



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

*Grado en Ingeniería Mecánica*

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**Diseño de caja reductora con freno de  
retención de posición**

**Autor:** Alberto Sergio Tomás Marrero

**Tutora:** Isabel Teresa Martín Mateos

Septiembre 2016



*Alberto Sergio de Tomás Marrero*



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

*Grado en Ingeniería Mecánica*

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**Diseño de caja reductora con freno de  
retención de posición**

**ÍNDICE GENERAL**

**Autor:** Alberto Sergio Tomás Marrero

**Tutora:** Isabel Teresa Martín Mateos

Septiembre 2016





## Índice Memoria

<b>0. Hoja de identificación</b> .....	9
<b>1. Object</b> .....	10
<b>2. Alcance</b> .....	11
<b>3. Antecedentes</b> .....	12
<b>4. Normas y referencias</b> .....	14
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas .....	14
4.2. Bibliografía .....	14
4.3. Programas de cálculo .....	15
<b>5. Requisitos de diseño</b> .....	16
<b>6 Análisis de solución</b> .....	18
6.1. Sistemas de reducción.....	18
6.1.1. Transmisión por correa .....	19
6.1.2. Transmisión por cadena .....	21
6.1.3. Transmisión por engranajes .....	22
6.1.3.1. Engranajes cilíndricos.....	23
6.1.3.2. Engranajes cónicos .....	24
6.1.3.3. Engranajes planetarios .....	25
6.1.3.4. Tornillo sin fin y corona.....	26
6.1.4. Solución final adoptada para el sistema reductor .....	27
6.2. Ejes .....	27
6.3. Carcasa.....	30
6.5. Freno de retención de posición .....	33
<b>7. Resultados finales</b> .....	35

7.1. Engranajes.....	36
7.2. Ejes.....	39
7.3. Rodamientos.....	43
7.4. Acoplamientos flexibles.....	45
7.5. Chavetas.....	47
7.6. Anillos de retención.....	48
7.7. Freno de retención.....	49
7.8. Carcasa.....	51
7.8.1. Tapas.....	52
7.8.2. Sellado.....	54
7.8.3. Adaptación del freno de retención.....	56
7.8.4. Tornillería.....	59
7.9. Lubricación.....	59
<b>8. Presupuesto.....</b>	<b>62</b>
<b>9. Orden de prioridad de los documentos básicos.....</b>	<b>63</b>

## Índice Anexos

<b>1. Anexo I: Cálculos</b> .....	5
1.1. Datos iniciales .....	10
1.2. Cálculo de los engranajes .....	10
1.2.1. Selección de engranajes.....	10
1.2.2. Comprobación de flexión de los engranajes .....	12
1.2.2.1. Fuerzas que actúan sobre los engranajes.....	12
1.2.2.2. Esfuerzo flexionante .....	13
1.2.2.3. Esfuerzo flexionante ajustado.....	19
1.2.2.4. Comprobación del material de los engranajes a flexión .....	21
1.2.3. Comprobación a picadura de los engranajes.....	22
1.2.3.1. Esfuerzo de contacto .....	22
1.2.3.2. Esfuerzo de contacto ajustado .....	24
1.2.3.3. Comprobación del material de los engranajes ante picadura ....	27
1.3. Cálculo de ejes.....	28
1.3.1. Par torsional de los ejes de entrada y salida .....	28
1.3.2. Fuerzas y reacciones que actúan sobre los ejes .....	29
1.3.3. Momento flector sobre los ejes .....	30
1.3.4. Selección del material para los ejes.....	32
1.3.4.1. Resistencia a la fatiga del material de los ejes .....	33
1.3.4.2. Resistencia a la fatiga corregida del material de los ejes .....	34
1.3.5. Diámetros mínimos para las diferentes secciones de los ejes.....	35
1.4. Selección de rodamientos.....	39

1.4.1. Capacidad de carga dinámica básica mínima necesaria .....	39
1.4.2. Selección de rodamientos comerciales.....	40
1.4.3. Diámetros del escalón en el eje y en la carcasa.....	42
1.5. Selección de acoplamientos flexibles.....	44
1.6. Resumen cálculo de ejes .....	48
1.7. Selección de cuñas .....	50
1.7.1. Selección de tipo de cuñas comerciales. Dimensiones mínimas necesarias .....	50
1.7.2. Longitud mínima necesaria de las chavetas .....	52
1.8. Selección de anillos de retención.....	54
1.9. Selección del freno de retención .....	56
1.9.1. Selección del tipo de freno.....	58
1.9.2. Selección de cuña para el freno de retención.....	60
<b>2. Anexo II: Catálogos .....</b>	<b>62</b>
2.1. Catálogo de engranajes <i>Bea Transmision</i> .....	62
2.2. Catálogo de rodamientos <i>NSK</i> .....	64
2.3. Catálogo online de sellos <i>SKF</i> .....	67
2.4. Catálogo de chavetas <i>Opac</i> .....	68
2.4. Catálogo de acoplamientos flexibles <i>LoveJoy</i> .....	71
2.5. Catálogo de anillos de retención <i>SEGGER</i> .....	73
2.6. Catálogo de frenos de retención <i>Mayr</i> .....	76



## **Índice Planos**

- 1. Perspectivas**
- 2. Perspectiva explosionada**
- 3. Plano de conjunto 1**
- 4. Plano de conjunto 2**
- 5. Plano 1 marca 1: Base carcasa**
- 6. Plano 2 marca 1: Base carcasa**
- 7. Plano 1 marca 10: Tapa carcasa**
- 8. Plano 2 marca 10: Tapa carcasa**
- 9. Plano marca 6: Eje de salida**
- 10. Plano marca 18: Eje de entrada**
- 11. Plano marca 25: Tapa derecha eje de entrada**
- 12. Plano marca 17: Tapa izquierda eje de entrada**
- 13. Plano marca 5: Tapa izquierda eje de salida**
- 14. Plano marca 16: Tapa derecha eje de salida**

## **Índice Pliego de Condiciones**

<b>1. Introducción</b> .....	5
<b>2. Condiciones generales</b> .....	6
2.1. Condiciones de uso general.....	6
<b>3. Condiciones técnicas</b> .....	8
3.1. Materiales .....	8
3.2. Acabados superficiales .....	8
3.3. Mantenimiento.....	9
3.4. Montaje .....	10

## **Índice de Mediciones y Presupuesto**

<b>1. Estado de mediciones.....</b>	<b>4</b>
<b>2. Cuadro de precios descompuesto.....</b>	<b>6</b>
<b>3. Presupuesto de ejecución material .....</b>	<b>12</b>
<b>4. Presupuesto de base por contrata .....</b>	<b>13</b>
<b>5. Presupuesto total .....</b>	<b>14</b>





**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

*Grado en Ingeniería Mecánica*

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**Diseño de caja reductora con freno de  
retención de posición**

**MEMORIA**

**Autor:** Alberto Sergio Tomás Marrero

**Tutora:** Isabel Teresa Martín Mateos

Septiembre 2016



*Alberto Sergio de Tomás Marrero*

*Memoria*

## Índice Memoria

<b>0. Hoja de identificación</b> .....	9
<b>1. Object</b> .....	10
<b>2. Alcance</b> .....	11
<b>3. Antecedentes</b> .....	12
<b>4. Normas y referencias</b> .....	14
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas .....	14
4.2. Bibliografía .....	14
4.3. Programas de cálculo .....	15
<b>5. Requisitos de diseño</b> .....	16
<b>6 Análisis de solución</b> .....	18
6.1. Sistemas de reducción .....	18
6.1.1. Transmisión por correa .....	19
6.1.2. Transmisión por cadena .....	21
6.1.3. Transmisión por engranajes .....	22
6.1.3.1. Engranajes cilíndricos .....	23
6.1.3.2. Engranajes cónicos .....	24
6.1.3.3. Engranajes planetarios .....	25
6.1.3.4. Tornillo sin fin y corona .....	26
6.1.4. Solución final adoptada para el sistema reductor .....	27
6.2. Ejes .....	27
6.3. Carcasa .....	30
6.5. Freno de retención de posición .....	33
<b>7. Resultados finales</b> .....	35
7.1. Engranajes .....	36
7.2. Ejes .....	39

7.3. Rodamientos .....	43
7.4. Acoplamientos flexibles .....	45
7.5. Chavetas .....	47
7.6. Anillos de retención .....	48
7.7. Freno de retención .....	49
7.8. Carcasa.....	51
7.8.1. Tapas.....	53
7.8.2. Sellado.....	54
7.8.3. Adaptación del freno de retención .....	56
7.8.4. Tornillería .....	59
7.9. Lubricación.....	59
<b>8. Presupuesto.....</b>	<b>62</b>
<b>9. Orden de prioridad de los documentos básicos .....</b>	<b>63</b>



## Índice de figuras

Figura 1. Cabestrante eléctrico. Fuente: <a href="http://www.ganmar.com.ar/castellano/cabrestanteelectrico.html">http://www.ganmar.com.ar/castellano/cabrestanteelectrico.html</a> .....	13
Figura 2. Transmisión de potencia por correa. Fuente: <a href="http://tecnologiapiroinos.blogspot.com.es/2012/02/transmision-de-movimiento-mediante.html">http://tecnologiapiroinos.blogspot.com.es/2012/02/transmision-de-movimiento-mediante.html</a> .....	19
Figura 3. Correa plana y correo trapezoidal. Fuente: <a href="http://www.alestel.com.ar/detalles/Correas_planas_sin_fin">http://www.alestel.com.ar/detalles/Correas_planas_sin_fin</a> .....	20
Figura 4. Transmisión por correa dentada en la distribución de un vehículo. Fuente: <a href="http://automocionmiraflores.com/cuando-cambiar-la-correa-de-distribucion/">http://automocionmiraflores.com/cuando-cambiar-la-correa-de-distribucion/</a> .....	21
Figura 5. Transmisión por cadena en la distribución de un vehículo. Fuente: <a href="https://cuidamostucoche.com/wiki/Correa+y+Cadena+de+Distribucion">https://cuidamostucoche.com/wiki/Correa+y+Cadena+de+Distribucion</a> .....	22
Figura 6. Par de engranajes rectos. Fuente: <a href="http://www.ferromaq.com.ar/es/repuestos/engranajes">http://www.ferromaq.com.ar/es/repuestos/engranajes</a> .....	23
Figura 7. Par de engranajes cilíndricos rectos y helicoidales. Fuente: <a href="http://www.engranefinos.com/service1.html">http://www.engranefinos.com/service1.html</a> .....	24
Figura 8. Par de engranajes cónicos rectos. Fuente: <a href="http://talleresvalverde.com/torno-fresados-y-tallados">http://talleresvalverde.com/torno-fresados-y-tallados</a> .....	25
Figura 9. Engranajes planetarios. Fuente: <a href="https://spanish.alibaba.com/product-detail/planetary-gear-for-blast-machine-635830649.html">https://spanish.alibaba.com/product-detail/planetary-gear-for-blast-machine-635830649.html</a> .....	26
Figura 10. Tornillo sin fin y corona. Fuente: <a href="https://tecnoquendas.wikispaces.com/Tornillo+Sinf%C3%ADn-Corona?responseToken=2605241439d9ce63ad193d4ef1af0042">https://tecnoquendas.wikispaces.com/Tornillo+Sinf%C3%ADn-Corona?responseToken=2605241439d9ce63ad193d4ef1af0042</a> .....	26
Figura 11. Croquis de primera configuración propuesta de los ejes de entrada y salida. Fuente propia.....	28
Figura 12. Croquis con los diámetros de los distintos escalonamientos del primer diseño de ejes. Fuente propia .....	29

Figura 13. Croquis de configuración definitiva para el escalonamiento de los ejes. Fuente propia.....	30
Figura 14. Eje de entrada de la caja reductora. Fuente propia.....	30
Figura 15. Croquis del segundo diseño de carcasa. Fuente propia .....	31
Figura 16. Diseño final de carcasa. Fuente propia .....	32
Figura 17. Freno de retención implementado en un motor eléctrico. Fuente: <a href="https://www.pilz.com/es-ES/knowhow/lexicon/articles/073745">https://www.pilz.com/es-ES/knowhow/lexicon/articles/073745</a> .....	33
Figura 18. Disposición de engranajes y ejes paralelos en posición horizontal. Fuente propia .....	35
Figura 19. Planta y alzado de engranajes comerciales seleccionados. Fuente propia .....	38
Figura 20. Esquema de esfuerzos sobre el eje de entrada. Fuente propia .....	40
Figura 21. Diagramas de fuerza cortante, par torsional y momento flector en el eje de entrada. Fuente propia .....	40
Figura 22. Diagramas de fuerza cortante, par torsional y momento flector en el eje de salida. Fuente propia .....	41
Figura 23. Configuración geométrica final de los ejes. Fuente propia.....	42
Figura 24. Acoplamiento flexible Lovejoy con chavetero. Fuente: <a href="http://www.lovejoy-inc.com/">http://www.lovejoy-inc.com/</a> .....	45
Figura 25. Unión de acoplamientos flexibles con los ejes. Fuente propia .....	47
Figura 26. Freno de retención holding brake ROBA-stop. Fuente: <a href="http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad">www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad</a> .....	49
Figura 27. Denominación del freno de retención mayr seleccionado. Fuente: <a href="http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad">www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad</a> .....	50
Figura 28. Datos técnicos del freno de retención mayr seleccionado. Fuente: <a href="http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad">www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad</a> .....	50
Figura 29. Carcasa del sistema reductor. Fuente propia.....	52
Figura 30. Nervios para transporte de la caja. Fuente propia.....	52
Figura 31. Tapa para el extremo del eje de salida sin extensión. Fuente propia .....	53

Figura 32. Tapeta para el extremo del eje de entrada que se prolonga hacia el exterior. Fuente propia .....	54
Figura 33. Vista en sección del retén del eje de entrada con su respectivo sello y rodamiento. Fuente propia.....	55
Figura 34. Tapeta para el eje de salida. Fuente propia .....	56
Figura 35. Detalle de posicionamiento de taladros en la tapeta de salida para evitar interferencia. Fuente propia.....	57
Figura 36. Base y tapa de la carcasa. Fuente propia .....	57
Figura 37. Anclaje del freno a la tapeta de salida en sección. Fuente propia ..	58
Figura 38. Características del lubricante Havoline Geartex EP-B 85W-90. Fuente: <a href="http://europe.havoline.com/products/gear-oils4.aspx">http://europe.havoline.com/products/gear-oils4.aspx</a> .....	60

## Índice de tablas

Tabla 1. Propiedades mecánicas del acero AISI 1045. Fuente: <a href="http://lim.ii.udc.es/docencia/din-sismec/Propiedades_aceros.pdf">http://lim.ii.udc.es/docencia/din-sismec/Propiedades_aceros.pdf</a> . Elaboración propia .....	37
Tabla 2. Características geométricas de los engranajes seleccionados. Fuente propia .....	37
Tabla 3. Condiciones del eje de entrada y de salida. Fuente propia .....	38
Tabla 4. Esfuerzos en los engranajes. Fuente propia .....	39
Tabla 5. Propiedades mecánicas del acero AISI 1137. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006. Elaboración propia .....	41
Tabla 6. Resumen de diámetros del eje de entrada. Fuente propia .....	42
Tabla 7. Resumen de diámetros del eje de entrada. Fuente propia .....	43
Tabla 8. Rodamientos NSK seleccionados. Fuente propia .....	44
Tabla 9. Acoplamientos Lovejoy seleccionados. Fuente propia .....	46
Tabla 10. Dimensiones de las chavetas DIN 6885 A especificadas. Fuente propia .....	48
Tabla 11. Anillos de retención SEGGER DIN 471. Fuente propia .....	49
Tabla 12. Propiedades mecánicas del aleación de aluminio 1060. Fuente: <a href="http://gama.fime.uanl.mx/~petapia/Dis%20maq/04Tablas%20de%20Materiales.pdf">http://gama.fime.uanl.mx/~petapia/Dis%20maq/04Tablas%20de%20Materiales.pdf</a> . Elaboración propia .....	51
Tabla 13. Sellos SKF seleccionados. Fuente propia .....	55

## 0. Hoja de identificación

### • Proyecto:

**Título:** Diseño de una caja reductora con freno de retención de posición

**Solicitante:** Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología, Universidad de La Laguna

**Dirección:** Camino San Francisco de Paula, s/n., San Cristóbal de La Laguna, Santa Cruz de Tenerife

### • Projectista:

**Nombre:** Alberto Sergio Tomás Marrero

**DNI:** 79072373-Y

**Titulación:** Grado en Ingeniería Mecánica

**Correo electrónico:** [alberstm93@gmail.com](mailto:alberstm93@gmail.com)

**Dirección:** Calle Capitán Nuñez nº 37, vivienda 2

**Localidad:** Arafo, Santa Cruz de Tenerife

## **1. Object**

The object of this project is the design and calculation of a speed reducer. In addition, the box design will have a holding brake position, whose function is to ensure the rest position and avoid starting the axes from repose.

The purpose of this mechanism will be allow reducing from 2900 rpm to 700 rpm, for a power of 4 kW, driven by an electric motor. This speed reducer is applicable to any type of machine in order to regulate the speed input to a certain output value.

This project will be a compendium of study and design of all the elements of a mechanism of this type. In this regard, it will be made the calculations and verification for the dimensioning of the speed reducer components, such as gears and shafts on which they will be mounted.

In addition, other elements necessary for the proper functioning of this mechanism will be select through catalogs of manufacturers such as bearing, retaining rings for gears, keys for the gears, ... With its corresponding checks based on the conditions to which they'll be subjected during their activity.

Also, it will proceed to design and calculation of a box that protects all system components from contaminants and external agents, and likewise, itserve for clamping position for a particular job.

## **2. Alcance**

El propósito de este proyecto es diseñar y calcular una caja reductora de velocidad, mecanismo que consigue mantener una velocidad de salida determinada a partir de una velocidad de entrada, por medio de pares de engranajes, en este caso. Concretamente, este reductor de velocidad permitirá lograr una reducción desde 2900 hasta 700 revoluciones por minuto, es decir, una relación de 4,143 a 1.

Este diseño será aplicable, principalmente, a máquinas herramienta con el propósito de lograr una adaptación de la velocidad de entrada al eje impulsor para el correcto funcionamiento de la máquina.

Alimentado por un motor eléctrico, este sistema reductor irá provisto de acoplamientos flexibles para la conexión eje motor – eje principal y eje secundario – eje impulsor de la máquina, lo que permite la transmisión del par torsional posibilitando desviaciones axiales, angulares y radiales. Contará, además, con un freno de retención de posición adaptado a la carcasa del mecanismo. Su función es fijar la posición de reposo en el sistema reductor, cerrándose por acción mecánica o electromagnética contra una superficie de frenado fija, cuando el motor se encuentre parado y permitiendo el funcionamiento habitual en condición de carga.

En este proyecto se calculan y diseñan todos los elementos necesarios para lograr la función de reducción deseada (engranajes, ejes, rodamientos,...) así como el freno de retención, los acoplamientos flexibles y la carcasa que sustentará todos los elementos.

### **3. Antecedentes**

Una caja reductora es un mecanismo que consigue reducir la velocidad de rotación de un eje secundario o de salida con respecto a la velocidad de un eje principal o de entrada, por medio de un conjunto de engranajes, poleas o ruedas dentadas, en una o varias etapas de reducción. Debido a la reducción de la velocidad, se consigue un aumento del par torsional en el eje reducido, proporcional a la reducción.

La sencillez de su principio de funcionamiento así como la gran variedad de aplicaciones a las que se pueden destinar, ha hecho que este mecanismo esté presente en diversidad de campos de la industria desde hace siglos. Este dispositivo ha sido de utilidad para reducciones de velocidad y aumento de par en grúas, automóviles, relojes, molinos,...

Por lo tanto, como se ve, en la industria se pueden encontrar gran cantidad de máquinas y mecanismos que necesitan una velocidad de salida concreta a partir de una velocidad de entrada dada. Aunque para ciertas máquinas, cabe la posibilidad, más económica, de adquirir un motor eléctrico que gire a la velocidad adecuada, es muy frecuente que no sea posible adquirir uno con las características deseadas. En determinados mecanismos e instalaciones, la velocidad de entrada puede que no sea posible variarla por motivos de tamaño o costo, que cambie el destino y aplicación de la instalación o máquina, o que se desee un incremento del par torsional.





**Figura 1. Cabestrante eléctrico. Fuente:**  
<http://www.ganmar.com.ar/castellano/cabrestanteelectrico.html>

Un ejemplo común es un puente grúa, que alimentado por un motor eléctrico, requiere un incremento del par torsional para elevar una carga. En este y otros muchos casos, una caja reductora con la reducción deseada, es la solución más óptima para la adaptación deseada de la velocidad.

La reducción de la velocidad se consigue por medio de un conjunto de engranajes, montados sobre sus correspondientes ejes. Aunque el propósito es el mismo, existen varios tipos de reductores de velocidad en función del tipo de engranajes seleccionados (tornillo sin fin y corona, engranajes planetarios,...) y la disposición de sus ejes (paralelos, ortogonales, coaxiales,...).

En este proyecto se calcula y diseña un reductor de velocidad de engranajes cónicos rectos con ejes paralelos en una etapa de reducción.

## **4. Normas y referencias**

### **4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas**

- Norma UNE 157011: “Criterios para la elaboración de proyectos”.
- Dimensiones de rodamientos según ISO 15:2011.
- Sellos según ISO 6194 y DIN 3760.
- Selección de anillos de retención SEGGER según DIN 471.
- Selección de chavetas según DIN 6885, estimación de dimensiones según norma ANSI B17.1
- Tornillería según DIN 933 y arandelas DIN 126.
- Aplicación de tolerancias generalas dimensionales según UNE EN 22768-1.
- Aplicación de tolerancias geométricas según UNE 1121-1:1991.
- Tapones para lubricante según DIN 908 y DIN 910.
- Cálculo y diseño de engranajes según normas AGMA.
- Selección de materiales según normas ANSI.

### **4.2. Bibliografía**

- Robert L. Mott (2006). Diseño de Elementos de Máquinas, 4ª edición. Editorial Pearson
- Robert L. Norton (1999). Diseño de máquinas. Editorial Prentice Hall.

*Alberto Sergio de Tomás Marrero*

*Memoria*

- José M. Auria Apilluelo (2005). Dibujo industrial: conjuntos y despieces, 2ª edición. Ediciones Paraninfo.

### **4.3. Programas de cálculo**

- SolidWorks 2012 x64 Edition SP02, SolidWorks Corporation, Dassault Systemes.
- Microsoft Office Excell 2007, Microsoft.

## **5. Requisitos de diseño**

Se calculará y diseñará un mecanismo reductor de velocidad para obtener una velocidad a la salida de 700 rpm, a partir de una entrada a 2900 rpm y con una potencia de 4 kW.

1. La potencia a transmitir por la caja reductora será de 4 Kw.
2. La alimentación al reductor de velocidad provendrá de un motor eléctrico cuyo eje girará a una velocidad constante a 2900 rpm.
3. El eje de salida del reductor girará a 700 rpm, cumpliendo una relación de transmisión de 4,143.
4. Se establece eficiencia mecánica del 95%.
5. Se usarán acoplamientos flexibles en la conexión eje motor – eje de entrada y en la conexión del eje de salida para permitir la transmisión del par torsional posibilitando desviaciones axiales, angulares y radiales.
6. Se diseñará una carcasa rígida con un diseño optimizado para los componentes del sistema reductor, de forma que queden protegidos de contaminantes, provista de una tapa desarmable para facilitar el desmontaje y mantenimiento de los elementos del reductor así como de una base para un correcto asentamiento en su posición de trabajo.
7. Se especificarán sellos para los ejes de entrada y salida en su prolongación hacia el exterior de la carcasa.
8. La reducción se realizará mediante engranajes montados sobre ejes paralelos y unidos a estos mediante cuñas.

9. Se estima que la reductora trabajará dos turnos de 8 horas al día, 5 días a la semana. Estableciendo una duración de diseño de 5 años, equivaldrá a 20.000 horas de operación.
10. Se espera que la caja reductora trabaje con normalidad en un ambiente de fábrica entre 10 y 40 °C.
11. La caja reductora irá provista de un freno de retención comercial para asegurar la posición de reposo y evitar el arranque de los ejes desde reposo.
12. Se emplearán anillos de retención para la fijación axial de los engranajes sobre sus respectivos ejes.
13. Se emplearán rodamientos rígidos de bolas de una sola hilera y ranura profunda.
14. Debido a las posibles aplicaciones de la caja reductora, se considerará operación uniforme con posibilidad de choque moderado.
15. La lubricación de los componentes de la caja será por salpicadura, respetando un nivel de aceite determinado, controlado por un visor en la carcasa, con los respectivos tapones de llenado y vaciado.

## **6 Análisis de solución**

Para el diseño y cálculo de la presente caja reductora, se han tenido en cuenta diferentes alternativas para poder definir la solución final adoptada. En este sentido, se ha realizado un estudio del propio sistema reductor y las variantes de este mecanismo para llevar a cabo la reducción establecida. Tras definir el sistema de reducción que se aplicará para obtener la velocidad de salida requerida, se estudia el diseño y cálculo de elementos posteriores como los ejes, sobre los que montarán los engranajes, la carcasa y el freno de retención de posición.

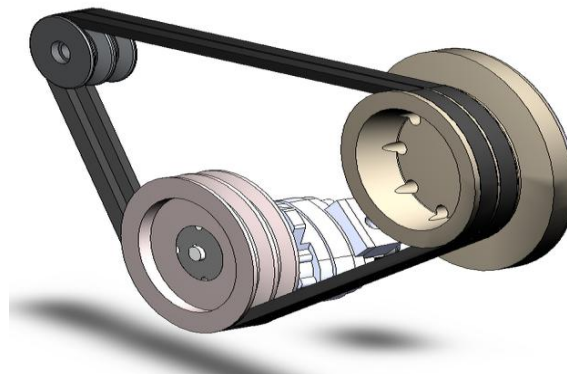
### **6.1. Sistemas de reducción**

Un mecanismo de reducción de velocidad tiene el objetivo de conseguir una disminución de la velocidad de giro de un eje de salida con respecto a un eje de entrada, con el consiguiente aumento de par en el eje reducido. Esto se puede lograr mediante diferentes elementos de transmisión como pares de engranajes, poleas o ruedas dentadas, en función del sistema de reducción, con la relación de transmisión deseada. A continuación se plantean las diferentes alternativas estudiadas.

Principalmente, se pueden encontrar tres sistemas líderes de reducción de velocidad en función de los elementos de transmisión. Estos son los sistemas de transmisión por correas mediante poleas, transmisión por cadenas con ruedas dentadas y mediante trenes de engranajes.

### 6.1.1. Transmisión por correa

Las correas de transmisión son un sistema de transmisión de potencia en los que la correa se acopla sobre poleas, montadas sobre ejes paralelos, transmitiendo el movimiento entre una y otra por medio de la fricción entre la correa y la polea.



**Figura 2. Transmisión de potencia por correa. Fuente:**  
<http://tecnologiapiirineos.blogspot.com.es/2012/02/transmision-de-movimiento-mediante.html>

Las correas son de naturaleza flexible (caucho, cuero, materiales textiles,...) y puesto que trabajan por rozamiento, actúan como amortiguador, reduciendo el efecto de posibles vibraciones entre los ejes. Sin embargo, el hecho de que la transmisión de potencia sea por rozamiento, provoca que se produzcan deslizamientos entre la correa y la polea, por lo que no se puede ofrecer una relación de transmisión constante. Por ello, posee un rendimiento en torno al 85%, en función del sistema, la relación de transmisión, el tipo de correa y su material.

Los tipos de correas más empleados son correas planas y correas trapezoidales. Las correas planas tienen un rectángulo por sección transversal y aunque se encuentran prácticamente en desuso, se empleaban,

especialmente, en aplicaciones con relaciones de transmisión reducidas y para sistemas con tensores automáticos.

Este tipo de correa fue sustituida por la correa trapezoidal (sección transversal en forma de trapecio), lo cual incrementa la fuerza de fricción entre la correa y la polea. El deslizamiento que se provoca es menor que en las planas y se emplea para sistemas con relaciones de transmisión mayores.



**Figura 3. Correa plana y correa trapezoidal. Fuente:**  
[http://www.alestel.com.ar/detalles/Correas\\_planas\\_sin\\_fin](http://www.alestel.com.ar/detalles/Correas_planas_sin_fin)

Cuando se requiere transmitir elevados régimen de potencia en transmisiones compactas, se emplean correas y poleas dentadas. La transmisión de potencia por medio de correas dentadas garantiza una relación de transmisión constante ya que se asemeja a un sistema de transmisión por interferencia mecánica.



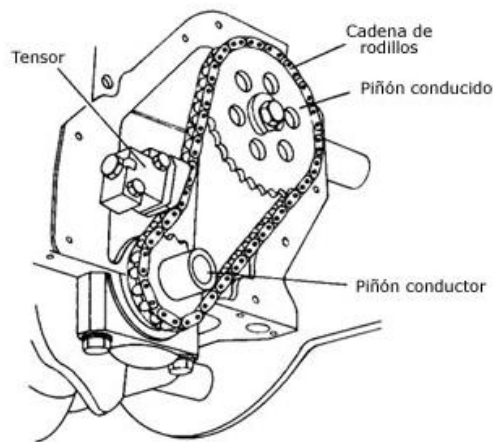


**Figura 4. Transmisión por correa dentada en la distribución de un vehículo. Fuente:**  
<http://automocionmiraflores.com/cuando-cambiar-la-correa-de-distribucion/>

Aunque este último sistema ofrece una relación de transmisión constante, requisito fundamental para este diseño, los mecanismos de transmisión por correa requieren mantenimiento regular, un correcto tensado, así como sustitución periódica de la misma, lo que obliga a parar habitualmente la instalación en la que se vaya a encontrar la caja. Del mismo modo, no ofrece un sistema compacto y el material elástico es considerablemente sensible al ambiente en que se encuentre. Por ello, se descarta la transmisión de potencia por correas como sistema reductor.

### 6.1.2. Transmisión por cadena

La transmisión por cadenas es un método empleado en numerosas aplicaciones cotidianas como bicicletas, automóviles, máquinas herramienta, polipastos,... La reducción en este mecanismo se lleva a cabo entre dos ruedas dentadas, una conductora y otra conducida, montadas sobre dos ejes paralelos y abrazadas por una cadena formada por eslabones que engrana con los dientes de las ruedas.



**Figura 5. Transmisión por cadena en la distribución de un vehículo. Fuente: <https://cuidamostucoche.com/wiki/Correa+y+Cadena+de+Distribucion>**

Este sistema reductor presenta mayor rendimiento que el sistema de transmisión por poleas, en torno al 98%, principalmente debido a la ausencia de deslizamiento. Transmiten mayores esfuerzos con menores distancias entre ejes, aunque exigen lubricación, limpieza y mantenimiento frecuente.

Este tipo de mecanismo presenta costes relativamente reducidos, frente a otros sistemas de transmisión y la relación de transmisión que ofrecen es constante. Sin embargo, no ofrecería un diseño compacto como caja reductora y la duración estimada de estos sistemas de transmisión es inferior a la requerida en el diseño de esta caja reductora, alrededor de 15.000 horas. Estos factores unidos al constante mantenimiento y lubricación que necesita, hace que no encaje con los requisitos de diseño de este proyecto.

### 6.1.3. Transmisión por engranajes

Este sistema de transmisión de potencia consiste en el acoplamiento, diente a diente, de dos ruedas dentadas o engranajes. Se trata de una transmisión mecánica por interferencia, lo que asegura la relación de

*Alberto Sergio de Tomás Marrero*

*Memoria*

transmisión por lo que es ideal para máquinas de cualquier tipo y, especialmente, aquellas que requieran gran precisión.



**Figura 6. Par de engranajes rectos. Fuente:**  
<http://www.ferromaq.com.ar/es/repuestos/engranajes>

Aunque este sistema aporta una transmisión muy rígida y, en función del tipo de engranaje empleado, ruidosa, tienen mayor capacidad de transmisión de potencia a velocidades de giro elevadas y con un elevado rendimiento.

Dentro de los engranajes se pueden diferenciar varios tipos.

#### **6.1.3.1. Engranajes cilíndricos**

Los engranajes cilíndricos se emplean entre árboles paralelos. Con un rendimiento en torno al 98%, admite altas relaciones de transmisión por etapa y pueden ser de dientes rectos o helicoidales.



**Figura 7. Par de engranajes cilíndricos rectos y helicoidales. Fuente:**  
<http://www.engranesfinos.com/service1.html>

Los engranajes rectos se emplean en mecanismos con ejes paralelos. Si bien es cierto que producen mayor ruido que los helicoidales, los cuales pueden emplearse en ejes paralelos y entrecruzados (generalmente a 90°), los rectos transmiten el total de la potencia puesto que no tienen pérdidas por rozamiento lateral y no generan empuje axial.

Los engranajes cilíndricos helicoidales ofrecen una marcha más suave que los rectos ya que en el mismo instante, hay varios pares de dientes en contacto, motivo por el cual son más silenciosos. Sin embargo, las fuerzas axiales que producen tienen que ser contrarrestadas por los rodamientos de la carcasa, por lo que, aparte de que ya de por sí, su precio es más elevado que los rectos, el precio se eleva aún más.

#### **6.1.3.2. Engranajes cónicos**

Este tipo de engranajes tienen forma de tronco de cono y se emplean en árboles que se cortan, gracias a lo cual ofrecen un cambio en la dirección de giro del mecanismo. Pueden ser de dientes rectos, helicoidales e hipoide.



**Figura 8. Par de engranajes cónicos rectos. Fuente: <http://talleresvalverde.com/torno-fresados-y-tallados>**

Sin embargo, se descarta su uso debido a su complejo diseño que a la hora del montaje puede provocar dificultades, además de que para el sistema reductor que procede, no interesa un cambio de dirección en los ejes, ya que se trabajará con ejes paralelos en cualquier caso.

#### **6.1.3.3. Engranajes planetarios**

Este sistema permite hacer varias desmultiplicaciones con un solo juego de engranajes y consiste en uno o varios engranajes externos (planetas) que rotan sobre un engranaje central (sol). Debido a que tienen mayor cantidad de dientes en contacto, son capaces de transferir mayor par, además cuentan con un gran rendimiento y se pueden conseguir grandes relaciones de transmisión.

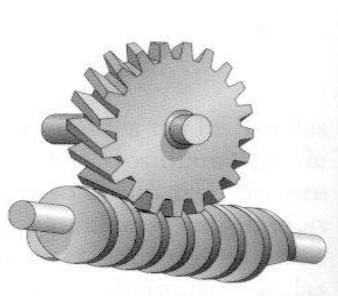


**Figura 9. Engranajes planetarios. Fuente: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/planetary-gear-for-blast-machine-635830649.html>**

Sin embargo, esta transmisión de potencia queda descartada debido a la complejidad del sistema así como su elevado coste.

#### **6.1.3.4. Tornillo sin fin y corona**

El mecanismo de tornillo sin fin permite transmitir el movimiento entre ejes perpendiculares mediante un tornillo con dentado helicoidal y un engranaje circular (corona). Se trata de un sistema muy útil para diversas aplicaciones como máquinas herramienta, dirección y diferenciales de vehículos, timones de barco, ... Sin embargo, se descarta este sistema ya que no interesa para el diseño de este reductor de velocidad, un cambio de dirección.



**Figura 10. Tornillo sin fin y corona. Fuente: <https://tecnoquendas.wikispaces.com/Tornillo+Sinfin%C3%ADn-Corona?responseToken=2605241439d9ce63ad193d4ef1af0042>**

#### **6.1.4. Solución final adoptada para el sistema reductor**

Tras valorar los mecanismos de transmisión de potencia anteriores, se selecciona el sistema de reducción mediante un par de engranajes cilíndricos de dientes rectos.

Partiendo de la disposición de ejes paralelos como requisito para esta caja reductora, se requiere un diseño sencillo, económico y con una duración acorde con lo establecido en los requisitos de diseño. Asimismo, la relación de transmisión debe ser constante, con elevado rendimiento, bajo mantenimiento y con un diseño compacto

## **6.2. Ejes**

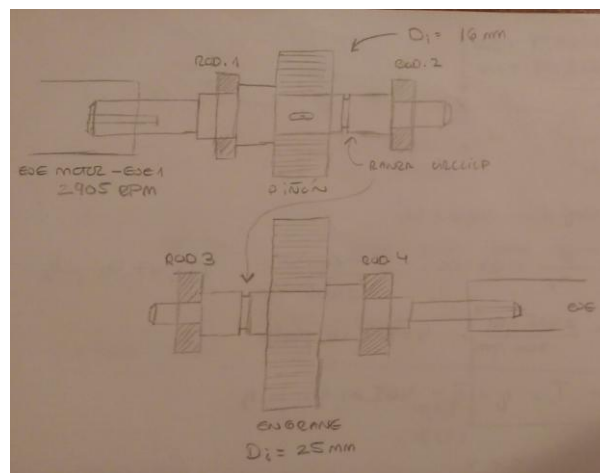
Los ejes serán los elementos sobre los que irán situados los engranajes con sus respectivos componentes (rodamientos, anillos,...). Por ello deberán estar mecanizados con una serie de escalonamientos para el asiento de los engranajes, los rodamientos y para facilitar el montaje y desmontaje de los elementos que irán sobre éste. En este sentido, se debe permitir poder montar y desmontar todos los elementos de los ejes por algún extremo de éste. A continuación se explica el proceso seguido hasta el diseño final de los ejes.

Para el diseño de los diferentes diámetros que tendrán los ejes, se parte de los requisitos de diseño establecidos, la decisión de empleo de engranajes cilíndricos de dientes rectos y otras consideraciones.

Los ejes irán conectados mediante acoplamiento flexible al motor del que proviene la velocidad de entrada así como a la máquina a la que se destinará la caja reductora. Por ello, los ejes deberán contar con una extensión

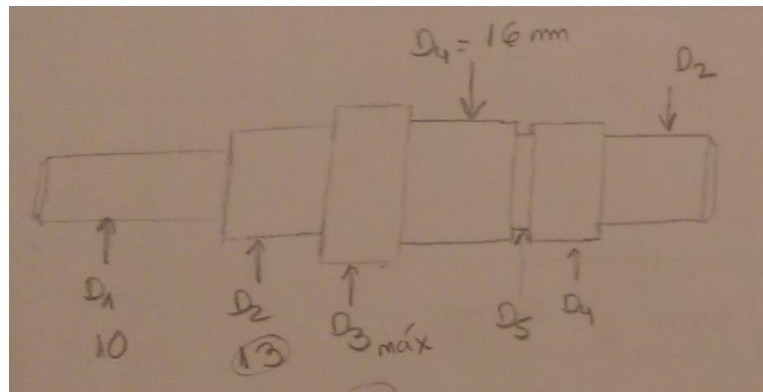
por uno de sus extremos, la cual saldrá a través de la carcasa para conectarse a los acoplamientos flexibles.

Como primer diseño, se parte de esta extensión como el menor diámetro de cada eje y por el cual se introducirá uno de los rodamientos. Asimismo, se implanta un escalón a un lado de cada rodamiento para fijar su posición axial ya que por el otro lado se fijará con la carcasa. Del mismo modo, se establece un escalón para fijar un lado de los engranajes y una ranura para anillo de retención de modo que se fija el engranaje por el otro lado, además de un chavetero para la transmisión de potencia. Por el lado contrario a la extensión, se introducirá el engranaje y el otro rodamiento.



**Figura 11. Croquis de primera configuración propuesta de los ejes de entrada y salida.**  
**Fuente propia**





**Figura 12. Croquis con los diámetros de los distintos escalonamientos del primer diseño de ejes. Fuente propia**

En la figura 12 se observan los diferentes diámetros siendo  $D_1$  la extensión del eje hacia el acoplamiento flexible, por donde se introducirá el rodamiento que irá en el asiento  $D_2$ . Por el otro lado se introducirá el engrane (ya conocido el diámetro interior en la figura) hacia su asiento en  $D_4$  y el otro rodamiento. El diámetro  $D_5$  corresponde con la ranura para el anillo de retención que posicionará el engranaje axialmente por un lado, y el  $D_3$ , el diámetro del escalón que fijará por un lado, uno de los rodamientos y por el otro, el engranaje.

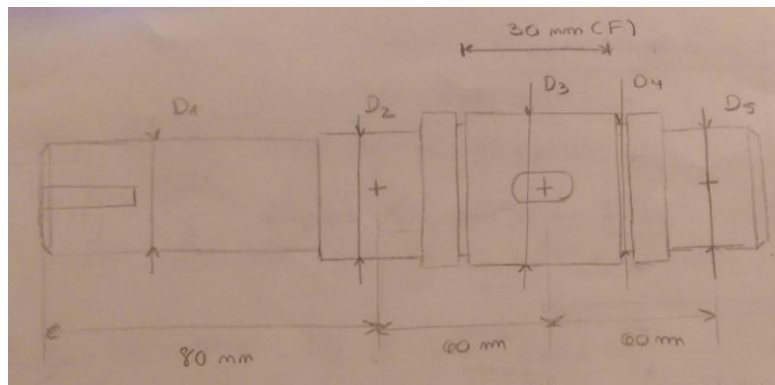
Sin embargo, para evitar tantos cambios de sección y facilitar, aún más, el montaje y desmontaje de todos los elementos presentes en los ejes, se decide fijar axialmente el engranaje por medio de dos anillos de retención, uno a cada lado. De este modo, se elimina el escalón de diámetro  $D_3$  en la figura 12. Y puesto que el rodamiento del lado izquierdo en la figura, sí necesita una superficie de fijación lateral, se decide que el escalón que lo fije axialmente por uno de los lados sea del propio diámetro interior del engranaje, al igual que se hizo por el lado derecho para poder introducir y extraer el engranaje.

En la figuras 13 y 14 se representa la segunda y definitiva configuración para los ejes de entrada y salida, como se ha explicado, si bien las longitudes

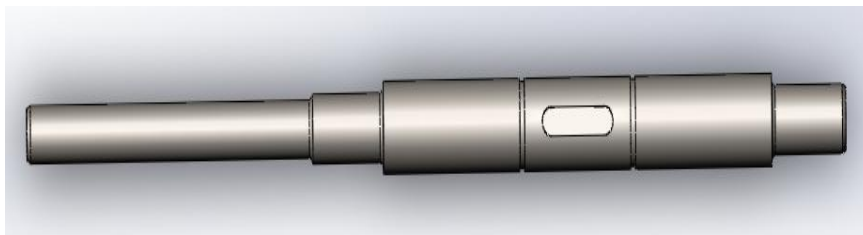
Alberto Sergio de Tomás Marrero

Memoria

que aparecen, salvo el ancho de cara del engranaje, son tentativas. Bajo esta estructura, los diferentes diámetros serán calculados respetando los escalonamientos establecidos.



**Figura 13. Croquis de configuración definitiva para el escalonamiento de los ejes. Fuente propia**



**Figura 14. Eje de entrada de la caja reductora. Fuente propia**

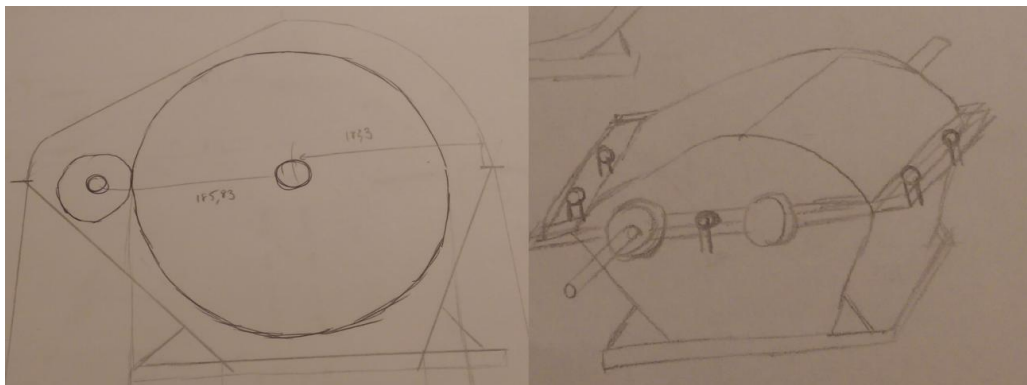
### 6.3. Carcasa

Uno de los objetivos de este proyecto es el diseño de una carcasa rígida que encierre todos los componentes del reductor y que permita desmontaje de todos los elementos mecánicos del mecanismo. A continuación se explica el proceso para obtener el diseño final de la carcasa.

Tras haber seleccionado todos los elementos de la caja reductora con sus medidas exactas (engranajes, rodamientos, anillos de retención y ejes), se ensamblan todos los componentes y se decide un diseño de carcasa vertical.

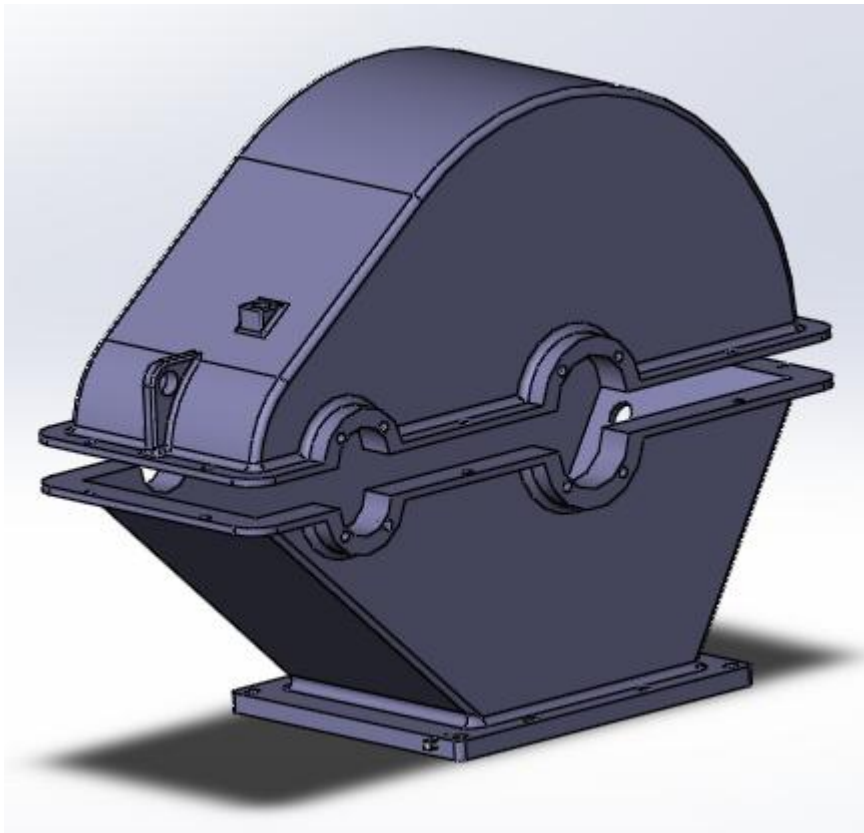
Se contempla la posibilidad de montar los ejes paralelos en posición horizontal, de modo que se facilita la apertura para mantenimiento y montaje de todos los elementos del reductor de velocidad. Además, en lugar de posicionar los rodamientos en la propia carcasa, se diseñan tapas para los 4 rodamientos, lo que también facilita el diseño de la carcasa y el montaje – desmontaje.

Para optimizar el diseño de la carcasa en función del tamaño de los engranajes y para proveerla de un toque estético, se propone el diseño de una carcasa bajo el croquis de la figura 15.



**Figura 15. Croquis del segundo diseño de carcasa. Fuente propia**

Se procede a su diseño en el programa de modelo 3D y se obtiene la carcasa deseada.



**Figura 16. Diseño final de carcasa. Fuente propia**

De este modo, se obtiene el diseño final de la carcasa que cumple con un correcto alineamiento y sellado de todos los elementos que realizan la reducción de velocidad, así como orificios de llenado, vaciado y control de nivel de lubricante.

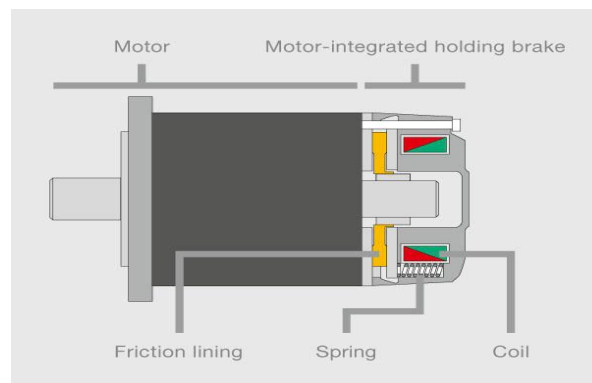
Este diseño cuenta con formas complicadas para su fabricación en fundición de aluminio, material ligero por el que se optará para la carcasa. Sin embargo, se considera un diseño eficiente, óptimo y apropiadamente estético. En este sentido, se fija como diseño final, teniendo en cuenta que necesitará una cantidad de horas de mecanizado elevadas, lo cual quedará reflejado convenientemente en el presupuesto.

La carcasa dispondrá de una base, formando parte de la propia carcasa, para la correcta fijación de la caja reductora a su puesto de trabajo mediante taladros.

## 6.5. Freno de retención de posición

El presente sistema reductor llevará implementado un freno de retención de posición cuya misión será la de evitar el arranque del sistema de parado, asegurando la posición de reposo.

En función del tipo de frenada se pueden clasificar los frenos por frenada dinámica. Los frenos de parada son de frenada dinámica puesto que su función es ralentizar una masa en movimiento. Asimismo, los frenos de potencia trabajan con frenadas dinámicas generando un par contrario al movimiento.



**Figura 17. Freno de retención implementado en un motor eléctrico. Fuente:** <https://www.pilz.com/es-ES/knowhow/lexicon/articles/073745>

Sin embargo, para la aplicación destinada, no es necesario un dispositivo de frenado que pare el movimiento del reductor desde la marcha. El tipo de frenada requerida es frenada estática, puesto que la misión del freno en

esta mecanismo será la de asegurar la posición de parada, una vez el motor eléctrico cese el movimiento, evitando el arranque de los ejes desde parados.

Dentro de los tipos de frenos de retención, podemos diferenciar variedad de modelos y clasificarlos por el método de accionamiento. En este sentido, comercialmente se encuentran varios tipos principales: frenos por accionamiento manual, frenos por accionamiento electromagnético por acción de resortes y frenos por accionamiento neumático e hidráulico. Para evitar la necesidad de disponer de una fuente neumática o hidráulica, estos tipos de modelos quedan desechados.

Los frenos electromagnéticos constan de una superficie de frenado móvil, unida al eje que se quiere frenar y en condiciones de no carga, ésta superficie es empujada por medio de resortes hacia una superficie de frenado fija. Cuando el freno recibe energía al ponerse en marcha el motor, los imanes que posee en el interior son atraídos por un campo magnético generado en el interior del freno, separando la superficie móvil de la superficie fija. Por lo tanto, en condiciones de carga, el freno permite el funcionamiento habitual de la máquina.

Puesto que la aplicación a la que será destinada la caja reductora es desconocida, se selecciona un tipo de freno de retención para frenada estática por accionamiento electromagnético, de modo que se automatiza el sistema reductor, evitando accionar manualmente el freno cada vez que la reductora se pare y se ponga en marcha.

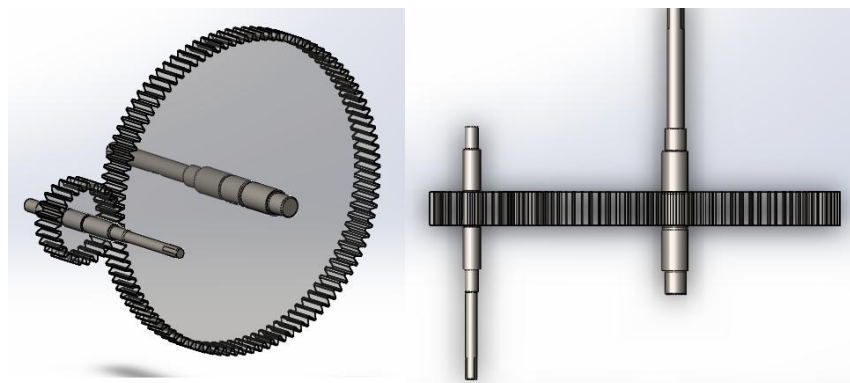
## 7. Resultados finales

A continuación, se describen los distintos elementos que componen el reductor de velocidad en base a los requisitos de diseño especificados y el análisis de solución que se ha detallado previamente.

Si bien se trata de un compendio de las soluciones finales adoptadas, en el *Anexo I: Cálculos* se detalla el cálculo y diseño de cada uno de los elementos que forman parte de esta caja reductora de velocidad.

Los requisitos de diseño definitivos para llevar a cabo el diseño del presente proyecto son la relación de transmisión deseada, conocida la velocidad de entrada y de salida, así como la potencia transmitida al eje de entrada. En base a estas condiciones y el estudio de las posibles, se proyecta un sistema reductor mediante transmisión por engranajes cilíndricos de dientes rectos, sostenidos mediante ejes paralelos en una etapa.

Así se muestra en la figura 18 la disposición de ejes y engranajes, sobre la cual se plantearán el resto de elementos que forman el conjunto del presente mecanismo.



**Figura 18. Disposición de engranajes y ejes paralelos en posición horizontal. Fuente propia**

Seguidamente se realiza una síntesis de las soluciones finales adoptadas para cada elemento que forman este proyecto.

## **7.1. Engranajes**

Para el diseño de los engranajes se elige la opción de seleccionar engranajes comerciales que cumplan la reducción deseada. En este sentido, se establece un engranaje conductor o piñón en base a un catálogo del fabricante *Bea Transmision*, con un número de dientes reducido y en función de este, por medio de la relación de transmisión, se obtiene el engranaje conducido o engrane necesario para que ésta se cumpla.

El fabricante pone a disposición engranajes de módulos desde 1 hasta 8. Se seleccionan de módulo 3 en base a la disponibilidad de pares de engranajes que cumplan la reducción y a la dimensión del diámetro interior. Este último criterio se debe a que se montarán sobre ejes con los debidos escalonamientos para permitir un diseño con un montaje y desmontaje sencillo y como apoyo para los rodamientos. En este sentido, en base a la configuración fijada para los ejes, el diámetro máximo de éstos será el interior de los engranajes. Por este motivo y por el dimensionado de cada sección de los ejes, es conveniente un diámetro interior en los engranajes no demasiado reducido, para tener un margen apropiado.

Como se indicó previamente, se seleccionaron engranajes cilíndricos de dientes rectos comerciales, fabricados en acero AISI 1045 con las siguientes propiedades mecánicas:



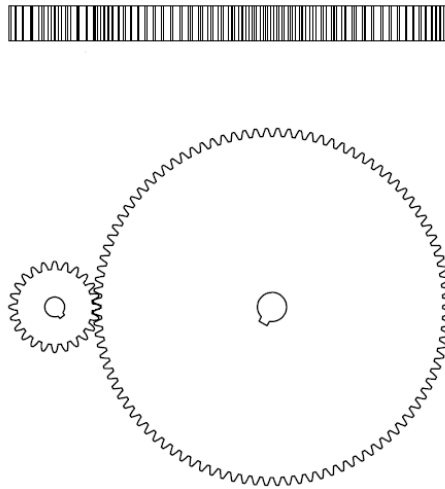
	Dureza Brinell (HB)	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia fluencia (MPa)	Elongación (%)
<b>AISI 1045</b>	163	570	310	16

*Tabla 1. Propiedades mecánicas del acero AISI 1045. Fuente: [http://lim.ii.udc.es/docencia/din-sismec/Propiedades\\_aceros.pdf](http://lim.ii.udc.es/docencia/din-sismec/Propiedades_aceros.pdf). Elaboración propia*

En base a la relación de transmisión deseada, se selecciona el par de engranajes comerciales que cumplen la reducción en la primera y única desde 2900 hasta 700 rpm. En la siguiente tabla se especifican las características principales de estos engranajes.

	Piñón	Engrane
<b>Módulo</b>	3	3
<b>Nº de dientes</b>	24	100
<b>Ángulo de presión (º)</b>	20	20
<b>Diámetro exterior (mm)</b>	78	306
<b>Diámetro primitivo (mm)</b>	72	300
<b>Diámetro interior (mm)</b>	16	25
<b>Ancho de cara (mm)</b>	30	30

*Tabla 2. Características geométricas de los engranajes seleccionados. Fuente propia*



**Figura 19. Planta y alzado de engranajes comerciales seleccionados. Fuente propia**

Aunque se realiza una selección comercial de los engranajes en función de la reducción deseada, conociendo sus dimensiones y el material, se procede a realizar la comprobación de éstos bajos los esfuerzos a los que estarán sometidos durante su funcionamiento.

De acuerdo con lo dicho, se calculan los esfuerzos flexionantes y de contacto previstos, a los que se encontrarán sujetos el par de engranajes durante el funcionamiento. De este modo, se verifican las dimensiones y el material de los engranajes a flexión y a picadura mediante el proceso correspondiente.

	Eje de entrada	Eje de salida
<b>Potencia (kW)</b>	4	4
<b>Par torsional (N·m)</b>	13,32	51,90
<b>Velocidad de giro (rpm)</b>	2900	700

**Tabla 3. Condiciones del eje de entrada y de salida. Fuente propia**

En base a las condiciones en las que se encuentra cada eje, especificadas en la tabla 3, se obtienen los esfuerzos tangencial y radial entre los engranajes, y en base a estos, se comprueba el material de los engranajes a flexión y picadura, especificando una serie de factores para el procedimiento de cálculo. Se muestra en la tabla 4 un resumen de los resultados obtenidos.

	Piñón	Engrane
<b>Esfuerzo tangencial, <math>W_t</math> (N)</b>	370,76	370,76
<b>Esfuerzo radial, <math>W_r</math> (N)</b>	134,78	134,78
<b>Esfuerzo flexionante <math>s_{at}</math> (kPa)</b>	1.275,53	1.013,53
<b>Esfuerzo de contacto ajustado, <math>s_{ac}</math> (MPa)</b>	526,86	509,94

Tabla 4. Esfuerzos en los engranajes. Fuente propia

## 7.2. Ejes

El proceso de cálculo de los ejes se basa en hallar los esfuerzos presentes en base a unas dimensiones preliminares y, seleccionando un material adecuado, éstos se comprueban a fatiga para comprobar que el acero escogido es adecuado para el servicio esperado.

A continuación, se detallan los esfuerzos a los que están sometidos los ejes (esfuerzo tangencial y radial de los engranajes y reacciones en los apoyos) así como los diagramas de momentos correspondientes a cada eje.

Puesto que se propone un diseño similar en ambos ejes, los esfuerzos debido al contacto de los engranajes serán idénticos.

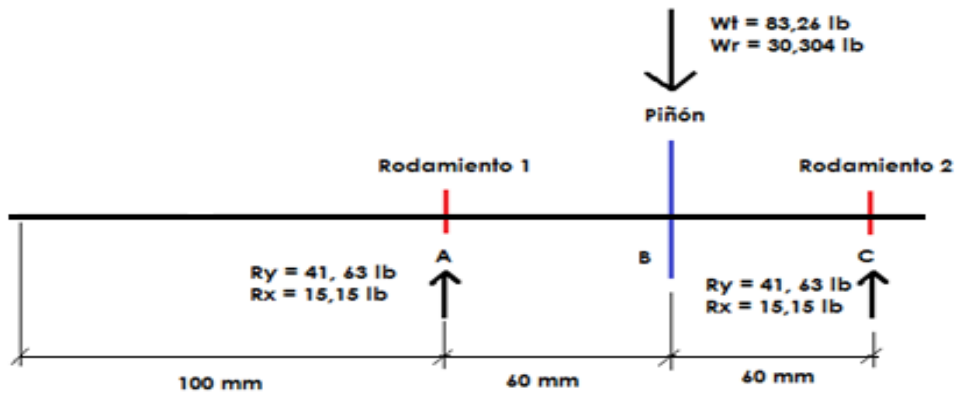


Figura 20. Esquema de esfuerzos sobre el eje de entrada. Fuente propia

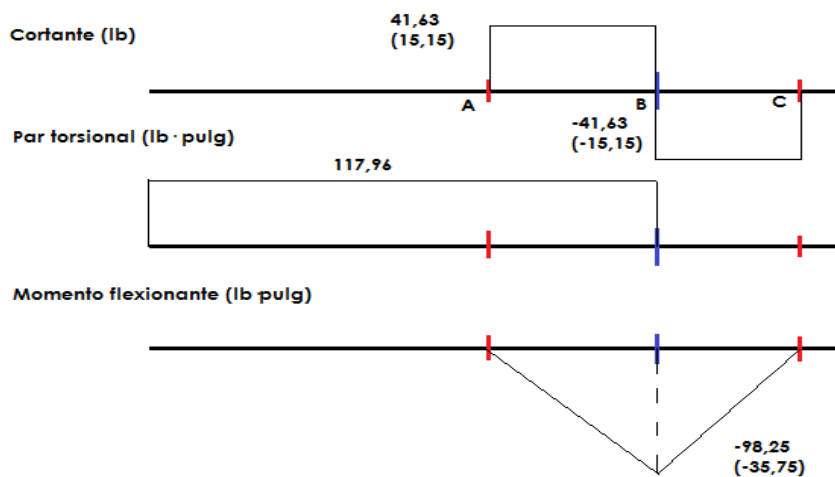


Figura 21. Diagramas de fuerza cortante, par torsional y momento flector en el eje de entrada. Fuente propia

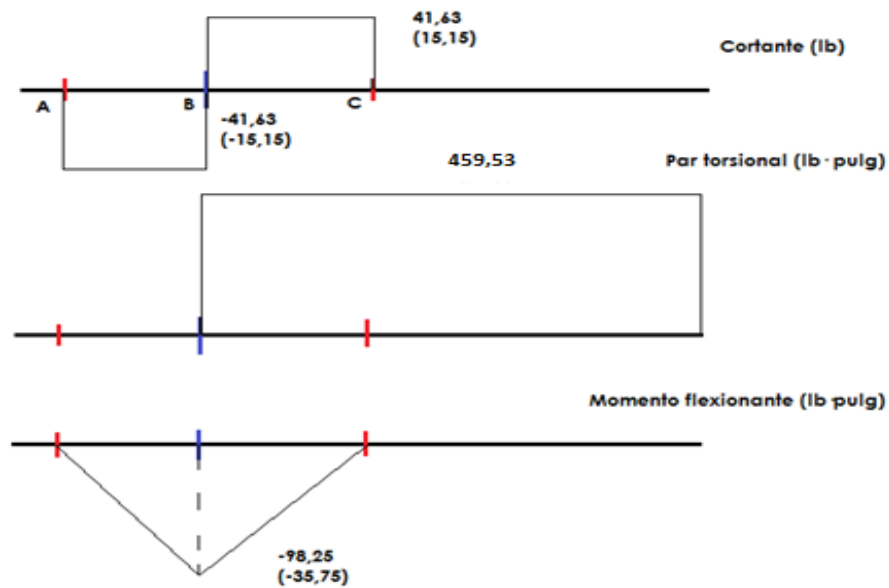


Figura 22. Diagramas de fuerza cortante, par torsional y momento flector en el eje de salida. Fuente propia

Se selecciona el acero AISI 1137 OQT 400, con un contenido en carbón entre 0,32 y 0,39%, presentando las siguientes propiedades mecánicas:

	Dureza Brinell (HB)	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia fluencia (MPa)	Elongación (%)
<b>AISI 1137 OQT 400</b>	352	1083	938	16

Tabla 5. Propiedades mecánicas del acero AISI 1137. Fuente: *Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006. Elaboración propia*

Como se establece en los requisitos de diseño, se espera una operación uniforme con posibilidad de choque moderado, es por ello que se establece un factor de diseño de 2,5, el valor más conservador dentro del rango habitual para diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas.

Teniendo en cuenta el diseño propuesto para los ejes, estudiado previamente, así como el material especificado y las longitudes propuestas entre rodamientos y engranajes, se calculan los diámetros mínimos para cada sección de los ejes. En base a estos diámetros, los diámetros internos de los engranajes y tras seleccionar los rodamientos y establecer los escalones necesarios, se especifican las dimensiones finales.

En la figura 23 se representa la configuración geométrica final de los ejes, tanto el de entrada como el de salida, puesto que, aunque varían los diámetros, la disposición de escalonamientos así como las longitudes de cada sección serán simétricas.

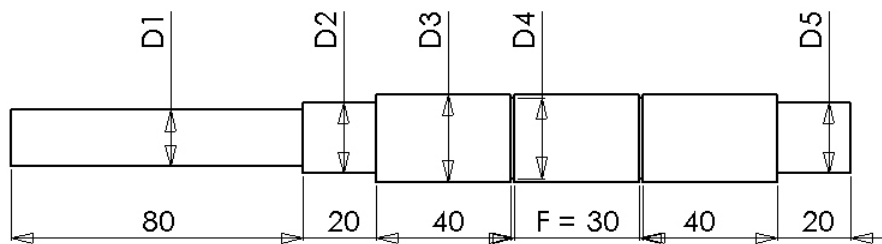


Figura 23. Configuración geométrica final de los ejes. Fuente propia

• Eje de entrada:

Sección	Diámetro mínimo (pulg)	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro especificado (mm)
D1	0,27	6,79	10 mm
D2	0,27	6,79	12 mm
D3	0,53	13,41	16 mm
D4	0,60	15,33	16 mm
D5	0,13	3,39	12 mm

Tabla 6. Resumen de diámetros del eje de entrada. Fuente propia

• Eje de salida:

Sección	Diámetro mínimo (pulg)	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro especificado (mm)
D1	0,43	10,69	18 mm
D2	0,43	10,69	20 mm
D3	0,55	13,90	25 mm
D4	0,61	15,59	25 mm
D5	0,13	3,39	20 mm

Tabla 7. Resumen de diámetros del eje de entrada. Fuente propia

### 7.3. Rodamientos

En cada uno de los ejes se especificarán dos rodamientos con dos objetivos: apoyo de los ejes sobre la carcasa y reducción del rozamiento de los ejes al girar a través de ellos.

Puesto que el sistema reductor está compuesto por engranajes cilíndricos rectos, no se presentan fuerzas axiales en los ejes que debieran ser contrarrestadas por los rodamientos. Por ello y fundamentada la decisión en los requisitos de diseño, se emplearán rodamientos rígidos de bolas de una sola hilera y ranura profunda del fabricante *NSK*, por la sencilla disposición y costo de este modelo.

Conocido el tipo de rodamiento por el que se va a optar, la selección del tamaño y del modelo, vendrá dada por tres premisas fundamentales:

En primer lugar, los esfuerzos tangenciales y radiales que estarán presentes en los rodamientos, como reacciones del contacto entre los

engranajes. En consecuencia, se podrá calcular una carga dinámica que deberá ser satisfecha por el modelo de rodamiento seleccionado.

Otro factor a tener en cuenta son los diámetros, en especial, el diámetro interno. Para fijar este, se partirá del diámetro mínimo de la sección de asiento del rodamiento calculado en el dimensionamiento de los ejes. Además, según el criterio tomado para la configuración de los estos, el escalón en el que apoyará un lateral de cada uno de los rodamientos, será el diámetro del asiento de los engranajes, diámetro interior ya conocido. Por este motivo hay que tener en cuenta sendos diámetros, ya que un escalón demasiado grande puede interferir en la pista exterior, puesto que es estacionaria. Tampoco debe ser demasiado pequeño como para no proporcionar una superficie sólida al rodamiento.

Y por último, la vida de diseño deseada. Con todo esto, se seleccionan los siguientes rodamientos:

Sección	Eje de entrada	Eje de salida
<b>Número de rodamiento</b>	6201	6204
<b>Diámetro interior (mm)</b>	12	20
<b>Diámetro exterior (mm)</b>	32	47
<b>Ancho (mm)</b>	10	14
<b>Capacidad de carga dinámica (N)</b>	6.800	12.800
<b>Velocidad límite (con aceite) (rpm)</b>	28.000	18.000

*Tabla 8. Rodamientos NSK seleccionados. Fuente propia*



En el montaje de los rodamientos en la carcasa, habrá que respetar una holgura en uno de los dos rodamientos de cada eje, para permitir un pequeño desplazamiento axial debido, principalmente, a la dilatación de los componentes de la reductora durante su funcionamiento.

#### 7.4. Acoplamientos flexibles

Como requisito de diseño, se establecerán acoplamientos flexibles en las extensiones de los ejes hacia el exterior de la carcasa para conectar estos con el eje del motor que impulsará el mecanismo y la máquina a la que irá destinada la caja reductora.



**Figura 24. Acoplamiento flexible Lovejoy con chavetero. Fuente: <http://www.lovejoy-inc.com/>**

Estos acoplamientos permiten la transmisión del torque y el giro, posibilitando desviaciones axiales, angulares y radiales, sin transferir cargas radiales o axiales adicionales, respetando un desalineamiento de los ejes dentro de los límites especificados por el fabricante.

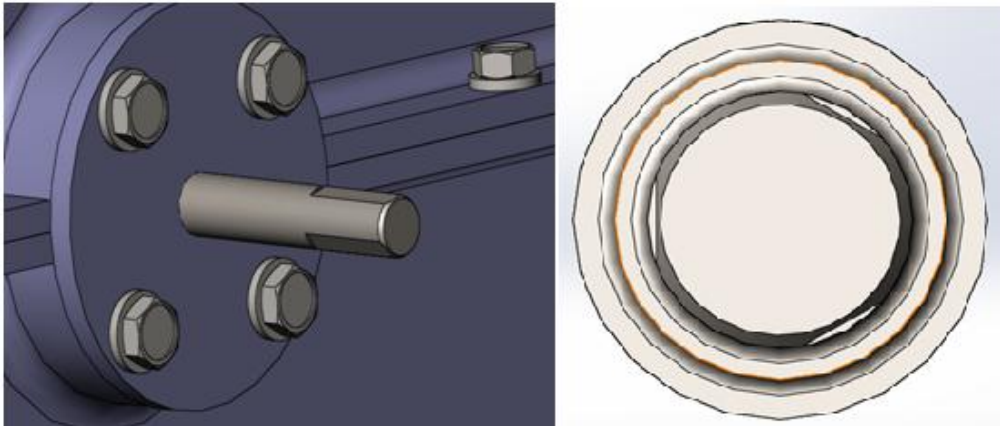
Se especificarán acoplamientos flexibles de la marca *Lovejoy*, unidos a los ejes mediante tornillos prisioneros. Para la selección del modelo específico se tendrá en cuenta el diámetro de las extensiones de los ejes, así como el par torsional y velocidad de giro límites del acoplamiento.

	Eje de entrada	Eje de salida
<b>Designación</b>	LF tipo 2	LF tipo 8
<b>Diámetro de entrada (mm)</b>	10 - 28	12 - 38
<b>Diámetro de salida (mm)</b>	12 - 38	18 - 55
<b>Torque máximo (N·m)</b>	60	280
<b>Velocidad máxima (rpm)</b>	8000	6500

*Tabla 9. Acoplamientos Lovejoy seleccionados. Fuente propia*

Puesto que la unión entre los acoplamientos flexibles y los ejes es mediante 3 tornillos prisioneros, situados cada uno a 120°, se facilita el apoyo de éstos en el eje mediante el mecanizado de una superficie lisa en el extremo de ambos ejes para asegurar la correcta transmisión del momento torsional.

En este sentido, teniendo en cuenta el diámetro de los tornillos y la profundidad del eje dentro de los acoplamientos, se realiza el fresado de los extremos de los ejes como se aprecia en la figura 25.



*Figura 25. Unión de acoplamientos flexibles con los ejes. Fuente propia*

## 7.5. Chavetas

Para la unión a torsión de los engranajes a los ejes, se emplearán chavetas paralelas con los bordes redondeados DIN 6885 A, conformadas en acero AISI 1045 (propiedades mecánicas en la tabla 1). El uso de chavetas para la transmisión del torque facilita el desmontaje de los elementos. El freno de retención de posición deberá fijarse del mismo modo al eje en el que se sitúe.

Para seleccionar el tamaño de las chavetas, se sigue la recomendación de la norma ANSI B17.1 y la longitud se estimará en función del momento torsor a transmitir así como del propio material de las chavetas.

	Chaveta eje de entrada - piñón	Chaveta eje salida - engrane	Chaveta eje de salida – freno de retención
Ancho (mm)	5	8	5
Alto (mm)	5	7	5
Profundidad en el eje (mm)	2,50	3	2,82
Profundidad en el elemento a fijar (mm)	2,50	4	2,18
Longitud (mm)	20	20	15

*Tabla 10. Dimensiones de las chavetas DIN 6885 A especificadas. Fuente propia*

## 7.6. Anillos de retención

Se asignarán anillos de retención o circlip, con el fin de evitar desplazamientos axiales de los engranajes. Se emplearán anillos de retención SEGGER DIN 471, comprobándose la carga radial admisible así como la velocidad de giro límite.

	Piñón	Engrane
Designación	A 16	A 25
Diámetro interior (mm)	15,2	23,9
Ancho (mm)	1,0	1,20
Ancho de la ranura en el eje (mm)	1,10	1,30
Velocidad máxima (rpm)	45.000	25.000

<b>Capacidad de carga radial (N)</b>	7.400	16.200
--------------------------------------	-------	--------

Tabla 11. Anillos de retención SEGGER DIN 471. Fuente propia

## 7.7. Freno de retención

Se empleará un freno de retención electromagnético del fabricante *mayr power transmission*. De entre la variedad de modelos disponibles, se ha seleccionado un modelo “holding brake”, que es el que interesa para este proyecto. Se elige un freno de la serie ROBA-stop, concretamente, el 820,61 que, dentro de esta serie, se trata de un freno de retención de posición.

**Type 820.61\_.\_**  
**Sizes 3 - 11**

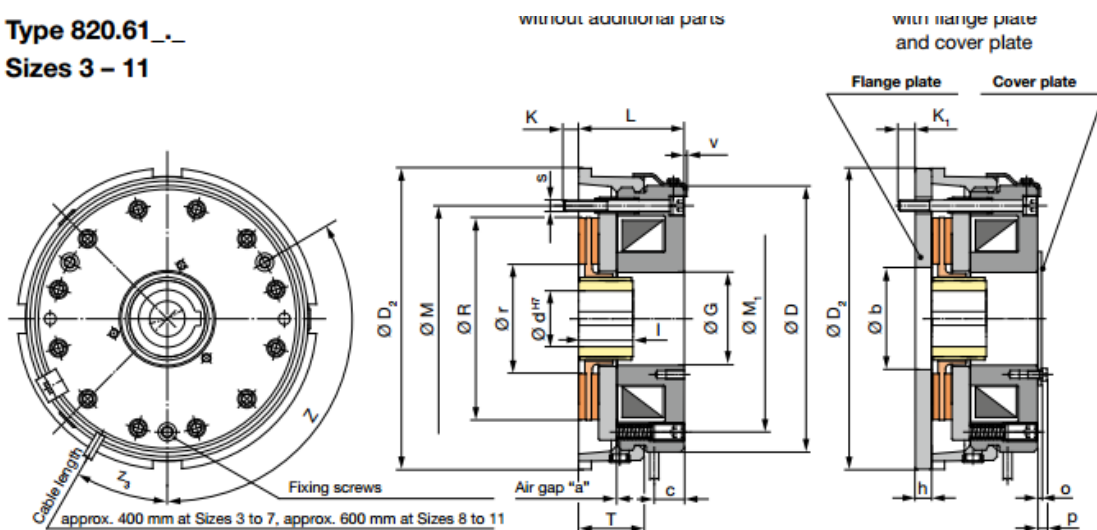


Figura 26. Freno de retención holding brake ROBA-stop. Fuente: [www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad](http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad)

Este freno necesitará una superficie de frenado fija, para lo que se acoplará a una de las tapas de la carcasa. En base a las dimensiones de las tapas y del propio freno, se decide situar a la salida del eje secundario. Para la unión con el eje de salida, el freno de retención viene provisto de un chavetero

según DIN 6885-1, transmitiendo el par mediante una chaveta paralela, similar a las empleadas para los engranajes.

Aunque se trata de un freno “holding brake” para frenadas estáticas, este modelo cuenta con la posibilidad de realizar frenadas dinámicas de emergencia. En este sentido, se toma como criterio de selección del tamaño, el par torsional del eje en que se montará, aplicándose un factor de seguridad apropiado. Asimismo, se tiene en cuenta la velocidad y el diámetro del eje, transmitiéndose el movimiento por medio de una chaveta paralela, similar a las empleadas para los engranajes.

En base a todo esto, se elige el tamaño 7 del modelo 820.61.

Fabricante	mayr power transmission
Descripción	ROBA-stop - Holding Brake
Referencia	7/820.610.3/104/20
Selection	Holding Brake Type 7/820.610.3

Figura 27. Denominación del freno de retención mayr seleccionado. Fuente: [www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad](http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad)

Technical Data			Size
			7
Braking torque <sup>1)</sup>	$M_N$	[Nm]	90
Electrical power	$P_{20}$	[W]	70
Max. speed <sup>2)</sup>	$n_{max}$	[rpm]	3800
Weight		[kg]	5,4

Figura 28. Datos técnicos del freno de retención mayr seleccionado. Fuente: [www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad](http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad)

## 7.8. Carcasa

Como se establece en los requisitos de diseño, se proyectará una carcasa que encierre todos los componentes del sistema reductor, sirviendo de apoyo para los mismos, facilitando el desmontaje de la misma para acceder cómodamente al interior de la caja reductora.

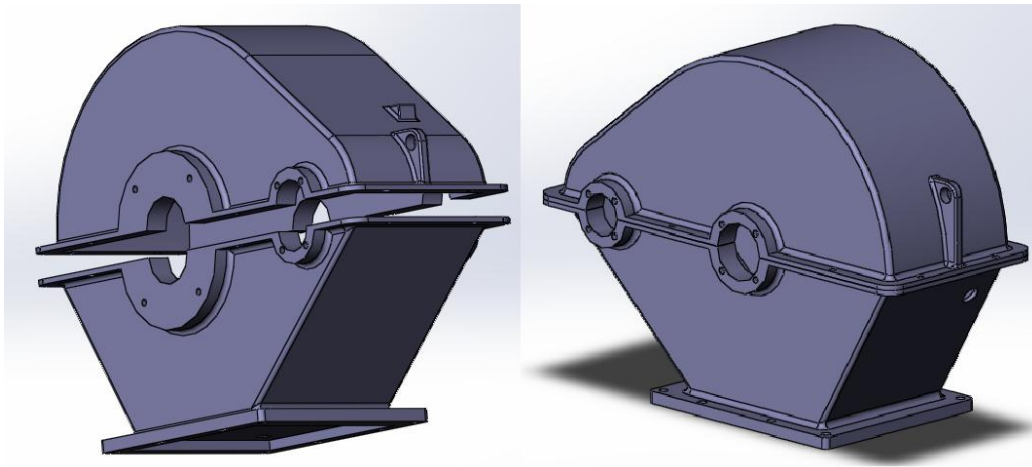
La carcasa será fabricada en aleación 1060 de aluminio, en correspondencia con el diseño previsto, con los ejes correctamente alineados en posición horizontal.

	Dureza Brinell (HB)	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia fluencia (MPa)	Elongación (%)
<b>AISI 1060</b>	200	676	372	12

*Tabla 12. Propiedades mecánicas del aleación de aluminio 1060. Fuente: <http://gama.fime.uanl.mx/~petapia/Dis%20maq/04Tablas%20de%20Materiales.pdf>.  
Elaboración propia*

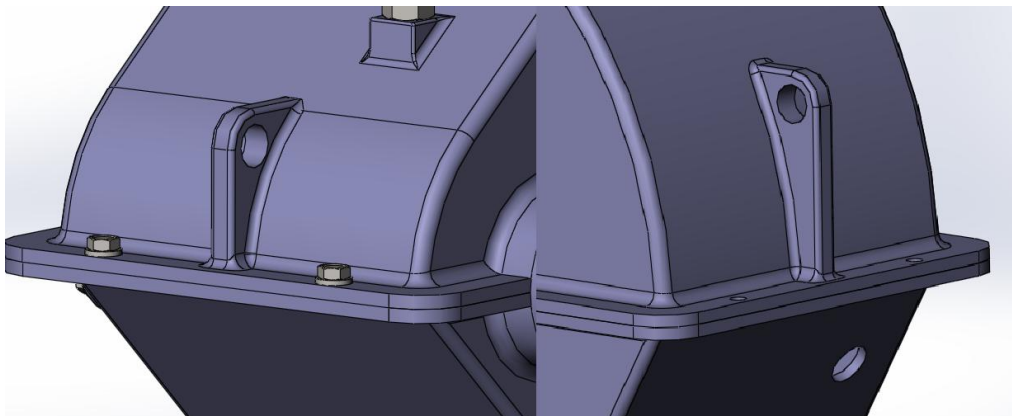
En el diseño de la carcasa, se evita dejar aristas vivas como precaución para el personal que la manipula. Asimismo, se redondean los ángulos interiores de la carcasa con un radio mínimo, teniendo en cuenta el material seleccionado.

Para facilitar el montaje y acceso para inspección de todos los elementos del mecanismo reductor, se divide la carcasa en dos mitades divisibles. La mitad inferior va provista de una base para permitir fijarla a un puesto de trabajo y evitar vibraciones y movimiento en general. La mitad superior o tapa del mecanismo, se unirá a la mitad inferior mediante tornillos, como se puede ver en la figura 29.



**Figura 29. Carcasa del sistema reductor. Fuente propia**

Asimismo, debido al peso del conjunto del mecanismo, de 32 kg, se facilita el transporte y manipulación de la caja reductora por medio del diseño de unos nervios en la tapa de la carcasa provistos de taladros de 14 mm, como se puede ver en la figura 30 con más detalle.



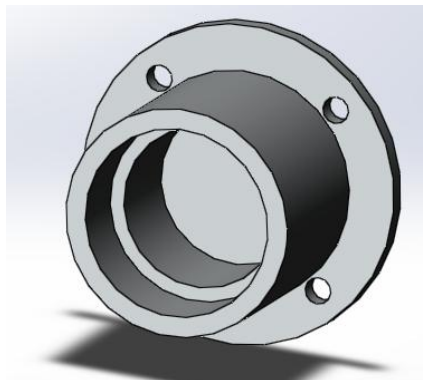
**Figura 30. Nervios para transporte de la caja. Fuente propia**



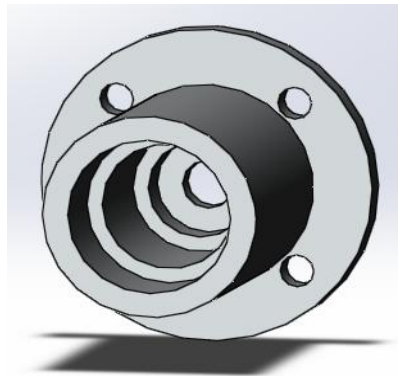
### 7.8.1. Tapas

Se ha optado por el diseño de tapetas, independientes de la carcasa, como punto de apoyo para los rodamientos y los correspondientes sellos. Estas tapas irán atornilladas directamente a las dos mitades que forman la carcasa y serán fabricadas en aleación 1060 de aluminio, al igual que la carcasa donde irán alojados.

Para cada eje se ha diseñado un par de tapetas diferentes en cuanto a diámetros y longitudes de sección se refiere, ya que el diseño geométrico de los escalonamientos que presentan es idéntico. Una de las tapas de cada eje cuenta con un agujero, con la junta correspondiente, del tamaño de la extensión de los ejes, para permitir a estos dirigirse al exterior de la carcasa.



**Figura 31. Tapa para el extremo del eje de salida sin extensión. Fuente propia**



**Figura 32. Tapeta para el extremo del eje de entrada que se prolonga hacia el exterior.  
Fuente propia**

En las figuras 31 y 32 se pueden observar los dos tipos de tapas, de forma que una de ellas, por la cual saldrá la extensión del eje hacia el exterior, cuenta con un escalonamiento más para albergar el correspondiente sello.

### 7.8.2. Sellado

En el diseño de la carcasa, se especificaron una serie de tapas, sobre los que asentarán los rodamientos y facilitarán el montaje y desmontaje de todos los elementos del mecanismo. Los retenes tendrán un orificio del diámetro de la extensión del eje para permitir a este la salida hacia el acoplamiento flexible, tanto en el eje de entrada como en el eje de salida.

Para sellar esa apertura se especificarán sellos de la marca *SKF* tanto para la tapeta del eje de salida como para el eje de entrada. Para ello, a través de la página del fabricante *SKF*, se introduce el diámetro del eje en el que se va a asentar el sello y se obtienen los modelos de sellos disponibles para esa dimensión.

	Tapeta abierta del eje de entrada	Tapeta abierta del eje de salida
Designación del sello	10x20x6 HMS5 RG	16X35X7 HMSA 10 V
Diámetro interior del sello (mm)	10	16
Diámetro exterior del sello (mm)	20	35
Ancho del sello (mm)	6	7

Tabla 13. Sellos SKF seleccionados. Fuente propia

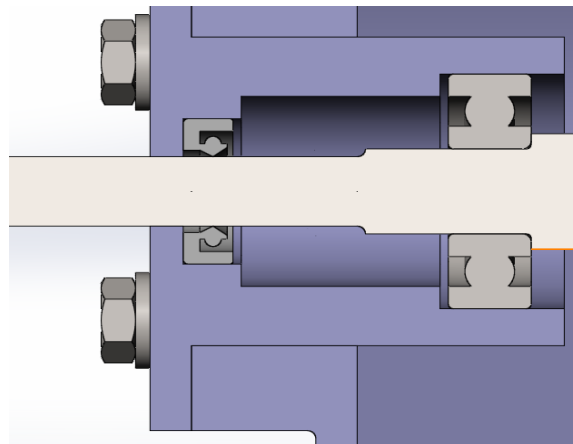


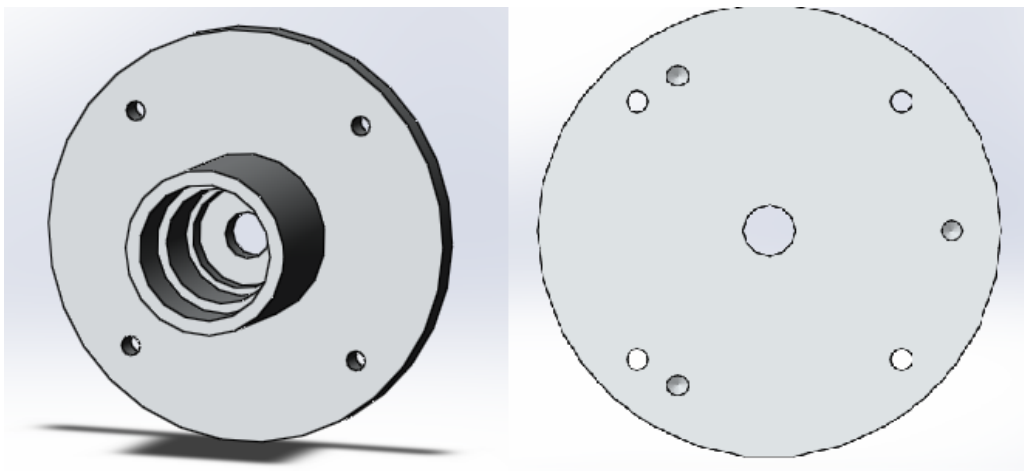
Figura 33. Vista en sección del retén del eje de entrada con su respectivo sello y rodamiento. Fuente propia

Por otro lado, entre las dos mitades de la carcasa, se colocará una junta de caucho de la marca *Ecatec* para asegurar la estanqueidad del conjunto en esa división.

### 7.8.3. Adaptación del freno de retención

El freno de retención *mayr* seleccionado se fija sobre la carcasa para no producir cargas adicionales en el eje en que se monta. Además, necesita una superficie fija para mantener unida a la superficie de frenado móvil.

Para mantener el diseño compacto y evitar la manufactura de piezas adicionales, se decide adaptar la tapeta del eje de salida, así como el apoyo en la carcasa, debido al tamaño considerable del freno (diámetro exterior de 142 mm) y la geometría de la propia caja.

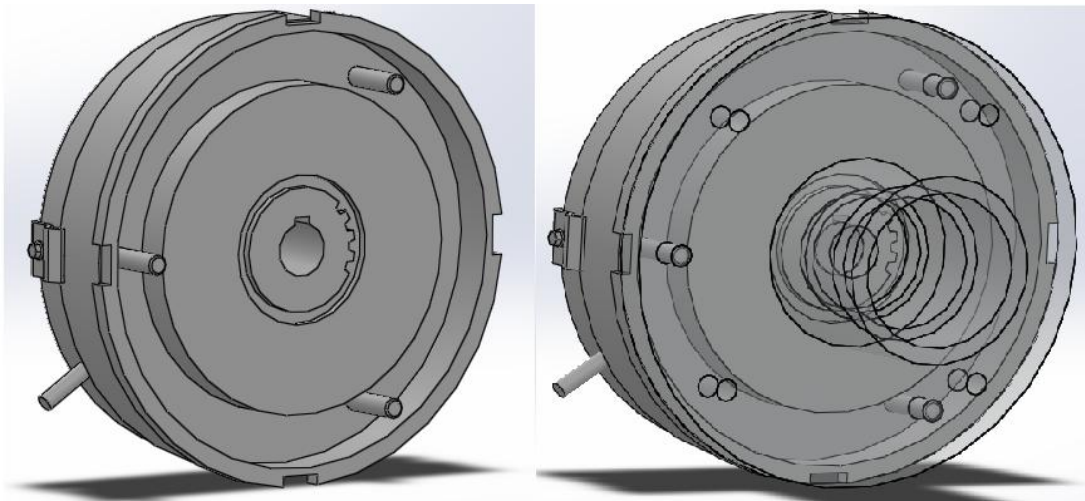


**Figura 34. Tapeta para el eje de salida. Fuente propia**

En la figura 34 se observa como la tapa para el eje de salida, aunque cuenta con un diseño idéntico a la tapeta del eje de entrada, la unión con la carcasa tiene un diámetro mucho mayor respecto al interior de la tapa. Esto es así para poder ofrecer la mayor superficie de frenado fija al freno de retención.

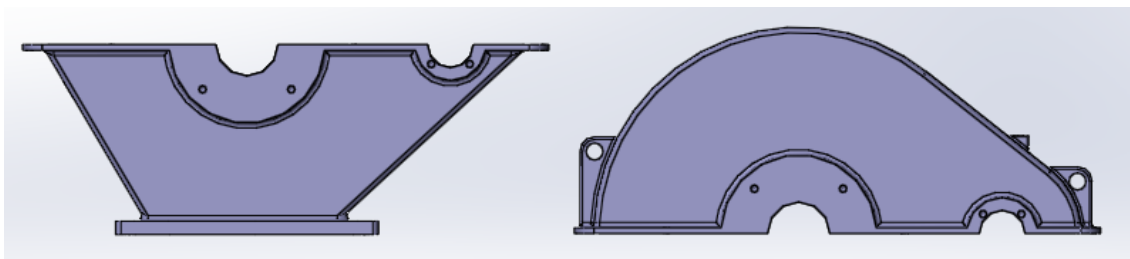
El freno de retención va anclado a la superficie de la tapa por medio de tres tornillos que forman parte del propio freno. Puesto que la tapeta debe mantenerse unido por tornillería a la carcasa, al igual que el resto de tapas, se

diseñan los taladros en el mismo radio que los tornillos del freno para que no se produzca interferencia entre el freno y la cabeza de los tornillos que fijan la tapeta, aprovechando que el freno de retención cuenta con un espacio vacío con la profundidad suficiente, en dicho radio. En la figura 35 se puede apreciar esta consideración.



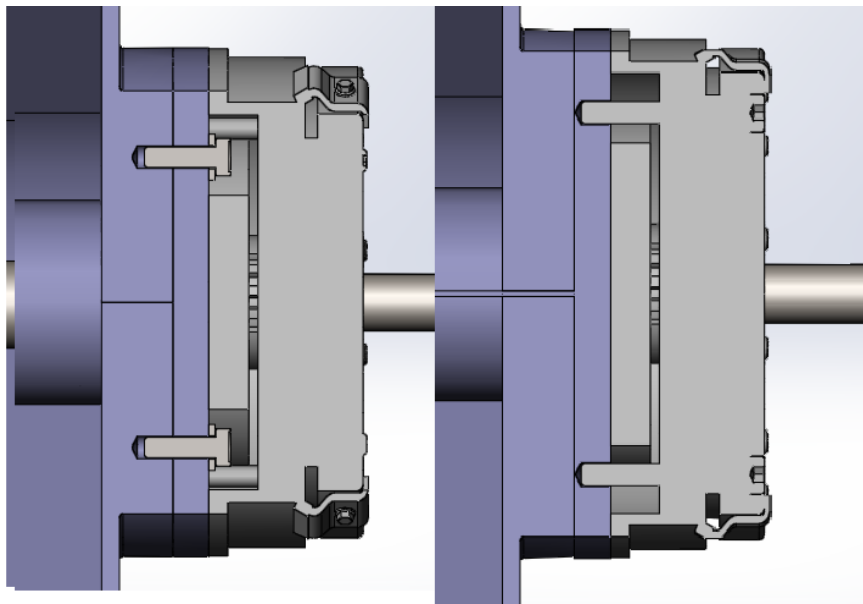
**Figura 35. Detalle de posicionamiento de taladros en la tapeta de salida para evitar interferencia. Fuente propia**

Del mismo modo, tanto la mitad inferior como la tapa de la carcasa, se ajustan a la superficie y el diámetro de los taladros de la tapa del eje de salida adaptado al freno de retención, como se aprecia en la figura 36



**Figura 36. Base y tapa de la carcasa. Fuente propia**

Mediante esta adaptación se aprovecha un elemento con dos funciones, como tapa para el eje de salida y como soporte del freno de retención. La figura 37 lo muestra claramente en sección, donde se puede ver el anclaje de la tapeta a la carcasa, de modo que los tornillos no interfieren con el freno así como el anclaje del freno a la tapa.



**Figura 37. Anclaje del freno a la tapeta de salida en sección. Fuente propia**

Asimismo, tras la adaptación del freno de retención a la carcasa y sobre el eje de salida, debido a las dimensiones del freno seleccionado y como parte de la propia naturaleza iterativa de este proyecto, se incrementa la longitud del eje de salida desde el extremo que se dirige hacia el acoplamiento flexible en 40 mm. Se realiza esta modificación para tener un margen apropiado para la colocación del acoplamiento flexible.

#### **7.8.4. Tornillería**

Para las uniones de las tapas y retenes con la carcasa, así como la unión de ambas mitades de la carcasa, se emplea la siguiente tornillería:

- Para la unión de la parte inferior y superior de la carcasa se emplearán 8 tornillos de rosca métrica DIN 933/ISO 4017 M6 x 12 con sus respectivas arandelas DIN 126 Ø6.
- Para la unión de las tapas del eje de entrada, y de la tapa del eje de salida, 4 tornillos por tapa de rosca métrica DIN 933/ISO 4017 M6 x 12 con sus respectivas arandelas DIN 126 Ø6.
- Para la unión de la otra tapeta del eje de salida con la carcasa se emplearán 4 tornillos de rosca métrica DIN 933/ISO 4017 M6 x 20 con sus respectivas arandelas DIN 126 Ø6.
- Para la unión de la caja reductora a su posición de trabajo se emplearán 8 tornillos DIN 933/ISO 4017 M8 x 20 con arandelas DIN 126 Ø8.

Asimismo, se especifican 3 taladros de rosca métrica M6 en la tapa del eje de salida para los tornillos del freno de retención.

#### **7.9. Lubricación**

El método de lubricación seleccionado es el sistema de lubricación por salpicadura o barboteo, un sistema comúnmente empleado en mecanismos que, encerrados en una caja, contienen partes importantes que deben ser lubricadas como engranajes y rodamientos, como es el caso. Se basa en la proyección del lubricante por medio de los engranajes. En este sentido, se fija

un nivel de lubricante mínimo de forma que, aproximadamente, 3/8 del engrane del presente sistema reductor, se encuentren bañados por el aceite empleado.

Para supervisar este nivel de aceite se dispone de un tapón transparente visor de nivel en uno de los laterales de la carcasa. Asimismo, se dispone de un tapón en la tapa de la carcasa para el llenado y otro tapón en el fondo de la mitad inferior para el vaciado.

Para el nivel de aceite se especifica un indicador transparente de nivel de aceite GN 743-11-M12x5-A de la marca *Elesa*.

Del mismo modo, se emplea un tapón de desagüe DIN 910 M16 x 1,5 y un tapón de llenado DIN 908 M10 x 2.

Con respecto al lubricante específico para el mecanismo, se buscará un aceite con una viscosidad acorde con el sistema de lubricación y le permita fluir adecuadamente por todos los componentes. En base a recomendaciones estudiadas para sistemas de reducción de velocidad por engranajes, se especifica el lubricante *Geartex EP-B 85W-90* del fabricante *Havoline*, con las siguientes características:

Características Típicas		
Test	Método	Resultado
Grado SAE		85W-90
Densidad a 15°C, kg/l	ASTM D1298	0.895
Punto inflamación, COC, °C	ISO 2593	230
Punto de fluidez, °C	ISO 3016	-24
Viscosidad a 40°C, mm <sup>2</sup> /s	ISO 3104	178
Viscosidad a 100°C, mm <sup>2</sup> /s	ISO 3104	16.5
Índice de viscosidad	ISO 2909	100

**Figura 38. Características del lubricante Havoline Geartex EP-B 85W-90. Fuente:** <http://europe.havoline.com/products/gear-oils4.aspx>



*Alberto Sergio de Tomás Marrero*

*Memoria*

Este lubricante, recomendado por el fabricante para mecanismos de engranajes, ofrece elevada fluidez a baja temperatura, proporcionando protección sobre el estándar SAE 90, durante arranques del reductor en frío.

## **8. Presupuesto**

En el presupuesto se indican todas las condiciones para la fabricación y montaje de la presente caja reductora. En este sentido, se realiza la medición de todos los elementos comerciales que compondrán el mecanismo. Con respecto a los ejes, la carcasa, tapas y retenes, se especifican las distintas fases de mecanizado que se necesitan para su fabricación, estableciendo las horas de trabajo requeridas para cada proceso.

En este sentido, se fija un presupuesto de ejecución material de 1.386,84 €.

Teniendo en cuenta el beneficio industrial y los gastos generales del proyecto, se fija un presupuesto de base por contrata de 1.678,08 €.

Finalmente, al presupuesto total de la caja reductora es de 1.795,74 €.

## **9. Orden de prioridad de los documentos básicos**

A efectos de posibles discrepancias, se establece el orden de prioridad de los documentos básicos de este proyecto:

1. Planos
2. Pliego de condiciones
3. Presupuesto
4. Memoria

*Alberto Sergio de Tomás Marrero*

*Memoria*



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

*Grado en Ingeniería Mecánica*

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**Diseño de caja reductora con freno de  
retención de posición**

**ANEXOS**

**Autor:** Alberto Sergio Tomás Marrero

**Tutora:** Isabel Teresa Martín Mateos

Septiembre 2016



*Alberto Sergio de Tomás Marrero*

*Anexos*

## Índice Anexos

<b>1. Anexo I: Cálculos</b> .....	5
1.1. Datos iniciales .....	10
1.2. Cálculo de los engranajes .....	10
1.2.1. Selección de engranajes .....	10
1.2.2. Comprobación de flexión de los engranajes .....	12
1.2.2.1. Fuerzas que actúan sobre los engranajes .....	12
1.2.2.2. Esfuerzo flexionante .....	13
1.2.2.3. Esfuerzo flexionante ajustado .....	19
1.2.2.4. Comprobación del material de los engranajes a flexión .....	21
1.2.3. Comprobación a picadura de los engranajes .....	22
1.2.3.1. Esfuerzo de contacto .....	22
1.2.3.2. Esfuerzo de contacto ajustado .....	24
1.2.3.3. Comprobación del material de los engranajes ante picadura ....	27
1.3. Cálculo de ejes .....	28
1.3.1. Par torsional de los ejes de entrada y salida .....	28
1.3.2. Fuerzas y reacciones que actúan sobre los ejes .....	29
1.3.3. Momento flector sobre los ejes .....	30
1.3.4. Selección del material para los ejes .....	32
1.3.4.1. Resistencia a la fatiga del material de los ejes .....	33
1.3.4.2. Resistencia a la fatiga corregida del material de los ejes .....	34
1.3.5. Diámetros mínimos para las diferentes secciones de los ejes .....	35
1.4. Selección de rodamientos .....	39

1.4.1. Capacidad de carga dinámica básica mínima necesaria .....	39
1.4.2. Selección de rodamientos comerciales.....	40
1.4.3. Diámetros del escalón en el eje y en la carcasa .....	42
1.5. Selección de acoplamientos flexibles.....	44
1.6. Resumen cálculo de ejes .....	48
1.7. Selección de cuñas .....	50
1.7.1. Selección de tipo de cuñas comerciales. Dimensiones mínimas necesarias .....	50
1.7.2. Longitud mínima necesaria de las chavetas .....	52
1.8. Selección de anillos de retención.....	54
1.9. Selección del freno de retención.....	56
1.9.1. Selección del tipo de freno.....	58
1.9.2. Selección de cuña para el freno de retención.....	60
<b>2. Anexo II: Catálogos .....</b>	<b>62</b>
2.1. Catálogo de engranajes <i>Bea Transmision</i> .....	62
2.2. Catálogo de rodamientos <i>NSK</i> .....	64
2.3. Catálogo online de sellos <i>SKF</i> .....	67
2.4. Catálogo de chavetas <i>Opac</i> .....	68
2.4. Catálogo de acoplamientos flexibles <i>LoveJoy</i> .....	71
2.5. Catálogo de anillos de retención <i>SEGGER</i> .....	73
2.6. Catálogo de frenos de retención <i>Mayr</i> .....	76



## Índice de figuras

Figura 1. Engranajes cilíndricos de dientes rectos bea transmisión. Fuente: www.beatransmision.com.....	11
Figura 2. Especificaciones del piñón seleccionado para el eje de entrada. . Fuente: www.beatransmision.com .....	11
Figura 3. Especificaciones del engrane seleccionado para el eje de entrada. Bea Transmision. Fuente: www.beatransmision.com.....	12
Figura 4. Principales dimensiones de los engranajes seleccionados. Fuente: www.beatransmision.com.....	12
Figura 5. Factor J de geometría. Fuente: Norma AGMA 218.01 .....	14
Figura 6. Factor dinámico Kv. Fuentre: Norma AGMA 2001-C95 .....	15
Figura 7. Factor de espesor de borde KB. Fuente: Norma AGMA 2001-C95 ..	18
Figura 8. Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo YN. Fuente: Norma AGMA 2001-C95 .....	20
Figura 9. Número de esfuerzo flexionante admisible sat para engranajes de acero templado total. Fuente: Norma AGMA 2001-C95.....	22
Figura 10. Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar. Fuente: Norma AGMA 218.01 .....	23
Figura 11. Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo ZN. Fuente: Norma AGMA 2001-C95 .....	25
Figura 12. Factor por relación de durezas CH para engranes de acero templado total. Fuente: Norma AGMA 2001-C95 .....	26
Figura 13. Factor por relación de durezas CH para piñones con templado superficial. Fuente: Norma AGMA 2001-C95 .....	26
Figura 14. Número de esfuerzo de contacto admisible sac para engranes de acero templado total. Fuente: Norma AGMA 2001-C95.....	27
Figura 15. Eje 1 (entrada). Fuente propia .....	29
Figura 16. Eje 2 (salida). Fuente propia .....	30

Figura 17. Diagramas de fuerza cortante, par torsional y momento flector en el eje 1. Fuente propia .....	31
Figura 18. Diagramas de fuerza cortante, par torsional y momento flector en el eje 2. Fuente propia .....	31
Figura 19. Propiedades de diseño para aceros al carbón y aleados. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006 .....	33
Figura 20. Resistencia a la fatiga $s_n$ en función de la resistencia a la tensión. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006 .....	34
Figura 21. Configuración geométrica preliminar de los ejes. Dimensiones en mm. Fuente propia .....	37
Figura 22. Catálogo de rodamientos seleccionados. Fuente: <a href="http://www.NSKamericas.com">www.NSKamericas.com</a> Rodamientos LR .....	41
Figura 23. Diámetros de escalón en el eje y en la caja rodamientos NSK. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006 .....	42
Figura 24. Acoplamientos flexibles serie LF LOVEJOY. Fuente: <a href="http://www.lindis.com/Acoplamientos_ESP">www.lindis.com/Acoplamientos_ESP</a> .....	45
Figura 25. Acoplamientos flexibles serie LF LOVEJOY. Dimensiones y características. Fuente: <a href="http://www.lindis.com/Acoplamientos_ESP">www.lindis.com/Acoplamientos_ESP</a> .....	46
Figura 26. Dimensiones de acoplamientos flexibles serie LF LOVEJOY. Fuente: <a href="http://www.lindis.com/Acoplamientos_ESP">www.lindis.com/Acoplamientos_ESP</a> .....	47
Figura 27. Configuración geométrica preliminar de los ejes. Dimensiones en mm. Fuente propia .....	49
Figura 28. Eje de entrada. Dimensiones en mm. Fuente propia .....	49
Figura 29. Eje de salida. Dimensiones en mm. Fuente propia .....	49
Figura 30. Chaveta DIN 6885 A. Fuente: <a href="http://www.opac.net/pdf/catalog/03.pdf">http://www.opac.net/pdf/catalog/03.pdf</a> .....	50

Figura 31. Dimensiones mínimas necesarias de chavetas en función del diámetro del eje. Fuente: [www.sunray-inc.com/uploads/pdf/Keyway%20Chart.pdf](http://www.sunray-inc.com/uploads/pdf/Keyway%20Chart.pdf) ..... 51

Figura 32. Dimensiones comerciales de chavetas DIN 6885 A. Fuente: <http://www.opac.net/pdf/catalog/03.pdf> ..... 52

Figura 33. Catálogo SEGGER anillos de retención. Fuente: <http://data.seeger-orbis.de/catalog/SEEGGER-KATALOGUE-light.pdf> ..... 54

Figura 34. Catálogo SEGGER anillos de retención, especificaciones. Fuente: <http://data.seeger-orbis.de/catalog/SEEGGER-KATALOGUE-light.pdf> ..... 55

Figura 35. Freno de retención de posición ROBA-stop MAYR. Fuente: [www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad](http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad) ..... 57

Figura 36. Selección de freno ROBA-stop holding brake. Fuente: [www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad](http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad) ..... 58

Figura 37. Especificaciones de tamaños de freno ROBA-stop MAYR. Fuente: [www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad](http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad) ..... 59

Figura 38. Freno de retención empleado, fabricante MAYR. Fuente: <http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad> ..... 60

## Índice de tablas

Tabla 1. Números de calidad AGMA recomendados. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006 .....	15
Tabla 2. Factores de sobrecarga K0 sugeridos. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006 .....	16
Tabla 3. Factores de tamaño KS sugerido. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006 .....	16
Tabla 4. Factor de confiabilidad KR recomendado. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006 .....	21
Tabla 5. Coeficiente elástico CP. Fuente: Norma AGMA 2001-C95 .....	24
Tabla 6. Aproximación para factor de tamaño CS. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006 .....	35
Tabla 7. Factores de confiabilidad CR aproximados. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006 .....	35
Tabla 8. Resumen de cálculos de diámetros mínimos del eje de entrada. Fuente propia .....	38
Tabla 9. Resumen de cálculos de diámetros mínimos del eje de salida. Fuente propia .....	38
Tabla 10. Resumen de diámetros de escalón en los ejes para rodamientos. Fuente propia .....	43
Tabla 11. Resumen de diámetros de escalón en la carcasa para rodamientos. Fuente propia .....	44
Tabla 12. Selección de acoplamientos flexibles. Fuente propia .....	46
Tabla 13. Resumen de diámetros del eje de entrada. Fuente propia .....	48
Tabla 14. Resumen de diámetros del eje de salida. Fuente propia .....	48
Tabla 15. Resumen de chavetas DIN 6885 A. Fuente propia .....	53

*Alberto Sergio de Tomás Marrero*

*Anexos*

Tabla 16. Resumen selección de anillos de retención. Fuente propia .....	56
Tabla 17. Dimensiones de chaveta para freno de retención en el eje de salida. Fuente propia .....	61

## 1. Anexo I: Cálculos

### 1.1. Datos iniciales

El procedimiento de cálculo se basará en una serie de requisitos de diseño y la solución adoptada. En este sentido, se requiere un diseño de caja que cumpla una reducción determinada.

Se parte de una velocidad de entrada al reductor de 2900 rpm ( $n_1$ ), velocidad de salida de 700 rpm ( $n_2$ ) y una potencia a transmitir de 4 kW. En base a estos datos, se calcula la relación de transmisión del reductor para proceder a seleccionar un par de engranajes que cumplan con ésta.

En base a estas premisas, se opta por un reductor de velocidad de una sola etapa mediante engranajes cilíndricos de ejes paralelos.

Se obtiene la relación de transmisión del reductor de velocidad:

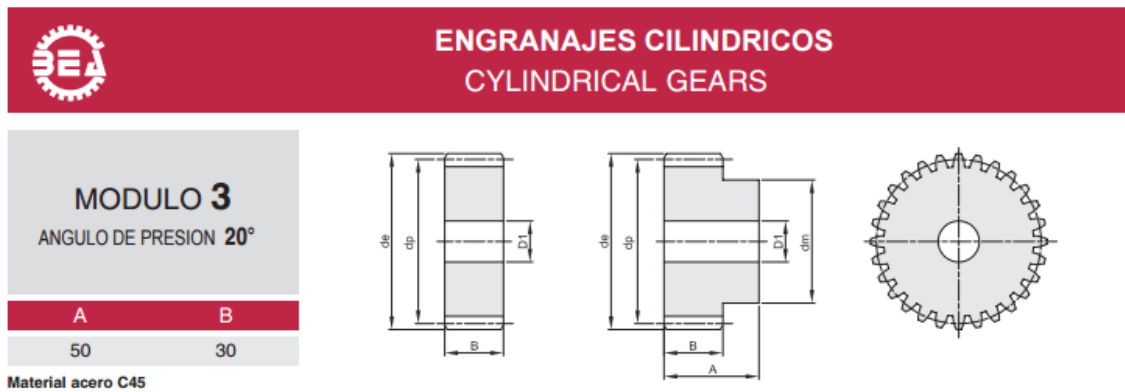
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2900 \text{ rpm}}{700 \text{ rpm}} = 4,143$$

### 1.2. Cálculo de los engranajes

#### 1.2.1. Selección de engranajes

A continuación, se seleccionará un par de engranajes rectos que cumpla con la relación de transmisión deseada de 4,143. Posteriormente, los engranajes se comprobarán en base a los esfuerzos a los que estarán sometidos durante su funcionamiento verificando que son apropiados para esta caja reductora de velocidad.

Se seleccionarán engranajes cilíndricos de dientes rectos del fabricante *Bea Transmission*. Estos serán de módulo 3 con un ángulo de presión de 20° fabricados en acero C45 (F114/AISI 1045) y con un ancho de cara de 30 mm.



**Figura 1. Engranajes cilíndricos de dientes rectos bea transmission. Fuente: [www.beatransmision.com](http://www.beatransmision.com)**

Se parte de la selección del piñón, que irá en el eje de entrada recibiendo la potencia del motor, al que se conectará mediante acoplamientos flexibles.

En este sentido se selecciona el siguiente engranaje para el eje de entrada:

Z	de	dp	dm	D1
24	78	72	50	16

**Figura 2. Especificaciones del piñón seleccionado para el eje de entrada. . Fuente: [www.beatransmision.com](http://www.beatransmision.com)**

A continuación, se aplica la definición de relación de transmisión para obtener el número de dientes necesario para el engranaje que irá en el eje de salida:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow z_2 = i * z_1 = 100 \text{ dientes}$$

Para que se cumpla la reducción deseada, el engrane debe tener 100 dientes. En base a esto, se selecciona el siguiente engranaje para el eje de salida:

Z	de	dp	dm	D1
100	306	300		25

Figura 3. Especificaciones del engrane seleccionado para el eje de entrada. *Bea Transmision. Fuente: www.beatransmision.com*

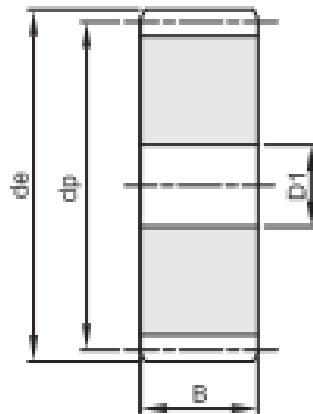


Figura 4. Principales dimensiones de los engranajes seleccionados. *Fuente: www.beatransmision.com*

## 1.2.2. Comprobación de flexión de los engranajes

### 1.2.2.1. Fuerzas que actúan sobre los engranajes

Para comprobar a flexión los engranajes, se calcula el esfuerzo flexionante según la siguiente ecuación:



$$s_t = \frac{W_t * P_d}{F * J} * K_o * K_s * K_m * K_B * K_v$$

Para comprobar a flexión los engranajes, en primer lugar, se calcula el esfuerzo tangencial entre los engranajes según la siguiente ecuación:

Se calcula la fuerza  $W_t$  sobre los dientes de los engranajes:

$$v_t = \frac{\pi * D_p * n_p}{12} = \frac{\pi * \left(\frac{72 \text{ mm}}{25,4}\right) \text{ pulg} * 2900 \text{ rpm}}{12} = 2152,11 \text{ pies/min}$$

$$W_t = 33.000 * \frac{P}{v_t} = 33.000 * \frac{\left(\frac{4.000 \text{ W}}{735,399}\right) \text{ HP}}{2152,11 \text{ pies/min}} = 83,26 \text{ lb}$$

### 1.2.2.2. Esfuerzo flexionante

De la figura 5 se deduce el factor de geometría  $J$  para el piñón y el engrane, a partir del número de dientes del piñón y engrane:

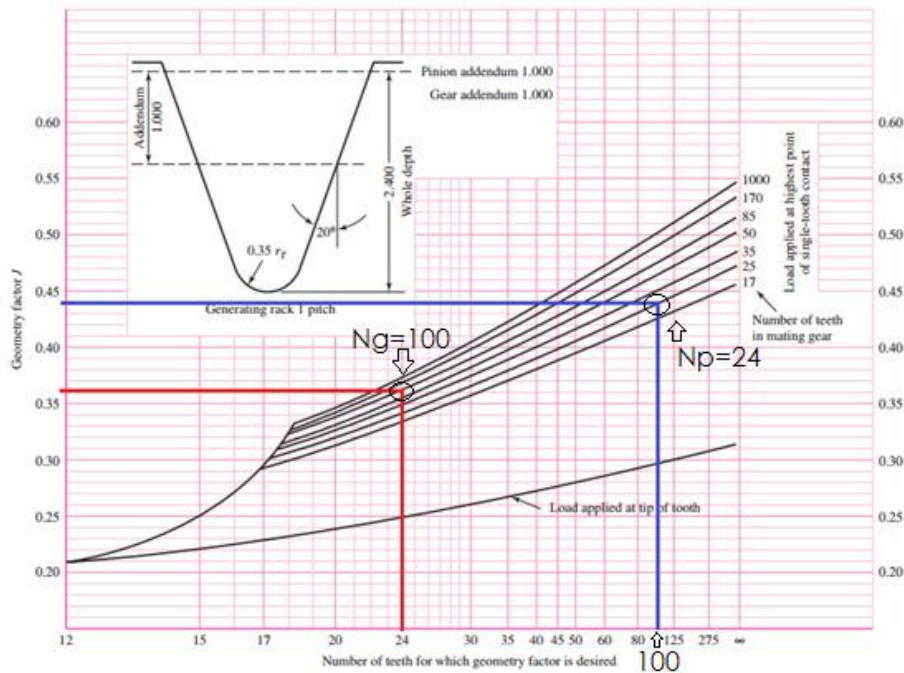


Figura 5. Factor J de geometría. Fuente: Norma AGMA 218.01

$$J_P = 0,36; J_G = 0,44$$

De la figura 6 se obtiene el valor del factor dinámico  $K_v$ , suponiendo un valor de factor de calidad  $Q_v$  la tabla 1 (9.2):

Application	Quality Number	Application	Quality Number
Cement mixer drum drive	3-5	Small power drill	7-9
Cement kiln	5-6	Clothes washing machine	8-10
Steel mill drives	5-6	Printing press	9-11
Corn picker	5-7	Computing mechanism	10-11
Cranes	5-7	Automotive transmission	10-11
Punch press	5-7	Radar antenna drive	10-12
Mining conveyor	5-7	Marine propulsion drive	10-12
Paper-box-making machine	6-8	Aircraft engine drive	10-13
Gas meter mechanism	7-9	Gyroscope	12-14

The recommended quality numbers for machine tool drives are as follows:

Pitch Line Speed	Quality Number
0-800 fpm	1.7 6-8
800-2 000 fpm	10 8-10
2 000-4 000 fpm	20 10-12
Over 4 000 fpm	12-14

Tabla 1. Números de calidad AGMA recomendados. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

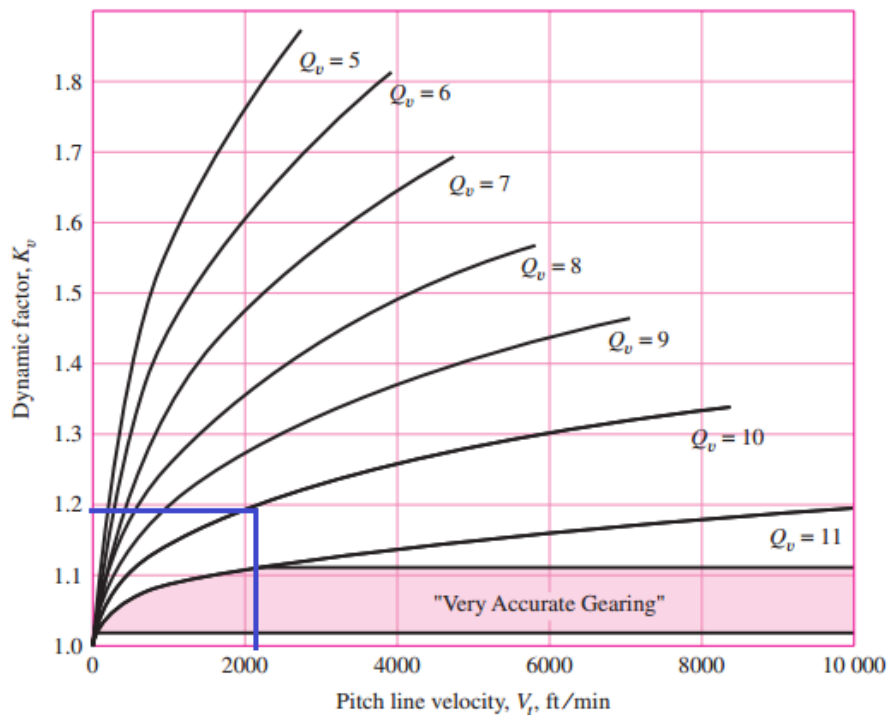


Figura 6. Factor dinámico  $K_v$ . Fuente: Norma AGMA 2001-C95

El número de calidad recomendado se encuentra entre 10 y 12 (2000-4000 fpm). Por lo que se escoge 10 ya que la velocidad de la línea de paso se encuentra más próxima al valor inferior del rango (2152,1 pies/min).

$$Q_v = 10, K_v = 1,19$$

Se obtiene el valor del factor de sobrecarga,  $K_o$  en la tabla 2:

Driven Machine			
Power source	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75
Light shock	1.25	1.50	2.00
Medium shock	1.50	1.75	2.25

Tabla 2. Factores de sobrecarga  $K_0$  sugeridos. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Debido a las posibles aplicaciones consideramos posibilidad de choque moderado, por lo que tratándose de un motor eléctrico constante:

$$K_o = 1,25 \text{ (fuente de potencia uniforme con choque moderado)}$$

De la tabla 3 se obtiene el factor de tamaño  $K_s$ :

Paso diametral, $P_d$	Módulo métrico, $m$	Factor de tamaño, $K_s$
$\geq 5$	$\leq 5$	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Tabla 3. Factores de tamaño  $K_S$  sugerido. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

$$K_S = 1,00$$

Para el cálculo del factor de carga  $K_m$ , empleamos la siguiente ecuación:

$$K_m = 1,00 + C_{pf} + C_{ma}$$

Para unidades comerciales cerradas de engranes, el factor de alineamiento del engrane,  $C_{ma}$  viene dado por la siguiente expresión:

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0158F - 1,093 * 10^{-4}F^2 = 0,146$$

El factor de proporción del piñón  $C_{pf}$ , viene dado por la siguiente expresión para  $1,0 \leq F \leq 15$  (pulg):

$$C_{pf} = \frac{F}{10 * D_p} - 0,0375 + 0,0125F = \frac{30 \text{ mm}}{10 * 72 \text{ mm}} - 0,0375 + \left(0,0125 * \left(30 \frac{\text{mm}}{25,4}\right) \text{ pulg}\right)$$

$$C_{pf} = 0,019$$

Por tanto, obtenemos que:

$$K_m = 1,00 + C_{pf} + C_{ma} = 1,00 + 0,019 + 0,146 = 1,165$$

De la figura 7 se obtiene el valor del factor por espesor de borde  $K_B$ . Por la geometría del diente, se observa que el espesor de orilla  $t_R$ , es mucho mayor que la profundidad total del diente  $h_t$  por lo que la relación de respaldo  $m_b = t_R/h_t$  será mayor de 1,20.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

La profundidad total del diente  $h_t$ , la podemos aproximar a la diferencia entre el diámetro exterior del engrane y el primitivo. El espesor de orilla  $t_b$  se puede aproximar de la misma forma según la geometría de los engranajes elegidos.

Para el piñón:

$$h_t = d_e - d_p = (78 - 72) \text{ mm} = 6 \text{ mm}$$

$$t_b = d_p - h_t - D_1 = (72 - 6 - 16) \text{ mm} = 50 \text{ mm}$$

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{50 \text{ mm}}{6 \text{ mm}} = 8,33 \gg 1,2$$

Para el engrane:

$$h_t = d_e - d_p = (306 - 300) \text{ mm} = 6 \text{ mm}$$

$$t_b = d_p - h_t - D_1 = (300 - 6 - 25) \text{ mm} = 269 \text{ mm}$$

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{269 \text{ mm}}{6 \text{ mm}} = 44,83 \gg 1,2$$

Aunque se trata de un cálculo aproximado por la geometría de los engranajes elegidos, se observa que en este caso, la relación de respaldo es mucho mayor a 1,2. Por ello, se deduce que el valor de  $K_B$  tanto para el piñón como para el engrane es igual a 1,0.

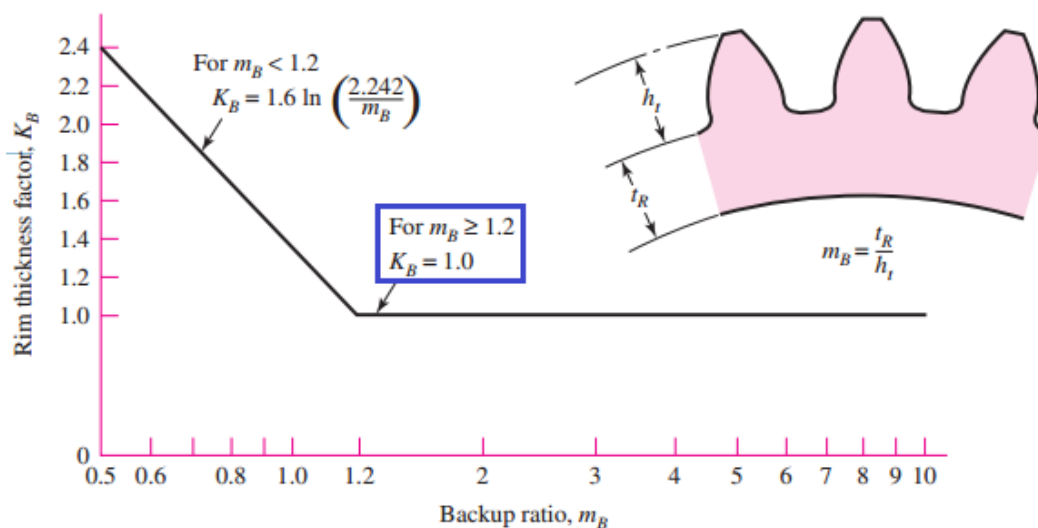


Figura 7. Factor de espesor de borde  $K_B$ . Fuente: Norma AGMA 2001-C95

Tras obtener todos los factores necesarios, se calcula el esfuerzo flexionante del piñón y del engrane:

$$s_{tP} = \frac{W_t * P_d}{F * J} * K_o * K_s * K_m * K_B * K_v =$$

$$= \frac{83,26 \text{ lb} * \left(\frac{1}{3}\right)}{\left(\frac{30 \text{ mm}}{25,4}\right) \text{ pulg} * 0,36} * 1,25 * 1,00 * 1,165 * 1,00 * 1,19 = \mathbf{113,112 \text{ psi}}$$

Puesto que para el engrane solo cambia el factor geométrico, el esfuerzo flexionante para éste será:

$$s_{tG} = \frac{s_{tP} * J_P}{J_G} = \frac{113,112 \text{ psi} * 0,36}{0,44} = 92,55 \text{ psi}$$

### 1.2.2.3. Esfuerzo flexionante ajustado

Este valor debe ser menor que el esfuerzo flexionante admisible del material. Para comprobar que se cumple esto, se calcula un valor de esfuerzo ajustado que se comparará con el admisible del material de los engranes  $s_{at}$ :

$$\frac{K_R * SF}{Y_N} * s_t < s_{at}$$

En primer lugar, se obtiene el valor del número de ciclos de esfuerzo para el piñón y para el engrane en función de la vida de diseño estimada  $L = 20.000\text{h}$ :

$$N_{cP} = 60 * L * n_p * q = 60 * 20.000 \text{ h} * 2900 \text{ rpm} * 1 = 3,48 * 10^9 \text{ ciclos}$$

$$N_{cG} = 60 * L * n_g * q = 60 * 20.000 \text{ h} * 700 \text{ rpm} * 1 = 8,4 * 10^8 \text{ ciclos}$$

Siendo  $q$ , el número de aplicaciones por carga de revolución, que en nuestro caso es 1.

Se deduce el valor del factor por ciclos de esfuerzo  $Y_N$  según la figura 8, en función del número de ciclos de carga  $N_c$ . Para número de ciclos mayor a

$10^7$ , se indica un intervalo mediante un área sombreada. Para aplicaciones generales se usa la línea superior mientras que para aplicaciones críticas se usa la parte inferior de modo que se minimiza picadura y desgaste de los dientes. Tratándose de una aplicación general, obtenemos el valor del factor según la línea superior del intervalo:

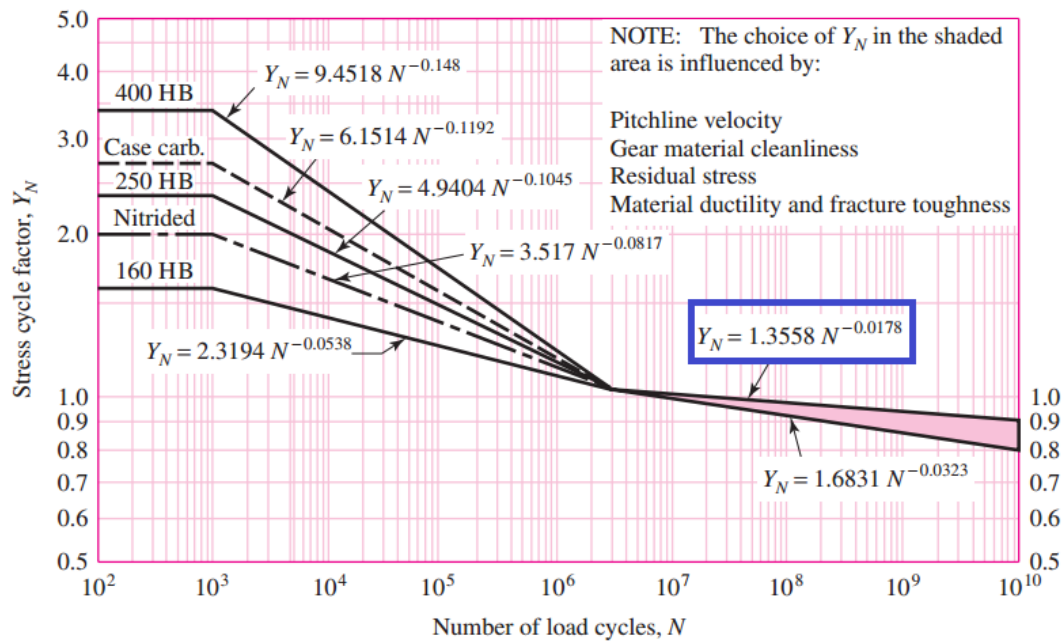


Figura 8. Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo  $Y_N$ . Fuente: Norma AGMA 2001-C95

$$Y_N = 1,3558 * N_C^{-0,0178}$$

$$Y_{NP} = 1,3558 * (3,5 * 10^9 \text{ ciclos})^{-0,0178} = 0,917$$

$$Y_{NG} = 1,3558 * (8,4 * 10^8 \text{ ciclos})^{-0,0178} = 0,94$$

Se obtiene el valor del factor de confiabilidad  $K_R$  en la tabla 4 según una confiabilidad de 0,9999 (menos de una falla en 10.000 h):



Reliability	$K_R (Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

**Tabla 4. Factor de confiabilidad  $K_R$  recomendado. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006**

$$K_R = 1,50$$

Puesto que se han considerado prácticamente la totalidad de los factores para ajustar el esfuerzo flexionante en el diente, consideraremos un factor de seguridad  $SF = 1$ .

A continuación, determinamos el esfuerzo flexionante ajustado:

$$s'_t = \frac{K_R * SF}{Y_N} * s_t < s_{at}$$

$$\frac{K_R * SF}{Y_{NP}} * s_{tP} = \frac{1,50 * 1,00}{0,917} * 113,112 \text{ psi} = \mathbf{185,025 \text{ psi}} < s_{at}$$

$$\frac{K_R * SF}{Y_{NG}} * s_{tG} = \frac{1,50 * 1,00}{0,94} * 92,55 \text{ psi} = 147,686 \text{ psi} < s_{at}$$

#### 1.2.2.4. Comprobación del material de los engranajes a flexión

En la figura 9 se obtiene el esfuerzo flexionante admisible para el acero 1045 de dureza superficial 163 HB, de grado 1:

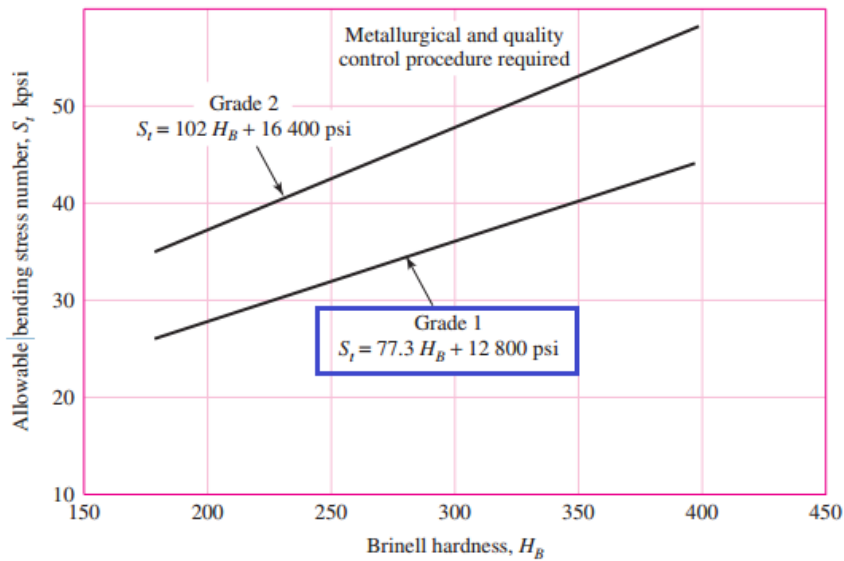


Figura 9. Número de esfuerzo flexionante admisible sat para engranajes de acero templado total. Fuente: Norma AGMA 2001-C95

$$s_{at} = 77,3HB + 12.800 = (77,3 * 163 HB) + 12.800 = 25,39 \text{ ksi} > s'_{tP}, s'_{tG}$$

El valor de esfuerzo flexionante admisible  $s_{at}$  para el acero AISI 1045 es de 25,39 ksi, muy por encima del valor de esfuerzo flexionante ajustado del piñón  $s'_{tP}$  (185,025 psi).

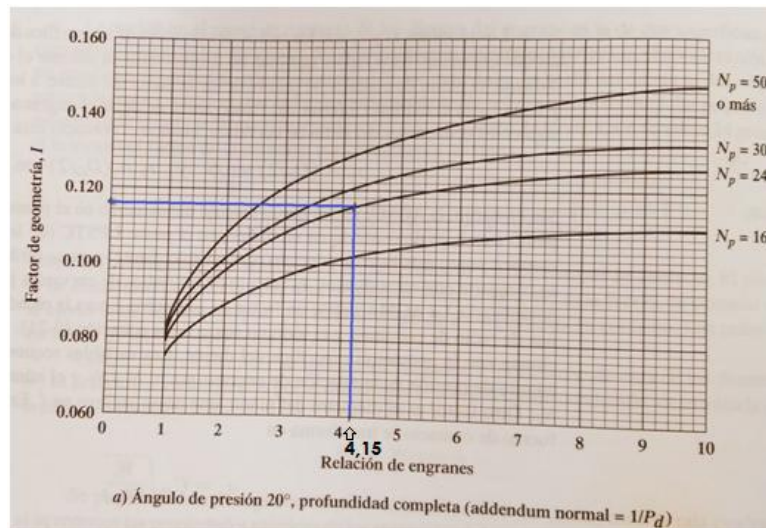
### 1.2.3. Comprobación a picadura de los engranajes

#### 1.2.3.1. Esfuerzo de contacto

Para comprobar los engranajes a picadura, se calcula el esfuerzo de contacto según la siguiente ecuación:

$$s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t * K_0 * K_S * K_m * K_v}{F * D_p * I}}$$

Se obtiene el factor de geometría para la resistencia a la picadura  $I$  en la figura 10 para ángulo de presión  $20^\circ$  en función de la relación de engranes  $i = 4,143$  y el número de dientes del piñón  $n_p = 24$  dientes:



**Figura 10. Factor de geometría  $I$  para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar. Fuente: Norma AGMA 218.01**

$$I = 0,115$$

De la tabla 5 se deduce el valor del coeficiente elástico  $C_p = 2300$ , ya que el material tanto del piñón como del engrane es acero al carbono.

Pinion Material	Pinion Modulus of Elasticity $E_p$ psi (MPa)*	Gear Material and Modulus of Elasticity $E_G$ , lbf/in <sup>2</sup> (MPa)*					
		Steel $30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	Malleable Iron $25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Nodular Iron $24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Cast Iron $22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	Aluminum Bronze $17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	Tin Bronze $16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )
Steel	$30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Malleable iron	$25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Nodular iron	$24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Cast iron	$22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Aluminum bronze	$17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Tin bronze	$16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Poisson's ratio = 0.30.

\*When more exact values for modulus of elasticity are obtained from roller contact tests, they may be used.

Tabla 5. Coeficiente elástico CP. Fuente: Norma AGMA 2001-C95

El resto de coeficientes son ya conocidos por lo que se puede calcular el esfuerzo de contacto entre los engranes:

$$s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t * K_0 * K_s * K_m * K_v}{F * D_p * I}}$$

$$s_c = 2300 \sqrt{\frac{83,26 \text{ lb} * 1,25 * 1,00 * 1,165 * 1,19}{\left(\frac{30\text{mm}}{25,4}\right) \text{ pulg} * \left(\frac{72\text{mm}}{25,4}\right) \text{ pulg} * 0,115}} = 44.524,127 \text{ psi}$$

### 1.2.3.2. Esfuerzo de contacto ajustado

Al igual que con la comprobación a flexión, en base al esfuerzo de contacto obtenido se debe calcular un esfuerzo ajustado para comparar con el esfuerzo de contacto admisible del material. El esfuerzo de contacto ajustado viene dado por la siguiente ecuación:

$$s'_c = \frac{K_R * SF}{Z_N * C_H} * s_c < s_{ac}$$

Se determina el factor por ciclos de esfuerzos en función del número de ciclos de carga en la figura 11. Al igual que en flexión, siendo el número de ciclos superior a  $10^7$ , obtenemos el factor deseado según la línea superior de la zona sombreada:

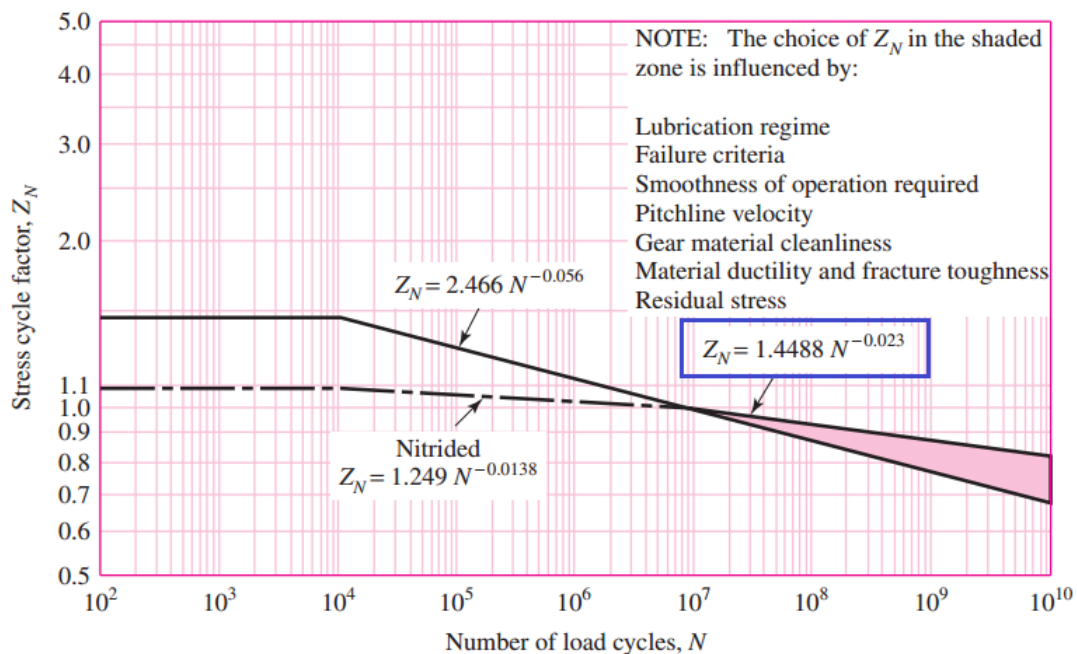


Figura 11. Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo  $Z_N$ . Fuente: Norma AGMA 2001-C95

$$Z_N = 1,4488 * N_C^{-0,023}$$

$$Z_{NP} = 1,4488 * (3,5 * 10^9)^{-0,023} = 0,874$$

$$Z_{NG} = 1,4488 * (8,4 * 10^8)^{-0,023} = 0,903$$

El factor por relación de durezas  $C_H$ , se determina en la figura 12 para el piñón y la figura 13 para el engrane. Teniendo en cuenta que los engranajes son del mismo material con la misma dureza superficial, la relación entre durezas será igual a 1, por lo que según la figura 8,  $C_{HG} = 1$ . Se considera  $C_{HP} = 1$  ya que se desconoce acabado superficial del piñón.

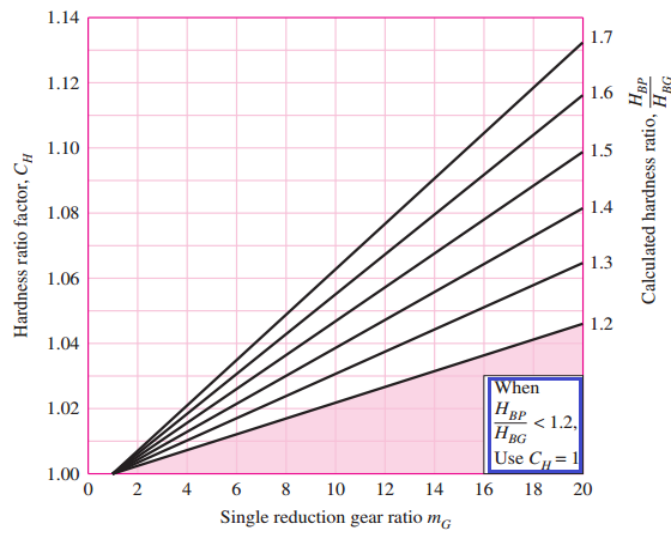


Figura 12. Factor por relación de durezas  $C_H$  para engranes de acero templado total.  
Fuente: Norma AGMA 2001-C95

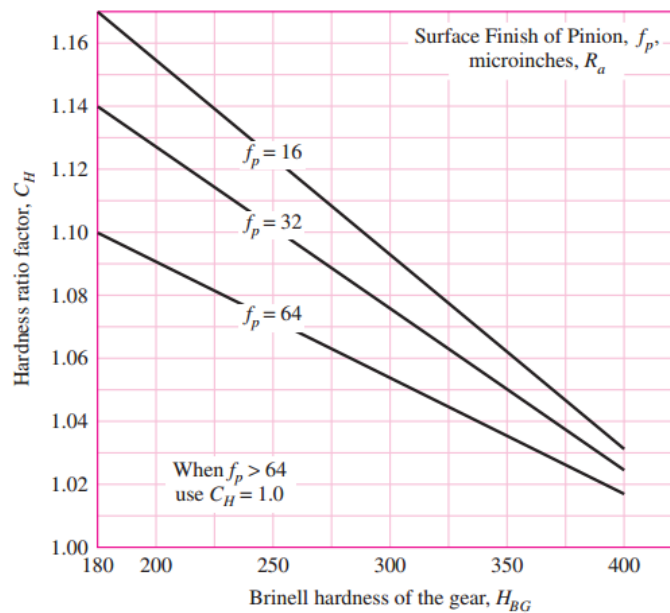


Figura 13. Factor por relación de durezas  $C_H$  para piñones con templado superficial.  
Fuente: Norma AGMA 2001-C95

El resto de coeficientes son ya conocidos por lo que se puede calcular el valor ajustado del esfuerzo de contacto entre engranes:

$$s'_c = \frac{K_R * SF}{Z_N * C_H} * s_c < s_{ac}$$

$$s'_{cP} = \frac{K_R * SF}{Z_{NP} * C_{HP}} * s_c = \frac{1,50 * 1,00}{0,874 * 1,00} * 44.524,127 \text{ psi} = \mathbf{76.414,406 \text{ psi}} < s_{ac}$$

$$s'_{cG} = \frac{K_R * SF}{Z_{NG} * C_{HG}} * s_c = \frac{1,50 * 1,00}{0,903 * 1,00} * 44.524,127 \text{ psi} = 73.960,344 \text{ PSI} < s_{ac}$$

### 1.2.3.3. Comprobación del material de los engranajes ante picadura

En la figura 14 se obtiene el esfuerzo de contacto admisible para el acero 1045 de dureza superficial 163 HB, de grado 1:

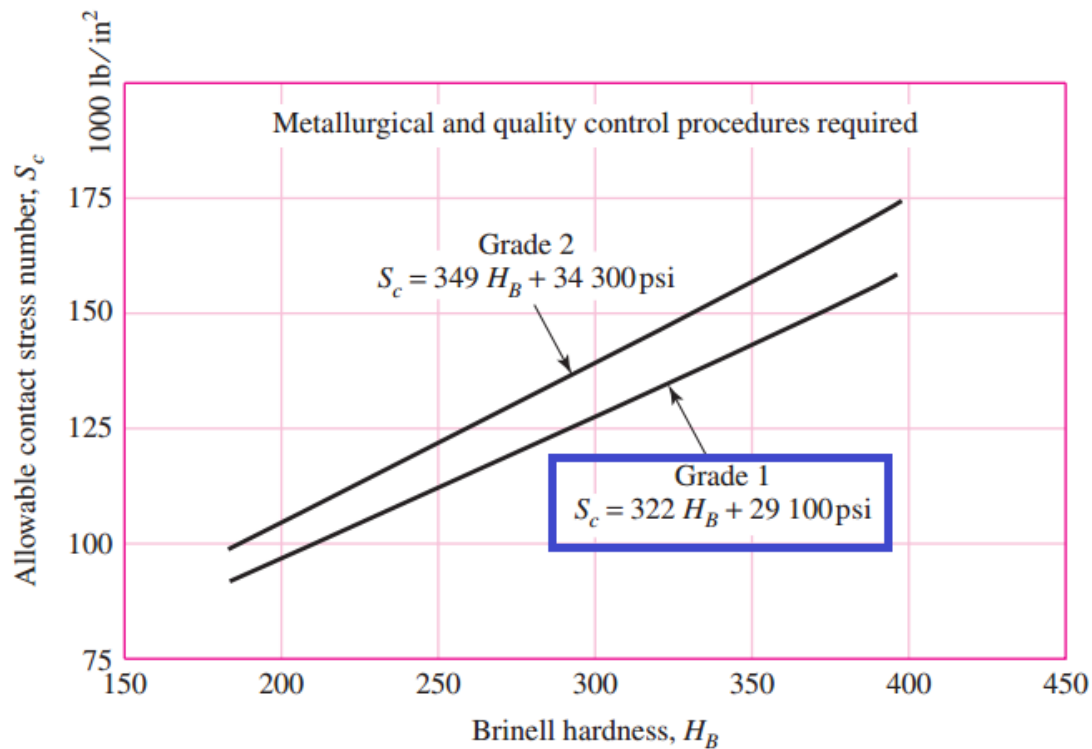


Figura 14. Número de esfuerzo de contacto admisible  $s_{ac}$  para engranajes de acero templado total. Fuente: Norma AGMA 2001-C95

$$s_{ac} = 322HB + 29.100 = (322 * 163 \text{ HB}) + 29.100 = 81,586 \text{ ksi} > s'_{cP}, s'_{cG}$$

El valor de esfuerzo de contacto admisible  $s_{ac}$  para el acero AISI 1045 es de 81.586 psi, valor por encima del esfuerzo de contacto ajustado del piñón  $s'_{cP}$

(76.414,406 psi), por lo que el material del engrane es satisfactorio para los esfuerzos a los que estará sometido tanto para el piñón como para el engrane ante flexión y picadura.

### 1.3. Cálculo de ejes

#### 1.3.1. Par torsional de los ejes de entrada y salida

Para el cálculo de los ejes, se parte de los requisitos de diseño así como de los diámetros internos del par de engranajes que se han seleccionado, 16 y 25 mm, para el piñón y el engrane, respectivamente.

A continuación se calcula la fuerza radial a partir de la tangencial mediante el ángulo de presión de los engranes:

$$W_t = 83,26 \text{ lb} \rightarrow W_r = W_t * \text{tag} \theta = 83,26 \text{ lb} * \text{tag} 20^\circ = 30,30 \text{ lb}$$

Se calcula el par torsional para los ejes de entrada y salida a partir de la potencia y el número de revoluciones de los ejes:

$$T = 63.000 * \frac{P}{n}$$

$$T_{eje 1} = 63.000 * \frac{P}{n_p} = 63.000 * \frac{\left(\frac{4.000 \text{ W}}{735,399}\right) \text{ HP}}{2900 \text{ rpm}} = 117,96 \text{ lb} * \text{pulg}$$

$$T_{eje 2} = 63.000 * \frac{P}{n_g} = 63.000 * \frac{\left(\frac{4.000 \text{ W}}{735,399}\right) \text{ HP}}{700 \text{ rpm}} = 489,53 \text{ lb} * \text{pulg}$$

Se estima una eficiencia en el sistema de un 95%, por lo que se calcula el par torsional real de salida:

$$T_{2Real} = T_2 * \eta = 489,53 \text{ lb} * 0,95 = 465,05 \text{ lb} * \text{pulg}$$



### 1.3.2. Fuerzas y reacciones que actúan sobre los ejes

A partir de la fuerza radial y tangencial, se calculan las reacciones en los apoyos de los ejes (rodamientos). Todos los esfuerzos, salvo el par torsional, son iguales en el eje 1 y en el eje 2:

$$R_y = \frac{W_t}{2 \text{ rodamientos}} = \frac{83,26 \text{ lb}}{2} = 41,63 \text{ lb}$$

$$R_x = \frac{W_r}{2 \text{ rodamientos}} = \frac{30,30 \text{ lb}}{2} = 15,15 \text{ lb}$$

En las figuras 15 y 16 se muestra un esquema de los ejes de entrada y salida con los esfuerzos presentes en el eje y las dimensiones tomadas para el cálculo de los momentos flectores. Se establece la misma distancia entre rodamientos y piñón/engrane, siendo el eje de entrada y el eje de salida semejantes.

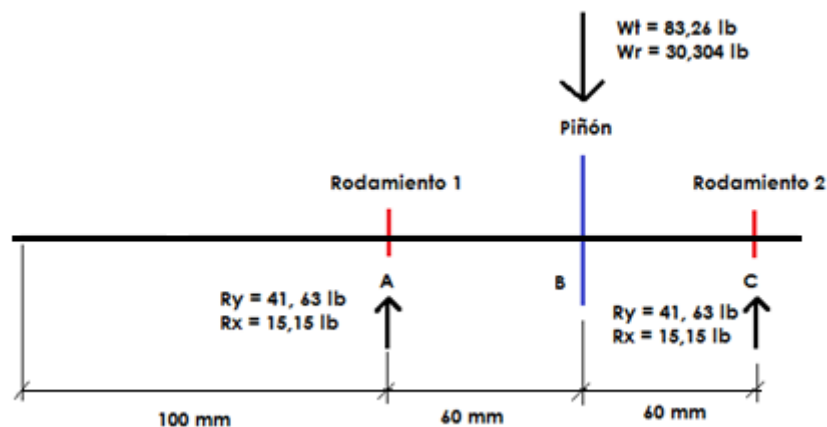


Figura 15. Eje 1 (entrada). Fuente propia

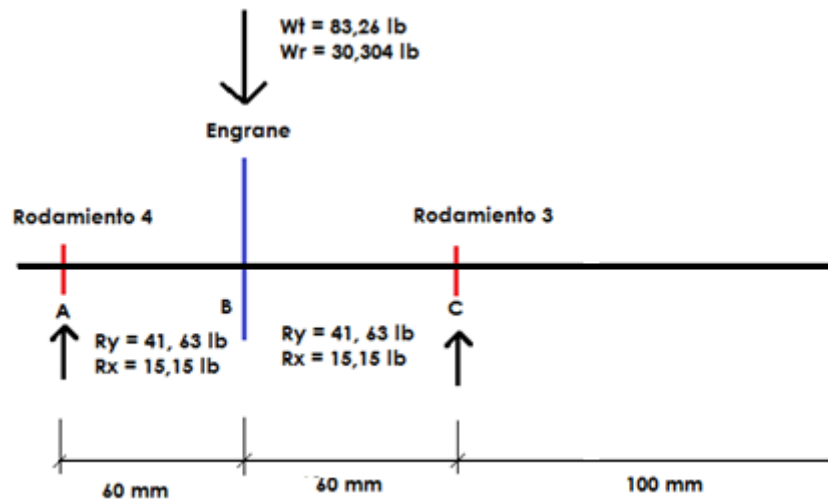


Figura 16. Eje 2 (salida). Fuente propia

### 1.3.3. Momento flector sobre los ejes

Momento flector tangencial (plano vertical):

$$M_A = 0 \text{ lb} * \text{pulg}$$

$$M_B = \left( -41,63 \text{ lb} * \left( \frac{60\text{mm}}{25,4} \right) \text{pulg} \right) = -98,25 \text{ lb} * \text{pulg}$$

$$M_C = \left( -41,63 \text{ lb} * \left( \frac{120\text{mm}}{25,4} \right) \text{pulg} \right) + \left( 83,26 \text{ lb} * \left( \frac{60\text{mm}}{25,4} \right) \text{pulg} \right) = 0 \text{ lb} * \text{pulg}$$

Momento flexionante radial (plano horizontal):

$$M_A = 0 \text{ lb} * \text{pulg}$$

$$M_B = \left( -15,15 \text{ lb} * \left( \frac{60\text{mm}}{25,4} \right) \text{pulg} \right) = -35,75 \text{ lb} * \text{pulg}$$

$$M_C = \left( -15,15 \text{ lb} * \left( \frac{120\text{mm}}{25,4} \right) \text{pulg} \right) + \left( 30,30 \text{ lb} * \left( \frac{60\text{mm}}{25,4} \right) \text{pulg} \right) = 0 \text{ lb} * \text{pulg}$$

En las figuras 17 y 18 se muestran los diagramas de esfuerzo cortante, par torsional y momento flector en los ejes de entrada y salida.

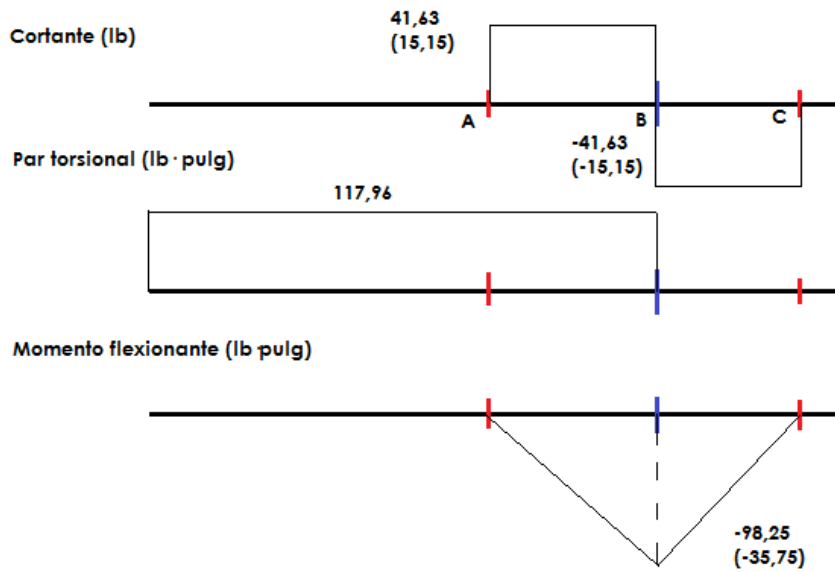


Figura 17. Diagramas de fuerza cortante, par torsional y momento flector en el eje 1.  
Fuente propia

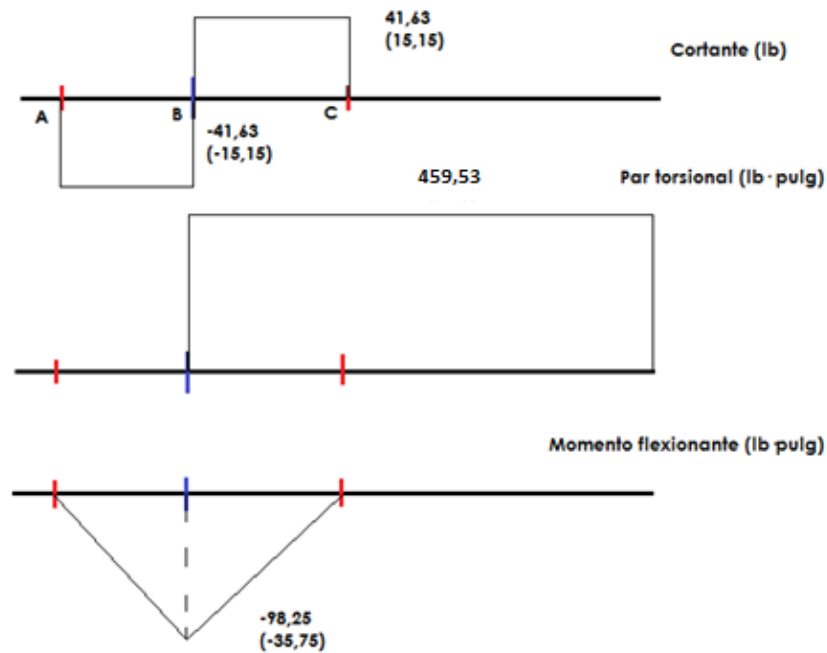


Figura 18. Diagramas de fuerza cortante, par torsional y momento flector en el eje 2.  
Fuente propia

Se observa que el valor del momento flexionante es nulo en los rodamientos y máximo donde se montan los engranes. En este punto, obtenemos el momento flexionante máximo combinando las acciones del plano horizontal y vertical:

$$M_{F_{m\acute{a}x}} = \sqrt{(M_x^2 + M_y^2)} = \sqrt{((98,25 \text{ lb} * \text{pulg})^2 + (35,75 \text{ lb} * \text{pulg})^2)} = 104,55 \text{ lb} * \text{pulg}$$

Del mismo modo, se calcula la fuerza radial equivalente que deben soportar los rodamientos:

$$F_r = \sqrt{(F_x^2 + F_y^2)} = \sqrt{((41,63 \text{ lb})^2 + (15,15 \text{ lb})^2)} = 44,30 \text{ lb}$$

#### 1.3.4. Selección del material para los ejes

Para la selección del material se tendrá en cuenta la aplicación destinada para la reductora así como la geometría propuesta del eje. En este sentido, se necesitará una serie de aceros al carbono de alta maquinabilidad debido a que el eje tendrá diversos cambios de sección así como ranuras para anillos de retención, cuñeros,... Asimismo, se requiere un acero con alta resistencia, buena ductilidad y resistencia a la fatiga, condiciones que cumplen aceros con contenido medio de carbono.

Bajo estos criterios, se selecciona al acero AISI 1137 OQT 400, con un contenido de carbón entre 0,32 y 0,39%. Este acero presenta las siguientes propiedades:

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Laminado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Estirado en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Laminado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Estirado en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Laminado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Estirado en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277

Figura 19. Propiedades de diseño para aceros al carbón y aleados. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Resistencia a la tensión:  $s_u = 157 \text{ ksi}$

Resistencia a fluencia:  $s_y = 136 \text{ ksi}$

Ductilidad (% elongación) = 5 %

Dureza Brinell = 352 HB

#### 1.3.4.1. Resistencia a la fatiga del material de los ejes

Se obtiene la resistencia a fatiga  $s_n$  según la figura 20 en función de la resistencia a la tensión  $s_u$ , para acero maquinado o estirado en frío:

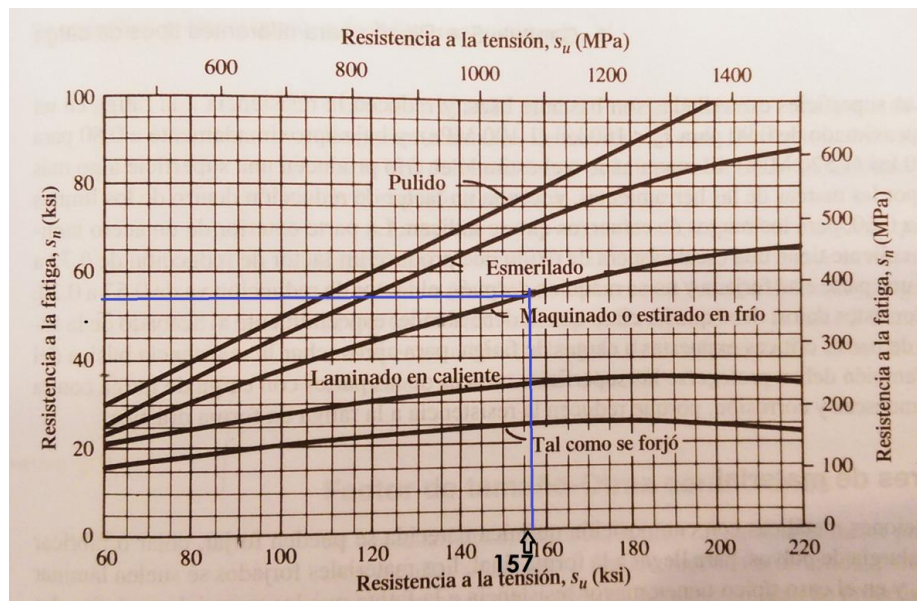


Figura 20. Resistencia a la fatiga  $s_n$  en función de la resistencia a la tensión. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

$$s_n = 54 \text{ ksi}$$

### 1.3.4.2. Resistencia a la fatiga corregida del material de los ejes

Se calcula la resistencia a fatiga modificada  $s'_n$ :

$$s'_n = s_n * C_S * C_R$$

El factor de tamaño  $C_S$  se aproxima según la siguiente expresión para una estimación de diámetro del eje de 20 mm en el intervalo  $7,62 \text{ mm} < D < 50 \text{ mm}$ :

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para $D$ en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para $D$ en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

**Tabla 6. Aproximación para factor de tamaño  $C_S$ . Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006**

$$C_S = \left(\frac{D}{7.62}\right)^{-0.11} = 0,90$$

El factor de confiabilidad se aproxima a  $C_R = 0,75$  para una confiabilidad de 0,999.

Factores de confiabilidad aproximados $C_R$	
Confiabilidad deseada $C_R$	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

**Tabla 7. Factores de confiabilidad  $C_R$  aproximados. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006**

Por tanto:

$$s'_n = s_n * C_S * C_R = 54 \text{ ksi} * 0,90 * 0,75 = 36,45 \text{ ksi}$$

### 1.3.5. Diámetros mínimos para las diferentes secciones de los ejes

A continuación se procede al cálculo de los diámetros mínimos admisibles para cada sección de los ejes. Este valor se estima con las

siguientes ecuaciones para combinación de momento flector y torsor o, para una sección en la que solo haya esfuerzos cortantes.

Para combinación de momento flector M y torsor T:

$$D = \left[ \frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left( \left( \frac{k_t * M}{s'_n} \right)^2 + 3/4 \left( \frac{T}{s_y} \right)^2 \right)} \right]^{1/3}$$

Para esfuerzo cortante V como única carga presente:

$$D = \sqrt{\frac{2,94 * k_t * V * N}{s'_n}}$$

El factor de diseño  $N$  se estima entre 2 y 2,5 para diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas. En este caso, las cargas que soportará el eje son conocidas para lo que se establece un factor de diseño en el extremo más conservador del rango tal que  $N = 2,5$  ante la posibilidad de presencia de pequeñas cargas inesperadas debido a choques en el eje impulsor de la máquina a la que irá destinado el reductor.

El factor de concentración de esfuerzos  $k_t$  varía en función de las discontinuidades geométricas que se encuentren a lo largo del eje como cuñeros, ranuras, escalones,... Para los ejes que se montarán, se tendrán en cuenta factor de concentración de esfuerzos por cuñero de trineo en el eje desde el acoplamiento ( $k_t = 1,60$ ), por cuñero para los engranajes ( $k_t = 2,0$ ), por chaflán agudo en los escalones ( $k_t = 2,50$ ) y por las ranuras para los anillos de retención ( $k_t = 3,0$ ).

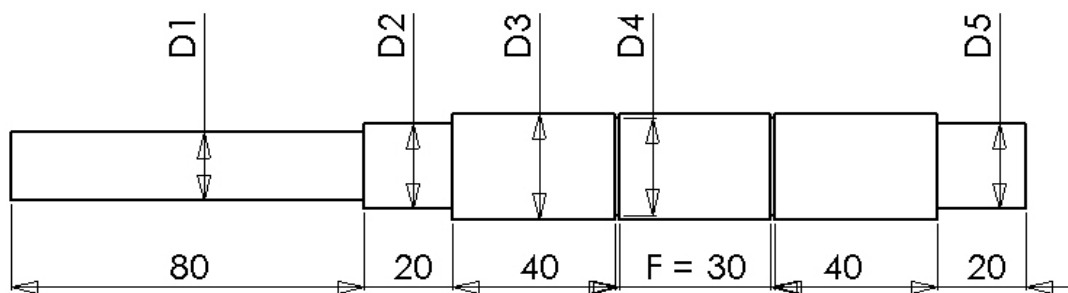
Para el cálculo de los diámetros de los ejes, se establece un diseño preliminar del eje para fijar los diferentes escalonamientos a lo largo de éste. Para ello, se han tenido en cuenta varios factores.

En primer lugar, los rodamientos. Estos elementos se montarán con un escalón de apoyo a uno de sus lados, que posteriormente se comprobará que



son de la dimensión adecuada para el rodamiento. Además, se establece un diámetro de asiento del rodamiento superior al diámetro del eje desde el acoplamiento para facilitar el deslizamiento del rodamiento hasta su posición para su posterior prensado. Habrá que tener en cuenta también, que en uno de los rodamientos se debe mantener una holgura axial con respecto a la caja para evitar aparición de cargas axiales adicionales.

Para no crear más variaciones de diámetro, se aprovechará el escalón para los rodamientos de forma que el diámetro del escalón coincida con el interno del piñón o engrane, permitiendo además, el desmontaje de este elemento por cualquier lado del eje. Los engranajes se fijarán con una chaveta y dos anillos de retención.



**Figura 21. Configuración geométrica preliminar de los ejes. Dimensiones en mm. Fuente propia**

En la figura se observa la configuración preliminar de los ejes teniendo en cuenta que ambos ejes son idénticos geoméricamente salvo el diámetro de las diferentes secciones. A continuación se muestra una tabla resumen con los cálculos de los diferentes diámetros del eje en función de los esfuerzos a los que está sometida cada sección según las ecuaciones anteriormente descritas:

Sección	D1	D2	D3	D4	D5
<b>Componente</b>	Acoplamiento	Rodamiento 1	Engrane	Ranura a anillo	Rodamiento 2
<b>T (lb-pulg)</b>	117,96	117,96	117,96	117,96	0
<b>M<sub>x</sub> (lb-pulg)</b>	0	0	-35,75	-35,75	0
<b>M<sub>y</sub> (lb-pulg)</b>	0	0	-98,25	-98,25	0
<b>V<sub>x</sub> (lb)</b>	0	15,15	15,15	15,15	-15,15
<b>V<sub>y</sub> (lb)</b>	0	41,63	41,63	41,63	-41,63
<b>K<sub>t</sub></b>	1,6	2,5	2	3	2
<b>Diámetro mínimo (pulg)</b>	0,27	0,27	0,53	0,60	0,13
<b>Diámetro mínimo (mm)</b>	6,79	6,79	13,41	15,33	3,39

Tabla 8. Resumen de cálculos de diámetros mínimos del eje de entrada. Fuente propia

Sección	D1	D2	D3	D4	D5
<b>Componente</b>	Acoplamiento	Rodamiento 1	Engrane	Ranura a anillo	Rodamiento 2
<b>T (lb-pulg)</b>	459,35	459,35	459,35	459,35	0
<b>M<sub>x</sub> (lb-pulg)</b>	0	0	-35,75	-35,75	0
<b>M<sub>y</sub> (lb-pulg)</b>	0	0	-98,25	-98,25	0
<b>V<sub>x</sub> (lb)</b>	0	15,15	15,15	15,15	-15,15
<b>V<sub>y</sub> (lb)</b>	0	41,63	41,63	41,63	-41,63
<b>K<sub>t</sub></b>	1,6	2,5	2	3	2
<b>Diámetro mínimo (pulg)</b>	0,42	0,42	0,55	0,61	0,13
<b>Diámetro mínimo (mm)</b>	10,69	10,69	13,90	15,59	3,39

Tabla 9. Resumen de cálculos de diámetros mínimos del eje de salida. Fuente propia

## 1.4. Selección de rodamientos

### 1.4.1. Capacidad de carga dinámica básica mínima necesaria

Para seleccionar los rodamientos adecuados, se tiene en cuenta la carga de diseño que será igual a la carga radial presente sobre cada rodamiento que, en este caso, es igual para los 4 rodamientos y que se calculó anteriormente:

$$F_r = 44,30 \text{ lb}$$

Otro de los factores a tener en cuenta es la duración de diseño de los rodamientos,  $L_d$ , que dependerá de la velocidad de giro de cada eje así como de la duración de diseño,  $L$ , que hemos estimado en 20.000 horas. Por tanto, el número de revoluciones esperado por cada rodamiento vendrá dado por la siguiente ecuación:

$$L_d = L * n$$

Teniendo en cuenta que el eje de entrada gira a 2900 rpm y el eje de salida a 700 rpm, tendremos una duración de diseño diferente para cada par de rodamientos de cada eje:

$$L_{d_{eje 1}} = 20.000 \text{ h} * 2900 \text{ rpm} * 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 3,48 * 10^9 \text{ revoluciones}$$

$$L_{d_{eje 2}} = 20.000 \text{ h} * 700 \text{ rpm} * 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 8,4 * 10^8 \text{ revoluciones}$$

A continuación se calcula de la carga dinámica mínima para cada uno de los rodamientos. Este valor se obtiene del producto de fuerza radial y la duración de diseño del rodamiento, si bien esta última se divide entre el  $10^6$  ya que es el número de revoluciones en los que se basan los datos de carga dinámica de los catálogos de los fabricantes. Por tanto, la carga dinámica viene dada por la siguiente expresión:

$$C = P_d * \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}}$$

Teniendo en cuenta que  $k=3$  para rodamientos de bolas, se calculan las capacidades de carga dinámicas para los rodamientos de cada eje:

$$C_{eje 1} = 44,30 \text{ lb} * \left(\frac{3,48 * 10^9 \text{ rev}}{10^6 \text{ rev}}\right)^{\frac{1}{3}} = 671,32 \text{ lb}$$

$$C_{eje 2} = 44,30 \text{ lb} * \left(\frac{8,40 * 10^8 \text{ rev}}{10^6 \text{ rev}}\right)^{\frac{1}{3}} = 417,98 \text{ lb}$$

#### 1.4.2. Selección de rodamientos comerciales

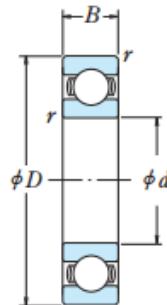
Para seleccionar los rodamientos se tendrán en cuenta varios factores. En primer lugar, el diámetro mínimo de la sección de asiento de rodamiento en el eje, calculado anteriormente; en segundo lugar, la carga dinámica mínima para cada rodamiento; y por último, el diámetro del escalón que servirá como apoyo para los rodamientos. En este sentido, el escalón de apoyo de los rodamientos será el diámetro máximo del eje, que será donde asiente el piñón o engrane de diámetro interno 16 y 25 mm, respectivamente. Por ello, el diámetro escogido debe ser menor a este. Tras la selección, se deberá comprobar que la dimensión de los escalones entra dentro de los límites permisibles para el correcto funcionamiento de los rodamientos.

Además de estos factores, se tendrá en cuenta la velocidad límite de giro especificada por el fabricante.

Se especifican rodamientos de bolas de ranura profunda de una sola hilera del fabricante NSK. Teniendo en cuenta estos factores, para los rodamientos 1 y 2 (eje de entrada) se especifica el rodamiento NSK número

6201 cuya capacidad de carga dinámica básica es de 1180 lb (6.800 N), con diámetro interno de 12 mm y ancho de 10 mm.

Para los rodamientos 3 y 4 (eje de salida), se especifica el rodamiento 6204 cuya capacidad de carga dinámica básica es de 2210 lb (9.800 N). El factor determinante para esta elección ha sido la dimensión del diámetro interno, de 20 mm, acorde con el interno del engrane, de 25 mm. El ancho es de 14 mm.



Dimensiones (mm)	Índices de Carga Básica (N)				Factor		Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento						
	d	D	B	r mín.	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	f <sub>0</sub>	Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado	
										Z - ZZ	DU	Z	Z			
10	19	5	0.3		1 720	840	175	86	14.8	34 000	24 000	40 000	6800	ZZ	VV	DD
	22	6	0.3		2 700	1 270	275	129	14.0	32 000	22 000	38 000	6900	ZZ	VV	DD
	26	8	0.3		4 550	1 970	465	201	12.4	30 000	22 000	36 000	6000	ZZ	VV	DDU
	30	9	0.6		5 100	2 390	520	244	13.2	24 000	18 000	30 000	6200	ZZ	VV	DDU
	35	11	0.6		8 100	3 450	825	350	11.2	22 000	17 000	26 000	6300	ZZ	VV	DDU
12	21	5	0.3		1 920	1 040	195	106	15.3	32 000	20 000	38 000	6801	ZZ	VV	DD
	24	6	0.3		2 890	1 460	295	149	14.5	30 000	20 000	36 000	6901	ZZ	VV	DD
	28	7	0.3		5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	—	32 000	16001	—	—	—
	28	8	0.3		5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV	DDU
	32	10	0.6		6 800	3 050	695	310	12.3	22 000	17 000	28 000	6201	ZZ	VV	DDU
15	37	12	1		9 700	4 200	990	425	11.1	20 000	16 000	24 000	6301	ZZ	VV	DDU
	24	5	0.3		2 070	1 260	212	128	15.8	28 000	17 000	34 000	6802	ZZ	VV	DD
	28	7	0.3		4 350	2 260	440	230	14.3	26 000	17 000	30 000	6902	ZZ	VV	DD
	32	8	0.3		5 600	2 830	570	289	13.9	24 000	—	28 000	16002	—	—	—
	32	9	0.3		5 600	2 830	570	289	13.9	24 000	15 000	28 000	6002	ZZ	VV	DDU
17	35	11	0.6		7 650	3 750	780	380	13.2	20 000	14 000	24 000	6202	ZZ	VV	DDU
	42	13	1		11 400	5 450	1 170	555	12.3	17 000	13 000	20 000	6302	ZZ	VV	DDU
	26	5	0.3		2 630	1 570	268	160	15.7	26 000	15 000	30 000	6803	ZZ	VV	DD
	30	7	0.3		4 600	2 550	470	260	14.7	24 000	15 000	28 000	6903	ZZ	VV	DDU
	35	8	0.3		6 000	3 250	610	330	14.4	22 000	—	26 000	16003	—	—	—
20	35	10	0.3		6 000	3 250	610	330	14.4	22 000	13 000	26 000	6003	ZZ	VV	DDU
	40	12	0.6		9 550	4 800	975	490	13.2	17 000	12 000	20 000	6203	ZZ	VV	DDU
	47	14	1		13 600	6 650	1 390	675	12.4	15 000	11 000	18 000	6303	ZZ	VV	DDU
	32	7	0.3		4 000	2 470	410	252	15.5	22 000	13 000	26 000	6804	ZZ	VV	DD
	37	9	0.3		6 400	3 700	650	375	14.7	19 000	12 000	22 000	6904	ZZ	VV	DDU
20	42	8	0.3		7 900	4 450	810	455	14.5	18 000	—	20 000	16004	—	—	—
	42	12	0.6		9 400	5 000	955	510	13.8	18 000	11 000	20 000	6004	ZZ	VV	DDU
	47	14	1		12 800	6 600	1 300	670	13.1	15 000	11 000	18 000	6204	ZZ	VV	DDU
52	15	1.1		15 900	7 900	1 620	805	12.4	14 000	10 000	17 000	6304	ZZ	VV	DDU	

Figura 22. Catálogo de rodamientos seleccionados. Fuente: [www.NSKamericas.com](http://www.NSKamericas.com)  
Rodamientos LR

### 1.4.3. Diámetros del escalón en el eje y en la carcasa

Los diámetros mínimos de escalón en el eje y en la caja vienen especificados por el fabricante de modo que se asegura el correcto asiento lateral del rodamiento pero sin llegar a tocar las pistas exterior e interior.

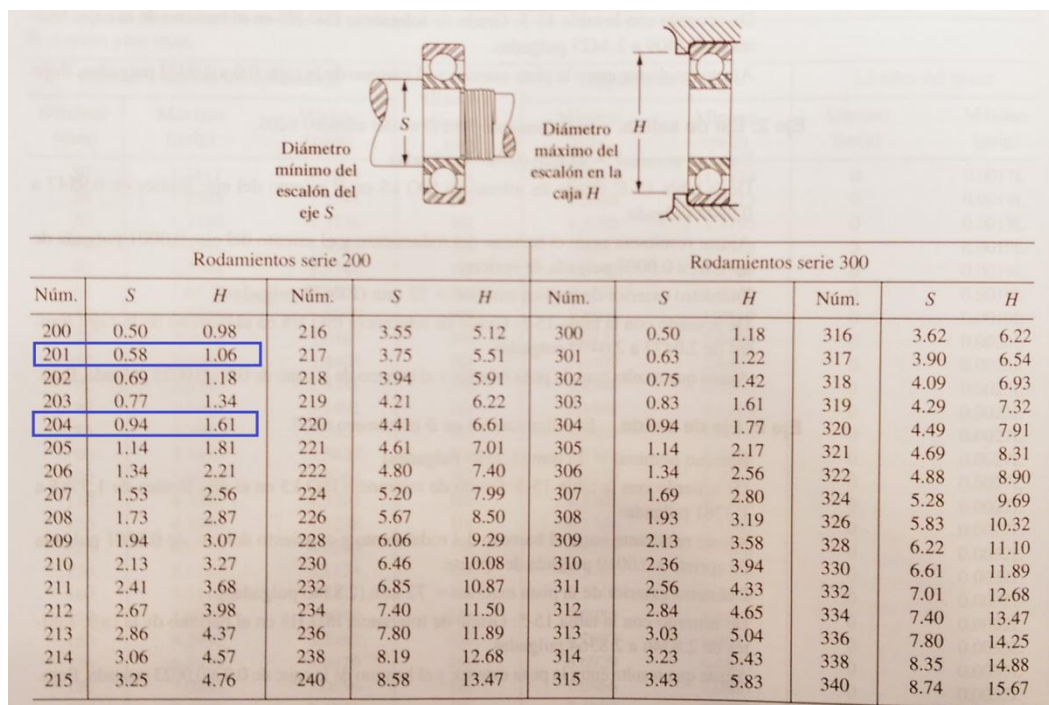


Figura 23. Diámetros de escalón en el eje y en la caja rodamientos NSK. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Para los rodamientos 6201, el diámetro mínimo necesario del escalón en el eje, S, es de 0,58 pulgadas, 14,73 mm. El fabricante especifica que el diámetro máximo no deberá ser mayor que el diámetro medio del rodamiento a la mitad de las bolas. Esta dimensión la podemos aproximar geoméricamente como:

$$D_m = d + \left(\frac{D - d}{2}\right) = 12 \text{ mm} + \left(\frac{32 - 12}{2}\right) \text{ mm} = 22 \text{ mm}$$

El escalón especificado para los rodamientos del eje de entrada es de 16 mm (diámetro interno del piñón) por lo que se encuentra dentro de los límites admisibles por el rodamiento 6201.

Para los rodamientos 6204, el diámetro mínimo necesario, S, es de 0,94 pulgadas, 23,87 mm. El diámetro máximo admisible lo aproximaremos del mismo modo que el anterior:

$$D_m = d + \left(\frac{D - d}{2}\right) = 20 \text{ mm} + \left(\frac{47 - 20}{2}\right) \text{ mm} = 33,5 \text{ mm}$$

En este caso, para los rodamientos del eje de salida, el escalón tiene el diámetro interno del engrane, 25 mm, por lo que también se encuentra dentro de los límites.

	Eje 1	Eje 2
<b>Núm. rodamiento</b>	6201	6204
<b>Diámetro interior (mm)</b>	12	20
<b>Diámetro exterior (mm)</b>	32	47
<b>Diámetro medio (mm)</b>	22	33,5
<b>Escalón mínimo (mm)</b>	14,73	23,87
<b>Escalón especificado (mm)</b>	16	25

*Tabla 10. Resumen de diámetros de escalón en los ejes para rodamientos. Fuente propia*

Del mismo modo, para los rodamientos 6201, el diámetro máximo del escalón en la carcasa para permitir el correcto funcionamiento de los rodamientos, H, debe ser de 1,06 pulgadas, 26,92 mm. Para los rodamientos 6204, el diámetro máximo será de 1,61 pulgadas, 40,89 mm.

En este caso, el fabricante especifica que el diámetro mínimo debe ser mayor al diámetro medio del rodamiento, a mitad de las bolas. Por lo tanto, el

diámetro del escalón en la carcasa debe encontrarse entre el diámetro medio del rodamiento y el escalón máximo especificado por el fabricante.

Conociendo los diámetros medios, aproximados anteriormente, se especifica el escalón para los rodamientos en la carcasa.

	Eje 1	Eje 2
<b>Núm. rodamiento</b>	6201	6204
<b>Diámetro interior (mm)</b>	12	20
<b>Diámetro exterior (mm)</b>	32	47
<b>Diámetro medio (mm)</b>	22	33,5
<b>Escalón máximo (mm)</b>	26,93	40,89
<b>Escalón especificado (mm)</b>	26	40

*Tabla 11. Resumen de diámetros de escalón en la carcasa para rodamientos. Fuente propia*

En el montaje de los rodamientos en la carcasa, se debe respetar una holgura en uno de los dos rodamientos en cada eje. Esto es así puesto que debe permitirse un pequeño desplazamiento axial debido a la dilatación de los materiales por la temperatura en funcionamiento. Si ambos rodamientos se fijaran completamente, se generarían cargas axiales sobre los rodamientos, lo que puede afectar al funcionamiento del mecanismo y a la vida de sus componentes.

## 1.5. Selección de acoplamientos flexibles

A continuación se especifican los acoplamientos flexibles que se emplearán para la conexión del eje motor con el eje de entrada y el eje de salida con el eje impulsor. El uso de acoplamientos flexibles permite la



transmisión del par torsional posibilitando desviaciones axiales, angulares y radiales.

Se especificarán acoplamientos flexibles de la serie LF LOVEJOY, los cuales son ideales para motores eléctricos y construcción de máquinas debido a que absorben vibraciones, choques y sacudidas bruscas.

Esta serie de acoplamientos permiten diferencia en los diámetros de cada mitad del acoplamiento. La conexión eje motor – eje de entrada estará pensada para una gran diferencia diametral ya que el eje de entrada tiene un tamaño muy reducido a la entrada del reductor (menor a 12mm, diámetro de asiento del rodamiento). Por ello, se ha de pensar en un tamaño de acoplamiento que permita diferencias considerables entre un lado y otro del acoplamiento. El diámetro del eje de salida desde el rodamiento 4 hasta el acoplamiento deberá ser menor a 20 mm, diámetro interior del rodamiento para dicho eje.

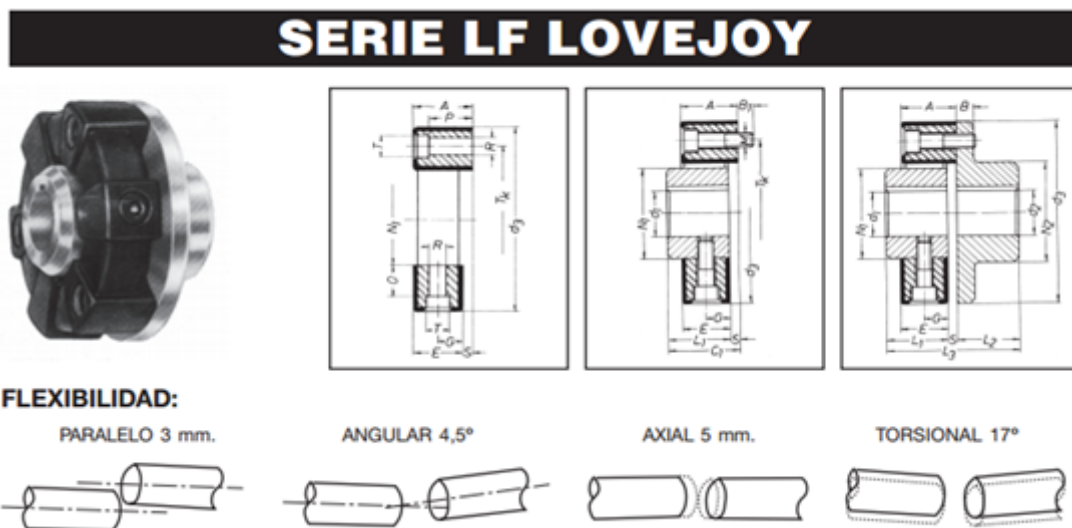


Figura 24. Acoplamientos flexibles serie LF LOVEJOY. Fuente: [www.lindis.com/Acoplamientos\\_ESP](http://www.lindis.com/Acoplamientos_ESP)

Para la selección del acoplamiento adecuado, se tendrá en cuenta el par torsional al que estará sometido así como el número de revoluciones. A continuación se muestra una tabla resumen con los acoplamientos seleccionados:

	Par torsional (lb-pulg)	Par torsional (N-m)	Número de revoluciones (rpm)	Acoplamientos
Eje motor – Eje 1	117,96	13,33	2900	LF Tipo 2
Eje 2 – Eje impulsor	459,53	51,90	700	LF Tipo 8

Tabla 12. Selección de acoplamientos flexibles. Fuente propia

**DIMENSIONES**

Tipo	d1		d2		d3	A	B	B1	C1	E	G	L1	L2	L3	M	N1	N2	S	T
	min.	máx.	min.	máx.															
1	8	19	8	25	56	24	7	7	26	22	11	24	24	50	M6	30	36	2	10
2	10	28	12	38	85	24	8	8	32	20	10	28	28	60	M8	40	55	4	14
4	12	30	15	45	100	28	8	8	34	24	12	30	30	64	M8	45	65	4	14
8	12	38	18	55	120	32	10	10	46	28	14	42	42	88	M10	60	80	4	17
16	15	48	20	70	150	42	12	12	56	36	18	50	50	106	M12	70	100	6	19
22	15	48	20	70	150	42	12	12	56	36	18	50	50	106	M12	70	100	6	19
25	15	55	20	85	170	46	14	14	61	40	20	55	55	116	M14	85	115	6	22
28	15	55	20	85	170	46	14	14	61	40	20	55	55	116	M14	85	115	6	22
30	20	65	25	100	200	58	16	16	74	50	25	66	66	140	M16	100	140	8	25
50	20	65	25	100	200	58	16	16	74	50	25	66	66	140	M16	100	140	8	25
90	30	85	30	110	260	70	19	20	88	62	31	80	80	168	M20	125	160	8	32
140	30	85	30	110	260	70	19	20	88	62	31	80	80	168	M20	125	160	8	32
250	40	115	40	130	340	85	19	20	108	77	54,5	100	100	208	M20	160	195	8	32
400	40	120	40	140	370	105	25	28	135	95	66,5	125	125	260	M24	170	200	10	45

Se dispone de tipos intermedios (Consultar).

**CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS**

Tipo			1	2	4	8	16	22	25	28	30	50	90	140	250	400
Descripción	Símbolo	Unidad														
1 Par Nominal	TKN	Nm	10	20	50	100	200	275	315	420	500	700	1100	1700	3000	5000
2 Par Máximo	TKmáx	Nm	25	60	120	280	560	750	875	1200	1400	2100	3150	4900	8750	12500
3 Ángulo de torsión	N máx.	grad. grad.	6	6	5	5	5	3	5	3	5	3	5	3	3	3
			17	17	12	14	14	7,5	14	7,5	14	7,5	14	7,5	7,5	7,5
4 Velocidad máxima	n máx.	g/min.	10000	8000	7000	6500	6000	6000	5000	5000	4000	4000	3600	3600	3000	2500

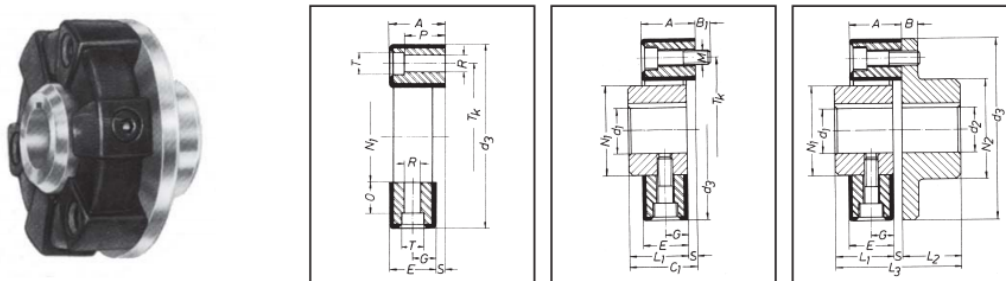
Figura 25. Acoplamientos flexibles serie LF LOVEJOY. Dimensiones y características. Fuente: [www.lindis.com/Acoplamientos\\_ESP](http://www.lindis.com/Acoplamientos_ESP)

Se observa que los acoplamientos seleccionados cumplen con los requisitos de diseño. Para la conexión eje motor – eje de entrada, se ha

seleccionado el acoplamiento flexible tipo 2 debido al rango de diámetros permitidos de forma que se permite conectar un diámetro mínimo de 10 mm con uno máximo de 38 mm. Para la conexión eje 2 – eje impulsor, el acoplamiento se ha seleccionado en base al par torsional que es mayor en el eje de salida debido a la reducción ya que éste es inversamente proporcional al número de revoluciones del eje, teniendo en cuenta también, el rango de diámetros permitidos.

Puesto que la unión de los acoplamientos con los ejes es mediante tornillos prisioneros, se mecaniza una superficie en los ejes a 120°, para facilitar el apoyo de los 3 tornillos al eje y asegurar el correcto funcionamiento.

Se comprueban las dimensiones de los acoplamientos para conocer la distancia de introducción del eje al acoplamiento, así como la situación de los tornillos prisioneros y su diámetro para mecanizar el apoyo en el eje.



El acoplamiento LF actúa como amortiguador de sobrecargas y vibraciones.

**DIMENSIONES**

Tipo	d1		d2		d3	A	B	B1	C1	E	G	L1	L2	L3	M	N1	N2	S	T
	min.	máx.	min.	máx.															
1	8	19	8	25	56	24	7	7	26	22	11	24	24	50	M6	30	36	2	10
2	10	28	12	38	85	24	8	8	32	20	10	28	28	60	M8	40	55	4	14
4	12	30	15	45	100	28	8	8	34	24	12	30	30	64	M8	45	65	4	14
8	12	38	18	55	120	32	10	10	46	28	14	42	42	88	M10	60	80	4	17
16	15	48	20	70	150	42	12	12	56	36	18	50	50	106	M12	70	100	6	19
22	15	48	20	70	150	42	12	12	56	36	18	50	50	106	M12	70	100	6	19
25	15	55	20	85	170	46	14	14	61	40	20	55	55	116	M14	85	115	6	22
28	15	55	20	85	170	46	14	14	61	40	20	55	55	116	M14	85	115	6	22
30	20	65	25	100	200	58	16	16	74	50	25	66	66	140	M16	100	140	8	25
50	20	65	25	100	200	58	16	16	74	50	25	66	66	140	M16	100	140	8	25
90	30	85	30	110	260	70	19	20	88	62	31	80	80	168	M20	125	160	8	32
140	30	85	30	110	260	70	19	20	88	62	31	80	80	168	M20	125	160	8	32
250	40	115	40	130	340	85	19	20	108	77	54,5	100	100	208	M20	160	195	8	32
400	40	120	40	140	370	105	25	28	135	95	66,5	125	125	260	M24	170	200	10	45

Figura 26. Dimensiones de acoplamientos flexibles serie LF LOVEJOY. Fuente: [www.lindis.com/Acoplamientos\\_ESP](http://www.lindis.com/Acoplamientos_ESP)

## 1.6. Resumen cálculo de ejes

Tras escoger los acoplamientos flexibles y los rodamientos, se pueden especificar las dimensiones de cada sección de los ejes de entrada y salida.

Sección	Componente	Diámetro mínimo (pulg)	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro especificado (mm)
D1	Acoplamiento	0,27	6,79	10 mm
D2	Rodamiento 1	0,27	6,79	12 mm
D3	Engrane	0,53	13,41	16 mm
D4	Ranura anillo (izquierda)	0,60	15,33	16 mm
D5	Rodamiento 2	0,13	3,39	12 mm

*Tabla 13. Resumen de diámetros del eje de entrada. Fuente propia*

Sección	Componente	Diámetro mínimo (pulg)	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro especificado (mm)
D1	Acoplamiento	0,43	10,69	18 mm
D2	Rodamiento 1	0,43	10,69	20 mm
D3	Engrane	0,55	13,90	25 mm
D4	Ranura anillo (izquierda)	0,61	15,59	25 mm
D5	Rodamiento 2	0,13	3,39	20 mm

*Tabla 14. Resumen de diámetros del eje de salida. Fuente propia*

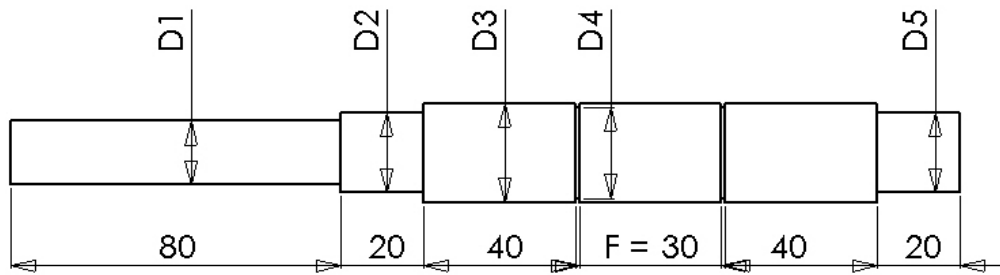


Figura 27. Configuración geométrica preliminar de los ejes. Dimensiones en mm. Fuente propia

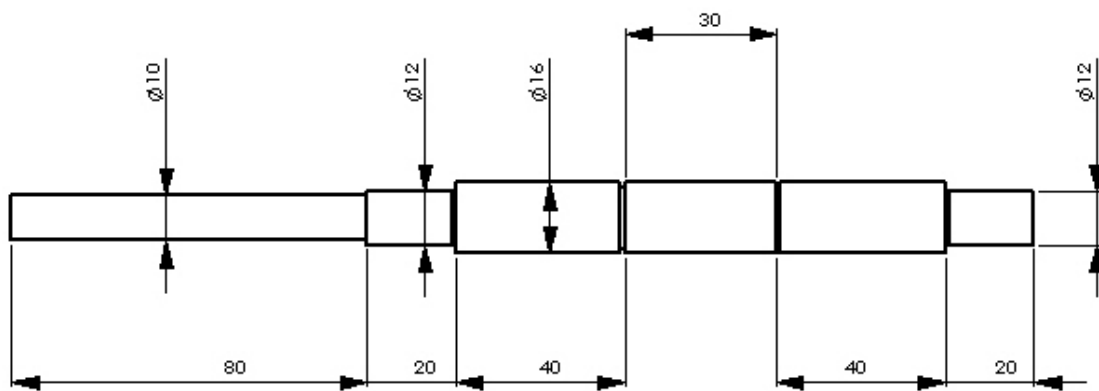


Figura 28. Eje de entrada. Dimensiones en mm. Fuente propia

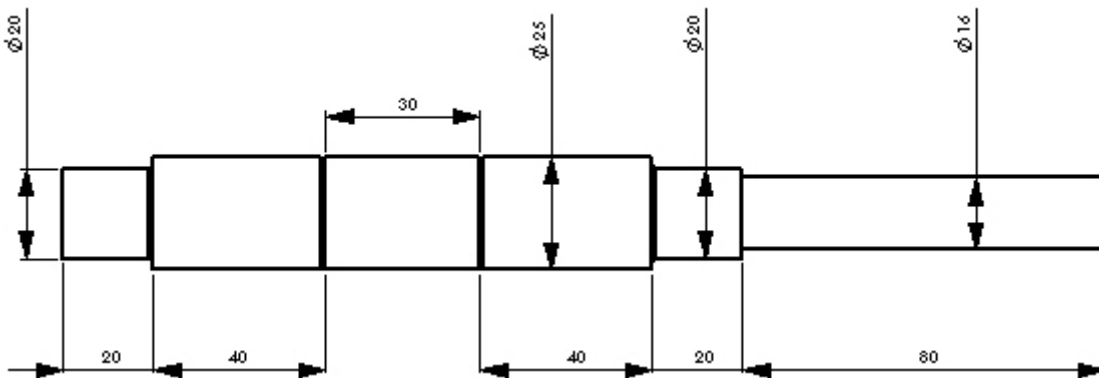


Figura 29. Eje de salida. Dimensiones en mm. Fuente propia

## 1.7. Selección de cuñas

### 1.7.1. Selección de tipo de cuñas comerciales. Dimensiones mínimas necesarias

Para el diseño de esta reductora se especificarán dos cuñas para la conexión de los ejes con sus respectivos engranajes. Se emplearán chavetas paralelas con los extremos redondeados DIN 6885 A:

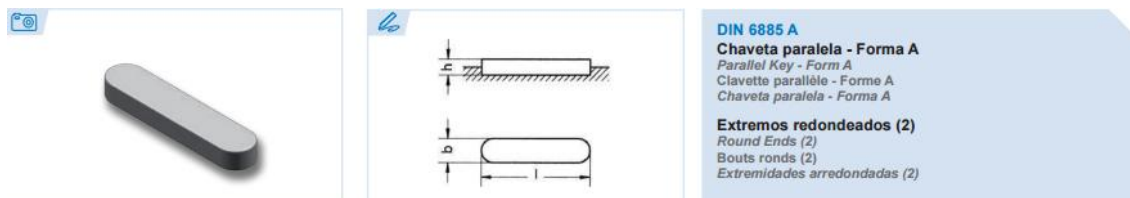


Figura 30. Chaveta DIN 6885 A. Fuente: <http://www.opac.net/pdf/catalog/03.pdf>

Estas chavetas están conformadas en acero C45 (F-114) con una resistencia mínima a la tracción de 600 MPa (87.000 psi).

En función del diámetro de asiento del piñón y engrane en sus respectivos ejes, se estimará el ancho y alto mínimo necesario para la chaveta. Siendo el diámetro del piñón 16 mm (0,63 pulg) y el del engrane, 25 mm (0,98 pulg), aproximamos las dimensiones geométricas de las chavetas según la recomendación de la norma ANSI B17. Señalado en rojo, recomendación para el piñón, señalado en azul, para el engrane:

<b>Key Size Versus Shaft Diameter ANSI B17.1-1967 (R1998)</b>						
<b>Nominal Shaft Diameter</b>		<b>Nominal Key Size</b>			<b>Normal Keyseat Depth</b>	
<b>Over</b>	<b>To (Incl.)</b>	<b>Width, W</b>	<b>Height, H</b>		<b>H/2</b>	
			<b>Square</b>	<b>Rectangular</b>	<b>Square</b>	<b>Rectangular</b>
5/16	7/16	3/32	3/32	---	3/64	---
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32	1/16	3/64
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8	3/32	1/16
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16	1/8	3/32
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4	5/32	1/8
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4	3/16	1/8
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8	1/4	3/16
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16	5/16	7/32
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2	3/8	1/4
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8	7/16	5/16
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4	1/2	3/8
4 1/2	5 1/2	1 3/4	1 1/4	7/8	5/8	7/16
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1	3/4	1/2
<b>Square Keys preferred for shaft diameters above this line: rectangular keys, below</b>						
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2	7/8	3/4
7 1/2	9	2	2	1 1/2	1	3/4
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4	1 1/4	7/8

Figura 31. Dimensiones mínimas necesarias de chavetas en función del diámetro del eje.  
Fuente: [www.sunray-inc.com/uploads/pdf/Keyway%20Chart.pdf](http://www.sunray-inc.com/uploads/pdf/Keyway%20Chart.pdf)

De la figura 31 se deduce para el piñón, una cuña cuadrada de 3/16 pulg o rectangular de 3/16 x 1/8 pulg, mientras que para el engrane se necesitará una cuña cuadrada de 1/4 pulg o rectangular de 1/4 x 3/16 pulg. En base a estas dimensiones mínimas necesarias, se especifican las chavetas comerciales según el catálogo que se muestra en la figura 16.

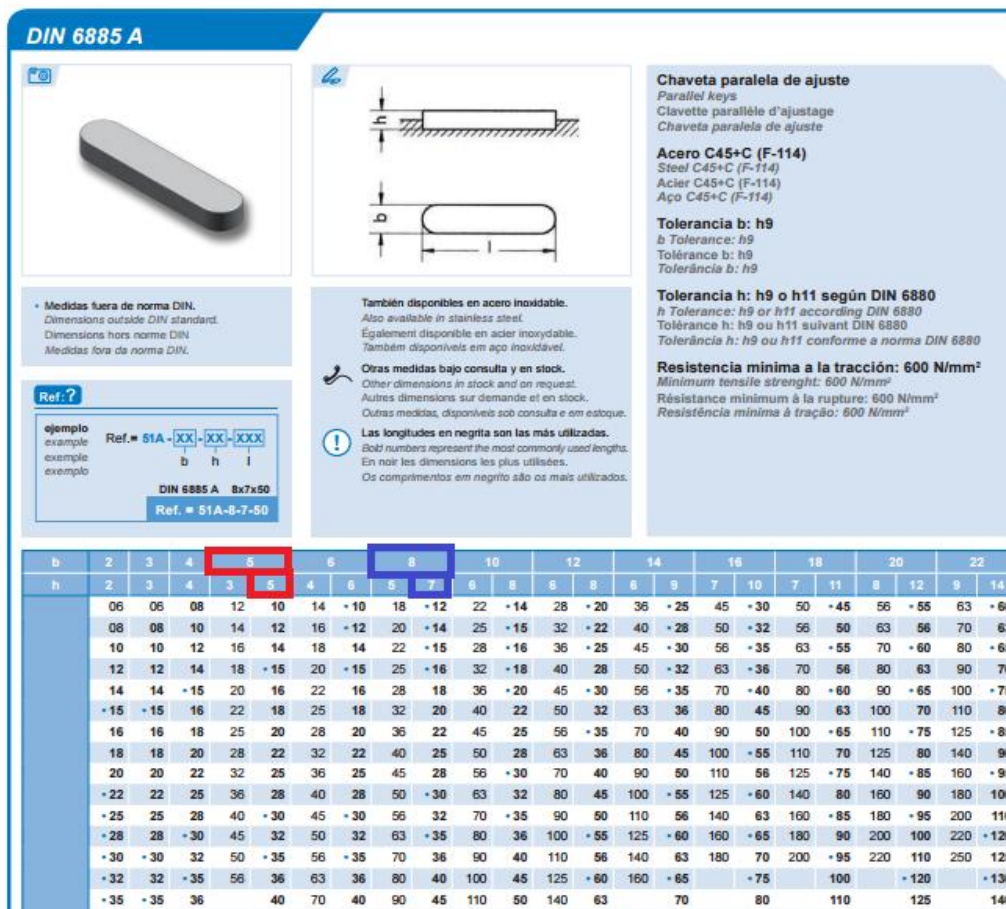


Figura 32. Dimensiones comerciales de chavetas DIN 6885 A. Fuente: <http://www.opac.net/pdf/catalog/03.pdf>

### 1.7.2. Longitud mínima necesaria de las chavetas

A continuación, se especifica la longitud mínima necesaria de las chavetas según la siguiente expresión:

$$L = \frac{4 * T * N}{D * W * s_y}$$

Siendo  $N = 2,5$ , factor de seguridad que se ha aplicado para el cálculo de los ejes;  $T$ , el momento torsor que soportará el eje en el que se monta la chaveta;  $W$  ( $b$ ), el ancho de la chaveta;  $D$ , el diámetro de asiento de la chaveta en el eje; y  $s_y$ , la resistencia a fluencia del material de las chavetas. De acuerdo



con esta expresión, se determina la longitud mínima necesaria para la chaveta para el piñón (eje 1, de entrada) y para el engrane (eje 2, de salida):

$$L_1 = \frac{4 * 117,96 \text{ lb} * \text{pulg} * 2,5}{0,63 \text{ pulg} * \left(\frac{5\text{mm}}{25,4}\right) \text{ pulg} * 87.022,8 \text{ lb/pulg}^2} = 0,109 \text{ pulg} = 2,78 \text{ mm}$$

$$L_2 = \frac{4 * 459,35 \text{ lb} * \text{pulg} * 2,5}{0,98 \text{ pulg} * \left(\frac{8\text{mm}}{25,4}\right) \text{ pulg} * 87.022,8 \text{ lb/pulg}^2} = 0,171 \text{ pulg} = 4,34 \text{ mm}$$

Puesto que estas longitudes son bastante inferiores al ancho de cara del piñón y engrane  $F = 30 \text{ mm}$ , se establece una longitud ligeramente inferior para ambas chavetas, de 20 mm, puesto que a ambos lados de los engranes se encuentra un anillo de retención. De este modo, en la tabla 15 se muestra un resumen con las chavetas especificadas y sus dimensiones:

	Piñón (eje 1)	Engrane (eje 2)
<b>Diámetro de asiento en el eje (mm)</b>	16	25
<b>Ancho mínimo (W/b) (mm)</b>	4,76	6,35
<b>Alto mínimo (h) (mm)</b>	4,76 (cuadrada), 3,175 (rectangular)	6,35 (cuadrada), 4,76 (rectangular)
<b>Ancho especificado (mm)</b>	5	8
<b>Alto especificado (mm)</b>	5	7
<b>Longitud mínima (L) (mm)</b>	2,78	4,34
<b>Longitud especificada (L) (mm)</b>	20	20

Tabla 15. Resumen de chavetas DIN 6885 A. Fuente propia

## 1.8. Selección de anillos de retención

Los engranajes se conectan a sus respectivos ejes mediante cuñas, anteriormente calculadas. Además, del mismo modo que los rodamientos fijan su posición mediante escalones en los ejes y la carcasa, los engranajes de esta caja reductora fijan su posición axial mediante anillos de retención a cada uno de sus lados.

Se seleccionarán anillos de retención externos SEGGER DIN 471 en función del diámetro de los ejes sobre los que se colocarán los anillos, 16 mm en el eje del piñón (recuadro rojo), 25 mm en el engrane (recuadro azul).


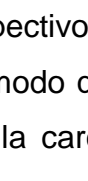
Maßliste Data chart Table dimensionnelle	Bezeichnung Designation Désignation	Nennmaß Nominal dimension Dimension nominale	Ring, Ring, Anneau					a max	b ≈	d <sub>s</sub> min	Gew. Weight Masse kg/1000
			s	Toleranz Tolerance Tolérance	d <sub>2</sub>	Toleranz Tolerance Tolérance	a				
A 3 – A 56 / DIN 471											
<p><b>10</b></p>  <p>nach Wahl des Herstellers to manufacturer's choice selvnt les disponibilités du fabricant</p>  <p>Ungespannt Unstressed A l'état libre</p>	A 3	3	0,40	-0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,017	
	A 4	4	0,40	-0,05	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,9	1,0	0,022	
	A 5	5	0,60	-0,05	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066	
	A 6	6	0,70	-0,05	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084	
	A 7	7	0,80	-0,05	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121	
	A 8	8	0,80	-0,05	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158	
	A 9	9	1,00	-0,06	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300	
	A 10	10	1,00	-0,06	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340	
	A 11	11	1,00	-0,06	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410	
	A 12	12	1,00	-0,06	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500	
	A 13	13	1,00	-0,06	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530	
	A 14	14	1,00	-0,06	12,9	+0,10 -0,36	3,5	2,1	1,7	0,640	
	A 15	15	1,00	-0,06	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670	
	A 16	16	1,00	-0,06	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700	
	A 17	17	1,00	-0,06	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,820	
	A 18	18	1,20	-0,06	16,5	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110	
	A 19	19	1,20	-0,06	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220	
	A 20	20	1,20	-0,06	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300	
	A 21	21	1,20	-0,06	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420	
	A 22	22	1,20	-0,06	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500	
	A 23	23	1,20	-0,06	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630	
	A 24	24	1,20	-0,06	22,2	+0,13 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,730	
	A 25	25	1,20	-0,06	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900	
	A 26	26	1,20	-0,06	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,0	1,980	
	A 27	27	1,20	-0,06	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,080	

Figura 33. Catálogo SEGGER anillos de retención. Fuente: <http://data.seeger-orbis.de/catalog/SEGER-KATALOGUE-light.pdf>

Se selecciona anillo de retención SEGGER A 16 y A 25 para el piñón y el engrane, respectivamente. A continuación, se comprueban los anillos seleccionados frente a la carga radial y la velocidad a la que estarán sometidos en base al catalogo. Además, se obtienen las dimensiones del anillo de retención necesarias para mecanizar los ejes en los que irán situados.


Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger						10						
A 3 – A 56 / DIN 471												
Nut · Groove · Gorge				Ergänzende Daten · Supplementary data · Données complémentaires								
d <sub>2</sub> *	Toleranz Tolerance Tolérance	m* min.	t	n	F <sub>N</sub> kN	F <sub>R</sub> kN	g	F <sub>Rg</sub> kN	A <sub>N</sub> mm <sup>2</sup>	K kN · mm	n <sub>zul</sub> x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince
2,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,1	0,47	0,5	0,27	0,9	2,06	360	ZGA-0
3,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,2	0,50	0,5	0,30	1,2	1,93	211	ZGA-0
4,8	-0,04	0,70	0,10	0,3	0,2	1,00	0,5	0,80	1,5	7,38	154	ZGA-0
5,7	-0,04	0,80	0,15	0,5	0,4	1,45	0,5	0,90	2,8	10,40	114	ZGA-0
6,7	-0,06	0,90	0,15	0,5	0,5	2,60	0,5	1,40	3,2	14,70	121	ZGA-0
7,6	-0,06	0,90	0,20	0,6	0,8	3,00	0,5	2,00	4,9	14,20	96	ZGA-0
8,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	0,9	3,50	0,5	2,40	5,5	30,00	85	ZGA-0
9,6	-0,11	1,10	0,20	0,6	1,0	4,00	1,0	2,40	6,2	28,20	84	ZGA-1
10,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,4	4,50	1,0	2,40	8,4	26,10	70	ZGA-1
11,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,5	5,00	1,0	2,40	9,2	24,00	75	ZGA-1
12,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,0	5,80	1,0	2,40	11,9	23,20	66	ZGA-1
13,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,1	6,40	1,0	2,40	12,9	22,90	58	ZGA-1
14,3	-0,11	1,10	0,35	1,1	2,6	6,90	1,0	2,40	16,1	21,60	50	ZGA-1
15,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,2	7,40	1,0	2,40	19,6	21,00	45	ZGA-1
16,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,4	8,00	1,0	2,40	20,8	21,60	41	ZGA-1
17,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,5	17,00	1,5	3,75	27,5	37,10	39	ZGA-2
18,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,8	17,00	1,5	3,80	29,1	36,40	35	ZGA-2
19,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,0	17,10	1,5	3,85	30,6	36,30	32	ZGA-2
20,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,3	16,80	1,5	3,75	32,2	35,40	29	ZGA-2
21,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,6	16,90	1,5	3,80	33,8	35,40	27	ZGA-2
22,0	-0,15	1,30	0,50	1,5	5,9	16,60	1,5	3,80	35,4	34,70	25	ZGA-2
22,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	6,7	16,10	1,5	3,65	40,5	33,40	27	ZGA-2
23,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,0	16,20	1,5	3,70	42,3	33,40	25	ZGA-2
24,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,3	16,10	1,5	3,70	44,0	32,90	24	ZGA-2
25,6	-0,21	1,30	0,70	2,1	9,6	16,40	1,5	3,80	57,8	33,40	22	ZGA-2

Figura 34. Catálogo SEGGER anillos de retención, especificaciones. Fuente: <http://data.seeger-orbis.de/catalog/SEGER-KATALOGUE-light.pdf>

Como se puede observar en la figura 34, tanto para el anillo de retención del piñón (A 16, en rojo) como para el del engrane (A 25, en azul), el límite de revoluciones supera con gran diferencia la velocidad a la que giraran ambos ejes. Con respecto a la capacidad de carga radial, F<sub>R</sub>, vemos como el anillo

A16 tiene un límite de 7.400 N mientras que el A25, 16.200 N. Estos valores cumplen con los esfuerzos radiales a los que estarán sometidos.

En la tabla 16 se resume la selección y dimensiones de los anillos de retención escogidos:

	A 16	A 25
<b>Diámetro eje (mm)</b>	16	25
<b>Diámetro ranura (mm)</b>	15,2	23,9
<b>Ancho anillo (mm)</b>	1,0	1,20
<b>Ancho ranura (mm)</b>	1,10	1,30
<b>Límite velocidad (rpm)</b>	45.000	25.000
<b>Límite fuerza radial (N)</b>	7.400	16.200

*Tabla 16. Resumen selección de anillos de retención. Fuente propia*

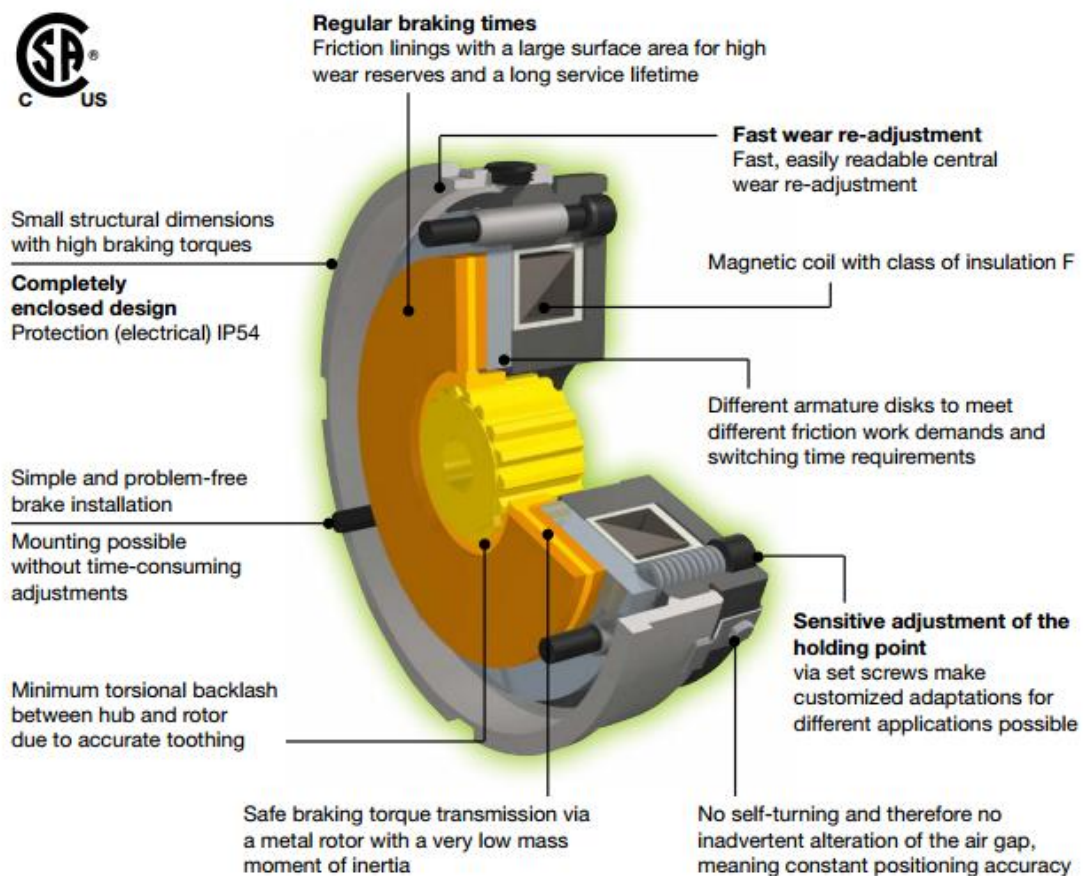
## 1.9. Selección del freno de retención

Esta caja reductora llevará implementado un freno de retención de posición para fijar la posición de reposo en el sistema reductor.

La misión principal de un freno de retención es evitar el arranque de ejes desde parado asegurando la posición de reposo, a diferencia de frenos de regulación o potencia que generan un par contrario al movimiento para conseguir ralentizar una masa. El freno de retención no se cierra hasta que el motor esté parado.

Se empleará un freno de retención electromagnético MAYR. Este tipo de frenos consta de una superficie de frenado móvil, la cual, en estado de reposo, es empujada hacia una superficie de frenado fija (en este caso, la propia

carcasa), por medio de resortes e imanes permanentes. Cuando el freno recibe energía, los imanes son atraídos por un campo magnético y la superficie de frenado móvil se separa de la superficie fija, girando con el eje al que se encuentra unido por medio de una cuña. Esto permite que, en condición de carga, el freno permita el funcionamiento habitual de la caja reductora.

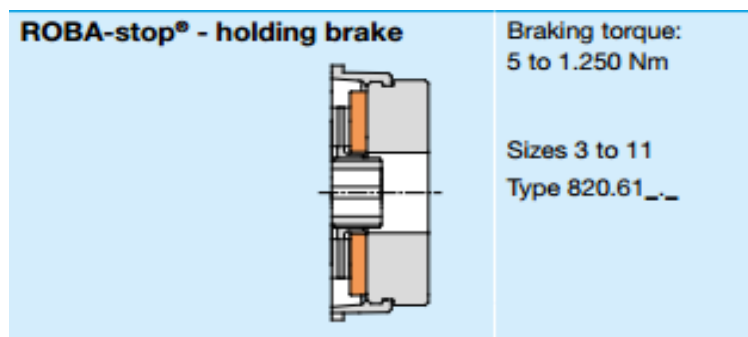


**Figura 35. Freno de retención de posición ROBA-stop MAYR. Fuente: [www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad](http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad)**

Se selecciona freno de retención MAYR ROBA-stop debido a que presenta un diseño compacto, con una instalación apropiada a la caja reductora.

### 1.9.1. Selección del tipo de freno

La marca trabaja con varios tipos de freno y varios tipos de frenada, dentro de éstos. En este sentido se pueden diferenciar frenos para frenadas dinámicas, “positioning brake” y para frenadas estáticas, “holding brakes”. En este caso, buscamos un freno de retención, por lo que se elige el freno ROBA-stop del tipo 820.61, para frenadas estáticas. Se muestra en la figura 36.



**Figura 36. Selección de freno ROBA-stop holding brake. Fuente: [www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad](http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad)**

Para la selección del tamaño adecuado, se tendrán en cuenta varios factores:

En primer lugar, el valor del par torsional del eje en el que se va a situar y su velocidad de giro. Además de esto, se debe tener en cuenta el tamaño del eje en el que se va a colocar así como las dimensiones del freno para adaptarlo a la carcasa.

Debido a la configuración de la carcasa y el tamaño considerable del modelo de freno de retención seleccionado, se opta por colocar el freno en el eje de reducido, en la salida de la carcasa hacia el acoplamiento. Esto permite adaptar cómodamente el freno a la carcasa puesto que debe tener una superficie de frenado fija del tamaño del disco de frenado móvil.

Este modelo de freno “holding brake”, permite a su vez, frenadas dinámicas en caso de emergencia, para lo que se tendrá en cuenta como criterio de selección del tamaño el par torsional del eje de salida, de 51,9 N·m. A este valor y a la velocidad de giro del eje se aplicará un factor de servicio de 1,5, aceptable para máquinas herramienta, de modo que estos serán los valores a tener en cuenta para la selección del tamaño de freno *mayr*.

$$T \geq 77,85 \text{ N} \cdot \text{m} \quad n \geq 1050 \text{ rpm} \quad d_i = 16 \text{ mm}$$

En base a los tamaños disponibles para el freno ROBA-stop tipo 820.61 se selecciona el tamaño 7 debido a que tamaños menores poseen un par de frenado inferior al mínimo necesario por la caja reductora.

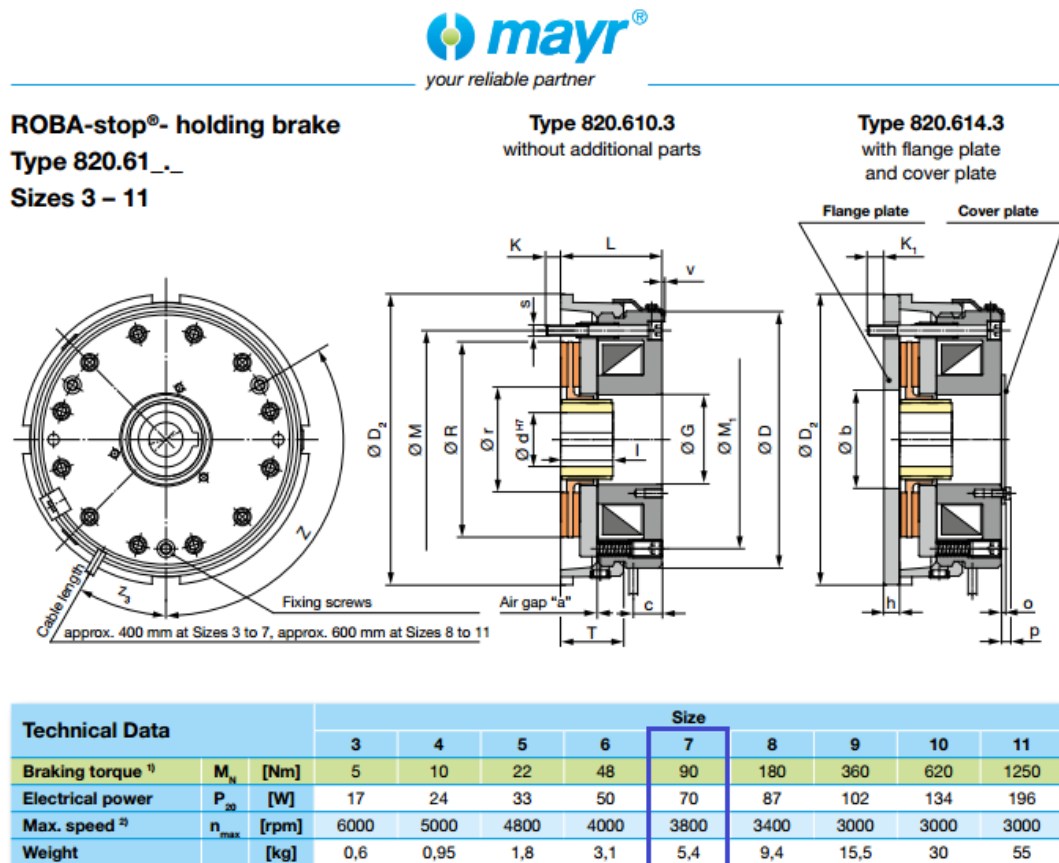


Figura 37. Especificaciones de tamaños de freno ROBA-stop MAYR. Fuente: [www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad](http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad)

En la figura 38 se indica el modelo que se va a emplear, así como su denominación, referencia y el fabricante, MAYR.

<b>Fabricante</b>	mayr power transmission
<b>Descripción</b>	ROBA-stop - Holding Brake
<b>Referencia</b>	7/820.610.3/104/20
<b>Selection</b>	Holding Brake Type 7/820.610.3

**Figura 38. Freno de retención empleado, fabricante MAYR. Fuente:**  
<http://www.mayr.com/es/productos/frenos-de-seguridad>

### 1.9.2. Selección de cuña para el freno de retención

Además de las chavetas escogidas para la transmisión de potencia entre los ejes y los engranes, se necesita una chaveta para la unión del freno de retención y el eje de salida, en el cual se ha situado el freno.

El proceso de selección de esta chaveta será del mismo modo que las anteriores, empleando una chaveta paralela con los extremos redondeados DIN 6885A.

El diámetro sobre el que asentará el freno de retención será el menor diámetro del eje de salida hacia el acoplamiento flexible, de 16 mm. Puesto que este diámetro coincide con el diámetro de asiento del piñón, se selecciona una chaveta con las mismas dimensiones según la figura 15. Por lo tanto, la cuña empleada para el freno de retención en el eje de salida será de 5x5 mm (bxh).

Sin embargo, la longitud necesaria no será la misma puesto que aunque el diámetro coincida con el de asiento del piñón en el eje 1, el par torsional corresponde con el eje 2. En este sentido, y de la misma manera, se especifica la longitud mínima necesaria para esta cuña según la siguiente expresión:



$$L = \frac{4 * T * N}{D * W * s_y}$$

Se aplicará el mismo factor de seguridad  $N = 2,5$ . El momento torsor corresponde con el del eje de salida y el material es el acero C45, al igual que en las cuñas para los engranes:

$$L = \frac{4 * 459,35 \text{ lb} * \text{pulg} * 2,5}{0,63 \text{ pulg} * \left(\frac{5\text{mm}}{25,4}\right) \text{ pulg} * 87.022,8 \text{ lb/pulg}^2} = 0,42 \text{ pulg} = 10,82 \text{ mm}$$

Se aprecia como la longitud necesaria es considerablemente mayor que en las otras cuñas puesto que el freno de retención se encuentra en el eje reducido, es decir, con el aumento del par torsional. Además, tanto el diámetro del eje y el ancho de la chaveta  $W$  ( $b$ ), son menores que en la cuña para el engrane en el eje de salida.

Teniendo en cuenta la longitud del chavetero en el freno de retención MAYR, de 25 mm, se muestra en la tabla 17 las dimensiones de la chaveta que conectará el freno de retención con el eje de salida:

	Piñón (eje 1)
<b>Diámetro del eje (mm)</b>	16
<b>Ancho mínimo (W/b) (mm)</b>	4,76
<b>Alto mínimo (h) (mm)</b>	4,76 (cuadrada), 3,175 (rectangular)
<b>Ancho especificado (mm)</b>	5
<b>Alto especificado (mm)</b>	5
<b>Longitud mínima (L) (mm)</b>	10,82
<b>Longitud especificada (L) (mm)</b>	15

*Tabla 17. Dimensiones de chaveta para freno de retención en el eje de salida. Fuente propia*

## **2. Anexo II: Catálogos**

### **2.1. Catálogo de engranajes *Bea Transmision***



- Selección de engranajes *BEA Transmision* módulo 3,  $Z = 24$  (piñón),  $Z = 100$  (engrane).

**ENGRANAJES CILINDRICOS**  
**CYLINDRICAL GEARS**

MODULO 3

ANGULO DE PRESION 20°

A	B
50	30

Material acero C45

Z	de	dp	dm	D1	Kg.
12	42	36	27	12	0,28
13	45	39	30	12	0,34
14	48	42	33	12	0,41
15	51	45	35	12	0,47
16	54	48	38	14	0,54
17	57	51	42	14	0,63
18	60	54	45	14	0,72
19	63	57	45	14	0,78
20	66	60	45	14	0,84
21	69	63	45	16	0,89
22	72	66	50	16	1,02
23	75	69	50	16	1,10
24	78	72	50	16	1,18
25	81	75	60	16	1,39
26	84	78	60	16	1,48
27	87	81	60	16	1,56
28	90	84	60	16	1,66
29	93	87	60	16	1,75
30	96	90	60	16	1,85
31	99	93	60	16	1,95
32	102	96	70	16	2,21
33	105	99	70	16	2,32
34	108	102	70	16	2,43
35	111	105	70	16	2,55
36	114	108	70	20	2,62
37	117	111	70	20	2,74
38	120	114	80	20	3,05
39	123	117	80	20	3,18
40	126	120	80	20	3,31
41	129	123	80	20	3,44
42	132	126	80	20	3,58
43	135	129	80	20	3,72
44	138	132	90	20	4,07
45	141	135	90	20	4,22
46	144	138	90	20	4,37
47	147	141	100	20	4,76
48	150	144	100	20	4,92
50	156	150	20	4,06	
52	162	156	20	4,40	
55	171	165	20	4,93	
57	177	171	20	5,30	
60	186	180	20	5,89	
65	201	195	20	6,92	

## 2.2. Catálogo de rodamientos NSK

NSK

### RODAMIENTOS DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA

**RODAMIENTOS DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA DE UNA SOLA HILERA**

Tipo Abierto, Tipo Blindado, Tipo Sellado      Diámetro Interior 10-240mm ..... Páginas B8-B19

Tipo Abierto      Diámetro Interior 260-800mm ..... Páginas B20-B25

**RODAMIENTOS DE BOLAS DE TIPO MÁXIMO**      Diámetro Interior 25-110mm ..... Páginas B26-B27

**RODAMIENTOS PARA MAGNETOS**      Diámetro Interior 4-20mm ..... Páginas B28-B29

**Los Rodamientos de Bolas Extra Pequeños y Miniaturas se describen en las Páginas B30 a B45.**

#### DISEÑO, TIPOS Y CARACTERÍSTICAS

**RODAMIENTOS DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA DE UNA SOLA HILERA**

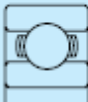
Los Rodamientos de Bolas de Ranura Profunda de Una Sola Hilera se clasifican en los tipos mostrados a continuación.

Los rodamientos de bolas blindados y sellados contienen la cantidad adecuada de grasa de buena calidad. En la Tabla 1 se muestra una comparación de las características de cada tipo.

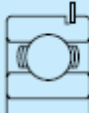
**Tabla 1 Características de los Rodamientos de Bolas Sellados**

Tipo	Tipo Blindado (Tipo ZZ)	Tipo Sellado sin Contacto (Tipo W)	Tipo Sellado con Contacto (Tipo DDU)
Par	Bajo	Bajo	Superior a ZZ y W debidos al sellado de contacto
Capacidad de velocidad	Buena	Buena	Limitado por el Sellado de Contacto
Efectividad del retén de grasa	Buena	Mejor que el tipo ZZ	Un poco mejor que el tipo W
Resistencia al polvo	Buena	Mejor que el tipo ZZ (utilizable en ambientes moderadamente polvorientos)	El Mejor (utilizable incluso en ambientes muy polvorientos)
Resistencia al agua	No aconsejable	No aconsejable	Buena (utilizable incluso si un fluido salpica el rodamiento)
Temperatura de funcionamiento (1)	De -10 a +110°C	De -10 a +110°C	De -10 a +100°C


**Nota (1)** El intervalo de temperatura anterior se aplica a los rodamientos estándar. Si utiliza grasa resistente al frío o al calor y cambia el tipo de goma, puede aumentar el intervalo de temperatura de funcionamiento. Para estas aplicaciones, consulte con NSK.



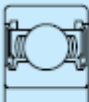
Tipo Abierto



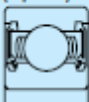
Con Anillo de Fijación



Tipo Blindado (Tipo ZZ)



Tipo Sellado de Goma Sin Contacto (Tipo VV)



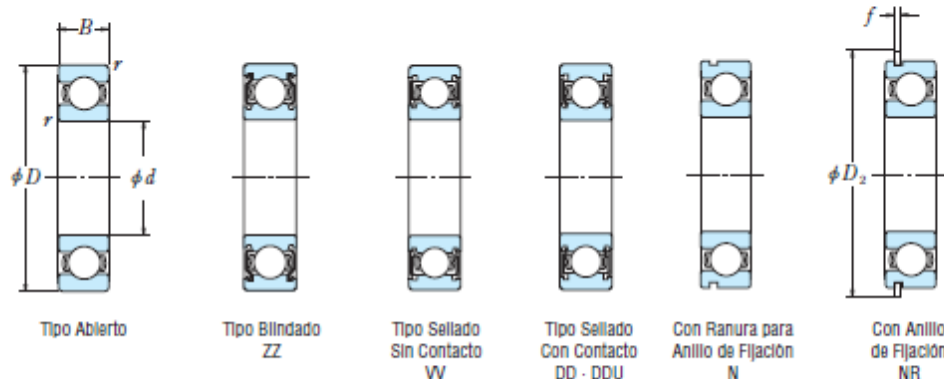
Tipo Sellado con Goma de Contacto (Tipo DDU)

B 5

- Selección de rodamientos 6201 para eje de entrada y rodamientos 6204 para el eje de salida.

**RODAMIENTOS DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA DE UNA SOLA HILERA**

Diámetro interior 10~22 mm



Dimensiones (mm)	Índices de Carga Básica (N)				Factor $f_0$	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento					
	$d$	$D$	$B$	$r$ min.		$C_r$	$C_{or}$	$C_r$	$C_{or}$	Grasa	Aceite	Abierto	Blindado	Sellado
10	19	5	0.3	1 720	840	175	86	14.8	34 000	24 000	40 000	6800	ZZ	VV DD
	22	6	0.3	2 700	1 270	275	129	14.0	32 000	22 000	38 000	6900	ZZ	VV DD
	26	8	0.3	4 550	1 970	465	201	12.4	30 000	22 000	36 000	6000	ZZ	VV DDU
	30	9	0.6	5 100	2 390	520	244	13.2	24 000	18 000	30 000	6200	ZZ	VV DDU
	35	11	0.6	8 100	3 450	825	350	11.2	22 000	17 000	26 000	6300	ZZ	VV DDU
	12	21	5	0.3	1 920	1 040	195	106	15.3	32 000	20 000	38 000	6801	ZZ
24		6	0.3	2 890	1 460	295	149	14.5	30 000	20 000	36 000	6901	ZZ	VV DD
28		7	0.3	5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	—	32 000	16001	—	—
28		8	0.3	5 100	2 370	520	241	13.0	28 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV DDU
32		10	0.6	6 800	3 050	695	310	12.3	22 000	17 000	28 000	6201	ZZ	VV DDU
37		12	1	9 700	4 200	990	425	11.1	20 000	16 000	24 000	6301	ZZ	VV DDU
15	24	5	0.3	2 070	1 260	212	128	15.8	28 000	17 000	34 000	6802	ZZ	VV DD
	28	7	0.3	4 350	2 260	440	230	14.3	26 000	17 000	30 000	6902	ZZ	VV DD
	32	8	0.3	5 600	2 830	570	289	13.9	24 000	—	28 000	16002	—	—
	32	9	0.3	5 600	2 830	570	289	13.9	24 000	15 000	28 000	6002	ZZ	VV DDU
	35	11	0.6	7 650	3 750	780	380	13.2	20 000	14 000	24 000	6202	ZZ	VV DDU
	42	13	1	11 400	5 450	1 170	555	12.3	17 000	13 000	20 000	6302	ZZ	VV DDU
17	26	5	0.3	2 630	1 570	268	160	15.7	26 000	15 000	30 000	6803	ZZ	VV DD
	30	7	0.3	4 600	2 550	470	260	14.7	24 000	15 000	28 000	6903	ZZ	VV DDU
	35	8	0.3	6 000	3 250	610	330	14.4	22 000	—	26 000	16003	—	—
	35	10	0.3	6 000	3 250	610	330	14.4	22 000	13 000	26 000	6003	ZZ	VV DDU
	40	12	0.6	9 550	4 800	975	490	13.2	17 000	12 000	20 000	6203	ZZ	VV DDU
	47	14	1	13 600	6 650	1 390	675	12.4	15 000	11 000	18 000	6303	ZZ	VV DDU
20	32	7	0.3	4 000	2 470	410	252	15.5	22 000	13 000	26 000	6804	ZZ	VV DD
	37	9	0.3	6 400	3 700	650	375	14.7	19 000	12 000	22 000	6904	ZZ	VV DDU
	42	8	0.3	7 900	4 450	810	455	14.5	18 000	—	20 000	16004	—	—
	42	12	0.6	9 400	5 000	955	510	13.8	18 000	11 000	20 000	6004	ZZ	VV DDU
	47	14	1	12 800	6 600	1 300	670	13.1	15 000	11 000	18 000	6204	ZZ	VV DDU
	52	15	1.1	15 900	7 900	1 620	805	12.4	14 000	10 000	17 000	6304	ZZ	VV DDU
22	44	12	0.6	9 400	5 050	960	515	14.0	17 000	11 000	20 000	60/22	ZZ	VV DDU
	50	14	1	12 900	6 800	1 320	695	13.5	14 000	9 500	16 000	62/22	ZZ	VV DDU
	56	16	1.1	18 400	9 250	1 870	940	12.4	13 000	9 500	16 000	63/22	ZZ	VV DDU

Notas (1) Para tolerancias dimensionales de las ranuras y de los anillos de fijación, consulte las Páginas A50 a A53.  
(2) Cuando se aplican cargas axiales pesadas, aumente  $d_2$  y disminuya  $D_2$  respecto a los valores indicados.  
(3) Los tipos de anillo N y NR sólo son aplicables a los rodamientos de tipo abierto.

- Dimensiones principales de los rodamientos seleccionados

**NSK**

**Carga Dinámica Equivalente**  
 $P = XF_r + YF_a$

$\frac{f_0 F_a}{C_{10}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26	1	0	0.56	1.71
1.03	0.28	1	0	0.56	1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	1	0	0.56	1.15
5.17	0.42	1	0	0.56	1.04
6.89	0.44	1	0	0.56	1.00

**Carga Estática Equivalente**  
 $\frac{F_a}{F_r} > 0.8, P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a$   
 $\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8, P_0 = F_r$

Con Ranura para Anillo de Anillo Fijación	Con Anillo de Anillo Fijación	Dimensiones de la Ranura del Anillo (mm) (*)					Dimensiones (mm) del Anillo (*)		Dimensiones de Tope y Chafán (mm)					Masa (Kg.) aprox.	
		a máx.	b mín.	D <sub>1</sub> máx.	r <sub>0</sub> máx.	r <sub>N</sub> mín.	D <sub>2</sub> máx.	f máx.	d <sub>2</sub> ( <sup>2</sup> ) mín.	d <sub>2</sub> ( <sup>2</sup> ) máx.	D <sub>3</sub> ( <sup>2</sup> ) máx.	r <sub>3</sub> máx.	D <sub>x</sub> mín.		C <sub>y</sub> máx.
—	N <sup>(2)</sup>	1.05	0.8	—	—	—	—	—	12	12	17	0.3	—	—	0.005
—	NR <sup>(2)</sup>	1.35	0.87	24.5	0.2	0.2	24.8	0.7	12	12.5	20	0.3	25.5	1.5	0.009
—	N <sup>(4)</sup>	—	—	—	—	—	28.7	0.84	12	13	24	0.3	29.4	1.9	0.018
—	NR <sup>(4)</sup>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
N	NR	2.06	1.35	28.17	0.4	0.5	34.7	1.12	14	16	26	0.6	35.5	2.9	0.032
N	NR	2.06	1.35	33.17	0.4	0.5	39.7	1.12	14	16.5	31	0.6	40.5	2.9	0.052
—	—	—	—	—	—	—	—	—	14	14	19	0.3	—	—	0.006
N	NR	1.05	0.8	22.8	0.2	0.2	26.8	0.7	14	14.5	22	0.3	27.5	1.5	0.010
—	—	—	—	—	—	—	—	—	14	—	26	0.3	—	—	0.019
N <sup>(4)</sup>	NR <sup>(4)</sup>	1.35	0.87	26.5	0.2	0.3	30.7	0.84	14	15.5	26	0.3	31.4	1.9	0.022
N	NR	2.06	1.35	30.15	0.4	0.5	36.7	1.12	16	17	28	0.6	37.5	2.9	0.037
N	NR	2.06	1.35	34.77	0.4	0.5	41.3	1.12	17	18	32	1	42	2.9	0.060
—	—	—	—	—	—	—	—	—	17	17	22	0.3	—	—	0.007
N	NR	1.3	0.95	26.7	0.25	0.3	30.8	0.85	17	17	26	0.3	31.5	1.8	0.015
—	—	—	—	—	—	—	—	—	17	—	30	0.3	—	—	0.027
N	NR	2.06	1.35	30.15	0.4	0.3	36.7	1.12	17	19	30	0.3	37.5	2.9	0.031
N	NR	2.06	1.35	33.17	0.4	0.5	39.7	1.12	19	20.5	31	0.6	40.5	2.9	0.045
N	NR	2.06	1.35	39.75	0.4	0.5	46.3	1.12	20	22.5	37	1	47	2.9	0.083
—	—	—	—	—	—	—	—	—	19	19	24	0.3	—	—	0.007
N	NR	1.3	0.95	28.7	0.25	0.3	32.8	0.85	19	19.5	28	0.3	33.5	1.8	0.017
—	—	—	—	—	—	—	—	—	19	—	33	0.3	—	—	0.033
N	NR	2.06	1.35	33.17	0.4	0.3	39.7	1.12	19	21.5	33	0.3	40.5	2.9	0.041
N	NR	2.06	1.35	38.1	0.4	0.5	44.6	1.12	21	23.5	36	0.6	45.5	2.9	0.067
N	NR	2.46	1.35	44.6	0.4	0.5	52.7	1.12	22	25.5	42	1	53.5	3.3	0.113
N	NR	1.3	0.95	30.7	0.25	0.3	34.8	0.85	22	22	30	0.3	35.5	1.8	0.017
N	NR	1.7	0.95	35.7	0.25	0.3	39.8	0.85	22	24	35	0.3	40.5	2.3	0.037
—	—	—	—	—	—	—	—	—	22	—	40	0.3	—	—	0.048
N	NR	2.06	1.35	39.75	0.4	0.5	46.3	1.12	24	25.5	38	0.6	47	2.9	0.068
N	NR	2.46	1.35	44.6	0.4	0.5	52.7	1.12	25	26.5	42	1	53.5	3.3	0.107
N	NR	2.46	1.35	49.73	0.4	0.5	57.9	1.12	26.5	28	45.5	1	58.5	3.3	0.145
N	NR	2.06	1.35	41.75	0.4	0.5	48.3	1.12	26	26.5	40	0.6	49	2.9	0.074
N	NR	2.46	1.35	47.6	0.4	0.5	55.7	1.12	27	29.5	45	1	56.5	3.3	0.119
N	NR	2.46	1.35	53.6	0.4	0.5	61.7	1.12	28.5	30.5	49.5	1	62.5	3.3	0.179

**Notas (\*)** Las dimensiones de las ranuras y los anillos de fijación no cumplen la normativa ISO15.  
**Observaciones** 1. La serie dimensional 7 (rodamientos de sección extra fina) también están disponibles, contacte a NSK.  
 2. Cuando use rodamientos con anillos exteriores rotatorios, contacte a NSK si son sellados, blindados, o si tiene anillos de fijación.

### **2.3. Catálogo online de sellos *SKF***

Se accede a la herramienta online a través del siguiente URL:

<http://www.skf.com/group/products/seals/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals-pt/index.html>

## 2.4. Catálogo de chavetas Opac



En nuestro catálogo encontrará una amplia selección de chavetas normalizadas, desde piezas terminadas con distintas formas, normas y materiales, hasta perfiles calibrados para la fabricación de las mismas.

Adicionalmente podemos suministrar cualquier tipo de chaveta que no se encuentre en el presente catálogo, realizando fabricaciones especiales desde una unidad o pequeñas series, hasta medianas y largas series.

Como especialistas de este producto, disponemos de un gran stock permanente de chavetas en distintos materiales en acero y en acero inoxidable.



Inside our catalog, you will find a wide selection of standard keys that range from finished parts with different forms, standards and materials to calibrated profiles used to make them.

We can also supply any type of key that you cannot find in the current catalog by creating special keys that can range from a single unit or small series to medium and large series.

Since we specialize in this product, we are permanently stocked with keys made with different materials like steel and stainless steel.


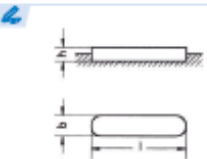
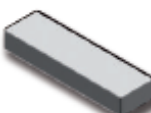
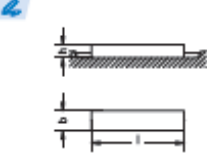

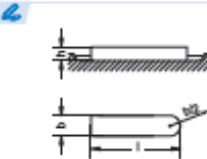

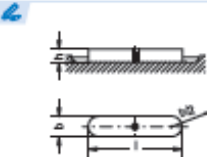

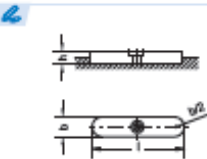






- Selección de chavetas paralelas DIN 6885 A.

CHAVETAS
OpaC

KEYS · CLAVETTES · CHAVETAS

**DIN 6885 / DIN 6886**


		<p><b>DIN 6886 A</b>                      Chaveta paralela - Forma A                      Parallel Key - Form A                      Clavette parallèle - Forme A                      Chaveta paralela - Forma A</p> <p><b>Extremos redondeados (2)</b>                      Round Ends (2)                      Bouts ronds (2)                      Extremidades arredondadas (2)</p>
		<p><b>DIN 6886 B</b>                      Chaveta paralela - Forma B                      Parallel Key - Form B                      Clavette parallèle - Forme B                      Chaveta paralela - Forma B</p> <p><b>Extremos rectos (2)</b>                      Square Ends (2)                      Bouts droits (2)                      Extremidades retas (2)</p>
		<p><b>DIN 6886 AB</b>                      Chaveta paralela - Forma AB                      Parallel Key - Form AB                      Clavette parallèle - Forme AB                      Chaveta paralela - Forma AB</p> <p><b>Extremo redondeado (1) y extremo recto (1)</b>                      Round End (1) and Square End (1)                      Bout rond (1) et bout droit (1)                      Extremidade arredondada (1) e extremidade reta (1)</p>
		<p><b>DIN 6886 AE</b>                      Chaveta paralela - Forma AE                      Parallel Key - Form AE                      Clavette parallèle - Forme AE                      Chaveta paralela - Forma AE</p> <p><b>Extremos redondeados (2) y agujero para extracción</b>                      Round Ends (2) and a Hole for Extraction                      Bouts ronds (2) et trou pour démontage                      Extremidades arredondadas (2) e furo para extração</p>
		<p><b>DIN 6886 C</b>                      Chaveta paralela - Forma C                      Parallel Key - Form C                      Clavette parallèle - Forme C                      Chaveta paralela - Forma C</p> <p><b>Extremos redondeados (2) y tornillo de retención</b>                      Round Ends (2) and a Retention Bolt                      Bouts ronds (2) et taraudage pour vis de retenue                      Extremidades arredondadas (2) e parafuso de retenção</p>
		<p><b>DIN 6886 D</b>                      Chaveta paralela - Forma D                      Parallel Key - Form D                      Clavette parallèle - Forme D                      Chaveta paralela - Forma D</p> <p><b>Extremos rectos (2) y tornillo de retención</b>                      Square Ends (2) and a Retention Bolt                      Bouts droits (2) et taraudage pour vis de retenue                      Extremidades retas (2) e parafuso de retenção</p>
		<p><b>DIN 6886 E</b>                      Chaveta paralela - Forma E                      Parallel Key - Form E                      Clavette parallèle - Forme E                      Chaveta paralela - Forma E</p> <p><b>Extremos redondeados (2), tornillos de retención (2) y extractor (1)</b>                      Round Ends (2), Retention Bolts (2) and an Extractor (1)                      Bouts ronds (2), taraudages pour vis de retenue (2) et trou pour démontage (1)                      Extremidades arredondadas (2), parafusos de retenção (2) e extractor (1)</p>

- Dimensiones principales de chavetas seleccionadas

CHAVETAS
KEYS · CLAVETTES · CHAVETAS
OpaC

---

DIN 6885 A



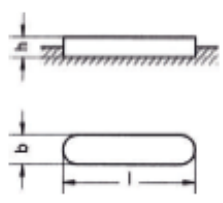
**Medidas fuera de norma DIN.**  
Dimensions outside DIN standard.  
Dimensions hors norme DIN.  
Medidas fora de norma DIN.

**Ref. ?**

ejemplo  
example  
exemple

$Ref = 51A - \underset{b}{XX} - \underset{h}{XX} - \underset{l}{XXX}$

DIN 6885 A    8x7x50  
Ref. = 51A-8-7-50



También disponibles en acero inoxidable.  
Also available in stainless steel.  
Également disponible en acier inoxydable.  
Também disponíveis em aço inoxidável.

Otras medidas bajo consulta y en stock.  
Other dimensions on request and in stock.  
Autres dimensions sur demande et en stock.  
Outras medidas, disponíveis sob consulta e em estoque.

**Las longitudes en negrita son las más utilizadas.**  
Bold numbers represent the most commonly used lengths.  
En noir les dimensions les plus utilisées.  
Os comprimentos em negrito são os mais utilizados.

**Chaveta paralela de ajuste**  
Parallel keys  
Clavette parallèle d'ajustage  
Chaveta paralela de ajuste

**Aoero C45+C (F-114)**  
Steel C45+C (F-114)  
Acier C45+C (F-114)  
Aço C45+C (F-114)

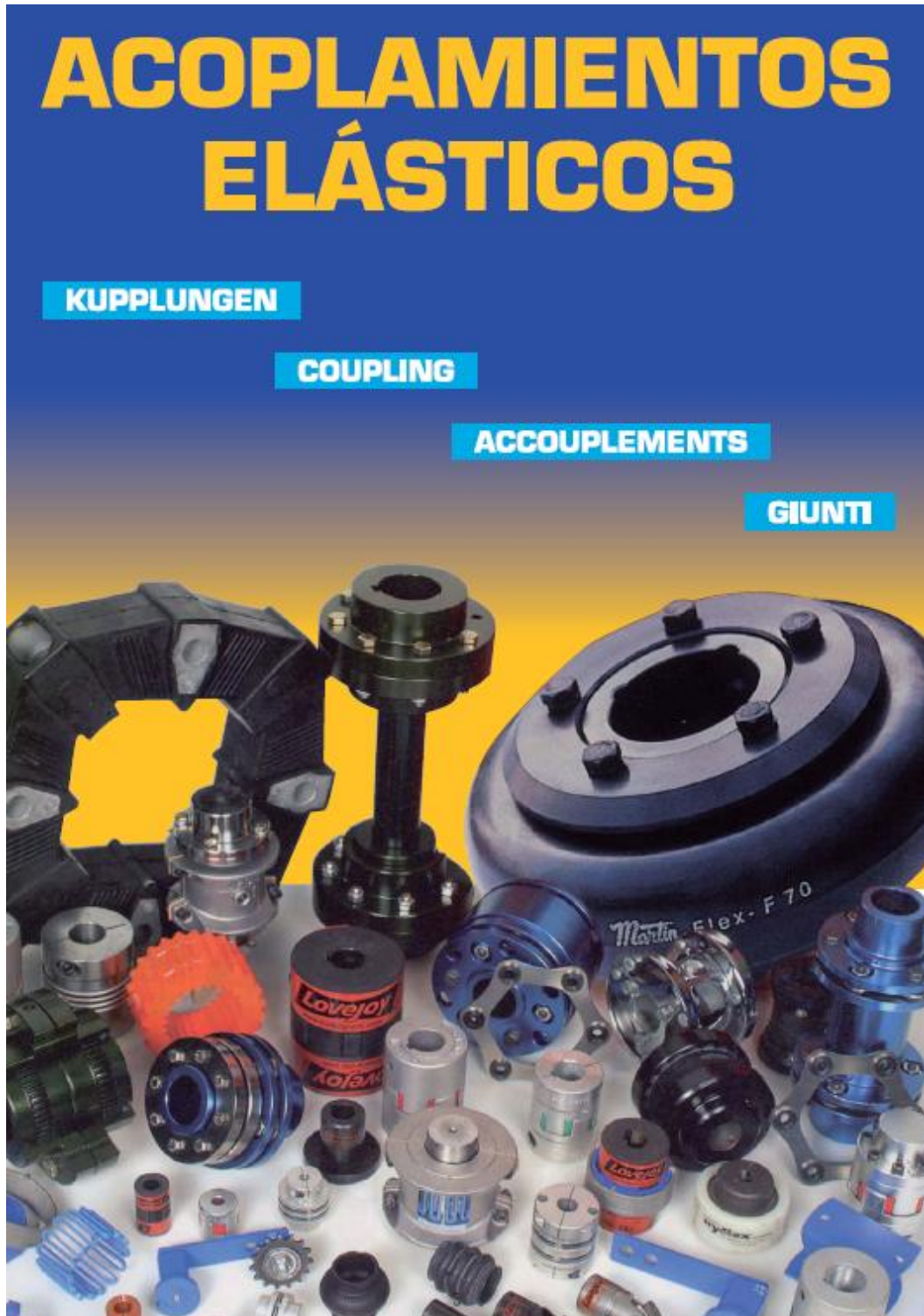
**Tolerancia b: h8**  
b Tolerance: h8  
Tolérance b: h8  
Tolerância b: h8

**Tolerancia h: h8 o h11 según DIN 6880**  
h Tolerance: h8 or h11 according DIN 6880  
Tolérance h: h8 ou h11 suivant DIN 6880  
Tolerância h: h8 ou h11 conforme a norma DIN 6880

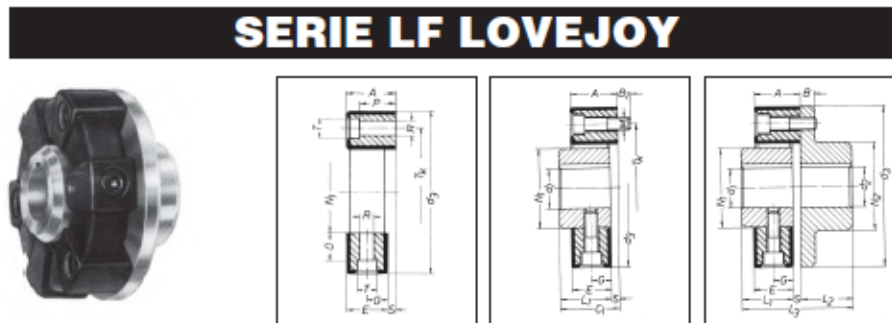
**Resistencia mínima a la tracción: 800 N/mm²**  
Minimum tensile strength: 800 N/mm²  
Résistance minimum à la rupture: 800 N/mm²  
Resistência mínima à tração: 800 N/mm²

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22		
h	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	9	14
06	06	08	12	10	14	•10	18	•12	22	•14	28	•20	36	•25	45
08	08	10	14	12	16	•12	20	•14	25	•15	32	•22	40	•28	50
10	10	12	16	14	18	14	22	•15	28	•16	36	•25	45	•30	55
12	12	14	18	•15	20	•15	25	•16	32	•18	40	28	50	•32	63
14	14	•15	20	16	22	16	28	18	36	•20	45	•30	56	•35	70
•15	•15	16	22	18	25	18	32	20	40	22	50	32	63	36	80
16	16	18	25	20	28	20	36	22	45	25	56	•35	70	40	90
18	18	20	28	22	32	22	40	25	50	28	63	36	80	45	100
20	20	22	32	25	36	25	45	28	56	•30	70	40	90	50	110
•22	22	25	36	28	40	28	50	•30	63	32	80	45	100	•55	125
•25	25	28	40	•30	45	•30	56	32	70	•35	90	50	110	56	140
•28	28	•30	45	32	50	32	63	•35	80	36	100	•55	125	•60	160
•30	•30	32	50	•35	56	•35	70	36	90	40	110	56	140	63	180
•32	32	•35	56	36	63	36	80	40	100	45	125	•60	160	•65	•120
•35	•35	36	40	70	40	90	45	110	50	140	63	70	80	110	125
•36	36	40	45	45	45	50	•55	•65	•75	•85	•95	•120	•130	•150	•160
		45	50	50	50	•55	56	70	80	80	90	125	140	160	180
		•50	•55	•55	56	•60	•75	•85	•95	•130	•150	•170	•200		
			56	56	•60	63	80	90	100	140	160	180	200		
			•60	•60	63	•65	•85	•95	•110	•150	•170	•200			
			•63	63	•65	70	90	100	•120	160	180	220			
			•65	•65	70	•75	•95	110	125	•170	200	250			
				70	•75	80	100	•120	•130	180	220				
				•75	80	•85	110	125	140	200					
					•85	90	•120	•130	•150						
					90	•95	125	140	160						
					•95	100	•130	•150	180						
					•100	110	140	160	•200						
					•110	•120	•150	•180							
					•120	•125	•160	•200							
					•125	•130	•180								
					•130	•140									
					•140	•150									
					•150	•160									
					•180	•200									

## 2.4. Catálogo de acoplamientos flexibles *LoveJoy*



- Selección de acoplamientos flexibles *Lovejoy LF* tipo 2 para la unión con el eje de entrada y tipo 8 para la unión del eje de salida.



El acoplamiento LF actúa como amortiguador de sobrecargas y vibraciones.

**DIMENSIONES**

Tipo	d1		d2		d3	A	B	B1	C1	E	G	L1	L2	L3	M	N1	N2	S	T
	min.	máx.	min.	máx.															
1	8	19	8	25	56	24	7	7	26	22	11	24	24	50	M6	30	36	2	10
2	10	26	12	38	85	24	8	8	32	20	10	26	26	60	M8	40	55	4	14
4	12	30	15	45	100	28	8	8	34	24	12	30	30	64	M8	45	65	4	14
8	12	36	18	55	120	32	10	10	46	28	14	42	42	66	M10	60	80	4	17
16	15	48	20	70	150	42	12	12	56	36	18	50	50	106	M12	70	100	6	19
22	15	48	20	70	150	42	12	12	56	36	18	50	50	106	M12	70	100	6	19
25	15	55	20	85	170	46	14	14	61	40	20	55	55	116	M14	85	115	6	22
28	15	55	20	85	170	46	14	14	61	40	20	55	55	116	M14	85	115	6	22
30	20	65	25	100	200	58	16	16	74	50	25	66	66	140	M16	100	140	8	25
50	20	65	25	100	200	58	16	16	74	50	25	66	66	140	M16	100	140	8	25
90	30	85	30	110	260	70	19	20	88	62	31	80	80	168	M20	125	160	8	32
140	30	85	30	110	260	70	19	20	88	62	31	80	80	168	M20	125	160	8	32
250	40	115	40	130	340	85	19	20	106	77	54,5	100	100	208	M20	160	195	8	32
400	40	120	40	140	370	105	25	28	135	95	66,5	125	125	260	M24	170	200	10	45

Se dispone de tipos intermedios (Consultar).

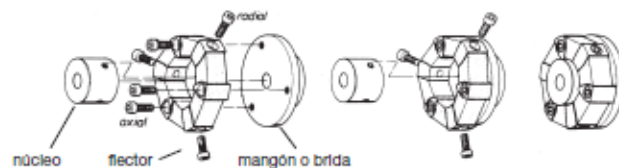
**CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS**

Tipo			1	2	4	8	16	22	25	28	30	50	90	140	250	400
Descripción	Símbolo	Unidad														
1 Par Nominal	TKN	Nm	10	20	50	100	200	275	315	420	500	700	1100	1700	3000	5000
2 Par Máximo	TKmáx.	Nm	25	60	120	260	560	750	875	1200	1400	2100	3150	4900	8750	12500
3 Ángulo de torsión	N máx.	grad. grad.	6	6	5	5	5	3	5	3	5	3	5	3	3	3
4 Velocidad máxima	n máx.	g/min.	10000	8000	7000	6500	6000	6000	5000	5000	4000	4000	3600	3600	3000	2500

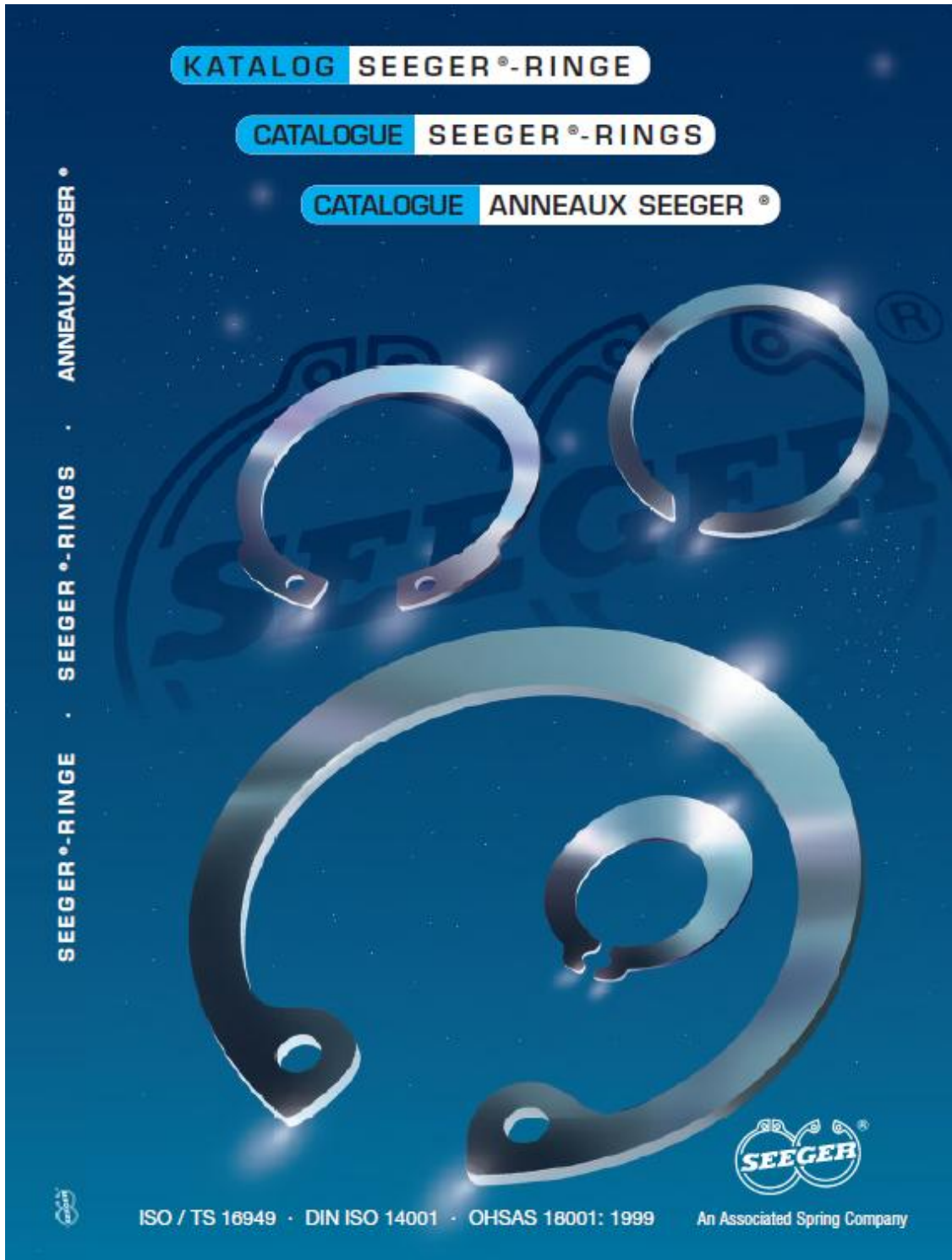
**FLEXIBILIDAD:**





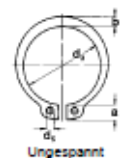
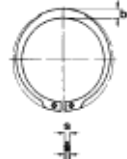
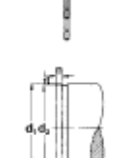
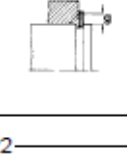


**SECUENCIA DE MONTAJE:**



## 2.5. Catálogo de anillos de retención *SEGER*




- Selección de anillos de retención **SEGGER** A-16 para el eje de entrada y A-25 para el eje de salida.

10		Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger										
		Maßliste Data chart Table dimensionnelle	Bezeichnung Designation	A 3 – A 56 / DIN 471								
				Nennmaß Nominal dimension nominale	Ring, Ring, Anneau				a	b	d <sub>s</sub>	Gew. Weight Masse kg/1000
			d <sub>1</sub>	S	Toleranz Tolerance	d <sub>3</sub>	Toleranz Tolerance	max	-	min		
nach Wahl des Herstellers to manufacturer's choice selvnt les disponibilités du fabricant		A 3	3	0,40	-0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,017	
		A 4	4	0,40	-0,05	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,9	1,0	0,022	
Ungespannt Unstressed A l'état libre		A 5	5	0,60	-0,05	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066	
		A 6	6	0,70	-0,05	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084	
		A 7	7	0,80	-0,05	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121	
		A 8	8	0,80	-0,05	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158	
		A 9	9	1,00	-0,06	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300	
		A 10	10	1,00	-0,06	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340	
		A 11	11	1,00	-0,06	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410	
		A 12	12	1,00	-0,06	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500	
		A 13	13	1,00	-0,06	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530	
		A 14	14	1,00	-0,06	12,9	+0,10 -0,36	3,5	2,1	1,7	0,640	
		A 15	15	1,00	-0,06	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670	
		A 16	16	1,00	-0,06	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700	
		A 17	17	1,00	-0,06	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,820	
		A 18	18	1,20	-0,06	16,5	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110	
		A 19	19	1,20	-0,06	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220	
		A 20	20	1,20	-0,06	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300	
		A 21	21	1,20	-0,06	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420	
		A 22	22	1,20	-0,06	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500	
		A 23	23	1,20	-0,06	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630	
		A 24	24	1,20	-0,06	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,770	
		A 25	25	1,20	-0,06	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900	
		A 26	26	1,20	-0,06	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,0	1,960	
		A 27	27	1,20	-0,06	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,080	
		A 28	28	1,50	-0,06	25,9	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	2,920	
		A 29	29	1,50	-0,06	26,9	+0,21 -0,42	4,8	3,4	2,0	3,200	
		A 30	30	1,50	-0,06	27,9	+0,21 -0,42	5,0	3,5	2,0	3,320	
		A 31	31	1,50	-0,06	28,6	+0,21 -0,42	5,1	3,5	2,5	3,450	
		A 32	32	1,50	-0,06	29,6	+0,21 -0,42	5,2	3,6	2,5	3,540	
		A 33	33	1,50	-0,06	30,5	+0,25 -0,50	5,2	3,7	2,5	3,690	
		A 34	34	1,50	-0,06	31,5	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	3,800	
		A 35	35	1,50	-0,06	32,2	+0,25 -0,50	5,6	3,9	2,5	4,000	
		A 36	36	1,75	-0,06	33,2	+0,25 -0,50	5,6	4,0	2,5	5,000	
		A 37	37	1,75	-0,06	34,2	+0,25 -0,50	5,7	4,1	2,5	5,370	
		A 38	38	1,75	-0,06	35,2	+0,25 -0,50	5,8	4,2	2,5	5,620	
		A 39	39	1,75	-0,06	36,0	+0,25 -0,50	5,9	4,3	2,5	5,850	
		A 40	40	1,75	-0,06	36,5	+0,39 -0,90	6,0	4,4	2,5	6,030	
		A 41	41	1,75	-0,06	37,5	+0,39 -0,90	6,2	4,5	2,5	6,215	
		A 42	42	1,75	-0,06	38,5	+0,39 -0,90	6,5	4,5	2,5	6,500	
		A 44	44	1,75	-0,06	40,5	+0,39 -0,90	6,6	4,6	2,5	7,000	
		A 45	45	1,75	-0,06	41,5	+0,39 -0,90	6,7	4,7	2,5	7,500	
		A 46	46	1,75	-0,06	42,5	+0,39 -0,90	6,7	4,8	2,5	7,600	
		A 47	47	1,75	-0,06	43,5	+0,39 -0,90	6,8	4,9	2,5	7,500	
		A 48	48	1,75	-0,06	44,5	+0,39 -0,90	6,9	5,0	2,5	7,900	
		A 50	50	2,00	-0,07	45,8	+0,39 -0,90	6,9	5,1	2,5	10,200	
		A 52	52	2,00	-0,07	47,8	+0,39 -0,90	7,0	5,2	2,5	11,100	
		A 54	54	2,00	-0,07	49,8	+0,39 -0,90	7,1	5,3	2,5	11,300	
		A 55	55	2,00	-0,07	50,8	+0,46 -1,10	7,2	5,4	2,5	11,400	
		A 56	56	2,00	-0,07	51,8	+0,46 -1,10	7,3	5,5	2,5	11,800	



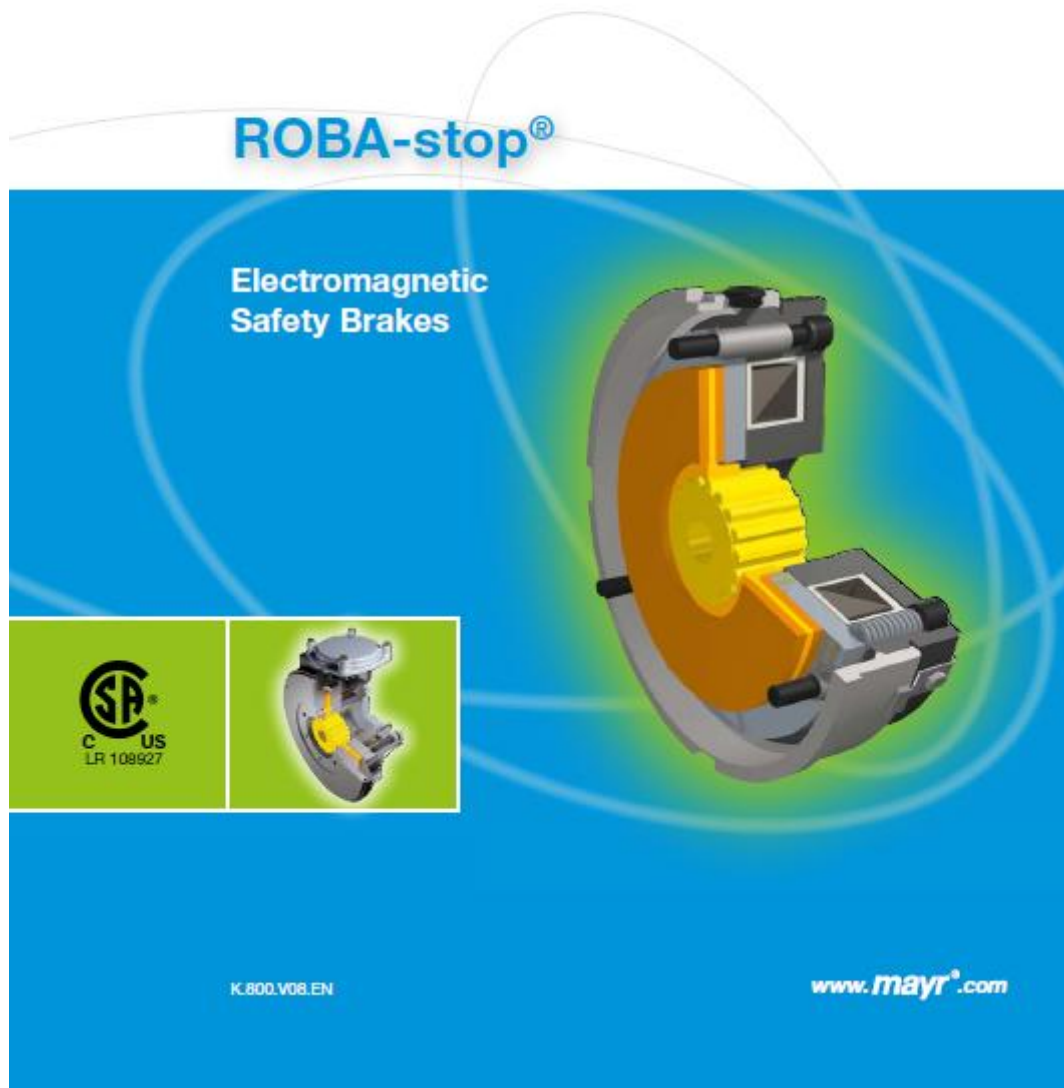
- Dimensiones principales de los anillos de retención seleccionados

Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger						10						
A 3 – A 56 / DIN 471												
Nut - Groove - Gorge				Ergänzende Daten - Supplementary data - Données complémentaires								
d <sub>2</sub> *	Toleranz Tolerance Tolérance	m* min.	l	n	F <sub>N</sub> kN	F <sub>R</sub> kN	g	F <sub>Rg</sub> kN	A <sub>N</sub> mm <sup>2</sup>	K kN · mm	n <sub>rot.</sub> x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince
2,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,1	0,47	0,5	0,27	0,9	2,06	360	ZGA-0
3,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,2	0,50	0,5	0,30	1,2	1,93	211	ZGA-0
4,8	-0,04	0,70	0,10	0,3	0,2	1,00	0,5	0,80	1,5	7,38	154	ZGA-0
5,7	-0,04	0,80	0,15	0,5	0,4	1,45	0,5	0,90	2,8	10,40	114	ZGA-0
6,7	-0,06	0,90	0,15	0,5	0,5	2,60	0,5	1,40	3,2	14,70	121	ZGA-0
7,6	-0,06	0,90	0,20	0,6	0,8	3,00	0,5	2,00	4,9	14,20	96	ZGA-0
8,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	0,9	3,50	0,5	2,40	5,5	30,00	85	ZGA-0
9,6	-0,11	1,10	0,20	0,6	1,0	4,00	1,0	2,40	6,2	28,20	84	ZGA-1
10,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,4	4,50	1,0	2,40	8,4	26,10	70	ZGA-1
11,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,5	5,00	1,0	2,40	9,2	24,00	75	ZGA-1
12,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,0	5,80	1,0	2,40	11,9	23,20	66	ZGA-1
13,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,1	6,40	1,0	2,40	12,9	22,90	58	ZGA-1
14,3	-0,11	1,10	0,35	1,1	2,6	6,90	1,0	2,40	16,1	21,60	50	ZGA-1
15,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,2	7,40	1,0	2,40	19,6	21,00	45	ZGA-1
16,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,4	8,00	1,0	2,40	20,8	21,60	41	ZGA-1
17,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,5	17,00	1,5	3,75	27,5	37,10	39	ZGA-2
18,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,8	17,00	1,5	3,80	29,1	36,40	35	ZGA-2
19,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,0	17,10	1,5	3,85	30,6	36,30	32	ZGA-2
20,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,3	16,80	1,5	3,75	32,2	35,40	29	ZGA-2
21,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,6	16,90	1,5	3,80	33,8	35,40	27	ZGA-2
22,0	-0,15	1,30	0,50	1,5	5,9	16,60	1,5	3,80	35,4	34,70	25	ZGA-2
22,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	6,7	16,10	1,5	3,65	40,5	33,40	27	ZGA-2
23,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,0	16,20	1,5	3,70	42,3	33,40	25	ZGA-2
24,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,3	16,10	1,5	3,70	44,0	32,90	24	ZGA-2
25,6	-0,21	1,30	0,70	2,1	9,6	16,40	1,5	3,80	57,8	33,40	22	ZGA-2
26,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,0	32,10	1,5	7,50	60,0	65,00	21	ZGA-2
27,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,3	31,80	1,5	7,45	62,0	64,00	20	ZGA-2
28,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,7	32,10	1,5	7,65	64,0	64,20	19	ZGA-2
29,3	-0,21	1,60	0,85	2,6	13,4	31,50	2,0	5,60	81,0	62,80	18	ZGA-2
30,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	13,8	31,20	2,0	5,55	83,0	61,80	17	ZGA-2
31,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,3	31,60	2,0	5,65	86,0	62,20	17	ZGA-2
32,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,7	31,30	2,0	5,60	88,0	61,30	16	ZGA-2
33,0	-0,25	1,60	1,00	3,0	17,8	30,80	2,0	5,55	107,0	60,10	16	ZGA-2
34,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,3	49,40	2,0	9,00	110,0	95,80	15	ZGA-2
35,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,8	50,00	2,0	9,15	113,0	96,40	14	ZGA-2
36,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,3	49,50	2,0	9,10	116,0	95,00	14	ZGA-2
37,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,9	49,80	2,0	9,25	119,0	95,20	15	ZGA-2
37,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	25,3	51,00	2,0	9,50	152,0	97,00	14	ZGA-3
38,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,0	50,10	2,0	9,40	156,0	94,50	14	ZGA-3
39,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,7	50,00	2,0	9,45	160,0	93,70	13	ZGA-3
41,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,0	48,50	2,0	9,20	168,0	90,70	12	ZGA-3
42,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,6	49,00	2,0	9,35	172,0	91,00	11	ZGA-3
43,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	29,4	48,90	2,0	9,40	177,0	90,20	11	ZGA-3
44,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,0	49,50	2,0	9,55	180,0	90,70	11	ZGA-3
45,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,7	49,40	2,0	9,55	184,0	90,00	10	ZGA-3
47,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	38,0	73,30	2,0	14,40	228,0	133,00	11	ZGA-3
49,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	39,7	73,10	2,5	11,50	238,0	133,00	10	ZGA-3
51,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	41,2	71,20	2,5	11,30	247,0	129,00	9	ZGA-3
52,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,0	71,40	2,5	11,40	252,0	130,00	9	ZGA-3
53,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,8	70,80	2,5	11,30	257,0	129,00	9	ZGA-3



\* Siehe Abschnitt 8, Seite 128 - \* See section 8, page 128 - \* Voir paragraphe 8, page 128

## 2.6. Catálogo de frenos de retención *Mayr*





- Selección de freno de retención Mayr modelo ROBA-stop



### Your Advantages When Using ROBA-stop®

ROBA-stop® brakes attract customers because of their decided advantages in relation to operational safety and ease of maintenance.

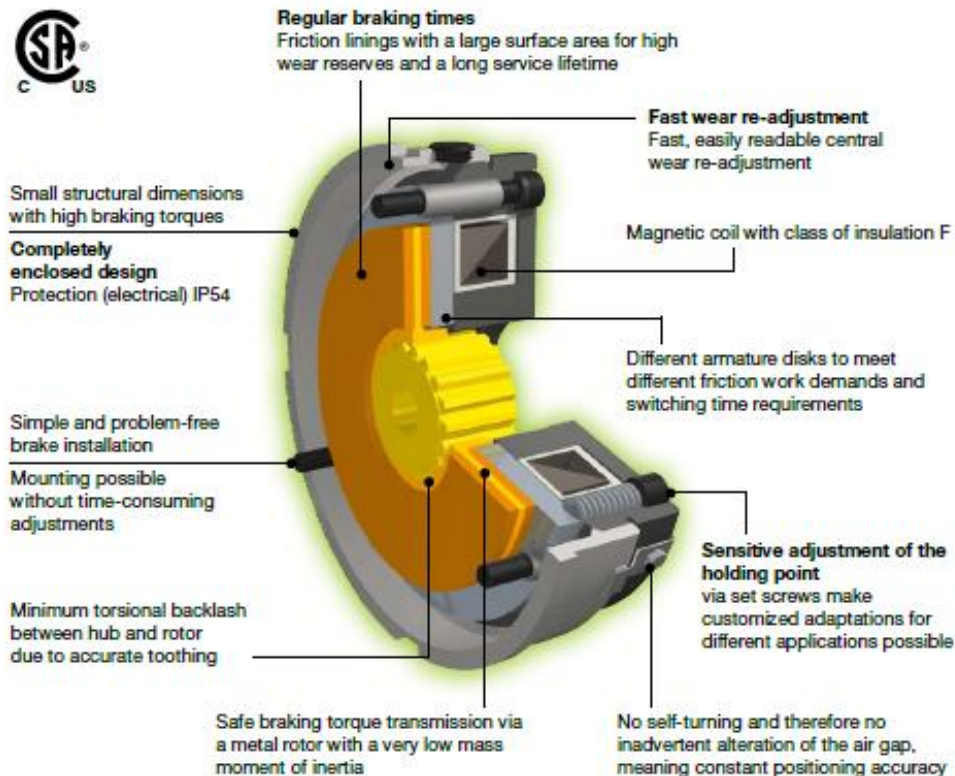
For most applications, the enclosed structural shape can provide high functional brake safety without requiring additional protective measures.

The product's high reliability further improves the functional safety and increases the efficiency of the entire machine or system in which it is used.

The sensitive braking torque adjustment shows its value when exact positioning is required or when drives are to be adapted to changing production procedures. It simplifies production procedure optimization immensely, increases production, maximises flexibility and improves product quality.

A further, outstanding characteristic of the ROBA-stop® brake is the central wear re-adjustment. This minimises the danger of adjustment errors, simplifies maintenance, saves time and maintenance costs and therefore also reduces machine downtimes.

### Your Customized Solution - Our Universal Brake

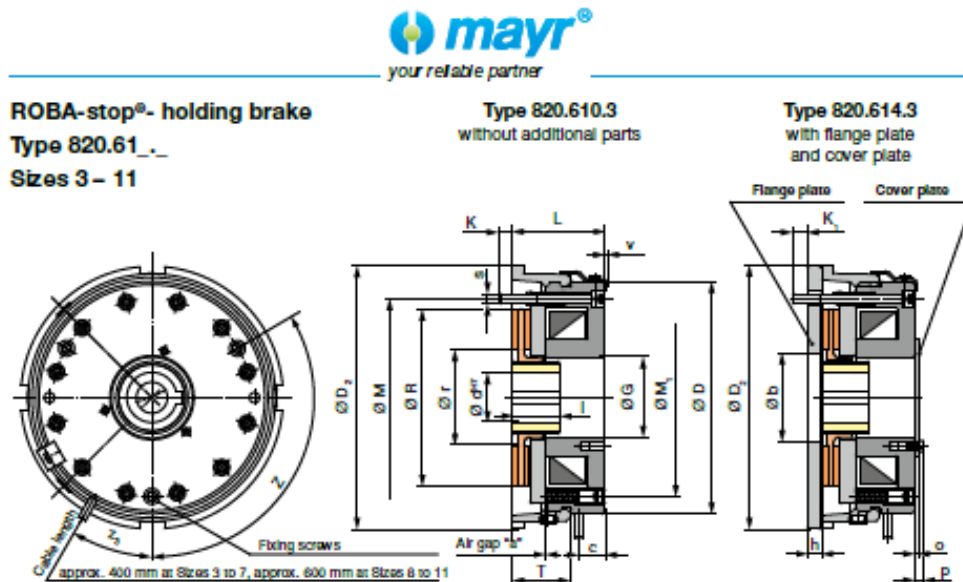


**UL**  
E 189728

On request ROBA-stop® safety brakes can also be delivered with UL approval.

**i** According to German notation, decimal points in this document are represented with a comma (e.g. 0,5 instead of 0.5).

- Selección de freno de retención Mayr ROBA-stop tipo 820.61 tamaño 7



Technical Data		Size								
		3	4	5	6	7	8	9	10	11
Braking torque <sup>1)</sup>	M <sub>B</sub> [Nm]	5	10	22	48	90	180	360	620	1250
Electrical power	P <sub>in</sub> [W]	17	24	33	50	70	87	102	134	196
Max. speed <sup>2)</sup>	n <sub>max</sub> [rpm]	6000	5000	4800	4000	3800	3400	3000	3000	3000
Weight	[kg]	0,6	0,95	1,8	3,1	5,4	9,4	15,5	30	55



The holding brake is designed to hold large masses or loads without friction work. Braking at low speeds with low friction work can be made possible, but if this is required, the application conditions should first be discussed with the manufacturer.

A higher braking torque is achieved by placing more pre-tension on the brake springs located at the external pole of the magnetic part.

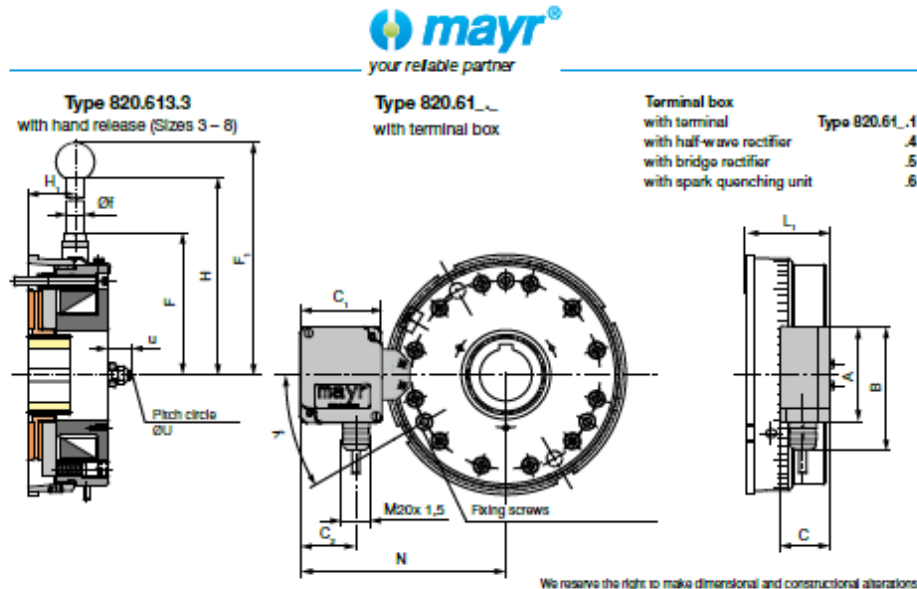
A standard hand release for Sizes 9 – 11 cannot be supplied due to the high spring forces. Special hand release available on request.

The brake can easily be connected to a DC voltage supply via our comprehensive range of electrical accessories (see pages 33 – 38).

Order Number		_ / 8 2 0 . 6 1 _ . _ / _ / _ / _	
Size	Without additional parts	0	△
3	Flange plate	1	△
4	Cover plate	2	△
5	Hand release <sup>3)</sup>	3	△
6	Flange plate / cover plate	4	△
7	Flange plate / hand release <sup>3)</sup>	5	△
8	Cover plate / hand release <sup>3)</sup>	6	△
9	Flange plate / cover plate / hand release <sup>3)</sup>	7	△
10			△
11			△
	Voltage <sup>4)</sup> [VDC]	± 10 %	△
	Bore Ø d <sup>11)</sup>	24 104 180 207	△
	Koyway acc.	DIN 6885/1 DIN 6885/2 DIN 6885/3	△
	1	Terminal box with terminal	
	3	Cable	
	4	Terminal box with half-wave rectifier	
	5	Terminal box with bridge rectifier	
	6	Terminal box with spark quenching unit	

10 Example: 6 / 820.611.3 / 104 / 22 / 6885/1

- Dimensiones y características principales del freno de retención Mayr ROBA-stop tipo 820.61 tamaño 7



We reserve the right to make dimensional and constructional alterations.

Dimensions [mm]		Size									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Bores	Ød <sub>min</sub> DIN 6885/1	8	10	10	15	20	25	30	30	30	
	DIN 6885/1	11	13	18	23	30	45	47	57	76	
	Ød <sub>max</sub> DIN 6885/2	12 <sup>1)</sup>	-	-	-	-	-	-	-	-	
	DIN 6885/3	-	15	20	25	32	-	50	60	80	
Preferred bores H7		10; 11; 12	12; 15	15; 20	20; 25	25; 30	30; 40	40; 45	45; 50	60; 70	

	Size										
	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
A	64	64	64	64	79,5	79,5	79,5	79,5	79,5		
a	0,2	0,2	0,25	0,25	0,35	0,35	0,4	0,4	0,5		
B	77	77	77	77	92,5	92,5	92,5	92,5	92,5		
b	22	26	35	40	48	68	75	90	120		
C	36	36	36	36	42	42	42	42	42		
C <sub>1</sub>	58	58	58	58	66,5	66,5	66,5	66,5	66,5		
C <sub>2</sub>	29	29	29	29	45,5	45,5	45,5	45,5	45,5		
c	8	8	9	10,5	16,5	18	18	25	30		
D	72	86	104,5	131,5	146	183	201	255	330		
D <sub>2</sub>	79	98	114	142	165	199	220	275	360		
F	48,3	55,8	68,2	84,6	96,8	117,8	-	-	-		
F <sub>1</sub>	104,3	111,8	133,2	158,6	191,8	210,3	-	-	-		
f	6	6	8	10	12	14	-	-	-		
Q <sup>100</sup>	21,9	26,9	30,9	38,9	50,9	73,9	80,4	90	129		
H	86,3	93,8	115,2	136,1	169,3	181,3	-	-	-		
H <sub>1</sub>	19	21	22,5	27,5	38	38	-	-	-		
h	6	7	8	8	8	10	12	14	16		
K	6	5	6	8	8	12	9	12	24		
K <sub>1</sub>	5	8	8	10	10	12	12	18	18		
L	30,2 <sup>2)</sup>	32,2 <sup>3)</sup>	39,3	43,2	58,2	66,7	74,3	96,3	116,3		

	Size										
	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
L <sub>1</sub>	38,2	40,2	47,3	51,2	61,2	69,7	77,2	99,3	119,3		
I	15	20	20	25	30	35	35	50	60		
Please observe the load on the shaft or key!											
M	58	72	90	112	124	156	175	215	280		
M <sub>1</sub>	58	72	89	112	124	156	175	215	280		
N	102	109	118,5	132	151,5	170	179	206	243,5		
o	1,5	2,5	2,5	3,5	3,5	2	2	2	2		
p	3,5	5,1	5,1	6,1	6,8	5,3	5,9	5,9	7		
R	50	62,5	79,5	99	110,5	139	158	188	253		
r	25	32	40	45	60	77	83	94	128		
s	3xM4	3xM4	3xM5	3xM6	3xM6	3xM8	6xM8	6xM8	6xM12		
T	17	19	25	27	36	38	47	56	74		
U	60,5	75	91	115,5	129	161	-	-	-		
u	6,5	7	9	11,5	13,5	19	-	-	-		
v	1	1	1	1,5	1,5	1,5	2	2	2		
y	33 <sup>4)</sup>	32 <sup>4)</sup>	32 <sup>4)</sup>	32 <sup>4)</sup>	30 <sup>4)</sup>	30 <sup>4)</sup>	30 <sup>4)</sup>	30 <sup>4)</sup>	22,5 <sup>4)</sup>		
Z	3x 120 <sup>5)</sup>						6x 60 <sup>6)</sup> 6x 60 <sup>6)</sup> 6x 60 <sup>6)</sup>				
z	98 <sup>7)</sup>	98 <sup>7)</sup>	105 <sup>7)</sup>	90 <sup>7)</sup>	90 <sup>7)</sup>	90 <sup>7)</sup>	90 <sup>7)</sup>	90 <sup>7)</sup>	90 <sup>7)</sup>		
z <sub>3</sub>	33 <sup>4)</sup>	32 <sup>4)</sup>	33 <sup>4)</sup>	33 <sup>4)</sup>	30 <sup>4)</sup>	30 <sup>4)</sup>	30 <sup>4)</sup>	30 <sup>4)</sup>	22,5 <sup>4)</sup>		

1) Braking torque tolerance: + 40 % / - 20 %  
other braking torques available on request  
2) Higher speeds on request  
3) Standard hand release for Sizes 9 - 11 not possible

4) Standard voltages (VDC): 24; 104; 180; 207  
Permitted voltage tolerance: ± 10 % acc. DIN IEC 60335  
5) Width b = 4<sup>4)</sup>, depth t = 1,2<sup>4)</sup>  
6) Fixing screws protruding 3,2 mm  
7) Fixing screws protruding 2,2 mm

*Alberto Sergio de Tomás Marrero*

*Anexos*



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

*Grado en Ingeniería Mecánica*

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**Diseño de caja reductora con freno de  
retención de posición**

**PLANOS**

**Autor:** Alberto Sergio Tomás Marrero

**Tutora:** Isabel Teresa Martín Mateos

Septiembre 2016

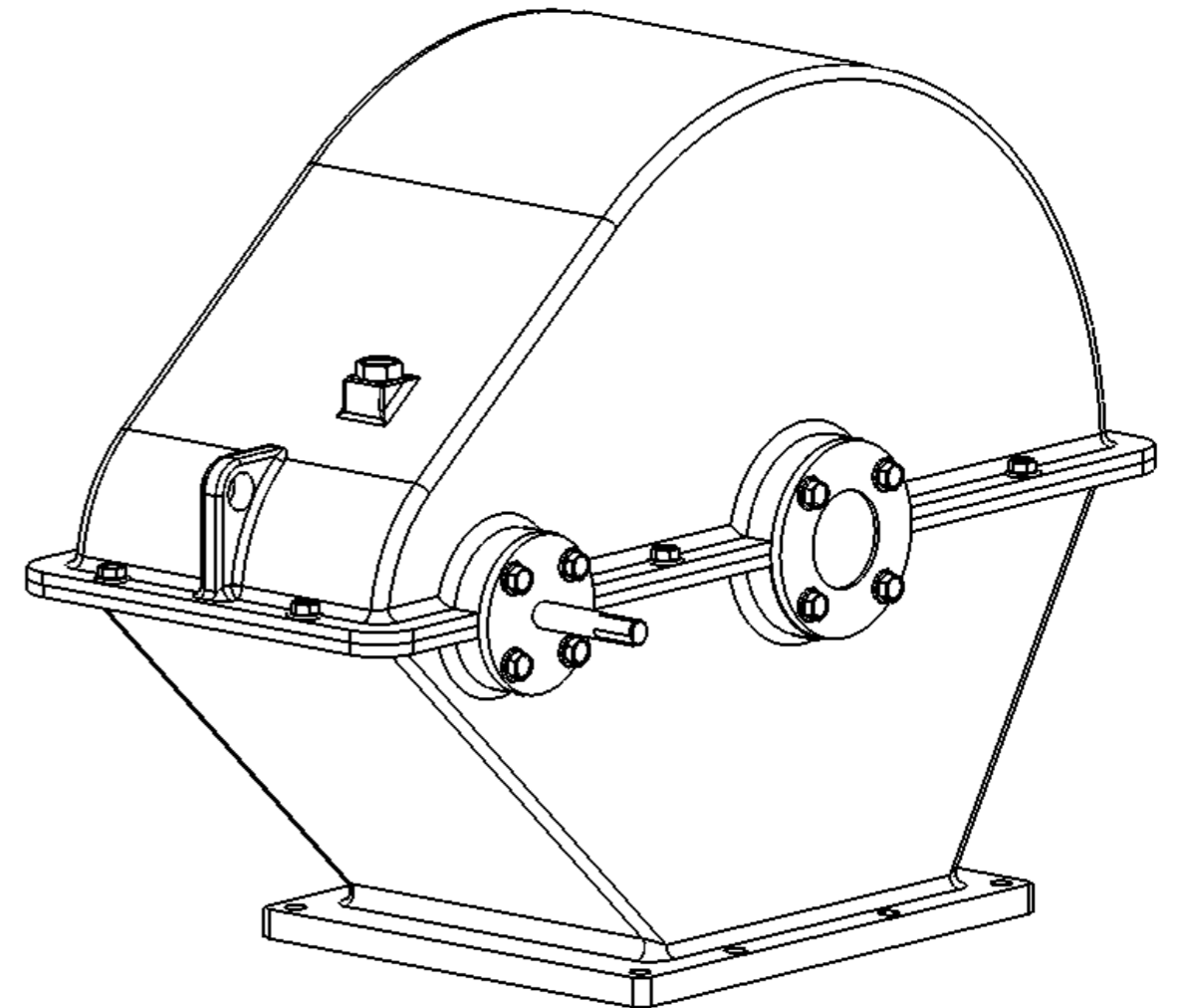
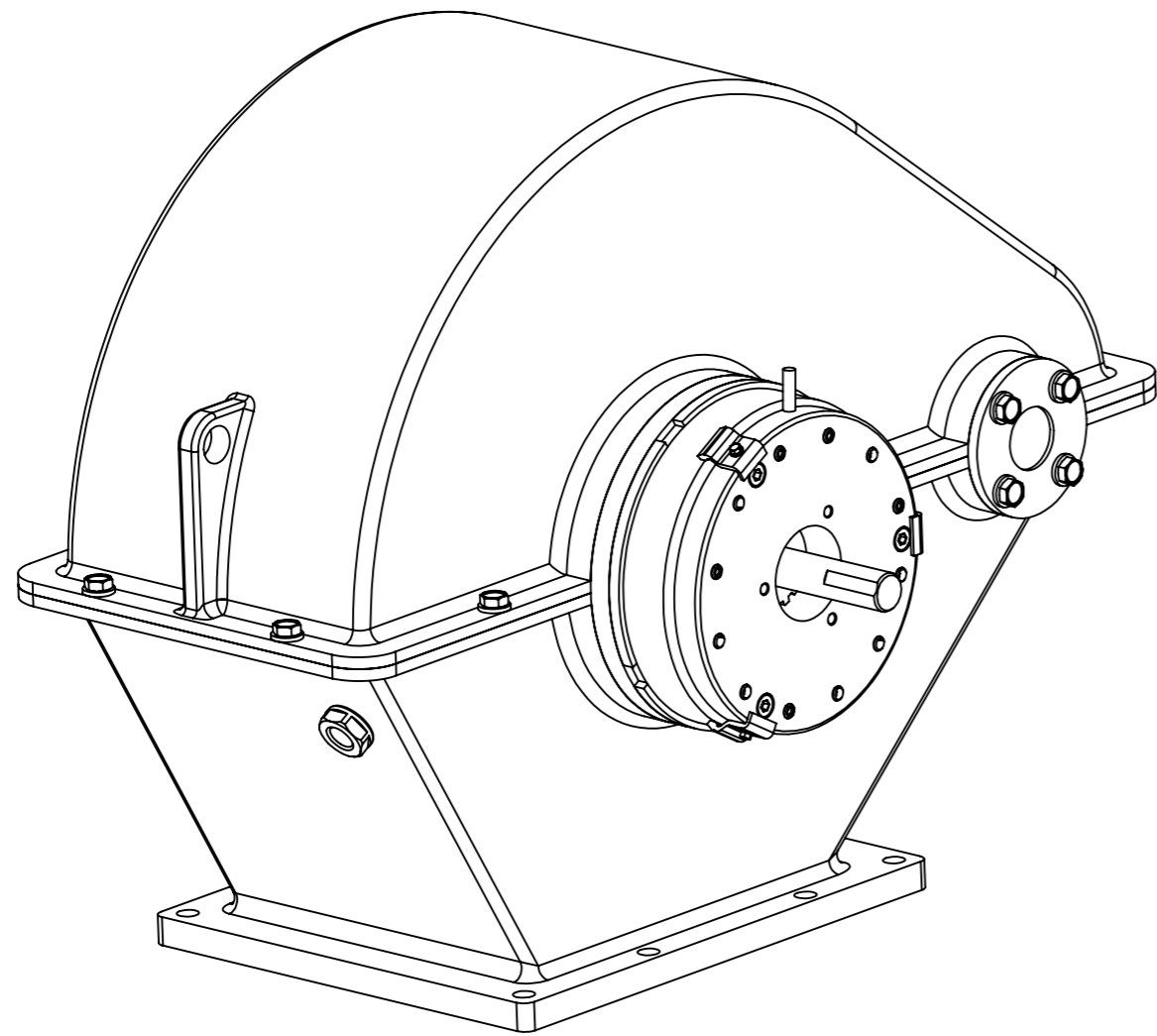


*Alberto Sergio de Tomás Marrero*


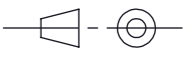
*Planos*

## **Índice Planos**

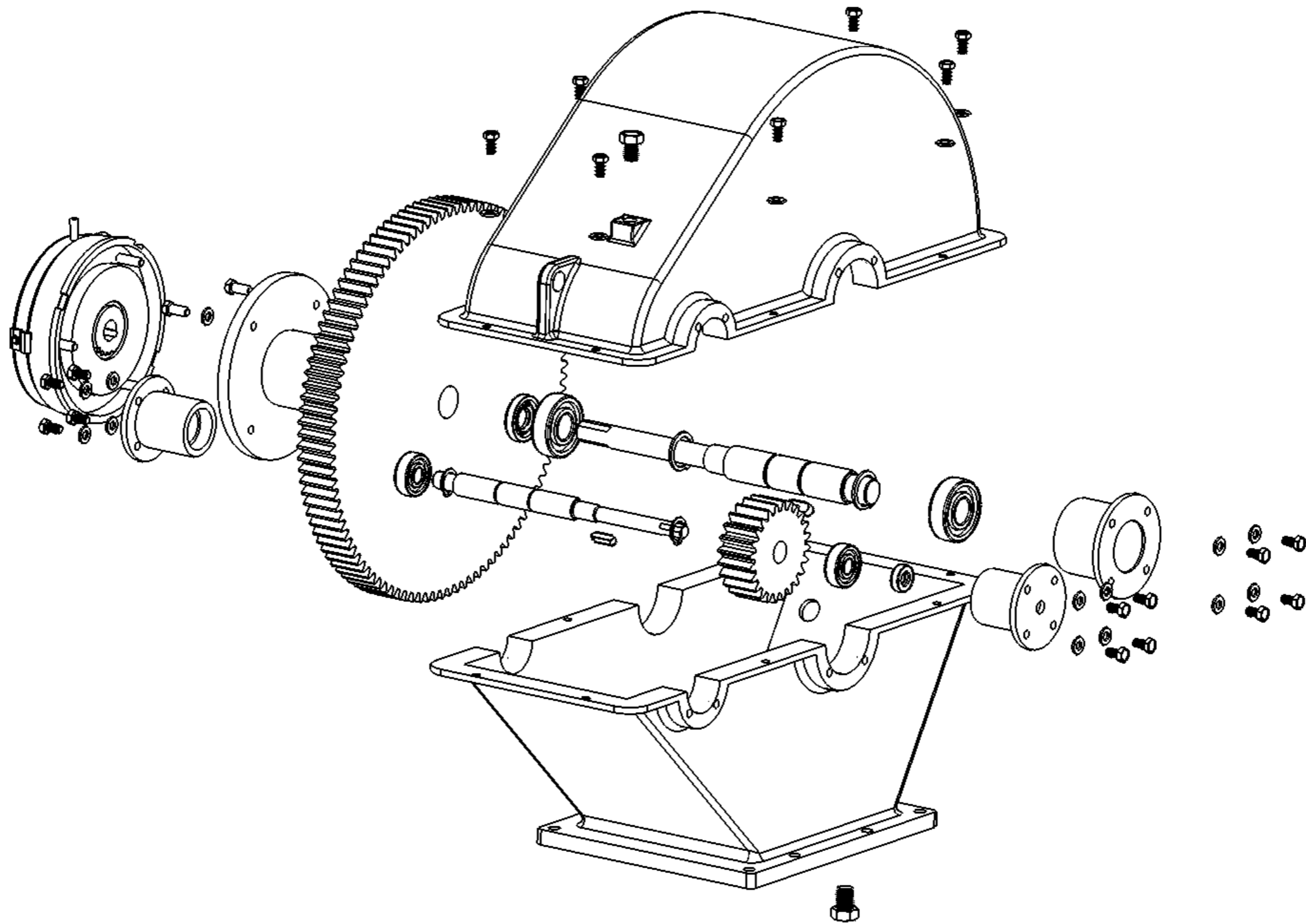
- 1. Perspectivas**
- 2. Perspectiva explosionada**
- 3. Plano de conjunto 1**
- 4. Plano de conjunto 2**
- 5. Plano 1 marca 1: Base carcasa**
- 6. Plano 2 marca 1: Base carcasa**
- 7. Plano 1 marca 10: Tapa carcasa**
- 8. Plano 2 marca 10: Tapa carcasa**
- 9. Plano marca 6: Eje de salida**
- 10. Plano marca 18: Eje de entrada**
- 11. Plano marca 25: Tapa derecha eje de entrada**
- 12. Plano marca 17: Tapa izquierda eje de entrada**
- 13. Plano marca 5: Tapa izquierda eje de salida**
- 14. Plano marca 16: Tapa derecha eje de salida**




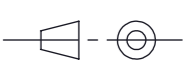
**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

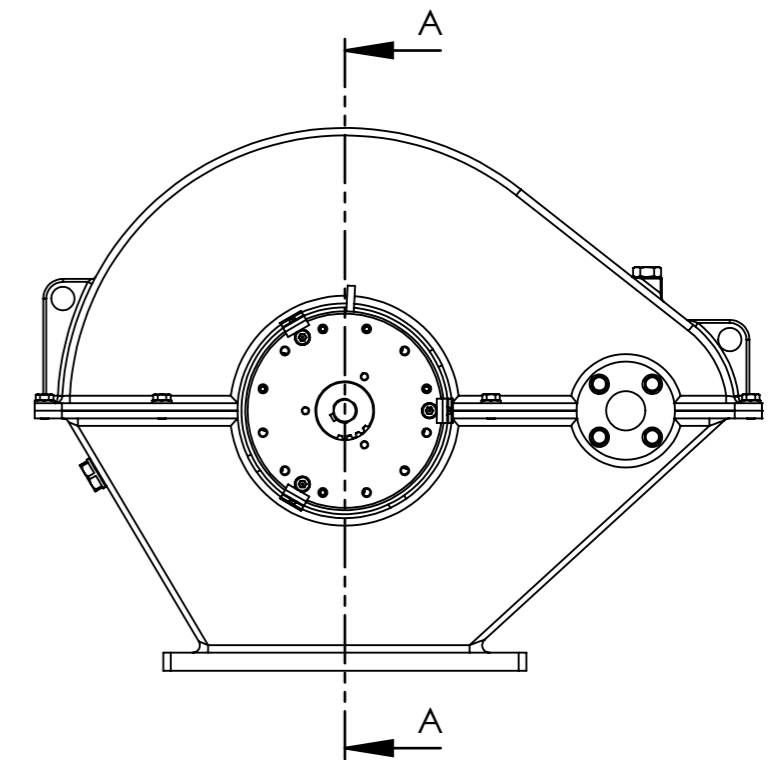
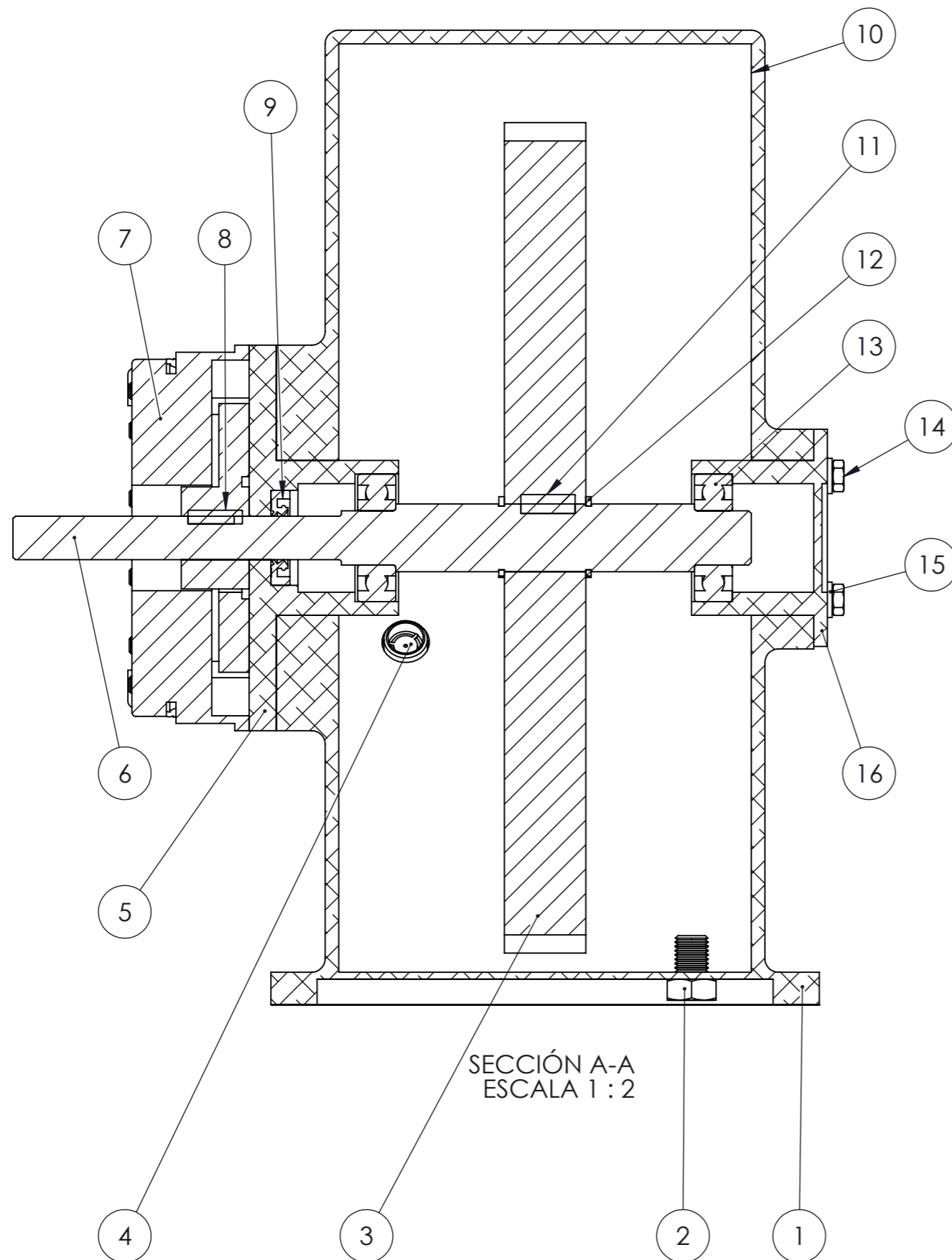
Caja reductora con freno de retención de posición			
	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	Alberto Sergio de Tomás Marrero		
Fecha	SEPTIEMBRE - 2016		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN 22768-1		
ESCALA:	Perspectivas		Nº P. : 1-01
S/E			 Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_1_01.dwg






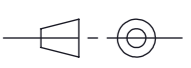
**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

Caja reductora con freno de retención de posición			
	Autor	 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	Alberto Sergio de Tomás Marrero		
Fecha	SEPTIEMBRE - 2016		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN 22768-1		
ESCALA:	Perspectiva explosionada		Nº P. : 1-02  Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_1_02.dwg
E 1 : 3			

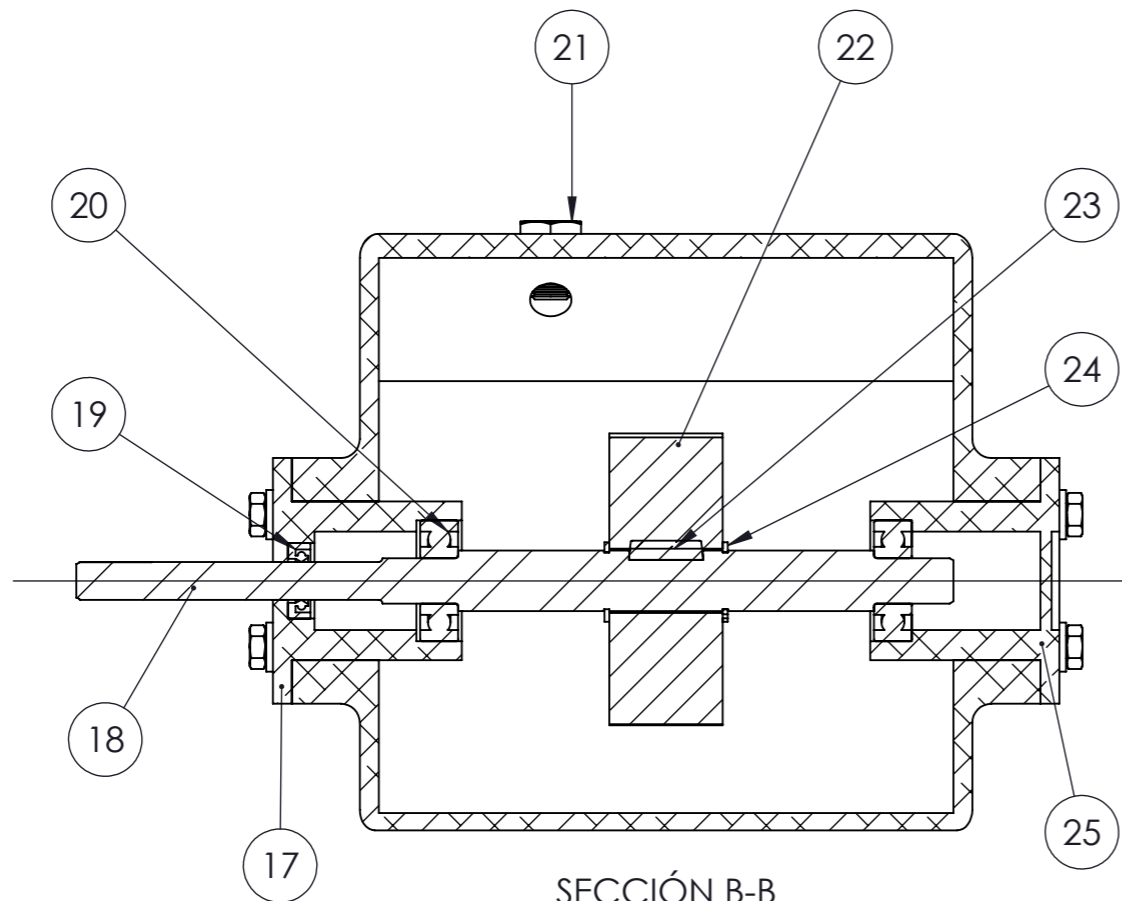


MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
1	1	Base carcasa	AISI 1060
2	1	Tapón de vaciado	DIN 910 M16x1,5
3	1	Engrane	Bea Transmision N=100, m=3
4	1	Visor nivel de aceite	Visor Elesa GN 743-11 M12x5-A
5	1	Tapa izq. eje de salida	AISI 1060
6	1	Eje de salida	AISI 1137
7	1	Freno de retención	Mayr ROBA-stop 7/820.610.3/104/20
8	1	Chaveta paralela	DIN 6885-A 5x5x15
9	1	Sello eje de salida	SKF 16X35X7 HMSA 10 V
10	1	Tapa carcasa	AISI 1060
11	1	Chaveta paralela	DIN 6885-A 8x7x20
12	2	Anillo de retención	DIN 471 SEGGER A-25
13	2	Rodamiento de bolas	NSK 6204
14	24	Tornillo cabeza hexagonal	DIN 933 M6x12
15	24	Arandela plana	DIN 126 Ø6
16	1	Tapa dcha. eje de salida	AISI 1060

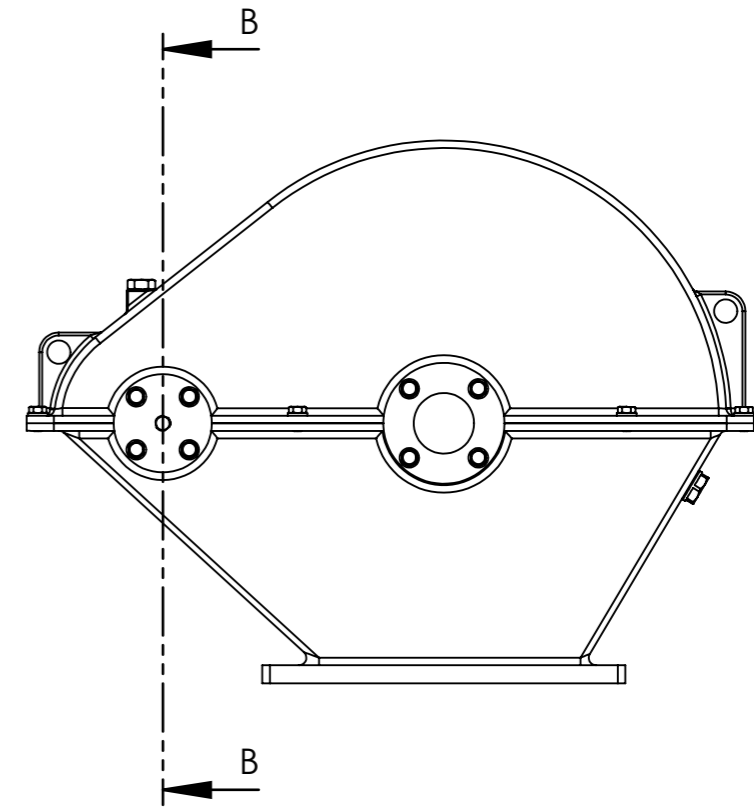
Caja reductora con freno de retención de posición

Autor		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	Alberto Sergio de Tomás Marrero		
Fecha	SEPTIEMBRE - 2016		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN 22768-1		
ESCALA:			
E 1 : 5	Plano de conjunto 1		Nº P. : 1-03  Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_1_03.dwg

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**


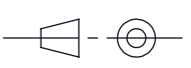


SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 2

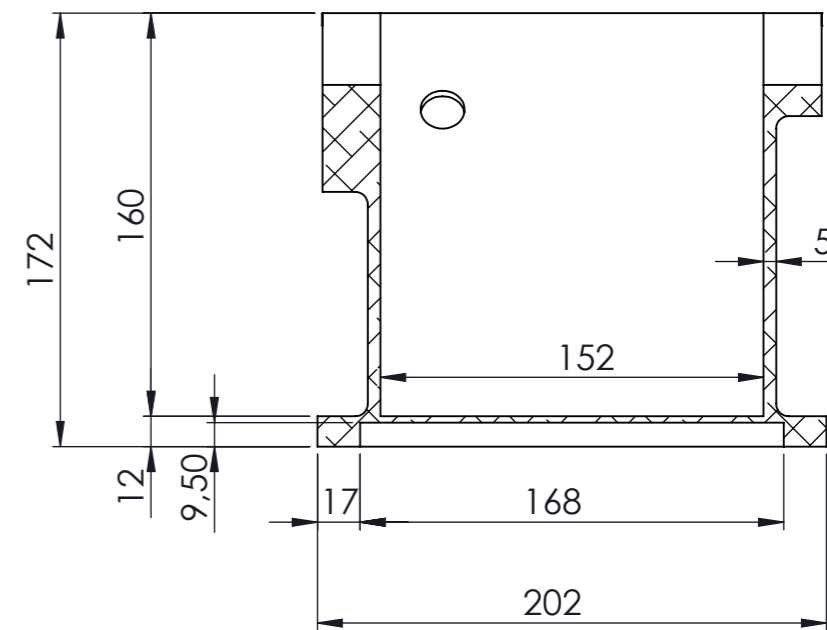
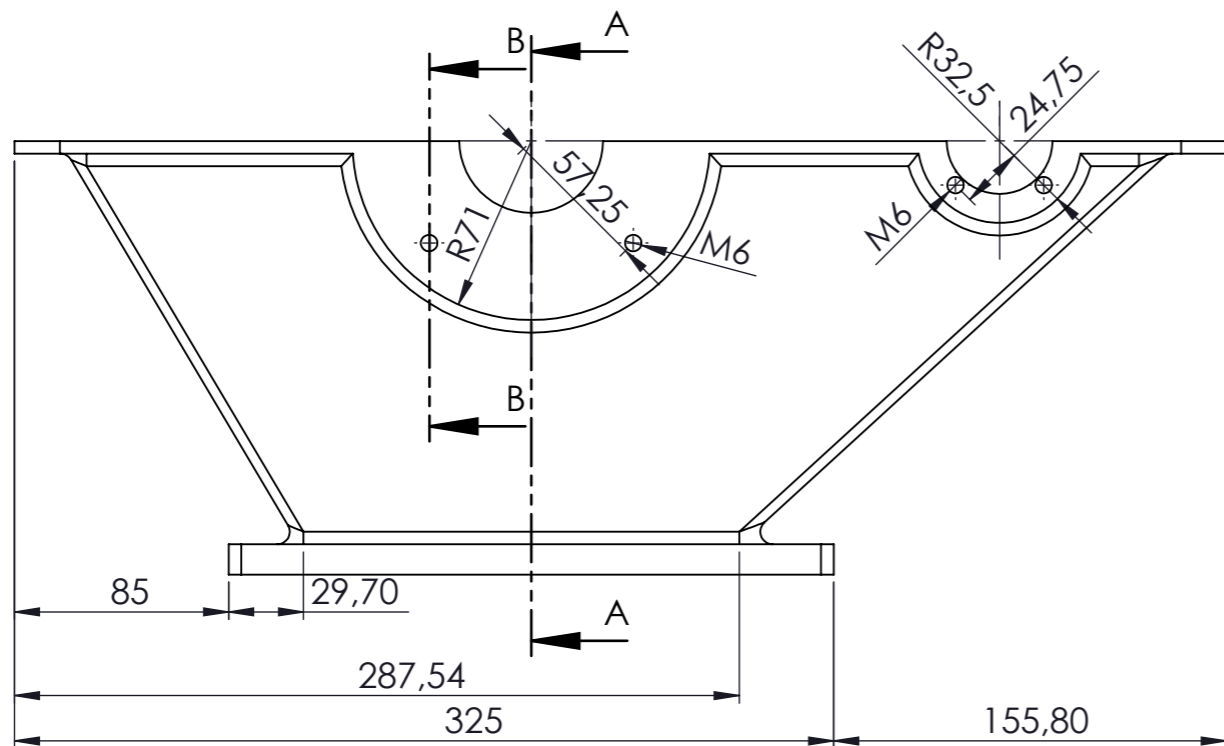


MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
17	1	Tapa izq. eje de entrada	AISI 1060
18	1	Eje de entrada	AISI 1137
19	1	Sello eje de entrada	SKF 10x20x6 HMS5 RG
20	2	Rodamiento de bolas	NSK 6201
21	1	Tapón de llenado	DIN 908 M10x2
22	1	Piñón	Bea Transmision N=24, m=3
23	1	Chaveta paralela	DIN 6885-A 5x5x20
24	2	Anillo de retención	DIN 471 SEGGER A-16
25	1	Tapa dcha. eje de entrada	AISI 1060

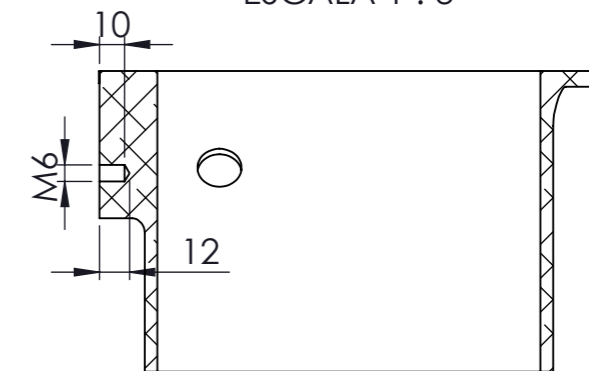
Caja reductora con freno de retención de posición

Autor		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	Alberto Sergio de Tomás Marrero		
Fecha	SEPTIEMBRE - 2016		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN 22768-1		
ESCALA: E 1 : 5	Plano de conjunto 2		Nº P. :1-04  Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_1_04.dwg

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

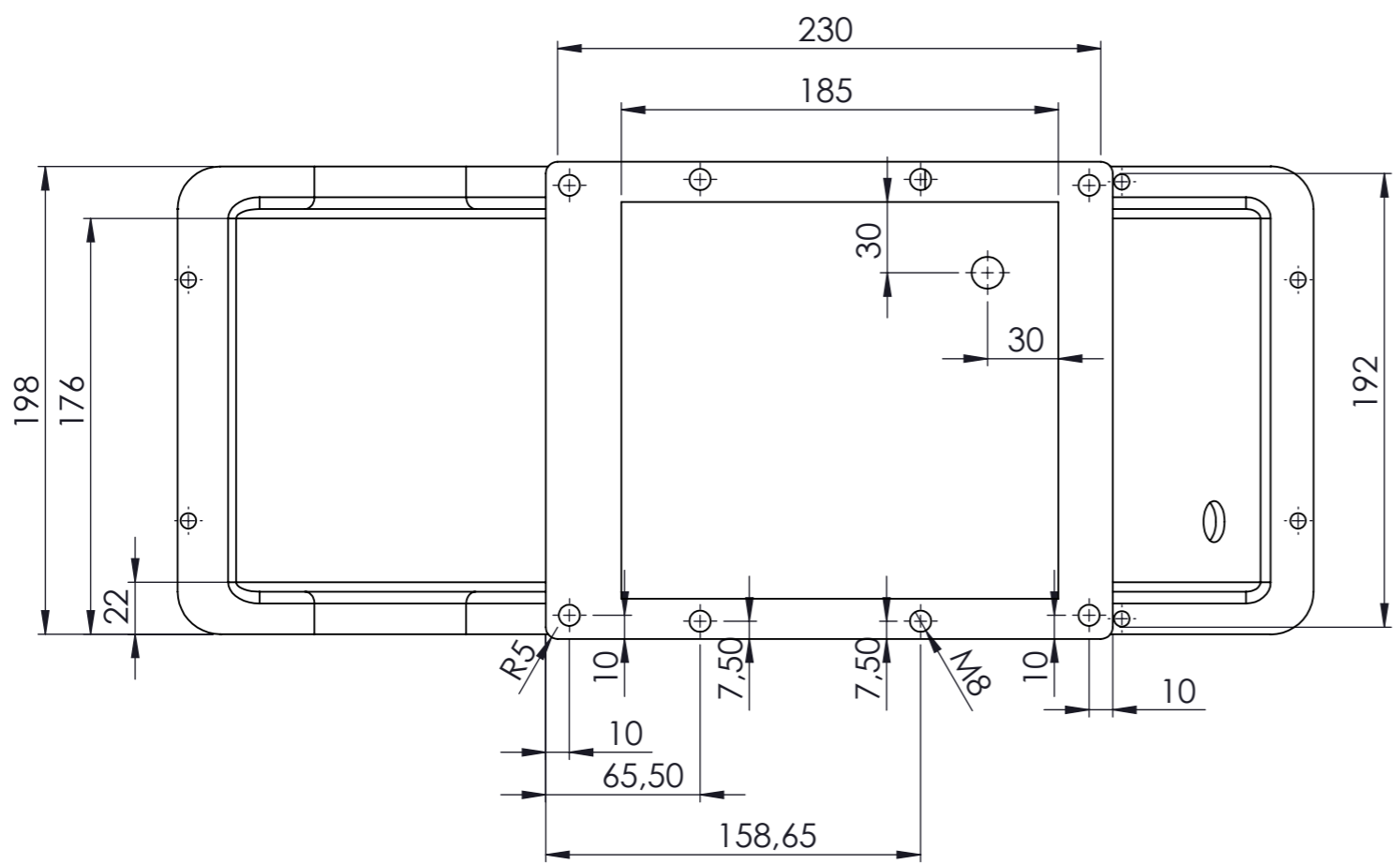


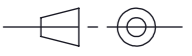
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 3



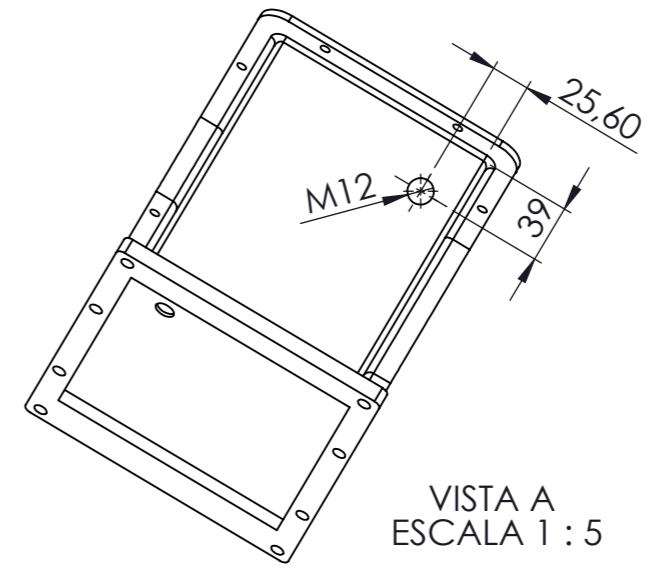
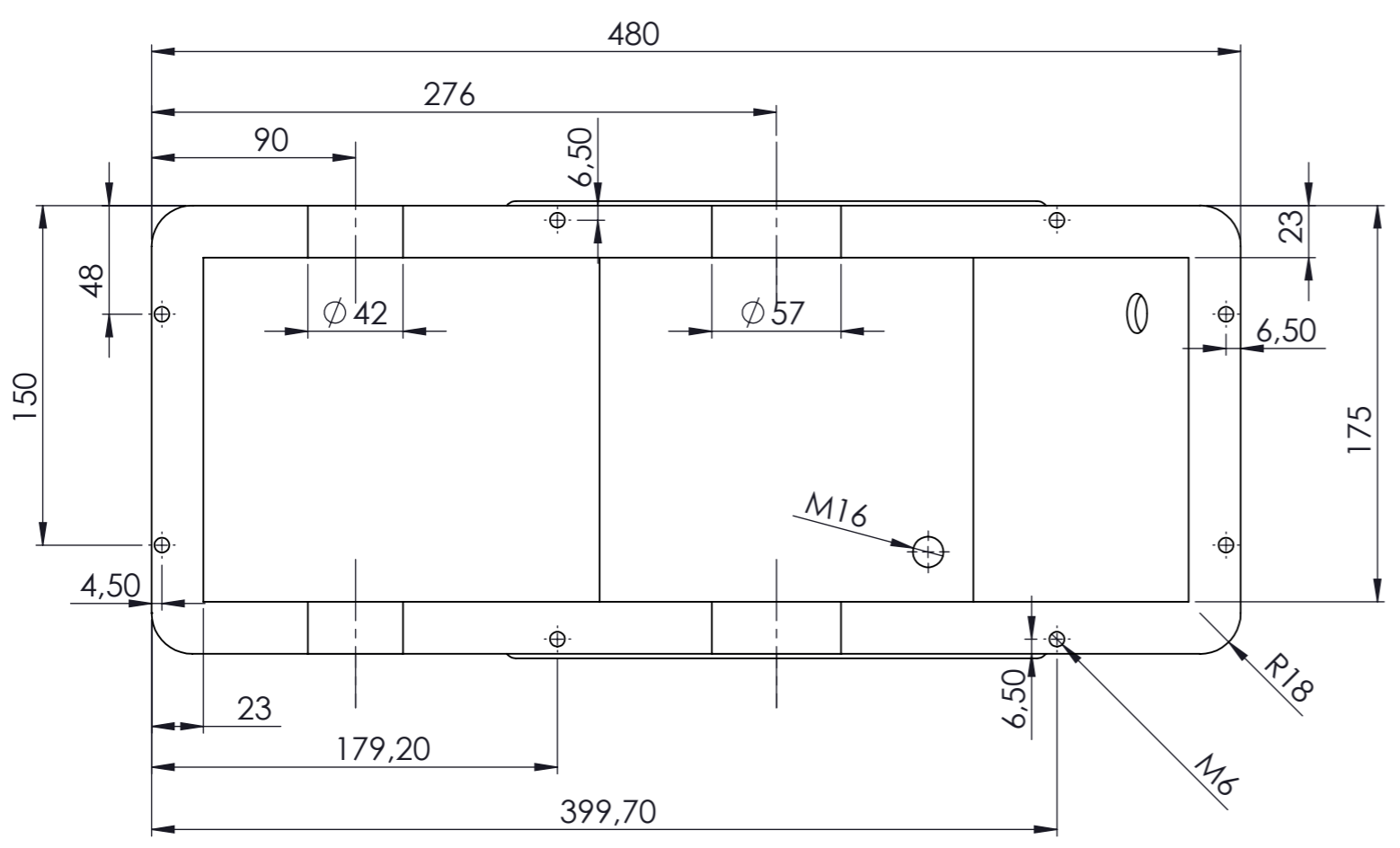
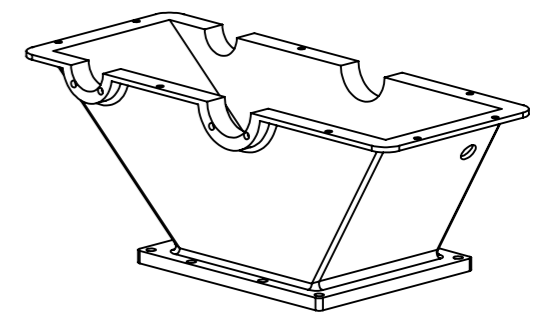
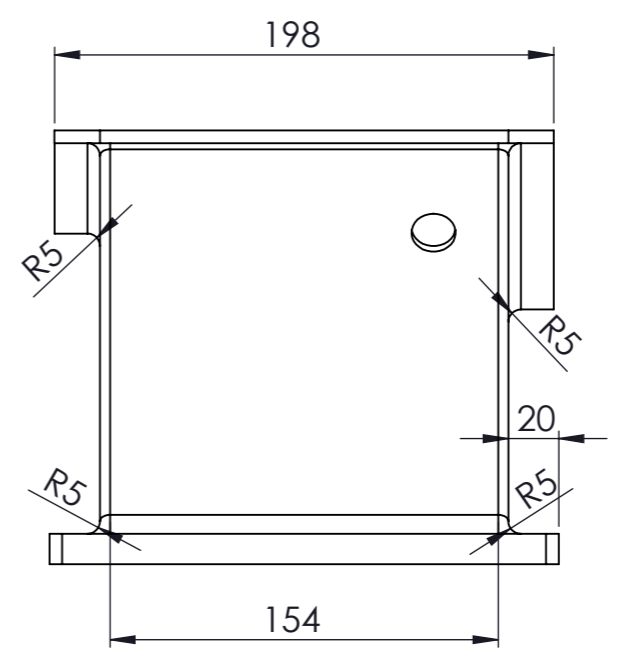
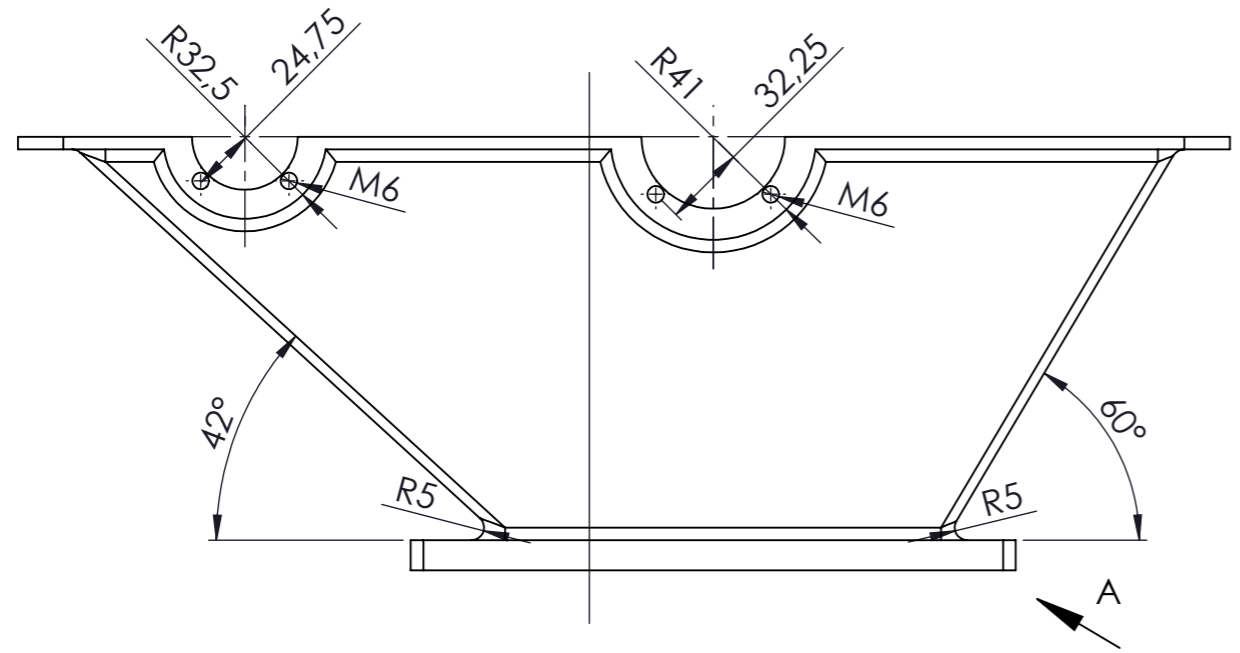
SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 3

$\nabla$  N10 En todas la superficies



MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
1	1	Base carcasa	AIISI 1060
Caja reductora con freno de retención de posición			
Dibujado		Autor	
Fecha		Alberto Sergio de Tomás Marrero	
Id. s. normas		SEPTIEMBRE - 2016	
UNE-EN-DIN 22768-1		 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
ESCALA:	Plano 1 marca 1: Base carcasa		Nº P. : 2-01
E 1 : 3			 Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_2_01.dwg

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

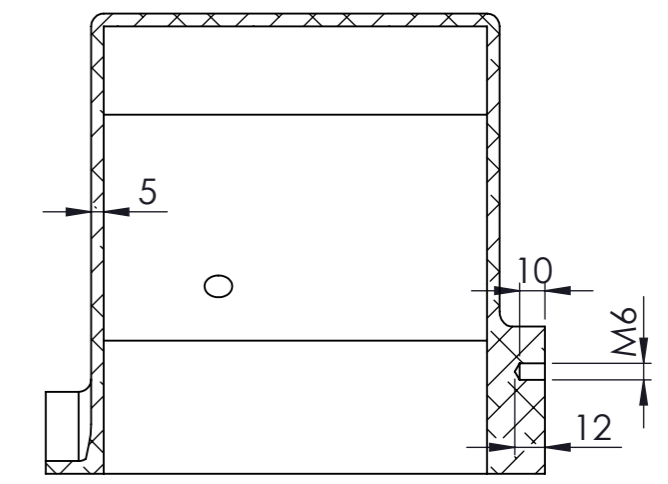
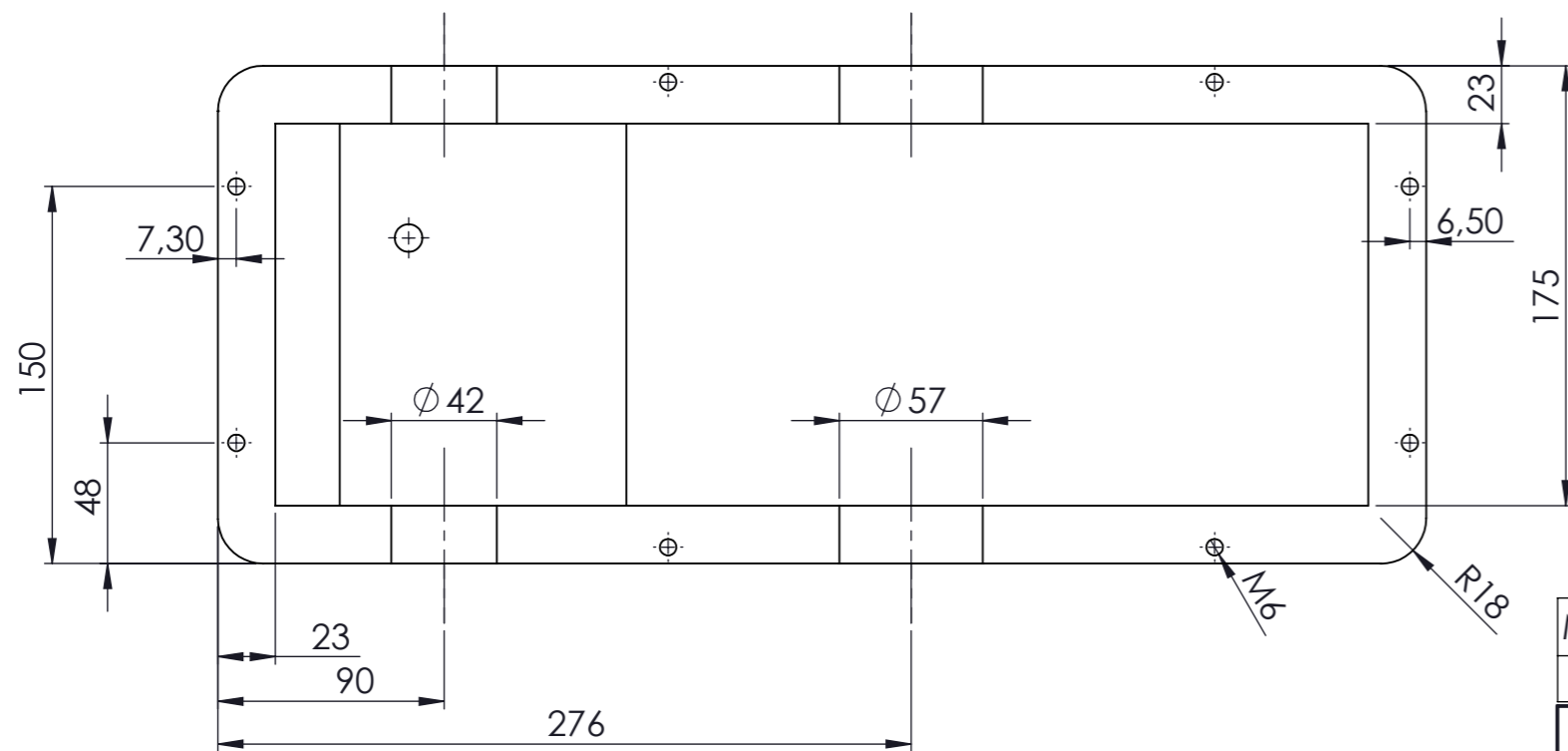
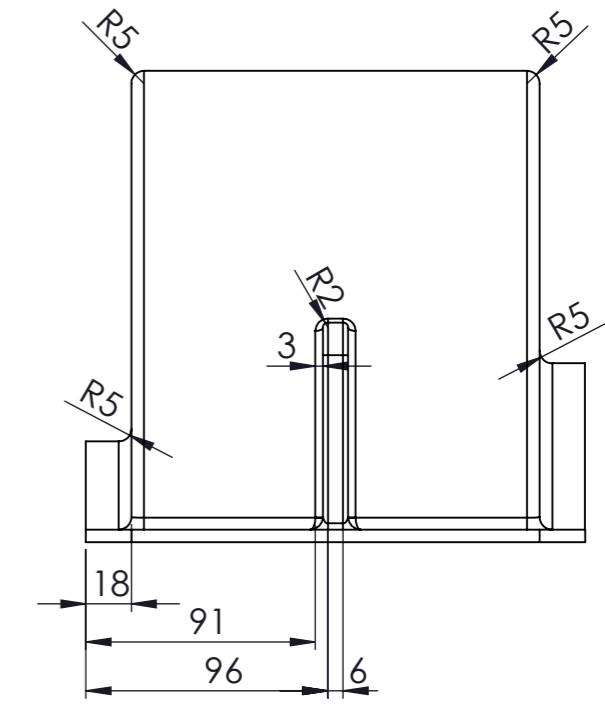
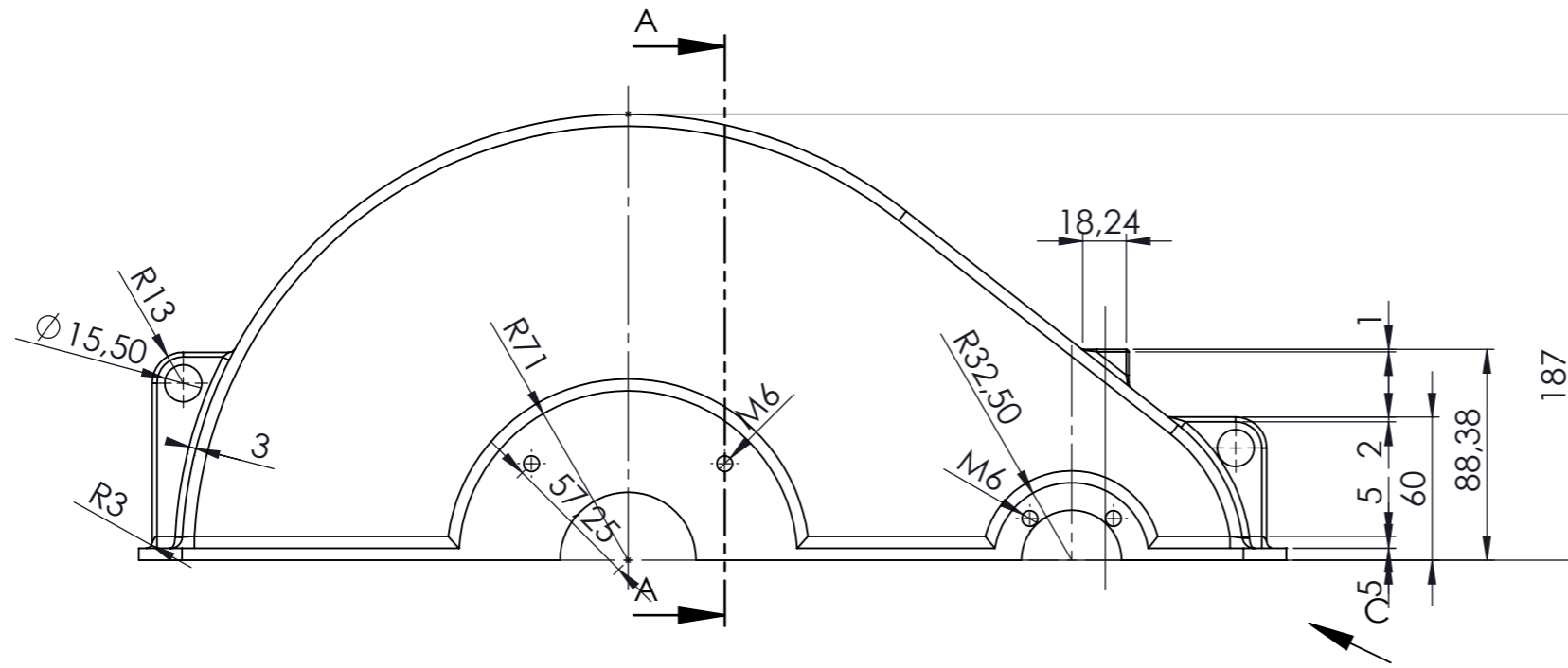


VISTA A  
ESCALA 1 : 5

√N10 En todas la superficies

MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
1	1	Base carcasa	AISI 1060
Caja reductora con freno de retención de posición			
Dibujado		Autor	
Fecha		SEPTIEMBRE - 2016	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN 22678-1	
ESCALA:		Plano 2 marca 1: Base carcasa	
E 1 : 3			
		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
		Nº P. : 2_02 	
		Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_2_02.dwg	

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

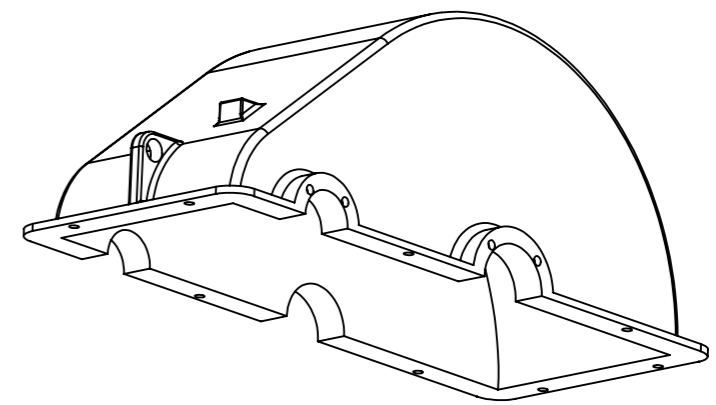
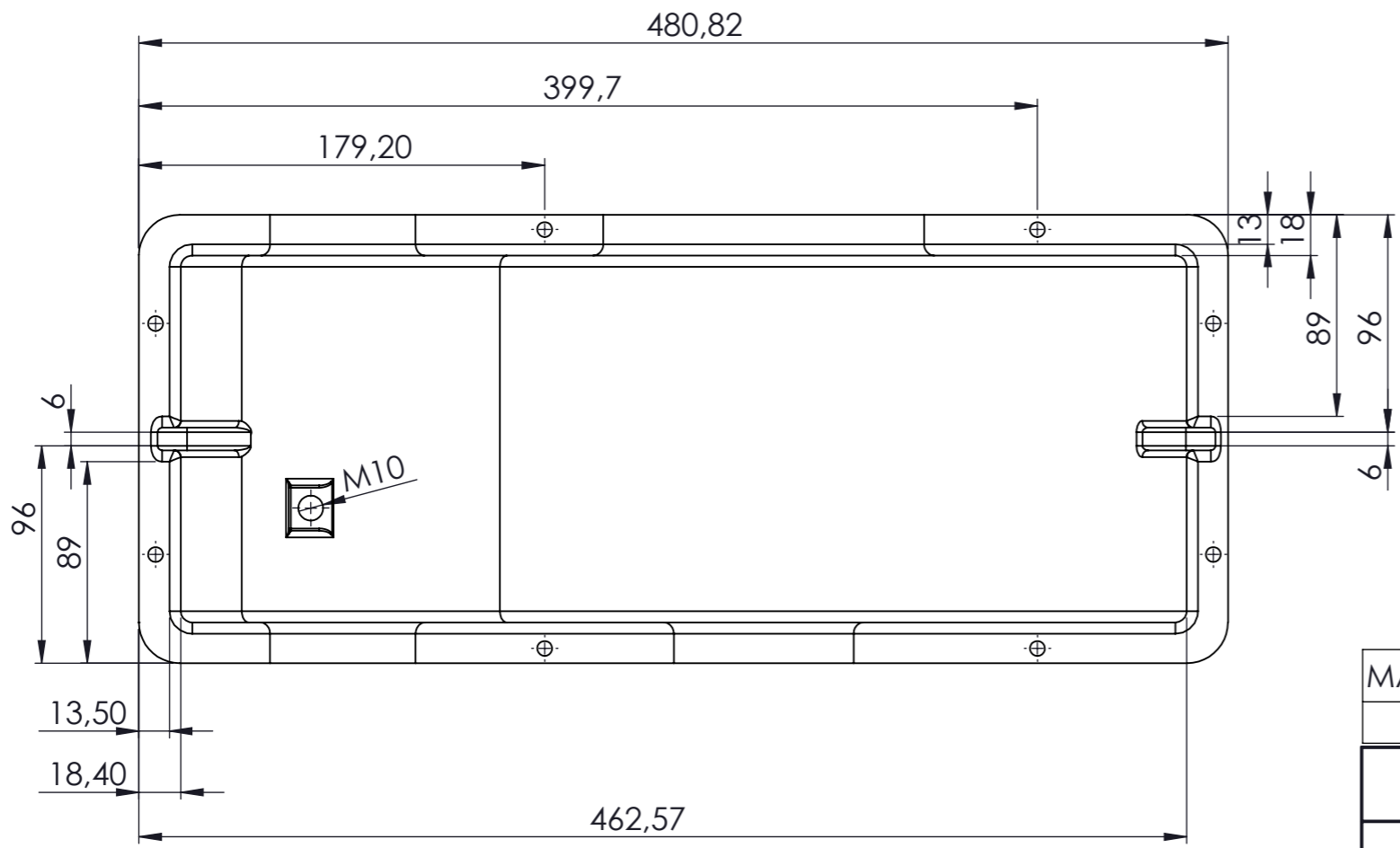
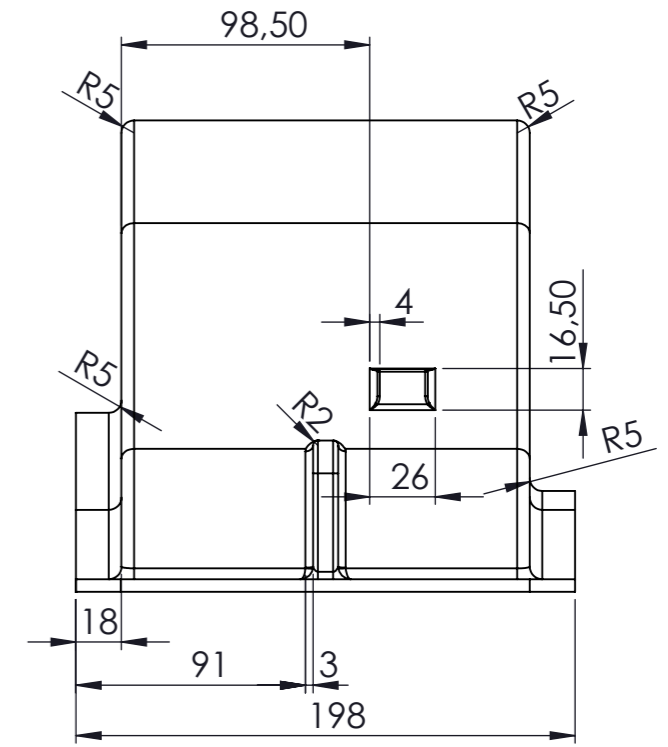
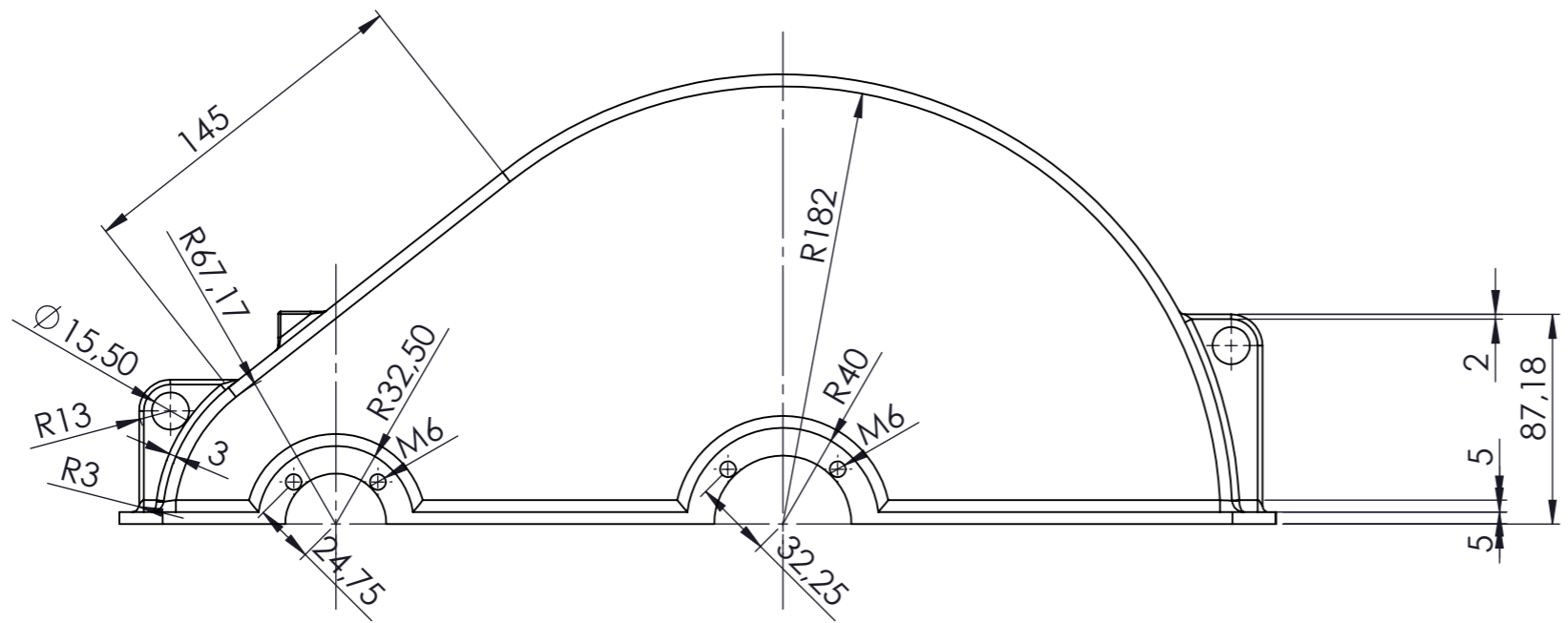


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 3

$\nabla$  N10 En todas la superficies

MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
10	1	Tapa carcasa	AISI 1060
Caja reductora con freno de retención de posición			
Dibujado		Autor	
Fecha		Alberto Sergio de Tomás Marrero	
Id. s. normas		SEPTIEMBRE - 2016	
UNE-EN-DIN 22768-1		 Universidad de La Laguna	
ESCALA:		ESCUOLA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	
E 1 : 3		Grado en Ingeniería Mecánica	
		Universidad de La Laguna	
		Nº P. : 2-03 	
		Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_2_03.dwg	

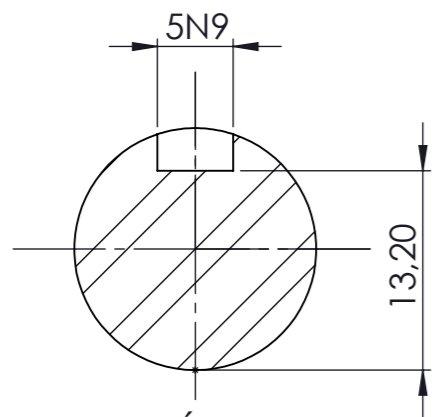
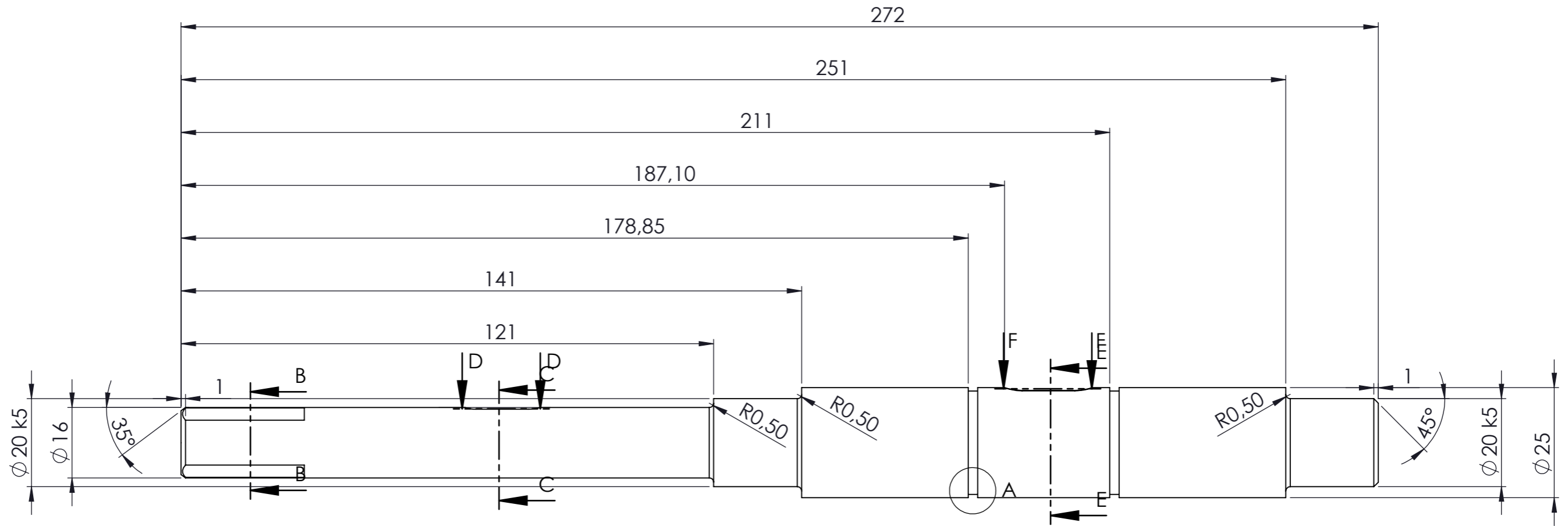
**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**



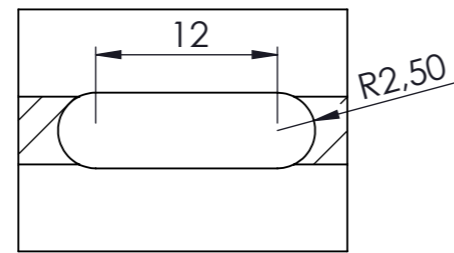
▽ N10 En todas la superficies

MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
10	1	Tapa carcasa	AIISI 1060
Caja reductora con freno de retención de posición			
Dibujado		Autor	
Fecha		SEPTIEMBRE - 2016	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN 22768-1	
ESCALA:		Plano 2 marca 10: Tapa carcasa	
E 1 : 3		Nº P. : 2-04	
Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_2_04.dwg			

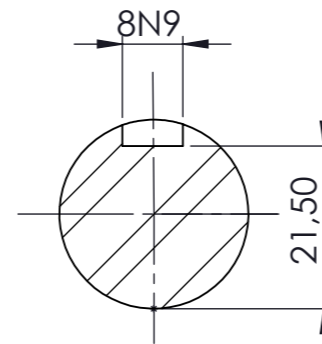
**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**



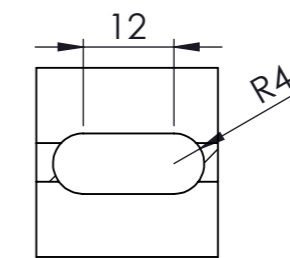
SECCIÓN C-C  
ESCALA 2 : 1



SECCIÓN D-D  
ESCALA 2 : 1

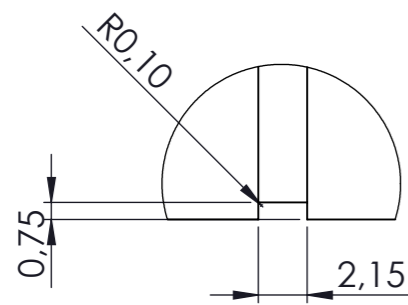


SECCIÓN E-E

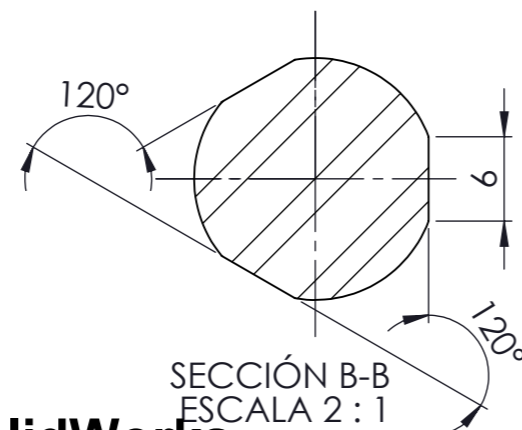


SECCIÓN F-F

$\nabla$  N7 En toda la superficie



DETALLE A  
ESCALA 3 : 1



SECCIÓN B-B  
ESCALA 2 : 1

MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
6	1	Eje de salida	AISI 1137
Caja reductora con freno de retención de posición			
Dibujado		Autor	
Fecha		SEPTIEMBRE - 2016	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN 22768-1	
ESCALA:		Plano marca 6: Eje de salida	
E 1 : 1			



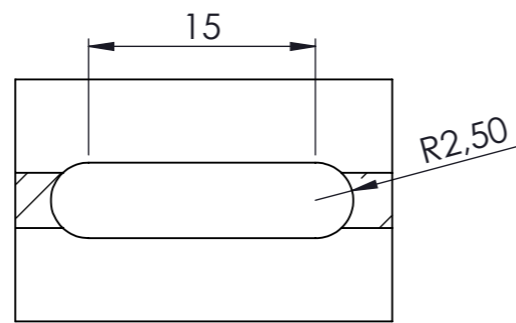
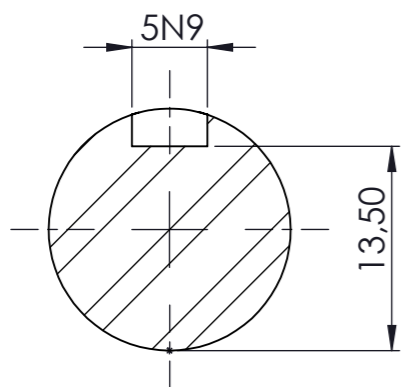
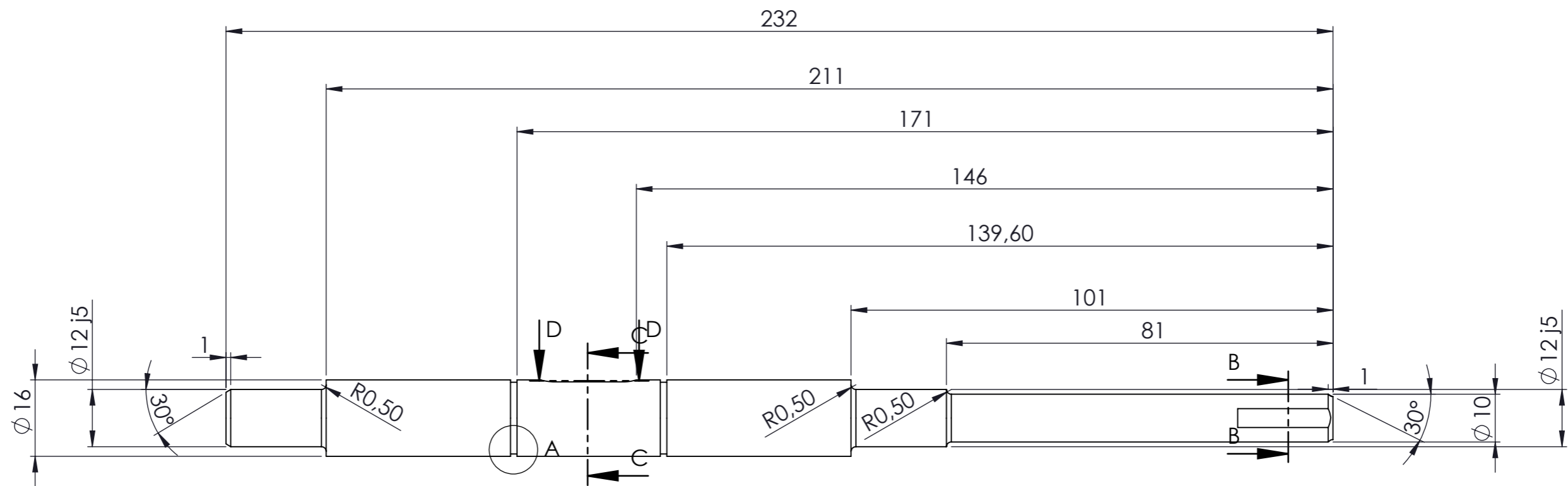
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA  
Grado en Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

Nº P. : 2-05

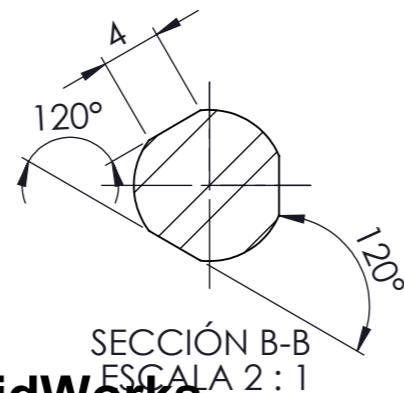
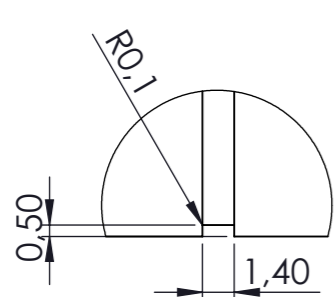
Nom.Arch: TFG\_Alberto\_Tomás\_Marrero\_2\_05.dwg


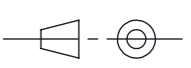
**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**



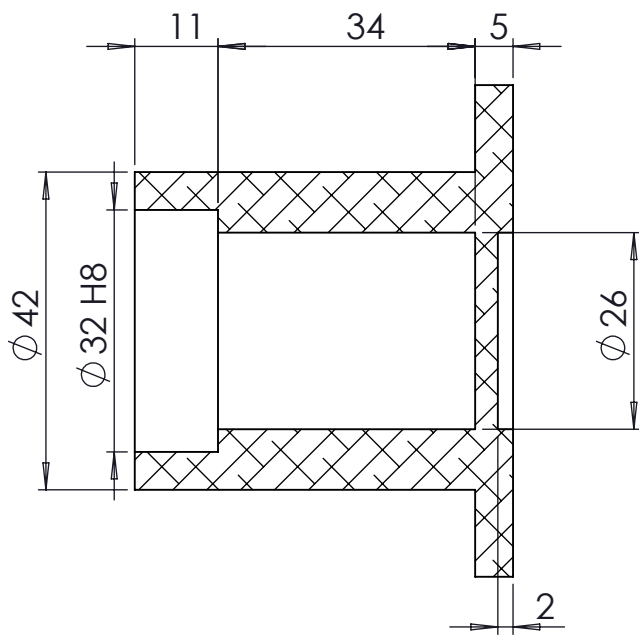


$\sqrt{N7}$  En toda la superficie

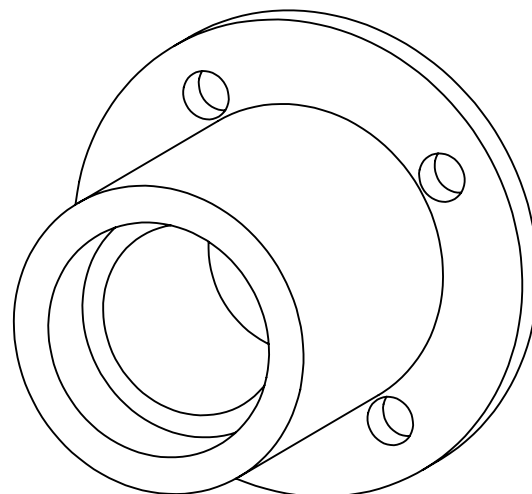
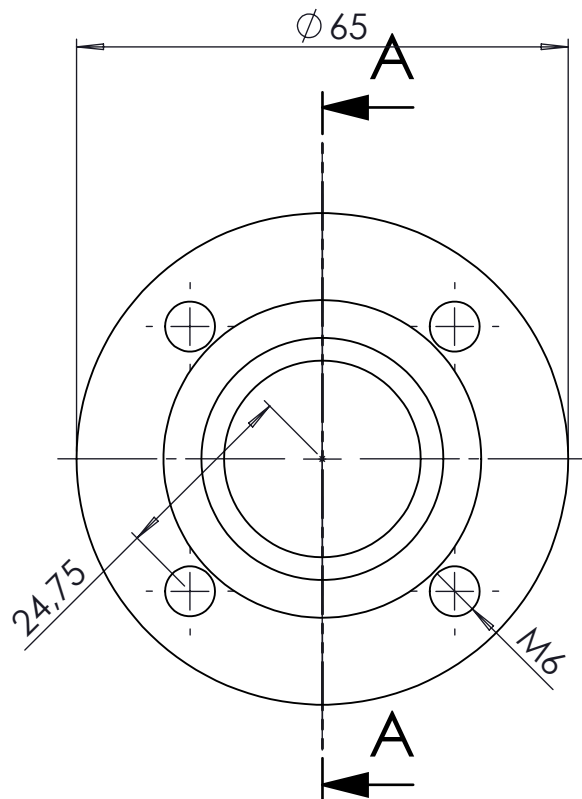


MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
18	1	Eje de entrada	AI SI 1137
Caja reductora con freno de retención de posición			
Dibujado		Autor	
Fecha		SEPTIEMBRE - 2016	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN 22768-1	
ESCALA:		Plano marca 18: Eje de entrada	
E 1 : 1		 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
		Nº P. : 2-06  Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_2_06.dwg	

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1



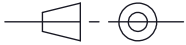
En todas las superficies

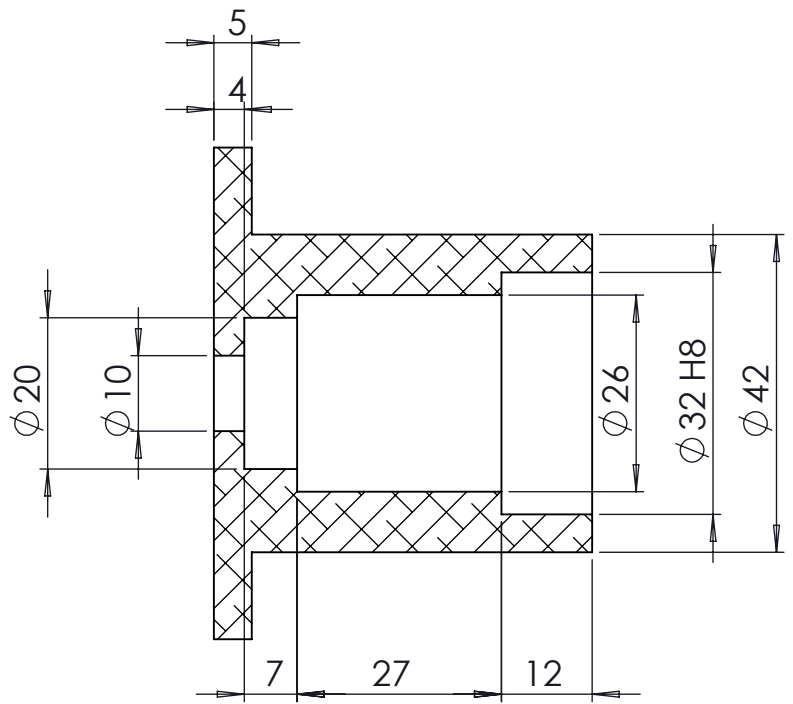
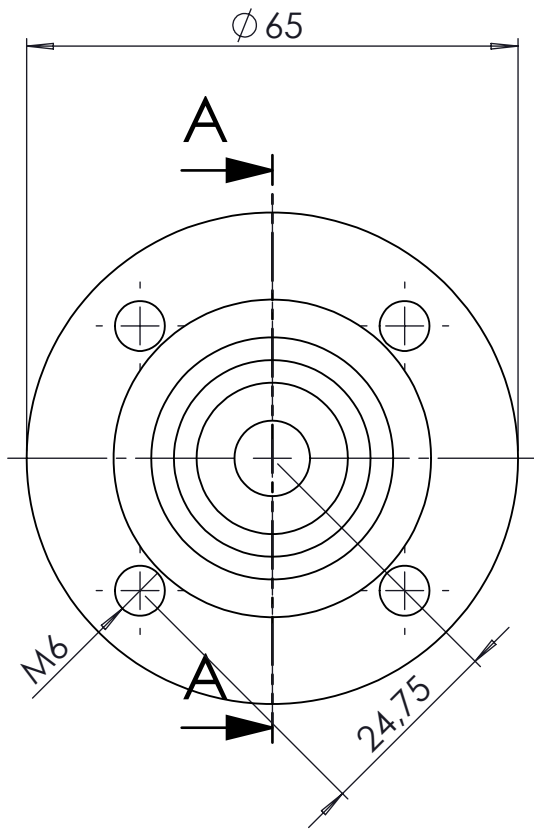
MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
25	1	Tapa dcha. eje de entrada	AISI 1060

Caja reductora con freno e retención de posición

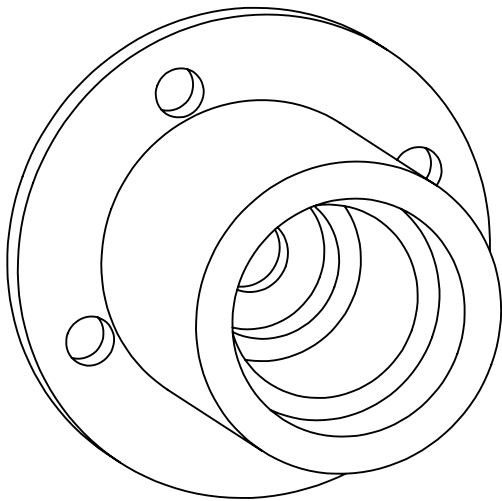
Autor		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	Alberto Sergio de Tomás Marrero		
Fecha	SEPTIEMBRE - 2016		

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

E 1:1	Plano marca 25: Tapa derecha eje de entrada	Nº P. : 2-07	
		Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_2_07.dwg	



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1



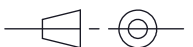
 En todas las superficies

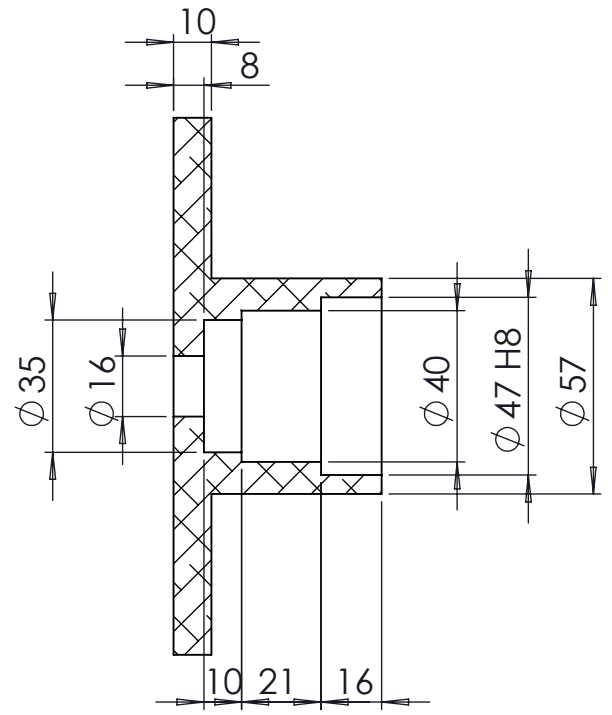
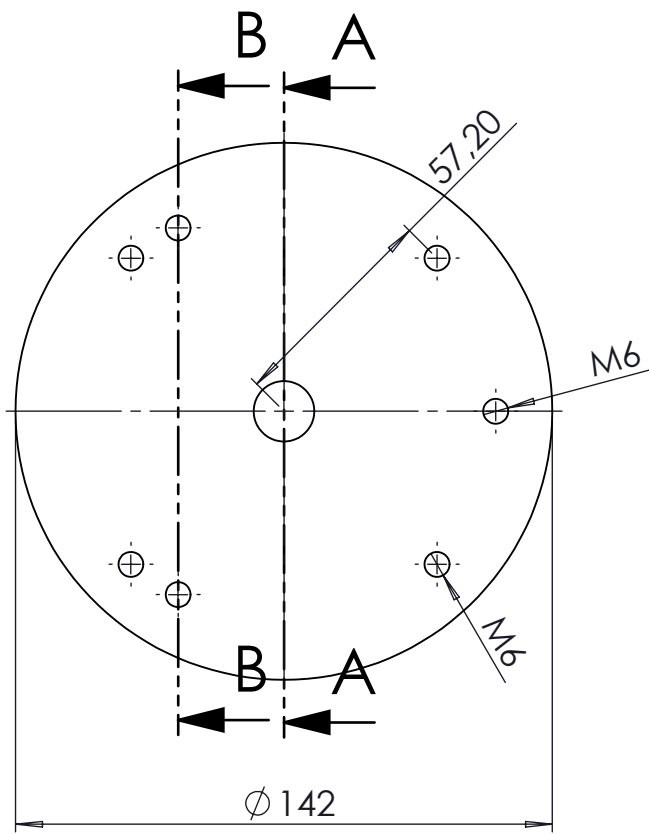
MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
17	1	Tapa izq. eje de entrada	AISI 1060

Caja reductora con freno e retención de posición

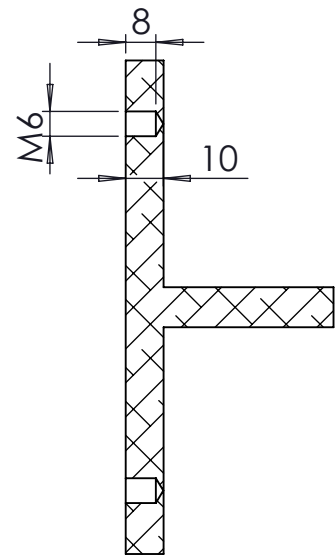
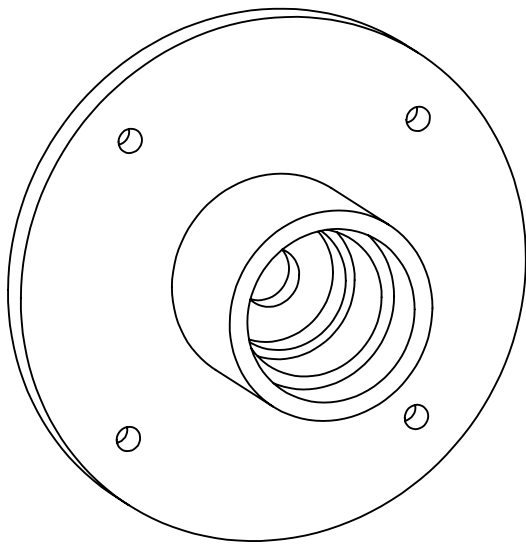
Dibujado		Autor		 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Fecha		SEPTIEMBRE - 2016		
		Universidad de La Laguna		

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

E 1:1	Plano marca 17: Tapa izquierda eje de entrada	Nº P. : 2-08	
		Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_2_08.dwg	



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 2



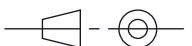
En todas las superficies

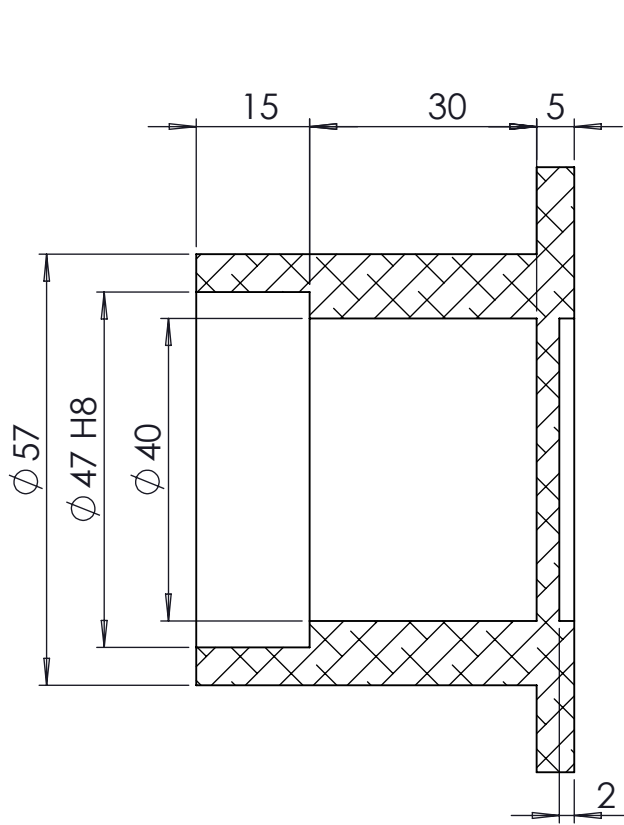
MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
5	1	Tapa izq. eje de salida	AISI 1060

Caja reductora con freno e retención de posición

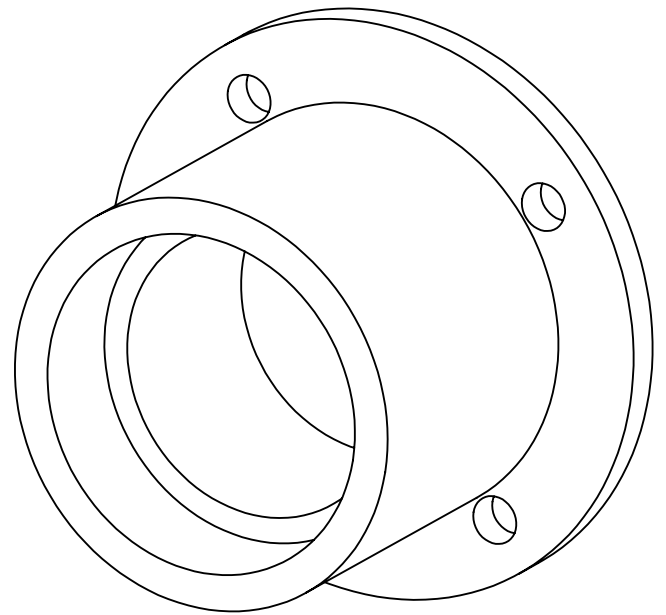
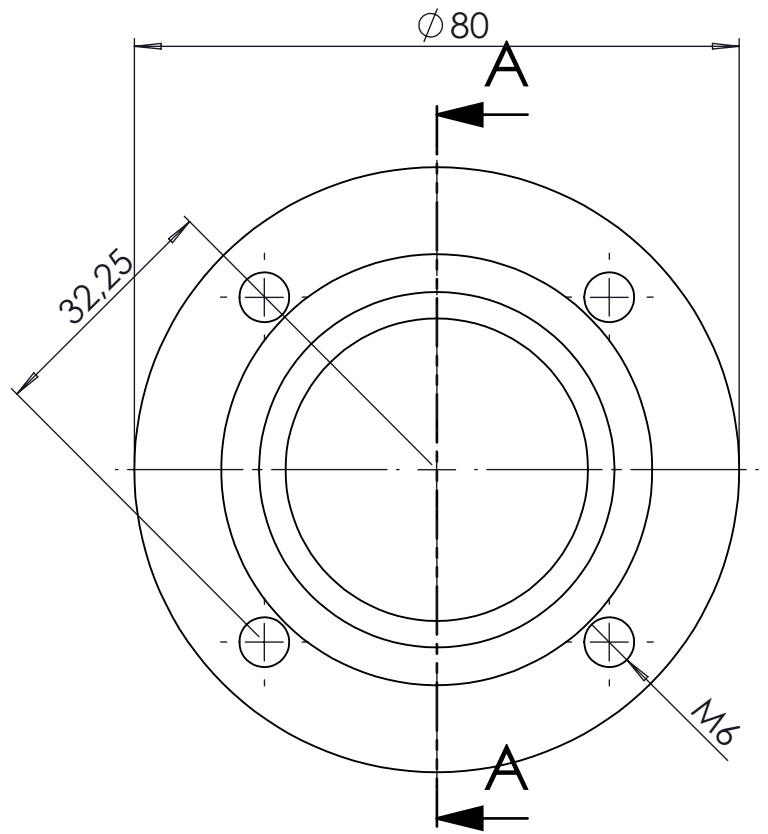
Autor		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	Alberto Sergio de Tomás Marrero		
Fecha	SEPTIEMBRE - 2016		

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

E 1:2	Plano marca 5: Tapa izquierda eje de salida	Nº P. : 2-09	
		Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_2_09.dwg	



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1



$\nabla$  N9 En todas las superficies

MARCA	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN
16	1	Tapa dcha. eje de salida	AISI 1060

Caja reductora con freno e retención de posición

Autor		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Dibujado	Alberto Sergio de Tomás Marrero		
Fecha	SEPTIEMBRE - 2016		

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

E 1:1	Plano marca 16: Tapa derecha eje de salida	Nº P. : 2-10	
		Nom.Arch: TFG_Alberto_Tomás_Marrero_2_10.dwg	

*Alberto Sergio de Tomás Marrero*

*Planos*



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

*Grado en Ingeniería Mecánica*

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**Diseño de caja reductora con freno de  
retención de posición**

**PLIEGO DE CONDICIONES**

**Autor:** Alberto Sergio Tomás Marrero

**Tutora:** Isabel Teresa Martín Mateos

Septiembre 2016







## **Índice Pliego de Condiciones**

<b>1. Introducción</b> .....	5
<b>2. Condiciones generales</b> .....	6
2.1. Condiciones de uso general.....	6
<b>3. Condiciones técnicas</b> .....	8
3.1. Materiales .....	8
3.2. Acabados superficiales .....	8
3.3. Mantenimiento.....	9
3.4. Montaje .....	10

## **Índice de figuras**

Figura 1. Montaje de los elementos sobre los ejes. Fuente propia .....	10
Figura 2. Montaje de los sellos en las tapas. Fuente propia .....	11
Figura 3. Unión de los ejes con las tapas y la carcasa. Fuente propia.....	11
Figura 4. Unión de las tapas con la carcasa y los ejes. Fuente propia.....	12
Figura 5. Montaje de la tapa de la carcasa. Fuente propia .....	12
Figura 6. Unión de tapones y visor de nivel. Fuente propia .....	13
Figura 7. Montaje del freno de retención en la carcasa. Fuente propia.....	13
Figura 8. Montaje de la carcasa en su posición de trabajo. Fuente propia .....	14

## **1. Introducción**

El presente pliego de condiciones se refiere al diseño y fabricación de una caja reductora con freno de retención de posición.

El objeto de este documento es definir las indicaciones acerca de la fabricación, instalación y uso del mecanismo reductor.

## **2. Condiciones generales**

Como condición general de este proyecto, se tendrá en cuenta las directrices presentes en la norma UNE 157001: “Criterios para la elaboración de proyectos”, bajo la normativa interna de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería y Tecnología de la Universidad de La Laguna.

Asimismo, para todos los componentes comerciales que forman parte de esta caja reductora, se tendrán en cuenta las especificaciones técnicas aportadas por el fabricante así como manuales y recomendaciones de montaje acerca de estos elementos. Se procederá del mismo modo con los componentes normalizados.

### **2.1. Condiciones de uso general**

El mecanismo reductor que se calcula y diseña en el presente proyecto, cumplirá la función de reducción desde una velocidad de 2900 rpm hasta 700 rpm, para una potencia de 4 kW, provisto de un freno de retención de posición para evitar el arranque de los ejes en condición de reposo. El conjunto reductor será montado sobre una carcasa fija que encierre todos los componentes del mecanismo asegure su asentamiento adecuadamente para el correcto funcionamiento. Esta carcasa deberá ser montada sobre una superficie firme mediante los taladros especificados, evitando el mal funcionamiento provocado por vibraciones y choques para los que no ha sido diseñada esta caja reductora.

El destino principal de este mecanismo es la reducción de velocidad o incremento de torque para máquinas herramienta que así lo requieran. Sin

*Alberto Sergio de Tomás Marrero*

*Pliego de condiciones*

embargo, se podrá aplicar a cualquier tipo de uso industrial bajo las condiciones establecidas en este proyecto.

Este dispositivo será accionado por un motor eléctrico, acoplado al eje principal o de entrada mediante acoplamientos flexibles. Este motor, externo a este proyecto, debe cumplir los requerimientos especificados en el mismo.

## 3. Condiciones técnicas

### 3.1. Materiales

En este proyecto se presenta diversidad de materiales. Excluyendo de este apartado los materiales de los componentes que han sido establecidos comercialmente (engranajes, chavetas,...), se especifica acero aleado 1137 para la fabricación de los ejes, cuyas propiedades se pueden consultar en la *Tabla 3*, bajo las comprobaciones correspondientes en el *Anexo I: Cálculos*.

Para la carcasa, se especifica una aleación de aluminio 1060 con el objetivo de que el peso total de la carcasa fuera reducido y cuyas propiedades se pueden consultar en la *Tabla 10* del documento *Memoria*.

### 3.2. Acabados superficiales

Los acabados superficiales serán los especificados en los planos mediante el mecanizado correspondiente.

Asimismo, se suprimen las aristas vivas del conjunto de la carcasa mediante biselado o achaflanado con el objeto de evitar riesgo para las personas que la manipulen y en base al aluminio seleccionado para la fabricación de la carcasa.

### **3.3. Mantenimiento**

Se deberá realizar un mantenimiento periódico para comprobar el buen estado de los elementos del mecanismo. El encargado de realizar esta labor será el propio usuario.

La carcasa ha sido diseñada de tal forma que bastará con levantar la tapa, separando el freno de retención y los tornillos de las tapas, para realizar una inspección ocular de los elementos y del lubricante. Para inspeccionar los rodamientos, bastará con retirar las tapas.

Con respecto a la lubricación, la carcasa cuenta con un tapón en la tapa superior para el llenado mediante un embudo o artilugio semejante. Asimismo, para el vaciado del lubricante, dispone de un tapón en el suelo de la parte inferior de la carcasa.

El nivel de aceite se estipula debe mantenerse en un nivel en torno a  $3/8$  de la altura del engrane. En un lateral de la carcasa se dispone de un tapón visor de nivel transparente para verificar el vertido y controlar el nivel del lubricante de un modo sencillo. La cantidad de aceite para el nivel determinado es de aproximadamente 4,5 litros.

Se recomienda un mantenimiento anual desmontando todos los elementos de la caja reductora, con revisión ocular detallada y limpieza con disolvente no agresivo y posterior soplado con aire comprimido.

El fabricante del lubricante no especifica una vida determinada pues, depende del destino y uso que se le aplique. Sin embargo, debe sustituirse el lubricante si se observa un estado de deterioro importante puesto que, en ese caso, no continuará teniendo las propiedades de desempeño requeridas para las demandas del mecanismo.

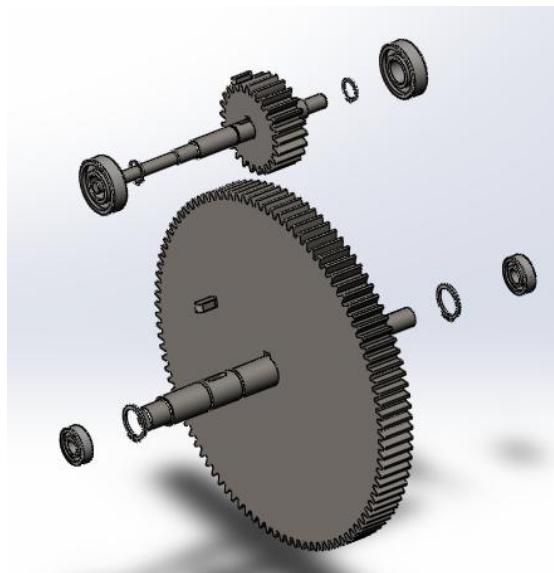
### 3.4. Montaje

El diseño de la carcasa del mecanismo reductor presente se ha basado con la premisa de facilitar el montaje y desmontaje de los elementos que irán alojados en el interior de ésta.

En este sentido, la disposición horizontal de los ejes y la división en dos partes de la carcasa, permite una posición cómoda para montar todos los componentes sobre la parte inferior y, posteriormente, cerrar el conjunto con la tapa superior de la carcasa y tapas con las uniones atornilladas especificadas.

A continuación se describe el orden de montaje de los elementos en la carcasa, si bien no será orden único para el correcto funcionamiento del mecanismo.

- 1) Montar todos los elementos sobre los ejes: engranajes, chavetas, anillos de retención y rodamientos.



**Figura 1. Montaje de los elementos sobre los ejes. Fuente propia**



- 2) Introducir los sellos en las tapetas de entrada y salida correspondientes. Posteriormente, introducir las tapas en los ejes y unirlos con la base de la carcasa asegurando el correcto engrane de los engranajes.

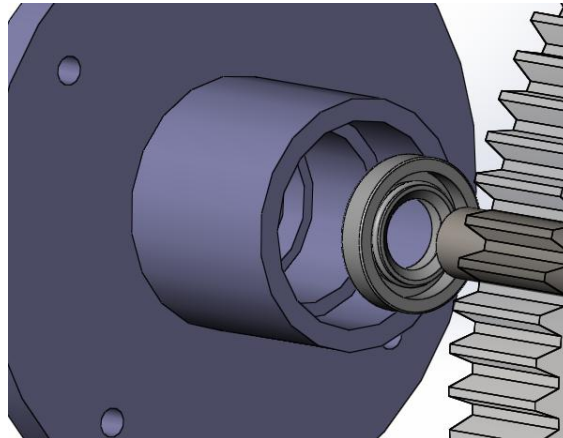


Figura 2. Montaje de los sellos en las tapas. Fuente propia

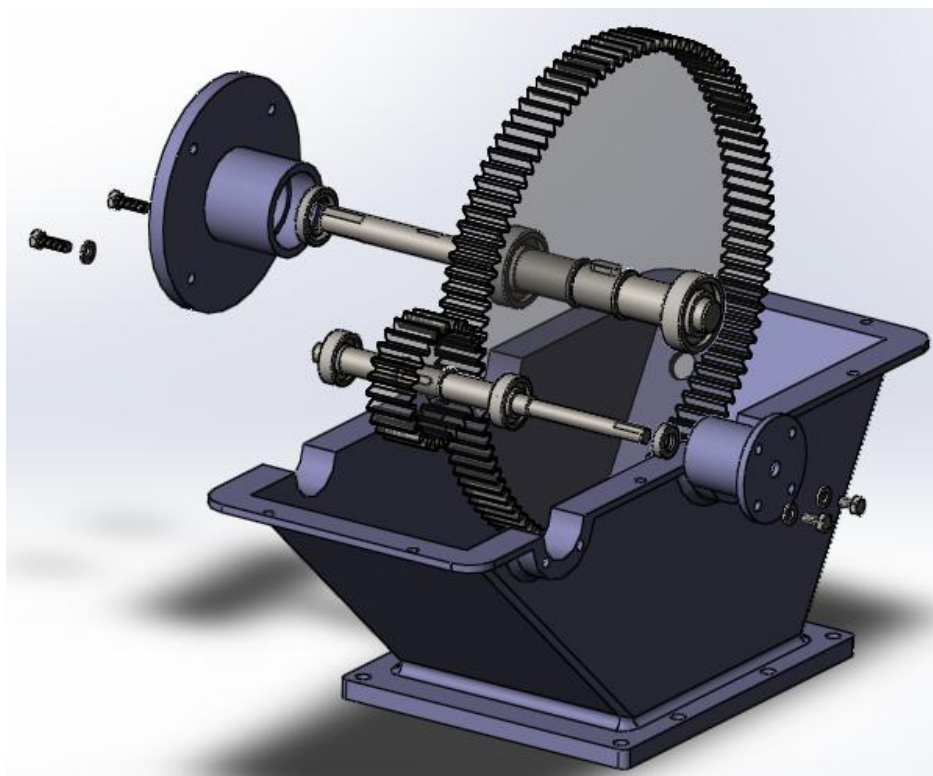


Figura 3. Unión de los ejes con las tapas y la carcasa. Fuente propia

- 3) Unir las tapas de cada eje a la carcasa. Los ejes quedan completamente apoyados en las tapas.

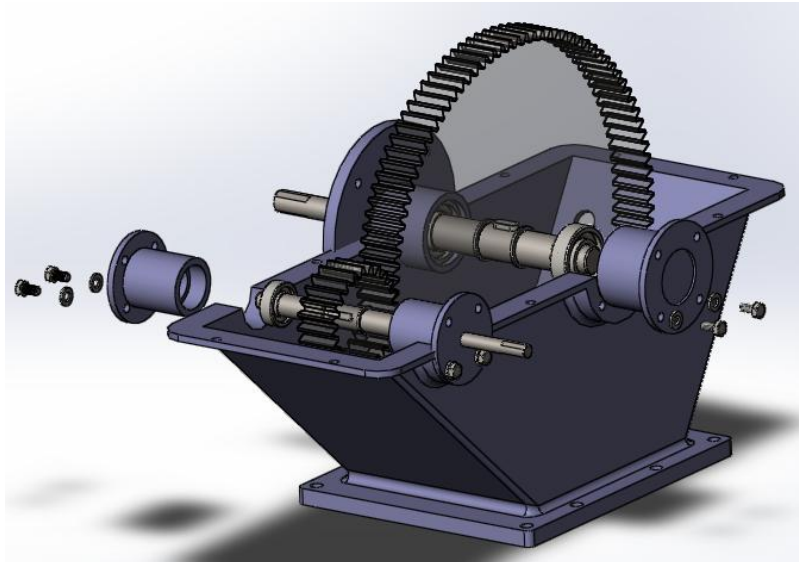


Figura 4. Unión de las tapas con la carcasa y los ejes. Fuente propia

- 4) Unir la tapa de la carcasa a la base tras asegurar el giro adecuado de los engranajes, colocando la junta de papel correspondiente, así como a las tapas mediante la tornillería y arandelas especificadas.

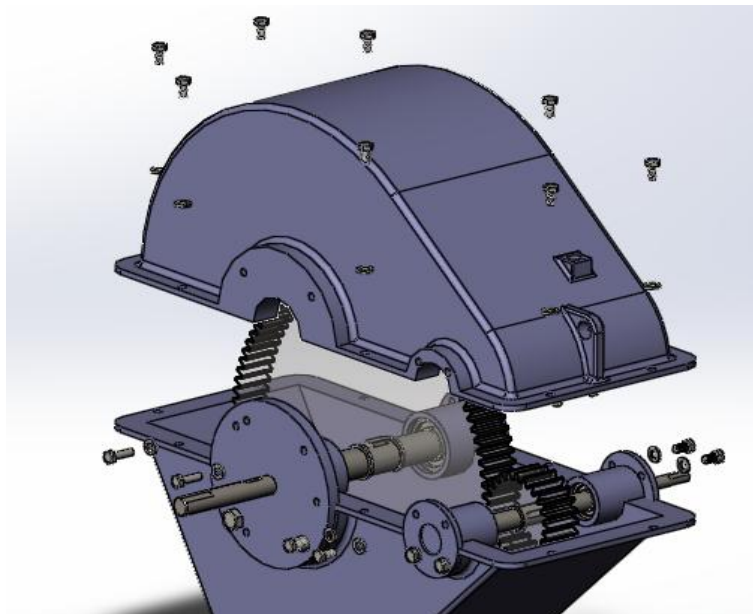


Figura 5. Montaje de la tapa de la carcasa. Fuente propia

- 5) Colocar los tapones de vertido y vaciado, así como el visor de nivel de aceite.

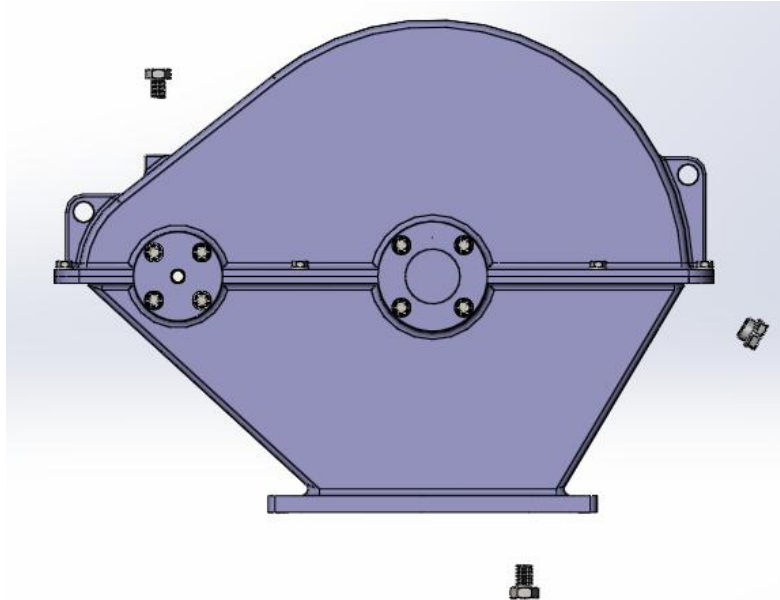


Figura 6. Unión de tapones y visor de nivel. Fuente propia

- 6) Unir el freno de retención a la tapa al eje de salida por medio de la chaveta y los taladros especificados.

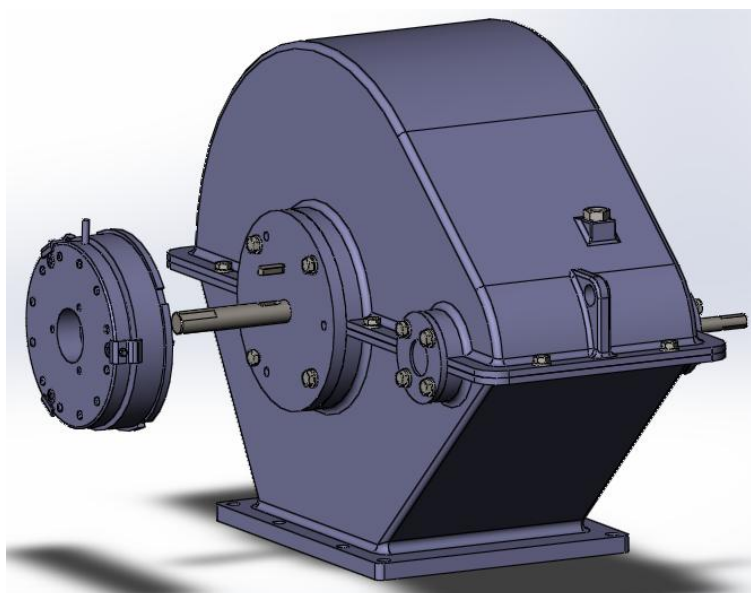
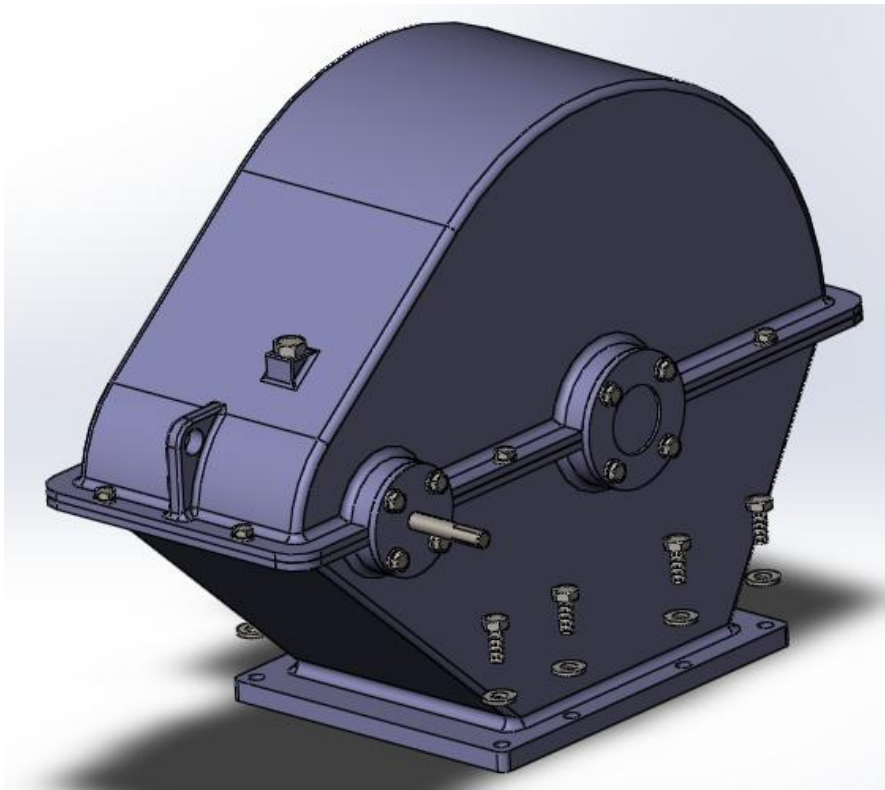


Figura 7. Montaje del freno de retención en la carcasa. Fuente propia

- 7) Finalmente, atornillar la carcasa a su posición de trabajo por medio de la tornillería especificada.



*Figura 8. Montaje de la carcasa en su posición de trabajo. Fuente propia*





**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

*Grado en Ingeniería Mecánica*

**TRABAJO FIN DE GRADO**

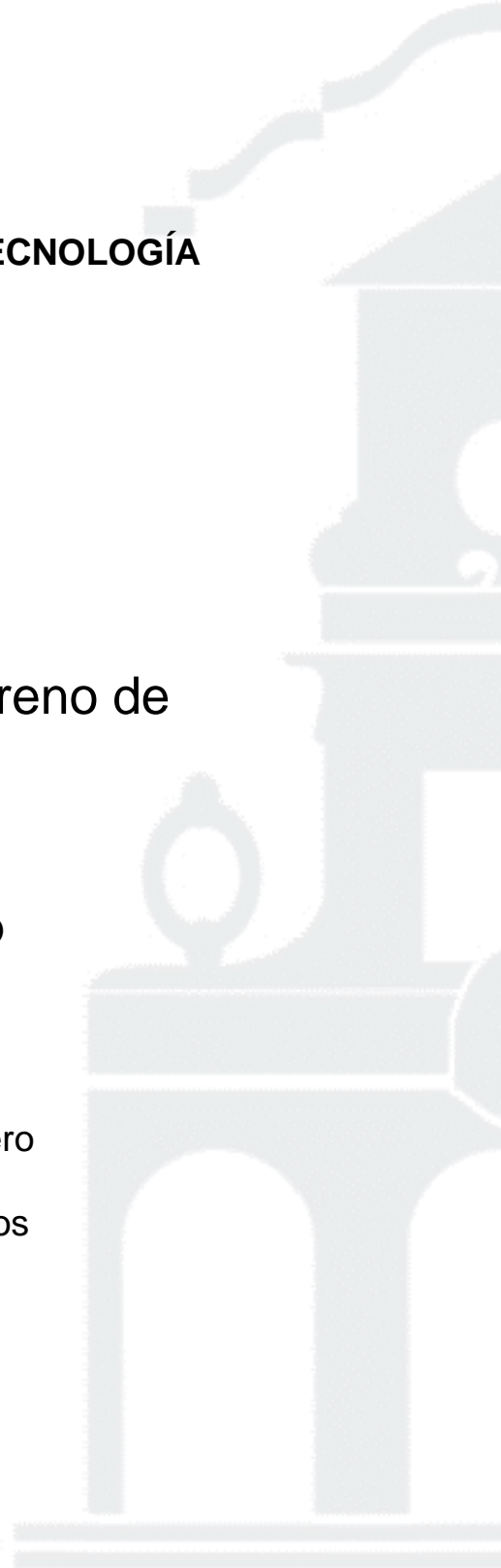
**Diseño de caja reductora con freno de  
retención de posición**

**MEDICIONES Y PRESUPUESTO**

**Autor:** Alberto Sergio Tomás Marrero

**Tutora:** Isabel Teresa Martín Mateos

Septiembre 2016





## **Índice de Mediciones y Presupuesto**

<b>1. Estado de mediciones.....</b>	<b>4</b>
<b>2. Cuadro de precios descompuesto.....</b>	<b>6</b>
<b>3. Presupuesto de ejecución material .....</b>	<b>12</b>
<b>4. Presupuesto de base por contrata .....</b>	<b>13</b>
<b>5. Presupuesto total .....</b>	<b>14</b>



## 1. Estado de mediciones

	Cantidad	Precio parcial
<b>Materiales:</b>		
<b>Engranajes</b>		
Piñón <i>Bea Transmision</i> módulo 3 N=24	1 ud	19,60 €/ud
Engrane <i>Bea Transmision</i> módulo 3 N=100	1 ud	29,90 €/ud
<b>Rodamientos</b>		
Rodamiento <i>NSK</i> 6201	2 ud	6,99 €/ud
Rodamiento <i>NSK</i> 6204	2 ud	8,93 €/ud
<b>Chavetas</b>		
Chaveta DIN 6885-A 5x5x20	1 ud	0,93 €/ud
Chaveta DIN 6885-A 5x5x15	1 ud	0,93 €/ud
Chaveta DIN 6885-A 8x7x20	1 ud	1,33 €/ud
<b>Anillos de retención</b>		
Anillo de retención DIN 471 <i>SEGGER</i> A-16	2 ud	0,271 €/ud
Anillo de retención DIN 471 <i>SEGGER</i> A-25	2 ud	0,469 €/ud
<b>Sellos</b>		
Sello <i>SKF</i> 10x20x6 HMS5 RG	1 ud	3,20 €/ud
Sello <i>SKF</i> 16X35X7 HMSA 10 V	1 ud	3,95 €/ud
<b>Acoplamientos flexibles</b>		
Acoplamiento <i>Lovejoy</i> LF tipo 2	1 ud	13,55 €/ud
Acoplamiento <i>Lovejoy</i> LF tipo 8	1 ud	16,70 €/ud
<b>Lubricante</b>		
<i>Havoline</i> GearTex EP-B 85W-90	4,5 L (5 L)	10,30 €/L
<b>Tornillería y arandelas</b>		
Tornillo DIN 933 M6x12	20 ud	0,053 €/ud

Alberto Sergio de Tomás Marrero

Mediciones y presupuesto

Tornillo DIN 933 M6x20	4 ud	0,058 €/ud
Arandela DIN 126 Ø6	24 ud	0,02 €/ud
Tornillo DIN 933 M8x20	8 ud	0,093 €/ud
Arandela DIN 126 Ø8	8 ud	0,04 €/ud
<b>Tapones y visor</b>		
Tapón DIN 910 M16x1,5	1 ud	2,27 €/ud
Tapón DIN 908 M10x2	1 ud	1,73 €/ud
Visor <i>Elesa</i> GN 743-11-M12x5-A	1 ud	7,19 €/ud
<b>Freno de retención</b>		
Freno <i>Mayr</i> ROBA- stop 7/820.610.3/104/20	1 ud	512,0 €/ud
<b>Juntas de estanqueidad</b>		
Junta de estanqueidad <i>Ecatec</i>	1 ud	2,40 €/ud
<b>Materiales para mecanizado:</b>		
Acero AISI 1137	0,97 kg	0,48 €/kg
Aleación de aluminio AISI 1060	8,10 kg	2,8 €/kg
<b>Maquinaria:</b>		
Rectificadora	4,5 h	30 €/h
Fresadora	2,5 h	25 €/h
Torno	5,4 h	20 €/h
Taladro y roscadora	4,8 h	15 €/h
Moldeadora (incluye molde)	5 h	50 €/h
<b>Mano de obra:</b>		
Oficial de primera	3 h	10 €/h

## 2. Cuadro de precios descompuesto

### • Engranajes

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Piñón <i>Bea Transmision</i> módulo 3 N=24	ud	1	19,60	19,60
Engrane <i>Bea Transmision</i> módulo 3 N=100	ud	1	29,90	29,90
			<b>TOTAL</b>	<b>49,50</b>

### • Rodamientos

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Rodamiento <i>NSK 6201</i>	ud	2	6,99	13,98
Rodamiento <i>NSK 6204</i>	ud	2	8,63	17,26
			<b>TOTAL</b>	<b>31,24</b>

### • Chavetas

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Chaveta DIN 6885-A 5x5x20	ud	1	0,93	0,93
Chaveta DIN 6885-A 5x5x15	ud	1	0,93	0,93
Chaveta DIN 6885-A 8x7x20	ud	1	1,33	1,33
			<b>TOTAL</b>	<b>3,19</b>

• Anillos de retención

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Anillo de retención <b>SEGGER DIN 471 A-16</b>	ud	2	0,271	0,542
Anillo de retención <b>SEGGER DIN 471 A-25</b>	ud	2	0,469	0,938
			<b>TOTAL</b>	<b>1,48</b>

• Sellos

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Sello <b>SKF 10x20x6</b> <b>HMS5 RG</b>	ud	1	3,20	3,20
Sello <b>SKF 16X35X7</b> <b>HMSA 10 V</b>	ud	1	3,95	3,95
			<b>TOTAL</b>	<b>7,15</b>

• Acoplamientos flexibles

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acoplamiento <b>Lovejoy LF tipo 2</b>	ud	1	13,55	13,55
Acoplamiento <b>Lovejoy LF tipo 8</b>	ud	1	16,70	16,70
			<b>TOTAL</b>	<b>30,25</b>

• **Tornillería y arandelas**

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tornillo DIN 933 M6x12	ud	20	0,053	1,06
Tornillo DIN 933 M6x20	ud	4	0,058	0,232
Tornillo DIN 933 M8x20	ud	8	0,093	0,744
Arandela DIN 126 Ø6	ud	24	0,020	0,48
Arandela DIN 126 Ø8	ud	8	0,040	0,32
			<b>TOTAL</b>	<b>2,84</b>

• **Tapones y visor**

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tapón DIN 910 M16x1,5	ud	1	2,27	2,27
Tapón DIN 908 M10x2	ud	1	1,73	1,73
Visor <i>Elesa</i> GN 743-11-M12x5-A	ud	1	7,19	7,19
			<b>TOTAL</b>	<b>11,20</b>

• **Ejes**

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
<u>Eje de entrada</u>				
Acero AISI 1137	kg	0,259	0,48	0,124
Torneado	h	0,8	20	16
Fresado	h	0,3	25	7,5
Rectificado	h	1	30	30

Alberto Sergio de Tomás Marrero

Mediciones y presupuesto

<u>Eje de salida</u>				
<b>Acero AISI 1137</b>	kg	0,705	0,48	0,338
<b>Torneado</b>	h	0,9	20	18
<b>Fresado</b>	h	0,6	25	15
<b>Rectificado</b>	h	1,2	30	36
			<b>TOTAL</b>	<b>122,96</b>

• **Carcasa**

<b>Elemento</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio parcial (€)</b>	<b>Precio total (€)</b>
<u>Base de la carcasa</u>				
<b>Aluminio AISI 1060</b>	kg	3,48	2,8	9,74
<b>Moldeado</b>	h	2,2	50	52
<b>Fresado</b>	h	1,5	25	20
<b>Taladrado y roscado</b>	h	1	15	16,5
<u>Tapa de la carcasa</u>				
<b>Aluminio AISI 1060</b>	kg	3,59	2,8	10,05
<b>Moldeado</b>	h	2,2	50	52
<b>Fresado</b>	h	1,5	25	20
<b>Taladrado y roscado</b>	h	0,8	15	12
			<b>TOTAL</b>	<b>341,79</b>

• Tapas abiertas para salida del eje

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
<u>Tapas eje de entrada</u>				
Aluminio AISI 1060	kg	0,137	2,8	0,384
Torneado	h	1	20	20
Taladrado y roscado	h	0,6	15	9
Rectificado	h	0,6	30	18
<u>Tapas eje de salida</u>				
Aluminio AISI 1060	kg	0,548	2,8	1,535
Torneado	h	1,1	20	22
Taladrado y roscado	h	0,9	15	13,5
Rectificado	h	0,7	30	21
			<b>TOTAL</b>	<b>105,42</b>

• Tapas

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
<u>Tapas del eje de entrada</u>				
Aluminio AISI 1060	kg	0,135	2,8	0,378
Torneado	h	0,8	20	16
Taladrado y roscado	h	0,7	15	10,5
Rectificado	h	0,5	30	15
<u>Tapas del eje de salida</u>				
Aluminio AISI 1060	kg	0,194	2,8	0,543
Torneado	h	0,8	20	16
Taladrado y roscado	h	0,7	15	10,5
Rectificado	h	0,5	30	15
			<b>TOTAL</b>	<b>83,92</b>

• **Otros elementos**

Elemento	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Freno de retención <i>Mayr</i> ROBA – stop 7/820.610.3/104/20	ud	1	512,00	512,00
Junta de estanqueidad <i>Ecatec</i>	ud	1	2,40	2,40
Lubricante <i>Havoline</i> GearTex EP-B 85W-90	L	4,5 (5)	10,30	51,5
			<b>TOTAL</b>	<b>565,9</b>



### 3. Presupuesto de ejecución material

	Precio (€)
Engranajes	49,50
Rodamientos	31,24
Chavetas	3,19
Anillos de retención	1,48
Sellos	7,15
Acoplamientos flexibles	30,25
Tornillería y arandelas	2,84
Tapones y visor	11,20
Ejes	122,96
Carcasa	341,79
Tapas abiertas	105,42
Tapas	83,92
Otros elementos	565,9
Montaje oficial de primera (3h)	30
<b>TOTAL</b>	<b>1.386,84 €</b>

El presupuesto de ejecución material es de 1.386,84 €.

## 4. Presupuesto de base por contrata

<b>PRESUPUESTO POR CONTRATA</b>	
<b>Presupuesto de ejecución material</b>	<b>1.386,84 €</b>
<b>Gastos generales (14%)</b>	194,16 €
<b>Beneficio industrial (7%)</b>	97,08 €
<b>TOTAL</b>	<b>1.678,08 €</b>

El presupuesto de base por contrata es de 1.678,08 €.

## 5. Presupuesto total

<b>PRESUPUESTO TOTAL</b>	
<b>Presupuesto de base por contrata</b>	<b>1.678,08 €</b>
<b>IGIC (7%)</b>	<b>117,66 €</b>
<b>TOTAL</b>	<b>1.795,74 €</b>

El coste total de la caja reductora es de **1.795,74 €**.

