



UNIVERSIDAD  
POLITECNICA  
DE VALENCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**Grado de Ingeniería Mecánica**  
**Trabajo fin de grado**

---

**Diseño y Cálculo de un  
reductor de velocidad  
con relación de  
transmisión 5,82 y par  
máximo a la salida de  
1771 Nm**

Autor:

**Alejandro Moscardó Palop**

Tutor:

**José Enrique Tarancón Caro**

Fecha de presentación:

**Mayo 2017**

## **Índice general**

**01 - Memoria del proyecto**

**02 - Planos**

**03 - Pliego de condiciones**

**04 - Presupuesto**

**05 - Anexo I. Cálculos**





UNIVERSIDAD  
POLITECNICA  
DE VALENCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

## **Grado de Ingeniería Mecánica**

# **Trabajo fin de grado**

---

**Diseño y Cálculo de un reductor de velocidad  
con relación de transmisión 5,82 y par máximo  
a la salida de 1771 Nm**

# **Memoria del proyecto**

Autor:

**Alejandro Moscardó Palop**

Tutor:

**José Enrique Tarancón Caro**

Fecha de presentación:

**Mayo 2017**

# Índice

<b>1. Objeto del Proyecto</b>	4
<b>2. Antecedentes</b>	4
<b>3. Factores a considerar</b>	5
3.1. Necesidad de aumentar el par	5
3.2. Condiciones de trabajo	5
3.4. Condiciones de diseño	5
<b>4. Soluciones alternativas</b>	6
4.1. Transmisiones por rozamiento de contacto directo	6
4.2. Transmisiones por rozamiento de contacto flexible	7
4.3. Transmisiones por engrane de contacto directo	8
4.3.1. Transmisiones por engranajes cilíndricos	8
4.3.2. Transmisiones por engranajes cónicos	9
4.3.3. Transmisiones por engranajes helicoidales cruzados	9
4.3.4. Transmisión por tornillo sin fin	9
4.4. transmisiones por engrane de contacto flexible	10
4.4.1. Cadenas	10
4.4.2. Correas dentadas	10
<b>5. Justificación de la solución adoptada</b>	11
<b>6. Descripción del reductor de velocidad</b>	11
6.1. Descripción general del reductor de velocidad	11
6.2. Descripción de los engranajes	13
6.2.1. Etapas de los engranajes	15
6.2.2. Materiales de los engranajes	17
6.3. Descripción de los ejes	18

6.3.1. Eje 1	19
6.3.2. Eje 2-3	19
6.3.3. Eje 4	19
6.3.4. Material de los ejes	20
6.4. Descripción de la carcasa	20
6.4.1. Material de la carcasa	21
6.5. Descripción de las tapas	21
6.5.1. Material de las tapas	22
6.6. Descripción de los elementos normalizados	22
6.6.1. Descripción de los rodamientos	22
6.6.2. Descripción de las chavetas	26
6.6.3. Descripción de los casquillos	27
6.6.4. Descripción de los retenes	27
6.6.5. Descripción del visor de nivel	28
6.6.6. Descripción de los tapones	28
6.7. Lubricante	28

## 1. Objeto del proyecto

El objeto del presente proyecto es el diseño y cálculo de un reductor de velocidad de dos etapas destinado para uso industrial.

El reductor de velocidad está accionado por un motor eléctrico con una velocidad de entrada  $\omega_{entrada}$  de 1.400 rpm. Se precisa una relación de transmisión  $i$  de 5,82 y un par a la salida  $T_{salida}$  de 1.771 Nm.

La función del reductor de velocidad es la de proporcionar el par necesario a la salida para el accionamiento de maquinaria industrial de precisión y reducir la velocidad de giro que proporciona el motor eléctrico que acciona el sistema, con la menor pérdida de potencia.

$$P = T_{entrada} \cdot \omega_{entrada} = T_{salida} \cdot \omega_{salida}$$

El motor eléctrico deberá de proporcionar al sistema una potencia  $P$  de 44.612,055 W, con un par de entrada  $T_{entrada}$  de 304,296 Nm y una velocidad de entrada  $\omega_{entrada}$  de 1.400 rpm.

## 2. Antecedentes

El objetivo que debe de cumplir el reductor de velocidad en esta aplicación se debe a dos razones fundamentales:

Aumentar el par de entrada en la máquina industrial en la que se alojará, o lo que es lo mismo aumentar el par de salida del reductor. Esto hace imposible el accionamiento directo del motor eléctrico a la máquina industrial ya que no proporciona el par necesario para su utilización, siendo necesaria la utilización del reductor de velocidad entre el motor eléctrico y la máquina.

La velocidad de giro nominal de cualquier motor eléctrico es excesiva para aplicarla directamente sobre una máquina industrial. Por lo que es necesario reducirla a través del reductor de velocidad.

### 3. Factores a considerar

#### 3.1. Necesidad de aumentar el par

Como se ha descrito anteriormente, la potencia  $P$  a transmitir a través del reductor de velocidad es de 44.612,055 W, mediante un motor eléctrico trifásico de velocidad uniforme y constante en su eje de salida de 1.400 rpm y un par de 304,296 Nm.

El eje de salida del reductor de velocidad, por condiciones de la máquina industrial, debe de ser de 240,55 rpm y un par de 1,771 Nm.

Mediante la relación de velocidades (1), se obtiene la relación de transmisión total necesaria de 5,82.

$$i_{total} = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} \quad (1)$$

#### 3.2. Condiciones de trabajo

El reductor de velocidad se instalará en un taller o fabrica industrial en la que se considera una temperatura ambiente que oscila entre 21 °C y 25°C en función de la época del año en que nos encontremos.

Se considera que por el tipo de industria al que está destinado el reductor de velocidad, la contaminación al que estará sometido durante su funcionamiento es ligero.

El motor eléctrico proporciona una carga uniforme, bajas vibraciones y requisitos poco severos para la suavidad de la marcha.

La maquina industrial a la que está destinada el reductor de velocidad estará sometida a choques ligeros durante su estado de trabajo.

#### 3.4. Condiciones de diseño

Las condiciones de diseño que se han tenido en cuenta para el desarrollo del proyecto son las siguientes:

- Dimensiones: aunque no es una condición determinante, es conveniente que sea lo más compacto posible para reducir el volumen y el coste de los materiales.



- Precisión: el reductor de velocidades está destinado para accionar maquinaria industrial de precisión, por lo que es necesario conseguir una transmisión uniforme y minimizar las vibraciones.
- Mantenimiento: después de las primeras 500 horas y en lo sucesivo, cada 3.000 horas de funcionamiento se realizará el cambio de aceite. Es aconsejable el lavado interior a cada cambio y la revisión periódica del nivel del aceite. Los rodamientos se cambiarán al final de su vida diseñada, es decir, cada 10.000 horas.

Los engranajes y los ejes empleados aseguran una buena fiabilidad al sistema, ya que se ha calculado con un coeficiente de seguridad  $X$  de 1,25 para engranajes y 2,00 para los ejes de tal forma que garantizan un mínimo mantenimiento.

- Precio: el coste total del reductor de velocidad debe de ser lo más reducido posible sin descuidar la fiabilidad de los elementos que lo componen.

## 4. Soluciones alternativas

Los requerimientos de velocidad y de par que se dan habitualmente en las máquinas no se pueden obtener con facilidad directamente de los motores, siendo la solución más económica, y por lo tanto más extendida, el empleo de elementos de transmisión para acondicionar la salida del motor a las necesidades de la máquina. La aplicación condiciona la utilización de un sistema mecánico capaz de reducir la velocidad de salida del motor eléctrico. Existen muchos tipos de mecanismos para dar solución al problema que nos atañe, como son los que se enumeran a continuación.

### 4.1. Transmisiones por rozamiento de contacto directo

En este caso se transmite la potencia mediante rozamiento, mediante las denominadas ruedas de fricción.

Este tipo de transmisión puede utilizarse tanto en árboles paralelos como entre cruzados o que se corten, y para relaciones de transmisión  $i$  hasta 6, no puede transmitir grandes potencias e introduce esfuerzos adicionales en los ejes debido a la fuerza de contacto que debe existir entre los materiales de fricción. A este tipo de transmisión le afecta la

humedad y la temperatura ambiente además de ocupar grandes dimensiones. Por todo ello no suele utilizarse este tipo de sistema en las transmisiones y no es útil para este proyecto.

#### **4.2. Transmisiones por rozamiento de contacto flexible**

Los elementos característicos de estas transmisiones son las correas. Se pueden utilizar tanto entre árboles paralelos como cruzados. Tienen un rendimiento comprendido entre el 95 y 98 %.

Sus principales ventajas son:

- Coste reducido, y bajos requerimientos de tolerancia en el posicionamiento de los árboles.
- Funcionamiento silencioso al no existir choques entre los elementos que lo componen.
- Capacidad de absorción elástica de choques, y protección contra sobrecargas.

Sus inconvenientes son:

- La relación de transmisión no es exacta y depende de la carga, existe un deslizamiento comprendido entre el 1 y el 3 %.
- Se sobrecargan los cojinetes debido a la necesidad de tensión previa para su correcto funcionamiento.
- Duración limitada de la correa.
- Requiere de espacios elevados.
- Sensible a la humedad y la temperatura ambiental.

Se rechaza este tipo de transmisión al no poder proporcionar las garantías necesarias de fiabilidad en el funcionamiento y de duración.

### 4.3. Transmisiones por engrane de contacto directo

Constituyen el tipo de transmisión más utilizado, tanto entre árboles paralelos como entre árboles cruzados o que se corten, y sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión muy amplia.

Se pueden destacar las siguientes ventajas:

- El diente del engranaje tiene un perfil que permite obtener una relación de transmisión constante, independiente de la velocidad y de la carga.
- Elevada fiabilidad y su bajo desgaste proporciona una larga duración.
- Dimensiones reducidas.
- Tienen un elevado rendimiento, cerca del 99%, ya que sus pérdidas de potencia por fricción son despreciables.
- Necesitan un mantenimiento sencillo y reducido, consistente en una correcta lubricación por baño de aceite.
- Tiene una capacidad apreciable de soportar sobrecargas por encima de lo permitido.

Sus principales inconvenientes son:

- Coste elevado de fabricación.
- Generación de ruidos durante el funcionamiento.
- Transmisión muy rígida.

A continuación describimos los principales tipos de transmisiones de engrane por contacto directo:

#### 4.3.1. Transmisiones por engranajes cilíndricos

Se utilizan entre árboles paralelos, admitiéndose en cada etapa de transmisión relaciones de hasta  $i = 8$ , pudiendo llegar en situaciones particulares hasta valores de  $i = 20$ . El rendimiento en cada etapa de transmisión es del 96 al 99 %. En el caso de los engranajes cilíndricos de dientes rectos podemos llegar a tener problemas de vibraciones ya que no

podemos evitar los golpes entre dientes debidos a la transmisión. Como ventaja este tipo de dentado es mucho más simple y económico en su construcción que el helicoidal, así como de mayor simplicidad en los cálculos.

Para conseguir un funcionamiento silencioso se recurre a los engranajes de dentado helicoidal, o en caso de pares pequeños a materiales sintéticos. La ventaja de los engranajes de dentado helicoidal es que el movimiento se transmite de modo más suave y prácticamente en ausencia de vibraciones. Como desventaja, este tipo de dentado, además de las fuerzas radiales que aparecen en los ejes debidas a la transmisión del par, aparecen unas fuerzas axiales, no muy importantes con respecto a las anteriores pero dignas de considerar a la hora del cálculo de los árboles y rodamientos.

#### **4.3.2. Transmisiones por engranajes cónicos**

Los ejes de estos engranajes ya no son paralelos sino que se cortan, y su relación de transmisión es de hasta  $i = 6$ . Para exigencias elevadas se utilizan con dentado espiral. Se utiliza engranajes cónicos desplazados cuando tenemos arboles que se cruzan y la distancia entre ellos es pequeña, con el fin de reducir los ruidos y tener posibilidad de prolongar los arboles de transmisión. El rendimiento es menor a los del tipo cónico normal debido a que el deslizamiento es mayor.

#### **4.3.3. Transmisiones por engranajes helicoidales cruzados**

En este tipo de engranajes el contacto se efectúa en un solo punto, por lo que debemos aplicar cargas pequeñas si no queremos que la excesiva presión en el punto de contacto provoque microsoldaduras que gripen el mecanismo. Por ello su campo de aplicación se reduce a relaciones de transmisión de  $i = 5$ .

#### **4.3.4. Transmisión por tornillo sin fin**

Se utiliza para árboles cruzados, con relaciones de transmisión de  $i = 1$  a 100 por etapa, y rendimientos entre el 45 y el 97%, disminuyendo el rendimiento al aumentar la relación de transmisión.

## 4.4.transmisiones por engrane de contacto flexible

### 4.4.1. Cadenas

Consiste en la unión de dos o mas ruedas o piñones por medio de una cadena. Se utilizan en arboles paralelos cuando la distancia entre sus ejes es excesiva. La relación de transmisión que puede llegar a alcanzar es de  $i = 6$ , con rendimientos comprendidos entre 97 -98%.

Como principales ventajas se pueden destacar:

- Coste reducido de fabricación frente a los engranajes.
- Mantienen la relación de transmisión constante.
- Se puede utilizar en ambientes agresivos sin necesidad de cárter.
- Se pueden accionar varias ruedas con una sola cadena.

Como inconvenientes se pueden destacar:

- Duración limitada.
- Limitaciones de potencia y velocidad máxima de funcionamiento.
- Requerimientos de espacio elevados.
- Necesidad de lubricación y de protección frente al polvo.
- No trabajan elásticamente.
- Son más caras que las correas correspondientes.

### 4.4.2. Correas dentadas

La correa dentada es un elemento con el que se pueden conseguir unas ventajas similares a las de las cadenas pero eliminando los problemas de lubricación y permitiendo trabajar a velocidades superiores (hasta 60m/s). Por el contrario presentan el inconveniente de necesitar mayor espacio para trabajar en las mismas condiciones de carga que una cadena.

## 5. Justificación de la solución adoptada

De diferentes sistemas descritos anteriormente, la solución adoptada para el reductor de velocidad ha sido la transmisión del movimiento por engrane de contacto directo mediante engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

Se ha optado por esta solución por reunir los requisitos que exige nuestras necesidades que a continuación describimos:

- Proporcionar la relación de transmisión y el par necesario.
- Elevado rendimiento.
- Diseño del reductor de velocidad compacto.
- Transmisión suave y uniforme, sin apenas vibraciones.
- Bajo mantenimiento y alta duración de los componentes.

## 6. Descripción del reductor de velocidad

### 6.1. Descripción general del reductor de velocidad

Como se ha expuesto anteriormente, se ha optado por utilizar engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. La relación de transmisión total necesaria en nuestro reductor de velocidad es de  $i_{total} = 5,82$ . A pesar de que es inferior a la relación de transmisión máxima que proporciona los engranajes cilíndricos de  $i_{max} = 8$ , se ha optado por diseñar el reductor de velocidad en dos etapas con el fin de reducir el tamaño de las ruedas y hacer un diseño más compacto y comercialmente competitivo.

Mediante la ecuación (2), obtenemos que la relación de transmisión de cada etapa debe de ser de aproximadamente  $i = 2,412$ , teniendo en cuenta que el error total en la relación de velocidad deberá ser menor del 5%, comprendiendo un intervalo de [6,111; 5,529].

$$i_{total} = i_{1-2} \cdot i_{3-4} \quad (2)$$

En la figura 1 se muestra la configuración que tendrá el reductor de velocidad y la disposición de los elementos que lo componen.

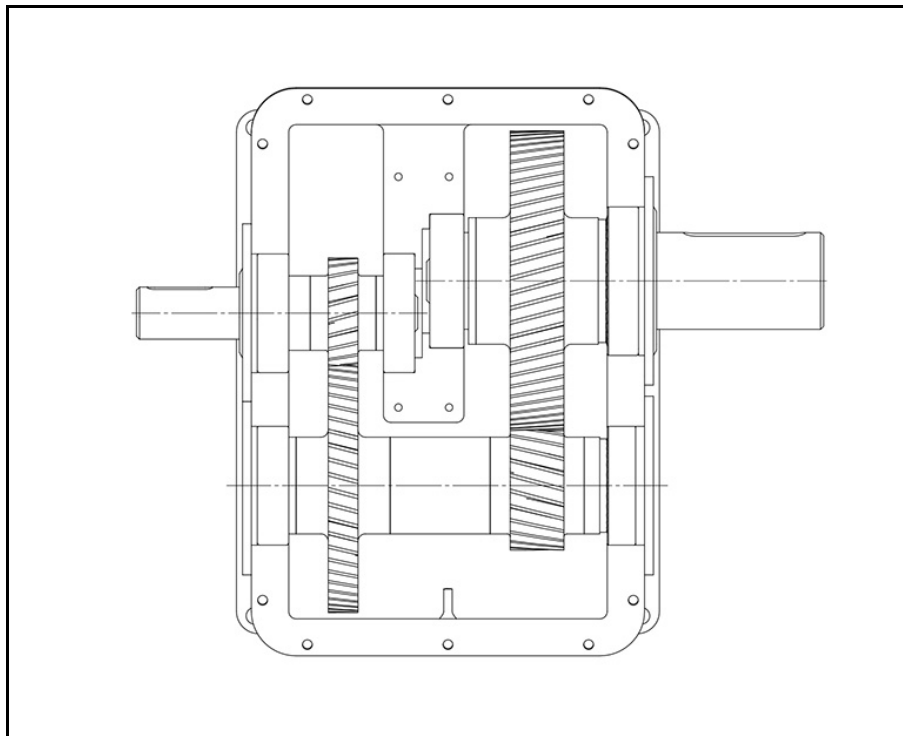


Figura 1. Esquema del reductor de velocidad.

Los cuatro engranajes irán montados sobre tres ejes paralelos entre sí. La unión entre los engranajes y los ejes se realizará mediante chavetas de tipo perfilado.

Para permitir la rodadura de los ejes con la mínima fricción se dispondrá de dos cojinetes de rodadura o rodamientos en cada eje. Los rodamientos serán rígidos de bolas de contacto angular y de rodillos cónicos para transmitir las cargas axiales producidas en los engranajes helicoidales a la propia carcasa.

Para posicionar axialmente los componentes montados sobre los ejes, se realizará mediante resaltes en los propios ejes y mediante casquillos separadores. Se ha excluido el uso de arandelas de retención y anillos de seguridad para evitar los concentradores de tensiones que conlleva su utilización y reducir el mantenimiento del reductor de velocidad.

La lubricación de los distintos elementos se realiza por barboteo. El reductor debe de tener lubricante en una cantidad tal que cubra hasta el punto medio de los engranajes del tren inferior.

Para impedir la pérdida de lubricante, se utilizarán retenes de goma montados tanto en el eje de entrada como en el de salida. Del mismo modo se empleará juntas de

estanqueidad líquida en la unión de las partes que conforman la carcasa y tapas del reductor de velocidad. Para el mantenimiento periódico se dispondrá de visor de nivel del aceite, así como tapones de llenado y vaciado del aceite.

## 6.2. Descripción de los engranajes

Se denomina engranaje a la rueda dentada destinada a la transmisión del movimiento giratorio. La rueda motriz o conductora es denominada piñón y la rueda accionada o conducida se denomina rueda.

Su utilización implica una rigidez muy elevada en la transmisión así como relación de velocidades constante e independiente de la carga, unidos a un rendimiento y fiabilidad elevados.

El deterioro que se puede presentar en el dentado de los engranajes es fundamentalmente de dos tipos:

- Rotura del diente. Se manifiesta como una fractura del diente y se debe a las tensiones ocasionadas por las fuerzas que se transmiten entre los engranajes. Es un fallo catastrófico, ya que a partir del momento en que se produce la primera fractura, las condiciones de funcionamiento empeoran considerablemente, ya que habría más posibilidad de más roturas en los otros dientes debido a que los choques serían muchos mayores.
- Fallos superficiales. Se manifiestan en forma de desgastes, picado, exfoliación y/o gripado. Los problemas de desgaste y gripado son debidos a una lubricación defectuosa, mientras que el picado y exfoliación se deben a las tensiones de contacto que aparecen durante el engrane. Este fallo es progresivo, por lo que es posible su detección antes de que se vean afectados el resto de componentes del mecanismo.

El objetivo del dimensionado es la obtención de coeficientes de seguridad que sean superiores al mínimo exigido y, a la vez, similares frente a ambos problemas para así poder obtener un funcionamiento equilibrado de los engranajes sin que exista un problema concreto frente al otro. Como la igualdad no se puede conseguir con exactitud, de los dos apartados anteriores deducimos que siempre debemos



trabajar con un mayor coeficiente de seguridad a flexión.

El cálculo de los engranajes consta de 2 procesos:

- Cálculo geométrico. Se establece el módulo  $m$ , ángulo de presión  $\alpha$ , ángulo de inclinación del dentado  $\beta$ , diámetro primitivo  $d$  y número de dientes  $z$ .
- Selección del material. Se selecciona el material a emplear en la fabricación de los engranajes y se dimensiona la anchura necesaria  $b$ .

Para valorar el tipo de lubricante a utilizar es necesario conocer las dimensiones de los engranajes. Sin embargo para evaluar las dimensiones del engranaje resulta necesario conocer el lubricante utilizado. Por tanto, para dimensionar el engranaje se supondrá inicialmente un lubricante, el de mejor calidad o cercano, y una vez finalizado el dimensionado del engranaje, se determinara el lubricante necesario comprobando que el seleccionado inicialmente es el correcto o que al menos es de mejores características que el necesario.

A continuación se enumeran las características fundamentales que definen los engranajes de dientes helicoidales para su cálculo:

- Número de dientes  $z$ . Son los que realizan el esfuerzo de empuje y transmiten la potencia desde los ejes motrices a los ejes conducidos. El perfil del diente, o sea la forma de sus flancos, está constituido por dos curvas envolventes de círculo, simétricas respecto al eje que pasa por el centro del mismo.
- Diámetro primitivo  $d$ . es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes.
- Módulo  $m$ . Es la relación entre la medida del diámetro primitivo  $d$  y el número de dientes  $z$ . En los engranajes helicoidales hay que distinguir entre el módulo normal  $m_n$ , perpendicular al diente, y el aparente  $m_t$ , en dirección perpendicular al eje de rotación.
- Ángulo de presión  $\alpha$ . El que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso. Nuevamente, en los engranajes helicoidales, hay que distinguir entre el ángulo de presión normal  $\alpha_n$ , y el ángulo de presión aparente  $\alpha_t$ .
- Ángulo de inclinación del dentado  $\beta$ . Es la relación entre el módulo normal  $m_n$  y el módulo aparente  $m_t$ .

- Anchura  $b$ . Es la dimensión medida según la generatriz del flanco (paralela al eje en los cilindros).
- Diámetro exterior. es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.
- Cabeza del diente o adendum  $a$ . Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia primitiva y la circunferencia exterior. En engranajes de dientes normales, como es nuestro caso, equivale a  $a = 1 \cdot m_n$ .
- Diámetro interior. Es el diámetro de la circunferencia que limita el pie del diente.
- Pie del diente o dedendum  $b$ . Es la parte de este comprendida entre la circunferencia primitiva y la de base. En engranajes de dientes normales esta dimensión corresponde a  $b = 1,25 \cdot m_n$ .
- Altura del diente. Es la suma de la altura de la cabeza (adendum) más la altura del pie (dedendum).

### 6.2.1. Etapas de los engranajes

Como se ha comentado anteriormente, el reductor de velocidad esta formada por dos etapas, compuestas cada una por dos engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

En la figura 2 se observa las etapas del reductor de velocidad y la posición de los engranajes que las componen.

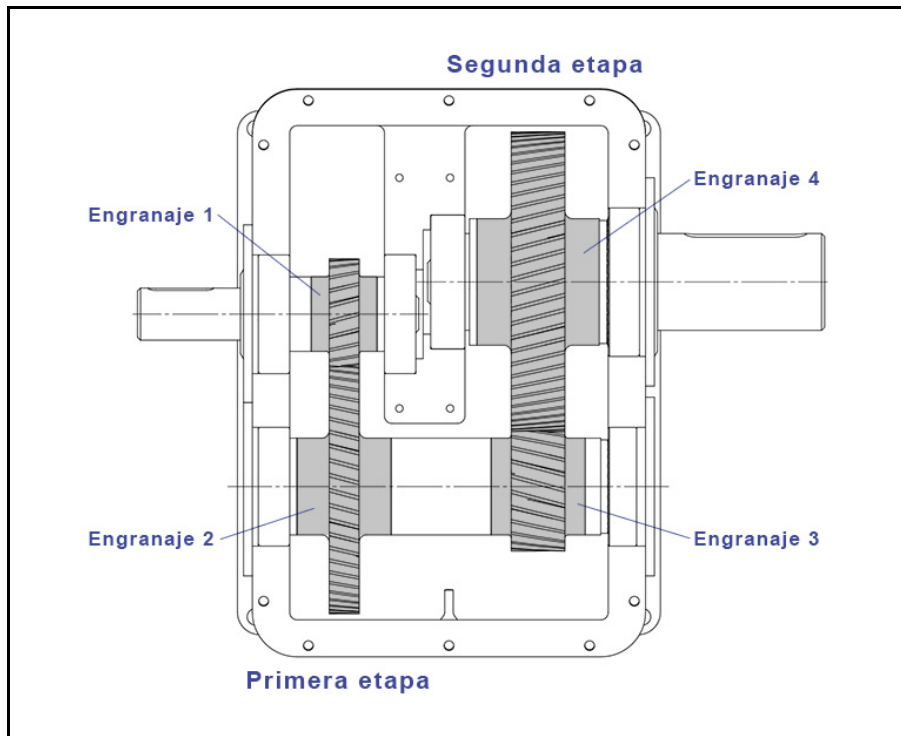


Figura 2. Etapas del reductor de velocidad.

La primera etapa está compuestas por un piñón *Engranaje 1* y una rueda *Engranaje 2*. Mientras que la segunda etapa está compuestas por un piñón *Engranaje 3* y una rueda *Engranaje 4*. Los engranajes están montados sobre tres ejes paralelos entre si, y unidos mediante chavetas.

Las característica de cada etapa se muestran a continuación:

Primera etapa			
Módulo de los engranajes	m	3	
Relación de transmisión	i	2,41	
Ángulo de presión normal	$\alpha_n$	20°	
Ángulo de inclinación del dentado	$\beta$	15°	
Número de dientes del piñón	$z_1$	22	dientes
Número de dientes de la rueda	$z_2$	53	dientes
Diámetro primitivo del piñón	$d_1$	68,33	mm
Diámetro primitivo de la rueda	$d_2$	164,61	mm
Distancia entre centros	$D_c$	232,94	mm
Anchura de los engranajes	b	20	mm

<b>Segunda etapa</b>			
Módulo de los engranajes	m	3	
Relación de transmisión	i	2,42	
Ángulo de presión normal	$\alpha_n$	20°	
Ángulo de inclinación del dentado	$\beta$	15°	
Número de dientes del piñón	$z_3$	26	dientes
Número de dientes de la rueda	$z_4$	63	dientes
Diámetro primitivo del piñón	$d_3$	80,75	mm
Diámetro primitivo de la rueda	$d_4$	195,67	mm
Distancia entre centros	$D_c$	276,42	mm
Anchura de los engranajes	b	36	mm

### 6.2.2. Materiales de los engranajes

Para la construcción de los engranajes se ha optado por el acero de cementación 16MnCr5 para la primera etapa, y el acero de bonificación 34CrMo4 para la segunda etapa del reductor de velocidad. A continuación se muestran las propiedades mecánicas de los aceros seleccionados:

<b>Acero 16MnCr5</b>			
Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coeficiente de Poisson	$\nu$	0,28	
Densidad	$\rho$	7800	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$8 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$5,9 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	800	
Tensión de contacto	$S_{HL}$	1500	N/mm <sup>2</sup>
Límite de resistencia nominal	$S_{FL}$	461	N/mm <sup>2</sup>

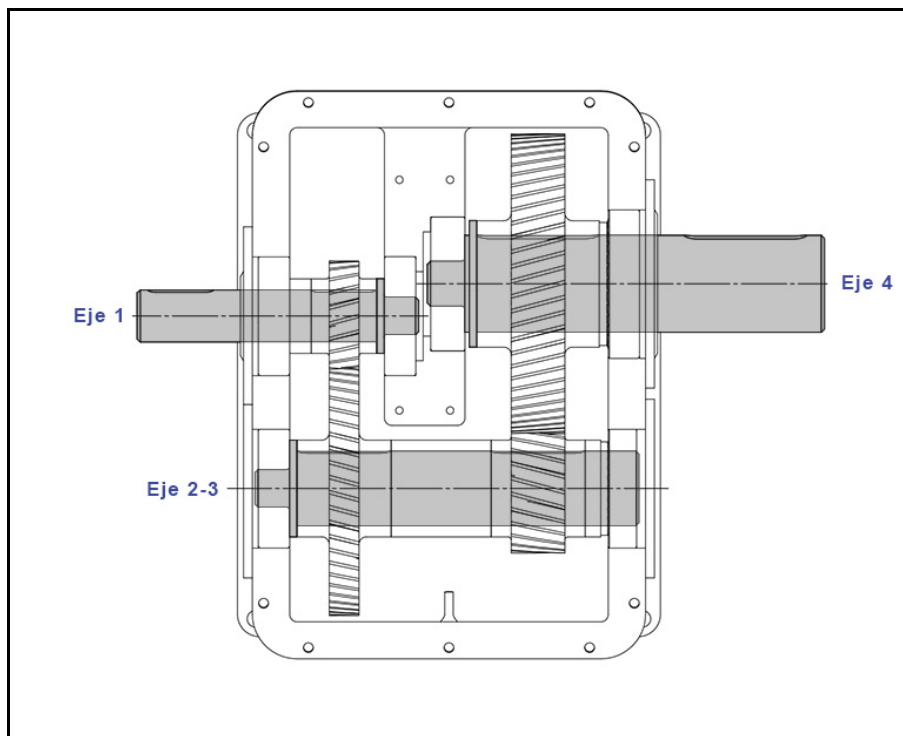
<b>Acero 34CrMo4</b>			
Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coeficiente de Poisson	$\nu$	0,28	
Densidad	$\rho$	7800	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$9 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$6,5 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	360	
Tensión de contacto	$S_{HL}$	845	N/mm <sup>2</sup>
Límite de resistencia nominal	$S_{FL}$	340	N/mm <sup>2</sup>

### 6.3. Descripción de los ejes

En el diseño de los ejes deben tenerse en cuenta las siguientes consideraciones de diseño:

- Deformación. Es necesario limitar las deformaciones laterales por flexión que se producen debido a las cargas de servicio y evitar posibles vibraciones. También, en general, los puntos de soporte de los arboles exigen unas ciertas limitaciones en cuanto a deformaciones transversales angulares para su correcto funcionamiento.
- Resistencia. En cuanto a resistencia, en general la causa de fallo más común es la fatiga. Esta se produce, por lo general en los puntos más desfavorables denominados concentradores de tensiones. Los concentradores de tensiones pueden producirse por cambios de diámetro, ajustes a presión, roscas, incluso grietas de temple o muescas de mecanizado.

En la figura 3 se muestra la posición de los ejes en el reductor de velocidad.



*Figura 3. Ejes del reductor de velocidad.*

El reductor de velocidades dispone de tres ejes, siendo estos el eje de entrada *Eje 1*, eje intermedio *Eje 2-3* y el eje de salida *Eje 4*.

### 6.3.1. Eje 1

Este eje tiene una velocidad de rotación de 1400 rpm suministrada por el motor eléctrico. Mediante los cálculos realizados teniendo en cuenta la rigidez torsional, las deformaciones laterales por flexión y la resistencia a fatiga, el diámetro del *Eje 1* es de 35 mm.

El eje de entrada está soportado por dos rodamientos de bolas de una sola hilera de contacto angular situados uno en cada extremo. El eje lleva mecanizado un chavetero y una rosca para su unión con el motor eléctrico y otro chavetero para fijar el piñón de la primera etapa, *Engranaje 1*, al propio eje.

### 6.3.2. Eje 2-3

Este eje tiene una velocidad de rotación de 581,13 rpm debido a la reducción de velocidad de la primera etapa. Mediante los cálculos realizados teniendo en cuenta la rigidez torsional, las deformaciones laterales por flexión y la resistencia a fatiga, el diámetro del *Eje 2-3* es de 50 mm.

El eje de entrada está soportado por un rodamiento de bolas de una sola hilera de contacto angular situado en el extremo de la rueda de la primera etapa y por un rodamiento de rodillos cónicos en el extremo del piñón de la segunda etapa. El eje lleva mecanizado un chavetero para su unión con la rueda de la primera etapa, *Engranaje 2*, y otro chavetero para fijar el piñón de la segunda etapa, *Engranaje 3*, al propio eje.

### 6.3.3. Eje 4

Este eje tiene una velocidad de rotación de 239,83 rpm debido a la reducción de velocidad obtenida en la segunda etapa. Mediante los cálculos realizados teniendo en cuenta la rigidez torsional, las deformaciones laterales por flexión y la resistencia a fatiga, el diámetro del *Eje 4* es de 65 mm.

El eje de entrada está soportado por un rodamiento de bolas de una sola hilera de contacto angular situado en el extremo interior y por un rodamiento de rodillos cónicos en el extremo opuesto. El eje lleva mecanizado un chavetero para su unión con la rueda de la segunda etapa, *Engranaje 4*, y dispone de un chavetero y una rosca para fijar el eje a la

máquina industrial que ira destinado.

#### 6.3.4. Material de los ejes

Para la construcción de los ejes se ha optado por el acero de cementación 20MnCr5 por presentar un núcleo tenaz y resistencia a la torsión.

A continuación se muestran las propiedades mecánicas del acero seleccionado:

Acero 20MnCr5			
Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,28	
Densidad	$\rho$	7800	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	S <sub>u</sub>	$11 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	S <sub>y</sub>	$7,5 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	800	
Tensión de contacto	S <sub>HL</sub>	1500	N/mm <sup>2</sup>
Límite de resistencia nominal	S <sub>FL</sub>	461	N/mm <sup>2</sup>

#### 6.4. Descripción de carcasa

La carcasa es el elemento envolvente del reductor y a su vez es el soporte estructural para el resto de componentes. Cumple las funciones de elemento resistente, que contiene el lubricante y aísla los elementos internos del exterior. Este aislamiento permite trabajar a los componentes en un ambiente limpio y protegido de agentes corrosivos, consiguiendo así una mayor duración de los mismos.

La carcasa debe de ser una estructura lo bastante rígida para evitar deformaciones debidas a las cargas aplicadas, que podrían producir deformaciones que introducirían desalineamientos perjudiciales en ejes, engranajes y rodamientos. También debe de absorber las vibraciones que se producen durante la rotación de los ejes.

La carcasa del reductor de velocidad esta compuesta por tres piezas, la base, la tapa y el soporte interno. Con el fin de facilitar el montaje y desmontaje de los elementos, estos irán unidos por medio de tornillos de rosca M6. Además, según la norma UNE 17052, para asegurar que no existan fugas de aceite y facilidad de montaje se colocara una junta como elemento sellador entre la base y la tapa. Para el acabado exterior se le da una

capa de pintura para que tenga una mayor protección frente a la corrosión y a su vez dotar al reductor de una buena presencia comercial.

La conformación de la carcasa se realiza por moldeo en molde de arena. Se mecanizará aquellas zonas que estén en contacto con otros elementos, como es la superficie de unión de la base y la tapa, y donde irán alojados los rodamientos, así como todas las perforaciones y roscados para su posterior montaje.

#### 6.4.1. Material de la carcasa

El material a utilizar sera fundición gris FG-25, ya que presenta buenas características:

- Bajo precio
- Buena disponibilidad para el moldeo.
- Buena colabilidad.
- Buena maquinabilidad.

A continuación se muestran las propiedades mecánicas del acero seleccionado:

Acero FG-25			
Módulo elástico	E	$1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,26	
Densidad	$\rho$	7200	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$2,5 \cdot 10^8$	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$1,6 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	180-220	
Porcentaje de carbono	C	3,3	%

#### 6.5. Descripción de las tapas

El reductor de velocidad dispondrá de 4 tapas laterales cuya finalidad será la de facilitar el montaje y la de proporcionar el apoyo axial a los rodamientos y transmitirlos a la carcasa. Además las tapas dispuestas en el eje de entrada y en el eje de salida, dispondrán de una apretura para que pasen los respectivos ejes. Para evitar la entra de polvo o elementos extraños y fuga de aceite, estas estarán provistas de retenes, situadas entre las tapas y los ejes de entrada y salida.



### 6.5.1. Material de las tapas

El material seleccionado para las tapas es el Acero al carbón CK-25, por su fácil mecanizado y proporcionar la resistencia necesaria.

A continuación se muestran las propiedades mecánicas del acero seleccionado:

Acero CK-25			
Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,28	
Densidad	$\rho$	7800	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$4,4 \cdot 10^8$	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$2,3 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	340-440	
Porcentaje de carbono	C	0,25	%

### 6.6. Descripción de los elementos normalizados

A continuación se describen los elementos normalizados que componen el reductor de velocidades.

#### 6.6.1. Descripción de los rodamientos

Los rodamientos deben de calcularse para que transmitan a la carcasa las reacciones que aparecen sobre el eje en las posiciones donde estos van colocados. Los rodamientos utilizan el movimiento de rodadura de cierto número de bolas o rodillos con el fin de reducir la fricción y prolongar sus vidas.

Seleccionaremos aquellos rodamientos que tengan una capacidad de carga dinámica  $C$  mayor o igual a la requerida por condiciones de vida, confiabilidad y temperatura de trabajo.

Las principales ventajas del rodamiento son:

- Su par torsor de fricción de arranque es pequeño, por lo que la diferencia entre el par torsor inicial y operativo es también pequeño.
- Son sencillos, intercambiables, tienen fácil mantenimiento y bajo grado de lubricación.

- Son capaces de soportar cargas radiales y axiales simultáneamente o independientemente, dependiendo del tipo utilizado.
- El tamaño axial de los rodamientos es menor que el de los cojinetes.

Las desventajas que presentan los rodamientos son:

- Son ruidosos en operación normal,
- Las partículas metálicas y la suciedad pueden limitar su vida, causando fallo prematuro.
- No se pueden construir partidos.
- Tiene vida finita debido a que se produce fallo por fatiga superficial.

En el mercado existe una gran variedad de rodamientos, en nuestro proyecto se han seleccionado rodamientos rígidos de bolas de contacto angular para transmitir las cargas axiales que se producen en los engranajes helicoidales a la carcasa y rodamientos de rodillos cónicos para además, reducir el diámetro exterior para su montaje en la carcasa.

Tanto en el eje de entrada como en el eje de salida se utilizarán retenes para evitar que el lubricante no se salga del reductor, ya que los rodamientos que utilizamos no son sellados.

En la figura 4 se muestra la posición que ocupa los rodamiento seleccionados en el reductor de velocidad.

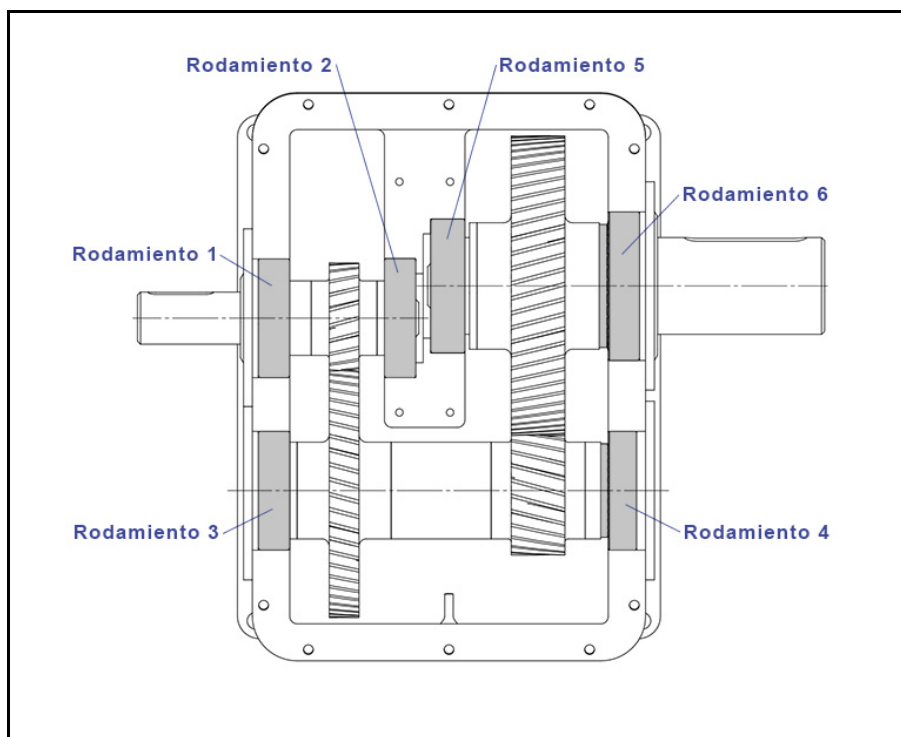


Figura 4. Rodamientos del reductor de velocidad.

A continuación aparece una tabla con la denominación de los rodamientos y los modelos y tipo seleccionados.

Denominación	Modelo	Tipo
Rodamiento 1	7307 BEP	Bolas contacto angular
Rodamiento 2	7405 BM	Bolas contacto angular
Rodamiento 3	7405 BM	Bolas contacto angular
Rodamiento 4	33010/Q	Rodillos cónicos
Rodamiento 5	7406 BM	Bolas contacto angular
Rodamiento 6	33013/Q	Rodillos cónicos

Las características de los rodamientos se muestran a continuación:

7307 BEP				
Diámetro interior	d	35	mm	
Diámetro exterior	D	80	mm	
Anchura	B	21	mm	
Capacidad de carga dinámica	C	39	kN	
Carga límite de fatiga	$P_u$	1	kN	
Factor de cálculo	$k_r$	0,1		
Factor de cálculo	$K_a$	1,6		
Factor de cálculo	e	1,14		

<b>7405 BM</b>			
Diámetro interior	d	25	mm
Diámetro exterior	D	80	mm
Anchura	B	21	mm
Capacidad de carga dinámica	C	39,7	kN
Carga límite de fatiga	$P_u$	1	kN
Factor de cálculo	$k_r$	0,1	
Factor de cálculo	$K_a$	1,6	
Factor de cálculo	e	1,14	

<b>33010/Q</b>			
Diámetro interior	d	50	mm
Diámetro exterior	D	80	mm
Anchura	B	24	mm
Capacidad de carga dinámica	C	69,3	kN
Carga límite de fatiga	$P_u$	11,4	kN
Factor de cálculo	Y	1,9	
Factor de cálculo	e	0,31	

<b>7406 BM</b>			
Diámetro interior	d	30	mm
Diámetro exterior	D	90	mm
Anchura	B	23	mm
Capacidad de carga dinámica	C	47,5	kN
Carga límite de fatiga	$P_u$	1,2	kN
Factor de cálculo	$k_r$	0,1	
Factor de cálculo	$K_a$	1,6	
Factor de cálculo	e	1,14	

<b>33013/Q</b>			
Diámetro interior	d	65	mm
Diámetro exterior	D	100	mm
Anchura	B	27	mm
Capacidad de carga dinámica	C	110	kN
Carga límite de fatiga	$P_u$	17,3	kN
Factor de cálculo	Y	1,7	
Factor de cálculo	e	0,35	

### 6.6.2. Descripción de las chavetas

Entre los sistemas de unión a torsión, el más frecuente por su sencillez y efectividad es la unión por chaveta. Las dimensiones de las chavetas están normalizadas en función del diámetro del eje en el que se alojan. La longitud de la chaveta que nos hace falta, es aproximadamente 1,25 el diámetro del eje.

Los chaveteros se realizan tallando una pequeña ranura, tanto en el eje como en el engranaje que se desea quede fijada en él. Después se introduce una pequeña pieza llamada chaveta en el hueco dejado en ambas ranuras, con lo que, al intentar producirse un deslizamiento tangencial entre el eje y el engranaje, la chaveta produce una interferencia que arrastra las dos piezas.

Uno de sus inconvenientes es el concentrador de tensiones que se crea en el eje al hacerle la ranura y que nos obliga a sobredimensionar dicho eje, utilizando más cantidad de material. Aun así, el coste sigue siendo menor que con los otros métodos al ahorrar en horas de trabajo, coste de fabricación y de montaje.

El método de cálculo de chavetas esta normalizado según la norma UNE 1710 mediante tablas, sabiendo exactamente la medida que nos hace falta y no sobredimensionarlas excesivamente ya que el diámetro de ejes es muy grande, y esto nos traería como consecuencia el tener que ampliar la anchura de los engranajes, para poder colocar la chaveta.

Las dimensiones de las chavetas de los ejes según la tabla que aparece en la norma UNE 17102-1:1967 se muestra a continuación.

		Eje 1	Eje 2-3	Eje 4	
Diámetro del eje	D	35	50	65	mm
Ancho de la chaveta	b	10	14	18	mm
Alto de la chaveta	h	8	9	11	mm
Profundidad en eje	$h_1$	5	5,5	7	mm
Profundidad en cubo	$h_2$	3,3	3,8	4,4	mm
Longitud de la chaveta	l	44	63	82	mm

El material utilizado para este componente será un acero más blando que el usado para los ejes, así en caso de rotura, romperá antes que los ejes mucho más caros de sustituir. Elegiremos el acero al carbono CK-35.

A continuación se muestran las propiedades mecánicas del acero seleccionado:

Acero CK-35			
Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,28	
Densidad	$\rho$	7800	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$7 \cdot 10^8$	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$5,8 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	154-207	
Porcentaje de carbono	C	0,35	%

### 6.6.3. Descripción de los casquillos separadores

Son elementos destinados a garantizar el posicionamiento axial de los distintos elementos montados en los ejes. En el eje de entrada *Eje 1*, se encuentra el *Separador 1* encargado de mantener la distancia entre el *Rodamiento 1* y el *Engranaje 1*. En el eje intermedio *Eje 2-3* se alojan dos separadores, el *Separador 2* se encuentra entre los dos engranajes, y el *Separador 3* se encuentra entre el *Engranaje 3* y el *Rodamiento 4*.

Las dimensiones adoptadas para los casquillos espaciadores para cada uno de los ejes son las siguientes:

		Casquillo 1	Casquillo 2	Casquillo 3	
Diámetro interior	d	35	50	50	mm
Diámetro exterior	D	50	65	65	mm
Longitud del casquillo	L	14,5	67	10,5	mm

### 6.6.4. Descripción de los retenes

Los retenes tienen la misión de impedir que el aceite de lubricación se salga fuera del reductor. Actúan por la tensión radial de un resorte. El labio de cierre se opone a la fuga de aceite. El material de los retenes es goma sintética resistente al aceite.

Los retenes seleccionados para el reductor de velocidad están compuestos de caucho nitrilo con buena resistencia al aceite y al desgaste. Disponen de un muelle interior de acero que asegura la estanqueidad de la unión además de un labio secundario para impedir la entrada de polvo y elementos extraños.

El retén que irá alojado en el eje de entrada es el modelo *35x47x6 HMSA10 RG* y el retén del eje de salida es el modelo *65x80x8 HMSA10 RG*.

#### **6.6.5. Descripción del visor de nivel**

El visor de nivel de lubricante está situado en un lateral de la carcasa base del reductor de velocidad. Su función es la de controlar el nivel de lubricante en el interior del reductor y reponerlo a través del tapón de llenado en caso de ser necesario.

El visor seleccionado para el reductor de velocidad es de métrica M20x1,5 con carcasa de aluminio y pantalla de poliamida resistente a la temperatura del aceite hasta 100 °C.

#### **6.6.6. Descripción de los tapones de llenado y de vaciado**

El reductor de velocidad dispone de dos tapones en la carcasa. Un tapón de llenado de aceite en la parte superior de la tapa de la carcasa y otro de vaciado del aceite en la parte inferior de la base de la carcasa, que tendrá incorporado un imán para atraer todas las partículas metálicas que pueda contener el aceite fruto del rozamiento entre las partes móviles del reductor de velocidad.

Tanto el tapón de llenado como el de vaciado son termoplástico, poliamida 66, resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C. La métrica del tapón de llenado es de gas 1" proporcionando una apretura suficiente para el vertido del aceite en la carcasa. La métrica del tapón de vaciado es de gas ½", de menor diámetro para evitar el derramamiento de aceite durante el vaciado.

#### **6.7. Lubricante**

La lubricación es un factor muy importante en toda máquina en la que existan movimientos relativos entre varias piezas en contacto unas con las otras. El desgaste de las piezas que componen el reductor de velocidad depende de una buena lubricación, por tanto, la vida del reductor en general. El lubricante también afecta en el rendimiento de la máquina, ya que con una buena lubricación, disminuye en gran medida las pérdidas de potencia por rozamiento en el reductor.

Los lubricantes tienen las siguientes funciones:

- Mojar las zonas de deslizamiento.
- Adherirse a los componentes mecánicos.
- Separar las superficies rugosas en contacto.
- Proteger a los materiales contra la corrosión.
- Refrigerar los componentes mecánicos.
- Cerrar y preservar el interior del reductor contra la entrada de suciedad y agua del exterior.

Para la lubricación de una máquina se puede optar por dos grupos distintos de lubricantes. Estos son la lubricación mediante grasa y la lubricación mediante aceite. La diferencia más importante entre ambos grupos es la viscosidad, mucho mayor en las grasas que en los aceites, ya que las primeras se encuentran en estado sólido y los segundos en estado líquido.

La utilización de grasa para la lubricación de las piezas es más apropiada cuando la velocidad de dichas piezas es pequeña. Por el contrario, la lubricación mediante aceite será más apropiada en piezas que se muevan a mayor velocidad. Con lo que la elección del tipo de lubricante a utilizar dependerá básicamente de la velocidad con que se muevan las piezas a lubricar.

Dado que la velocidad tangencial máxima que se produce en los engranajes es de 5 m/s, el tipo de lubricante a utilizar para los engranajes será aceite. Según los cálculos realizados, el aceite utilizado será un VG-680, cuya viscosidad cinemática a 50 °C es de 350 mm<sup>2</sup>/s.

Todos los rodamientos del reductor de velocidad se lubricarán con el mismo aceite que los engranajes ya que de esta forma no será necesario disponer de alojamientos sellados para los rodamientos, o la utilización de rodamientos sellados prelubricados.

Además del tipo de lubricante, también se debe escoger la forma en que se consigue que dicho lubricante este continuamente en contacto con las piezas que debe lubricar, ya que de lo contrario la lubricación de las mismas sería deficiente. Para ello se puede optar desde el sencillo método del baño de aceite hasta el mucho más complejo y caro de la



inyección a presión del mismo sobre las piezas a lubricar. Para la selección del método de lubricación se deben considerar las condiciones en que se encuentran las piezas a lubricar. El tipo de lubricación más apropiado para ruedas dentadas depende de la velocidad periférica de los dientes, siendo suficiente en nuestro caso una lubricación en baño de aceite mediante barboteo.

Este método es sencillo de diseñar y además es el más económico y con mayor rendimiento del resto de métodos.

Para la lubricación de nuestros rodamientos aprovecharemos la lubricación de piezas vecinas, en nuestro caso, los engranajes.





UNIVERSIDAD  
POLITECNICA  
DE VALENCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **Grado de Ingeniería Mecánica**

# **Trabajo fin de grado**

---

**Diseño y Cálculo de un reductor de velocidad  
con relación de transmisión 5,82 y par máximo  
a la salida de 1771 Nm**

## **Planos**

Autor:

**Alejandro Moscardó Palop**

Tutor:

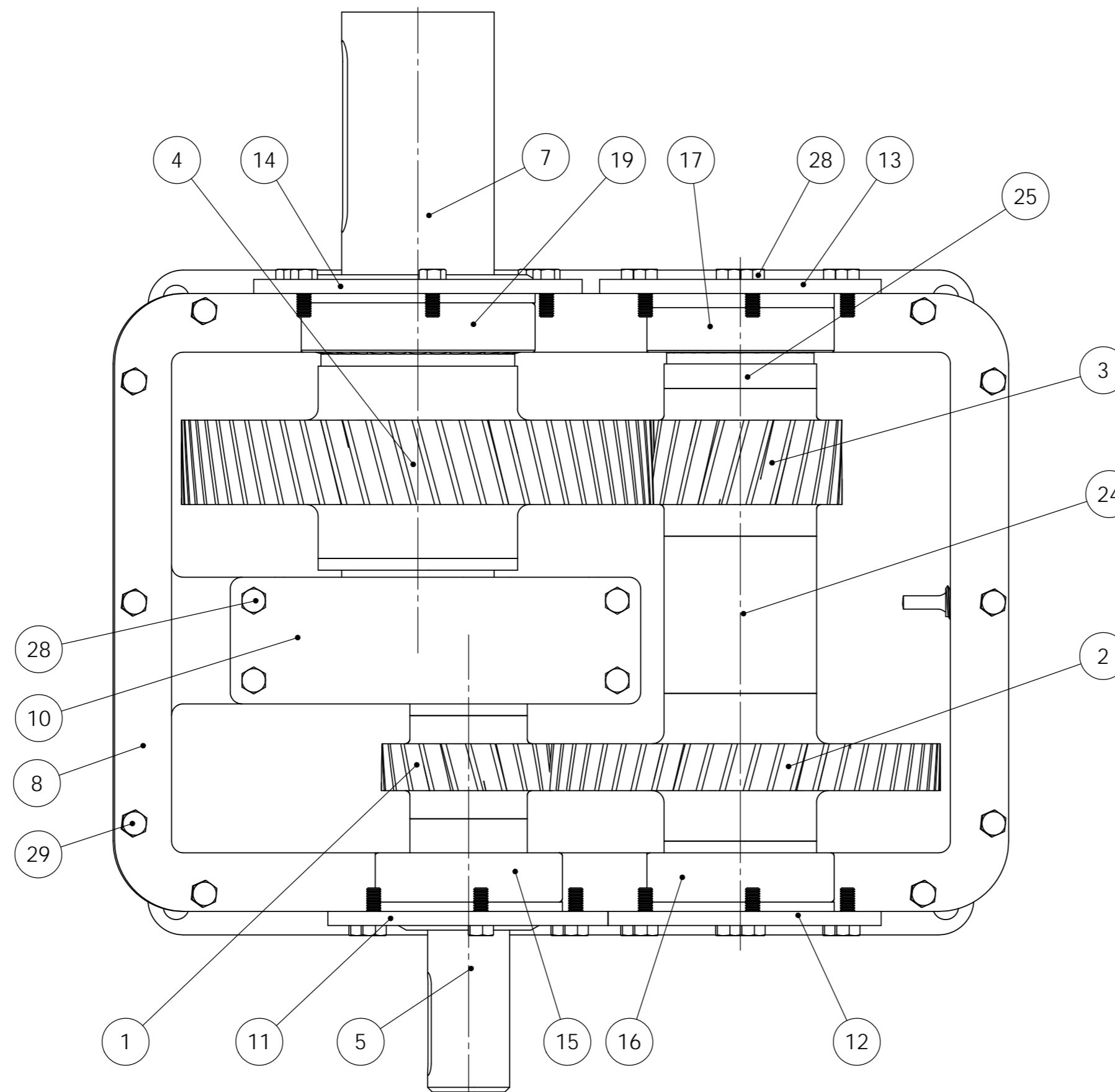
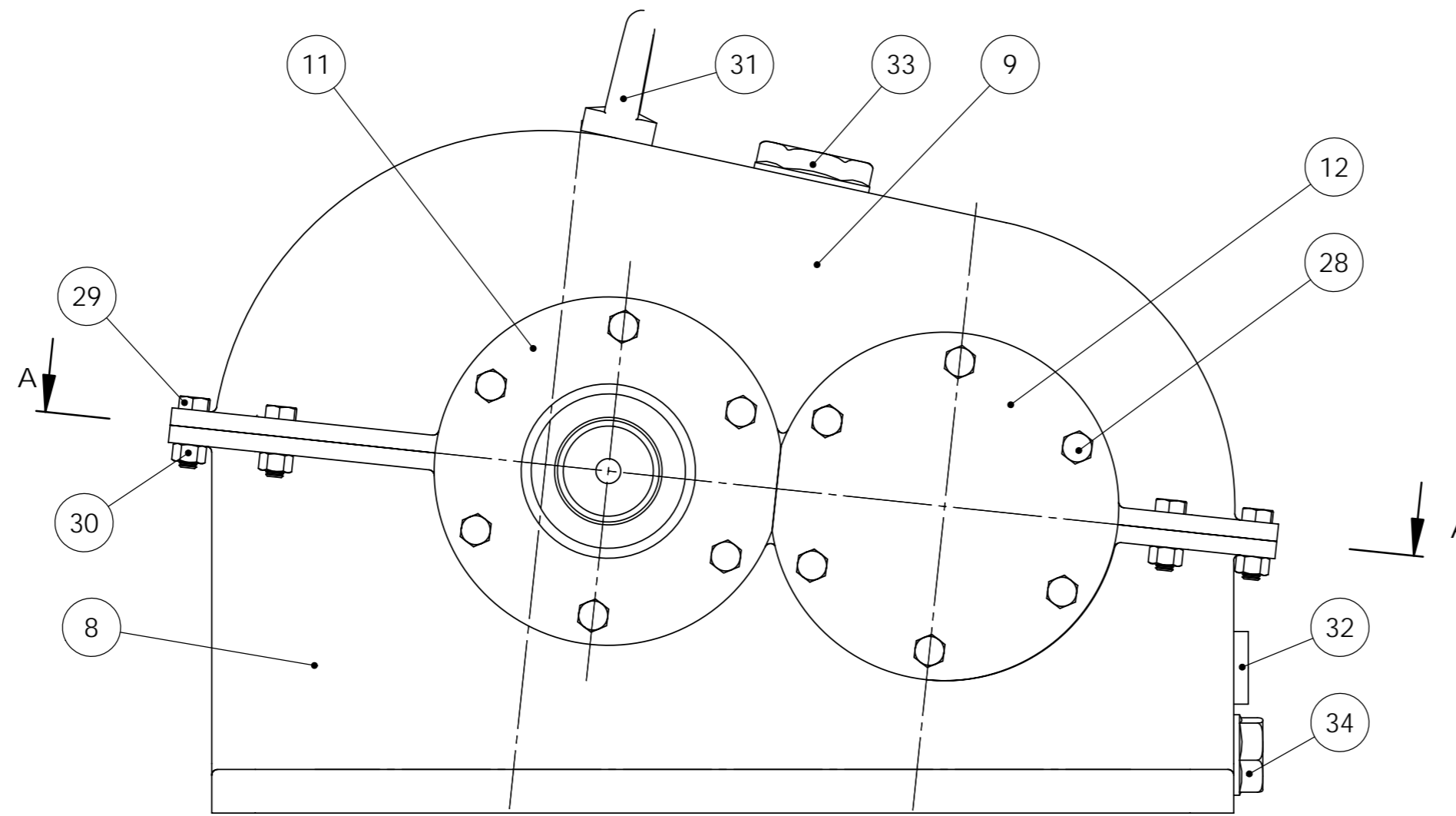
**José Enrique Tarancón Caro**

Fecha de presentación:

**Mayo 2017**

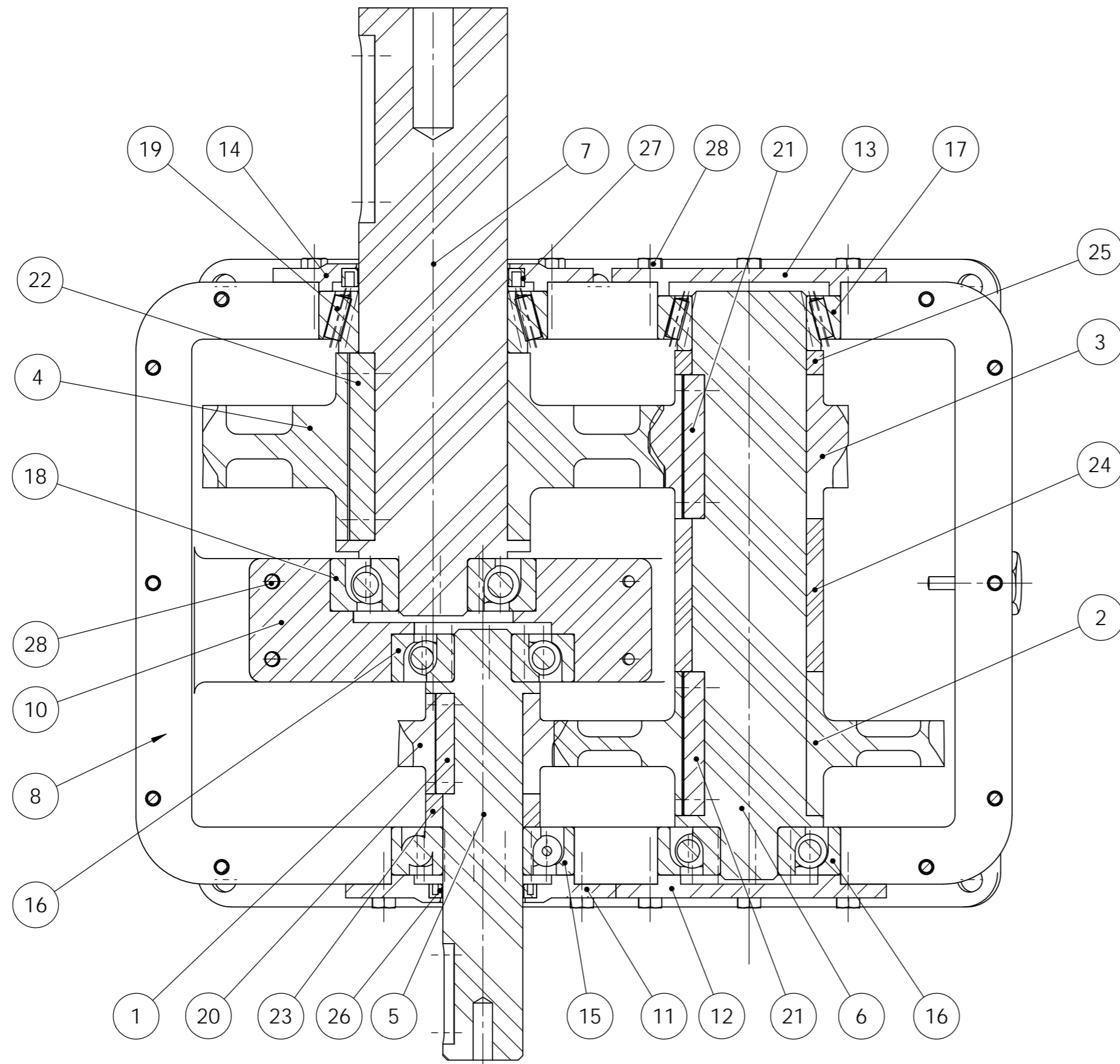
## **Índice**

- 01. Conjunto**
- 02. Engranaje 1**
- 03. Engranaje 2**
- 04. Engranaje 3**
- 05. Engranaje 4**
- 06. Eje 1**
- 07. Eje 2-3**
- 08. Eje 4**
- 09. Carcasa base**
- 10. Carcasa tapa**
- 11. Carcasa soporte**
- 12. Tapa 1**
- 13. Tapa 2**
- 14. Tapa 3**
- 15. Tapa 4**



N.º DE ELEMENTO	DENOMINACIÓN	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	ENGRANAJE 1	DIN - LH Helical gear 3M 22T 15HA 20PA 20FW --22C50H44L35R1	1
2	ENGRANAJE 2	DIN - RH Helical gear 3M 53T 15HA 20PA 20FW --53C65H63L50R1	1
3	ENGRANAJE 3	DIN - RH Helical gear 3M 26T 15HA 20PA 36FW --26C65H63L50R1	1
4	ENGRANAJE 4	DIN - LH Helical gear 3M 63T 15HA 20PA 36FW --63C85H82L65R1	1
5	EJE 1		1
6	EJE 2-3		1
7	EJE 4		1
8	CARCASA BASE		1
9	CARCASA TAPA		1
10	CARCASA SOPORTE		1
11	TAPA 1		1
12	TAPA 2		1
13	TAPA 3		1
14	TAPA 4		1
15	RODAMIENTO 1A	DIN 628 - 7307B - Full,DE,NC,Full_68	1
16	RODAMIENTO 1B 2-3A	DIN 628 - 7305B - 10,DE,NC,10_68	2
17	RODAMIENTO 2-3B	DIN 720 - 33010 - Full,DE,NC,Full	1
18	RODAMIENTO 4A	DIN 628 - 7306B - 10,DE,NC,10_68	1
19	RODAMIENTO 4B	DIN 720 - 33013 - Full,DE,NC,Full	1
20	CHAVETA 1	Parallel key A10 x 8 x 45 DIN 6885	1
21	CHAVETA 2-3	Parallel key A14 x 9 x 50 DIN 6885	2
22	CHAVETA 4	Parallel key A18 x 11 x 50 DIN 6885	1
23	CASQUILLO 1	Øint 35 L 14,5 mm	1
24	CASQUILLO 2	Øint 50 L 67 mm	1
25	CASQUILLO 3	Øint 50 L 10,5 mm	1
26	RETEN	35x47x6 HMSA10 RG	1
27	RETEN	65x80x8 HMSA10 RG	1
28	TORNILLO HEXAGONAL	DIN EN 24018 - M6 x 16-NS	28
29	TORNILLO HEXAGONAL	DIN EN 24018 - M6 x 20-NS	10
30	TUERCA HEXAGONAL	Hexagon Nut ISO 4034 - M6 - S	10
31	ARGOLLA	Eyebolt DIN 358-M10-C	1
32	VISOR	M20x1,5 Aluminio	1
33	TAPÓN	G1" poliamida 66	1
34	TAPÓN	G1/2" poliamida 66	1

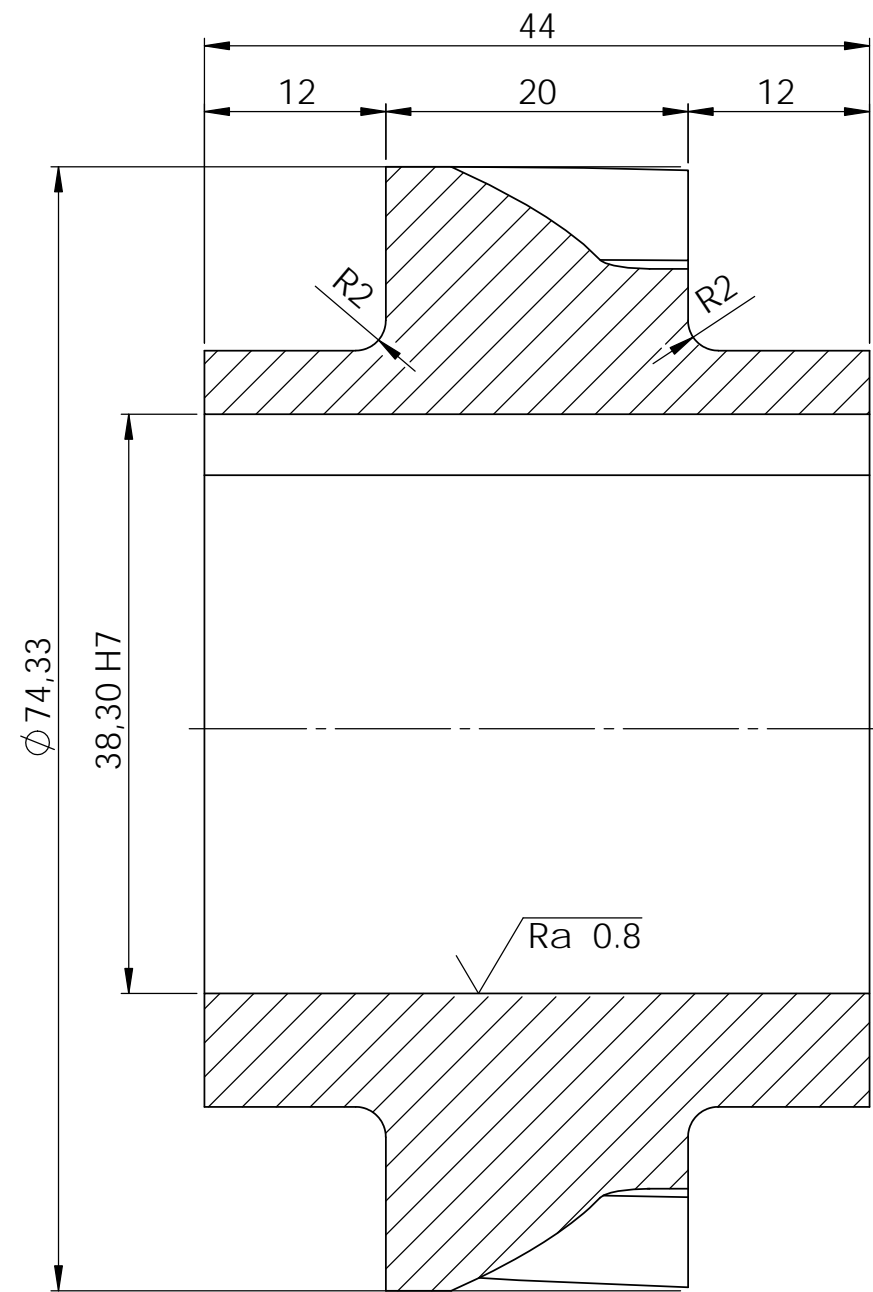
NOMBRE		FECHA	TRABAJO FIN DE GRADO Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
DIBUJADO		2-01-2017		
COMPROB.		--		
ESCALA	PLANO:	CONJUNTO		Nº PLANO
1/2				01-1
Formato A2				



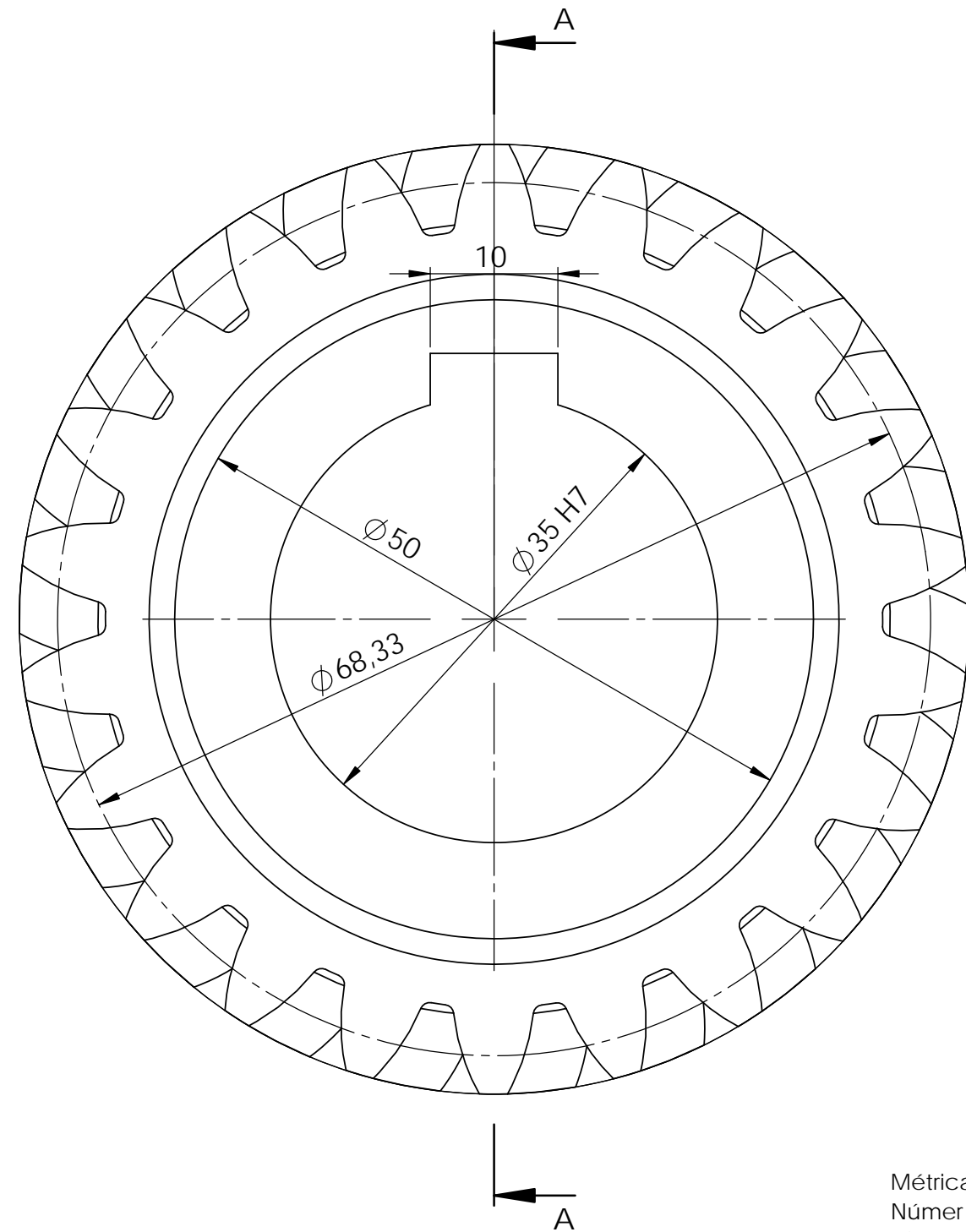
SECCIÓN A-A

N.º DE ELEMENTO	DENOMINACIÓN	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	ENGRANAJE 1	DIN - LH Helical gear 3M 22T 15HA 20PA 20FW ---22C50H44L35R1	1
2	ENGRANAJE 2	DIN - RH Helical gear 3M 53T 15HA 20PA 20FW ---53C65H63L50R1	1
3	ENGRANAJE 3	DIN - RH Helical gear 3M 26T 15HA 20PA 36FW ---26C65H63L50R1	1
4	ENGRANAJE 4	DIN - LH Helical gear 3M 63T 15HA 20PA 36FW ---63C85H82L65R1	1
5	EJE 1		1
6	EJE 2-3		1
7	EJE 4		1
8	CARCASA BASE		1
9	CARCASA TAPA		1
10	CARCASA SOPORTE		1
11	TAPA 1		1
12	TAPA 2		1
13	TAPA 3		1
14	TAPA 4		1
15	RODAMIENTO 1A	DIN 628 - 7307B - Full,DE,NC,Full_68	1
16	RODAMIENTO 1B 2-3A	DIN 628 - 7305B - 10,DE,NC,10_68	2
17	RODAMIENTO 2-3B	DIN 720 - 33010 - Full,DE,NC,Full	1
18	RODAMIENTO 4A	DIN 628 - 7306B - 10,DE,NC,10_68	1
19	RODAMIENTO 4B	DIN 720 - 33013 - Full,DE,NC,Full	1
20	CHAVETA 1	Parallel key A10 x 8 x 45 DIN 6885	1
21	CHAVETA 2-3	Parallel key A14 x 9 x 50 DIN 6885	2
22	CHAVETA 4	Parallel key A18 x 11 x 50 DIN 6885	1
23	CASQUILLO 1	Øint 35 L 14,5 mm	1
24	CASQUILLO 2	Øint 50 L 67 mm	1
25	CASQUILLO 3	Øint 50 L 10,5 mm	1
26	RETEN	35x47x6 HMSA10 RG	1
27	RETEN	65x80x8 HMSA10 RG	1
28	TORNILLO HEXAGONAL	DIN EN 24018 - M6 x 16-NS	28
29	TORNILLO HEXAGONAL	DIN EN 24018 - M6 x 20-NS	10
30	TUERCA HEXAGONAL	Hexagon Nut ISO 4034 - M6 - S	10
31	ARGOLLA	Eyebolt DIN 358-M10-C	1
32	VISOR	M20x1,5 Aluminio	1
33	TAPÓN	G1" poliamida 66	1
34	TAPÓN	G1/2" poliamida 66	1

NOMBRE		FECHA	TRABAJO FIN DE GRADO	ETSID
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	CONJUNTO		Nº PLANO
1/2				01-2
Formato A2				



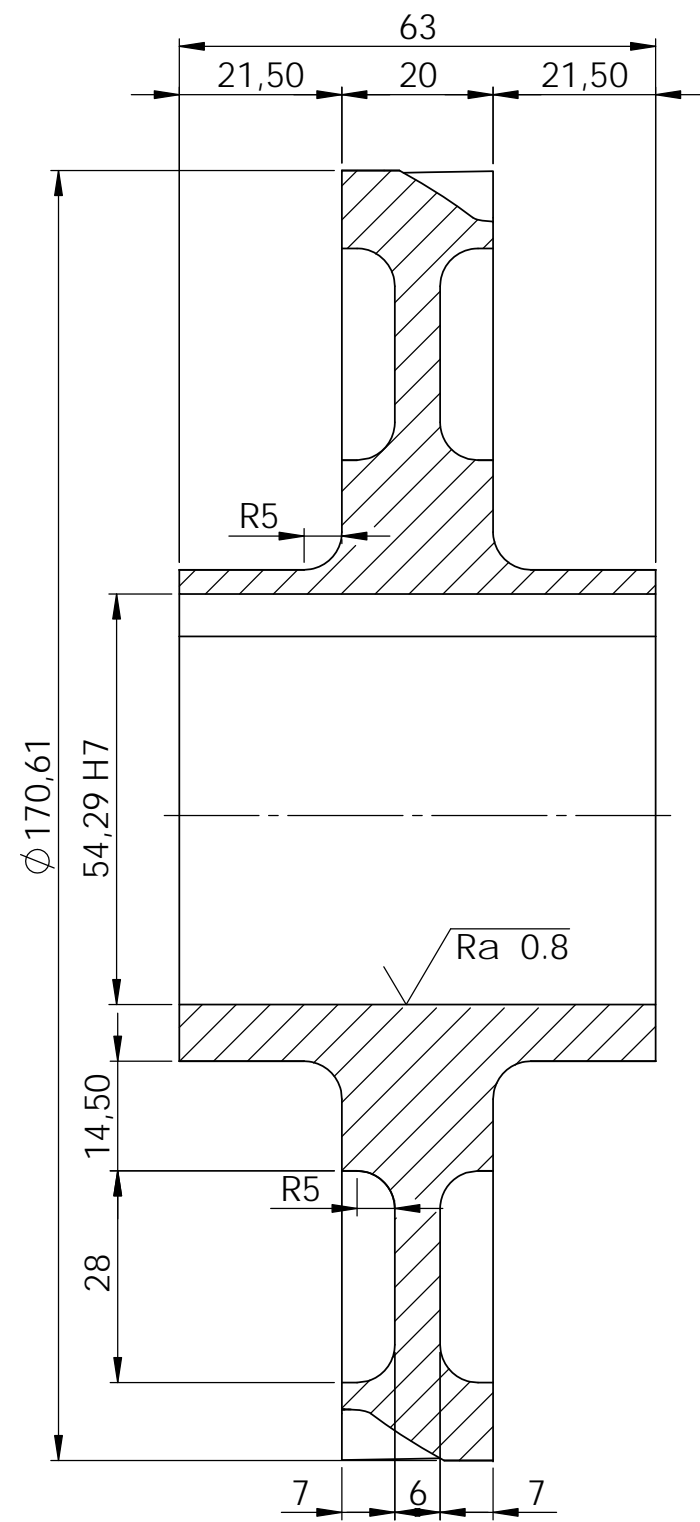
SECCIÓN A-A



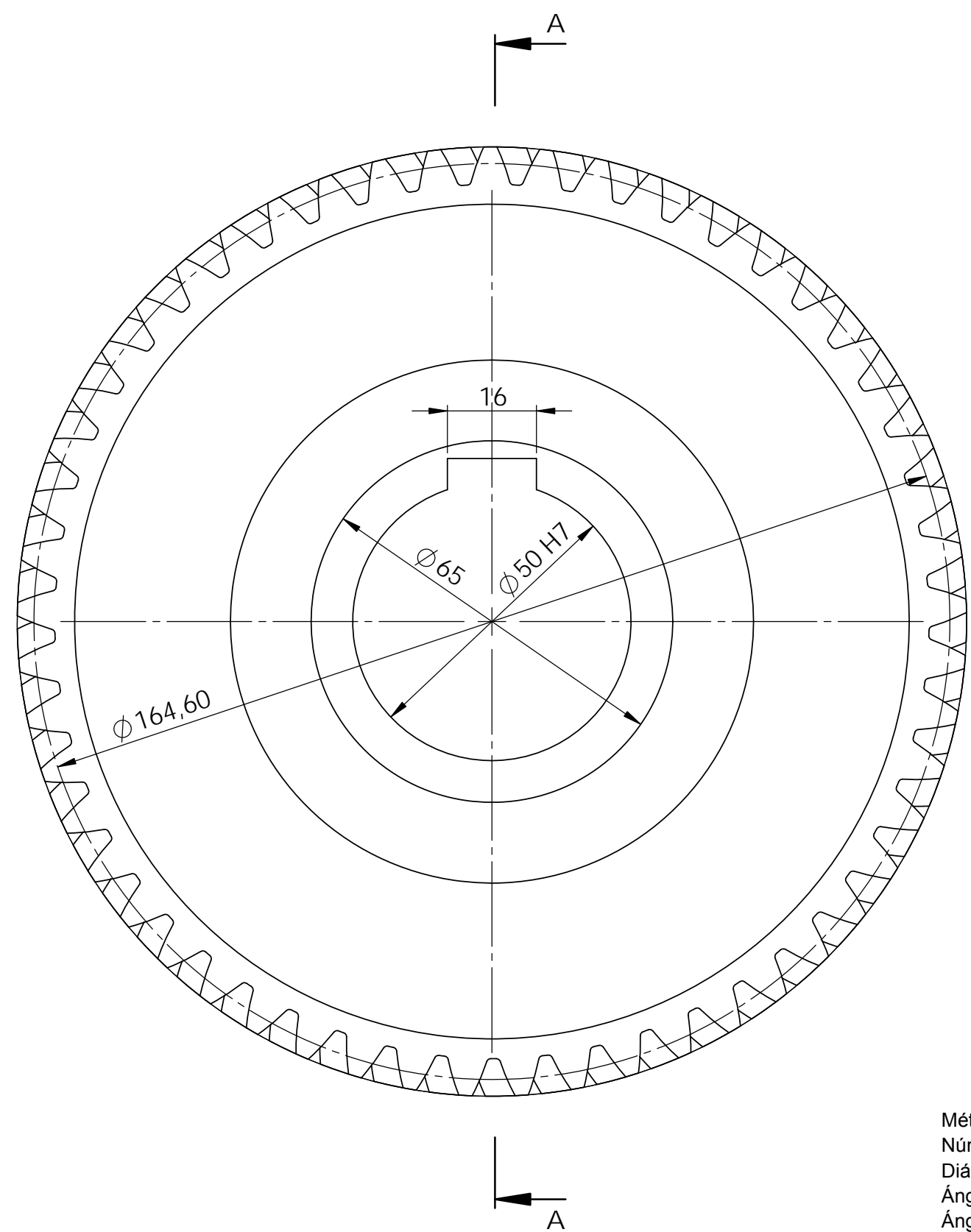
Métrica: 3  
 Número de dientes: 22  
 Diámetro nominal: 68.33  
 Ángulo de presión  $\alpha_n$ : 20°  
 Ángulo de inclinación  $\beta$ : 15°

Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: 16MnCr5 Dimensiones en bruto: Ø80x48 Peso: 0,591 kg
---	---

	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	<b>ETSID</b>
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	<b>ENGRANAJE 1</b>		Nº PLANO
<b>2/1</b>				<b>02</b>
Formato A3				



SECCIÓN A-A

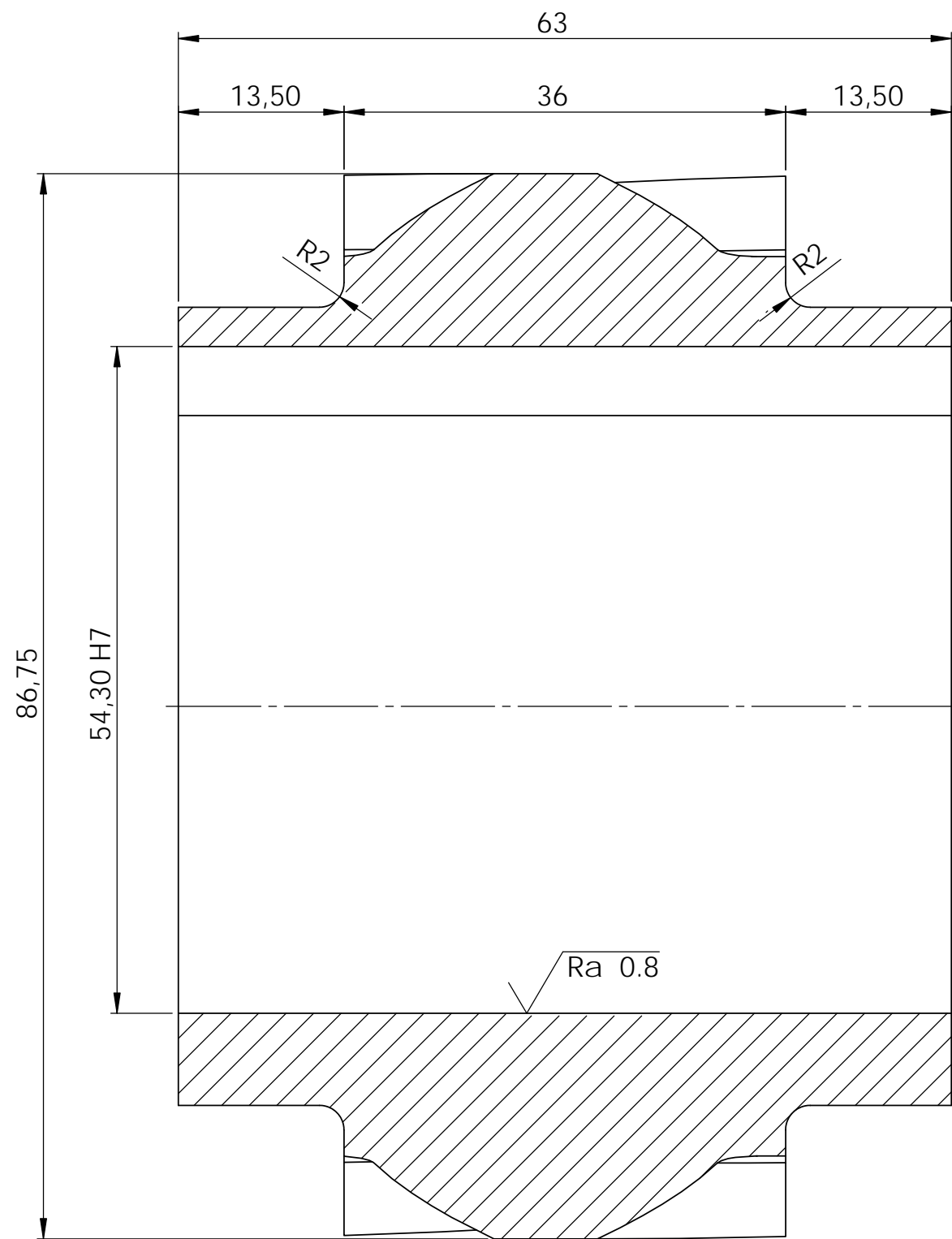


Métrica: 3  
 Número de dientes: 53  
 Diámetro nominal: 164,61  
 Ángulo de presión  $\alpha$ : 20°  
 Ángulo de inclinación  $\beta$ : 15°

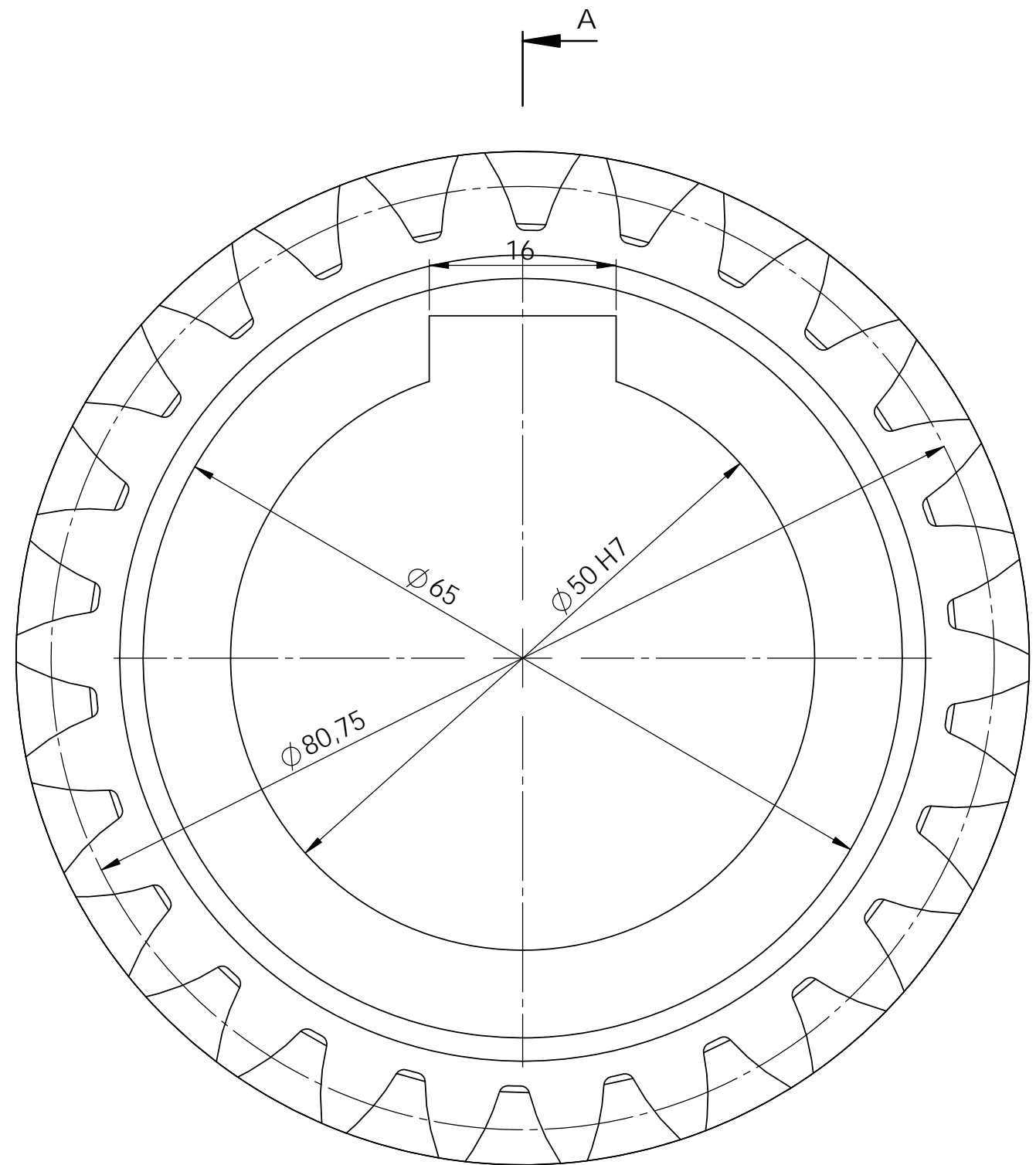
Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: 16MnCr5 Dimensiones en bruto: $\phi 175 \times 67$ Peso: 2,327 kg
---	---

	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	<b>ENGRANAJE 2</b>		Nº PLANO
<b>1/1</b>				<b>03</b>
Formato A3				





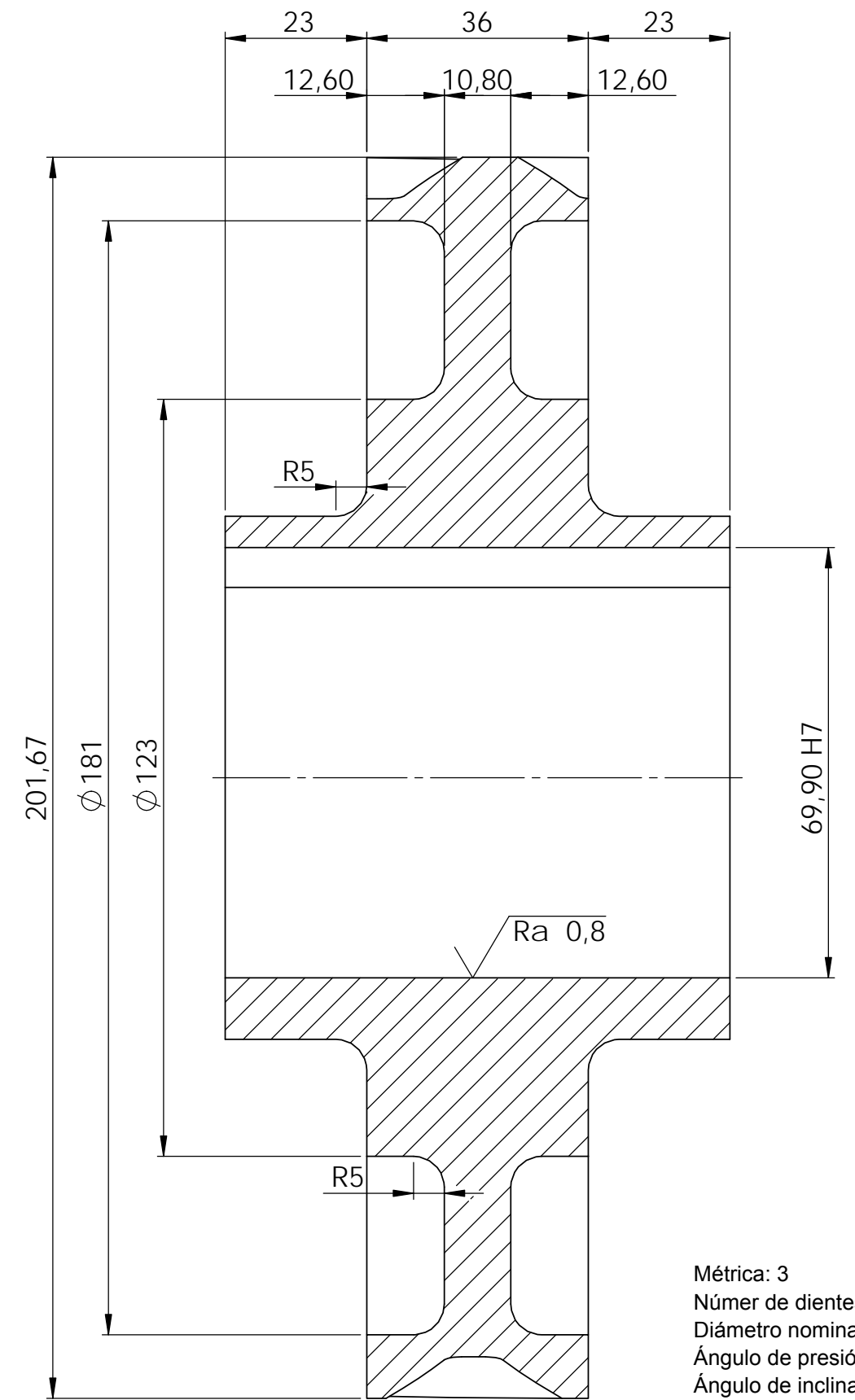
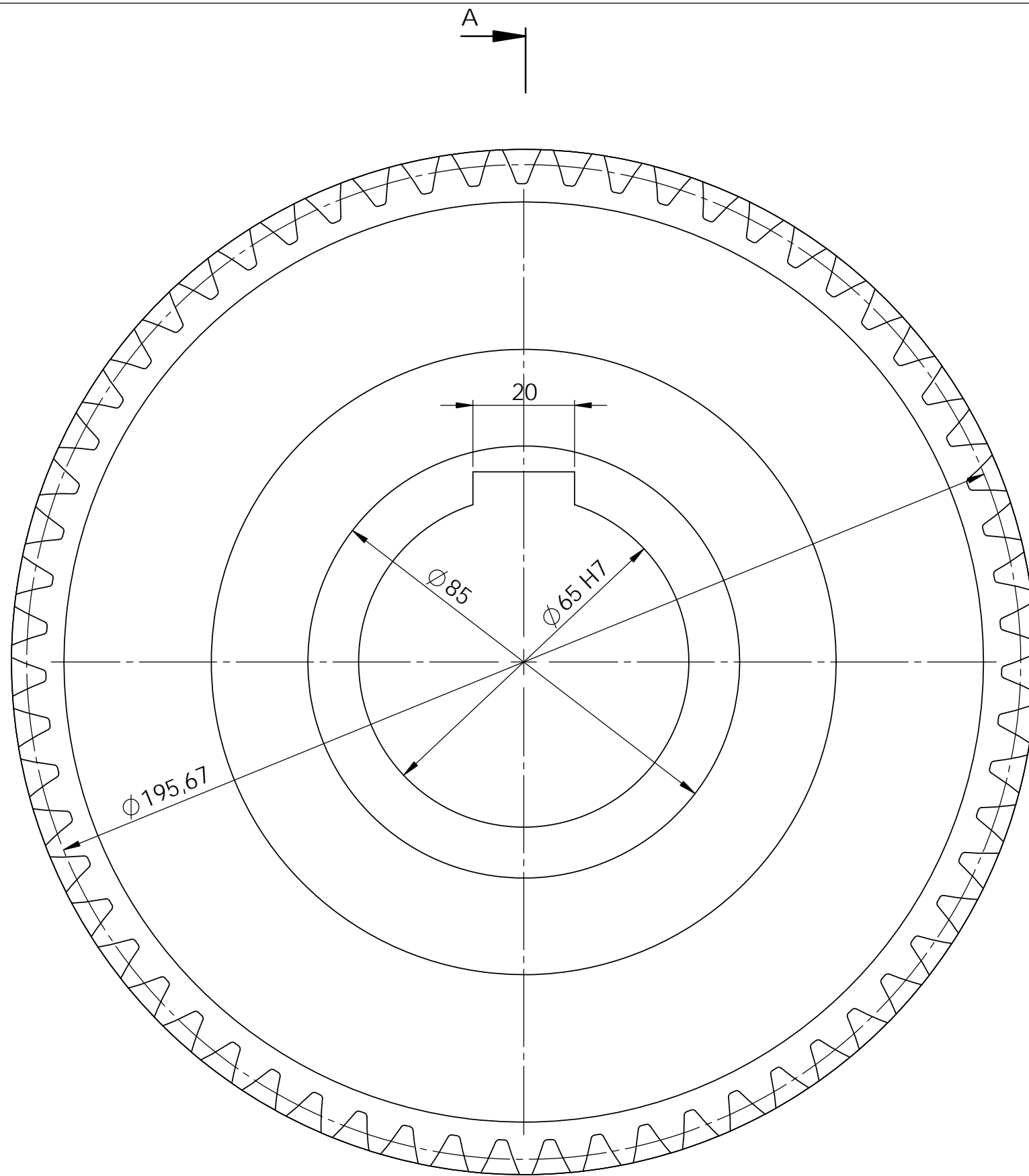
SECCIÓN A-A



Métrica: 3  
 Número de dientes: 26  
 Diámetro nominal: 80,75  
 Ángulo de presión  $\alpha_n$ : 20°  
 Ángulo de inclinación  $\beta$ : 15°

Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: 34CrMo4 Dimensiones en bruto: Ø90x67 Peso: 1,122 kg
---	---


	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	<b>ETSID</b>
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	<b>ENGRANAJE 3</b>		Nº PLANO
<b>2/1</b>				<b>04</b>
Formato A3				

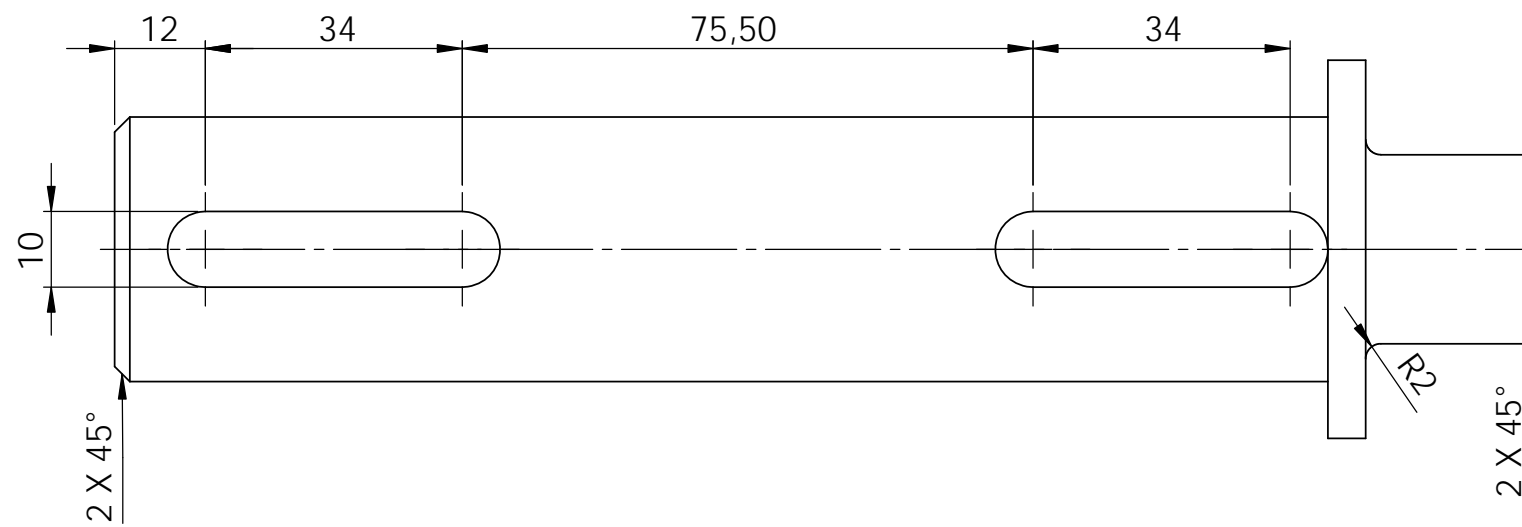
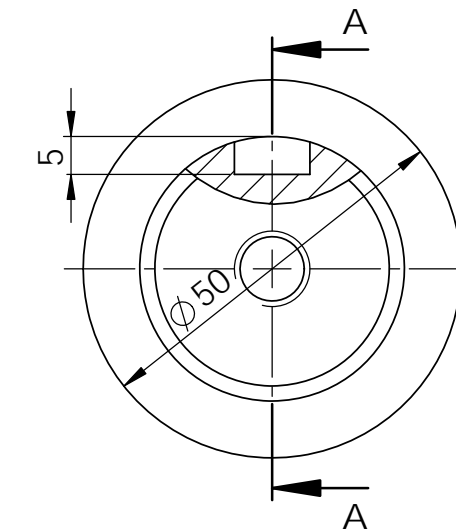
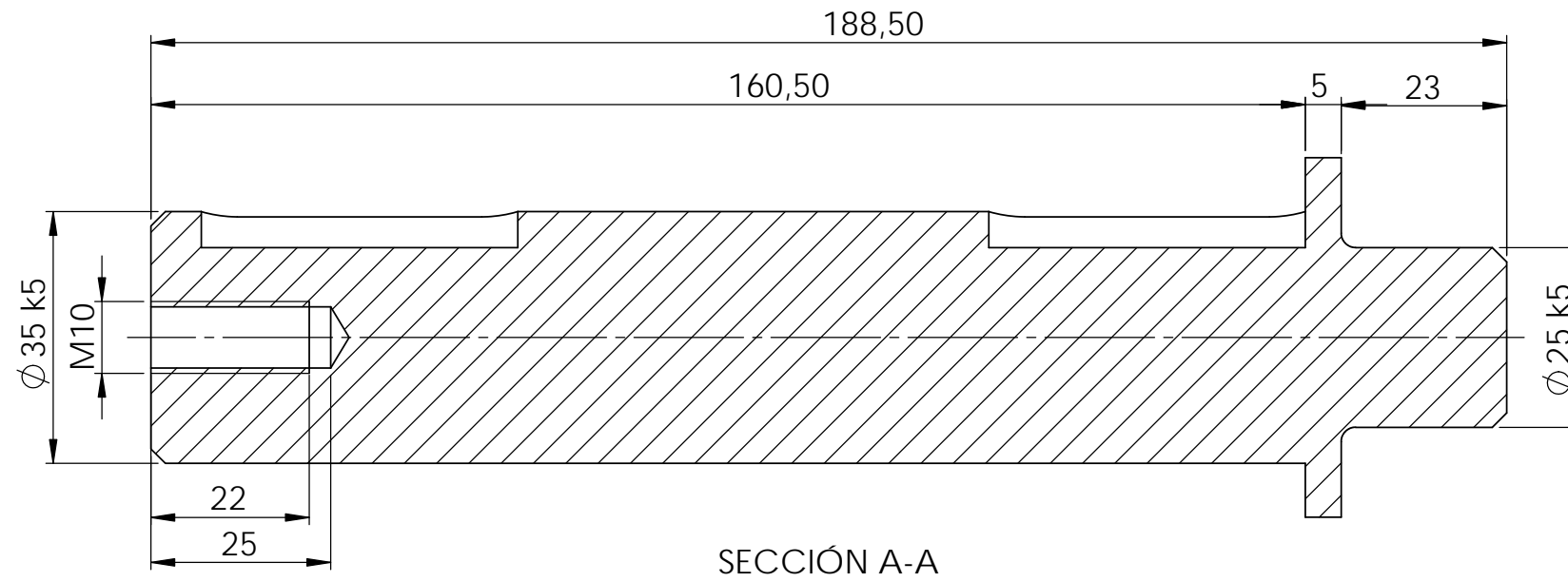


Métrica: 3  
 Número de dientes: 63  
 Diámetro nominal: 195,67  
 Ángulo de presión  $\alpha_n$ : 20°  
 Ángulo de inclinación  $\beta$ : 15°

Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: 34CrMo4 Dimensiones en bruto: $\phi 205 \times 86$ Peso: 5,539 kg
---	---

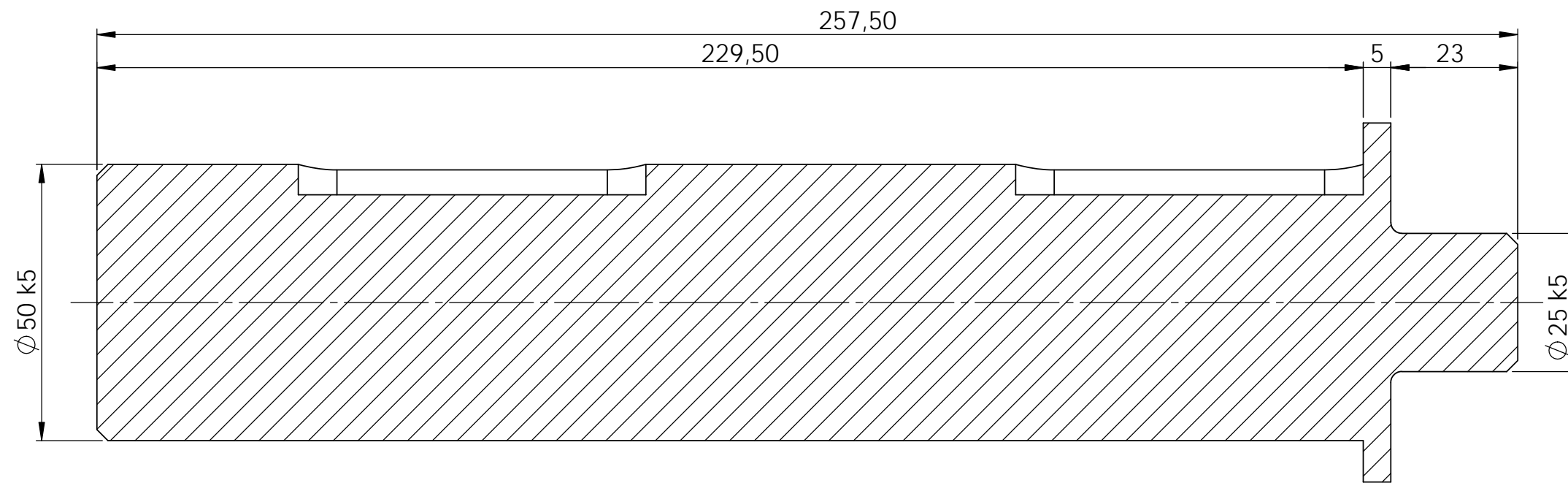
SECCIÓN A-A

NOMBRE		FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017		
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	Nº PLANO		
1/1		ENGRANAJE 4		05
Formato A3				

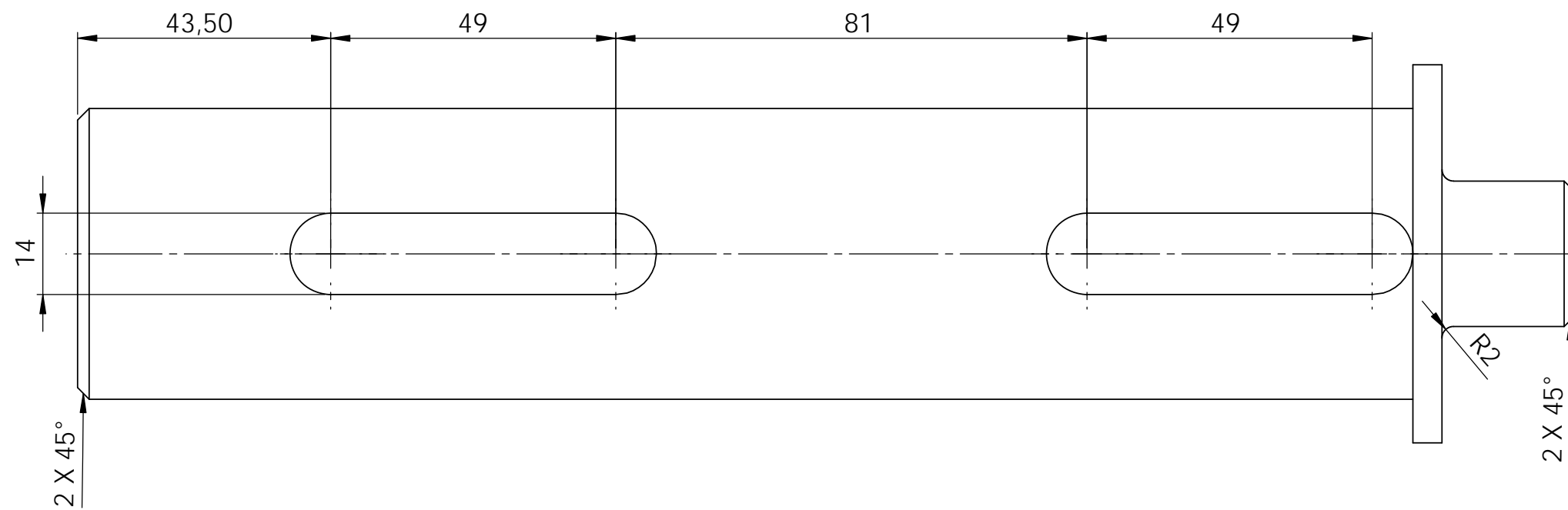
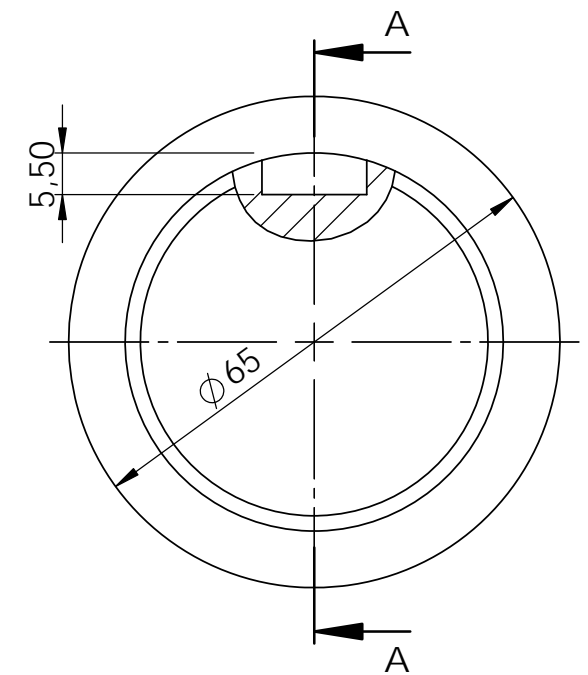


Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: 20MnCr5 Dimensiones en bruto: Ø52x192 Peso: 1,324 kg
---	--


	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	<b>ETSID</b>
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	EJE 1		Nº PLANO
1/1				06
Formato A3				

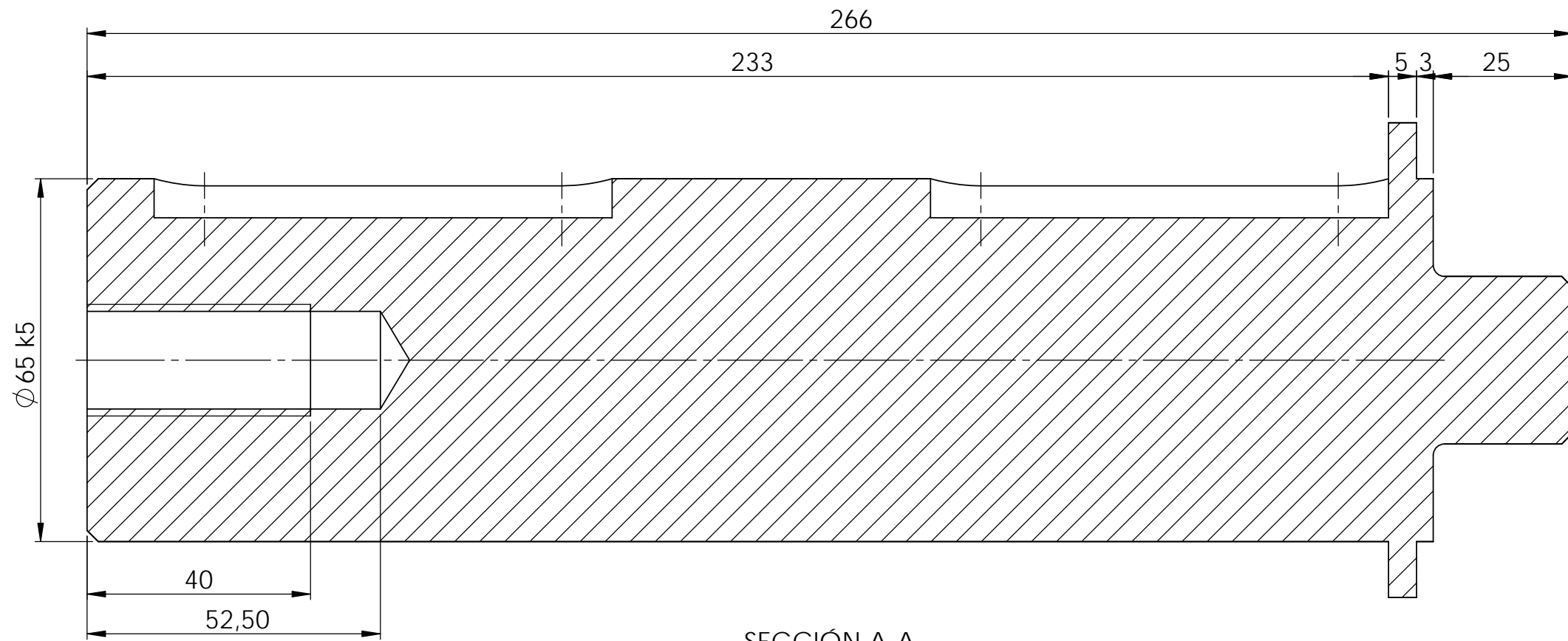


SECCIÓN A-A

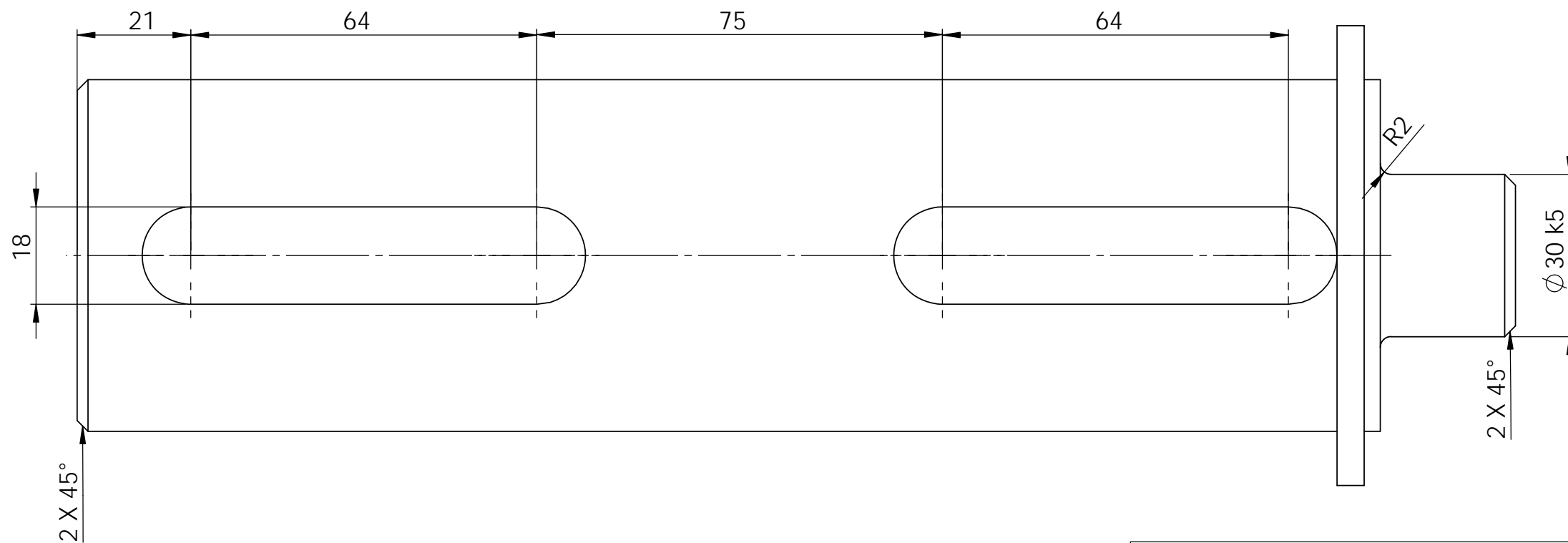
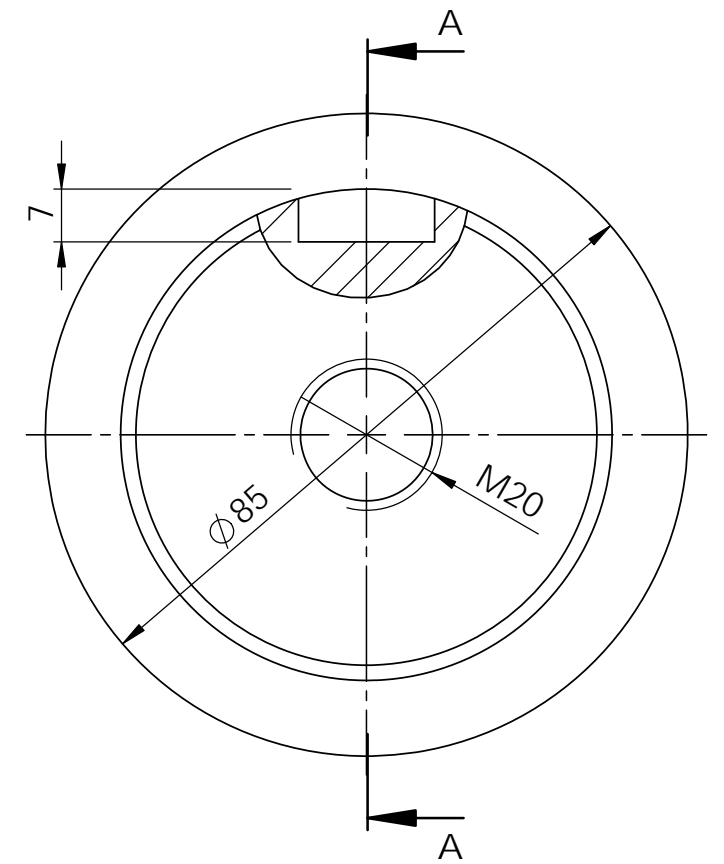


Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: 20MnCr5 Dimensiones en bruto: $\phi 70 \times 261$ Peso: 3,661 kg
---	---


	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017		
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	EJE 2-3		Nº PLANO
1/1				07
Formato A3				



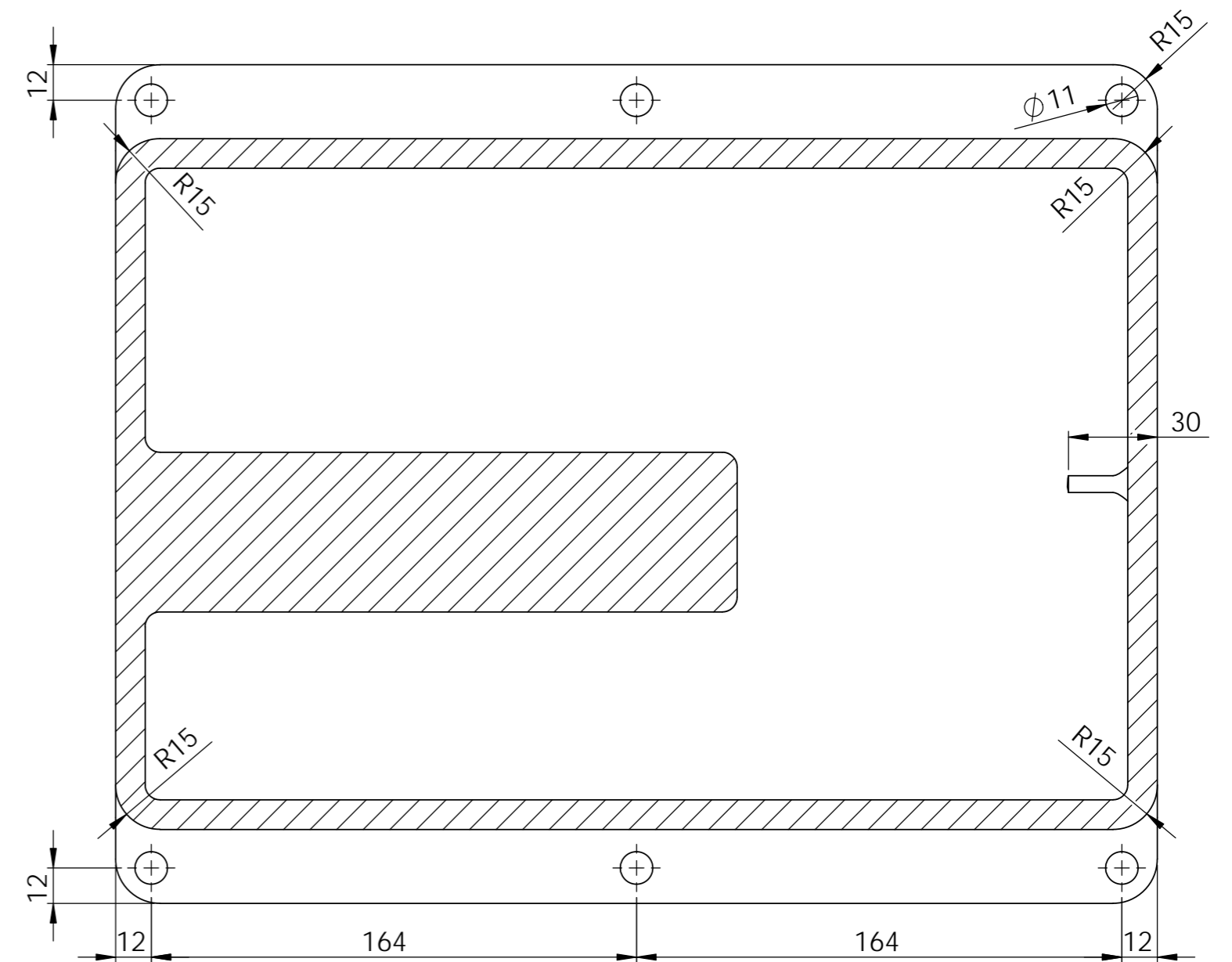
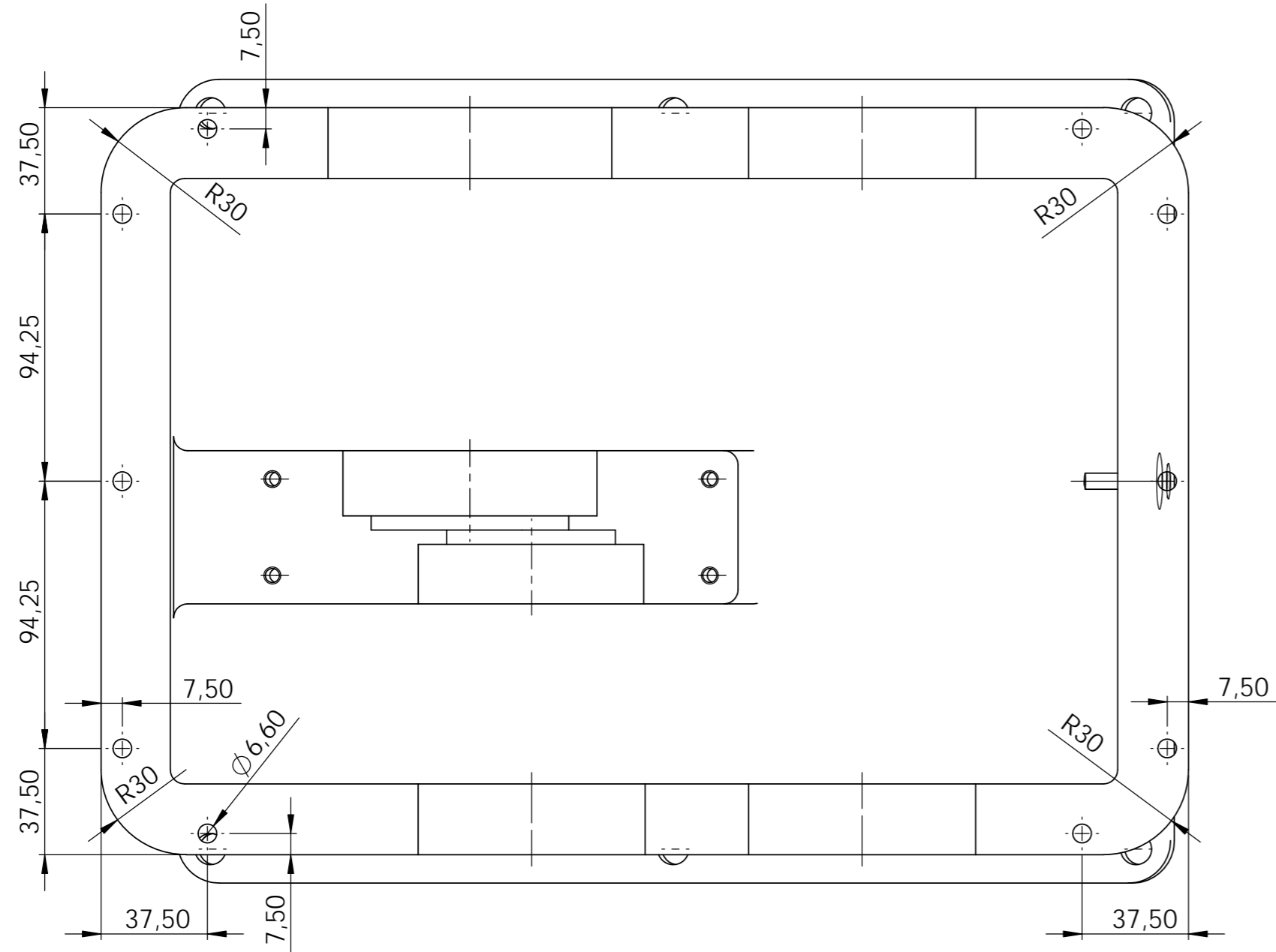
SECCIÓN A-A




Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: 20MnCr5 Dimensiones en bruto: Ø90x270 Peso: 6,217
---	---

	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017		
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:			Nº PLANO
1/1			EJE 4	08
Formato A3				

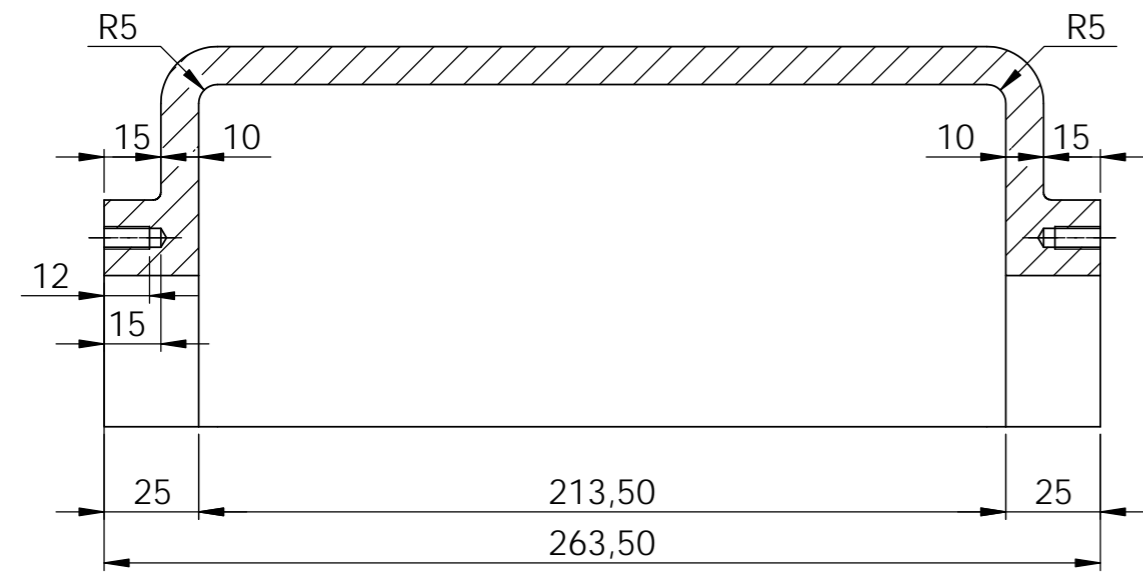
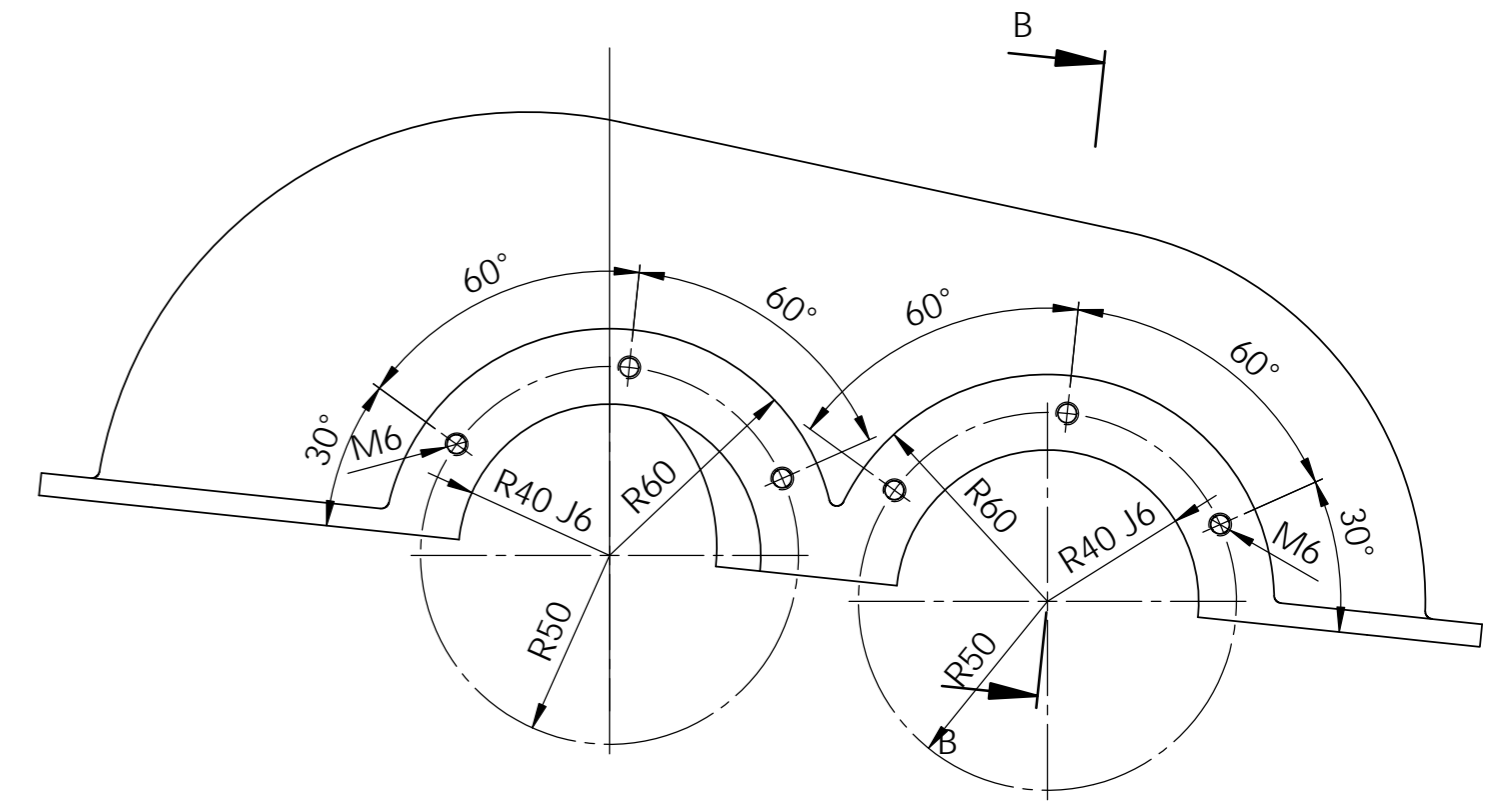
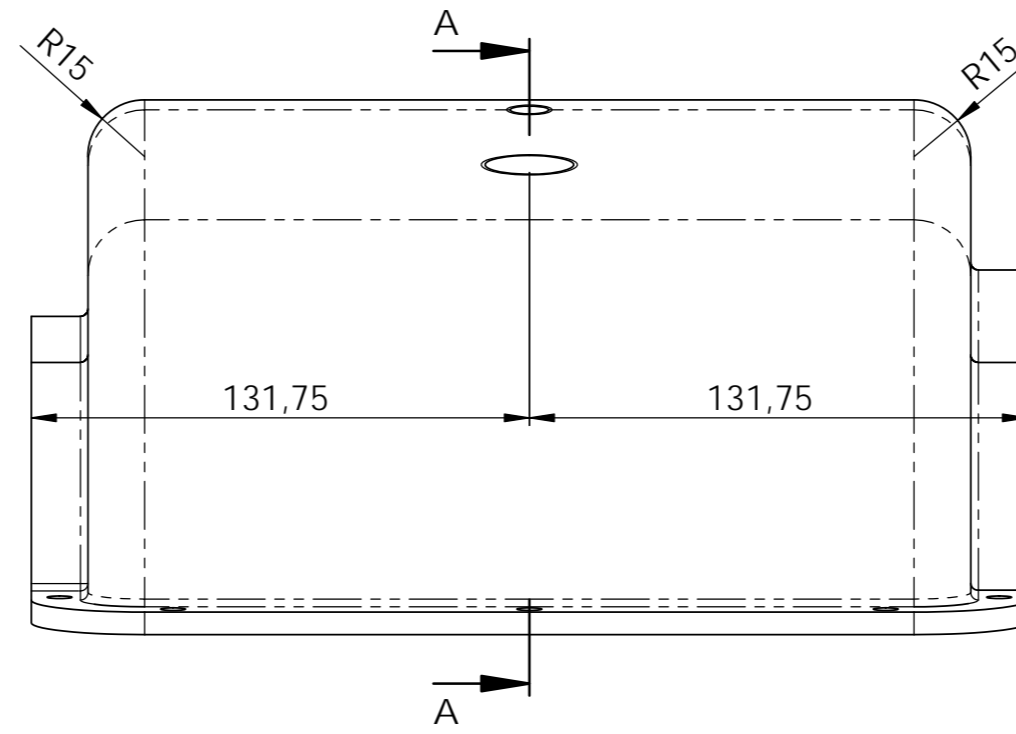
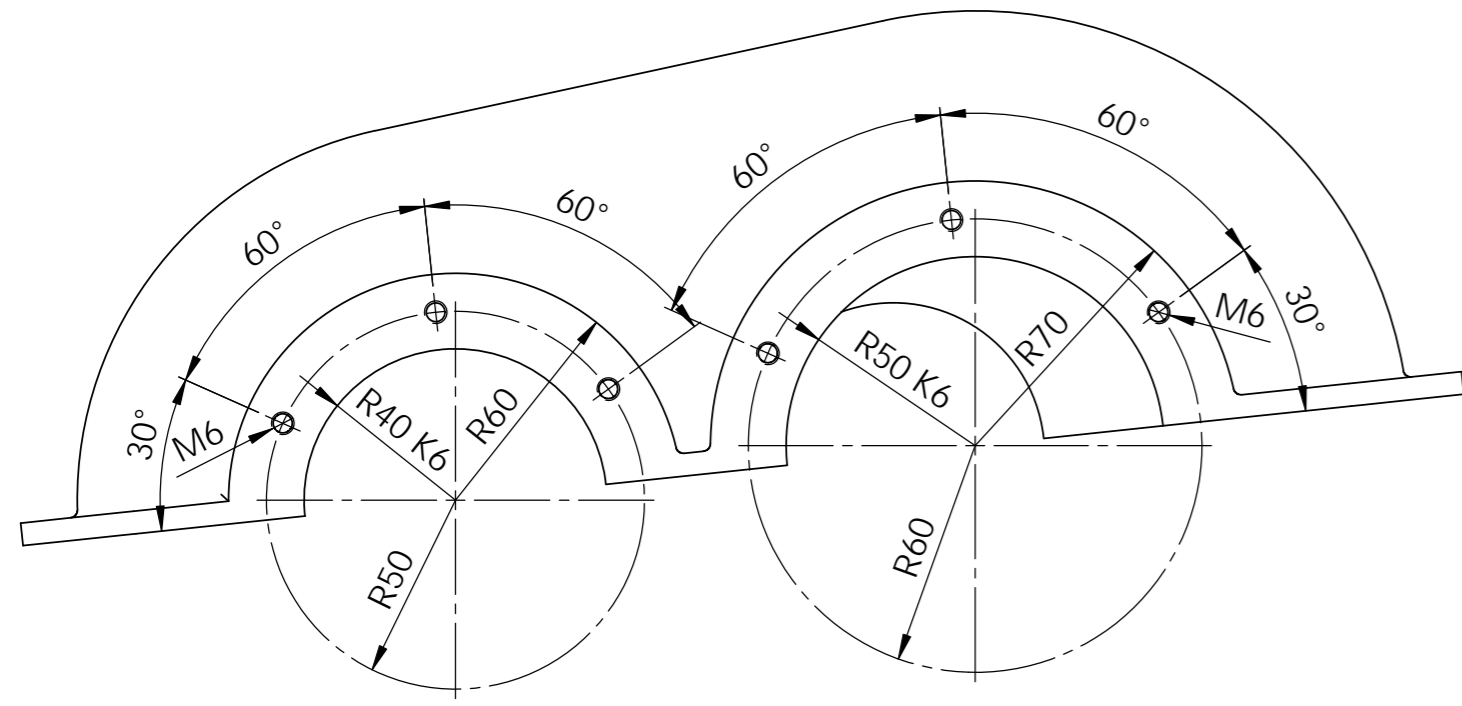




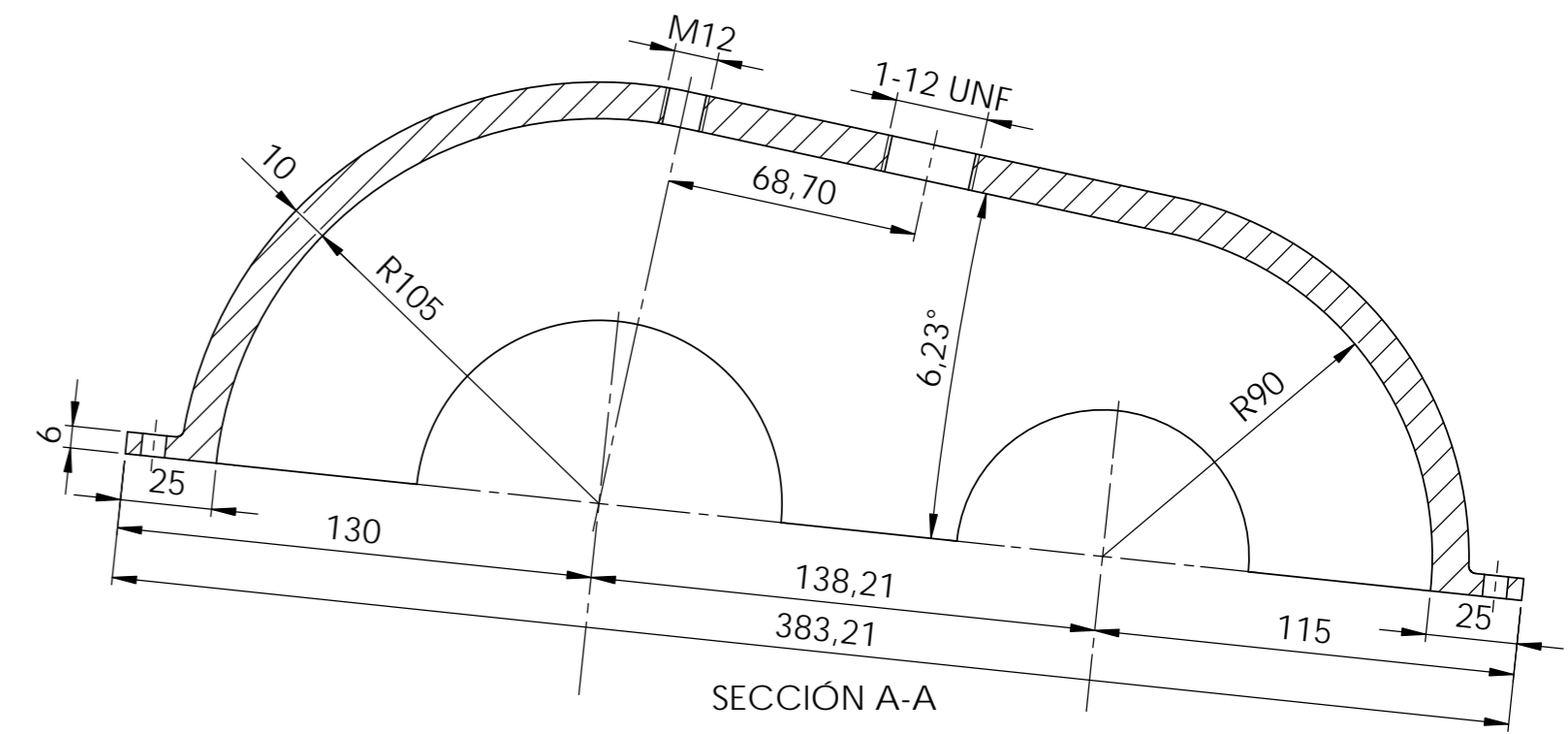
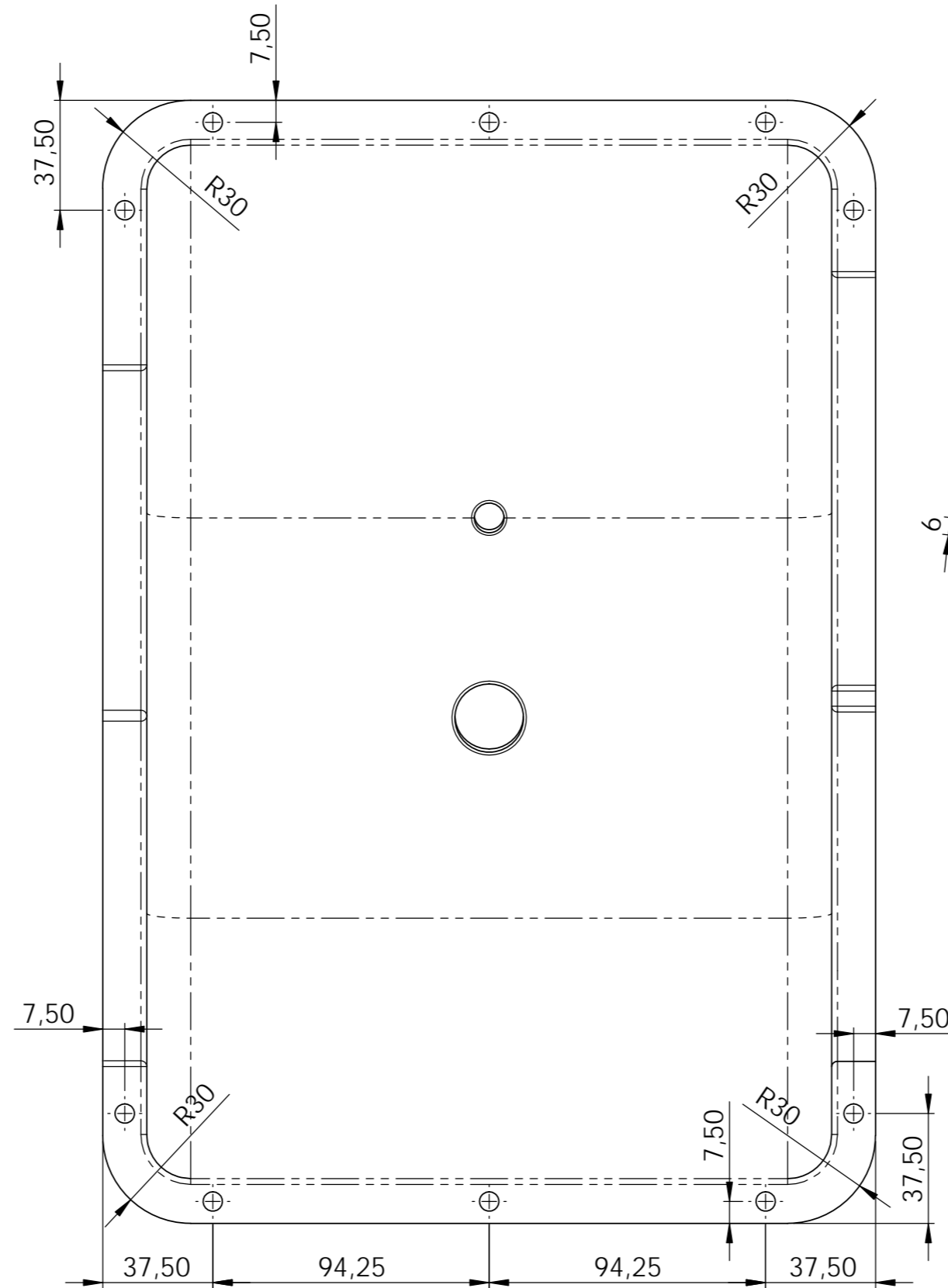
SECCIÓN C-C

Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8		Material: FG-25 Dimensiones en bruto: 382x284x134 Peso: 2,707 kg	
DIBUJADO	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b> Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm
COMPROB.	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	
ESCALA	PLANO:		<b>ETSID</b> 
1/2			
Formato A2			<b>CARCASA BASE</b> Nº PLANO <b>09-2</b>





SECCIÓN B-B

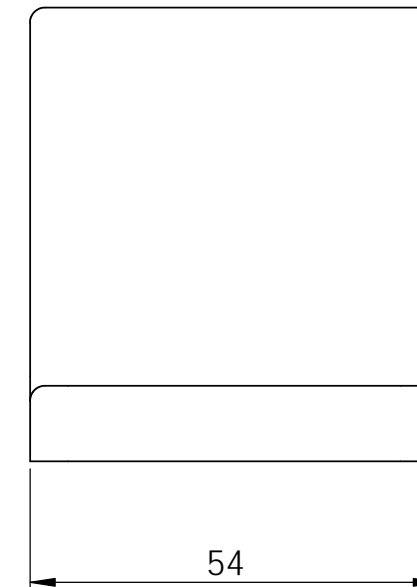
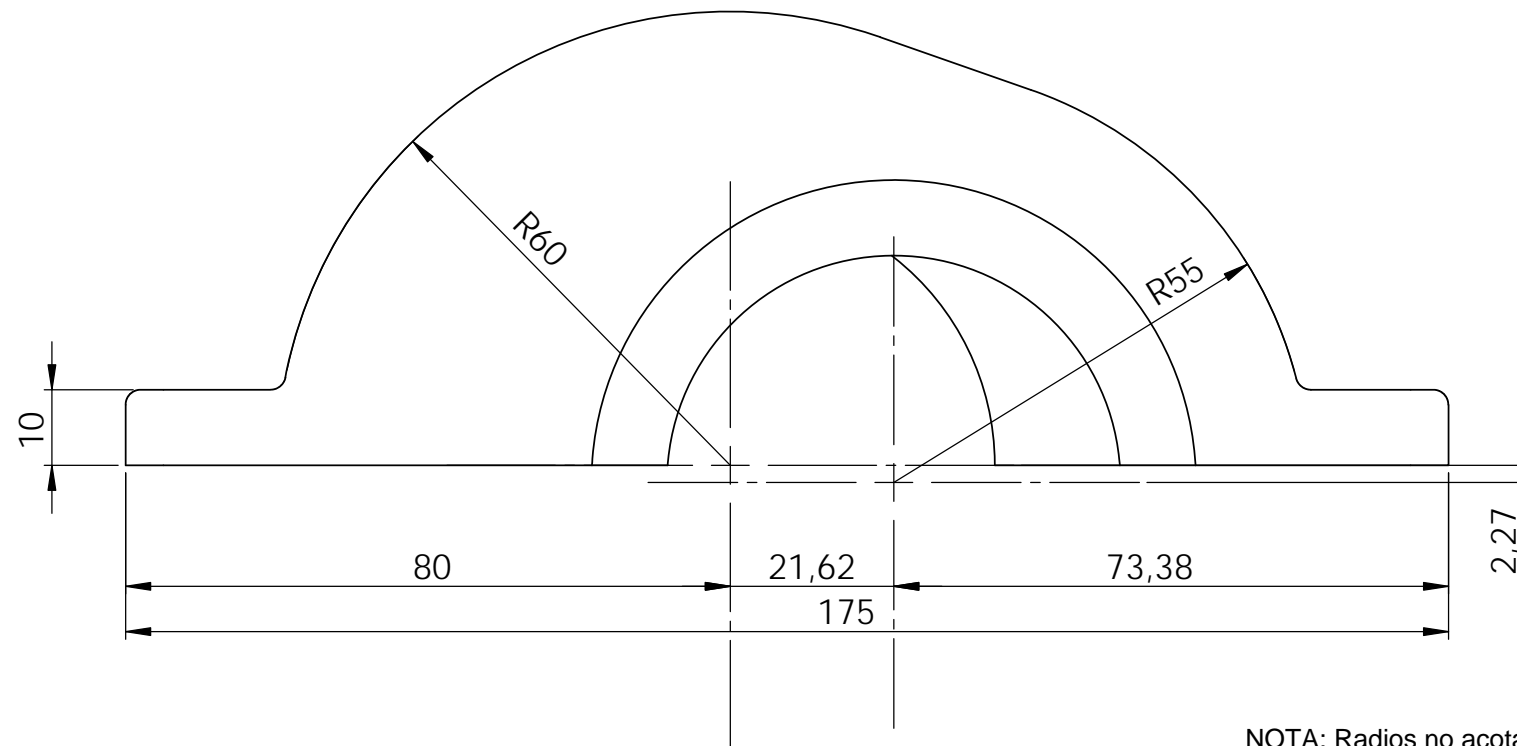
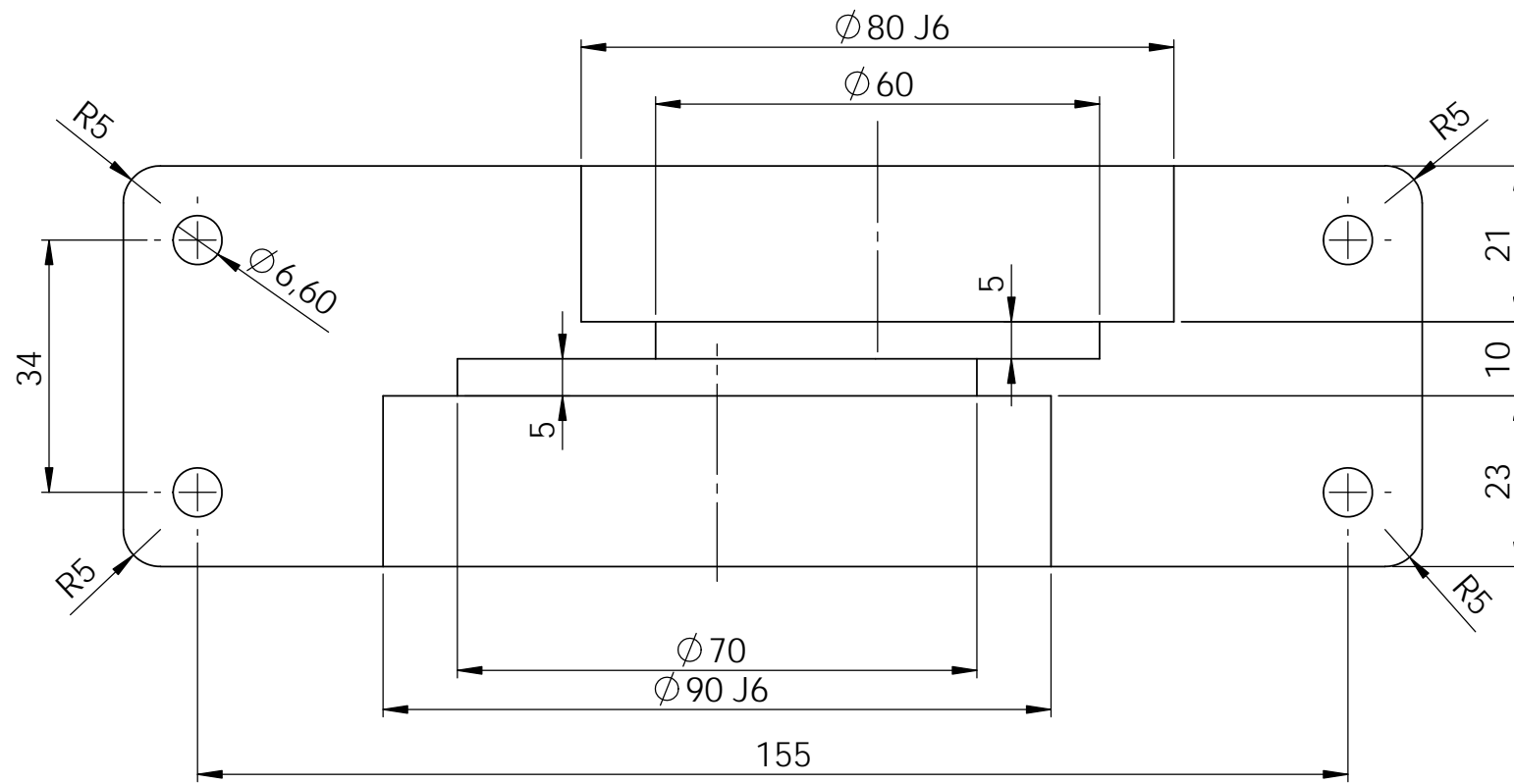


NOTA: Radios no acotados = R2

Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: FG-25 Dimensiones en bruto: 384x264x115 Peso: 1,264 kg
---	--

NOMBRE		FECHA	TRABAJO FIN DE GRADO		ETSID
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm		
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--			
ESCALA	PLANO:	CARCASA TAPA			
1/2	Formato A2				

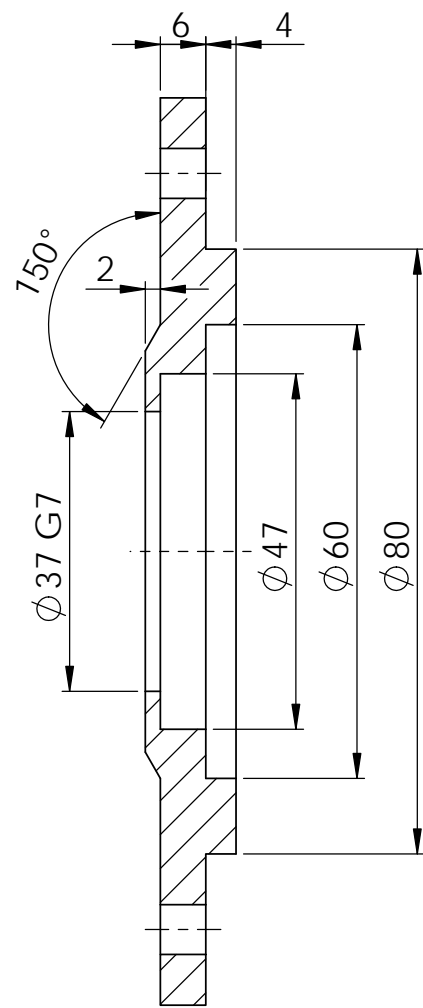




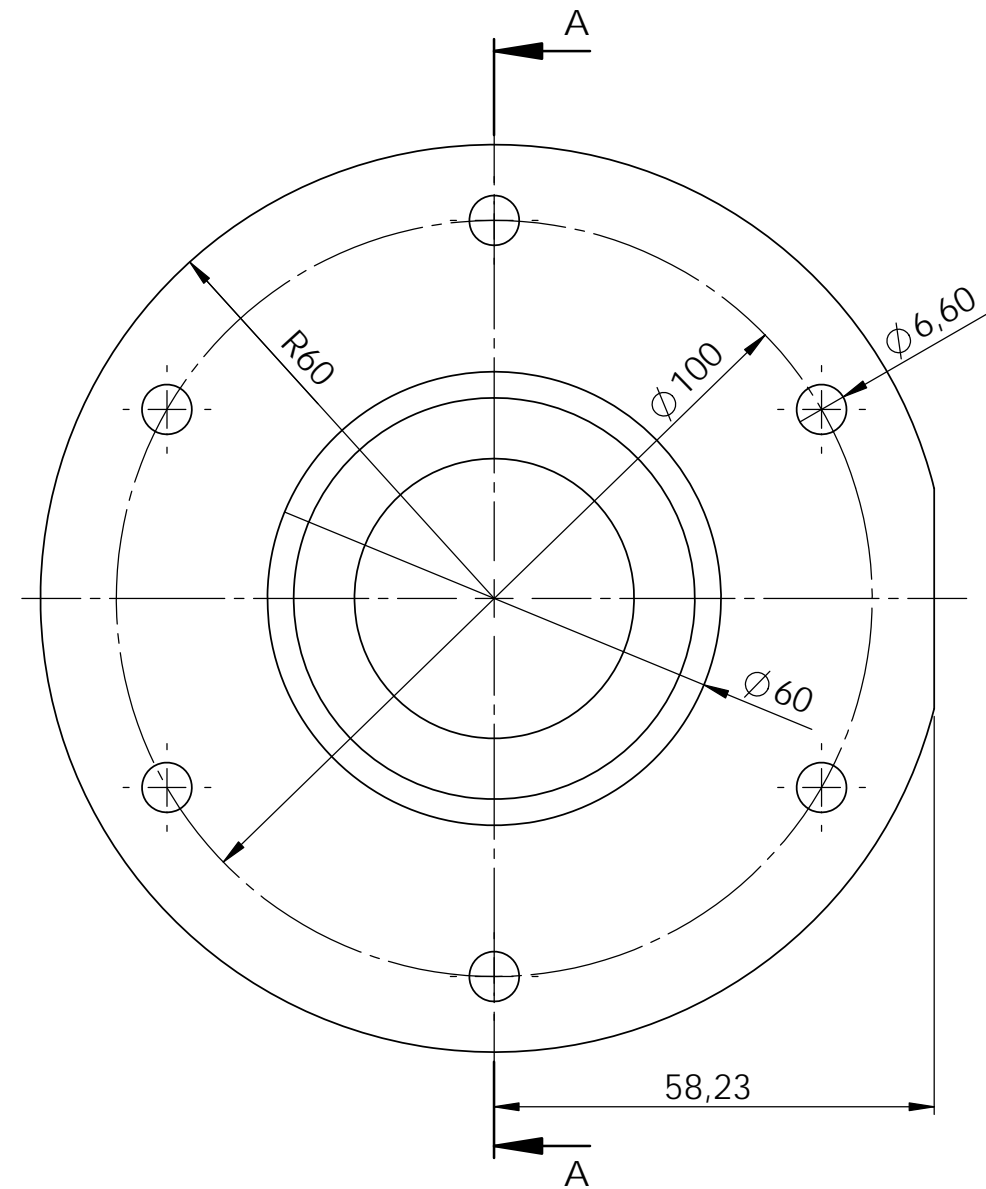
NOTA: Radios no acotados = R2

Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: FG-25 Dimensiones en bruto: 185x58x70 Peso: 2,012 kg
---	--

	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	<b>ETSID</b>
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:			Nº PLANO
<b>1/1</b>		<b>CARCASA SOPORTE</b>		<b>11</b>
Formato A3				

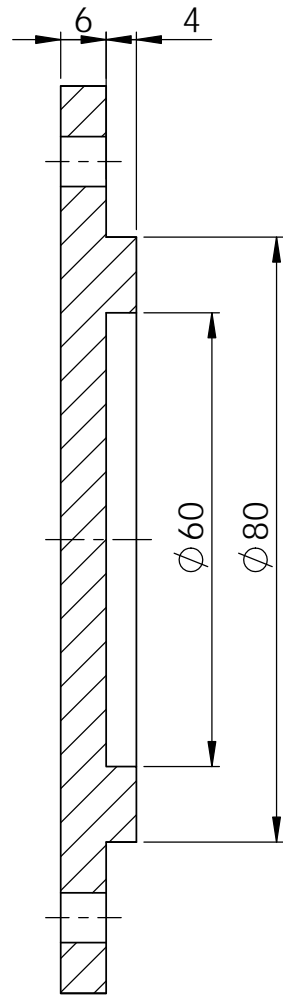


SECCIÓN A-A

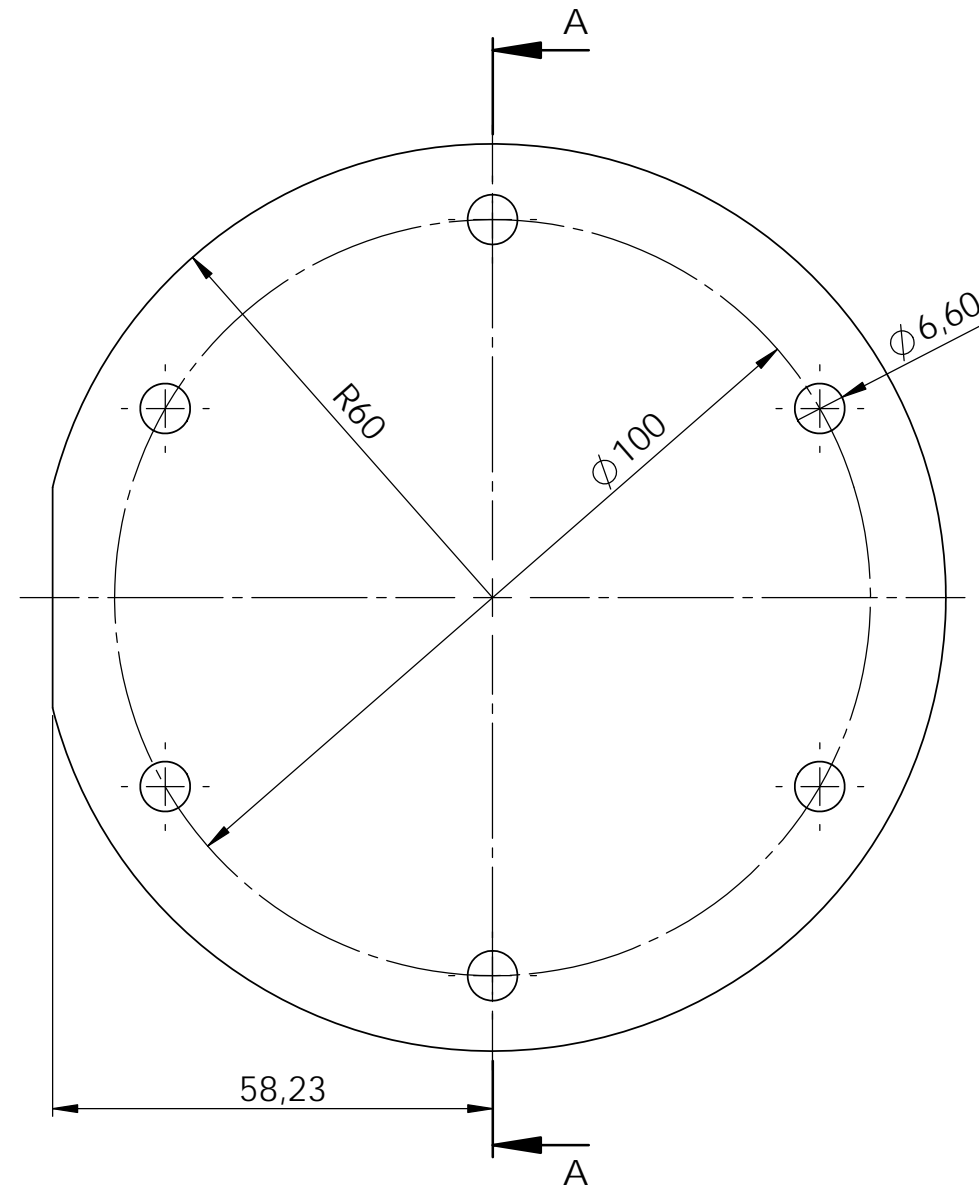


Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: CK25 Dimensiones en bruto: Ø125x16 Peso: 0,527 kg
---	---

	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	<b>ETSID</b>
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	<b>TAPA 1</b>		Nº PLANO
<b>1/1</b>				<b>12</b>
Formato A3				

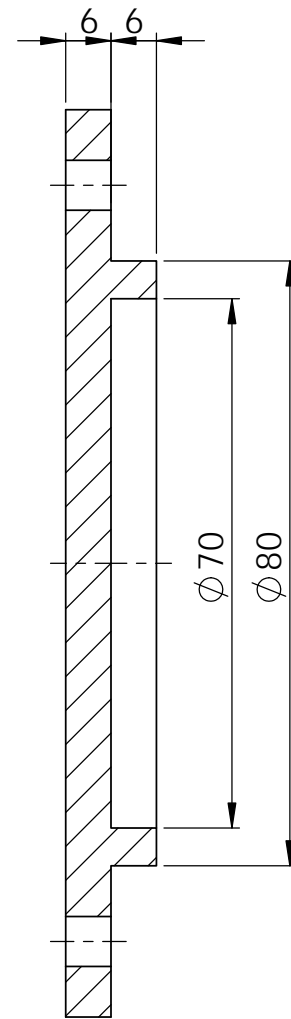


SECCIÓN A-A

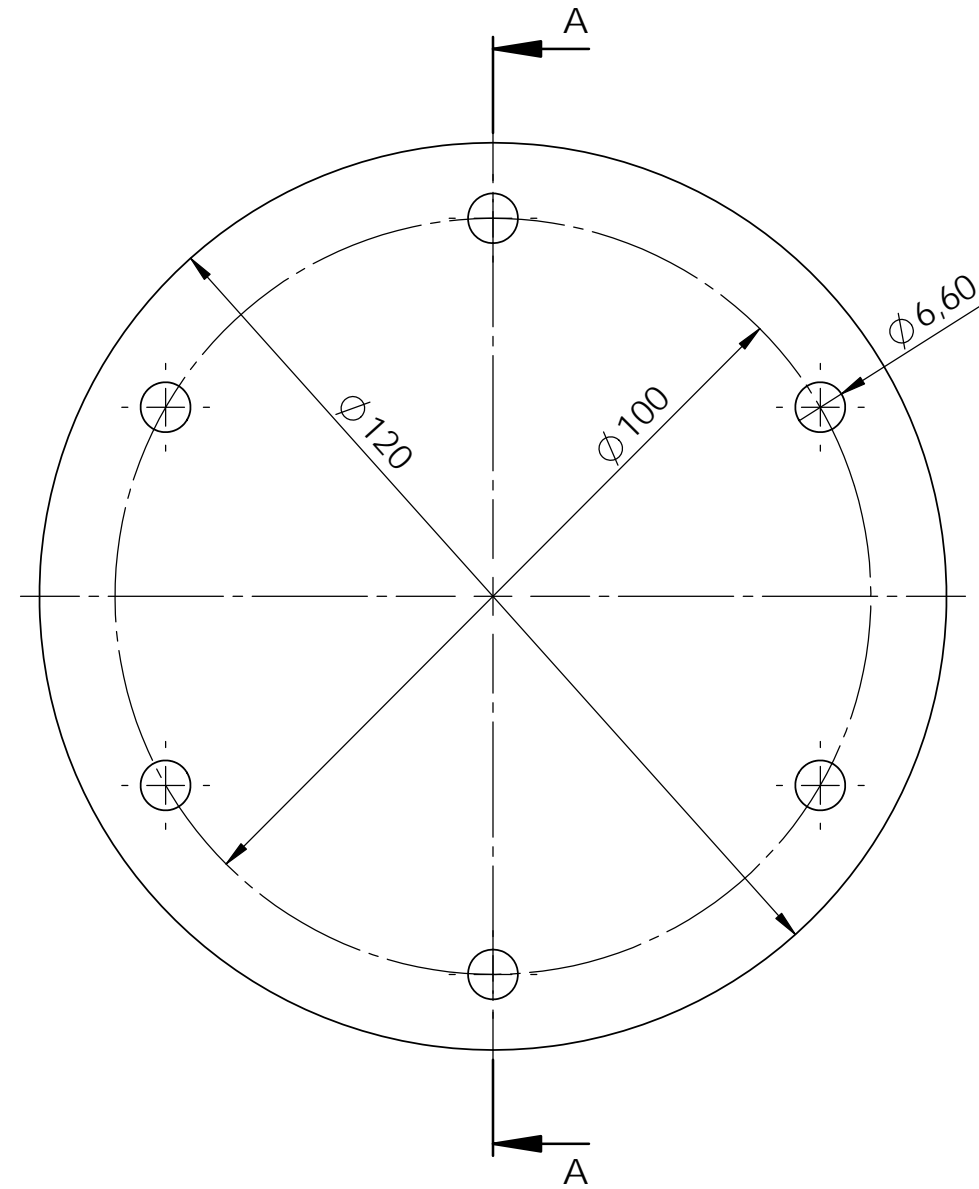


Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: CK25 Dimensiones en bruto: Ø125x14 Peso: 0,586 kg
---	---

	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	<b>ETSID</b>
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	<b>TAPA 2</b>		Nº PLANO
<b>1/1</b>				<b>13</b>
Formato A3				

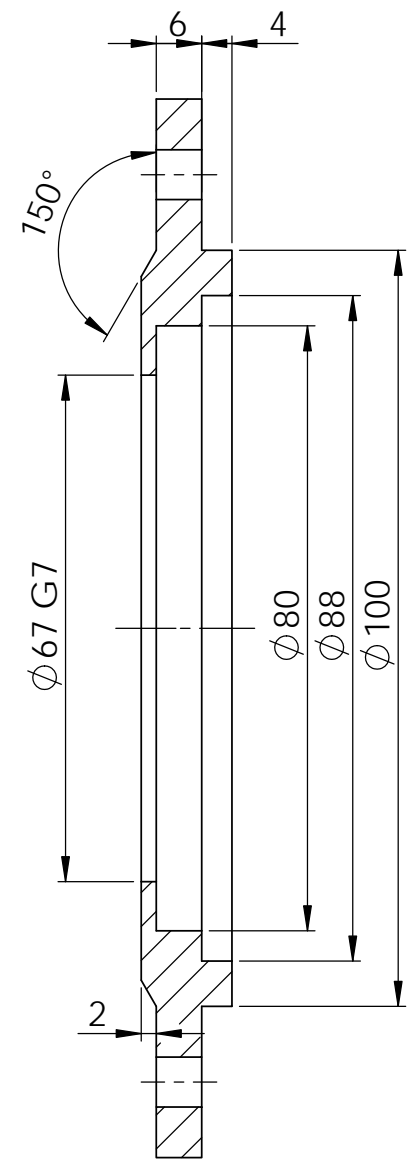


SECCIÓN A-A

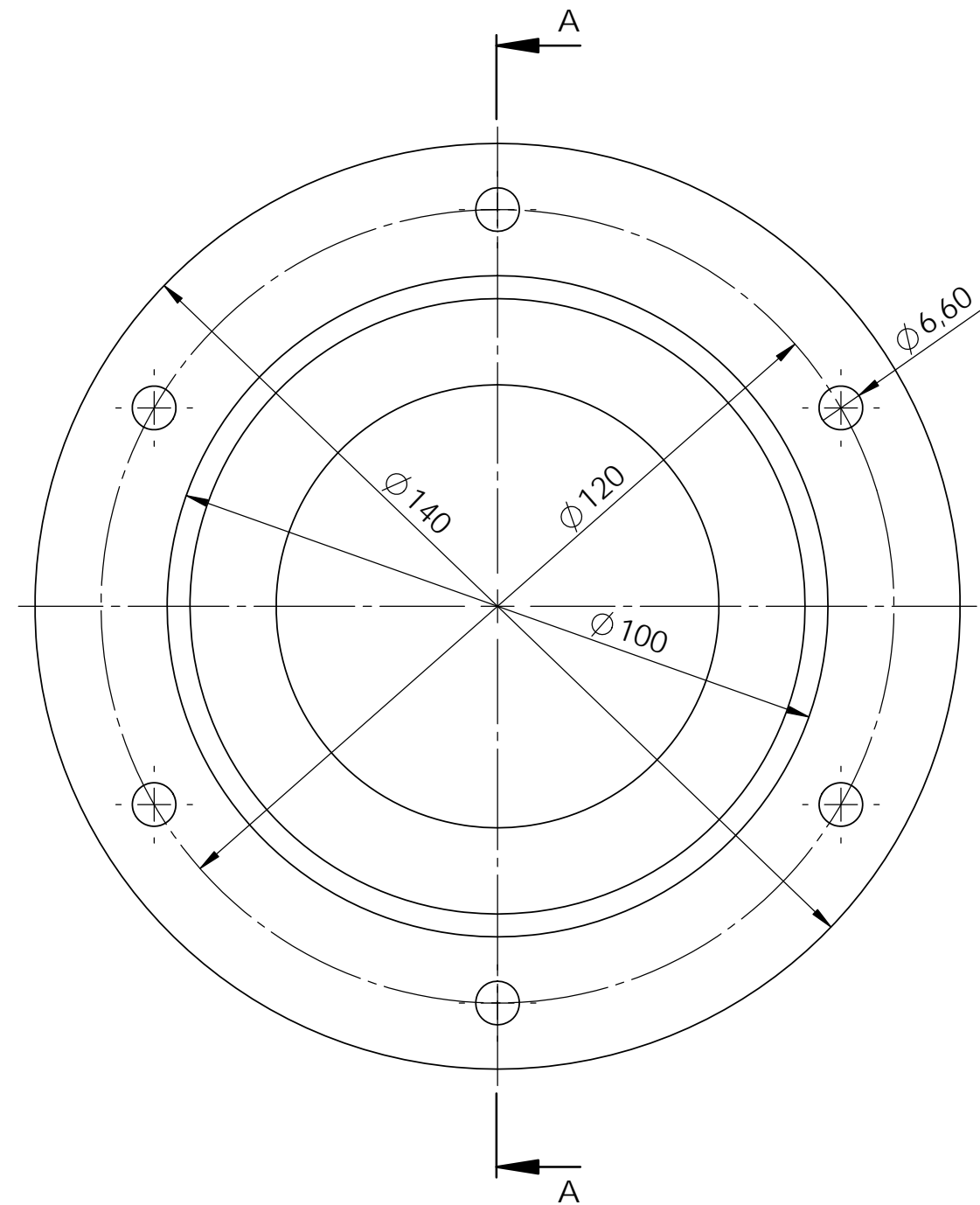


Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: CK25 Dimensiones en bruto: Ø125x16 Peso: 0,574 kg
---	---

	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	<b>ETSID</b>
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	<b>TAPA 3</b>		Nº PLANO
<b>1/1</b>				<b>14</b>
Formato A3				

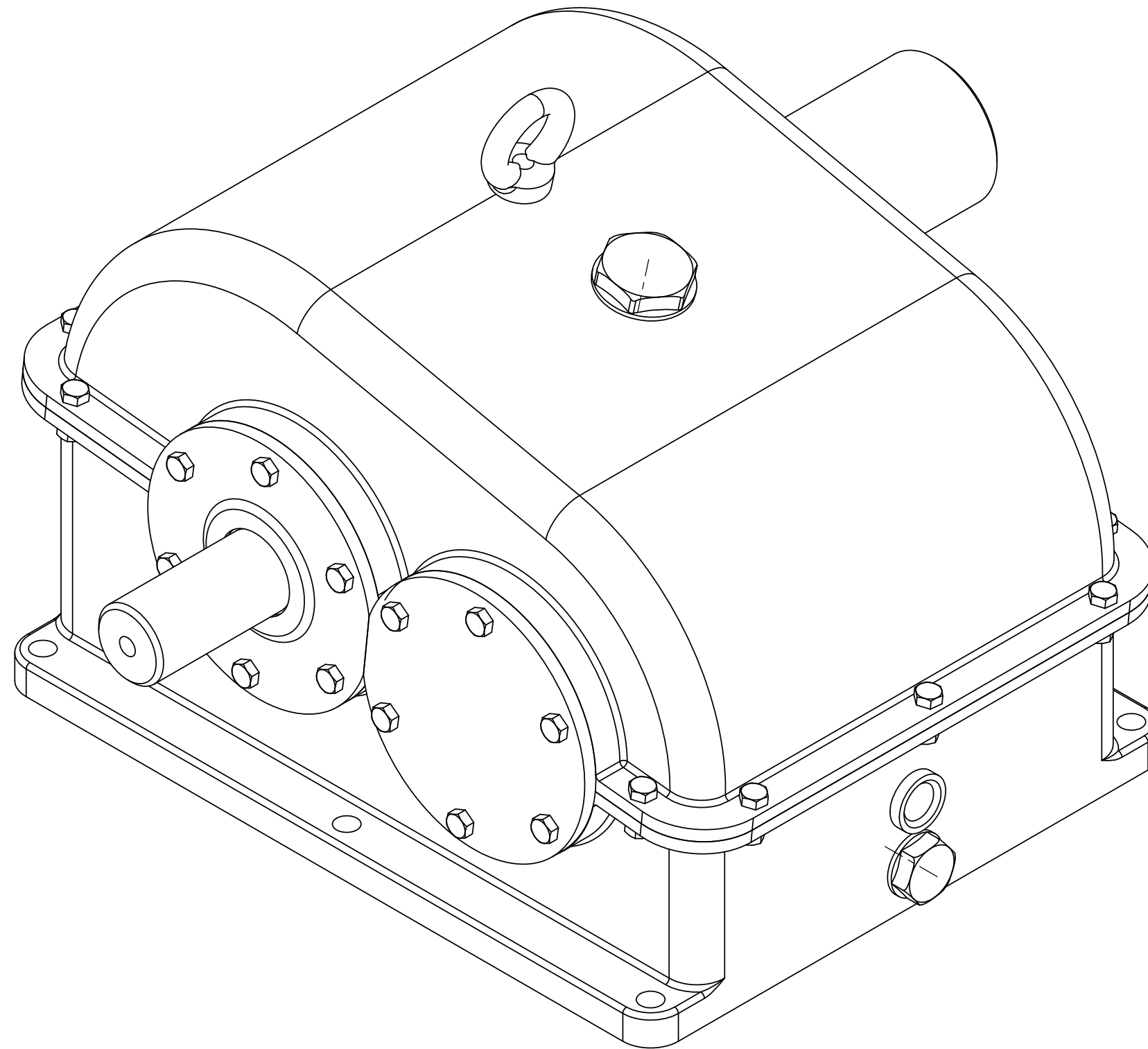


SECCIÓN A-A



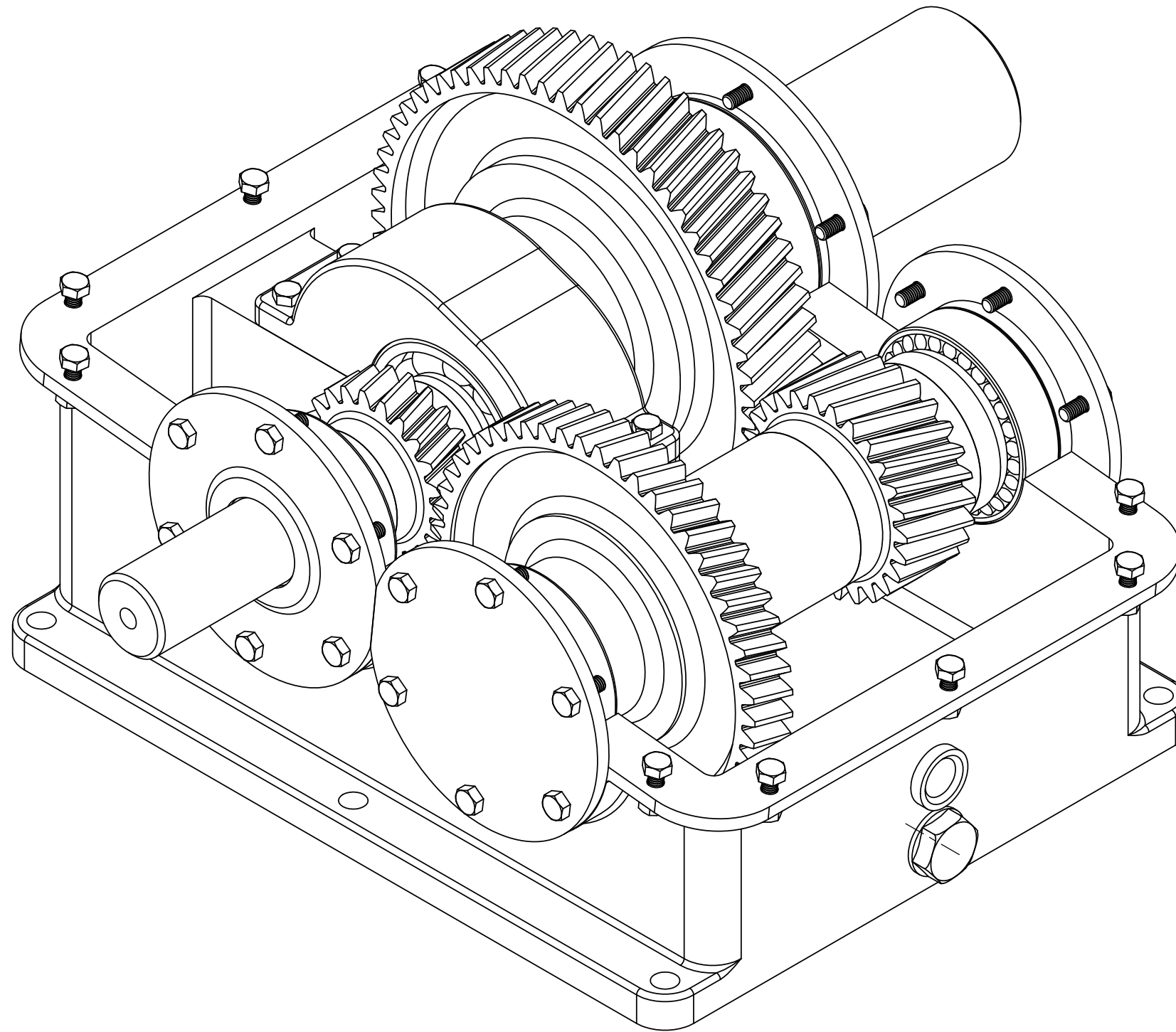
Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: CK25 Dimensiones en bruto: $\phi 145 \times 19$ Peso: 0,590
---	---

	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	<b>ETSID</b>
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	<b>TAPA 4</b>		Nº PLANO
<b>1/1</b>				<b>15</b>
Formato A3				



Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: Dimensiones en bruto: Peso:
---	---

	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	<b>ETSID</b>
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:	<b>PERSPECTIVA</b>		Nº PLANO
<b>1/2</b>				<b>16-1</b>
Formato A3				



Si no se indica lo contrario: Acabado superficial: Tolerancias generales: Js8	Material: Dimensiones en bruto: Peso:
---	---

	NOMBRE	FECHA	<b>TRABAJO FIN DE GRADO</b>	
DIBUJADO	Alejandro Moscardó Palop	2-01-2017	Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 5,82 y par máximo a la salida de 1771 Nm	
COMPROB.	José Enrique Tarancón Caro	--		
ESCALA	PLANO:			Nº PLANO
<b>1/2</b>			<b>PERSPECTIVA</b>	<b>16-2</b>
Formato A3				







UNIVERSIDAD  
POLITECNICA  
DE VALENCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

## **Grado de Ingeniería Mecánica**

# **Trabajo fin de grado**

---

**Diseño y Cálculo de un reductor de velocidad  
con relación de transmisión 5,82 y par máximo  
a la salida de 1771 Nm**

# **Pliego de condiciones**

Autor: **Alejandro Moscardó Palop**

Tutor: **José Enrique Tarancón Caro**

Fecha de presentación:

**Mayo 2017**

# Índice

<b>1. Introducción</b>	5
<b>2. Pliego de condiciones facultativas</b>	6
2.1. Obligaciones y facultades de la Dirección Técnica	6
2.2. Obligaciones y derechos del Contratista	7
2.2.1. Representación del Contratista	7
2.2.2. Presencia del Contratista en la fabricación	8
2.3. Aclaraciones y modificaciones de los documentos	8
2.4. Reclamaciones contra las órdenes de la Dirección Facultativa	8
2.5. Recusación por el Contratista del personal nombrado por el Ingeniero Técnico Director	9
2.6. Preparación de los trabajos	9
2.7. Comienzo y ritmo de los trabajos	9
2.8. Trabajos defectuosos	10
2.9. Trabajos no estipulados expresamente	10
2.10. Ampliación del proyecto por causas de fuerza mayor	11
2.11. Prórroga por causa de fuerza mayor	11
2.12. Responsabilidad de la Dirección Facultativa en el retraso de las tareas	11
2.13. Trabajos sin prescripciones	11
2.14. Periodo de prueba o garantía	12
2.15. Recepción definitiva	12
<b>3. Pliego de condiciones económicas</b>	13
3.1. Fianza	13
3.2. Composición de precios	13

3.3. Precios contradictorios	13
3.4. Revisión de precios	14
3.5. Acopio de materiales	14
3.6. Valoración y abono de los trabajos	14
3.6.1. Abonos de trabajos ejecutados durante el periodo de garantía	15
3.7. Penalizaciones	15
3.8. Seguros	16
3.9. Condiciones de pago	16
<b>4. Pliego de condiciones legales</b>	<b>17</b>
4.1. El Contratista	17
4.2. El contrato	18
4.3. Subcontrataciones	19
<b>5. Pliego de condiciones particulares</b>	<b>21</b>
5.1. Condiciones técnicas	21
5.1.1. Especificaciones de los materiales	21
5.1.2. Condiciones de suministro, recepción y almacenaje de las materias primas	22
5.1.3. Engranajes	23
5.1.4. Ejes	25
5.1.5. Carcasa	26
5.1.6. Tapas	29
5.1.7. Elementos normalizados	30
5.1.7.1. Rodamientos	31
5.1.7.2. Chavetas	31
5.1.7.3. Casquillos separadores	32

5.1.7.4. Retenes	33
5.1.7.5. Lubricante	33
5.1.8. Control de calidad	33
5.1.9. Condiciones de ejecución y montaje	35
5.2. Condiciones de entrega, seguridad y garantía	36
5.3. Diseño	38

## 1. Introducción

El presente documento pretende establecer las especificaciones de índole técnica, facultativa y legal que fijan las normas a seguir para la ejecución del presente proyecto y una vez aceptado por las partes contratantes, obliga a su cumplimiento sin discusión o modificación y con arreglo al mismo han de decidirse y resolverse todas las cuestiones, tanto de ejecución como rescisión de contrato que pueda surgir en la ejecución material del proyecto.

En caso de duda o algún detalle omitido o no suficientemente especificado en el presente *Pliego de Condiciones* ni en la documentación gráfica y escrita del presente proyecto, bien sea esto por su obviedad o por su poca importancia, se aceptarán en la ejecución de las distintas unidades del proceso, las normas de la buena práctica teniendo siempre en cuenta la calidad como máxima.

Se expone por tanto, la documentación necesaria que regirá toda la elaboración y fabricación del presente reductor de velocidad.

Tiene como objetivo fijar las condiciones de los materiales, de su ejecución, de su modificación y ejecución de tolerancias, de su montaje, pruebas y las condiciones que debe de tener a la hora de ensayar, comprobación de que las fases de montaje son realizables, etc. que serán necesarias para la materialización del proyecto y a su vez serán un complemento a la memoria para la realización del reductor de velocidad.

En el caso de que exista una contradicción, como se ha mencionado con anterioridad, entre lo definido en los planos, memoria y pliego de condiciones, prevalecerá el texto de estos dos últimos documentos, y en caso de ser estos dos últimos, prevalecerá la memoria si la incompatibilidad se refiere a los cálculos y el pliego de condiciones si se refiere a cualquier otra causa.

## 2. Pliego de condiciones facultativas

### 2.1. Obligaciones y facultades de la Dirección Técnica

Corresponde al Ingeniero Técnico Director:

- Comprobar la adecuación del presente reductor de velocidad con su motor correspondiente.
- Redactar los complementos o rectificaciones del proyecto que se precisen.
- Asistir a la fabricación, cuantas veces lo requiera su naturaleza y complejidad, a fin de resolver las contingencias que se produzcan e impartir las instrucciones complementarias que sean precisas para conseguir la correcta solución mecánica.
- Coordinar la intervención en la fabricación de otros técnicos que, en su caso, concurren a la dirección con función propia en sus aspectos parciales de su especialidad
- Aprobar las certificaciones parciales, la liquidación final y asesorar al promotor en el acto de la recepción.
- Planificar el control de calidad y económico de la fabricación.
- Redactar, cuando se requiera, el estudio de los sistemas adecuados a los riesgos del trabajo en la fabricación y aprobar el plan de seguridad e higiene para la aplicación del mismo.
- Ordenar y dirigir la ejecución material con arreglo al proyecto, a las normas técnicas y a las reglas de la buena construcción.
- Realizar o disponer las pruebas y ensayos de materiales, instalaciones y demás unidades de fabricación. Así como efectuar las demás comprobaciones que resulten necesarias para asegurar la calidad de fabricación de acuerdo con el proyecto y la normativa técnica aplicable. De los resultados informara puntualmente al fabricante o contratista, impartándole, en su caso, las ordenes oportunas.

## 2.2. Obligaciones y derechos del Contratista

Corresponde al Contratista:

- Conocer la normativa aplicable.
- Conocer el proyecto.
- Habilitar un local para la consulta del proyecto.
- Organizar los trabajos, redactando los planos de fabricación que se precisen.
- Disponer de los medios auxiliares necesarios.
- Ostentar la jefatura de todo el personal que intervenga en la fabricación y coordinar las intervenciones de los subcontratistas.
- Asegurar la idoneidad de todos y cada uno de los materiales y elementos constructivos que se utilicen, comprobando los preparados durante la fabricación y rechazando, por iniciativa propia o por prescripción del Ingeniero Técnico Director los suministros o prefabricados que no cuenten con las garantías o documentos de idoneidad requeridos por las normas de aplicación.
- Custodiar el libro de ordenes y seguimiento, y dar el enterado a las anotaciones que se practiquen en el mismo.
- Facilitar al Ingeniero Técnico Director, con la antelación suficiente, los materiales precisos para el cumplimiento de su cometido.
- Suscribir con el promotor las actas de recepción provisional y definitiva.

### 2.2.1. Representación del Contratista

El fabricante esta obligado a comunicar a la propiedad la persona designada como delegado suyo durante la fabricación, que tendrá carácter de jefe de la misma, con dedicación plena y facultades para representarle y adoptar en todo momento cuantas decisiones competan a la contrata. Cuando la importancia lo requiera y así se consigne en el pliego de *Condiciones Facultativas*, el delegado del Contratista sera un facultativo superior o de grado medio, según los casos. El pliego de condiciones particulares

determinara el personal facultativo o especialista que el constructor se obligue a mantener como mínimo, y el tiempo de dedicación comprometido. El incumplimiento de esta obligación o, en general, la falta de cualificación suficiente por parte del personal según la naturaleza de los trabajos, facultara al Ingeniero para detener la fabricación, sin derecho a reclamación alguna, hasta que se subsane la deficiencia.

### **2.2.2. Presencia del Contratista en la fabricación**

El jefe de taller, por si, o por medio de sus técnicos o encargados, estará presente durante la jornada legal de trabajo y acampanara al Ingeniero Técnico Director, en las visitas a que hagan al taller, poniéndose a su disposición para la practica de los reconocimientos que se consideren necesarios y suministrándoles los datos precisos para la comprobación de mediciones y liquidaciones.

### **2.3. Aclaraciones y modificaciones de los documentos**

Cuando se trate de aclarar, interpretar o modificar preceptos de los pliegos de condiciones o indicaciones de los planos o croquis, las ordenes e instrucciones correspondientes se comunicaran precisamente por escrito al Contratista, estando este obligado a devolver los originales o las copias suscribiendo con su firma el enterado, que figurara al pie de todas las ordenes, avisos o instrucciones que reciba por parte del Ingeniero Técnico Director. Cualquier reclamación que en contra de las disposiciones tomadas por este crea oportuno hacer el fabricante, habrá de dirigirla dentro precisamente del plazo de tres días y el Facultativo dará al Contratista el correspondiente recibido, si este lo solicitase.

El Contratista podrá requerir del Ingeniero Técnico Director, según sus cometidos, las instrucciones o aclaraciones que se precisen para la correcta interpretación y ejecución de lo proyectado.

### **2.4. Reclamaciones contra las órdenes de la Dirección Facultativa**

Las reclamaciones que el Contratista quiera hacer contra las ordenes o instrucciones originadas por la Dirección Facultativa, solo podrá presentarlas, a través del Ingeniero Técnico Director, ante la propiedad, si son de orden económico y de acuerdo con las



condiciones estipuladas en el pliego de *Condiciones Económicas*. Contra disposiciones de orden técnico del Ingeniero Técnico Director no se admitirá reclamación alguna, pudiendo el Contratista salvar su responsabilidad, si lo estima oportuno, mediante exposición razonada dirigida al Ingeniero Técnico Director, el cual podrá limitar su contestación al acuse de recibo, que en todo caso sera obligatorio para este tipo de reclamaciones.

## **2.5. Recusación por el Contratista del personal nombrado por el Ingeniero Técnico Director**

El constructor no podrá recusar al Ingeniero Técnico Director o el personal encargado por este para la vigilancia de las operaciones de fabricación, ni pedir por parte de la propiedad se designen otros facultativos para los reconocimientos y mediciones. Cuando se crea perjudicado por la labor de estos, procederá de acuerdo con lo estipulado en el artículo precedente, pero sin que por esta causa puedan interrumpirse ni perturbarse la marcha de los trabajos.

## **2.6. Preparación de los trabajos**

Con anterioridad al comienzo de los trabajos se dispondrán las máquinas y herramientas empleadas en el proceso, se realizara una comprobación de las mismas y se ajustarán los utillajes con el propósito de cumplir las especificaciones y tolerancias de los planos.

Ademas se asegurará de la existencia o aprovisionamiento de las materias primas necesarias para la ejecución de los trabajos. Se tendrán en cuenta las normas de seguridad e higiene.

## **2.7. Comienzo y ritmo de los trabajos**

El fabricante dará comienzo a la elaboración de los trabajos en el plazo marcado, desarrollándolas de forma necesaria para que dentro de los periodos parciales queden ejecutados los trabajos correspondientes y, en consecuencia, la ejecución total se lleve a efecto dentro del plazo exigido en el contrato.

Las fases a llevar a cabo serán las siguientes:

- Taller de mecanizado: se realizarán los ejes, engranajes y la carcasa del reductor. Para ello se precisarán 10 días.
- Hornos: se efectuarán los tratamientos térmicos necesarios. Se llevará a cabo en 4 días.
- Montaje y verificación: se ensamblará todo el conjunto y se comprobará el funcionamiento correcto del motor-reductor. Se realizarán en 3 días.

Obligatoria mente y por escrito, deberá el Contratista dar cuenta al Ingeniero Técnico Director del comienzo de los trabajos al menos con tres días de antelación.

## **2.8. Trabajos defectuosos**

El Contratista debe emplear los materiales que cumplan las condiciones exigidas en las *Condiciones Generales y Particulares de índole Técnica* del pliego de condiciones y realizara todos y cada uno de los trabajos contratados de acuerdo con lo especificado. Por ello, y hasta que tenga lugar la recepción definitiva del reductor, es responsable de la ejecución de los trabajos que ha contratado y de las faltas y defectos que en estos puedan existir por su mala ejecución o por la deficiente calidad de los materiales empleados o aparatos utilizados, sin que le exonere de responsabilidad el control que compete al Ingeniero Técnico Director. Como consecuencia de lo anteriormente expresado, cuando el Ingeniero Técnico Director advierta vicios o defectos en los trabajos ejecutados, o que los materiales empleados o los aparatos utilizados no reúnen las condiciones preceptuadas , ya sea en el curso de la ejecución de los trabajos, o finalizados estos, y antes de verificarse la recepción definitiva del reductor, podrá disponer que las partes defectuosas sean destruidas y reconstruidas de acuerdo con lo contratado, y todo ello a expensas de la contrata. Si esta no estimase justa la decisión, y se negase se planteara la cuestión ante el Ingeniero Técnico Director, quien resolverá.

## **2.9. Trabajos no estipulados expresamente**

Es obligación de la contrata el ejecutar cuando sea necesario para la buena fabricación de los componentes, aun cuando no se halle expresamente determinado en los documentos de proyecto, siempre que, sin separarse de su espíritu y recta interpretación, lo disponga

el Ingeniero Técnico Director dentro de los límites de posibilidades que los presupuestos habiliten para cada unidad de fabricación y tipo de ejecución. Se entenderá que se requiere una reforma de proyecto con consentimiento expreso de la propiedad, toda variación que suponga incremento de precios de alguna unidad de fabricación en más del 20% o del total en más de un 10%.

### **2.10. Ampliación del proyecto por causas de fuerza mayor**

Cuando sea preciso por motivo imprevisto o por cualquier accidente, ampliar el proyecto, no se interrumpirán los trabajos, continuándose según las instrucciones dadas por el Ingeniero Técnico Director en tanto se formula el proyecto reformado.

### **2.11. Prórroga por causa de fuerza mayor**

Si por causa de fuerza mayor o independiente de la voluntad del fabricante, este no pudiese comenzar las tareas, o tuviese que suspenderlas, o no le fuera posible terminarlas en los plazos prefijados, se le otorgará una prórroga proporcionada para el cumplimiento de la contrata previo informe favorable del Ingeniero Técnico Director. Para ello, el Contratista expondrá, en escrito dirigido al Ingeniero Técnico Director, la causa que impide la ejecución o la marcha de los trabajos y el retraso que por ello se originaría en los plazos acordados, razonando debidamente la prórroga que por dicha causa solicita.

### **2.12. Responsabilidad de la Dirección Facultativa en el retraso de las tareas**

El Contratista no podrá excusarse de no haber cumplido los plazos de obras estipulados, alegando como causa la carencia de planos u ordenes de la dirección facultativa, a excepción del caso en que habiéndolo solicitado por escrito no se lo hubiesen proporcionado.

### **2.13. Trabajos sin prescripciones**

En la ejecución de los trabajos que entran en la fabricación y para los cuales no existan prescripciones consignadas explícitamente en este pliego ni en la restante documentación

del proyecto, el Contratista se atenderá en primer termino, a las instrucciones que dicte la dirección facultativa, y en segundo lugar, a las reglas y normas de la buena práctica.

#### **2.14. Periodo de prueba o garantía**

Es el plazo de tiempo que se reserva la propiedad para detectar la existencia de deficiencias en el funcionamiento del reductor o por algún tipo de defecto de ámbito constructivo que limite su vida funcional.

Los defectos observados, si los hubiera, se repararan por parte del contratista durante dicho plazo. Este periodo sera de 90 días.

Para que se cumpla la garantía, el reductor no puede sufrir ningún tipo de modificación y se deben respetar todas las instrucciones y especificaciones proporcionadas por el fabricante. De lo contrario, la garantía quedara anulada y el contratista declinara cualquier tipo de responsabilidad.

#### **2.15. Recepción definitiva**

Una vez finalizado el periodo de prueba o garantía sin que se hayan detectado deficiencias o reparadas aquellas que hayan surgido, se procederá por parte de la Dirección Técnica a extender el acta de recepción definitiva, devolviendo a la contrata la fianza retenida.

### **3. Pliego de condiciones económicas**

Todos los que intervienen en el proceso de fabricación tienen derecho a recibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación con arreglo a las condiciones contractual mente establecidas.

La propiedad, el Contratista y, en su caso, los técnicos pueden exigirse recíprocamente las garantías adecuadas al cumplimiento puntual de sus obligaciones de pago.

#### **3.1. Fianza**

La fianza es el porcentaje sobre el valor de los trabajos que deposita la contrata como garantía a la firma del contrato. Se realizará mediante un aval a la firma del contrato, con el pago anticipado del 6% del coste total del reductor de velocidad.

La fianza será devuelta al Contratista en un plazo que no excederá de 30 días una vez firmada el acta de recepción de los productos finales. La Propiedad podrá exigir que el contratista le acredite la liquidación y finiquito de sus deudas causadas por la ejecución de la contrata, tales como salarios, suministros, subcontratos...

Si la Propiedad, con la conformidad del Ingeniero Técnico Director, accediera a hacer recepciones parciales, tendrá derecho el Contratista a que se le devuelva la parte proporcional de la fianza.

#### **3.2. Composición de precios**

En el caso de que los trabajos a realizar se contratasen a riesgo y ventura, se entiende por precio de contrata el que importa el coste total de la unidad de fabricación, es decir, el precio de ejecución material, más el porcentaje sobre este último precio en concepto de beneficio industrial del contratista. El beneficio se estima normalmente en el 23% salvo que las condiciones particulares establezcan otro distinto.

#### **3.3. Precios contradictorios**

Se producirán precios contradictorios solo cuando la Propiedad por medio del Ingeniero

Técnico Director decida introducir unidades o cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista. El Contratista estará obligado a efectuar los cambios.

En el caso de aparición de precios contradictorios, estos no deben superar en más de un 1,5% la cantidad presupuestada, siempre bajo la aprobación de la Dirección Técnica, que deben de garantizar la ejecución de dichos precios contradictorios.

### **3.4. Revisión de precios**

Contratándose los trabajos a riesgo y ventura, no se admitirá la revisión de los precios en tanto que el incremento no alcance, en la suma de las unidades que falten por realizar de acuerdo con el calendario, un montante superior al 3% del importe total del presupuesto de contrato. En caso de producirse variaciones en alza superiores a este porcentaje, se efectuará la correspondiente revisión de acuerdo con la fórmula establecida en el BOE 311 29Dic1970 que corresponda. Recibiendo el contratista la diferencia en más que resulte por variación del IPC superior al 3%.

### **3.5. Acopio de materiales**

El Contratista queda obligado a ejecutar los acopios de materiales o aparatos de obra que la propiedad ordene por escrito. Los materiales acopiados, una vez abonados por el Propietario son, de la exclusiva propiedad de este; de su guarda y conservación será responsable el Contratista.

### **3.6. Valoración y abono de los trabajos**

Los pagos se efectuarán por el Propietario en los plazos previamente establecidos, y su importe corresponderá precisamente al de las certificaciones de trabajo efectuadas por el Ingeniero Técnico Director, en virtud de las cuales se verifican aquellos.

### 3.6.1. Abonos de trabajos ejecutados durante el periodo de garantía

Efectuada la recepción provisional y si durante el plazo de garantía se hubieran efectuado trabajos cualesquiera, para su abono procederá de la siguiente manera:

- Si los trabajos que se realicen estuvieran especificados en el Proyecto, y sin causa justificada no se hubieran realizado por el Contratista a su debido tiempo, y el Ingeniero Técnico Director exigiera su realización durante el plazo de garantía, serán valorados a los precios que figuren en el Presupuesto.
- Si se han ejecutado trabajos precisos para la reparación de desperfectos ocasionados por el uso, por haber sido este utilizado durante dicho plazo por el Propietario, se valoraran y abonaran a los precios del día, previamente acordados.
- Si se han ejecutado trabajos para la reaparición de desperfectos ocasionados por deficiencias de la fabricación o de la calidad de los materiales, nada se abonara por ellos al Contratista.

### 3.7. Penalizaciones

Las penalizaciones pueden ser de dos tipos:

- Por incumplimiento del contrato,
- Por demora de los pagos,

Si el Propietario no efectuase el pago de los trabajos ejecutados, dentro del mes siguiente al que corresponda el plazo convenido, el Contratista tendrá además el derecho de percibir el abono de un cuatro y medio por cien (4,5%) anual, en concepto de intereses de demora, durante el espacio de tiempo de retraso y sobre el importe de la mencionada certificación. Si aún transcurrieran dos meses a partir del término de dicho plazo de un mes sin realizarse dicho pago, tendrá derecho el Contratista a la resolución del contrato, procediéndose a la liquidación correspondiente de las obras ejecutadas y de los materiales acopiados, siempre que estos reúnan las condiciones preestablecidas y que su cantidad no exceda de la necesaria para la terminación de la obra contratada o adjudicada.

En caso de incumplimiento del contrato, la penalización será la rescisión del mismo.

### **3.8. Seguros**

La contrata tiene la obligación de asegurarse para garantizar los posibles daños del personal, maquinaria e instalaciones durante el proceso de ejecución del proyecto.

Se exige a la contrata estar en posesión de un Seguro de Responsabilidad Civil. Asimismo, la contrata deberá establecer los precintos y sistemas de vigilancia necesarios para evitar robos llevados a cabo por terceras personas o daños sufridos por ellas.

### **3.9. Condiciones de pago**

Se abonará un 25% al inicio de los trabajos, un 30% en una primera certificación y otro 55% en una segunda certificación una vez incluidos los trabajos, quedando totalmente cerrado el pago con la devolución de la fianza del 15% después del periodo de prueba y garantía.

Las liquidaciones y pagos se harán puntualmente en la fecha y lugar pactados. La morosidad o retraso en los pagos no debe exceder de 15 días.



## 4. Pliego de condiciones legales

Ambas partes se comprometen, en sus diferencias, al arbitrio de amigables componedores, designado uno de ellos por el Propietario, otro por el Contratista y tres ingenieros técnicos, uno de ellos será forzosamente el Director de fabricación.

### 4.1. El Contratista

El Contratista es responsable de la ejecución de los trabajos en condiciones establecidas en el contrato y en los documentos que componen el proyecto, excluida la memoria. Como consecuencia de ello, vendrá obligado a la nueva elaboración de todo lo mal ejecutado durante la fabricación, aunque estas partidas hayan sido abonadas en liquidaciones anteriores.

El Contratista se obliga a lo establecido en la Ley de Contratos de Trabajo y, además, a lo dispuesto por la de Accidentes de Trabajo, Subsidio Familiar y Seguros Sociales.

En caso de accidentes ocurridos a los operarios con motivo y en el ejercicio de los trabajos para la ejecución del proyecto, el Contratista se atenderá a lo dispuesto, a estos efectos, en la legislación vigente, siendo, en todo caso, único responsable de su incumplimiento y sin que por ningún concepto pueda quedar afectada la Propiedad por responsabilidad en cualquier aspecto. El Contratista está obligado a adoptar todas las medidas de seguridad que las disposiciones presentes regulen para evitar, en lo posible, accidentes a los operarios o a terceros. De los accidentes o perjuicios de todo genero que, por no cumplir el Contratista lo legislado sobre la materia, pudiera acaecer o sobrevenir, será éste el único responsable ya que se considera que en los precios contratados están incluidos todos los gastos precisos para cumplimentar, debidamente, dichas disposiciones generales.

El Contratista será responsable de todos los accidentes que, por inexperiencia o descuido, sobrevinieran durante la fabricación, tanto en el taller propio como en uno ajeno. Será por tanto de su cuenta, el abono de las indemnizaciones a quien corresponda y cuando a ello hubiere lugar.

El Contratista tiene derecho a sacar copias, a su costa, de los planos, presupuestos, pliego de condiciones y demás documentos del proyecto. El Ingeniero Técnico Director, si

el Contratista lo solicita, autorizara estas copias con su firma, una vez confrontadas.

Se consideraran causas suficientes de rescisión las que a continuación se señalan:

- La muerte o incapacidad del Contratista.
- La quiebra del Contratista. En los casos anteriores, si los herederos o síndicos ofrecieran llevar a cabo las tareas bajo las mismas condiciones estipuladas en el contrato, el Propietario puede admitir o rechazar el ofrecimiento sin que, en este último caso, tengan aquellos derechos a indemnización alguna.

#### **4.2. El contrato**

Con este tipo de contrato, el precio será por unidad de obra, siendo una valoración con arreglo a las unidades indicadas en las medidas. El precio será el establecido en el presupuesto.

El contrato puede elaborarse por escrito o verbalmente. Cualquiera de las partes podrá exigir que el contrato se establezca por escrito.

Si resulta revocada una parte del contrato permanecerá valido lo restante. Las alteraciones del contrato pueden ser por las causas siguientes:

- La modificación del proyecto en forma tal que represente alteraciones fundamentales al mismo a juicio del Ingeniero Técnico Director, y en cualquier caso, siempre que la variación del presupuesto de ejecución como consecuencia de estas modificaciones represente, más o menos, el 40%, como mínimo, de alguna de las unidades del proyecto modificadas.
- La modificación de unidades de obra, siempre que estas modificaciones representen variaciones, en más o en menos, del 40%, como mínimo, de alguna de las unidades del proyecto modificadas.
- La suspensión de la fabricación comenzada y, en todo caso, siempre que por causas ajena a la Contrata, no se de comienzo a la fabricación en el plazo de tres meses a partir de la adjudicación. En este caso la devolución de la fianza será automática.

- La suspensión de la fabricación comenzada, siempre que el plazo de suspensión haya excedido de seis meses.
- El no dar comienzo a la Contrata a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del proyecto.
- El incumplimiento de las condiciones del contrato cuando lo implique descuido o mala fe, con perjuicio a los intereses del producto final.
- La terminación del plazo de ejecución del proyecto sin haberlo logrado.
- El abandono de la fabricación sin causa justificada.
- La mala fe en la ejecución de los trabajos.

#### **4.3. Subcontrataciones**

El subcontratista es el responsable de la conformidad de su producción por los documentos remitidos por el Contratista. La normativa y pliego de condiciones a que los planos hagan referencia deberán respetarse igualmente, además de las instrucciones de control que se unirán a los planos cuando sean necesarias.

El subcontratista que tenga intención de subcontratar a un tercero una o varias operaciones debe obligatoriamente informar de ello al contratista. El subcontratista deberá aplicar, con respecto al segundo subcontratista, las prescripciones anteriores.

El subcontratista es el responsable de los útiles de fabricación y su control, que pueden ser suministrados por el contratista después de previa verificación y de asegurarse de que permiten obtener las piezas conformes al plano.

Todos los retoques necesarios para corregir un exceso de material deben realizarse por el subcontratista. En los demás casos el subcontratista debe ponerse de acuerdo con el contratista.

El subcontratista debe denunciar cualquier anomalía que será objeto de examen con la finalidad de encontrar una posible solución.

La no conformidad aceptada por derogación circunstancial deberá señalarse sobre la factura de envió.

Corresponde al subcontratista asegurar la protección contra cualquier alteración (choques, oxidación,...), de forma que las piezas no se deterioren al ser enviadas o transportadas.

Cualquier inspección del contratista donde se detecte una disconformidad será objeto de rechazo notificado mediante un informe de inspección.

## 5. Pliego de condiciones particulares

### 5.1. Condiciones técnicas

El pliego de condiciones técnicas es un documento que sirve para completar, rectificar o mejorar los datos que aparecen en la memoria, anexos de cálculos y planos, con datos que no pueden incluirse en ellos.

Se van a determinar:

- Las condiciones de los materiales.
- Condiciones de ejecución y montaje.
- Medición y verificación de tolerancias.
- Condiciones de ensayos y pruebas.
- Las condiciones de entrega, seguridad y garantía necesarias para la construcción y almacenamiento del proyecto.

#### 5.1.1. Especificaciones de los materiales

Las condiciones técnicas generales referidas a indicaciones técnicas del pedido, control y certificación de los productos, derechos y deberes del receptor, número de ensayos y obtención de muestras, criterios de ensayo, análisis químicos, defectos superficiales e internos, tolerancia sobre las dimensiones, sobre la forma y sobre la masa, reclamaciones, interpretación de los resultados de los controles y documentación, vienen especificados por la norma UNE 36007.

Los aceros que se utilicen para la fabricación del reductor de velocidad deberán cumplir lo especificado en la norma UNE 36076, referida a condiciones de suministro para productos calibrados de acero.

Los aceros aleados para temple y revenido deberán cumplir lo especificado en la norma UNE 36012, que está referida a los mismos.

Las medidas y tolerancias de los redondos de acero, utilizados en este proyecto, para la fabricación de los ejes, así como las ruedas dentadas, vienen dadas por la norma UNE

36541.

La descripción de los distintos tipos de tratamientos térmicos a que deberán ser sometidos los materiales, se encuentra en la norma UNE 36006.

Para la toma y preparación de muestras y probetas de productos de acero laminado y forjado que se lleven a cabo en los ensayos, se cumplirá lo estipulado en la norma UNE 7018.

### **5.1.2. Condiciones de suministro, recepción y almacenaje de las materias primas**

Todas las materias primas serán transportadas por los suministradores hasta el almacén donde serán examinadas por el ingeniero técnico o persona delegada por el, comprobando que sus propiedades y características son las acordadas.

Las características físicas, químicas y mecánicas deberán ser garantizadas por escrito por los suministradores, y en caso de duda, deberán realizarse ensayos de acuerdo con las normas mencionadas en el apartado correspondiente a las condiciones legales.

Además deberá contener una declaración donde sea reflejada, como mínimo, la siguiente información:

- El nombre y el domicilio del suministrador que emite la declaración.
- La identificación del producto (nombre, modelo, número del lote, número de muestra o de serie, procedencia, número de ejemplares, clase, categoría, etc.).
- La referencia a las normas o a otros documentos normativos de una manera precisa, completa y bien definida.
- La fecha de emisión de la declaración.
- Firma o marca equivalente y cargo de la persona autorizada.
- La contrastación de que la declaración se emite bajo la exclusiva responsabilidad del suministrador.

### 5.1.3. Engranajes

#### 5.1.3.1. Materiales utilizados

Para la construcción de los engranajes se ha optado por el acero de cementación 16MnCr5 para la primera etapa, y el acero de bonificación 34CrMo4 para la segunda etapa del reductor de velocidad.

##### 5.1.3.1.1. Acero 16MnCr5

Características mecánicas:

Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,28	
Densidad	$\rho$	7800	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$8 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$5,9 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	800	
Tensión de contacto	$S_{HL}$	1500	N/mm <sup>2</sup>
Límite de resistencia nominal	$S_{FL}$	461	N/mm <sup>2</sup>

Propiedades tecnológicas:

- Acero de cementación aleado al Cromo-Manganeso de uso universal utilizado en piezas sometidas a medianas sollicitaciones mecánicas que requieran una superficie dura y un núcleo tenaz . Acero apto para el temple directo.

Aplicaciones:

- Componentes de ingeniería mecánica tales como: piñones, árboles de levas, cuerpos de válvulas, engranajes, pasadores, ruedas dentadas, etc.

### 5.1.3.1.2. Acero 34CrMo4

Características mecánicas:

Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,28	
Densidad	$\rho$	7800	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	S <sub>u</sub>	$9 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	S <sub>y</sub>	$6,5 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	360	
Tensión de contacto	S <sub>HL</sub>	845	N/mm <sup>2</sup>
Límite de resistencia nominal	S <sub>FL</sub>	340	N/mm <sup>2</sup>

Propiedades tecnológicas:

- Acero al cromo molibdeno, para temple y revenido para la fabricación de piezas que tratadas deban de tener una gran resistencia 75/110 kg/mm<sup>2</sup> y buena tenacidad como ejes, bielas, cilindros, rotores de turbinas, etc. Admite en temple superficial a la llama y por inducción, tiene soldabilidad limitada

Aplicaciones:

- Componentes de ingeniería mecánica tales como: piñones, árboles de levas, cuerpos de válvulas, engranajes, pasadores, ruedas dentadas, etc.

### 5.1.3.2. Ajustes y tolerancias

Para la calidad de las ruedas dentadas seguiremos el método ISO. La calidad de las dos etapas corresponde a Q<sub>ISO</sub> 5 lo que corresponde una tolerancia IT7. Para evitar interferencias en el funcionamiento de los engranajes, elegiremos la posición *h* para las tolerancias. Por lo tanto para los diámetros exteriores de todas las ruedas dentadas, se tomara la tolerancia h7 (fino deslizante).

Para el montaje de las ruedas sobre los arboles se necesita una tolerancia estrecha con un mínimo juego, dado que errores en el posicionamiento de las mismas podrían ocasionar un rápido deterioro de éstas. Además el montaje se realizara sobre la misma máquina, con lo que debe existir la posibilidad de movimiento axial. Por ello se elegirá una tolerancia H7 para los diámetros interiores.



### 5.1.3.3. Proceso de fabricación

En la fabricación de los engranajes, la parte contratada tendrá total libertad de acciones para la fabricación del producto final, siempre y cuando se garantice la calidad y las condiciones de funcionamiento especificadas en los planos y el anexo de cálculos, si bien deberán estar abiertos a sugerencias y ayudas por parte de la parte contratante.

### 5.1.4. Ejes

#### 5.1.4.1. Materiales utilizados

Para la elección del material de ejes tenemos que tener en cuenta que deben resistir los esfuerzos a flexión y a torsión, siendo este último el más restrictivo. Para que cumpla con las necesidades de funcionamiento que requerimos de durabilidad y resistencia, hemos optado por un acero de cementación 20MnCr5

Características mecánicas:

Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,28	
Densidad	$\rho$	7800	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$11 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$7,5 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	800	
Tensión de contacto	$S_{HL}$	1500	N/mm <sup>2</sup>
Límite de resistencia nominal	$S_{FL}$	461	N/mm <sup>2</sup>

Propiedades tecnológicas:

- Acero de cementación para trabajar en frío y de moldes de plástico, con el objetivo de una superficie resistente al desgaste y un núcleo tenaz. De excelente maquinabilidad, buena aptitud para la estampación en frío y alta capacidad de pulido. La resistencia a tracción de los componentes es el resultado de la combinación de la capa superficial templada y el núcleo tenaz.

Aplicaciones:

- Construcción de máquinas en general, construcción de montajes, de instalaciones

y de aparatos; procesamiento de plástico, moldes para plástico, moldes para el prensado de plástico y para el prensado de resina sintética, placas de base, barras de plegado, columnas guía, piezas de engranaje, piezas de articulación, ejes, engranajes, bielas, engranajes cónicos, bulones, pernos del émbolo, árbol de levas, espigas, articulaciones cardán.

#### **5.1.4.2. Ajustes y tolerancias**

Las tolerancias de fabricación de los alojamientos de las ruedas dentadas se expresan en la Norma UNE 18048. En este reductor de velocidad se ha empleado una calidad ISO 5 para los ejes de ambas etapas. Para el alojamiento de los engranajes y los rodamientos se toma la tolerancia de k5 con un juego mínimo y evitando así un desgaste de las piezas prematuro.

#### **5.1.4.3. Proceso de fabricación**

Para la obtención de los ejes se parte de un redondo comercial de mayor diámetro y de una longitud también mayor a la necesaria. Se parte de un diámetro comercial superior al diámetro máximo, para poder subsanar a través del mecanizado posibles defectos superficiales y eliminar el ovalamiento existente en las barras comerciales.

Los diámetros comerciales y longitudes establecidos para cada eje serán:

<b>Eje</b>	<b>Diámetro</b>	<b>Longitud</b>
Eje 1	52 mm	192 mm
Eje 2-3	70 mm	261 mm
Eje 4	90 mm	270 mm

#### **5.1.5. Carcasa**

##### **5.1.5.1. Materiales utilizados**

Para la construcción de las diferentes parte que conforman la carcasa del reductor de velocidad, hemos escogido el acero de fundición gris FG-25.

## Características mecánicas:

Módulo elástico	E	$1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,26	
Densidad	$\rho$	7200	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$2,5 \cdot 10^8$	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$1,6 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	180-220	
Porcentaje de carbono	C	3,3	%
Módulo elástico	E	$1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>

## Propiedades tecnológicas:

- Las piezas obtenidas de fundiciones grises son, en general más baratas que las de acero. Su fabricación es también más sencilla por emplearse instalaciones menos costosas y realizarse la fusión a temperaturas relativamente poco elevadas y más bajas que aquellas correspondientes al acero.
- Para mecanizar las fundiciones grises son en lo general mucho más fáciles que los aceros.
- Con las fundiciones grises se pueden fabricar con relativa facilidad piezas de grandes dimensiones y también piezas pequeñas y complicadas que se pueden obtener con gran precisión de formas y medidas. Además en ellas es mucho menos frecuente la aparición de zonas porosas que en las piezas fabricadas con acero fundido.
- En la obtención de la fundición gris exige menos precauciones que la del acero y, sin necesidad de conocimientos técnicos muy especiales, se llegan a obtener fundiciones con características muy aceptables para numerosas aplicaciones.
- La solidificación en las fundiciones grises presentan mucho menos contracción que los aceros y, además, su fabricación no exige como en los aceros, el empleo de refractarios relativamente especiales de precio elevado en el mercado.

Aplicaciones:

- Las fundiciones grises son bastante utilizada en aplicaciones como: Bases o pedestales para máquinas. Herramientas. Bastidores para maquinaria pesada. Bloques de cilindros para motores de vehículos. Discos de frenos. Herramientas agrícolas entre otras.

#### **5.1.5.2. Ajustes y tolerancias**

Para el alojamiento de los rodamientos en la carcasa del reductor de velocidad se toma la tolerancia de K6 para los rodamientos de bola y J6 para los rodamientos de rodillos asegurando un juego mínimo entre las partes.

#### **5.1.5.3. Proceso de fabricación**

La fabricación de las tres partes que componen la carcasa se efectuarán por moldeo en arena. Las fases serán las siguientes:

- Calentar el molde a 200 °C.
- Pulverizar agente de desmoldado.
- Colocación de la placa sobre la mezcla de arena y resina.
- Cerrar el molde.
- Invertir deposito (unos 26 segundos).
- Girar de nuevo a la posición inicial.
- Calentar a unos 300 °C durante 2 minutos.
- Limpieza y verificación.

Posteriormente se mecanizará mediante fresado, las partes de la carcasa que estarán en contacto y los huecos donde se alojarán los rodamientos. Así como los taladros y roscados para el montaje de la carcasa, tapas y accesorios.

Además habrá que realizar un tratamiento de temple y revenido para poder obtener las

propiedades mecánicas que se desean y una buena tenacidad.

- Temple: Con este proceso se endurece el acero en profundidad. Se fundamenta en producir un calentamiento superficial muy rápido, de forma que solo una delgada capa pueda alcanzar la temperatura de austenización, seguido de un enfriamiento también rápido. Así se logra una capa superficial de martensita (lo que produce un aumento de la dureza) sin que el núcleo experimente transformación.
- Revenido: Es un proceso a realizar inmediatamente después del temple ya que si después del temple se enfría rápidamente obtenemos una gran resistencia a tracción aunque disminuye la dureza.

### 5.1.6. Tapas

#### 5.1.6.1. Materiales utilizados

Para la elección del material de las tapas tenemos que tener en cuenta que deben transmitir los esfuerzos axiales de los rodamientos a la carcasa. Para que cumpla con las necesidades de funcionamiento que requerimos de durabilidad y resistencia, hemos optado por un acero al carbono CK-25

Características mecánicas:

Módulo elástico	E	$1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,26	
Densidad	$\rho$	7200	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$2,5 \cdot 10^8$	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$1,6 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	180-220	
Porcentaje de carbono	C	3,3	%
Módulo elástico	E	$1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>

Propiedades tecnológicas:

- Acero no aleado cuyas propiedades básicas dependen del contenido de carbono. Adecuados para la fabricación de piezas base, estructurales y componentes que normalmente requieren tratamiento térmico posterior.

Aplicaciones:

- Piezas de resistencia media y buena tenacidad. Admite deformación en frío, plegado y buena soldabilidad. Elementos de maquinas, bulones, tornillos. Arandelas, herrajes, etc. Puede emplearse templado y revenido. Piezas estampadas, bridas, etc.

### 5.1.6.2. Ajustes y tolerancias

Dado que las tapas únicamente cumplen la función de protección y de sostén axial de los rodamientos, la tolerancia general para la fabricación de las tapas sera Js8. En las tapas del eje de entrada y salida, en la apertura para el eje, se ejecutará con una tolerancia G7 para asegurar el juego con el eje y evitar el rozamiento.

### 5.1.6.3. Proceso de fabricación

Para la obtención de las se parte de un redondo comercial de mayor diámetro y de una longitud también mayor a la necesaria. Se parte de un diámetro comercial superior al diámetro máximo, para poder subsanar a través del mecanizado posibles defectos superficiales y eliminar el ovalamiento existente en las barras comerciales.

Los diámetros comerciales y longitudes establecidos para cada eje serán:

Eje	Diámetro	Longitud
Tapa 1	125 mm	16 mm
Tapa 2	125 mm	14 mm
Tapa 3	125 mm	16 mm
Tapa 4	145 mm	19 mm

### 5.1.7. Elementos normalizados

El que ciertas piezas sean adquiridas a través de otras empresas, se debe a que es mucho más apropiado y económico que si las tuviéramos que fabricar. Para el cálculo y dimensionado del reductor se han utilizado varios catálogos comerciales, aunque esto no obliga a adquirir los productos a estas empresas, siendo posible cambiarlos por otros si son geoméricamente idénticos y las características mecánicas son iguales o superiores.

En la recepción de estos, solo se aceptarán en sus embalajes originales cerrados e intactos. Se pondrá especial cuidado en comprobar que los embalajes no muestren señal de un mal almacenamiento, que pueda haber afectado las condiciones o características originales de los elementos.

### 5.1.7.1. Rodamientos

Los rodamientos han sido elegidos mediante el catalogo electrónico de SKF. A continuación detallamos sus características:

Modelo	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]
7307 BEP	35	80	21	39
7405 BM	25	80	21	39,7
7406 BM	30	90	23	47,5
33010/Q	50	80	24	69,3
33013/Q	65	100	27	110

### 5.1.7.2. Chavetas

El material utilizado para las chavetas será un acero más blando que el usado para los ejes, así en caso de rotura, romperá antes que los ejes mucho más caros de sustituir. Elegiremos el acero al carbono CK-35.

Características mecánicas:

Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,28	
Densidad	$\rho$	7800	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$7 \cdot 10^8$	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$5,8 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	154-207	
Porcentaje de carbono	C	0,35	%
Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>

Las dimensiones de las chavetas de los ejes según la tabla que aparece en la norma UNE 17102-1:1967 se muestra a continuación.

		Eje 1	Eje 2-3	Eje 4	
Diámetro del eje	D	35	50	65	mm
Ancho de la chaveta	b	10	14	18	mm
Alto de la chaveta	h	8	9	11	mm
Profundidad en eje	$h_1$	5	5,5	7	mm
Profundidad en cubo	$h_2$	3,3	3,8	4,4	mm
Longitud de la chaveta	l	44	63	82	mm

### 5.1.7.3. Casquillos separadores

La función de los casquillos separadores es la de distanciar los engranajes y rodamientos entre sí y transmitir las cargas axiales de unos elementos a otros. Así que se ha seleccionado el mismo acero al carbón CK-25 que en las tapas.

Características mecánicas:

Módulo elástico	E	$1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,26	
Densidad	$\rho$	7200	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$2,5 \cdot 10^8$	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$1,6 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	180-220	
Porcentaje de carbono	C	3,3	%
Módulo elástico	E	$1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>

La formación de los casquillos separadores se realizará mediante tubos con los diámetros necesarios y cortados a la longitud deseada. Las dimensiones adoptadas para los casquillos espaciadores para cada uno de los ejes son las siguientes:

		Casquillo 1	Casquillo 2	Casquillo 3	
Diámetro interior	d	35	50	50	mm
Diámetro exterior	D	50	65	65	mm
Longitud del casquillo	L	14,5	67	10,5	mm



#### 5.1.7.4. Retenes

Los retenes radiales tipo HMSA10, está diseñada según las normas ISO 6194 y DIN 3760 para su uso en una amplia gama de aplicaciones en todas las áreas industriales, por ejemplo, cajas de engranajes.

Sus características principales son:

- Material compuesto.
- Labio de obturación perfilado y cargado mediante muelle.
- Labio de obturación equilibrado y sección flexible.
- Diámetro exterior estriado.
- Labio secundario de polvo.

El modelo que irá montado en el eje de entrada será el *35x47x6 HMSA10 RG*, y en el eje de salida será el *65x80x8 HMSA10 RG*.

#### 5.1.7.5. Lubricante

El lubricante que se utilizara en el reductor de velocidad será VG-680 recogido en la Norma DIN 51517 Parte 3-CLP-680 adecuado para la lubricación de larga vida de engranajes. Tiene un índice de viscosidad natural muy elevado (>200), extraordinario coeficiente de fricción, bajo punto de congelación y muy alta estabilidad térmica.

Especialmente indicado para cajas de engranajes con elevadas exigencias térmicas y de carga donde su bajo coeficiente de fricción mejora los rendimientos de la máquina y reduce su consumo energético.

#### 5.1.8. Control de calidad

El control de calidad se llevará a cabo por medio del departamento de calidad, mediante el muestreo de cada una de las operaciones de mecanizado que se realizan durante la fabricación, con el fin de detectar posibles errores en las máquinas herramienta y corregirlos.

Se citan a continuación los controles en las operaciones más relevantes que se llevarán a cabo en la fabricación del reductor.

#### **5.1.8.1. Control de calidad en los engranajes**

Los mecanismos de engranajes defectuosos producen fuertes ruidos al funcionar, trabajando a golpes y se desgastan prematuramente. Las partes a verificar para comprobar la correcta fabricación son:

- Espesor del diente.
- El paso.
- La dirección de los flancos.
- La marcha concéntrica.

En el mecanizado del chavetero en el cubo de los engranajes, se pueden cometer varios errores:

- Anchura y profundidad fuera de tolerancias.
- Caras no paralelas al eje de taladrado.
- Ranura no diametral.

#### **5.1.8.2. Control de calidad en los ejes**

Para la verificación de las dimensiones de los diámetros de los ejes mecanizados en el torno, si no se ha indicado tolerancia se verificara con el compás, si se especifica la tolerancia se usara el calibre de herradura adecuado. Los errores de conicidad, abombamiento, concavidad, u otra forma curva producida en el mecanizado con el torno, se verificaran con el comparador.

Para la verificación de las medidas, se deben tener en cuenta las siguientes reglas para el manejo de los calibres de precisión:

- Se deben manejar con cuidado, evitando golpes, ya que es un mecanismo muy delicado y puede estropearse con ellos.

- El operario encargado de realizar las medidas debe conocer el aparato, su funcionamiento y el alcance de la medida del mismo.
- La exactitud del instrumento debe guardar proporción con el propósito de medición. Los calibres de precisión no deben usarse mas que cuando resulta necesario.
- Deben estar fijados a sus soportes, pero sin forzarlos.
- Antes de fijar el calibre de medición habrá que limpiar cuidadosamente las superficies de apoyo y la limpieza del patrón.
- Se evitarán los errores de medida, como el paralelaje, y los de posicionamiento del calibre.
- Se debe tener en cuenta la temperatura, verificando que entre la pieza patrón y la que se desea verificar no haya diferencia de temperaturas.

### **5.1.8.3. Control de calidad de la carcasa**

Es importante que la carcasa no sea defectuosa, una mala fabricación podría llevar a la existencia de grietas, y debido a esto se producirían fugas del lubricante. Y una mala lubricación provocara un desgaste excesivo, reduciendo la vida de la máquina en general, y el rendimiento de la misma.

Se comprobara mediante escuadra que las caras de la carcasa conformen un angulo de 90°, y que las opuestas sean paralelas. Para la verificación del diámetro interior del cubo donde se alojaran los rodamientos, se han utilizado calibres de interiores.

### **5.1.9. Condiciones de ejecución y montaje**

El método de montaje del reductor de velocidad diseñado, debe ser el más sencillo y práctico posible,

Durante el montaje es necesario tener en cuenta dos factores sumamente importantes:

- Seguridad del operario encargado del montaje.
- El ensamble debe hacerse con la garantía de que ninguna de las partes del

aparato va a ser dañada durante el mismo. Además todas las piezas deben estar adecuadamente colocadas.

## **5.2. Condiciones de entrega, seguridad y garantía**

La siguiente información es importante para salvaguardar la seguridad. Se deberá concienciar al personal a cargo de la selección del equipo reductor, a aquellos responsables del diseño de la maquinaria, y a aquellos a cargo de su instalación, uso y mantenimiento.

El reductor de velocidad trabajará con seguridad siempre que sea instalado, usado y mantenido de forma apropiada. Como cualquier mecanismo de transmisión de potencia, deben tomarse ciertas precauciones, como se indican a continuación, para poder preservar la seguridad.

### **5.2.1. Fuego o explosión**

Riesgo de explosión: es peligroso utilizar elementos incandescentes en las proximidades del reductor de velocidad, ya que en su interior se pueden generar nieblas de aceite y vapores.

En el caso de fuego o sobrecalentamiento ciertos materiales pueden descomponerse y generar humos. Se ha de prevenir la inhalación de esos humos y los restos de materiales, como pueden ser gomas o plásticos, que se encuentren quemados deben manipularse con guantes.

### **5.2.2. Protectores**

Los ejes y acoplamientos giratorios deben de ser protegidos para eliminar el riesgo de contacto físico o atrapamiento. Serán de construcción rígida y quedarán sólidamente sujetos.

### **5.2.3. Lubricantes**

Se deberán seguir las instrucciones del lubricante para el manejo de los mismos, debido a que el contacto prolongado del lubricante con la piel puede ser dañino.

Se deben leer y respetar todas las indicaciones acerca del lubricante y de las instrucciones de instalación y de mantenimiento. Se prestara especial atención a los componentes que contengan etiquetas de peligro. El no hacerlo puede provocar avería mecánica y, en casos extremos, peligro de accidente al personal.

### **5.2.4. Equipo eléctrico**

Obsérvese los avisos de peligro en el equipo eléctrico y aíslese la corriente antes de trabajar en el reductor de velocidad.

### **5.2.5. Instalación, mantenimiento y almacenaje**

Cuando el equipo deba ser almacenado por un plazo superior a 6 meses con anterioridad a su instalación o puesta en marcha, se debe consultar con el fabricante para así conocer las necesidades de conservación.

Los componentes externos del reductor deben suministrarse con el envoltorio adecuado para preservar los materiales. Corresponde el uso de guantes cuando se quiera manipular esos materiales.

La instalación debe de llevarse a cabo de acuerdo con las instrucciones del fabricante y ser asumida por el personal cualificado.

Se debe asegurar un mantenimiento adecuado del reductor. Utilícese únicamente herramientas correctas y repuestos aprobados por el fabricante para las reparaciones de mantenimiento. Consúltese el manual de mantenimiento antes de desmontar o comenzar cualquier trabajo de mantenimiento.

### **5.2.6. Superficies calientes y lubricantes**

Durante su uso, los reductores se pueden calentar lo suficiente como para provocar

quemaduras en la piel. Debe prestarse atención para eliminar el contacto de forma accidental.

Después de un tiempo de trabajo, el lubricante del reductor de velocidad y el sistema de lubricación puede alcanzar temperaturas suficientemente altas. Permítase que se enfríe el equipo antes de efectuar operaciones de servicio.

### **5.3. Diseño**

Dado que se están introduciendo continuamente mejoras en el diseño el contenido de este proyecto no debe ser asumido como definitivo, como resultado, puede sufrir variaciones sin previo aviso para el consumidor.

En caso de duda o algún detalle omitido o no suficientemente especificado en el presente *Pliego de Condiciones* ni en la documentación gráfica y escrita del presente proyecto, bien sea esto por su obviedad o por su poca importancia, se aceptarán en la ejecución de las distintas unidades del proceso, las normas de la buena práctica teniendo siempre en cuenta la calidad como máxima.

Se expone por tanto, la documentación necesaria que regirá toda la elaboración y fabricación del reductor de velocidad.

Tiene como objetivo fijar las condiciones de los materiales, de su ejecución, de su modificación y ejecución de tolerancias, de su montaje, pruebas y las condiciones que debe de tener a la hora de ensayar, comprobación de que las fases de montaje son realizables, etc. que serán necesarias para la materialización del proyecto y a su vez serán un complemento a la memoria para la realización del reductor de velocidad.

En el caso de que exista una contradicción, como se ha mencionado con anterioridad, entre lo definido en los planos, memoria y pliego de condiciones, prevalecerá el texto de estos dos últimos documentos, y en caso de ser estos dos últimos, prevalecerá la memoria si la incompatibilidad se refiere a los cálculos y el pliego de condiciones si se refiere a cualquier otra causa.





UNIVERSIDAD  
POLITECNICA  
DE VALENCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **Grado de Ingeniería Mecánica**

# **Trabajo fin de grado**

---

**Diseño y Cálculo de un reductor de velocidad  
con relación de transmisión 5,82 y par máximo  
a la salida de 1771 Nm**

## **Presupuesto**

Autor: **Alejandro Moscardó Palop**

Tutor: **José Enrique Tarancón Caro**

Fecha de presentación:

**Mayo 2017**



# Índice

<b>1. Introducción</b>	3
1.1. Determinación de costes	4
<b>2. Engranajes</b>	5
2.1. Engranaje 1	5
2.2. Engranaje 2	7
2.3. Engranaje 3	9
2.4. Engranaje 4	11
<b>3. Ejes</b>	13
3.1. Eje 1	13
3.2. Eje 2-3	15
3.3. Eje 4	17
<b>4. Carcasa</b>	19
4.1. Carcasa base	19
4.2. Carcasa tapa	21
4.3. Carcasa soporte	23
<b>5. Tapas</b>	25
5.1. Tapa 1	25
5.2. Tapa 2	27
5.3. Tapa 3	28
5.4. Tapa 4	29
<b>6. Elementos normalizados</b>	31
<b>7. Coste neto del producto</b>	32
<b>8. Coste final del producto</b>	32

## 1. Introducción

En el presupuesto del presente proyecto se muestra en primer lugar el precio descompuesto de los diferentes elementos a fabricar que compone el reductor de velocidades. Posteriormente tenemos el precio de los elementos comerciales utilizados.

Al final del documento aparece un cuadro resumen de los precios descompuestos junto el coste neto, y el coste final del reductor de velocidades diseñado.

Los cuadros de precio descompuesto se divide en las siguientes partes según corresponda en cada pieza:

- Material. Se especifica el material que esta compuesta la pieza, las dimensiones en bruto de la pieza si corresponde, la masa de la pieza en bruto, el coste del material y el coste total del material en bruto.
- Proceso de conformado. Aparece el coste de la fabricación del molde de la pieza y el coste de las operaciones de desmoldado y desbarbado, junto con el precio total del conformado de la pieza.
- Proceso de mecanizado. Se muestra un listado de las maquinas y las diferentes procesos-operaciones de mecanizado necesarias para producir la pieza, el volumen o superficie a mecanizar y el coste de la operación. A continuación se especifica el coste de preparación, cambio de utillajes y máquinas. Finalmente aparece el coste total del mecanizado de la pieza.
- Tratamiento térmico. Se especifica el tratamiento térmico empleado junto al tiempo de realización, el coste por unidad de tiempo del proceso y el coste total del tratamiento térmico de la pieza.
- Coste total. Se resume el coste de cada parte anterior y el coste total de la pieza.

## 1.1. Determinación de costes

Para el cálculo de los procesos de mecanizado se contempla los siguientes costes:

### 1.1.1 Coste de preparación de máquina y amarres

- Coste de preparación de máquina por lote: 200 €
- Coste de cambio de amarre por lote: 100 €

Se considera que se realizarán un total de 100 piezas por lote.

- Coste de preparación de máquina por pieza:  $200/100 = 2$  €
- Coste de cambio de amarre por pieza:  $100/100 = 1$  €

### 1.1.2 Coste de los procesos y operaciones

La siguiente tabla muestra el coste por unidad de medida de los diferentes procesos y operaciones, diferenciando si se realiza un desbaste o un acabado.

Proceso	Dimensión IT	Ra	Geométrica (-/100)	Coste desbaste	Coste acabado
Fresado frontal	6	0,4	0,01/100	$2 \cdot 10^{-5}$ €/mm <sup>3</sup>	$2 \cdot 10^{-4}$ €/mm <sup>2</sup>
Fresado periférico	8	1,6	0,01/100	$2 \cdot 10^{-5}$ €/mm <sup>3</sup>	$2 \cdot 10^{-4}$ €/mm <sup>2</sup>
Tallado de dientes	8	1,6	0,01/100		$1 \cdot 10^{-3}$ €/mm <sup>3</sup>
Torneado	7	0,8	0,01/100	$2,5 \cdot 10^{-5}$ €/mm <sup>3</sup>	$1,5 \cdot 10^{-4}$ €/mm <sup>2</sup>
Rectificado	4	0,1	0,002/100		$5 \cdot 10^{-4}$ €/mm <sup>2</sup>
Operación	Dimensión IT	Ra	Geométrica (-/100)	Coste desbaste	Coste acabado
Taladrado	9	3,2	0,1/100	$1 \cdot 10^{-5}$ €/mm <sup>3</sup>	
Escariado	5	0,4	0,01/100		$3 \cdot 10^{-4}$ €/mm <sup>2</sup>
Roscado		0,4			$4 \cdot 10^{-4}$ €/mm <sup>2</sup>

## 2. Engranajes

### 2.1 Engranaje 1

#### 2.1.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
16MnCr5	Ø80x48	1,882	4,170	7,848

#### 2.1.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]	
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	10053,096 mm <sup>3</sup>	0,201	
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	36756,634 mm <sup>3</sup>	0,735	
	8 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	44257,187 mm <sup>3</sup>	0,885	
	9 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	1518,000 mm <sup>3</sup>	0,030	
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1001,383 mm <sup>2</sup>	0,200	
	2-3 [A]	Fresado Frontal-Periférico	1884,956 mm <sup>2</sup>	0,377	
	8 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	5057,964 mm <sup>2</sup>	1,012	
	9 [A]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	743,600 mm <sup>2</sup>	0,149	
	7 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	10053,096 mm <sup>3</sup>	0,201	
	5-6 [D]	Fresado Frontal-Periférico	36756,634 mm <sup>3</sup>	0,735	
	4 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	65343,102 mm <sup>3</sup>	1,307	
	4 [A]	Fresado Periférico-(tallado de diente)	28661,692 mm <sup>3</sup>	28,662	
	7 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1001,383 mm <sup>2</sup>	0,200	
	5-6 [A]	Fresado Frontal-Periférico	1884,956 mm <sup>2</sup>	0,377	
			Preparación de máquinas	1 ud	2,000
			Cambio de amarres	2 ud	2,000
			<b>TOTAL</b>	<b>39,071</b>	

### 2.1.3 Tratamiento térmico

Incluye el precio de la mano de obra.

Tratamiento	Tiempo de ejecución [h]	Coste [€/h]	Total [€]
Cementado	2	27,05	54,100
Revenido	0,5	57,7	28,850
<b>TOTAL</b>			<b>82,950</b>

### 2.1.4 Coste total

Material	7,85 €
Proceso de mecanizado	39,07 €
Tratamiento térmico	82,95 €
<b>TOTAL</b>	<b>129,87 €</b>

## 2.2 Engranaje 2

### 2.2.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
16MnCr5	Ø175x67	12,570	4,170	51,417

### 2.2.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]	
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	48105,638 mm <sup>3</sup>	0,962	
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	445791,998 mm <sup>3</sup>	8,916	
	8 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	127627,202 mm <sup>3</sup>	2,553	
	9 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	3458,000 mm <sup>3</sup>	0,069	
	10 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	75121,764 mm <sup>3</sup>	1,502	
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1354,812 mm <sup>2</sup>	0,271	
	2-3 [A]	Fresado Frontal-Periférico	4390,376 mm <sup>2</sup>	0,878	
	8 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	10210,176 mm <sup>2</sup>	2,042	
	9 [A]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	1404,000 mm <sup>2</sup>	0,281	
	7 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	48105,638 mm <sup>3</sup>	0,962	
	5-6 [D]	Fresado Frontal-Periférico	445791,998 mm <sup>3</sup>	8,916	
	11 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	75121,764 mm <sup>3</sup>	1,502	
	4 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	23832,560 mm <sup>3</sup>	0,477	
	4 [A]	Fresado Periférico-(tallado de diente)	69495,485 mm <sup>3</sup>	69,495	
	7 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1354,812 mm <sup>2</sup>	0,271	
	5-6 [A]	Fresado Frontal-Periférico	4390,376 mm <sup>2</sup>	0,878	
			Preparación de máquinas	1 ud	2,000
			Cambio de amarres	2 ud	2,000
<b>TOTAL</b>				<b>103,976</b>	

### 2.2.3 Tratamiento térmico

Incluye el precio de la mano de obra.

Tratamiento	Tiempo de ejecución [h]	Coste [€/h]	Total [€]
Cementado	2	27,05	54,100
Revenido	0,5	57,7	28,850
<b>TOTAL</b>			<b>82,950</b>

### 2.2.4 Coste total

Material	52,42 €
Proceso de mecanizado	103,98 €
Tratamiento térmico	82,95 €
<b>TOTAL</b>	<b>239,34 €</b>

## 2.3 Engranaje 3

### 2.3.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
34CrMo4	Ø90x67	3,325	3,530	11,736

### 2.3.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]	
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	12723,450 mm <sup>3</sup>	0,254	
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	41086,141 mm <sup>3</sup>	0,822	
	8 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	127627,202 mm <sup>3</sup>	2,553	
	9 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	3458,000 mm <sup>3</sup>	0,069	
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1354,812 mm <sup>2</sup>	0,271	
	2-3 [A]	Fresado Frontal-Periférico	2756,748 mm <sup>2</sup>	0,551	
	8 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	10210,176 mm <sup>2</sup>	2,042	
	9 [A]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	1404,000 mm <sup>2</sup>	0,281	
	7 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	12723,450 mm <sup>3</sup>	0,254	
	5-6 [D]	Fresado Frontal-Periférico	41086,141 mm <sup>3</sup>	0,822	
	4 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	16241,838 mm <sup>3</sup>	0,325	
	4 [A]	Fresado Periférico-(tallado de diente)	61072,561 mm <sup>3</sup>	61,073	
	7 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1354,812 mm <sup>2</sup>	0,271	
	5-6 [A]	Fresado Frontal-Periférico	2756,748 mm <sup>2</sup>	0,551	
			Preparación de máquinas	1 ud	2,000
			Cambio de amarres	2 ud	2,000
			<b>TOTAL</b>	<b>74,139</b>	



### 2.3.3 Tratamiento térmico

Incluye el precio de la mano de obra.

Tratamiento	Tiempo de ejecución [h]	Coste [€/h]	Total [€]
Templado	0,5	63,11	31,555
Revenido	0,5	57,7	28,850
<b>TOTAL</b>			<b>60,405</b>

### 2.3.4 Coste total

Material	11,74 €
Proceso de mecanizado	74,14 €
Tratamiento térmico	60,41 €
<b>TOTAL</b>	<b>146,28 €</b>

## 2.4 Engranaje 4

### 2.4.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
34CrMo4	Ø205x86	22,141	3,530	78,157

### 2.4.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]	
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	66012,716 mm <sup>3</sup>	1,320	
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	628632,690 mm <sup>3</sup>	12,573	
	8 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	278737,808 mm <sup>3</sup>	5,575	
	9 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	6652,800 mm <sup>3</sup>	0,133	
	10 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	174486,569 mm <sup>3</sup>	3,490	
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	2356,194 mm <sup>2</sup>	0,471	
	2-3 [A]	Fresado Frontal-Periférico	6141,814 mm <sup>2</sup>	1,228	
	8 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	17153,096 mm <sup>2</sup>	3,431	
	9 [A]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	2251,200 mm <sup>2</sup>	0,450	
	7 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	66012,716 mm <sup>3</sup>	1,320	
	5-6 [D]	Fresado Frontal-Periférico	628632,690 mm <sup>3</sup>	12,573	
	11 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	174486,569 mm <sup>3</sup>	3,490	
	4 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	38289,417 mm <sup>3</sup>	0,766	
	4 [A]	Fresado Periférico-(tallado de diente)	148792,655 mm <sup>3</sup>	148,793	
	7 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	2356,194 mm <sup>2</sup>	0,471	
	5-6 [A]	Fresado Frontal-Periférico	6141,814 mm <sup>2</sup>	1,228	
			Preparación de máquinas	1 ud	2,000
			Cambio de amarres	2 ud	2,000
<b>TOTAL</b>				<b>201,312</b>	

### 2.4.3 Tratamiento térmico

Incluye el precio de la mano de obra.

Tratamiento	Tiempo de ejecución [h]	Coste [€/h]	Total [€]
Templado	0,5	63,11	31,555
Revenido	0,5	57,7	28,850
<b>TOTAL</b>			<b>60,405</b>

### 2.4.4 Coste total

Material	78,16 €
Proceso de mecanizado	201,31 €
Tratamiento térmico	60,41 €
<b>TOTAL</b>	<b>339,87 €</b>

### 3. Ejes

#### 3.1. Eje 1

##### 3.1.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
20MnCr5	Ø52x192	3,180	4,660	14,821

##### 3.1.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	4247,433 mm <sup>3</sup>	0,085
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	186437,423 mm <sup>3</sup>	3,729
	8 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	2200,000 mm <sup>3</sup>	0,044
	9 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	2200,000 mm <sup>3</sup>	0,044
	10 [D]	Fresado-(taladrado)	1963,495 mm <sup>3</sup>	0,020
	10 [A]	Fresado-(roscado)	691,150 mm <sup>2</sup>	0,276
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	962,113 mm <sup>2</sup>	0,192
	3 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1161,604 mm <sup>2</sup>	0,232
	7 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	3185,575 mm <sup>3</sup>	0,064
	5-6 [D]	Fresado Frontal-Periférico	37555,384 mm <sup>3</sup>	0,751
	4 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	801,106 mm <sup>3</sup>	0,016
	7 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	490,874 mm <sup>2</sup>	0,098
	5 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1472,622 mm <sup>2</sup>	0,295
	4 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	785,398 mm <sup>2</sup>	0,157
Rectificadora Cilíndrica	6 [A]	Rectificado-(cilindrado exterior)	1649,336 mm <sup>2</sup>	0,825
	2 [A]	Rectificado-(cilindrado exterior)	17427,99 mm <sup>2</sup>	8,714
		Preparación de máquinas	2 ud	4,000
		Cambio de amarres	4 ud	4,000
<b>TOTAL</b>				<b>23,542</b>

### 3.1.3 Tratamiento térmico

Incluye el precio de la mano de obra.

Tratamiento	Tiempo de ejecución [h]	Coste [€/h]	Total [€]
Templado	0,5	63,11	31,555
Revenido	0,5	57,7	28,850
<b>TOTAL</b>			<b>60,405</b>

### 3.1.4 Coste total

Material	14,82 €
Proceso de mecanizado	23,54 €
Tratamiento térmico	60,41 €
<b>TOTAL</b>	<b>98,77 €</b>

## 3.2. Eje 2-3

### 3.2.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
20MnCr5	Ø70x261	7,835	4,660	36,510

### 3.2.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	7696,902 mm <sup>3</sup>	0,154
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	432597,308 mm <sup>3</sup>	8,652
	8 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	4851,000 mm <sup>3</sup>	0,097
	9 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	4851,000 mm <sup>3</sup>	0,097
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1963,495 mm <sup>2</sup>	0,393
	3 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1884,956 mm <sup>2</sup>	0,377
	7 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	5772,677 mm <sup>3</sup>	0,115
	5-6 [D]	Fresado Frontal-Periférico	77224,274 mm <sup>3</sup>	1,544
	4 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	2650,719 mm <sup>3</sup>	0,053
	7 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	490,874 mm <sup>2</sup>	0,098
	5 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	2827,433 mm <sup>2</sup>	0,565
	4 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	1021,018 mm <sup>2</sup>	0,204
Rectificadora Cilíndrica	6 [A]	Rectificado-(cilindrado exterior)	1649,336 mm <sup>2</sup>	0,825
	2 [A]	Rectificado-(cilindrado exterior)	35735,616 mm <sup>2</sup>	17,868
		Preparación de máquinas	2 ud	4,000
		Cambio de amarres	4 ud	4,000
<b>TOTAL</b>				<b>39,043</b>

### 3.2.3 Tratamiento térmico

Incluye el precio de la mano de obra.

Tratamiento	Tiempo de ejecución [h]	Coste [€/h]	Total [€]
Templado	0,5	63,11	31,555
Revenido	0,5	57,7	28,850
<b>TOTAL</b>			<b>60,405</b>

### 3.2.4 Coste total

Material	36,51 €
Proceso de mecanizado	39,04 €
Tratamiento térmico	60,41 €
<b>TOTAL</b>	<b>135,96 €</b>

### 3.3. Eje 4

#### 3.3.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
20MnCr5	Ø90x270	13,398	4,660	62,434

#### 3.3.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	12723,450 mm <sup>3</sup>	0,254
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	709116,367 mm <sup>3</sup>	14,182
	10 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	10332,000 mm <sup>3</sup>	0,207
	11 [D]	Fresado Frontal-Periférico (ranurado)	10332,000 mm <sup>3</sup>	0,207
	12 [D]	Fresado-(taladrado)	14137,167 mm <sup>3</sup>	0,141
	12 [A]	Fresado-(roscado)	2638,938 mm <sup>2</sup>	1,056
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	3318,307 mm <sup>2</sup>	0,664
	3 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	3043,418 mm <sup>2</sup>	0,609
	9 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	12723,450 mm <sup>3</sup>	0,254
	5-6 [D]	Fresado Frontal-Periférico	141371,669 mm <sup>3</sup>	2,827
	7-8 [D]	Fresado Frontal-Periférico	9130,254 mm <sup>3</sup>	0,183
	4 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	3436,117 mm <sup>3</sup>	0,069
	9 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1256,637 mm <sup>2</sup>	0,251
	5 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	4417,865 mm <sup>2</sup>	0,884
Rectificadora Cilíndrica	4 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	1335,177 mm <sup>2</sup>	0,267
	6 [A]	Rectificado-(cilindrado exterior)	3141,593 mm <sup>2</sup>	1,571
	2 [A]	Rectificado-(cilindrado exterior)	47171,014 mm <sup>2</sup>	23,586
		Preparación de máquinas	2 ud	4,000
		Cambio de amarres	4 ud	4,000
<b>TOTAL</b>				<b>55,211</b>



### 3.3.3 Tratamiento térmico

Incluye el precio de la mano de obra.

Tratamiento	Tiempo de ejecución [h]	Coste [€/h]	Total [€]
Templado	0,5	63,11	31,555
Revenido	0,5	57,7	28,850
<b>TOTAL</b>			<b>60,405</b>

### 3.3.4 Coste total

Material	62,43 €
Proceso de mecanizado	55,21 €
Tratamiento térmico	60,41 €
<b>TOTAL</b>	<b>178,05 €</b>

## 4. Carcasa

### 4.1. Carcasa base

#### 4.1.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
FG25		29,171	0,940	27,421

#### 4.1.2 Proceso de conformado

Incluye el precio de la mano de obra.

Proceso	Coste [€]
Fabricación del molde	2450,00
Desmoldado y desbarbado	60,00
<b>TOTAL</b>	<b>2510,00</b>

#### 4.1.3 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	29639,080 mm <sup>3</sup>	0,593
	2 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593 mm <sup>3</sup>	0,063
	3 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593 mm <sup>3</sup>	0,063
	4 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	3769,911 mm <sup>3</sup>	0,075
	5 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593 mm <sup>3</sup>	0,063
	6 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	6199,960 mm <sup>3</sup>	0,124
	7 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	6283,185 mm <sup>3</sup>	0,126
	8 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	6283,185 mm <sup>3</sup>	0,126
	9 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	7853,982 mm <sup>3</sup>	0,157
	10 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	6283,185 mm <sup>3</sup>	0,126
	11 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	5277,876 mm <sup>3</sup>	0,106
	12 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	6785,840 mm <sup>3</sup>	0,136
	13 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	1225,221 mm <sup>3</sup>	0,025
	14 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	1429,425 mm <sup>3</sup>	0,029

	15 [D]	Fresado-(taladrado)	1696,460	mm <sup>3</sup>	0,017
	16 [D]	Fresado-(taladrado)	7068,583	mm <sup>3</sup>	0,071
	17 [D]	Fresado-(taladrado)	5089,380	mm <sup>3</sup>	0,051
	18 [D]	Fresado-(taladrado)	1696,460	mm <sup>3</sup>	0,017
	19 [D]	Fresado-(taladrado)	4908,739	mm <sup>3</sup>	0,049
	20 [D]	Fresado-(taladrado)	1227,185	mm <sup>3</sup>	0,012
	15 [A]	Fresado-(escariado)	1130,973	mm <sup>2</sup>	0,339
	16 [A]	Fresado-(escariado)	2827,433	mm <sup>2</sup>	0,848
	17 [A]	Fresado-(roscado)	2714,336	mm <sup>2</sup>	1,086
	18 [A]	Fresado-(roscado)	904,779	mm <sup>2</sup>	0,362
	19 [A]	Fresado-(roscado)	785,398	mm <sup>2</sup>	0,314
	20 [A]	Fresado-(roscado)	392,699	mm <sup>2</sup>	0,157
	2 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593	mm <sup>2</sup>	0,628
	3 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593	mm <sup>2</sup>	0,628
	4 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	3769,911	mm <sup>2</sup>	0,754
	5 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593	mm <sup>2</sup>	0,628
	6 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	6199,960	mm <sup>2</sup>	1,240
Rectificadora	7 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	6283,185	mm <sup>2</sup>	3,142
	8 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	6283,185	mm <sup>2</sup>	3,142
	9 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	7853,982	mm <sup>2</sup>	3,927
	10 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	6283,185	mm <sup>2</sup>	3,142
	11 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	5277,876	mm <sup>2</sup>	2,639
	12 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	6785,840	mm <sup>2</sup>	3,393
		Preparación de máquinas	2	ud	4,000
		Cambio de amarres	2	ud	2,000
		<b>TOTAL</b>			<b>34,395</b>

#### 4.1.4 Coste total

Material	27,42 €
Proceso de conformado	2.510,00 €
Proceso de mecanizado	34,40 €
<b>TOTAL</b>	<b>2.571,82 €</b>

## 4.2. Carcasa tapa

### 4.2.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
FG25		13,603	0,940	12,787

### 4.2.2 Proceso de conformado

Incluye el precio de la mano de obra.

Proceso	Coste [€]
Fabricación del molde	1150,00
Desmoldado y desbarbado	28,00
<b>TOTAL</b>	<b>1178,00</b>

### 4.2.3 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	29639,080 mm <sup>3</sup>	0,593
	2 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593 mm <sup>3</sup>	0,063
	3 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593 mm <sup>3</sup>	0,063
	4 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	3769,911 mm <sup>3</sup>	0,075
	5 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593 mm <sup>3</sup>	0,063
	7 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	6283,185 mm <sup>3</sup>	0,126
	8 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	6283,185 mm <sup>3</sup>	0,126
	9 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	7853,982 mm <sup>3</sup>	0,157
	10 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	6283,185 mm <sup>3</sup>	0,126
	11 [D]	Fresado-(taladrado)	1696,460 mm <sup>3</sup>	0,017
	12 [D]	Fresado-(taladrado)	5089,380 mm <sup>3</sup>	0,051
	13 [D]	Fresado-(taladrado)	4908,739 mm <sup>3</sup>	0,049
	14 [D]	Fresado-(taladrado)	1130,973 mm <sup>3</sup>	0,011
11 [A]	Fresado-(escariado)	1130,973 mm <sup>2</sup>	0,339	
12 [A]	Fresado-(roscado)	2714,336 mm <sup>2</sup>	1,086	
13 [A]	Fresado-(roscado)	785,398 mm <sup>2</sup>	0,314	

	14 [A]	Fresado-(roscado)	376,991	mm <sup>2</sup>	0,151
	2 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593	mm <sup>2</sup>	0,628
	3 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593	mm <sup>2</sup>	0,628
	4 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	3769,911	mm <sup>2</sup>	0,754
	5 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	3141,593	mm <sup>2</sup>	0,628
Rectificadora	7 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	6283,185	mm <sup>2</sup>	3,142
	8 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	6283,185	mm <sup>2</sup>	3,142
	9 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	7853,982	mm <sup>2</sup>	3,927
	10 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	6283,185	mm <sup>2</sup>	3,142
		Preparación de máquinas	2	ud	4,000
		Cambio de amarres	2	ud	2,000
		<b>TOTAL</b>			<b>25,400</b>

#### 4.2.4 Coste total

Material	12,79 €
Proceso de conformado	1.178,00 €
Proceso de mecanizado	25,40 €
<b>TOTAL</b>	<b>1.216,19 €</b>

## 4.3. Carcasa soporte

### 4.3.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
FG25		2,169	0,940	2,039

### 4.3.2 Proceso de conformado

Incluye el precio de la mano de obra.

Proceso	Coste [€]
Fabricación del molde	180,00
Desmoldado y desbarbado	6,00
<b>TOTAL</b>	<b>186,00</b>

### 4.3.3 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	6199,960 mm <sup>3</sup>	0,124
	2 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	5277,876 mm <sup>3</sup>	0,106
	3 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	6785,840 mm <sup>3</sup>	0,136
	4 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	1225,221 mm <sup>3</sup>	0,025
	5 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	1429,425 mm <sup>3</sup>	0,029
	6 [D]	Fresado-(taladrado)	1696,460 mm <sup>3</sup>	0,017
	6 [A]	Fresado-(escariado)	753,982 mm <sup>2</sup>	0,226
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	6199,960 mm <sup>2</sup>	1,240
Rectificadora	2 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	5277,876 mm <sup>2</sup>	2,639
	3 [A]	Rectificado-(cilindro interior)	7634,070 mm <sup>2</sup>	3,817
		Preparación de máquinas	2 ud	4,000
		Cambio de amarres	2 ud	2,000
<b>TOTAL</b>				<b>25,400</b>

**4.3.4 Coste total**

Material	2,04 €
Proceso de conformado	186,00 €
Proceso de mecanizado	14,36 €
<b>TOTAL</b>	<b>202,40 €</b>

## 5. Tapas

### 5.1. Tapa 1

#### 5.1.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
CK25	Ø125x16	1,532	0,450	0,689

#### 5.1.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	24543,693 mm <sup>3</sup>	0,491
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	28981,192 mm <sup>3</sup>	0,580
	4-5 [D]	Fresado Frontal-Periférico	11309,734 mm <sup>3</sup>	0,226
	6-7 [D]	Fresado Frontal-Periférico	10409,667 mm <sup>3</sup>	0,208
	8 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	2150,420 mm <sup>3</sup>	0,043
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	2199,115 mm <sup>2</sup>	0,440
	2-3 [A]	Fresado Frontal-Periférico	7245,298 mm <sup>2</sup>	1,449
	4-5 [A]	Fresado Frontal-Periférico	1092,489 mm <sup>2</sup>	0,218
	6-7 [A]	Fresado Frontal-Periférico	659,734 mm <sup>2</sup>	0,132
	8 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	232,478 mm <sup>2</sup>	0,046
	9 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	24543,693 mm <sup>3</sup>	0,491
	10 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	19792,034 mm <sup>3</sup>	0,396
	11 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	5772,677 mm <sup>3</sup>	0,115
	12 [D]	Fresado-(taladrado)	1017,876 mm <sup>3</sup>	0,010
	12 [A]	Fresado-(escariado)	678,584 mm <sup>2</sup>	0,204
	9-10 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	10234,523 mm <sup>2</sup>	2,047
	11 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	2261,947 mm <sup>2</sup>	0,452
		Preparación de máquinas	1 ud	2,000
		Cambio de amarres	2 ud	2,000
<b>TOTAL</b>				<b>11,549</b>



**5.1.3 Coste total**

---

Material	0,69 €
Proceso de mecanizado	11,55 €
<b>TOTAL</b>	<b>12,24 €</b>

---

## 5.2. Tapa 2

### 5.2.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
CK25	Ø125x14	1,340	0,450	0,603

### 5.2.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	24543,693 mm <sup>3</sup>	0,491
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	28981,192 mm <sup>3</sup>	0,580
	4-5 [D]	Fresado Frontal-Periférico	11309,734 mm <sup>3</sup>	0,226
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	2199,115 mm <sup>2</sup>	0,440
	2-3 [A]	Fresado Frontal-Periférico	7245,298 mm <sup>2</sup>	1,449
	4-5 [A]	Fresado Frontal-Periférico	2827,433 mm <sup>2</sup>	0,565
	6 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	24543,693 mm <sup>3</sup>	0,491
	7 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	5772,677 mm <sup>3</sup>	0,115
	8 [D]	Fresado-(taladrado)	1017,876 mm <sup>3</sup>	0,010
	8 [A]	Fresado-(escariado)	678,584 mm <sup>2</sup>	0,204
	6 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	11309,734 mm <sup>2</sup>	2,262
	7 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	2261,947 mm <sup>2</sup>	0,452
			Preparación de máquinas	1 ud
		Cambio de amarres	2 ud	2,000
			<b>TOTAL</b>	<b>11,285</b>

### 5.2.3 Coste total

Material	0,60 €
Proceso de mecanizado	11,29 €
<b>TOTAL</b>	<b>11,89 €</b>

## 5.3. Tapa 3

### 5.3.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
CK25	Ø125x16	1,532	0,450	0,689

### 5.3.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	24543,693 mm <sup>3</sup>	0,491
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	43471,788 mm <sup>3</sup>	0,869
	4-5 [D]	Fresado Frontal-Periférico	23090,706 mm <sup>3</sup>	0,462
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1178,097 mm <sup>2</sup>	0,236
	2-3 [A]	Fresado Frontal-Periférico	7245,298 mm <sup>2</sup>	1,449
	4-5 [A]	Fresado Frontal-Periférico	3848,451 mm <sup>2</sup>	0,770
	6 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	24543,693 mm <sup>3</sup>	0,491
	7 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	5772,677 mm <sup>3</sup>	0,115
	8 [D]	Fresado-(taladrado)	1017,876 mm <sup>3</sup>	0,010
	8 [A]	Fresado-(escariado)	678,584 mm <sup>2</sup>	0,204
	6 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	11309,734 mm <sup>2</sup>	2,262
	7 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	2261,947 mm <sup>2</sup>	0,452
			Preparación de máquinas	1 ud
		Cambio de amarres	2 ud	2,000
<b>TOTAL</b>				<b>11,811</b>

### 5.3.3 Coste total

Material	0,69 €
Proceso de mecanizado	11,81 €
<b>TOTAL</b>	<b>12,50 €</b>

## 5.4. Tapa 4

### 5.4.1 Material

Material	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Coste [€/kg]	TOTAL [€]
CK25	Ø125x19	2,447	0,450	1,101

### 5.4.2 Proceso de mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra.

Máquina	Sup.	Proceso-(operación)	Cantidad	Coste [€]
Fresadora Vertical	1 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	33025,993 mm <sup>3</sup>	0,661
	2-3 [D]	Fresado Frontal-Periférico	25977,044 mm <sup>3</sup>	0,520
	4-5 [D]	Fresado Frontal-Periférico	18246,370 mm <sup>3</sup>	0,365
	6-7 [D]	Fresado Frontal-Periférico	40212,386 mm <sup>3</sup>	0,804
	8 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	7051,305 mm <sup>3</sup>	0,141
	1 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	1771,858 mm <sup>2</sup>	0,354
	2-3 [A]	Fresado Frontal-Periférico	8659,015 mm <sup>2</sup>	1,732
	4-5 [A]	Fresado Frontal-Periférico	1055,575 mm <sup>2</sup>	0,211
	6-7 [A]	Fresado Frontal-Periférico	1500,896 mm <sup>2</sup>	0,300
	8 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	420,973 mm <sup>2</sup>	0,084
	9 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	33025,993 mm <sup>3</sup>	0,661
	10 [D]	Fresado Frontal-(planeado)	43353,979 mm <sup>3</sup>	0,867
	11 [D]	Fresado Periférico-(contorneado)	6715,154 mm <sup>3</sup>	0,134
	12 [D]	Fresado-(taladrado)	1017,876 mm <sup>3</sup>	0,010
	12 [A]	Fresado-(escariado)	678,584 mm <sup>2</sup>	0,204
	9-10 [A]	Fresado Frontal-(planeado)	11868,152 mm <sup>2</sup>	2,374
	11 [A]	Fresado Periférico-(contorneado)	2638,938 mm <sup>2</sup>	0,528
			Preparación de máquinas	1 ud
		Cambio de amarres	2 ud	2,000
<b>TOTAL</b>				<b>11,811</b>

**5.4.3 Coste total**

---

Material	1,10 €
Proceso de mecanizado	13,95 €
<b>TOTAL</b>	<b>15,05 €</b>

---

## 6. Elementos normalizados

Designación	Referencia	Cantidad	Coste [€/ud]	Total [€]
Rodamiento	7307 BEP	1 ud	29,510	29,510
Rodamiento	7405 BM	2 ud	52,310	104,620
Rodamiento	33010/Q	1 ud	79,510	79,510
Rodamiento	7406 BM	1 ud	58,060	58,060
Rodamiento	33013/Q	1 ud	82,870	82,870
Chaveta	44x10x8	1 ud	1,310	1,310
Chaveta	63x14x9	1 ud	1,590	1,590
Chaveta	82x18x11	1 ud	2,110	2,110
Casquillo	Øint 35 L 14,5 mm	1 ud	0,280	0,280
Casquillo	Øint 50 L 67 mm	1 ud	0,520	0,520
Casquillo	Øint 50 L 10,5 mm	1 ud	0,310	0,310
Retén	35x47x6 HMSA10 RG	1 ud	3,070	3,070
Retén	65x80x8 HMSA10 RG	1 ud	9,140	9,140
Tornillo hexagonal	M6x16-NS	28 ud	0,100	2,800
Tornillo hexagonal	M6x20-NS	10 ud	0,120	1,200
Tuerca hexagonal	M6-S	10 ud	0,150	1,500
Argolla	M10x10	1 ud	2,200	2,200
Visor de nivel	M20x1,5 Aluminio	1 ud	7,820	7,820
Tapón	G1" poliamida 66	1 ud	1,000	1,000
Tapón	G1/2" poliamida 66	1 ud	0,530	0,530
Junta de estanqueidad	LOCTITE SI 5900 50 ml	1 ud	7,410	7,410
Aceite	VG-680	2,5 l	5,890	14,725
Pintura		2 l	4,300	8,600
<b>TOTAL</b>				<b>420,69</b>

## 7. Coste neto del producto

Elemento	Coste
Engranaje 1	129,87 €
Engranaje 2	239,34 €
Engranaje 3	146,28 €
Engranaje 4	339,87 €
Eje 1	98,77 €
Eje 2-3	135,96 €
Eje 4	178,05 €
Carcasa base	2.571,82 €
Carcasa tapa	1.216,19 €
Carcasa soporte	202,40 €
Tapa 1	12,24 €
Tapa 2	11,89 €
Tapa 3	12,50 €
Tapa 4	15,05 €
Elementos normalizados	420,69 €
<b>TOTAL</b>	<b>5.730,90 €</b>

## 8. Coste final del producto

Concepto		Precio
Coste neto del producto		5.730,90 €
Beneficio industrial	20%	1.146,18 €
Honorarios proyectista	5%	286,55 €
Gastos generales	15%	859,64 €
Subtotal		8.023,26 €
IVA	21%	1.684,88 €
<b>Precio de venta</b>		<b>9.708,15 €</b>







UNIVERSIDAD  
POLITECNICA  
DE VALENCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **Grado de Ingeniería Mecánica**

# **Trabajo fin de grado**

---

**Diseño y Cálculo de un reductor de velocidad  
con relación de transmisión 5,82 y par máximo  
a la salida de 1771 Nm**

## **Anexo I.**

## **Cálculos**

Autor:

**Alejandro Moscardó Palop**

Tutor:

**José Enrique Tarancón Caro**

Fecha de presentación:

**Mayor 2017**

# Índice

<b>1. Introducción</b>	<b>4</b>
<b>2. Datos de partida</b>	<b>4</b>
<b>3. Cálculo de los engranajes</b>	<b>5</b>
3.1. Etapas del reductor de velocidad	5
3.2. Diámetro de ejes por rigidez torsional	5
3.3. Diámetro primitivo de los engranajes	7
3.4. Número de dientes máximo y mínimo	8
3.5. Diámetro de los engranajes	9
3.6. Lubricante a utilizar	11
3.7. Ancho de los engranajes	11
3.8. Comprobación de la validez del lubricante	16
<b>4. Cálculo de los ejes</b>	<b>17</b>
4.1. Criterios de cálculo	18
4.2. Cálculo del eje 1	20
4.2.1. Datos de partida	20
4.2.2. Fuerzas exteriores	21
4.2.3. Reacciones en los apoyos	21
4.2.4. Esfuerzos en secciones críticas	21
4.2.5. Coeficiente de seguridad en la sección C	23
4.2.6. Diámetro en la sección D	23
4.3. Cálculo del eje 2-3	25
4.3.1. Datos de partida	25
4.3.2. Fuerzas exteriores	26
4.3.3. Reacciones en los apoyos	26

4.3.4. Esfuerzos en secciones críticas	26
4.3.5. Coeficiente de seguridad en la sección D y E	28
4.3.6. Diámetro en la sección C	29
4.4. Cálculo del eje 4	30
4.4.1. Datos de partida	30
4.4.2. Fuerzas exteriores	31
4.4.3. Reacciones en los apoyos	31
4.4.4. Esfuerzos en secciones críticas	31
4.4.5. Coeficiente de seguridad en la sección D	33
4.4.6. Diámetro en la sección C	33
<b>5. Deformación lateral y angular en los ejes</b>	<b>34</b>
5.1. Deformaciones en el eje 1	35
5.1.1. Deformaciones en el plano yz	35
5.1.2. Deformaciones en el plano yx	36
5.1.3. Deformaciones globales	39
5.2. Deformaciones en el eje 2-3	40
5.2.1. Deformaciones en el plano yz	40
5.2.2. Deformaciones en el plano yx	42
5.2.3. Deformaciones globales	44
5.3. Deformaciones en el eje 4	45
5.3.1. Deformaciones en el plano yz	45
5.3.2. Deformaciones en el plano yx	48
5.3.3. Deformaciones globales	49
<b>6. Cálculo de los rodamientos</b>	<b>51</b>

## 1. Introducción

En el presente anexo se exponen los cálculos realizados para el diseño del reductor de velocidad destinado para uso industrial.

## 2. Datos de partida

Los datos de partida para la realización del reductor de velocidad son los siguientes:

Velocidad de entrada	$\omega_{entrada}$	1400	rpm
Relación de transmisión	$i$	5,82	
Par de salida	$T_{salida}$	1771	Nm

A través de la igualdad (1), obtenemos la velocidad de salida  $\omega_{salida}$  y el par de entrada  $T_{entrada}$  del reductor de velocidad:

$$i_{total} = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = \frac{T_{salida}}{T_{entrada}} \quad (1)$$

$$\omega_{salida} = \frac{\omega_{entrada}}{i_{total}} = \frac{1400}{5,82} = 240,55 \text{ rpm}$$

$$T_{entrada} = \frac{T_{salida}}{i_{total}} = \frac{1771}{5,82} = 304,29 \text{ Nm}$$

Mediante la igualdad (2), obtenemos la potencia en el reductor de velocidad:

$$P = T_{entrada} \cdot \omega_{entrada} = T_{salida} \cdot \omega_{salida} \quad (2)$$

$$P = 304,29 \cdot 1400 \cdot \frac{2\pi}{60} = 1771 \cdot 240,55 \cdot \frac{2\pi}{60} = 44612,055 \text{ W}$$

Finalmente en el siguiente cuadro se recogen las propiedades mecánicas necesarias para el cálculo del reductor de velocidad:

Velocidad de entrada	$\omega_{entrada}$	1400	rpm
Par de entrada	$T_{entrada}$	304,29	Nm
Velocidad de salida	$\omega_{salida}$	240,55	rpm
Par de salida	$T_{salida}$	1771	Nm
Relación de transmisión	$i$	5,82	
Potencia	$P$	44612,06	W

### 3. Cálculo de los Engranajes

#### 3.1. Etapas del reductor de velocidad

El reductor de velocidad se realizara en dos etapas tal como aparece justificado en la *memoria del proyecto*. Atendiendo al la ecuación (3), obtenemos un valor aproximado de la relación de transmisión en las dos etapas.

$$i_{total} = i_{1-2} \cdot i_{3-4} \quad (3)$$

$$i_{1-2} = i_{3-4} = \sqrt{5,82} = 2,412$$

Utilizando la igualdad (1), obtenemos del mismo modo la velocidad y el par en el eje intermedio del reductor de velocidad.

$$\omega_{2-3} = \frac{1400}{2,412} = 580,32 \text{ rpm}$$

$$T_{2-3} = \frac{1771}{2,412} = 734,10 \text{ Nm}$$

#### 3.2. Diámetro de ejes por rigidez torsional

El factor más determinante para dimensionar los ejes es el momento torsor, debido a que tiene mucha más repercusión que el momento flector. Este diámetro se puede reducir en aquellas partes del eje en las que el momento torsor no es tan elevado o incluso si es nulo.

El momento torsor tiene tanta importancia porque la potencia debe transmitirse de manera uniforme y una rigidez torsional baja puede plantear problemas de vibraciones torsionales y afectar al buen funcionamiento de los engranajes.

Por lo tanto, es conveniente limitar la deflexión torsional a  $1^\circ$  en una longitud de 20 veces el diámetro y un máximo de  $1,5^\circ$  por cada metro lineal, tal como se expresa en las ecuaciones (4) y (5).

$$\frac{\theta}{20d} = \frac{32T}{\pi d^4 G} \leq 1^\circ \quad (4)$$

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32T}{\pi d^4 G} \leq 1,5^\circ \quad (5)$$

Siendo:

$\theta$  = Giro producido en el eje (rad.)

$T$  = Par torsor (Nm)

$d$  = diámetro del eje (m)

$G$  = Modulo de rigidez torsional, para el acero  $G = 8,1 \cdot 10^{10}$  N/m<sup>2</sup>

Se seleccionará el diámetro más restrictivo en cada caso y se tendrá en cuenta el diámetro comercial de los rodamientos donde se alojarán los ejes, obteniendo los siguientes resultados.

Eje de entrada *Eje 1*:

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20T}{\pi \theta G}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 \cdot 304,29}{\pi \cdot 0,017 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} \cdot 1000 = 35,26 \text{ mm}$$

$$D_1 = \sqrt[4]{\frac{32T}{\pi \frac{\theta}{L} G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 304,29}{\pi \cdot 0,026 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} \cdot 1000 = 34,77 \text{ mm}$$

Por lo que tomaremos un valor de  $D_1 = 35 \text{ mm}$ .

Eje intermedio *Eje 2-3*:

$$D_{2-3} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 T}{\pi \theta G}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 \cdot 734,10}{\pi \cdot 0,017 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} \cdot 1000 = 47,29 \text{ mm}$$

$$D_{2-3} = \sqrt[4]{\frac{32 T}{\pi \frac{\theta}{L} G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 734,10}{\pi \cdot 0,026 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} \cdot 1000 = 43,33 \text{ mm}$$

Por lo que tomaremos un valor de  $D_{2-3} = 50 \text{ mm}$ .

Eje de salida *Eje 4*:

$$D_4 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 T}{\pi \theta G}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 \cdot 1771}{\pi \cdot 0,017 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} \cdot 1000 = 63,43 \text{ mm}$$

$$D_4 = \sqrt[4]{\frac{32 T}{\pi \frac{\theta}{L} G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 1771}{\pi \cdot 0,026 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} \cdot 1000 = 54,00 \text{ mm}$$

Por lo que tomaremos un valor de  $D_4 = 65 \text{ mm}$ .

### 3.3. Diámetro primitivo de los engranajes

Una vez obtenido el diámetro de los ejes por rigidez torsional se procederá a determinar el diámetro de los engranajes. Para ello se estimara primero el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones y después se multiplica por el valor de la relación de transmisión  $i$  de cada etapa, de esta forma se obtendrá el diámetro de cada una de las ruedas. A continuación se volverá a calcular la relación de transmisión definitiva, del reductor.

En todo el diseño del reductor de velocidad se debe tener en cuenta que sea del menor tamaño posible. Sin embargo el diámetro del piñón no puede ser excesivamente pequeño, ya que al emplear chavetas para realizar la unión con el eje, si la circunferencia primitiva es demasiado pequeña existe peligro de que la circunferencia base quede muy próxima al fondo del chavetero mecanizado en el engranaje. Esto debilitaría excesivamente el engranaje. Para ello obtendremos un diámetro mínimo mediante la ecuación (6) para que el fondo de la chaveta y la base del diente no estén muy próximas y se produzca una

rotura del engranaje.

$$d = d_{\text{eje}} + 2 \cdot h_2 + 7,9 \cdot m_n \quad (6)$$

Las dimensiones de las chavetas de los ejes según la tabla que aparece en la norma UNE 17102-1:1967 se muestra a continuación.

		Eje 1	Eje 2-3	Eje 4	
Diámetro del eje	D	35	50	65	mm
Ancho de la chaveta	b	10	14	18	mm
Alto de la chaveta	h	8	9	11	mm
Profundidad en eje	$h_1$	5	5,5	7	mm
Profundidad en cubo	$h_2$	3,3	3,8	4,4	mm
Longitud de la chaveta	l	44	63	82	mm

### 3.4. Número de dientes máximo y mínimo

En nuestro diseño, se trata de engranajes cilíndricos con dentado helicoidal. Mediante la ecuación (7), obtenemos el número de dientes mínimo para evitar que aparezca interferencia de generación en el tallado con una cremallera de corte.

$$Z_{\min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\text{sen}^2 \alpha_t} \quad (7)$$

Siendo:

$\alpha_n$  = Ángulo de presión normal, en nuestro caso  $\alpha_n = 20^\circ$

$\beta$  = Ángulo de inclinación del dentado, en nuestro caso  $\beta = 15^\circ$

$\alpha_t$  = Ángulo de presión tangencial que se puede obtener de la ecuación (8).

$$\text{tg } \alpha_t = \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \beta} \quad (8)$$

Dando como resultado un mínimo de 15,53 dientes en los engranajes.

Así mismo se tendrá en cuenta que las ruedas a diseñar no han de tener un número excesivo de dientes. Resulta aconsejable no superar los 150 dientes.

También se procurará que el número de dientes del plato y del piñón no tengan divisores



comunes a fin de evitar problemas de desgastes no uniformes sobre todos los dientes.

### 3.5. Diámetro de los engranajes

Atendiendo al proceso de cálculo enumerado anteriormente, se muestra una tabla por cada etapa con los resultados obtenidos para un rango de módulos de dientes comprendido entre 0,5 y 10.

En las tablas aparece marcados en rojo los módulos que no cumplen el número de dientes máximo o mínimo especificado anteriormente, por lo tanto se descartan dichos módulos para los cálculos posteriores.

Al final de la tabla aparece el error sobre la relación de transmisión  $i$  calculada respecto la estimada.

Primera etapa:

$m_n$	$m_t$	$d_1'$ (mm)	$z_1'$	$z_1$	$d_1$ (mm)	$z_2'$	$z_2$	$d_2$ (mm)	$i_{1-2}$	Error
<b>0,5</b>	0,52	45,81	88,50	89	46,07	214,71	<b>215</b>	111,29	2,42	0,14%
<b>0,6</b>	0,62	46,60	75,03	76	47,21	183,35	<b>183</b>	113,67	2,41	-0,19%
<b>0,8</b>	0,83	48,18	58,18	59	48,87	142,34	142	117,61	2,41	-0,24%
<b>1</b>	1,04	49,76	48,07	49	50,73	118,21	118	122,16	2,41	-0,18%
<b>1,25</b>	1,29	51,74	39,98	40	51,76	96,50	97	125,53	2,43	0,52%
<b>1,5</b>	1,55	53,71	34,59	35	54,35	84,44	83	128,89	2,37	-1,70%
<b>2</b>	2,07	57,66	27,85	28	57,98	67,55	69	142,87	2,46	2,15%
<b>2,5</b>	2,59	61,61	23,81	24	62,12	57,90	59	152,70	2,46	1,90%
<b>3</b>	3,11	65,56	21,11	22	68,33	53,07	53	164,61	2,41	-0,14%
<b>4</b>	4,14	73,46	17,74	18	74,54	43,42	43	178,07	2,39	-0,98%
<b>5</b>	5,18	81,36	15,72	16	82,82	38,60	39	201,88	2,44	1,04%
<b>6</b>	6,21	89,26	14,37	<b>15</b>	93,17	36,19	36	223,62	2,40	-0,52%
<b>8</b>	8,28	105,06	12,69	<b>13</b>	107,67	31,36	31	256,75	2,38	-1,15%
<b>10</b>	10,35	120,86	11,67	<b>12</b>	124,23	28,95	29	300,23	2,42	0,17%

Segunda etapa:

$m_n$	$m_t$	$d_3'$ (mm)	$z_3'$	$z_3$	$d_3$ (mm)	$z_4'$	$z_4$	$d_4$ (mm)	$i_{3-4}$	Error
0,5	0,52	59,84	115,61	116	60,05	279,85	281	145,46	2,42	0,41%
0,6	0,62	60,63	97,61	98	60,87	236,42	237	147,22	2,42	0,24%
0,8	0,83	62,21	75,12	75	62,12	180,94	181	149,91	2,41	0,04%
1	1,04	63,79	61,62	62	64,19	149,57	151	156,33	2,44	0,95%
1,25	1,29	65,77	50,82	51	66,00	123,04	124	160,47	2,43	0,78%
1,5	1,55	67,74	43,62	44	68,33	106,15	107	166,16	2,43	0,80%
2	2,07	71,69	34,63	35	72,47	84,44	83	171,86	2,37	-1,70%
2,5	2,59	75,64	29,23	29	75,06	69,96	70	181,17	2,41	0,05%
3	3,11	79,59	25,63	26	80,75	62,72	63	195,67	2,42	0,44%
4	4,14	87,49	21,13	21	86,96	50,66	52	215,34	2,48	2,64%
5	5,18	95,39	18,43	18	93,17	43,42	43	222,58	2,39	-0,98%
6	6,21	103,29	16,63	17	105,60	41,01	41	254,68	2,41	-0,03%
8	8,28	119,09	14,38	14	115,95	33,77	33	273,31	2,36	-2,29%
10	10,35	134,89	13,03	13	134,59	31,36	31	320,94	2,38	-1,15%

A continuación aparece un cuadro que relaciona los módulos de las dos etapas obteniendo el error en valor absoluto respecto a la relación de transmisión total impuesta, asegurándonos de que no supere un 2%. En rojo aparece marcado los valores que superan dicha restricción.

		Segunda etapa							
		m	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5
Primera etapa	m	i	2,43	2,43	2,37	2,41	2,42	2,48	2,39
	0,8	2,41	0,55%	0,56%	1,93%	0,18%	0,20%	2,40%	1,21%
	1	2,41	0,60%	0,62%	1,88%	0,12%	0,26%	2,46%	1,15%
	1,25	2,43	1,31%	1,33%	1,19%	0,57%	0,96%	3,17%	0,46%
	1,5	2,37	0,93%	0,91%	3,37%	1,65%	1,27%	0,90%	2,66%
	2	2,46	2,95%	2,97%	0,41%	2,20%	2,60%	4,85%	1,15%
	2,5	2,46	2,70%	2,72%	0,17%	1,96%	2,35%	4,59%	0,91%
	3	2,41	0,64%	0,66%	1,84%	0,09%	0,30%	2,50%	1,12%
	4	2,39	0,20%	0,18%	2,66%	0,92%	0,54%	1,64%	1,95%
	5	2,44	1,83%	1,85%	0,68%	1,09%	1,48%	3,71%	0,05%

### 3.6. Lubricante a utilizar

Para evaluar el tipo de lubricante a utilizar es necesario conocer las dimensiones de los engranajes. Sin embargo, para evaluar las dimensiones del engranaje resulta necesario conocer bien la viscosidad del lubricante.

Este problema lo afrontaremos suponiendo inicialmente un lubricante y una vez tengamos el engranaje dimensionado, se comprobara que el seleccionado inicialmente es correcto o de mejores características que el necesario.

Para determinar la anchura del engranaje, debemos conocer la viscosidad cinemática  $\nu$  del lubricante a una media de 40 °C durante el uso que se haga del reductor.

Se seleccionara inicialmente un aceite VG 680, cuya viscosidad cinemática  $\nu_{40}$  es de 320 mm<sup>2</sup>/s.

### 3.7. Ancho de los engranajes

Para el cálculo de la anchura de los engranajes influye principalmente por dos factores, la resistencia del diente del engranaje a flexión y la resistencia superficial de contacto del diente.

Lo ideal sería que ante estos dos factores, el coeficiente de seguridad obtenido fuera el mismo para ambos casos. Pero esto es muy difícil de conseguir, así que la solución será tal que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial. En el caso de que la transmisión fallara por rotura de un diente (fallo a flexión), los resultados podrían ser catastróficos, ya que las condiciones de funcionamiento empeoran rápidamente, poniendo en peligro otros componentes. En cambio si el fallo es superficial, las condiciones de funcionamiento no empeoran drásticamente, sino que el desgaste va evolucionando progresivamente, dando facilidades para su detección y solución antes de que afecte a otros componentes.

Por ello se debe tener en cuenta que el ancho mínimo requerido para el fallo por flexión debe ser menor o igual que el requerido por fallo superficial. Para ello se calcula el ancho por fallo superficial y se comprueba que cumple el coeficiente de seguridad por fallo a flexión.

Además, hay que comprobar que el ancho del diente este comprendido entre 0,5 y 2 veces el diámetro primitivo del piñón.

Para el cálculo de la presión superficial  $\sigma_H$  que aparece en los dientes debido a la elasticidad de los materiales, el contacto entre los dientes de los engranajes, se asimila el contacto entre cilindros de ejes paralelos, de modo que se pueden aplicar las tensiones de Hertz, al caso de engranajes, obteniendo el ancho por presión superficial  $b_H$ .

$$X_H = \left( \frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2$$

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\delta \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

Siendo:

$Z_H$  = Coeficiente geométrico.

$Z_E$  = Coeficiente elástico.

$Z_\delta$  = Coeficiente de conducción.

$Z_\beta$  = Coeficiente de ángulo de hélice.

$K_A$  = Coeficiente de aplicación

$K_v$  = Coeficiente dinámico.

$K_{H\beta}$  = Coeficiente de distribución de cargas longitudinal.

$K_{H\alpha}$  = Coeficiente de distribución de cargas transversal.

Para el cálculo del ancho de los engranajes por fallo a flexión se ha utilizado el método ISO, que establece que para calcular la tensión normal  $\sigma_F$  se escogerá la componente tangencial de la carga, aplicado al extremo del diente y una serie de coeficientes correctores que nos permiten tener una mejor aproximación a la tensión real en la base del diente, modelo corregido de Lewis. Con todo ello se obtiene el ancho por flexión  $b_F$ .

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F}$$

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\delta \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

Siendo:

$Y_{Fa}$  = Coeficiente de forma,

$Y_{\delta}$  = Coeficiente de conducción.

$Y_{sa}$  = Coeficiente de concentración de tensiones.

$Y_{\beta}$  = Factor de inclinación.

$K_A$  = Coeficiente de aplicación

$K_v$  = Coeficiente dinámico.

$K_{F\beta}$  = Coeficiente de distribución de cargas longitudinal.

$K_{F\alpha}$  = Coeficiente de distribución de cargas transversal.

Dado el número de variables que interviene en el cálculo del ancho de los engranajes, dicho cálculo se convierte en una tarea iterativa. Por ello se usará una hoja de cálculo proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM) de la UPV y se comprobará numéricamente que los datos obtenidos son correctos.

Los factores que intervienen en el cálculo y que hay que introducir en la hoja de cálculo son los siguientes:

Primera etapa:

		Valor fijado/Rango
Coeficiente de seguridad	X	1,25
Potencia	Pot	44612,055 W
Relación de transmisión	i	2,41
Velocidad del piñón	$\omega_{\text{piñón}}$	1400 rpm
Módulo normal	$m_n$	Entre 0,8 y 5
Ángulo de inclinación del dentado	$\beta$	15°
Ángulo de presión normal	$\alpha_n$	20°
Diámetro del piñón	$d_1$	Según tabla
Diámetro del eje	$D_{\text{eje}}$	35
Material		A determinar
Índice de calidad	$Q_{\text{ISO}}$	5
Viscosidad cinemática	$\nu_{40}$	320
Coeficiente de aplicación	$K_A$	1,35
Tipo de ajuste		b,c

Segunda etapa:

		Valor fijado/Rango
Coefficiente de seguridad	X	1,25
Potencia	Pot	44612,055 W
Relación de transmisión	i	2,41
Velocidad del piñón	$\omega_{\text{piñón}}$	580,32 rpm
Módulo normal	$m_n$	Entre 1,25 y 5
Ángulo de inclinación del dentado	$\beta$	15°
Ángulo de presión normal	$\alpha_n$	20°
Diámetro del piñón	$d_1$	Según tabla
Diámetro del eje	$D_{\text{eje}}$	50
Material		A determinar
Índice de calidad	$Q_{\text{ISO}}$	5
Viscosidad cinemática	$\nu_{40}$	320
Coefficiente de aplicación	$K_A$	1,35
Tipo de ajuste		b,c

Fijados la mayoría de variables por condiciones de diseño, la iteración consiste en asignar el material que nos proporcione un ancho de engranaje adecuado para cada módulo contemplado en la etapa estudiada.

A continuación se muestra las tablas con los resultados de las iteraciones realizadas. Marcado como X aparecen los módulos que no han obtenido un resultado válido.

Primera etapa:

m	$z_1$	$d_1$	$z_2$	$d_2$	$i_{1,2}$	Material	b
0,8	59	48,87	142	117,61	2,41	Acero de cementación	X
1	49	50,73	118	122,16	2,41	Acero de cementación	X
1,25	40	51,76	97	125,53	2,43	Acero de cementación	X
1,5	35	54,35	83	128,89	2,37	Acero de cementación	X
2	28	57,98	69	142,87	2,46	Acero de cementación	X
2,5	24	62,12	59	152,7	2,46	Acero de cementación	X
3	22	68,33	53	164,61	2,41	Acero de cementación	20
4	18	74,54	43	178,07	2,39	Acero de cementación	18
5	16	82,82	39	201,88	2,44	Acero de cementación	15

Segunda etapa:

<b>m</b>	<b>z<sub>3</sub></b>	<b>d<sub>3</sub></b>	<b>z<sub>4</sub></b>	<b>d<sub>4</sub></b>	<b>i<sub>3-4</sub></b>	<b>Material</b>	<b>b</b>
1,25	51	66	124	160,47	2,43	Ac. aleado templado y revenido	60
1,5	44	68,33	107	166,16	2,43	Ac. aleado templado y revenido	54
2	35	72,47	83	171,86	2,37	Ac. aleado templado y revenido	46
2,5	29	75,06	70	181,17	2,41	Ac. aleado templado y revenido	43
3	26	80,75	63	195,67	2,42	Ac. aleado templado y revenido	36
4	21	86,96	52	215,34	2,48	Ac. aleado templado y revenido	34
5	18	93,17	43	222,58	2,39	Ac. aleado templado y revenido	31

Finalmente se selecciona los engranajes de modulo 3 para ambas etapas atendiendo al volumen de los engranajes, al error total en la relación de transmisión y al proceso de fabricación de los propios engranajes.

A continuación se detalla en una tabla los valores definitivos de los engranajes del reductor de velocidad

Primera etapa:

		<b>Piñón</b>	<b>Rueda</b>	
Módulo normal	$m_n$	3		
Número de dientes	Z	22	53	
Diámetro primitivo	d	68,33	164,61	mm
Anchura	b	20		mm
Material		Ac. de cementación		
Par	T	303,39	730,89	Nm
Velocidad	$\omega_{\text{piñón}}$	1400	581,13	rpm
Relación de transmisión	i	2,41		
Error		-0,14%		

Segunda etapa:

		Piñón	Rueda	
Módulo normal	$m_n$		3	
Número de dientes	$Z$	26	63	
Diámetro primitivo	$d$	80,75	195,67	mm
Anchura	$b$		36	mm
Material		Ac. aleado templado		
Par	$T$	730,89	1771	Nm
Velocidad	$\omega_{\text{piñón}}$	581,13	239,83	rpm
Relación de transmisión	$i$		2,42	
Error			0,44%	

Reducción total:

		Entrada	Salida	
Par	$T$	303,39	1771	Nm
Velocidad	$\omega_{\text{piñón}}$	1400	239,83	rpm
Relación de transmisión	$i$		5,84	
Error			0,30%	

### 3.8. Comprobación de la validez del lubricante

El lubricante debe ser comprobado una vez calculados los engranajes, tal y como dijimos anteriormente. Para determinar nuestro lubricante vamos a usar el método *UNITED* expresada en la ecuación (9) obteniendo la viscosidad a 38°C, ya que nuestro reductor presenta velocidades y cargas medias.

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_A \quad (9)$$

Para la primera etapa obtenemos los siguientes resultados:

$$K = \frac{8880,31}{20 \cdot 68,33} \cdot \frac{2,41+1}{2,41} \cdot 1,35 = 12,41 \text{ N/mm}^2$$

$$V_t = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 146,61 \cdot \frac{68,33}{2 \cdot 1000} = 5,01 \text{ m/s} \leq 20$$



Por lo tanto:

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

$$v_{38} = 10^{-0,028 \cdot \left(\log \frac{12,41}{5,01}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{12,41}{5,01}\right)^2 + 0,460 \cdot \left(\log \frac{12,41}{5,01}\right) + 2,593} = 587,37 \text{ mm}^2/\text{s}$$

El lubricante VG 680 seleccionado previamente para el cálculo del ancho de los engranajes es válido.

Para la segunda etapa obtenemos los siguientes resultados:

$$K = \frac{12102,16}{36 \cdot 80,75} \cdot \frac{2,42+1}{2,42} \cdot 1,35 = 11,88 \text{ N/mm}^2$$

$$V_t = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 60,86 \cdot \frac{80,75}{2 \cdot 1000} = 2,46 \text{ m/s} \leq 20$$

Por lo tanto:

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

$$v_{38} = 10^{-0,028 \cdot \left(\log \frac{11,88}{2,46}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{11,88}{2,46}\right)^2 + 0,460 \cdot \left(\log \frac{11,88}{2,46}\right) + 2,593} = 772,74 \text{ mm}^2/\text{s}$$

El lubricante VG 680 seleccionado previamente para el cálculo del ancho de los engranajes es válido.

## 4. Cálculo de los ejes

El diámetro de los ejes ya se ha estimado basándonos en la rigidez torsional. En este apartado vamos a comprobar que el diámetro de cada uno de los ejes cumple también a fatiga. Además se intentara rebajar en lo posible el diámetro en aquellas zonas en las que el eje no este sometido a tracción, teniendo en cuenta los concentradores de tensión por los cambios de sección en el eje.

Para la construcción de los ejes se ha optado por el acero de cementación 20MnCr5 por presentar un núcleo tenaz y resistencia a la torsión.

A continuación se muestran las propiedades mecánicas del acero seleccionado:

Acero 20MnCr5			
Módulo elástico	E	$2,1 \cdot 10^{11}$	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,28	
Densidad	$\rho$	7800	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	$S_u$	$11 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	$S_y$	$7,5 \cdot 10^8$	N/m <sup>2</sup>
Dureza Brinell	HBr	800	
Tensión de contacto	$S_{HL}$	1500	N/mm <sup>2</sup>
Límite de resistencia nominal	$S_{FL}$	461	N/mm <sup>2</sup>

#### 4.1. Criterios de cálculo

Para la comprobación del diámetro de los ejes, en primer lugar obtendremos las reacciones en los apoyos, donde se alojarán los rodamientos, y los esfuerzos en las secciones de los ejes a través de las leyes de Newton. Posteriormente obtendremos el coeficiente de seguridad a fatiga para la sección crítica mediante el criterio de máxima tensión tangencial a través de la ecuación (10), comprobando así si el diámetro estimado por torsión es válido.

$$\frac{S_y}{X} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{S_y}{S_N} \cdot \sigma_a\right)^2 + 4 \cdot \left(\tau_m + \frac{S_{sy}}{S_{sN}} \cdot \tau_a\right)^2} \quad (10)$$

Siendo:

X = Coeficiente de seguridad.

$S_y, S_{sy}$  = Límite de fluencia.

$S_N, S_{sN}$  = Límite de fatiga.

$\sigma_m, \sigma_a$  = Tensión normal media y alternante.

$\tau_m, \tau_a$  = Tensión tangencial media y alternante.

Considerando que al estar el eje sometido a tensión rotativa no tenemos momento flector medio,  $\sigma_m = 0$ , y el momento torsor alternante es nulo,  $\tau_a = 0$ , obtenemos la siguiente expresión:

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

Por último calcularemos los diámetros constructivos para aquellas secciones que no estén sometidas a torsión,  $T = 0$ . El cálculo será iterativo ya que algunos factores correctores dependen del propio diámetro de sección, hasta que el ajuste sea menor de un 1%.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot X \cdot M}{\pi \cdot S_e}}$$

Para obtener el límite de fatiga del material  $S_e$  se estima a partir del límite de fatiga de la probeta  $S_e'$  y una serie de factores correctores mediante la ecuación (11). A su vez, se puede obtener el límite de fatiga de la probeta a partir de del límite de rotura del material  $S_u$ .

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{S_e'}{K_f} \quad (11)$$

Siendo:

$K_a$  = Factor de superficie, que depende del acabado superficial, en nuestro caso el acabado es por mecanizado,  $K_a = 0,705$ .

$K_b$  = Factor de tamaño, que depende del diámetro de la sección.

$$\text{Para } 2,79 < D < 51 \text{ mm} \quad K_b = \left(\frac{D(\text{mm})}{7,62}\right)^{-0,1133}$$

$$\text{Para } D > 51 \text{ mm} \quad K_b = 0,75$$

$K_c$  = Factor del tipo de carga, en nuestro caso es flexión,  $K_c = 1$ .

$K_d$  = Factor de temperatura, en nuestro caso  $K_d = 1$ .

$K_e$  = Cofiabilidad, en nuestro caso 0,95%,  $K_e = 0,868$ .

$K_f$  = Concentrador de tensiones.

$$\text{Para chaveteros} \quad K_f = 2$$

$$\text{Para reducciones de sección} \quad K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

## 4.2. Cálculo del eje 1

### 4.2.1. Datos de partida

Los datos de partida para el cálculo del eje son los siguientes:

Par torsor	$T_1$	303,39	Nm
Diámetro del eje	$D_1$	35	mm
Diámetro del engranaje 1	$d_1$	68,33	mm

En la figura 1 se muestra un esquema del eje con las secciones críticas de la pieza.

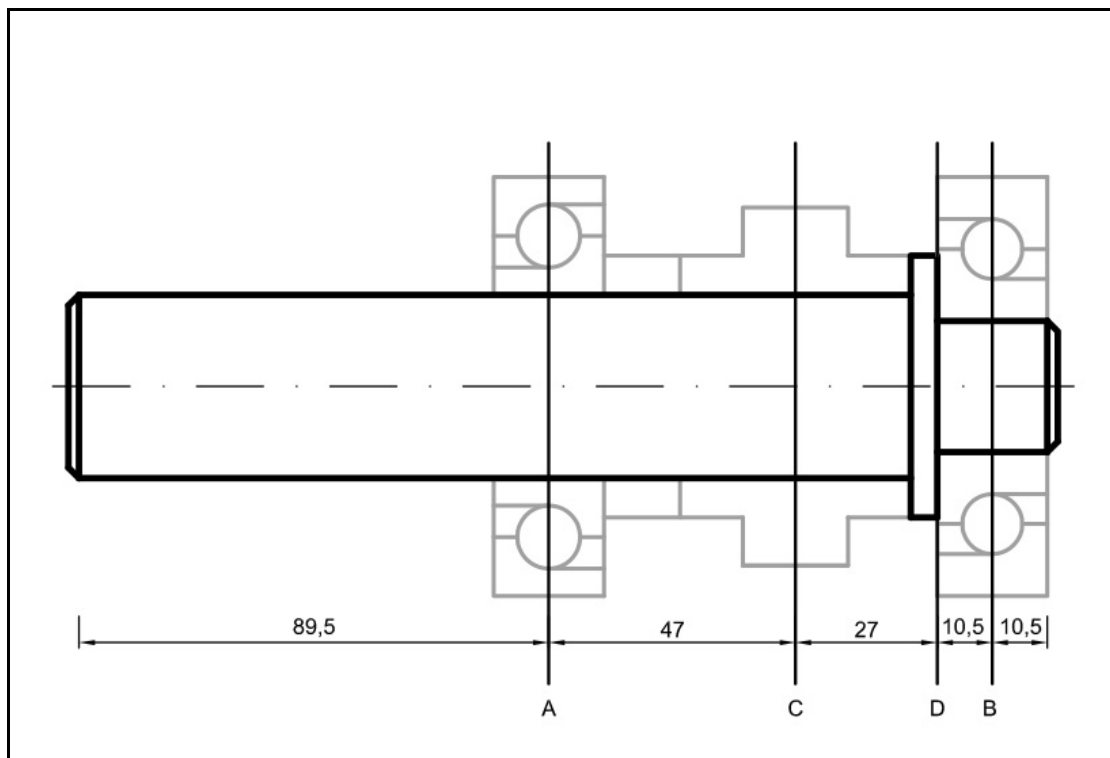


Figura 1. Secciones críticas.

#### 4.2.2. Fuerzas exteriores

En la figura 2 aparece un esquema con las cargas a las que está sometido el eje. A continuación se muestra una tabla con los valores de las cargas, el signo de las cargas son respecto a los ejes de coordenadas.

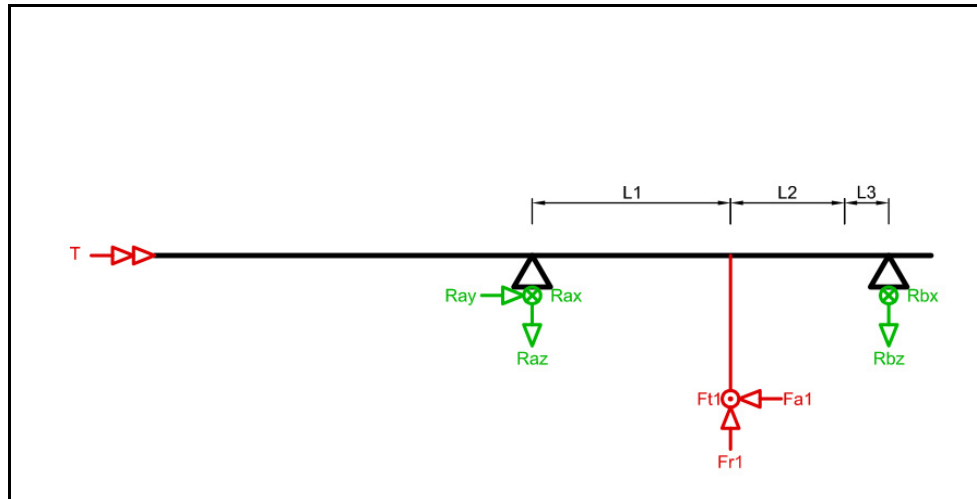


Figura 2. Fuerzas exteriores

Momento Torsor	$T_1$	303,39	Nm
Fuerza tangencial	$Ft_1$	8880,31	N
Fuerza radial	$Fr_1$	3346,19	N
Fuerza axial	$Fa_1$	-2379,47	N

#### 4.2.3. Reacciones en los apoyos

A continuación se muestra los valores de las reacciones en los apoyos, el signo de las cargas son respecto a los ejes de coordenadas.

		Apoyo A	Apoyo B	
Reacción en el eje y	$R_y$	2379,47		N
Reacción en el eje z	$R_z$	-2447,04	-899,15	N
Reacción en el eje x	$R_x$	-3940,97	-4939,34	N

#### 4.2.4. Esfuerzos en secciones críticas

En la figura 3 se muestra los diagramas de esfuerzos que está sometido el eje. A continuación se muestra una tabla con los valores de los esfuerzos en las secciones críticas del eje, el signo de las cargas es respecto a los ejes de coordenadas.

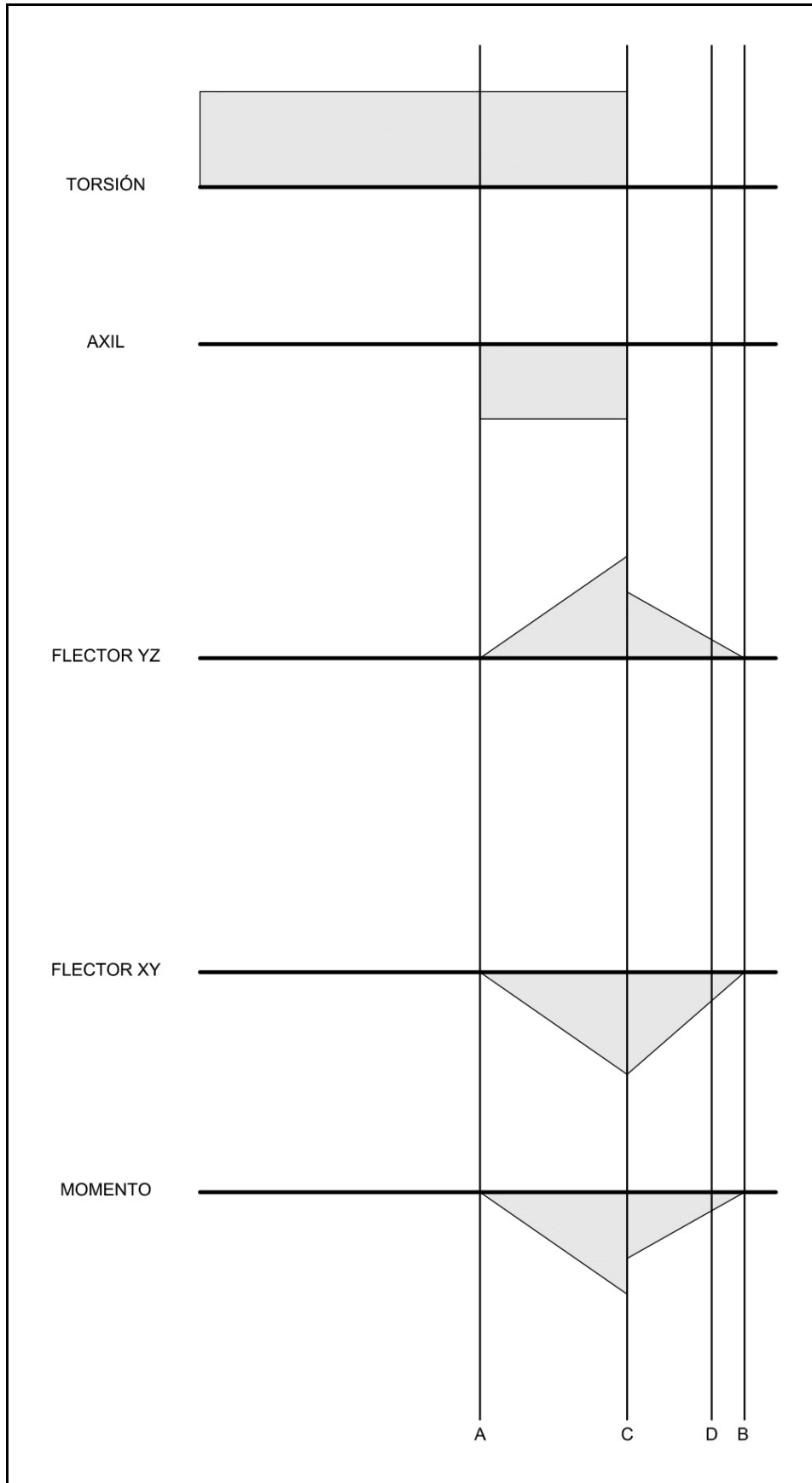


Figura 3. Diagramas de esfuerzos

	A	C	C'	D	B
Torsión	303,388	303,388			Nm
Axil	-2379,471	-2379,471			N
Flector yz		-115,011	-33,718	-9,441	Nm
Flector xy		-185,225	-185,225	-51,863	Nm
Momento		218,027	188,269	52,715	Nm

#### 4.2.5. Coeficiente de seguridad en las sección C

La sección C se muestra la más desfavorable ya que está sometida a torsión y presenta el mayor momento flector, además de alojarse el chavetero generando un concentrador de tensiones. En esta sección comprobaremos que el coeficiente de seguridad es mayor o igual que 2, por lo tanto, el diámetro obtenido por torsión será válido.

Factores de corrección:

Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf
0,705	0,849	1	1	0,868	2

Obtención del límite de fatiga:

$$S_e = 0,705 \cdot 0,849 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot \frac{550}{2} = 142,96 \text{ Mpa}$$

Coeficiente de seguridad:

$$X_c = \frac{35^3 \cdot \pi \cdot 750}{32 \sqrt{\left(\frac{750}{142,96} \cdot 218,027 \cdot 1000\right)^2 + (303,388 \cdot 1000)^2}} = 2,67$$

El diámetro general  $D_1=35 \text{ mm}$  es válido.

#### 4.2.6. Diámetro en la sección D

Por último calculamos el diámetro en la sección D donde se alojara el rodamiento del apoyo B para un coeficiente de seguridad  $X=2$ .

Factores de corrección:

Ka	Kc	Kd	Ke
0,705	1	1	0,868

Valores para obtener  $K_f$ :

r	a	q	$D_1$
2	0,047	0,977	35

Iteraciones:

$d_b'$	Kb	r/d	D/d	Kt	Kf	Se	$d_b$	
30	0,864	0,067	1,167	1,914	1,893	151,868	19,194	56,30%
19,194	0,906	0,104	1,823	1,771	1,753	172,164	18,408	4,27%
18,408	0,91	0,109	1,901	1,756	1,739	174,413	18,329	0,43%

El diámetro de la sección D será de 20 mm.

Como se verá más adelante, por imposición del rodamiento se adoptará un diámetro  $D_D=25\text{ mm}$ .

Por último obtenemos el coeficiente de seguridad final para la sección D:

$$S_e = 0,705 \cdot 0,881 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot \frac{550}{1,743} = 168,41 \text{ Mpa}$$

$$X_D = \frac{25^3 \cdot \pi \cdot 168,41}{32 \cdot 52,715 \cdot 1000} = 4,90$$



### 4.3. Cálculo del eje 2-3

#### 4.3.1. Datos de partida

Los datos de partida para el cálculo del eje son los siguientes:

Par torsor	$T_{2-3}$	730,89	Nm
Diámetro del eje	$D_{2-3}$	50	mm
Diámetro del engranaje 2	$d_2$	164,61	mm
Diámetro del engranaje 3	$d_3$	80,75	mm

En la figura 4 se muestra un esquema del eje con las secciones críticas de la pieza.

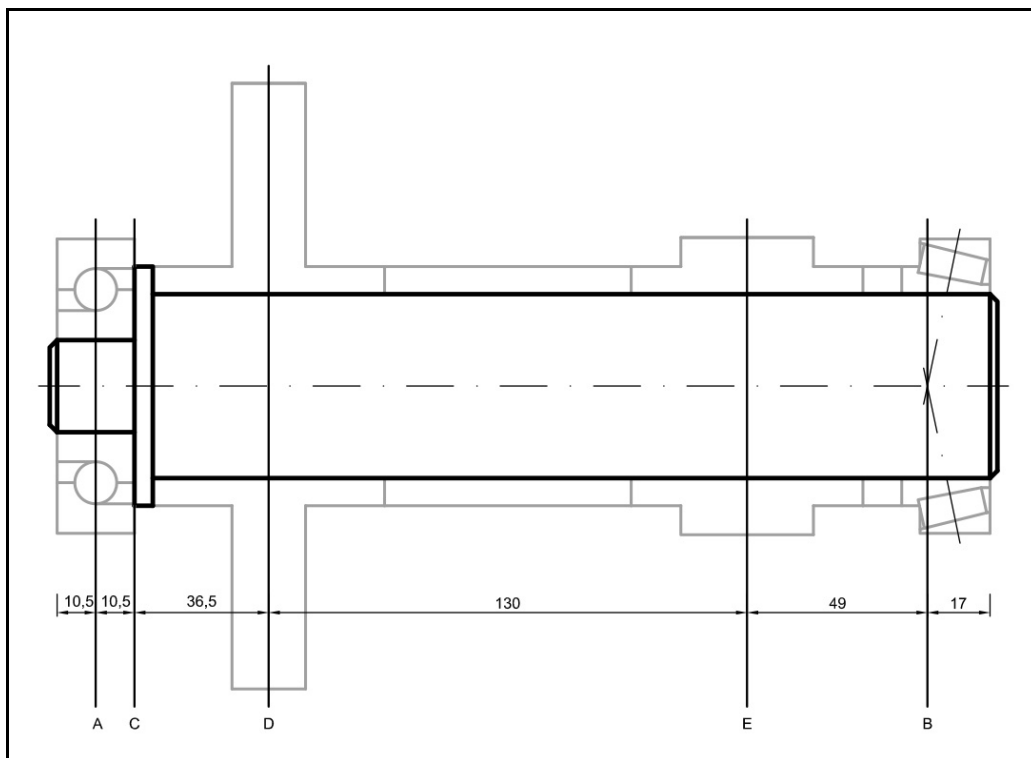


Figura 4. Secciones críticas.

### 4.3.2. Fuerzas exteriores

En la figura 5 aparece un esquema con las cargas a las que está sometido el eje. A continuación se muestra una tabla con los valores de las cargas, el signo de las cargas son respecto a los ejes de coordenadas.

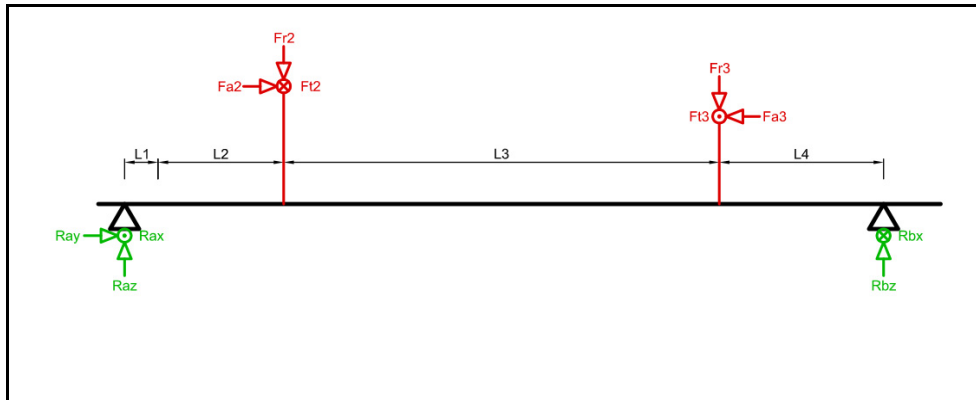


Figura 5. Fuerzas exteriores

		Engranaje 2	Engranaje 3	
Fuerza tangencial	Ft	-8880,31	18102,17	N
Fuerza radial	Fr	-3346,19	-6821,07	N
Fuerza axial	Fa	2379,47	-4850,46	N

### 4.3.3. Reacciones en los apoyos

A continuación se muestra los valores de las reacciones en los apoyos, el signo de las cargas son respecto a los ejes de coordenadas.

		Apoyo A	Apoyo B	
Reacción en el eje y	Ry	2470,99		N
Reacción en el eje z	Rz	4099,02	6068,24	N
Reacción en el eje x	Rx	3188,81	-12410,67	N

### 4.3.4. Esfuerzos en secciones críticas

En la figura 6 se muestra los diagramas de esfuerzos que está sometido el eje. A continuación se muestra una tabla con los valores de los esfuerzos en las secciones críticas del eje, el signo de las cargas es respecto a los ejes de coordenadas.

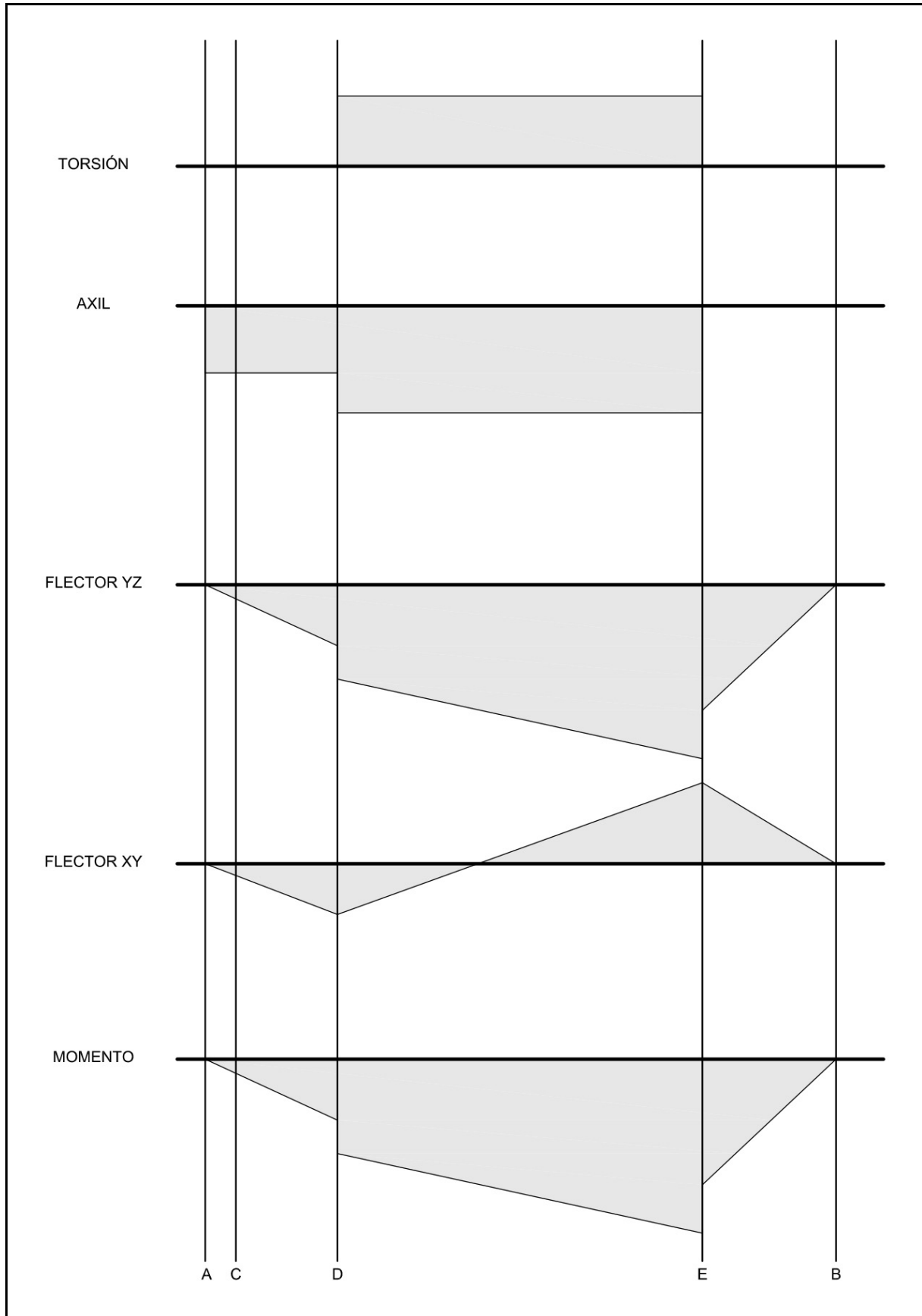


Figura 6. Diagramas de esfuerzos

	A	C	D	D'	E	E'	F	B
Torsión			730,89	730,89	730,89			Nm
Axil	2470,99	2470,99	2470,99	4850,46	4850,46			N
Flector yz		43,04	192,65	388,50	487,12	291,28		Nm
Flector xy		33,48	149,87	149,87	-595,71	-595,71		Nm
M		54,53	244,09	416,40	769,52	663,11		Nm

#### 4.3.5. Coeficiente de seguridad en las sección D y E

Las secciones D y E se muestran la más desfavorables ya que están sometidas a torsión y presentan el mayor momento flector, además de alojarse el chavetero generando un concentrador de tensiones. En esta sección comprobaremos que el coeficiente de seguridad es mayor o igual que 2, por lo tanto, el diámetro obtenido por torsión será válido.

Factores de corrección:

Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf
0,705	0,818	1	1	0,868	2

Obtención del límite de fatiga:

$$S_e = 0,705 \cdot 0,818 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot \frac{550}{2} = 137,607 \text{ Mpa}$$

Coeficiente de seguridad:

$$X_D = \frac{50^3 \cdot \pi \cdot 750}{32 \sqrt{\left(\frac{750}{137,607} \cdot 244,086 \cdot 1000\right)^2 + (730,889 \cdot 1000)^2}} = 6,06$$

$$X_E = \frac{50^3 \cdot \pi \cdot 750}{32 \sqrt{\left(\frac{750}{137,607} \cdot 769,516 \cdot 1000\right)^2 + (730,889 \cdot 1000)^2}} = 2,16$$

El diámetro general  $D_{2-3}=50 \text{ mm}$  es válido.

#### 4.3.6. Diámetro en la sección C

Por último calculamos el diámetro en la sección C donde se alojara el rodamiento del apoyo A para un coeficiente de seguridad  $X=2$ .

Factores de corrección:

Ka	Kc	Kd	Ke
0,705	1	1	0,868

Valores para obtener  $K_f$ :

r	a	q	$D_{2-3}$
2	0,047	0,977	50

Iteraciones:

$d_c'$	Kb	r/d	D/d	Kt	Kf	Se	$d_c$	
30	0,864	0,067	1,667	1,986	1,963	146,362	19,652	52,65%
19,652	0,904	0,102	2,544	1,815	1,796	167,567	18,786	4,61%
18,786	0,908	0,106	2,662	1,793	1,775	170,443	18,679	0,57%

El diámetro de la sección D será de 20 mm.

Como se verá más adelante, por imposición del rodamiento se adoptará un diámetro  $D_D=25 \text{ mm}$ .

Por último obtenemos el coeficiente de seguridad final para la sección D:

$$S_e = 0,705 \cdot 0,881 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot \frac{550}{1,871} = 158,418 \text{ Mpa}$$

$$X_C = \frac{25^3 \cdot \pi \cdot 158,418}{32 \cdot 54,53 \cdot 1000} = 4,46$$

#### 4.4. Cálculo del eje 4

##### 4.4.1. Datos de partida

Los datos de partida para el cálculo del eje son los siguientes:

Par torsor	$T_4$	1771	Nm
Diámetro del eje	$D_4$	65	mm
Diámetro del engranaje 1	$d_4$	195,67	mm

En la figura 7 se muestra un esquema del eje con las secciones críticas de la pieza.

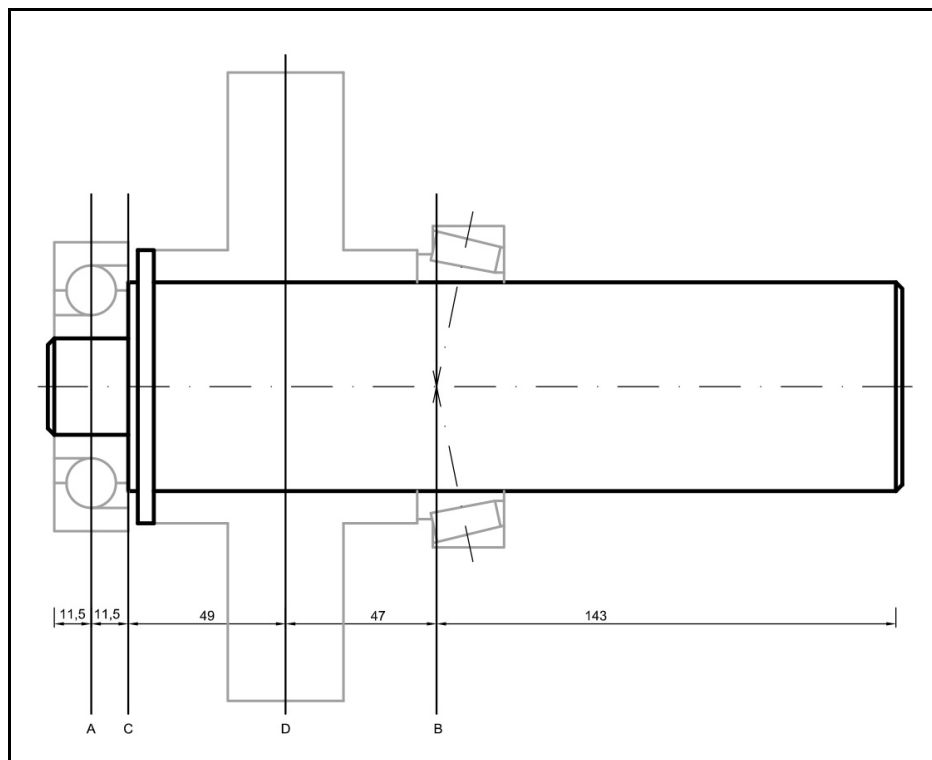


Figura 7. Secciones críticas.

#### 4.4.2. Fuerzas exteriores

En la figura 8 aparece un esquema con las cargas a las que está sometido el eje. A continuación se muestra una tabla con los valores de las cargas, el signo de las cargas son respecto a los ejes de coordenadas.

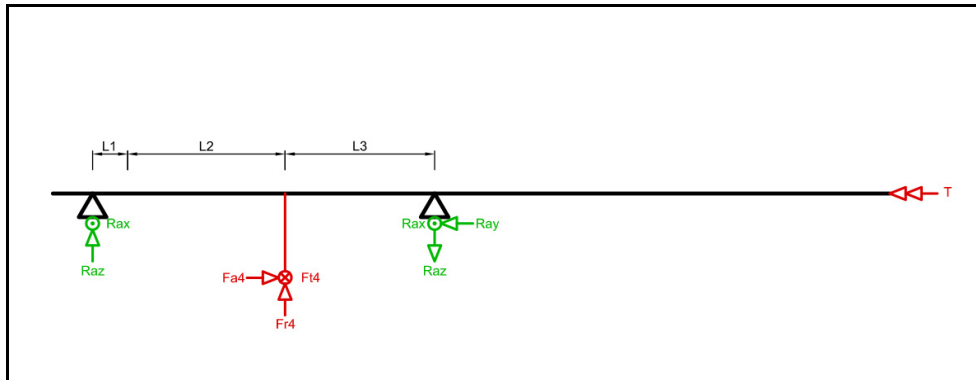


Figura 8. Fuerzas exteriores

Momento torsor	$T_4$	-1771	Nm
Fuerza tangencial	$F_{t4}$	-18102,17	N
Fuerza radial	$F_{r4}$	6821,07	N
Fuerza axial	$F_{a4}$	4850,46	N

#### 4.4.3. Reacciones en los apoyos

A continuación se muestra los valores de las reacciones en los apoyos, el signo de las cargas son respecto a los ejes de coordenadas.

		Apoyo A	Apoyo B	
Reacción en el eje y	$R_y$		-4850,461	N
Reacción en el eje z	$R_z$	1445,518	-8266,59	N
Reacción en el eje x	$R_x$	7988,749	10113,416	N

#### 4.4.4. Esfuerzos en secciones críticas

En la figura 9 se muestra los diagramas de esfuerzos que está sometido el eje. A continuación se muestra una tabla con los valores de los esfuerzos en las secciones críticas del eje, el signo de las cargas es respecto a los ejes de coordenadas.

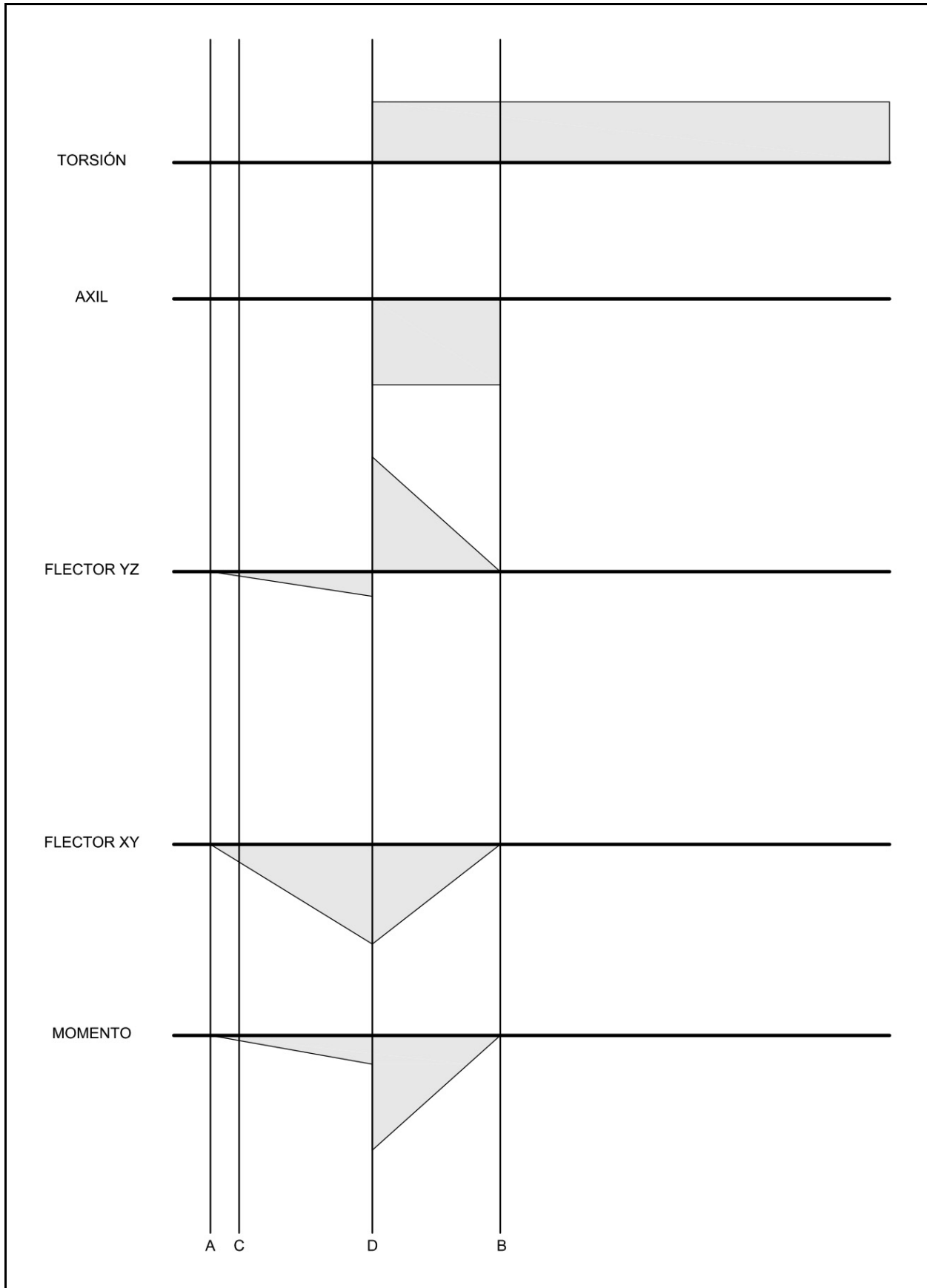


Figura 9. Diagramas de esfuerzos



	A	C	D	D'	B	
Torsión				1771	1771	Nm
Axil				4850,461	4850,461	N
Flector yz		19,514	86,008	-388,53		Nm
Flector xy		107,848	475,331	475,331		Nm
Momento		109,599	483,049	613,917		Nm

#### 4.4.5. Coeficiente de seguridad en las sección D

La sección D se muestra la más desfavorable ya que está sometida a torsión y presenta el mayor momento flector, además de alojarse el chavetero generando un concentrador de tensiones. En esta sección comprobaremos que el coeficiente de seguridad es mayor o igual que 2, por lo tanto, el diámetro obtenido por torsión será válido.

Factores de corrección:

Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf
0,705	0,795	1	1	0,868	2

Obtención del límite de fatiga:

$$S_e = 0,705 \cdot 0,795 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot \frac{550}{2} = 133,797 \text{ Mpa}$$

Coeficiente de seguridad:

$$X_D = \frac{65^3 \cdot \pi \cdot 750}{32 \sqrt{\left(\frac{750}{133,80} \cdot 613,917 \cdot 1000\right)^2 + (1771 \cdot 1000)^2}} = 5,22$$

El diámetro general  $D_4=65 \text{ mm}$  es válido.

#### 4.4.6. Diámetro en la sección C

Por último calculamos el diámetro en la sección C donde se alojara el rodamiento del apoyo A para un coeficiente de seguridad  $X=2$ .

Factores de corrección:

Ka	Kc	Kd	Ke
0,705	1	1	0,868

Valores para obtener  $K_f$ :

r	a	q	$D_4$
2	0,047	0,977	65

Iteraciones:

$d_c'$	$K_b$	$r/d$	$D/d$	$K_t$	$K_f$	$S_e$	$d_c$	
30	0,864	0,067	2,167	2,045	2,021	142,139	25,044	19,79%
25,044	0,88	0,08	2,595	1,96	1,938	151,196	24,534	2,08%
24,534	0,882	0,082	2,649	1,949	1,927	152,385	24,47	0,26%

El diámetro de la sección D será de 25 mm.

Como se verá más adelante, por imposición del rodamiento se adoptará un diámetro  $D_D=30 \text{ mm}$ .

Finalmente obtenemos el coeficiente de seguridad final para la sección C:

$$S_e = 0,705 \cdot 0,864 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot \frac{550}{1,963} = 146,36 \text{ Mpa}$$

$$X_c = \frac{30^3 \cdot \pi \cdot 146,36}{32 \cdot 109,599 \cdot 1000} = 3,54$$

## 5. Deformación lateral y angular en ejes

La rigidez lateral es un factor importante en el diseño de ejes. Una rigidez insuficiente y deformaciones laterales por flexión excesivas, puede dar lugar a un mal funcionamiento, y en consecuencia a una reducción de vida útil del eje. Por otro lado, si la deformación en la posición donde está montado un engranaje es grande, aumentará el juego entre dientes induciendo mayores cargas de impacto en el engrane y reduciendo su vida.

Para ejes de transmisión la deformación lateral debe ser inferior a 1 mm/m de longitud. En engranajes es conveniente una separación menor de 0,1 mm y una pendiente menor que 0,03 rad.

Para el cálculo de las deformaciones laterales por flexión se ha utilizado la ayuda de una hoja de cálculo donde se han introducido los valores geométricos, propiedades del material y esfuerzos a los que está sometido el eje.

Al tratarse de engranajes helicoidales, dichos engranajes transmiten cargas en dos planos diferentes, el plano yz y el plano yx, por lo que habrá que calcular las deformaciones globales mediante la suma cuadrática de la deformación en los planos ortogonales obteniendo las deformaciones en valor absoluto.

## 5.1. Deformación en el eje 1

### 5.1.1. Deformaciones en el plano yz

En la figura 10 se muestra un esquema con los puntos del eje que se van a someter a estudio.

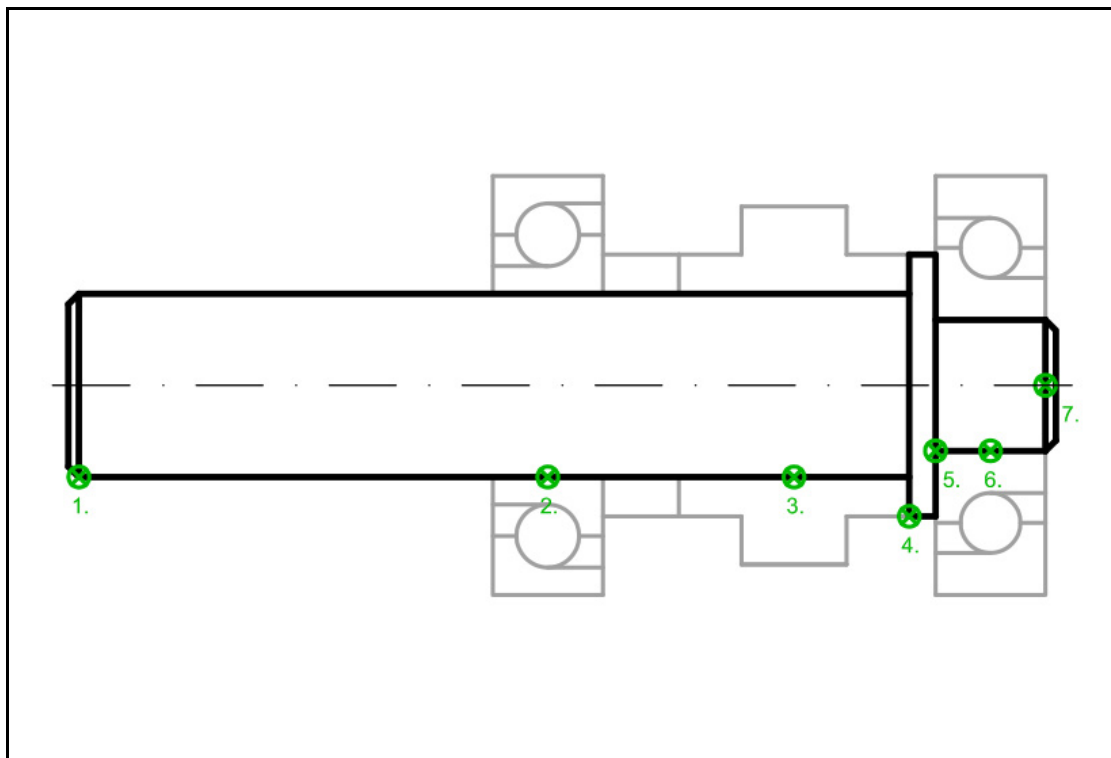
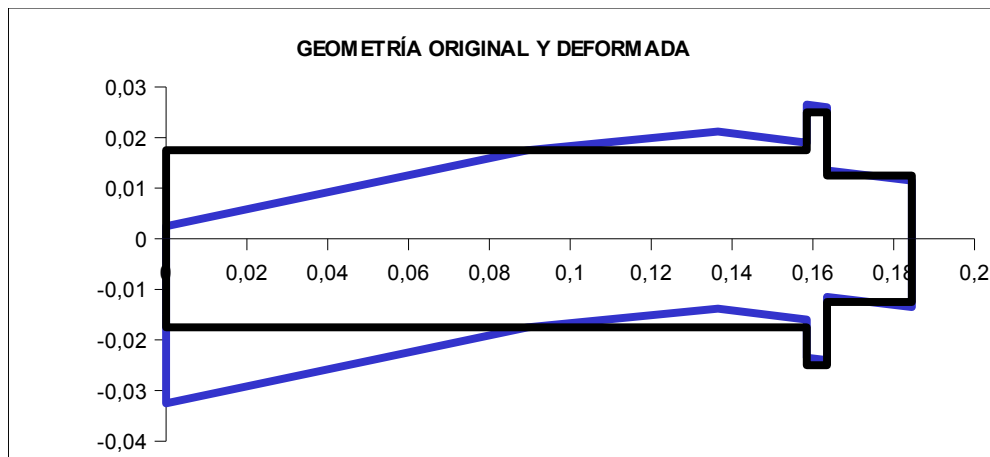


Figura 10. Puntos de estudio.

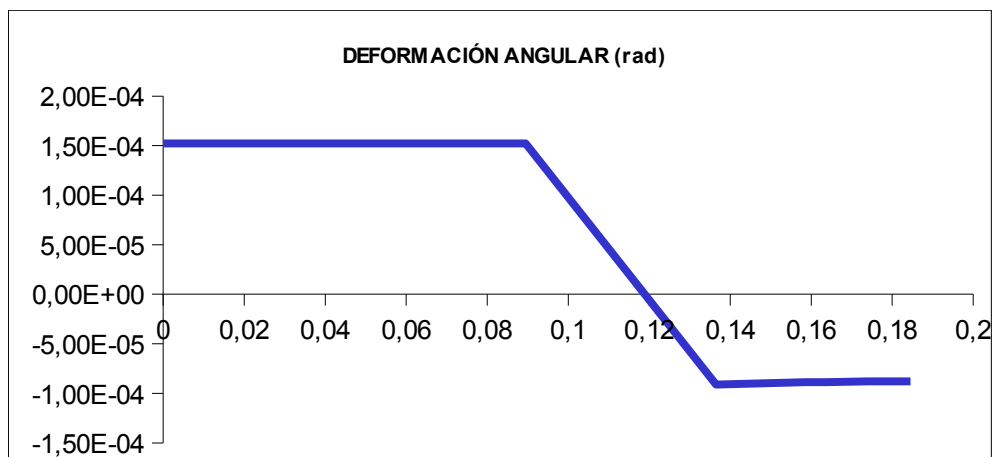
A continuación se muestra una tabla con las coordenadas de los puntos estudiados y los resultados obtenidos en el análisis de la deformación angular y la deflexión, así como los diagramas que muestran gráficamente los resultados de dicho análisis.

Sección	Cotas (m)	Diámetro (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03500	1,52E-04	-1,36E-05
2	0,08950	0,03500	1,52E-04	0,00E+00
3	0,13650	0,03500	-9,11E-05	3,34E-06
4	0,15850	0,05000	-8,88E-05	1,37E-06
5	0,16350	0,02500	-8,87E-05	9,25E-07
6	0,17400	0,02500	-8,78E-05	0,00E+00
7	0,18450	0,00000	-8,78E-05	-9,22E-07

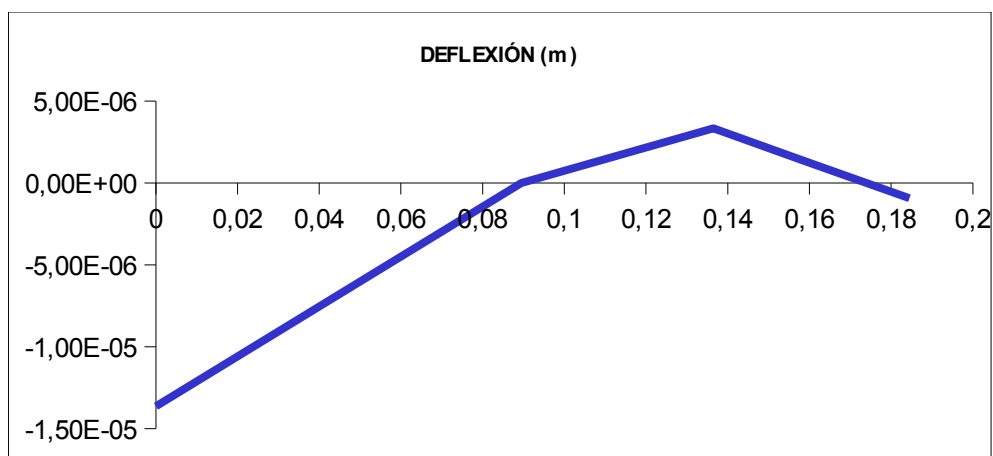
Deformación lateral:



Deformación angular:



Deflexión:

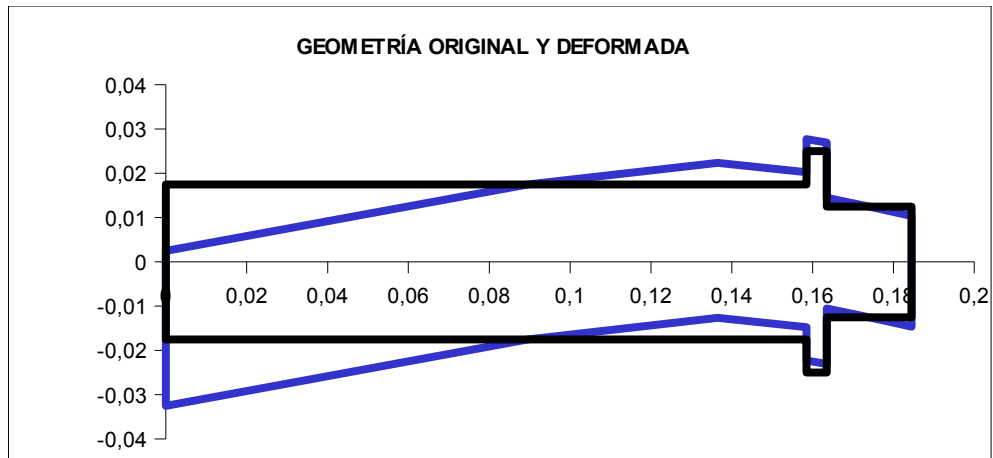


### 5.1.2. Deformaciones en el plano yx

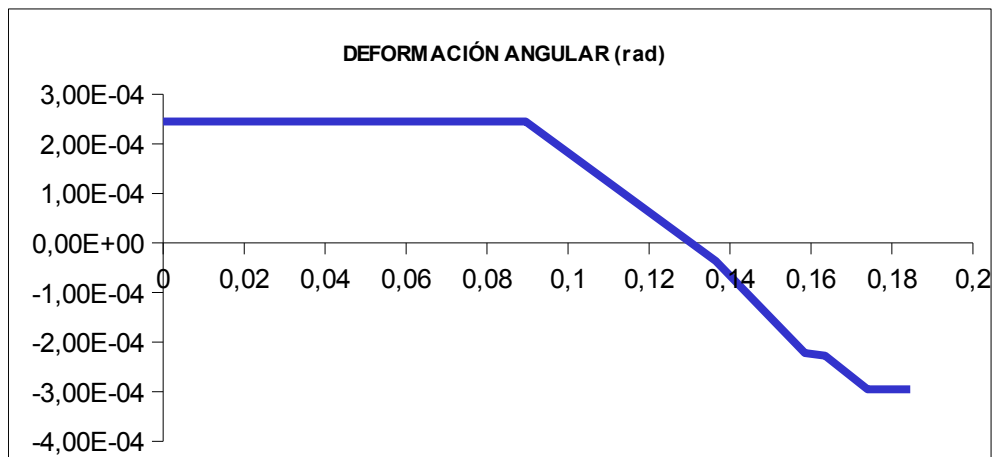
A continuación se muestra una tabla con las coordenadas de los puntos estudiados y los resultados obtenidos en el análisis de la deformación angular y la deflexión, así como los diagramas que muestran gráficamente los resultados de dicho análisis.

Sección	Cotas (m)	Diámetro (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03500	2,45E-04	-2,19E-05
2	0,08950	0,03500	2,45E-04	0,00E+00
3	0,13650	0,03500	-3,62E-05	7,11E-06
4	0,15850	0,05000	-2,22E-04	3,99E-06
5	0,16350	0,02500	-2,27E-04	2,86E-06
6	0,17400	0,02500	-2,95E-04	0,00E+00
7	0,18450	0,00000	-2,95E-04	-3,10E-06

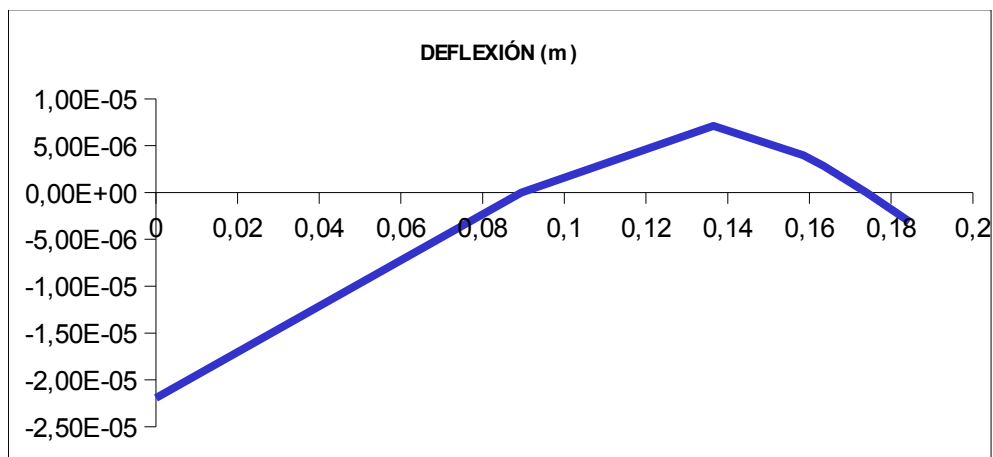
Deformación lateral:



Deformación angular:



Deflexión:

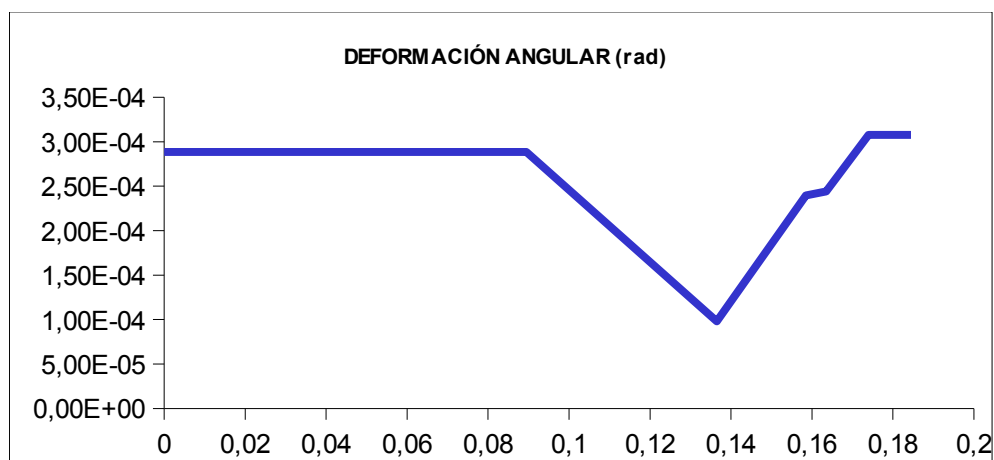


### 5.1.3. Deformaciones globales

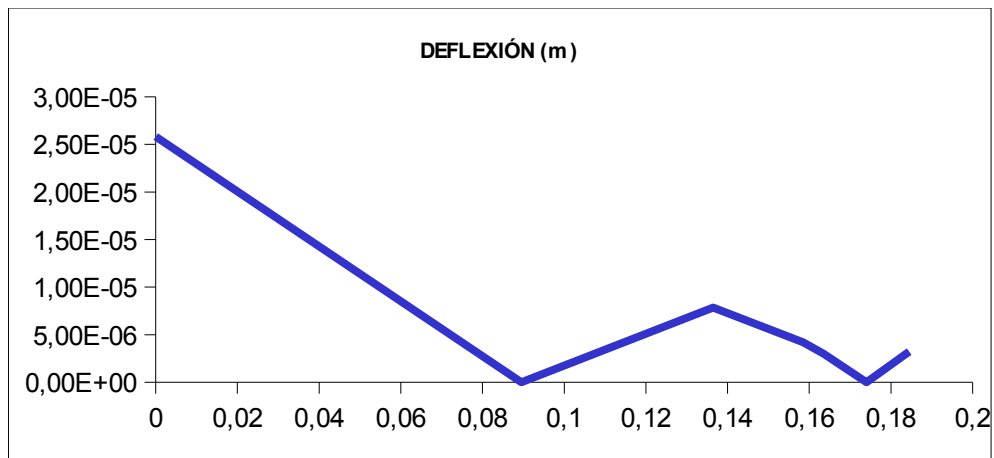
A continuación se muestra una tabla con las coordenadas de los puntos estudiados y los resultados obtenidos en el análisis de la deformación angular y la deflexión, así como los diagramas que muestran gráficamente los resultados de dicho análisis.

Sección	Cotas (m)	Diámetro (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03500	2,89E-04	2,58E-05
2	0,08950	0,03500	2,89E-04	0,00E+00
3	0,13650	0,03500	9,81E-05	7,86E-06
4	0,15850	0,05000	2,39E-04	4,21E-06
5	0,16350	0,02500	2,44E-04	3,01E-06
6	0,17400	0,02500	3,08E-04	0,00E+00
7	0,18450	0,00000	3,08E-04	3,23E-06

Deformación angular:



Deflexión:



## 5.2. Deformación en el eje 2-3

### 5.2.1. Deformaciones en el plano yz

En la figura 11 se muestra un esquema con los puntos del eje que se van a someter a estudio.

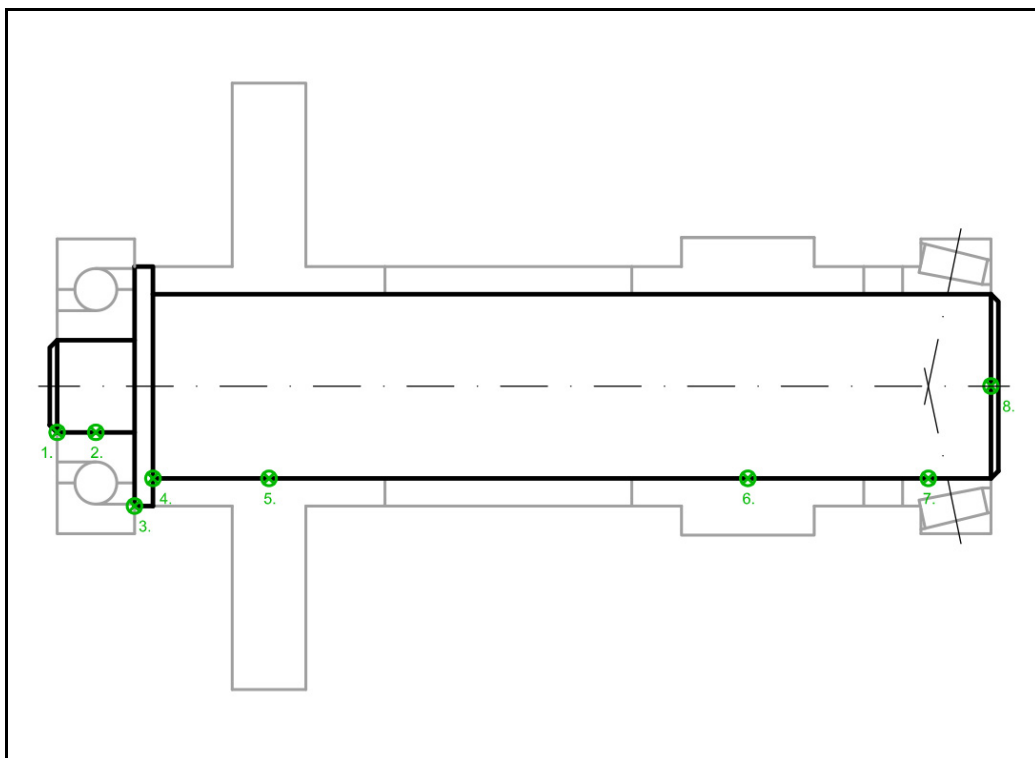


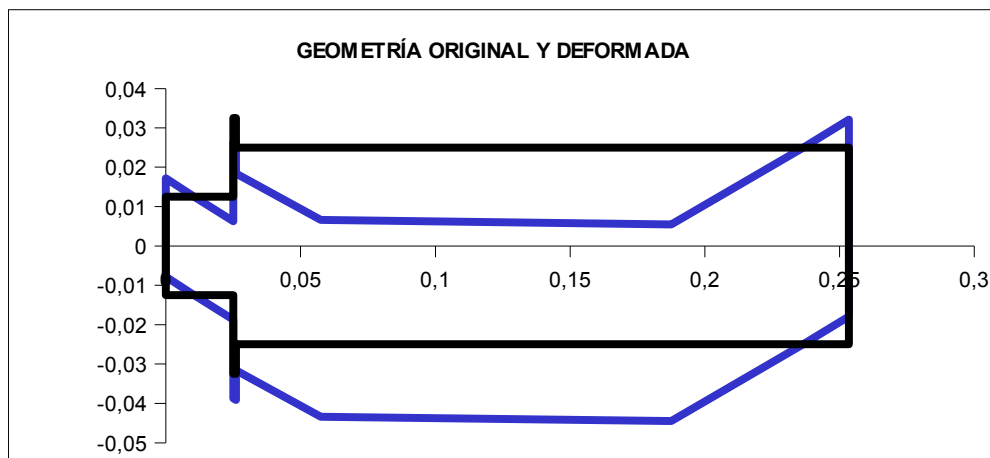
Figura 11. Puntos de estudio.



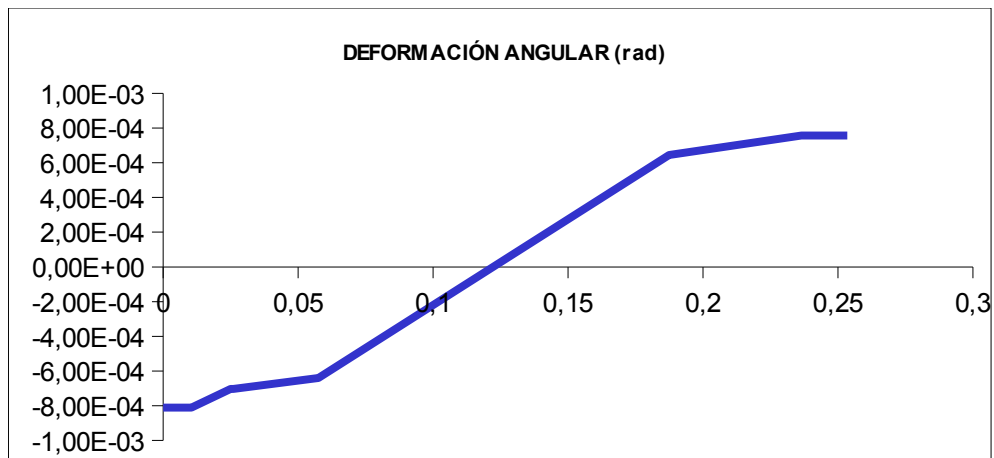
A continuación se muestra una tabla con las coordenadas de los puntos estudiados y los resultados obtenidos en el análisis de la deformación angular y la deflexión, así como los diagramas que muestran gráficamente los resultados de dicho análisis.

Sección	Cotas (m)	Diámetro (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,02500	-8,12E-04	8,52E-06
2	0,01050	0,02500	-8,12E-04	0,00E+00
3	0,02500	0,06500	-7,04E-04	-1,13E-05
4	0,02600	0,05000	-7,03E-04	-1,20E-05
5	0,05750	0,05000	-6,40E-04	-3,33E-05
6	0,18750	0,05000	6,44E-04	-3,53E-05
7	0,23650	0,05000	7,57E-04	0,00E+00
8	0,25350	0,00000	7,57E-04	1,29E-05

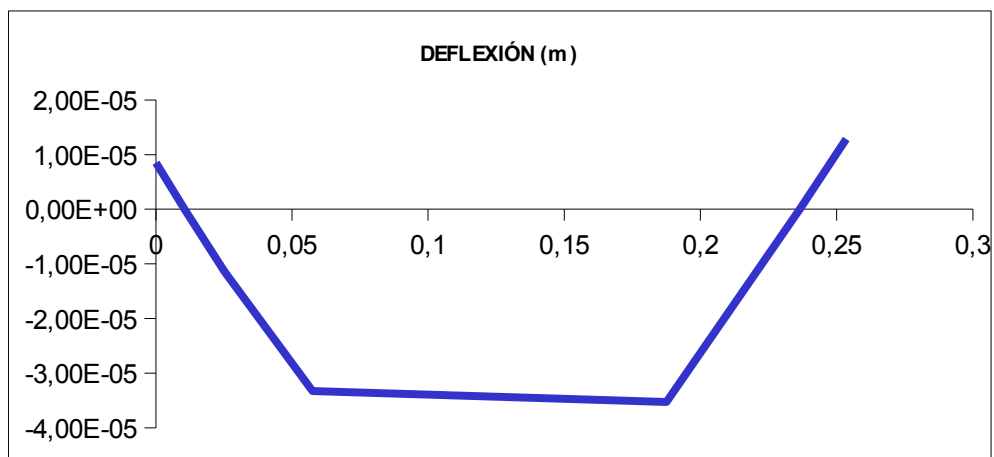
Deformación lateral:



Deformación angular:



Deflexión:

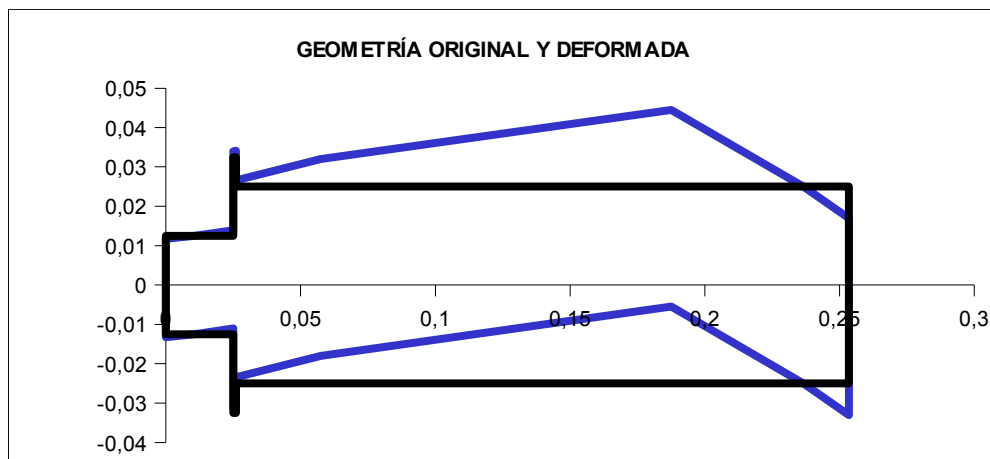


### 5.2.2. Deformaciones en el plano yx

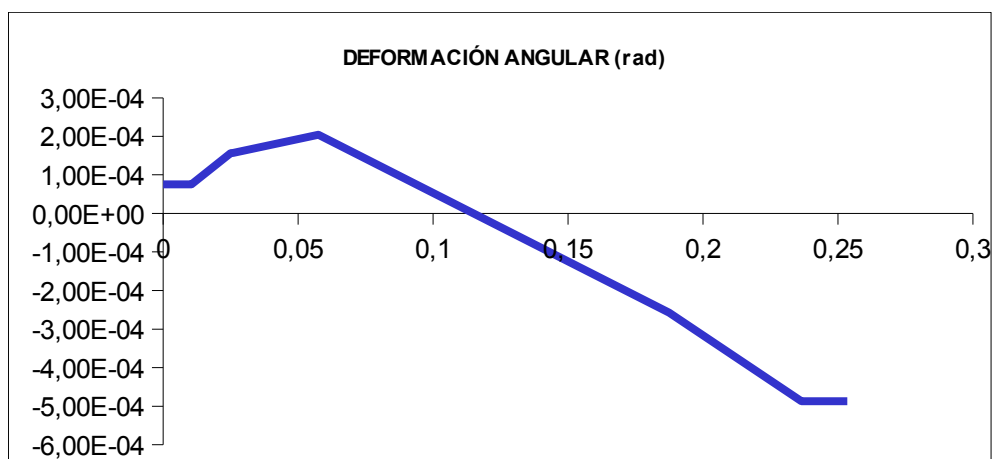
A continuación se muestra una tabla con las coordenadas de los puntos estudiados y los resultados obtenidos en el análisis de la deformación angular y la deflexión, así como los diagramas que muestran gráficamente los resultados de dicho análisis.

Sección	Cotas (m)	Diámetro (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,02500	7,55E-05	-7,92E-07
2	0,01050	0,02500	7,55E-05	0,00E+00
3	0,02500	0,06500	1,57E-04	1,49E-06
4	0,02600	0,05000	1,57E-04	1,64E-06
5	0,05750	0,05000	2,04E-04	7,21E-06
6	0,18750	0,05000	-2,58E-04	2,01E-05
7	0,23650	0,05000	-4,88E-04	0,00E+00
8	0,25350	0,00000	-4,88E-04	-8,29E-06

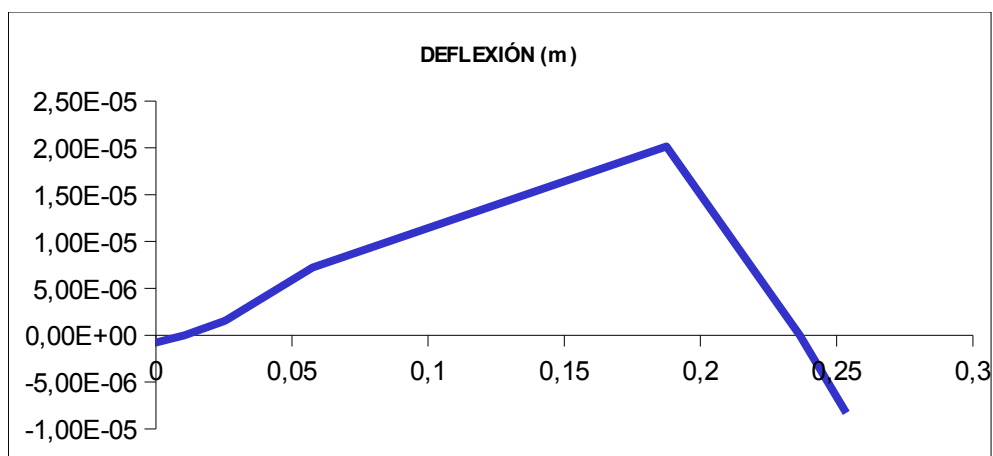
Deformación lateral:



Deformación angular:



Deflexión:

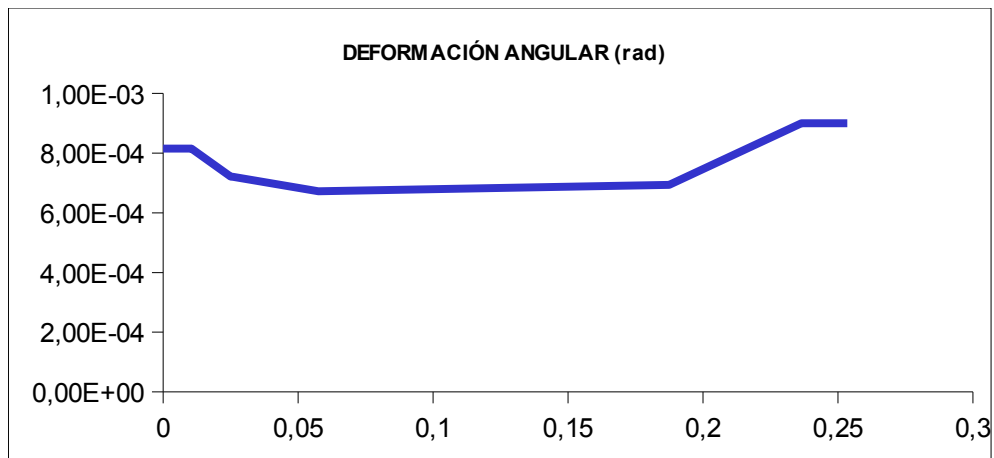


### 5.2.3. Deformaciones globales

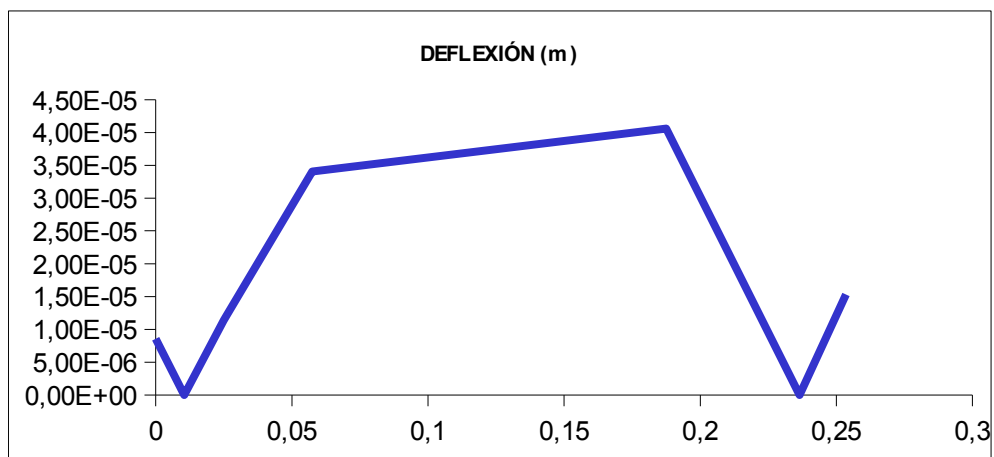
A continuación se muestra una tabla con las coordenadas de los puntos estudiados y los resultados obtenidos en el análisis de la deformación angular y la deflexión, así como los diagramas que muestran gráficamente los resultados de dicho análisis.

Sección	Cotas (m)	Diámetro (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,02500	8,15E-04	8,56E-06
2	0,01050	0,02500	8,15E-04	0,00E+00
3	0,02500	0,06500	7,21E-04	1,13E-05
4	0,02600	0,05000	7,21E-04	1,21E-05
5	0,05750	0,05000	6,72E-04	3,41E-05
6	0,18750	0,05000	6,94E-04	4,06E-05
7	0,23650	0,05000	9,00E-04	0,00E+00
8	0,25350	0,00000	9,00E-04	1,53E-05

Deformación angular:



Deflexión:



### 5.3. Deformación en el eje 4

#### 5.3.1. Deformaciones en el plano yz

En la figura 12 se muestra un esquema con los puntos del eje que se van a someter a estudio.

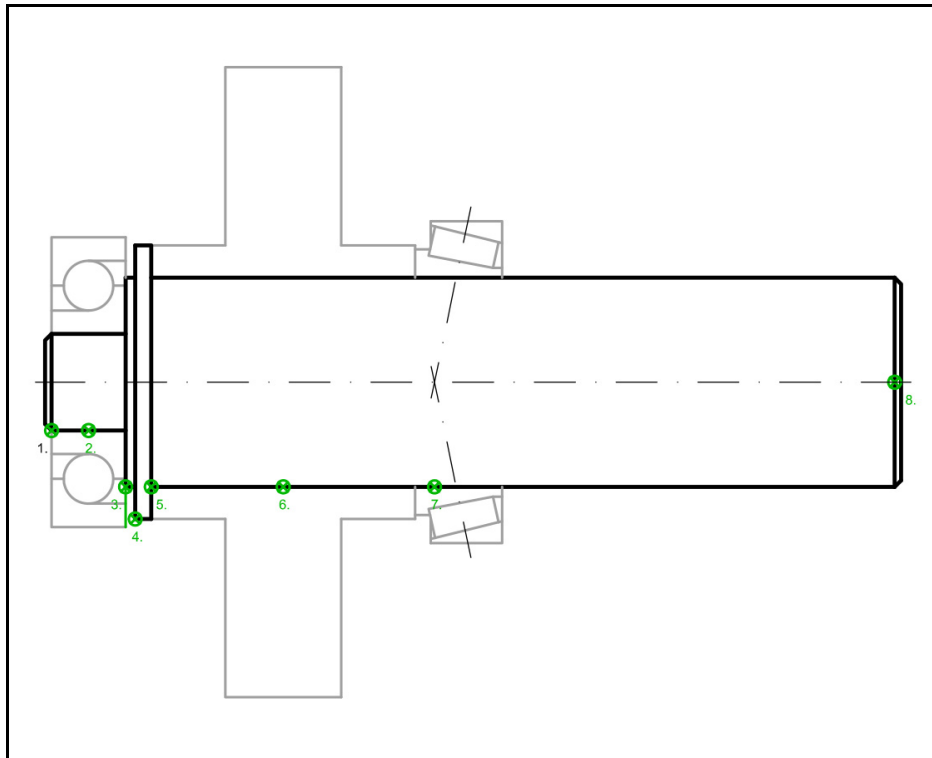
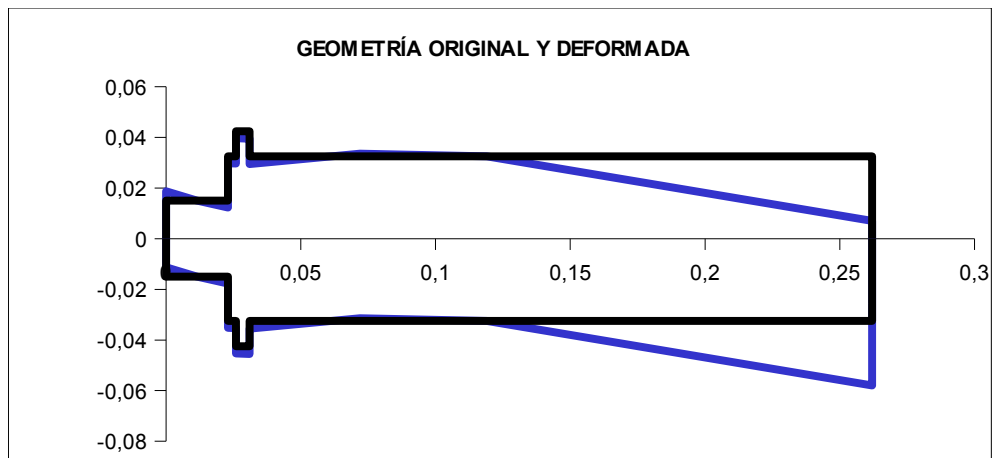


Figura 12. Puntos de estudio.

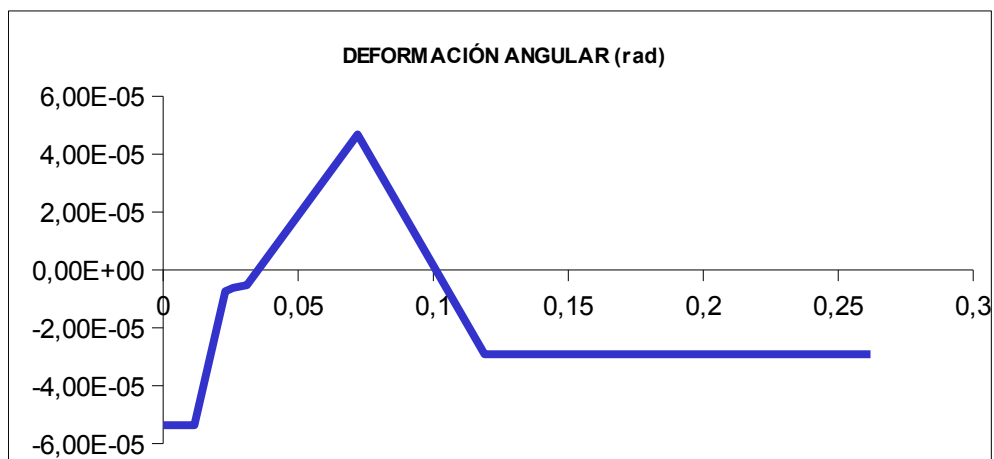
A continuación se muestra una tabla con las coordenadas de los puntos estudiados y los resultados obtenidos en el análisis de la deformación angular y la deflexión, así como los diagramas que muestran gráficamente los resultados de dicho análisis.

Sección	Cotas (m)	Diámetro (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	-5,37E-05	6,18E-07
2	0,01150	0,03000	-5,37E-05	0,00E+00
3	0,02300	0,06500	-7,42E-06	-4,40E-07
4	0,02600	0,08500	-6,18E-06	-4,61E-07
5	0,03100	0,06500	-5,26E-06	-4,90E-07
6	0,07200	0,06500	4,68E-05	1,81E-07
7	0,11900	0,06500	-2,92E-05	0,00E+00
8	0,26200	0,00000	-2,92E-05	-4,17E-06

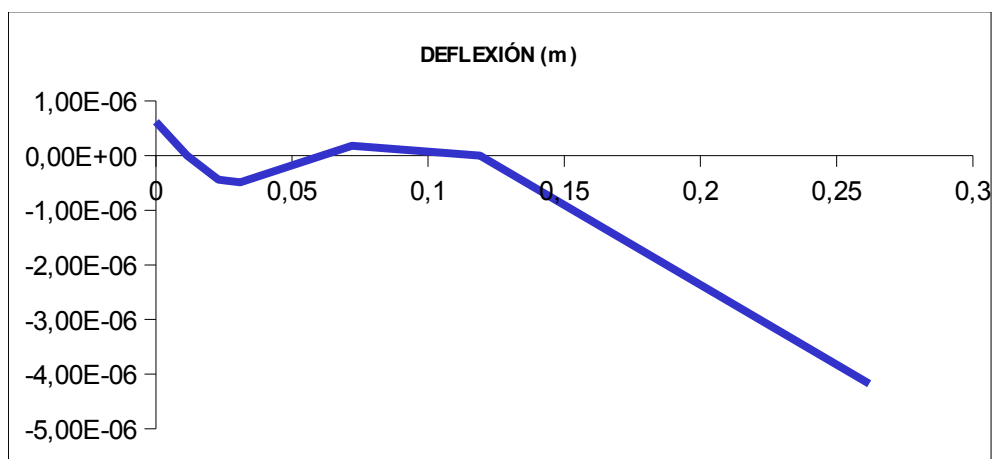
Deformación lateral:



Deformación angular:



Deflexión:

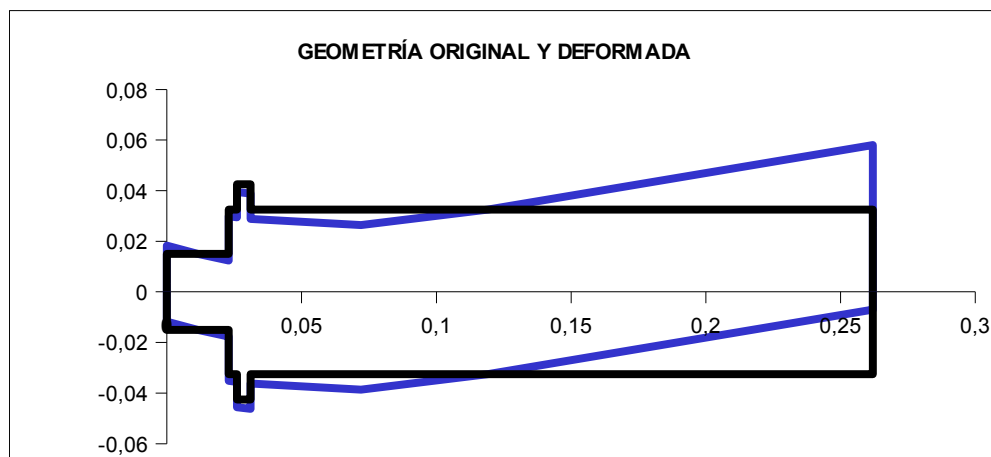


### 5.3.2. Deformaciones en el plano yx

A continuación se muestra una tabla con las coordenadas de los puntos estudiados y los resultados obtenidos en el análisis de la deformación angular y la deflexión, así como los diagramas que muestran gráficamente los resultados de dicho análisis.

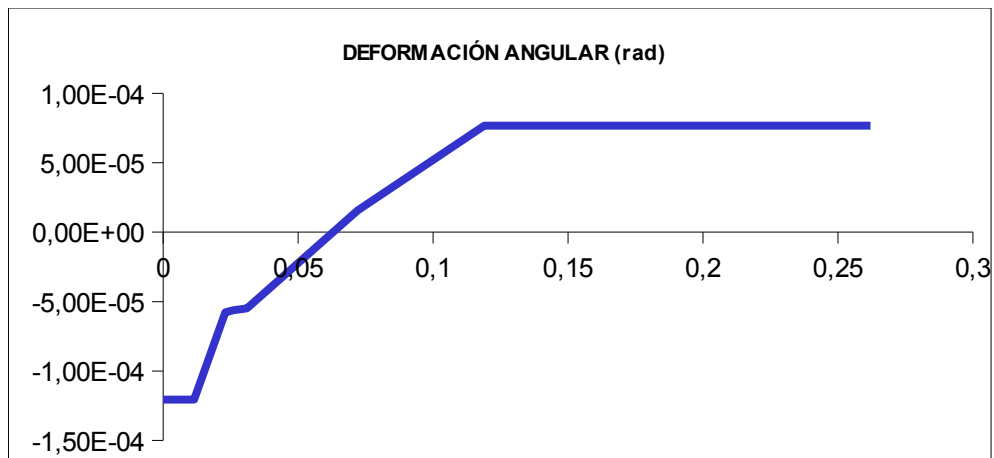
Sección	Cotas (m)	Diámetro (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	-1,21E-04	1,39E-06
2	0,01150	0,03000	-1,21E-04	0,00E+00
3	0,02300	0,06500	-5,79E-05	-1,15E-06
4	0,02600	0,08500	-5,62E-05	-1,32E-06
5	0,03100	0,06500	-5,49E-05	-1,60E-06
6	0,07200	0,06500	1,56E-05	-2,65E-06
7	0,11900	0,06500	7,67E-05	0,00E+00
8	0,26200	0,00000	7,67E-05	1,10E-05

Deformación lateral:

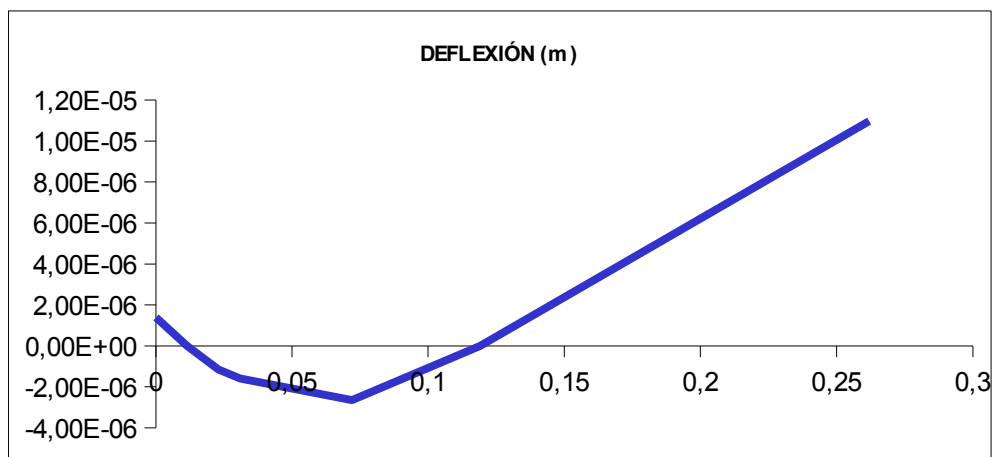




Deformación angular:



Deflexión:

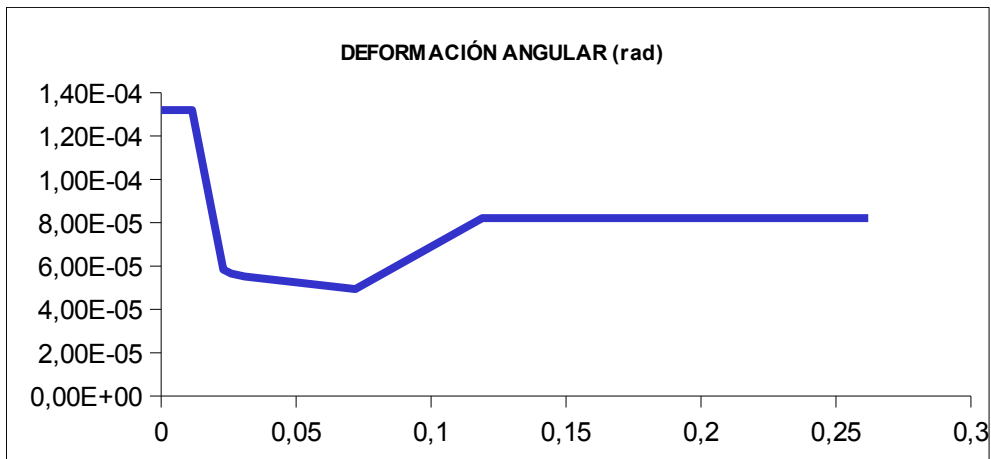


### 5.3.3. Deformaciones globales

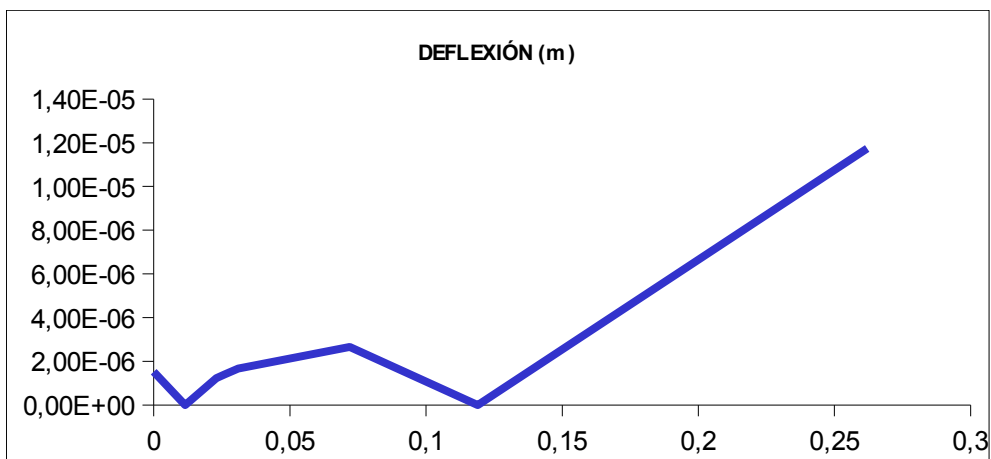
A continuación se muestra una tabla con las coordenadas de los puntos estudiados y los resultados obtenidos en el análisis de la deformación angular y la deflexión, así como los diagramas que muestran gráficamente los resultados de dicho análisis.

Sección	Cotas (m)	Diámetro (m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	1,32E-04	1,52E-06
2	0,01150	0,03000	1,32E-04	0,00E+00
3	0,02300	0,06500	5,83E-05	1,23E-06
4	0,02600	0,08500	5,65E-05	1,40E-06
5	0,03100	0,06500	5,52E-05	1,67E-06
6	0,07200	0,06500	4,94E-05	2,66E-06
7	0,11900	0,06500	8,21E-05	0,00E+00
8	0,26200	0,00000	8,21E-05	1,17E-05

Deformación angular:



Deflexión:



## 6. Cálculo de los rodamientos

Para seleccionar los rodamientos de los ejes hemos considerado tanto el diámetro del eje donde se alojarán como las cargas transmitidas por los ejes obtenidas en apartados anteriores. Al tratarse de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, normalmente los rodamientos estarán sometidos a cargas radiales y axiales.

El cálculo de los rodamientos se realizara mediante la ecuación 11, obteniendo la capacidad dinámica  $C$  requerida y asegurándonos que sea inferior a la proporcionada por el rodamiento seleccionado.

$$C = F_{eq} \left( \frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6} \right)^{1/q} \quad 12$$

Siendo:

$C$  = Capacidad dinámica. Relaciona la fuerza transmitida equivalente con la vida en revoluciones del rodamiento.

$F_{eq}$  = Fuerza equivalente.

$L$  = Vida del rodamiento en horas, en nuestro caso 10.000 horas.

$n$  = velocidad del eje en rpm.

$a_1$  = Coeficiente de fiabilidad, en nuestro caso 98% corresponde con  $a_1 = 0,37$ .

$a_{23}$  = Coeficiente en función del tipo de material y condiciones de trabajo. Dicho coeficiente irá en función del aceite que hemos escogido para lubricar los rodamientos y del régimen de giro a la que estarán sometidos los rodamientos.

$Q$  = Constante que va en función del tipo de rodamiento, siendo  $q = 3$  para bolas y  $q = 10/3$  para cilíndricos.

En la figura 13 se muestra la denominación de los rodamientos y la posición que ocupa en el reductor de velocidad.

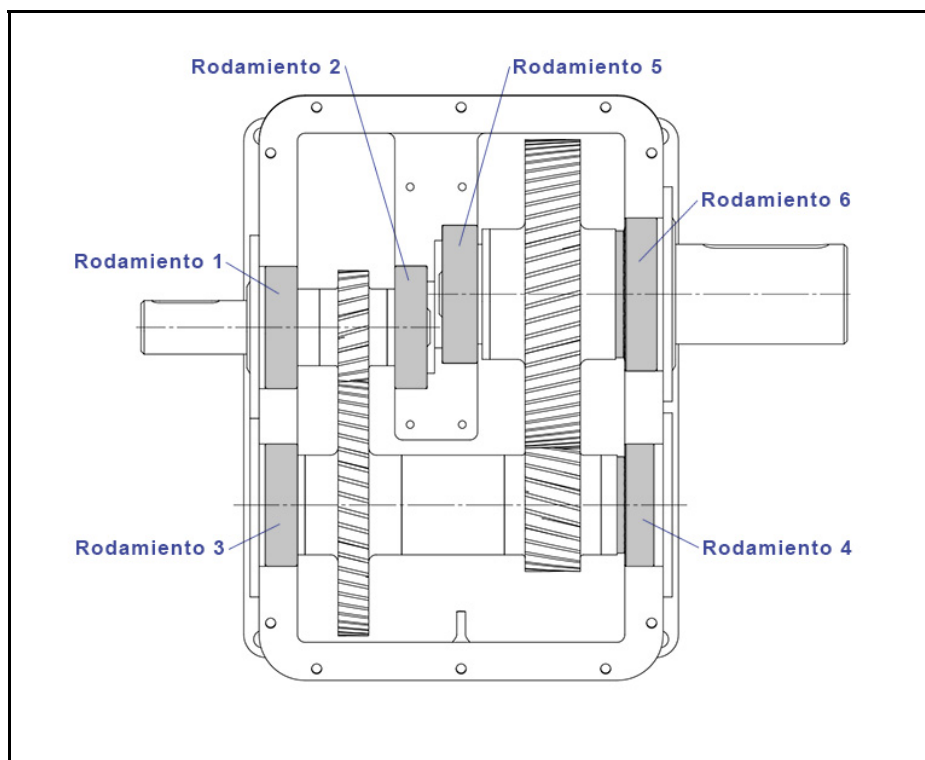


Figura 13. Rodamientos.

A continuación se muestra una tabla con las características mecánicas de los rodamientos seleccionados.

	Modelo	C	$P_u$	$K_r$	$K_a$	Y	e
Rodamiento 1	7307 BEP	39	1	0,1	1,6		1,14
Rodamiento 2	7405 BM	39,7	1	0,1	1,6		1,14
Rodamiento 3	7405 BM	39,7	1	0,1	1,6		1,14
Rodamiento 4	33010/Q	69,3	11,4			1,9	0,31
Rodamiento 5	7406 BM	47,5	1,2	0,1	1,6		1,14
Rodamiento 6	33013/Q	110	17,3			1,7	0,35

En la siguiente tabla se resume los resultados de los cálculos realizados comprobando que los rodamientos seleccionados cumplen.

	$F_r$ (N)	$F_a$ (N)	$F_{eq}$ (N)	$n$ (rpm)	$a_1$	$a_{23}$	$q$	$C$ (kN)
Rodamiento 1	4638,88	2379,47	4638,88	1400	0,37	12,406	3	26,34
Rodamiento 2	5020,52	0	5020,52	1400	0,37	10,407	3	30,22
Rodamiento 3	5193,31	2470,99	5193,31	581,13	0,37	9,685	3	23,89
Rodamiento 4	13814,78	0	13814,78	581,132	0,37	1020,494	10/3	13,49
Rodamiento 5	8118,47	0	8118,47	239,832	0,37	5,867	3	32,86
Rodamiento 6	13062,07	4850,46	0	239,83	0,37	5792,214	10/3	5,48

