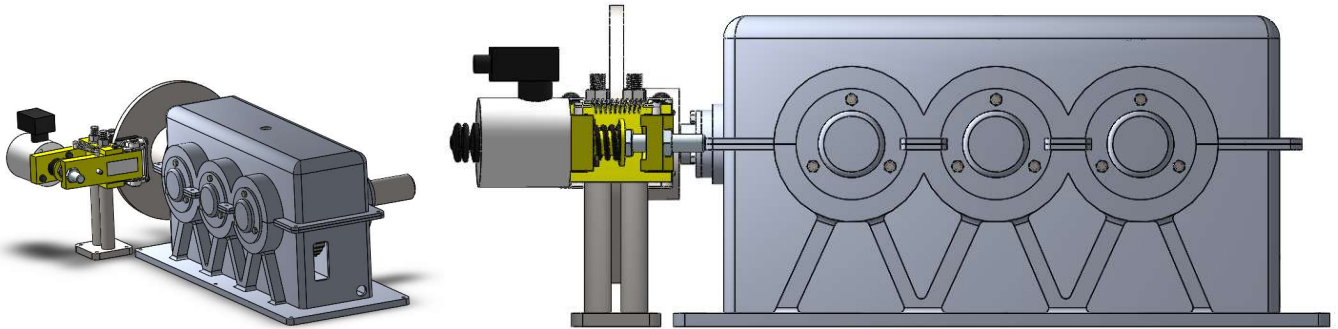


Figure 8: Paso 8 del montaje. Fuente propia.

9. Colocar los accesorios del lubricante, es decir, las tapas de lubricante y la placa para medir su nivel, pegando esta última a su agujero en la carcasa con el sustituto de juntas. Montar también las chavetas de los acoplamientos.

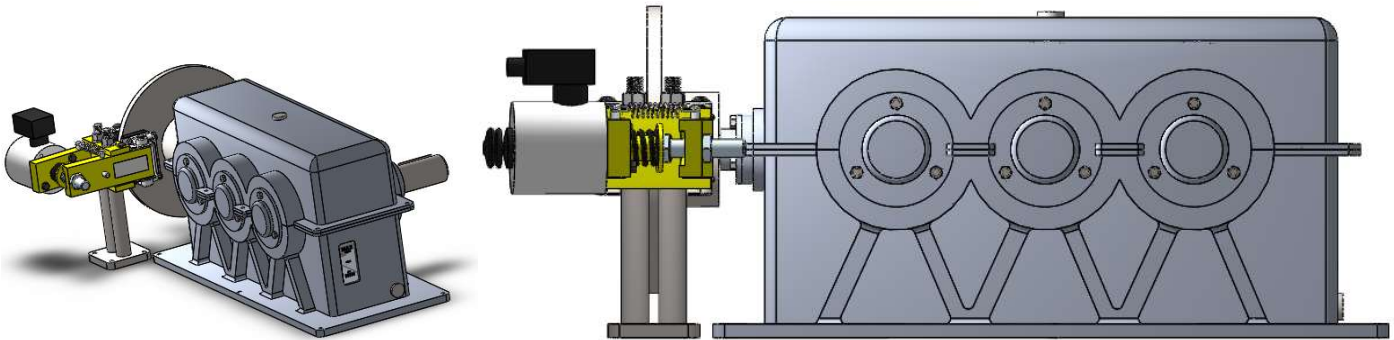


Figure 9: Paso 9 del montaje. Fuente propia.

10. Finalmente, comprobar que todo funciona correctamente haciendo girar de forma manual el árbol de entrada con ayuda del disco de freno. En caso de que se transmita la rotación de la entrada a la salida sin inconvenientes, proceder a montar los acoplamientos.

### 3.3. Mantenimiento

Se deberá llevar un seguimiento periódico del funcionamiento y el estado del mecanismo, para comprobar que todos los componentes se encuentran en buenas condiciones. A continuación, se presentan unas recomendaciones generales. Para información más específica sobre el mantenimiento de los componentes comerciales consultar los catálogos de los fabricantes.

Programa de mantenimiento general:

- Semanalmente:
  - Revisar el nivel de aceite de la reductora. Reponerlo si es necesario.
  - Comprobar que no existen fugas de aceite.

- Trimestralmente:
  - Comprobar que la alineación del conjunto moto-reductor no se ha visto alterada. Corregirla en caso de que se encuentren desviaciones cercanas a superiores al límite establecido por el fabricante del acoplamiento.
  - Escuchar con un estetoscopio mecánico los ruidos producidos por los rodamientos y los engranajes para comprobar que están dentro de los valores esperados.
- Anualmente:
  - Efectuar una revisión general a las ruedas dentadas y a los rodamientos. Comprobar que el desgaste está dentro de lo esperado. En el caso de los engranes, comprobar que el ajuste de interferencia con los árboles sigue siendo el adecuado para garantizar la transmisión de la potencia.
  - Llevar a cabo una revisión general de todos los componentes de la máquina (chavetas, tornillos, anillos de retención, retenes radiales, etc.)
  - Realizar el cambio de aceite a la caja. Aprovechar para lavar la máquina.





**Universidad  
de La Laguna**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

**DISEÑO DE CAJA REDUCTORA CON SALIDA A 90° Y  
FRENO DE PROTECCIÓN**

**ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO**

**Autor:**

Jorge Luis Romero Romero

**Tutores:**

Carmelo Militello Militello

Viana Lida Guadalupe

Septiembre, 2019







## Índice

1. Cuadro de precios.....	4
2. Estado de mediciones.....	5
3. Cuadro de precios descompuesto .....	6
4. Presupuesto de ejecución material (PEM) .....	9
5. Presupuesto de base por contrata .....	9

## 1. Cuadro de precios

<b>1. Mano de obra</b>	
Oficial de primera	12,00 €/h
Montaje (herramientas incluidas)	15,00 €/h
<b>2. Materiales</b>	
Acero AISI 1045	1,50 €/kg
Aluminio 5083	2,10 €/kg
Rodamiento SKF 6205 ETN9	18,03 €/ud
Rodamiento SKF HK 2520	22,50 €/ud
Rodamiento 6409	18,60 €/ud
Anillo de retención DSR-25	0,08 €/ud
Acoplamiento flexible UNE-FLEX Serie 1 Mod. 1 22-1	85,90 €/ud
Sustituto de juntas Pattex Nural 28 (naranja)	11,00 €/ud
Lubricante Repsol SuperTauro ISO 320	7,20 €/litro
Tapón de aceite	4,00 €/ud
Freno de pinza	315,50 €/ud
Disco de freno	35,00 €/ud
Transformador universal	60,00 €/ud
Tornillos M6	0,25 €/ud
Tuercas M6 (con arandelas)	0,25 €/ud
Tuercas M12 (con arandelas)	0,33 €/ud
Chaveta 8x7x20	2,00 €/ud
Chaveta 8x7x65	2,70 €/ud
Chaveta 14x9x60	3,65 €/ud
Retén radial diámetro 25 mm	2,97 €/ud
Retén radial diámetro 45 mm	3,67 €/ud
Piñón espirocónico KHK	27,44 €/ud
Engrane espirocónico KHK	43,55 €/ud
Piñón cilíndrico KHK	14,99 €/ud
Engran cilíndrico KHK	24,99 €/ud
<b>3. Maquinaria</b>	
Fresadora	30 €/h
Torno	28 €/h
Rectificadora	30 €/h
Moldeadora (incluida fabricación del molde)	65 €/h
Taladrado y roscado	15 €/h

## 2. Estado de mediciones

<b>1. Ruedas dentadas</b>	
Piñón espirocónico KHK	1,00 ud
Engrane espirocónico KHK	1,00 ud
Piñón cilíndrico KHK	2,00 ud
Engrane cilíndrico KHK	2,00 ud
<b>2. Árboles</b>	
Árbol nº 1	1,00 ud
Árbol nº 2	1,00 ud
Árbol nº 3	1,00 ud
Árbol nº 4	1,00 ud
<b>3. Caracasa</b>	
Cubierta	1,00 ud
Base	1,00 ud
Tapa sin agujero	2,00 ud
Tapa con agujero	5,00 ud
<b>4. Soporte de freno</b>	
Soporte de freno	1,00 ud
<b>5. Rodamientos</b>	
Rodamiento SKF 6205 ETN9	1,00 ud
Rodamiento SKF HK 2520	1,00 ud
Rodamiento 6409	6,00 ud
<b>6. Anillos de retención</b>	
DSR-25	1,00 ud
<b>7. Acoplamiento flexible</b>	
Acoplamiento flexible UNE-FLEX Serie 1 Mod. 1	2,00 ud
<b>8. Juntas</b>	
Sustituto de juntas Pattex Nural 28 (naranja)	6,00 ud
<b>9. Lubricante</b>	
Repsol SuperTauro ISO 320	10,00 litro
<b>10. Tapones</b>	
Tapón de aceite	2,00 ud
<b>11. Freno</b>	
Freno de pinza	1,00 ud
Disco de freno	1,00 ud
Transformador universal	1,00 ud
<b>12. Tornillería</b>	
Tornillos M6	39,00 ud
Tuercas (+ arandelas) M6	8,00 ud
Tuercas (+ arandelas) M12	2,00 ud
<b>13. Chavetas</b>	
Chaveta 8x7x20	1,00 ud
Chaveta 8x7x65	1,00 ud
Chaveta 14x9x60	1,00 ud
<b>13. Retenes</b>	
Retén radial diámetro 25 mm	1,00 ud
Retén radial diámetro 45 mm	6,00 ud

### 3. Cuadro de precios descompuesto

1. Ruedas dentadas		Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza		
	Piñón espirocónico KHK	1	ud	27,44 €	27,44 €		
	Engrane espirocónico KHK	1	ud	43,55 €	43,55 €		
	Piñón cilíndrico KHK	2	ud	14,99 €	29,98 €		
	Engrane cilíndrico KHK	3	ud	24,99 €	74,97 €		
						SUBTOTAL	175,94 €
						TOTAL	175,94 €
2. Árboles		Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza		
1x	Árbol nº 1						
	Acero AISI 1045	1,02	kg	1,5 €	1,53		
	Torneado	2	h	28 €	56		
	Fresado	1	h	30 €	30		
	Rectificado	0,5	h	30 €	15		
1x	Árbol nº 2					SUBTOTAL	102,53 €
	Acero AISI 1045	1,52	kg	1,5 €	2,28		
	Torneado	2	h	28 €	56		
	Fresado	1	h	30 €	30		
	Rectificado	0,5	h	30 €	15		
1x	Árbol nº 3					SUBTOTAL	103,28 €
	Acero AISI 1045	1,43	kg	1,5 €	2,145		
	Torneado	2	h	28 €	56		
	Fresado	1	h	30 €	30		
	Rectificado	0,5	h	30 €	15		
1x	Árbol nº 4					SUBTOTAL	103,15 €
	Acero AISI 1045	1,22	kg	1,5 €	1,83		
	Torneado	2	h	28 €	56		
	Fresado	1	h	30 €	30		
	Rectificado	0,5	h	30 €	15		
						SUBTOTAL	102,83 €
						TOTAL	411,79 €



3.	Carcasa	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza		
1x	Cubierta						
	Aluminio 5083	2,02	kg	2,1 €	4,242 €		
	Molde y moldeo	2	h	65 €	130 €		
	Fresado	1,5	h	30 €	45 €		
	Taladrado y roscado	0,5	h	15 €	7,5 €		
1x	Base				SUBTOTAL	186,74 €	
	Aluminio 5083	3,54	kg	2,1 €	7,434 €		
	Molde y moldeo	2	h	65 €	130 €		
	Fresado	1,5	h	30 €	45 €		
	Taladrado y roscado	0,5	h	15 €	7,5 €		
2x	Tapa con agujero				SUBTOTAL	189,93 €	
	Aluminio 5083	0,03	kg	2,1 €	0,126 €		
	Molde y moldeo	2	h	65 €	260 €		
	Fresado	1,5	h	30 €	90 €		
	Taladrado y roscado	0,5	h	15 €	15 €		
5x	Tapa sin agujero				SUBTOTAL	365,13 €	
	Aluminio 5083	0,04	kg	2,1 €	0,42 €		
	Molde y moldeo	2	h	65 €	650 €		
	Fresado	1,5	h	30 €	225 €		
	Taladrado y roscado	0,5	h	15 €	37,5 €		
					SUBTOTAL	912,92 €	
					TOTAL	741,80 €	
4.	Soporte de freno	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza		
1x	Soporte de freno						
	Aluminio 5083	1,33	kg	2,1 €	2,793 €		
	Molde y moldeo	2	h	65 €	130 €		
	Fresado	1,5	h	30 €	45 €		
	Taladrado y roscado	0,5	h	15 €	7,5 €		
					SUBTOTAL	185,29 €	
					TOTAL	185,29 €	
5.	Rodamientos	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza		
	Rodamiento SKF 6205 ETN9		1 ud	18,03 €	18,03 €		
	Rodamiento SKF HK 2520		1 ud	22,5 €	22,5 €		
	Rodamiento 6409		6 ud	18,6 €	111,6 €		
					SUBTOTAL	152,13 €	
					TOTAL	152,13 €	
6.	Anillos de retención	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza		
	DSR-25		1 ud	0,08 €	0,08 €		
					SUBTOTAL	0,08 €	
					TOTAL	0,08 €	
7.	Acoplamiento flexible	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza		
	Acoplamiento flexible UNE-FLEX Serie 1 Mod. 1 22-1		2 ud	85,9 €	171,8 €		
					SUBTOTAL	171,80 €	
					TOTAL	171,80 €	
8.	Juntas	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza		
	Sustituto de juntas Pattex Nural 28 (naranja)		6 ud	11 €	66 €		
					SUBTOTAL	66,00 €	
					TOTAL	66,00 €	
9.	Lubricante	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza		
	Repsol SuperTauro ISO 320		10 litros	7,2 €	72 €		
					SUBTOTAL	72,00 €	
					TOTAL	72,00 €	





10. Tapones				
	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza
Tapón de aceite	2	ud	4 €	8 €
				SUBTOTAL
				8,00 €
				TOTAL
				8,00 €
11. Freno				
	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza
Freno de pinza	1	ud	315,5 €	315,5 €
Disco de freno	1	ud	35 €	35 €
				SUBTOTAL
				350,50 €
				TOTAL
				350,50 €
12. Tornillería				
	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza
Tornillos M6	39	ud	0,25 €	9,75 €
Tuercas (+ arandelas) M6	8	ud	0,25 €	2 €
Tuercas (+ arandelas) M12	2	ud	0,33 €	0,66 €
				SUBTOTAL
				12,41 €
				TOTAL
				12,41 €
13. Chavetas				
	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza
Chaveta 8x7x20	1	ud	2 €	2 €
Chaveta 8x7x65	1	ud	2,7 €	2,7 €
Chaveta 14x9x60	1	ud	3,95 €	3,95 €
				SUBTOTAL
				8,65 €
				TOTAL
				8,65 €
14. Retenes				
	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza
Retén radial diámetro 25 mm	1	ud	2,97 €	2,97 €
Retén radial diámetro 45 mm	6	ud	3,67 €	22,02 €
				SUBTOTAL
				24,99 €
				TOTAL
				24,99 €
10. Montaje				
	Cantidad	Unidades	Precio parcial	Precio pieza
Montaje (herramientas incluidas)	6	h	15 €	90 €
				SUBTOTAL
				90,00 €
				TOTAL
				90,00 €

#### 4. Presupuesto de ejecución material (PEM)

	Concepto	Precio (€)
1.	Ruedas dentadas	175,94
2.	Árboles	411,79
3.	Carcasa	741,80
4.	Soporte de freno	185,29
5.	Rodamientos	152,13
6.	Anillos de retención	0,08
7.	Acoplamiento flexible	171,80
8.	Juntas	66,00
9.	Lubricante	72,00
10.	Tapones	8,00
11.	Freno	350,50
12.	Tornillería	12,41
13.	Chavetas	8,65
14.	Retenes	24,99
15.	Montaje	90,00
<b>TOTAL PEM</b>		<b>2471,38</b>

#### 5. Presupuesto de base por contrata

Concepto	Precio (€)
Presupuesto de ejecución material	2471,38
Gastos generales (12%)	370,71
Beneficio industrial (13%)	48,19
IGIC (7%)	173,00
<b>PRESUPUESTO TOTAL</b>	<b>3063,28</b>

El presupuesto total del proyecto asciende hasta los tres mil sesenta y tres euros con veintiocho céntimos.