

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERIA DEL DISEÑO**

**GRADO EN INGENIERIA MECÁNICA**

---



**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR  
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE  
TRANSMISION 16,01 Y PAR MÁXIMO A  
LA SALIDA DE 2388 NM**

**TRABAJO FIN DE GRADO 2016**

*PRESENTADO POR:*

**Simón Teruel Pardo**

*DIRIGIDO POR:*

**José Enrique Tarancón Caro**



TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE  
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 16,01 Y  
PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2388 NM**



**DOCUMENTO Nº:1**

**MEMORIA**



## INDICE

1- OBJETO DEL PROYECTO.....	3
2- NECESIDADES Y CONDICIONES.....	4
2.1- NECESIDADES DE PAR.....	4
2.2- NECESIDADES DE VELOCIDAD .....	4
2.3- CONDICIONES DE TRABAJO Y GEOMETRIA .....	4
2.4- CONDICIONES AMBIENTALES .....	4
2.5- CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACION .....	5
3- SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	6
3.1- TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO .....	6
3.1.1- Correas planas.....	7
3.1.2- Correas trapezoidales.....	7
3.1.3- Ruedas de fricción .....	7
3.2- TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE .....	8
3.2.1- Cadenas.....	8
3.2.2- Correas dentadas.....	9
3.3- TRANSMISIONES POR ENGRANE DIRECTO .....	9
3.3.1- Transmisiones por engranajes cilíndricos .....	10
3.3.2- Transmisiones por engranajes cónicos.....	10
3.3.3- Transmisiones por engranajes cónicos desplazados.....	10

3.3.4- Transmisión por tornillo sin fin.....	10
4- DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCION ADOPTADA.....	11
4.1- DESCRIPCION GENERAL DE LA SOLUCIÓN.....	11
4.2- DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS COMPONENTES.....	13
4.2.1- Descripción de los engranajes .....	13
4.2.2- Descripción de los árboles .....	16
4.2.3- Descripción de las chavetas .....	19
4.2.3- Descripción de los rodamientos .....	19
4.2.4- Descripción de los anillos de seguridad .....	20
4.2.5- Sellos radiales de aceite .....	21
4.2.6- Descripción de los tapones y visores de la carcasa.....	22
4.2.7- Carcasa.....	23
5- BIBLIOGRAFIA .....	26

## 1- OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo de este proyecto es el diseño y cálculo de un reductor de velocidad genérico para un catálogo de reductores con diferentes relaciones de transmisión y pares máximos transmisibles. Las especificaciones concretas de que debe cumplir este reductor de velocidad se enumeran a continuación:

- Velocidad del motor eléctrico: 1400 r.p.m.
- Par máximo a la salida: 2388 Nm
- Relación de transmisión total: 16.01

## **2- NECESIDADES Y CONDICIONES**

### **2.1- NECESIDADES DE PAR**

La función de este reductor es conseguir transformar un bajo par a la entrada del mismo y conseguir a la salida un máximo de 2388 Nm para arrastrar un mecanismo con posibles choques moderados durante su funcionamiento.

El par necesario a la entrada del mecanismo será aproximadamente de 149 Nm para satisfacer las características de trabajo.

### **2.2- NECESIDADES DE VELOCIDAD**

El reductor se ha diseñado para una velocidad de entrada de 1400 rpm cuando se entrega el par máximo en la salida indicado en el apartado anterior. Teniendo en cuenta la relación de transmisión, debemos tener una velocidad a la salida aproximadamente de 87 r.p.m.

### **2.3- CONDICIONES DE TRABAJO Y GEOMETRIA**

Para favorecer en la medida de lo posible su instalación, deberá tener un tamaño compacto.

### **2.4- CONDICIONES AMBIENTALES**

La temperatura media de trabajo se puede estimar en torno a los 25°C.



## **2.5- CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACION**

Cada 45.000 horas serán revisados y sustituidos, si procede, los rodamientos que se estipulen. El aceite se sustituirá cada 3.000 horas de funcionamiento. Es aconsejable revisar periódicamente el nivel de aceite en el cárter.

### 3- SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Para satisfacer las necesidades de velocidad y par en los mecanismos, suele ser habitual el empleo de sistemas de transmisión para adecuar de forma sencilla las características de los motores, cuando estos no son capaces de adaptarse a las condiciones de trabajo por si solos. En nuestro caso es necesario la utilización de un sistema mecánico capaz de aumentar el par de salida del motor eléctrico.

Los sistemas de transmisión más comunes se pueden clasificar atendiendo a sus principios básicos de funcionamiento (Apuntes de Diseño de Máquinas II: Transmisiones. Disponible en la plataforma PoliformaT de la asignatura):

#### 3.1- TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO

El elemento característico de este tipo de transmisiones es la correa, aunque se pueden emplear ruedas de fricción. Estos elementos tienen un rendimiento de transmisión entre el 85 y 98%. La relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia transmitida, a causa del deslizamiento de entre correa y poleas.

Sus principales ventajas son:

- Coste reducido y bajos requerimientos en el posicionamiento de los árboles.
- Funcionamiento silencioso.

- Capacidad de absorción elástica de choques, y protección contra sobrecargas.

Sus principales inconvenientes son:

- La relación de transmisión no es exacta y depende de la carga, existe un deslizamiento comprendido entre el 1 y 3%.
- Sobrecargan los cojinetes de los árboles debido a la necesidad de tensión previa.
- Duración limitada.
- Sensibilidad al ambiente.

Los tres tipos de transmisiones por rozamiento más habituales son:

### **3.1.1- Correas planas**

Se emplean entre árboles paralelos y cruzados, con relaciones de transmisión  $i \leq 6$  para accionamientos abiertos,  $i \leq 15$  para accionamientos con rodillos tensores. A causa de su deslizamiento su rendimiento está alrededor del 85%.

### **3.1.2- Correas trapezoidales**

Poseen una fuerza de transmisión hasta tres veces superior a las correas planas, para la misma fuerza de presión, lo que sobrecarga menos los cojinetes. Se emplean en árboles paralelos, con relaciones de transmisión  $i \leq 10$ . El rendimiento en estas correas puede alcanzar el 98%.

### **3.1.3- Ruedas de fricción**

Se pueden emplear tanto en árboles paralelos como cruzados o que se corten. No pueden transmitir grandes potencias e introducen elevados esfuerzos

a los árboles debido a la fuerza de contacto que es necesaria para realizar el esfuerzo de rozamiento, evitando todo lo posible el deslizamiento de las ruedas entre sí.

### **3.2- TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE**

#### **3.2.1- Cadenas**

Se emplean entre árboles paralelos, pudiendo transmitir mayores fuerzas que las correas con menores distancias. Las relaciones de transmisión en general son de  $i \leq 7$ , pero con velocidades reducidas pueden llegar a  $i = 10$ .

Sus principales ventajas son:

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

Sus principales inconvenientes son:

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

### 3.2.2- Correas dentadas

Con las correas dentadas se pueden conseguir unas ventajas similares a las de las cadenas pero eliminando los problemas de lubricación y permitiendo trabajar a velocidades superiores (hasta 60 m/s). Como inconveniente estas transmisiones necesitan mayor espacio para trabajar en las mismas condiciones de carga que una cadena. También son más ruidosas que el resto de correas.

### 3.3- TRANSMISIONES POR ENGRANE DIRECTO

Este tipo de transmisión es el más utilizado, puesto que sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión muy amplia. Sirven para árboles paralelos, cruzados y que se corten.

Sus principales ventajas son:

- Relación de transmisión constante e independiente de la carga.
- Elevada fiabilidad y larga duración.
- Dimensiones reducidas.
- Elevado rendimiento.
- Mantenimiento reducido.
- Capacidad para soportar sobrecargas.

Sus principales inconvenientes son:

- Coste elevado.
- Generación de ruidos durante el funcionamiento.
- Transmisión muy rígida, se requiere en la mayoría de aplicaciones un acoplamiento elástico para la absorción de choques y vibraciones.

Los tipos más habituales de este tipo de transmisiones son:

### **3.3.1- Transmisiones por engranajes cilíndricos**

Este tipo de engranaje se utiliza entre árboles paralelos, admitiéndose en cada etapa de transmisión relaciones de hasta  $i = 8$ . El rendimiento de cada etapa de transmisión es del 96 al 99%. Hay dos tipos de dentado disponibles para este tipo de engranajes: dientes rector y dientes helicoidales. Los engranajes de dientes rectos son mucho más simples y económicos que los helicoidales. Por otro lado los engranajes de dientes helicoidales tienen un funcionamiento mucho más silencioso, realizando una transmisión más suave.

### **3.3.2- Transmisiones por engranajes cónicos**

Este tipo de transmisión se emplea entre árboles que se cortan, y para relaciones de transmisión de hasta  $i = 6$ . Si las exigencias son elevadas se utilizan con dentado espiral.

### **3.3.3- Transmisiones por engranajes cónicos desplazados**

Este tipo de engranajes se utilizan entre árboles cruzados cuando la distancia entre ellos es reducida, con el fin de reducir los ruidos y tener posibilidad de prolongar los arboles de transmisión. El rendimiento de este tipo de transmisión es inferior a la de engranajes cónicos debido al mayor deslizamiento.

### **3.3.4- Transmisión por tornillo sin fin**

Este tipo de engranajes tiene un uso exclusivo en árboles cruzados, con relaciones de transmisión desde 1 a más de 100 por etapa, y con rendimientos entre el 97 y el 45%. Este rendimiento se ve reducida al aumentar la relación de transmisión.

## 4- DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCION ADOPTADA

### 4.1- DESCRIPCION GENERAL DE LA SOLUCIÓN

La solución final adoptada es un sistema de transmisión por engrane directo, empleando engranajes cilíndricos de dientes helicoidales ya que cumplen con los requerimientos de fiabilidad, alto rendimiento, alta duración, bajo mantenimiento y resistencia química.

Hemos seleccionado para esta transmisión los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales frente a los de dientes rectos porque deseamos conseguir un funcionamiento lo más suave posible, evitando todo lo posible cualquier tipo de vibración producida por la transmisión de potencia.

Dado que la relación de transmisión está establecida al principio del presente documento, así como las necesidades de par a la salida y velocidad a la entrada, solo nos queda determinar de cuántas etapas estará constituido nuestro reductor. Debido a la alta relación de transmisión necesaria optamos por dos etapas de transmisión, con una relación transmisión por etapa de 4. Para evitar el contacto reiterado de los dientes cada 4 vueltas, se optará por una relación de transmisión para la etapa 1 de  $i_1 = 4.125$  y una relación de transmisión para la etapa 2 de  $i_2 = 3.889$ .

Los árboles están diseñados para cumplir con los requisitos establecidos para:

- Rigidez torsional: el límite para el cálculo de los árboles se ha establecido en  $1^\circ$  en una longitud de 20 veces el diámetro, con un máximo de  $1.5^\circ/\text{m}$ .

- Deflexión lateral: el límite para árboles con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales es de 0.005 veces  $m_n$ , siendo  $m_n$  el módulo normal en mm. La pendiente máxima admisible es de 0.0005 rad.
- Resistencia a fatiga: se estudiará cada una de las secciones susceptibles a fallo por altos ciclos de trabajo.

La unión entre los árboles y los engranajes se realizará mediante chavetas de tipo patín. Al emplear este tipo de elementos se origina un concentrador de tensiones que tendremos en cuenta para el cálculo de resistencia a fatiga del eje.

El piñón y la rueda de cada etapa se estimarán a partir del diseño previo de los árboles mediante rigidez torsional. También se tendrá en cuenta el tamaño de la chaveta seleccionada y el módulo seleccionado para cada una de las etapas.

A la hora de evitar pérdidas innecesarias por fricción al giro de los árboles, se instalarán unos apoyos llamados rodamientos o cojinetes de rodadura. Para nuestro caso emplearemos rodamientos cilíndricos cónicos de una sola hilera. La selección de este tipo de rodamientos ha surgido por la necesidad de absorber los esfuerzos axiales producidos por los engranajes.

Todos los componentes se encuentran fijados axialmente en los árboles mediante anillos de seguridad, casquillos y resaltes sobre los árboles.

La lubricación del reductor se realizará por barboteo. Habrá una cantidad de lubricante suficiente como para que cubra parcialmente, al menos, uno de los engranajes de cada etapa.

La carcasa del reductor de velocidad estará fabricada en fundición.



En las diferentes uniones de la carcasa se dispondrán de juntas en la unión de las tapas y retenes de goma para los ejes de entrada y salida, evitando la pérdida de lubricante.

## **4.2- DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS COMPONENTES**

### **4.2.1- Descripción de los engranajes**

Un engranaje es el conjunto de dos o más ruedas dentadas unidas para transmitir un trabajo. La rueda motriz o conductora es la que recibe el movimiento de su árbol, mientras que la accionada o conducida es la que transmite movimiento a su árbol. La rueda conductora se denominará piñón y la conducida rueda.

Para definir cada rueda hay que especificar con que módulo estamos trabajando. El uso de un módulo estandarizado permite el intercambio de diferentes engranajes ya que fija el valor de la altura del diente mediante los valores de adendo y dedendo, correspondiéndose a 1.00 veces el módulo, en el caso del adendo, y 1.25 veces el módulo, en el caso del dedendo. Por ello el diámetro exterior equivale al diámetro primitivo más la altura de adendo, mientras que el diámetro de fondo de la entalla equivale al diámetro primitivo menos la altura de dedendo.

La circunferencia que tomamos como referencia para posicionar los dientes se denomina diámetro primitivo y equivale al diámetro que deberían tener los engranajes si fueran ruedas de fricción, sin alterar la relación de transmisión.

Los engranajes empleados en este reductor son del tipo cilíndricos de dientes helicoidales, como hemos mencionado anteriormente, para garantizar un funcionamiento suave.

A continuación se describen las características principales de cada etapa:

#### **4.2.1.1- Etapa 1**

La primera etapa de reducción consta de una relación de transmisión que debe ser de  $i = 4.125$ . Para esta etapa se empleara un módulo normal de 4 mm. Con estas características procedemos a describir cada engranaje:

Piñón 1:

- Módulo: 4 mm
- Número de dientes: 16
- Diámetro primitivo: 68.107 mm
- Diámetro exterior: 72.107 mm
- Diámetro fondo: 63.107 mm

Rueda 1:

- Módulo: 4 mm
- Número de dientes: 66
- Diámetro primitivo: 280.943 mm
- Diámetro exterior: 284.943 mm
- Diámetro fondo: 275.943 mm

Una vez descritos estos parámetros se ha procedido a diseñar el ancho del dentado teniendo en cuenta el fallo a flexión del diente y el fallo por presión superficial. De ambos fallos hay que aplicar mayor coeficiente de seguridad al fallo por flexión, ya que es más crítico que el fallo por presión superficial. Así

pues el ancho obtenido para la primera etapa es  $b = 32$  mm, como se puede comprobar en el anexo “Cálculos”.

Para la fabricación de ambos engranajes se ha empleado acero aleado, templado y revenido 34NiCrMo16 cuyos datos principales son:

- Resistencia a fluencia:  $1030 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a rotura:  $1230 - 1420 \text{ N/mm}^2$
- Dureza superficial: HB 352

#### **4.2.1.2- Etapa 2**

La segunda etapa de reducción consta de una relación de transmisión que debe ser de  $i = 3.889$ . Para esta etapa se empleará un módulo normal de 5 mm.

Con estas características procedemos a describir cada engranaje:

Piñón 2:

- Módulo: 5 mm
- Número de dientes: 18
- Diámetro primitivo: 95.776 mm
- Diámetro exterior: 100.776 mm
- Diámetro fondo: 89.526 mm

Rueda 2:

- Módulo: 5 mm
- Número de dientes: 70
- Diámetro primitivo: 372.462 mm
- Diámetro exterior: 377.462 mm
- Diámetro fondo: 366.212 mm

Una vez descritos estos parámetros se ha procedido a diseñar el ancho del dentado teniendo en cuenta el fallo a flexión del diente y el fallo por presión superficial. De ambos fallos hay que aplicar mayor coeficiente de seguridad al fallo por flexión, ya que es más crítico que el fallo por presión superficial. Así pues el ancho obtenido para la segunda etapa es  $b = 67$  mm, como se puede comprobar en el anexo “Cálculos”.

Para la fabricación de ambos engranajes se ha empleado acero aleado, templado y revenido 34NiCrMo16 cuyos datos principales son:

- Resistencia a fluencia:  $1000 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a rotura:  $1230 - 1420 \text{ N/mm}^2$
- Dureza superficial: HB 358

Todos los valores correspondientes a los materiales empleados para los engranajes están especificados en el anexo “TABLA N°1”.

#### **4.2.2- Descripción de los árboles**

Los elementos encargados de transmitir el momento torsor y movimiento de giro a los piñones, y de asumirlo cuando son las ruedas las que lo transmiten, son los árboles.

Nuestro reductor consta de tres árboles en disposición paralela denominados: árbol de entrada, árbol intermedio y árbol de salida.

Para determinar si el diseño de los árboles es correcto se realizan una serie de comprobaciones de su resistencia siguiendo tres criterios:

- Rigidez torsional
- Deflexión lateral

- Fatiga

A continuación describimos cada uno de los árboles expuestos:

#### **4.2.2.1- Árbol de entrada**

Es el árbol encargado de recibir el trabajo desarrollado por el motor eléctrico. Con una velocidad de 1400 r.p.m. y un par de giro de 148.4 Nm aproximadamente, obtenemos mediante rigidez torsional un diámetro del árbol de 30 mm como mínimo, en la zona donde debe soportar momentos torsores. Dado que el estudio más restrictivo ha resultado ser el de rigidez torsional, como se puede comprobar en el anexo "Cálculos", damos este valor como definitivo.

El material empleado para la fabricación del árbol de entrada es, según la norma UNE, Acero F-128 normalizado. Las características principales de este acero son:

- Resistencia a fluencia: 860 N/mm<sup>2</sup>
- Resistencia a rotura: 1280 N/mm<sup>2</sup>
- Dureza superficial: HB 388
- Elongación máxima: 12%

#### **4.2.2.2- Árbol intermedio**

Es el árbol encargado de recibir el trabajo transmitido desde la rueda 1 al piñón 2. Con una velocidad de giro de 339.39 r.p.m. y un momento torsor de 612.31 Nm, obtenemos mediante rigidez torsional un diámetro del árbol de 45 mm como mínimo, en la zona donde debe soportar momentos torsores. Dado que el estudio más restrictivo ha resultado ser el de rigidez torsional, como se puede comprobar en el anexo "Cálculos", damos este valor como definitivo.

El material empleado para la fabricación del árbol de entrada es, según la norma UNE, Acero F-128 normalizado. Las características principales de este acero son:

- Resistencia a fluencia: 860 N/mm<sup>2</sup>
- Resistencia a rotura: 1280 N/mm<sup>2</sup>
- Dureza superficial: HB 388
- Elongación máxima: 12%

#### **4.2.2.3- Árbol de salida**

Es el árbol encargado de transmitir el trabajo recibido desde la rueda 2 a la maquina arrastrada. Con una velocidad de giro de 87.02 r.p.m. y un momento torsor de 2388 Nm, obtenemos mediante rigidez torsional un diámetro del árbol de 75 mm como mínimo, en la zona donde debe soportar momentos torsores. Dado que el estudio más restrictivo ha resultado ser el de rigidez torsional, como se puede comprobar en el anexo "Cálculos", damos este valor como definitivo.

El material empleado para la fabricación del árbol de entrada es, según la norma UNE, Acero F-1252 normalizado. Las características principales de este acero son:

- Resistencia a fluencia: 560 N/mm<sup>2</sup>
- Resistencia a rotura: 950 N/mm<sup>2</sup>
- Dureza superficial: HB 277
- Elongación máxima: 19%

Todas las características de los materiales empleados en la fabricación de los árboles pueden consultarse en el anexo "TABLA N°4"

### 4.2.3- Descripción de las chavetas

Para conseguir que los esfuerzos de torsión en los árboles sean transmitidos a los engranajes y viceversa, se emplean las chavetas como elemento de unión.

Las chavetas están normalizadas según la norma UNE 17102-1:1967 y se seleccionan en función del diámetro del eje en el que deben ir alojadas. De ese mismo diámetro se determina su longitud, tal y como podemos comprobar en el anexo "Cálculos".

Las dimensiones finales de las chavetas empleadas son:

- Eje de entrada: 38 mm de longitud, 10 x 8 mm de sección.
- Eje intermedio: 57 mm de longitud, 14 x 9 mm de sección.
- Eje de salida: 94 mm de longitud, 20 x 12 mm de sección.

El material empleado para las chavetas es un acero no aleado F-1140, empleado en la fabricación de ejes, engranajes, tornillos, cigüeñales, manivelas y bielas, con unas características físicas:

- Resistencia a fluencia: 640 N/mm<sup>2</sup>
- Resistencia a rotura: 850 N/mm<sup>2</sup>
- Dureza superficial: HB 248
- Elongación máxima: 14%

Estas características pueden consultarse en el anexo "TABLA N°4".

### 4.2.3- Descripción de los rodamientos

Los rodamientos son los encargados de minimizar la fricción entre el árbol y la carcasa, ofreciendo un funcionamiento suave del mecanismo.

Todos los rodamientos empleados han sido seleccionados del catálogo del fabricante SKF (<http://www.skf.com>). Los elementos seleccionados corresponden a la familia de rodamientos cilíndricos cónicos, debido a las solicitaciones de esfuerzos axiales producidos por los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

Los cálculos realizados para la obtención de la vida de los rodamientos se pueden consultar en el anexo “Cálculos”.

Los rodamientos escogidos para el eje de entrada son los siguientes:

- Izquierda: SKF 33206 Q
- Derecha: SKF 30305 J2

Los rodamientos escogidos para el eje intermedio son los siguientes:

- SKF 32308 J2/Q
- SKF 33208 QCL7C

Los rodamientos escogidos para el eje de salida son los siguientes:

- Izquierda: SKF 30312 J2/Q
- Derecha: SKF 30315 J2

En el anexo “TABLA N°13”, “TABLA N°14”, “TABLA N°15”, “TABLA N°16”, “TABLA N°17” y “TABLA N°18” se puede consultar toda la información relativa a estos rodamientos.

#### **4.2.4- Descripción de los anillos de seguridad**

Los anillos de seguridad son elementos indispensables en el montaje de árboles ya que limitan el desplazamiento longitudinal de los engranajes, rodamientos y cubos.



Todos los anillos de seguridad empleados han sido seleccionados del catálogo del fabricante ROTORCLIP (<https://www.rotorclip.com>), concretamente son los anillos de seguridad DSH que cumplen con la normativa DIN 471.

Los anillos de seguridad seleccionados para el eje de entrada son:

- Rodamiento izquierdo: DSH-30 (30 x 1.5 mm)
- Rodamiento derecho: DSH-25 (25 x 1.2 mm)

Los anillos de seguridad seleccionados para el eje intermedio son:

- Rodamiento A y B: DSH-40 (35 x 1.75 mm)
- Engranaje: DSH-45 (45 x 1.75 mm)

Los anillos de seguridad seleccionados para el eje de salida son:

- Rodamiento izquierdo: DSH-60 (60 x 2 mm)
- Rodamiento derecho: DSH-75 (75 x 2.5 mm)

En el anexo “TABLA N°19” se puede consultar toda la información relativa a estos anillos de seguridad.

#### **4.2.5- Sellos radiales de aceite**

Los sellos radiales de aceite, comúnmente llamados retenes, son elementos elásticos que actúan por la tensión radial propia del material con el que están fabricados o empleando un resorte.

El material con el que están fabricados los retenes es capaz de soportar temperaturas entre  $-40^{\circ}$  C hasta  $200^{\circ}$  C, teniendo una alta resistencia al desgaste.

Todos los sellos radiales empleados han sido seleccionados del catálogo del fabricante SKF con perfil de trabajo tipo HMSA10.

El anillo de seguridad empleado en el eje de entrada es:

- SKF 30 x 45 x 8 HMSA10 V

El anillo de seguridad empleado en el eje de salida es:

- SKF 75 x 90 x 10 HMSA10 V

En el anexo “TABLA N°20” y “TABLA N°21” se puede consultar toda la información relativa a estos sellos radiales.

#### **4.2.6- Descripción de los tapones y visores de la carcasa**

Para facilitar las labores de llenado y sustitución de lubricante, como las de inspección, se instalará en la carcasa un tapón de llenado, un tapón de vaciado y un visor de nivel. Los tres elementos han sido seleccionados del catálogo del fabricante TECNODIN (<http://www.tecnodin.com>).

El tapón de llenado se situará en la parte superior de la carcasa de tal forma que la acción de añadir el lubricante sea cómoda y accesible. Este tapón incorpora un agujero para mantener en todo momento la presión interior constante, evitando así sobrepresiones dentro del reductor que podrían afectar a los sellos radiales.

Vamos a emplear un tapón de llenado TECNODIN 487016000 de métrica M 16 x 1.5.

El tapón de vaciado se situará en la parte inferior de la carcasa de tal forma que la acción de vaciar el lubricante sea cómoda. Este tapón incorpora un imán, de tal forma que durante el vaciado del lubricante alojado en el reductor, podemos comprobar si hay partículas metálicas que se han ido desprendiendo

por el funcionamiento del reductor. También evitamos que las partículas sueltas entren en contacto con los elementos del reductor.

El tapón de vaciado seleccionado es el TECNODIN TM-1415 de métrica M 14 x 1.5.

El visor de nivel del lubricante se situará en un lateral de la carcasa del reductor de velocidad, a ser posible en una zona con fácil acceso para favorecer su inspección visual de forma rápida.

El visor de nivel a emplear es TECNODIN 482116000 de métrica M 16 x 1.5, que además cuenta con un reflector que facilita la lectura del nivel de lubricante.

En el anexo “TABLA N°22”, “TABLA N°23” y “TABLA N°24” se puede consultar toda la información relativa a estos elementos.

#### **4.2.7- Carcasa**

La carcasa es el armazón exterior del reductor, protege y aísla a los elementos internos de los agentes corrosivos exteriores. A su vez hace la función de soporte estructural para los componentes descritos anteriormente. Este elemento, por tanto, permite trabajar al conjunto de forma satisfactoria.

La carcasa debe ser lo suficientemente rígida como para evitar deformaciones producidas por las cargas debidas al sistema de reducción. Si no fuera el caso se producirían deformaciones perjudiciales tanto para los árboles como para los rodamientos y engranajes, provocando un mal funcionamiento y por ello un posible fallo prematuro. También ha de absorber las vibraciones, aunque en nuestro caso estas serán mínimas gracias al empleo de engranajes

cilíndricos de dientes helicoidales. Para rigidizar el conjunto se incluirán nervaduras.

Para garantizar que cumple con todas las exigencias mecánicas, y dadas que estas no son muy elevadas, se empleará una fundición gris. Este material es óptimo para este cometido gracias a su buena aptitud para moldearlo y es fácil mecanizarlo. Además no presenta inconvenientes de dilatación o conductividad térmica como el aluminio y su coste es reducido.

El material a emplear será una fundición gris FG – 25, que según la norma EN 1561:2011 presenta las siguientes características:

- Resistencia a la tracción: 250 – 350 MPa
- Dureza: 180 – 250 HB

Para la fabricación del cárter se empleara la técnica de moldeo y para conseguir un buen acabado superficial y precisión, se mecanizarán los alojamientos de los rodamientos.

Como ya se explicó en el apartado anterior, se empleará un tapón de llenado con respiradero para mantener en todo momento la presión constante en el interior del reductor, evitando así las sobrepresiones.

Para evitar que el peso del conjunto no sea excesivo se empleara un espesor de pared no mayor de 16 mm. En las zonas que en las que sea posible un menor espesor, se evitará que sea inferior a 8 mm para evitar que el conjunto sea poco resistente.

Para poder manipular el reductor se emplearán diversos puntos de para poder elevar el conjunto. También se deben redondear las aristas de la carcasa evitando la presencia de cantos vivos.

La carcasa tendrá un acabado exterior con pintura en polvo termoendurecible a base de resinas poliésteres modificadas con resinas epoxídicas. Esta pintura tiene una gran estabilidad térmica y confiere a la carcasa una resistencia a la corrosión.

La carcasa dispondrá de cuatro elementos principales, el cárter o parte inferior, la tapa superior, la tapa lateral del eje de entrada y la tapa lateral del eje de salida. Esta disposición sirve para montar de forma sencilla los elementos internos del reductor. La unión se realizara mediante tornillos, empleando una junta entre las diferentes partes para garantizar la estanquidad del conjunto.

## 5- BIBLIOGRAFIA

Shigley, Joseph Edward; Mischke, Charles R. *Diseño en ingeniería mecánica*.

México: McGraw-Hill/Interamericana, 2002.

Juinall, Robert C. *Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica*. México:

Limusa Noriega, 1991.

Juinall, Robert C. *Fundamentals of machine component design*. Hoboken, N.J.:

John Wiley & Sons, 2012.

Norton, Robert L. *Diseño de máquinas*. México: Prentice Hall, 1999.

Besa González, Antonio; Giner Maravilla, Eugenio; Ródenas García, Juan José;

Tarancón Caro, José Enrique; Valero Chuliá, Francisco. *Componentes de máquinas: Fatiga de alto ciclo*. Madrid: Pearson Educación, 2003.

González Contreras, Francisco; Meseguer Calas. *Planificación de procesos y*

*control numérico*. Valencia: Editorial Politècnica de València, 2014.

Hoffman, Edward G. *Manual del taller para estudiantes y operarios*. México:

Limusa Noriega, 2006

García Ricart, José Manuel. *Apuntes de normalización*. Valencia: Editorial Politècnica de València, 2005.

Tur Valiente, Manuel; Pedrosa Sánchez, Ana. *Grado en ingeniería mecánica: Diseño de máquinas I*. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

*Grado en ingeniería mecánica: Diseño de máquinas II*. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

SKF. (s.f.). <http://www.skf.com>

Rotorclip. (s.f.). <https://rotorclip.com>

Tecnodin. (s.f.). <http://tecnodin.com>

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE  
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 16,01 Y  
PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2388 NM**



**ANEXO DEL DOCUMENTO Nº:1**

**CÁLCULOS**





## INDICE

1- INTRODUCCIÓN: .....	5
2- DATOS DE PARTIDA: .....	5
3- CÁLCULO DE ENGRANAJES: .....	6
3.1- DESCRIPCIÓN DE LAS CARACTERISTICAS DE LOS EJES: .....	6
3.2- CÁLCULO DE DIÁMETROS DE LOS EJES POR DEFLEXIÓN TORSIONAL: .....	6
3.3- VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE: .....	7
3.4- DIAMETRO DE LOS ENGRANAJES: .....	7
3.5- ANCHURA DE LOS ENGRANAJES:.....	9
3.5.1- Cálculo a presión superficial .....	10
3.5.2- Cálculo a flexión.....	13
3.6- RESULTADOS DE CÁLCULO: .....	17
3.6.1- Ancho etapa 1 .....	18
3.6.2- Ancho etapa 2 .....	19
4- DIMENSIONADO DE LOS EJES: .....	20
4.1- TIPO DE MATERIAL: .....	20
4.2- CÁLCULO A RIGIDEZ TORSIONAL: .....	21
4.3- CÁLCULO A FATIGA .....	21
4.4- CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL: .....	24
4.5- DIMENSIONADO DE LOS EJES: .....	25

4.5.1- Eje de entrada.....	25
4.5.1.1- Fuerzas actuantes .....	26
4.5.1.2- Diseño a deflexión lateral .....	27
4.5.1.3- Diseño a fatiga.....	28
4.5.2- Eje intermedio .....	32
4.5.2.1- Fuerzas actuantes .....	32
4.5.2.2- Diseño a deflexión lateral .....	33
4.5.2.3- Diseño a fatiga.....	36
4.5.3- Eje de salida .....	39
4.5.3.1- Fuerzas actuantes .....	40
4.5.3.2- Diseño a deflexión lateral .....	41
4.5.3.3- Diseño a fatiga.....	42
5- DIMENSIONADO DE LOS RODAMIENTOS: .....	46
5.1- CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS.....	46
5.2- CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO:.....	47
5.3- RESULTADOS: .....	49
5.3.1- Rodamientos eje de entrada .....	49
5.3.2- Rodamientos eje intermedio .....	52
5.3.3- Rodamientos eje de salida.....	53
5.3.4- Tabla de sustitución .....	56
6- DIMENSIONADO DE UNIONES A TORSION: .....	57
6.1- CHAVETA DEL EJE DE ENTRADA: .....	57

6.2- CHAVETA DEL EJE INTERMEDIO:..... 57

6.3- CHAVETA DEL EJE DE SALIDA: ..... 58



## 1- INTRODUCCIÓN:

El objeto de este proyecto es diseñar un reductor de velocidad para unas condiciones de funcionamiento determinadas.

## 2- DATOS DE PARTIDA:

Las características que tiene que cumplir el reductor de velocidad son las siguientes:

- Velocidad del motor eléctrico: 1400 r.p.m.
- Par máximo necesario a la salida: 2388 Nm
- Relación de transmisión:  $16.01 \pm 5\%$
- Número de etapas: 2

### 3- CÁLCULO DE ENGRANAJES:

#### 3.1- DESCRIPCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES:

Como estimación inicial se seleccionarán las siguientes relaciones de transmisión:

$$i_1 = 4.1 \qquad i_2 = 3.9$$

Empleando las relaciones de transmisión de cada etapa y los datos iniciales, elaboramos la siguiente tabla con las características de cada eje:

Tabla 1: Datos iniciales

Eje	$\omega$ (rpm)	T(Nm)
Entrada	1400	148,438
Intermedio	339,393	612,307
Salida	87,024	2388

#### 3.2- CÁLCULO DE DIÁMETROS DE LOS EJES POR DEFLEXIÓN TORSIONAL:

Dado que el factor crítico en el diseño de ejes suele ser la rigidez del mismo, vamos a determinar un diámetro mínimo estableciendo una deflexión torsional máxima de  $(\theta/L)_{\max} = 1.5^\circ/\text{m}$ . Seguidamente se comprueba que cumple en el caso de una deformación inferior a  $1^\circ$  para  $L = 20 \cdot d$ . La expresión a utilizar para la estimación del diámetro inicial es:

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

En la siguiente tabla podemos observar los diámetros mínimos:

*Tabla 2: Diámetro mínimo a rigidez torsional*

Eje	D para 1,5 <sup>o</sup> /m (mm)	D para 1 <sup>o</sup> (mm)	<b>d(mm)</b>
Entrada	0,029058	0,027759043	<b>30</b>
Intermedio	0,041412	0,044519042	<b>45</b>
Salida	0,058196	0,070075684	<b>75</b>

### 3.3- VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE:

Para determinar la resistencia de los dientes de los diferentes engranajes es necesario conocer la viscosidad cinemática del lubricante a una temperatura de 40°C.

Para el reductor de velocidad seleccionamos un aceite ISO VG 320, cuya temperatura ambiente de funcionamiento varía entre 10°C y 40°C, según se aprecia en el anexo "TABLA N°2". Este lubricante tiene una viscosidad cinemática de 320 mm<sup>2</sup>/s a 40°C.

### 3.4- DIAMETRO DE LOS ENGRANAJES:

Con los datos anteriormente aportados en la determinación del diámetro mínimo de los ejes, procedemos al cálculo de los posibles diámetros de los engranajes partiendo siempre de los módulos estandarizados y una serie de factores determinados a continuación:

- $Z_{\max} = 150$
- $\beta$  y  $\alpha_n = 20^\circ$



Dado que los engranajes que vamos a emplear son del tipo helicoidal es necesario el cálculo del módulo aparente  $m_t$ :

$$m_t = m_n / \cos \beta$$

Teniendo todo en cuenta procedemos al cálculo de los diámetros de los engranajes con una primera aproximación mediante la siguiente expresión:

$$d = d_{eje} + 2h + 7.5 m_n$$

Donde  $h$  es el valor de la altura del cubo que necesita la chaveta en el engranaje y se puede obtener en el anexo "TABLA N°3".

Con el valor del diámetro obtenemos el número de dientes aproximado del engranaje empleando la expresión:

$$d = m_t \cdot z$$

Una vez realizada esta operación, redondeamos el número de dientes a un número entero y volvemos a calcular el diámetro del primer engranaje.

Partiendo del engranaje de entrada de una etapa determinamos el engranaje de salida mediante las expresiones anteriores, obteniendo como resultado las tablas siguientes:

*Tabla 3: Resumen de los posibles engranajes para la etapa 1*

mn	mt	d1* (mm)	z1*	z1	d1 (mm)	z2*	z2	d2 (mm)	i	Valoración
1	1,064	44,100	41,440	41	43,631	168,100	168	178,782	4,098	$z_2 > 150$
1,25	1,330	45,975	34,562	35	46,558	143,500	144	191,552	4,114	Válido
1,5	1,596	47,850	29,976	30	47,888	123,000	123	196,341	4,100	Válido
2	2,128	51,600	24,244	24	51,081	98,400	98	208,579	4,083	Válido
2,5	2,660	55,350	20,805	21	55,869	86,100	86	228,798	4,095	Válido
3	3,193	59,100	18,512	19	60,658	77,900	78	249,018	4,105	Válido
4	4,257	66,600	15,646	16	68,107	65,600	66	280,943	4,125	Válido
5	5,321	74,100	13,926	14	74,492	57,400	57	303,291	4,071	Interferencia

Tabla 4: Resumen de los posibles engranajes para la etapa 2

mn	mt	d1* (mm)	z1*	z1	d1 (mm)	z2*	z2	d2 (mm)	i	Valoración
1,5	1,596	67,250	42,130	42	67,043	163,800	164	261,788	3,905	$z2 > 150$
2	2,128	71,000	33,359	33	70,236	128,700	129	274,558	3,909	Válido
2,5	2,660	74,750	28,097	28	74,492	109,200	109	289,988	3,893	Válido
3	3,193	78,500	24,589	25	79,813	97,500	98	312,868	3,920	Válido
4	4,257	86,000	20,203	20	85,134	78,000	78	332,023	3,900	Válido
5	5,321	93,500	17,572	18	95,776	70,200	70	372,462	3,889	Válido
6	6,385	101,000	15,818	16	102,161	62,400	62	395,874	3,875	Válido
8	8,513	116,000	13,626	14	119,188	54,600	55	468,238	3,929	Interferencia

### 3.5- ANCHURA DE LOS ENGRANAJES:

Una vez acotados los posibles módulos y diámetros de los engranajes, procederemos a calcular el ancho de los engranajes. Previamente debemos seleccionar el tipo de material empleado para la fabricación de los mismos, para ello empleamos el anexo "TABLA N°4". En este caso los engranajes serán fabricados según las siguientes características:

- Acero aleado templado y revenido 34NiCrMo16:
  - $S_y = 1030 \text{ N/mm}^2$
  - $HB = 352$
  - $S_{HL} = 835.2 \text{ N/mm}^2$
  - $S_{FL} = 336.6 \text{ N/mm}^2$

Con los valores previamente calculados y tomando como referencia un coeficiente de seguridad  $X = 1.5$  procedemos al cálculo y comparación de los diferentes anchos posibles.

### 3.5.1- Cálculo a presión superficial

La presión superficial la obtendremos partiendo de la expresión de Hertz y teniendo en cuenta todos los factores que afectan a este tipo de engranajes (Apuntes de Diseño de Máquinas II: Transmisiones. Disponible en la plataforma PoliformaT de la asignatura):

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

Despejando de la ecuación el ancho b y determinando que el coeficiente de seguridad es:

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

Obtenemos la siguiente expresión:

$$b = \frac{F_t}{d_1} \cdot \frac{1+i}{i} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \left( \frac{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta}{S_{HP}} \right)^2$$

Donde:

- $F_t$ : Es la fuerza tangencial que aparece en el punto.
- $K_A$ : Coeficiente dependiente de la aplicación. En nuestro caso se considera que la maquina motriz es del tipo uniforme y la arrastrada tendrá choques moderados en su funcionamiento. Por tanto el valor de este coeficiente es 1.5, tal y como muestra el anexo "TABLA N°5".
- $K_v$ : Coeficiente dinámico que depende de la precisión del dentado, del coeficiente de aplicación, del tipo de engranaje y la velocidad de giro.

En nuestro caso  $Q_{ISO}$  es 5, como se puede consultar en el anexo “TABLA N°6”:

$$K_v = 1 + \left( \frac{6.7}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + 0.0087 \right) \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot 2 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}}$$

- $K_{H\beta}$ : Coeficiente de distribución de carga longitudinal. Este coeficiente depende de la calidad del engranaje, su anchura y su diámetro. Con una calidad  $Q_{iso}$  de 5 y un ajuste del tipo b, c obtenemos los valores del anexo “TABLA N°7”, quedándonos la siguiente expresión:

$$K_{H\beta} = 1.1 + 1.15 \cdot 10^{-4} \cdot b + 0.18 \cdot \left( \frac{b}{d} \right)^2$$

- $K_{H\alpha}$ : Coeficiente de distribución de carga transversal. Dado que depende de la calidad, y teniendo en cuenta que estamos empleando una  $Q_{iso}$  de 5, el valor de este coeficiente es 1.
- $Z_H$ : Coeficiente geométrico. Viene determinado por la siguiente expresión:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t}}$$

- $Z_E$ : Coeficiente elástico. Este se obtiene de la siguiente expresión:

$$Z_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

- $Z_\varepsilon$ : Coeficiente de conducción. En el caso de dientes helicoidales empleamos la siguiente ecuación:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{si } \varepsilon_\beta < 1; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{si } \varepsilon_\beta > 1$$

- $Z_\beta$ : Factor de ángulo de hélice. Este factor considera el efecto producido por la inclinación del diente de la siguiente forma:

$$Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos \beta}}$$

- $S_{HP}$ : Tensión de contacto máxima admisible por el material. se compone de:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W$$

- $S_{HL}$ : Tensión de contacto límite del material.
- $Z_N$ : Coeficiente de duración. Para vida infinita este valor es 1.
- $Z_L$ : Coeficiente de viscosidad. Este coeficiente tiene en cuenta la viscosidad del aceite de la siguiente forma:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2}$$

donde  $C_{ZL} = 0.83$  dado que  $S_{HL} < 850 \text{ N/mm}^2$

- $Z_V$ : Coeficiente de velocidad. Para este coeficiente es necesario tener en cuenta la velocidad tangencial sobre la formación de la película lubricante:

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{V}}} \quad \text{donde } C_{ZV} = C_{ZL} + 0.02$$

- $Z_R$ : Coeficiente de rugosidad. Consideramos con este coeficiente la influencia de la rugosidad superficial en la formación:

$$Z_R = \left( \frac{3}{Rz_{10}} \right)^{C_{ZR}}$$

$$\text{donde } Rz_{10} = 1.4 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot (r_1 + r_2)}{r_1 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha_t}} \quad \text{y } C_{ZR} = 0.15$$

- $Z_W$ : Coeficiente de durezas. Dado que el piñón y la rueda son del mismo material, acero templado, el valor de  $Z_W = 1$ .

### 3.5.2- Cálculo a flexión

El método que emplearemos para la obtención del esfuerzo de flexión es el modelo de Lewis, añadiéndole una serie de factores correctores para una resolución más aproximada (Apuntes de Diseño de Máquinas II: Transmisiones. Disponible en la plataforma PoliformaT de la asignatura):

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

Determinando que el coeficiente de seguridad es:

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

Despejamos el coeficiente de seguridad y comprobamos, empleando el ancho calculado en el apartado anterior, que el coeficiente de seguridad es mayor que el deseado. Por tanto nos queda la siguiente ecuación:

$$X_F = \frac{S_{PF} \cdot b \cdot m_n}{F_t \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}$$

Donde:

- $Y_{Fa}$ : Coeficiente de forma para la carga aplicada. En el caso que nos ocupa este factor se establece mediante esta expresión:

$$Y_{Fa} = 38.18 \cdot z_v^{-1.29} + 2.11$$

- $Y_\varepsilon$ : Coeficiente de conducción. Este coeficiente lo obtenemos de la ecuación siguiente:

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \left( \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} \right)$$

- $Y_{sa}$ : Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente.

La expresión es la siguiente:

$$Y_{sa} = 0.96 + 0.54 \cdot \log z_v$$

- $Y_\beta$ : Factor de inclinación. Dado que  $\beta = 20^\circ$  lo calcularemos de la siguiente forma:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \left( \frac{\beta}{120^\circ} \right)$$

- $Y_B$ : Factor de espesor del aro. Dado que el factor  $S_r/h_t$  es mayor de 0.5, la expresión a utilizar es:

$$Y_B = 1.6 \cdot \ln \left( 2.242 \cdot \frac{h_t}{S_R} \right)$$

- $K_A$ : Coeficiente de aplicación. Este valor es el mismo que en el apartado anterior.
- $K_V$ : Coeficiente dinámico. Este valor es el mismo que en el apartado anterior.
- $K_{F\beta}$ : Coeficiente de distribución de carga longitudinal. Este coeficiente toma como referencia el coeficiente de distribución de carga longitudinal del estudio de presión superficial, y por tanto es:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} \quad \text{con} \quad N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$$

- $K_{F\alpha}$ : Coeficiente de distribución de carga transversal. Dadas las características de los engranajes y la calidad seleccionada (Qiso 5), el valor es 1.
- $S_{FP}$ : Tensión normal máxima admisible por el material. se obtiene de la siguiente forma:



$$S_{FP} = S_{FI} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X$$

- $S_{FI}$ : Tensión a flexión límite del engranaje.
- $Y_{ST}$ : Coeficiente de concentración de tensiones del engranaje de referencia. Este valor es 2.1
- $Y_{NT}$ : Coeficiente de duración por flexión. Este valor se considera 1 porque no es una aplicación crítica, en cuyo caso valdría 0.85.
- $Y_{\delta rT}$ : Coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo. Este coeficiente se obtiene de la siguiente forma:

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0.82 \cdot (Y_{sa} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1 + 0.82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}$$

- $Y_{RrT}$ : Coeficiente de rugosidad relativa. Dado que  $R_z$  es  $1.4\mu\text{m}$  la fórmula para este coeficiente es:

$$Y_{RrT} = 1.674 - 0.529 \cdot (R_z + 1)^{0.1}$$

- $Y_X$ : Coeficiente de tamaño. Dado que los módulos empleados son menores o iguales a 5, el coeficiente tiene un valor de 1.

Una vez que se ha estimado el ancho mediante presión superficial y se ha comprobado que el coeficiente de seguridad a flexión es mayor al estimado, se comprobará que el ancho del engranaje esté comprendido entre los siguientes valores:

$$b < 2 \cdot d \quad \text{y} \quad b > 0.5 \cdot d$$

### 3.6- RESULTADOS DE CÁLCULO:

Para cada valor del módulo obtenido en el apartado 3.4- DIAMETRO DE LOS ENGRANAJES se ha procedido a realizar el cálculo del ancho necesario para que cumpla las especificaciones requeridas y obtenemos los siguientes resultados para la **etapa 1**:

Tabla 5: Engranajes válidos para la etapa 1

mn	mt	z1	d1 (mm)	z2	d2 (mm)	i	Valoración	b
1,25	1,330	35	46,558	144	191,552	4,114	Ancho excesivo	CAMBIAR
1,5	1,596	30	47,888	123	196,341	4,100	Ancho excesivo	CAMBIAR
2	2,128	24	51,081	98	208,579	4,083	Válido	77
2,5	2,660	21	55,869	86	228,798	4,095	Válido	52
3	3,193	19	60,658	78	249,018	4,105	Válido	41
4	4,257	16	68,107	66	280,943	4,125	Válido	32

Y para la **etapa 2**:

Tabla 6: Engranajes válidos para la etapa 2

mn	mt	z1	d1 (mm)	z2	d2 (mm)	i	Valoración	b
2	2,128	33	70,236	129	274,558	3,909	Ancho excesivo	CAMBIAR
2,5	2,660	28	74,492	109	289,988	3,893	Ancho excesivo	CAMBIAR
3	3,193	25	79,813	98	312,868	3,920	Valido	133
4	4,257	20	85,134	78	332,023	3,900	Válido	98
5	5,321	18	95,776	70	372,462	3,889	Válido	68
6	6,385	16	102,161	62	395,874	3,875	Válido	59

Para mostrar los resultados obtenidos de los módulos seleccionados, emplearemos la hoja de cálculo proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (D.I.M.M.). Esta hoja emplea las ecuaciones anteriormente descritas para estimar el ancho de los engranajes.





## 4- DIMENSIONADO DE LOS EJES:

### 4.1- TIPO DE MATERIAL:

El material empleado para la fabricación de los ejes e intermedio será un acero 4340, F-128 de la norma UNE, normalizado, como se muestra en el anexo "TABLA N°4".

Las características de este acero son:

- $S_u = 1280 \text{ Mpa}$
- $S_y = 860 \text{ Mpa}$
- Dureza HB = 388
- Módulo de Young:  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$
- Módulo de elasticidad transversal:  $G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ Mpa}$

Para la fabricación del eje de salida el material que emplearemos será un acero 4140, F-1252 de la norma UNE, normalizado.

Las características de este acero son:

- $S_u = 950 \text{ Mpa}$
- $S_y = 560 \text{ Mpa}$
- Dureza HB = 277
- Módulo de Young:  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$
- Módulo de elasticidad transversal:  $G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ Mpa}$

#### 4.2- CÁLCULO A RIGIDEZ TORSIONAL:

Este cálculo se ha realizado anteriormente en el apartado 3.2- CÁLCULO DE DIÁMETRO DE LOS EJES POR RIGIDEZ TORSIONAL.

#### 4.3- CÁLCULO A FATIGA

Esta comprobación es necesaria, ya que estudia cómo se comportará el eje cuando esté sometido a tensiones alternantes durante un alto número de ciclos. En nuestro caso los esfuerzos son aplicados en el mismo punto con cargas variables en el tiempo.

En acero se estudia el límite de fatiga  $S_e$ , correspondiente a una vida de  $10^6$  ciclos. Si el componente cumple los requisitos, no fallará por fatiga.

El estudio por fatiga se realizará en todas las secciones en las que el diámetro no esté definido por la rigidez a torsión. En estas secciones se comprobará que el diámetro requerido es inferior al establecido.

El método que vamos a emplear es el Criterio de Soderberg junto con el criterio de máxima tensión tangencial (Apuntes de Diseño de Máquinas I, Disponible en la plataforma PoliformaT de la asignatura) y dado que los esfuerzos axiales son de compresión, la expresión a utilizar para determinar el diámetro mínimo será:

$$d^3 = \frac{32 \cdot X}{\pi \cdot S_y} \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} M_a\right)^2 + \left(T_m + \frac{S_{sy}}{S_{se}} T_a\right)^2}$$

Dado que el momento torsor es fijo o nulo en cualquier sección del eje, podemos simplificar la ecuación anterior en:

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

Donde:

- d: diámetro mínimo para que el componente no falle a fatiga.
- X: coeficiente de seguridad.  $X = 2.5$
- $S_y$ : límite elástico del material.
- $M_a$ : momento flector alternante.
- $T_m$ : momento torsor medio.
- $S_e$ : límite de fatiga para  $N \geq 10^6$  ciclos. Se calcula a partir de la siguiente expresión:

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

- $S'_e$ : límite de fatiga para el material, se estima como:

$$S'_e = 0.5 \cdot S_u$$

- $K_a$ : Factor de superficie. En función del tipo de acabado y según el anexo "TABLA N°8":

$$K_a = a \cdot (S_u)^b$$

- $K_b$ : Factor de tamaño. Depende del diámetro del eje:

$$K_b = \left( \frac{d}{7.62\text{mm}} \right)^{-0.107} \quad \text{si } 2.79 \leq d \leq 51\text{mm}$$

$$K_b = 0.859 - 0.000837 \cdot d \quad \text{si } 51 \leq d \leq 254\text{mm}$$

- $K_c$ : Factor de tipo de carga. Dado que la carga a considerar es flexión,  $K_c = 1$ .
- $K_d$ : Factor de temperatura. Dado que se estima que mecanismo tenga una temperatura de funcionamiento entre  $50^\circ\text{C}$  y  $60^\circ\text{C}$ , este factor toma como valor 1.01.
- $K_e$ : Factor de confiabilidad. Estimamos una confiabilidad del 95%, por tanto  $K_e = 0.868$  como se puede observar en el anexo "TABLA N°9".
- $K_f$ : Factor del concentrador de tensiones. Se expresa mediante la siguiente ecuación:

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

- $q$ : Factor de sensibilidad a la entalla.

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

- $\alpha$ : Constante del material. Para aceros con  $S_u > 550 \text{ Mpa}$ :

$$\alpha = 0.025 \left( \frac{2070 \text{ Mpa}}{S_u} \right)^{1.8} \text{ mm}$$



- $\rho$ : Radio de acuerdo.
- En el caso de la utilización de chavetas, se empleará el valor tabulado para una chaveta tipo patín en flexión para un acero templado, por tanto  $K_f = 1.6$ .
- En el caso de las entallas en eje para los anillos de seguridad, se empleara el valor tabulado  $K_f = 2.2$ .
- En el caso de cambios de sección con flexión alternante, con ausencia de torsor alternante y axil de tracción, se empleara el anexo “TABLA N°10”.

#### 4.4- CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL:

Debemos limitar la deflexión lateral del eje, ya que los componentes podrían estar funcionando bajo esfuerzos diferentes, dando lugar a un mal funcionamiento y, en consecuencia, a una reducción de la vida de los componentes. Se tomarán como referencia los siguientes valores estipulados por el D.I.M.M.:

- En ejes con engranajes cilíndricos de dientes rectos es conveniente una separación menor de  $0.01 \cdot m_n$ , siendo el modulo en mm, y la mitad de este valor si se trata de engranajes de dientes helicoidales.
- En engranajes cilíndricos la pendiente ha de ser menor de  $0.0005\text{rad}$ .

- En rodamientos rígidos de bolas la pendiente ha de ser menor de 0.002rad.
- En rodamientos de rodillos cilíndricos la pendiente ha de ser menor de 0.001rad.
- En rodamientos de rodillos cónicos la pendiente ha de ser menor de 0.0008rad.

Para evaluar la deflexión lateral de los ejes se empleara una hoja de cálculo de Excel a fin de agilizar el proceso de cálculo lo máximo posible. En los ejes de entrada y salida la dirección de la fuerza radial exterior será aquella que resulte más desfavorable.

#### 4.5- DIMENSIONADO DE LOS EJES:

##### 4.5.1- Eje de entrada

Las secciones a calcular son las estipuladas sobre la siguiente representación del eje de entrada:

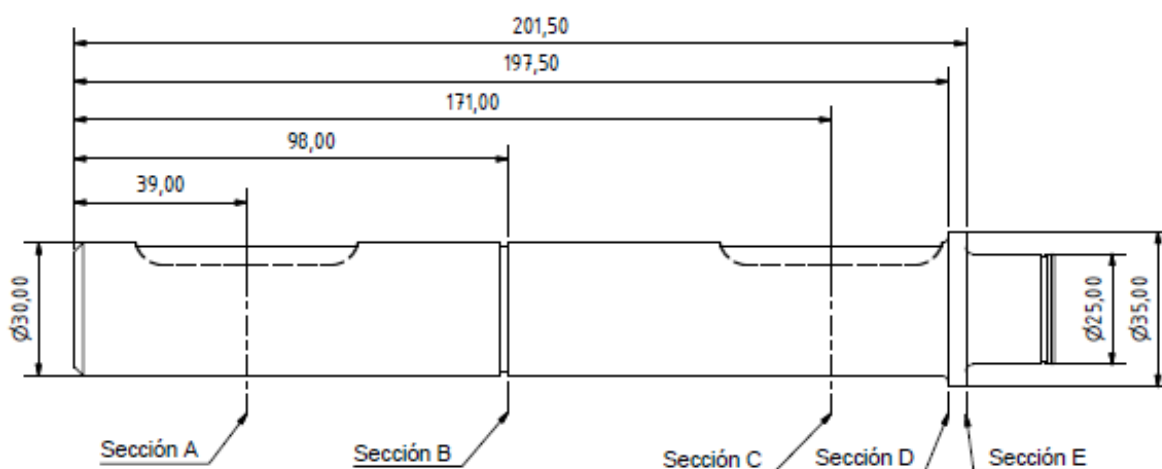


Ilustración 1: Eje de entrada

#### 4.5.1.1- Fuerzas actuantes

Sobre el eje actúan diversas fuerzas, concretamente las originadas por la máquina actuante y las fuerzas generadas por la transmisión de potencia en el engranaje. Estas fuerzas se localizan en las secciones A y C respectivamente.

Dado que las fuerzas inducidas por la máquina actuante no las conocemos, podemos aproximarlas de la siguiente forma:

La fuerza radial: Es igual al par torsor dividido por un radio igual a dos veces el diámetro del eje.

Por tanto podemos decir que la fuerza aplicada en la sección A es:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d} = \frac{148.44}{2 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = \pm 2473.97 \text{N}$$

A su vez las fuerzas que actúan sobre la sección C se determinan como:

$$F_{t1} = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = 4358.94712 \text{N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_t = 1688.34677 \text{N}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = -1586.52701 \text{N}$$

Por ello los esfuerzos aplicables sobre la sección C son:

$$R1 = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = 4674.498 \text{N}$$

$$M_{Fa} = r_{eng1} \cdot F_{a1} = -54.027 \text{Nm}$$

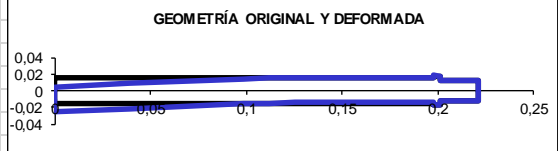
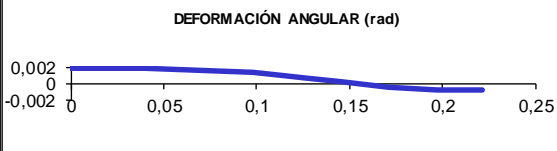
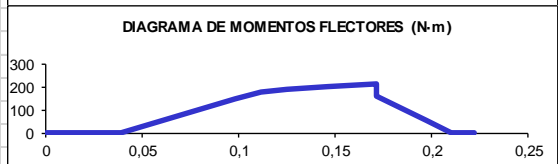
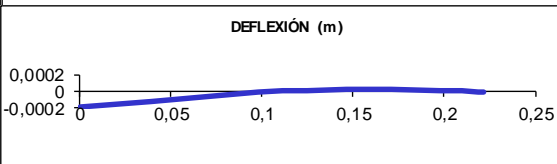
#### 4.5.1.2- Diseño a deflexión lateral

Comprobamos que los esfuerzos calculados no deforman en exceso la geometría produciéndonos funcionamientos erróneos provocando el fallo de los componentes. Dado que tenemos dos posibles esfuerzos en el eje de entrada provocados por el motor eléctrico estudiaremos ambos para determinar cuál es más desfavorable. Para ello emplearemos la hoja de cálculo proporcionada por el D.I.M.M. para el cálculo de deformaciones y momentos de ejes:

Tabla 9: Caso de deformaciones y momentos 1 en el eje de entrada

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,84E-03	-1,866E-04
2	0,03900	0,03000	-2473,97	0,00	0,00	0,00	1,84E-03	-1,148E-04
3	0,09800	0,03000	0,00	0,00	145,96	145,96	1,33E-03	-1,620E-05
4	0,11150	0,03000	0,00	0,00	179,36	179,36	1,06E-03	0,000E+00
5	0,12500	0,03000	0,00	0,00	187,17	187,17	7,68E-04	1,238E-05
6	0,14600	0,03000	0,00	0,00	199,32	199,32	2,82E-04	2,345E-05
7	0,17100	0,03000	4674,50	54,03	213,78	159,75	-3,37E-04	2,284E-05
8	0,19750	0,03500	0,00	0,00	51,20	51,20	-6,72E-04	8,722E-06
9	0,20150	0,02500	0,00	0,00	34,82	34,82	-6,83E-04	6,011E-06
10	0,21000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,19E-04	0,000E+00
11	0,21850	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,19E-04	-6,116E-06
12	0,22150				0,00	0,00	-7,19E-04	-8,274E-06
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA		DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)	
			
DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)		DEFLEXIÓN (m)	
			

Para el primer estado de carga comprobamos que cumple con los requisitos establecidos. Ahora analizaremos el segundo caso:

Tabla 10: Caso de deformaciones y momentos 2 en el eje de entrada

E(N/m <sup>2</sup> ) 2,1000E+11				Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.				
Factor Def -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones 12				Signos:				
Secc Rod A 4		Reacc en A(N) -6694,26		Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
Secc Rod B 10		Reacc en B(N) -454,21		Momentos positivos en sentido horario				
Sección (j)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,13E-03	1,067E-04
2	0,03900	0,03000	2473,97	0,00	0,00	0,00	-1,13E-03	6,278E-05
3	0,09800	0,03000	0,00	0,00	-145,96	-145,96	-6,10E-04	6,517E-06
4	0,11150	0,03000	0,00	0,00	-179,36	-179,36	-3,47E-04	0,000E+00
5	0,12500	0,03000	0,00	0,00	-122,39	-122,39	-1,03E-04	-2,931E-06
6	0,14600	0,03000	0,00	0,00	-33,76	-33,76	9,35E-05	-2,639E-06
7	0,17100	0,03000	4674,50	54,03	71,74	17,71	3,67E-05	-3,535E-07
8	0,19750	0,03500	0,00	0,00	5,68	5,68	-4,55E-07	4,189E-08
9	0,20150	0,02500	0,00	0,00	3,86	3,86	-1,69E-06	3,744E-08
10	0,21000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,76E-06	0,000E+00
11	0,21850	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,76E-06	-4,899E-08
12	0,22150				0,00	0,00	-5,76E-06	-6,628E-08
13								

The figure contains four sub-graphs:

- GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA:** Shows the original and deformed geometry of the shaft along its length (0 to 0.25 m). The y-axis ranges from -0.02 to 0.04 m.
- DEFORMACIÓN ANGULAR (rad):** Shows the angular deformation in radians along the shaft length. The y-axis ranges from -0.002 to 0.001 rad.
- DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m):** Shows the bending moment diagram in N-m along the shaft length. The y-axis ranges from -200 to 100 N-m.
- DEFLEXIÓN (m):** Shows the deflection in meters along the shaft length. The y-axis ranges from -0.0001 to 0.0002 m.

Podemos observar que el primer estado de carga es más desfavorable desde el punto de vista de momentos flectores. Una vez comprobado que no tenemos deformaciones excesivas, podemos realizar la comprobación a fatiga de las secciones críticas.

#### 4.5.1.3- Diseño a fatiga

Las secciones de estudio serán la A, la B, la C, la D y la E.

##### Sección A

Esta sección está sometida únicamente al momento torsor, ya que es un extremo en voladizo. Para iniciar el cálculo comprobaremos que el diámetro obtenido por rigidez torsional cumple con lo requerido. También tendremos en cuenta que al tratarse de un chavetero, tal como hemos establecido  $K_f$  será 1.6:

Tabla 11: Resultado a fatiga de la sección A - eje de entrada

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5			
Sn'(Mpa)	640	(su<1400mpa)	material=	34CrNiMo6				
	SECCION	chavetero						
Flector (Nm)	Torsor (Nm)	d* (mm)	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	Ka	0,677276
0	148,44	30	1,6	205,1088	0,863609	16,38064	a	4,51
0	148,44	16,38064	1,6	218,8279	0,921374	16,38064	b	-0,265
0	148,44	16,38064	1,6	218,8279	0,921374	16,38064	Kc	1
0	148,44	16,38064	1,6	218,8279	0,921374	16,38064	Kd	1,01
0	148,44	16,38064	1,6	218,8279	0,921374	16,38064	Ke	0,868

Como se puede comprobar, el diámetro requerido es de 16.380mm mientras que el diámetro mínimo establecido por rigidez torsional era de 30mm. Por tanto esta sección no fallará.

### Sección B

Esta sección está sometida a momento torsor y momento flector, por tanto es necesario su estudio para asegurar la vida del eje:

Tabla 12: Resultado a fatiga de la sección B - eje de entrada

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5			
Sn'(MPa)	640	(su<1400mpa)	material=	34CrNiMo6				
	SECCION	Entalla anillo eje entrada						
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	Ka	0,677276
145,96	148,44	30	2,2	149,17	0,863609	29,35725829	a	4,51
145,96	148,44	29,35726	2,2	149,5161	0,865613	29,33527531	b	-0,265
145,96	148,44	29,33528	2,2	149,5281	0,865682	29,33451531	Kc	1
145,96	148,44	29,33452	2,2	149,5285	0,865684	29,33448903	Kd	1,01
145,96	148,44	29,33449	2,2	149,5285	0,865685	29,33448812	Ke	0,868

Tal y como habíamos establecido, al ser una entalla empleamos el valor de  $K_f$  de 2.2. Esta sección cumple a fatiga ya que el eje necesario sería menor que el estipulado por rigidez torsional.

## Sección C

Esta sección es la más crítica, ya que soporta el mayor momento flector del eje, combinado con el momento torsor, y al igual que en la sección A, tomamos como valor de  $K_f = 1.6$ :

Tabla 13: Resultado a fatiga de la sección C - eje de entrada

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5				
Sn'(MPa)	640	(su<1400mpa)		material=	34CrNiMo6				
	SECCION	chavetero							
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	Ka		0,677276
213,78	148,44	30	1,6	205,1088	0,863609	29,96396757	a		4,51
213,78	148,44	29,96397	1,6	205,1351	0,86372	29,9627175	b		-0,265
213,78	148,44	29,96272	1,6	205,136	0,863724	29,9626741	Kc		1
213,78	148,44	29,96267	1,6	205,1361	0,863724	29,9626726	Kd		1,01
213,78	148,44	29,96267	1,6	205,1361	0,863724	29,96267254	Ke		0,868

Esta sección cumple a fatiga, ya que el valor necesario del eje es menor que el seleccionado.

## Sección D

En esta sección se produce un cambio de diámetro, por tanto habrá que prestar especial cuidado a las sollicitaciones requeridas. Es importante tener en cuenta que no hay momento torsor en esta sección:

Tabla 14: Resultado a fatiga de la sección D - eje de entrada

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5						
Sn'(MPa)	640	(su<1400mpa)		material=	34CrNiMo6						
	SECCION	apoyo engranaje									
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d*	D/d*	Kt	Kf	Kb	Sn	dreal (mm)
51,2	0	30	1,5	35	0,05	1,166667	1,9	1,876379	0,863609	174,8975	19,53479275
51,2	0	19,53479	1,5	35	0,076786	1,791675	2	1,973754	0,904175	174,0791	19,56536027
51,2	0	19,56536	1,5	35	0,076666	1,788876	2	1,973754	0,904024	174,0499	19,56645139
51,2	0	19,56645	1,5	35	0,076662	1,788776	2	1,973754	0,904019	174,0489	19,56649031
51,2	0	19,56649	1,5	35	0,076662	1,788773	2	1,973754	0,904018	174,0489	19,5664917
51,2	0	19,56649	1,5	35	0,076662	1,788772	2	1,973754	0,904018	174,0489	19,56649175
	alfa	0,04043		Ka	0,677276		Kc		1		
	rad. Acuerdo	1,5		a	4,51		Kd		1,01		
	q	0,973754		b	-0,265		Ke		0,868		

Esta sección cumple con los requisitos establecidos a fatiga ya que el diámetro necesario es menor que el seleccionado.

### Sección E

En esta sección se ha practicado un cambio importante de diámetro ya que los esfuerzos requeridos son muy inferiores al resto:

Tabla 15: Resultado a fatiga de la sección E - eje de entrada

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5							
Sn'(MPa)	640	(su<1400mpa)	material=	34CrNiMo6								
SECCION	apoyo final rod											
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d*	D/d*	Kt	Kf	Kb	Sn	dreal (mm)	
34,82	0	20	1,5	35	0,075	1,75	1,9	1,876379	0,901901	182,6524	16,93224284	
34,82	0	16,93224	1,5	35	0,088588	2,067062	1,95	1,925067	0,918114	181,2333	16,9763235	
34,82	0	16,97632	1,5	35	0,088358	2,061695	1,95	1,925067	0,917859	181,1829	16,97789783	
34,82	0	16,9779	1,5	35	0,08835	2,061504	1,95	1,925067	0,91785	181,1811	16,97795398	
34,82	0	16,97795	1,5	35	0,08835	2,061497	1,95	1,925067	0,917849	181,181	16,97795599	
alfa		0,04043		Ka	0,677276		Kc	1				
rad. Acuerdo		1,5		a	4,51		Kd	1,01				
q		0,973754		b	-0,265		Ke	0,868				

Tal y como se aprecia el diámetro establecido es suficiente para cumplir con los requisitos a fatiga.

Por tanto queda definido el eje de entrada, cumpliendo todos los requisitos exigidos tanto a fatiga como a deflexión.



### 4.5.2- Eje intermedio

Las secciones a calcular son las estipuladas sobre la siguiente representación del eje intermedio:

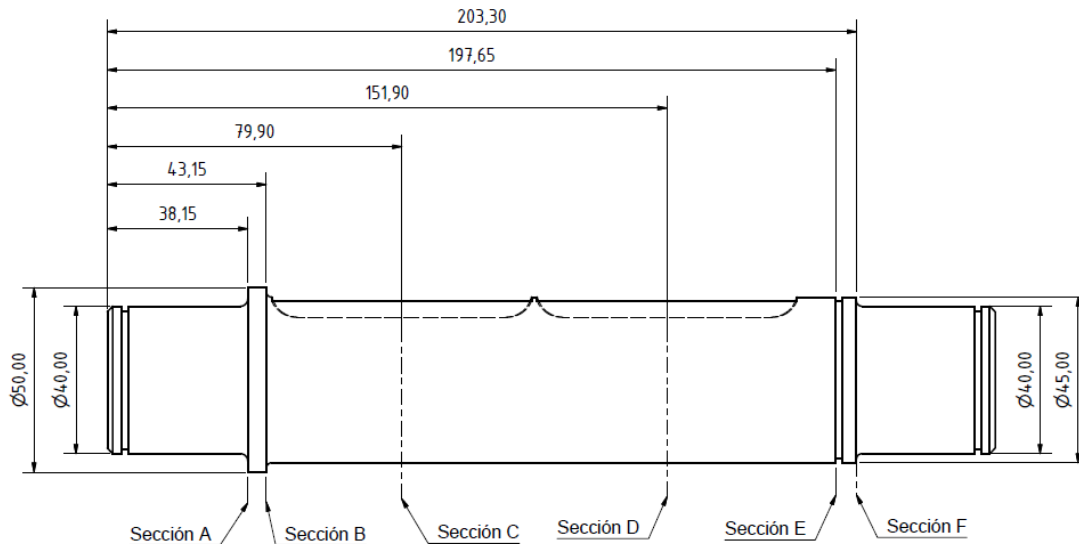


Ilustración 2: Eje intermedio

#### 4.5.2.1- Fuerzas actuantes

Sobre el eje actúan las fuerzas generadas por la transmisión de potencia en los engranajes. Estas fuerzas se localizan en las secciones C y D respectivamente.

Las fuerzas que actúan sobre la sección C se determinan como:

$$F_{t2} = \frac{T_{\text{int}}}{\frac{d_2}{2}} = -4358.94712\text{N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_t = -1688.34677\text{N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta = 1586.52701\text{N}$$

$$M_{Fa} = r_{\text{eng2}} \cdot F_{a2} = -222.861774\text{Nm}$$

Las fuerzas que actúan sobre la sección F se determinan como:

$$F_{t3} = \frac{T_{int}}{\frac{d_3}{2}} = -12786.2449N$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan \alpha_t = 4952.48387N$$

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \tan \beta = -4653.81255N$$

$$M_{Fa} = r_{eng3} \cdot F_{a3} = -222.861774Nm$$

En este caso dado que los esfuerzos no están en el mismo plano, se procederá a analizar cada uno de los planos y se resolverá con la combinación de ambos esfuerzos.

#### 4.5.2.2- Diseño a deflexión lateral

Comprobamos que los esfuerzos calculados no deforman en exceso la geometría produciéndonos funcionamientos erróneos provocando el fallo de los componentes. Para ello emplearemos la hoja de cálculo proporcionada por el D.I.M.M. para el cálculo de deformaciones y momentos de ejes.

En primer lugar se analizará el plano vertical, compuesto por las acciones debidas a las fuerzas tangenciales:

Tabla 16: Deformaciones y momentos producidos por esfuerzos en el plano vertical

E(N/m <sup>2</sup> ) 2,1000E+11				Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.				
Factor Def -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones 11								
Secc Rod A 2		Reacc en A(N) 7443,92		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
Secc Rod B 10		Reacc en B(N) 9701,27		Momentos positivos en sentido horario				
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,39E-04	1,837E-05
2(rod)	0,02190	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,39E-04	0,000E+00
3(sec)	0,03815	0,05000	0,00	0,00	-120,96	-120,96	-8,01E-04	-1,343E-05
4(sec)	0,04315	0,04500	0,00	0,00	-158,18	-158,18	-7,91E-04	-1,741E-05
5(chav)	0,07990	0,04500	-4358,95	0,00	-431,75	-431,75	-5,34E-04	-4,248E-05
6(sec)	0,11365	0,04500	0,00	0,00	-535,87	-535,87	-1,48E-04	-5,422E-05
7(chav)	0,15190	0,04500	-12786,24	0,00	-653,87	-653,87	3,90E-04	-4,992E-05
8(ent)	0,19765	0,04500	0,00	0,00	-210,03	-210,03	8,58E-04	-1,954E-05
9(sec)	0,20330	0,04000	0,00	0,00	-155,22	-155,22	8,82E-04	-1,462E-05
10(rod)	0,21930	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,29E-04	0,000E+00
11	0,24095				0,00	0,00	9,29E-04	2,0121E-05

A continuación se analizará el plano horizontal, compuesto por las acciones debidas a las fuerzas radiales y a los momentos generados por las fuerzas axiales:

Tabla 17: Deformaciones y momentos producidos por esfuerzos en el plano horizontal

E(N/m <sup>2</sup> ) 2,1000E+11				Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones 11							
Secc Rod A 2		Reacc en A(N) 1759,28		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 10		Reacc en B(N) -5023,42		Momentos positivos en sentido horario			

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,10E-04	-2,398E-06
2(rod)	0,02190	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,10E-04	0,000E+00
3(sec)	0,03815	0,05000	0,00	0,00	-28,59	-28,59	1,18E-04	1,827E-06
4(sec)	0,04315	0,04500	0,00	0,00	-37,38	-37,38	1,21E-04	2,425E-06
5(chav)	0,07990	0,04500	-1688,35	-222,86	-102,04	120,82	1,81E-04	7,809E-06
6(sec)	0,11365	0,04500	0,00	0,00	118,43	118,43	8,60E-05	1,232E-05
7(chav)	0,15190	0,04500	4952,48	-222,86	115,72	338,58	-2,00E-05	1,357E-05
8(ent)	0,19765	0,04500	0,00	0,00	108,76	108,76	-2,62E-04	6,173E-06
9(sec)	0,20330	0,04000	0,00	0,00	80,37	80,37	-2,75E-04	4,655E-06
10(rod)	0,21930	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,99E-04	0
11	0,24095				0,00	0,00	-2,99E-04	-6,474E-06

Por último se combinan ambas tablas para determinar qué esfuerzo está soportando el eje en total:

Tabla 18: Deformaciones y momentos totales sobre el eje intermedio

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0	0,04	0,00	0,00	8,46E-04	1,85E-05
2(rod)	0,0219	0,04	0,00	0,00	8,46E-04	0,00E+00
3(sec)	0,03815	0,05	124,30	124,30	8,10E-04	1,36E-05
4(sec)	0,04315	0,045	162,54	162,54	8,00E-04	1,76E-05
5(chav)	0,0799	0,045	443,64	448,33	5,64E-04	4,32E-05
6(sec)	0,11365	0,045	548,80	548,80	1,71E-04	5,56E-05
7(chav)	0,1519	0,045	664,03	736,33	3,91E-04	5,17E-05
8(ent)	0,19765	0,045	236,52	236,52	8,97E-04	2,05E-05
9(sec)	0,2033	0,04	174,80	174,80	9,24E-04	1,53E-05
10(rod)	0,2193	0,04	0,00	0,00	9,76E-04	0,00E+00
11	0,24095		0,00	0,00	9,76E-04	2,11E-05

Reacc en A(N)	7648,99
Reacc en B(N)	10924,71

Una vez comprobado que no tenemos deformaciones excesivas, podemos realizar la comprobación a fatiga de las secciones críticas.

#### 4.5.2.3- Diseño a fatiga

Las secciones de estudio serán la A, la B, la C, la D, la E y F.

##### Sección A

Esta sección está sometida a momento flector. Para iniciar el cálculo comprobaremos que el diámetro seleccionado cumple con lo requerido:

Tabla 19: Resultado a fatiga de la sección A - eje intermedio

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5							
Sn'(MPa)	640	(su<1400mpa)		material=	34CrNiMo6							
SECCION	Apoyo rod											
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d*	D/d*	Kt	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	
124,3	0	45	1,5	65	0,033333	1,444444	2,3	2,265881	138,6837	0,826943	28,36581593	
124,3	0	28,36582	1,5	50	0,052881	1,762685	2,3	2,265881	145,7035	0,868801	27,90275371	
124,3	0	27,90275	1,5	50	0,053758	1,791938	2,3	2,265881	145,9604	0,870332	27,88637818	
124,3	0	27,88638	1,5	50	0,05379	1,79299	2,3	2,265881	145,9695	0,870387	27,8857943	
124,3	0	27,88579	1,5	50	0,053791	1,793028	2,3	2,265881	145,9698	0,870389	27,88577347	
124,3	0	27,88577	1,5	50	0,053791	1,793029	2,3	2,265881	145,9699	0,870389	27,88577273	
	alfa	0,04043		Ka	0,677276		Kc		1			
	rad. Acuerdo	1,5		a	4,51		Kd		1,01			
	q	0,973754		b	-0,265		Ke		0,868			

Como se puede comprobar, el diámetro seleccionado es mayor al requerido, asegurando la vida del eje.

##### Sección B

Esta sección solo está sometida a momento flector, por tanto es necesario su estudio para asegurar la vida del eje:

Tabla 20: Resultado a fatiga de la sección B - eje intermedio

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5							
Sn'(MPa)	640	(su<1400mpa)		material=	34CrNiMo6							
	SECCION	Apoyo eng										
Flector (Nm)	Torsor(Nn d* (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d*	D/d*	Kt	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)		
162,54	0	45	1,5	65	0,033333	1,444444	2,3	2,265881	138,6837	0,826943	31,01879976	
162,54	0	31,0188	1,5	50	0,048358	1,611926	2,25	2,217193	147,4853	0,860529	30,38905436	
162,54	0	30,38905	1,5	50	0,04936	1,645329	2,25	2,217193	147,8094	0,862419	30,36683113	
162,54	0	30,36683	1,5	50	0,049396	1,646533	2,25	2,217193	147,8209	0,862487	30,3660388	
162,54	0	30,36604	1,5	50	0,049397	1,646576	2,25	2,217193	147,8213	0,862489	30,36601054	
162,54	0	30,36601	1,5	50	0,049397	1,646578	2,25	2,217193	147,8214	0,862489	30,36600953	
	alfa	0,04043		Ka	0,677276		Kc	1				
	rad. Acuer	1,5		a	4,51		Kd	1,01				
	q	0,973754		b	-0,265		Ke	0,868				

Tal y como se puede comprobar, al ser un cambio de sección con pocas solicitaciones cumple a fatiga, ya que el eje necesario es menor que el planteado.

### Sección C

Esta sección soporta momento flector del eje combinado con el momento torsor, y como hemos establecido para las chaveteras tomamos como valor de  $K_f = 1.6$ :

Tabla 21: Resultado a fatiga de la sección C - eje intermedio

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5							
Sn'(MPa)	640	(su<1400mpa)		material=	34CrNiMo6							
	SECCION	chavetero										
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	Ka			0,677276		
448,33	612,3077	45	1,6	196,4004	0,826943	39,34155542	a			4,51		
448,33	612,3077	39,34156	1,6	199,2448	0,838919	39,17030609	b			-0,265		
448,33	612,3077	39,17031	1,6	199,3379	0,839311	39,1647668	Kc			1		
448,33	612,3077	39,16477	1,6	199,3409	0,839323	39,16458724	Kd			1,01		
448,33	612,3077	39,16459	1,6	199,341	0,839324	39,16458142	Ke			0,868		

Esta sección cumple a fatiga, ya que el valor necesario del eje es menor que el seleccionado.

## Sección D

Esta sección tiene que soportar altas solicitaciones, además, por ello se realizará mediante rectificado, asegurando que cumple con los requisitos.

Emplearemos un  $K_f = 1.6$  puesto que el eje tiene practicado un chavetero:

Tabla 22: Resultado a fatiga de la sección D - eje intermedio

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5			
Sn'(MPa)	640	(su<1400mpa)		material=	34CrNiMo6			
	SECCION	chavetero						
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	Ka	
736,33	612,3077	45	1,6	249,414	0,826943	42,6045488	a	0,860091
736,33	612,3077	42,60455	1,6	250,8781	0,831797	42,52609303	b	1,58
736,33	612,3077	42,52609	1,6	250,9276	0,831961	42,52345284	Kc	-0,085
736,33	612,3077	42,52345	1,6	250,9292	0,831967	42,52336391	Kd	1
736,33	612,3077	42,52336	1,6	250,9293	0,831967	42,52336091	Ke	1,01
								0,868

Esta sección cumple con los requisitos para no tener fallos por fatiga, ha sido necesario aplicar un coeficiente de rectificado para esta sección del eje.

## Sección E

Esta sección ha de cumplir con la solicitación de momento flector, al no encontrarse entre los dos engranajes. El coeficiente a aplicar por ser una entalla es  $K_f = 2.2$ :

Tabla 23: Resultado a fatiga de la sección E - eje intermedio

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5			
Sn'(MPa)	640	(su<1400mpa)		material=	34CrNiMo6			
	SECCION	Entalla anillo eje						
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	Ka	
236,52	0	45	2,2	142,8367	0,826943	34,80615767	a	0,677276
236,52	0	34,80616	2,2	146,817	0,849986	34,48873277	b	4,51
236,52	0	34,48873	2,2	146,961	0,85082	34,4774649	Kc	-0,265
236,52	0	34,47746	2,2	146,9661	0,85085	34,47706308	Kd	1
236,52	0	34,47706	2,2	146,9663	0,850851	34,47704875	Ke	1,01
								0,868

Como era de esperar, el eje puede soportar el esfuerzo para vida infinita.

## Sección F

Al igual que ocurre en la sección anterior, por simetría podemos deducir que esta sección cumplirá los requisitos, de todos modos lo comprobamos:

Tabla 24: Resultado a fatiga de la sección F - eje intermedio

Su(MPa)	1280	Sy(MPa)	860	x	2,5							
Sn'(MPa)	640	(su<1400mpa)		material=	34CrNiMo6							
	SECCION	Apoyo rod										
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d*	D/d*	Kt	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	
174,8	0	35	1,5	45	0,042857	1,285714	2	1,973754	163,549	0,849481	30,08000594	
174,8	0	30,08001	1,5	45	0,049867	1,49601	2,1	2,07113	158,4065	0,863363	30,40204571	
174,8	0	30,40205	1,5	45	0,049339	1,480164	2,1	2,07113	158,2261	0,86238	30,41359526	
174,8	0	30,4136	1,5	45	0,04932	1,479601	2,1	2,07113	158,2197	0,862345	30,41400727	
174,8	0	30,41401	1,5	45	0,049319	1,479581	2,1	2,07113	158,2195	0,862344	30,41402197	
	alfa	0,04043		Ka	0,677276		Kc		1			
	rad. Acuerdo	1,5		a	4,51		Kd		1,01			
	q	0,973754		b	-0,265		Ke		0,868			

Por todo lo anterior, podemos decir que el eje intermedio no sufrirá fallos por fatiga.

## 4.5.3- Eje de salida

Las secciones a calcular son las estipuladas sobre la siguiente representación del eje de salida:

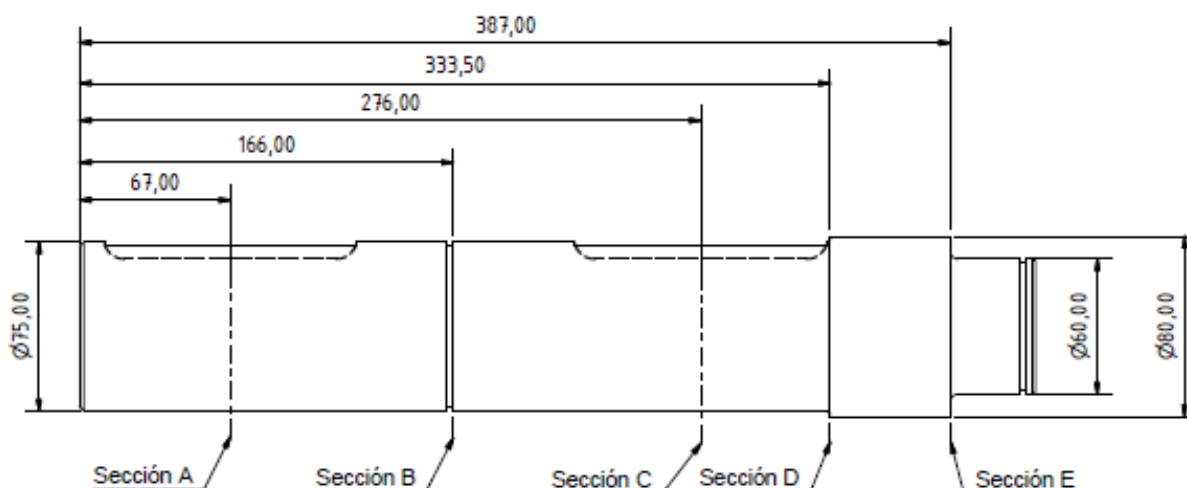


Ilustración 3: Eje de salida



#### 4.5.3.1- Fuerzas actuantes

Sobre el eje actúan las fuerzas originadas por la maquina arrastrada y las fuerzas generadas por la transmisión de potencia en el engranaje. Estas fuerzas se localizan en las secciones A y C respectivamente.

Dado que las fuerzas inducidas por la maquina arrastrada no las conocemos, podemos aproximarlas de la siguiente forma:

La fuerza radial: Es igual al par torsor dividida por un radio igual a dos veces el diámetro del eje:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d} = \frac{2388}{2 \cdot 75 \cdot 10^{-3}} = \pm 15920 \text{N}$$

A su vez las fuerzas que actúan sobre la sección C se determinan como:

$$F_{t4} = \frac{T_e}{\frac{d_4}{2}} = 12786.2449 \text{N}$$

$$F_{r4} = F_{t4} \cdot \tan \alpha_t = -4952.48387 \text{N}$$

$$F_{a4} = F_{t4} \cdot \tan \beta = 4653.81255 \text{N}$$

Por ello los esfuerzos aplicables sobre la sección C son:

$$R_4 = \sqrt{F_{t4}^2 + F_{r4}^2} = 13711.86183 \text{N}$$

$$M_{Fa} = r_{eng4} \cdot F_{a4} = -866.684677 \text{Nm}$$

### 4.5.3.2- Diseño a deflexión lateral

Comprobamos que los esfuerzos calculados no deforman en exceso la geometría produciéndonos funcionamientos erróneos y provocando el fallo de los componentes. Para ello emplearemos la hoja de cálculo proporcionada por el D.I.M.M. para el cálculo de deformaciones y momentos de ejes

Igual que en el eje de entrada, tendremos en cuenta la fuerza inducida sobre el eje de forma externa, por tanto tenemos dos posibles casos:

Tabla 25: Caso de deformaciones y momentos 1 en el eje de salida

<b>E(N/m<sup>2</sup>)</b> 2,1000E+11		<b>Instrucc.:</b> 1.- Rellenar las casillas en color verde.	
<b>Factor Def</b> -1,00	(Negativo => automático)	2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo	
<b>Num Secciones</b> 12			
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> 21212,18	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
<b>Secc Rod B</b> 10	<b>Reacc en B(N)</b> -19004,04	Momentos positivos en sentido horario	

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,27E-04	-1,617E-04
2	0,06700	0,07500	-15920,00	0,00	0,00	0,00	9,27E-04	-9,965E-05
3	0,16600	0,07500	0,00	0,00	1576,08	1576,08	6,87E-04	-1,582E-05
4	0,19150	0,07500	0,00	0,00	1982,04	1982,04	5,48E-04	0,000E+00
5	0,21700	0,07500	0,00	0,00	1847,09	1847,09	3,99E-04	1,205E-05
6	0,22000	0,07500	0,00	0,00	1831,21	1831,21	3,82E-04	1,322E-05
7	0,27600	0,07500	13711,86	-869,16	1534,85	2404,01	9,27E-05	2,626E-05
8	0,33350	0,08000	0,00	0,00	1311,28	1311,28	-2,35E-04	2,125E-05
9	0,38700	0,06000	0,00	0,00	294,56	294,56	-3,37E-04	5,393E-06
10	0,40250	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,54E-04	0,000E+00
11	0,41800	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,54E-04	-5,482E-06
12	0,42465				0,00	0,00	-3,54E-04	-7,833E-06
13								

Para el primer estado de carga comprobamos que cumple con los requisitos establecidos. Ahora analizaremos el segundo caso:

Tabla 26: Caso de deformaciones y momentos 2 en el eje de salida

E(N/m <sup>2</sup> ) 2,1000E+11				Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.				
Factor Def -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones 12								
Secc Rod A 4		Reacc en A(N) -29414,93		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
Secc Rod B 10		Reacc en B(N) -216,93		Momentos positivos en sentido horario				
Sección (j)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,79E-04	1,143E-04
2	0,06700	0,07500	15920,00	0,00	0,00	0,00	-6,79E-04	6,879E-05
3	0,16600	0,07500	0,00	0,00	-1576,08	-1576,08	-4,39E-04	9,500E-06
4	0,19150	0,07500	0,00	0,00	-1982,04	-1982,04	-3,00E-04	0,000E+00
5	0,21700	0,07500	0,00	0,00	-1637,92	-1637,92	-1,59E-04	-5,797E-06
6	0,22000	0,07500	0,00	0,00	-1597,43	-1597,43	-1,44E-04	-6,251E-06
7	0,27600	0,07500	13711,86	-869,16	-841,72	27,44	6,54E-05	-7,844E-06
8	0,33350	0,08000	0,00	0,00	14,97	14,97	6,17E-05	-4,200E-06
9	0,38700	0,06000	0,00	0,00	3,36	3,36	6,05E-05	-9,363E-07
10	0,40250	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	6,03E-05	0,000E+00
11	0,41800	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	6,03E-05	9,353E-07
12	0,42465				0,00	0,00	6,03E-05	1,336E-06
13								

Comprobamos que el primer estado de carga genera mayor momento flector. Una vez comprobado que no tenemos deformaciones excesivas, podemos realizar la comprobación a fatiga de las secciones críticas del primer estado de carga.

**4.5.3.3- Diseño a fatiga**

Las secciones de estudio serán la A, la B, la C, la D y la E.

**Sección A**

Esta sección está sometida únicamente al momento torsor, ya que es un extremo en voladizo. Para iniciar el cálculo comprobaremos que el diámetro obtenido por rigidez torsional cumple con lo requerido. También tendremos en cuenta que al tratarse de un chavetero, tal como hemos establecido  $K_f$  será 1.6:

Tabla 27: Resultado a fatiga de la sección A - eje de salida

Su(MPa)	950	Sy(MPa)	560	x	2,5			
Sn'(MPa)	475	(su<1400mpa)		material=	42CrMo4	Norm		
	SECCION	chavetero						
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	Ka	0,732959
0	2388	75	1,6	151,8904	0,796225	47,7084679	a	4,51
0	2388	47,70847	1,6	156,248	0,819068	47,7084679	b	-0,265
0	2388	47,70847	1,6	156,248	0,819068	47,7084679	Kc	1
0	2388	47,70847	1,6	156,248	0,819068	47,7084679	Kd	1,01
0	2388	47,70847	1,6	156,248	0,819068	47,7084679	Ke	0,868

Como se puede comprobar, el diámetro requerido es inferior al diámetro mínimo establecido por rigidez torsional. Por tanto esta sección no fallará.

### Sección B

Esta sección está sometida a momento torsor y momento flector, por tanto es necesario su estudio para asegurar la vida del eje:

Tabla 28: Resultado a fatiga de la sección B - eje de salida

Su(MPa)	950	Sy(MPa)	560	x	2,5			
Sn'(MPa)	475	(su<1400mpa)		material=	42CrMo4	Norm		
	SECCION	Entalla anillo eje entrada						
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	Ka	0,732959
1576,08	2388	75	2,2	110,4657	0,796225	72,38080541	a	4,51
1576,08	2388	72,38081	2,2	110,7699	0,798417	72,31994671	b	-0,265
1576,08	2388	72,31995	2,2	110,777	0,798468	72,31853554	Kc	1
1576,08	2388	72,31854	2,2	110,7771	0,798469	72,31850282	Kd	1,01
1576,08	2388	72,3185	2,2	110,7771	0,798469	72,31850206	Ke	0,868

Tal y como habíamos establecido, al ser una entalla empleamos el valor de  $K_f$  de 2.2. Esta sección cumple a fatiga ya que el eje necesario sería menor que el estipulado por rigidez torsional.

### Sección C

Esta sección es la más crítica, ya que soporta el mayor momento flector del eje, combinado con el momento torsor, y al igual que en la sección A, tomamos como valor de  $K_f = 1.6$ :

Tabla 29: Resultado a fatiga de la sección C - eje de salida

Su(MPa)	950	Sy(MPa)	560	x	2,5					
Sn'(MPa)	475	(su<1400mpa)		material=	42CrMo4	Norm				
	SECCION	chavetero								
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	Kf	Sn	Kb	dreal (mm)	Ka			0,732959
2404,01	2388	75	1,6	150,3865	0,796225	74,96609553	a			4,51
2404,01	2388	74,9661	1,6	150,3919	0,796253	74,9652641	b			-0,265
2404,01	2388	74,96526	1,6	150,392	0,796254	74,96524371	Kc			1
2404,01	2388	74,96524	1,6	150,392	0,796254	74,96524321	Kd			1
2404,01	2388	74,96524	1,6	150,392	0,796254	74,9652432	Ke			0,868

Esta sección cumple a fatiga, ya que el valor necesario del eje es menor que el seleccionado.

### Sección D

En esta sección se produce un cambio de diámetro, por tanto habrá que prestar especial cuidado a las sollicitaciones requeridas. Es importante tener en cuenta que no hay momento torsor en esta sección:

Tabla 30: Resultado a fatiga de la sección D - eje de salida

Su(MPa)	950	Sy(MPa)	560	x	2,5						
Sn'(MPa)	475	(su<1400mpa)		material=	42CrMo4	Norm					
	SECCION	apoyo engranaje									
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d*	D/d*	Kt	Kf	Kb	Sn	dreal (mm)
1311,28	0	75	1,5	80	0,02	1,066667	2,4	2,35094	0,796225	103,3734	68,61339422
1311,28	0	68,61339	1,5	80	0,021862	1,165953	2,45	2,399187	0,801571	101,9746	68,92569467
1311,28	0	68,92569	1,5	80	0,021763	1,16067	2,45	2,399187	0,801309	101,9414	68,93318861
1311,28	0	68,93319	1,5	80	0,02176	1,160544	2,45	2,399187	0,801303	101,9406	68,93336848
1311,28	0	68,93337	1,5	80	0,02176	1,160541	2,45	2,399187	0,801303	101,9405	68,9333728
1311,28	0	68,93337	1,5	80	0,02176	1,160541	2,45	2,399187	0,801303	101,9405	68,9333729
	alfa	0,054474		Ka	0,732959		Kc		1		
	rad. Acuerdo	1,5		a	4,51		Kd		1,01		
	q	0,964957		b	-0,265		Ke		0,868		

Esta sección cumple con los requisitos establecidos a fatiga ya que el diámetro necesario es menor que el seleccionado.

### Sección E

En esta sección se ha practicado un cambio importante de diámetro ya que los esfuerzos requeridos son muy inferiores al resto:

Tabla 31: Resultado a fatiga de la sección E - eje de salida

Su(MPa)	950	Sy(MPa)	560	x	2,5							
Sn'(MPa)	475	(su<1400mpa)	material=	42CrMo4	Norm							
	SECCION	apoyo final rod										
Flector (Nm)	Torsor(Nm)	d* (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d*	D/d*	Kt	Kf	Kb	Sn	dreal (mm)	
294,56	0	60	3	80	0,05	1,333333	2,05	2,031274	0,80878	121,528	39,51959774	
294,56	0	39,5196	3	80	0,075912	2,024312	2,1	2,080383	0,825922	121,1743	39,55801592	
294,56	0	39,55802	3	80	0,075838	2,022346	2,1	2,080383	0,82589	121,1695	39,55852931	
294,56	0	39,55853	3	80	0,075837	2,02232	2,1	2,080383	0,82589	121,1695	39,55853617	
294,56	0	39,55854	3	80	0,075837	2,02232	2,1	2,080383	0,82589	121,1695	39,55853626	
	alfa	0,054474		Ka	0,732959		Kc	1				
	rad. Acuerdo	3		a	4,51		Kd	1,01				
	q	0,982166		b	-0,265		Ke	0,868				

Tal y como se aprecia el diámetro establecido es suficiente para cumplir con los requisitos a fatiga.

Por tanto queda definido el eje de salida, cumpliendo todos los requisitos exigidos.

## 5- DIMENSIONADO DE LOS RODAMIENTOS:

Con el fin de evitar al máximo la fricción de los ejes al girar, emplearemos rodamientos.

Teniendo en cuenta las características de nuestro reductor, estimaremos la vida de los rodamientos de forma que superen las 45.000 horas de uso.

Los rodamientos que vamos a emplear han sido seleccionados del catálogo online del fabricante SKF.

### 5.1- CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS

Debido a nuestra configuración de engranajes helicoidales, en el eje existen esfuerzos axiales considerables. Para garantizar que los rodamientos puedan garantizar un buen funcionamiento se ha optado por rodamientos de rodillos cónicos de una hilera.

La fuerza equivalente en este tipo de rodamientos se estima de la siguiente forma:

$$F_{\text{axial}}/F_{\text{radial}} < e \rightarrow F_{\text{eq}} = F_{\text{radial}}$$

$$F_{\text{axial}}/F_{\text{radial}} > e \rightarrow F_{\text{eq}} = 0.4 \cdot F_{\text{radial}} + Y \cdot F_{\text{axial}}$$

Donde los valores de  $e$  y de  $Y$  vienen determinados por el fabricante para cada rodamiento.

En este tipo de rodamientos hay que tener en cuenta que la fuerza radial genera un empuje axial a causa del ángulo de contacto. Este empuje se establece como:

$$F_{a,rod} = 0.5 \frac{F_{radial}}{Y}$$

Debido a ello debemos plantear dos posibles casos, siendo el rodamiento A el que se opone a la fuerza axial del eje y el rodamiento B el extremo opuesto:

- Si  $F_{axial} + 0.5 \cdot F_{radial,B} / Y_B > 0.5 \cdot F_{radial,A} / Y_A$ :
  - $F_{axial,A} = F_{axial} + 0.5 \cdot F_{radial,B} / Y_B$
  - $F_{axial,B} = 0.5 \cdot F_{radial,B} / Y_B$
- Si  $F_{axial} + 0.5 \cdot F_{radial,B} / Y_B < 0.5 \cdot F_{radial,A} / Y_A$ :
  - $F_{axial,A} = 0.5 \cdot F_{radial,A} / Y_A$
  - $F_{axial,B} = 0.5 \cdot F_{radial,A} / Y_A - F_{axial}$

## 5.2- CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO:

Para estimar la vida de los rodamientos partiremos del valor de vida nominal ( $L_{10}$ ):

$$L_{10} = 10^6 \left( \frac{C}{F} \right)^q$$



Donde  $F$  es la fuerza equivalente,  $q$  equivale a  $10/3$  en rodamientos de contacto lineal, como es el caso, y  $C$  es la capacidad de carga dinámica básica estipulada para ese rodamiento por el fabricante.

Dado que este cálculo de vida es para una probabilidad de fallo del 10%, se debe aplicar una serie de factores correctores a fin de garantizar una probabilidad de fallo inferior a ese 10%.

Por ello emplearemos la ecuación que nos facilita la norma ISO 281:2007 que dice:

$$L = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}$$

Donde:

- $a_1$ : Factor por fiabilidad. Para nuestro caso y dado que los rodamientos son una parte sensible del mecanismo, planteamos una fiabilidad del 99%. Para esa fiabilidad el factor  $a_1$  equivale a 0.25 como se puede ver en el anexo "TABLA N°10".
- $a_{ISO}$ : Factor por condiciones de trabajo. Este factor es complejo y depende a su vez de dos factores importantes: el factor de viscosidades y la relación contaminación-carga. Para hallarlo es necesario emplear el anexo "TABLA N°12". A continuación se describen ambos:
  - Factor de viscosidades  $\kappa = v/v_1$ , donde  $v$  es la viscosidad del aceite a la temperatura de funcionamiento, y  $v_1$  viene determinado por las siguientes expresiones:

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ para } n \geq 1000 \text{ rpm}$$

- Donde  $d_m$  es el diámetro medio del rodamiento en mm y  $n$  es la velocidad en rpm.
- Factor contaminación-carga  $\eta_c \cdot (P_u/F)$ , donde  $\eta_c$  es el nivel de contaminación, 0.5 en nuestro caso, y  $P_u$  viene determinado por el fabricante.

### 5.3- RESULTADOS:

Todos los rodamientos han sido calculados mediante una hoja de cálculo elaborada con toda la formulación anteriormente descrita.

#### 5.3.1- Rodamientos eje de entrada

En el caso del eje de entrada tenemos dos posibles estados de carga, en el caso 1 el rodamiento llamado A sufre mayores esfuerzos que en el caso 2. En el rodamiento B ocurre lo contrario, en el caso 1 sufre muy poco esfuerzo comparado con el caso 2. En este caso vamos a emplear los rodamientos especificados en el anexo "TABLA N°13 para el rodamiento A y "TABLA N°14" para el rodamiento B. Por ello vamos a analizar los rodamientos en ambos casos para determinar su vida:

Caso 1:

Rodamiento A:

Tabla 32: Cálculo de vida para el rodamiento A del eje de entrada con estado de carga 1

d	30 mm	Fa	2610,555 N
D	62 mm	Freac	1895,57 N
Dmedio	46 mm	Fain	1586,53 N
C	64,4 KN	0,5*Fr/Y	557,5205882 N
Pu	8,5 KN		
q	3,333333333	Feq	5196,1715 N
e	0,35	L10	4405629478,02
x	0,4		
y	1,7	v1	17,73248414 mm <sup>2</sup> /s
rev	1400	v(70°)	70 mm <sup>2</sup> /s
Cont lig	0,5	K	3,947557457
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,817909878
aISO	20	L(h)	262239,8499

El rodamiento seleccionado cumple con las necesidades de 45.000 horas de funcionamiento, dado que este no es el caso más desfavorable para este rodamiento.

Rodamiento B:

Tabla 33: Cálculo de vida para el rodamiento B del eje de entrada con estado de carga 1

d	25 mm	Fa	1024,025 N
D	62 mm	Freac	4096,1 N
Dmedio	43,5 mm	0,5*Fr/Y	1024,025 N
C	44,6 KN		
Pu	4,8 KN	Feq	4096,1 N
q	3,33	L10	2861196553 5/7
e	0,3		
x	0,4	v1	18,23492022 mm <sup>2</sup> /s
y	2	v(70°)	70 mm <sup>2</sup> /s
rev	1400	K	3,838788389
Cont lig	0,5	Cont-Carg	0,585923195
a1 99%	0,25		
aISO	8	L(h)	68123,72747

Como se puede observar, para este caso el rodamiento B cumple con los requisitos, superando la vida estimada.

Caso 2:

Rodamiento A:

Tabla 34: Cálculo de vida para el rodamiento A del eje de entrada con estado de carga 2

d	30 mm	Fa	1968,9 N
D	62 mm	Freac	6694,26 N
Dmedio	46 mm	Fain	1586,53 N
C	64,4 KN	0,5*Fr/Y	1968,9 N
Pu	8,5 KN		
q	3 1/3	Feq	6694,26 N
e	0,35	L10	1893553751 2/3
x	0,4		
y	1,7	v1	17,73248414 mm2/s
rev	1400	v(70º)	70 mm2/s
Cont lig	0,5	K	3,947557457
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,634872264
aISO	9	L(h)	50720,18978

Tal como hemos iniciado, el rodamiento A para el caso 2 cumple con las 45.000 horas requeridas para su sustitución.

Rodamiento B:

Tabla 35: Cálculo de vida para el rodamiento B del eje de entrada con estado de carga 2

d	25 mm	Fa	382,37 N
D	62 mm	Freac	454,21 N
Dmedio	43,5 mm	0,5*Fr/Y	113,5525 N
C	44,6 KN		
Pu	4,8 KN	Feq	946,424 N
q	3,333333333	L10	378004566304
e	0,3		
x	0,4	v1	18,23492022 mm2/s
y	2	v(70º)	70 mm2/s
rev	1400	K	3,838788389
Cont lig	0,5	Cont-Carg	2,535861305
a1 99%	0,25		
aISO	50	L(h)	56250679,51

En este caso el rodamiento B supera el tiempo estimado. Debido al diámetro del eje necesario en el caso 1, por tanto no es posible seleccionar un rodamiento con diámetro inferior o que soporte menos carga, ya que no cumpliría en caso de darse el primer estado de carga. Por tanto el rodamiento B seleccionado cumple con los requisitos.

Con estos datos estimamos que la sustitución del rodamiento A y del rodamiento B del eje de entrada será cada 45.000 horas.

### 5.3.2- Rodamientos eje intermedio

En el caso del eje intermedio tenemos un único caso de carga. Como en los casos anteriores debemos tener en cuenta la carga axial en el cálculo de los rodamientos. Los rodamientos A y B se corresponden con los especificados en el anexo “TABLA N°15” y “TABLA N°16”:

Rodamiento A:

Tabla 36: Cálculo de vida para el rodamiento A del eje intermedio

d	40 mm	Fa	6280,43554 N
D	90 mm	Freac	7648,99 N
Dmedio	65 mm	Fain	3067,28554 N
C	117 KN	0,5*Fr/Y	2249,702941 N
Pu	16 KN		
q	3 1/3	Feq	13353,88692 N
e	0,35	L10	1386523468 3/5
x	0,35		
y	1,7	v1	43,3928509 mm <sup>2</sup> /s
rev	339,39	v(70%)	70 mm <sup>2</sup> /s
Cont lig	0,5	K	1,613168956
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,599076512
aISO	3	L(h)	51066,74727

El rodamiento seleccionado cumple con las necesidades de 45.000 horas, pudiendo realizar un mantenimiento correcto del mecanismo.

## Rodamiento B:

Tabla 37: Cálculo de vida para el rodamiento B del eje intermedio

d	40 mm	Fa	3213,15 N	
D	80 mm	Freac	10924,71 N	
Dmedio	60 mm	0,5*Fr/Y	3213,15 N	
C	105 KN			
Pu	15 KN	Feq	10924,71 N	
q	3,33	L10	1887692596 4/7	
e	0,35			
x	0,4	v1	45,16471117 mm <sup>2</sup> /s	
y	1,7	v(70°)	70 mm <sup>2</sup> /s	
rev	339,39	K	1,549882601	
Cont lig	0,5	Cont-Carg	0,686517079	
a1 99%	0,25			
aISO	5	L(h)	115875,3325	

En este caso el rodamiento tiene una vida superior a 45.000 horas, siendo imposible el empleo de otro rodamiento ya que la vida sería inferior. Por tanto deberá ser sustituido cada dos revisiones.

Como se puede observar, los rodamientos del eje intermedio se sustituirán cada 45.000 horas el rodamiento A y cada 90.000 horas en el caso del rodamiento B.

### 5.3.3- Rodamientos eje de salida

En el caso del eje de salida tenemos dos posibles estados de carga, al igual que ocurría en el eje de entrada. Los rodamientos seleccionados para este eje son los correspondientes al anexo "TABLA N°17" y "TABLA N°18". Se comprobará en cada caso cual es el más desfavorable para los rodamientos:

Caso 1:

Rodamiento A:

Tabla 38: Cálculo de vida para el rodamiento A del eje de salida con estado de carga 1

d	75 mm	Fa	10243,23608 N
D	160 mm	Freac	21212,18 N
Dmedio	117,5 mm	Fain	4653,81255 N
C	246 KN	0,5*Fr/Y	6238,876471 N
Pu	34 KN		
q	3,333333333	Feq	25898,37334 N
e	0,35	L10	1814994862 2/7
x	0,4		
y	1,7	v1	99,83950214 mm <sup>2</sup> /s
rev	87,555	v(70°)	70 mm <sup>2</sup> /s
Cont lig	0,5	K	0,701125291
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,656411883
aISO	0,85	L(h)	73417,92935

El rodamiento seleccionado cumple con las necesidades de 45.000 horas de funcionamiento, por tanto se sustituirá cada revisión.

Rodamiento B:

Tabla 39: Cálculo de vida para el rodamiento B del eje de salida con estado de carga 1

d	60 mm	Fa	5589,423529 N
D	130 mm	Freac	19004,04 N
Dmedio	95 mm	0,5*Fr/Y	5589,423529 N
C	168 KN		
Pu	23,6 KN	Feq	19004,04 N
q	3,333333333	L10	1428492023
e	0,35		
x	0,4	v1	111,0349081 mm <sup>2</sup> /s
y	1,7	v(70°)	70 mm <sup>2</sup> /s
rev	87,555	K	0,630432368
Cont lig	0,5	Cont-Carg	0,620920604
a1 99%	0,25		
aISO	0,7	L(h)	47586,48926

Como se puede observar, para este caso el rodamiento B cumple con las 45.000 horas requeridas. Por tanto cumple con los requisitos mínimos.

Caso 2:

Rodamiento A:

Tabla 40: Cálculo de vida para el rodamiento A del eje de salida con estado de carga 2

d	75 mm	Fa	8651,45 N
D	160 mm	Freac	29414,93 N
Dmedio	117,5 mm	Fain	4653,81255 N
C	246 KN	0,5*Fr/Y	8651,45 N
Pu	34 KN		
q	3 1/3	Feq	29414,93 N
e	0,35	L10	1187292231 3/4
x	0,4		
y	1,7	v1	99,83950214 mm2/s
rev	87,555	v(70º)	70 mm2/s
Cont lig	0,5	K	0,701125291
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,577937802
aISO	0,8	L(h)	45201,76772

Podemos comprobar que el rodamiento A para el caso 2 cumple con las 45.000 horas, por tanto se reemplazara cada revisión.

Rodamiento B:

Tabla 41: Cálculo de vida para el rodamiento B del eje de salida con estado de carga 2

d	60 mm	Fa	3997,63745 N
D	130 mm	Freac	216,93 N
Dmedio	95 mm	0,5*Fr/Y	63,80294118 N
C	168 KN		
Pu	23,6 KN	Feq	6882,755665 N
q	3 1/3	L10	42184842364 2/7
e	0,35		
x	0,4	v1	111,0349081 mm2/s
y	1,7	v(70º)	70 mm2/s
rev	87,555	K	0,630432368
Cont lig	0,5	Cont-Carg	1,714429594
a1 99%	0,25		
aISO	2	L(h)	4015080,27



En este caso el rodamiento B supera el tiempo estimado en más de dos ciclos de revisión. Por tanto el rodamiento B en este caso cumple holgadamente, pero deberá ser sustituido cada revisión de acuerdo al caso 1.

Analizando ambos casos establecemos que la sustitución del rodamiento A se realizará cada 45.000 horas al igual que el rodamiento B.

### 5.3.4- Tabla de sustitución

A continuación se pueden observar los tiempos de sustitución de los rodamientos:

*Tabla 42: Cuadro resumen de mantenimiento de rodamientos*

<b>Sustitución Rodamiento</b>	Cada 45.000 h	Cada 90.000 h
Eje entrada A	<b>X</b>	
Eje entrada B	<b>X</b>	
Eje intermedio A	<b>X</b>	
Eje intermedio B		<b>X</b>
Eje salida A	<b>X</b>	
Eje salida B	<b>X</b>	

## 6- DIMENSIONADO DE UNIONES A TORSION:

Los engranajes estarán unidos al eje mediante chavetas. Se consideró esta opción por obtener unos buenos resultados, a pesar de introducir un concentrador de tensiones en el cálculo a fatiga que como hemos comprobado no afecta al dimensionado ya que el diámetro a rigidez torsional es más restrictivo.

Las dimensiones se de las chavetas se encuentran en el anexo “TABLA N°3”.

Para asegurar que la chaveta es suficientemente grande se calcula su longitud como:

$$L \geq 1.25 \cdot d$$

Donde L es la longitud de la chaveta y d es el diámetro del eje.

### 6.1- CHAVETA DEL EJE DE ENTRADA:

Para el eje de entrada la longitud de la chaveta será:

$$L = 1.25 \cdot 30 = 37.5\text{mm}$$

Por tanto la longitud que escogeremos será de 38mm.

La dimensión de las chavetas serán 10 x 8mm.

### 6.2- CHAVETA DEL EJE INTERMEDIO:

Para el eje intermedio la longitud de la chaveta será:

$$L = 1.25 \cdot 45 = 56.25\text{mm}$$

Por tanto la longitud que escogeremos será de 57mm.

La dimensión de las chavetas serán 14 x 9mm.

### **6.3- CHAVETA DEL EJE DE SALIDA:**

Para el eje de entrada la longitud de la chaveta será:

$$L = 1.25 \cdot 75 = 93.75\text{mm}$$

Por tanto la longitud que escogeremos será de 94mm.

La dimensión de las chavetas serán 20 x 12mm.

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE  
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 16,01 Y  
PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2388 NM**



**ANEXO DEL DOCUMENTO Nº:1**

**TABLAS**



**INDICE**

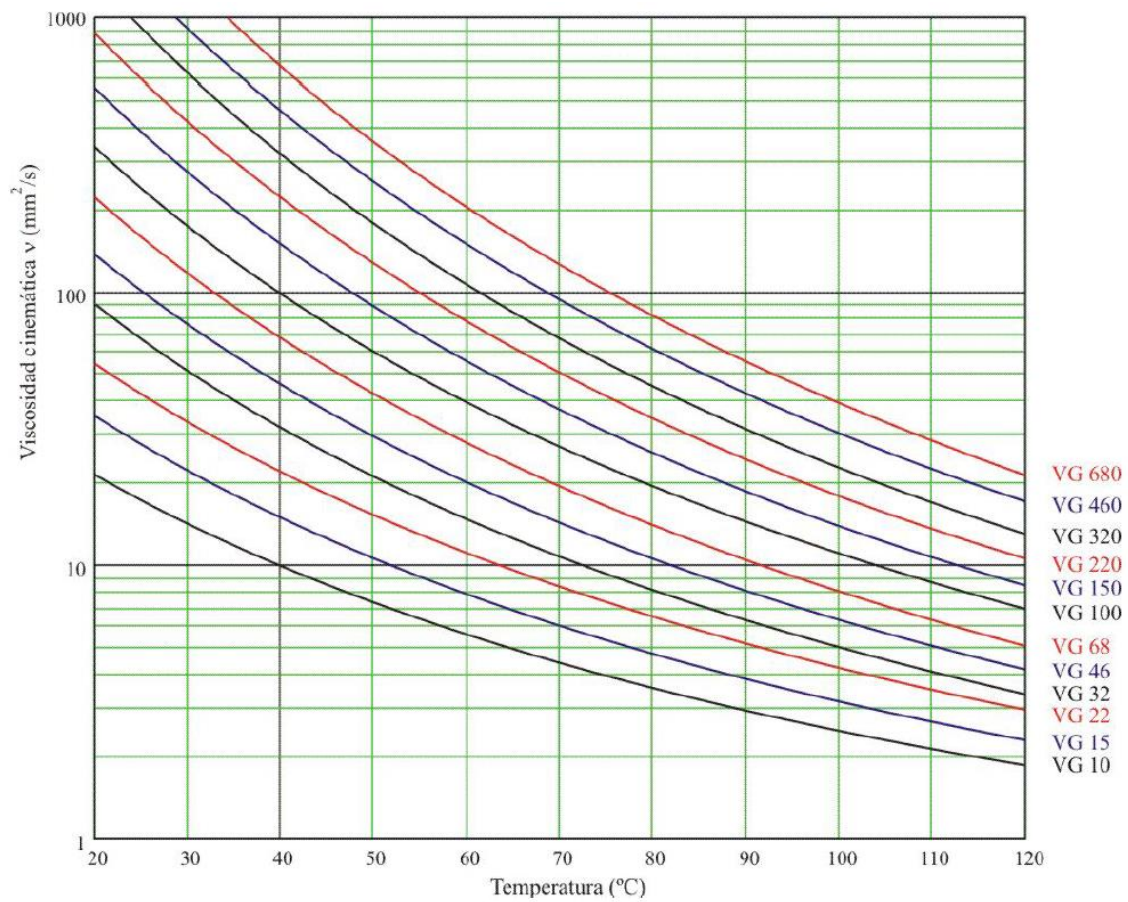
TABLA Nº1: DATOS DE MATERIALES PARA ENGRANAJES .....	3
TABLA Nº2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA.....	4
TABLA Nº3: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS CUADRADAS.....	5
TABLA Nº4: DATOS DE ACEROS.....	6
TABLA Nº5: COEFICIENTE DE APLICACIÓN $K_A$ .....	7
TABLA Nº6: VALORES $K_1$ EN FUNCIÓN DE $Q_{ISO}$ .....	7
TABLA Nº7: VALORES $H_1$ , $H_2$ Y $H_3$ PARA $K_{H\beta}$ .....	8
TABLA Nº8: DEFINICION DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS .....	8
TABLA Nº9: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD.....	8
TABLA Nº10: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES $K_t$ .....	9
TABLA Nº11: FACTOR DE FIABILIDAD $a_1$ .....	9
TABLA Nº12: FACTOR $a_{ISO}$ PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS .....	10
TABLA Nº13: RODAMIENTO EJE ENTRADA A.....	11
TABLA Nº14: RODAMIENTO EJE ENTRADA B.....	12
TABLA Nº15: RODAMIENTO EJE INTERMEDIO A.....	13

TABLA Nº16 RODAMIENTO EJE INTERMEDIO B.....	14
TABLA Nº17: RODAMIENTO EJE SALIDA A .....	15
TABLA Nº18: RODAMIENTO EJE SALIDA B .....	16
TABLA Nº19: ANILLOS DE EJE .....	17
TABLA Nº20: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA .....	19
TABLA Nº21: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA .....	20
TABLA Nº22: TAPON DE LLENADO .....	21
TABLA Nº23: TAPON DE VACIADO.....	21
TABLA Nº24: VISOR NIVEL DE ACEITE.....	22

TABLA Nº1: DATOS DE MATERIALES PARA ENGRANAJES

MATERIAL (tabla iso 6336-5)	Denominación	$S_u$ (N/mm <sup>2</sup> )	$S_y$ (N/mm <sup>2</sup> )	Dureza superficial
		min - max	min - max	
Fundiciones grises (GG) UNE EN 1561:2012	GJL-200 GJL-250 GJL-350	200 - 300 250 - 350 350 - 450	- - -	HB (150-230) HB (170-250) HB (210-275) HB 150-275
Fundiciones maleables de corazón negro (GTS) UNE EN 1562:2012	GJMB-500-5 GJMB-550-4 GJMB-600-3 GJMB-650-2	500 - 550 - 600 - 650 -	300 - 340 - 390 - 430 -	HB (165-215) HB (180-230) HB (195-245) HB (210-260) HB 135-250
Fundiciones con grafito esferoidal (nodular o dúctil) (GGG) UNE-EN1563:2012	GJS-400-15 GJS-600-3 GJS-800-2	400 - 600 - 800 -	250 - 380 - 480 -	HB (150-180) HB (210-250) HB (260-300) HB 175-300
Acero moldeado no aleado (St cast) UNE-EN10293:2006	GE240 GE300	450 - 600 520 - 670	240 - 300 -	HB 140 - HV 152 HB 175 - HV 200 HB 140-210
Acero no aleado forjado (St)	C25 C35 C45	400 580 680	280 380 430	HB 140 - HV 141 HB 180 - HV 182 HB 207 - HV 210 HB 110-210
Acero no aleado forjado, templado y revenido (V) UNE- EN10083-2:2008	C25 C35	570 600 - 750	430 430 - 520	HB 168 - HV 170 HB 212 - HV 216 HV 135-210 HV 115-215
Aceros aleados templados y revenidos (V) UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2 20MnCr5 34CrMo4 42CrMo4 34NiCrMo16	850 980 1000 - 1200 1100 - 1300 1230 - 1420	580 735 800 950 1030	HB 255 - HV 267 HB 302 - HV 317 HB 310 - HV 326 HB 321 - HV 337 HB 352 - HV 368 HV 200 - 390
Acero moldeado no aleado templado (V cast)				HV 130-215
Acero moldeado aleado templado (V cast)	G35CrMo4 G42CrMo4	750-980 800-1025	650 700	HB 290 - HV 305 HB 305 - HV 320 HV 200-360
Acero forjado de cementación. (Eh) UNE- EN10084:2010	20MnCr5 20NiCrMoS2-2 F1522 15 NiCr13 (F-1540) 14NiCrMo13 F 1560	980 850 950 1300	735 600 750 1100	HV 720 HV 600 HV 700 HV 740 HV 600-800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción (IF)	C45 37Cr4 F-1201 42CrMo4	1034 1150 1300	786 1200	HB 525 - HV 560 HV 550 - 610 HB 515 - HV 615 HV 485-615
Acero forjado de nitruración(NT), acero templado de nitruración(NV), acero de nitruración (NT)UNE- EN10085:2001	42CrMo4 24CrMo13-6 F 1711 31CrMoV9 F 1721 41 CrAlMo7-10 F 1741 34CrAlNi7-10	1450 1100 1000 950 - 1150 900-1100	900 800 750 680	HV 700 HV 700 HV 850 - 950 HV 850 - 950 NT HV 650-900 NV HV 450-650
Acero forjado de nitrocarburoización (NV)				HV 300-650



**TABLA Nº2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA**

**TABLA Nº3: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS CUADRADAS**

Diámetros del eje <i>d</i>		Sección de la chaveta <i>b × h</i>	Chavatero										Chafilán <i>P<sub>1</sub></i>		
			Ancho <i>h</i>					Profundidad							
			Nominal	Tolerancia				Eje <i>h<sub>1</sub></i>		Cubo <i>h<sub>2</sub></i>		Mínimo			Máximo
				Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal				
Libre		Normal		Ajustado											
más de	hasta		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9	Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia				
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2	1		0,08	0,16		
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8	1,4	+ 0,1 0	0,08	0,16		
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5	1,8		0,08	0,16		
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3	2,3		0,16	0,25		
17	22	6 × 6	6						3,5	2,8		0,16	0,25		
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4	3,3		0,16	0,25		
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5	3,3		0,25	0,40		
38	44	12 × 8	12						5	3,3		0,25	0,40		
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5	3,8		0,25	0,40		
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		0,061	6	4,3		0,25	0,40		
58	65	18 × 11	18						7	4,4	+ 0,2 0	0,25	0,40		
65	75	20 × 12	20	+ 0,052	- 0,149	0	± 0,026	- 0,022	7,5	4,9		0,40	0,60		
75	85	22 × 14	22	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9	5,4		0,40	0,60		
85	95	25 × 14	25						9	5,4		0,40	0,60		
95	110	28 × 16	28						10	6,4		0,40	0,60		
110	130	32 × 18	32						11	7,4		0,40	0,60		
130	150	36 × 20	36	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,076	12	8,4		0,70	1,00		
150	170	40 × 22	40	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	13	9,4		0,70	1,00		
170	200	45 × 25	45						15	10,4		0,70	1,00		
200	230	50 × 28	50						17	11,4		0,70	1,00		
230	260	56 × 32	56						20	12,3	+ 0,3 0	0,70	1,00		
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20	12,4		1,20	1,60		
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22	14,4		1,20	1,60		
330	380	80 × 40	80						25	15,4		2,00	2,50		
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28	17,4		2,00	2,50		
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31	19,5		2,00	2,50		

TABLA Nº4: DATOS DE ACEROS

Designación EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	ε %	Dureza HB
MOLDEADOS													
GC25 / F-8104	0.25		0.55							440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65							510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65							580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)													
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55					N T + R	900 870 + 480	490 570	310 430	22 28	150 168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65					LC N T + R	900 840 + 430	585 680 730	375 420 520	29 28 15	190 183 212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					N Rec T + R	870 790 825 + 450	660 600 850	390 360 640	20 23 14	197 180 248
C60 1060	0.6		0.75					N T + R	870 815 + 430	760 1000	410 790	6	225 315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15				N C + T + R	900 880 + 860 + 150	680 980	400 735	23 14	207 302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55		LF N C + T + R	1100/850 900 910 + 845 + 150	650 600 850	320 340 580	22 26 19	192 174 255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				LF N T + R	1050/850 870 840 + 540	770 760 970	520 470 840		229 227 293
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22			N Rec LF T + R	900 830 1100/850 840 + 540	950 650 1030 1120	560 420 720 1040	19 25 15 14	277 192 311 321
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5		LF N T + R	1150/900 870 840 + 540	1300 1280 1210	860 860 1100		401 388 352
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05			V 0.17	LF N T + R	1100/850 860 840 + 540	950 940 1200	630 615 1155		285 277 352
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				LF N T + R	1050/850 900 840 + 540	1000 950 1200	680 600 1100	15 16 14	302 285 352
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%													
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10		Recoc	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11		Recoc	1100	510	206	40	150
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10	Ti			540	245	45	

. N normalizado, T templado, R revenido, Rec recocido, LF laminado forjado, C cementado.

**TABLA Nº5: COEFICIENTE DE APLICACIÓN  $K_A$** 

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

**TABLA Nº6: VALORES  $K_1$  EN FUNCIÓN DE  $Q_{ISO}$** 

$Q_{ISO}$	10	9	8	7	6	5	4	3
$K_1$ rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
$K_1$ helic.	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9

----- Mecanizado basto -----

Mecanizado medio

Mecanizado preciso

----- Rectificado -----

--- Velocidad alta ---

----- ( $V < 7$  m/s) ----- ( $V < 10$  m/s) ----- ( $V < 20$  m/s) ----- ( $V > 30$  m/s) -----

----- Automóviles -----

----- Camiones -----

----- Mecánica general -----

--- Mecánica de baja precisión ---

**TABLA N°7: VALORES  $H_1$ ,  $H_2$  Y  $H_3$  PARA  $K_{H\beta}$** 

Q <sub>ISO</sub>	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / dentados cementados rectificadas		
		H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>
5	a	1.135	$2.3 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.09	$1.99 \cdot 10^{-4}$	0.26
5	b, c	1.10	$1.15 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.05	$1.0 \cdot 10^{-4}$	0.26
6	a	1.15	$3.0 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.09	$3.3 \cdot 10^{-4}$	0.26
6	b, c	1.11	$1.5 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.05	$1.6 \cdot 10^{-4}$	0.26
7	a	1.17	$4.7 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
7	b, c	1.12	$2.3 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
8	a	1.23	$6.1 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
8	b, c	1.15	$3.1 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-

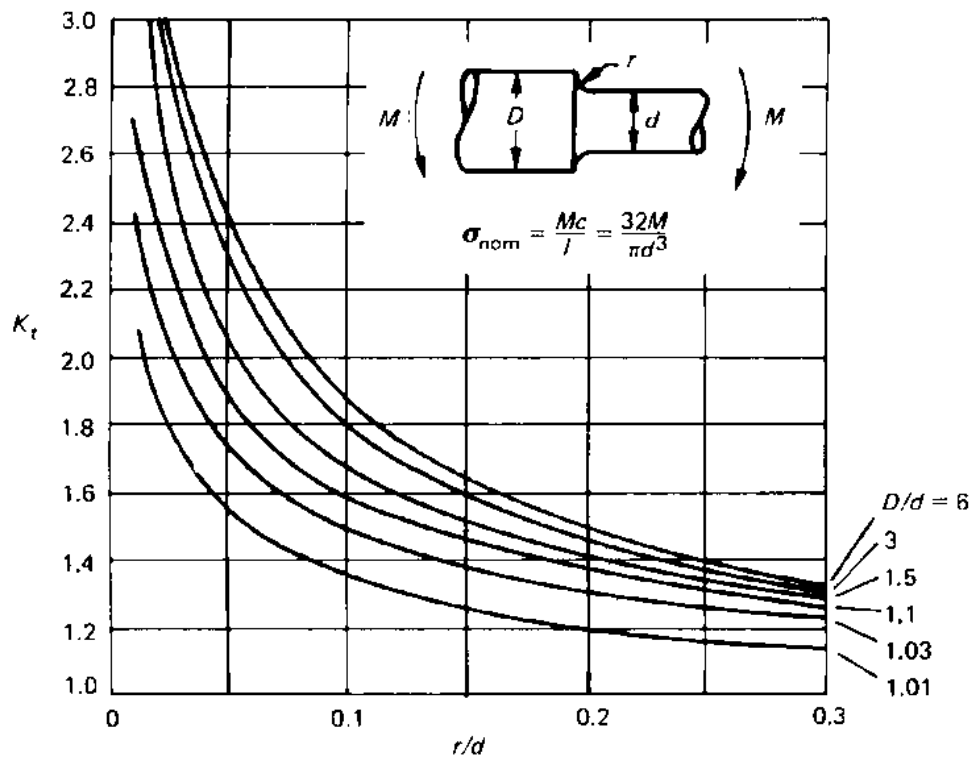
**TABLA N°8: DEFINICION DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS**

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1.58	-0.085
Mecanizado o laminado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272.0	-0.995

**TABLA N°9: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD**

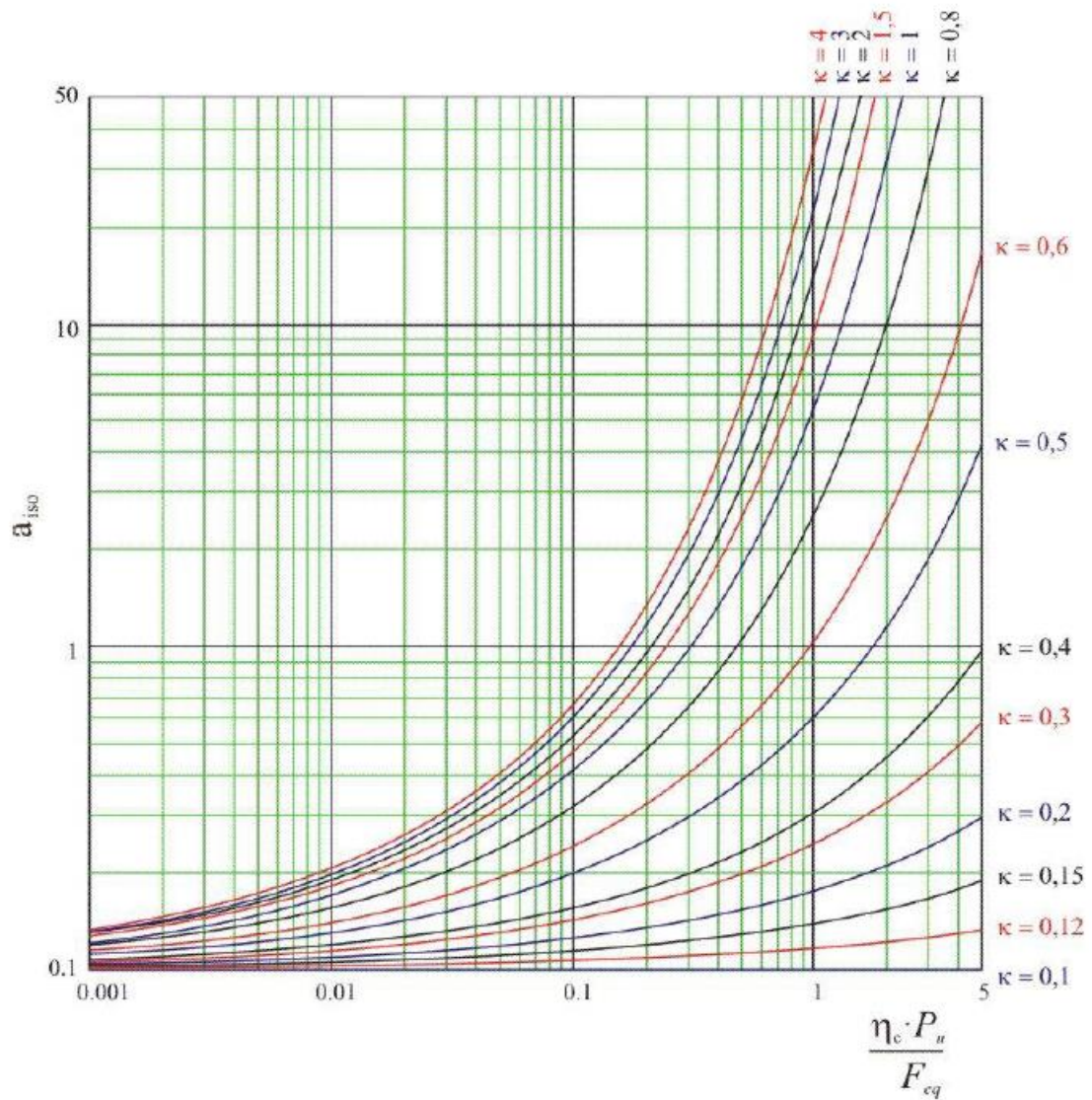
Confiabilidad	0.5	0.9	0.95	0.99	0.999	0.9999	0.99999	0.999999
Factor de corrección	1.0	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702	0.659	0.620

**TABLA Nº10: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES  $K_t$**



**TABLA Nº11: FACTOR DE FIABILIDAD  $a_1$**

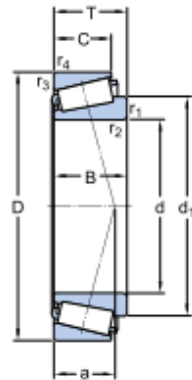
Fiabilidad %	$a_1$
90	1
95	0.64
96	0.55
97	0.47
98	0.37
99	0.25
99.2	0.22
99.4	0.19
99.6	0.16
99.8	0.12
99.9	0.093
99.92	0.087
99.94	0.080
99.95	0.077

**TABLA Nº12: FACTOR  $a_{ISO}$  PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS**

## TABLA Nº13: RODAMIENTO EJE ENTRADA A

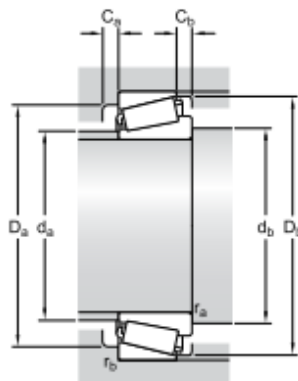
### 33206/Q

#### Dimensions



d		30	mm
D		62	mm
T		25	mm
d <sub>1</sub>	≈	45.85	mm
B		25	mm
C		19.5	mm
r <sub>1,2</sub>	min.	1	mm
r <sub>3,4</sub>	min.	1	mm
a		15.747	mm

#### Abutment dimensions



d <sub>a</sub>	max.	36	mm
d <sub>b</sub>	min.	36	mm
D <sub>a</sub>	min.	53	mm
D <sub>a</sub>	max.	56	mm
D <sub>b</sub>	min.	59	mm
C <sub>a</sub>	min.	5	mm
C <sub>b</sub>	min.	5.5	mm
r <sub>a</sub>	max.	1	mm
r <sub>b</sub>	max.	1	mm

#### Calculation data

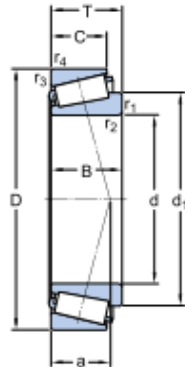
Basic dynamic load rating	C	64.4	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	76.5	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	8.5	kN
Reference speed		7500	r/min
Limiting speed		11000	r/min
Calculation factor	e	0.35	
Calculation factor	Y	1.7	



## TABLA Nº14: RODAMIENTO EJE ENTRADA B

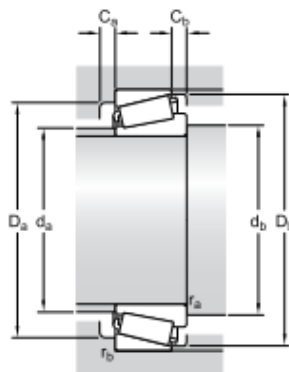
### 30305 J2

#### Dimensions



d		25	mm
D		62	mm
T		18.25	mm
d <sub>1</sub>	≈	41.5	mm
B		17	mm
C		15	mm
r <sub>1,2</sub>	min.	1.5	mm
r <sub>3,4</sub>	min.	1.5	mm
a		12.779	mm

#### Abutment dimensions



d <sub>a</sub>	max.	34	mm
d <sub>b</sub>	min.	32	mm
D <sub>a</sub>	min.	54	mm
D <sub>a</sub>	max.	55	mm
D <sub>b</sub>	min.	57	mm
C <sub>a</sub>	min.	2	mm
C <sub>b</sub>	min.	3	mm
r <sub>a</sub>	max.	1.5	mm
r <sub>b</sub>	max.	1.5	mm

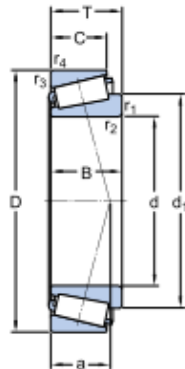
#### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	44.6	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	43	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	4.8	kN
Reference speed		9000	r/min
Limiting speed		12000	r/min
Calculation factor	e	0.3	
Calculation factor	Y	2	

## TABLA Nº15: RODAMIENTO EJE INTERMEDIO A

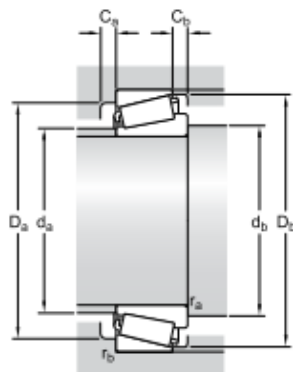
### 32308 J2/Q

#### Dimensions



d		40	mm
D		90	mm
T		35.25	mm
d <sub>1</sub>	≈	62.95	mm
B		33	mm
C		27	mm
r <sub>1,2</sub>	min.	2	mm
r <sub>3,4</sub>	min.	1.5	mm
a		23	mm

#### Abutment dimensions



d <sub>a</sub>	max.	50	mm
d <sub>b</sub>	min.	49	mm
D <sub>a</sub>	min.	73	mm
D <sub>a</sub>	max.	81	mm
D <sub>b</sub>	min.	82	mm
C <sub>a</sub>	min.	4	mm
C <sub>b</sub>	min.	8	mm
r <sub>a</sub>	max.	2	mm
r <sub>b</sub>	max.	1.5	mm

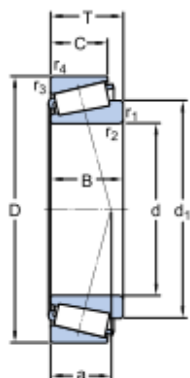
#### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	117	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	140	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	16	kN
Reference speed		5300	r/min
Limiting speed		8000	r/min
Calculation factor	e	0.35	
Calculation factor	Y	1.7	

## TABLA Nº16 RODAMIENTO EJE INTERMEDIO B

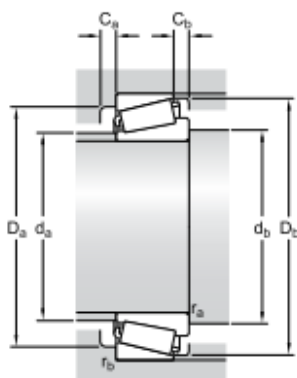
### 33208/QCL7C

#### Dimensions



d		40	mm
D		80	mm
T		32	mm
d <sub>1</sub>	≈	59.75	mm
B		32	mm
C		25	mm
r <sub>1,2</sub>	min.	1.5	mm
r <sub>3,4</sub>	min.	1.5	mm
a		21	mm

#### Abutment dimensions



d <sub>a</sub>	max.	47	mm
d <sub>b</sub>	min.	47	mm
D <sub>a</sub>	min.	67	mm
D <sub>a</sub>	max.	73	mm
D <sub>b</sub>	min.	76	mm
C <sub>a</sub>	min.	5	mm
C <sub>b</sub>	min.	7	mm
r <sub>a</sub>	max.	1.5	mm
r <sub>b</sub>	max.	1.5	mm

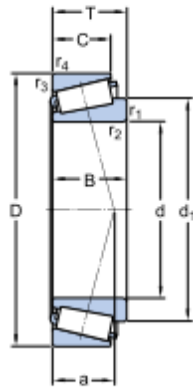
#### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	105	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	132	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	15	kN
Reference speed		5600	r/min
Limiting speed		8500	r/min
Calculation factor	e	0.35	
Calculation factor	Y	1.7	

## TABLA Nº17: RODAMIENTO EJE SALIDA A

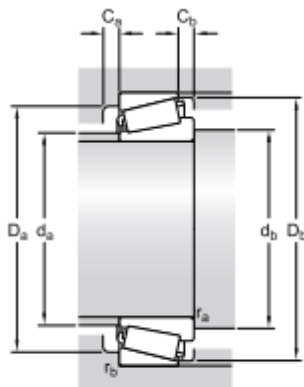
### 30312 J2/Q

#### Dimensions



d		60	mm
D		130	mm
T		33.5	mm
d <sub>1</sub>	≈	91.87	mm
B		31	mm
C		26	mm
r <sub>1,2</sub>	min.	3	mm
r <sub>3,4</sub>	min.	2.5	mm
a		26	mm

#### Abutment dimensions



d <sub>a</sub>	max.	77	mm
d <sub>b</sub>	min.	72.5	mm
D <sub>a</sub>	min.	112	mm
D <sub>a</sub>	max.	119.5	mm
D <sub>b</sub>	min.	120	mm
C <sub>a</sub>	min.	5	mm
C <sub>b</sub>	min.	7.5	mm
r <sub>a</sub>	max.	3	mm
r <sub>b</sub>	max.	2.5	mm

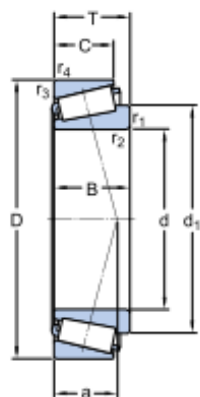
#### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	168	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	196	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	23.6	kN
Reference speed		4000	r/min
Limiting speed		5300	r/min
Calculation factor	e	0.35	
Calculation factor	Y	1.7	

## TABLA Nº18: RODAMIENTO EJE SALIDA B

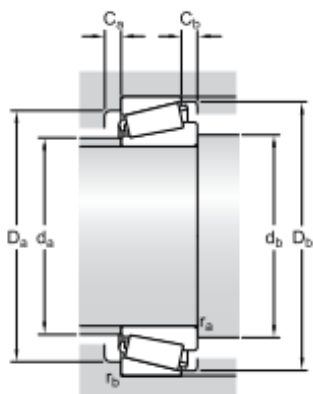
### 30315 J2

#### Dimensions



d		75	mm
D		160	mm
T		40	mm
d <sub>1</sub>	≈	112.5	mm
B		37	mm
C		31	mm
r <sub>1,2</sub>	min.	3	mm
r <sub>3,4</sub>	min.	2.5	mm
a		31	mm

#### Abutment dimensions



d <sub>a</sub>	max.	95	mm
d <sub>b</sub>	min.	87	mm
D <sub>a</sub>	min.	139	mm
D <sub>a</sub>	max.	148	mm
D <sub>b</sub>	min.	149	mm
C <sub>a</sub>	min.	5	mm
C <sub>b</sub>	min.	9	mm
r <sub>a</sub>	max.	3	mm
r <sub>b</sub>	max.	2.5	mm

#### Calculation data

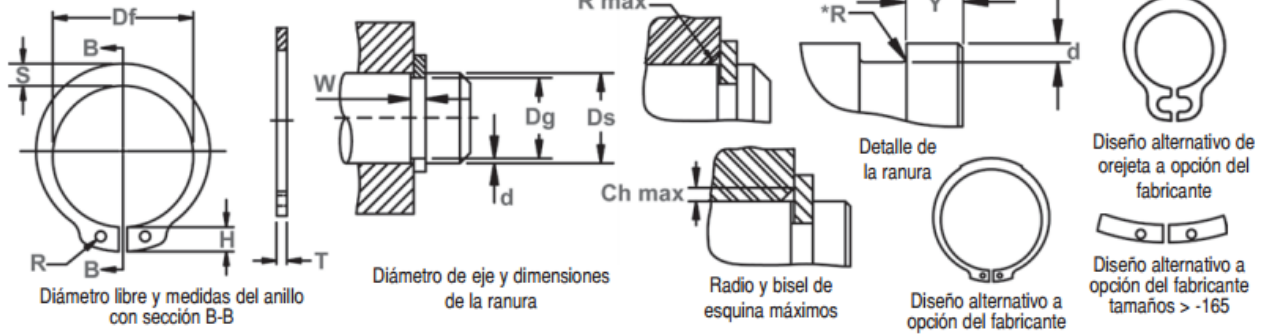
Basic dynamic load rating	C	246	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	290	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	34	kN
Reference speed		3200	r/min
Limiting speed		4300	r/min
Calculation factor	e	0.35	
Calculation factor	Y	1.7	

**TABLA Nº19: ANILLOS DE EJE**



**DSH Anillo de Eje**  
(DIN 471)

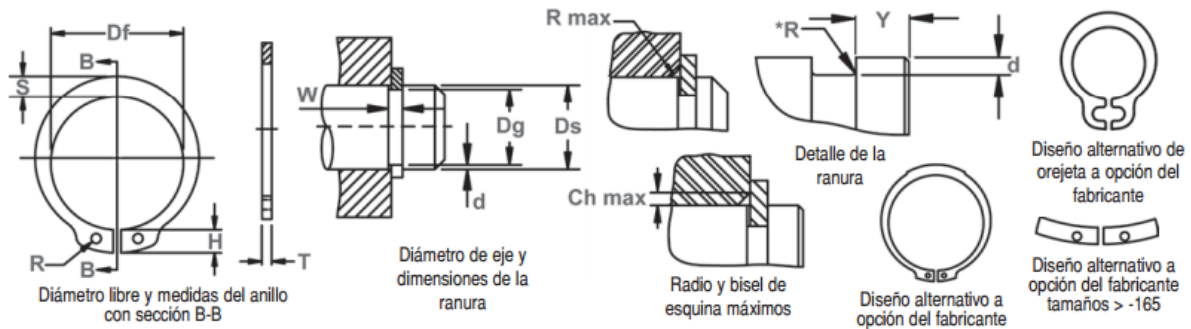
**Montados Axialmente, Externos, Métricos**  
Una vez instalado en la ranura de un eje, la parte del anillo que sobresale de la ranura (también llamado un "hombro") es un montaje en su lugar.



No. DE ANILLO	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS																	
	DIÁMETRO (mm)		DIÁMETRO		ANCHURA		ESPESOR ***		DIÁMETRO LIBRE		ALTIMA DE LA OREJETA		SECCION MAX.		DIÁMETRO DEL AGUERO		PESO		MARGEN DEL BORDE		CARGA DE EMPUJE Anillo		CARGA DE EMPUJE Ranura		Radio y bisel admisibles Cham.		Carga max. c/CH Max.		LIMITES DE RPM	
	Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	P'r kN												
DSH-3	3	2.8		0.50	0.10	0.40		2.7		1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.47	0.1	0.5	0.27										360000		
DSH-4	4	3.8	-0.04	0.50	0.10	0.40		3.7	+0.04	2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30										211000		
DSH-5	5	4.8		0.70	0.10	0.60	-0.05	4.7	-0.15	2.5	1.1	1.0	0.068	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80										154000		
DSH-6	6	5.7		0.80	0.15	0.70		5.6		2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90										114000		
DSH-7	7	6.7		0.90	0.15	0.80		6.5	+0.06	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40										121000		
DSH-8	8	7.6	-0.06	0.90	0.20	0.80		7.4	-0.18	3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00										96000		
DSH-9	9	8.6		1.10	0.20	1.00		8.4		3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40										85000		
DSH-10	10	9.6		1.10	0.20	1.00		9.3		3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40										84000		
DSH-11	11	10.5		1.10	0.25	1.00		10.2		3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40										70000		
DSH-12	12	11.5		1.10	0.25	1.00		11.0		3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40										75000		
DSH-13	13	12.4		1.10	0.30	1.00		11.9	+0.10	3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40										66000		
DSH-14	14	13.4	-0.11	1.10	0.30	1.00		12.9	-0.36	3.5	2.1	1.7	0.640	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40										58000		
DSH-15	15	14.3		1.10	0.35	1.00		13.8		3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40										50000		
DSH-16	16	15.2		1.10	0.40	1.00		14.7		3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40										45000		
DSH-17	17	16.2		1.10	0.40	1.00		15.7		3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40										41000		
DSH-18	18	17.0		1.30	0.50	1.20		16.5		3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75										39000		
DSH-19	19	18.0		1.30	0.50	1.20		17.5		3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80										35000		
DSH-20	20	19.0		1.30	0.50	1.20	-0.06	18.5		4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85										32000		
DSH-21	21	20.0	-0.13	1.30	0.50	1.20		19.5	+0.13	4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75										29000		
DSH-22	22	21.0		1.30	0.50	1.20		20.5	-0.42	4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80										27000		
DSH-23	23	22.0	-0.15	1.30	0.50	1.20		21.5		4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80										25000		
DSH-24	24	22.9		1.30	0.55	1.20		22.2		4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65										27000		
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20		23.2		4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70										25000		
DSH-26	26	24.9		1.30	0.55	1.20		24.2		4.5	3.1	2.0	1.960	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70										24000		
DSH-27	27	25.6	-0.21	1.30	0.70	1.20		24.9	+0.21	4.6	3.1	2.0	2.080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80										22500		
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50		25.9	-0.42	4.7	3.2	2.0	2.920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50										21200		
DSH-29	29	27.6		1.60	0.70	1.50		26.9		4.8	3.4	2.0	3.200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45										20000		
DSH-30	30	28.6		1.60	0.70	1.50		27.9		5.0	3.5	2.0	3.320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65										18900		
DSH-31	31	29.3		1.60	0.85	1.50		28.6		5.1	3.5	2.5	3.450	2.6	31.50	13.4	2.0	5.60										17900		
DSH-32	32	30.3		1.60	0.85	1.50		29.6		5.2	3.6	2.5	3.540	2.6	31.20	13.8	2.0	5.55										16900		
DSH-33	33	31.3	-0.25	1.60	0.85	1.50		30.5	+0.25	5.2	3.7	2.5	3.690	2.6	31.60	14.3	2.0	5.65										17400		
DSH-34	34	32.3		1.60	0.85	1.50		31.5	-0.50	5.4	3.8	2.5	3.800	2.6	31.30	14.7	2.0	5.60										16100		
DSH-35	35	33.0		1.60	1.00	1.50		32.2		5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55										15500		

www.rotorclip.com

1.800.557.6867 • +1 732.469.7333 • sales@rotorclip.com



No. de ANILLO	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO				DATOS SUPLEMENTARIOS								
	DIAMETRO (mm)		DIAMETRO	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga max. c/CH Max.	LIMITES DE RPM	
	Ds	Dg					TOL.	W Min.											d
DSH-36	36	34.0		1.85	1.00	1.75		33.2		5.6	4.0	2.5	5.000	3.0	49.40	18.3	2.0	9.00	14500
DSH-37	37	35.0		1.85	1.00	1.75		34.2	+0.25	5.7	4.1	2.5	5.370	3.0	50.00	18.8	2.0	9.15	14100
DSH-38	38	36.0		1.85	1.00	1.75		35.2	-0.50	5.8	4.2	2.5	5.620	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600
DSH-39	39	37.0		1.85	1.00	1.75		36.0		5.9	4.3	2.5	5.850	3.0	49.80	19.9	2.0	9.25	14500
DSH-40	40	37.5		1.85	1.25	1.75		36.5		6.0	4.4	2.5	6.030	3.8	51.00	25.3	2.0	9.50	14300
DSH-41	41	38.5		1.85	1.25	1.75		37.5		6.2	4.5	2.5	6.215	3.8	50.10	26.0	2.0	9.40	13500
DSH-42	42	39.5	-0.25	1.85	1.25	1.75		38.5		6.5	4.5	2.5	6.500	3.8	50.00	26.7	2.0	9.45	13000
DSH-44	44	41.5		1.85	1.25	1.75		40.5	+0.39	6.6	4.6	2.5	7.000	3.8	48.50	28.0	2.0	9.20	11800
DSH-45	45	42.5		1.85	1.25	1.75		41.5	-0.90	6.7	4.7	2.5	7.500	3.8	49.0	28.6	2.0	9.35	11400
DSH-46	46	43.5		1.85	1.25	1.75		42.5		6.7	4.8	2.5	7.600	3.8	48.9	29.4	2.0	9.40	10900
DSH-47	47	44.5		1.85	1.25	1.75		43.5		6.8	4.9	2.5	7.500	3.8	49.5	30.0	2.0	9.55	11000
DSH-48	48	45.5		1.85	1.25	1.75		44.5		6.9	5.0	2.5	7.900	3.8	49.4	30.7	2.0	9.55	10000
DSH-50	50	47.0		2.15	1.50	2.00		45.8		6.9	5.1	2.5	10.20	4.5	73.3	38.0	2.0	14.40	11000
DSH-52	52	49.0		2.15	1.50	2.00		47.8		7.0	5.2	2.5	11.10	4.5	73.1	39.7	2.5	11.50	10000
DSH-54	54	51.0		2.15	1.50	2.00		49.8		7.1	5.3	2.5	11.30	4.5	71.2	41.2	2.5	11.30	9000
DSH-55	55	52.0		2.15	1.50	2.00		50.8		7.2	5.4	2.5	11.40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	9000
DSH-56	56	53.0		2.15	1.50	2.00		51.8		7.3	5.5	2.5	11.80	4.5	70.8	42.8	2.5	11.30	9000
DSH-57	57	54.0		2.15	1.50	2.00		52.8		7.3	5.5	2.5	12.20	4.5	70.9	43.7	2.5	11.40	8000
DSH-58	58	55.0		2.15	1.50	2.00		53.8		7.3	5.6	2.5	12.60	4.5	71.1	44.3	2.5	11.50	8000
DSH-60	60	57.0		2.15	1.50	2.00		55.8		7.4	5.8	2.5	12.90	4.5	69.2	46.0	2.5	11.30	8000
DSH-62	62	59.0		2.15	1.50	2.00		57.8	-0.07	7.5	6.0	2.5	14.30	4.5	69.3	47.5	2.5	11.40	7000
DSH-63	63	60.0	-0.30	2.15	1.50	2.00		58.8		7.6	6.2	2.5	15.90	4.5	70.2	48.3	2.5	11.60	7000
DSH-65	65	62.0		2.65	1.50	2.50		60.8		7.8	6.3	3.0	18.20	4.5	135.0	49.8	2.5	22.70	7000
DSH-67	67	64.0		2.65	1.50	2.50		62.5	+0.46	7.9	6.4	3.0	20.30	4.5	136.0	51.3	2.5	23.00	7000
DSH-68	68	65.0		2.65	1.50	2.50		63.5	-1.10	8.0	6.5	3.0	21.80	4.5	135.0	52.2	2.5	23.10	7000
DSH-70	70	67.0		2.65	1.50	2.50		65.5		8.1	6.6	3.0	22.00	4.5	134.0	53.8	2.5	23.00	7000
DSH-72	72	69.0		2.65	1.50	2.50		67.5		8.2	6.8	3.0	22.50	4.5	131.0	55.3	2.5	22.80	6000
DSH-75	75	72.0		2.65	1.50	2.50		70.5		8.4	7.0	3.0	24.60	4.5	130.0	57.6	2.5	22.80	6000
DSH-77	77	74.0		2.65	1.50	2.50		72.5		8.5	7.2	3.0	25.70	4.5	131.0	59.3	3.0	19.70	6000
DSH-78	78	75.0		2.65	1.50	2.50		73.5		8.6	7.3	3.0	26.20	4.5	131.0	60.0	3.0	19.70	5000
DSH-80	80	76.5		2.65	1.75	2.50		74.5		8.6	7.4	3.0	27.30	5.3	128.0	71.6	3.0	19.50	6000
DSH-82	82	78.5		2.65	1.75	2.50		76.5		8.7	8.7	3.0	31.20	5.3	128.0	73.5	3.0	19.80	6000
DSH-85	85	81.5	-0.35	3.15	1.75	3.00	-0.08	79.5		8.7	7.8	3.5	36.40	5.3	215.0	76.2	3.0	33.40	6000

Rangos de dureza: anillos de acero inoxidable (DIN 1.4122 X39CrMo17)

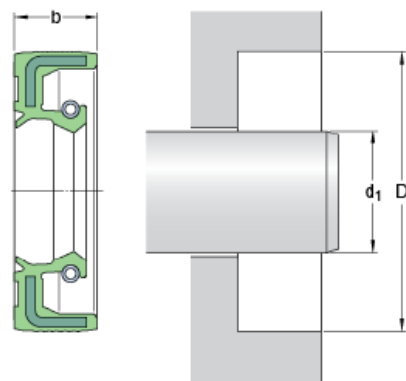
Tipo de Anillo	Tamaño del Rango	Dureza			
		HV	HRC	15N	30N
DSH	ALL	471-577	47-54	83.9-87.4	65.8-72

## TABLA Nº20: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA



### 30x45x8 HMSA10 V

#### Dimensions



$d_1$	30	mm
D	45	mm
b	8	mm

US stock number

562619

#### Application and operating conditions

Pressure differential		0.03	MPa
Operating temperature	min.	-40	°C
Operating temperature	max.	200	°C
Operating temperature, short period	max.	220	°C
Rotational speed	max.	8913	r/min
Shaft surface speed	max.	14	m/s

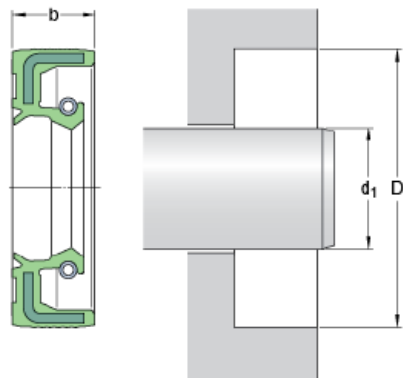


## TABLA Nº21: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA



## 75x90x10 HMSA10 V

Dimensions



$d_1$	75	mm
D	90	mm
b	10	mm

US stock number

563188

## Application and operating conditions

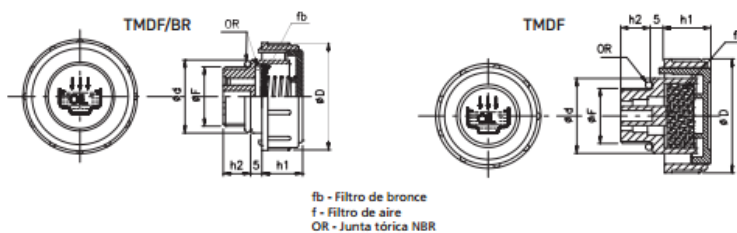
Pressure differential		0.03	MPa
Operating temperature	min.	-40	°C
Operating temperature	max.	200	°C
Operating temperature, short period	max.	220	°C
Rotational speed	max.	2546	r/min
Shaft surface speed	max.	10	m/s

### TABLA Nº22: TAPON DE LLENADO

**4853-4870 TAPÓN DESVAPORIZADOR TMD CON FILTRO**



Código sin filtro	P(l/min) sin filtro	Código con filtro	P(l/min) con filtro	F	D	d	h1	h2
485309000	230	487003038	200	G 3/8"	36	23	17	11
485312000	260	487004012	230	G 1/2"	41	28	18	12
485319000	430	487006034	350	G 3/4"	47	33	17	12
485325000	430	487008001	400	G 1"	52	38	20	12
485331000	660	487010014	600	G 1 1/4"	63	49	23	13
485338000	660	487010112	600	G 1 1/2"	63	55	23	13,5
485316000	260	487016000	230	M 16x1,5	36	23	17	11
485318000	260	487018000	230	M 18x1,5	41	28	17,5	12
485320000	260	487020000	230	M 20x1,5	41	28	17,5	12
485322000	260	487022000	230	M 22x1,5	41	28	17,5	12



Tapón de llenado con respiradero de cabeza cilíndrica y nervios verticales para una mejor sujeción, fabricado en poliamida 6.6 garantizando una óptima resistencia mecánica a altas y bajas temperaturas.

Temperatura máx. de trabajo: 100 °C.

Fabricados en cuerpo de color negro y tapón rojo con el símbolo de carga y la inscripción OIL.

Junta tórica de retención de goma antiaceite 70 Shore.

Estos tapones se caracterizan por permitir el paso de un gran volumen de aire y por tanto están recomendados para aplicaciones en centrales oleodinámicas o depósitos que contengan líquidos sujetos a rápidas variaciones de volumen, donde es necesaria una rápida salida y entrada de aire sin salida de aceite.

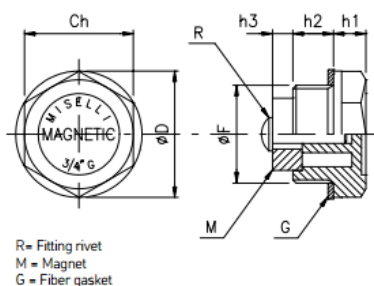
Incorporan un filtro de aire de espuma de poliuretano (grado de filtración indicativo 40 micrones).

Este filtro puede desmontarse fácilmente.

El caudal de aire (P) indicado en la tabla se expresa en litros/min. con una presión de 50mbar.

### TABLA Nº23: TAPON DE VACIADO

**TM - DRAIN PLUGS WITH MAGNET ( PLASTIC )**



-Thermoplastic hex plug with magnet

-The plug is fitted to the bottom of the transmission or tank, to be used as drain plug; the magnet attract ferrous metal parts, preventing damage to gears and other moving components

-Production colour black, marked MAGNETIC on the hex surface.

-Oil resistant asbestos-free seal

-In larger quantities, these plugs are available with threads other than those shown, ie M16-18-20-22

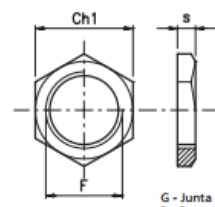
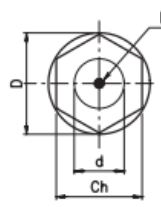
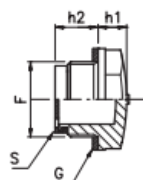
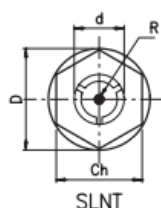
Code	F	Ch	D	h2	h1	h3
TM-14	G 1/4"	17	20	9	7	5
TM-38	G 3/8"	18	22	10	7,5	10
TM-12	G 1/2"	24	27	11	8	9
TM-34	G 3/4"	30	34	11	9	6,5
TM-1	G 1"	35	42	12	10,5	14
TM-1415	M14X15	17	20	9	7	5

**TABLA Nº24: VISOR NIVEL DE ACEITE**

**4821-4823 VISOR SIMPLEX SLN CON REFLECTOR Y SIN REFLECTOR**



Código sin reflector	Código con reflector	Ch	F	D	d	h1	h2	P (Nm)	Ch1	s
482301014	-	17	G 1/4"	20,5	12	8	8,5	8	-	-
482303038	482103038	18	G 3/8"	22	12	6,5	12	12	19	5
482304012	482104012	24	G 1/2"	28	16	8	12	16	27	5
482305034	482105034	30	G 3/4"	36	21	8,5	13,5	21	32	6
482307001	482107001	36	G 1"	42	30	9	14	24	36	6
482309114	482109114	42	G 1 1/4"	51	32	10	17	-	46	6
482310112	482110112	50	G 1 1/2"	58	39	10	21	-	-	-
482311002	482111002	64	G 2"	74	48	12	20	-	-	-
482301415	-	17	M14x1,5	20	12	7,5	8	8	-	-
482301615	482116000	18	M16x1,5	22	12	6,5	12,5	12	-	-
482301815	482118000	21	M18x1,5	25,5	14	6	12,5	12	-	-
482302015	482120000	24	M20x1,5	28	16	7,5	12	16	-	-
482322000	482122000	24	M22x1,5	28	16	7,5	12,5	16	-	-
482326000	482126000	30	M26x1,5	36	21	8,5	13,5	21	-	-
482327000	482127000	30	M27x1,5	36	21	8,5	13,5	21	-	-
482340000	482140000	42	M40x1,5	51	32	10	17	-	-	-



Para el montaje en paredes de menos de 5 mm. de grosor, se necesita una tuerca de latón GF.

G - Junta de fibra  
R - Punto rojo  
S - Reflector

Material: Resina poliamídica de gran transparencia. Óptima resistencia mecánica a alta y baja temperatura, gran estabilidad dimensional y muy buena resistencia al aceite y gasolina. Evitar el contacto con alcohol, líquidos anticongelantes a altas temperaturas y agua a más de 80°C. El modelo con reflector mejora la visualización del nivel de aceite. Arandela plana de retención en fibra exenta de amianto (sobre encargo se puede suministrar en goma sintética NBR 70). Presión de trabajo hasta 1 bar. Temperatura máx. de trabajo: 100°C. Nm - Par de apriete max. para el montaje.

TRABAJO FIN DE GRADO

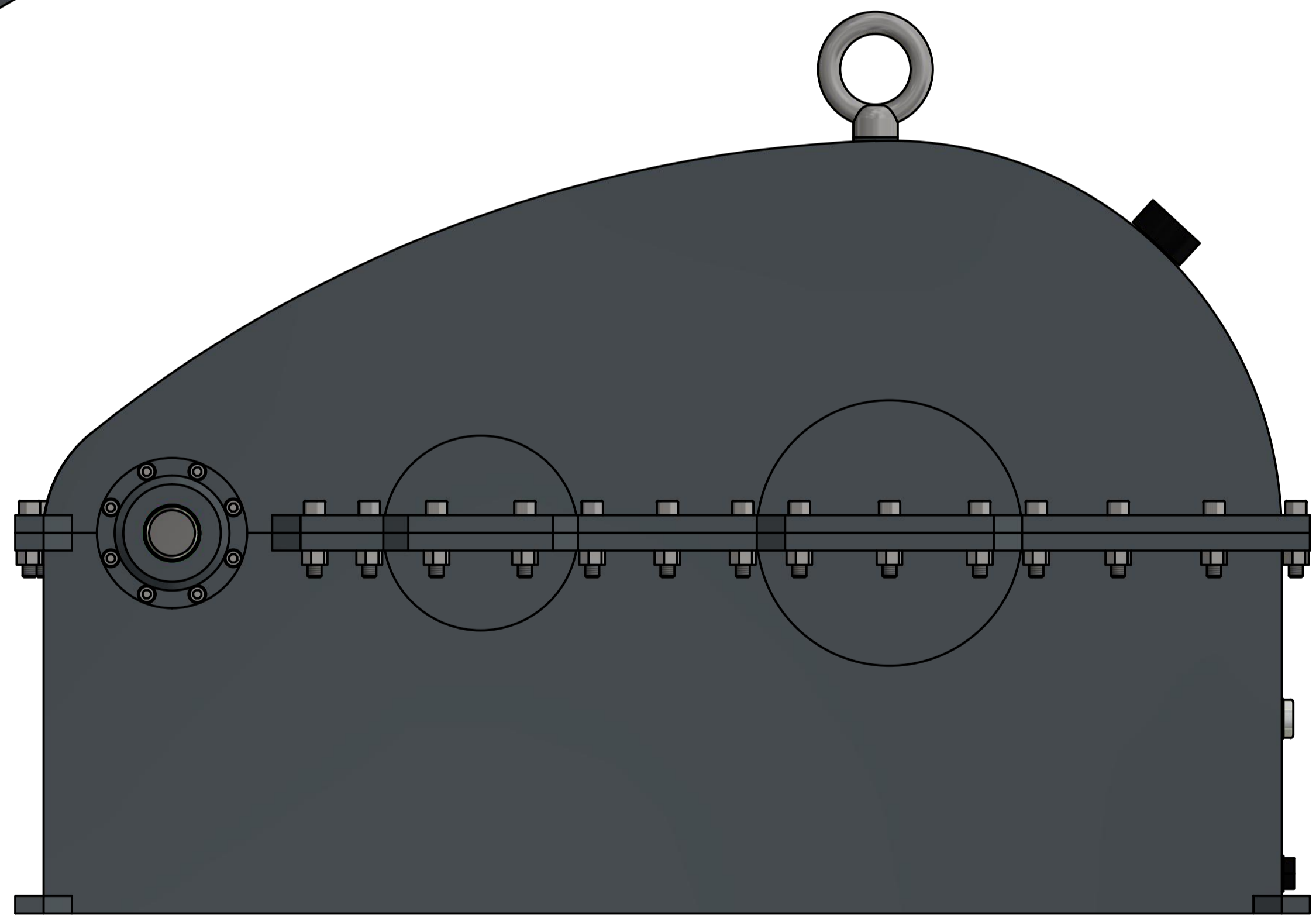
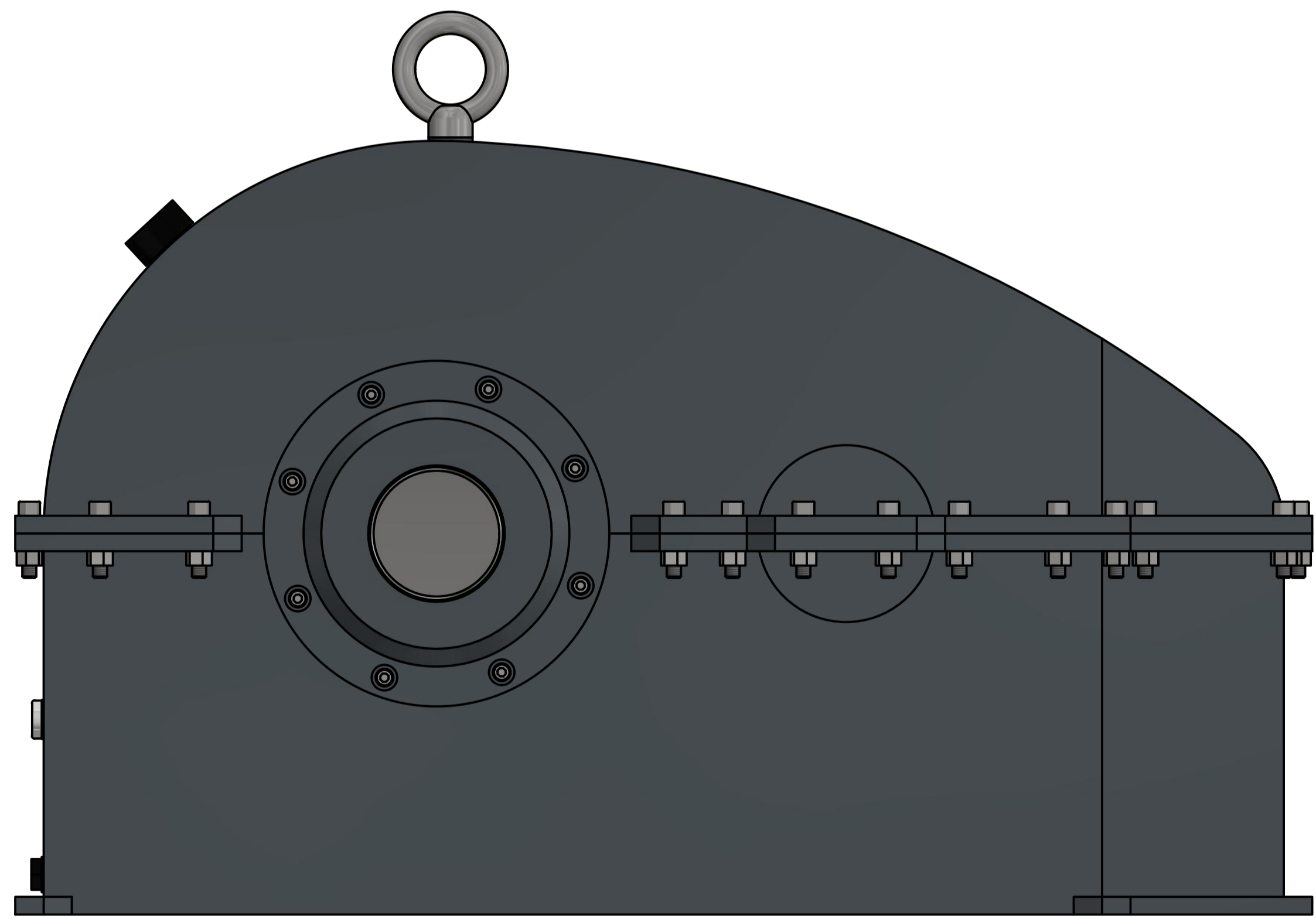
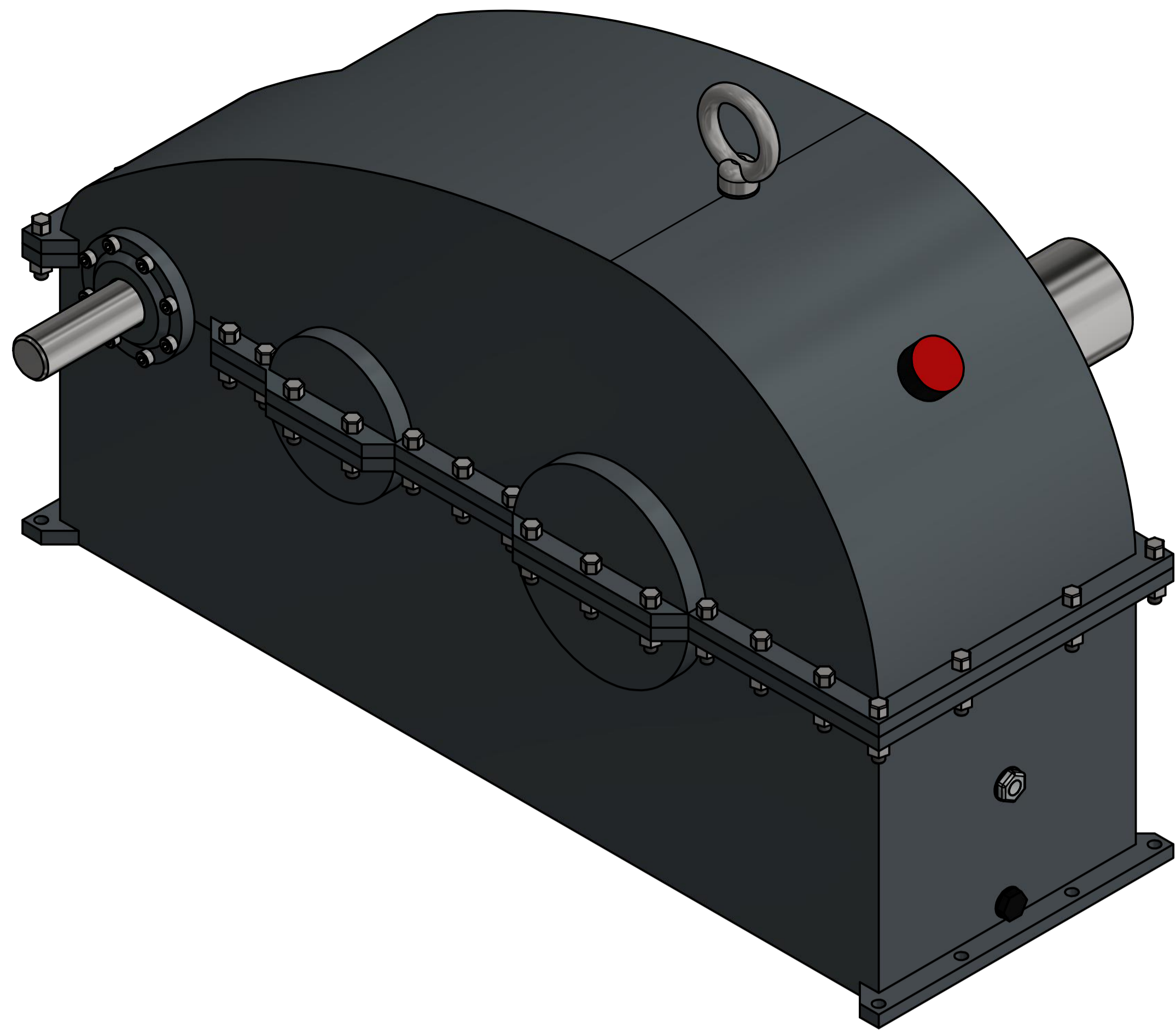
**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE  
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 16,01 Y  
PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2388 NM**



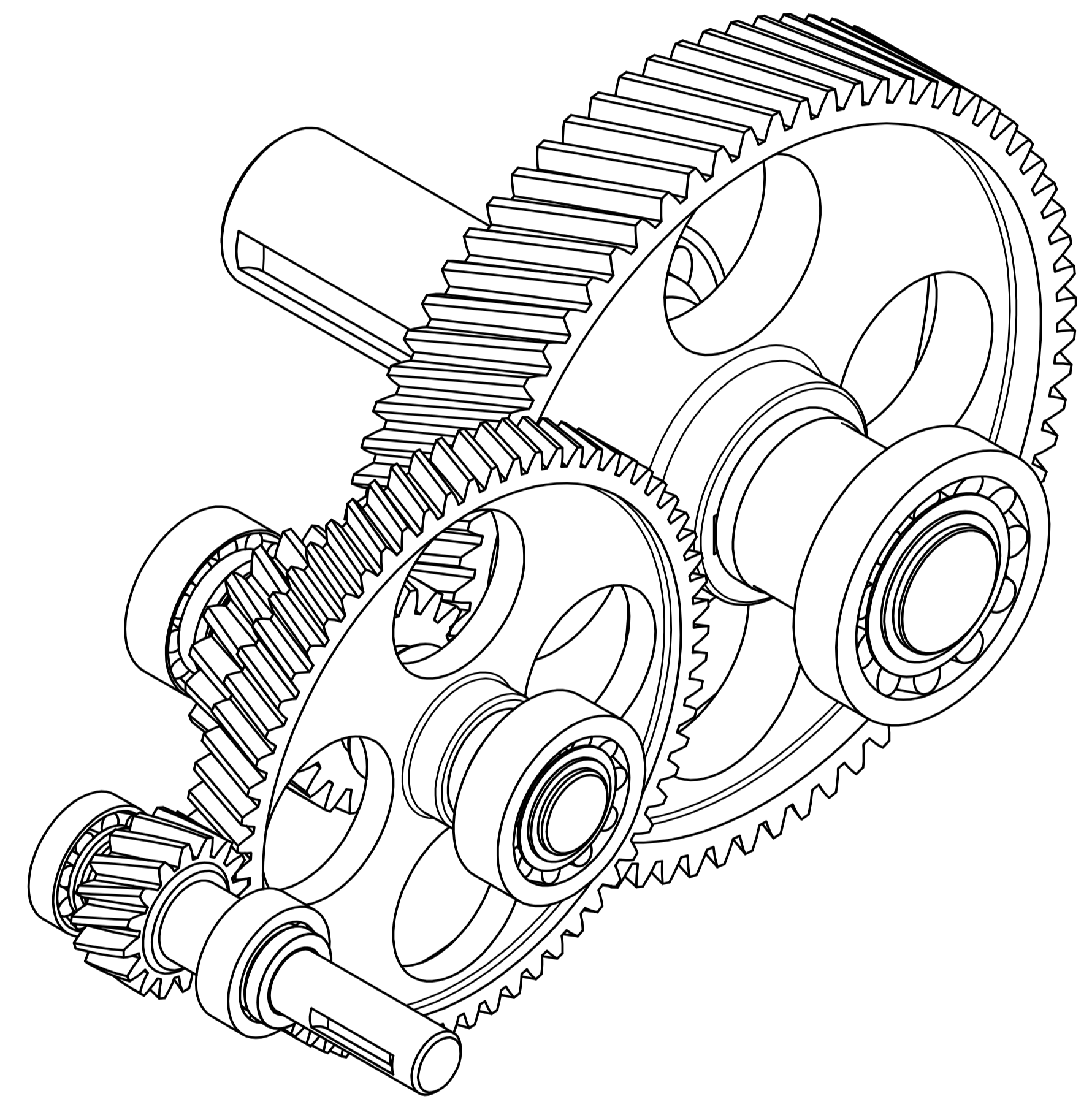
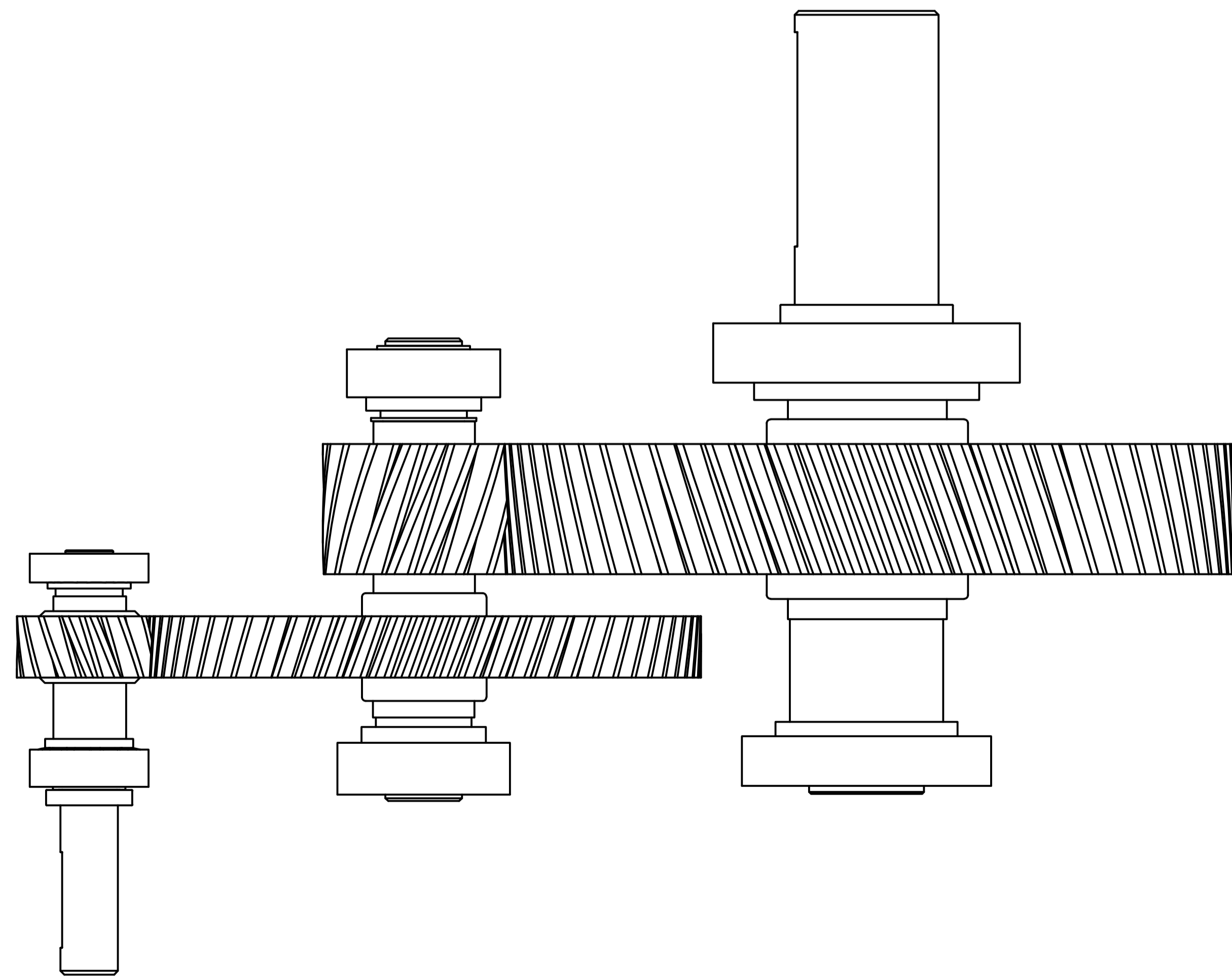
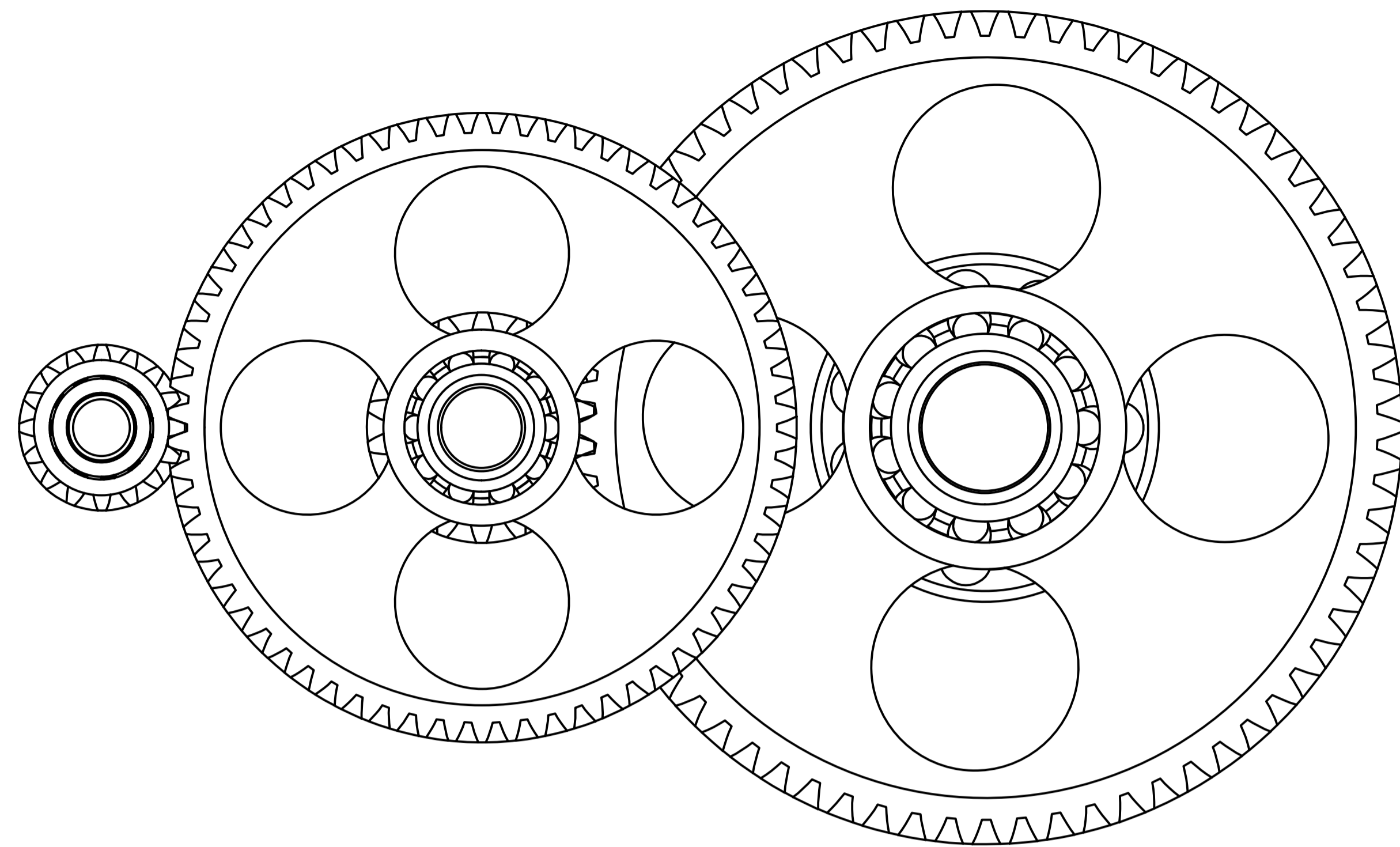
**DOCUMENTO Nº:2**

**PLANOS**

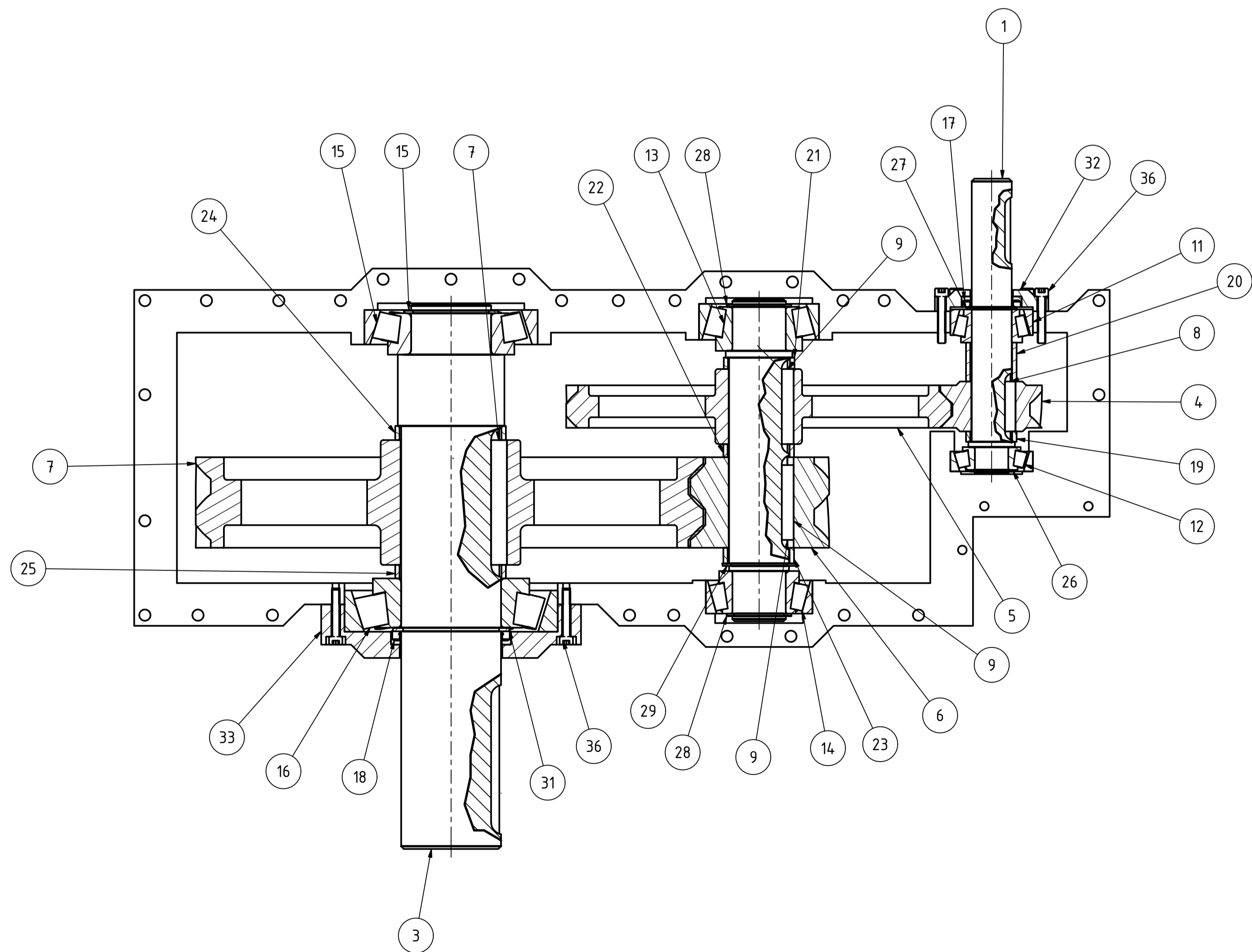
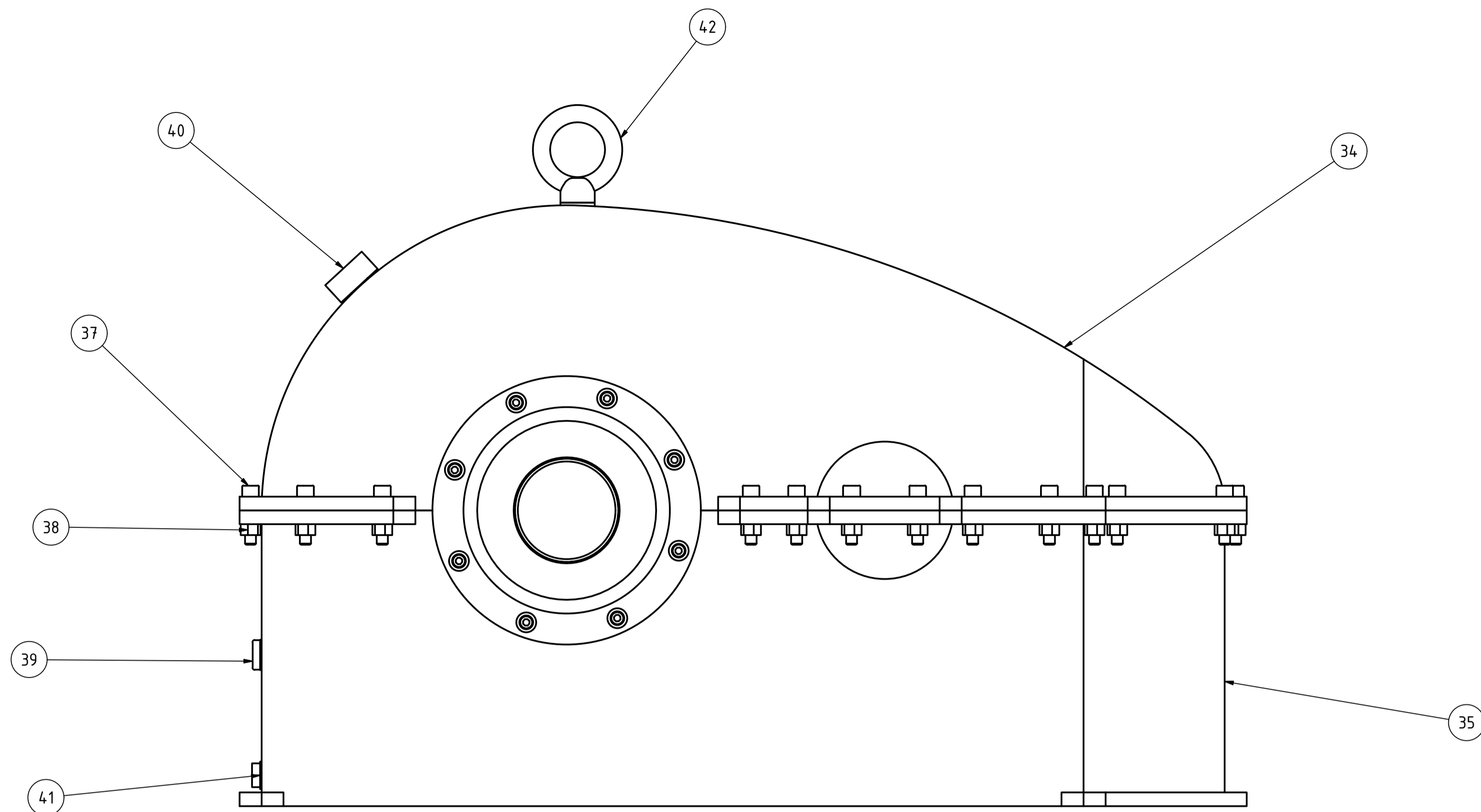




Diseñado por: Simón Teruel Pardo		E.T.S.I.D. Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1 : 2.5	Plano: CONJUNTO	Fecha: 06/07/2016
		Nº Plano: 1/14



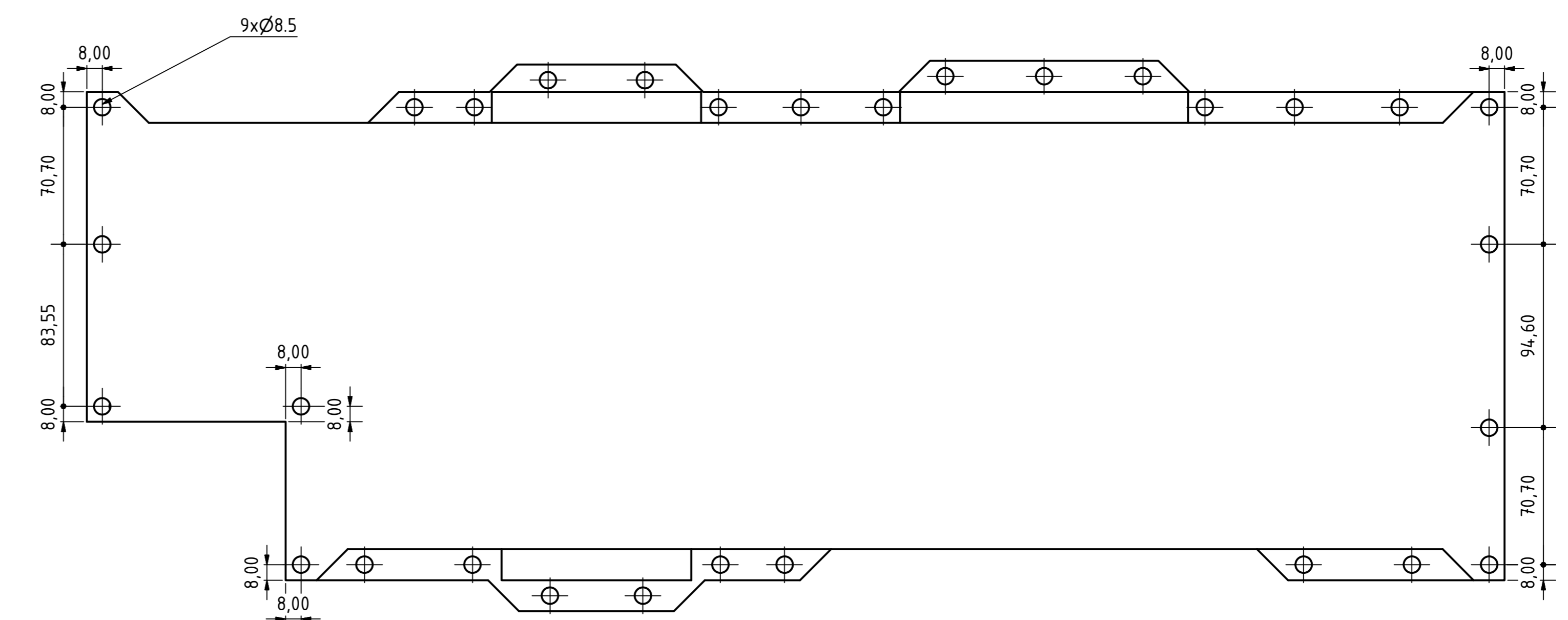
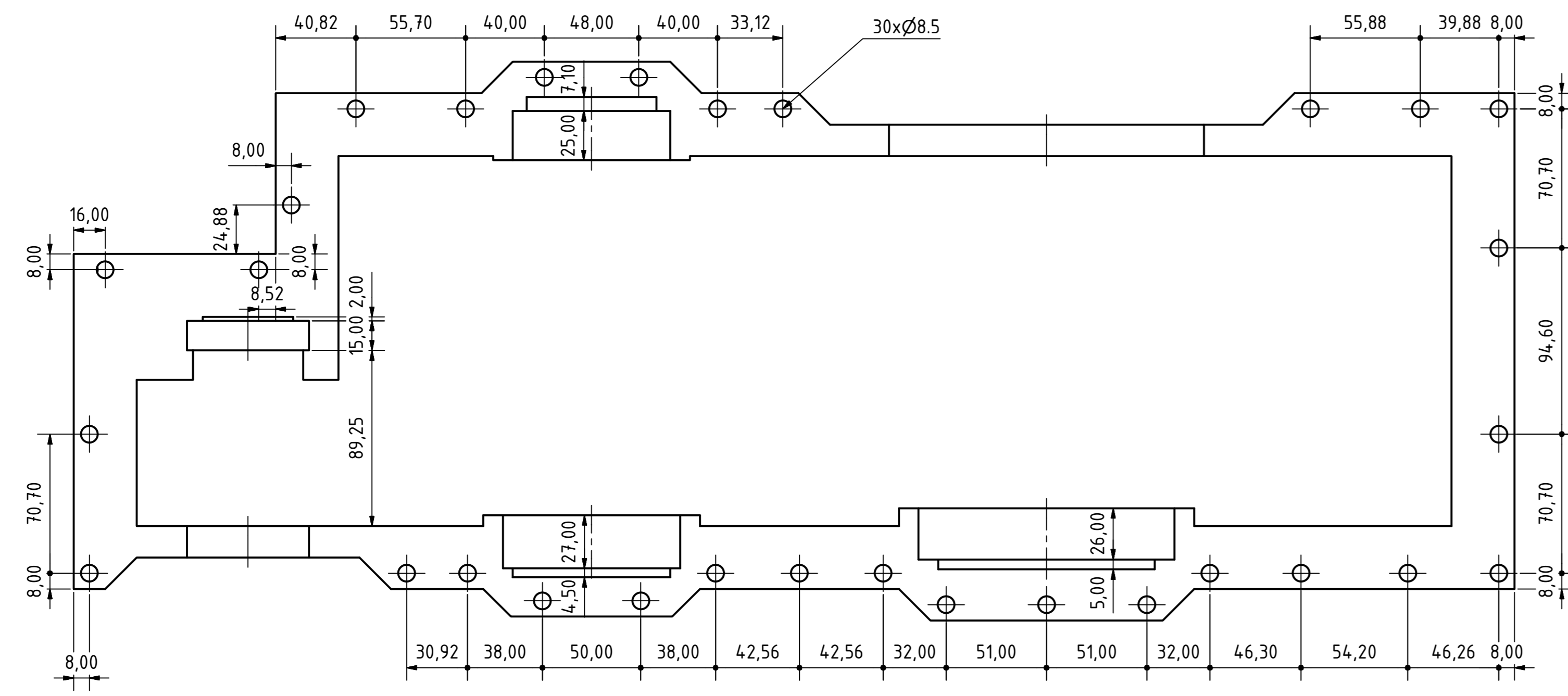
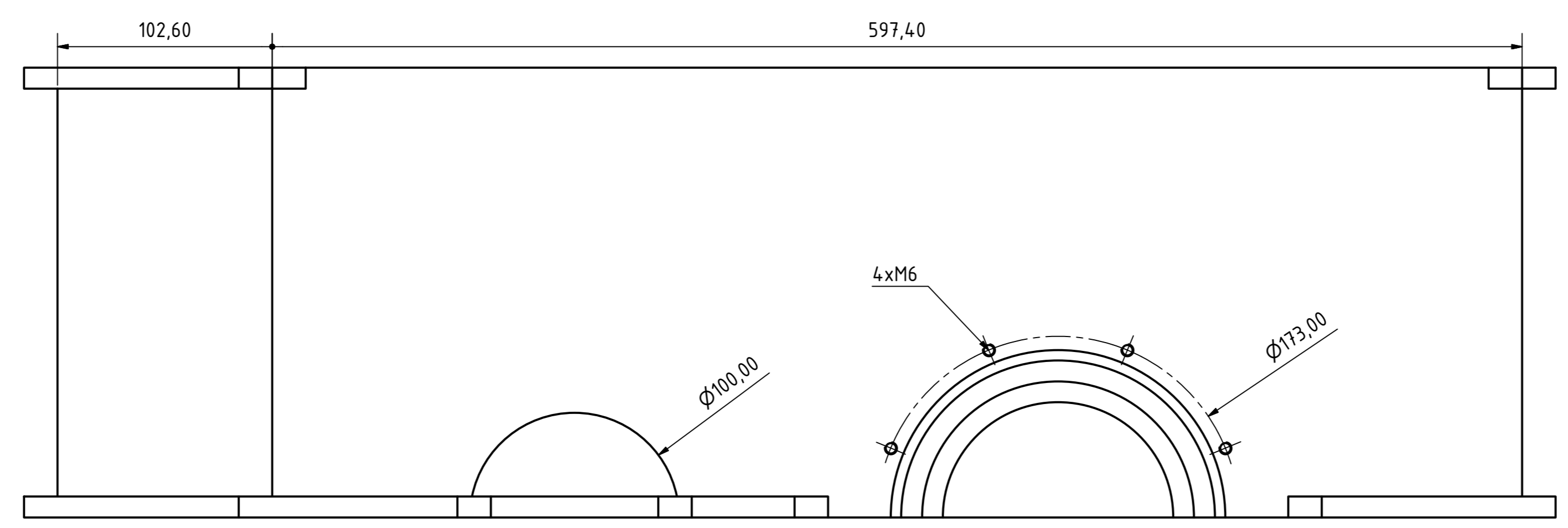
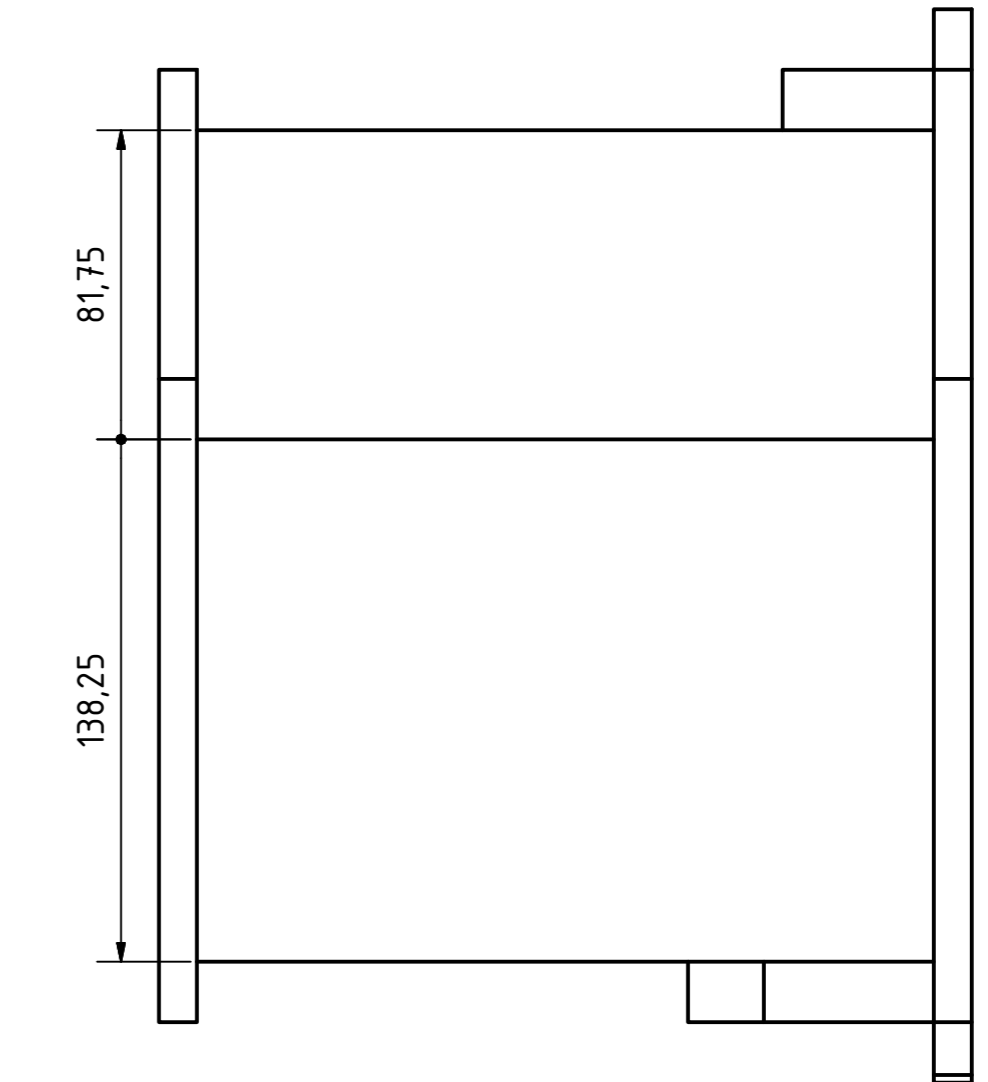
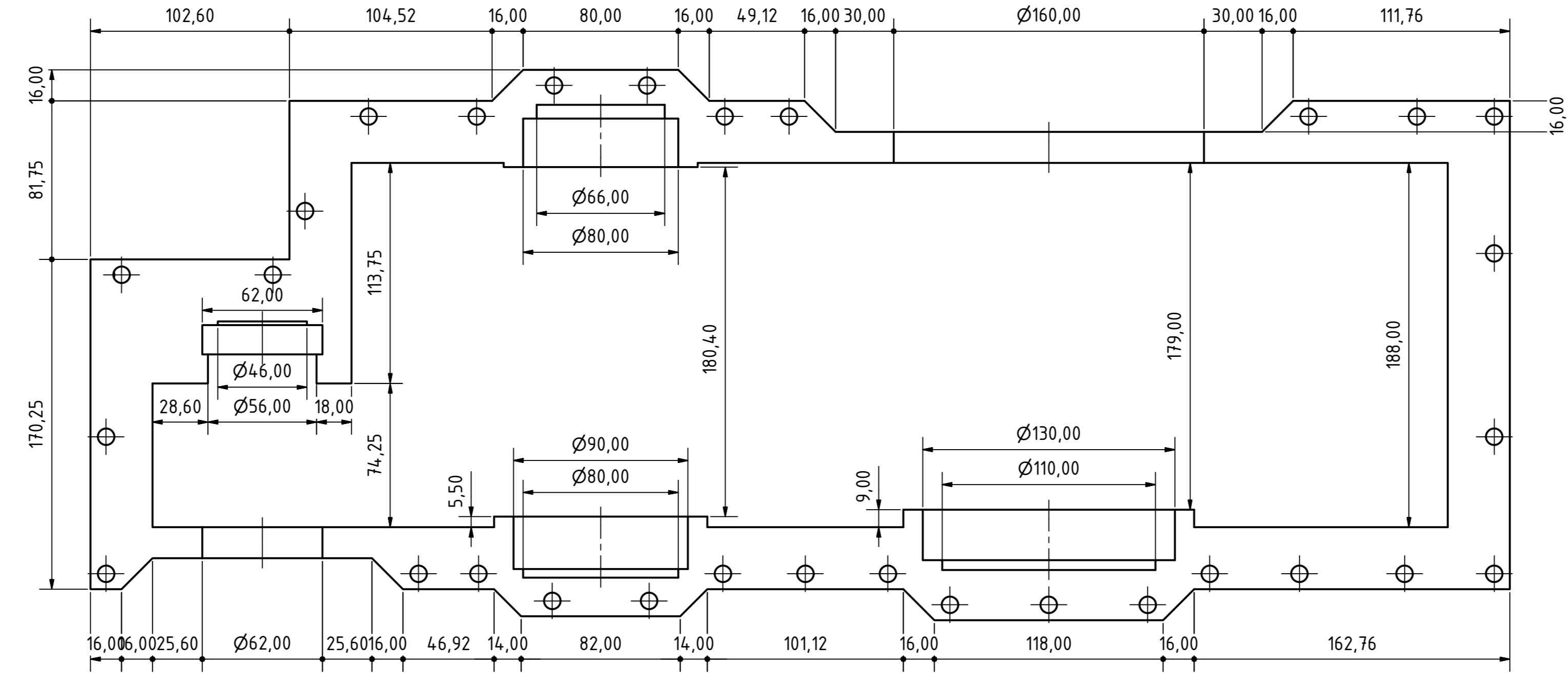
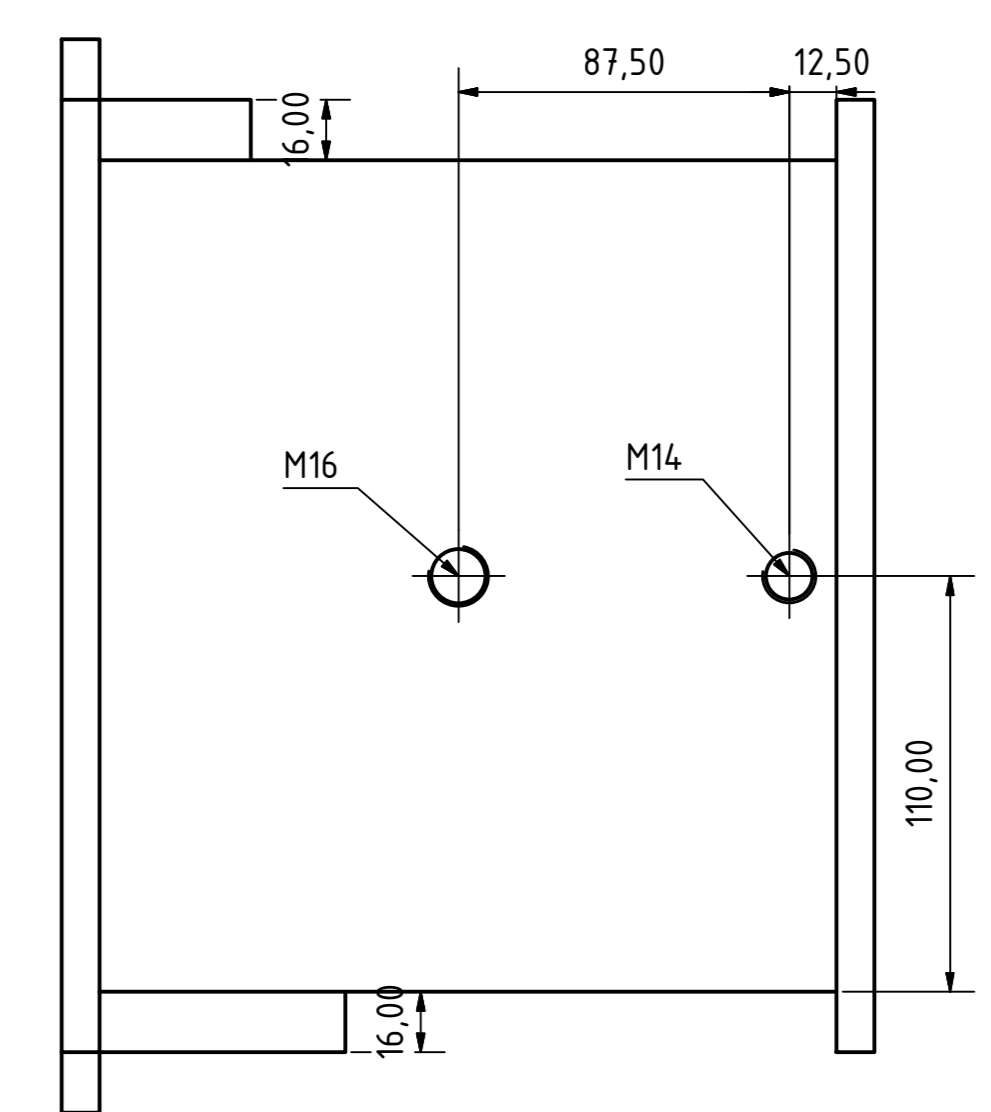
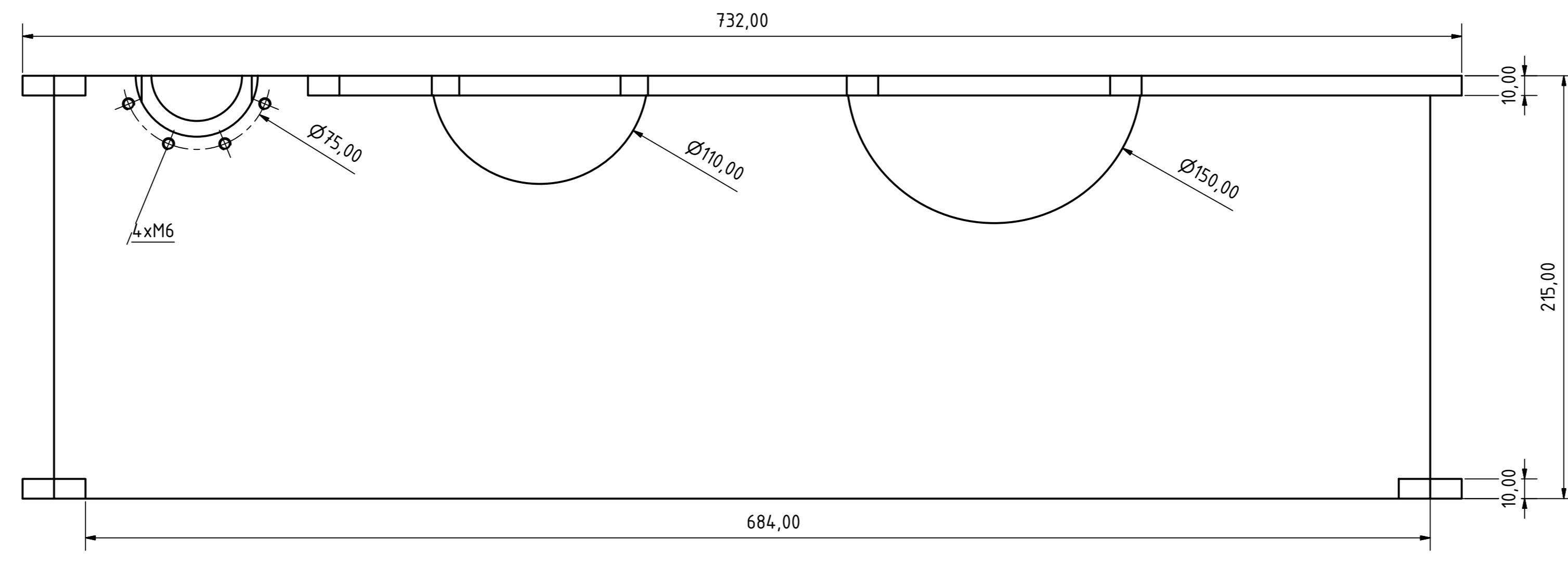
Diseñado por: Simón Teruel Pardo		E.T.S.I.D. Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1 : 2	Plano: CONJUNTO	Fecha: 06/07/2016
		Nº Plano: 2/14



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	TÍTULO
1	1	EJE DE ENTRADA
2	1	EJE INTERMEDIO
3	1	EJE DE SALIDA
4	1	PIÑON PRIMERA ETAPA
5	1	RUEDA PRIMERA ETAPA
6	1	PIÑON SEGUNDA ETAPA
7	1	RUEDA SEGUNDA ETAPA
8	1	CHAVETA EJE DE ENTRADA
9	2	CHAVETA EJE INTERMEDIO
10	1	CHAVETA EJE DE SALIDA
11	1	RODAMIENTO SKF 32306 J2/Q
12	1	RODAMIENTO SKF 30305 J2
13	1	RODAMIENTO SKF T2EE 040/QVB134
14	1	RODAMIENTO SKF 33208/QCL7C
15	1	RODAMIENTO SKF 32312 BJ2/QCL7C
16	1	RODAMIENTO SKF T3FE 075/QVB481
17	1	SELLO RADIAL SKF 30x45x8 HMSA10 V
18	1	SELLO RADIAL SKF 75x90x10 HMSA10 V
19	1	CASQUILLO Din 32 L 8
20	1	CASQUILLO Din 32 L 30
21	1	CASQUILLO Din 47 L 9
22	1	CASQUILLO Din 47 L 10
23	1	CASQUILLO Din 47 L 12
24	1	CASQUILLO Din 77 L 11
25	1	CASQUILLO Din 77 L 11
26	1	DSH-25
27	1	DSH-30
28	2	DSH-40
29	1	DSH-45
30	1	DSH-60
31	1	DSH-75
32	1	TAPA EJE DE ENTRADA
33	1	TAPA EJE DE SALIDA
34	1	TAPA SUPERIOR
35	1	CARTER
36	16	TORNILLO M6x35
37	30	TORNILLO M8x35
38	30	TUERCA M8
39	1	VISOR NIVEL 482116000
40	1	TAPÓN LLENADO 487016000
41	1	TAPÓN VACIADO TM-1415
42	1	ARGOLLA M20X1.5

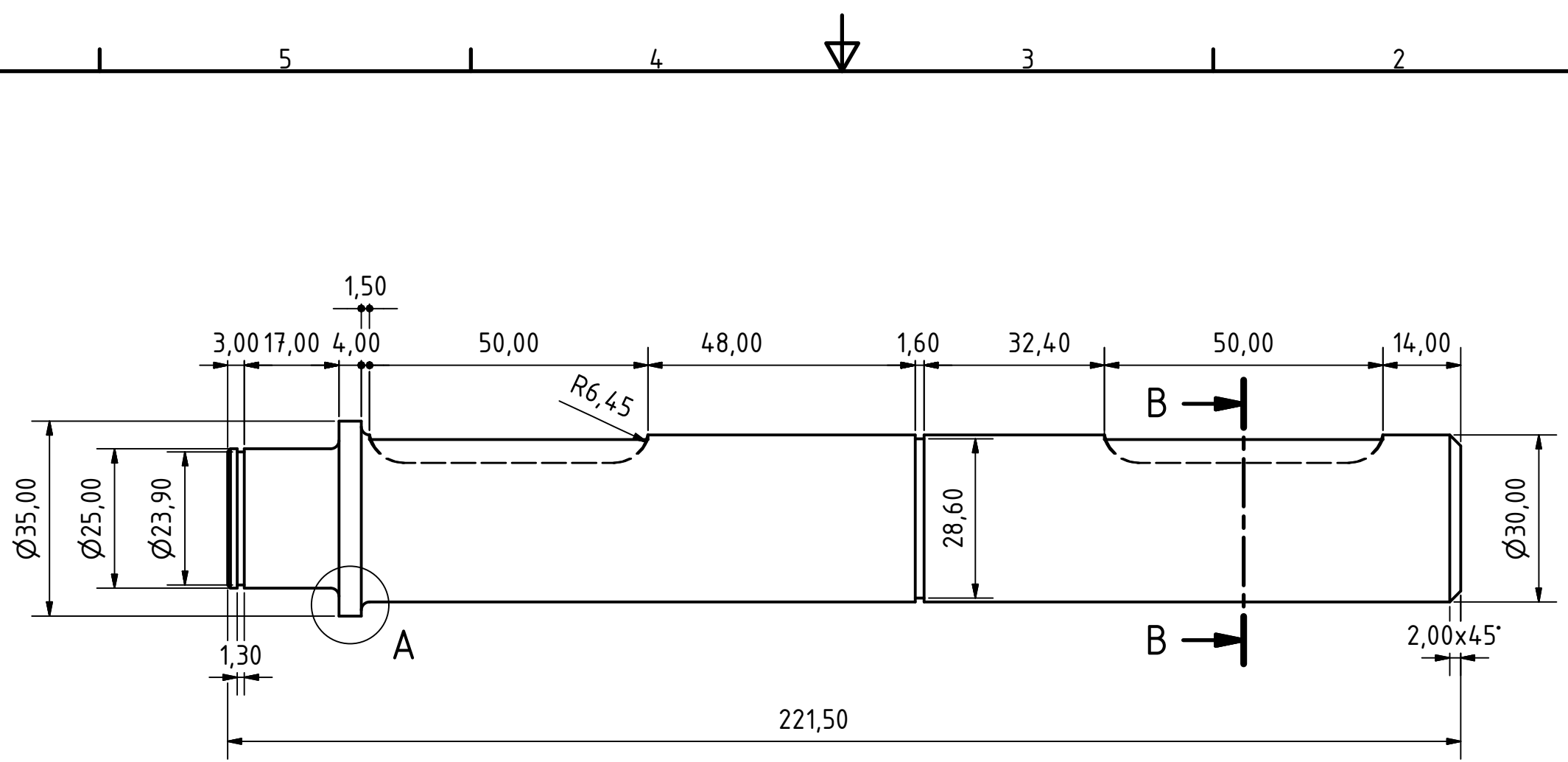
Diseñado por: Simón Teruel Pardo		E.T.S.I.D. Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1 : 2.5	Plano: CONJUNTO	Fecha: 06/07/2016
		Nº Plano: 3/14



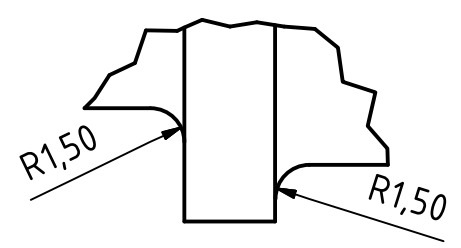


Diseñado por: Simón Teruel Pardo		E.T.S.I.D.	
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala: 1 : 2	Plano: CARTER	Fecha: 06/07/2016	Nº Plano: 4/14

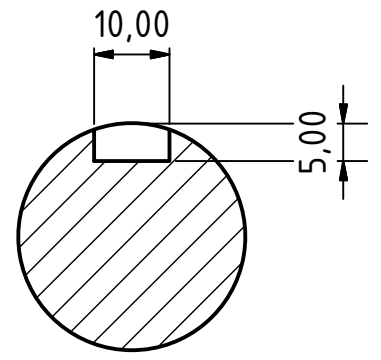




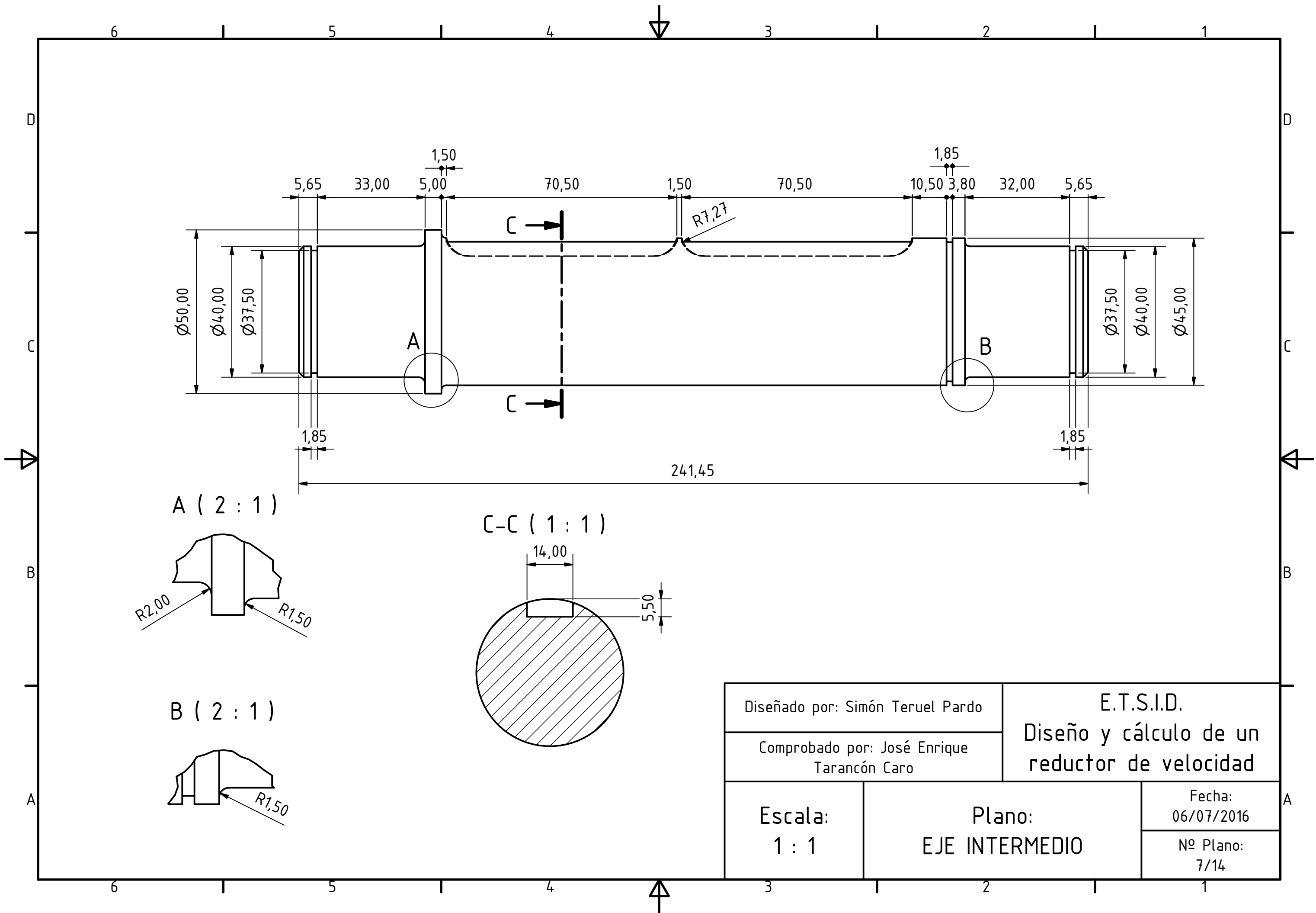
A ( 3 : 1 )

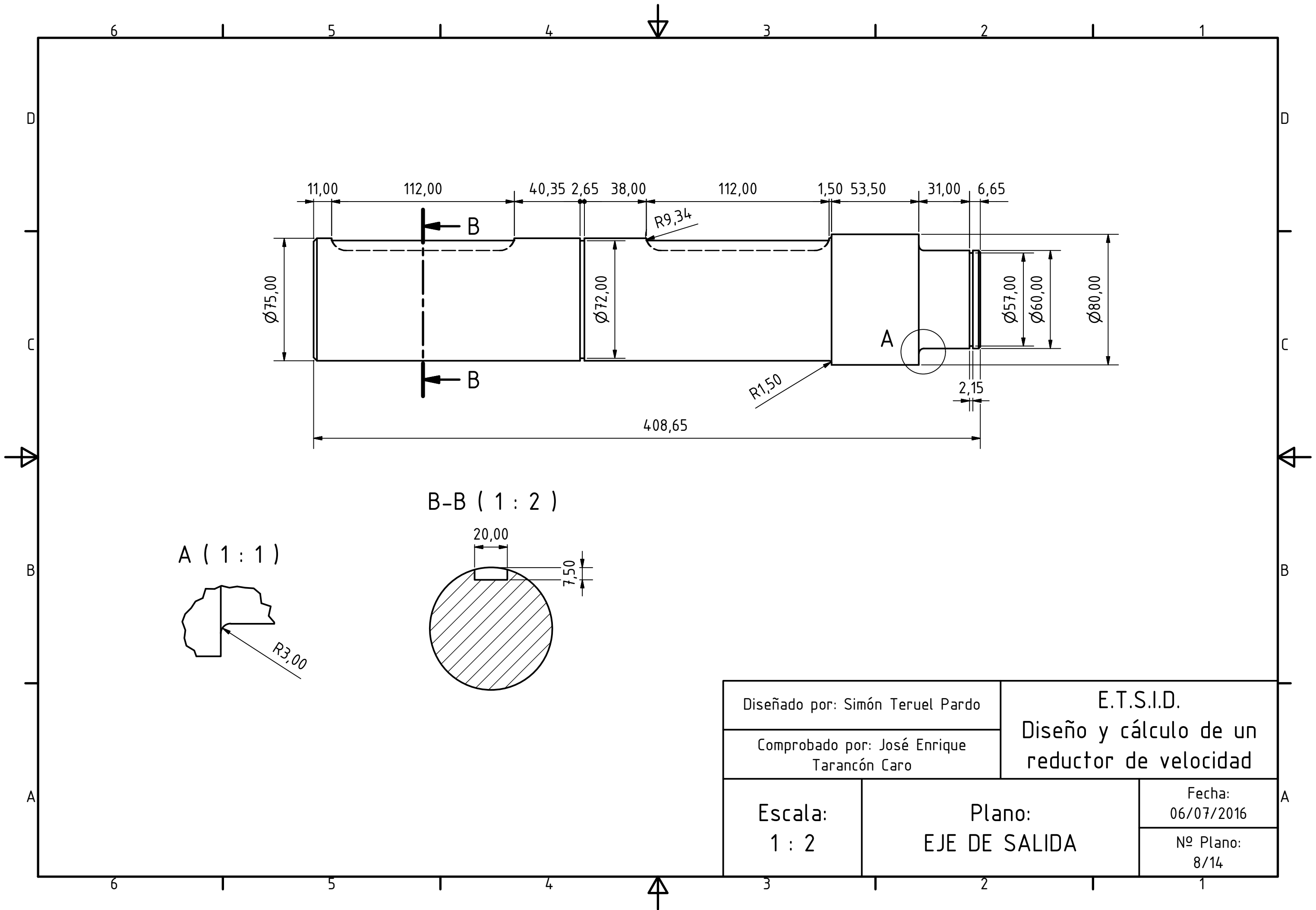


B-B ( 1 : 1 )



Diseñado por: Simón Teruel Pardo		E.T.S.I.D. Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1 : 1	Plano: EJE DE ENTRADA	Fecha: 06/07/2016
		Nº Plano: 6/14





Diseñado por: Simón Teruel Pardo		E.T.S.I.D. Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1 : 2	Plano: EJE DE SALIDA	Fecha: 06/07/2016
		Nº Plano: 8/14

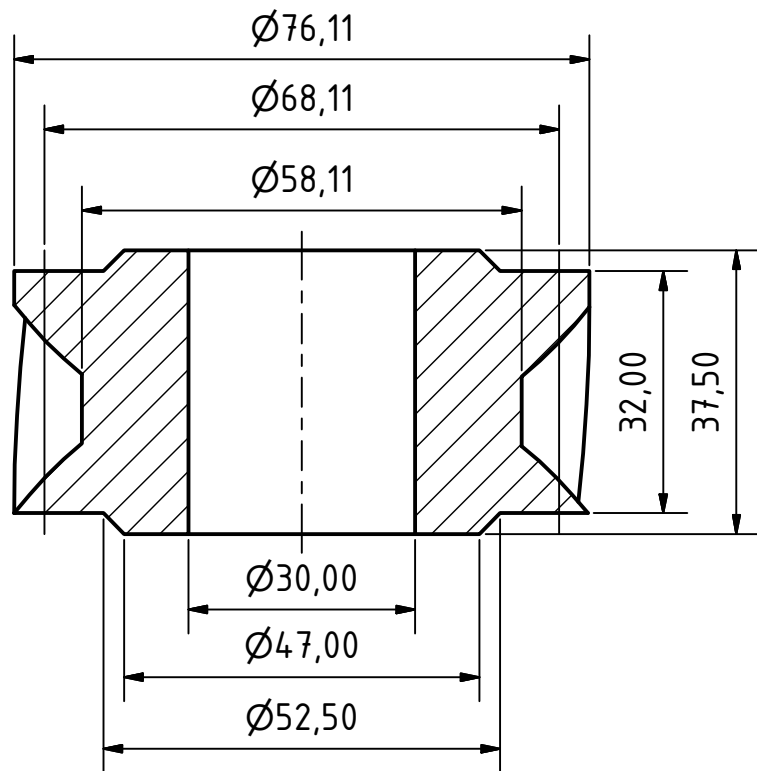
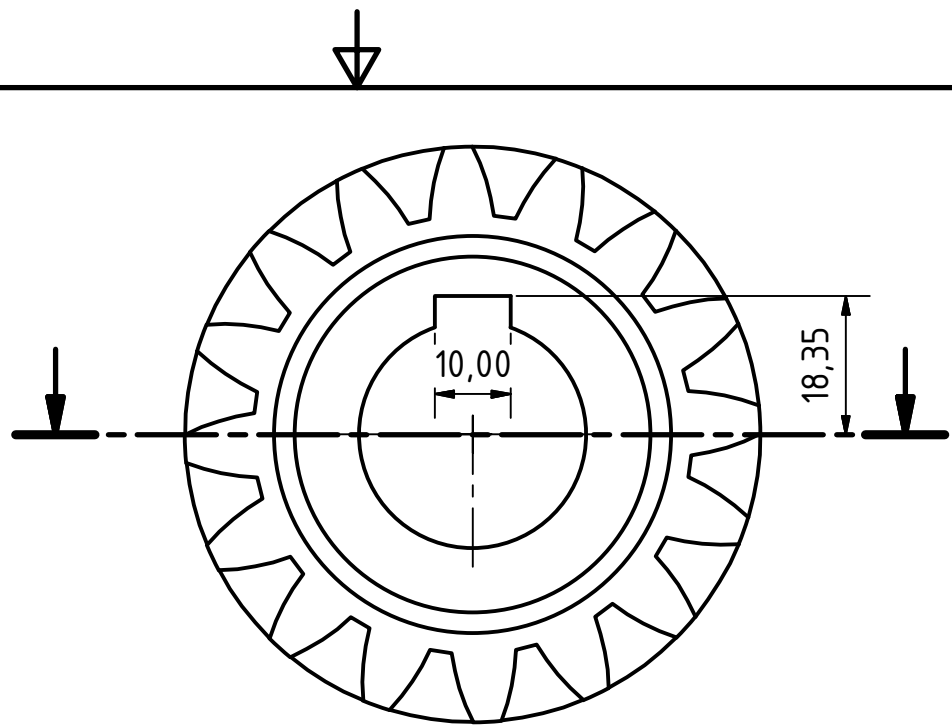


TABLA	
Dato	Valor
Módulo	4
Número de dientes	16
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	20°

Diseñado por: Simón Teruel Pardo

Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro

E.T.S.I.D.

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad

Escala:  
1 : 1

Plano:  
PIÑON PRIMERA ETAPA

Fecha:  
06/07/2016

Nº Plano:  
9/14

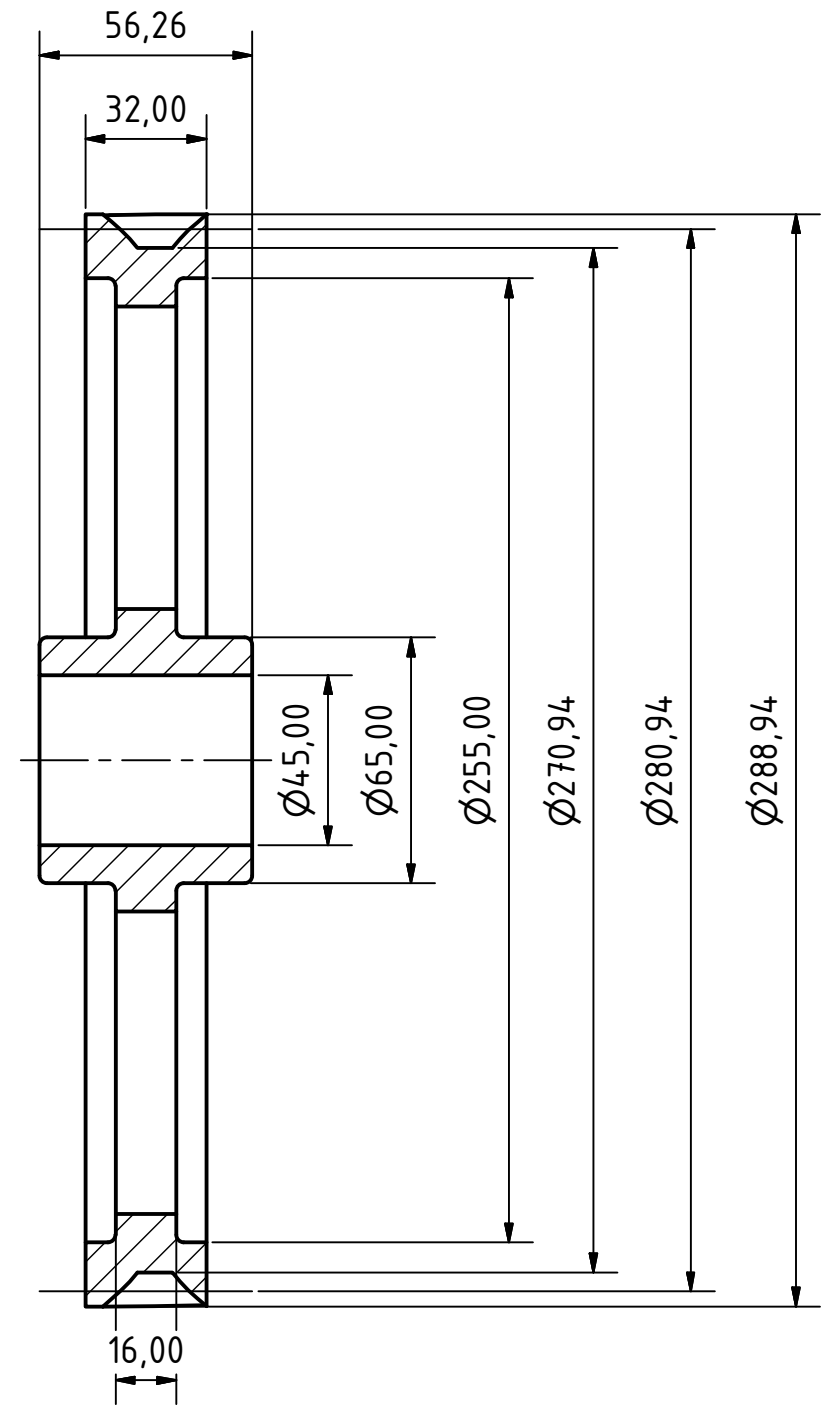
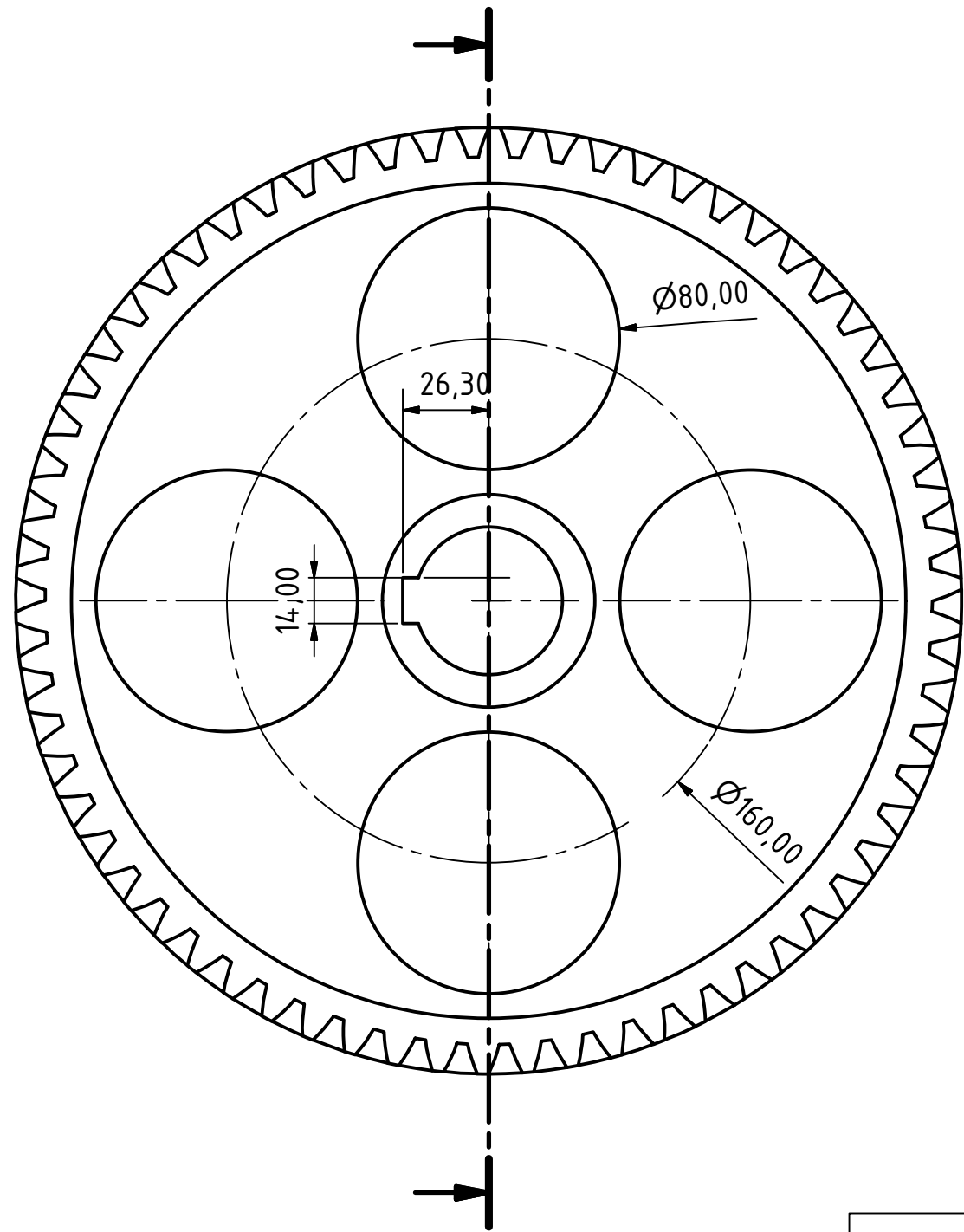


TABLA	
Dato	Valor
Módulo	4
Número de dientes	66
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	20°

Diseñado por: Simón Teruel Pardo

Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro

Escala:  
1 : 2

E.T.S.I.D.  
Diseño y cálculo de un reductor de velocidad

Fecha:  
06/07/2016

Nº Plano:  
10/14

Plano:  
RUEDA PRIMERA ETAPA

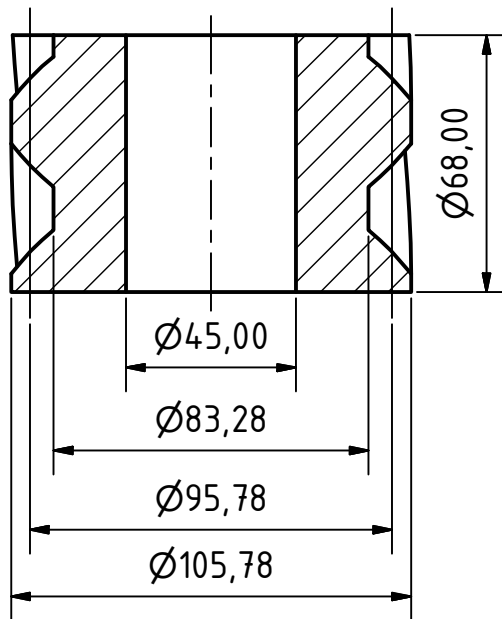
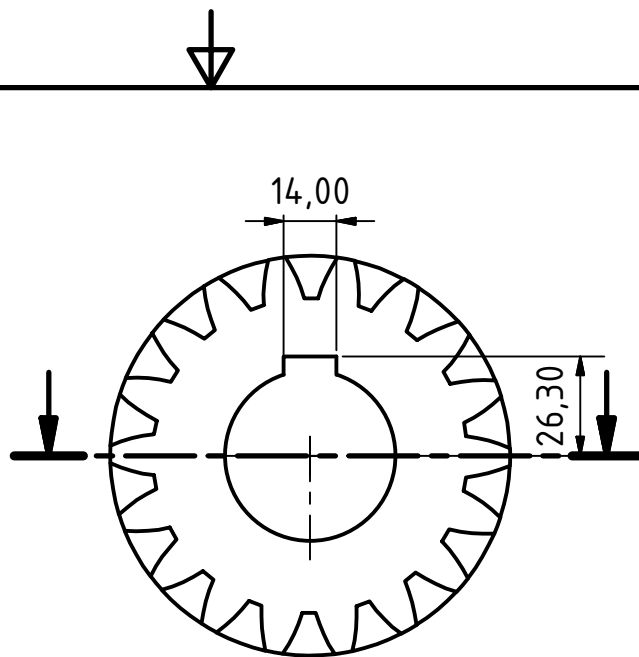


TABLA	
Dato	Valor
Módulo	5
Número de dientes	18
Ángulo de presión	20°
Ángulo de hélice	20°

Diseñado por: Simón Teruel Pardo

Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro

E.T.S.I.D.

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad

Escala:  
1 : 2

Plano:  
PIÑON SEGUNDA ETAPA

Fecha:  
06/07/2016

Nº Plano:  
11/14



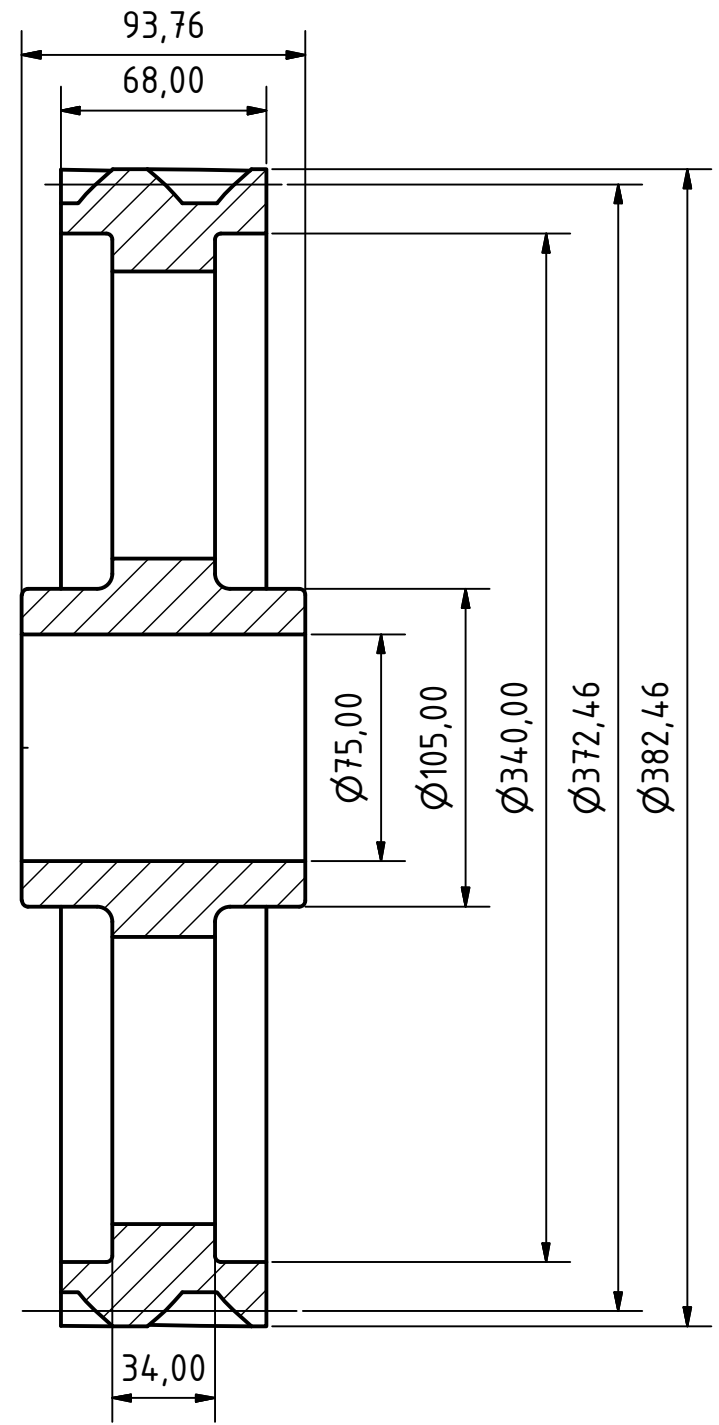
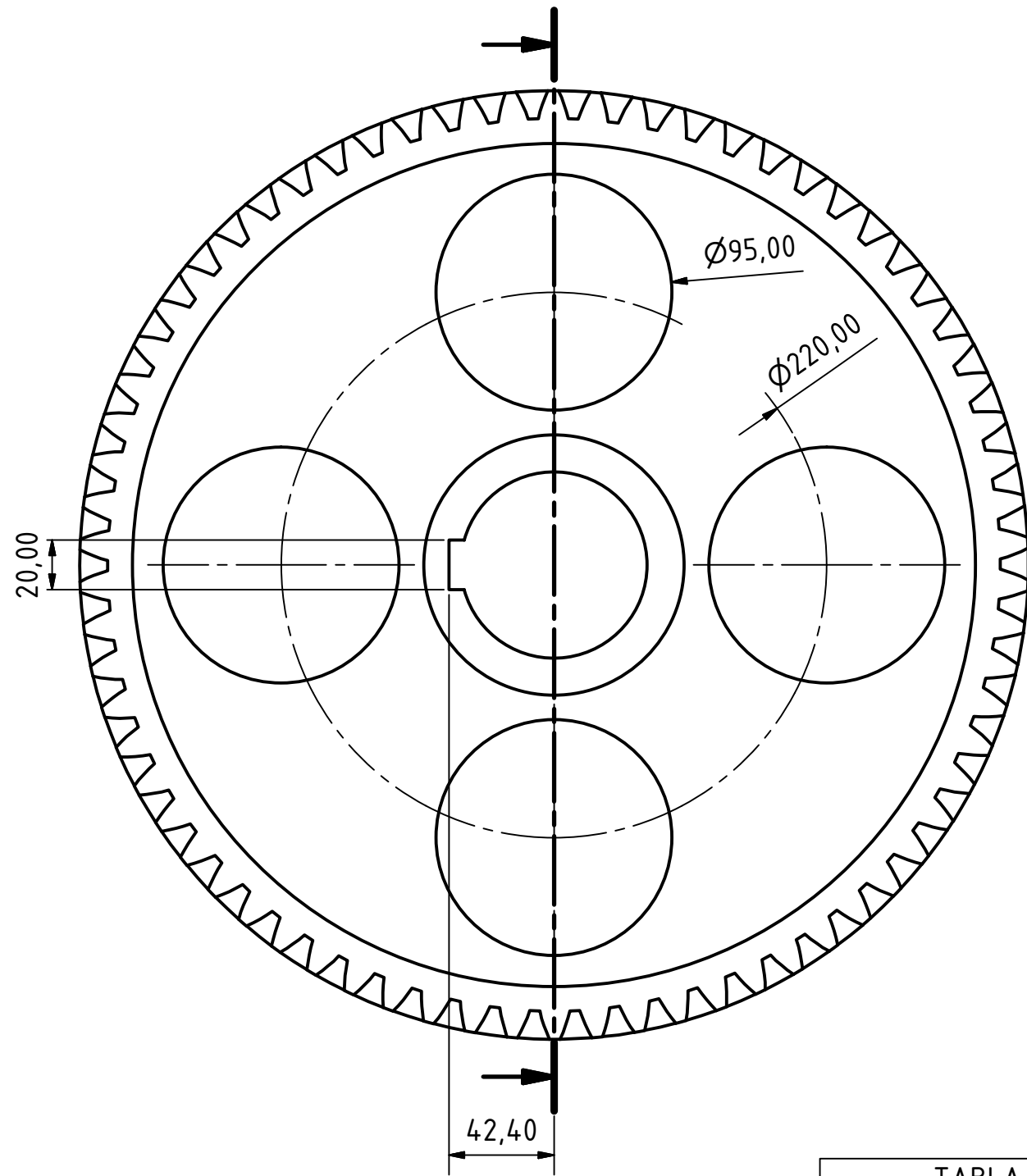


TABLA	
Dato	Valor
Módulo	5
Número de dientes	70
Ángulo de presión	$20^\circ$
Ángulo de hélice	$20^\circ$

Diseñado por: Simón Teruel Pardo

Comprobado por: José Enrique Tarancón Caro

Escala:  
1 : 2.5

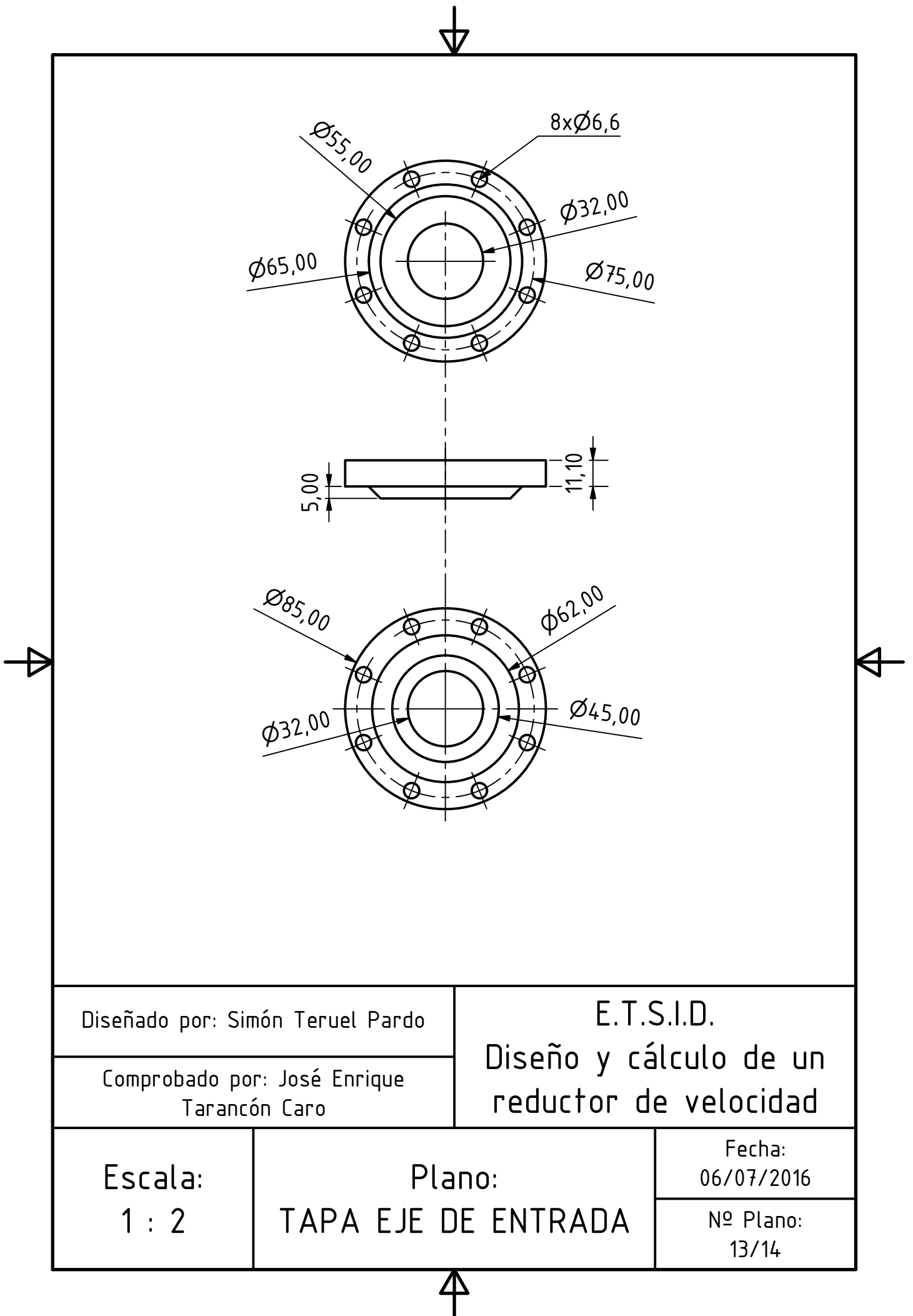
Plano:  
RUEDA SEGUNDA ETAPA

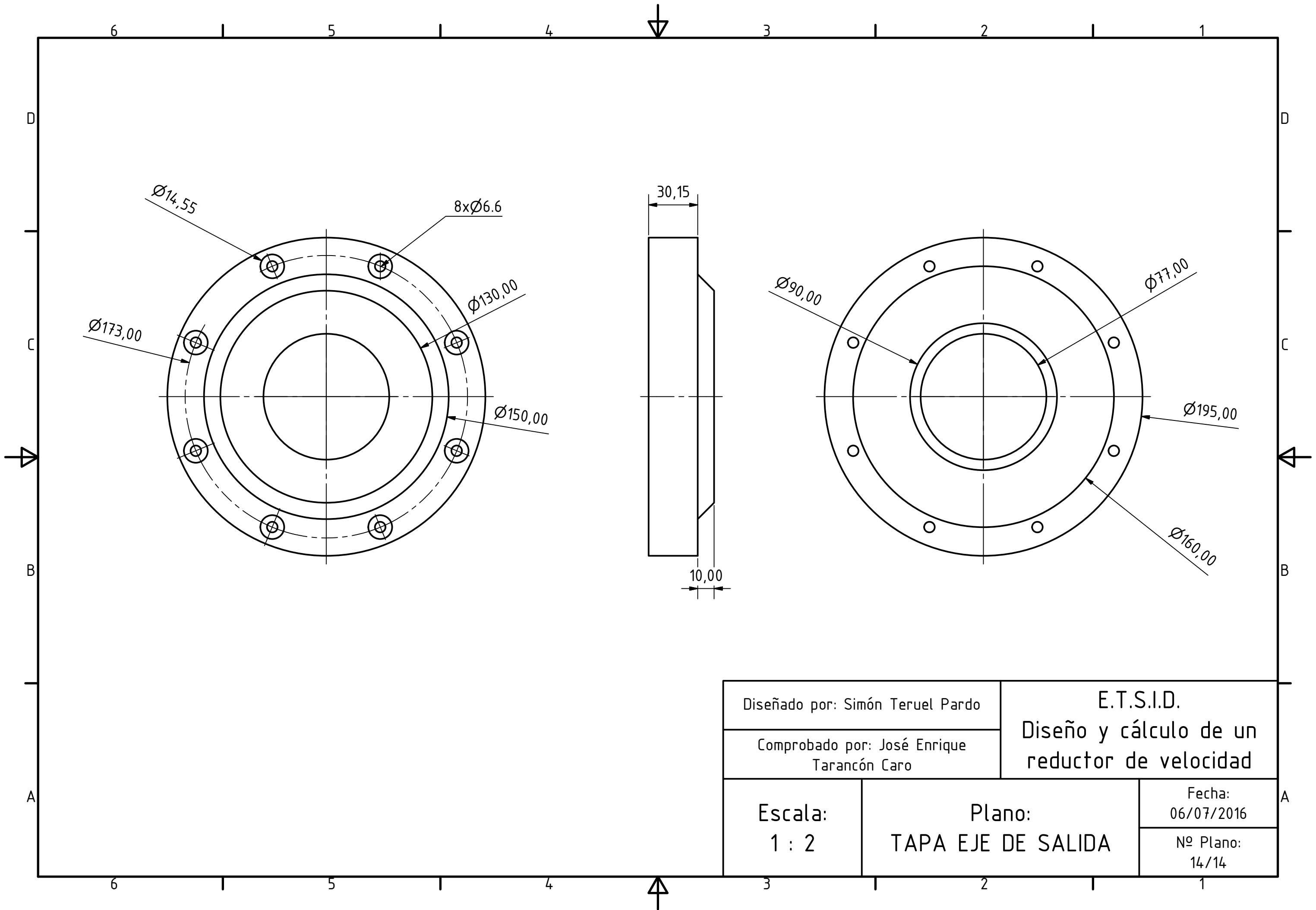
E.T.S.I.D.

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad

Fecha:  
06/07/2016

Nº Plano:  
12/14





TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE  
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 16,01 Y  
PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2388 NM**



**DOCUMENTO Nº:3**

**PLIEGO DE CONDICIONES**



## INDICE

1- INTRODUCCIÓN .....	5
1.1- OBJETIVO.....	5
1.2- DOCUMENTOS QUE DEFINEN EL PRODUCTO.....	5
1.3- RELACIÓN ENTRE LOS DOCUMENTOS .....	6
2- PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS.....	7
2.1- MATERIALES.....	7
2.1.1- Engranajes.....	7
2.1.2- Árboles.....	8
2.1.2.1- Árbol de entrada e intermedio .....	8
2.1.2.2- Árbol de salida.....	8
2.1.3- Cáster y tapas del reductor.....	9
2.2- CONDICIONES DE EJECUCION.....	10
2.2.1- Descripción del proceso.....	10
2.2.1.1- Piñón de la primera etapa .....	10
2.2.1.2- Rueda de la primera etapa .....	11
2.2.1.3- Piñón de la segunda etapa.....	12
2.2.1.4- Rueda de la segunda etapa .....	12
2.2.1.5- Árbol de entrada .....	13
2.2.1.6- Árbol intermedio .....	14
2.2.1.7- Árbol de salida.....	15

2.2.1.8- Carcasa y tapa superior del reductor.....	16
2.2.1.9- Tapa lateral del eje de entrada .....	17
2.2.1.10- Tapa lateral del eje de entrada .....	18
2.2.2- Control del producto.....	18
2.3- PRUEBAS FINALES.....	19
2.4- CONDICIONES DE EMBALAJE Y TRANSPORTE .....	19
3- PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS.....	20
3.1- DERECHOS Y OBLIGACIONES DEL CONTRATISTA.....	20
3.1.1- Derechos.....	20
3.1.2- Obligaciones .....	20
3.2- FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA.....	21
3.3- LIBRO DE ÓRDENES .....	21
3.4- COMIENZO, RITMO, PLAZO Y CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS.....	21
3.4.1- Comienzo.....	22
3.4.2- Ritmo.....	22
3.4.3- Plazo y condiciones de la ejecución de los trabajos .....	22
3.4.3.1- Período de fabricación.....	22
3.4.3.2- Período de puesta a punto .....	23
3.4.3.3- Período de puesta en marcha .....	23
3.5- TRABAJOS DEFECTUOSOS Y MODIFICACIONES.....	24
3.6- RECEPCIÓN PROVISIONAL .....	24

3.7- PERÍODO DE GARANTÍA.....	24
3.8- RECEPCION DEFINITIVA.....	25





## **1- INTRODUCCIÓN**

En este documento vamos a definir las exigencias de índole técnica y legal que han de regir para la ejecución del proyecto.

### **1.1- OBJETIVO**

El objetivo principal del pliego de condiciones es exponer de forma clara todas aquellas exigencias técnicas, económicas y legales que deben ser satisfechas en la ejecución del proyecto. Se tendrá en cuenta la normativa vigente a la hora de la realización del proyecto.

El proyectista se basará en esas normas en la elaboración del proyecto, limitando su responsabilidad, y por tanto no haciéndose cargo de los inconvenientes que puedan derivarse por el incumplimiento o modificación de alguna parte del proyecto sin consulta y aprobación previa.

### **1.2- DOCUMENTOS QUE DEFINEN EL PRODUCTO**

El reductor de velocidad desarrollado en este proyecto está definido por los siguientes documentos básicos:

- Memoria descriptiva
- Planos
- Pliego de condiciones
- Presupuesto

### 1.3- RELACIÓN ENTRE LOS DOCUMENTOS

En el supuesto de que se produzcan contrariedades o incompatibilidades entre los diferentes documentos de los que se compone el presente proyecto, se establecerá una serie de prioridades:

- El documento primero (Memoria descriptiva) tiene prioridad sobre el resto de documentos del presente proyecto en el ámbito de la fabricación y elección de los materiales.
- El documento segundo (Planos) tiene prioridad sobre el resto de documentos del presente proyecto en el ámbito del dimensionado de todos los elementos.
- El documento tercero (Pliego de condiciones) tiene prioridad sobre el resto de documentos del presente proyecto en el ámbito de la normativa y la calidad de fabricación del producto.
- El documento cuarto (Presupuesto) tiene prioridad sobre el resto de documentos del presente proyecto en el ámbito del coste de fabricación de los elementos que componen el reductor de velocidad.

En cualquier caso el documento primero tiene preferencia sobre el resto en caso de contradicción. Siendo este documento el eje principal del presente proyecto.

## 2- PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

Este apartado regula las características de cada componente y los procesos de fabricación a los que deben ser sometidos. Debe servir de complemento a los apartados de memoria y planos.

### 2.1- MATERIALES

A continuación se enumeraran los diferentes materiales empleados para cada uno de los componentes a emplear

#### 2.1.1- Engranajes

Para la fabricación de los engranajes, tanto para los piñones como para las ruedas, emplearemos un acero aleado, templado y revenido denominado 34NiCrMo16, con valor en la tabla ISO 6336-5 para engranajes de V. este acero tiene las siguientes características según la norma UNE-EN 10083-3:2008:

- Resistencia a rotura ( $S_u$ ): 1230 – 1420 N/mm<sup>2</sup>
- Resistencia a fluencia ( $S_y$ ): 1030 N/mm<sup>2</sup>
- Dureza superficial: HB 352 – HB 368

El control de calidad de este material se llevará a cabo mediante la revisión y comprobación de los certificados que el fabricante debe aportar, siendo indispensable que figuren las características relativas a su composición química, límite elástico, resistencia a tracción y dureza superficial.

## 2.1.2- Árboles

### 2.1.2.1- Árbol de entrada e intermedio

En la fabricación de los árboles de entrada e intermedio, emplearemos un acero aleado denominado 34CrNiMo6 según la norma UNE-EN 10027-1:2006 y 4340 según la denominación AISI. Se trata de un acero normalizado a 870°C. Con todo ello el acero a emplear tiene las siguientes características:

- Resistencia a rotura ( $S_u$ ): 1280 N/mm<sup>2</sup>
- Resistencia a fluencia ( $S_y$ ): 860 N/mm<sup>2</sup>
- Dureza superficial: HB 388
- Elongación: 12%

En este acero encontramos la siguiente composición química:

- C: 0.34%
- Mn: 0.65%
- Cr: 1.5%
- Mo: 0.22%
- Ni: 1.5%

El control de calidad de este material se llevará a cabo mediante la revisión y comprobación de los certificados que el fabricante debe aportar, siendo indispensable que figuren las características relativas a su composición química, límite elástico, resistencia a tracción, dureza superficial y alargamiento.

### 2.1.2.2- Árbol de salida

En la fabricación del árbol de salida, emplearemos un acero aleado denominado 42CrMo4 según la norma UNE-EN 10027-1:2006 y 4140 según la

denominación AISI. Se trata de un acero normalizado a 900°C. Con todo ello el acero a emplear tiene las siguientes características:

- Resistencia a rotura ( $S_u$ ): 950 N/mm<sup>2</sup>
- Resistencia a fluencia ( $S_y$ ): 560 N/mm<sup>2</sup>
- Dureza superficial: HB 277
- Elongación: 19%

En este acero encontramos la siguiente composición química:

- C: 0.42%
- Mn: 0.75%
- Cr: 1.05%
- Mo: 0.22%

El control de calidad de este material se llevará a cabo mediante la revisión y comprobación de los certificados que el fabricante debe aportar, siendo indispensable que figuren las características relativas a su composición química, límite elástico, resistencia a tracción, dureza superficial y alargamiento.

### **2.1.3- Cáster y tapas del reductor**

En la fabricación del cárter y la tapa del reductor, emplearemos una fundición gris denominada EN-GJL-250 según la norma UNE-EN 1561:2011. Se trata de una fundición gris cuya nomenclatura española es. Con todo ello el material a emplear tiene las siguientes características:

- Resistencia a tracción ( $S_{ut}$ ): 250 N/mm<sup>2</sup>
- Resistencia a compresión ( $S_{uc}$ ): 900 N/mm<sup>2</sup>
- Dureza superficial: HB 180

El control de calidad de este material se llevará a cabo mediante la revisión y comprobación de los certificados que el fabricante debe aportar, siendo indispensable que figuren las características relativas a su resistencia a tracción, resistencia a compresión y dureza superficial.

## **2.2- CONDICIONES DE EJECUCION**

### **2.2.1- Descripción del proceso**

#### **2.2.1.1- Piñón de la primera etapa**

En la fabricación del piñón de entrada se empleará una pieza cilíndrica de 80 mm de diámetro y una longitud de 40 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras, con el cambio de longitud necesario en esta pieza.
- Cilindrado interior de 30 mm.
- Cilindrado exterior de 77 mm.

En las operaciones de torneado se realizaran dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Tallado de los dientes.

- Ranurado para alojar la chaveta.

Con ello tendríamos el piñón de la primera etapa listo para su montaje.

### **2.2.1.2- Rueda de la primera etapa**

En la fabricación de la rueda de la primera etapa se empleará una pieza cilíndrica de 300 mm de diámetro y una longitud de 60 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras, con el cambio de longitud necesario en esta pieza.
- Taladrado de los agujeros interiores de 80 mm.
- Cilindrado interior de 45 mm.
- Cilindrado exterior de 290 mm.

En las operaciones de torneado se realizaran dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Tallado de los dientes.
- Ranurado para alojar la chaveta.

Con ello tendríamos la rueda de la primera etapa lista para su montaje.



### **2.2.1.3- Piñón de la segunda etapa**

En la fabricación del piñón de la segunda etapa se empleará una pieza cilíndrica de 110 mm de diámetro y una longitud de 70 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado interior de 45 mm.
- Cilindrado exterior de 106 mm.

En las operaciones de torneado se realizaran dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Tallado de los dientes.
- Ranurado para alojar la chaveta.

Con ello tendríamos el piñón de la segunda etapa listo para su montaje.

### **2.2.1.4- Rueda de la segunda etapa**

En la fabricación de la rueda de la segunda etapa se empleará una pieza cilíndrica de 390 mm de diámetro y una longitud de 95 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras, con el cambio de longitud necesario en esta pieza.
- Taladrado de los agujeros interiores de 95 mm.
- Cilindrado interior de 75 mm.
- Cilindrado exterior de 385 mm.

En las operaciones de torneado se realizaran dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Tallado de los dientes.
- Ranurado para alojar la chaveta.

Con ello tendríamos la rueda de la segunda etapa lista para su montaje.

#### **2.2.1.5- Árbol de entrada**

En la fabricación del árbol de entrada se empleará una pieza cilíndrica de 40 mm de diámetro y una longitud de 225 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado inicial con diámetro de 35 mm.

- Cilindrado con un diámetro de 30 mm de 206.5 mm de longitud.
- Cilindrado con un diámetro de 25 mm de 20 mm de longitud por el lado opuesto.
- Ranurado de 28.6 mm de diámetro con un espesor de 1.6 mm.
- Ranurado de 23.9 mm de diámetro con un espesor de 1.3 mm.
- Avellanado de los extremos.

En las operaciones de torneado se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Ranurado de los dos chaveteros.

La parte del eje en la que irán alojados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste k5.

Con ello tendríamos el árbol de entrada listo para su montaje.

#### **2.2.1.6- Árbol intermedio**

En la fabricación del árbol intermedio se empleará una pieza cilíndrica de 55 mm de diámetro y una longitud de 245 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado inicial con diámetro de 50 mm.

- Cilindrado con un diámetro de 45 mm de 197.8 mm de longitud.
- Cilindrado con un diámetro de 40 mm de 37.65 mm de longitud por el lado opuesto.
- Cilindrado con un diámetro de 40 mm de 38.15 mm de longitud por el lado opuesto.
- Ranurado de 42.5 mm de diámetro con un espesor de 1.85 mm.
- Dos ranurados de 37.5 mm de diámetro con un espesor de 1.85 mm.
- Avellanado de los extremos.

En las operaciones de torneado se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Ranurado de los dos chaveteros.

La parte del eje en la que irán alojados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste k5.

Con ello tendríamos el árbol intermedio listo para su montaje.

#### **2.2.1.7- Árbol de salida**

En la fabricación del árbol de salida se empleará una pieza cilíndrica de 85 mm de diámetro y una longitud de 430 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado inicial con diámetro de 80 mm.
- Cilindrado con un diámetro de 75 mm de 333.5 mm de longitud.
- Cilindrado con un diámetro de 60 mm de 37.65 mm de longitud por el lado opuesto.
- Ranurado de 72 mm de diámetro con un espesor de 2.65 mm.
- Ranurado de 57 mm de diámetro con un espesor de 2.15 mm.
- Avellanado de los extremos.

En las operaciones de torneado se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Una vez realizadas estas operaciones empleamos la fresadora. Con ella realizaremos los siguientes pasos:

- Ranurado de los dos chaveteros.

La parte del eje en la que irán alojados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste k5.

Con ello tendríamos el árbol de salida listo para su montaje.

### **2.2.1.8- Carcasa y tapa superior del reductor**

En la fabricación de la carcasa y la tapa superior del reductor de velocidad se empleará el proceso de conformación de colada en molde de arena. Emplearemos dos moldes diferentes, una para cada pieza.

Una vez obtenidos las piezas, se procederá a realizar un planeado de las superficies que estarán en contacto de ambas partes. Se mecanizarán también los asientos de los rodamientos para asegurar un buen contacto.

Se realizarán los taladros para alojar las sujeciones de las partes y los alojamientos de los tapones de llenado, vaciado y visor de nivel. Por último se realizará el roscado de los alojamientos para los diferentes tapones mencionados.

Las partes de la carcasa y la tapa en la que irán alojados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste K6.

#### **2.2.1.9- Tapa lateral del eje de entrada**

En la fabricación de la tapa lateral del eje de entrada se empleará una pieza cilíndrica de 85 mm de diámetro y una longitud de 18 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado con diámetro de 55 mm hasta 65 mm.
- Cilindrado interior con diámetro de 32 mm.
- Cilindrado interior con diámetro de 45 mm de 5 mm de longitud.
- Cilindrado interior con diámetro de 62 mm de 5 mm de longitud.
- Taladrado.

En las operaciones de torneado se realizaran dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

La parte de la tapa en la que irán alojados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste k5.

### **2.2.1.10- Tapa lateral del eje de salida**

En la fabricación de la tapa lateral del eje de salida se empleará una pieza cilíndrica de 195 mm de diámetro y una longitud de 42 mm en bruto. Partimos de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se diera en el material.

El proceso de mecanizado comienza en el torno, en el que se seguirán los siguientes pasos:

- Refrentado de las caras.
- Cilindrado con diámetro de 130 mm hasta 150 mm.
- Cilindrado interior con diámetro de 77 mm.
- Cilindrado interior con diámetro de 90 mm de 10 mm de longitud.
- Cilindrado interior con diámetro de 62 mm de 10 mm de longitud.
- Taladrado.

En las operaciones de torneado se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

La parte de la tapa en la que irán alojados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste k5.

### **2.2.2- Control del producto**

Se realizarán todas las mediciones que sean precisas para verificar que los diferentes elementos cumplen con las dimensiones y tolerancias establecidas en el presente documento.

### **2.3- PRUEBAS FINALES**

Con el fin de verificar que el conjunto funciona correctamente, verificaremos el reductor realizando un montaje completo, comprobando exhaustivamente los diferentes componentes. También se comprobará que no tiene holguras indeseadas y que todo encaja a la perfección. Una vez realizado el proceso de verificación final se procederá al envío del conjunto.

### **2.4- CONDICIONES DE EMBALAJE Y TRANSPORTE**

Para garantizar la seguridad de las piezas en el transporte se empaquetarán por separado, de esta forma en caso de golpear un embalaje ponemos en peligro una única pieza.



### **3- PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS**

Este apartado regula las relaciones entre el contrato, la propiedad y la dirección del proyecto. Para ello establece una serie de derechos y obligaciones de las partes.

#### **3.1- DERECHOS Y OBLIGACIONES DEL CONTRATISTA**

Las condiciones y derechos que debe cumplir el Contratista son:

##### **3.1.1- Derechos**

El Contratista tiene derecho a exigir un ejemplar completo del proyecto al cliente. También tiene derecho a recibir solución técnica a los problemas no previstos que aparezcan durante la ejecución del proyecto y no sean imputables a una mala ejecución del mismo.

##### **3.1.2- Obligaciones**

El Contratista está obligado a conocer las leyes y a cumplirlas, no pudiendo llevar a cabo el presente proyecto en caso de haber sido sancionado de algún modo por negligencia en el ejercicio de su profesión anteriormente. Además, debe conocer el proyecto en todas sus partes.

El Contratista no iniciara su labor sin la autorización de la Dirección. Una vez que comience el proceso de fabricación, debe cumplir con las indicaciones establecidas en el presente proyecto.

Corre a cargo del Contratista el disponer de los medios adecuados para la realización del proyecto.

El Contratista deberá designar un Titulado Superior para que actúe como representante ante el cliente en calidad de Director de la Contrata.

El personal del Contratista deberá estar cualificado y acreditado, mediante los certificados de capacitación, para el trabajo que se le encomiende.

El Contratista estará obligado a supervisar la correcta labor a realizar por el personal.

### **3.2- FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA**

Será el cliente el encargado de designar la Dirección Técnica que estime en su representación. Al ser el máximo responsable de la ejecución del proyecto, se confiere a la Dirección Técnica ampliar facultades para decidir sobre comienzo, ritmo y calidad de los trabajos, debiendo velar por su cumplimiento.

### **3.3- LIBRO DE ÓRDENES**

En el Libro de Órdenes e Incidencias se recogerán todas y cada una de las ordenes y modificaciones que se dicten en cada momento.

### **3.4- COMIENZO, RITMO, PLAZO Y CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS**

En este apartado se establecerá todos los tiempos a cumplir durante la ejecución del proyecto.

### **3.4.1- Comienzo**

El proyecto tendrá comienzo cuando todas las partes acepten cumplir con el proyecto aprobado por el cliente.

### **3.4.2- Ritmo**

El periodo establecido desde la comunicación al Contratista de su selección provisional para la realización del proyecto basado en el diseño del reductor de velocidad, hasta la finalización de la fabricación y montaje del mismo en disposición de ser utilizado, deberá ser como máximo de 2 meses.

En caso de retraso en la elaboración del proyecto, el cliente tendrá derecho a cancelar la selección provisional del Contratista, con pérdida de la fianza por parte de este último y sin posibilidad de remuneración alguna por los gastos que hubiera tenido.

### **3.4.3- Plazo y condiciones de la ejecución de los trabajos**

Se establecerán tres puntos a seguir para la realización del siguiente proyecto:

- Período de fabricación
- Período de puesta a punto
- Período de puesta en marcha

Cualquier cambio que se deba realizar en los plazos debe ser aprobado por la Dirección Técnica, debiendo quedar reflejado en el Libro de Órdenes.

#### **3.4.3.1- Período de fabricación**

El período establecido para la fabricación es de máximo 1 mes desde la comunicación al Contratista de su selección provisional. Será la Dirección Técnica la encargada de dar por finalizada esta fase.

### **3.4.3.2- Período de puesta a punto**

Una vez finalizado el período de fabricación, se procederá a iniciar el periodo de puesta a punto. Este periodo será como máximo de 15 días.

Los gastos ocasionados en esta fase por las operaciones de puesta en marcha correrán a cargo del Contratista.

En esta fase se enumerarán los diferentes puntos que deban ser observados en las pruebas posteriores y/o deban ser estudio de modificaciones posteriores.

Este periodo se dará por finalizado oficialmente cuando la Dirección Técnica lo estime oportuno.

### **3.4.3.3- Período de puesta en marcha**

Al finalizar el periodo de puesta a punto, comenzarán las pruebas para determinar si el reductor de velocidad cumple con los requerimientos de funcionamiento y rendimiento establecidos. Estas pruebas dispondrán de un período máximo de 15 días.

Las pruebas de funcionamiento y rendimiento tienen como propósito determinar la capacidad del mecanismo para funcionar de forma correcta. Cualquier inconveniente en la puesta en marcha implicara volver a iniciar el protocolo establecido por el Contratista.

Una vez que se determine el buen funcionamiento del reductor de velocidad se realizara la recepción provisional del mismo.

### **3.5- TRABAJOS DEFECTUOSOS Y MODIFICACIONES**

Es responsabilidad del Contratista reponer a su costa todas las operaciones que a juicio de la Dirección Técnica no estén correctamente ejecutadas, achacándose incluso a los defectos no detectados pero existentes (vicios ocultos). El Contratista está obligado a realizar las modificaciones pertinentes, asumiendo el coste a quien corresponda, siempre que no sea imputable a defectos de ejecución.

### **3.6- RECEPCIÓN PROVISIONAL**

Tras finalizar el período de puesta en marcha de forma satisfactoria, se procederá a la recepción de forma provisional.

Si no es posible la recepción por causas achacables al Contratista, la Dirección Técnica marcará los plazos para subsanar los posibles problemas. Si trascurrido el periodo no se han corregidos los defectos o solventado los problemas, se dará por finalizado el contrato.

Una vez que se realice la recepción provisional se extenderá un Acta, comenzando el período de garantía y realizando la liquidación provisional siguiendo el Reglamento General de Contratación.

### **3.7- PERÍODO DE GARANTÍA**

Tras la recepción provisional, se procederá al uso del reductor de velocidad por parte del cliente. Durante el periodo de un año tras la recepción por parte del cliente, el Contratista se hará cargo de cualquier problema que surja en el mecanismo que no sea achacable a un uso incorrecto o un mantenimiento

deficiente por parte del cliente, debiendo reponer el producto lo antes posible y asumiendo los costes derivados por la imposibilidad de emplear el reductor.

La sustitución o reparación del mecanismo amplía el período de garantía iniciado tras la recepción provisional, desde el fallo del mecanismo hasta su nueva puesta en marcha.

### **3.8- RECEPCION DEFINITIVA**

La recepción definitiva se llevará a cabo tras terminar el período de garantía. Antes de la misma han de quedar completamente resueltas todas las incidencias que hayan podido surgir durante el período de garantía.

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE  
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 16,01 Y  
PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2388 NM**



**DOCUMENTO Nº:4**

**PRESUPUESTO**





## INDICE

1- INTRODUCCIÓN .....	5
2- ENGRANAJES.....	6
2.1- PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA.....	6
2.1.1- Material .....	6
2.1.2- Proceso de Mecanizado.....	6
2.1.3- Coste piñón de la primera etapa .....	6
2.2- RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA.....	7
2.2.1- Material .....	7
2.2.2- Proceso de Mecanizado.....	7
2.2.3- Coste rueda de la primera etapa.....	7
2.3- PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA .....	8
2.3.1- Material .....	8
2.3.2- Proceso de Mecanizado.....	8
2.3.3- Coste piñón de la segunda etapa.....	8
2.4- RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA.....	9
2.4.1- Material .....	9
2.4.2- Proceso de Mecanizado.....	9
2.4.3- Coste rueda de la segunda etapa .....	9
3- ÁRBOLES .....	10
3.1- ÁRBOL DE ENTRADA .....	10

3.1.1- Material .....	10
3.1.2- Proceso de Mecanizado.....	10
3.1.3- Coste rueda del árbol de entrada.....	10
3.2- ÁRBOL INTERMEDIO .....	11
3.2.1- Material .....	11
3.2.2- Proceso de Mecanizado.....	11
3.2.3- Coste rueda del árbol intermedio .....	11
3.3- ÁRBOL DE SALIDA.....	12
3.3.1- Material .....	12
3.3.2- Proceso de Mecanizado.....	12
3.3.3- Coste rueda del árbol de salida.....	12
4- CARCASA.....	13
4.1- MATERIALES.....	13
4.2- PROCESO DE CONFORMADO .....	13
4.3- PROCESO DE MECANIZADO.....	13
4.4- COSTE DE LA CARCASA.....	13
5- TAPAS LATERALES.....	14
5.1- TAPA LATERAL DEL EJE DE ENTRADA.....	14
5.1.1- Material .....	14
5.1.2- Proceso de Mecanizado.....	14
5.1.3- Coste tapa lateral del eje de entrada .....	14
5.2- TAPA LATERAL DEL EJE DE SALIDA .....	15

5.2.1- Material .....	15
5.2.2- Proceso de Mecanizado.....	15
5.2.3- Coste tapa lateral del eje de salida .....	15
6- ELEMENTOS NORMALIZADOS .....	16
7- COSTE NETO DEL PRODUCTO .....	17
8- COSTE FINAL DEL PRODUCTO .....	18



## 1- INTRODUCCIÓN

En este documento vamos a definir los costes de los diferentes apartados que componen el reductor de velocidad.

En cada apartado definiremos los costes por material y procesos de mecanizado. Para los componentes que se adquieran manufacturados se elaborará una tabla con el precio de cada componente y el número de componentes adquiridos.

Finalmente se mostrarán los cuadros resúmenes con los precios de cada apartado y el precio final del reductor de velocidad, incluyendo los impuestos pertinentes y el beneficio obtenido.

## 2- ENGRANAJES

### 2.1- PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA

#### 2.1.1- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos	Total
Acero 34NiCrMo16	3,53	1,578	5,57 €

#### 2.1.2- Proceso de Mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	19,55	0,68	13,20 €
Cilindrado Int.	19,55	0,31	5,98 €
Cilindrado Ext.	19,55	0,19	3,78 €
Fresado de dientes	19,55	0,73	14,37 €
Fresado chavetero	19,55	0,14	2,75 €
<b>Total</b>		<b>2,05</b>	<b>40,07 €</b>

#### 2.1.3- Coste piñón de la primera etapa

Piñón primera etapa	
Material	5,57 €
Conformado	40,07 €
<b>Total</b>	<b>45,64 €</b>

**2.2- RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA****2.2.1- Material**

Material	Coste (€/Kg)	Kilos	Total
Acero 34NiCrMo16	3,53	33,293	117,52 €

**2.2.2- Proceso de Mecanizado**

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	19,55	3,41	66,59 €
Taladrado	13,2	0,40	5,22 €
Cilindrado Int.	19,55	0,22	4,24 €
Cilindrado Ext.	19,55	0,31	6,09 €
Fresado de dientes	19,55	2,39	46,77 €
Fresado chavetero	19,55	0,19	3,76 €
<b>Total</b>		<b>6,91</b>	<b>132,67 €</b>

**2.2.3- Coste rueda de la primera etapa**

Rueda primera etapa	
Material	117,52 €
Conformado	132,67 €
<b>Total</b>	<b>250,20 €</b>

**2.3- PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA****2.3.1- Material**

<b>Material</b>	<b>Coste (€/Kg)</b>	<b>Kilos</b>	<b>Total</b>
<b>Acero 34NiCrMo16</b>	3,53	5,222	18,43 €

**2.3.2- Proceso de Mecanizado**

Incluye el precio de la mano de obra

<b>Operación</b>	<b>Coste (€/h)</b>	<b>Horas</b>	<b>Total</b>
<b>Refrentado</b>	19,55	0,35	6,85 €
<b>Cilindrado Int.</b>	19,55	0,93	18,22 €
<b>Cilindrado Ext.</b>	19,55	0,27	5,26 €
<b>Fresado de dientes</b>	19,55	1,76	34,49 €
<b>Fresado chavetero</b>	19,55	0,21	4,14 €
<b>Total</b>		3,53	68,96 €

**2.3.3- Coste piñón de la segunda etapa**

<b>Piñón segunda etapa</b>	
Material	18,43 €
Conformado	68,96 €
<b>Total</b>	<b>87,40 €</b>



**2.4- RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA****2.4.1- Material**

Material	Coste (€/Kg)	Kilos	Total
<b>Acero 34NiCrMo16</b>	3,53	89,086	314,47 €

**2.4.2- Proceso de Mecanizado**

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
<b>Refrentado</b>	19,55	7,43	145,17 €
<b>Taladrado</b>	13,2	0,40	5,22 €
<b>Cilindrado Int.</b>	19,55	0,63	12,36 €
<b>Cilindrado Ext.</b>	19,55	0,37	7,17 €
<b>Fresado de dientes</b>	19,55	6,10	119,19 €
<b>Fresado chavetero</b>	19,55	0,37	7,16 €
<b>Total</b>		15,28	296,26 €

**2.4.3- Coste rueda de la segunda etapa**

<b>Rueda segunda etapa</b>	
Material	314,47 €
Conformado	296,26 €
<b>Total</b>	<b>610,74 €</b>

### 3- ÁRBOLES

#### 3.1- ÁRBOL DE ENTRADA

##### 3.1.1- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos	Total
Acero F-128	1,3	2,219	2,88 €

##### 3.1.2- Proceso de Mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	19,55	0,26	5,01 €
Cilindrado	19,55	1,61	31,44 €
Ranurados	19,55	0,21	4,03 €
Avellanado	19,55	0,10	2,00 €
Fresado chavetero	19,55	0,15	3,00 €
<b>Total</b>		<b>2,33</b>	<b>45,48 €</b>

##### 3.1.3- Coste rueda del árbol de entrada

Árbol de entrada	
Material	2,88 €
Conformado	45,48 €
<b>Total</b>	<b>48,37 €</b>

### 3.2- ÁRBOL INTERMEDIO

#### 3.2.1- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos	Total
Acero F-128	1,3	4,569	5,94 €

#### 3.2.2- Proceso de Mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	19,55	0,33	6,38 €
Cilindrado	19,55	2,58	50,46 €
Ranurados	19,55	0,21	4,18 €
Avellanado	19,55	0,10	2,00 €
Fresado chavetero	19,55	0,21	4,17 €
<b>Total</b>		<b>3,44</b>	<b>67,18 €</b>

#### 3.2.3- Coste rueda del árbol intermedio

Árbol intermedio	
Material	5,94 €
Conformado	67,18 €
<b>Total</b>	<b>73,12 €</b>

**3.3- ÁRBOL DE SALIDA****3.3.1- Material**

<b>Material</b>	<b>Coste (€/Kg)</b>	<b>Kilos</b>	<b>Total</b>
<b>Acero F-1252</b>	0,95	19,154	18,20 €

**3.3.2- Proceso de Mecanizado**

Incluye el precio de la mano de obra

<b>Operación</b>	<b>Coste (€/h)</b>	<b>Horas</b>	<b>Total</b>
<b>Refrentado</b>	19,55	0,49	9,67 €
<b>Cilindrado</b>	19,55	6,05	118,23 €
<b>Ranurados</b>	19,55	0,22	4,30 €
<b>Avellanado</b>	19,55	0,10	2,00 €
<b>Fresado chavetero</b>	19,55	0,45	8,72 €
<b>Total</b>		7,31	142,93 €

**3.3.3- Coste rueda del árbol de salida**

<b>Eje de salida</b>	
Material	18,20 €
Conformado	142,93 €
<b>Total</b>	<b>161,13 €</b>

## 4- CARCASA

En este apartado contabilizaremos la parte superior e inferior de la carcasa del reductor.

### 4.1- MATERIALES

Material	Coste (€/Kg)	Kilos	Total
Fundición gris FG-25	0,94	120	112,80 €

### 4.2- PROCESO DE CONFORMADO

Incluye el precio de la mano de obra.

Proceso	Coste (€/ud.)
Fabricación del molde	2.450,00 €
Desmoldado y desbarbado	70,00 €
<b>Total</b>	<b>2.520,00 €</b>

### 4.3- PROCESO DE MECANIZADO

Incluye el precio de la mano de obra.

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Fresado	19,55	2,40	46,92 €
Taladrado	13,12	1,20	15,74 €
Roscado	7,21	0,75	5,41 €
<b>Total</b>		<b>4,35</b>	<b>68,07 €</b>

### 4.4- COSTE DE LA CARCASA

Carcasa	
Material	112,80 €
Conformado	2.520,00 €
Mecanizado	68,07 €
<b>Total</b>	<b>2.700,87 €</b>

## 5- TAPAS LATERALES

### 5.1- TAPA LATERAL DEL EJE DE ENTRADA

#### 5.1.1- Material

Material	Coste (€/Kg)	Kilos	Total
Fundición gris FG-25	0,94	0,8	0,75 €

#### 5.1.2- Proceso de Mecanizado

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	19,55	0,10	1,96 €
Cilindrado Int.	19,55	0,40	7,82 €
Cilindrado Ext.	19,55	0,10	1,96 €
Taladrado	13,2	0,10	1,32 €
<b>Total</b>		<b>0,70</b>	<b>13,05 €</b>

#### 5.1.3- Coste tapa lateral del eje de entrada

Tapa lateral eje de entrada	
Material	0,75 €
Conformado	13,05 €
<b>Total</b>	<b>13,80 €</b>

**5.2- TAPA LATERAL DEL EJE DE SALIDA****5.2.1- Material**

Material	Coste (€/Kg)	Kilos	Total
Fundición gris FG-25	0,94	9	8,46 €

**5.2.2- Proceso de Mecanizado**

Incluye el precio de la mano de obra

Operación	Coste (€/h)	Horas	Total
Refrentado	19,55	0,10	1,96 €
Cilindrado Int.	19,55	0,55	10,75 €
Cilindrado Ext.	19,55	0,20	3,91 €
Taladrado	13,2	0,15	1,98 €
<b>Total</b>		<b>1,00</b>	<b>18,60 €</b>

**5.2.3- Coste tapa lateral del eje de salida**

<b>Tapa lateral eje de salida</b>	
Material	8,46 €
Conformado	18,60 €
<b>Total</b>	<b>27,06 €</b>

**6- ELEMENTOS NORMALIZADOS**

<b>Designación</b>	<b>Referencia</b>	<b>Precio Ud.</b>	<b>Ud.</b>	<b>Total</b>
Rodamiento	33206/Q	58,06 €	1	58,06 €
Rodamiento	30305 J2	9,51 €	1	9,51 €
Rodamiento	32308 J2/Q	82,87 €	1	82,87 €
Rodamiento	33208/QCL7C	79,51 €	1	79,51 €
Rodamiento	30312 J2/Q	39,61 €	1	39,61 €
Rodamiento	30315 J2	52,31 €	1	52,31 €
Retén	30 x 45 x 8	2,07 €	1	2,07 €
Retén	75 x 90 x 10	10,14 €	1	10,14 €
Anillo Elástico	DSH-25	0,27 €	1	0,27 €
Anillo Elástico	DSH-30	0,30 €	1	0,30 €
Anillo Elástico	DSH-40	0,32 €	2	0,64 €
Anillo Elástico	DSH-45	0,39 €	1	0,39 €
Anillo Elástico	DSH-60	0,45 €	1	0,45 €
Anillo Elástico	DSH-75	0,50 €	1	0,50 €
Chaveta	38 x 10 x 8	1,31 €	2	2,62 €
Chaveta	57 x 14 x 9	1,59 €	2	3,18 €
Chaveta	94 x 20 x 12	2,01 €	2	4,02 €
Casquillo	Dint. 31 y L. 37mm	0,28 €	1	0,28 €
Casquillo	Dint. 46 y L. 31mm	0,51 €	1	0,51 €
Casquillo	Dint. 76 y L. 37mm	0,72 €	1	0,72 €
Tornillo	M6 x 35	0,12 €	16	1,92 €
Tornillo	M8 x 45	0,19 €	30	5,70 €
Argolla	M20 x 20	2,50 €	1	2,50 €
Arandela	M8	0,11 €	30	3,30 €
Tuerca	M8	0,18 €	30	5,40 €
Tapón	487016000	2,20 €	1	2,20 €
Tapón	TM-1415	1,70 €	1	1,70 €
Visor	482116000	1,95 €	1	1,95 €
Junta de estanqueidad	Dint. 55mm	0,09 €	1	0,09 €
Junta de estanqueidad	Dint. 100mm	0,12 €	1	0,12 €
Junta de estanqueidad	732 x 357 mm	0,90 €	1	0,90 €
Aceite	VG-320	1,89 €	23 lit.	47,25 €
Pintura		5,30 €	5 lit.	26,50 €
<b>Total</b>				<b>447,49 €</b>



**7- COSTE NETO DEL PRODUCTO**

<b>Elemento</b>	<b>Coste</b>
Eje de entrada	48,37 €
Eje intermedio	73,12 €
Eje de salida	161,13 €
Piñón primera etapa	45,64 €
Rueda primera etapa	250,20 €
Piñón segunda etapa	87,40 €
Rueda segunda etapa	610,74 €
Carcasa	2.700,87 €
Tapas laterales	40,86 €
Componentes normalizados	447,49 €
Mano de obra	85,80 €
<b>Total</b>	<b>4.551,61 €</b>

**8- COSTE FINAL DEL PRODUCTO**

<b>Concepto</b>		<b>Precio</b>
Coste neto del producto		4.551,61 €
Beneficio industrial	20%	910,32 €
Honorarios proyectista	5%	227,58 €
Gastos generales	15%	682,74 €
Subtotal		6.372,26 €
I.V.A.	21%	1.338,17 €
<b>Precio de venta</b>		<b>7.710,43 €</b>

