



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

---

## DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA TRANSFERENCIA DE POTENCIA EN UNA MÁQUINA DE BAYETAS

**TRABAJO FINAL DEL**

Grado en Ingeniería Mecánica

**REALIZADO POR**

Alejandro Vilaplana Pascual

**TUTORIZADO POR**

Enrique Nadal Soriano

CURSO ACADÉMICO: 2020/2021



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA  
TRANSFERENCIA DE POTENCIA EN UNA MÁQUINA DE  
BAYETAS**

# **DOCUMENTO Nº 1**

# **MEMORIA**

Trabajo Final del Grado de Ingeniería Mecánica

Autor: ALEJANDRO VILAPLANA PASCUAL

Tutor: ENRIQUE NADAL SORIANO

Curso: 2020-2021

# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	4
NECESIDADES DE LA MÁQUINA .....	4
2. OBJETO .....	5
3. ESTUDIO DE NECESIDADES .....	5
3.1 NECESIDADES DE POTENCIA, VELOCIDAD Y PAR.....	5
3.1.1 POTENCIA .....	5
3.1.2 VELOCIDAD .....	5
3.1.3 PAR .....	5
3.2 CONDICIONES DE GEOMETRÍA.....	5
3.3 CONDICIONES AMBIENTALES Y DE TRABAJO .....	6
3.4 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO .....	6
3.5 NORMATIVA .....	7
4. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS .....	8
4.1 TRANSMISIÓN MECÁNICA.....	8
4.1.1 TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO .....	8
4.1.2 TRANSMISIONES POR ENGRANE .....	9
4.2 EJES.....	11
4.2.1 NÚMERO DE ETAPAS.....	11
4.2.2. TRANSMISIÓN TORSIÓN .....	11
4.2.3 CARGA AXIAL .....	13
4.3 RODAMIENTOS.....	13
4.3.1 RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS.....	13
4.3.2 RODAMIENTOS DE RODILLOS CILÍNDRICOS .....	14
4.3.3 RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS.....	14
4.4 LUBRICACIÓN .....	14
4.5 CARCASA.....	15
4.6 MATERIALES .....	15
5. SOLUCIÓN ADOPTADA .....	16
5.1 TRANSMISIÓN MECÁNICA.....	16
PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA .....	16
RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA.....	16
PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA .....	17
RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA.....	17
5.2 EJES.....	18
EJE DE ENTRADA.....	18

EJE INTERMEDIO.....	18
EJE DE SALIDA.....	19
5.3. RODAMIENTOS.....	19
5.4. LUBRICANTE .....	20
5.5. CARCASA.....	20
5.7. CHAVETAS.....	21
5.8. OTROS.....	21

## 1. INTRODUCCIÓN

Una máquina para la producción de bayetas está compuesta de distintas etapas. Cada una de estas está dedicada a una o varias funciones muy específicas. En la parte final del proceso de producción de bayetas se distinguen tres etapas: Plegadora, transferencia y empaquetadora.

La plegadora se encarga de doblar de las bayetas y colocarlas una encima de otra hasta formar el paquete que se haya determinado. La empaquetadora se encarga, valga la redundancia, de empaquetar el conjunto de bayetas. Y, entre ambas, se encuentra la transferencia. Esta etapa, simplemente, se encarga de transportar los paquetes de bayetas, sin empaquetar, desde la plegadora hasta la empaquetadora.

Una transferencia consiste básicamente en una cinta transportadora que se mueve gracias a un motor eléctrico que impulsa un rodillo inicial. Debido a motivos económicos, hay motores que giran a un número de revoluciones por minuto determinado. Para un gran número de casos, esta velocidad de giro será muy elevada, por lo que se requiere de un reductor para solucionar este problema. Dicho reductor irá situado entre el motor y el rodillo.

Debido a que la cinta transportadora siempre transportará la misma cantidad de paquetes y a la misma velocidad, se trabajará siempre en las mismas condiciones. Por este motivo se elegirá un conjunto de motor y reductor antes que un servomotor.

### NECESIDADES DE LA MÁQUINA

En el caso tratado en este proyecto se requiere que la velocidad de avance de la cinta transportadora sea de 1,5 m/s.

Para poder satisfacer dicho requerimiento se dispone de un motor eléctrico trifásico de 4 polos y 1,1 kW, cuya velocidad de salida es de 1450 rpm.

Puesto que el rodillo de la cinta transportadora ya está diseñado, este determinará la velocidad necesaria en el eje de salida.

Por otro lado, ya se ha calculado el par necesario a la salida del reductor, para poder mover tanto la cinta como la carga, teniendo en cuenta el diámetro del rodillo motriz, siendo este de 44 Nm. Este par es superior al que se necesita, pero se ha determinado así para evitar problemas de cualquier tipo.

Como la velocidad de salida del motor es de 1450 rpm, el reductor a diseñar deberá tener una relación de transmisión de 6,074 para cumplir con la producción necesaria.

También es necesario destacar que el motor girará únicamente en un sentido, ya que si la cinta transportadora se moviera en dirección a la plegadora se producirían atascos por culpa de los paquetes.

## 2. OBJETO

El objeto de este proyecto es el diseño y cálculo de un reductor de velocidades para ser implementado a la salida de un motor eléctrico en el rodillo motriz de una cinta transportadora de la transferencia de una máquina productora de bayetas.

Las especificaciones concretas del reductor son las siguientes:

- Velocidad de entrada (Velocidad de salida del motor) = 1450 rpm
- Velocidad de salida (Velocidad del rodillo motriz) = 238,73 rpm
- Relación de transmisión = 6,074
- Par de salida = 44 Nm

Se pretende que el proyecto sirva, tanto como ejemplo para futuros trabajos de final de grado en la UPV, como para una posible alternativa real en la aplicación seleccionada.

## 3. ESTUDIO DE NECESIDADES

El diseño del reductor de velocidades que nos ocupa viene condicionado por distintos factores y necesidades.

### 3.1 NECESIDADES DE POTENCIA, VELOCIDAD Y PAR

#### 3.1.1 POTENCIA

El reductor a diseñar trabajará a la salida de un motor eléctrico de 1,1 Kw de potencia y 1450 rpm de velocidad de salida. Dicha potencia será transmitida a la salida del reductor de velocidades intentando minimizar las pérdidas.

#### 3.1.2 VELOCIDAD

Para obtener la producción deseada y que no se produzcan atascos u otros problemas, es necesario que el reductor tenga una velocidad de salida de 238,73 rpm, lo que nos deja con una relación de transmisión de 6,074.

#### 3.1.3 PAR

En lo que respecta al par de salida, para poder mover con garantías la cinta y la carga, se necesita que el reductor ejerza 44 Nm.

### 3.2 CONDICIONES DE GEOMETRÍA

Por lo que respecta a las condiciones de geometría del reductor, este estará condicionado por diversos factores.

El motor eléctrico debe colocarse de tal forma que el eje de entrada al reductor (Salida del motor) sea paralelo al eje de salida del reductor, es decir, al rodillo motriz de la cinta transportadora. Además, ambos elementos deberán estar situados a la misma altura sobre el suelo.

Por otro lado, las dimensiones máximas que podrá tener el reductor son 25 cm de ancho, 20 cm de alto y 30 cm de largo. El anclaje del mismo será en la parte inferior sobre una bancada horizontal.

El eje de entrada y el eje de salida se acoplarán al resto de la máquina mediante acopladores de compra que permitirán unir el eje de entrada con el eje del motor y el eje de salida con la caña del rodillo motriz. Estos acopladores se elegirán según el diámetro que se calcule, por lo que existirá ninguna restricción sobre estas dimensiones en los ejes.

### 3.3 CONDICIONES AMBIENTALES Y DE TRABAJO

Se toma como temperatura ambiente un rango de valores de entre 20 y 50 grados centígrados tanto para el diseño de la máquina como para el diseño del reductor. Dicho rango de valores se toma puesto que la máquina se situará en una nave industrial en la que la temperatura variará notablemente según la época del año.

Dentro de la carcasa del reductor la temperatura será superior a la de ambiente debido movimiento de los componentes. Se estima que la temperatura de trabajo será de unos 40-50 grados superior a la temperatura ambiente.

Por otro lado, el ruido generado por el reductor no debe ser excesivo, puesto que se encuentra situado en una nave industrial con trabajadores.

La cinta transportadora trabajará de manera continua y sin cambios bruscos de velocidad, por lo que no habrá sobrecargas dinámicas.

### 3.4 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO

El reductor a diseñar debe tener un desmontaje lo más sencillo posible para facilitar las labores de mantenimiento, limpieza y los cambios necesarios de piezas.

La vida útil de los componentes internos vendrá determinada por su diseño y por las condiciones de trabajo. El lubricante seleccionado ha de revisarse periódicamente y se sustituirá por completo aproximadamente cada 3000 horas y los rodamientos se cambiarán aproximadamente a las 50000 horas de trabajo.

### 3.5 NORMATIVA

El reductor deberá cumplir con todos los requisitos y necesidades previas, pero también debe cumplir con las exigencias y límites establecidos por las distintas normativas que lo incumben.

- Norma DIN 471 y 472. Arandelas elásticas de seguridad para ejes y agujeros.
- ISO 3448:1992. Lubricantes líquidos industriales.
- ISO 6336:2016. Cálculo de engranajes helicoidales.
- UNE 1149:1990 Dibujos técnicos. Principio de tolerancias fundamentales.
- UNE 17076:1969. Extremos de tornillos. Medidas métricas.
- UNE 17102-1:1967. Chavetas paralelas. Serie normal.
- UNE 18018:1952. Árboles para transmisiones.
- UNE 18048:1983. Sistema ISO de precisión de ruedas dentadas y engranajes cilíndricos- rectos con dientes de perfil evolvente.
- UNE 18066:1961. Engranajes. Rectos y helicoidales.
- UNE 18097:1991. Rodamientos. Capacidad de carga estática.
- UNE 36003:1971. Fundiciones. Definición, clasificación y designación.
- UNE-EN ISO 683-2:2019. Aceros para tratamiento térmico, aceros aleados y aceros de fácil mecanización. Parte 2: Aceros aleados para temple y revenido.
- UNE-EN 1561:2012. Fundición. Fundición gris.
- UNE-EN 10021:2008 Condiciones técnicas de suministro generales para los productos de acero
- UNE-EN 10060:2004. Barras redondas de acero laminadas en caliente para usos generales. Dimensiones y tolerancias dimensionales y de forma
- UNE-EN 36076:1974. Condiciones técnicas de suministro para productos calibrados.



## 4. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

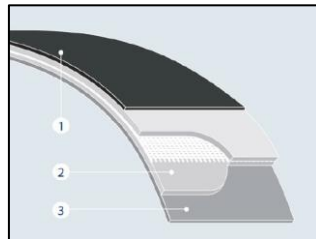
### 4.1 TRANSMISIÓN MECÁNICA

El principal objetivo del reductor es reducir la velocidad de entrada proporcionada por el motor en una velocidad menor y adaptada a las necesidades de la máquina. Esto se consigue mediante transmisiones mecánicas. Para obtener la reducción el elemento motor ha de ser más pequeño que el elemento conducido. Para esto existen diversas alternativas.

#### 4.1.1 TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO

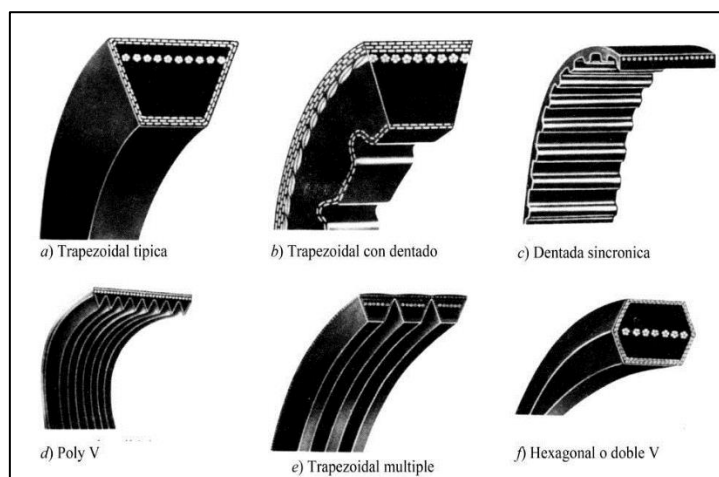
##### *CORREAS PLANAS*

Pueden montarse sobre poleas con ejes paralelos o con ejes que se cruzan. Requieren de un sistema de tensado, pues con el tiempo sufren alargamiento. Además, existe sobrecarga en los cojinetes debido a la tensión. Si se quiere transmitir una potencia elevada y esta es superior al rozamiento entre polea y correa, se puede producir deslizamiento, por lo que la relación de transmisión no es exacta. Pese a tener un funcionamiento silencioso, son sensibles al ambiente. Pueden alcanzar relaciones de transmisión de hasta 15 usando sistemas con tensores, pero su rendimiento es de aproximadamente el 85%.



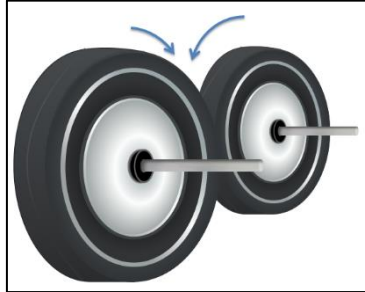
##### *CORREAS TRAPEZOIDALES*

Por su rigidez, este tipo de correa solo puede montarse entre ejes paralelos, pero transmiten 3 veces más fuerza que una correa plana debido a su sección trapezoidal. Por este mismo motivo, el rendimiento es de aproximadamente un 98%. Por el contrario, las relaciones de transmisión han de ser menores de 10.



### RUEDAS DE FRICCIÓN

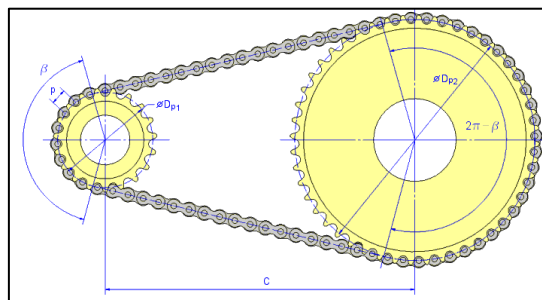
Se montan sobre ejes paralelos y son de contacto directo. Por esto mismo se generan esfuerzos en los ejes debido a la fricción entre las ruedas. Además, no son capaces de transmitir grandes potencias ya que también existe riesgo de deslizamiento. Por otro lado, son silenciosas, no necesitan apenas mantenimiento y su coste es relativamente reducido.



### 4.1.2 TRANSMISIONES POR ENGRANE

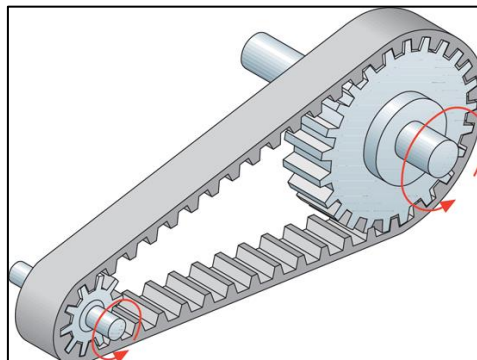
#### CADENAS

Se montan sobre ejes paralelos y transmiten mayores fuerzas que las correas con menores distancias. Las relaciones de transmisión son constantes y menores de 7, pero pueden alcanzar hasta 10 si las velocidades son reducidas. Su rendimiento es de aproximadamente el 97%. Son más económicas que los engranajes, pero tienen un coste mayor que las correas. Además, deben mantener una correcta lubricación y estar protegidas frente al polvo.



#### CORREAS DENTADAS

Se montan sobre ejes paralelos y se elimina la necesidad de lubricación y protección frente al polvo. Sus principales inconvenientes son, la necesidad de un mayor tamaño y espacio a iguales sollicitaciones que una cadena y, la transmisión de vibraciones entre los ejes. Por el contrario, su coste es reducido y no presentan deslizamiento. Su rendimiento es aproximadamente del 98%.

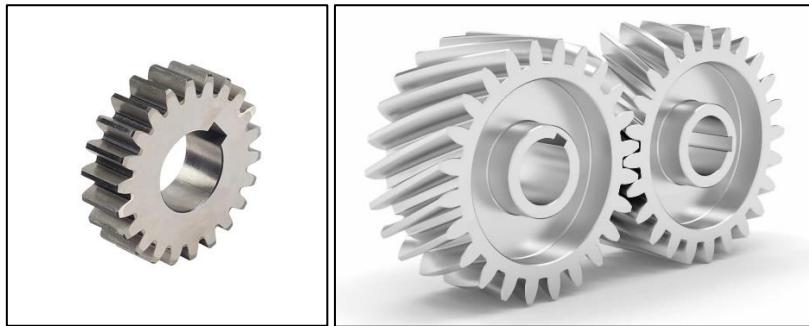


### ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Se emplean para transmitir el giro entre ejes paralelos o cruzados, pero, por su geometría, toda la potencia se transmite a cada instante mediante una pareja de dientes, por lo que solo se suelen emplear para transmitir velocidades pequeñas o medias. Además, el espacio que ocupan es reducido en comparación con las alternativas anteriores. Las relaciones de transmisión suelen ser de hasta un máximo de 8 en cada etapa, con excepciones en situaciones especiales, y el rendimiento ronda entre el 96 y el 99%. Según el tipo de dentado podemos distinguir dos tipos: Engranajes de dientes rectos y engranajes de dientes helicoidales.

Los engranajes de dientes rectos se emplean en ejes paralelos y son los más sencillos y económicos de fabricar. Como inconvenientes destaca el que no pueden ser utilizados a grandes velocidades y que producen vibraciones que provocan ruido durante el funcionamiento.

Los engranajes de dientes helicoidales, por el contrario, pueden emplearse tanto ejes paralelos como en ejes cruzados. Pueden ser usados a mayores velocidades y son más silenciosos. Sin embargo, su coste es superior, pues su fabricación es más compleja.



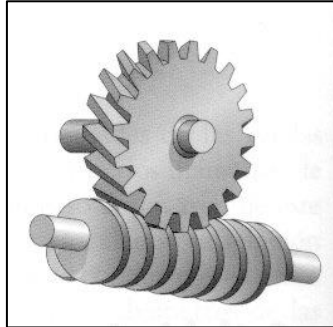
### ENGRANAJES CÓNICOS

Se emplean en ejes no paralelos y su relación de transmisión puede llegar a 6. Además, las velocidades permitidas son bajas y producen vibraciones. Como en los engranajes cilíndricos, existen dos tipos de dentado: Engranajes cónicos rectos y engranajes cónicos helicoidales. Siendo estos últimos más silenciosos, pero mucho más complejos de fabricar.



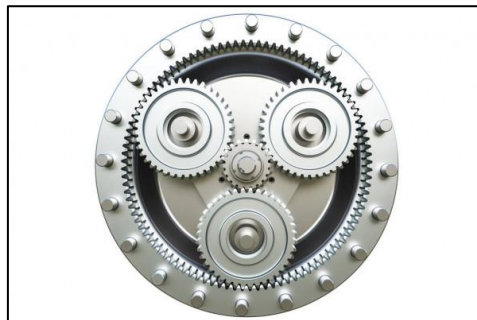
### *TORNILLO SIN FÍN*

Se emplean en ejes que se cruzan en el espacio sin cortarse. Como están compuesto de un tornillo sin fin y una rueda, el movimiento siempre se transmite del tornillo a la rueda, por lo que es un sistema no reversible. Las relaciones de transmisión pueden superar los 100 pero el rendimiento disminuya a medida que esta aumenta, por eso mismo, el rendimiento oscila entre el 45 y el 97%.



### *PLANETARIO*

Se trata de un conjunto de engranajes que rodean uno central y que, a su vez, están rodeados por un anillo dentado. Es un sistema en el que se mantiene el sentido de la velocidad angular y que es muy empleado cuando hay limitaciones de espacio, pero es un sistema mucho más complejo y con un coste mucho más elevado.



## 4.2 EJES

### 4.2.1 NÚMERO DE ETAPAS

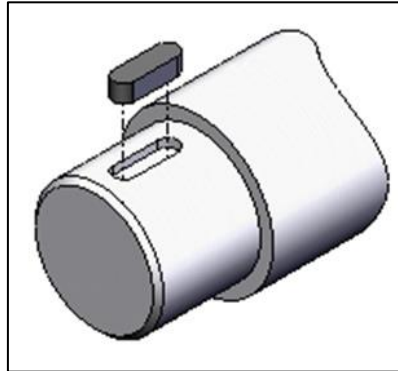
Para el diseño de los ejes es necesario determinar el número de etapas. Este estará determinado por la relación de transmisión que se necesite. A menor número de etapas menor tamaño tendrá el reductor y más económico resultará.

El caso que nos ocupa, se desea una relación de transmisión de 6,074. Es posible optar por que las distintas etapas tengan igual relación de transmisión o por que sean diferentes y se logre la relación deseada en el conjunto.

### 4.2.2. TRANSMISIÓN TORSIÓN

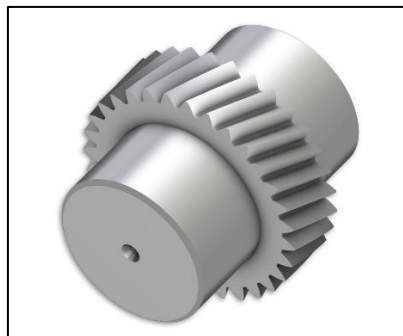
Con el objetivo de transmitir el momento torsor desde el eje hasta el engranaje y desde este hasta otro engranaje, es necesario que exista algún elemento que restrinja el giro entre eje y engranaje para que se muevan solidariamente a la misma velocidad. Para conseguirlo existen diferentes alternativas:

Entre un engranaje y un eje lo más común son las chavetas. Estas encajan entre ambos elementos para transmitir el momento torsor. Como ventajas se puede destacar que son económicas y que pueden comprarse normalizadas o fabricarlas a medida.



Otra alternativa es la unión mediante soldadura del engranaje y el eje para convertirlos en un solo elemento que transmita el momento torsor. El buen funcionamiento de esta alternativa depende de la calidad de la soldadura, pero, de todos modos, si se requiere transmitir grandes esfuerzos sería necesario añadir en el interior una chaveta para reforzarla.

También sería posible mecanizar el conjunto eje-engranaje en una sola pieza. Esto provocaría un encarecimiento del proceso de fabricación debido a la mayor complejidad y conllevaría cambiar tanto eje como engranaje en caso de que falle alguno de los dos.



Por otro lado, existe una alternativa consistente en colocar tornillos de fijación en el cubo del engranaje. Estos se suelen posicionar a 90° o a 120° y suelen ir en conjunto con una chaveta para aumentar su efectividad.



Por último, habría que destacar la existencia de casquillos de fijación Taper-lock / Ring-block normalizados para cada tamaño de eje y engranaje. Esta alternativa no sería viable en caso de que se requieran tamaños no disponibles.



#### 4.2.3 CARGA AXIAL

Otro de los esfuerzos que puede aparecer durante el funcionamiento es la carga axial. Cada uno de los ejes ha de tener un extremo fijo y un extremo libre para poder controlar el movimiento axial. La elección de cuál será cada extremo se estudiará y condicionará el diseño del eje y sus soportes.

#### 4.3 RODAMIENTOS

Puesto que el eje necesita estar apoyado en algún elemento fijo, pero también debe poder girar sobre sí mismo para mantener el movimiento proporcionado por el motor, es necesario el uso de rodamientos. En estos, una parte es fija y la otra móvil, para permitir el giro sobre sí mismos.

Una alternativa a los rodamientos serían los cojinetes, pero estos requieren una mayor lubricación y presentan mayor fricción inicial. Además, los rodamientos tienen un mantenimiento, repuesto e inspección mucho más sencillo, y su tamaño axial suele ser menor que el de los cojinetes.

Dentro de los rodamientos existen diferentes tipos que podrían ser alternativas viables en este caso.

##### 4.3.1 RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS

Son el tipo de rodamiento más habitual y son muy versátiles. Presentan una baja fricción y están optimizados para un nivel bajo de ruido y vibración, por lo que permiten altas velocidades de giro. Además, soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son sencillos de instalar y requieren menos mantenimiento que otros tipos de rodamiento. También existe la opción de adquirirlos con tapas laterales que sellan la fila de bolas y no requieren lubricación, pues ya están prelubricados. Es posible utilizarlos tanto en el extremo fijo como el libre.



#### 4.3.2 RODAMIENTOS DE RODILLOS CILÍNDRICOS

Estos rodamientos soportan cargas radiales pesadas y a altas velocidades. Además, ofrecen una alta rigidez, baja fricción y larga vida útil. También es posible adquirirlos sellados y prelubricados. Son especialmente útiles en zonas de difícil acceso.



#### 4.3.3 RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS

Este tipo de rodamiento soporta cargas radiales elevadas y axiales en una dirección. Pese a ser más ruidosos que los de bolas presentan gran precisión y soportan altas velocidades. Además, permiten ajustar el juego.



#### 4.4 LUBRICACIÓN

Es necesaria una buena lubricación para el correcto funcionamiento de todos los elementos mecánicos del reductor de velocidades. Esta lubricación alarga la vida útil de los distintos elementos, ayuda a disminuir el ruido al reducir el rozamiento entre las piezas, sirve como refrigerante y elimina partículas extrañas. Según los cálculos, la temperatura de trabajo y la velocidad, se elegirá un lubricante y un método de lubricación correcto.

#### 4.5 CARCASA

La carcasa será el elemento encargado de proteger todas las partes del reductor de velocidades del ambiente exterior. Es necesario que esté fija y anclada en una posición adecuada en la máquina.

La geometría del reductor y el tipo de transmisión vendrán condicionadas por la posición y dirección del motor, y por la posición y dirección del eje de salida que accionará el rodillo motriz.

El tamaño de la carcasa vendrá condicionado por el espacio disponible en la máquina y por el tamaño de los distintos elementos del reductor. Además, debe facilitar el montaje y el mantenimiento.

Otro aspecto a tener en cuenta en el diseño de la carcasa es el material del que estará fabricada. Puesto que, además de proteger los elementos interiores, debe ejercer la función de cárter manteniendo el aceite y permitiendo su llenado y vaciado, y debe soportar esfuerzos y vibraciones, los materiales más adecuados para su fabricación son chapas de acero o fundición gris de acero.

#### 4.6 MATERIALES

Cada elemento del reductor de velocidades deberá ser fabricado del material correspondiente según los esfuerzos que deba resistir, según el proceso de mecanizado o según el coste de los materiales.



## 5. SOLUCIÓN ADOPTADA

Puesto que ya se han estudiado todas las alternativas y se han realizado los cálculos necesarios (ANEXO 1), se ha definido el reductor de manera completa. A continuación, se explica cada parte del reductor.

### 5.1 TRANSMISIÓN MECÁNICA

La reducción de velocidad se llevará a cabo mediante un sistema de transmisión por engrane directo mediante dos etapas, empleando engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, pues cumplen con los requerimientos de fiabilidad, alto rendimiento, gran resistencia, elevada durabilidad y mantenimiento reducido.

Este sistema permite obtener la relación deseada variando el número de dientes del piñón y de la rueda de cada etapa, siendo esta siempre constante.

Se ha seleccionado esta alternativa frente a los engranajes de dientes rectos puesto que se desea conseguir un funcionamiento lo más suave sencillo, evitando todo lo posible cualquier tipo de vibración y ruido producidos por la transmisión de potencia. Además, esta solución permite compactar lo máximo posible el tamaño del reductor.

Los engranajes que componen el reductor poseen las siguientes características:

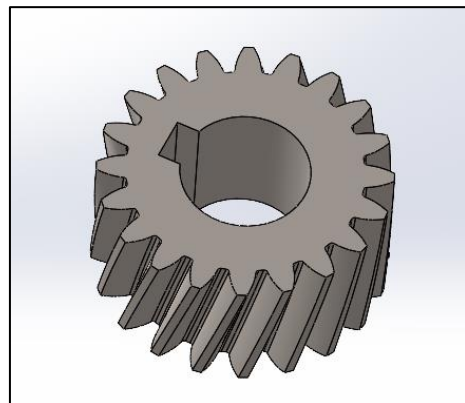
#### PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA

Número de dientes = 20

Módulo del dentado = 1,5

Ancho del diente = 17 mm

Ángulo de inclinación del diente =  $15^\circ$



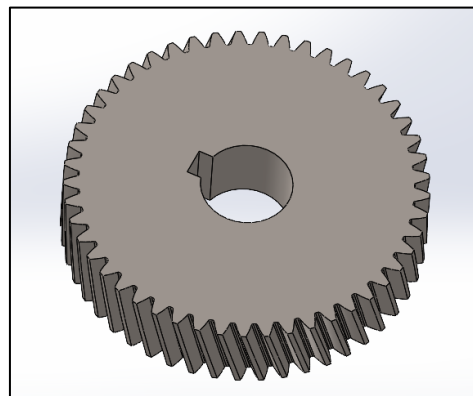
#### RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA

Número de dientes = 49

Módulo del dentado = 1,5

Ancho del diente = 17 mm

Ángulo de inclinación del diente =  $15^\circ$



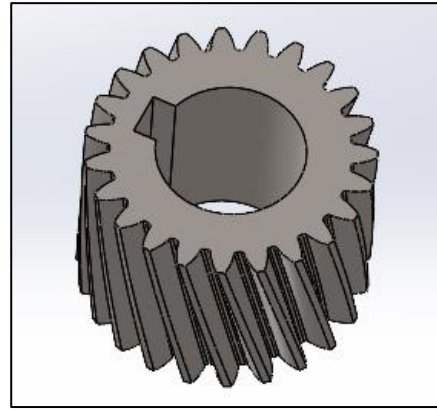
### PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA

Número de dientes = 23

Módulo del dentado = 1,5

Ancho del diente = 27 mm

Ángulo de inclinación del diente = 15°



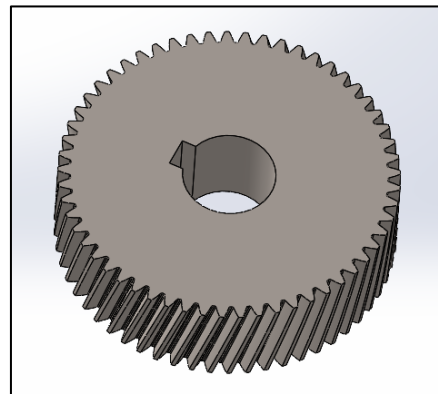
### RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA

Número de dientes = 57

Módulo del dentado = 1,5

Ancho del diente = 27 mm

Ángulo de inclinación del diente = 15°



Gracias a estos engranajes se logra una relación de transmisión exacta de 6,072 (2,45 en la primera etapa y 2,478 en la segunda etapa), que es prácticamente la relación que se desea para cumplir los requisitos de producción. Con esta relación se obtienen los 100 Nm a la salida del reductor y las 238,73 rpm de velocidad.

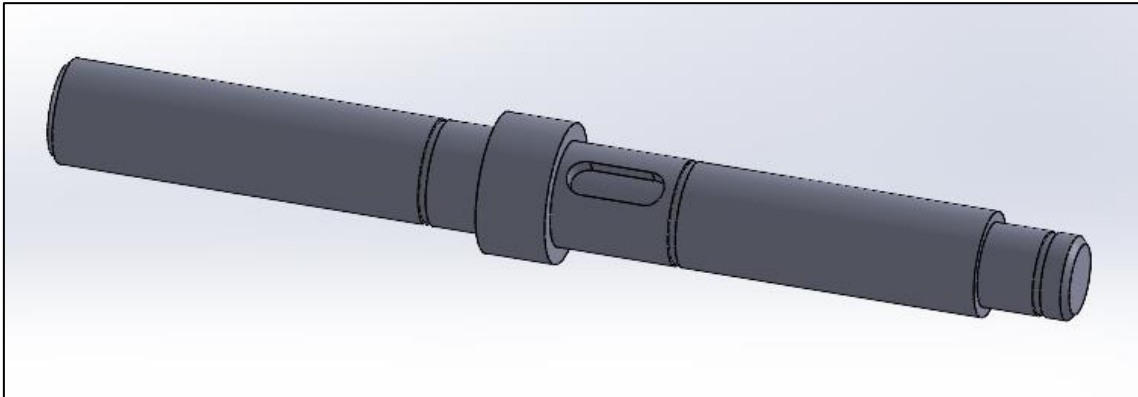
## 5.2 EJES

### EJE DE ENTRADA

La parte exterior del eje se conectará al eje del motor mediante el uso de un acoplador de compra. Sobre este eje se montará el piñón de la etapa 1.

Este eje de entrada tendrá una longitud de 147,3 mm. El diámetro máximo del eje será de 20 mm en la sección central, mientras que el mínimo será de 12 mm. El diámetro predominante a lo largo del eje será de 15 mm.

Girará a una velocidad de 1450 rpm a plena carga de motor y transmitirá un par de 7,24 Nm.

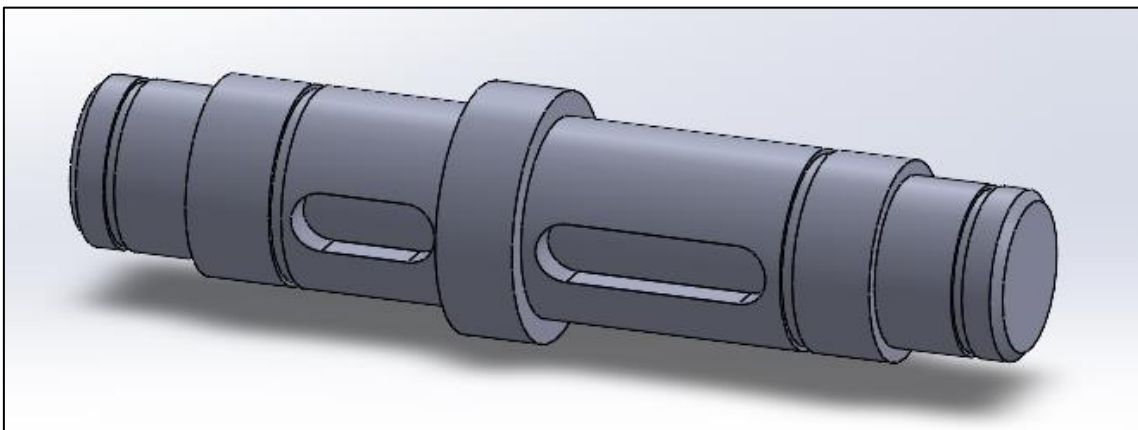


### EJE INTERMEDIO

El eje intermedio del reductor irá completamente dentro de la carcasa. Se montarán sobre él la rueda de la primera etapa y el piñón de la segunda.

Este eje tendrá una longitud total de 97,3 mm. El diámetro máximo del eje será de 25 mm en la sección central, mientras que el mínimo será de 17 mm en ambas puntas. El diámetro predominante será de 20mm.

Girará a una velocidad de 588,34 rpm y transmitirá un par al eje de salida de 17,85 Nm.

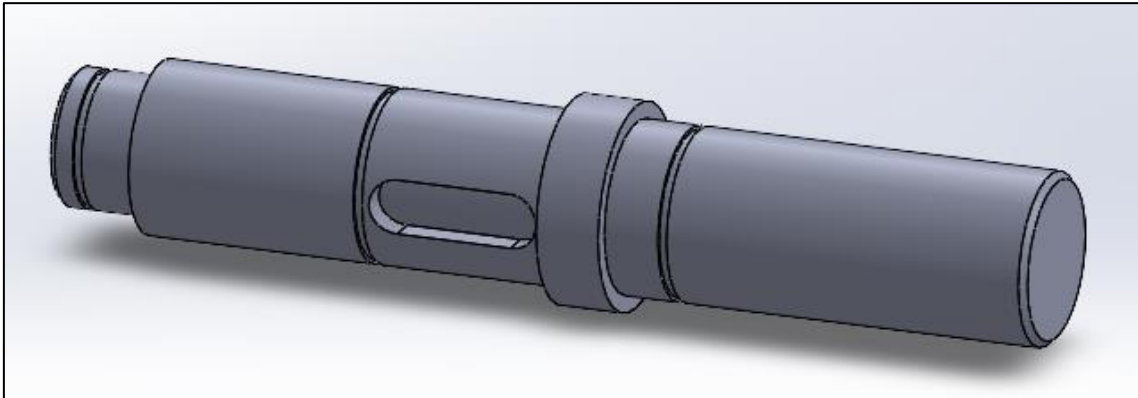


## EJE DE SALIDA

Uno de los extremos del eje de salida irá conectado al eje del rodillo motriz de la cinta transportadora mediante un acoplador de compra.

La longitud total del eje es de 147,3 mm. El diámetro máximo del mismo será de 30 mm en la sección central, mientras que el mínimo será de 20 mm. El diámetro predominante a lo largo del eje será de 25 mm.

Este eje girará a 238,72 rpm, transmitiendo un par al rodillo motriz de 44 Nm.



## 5.3. RODAMIENTOS

Se han seleccionado rodamientos rígidos de bolas tanto por motivos económicos y simplicidad de montaje, como por su gran rendimiento y capacidad para soportar grandes cargas. También hay que destacar que estos rodamientos son silenciosos y pueden actuar tanto en el extremo libre como en el fijo.

De entre los distintos fabricantes de rodamientos se ha seleccionado la marca SKF como proveedor de los mismos por su trayectoria, fiabilidad, variedad de catálogo y calidad.

A continuación, se detallan los modelos seleccionados para formar parte del reductor. En el anexo de cálculos y en el anexo de tablas y datos se pueden observar las características técnicas de los mismos.

<b>Apoyo del eje</b>	<b>Tipo Rodamiento SKF</b>
Eje de Entrada - Izquierdo	16002
Eje de Entrada - Derecho	16101
Eje Intermedio - Izquierdo	16003
Eje Intermedio - Derecho	16003
Eje de Salida - Izquierdo	16004
Eje de Salida - Derecho	16005

#### 5.4. LUBRICANTE

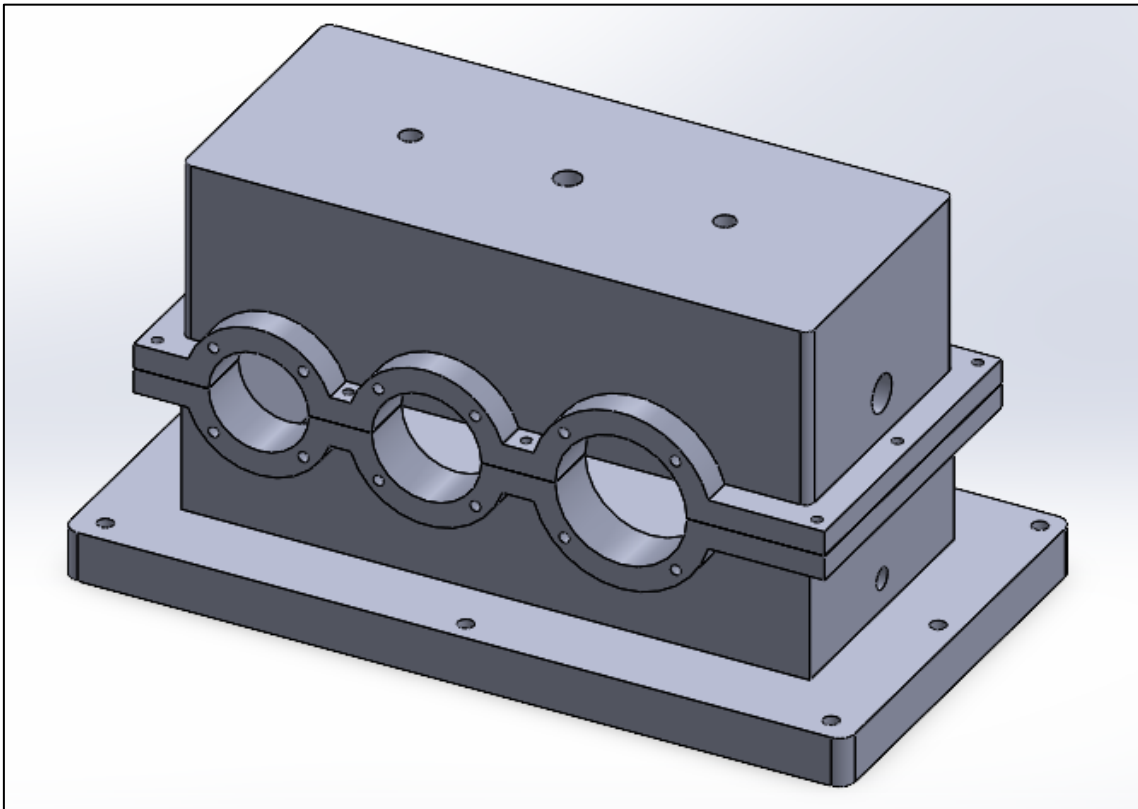
El lubricante que se ha seleccionado para lubricar todo el reductor es un ISO VG 680. Este servirá para lubricar tanto los rodamientos como los engranajes mediante el método del barboteo.

Se rellenará la carcasa hasta la altura del visor de aceite, cubriendo parcialmente los engranajes para que estos, al girar, hagan que el aceite salpique llegando así a todos los elementos.

#### 5.5. CARCASA

La carcasa que se ha diseñado para contener y proteger el reductor tiene unas dimensiones globales de 250,7x137,3x130 mm. Dichas dimensiones cumplen con los requisitos de tamaño de la máquina.

La carcasa se fabricará en fundición EN GJL-250. Para fabricarla será necesario fabricar un molde para la parte inferior y un molde para la parte superior.



## 5.7. CHAVETAS

Con la finalidad de transmitir el movimiento de los ejes a los engranajes y que estos puedan transmitir el par, se emplearán chavetas. Estas chavetas quedarán siempre dentro de los engranajes para poder realizar correctamente el montaje de los distintos elementos.

Las dimensiones de las chavetas están estandarizadas y normalizadas, así como los chaveteros de los engranajes y de los ejes.

Chaveta	Dimensiones (mm)
Piñón de la Primera Etapa	5x5x14
Rueda de la Primera Etapa	6x6x15
Piñón de la Segunda Etapa	6x6x24
Rueda de la Segunda Etapa	8x7x25

## 5.8. OTROS

Para evitar que el aceite pueda salir por los agujeros destinados al eje de entrada y al eje de salida, se emplearán retenes de aceite en la carcasa para ejes de 15 y de 25 mm. Ambos retenes se han seleccionado de entre el catálogo del fabricante SKF (15X32X7 CRW1 R y 25X47X10 HMS5 RG)

Además, para poder comprobar con facilidad el nivel de aceite, se instalará en uno de los laterales de la carcasa un visor del tipo GN 743-7-M14x1,5-A. Dicho visor se ha seleccionado de entre el catálogo de Elesa Ganter.

Del catálogo de Elesa Ganter se ha seleccionado también un tapón roscado para poder realizar el vaciado del aceite cuando sea necesario (GN 749-M8x1-A) y un tapón de llenado para poder introducir el aceite sin desmontar la carcasa (TCD.10x1.5). Además, también se han seleccionado un par de cáncamos para facilitar el transporte del reductor (DIN 580-M8-ST).

Por otro lado, los anillos de seguridad que se emplearán para fijar los distintos elementos serán estandarizados DIN 471 para ejes de diámetro 12, 15, 17, 20 y 25 mm. Los tornillos serán DIN 933 y se emplearán arandelas de apriete DIN 127.

**DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA  
TRANSFERENCIA DE POTENCIA EN UNA MÁQUINA DE  
BAYETAS**

# **ANEXO 1: CÁLCULOS**

Trabajo Final del Grado de Ingeniería Mecánica

Autor: ALEJANDRO VILAPLANA PASCUAL

Tutor: ENRIQUE NADAL SORIANO

Curso: 2020-2021

# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	1
2. DATOS INICIALES .....	1
3. CÁLCULOS PREVIOS .....	1
3.1 ETAPAS .....	1
3.2 DIÁMETRO DEL EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL.....	2
4. ENGRANAJES .....	2
4.1 MÓDULO, NÚMERO DE DIENTES Y DIÁMETRO PRIMITIVO .....	2
4.2 MATERIAL.....	5
4.3. PRESELECCIÓN DEL LUBRICANTE .....	6
4.4. ANCHO.....	6
4.4.1 CÁLCULO DEL ANCHO DEL ENGRANE POR FALLO SUPERFICIAL.....	7
4.4.2. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD POR FALLO A FLEXIÓN.....	7
4.5. VALIDACIÓN DEL LUBRICANTE .....	10
5. EJES.....	11
5.1 MATERIAL .....	11
5.2. CONFIGURACIÓN ADOPTADA .....	11
5.3. FUERZAS .....	12
5.4. SOLICITACIONES, DEFORMACIÓN ANGULAR Y DEFLEXIÓN LATERAL .....	14
5.4.1. Solicitaciones y reacciones eje de entrada plano XY.....	14
5.4.2. Solicitaciones y reacciones eje entrada plano XZ.....	15
5.4.3. Solicitaciones y reacciones eje intermedio plano XY .....	15
5.4.4. Solicitaciones y reacciones eje intermedio plano XZ .....	16
5.4.5. Solicitaciones y reacciones eje de salida plano XY .....	16
5.4.6. Solicitaciones y reacciones eje de salida plano XZ .....	17
5.5. CÁLCULO A FATIGA.....	17
6. RODAMIENTOS.....	19
6.1. RODAMIENTO EJE ENTRADA IZQUIERDO .....	23
6.2. RODAMIENTO EJE ENTRADA DERECHO .....	23
6.3. RODAMIENTO EJE INTERMEDIO IZQUIERDO .....	23
6.4. RODAMIENTO EJE INTERMEDIO DERECHO .....	23
6.5. RODAMIENTO EJE SALIDA IZQUIERDO .....	23
6.6. RODAMIENTO EJE SALIDA DERECHO .....	23
7. CHAVETAS.....	24



## 1. INTRODUCCIÓN

A continuación, se desarrollarán los cálculos necesarios para definir el reductor de velocidades y justificar la solución elegida.

## 2. DATOS INICIALES

Los datos principales del reductor son los siguientes:

- Velocidad de entrada al reductor = 1450 rpm
- Velocidad de salida del reductor = 238,73 rpm
- Relación de transmisión = 6,074
- Par de salida del reductor = 44 Nm
- Tipo de transmisión = Engranajes cilíndricos helicoidales.

## 3. CÁLCULOS PREVIOS

### 3.1 ETAPAS

Para poder lograr una relación de transmisión de 6,074 mediante engranajes se dispone de una gran cantidad de combinaciones posibles. En primer lugar, habrá que plantear el número de etapas que se realizarán para lograr dicha relación.

Puesto que en reductores industriales no se suelen emplear relaciones superiores a 4 por etapa para evitar que aparezcan ruedas excesivamente voluminosas, se decide realizar el reductor con 2 etapas. También sería posible realizarlo con 3 etapas, pero esto supondría un aumento considerable del tamaño y del precio sin ser necesario.

- Número de etapas = 2

A continuación, es necesario determinar la relación de transmisión de cada etapa para poder realizar posteriormente el diseño y cálculo de los engranajes.

En este caso, se parte de la hipótesis de que ambas etapas tendrán la misma relación de transmisión:

$$i_T = i_1 \cdot i_2 = 6,074$$

$$i_1 = i_2 = \sqrt{6,074} = 2,465$$

Gracias a los datos de los que disponemos y de las relaciones de transmisión de cada etapa es posible saber la velocidad a la que irán los ejes y el par que habrá en cada uno de ellos. Puesto que se diseñará un reductor de dos etapas, habrá un eje de entrada, un eje intermedio y un eje de salida.

Eje	T (Nm)	$\omega$ (rpm)
Entrada	7,24	1450
Intermedio	17,85	588,34
Salida	44	238,72

### 3.2 DIÁMETRO DEL EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL

Para la realización de una primera aproximación de las dimensiones de los ejes es necesario calcular el diámetro mínimo por la deformación torsional ejercida por el momento flector.

La deformación torsional ( $\theta$ ) se calcula de la siguiente manera:

$$\theta = \frac{T \cdot L}{J \cdot G}$$

T = Momento torsor [Nm]

L = Longitud del eje [m]

J = Momento polar de inercia de la sección transversal  $J = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$  [m<sup>4</sup>]

G = Módulo de rigidez torsional correspondiente al acero  $G = 8,1 \cdot 10^{10}$  [N/m<sup>2</sup>]

Debido a que la rigidez torsional es un factor crítico, se determinará el diámetro mínimo mediante dos criterios que establecen una deflexión máxima:

- Criterio nº 1:  $\frac{\theta}{L} \leq 1^\circ/m$  donde  $L = 20 \cdot d$
- Criterio nº 2:  $\frac{\theta}{L} \leq 1,5^\circ/m$

Tras despejar se obtiene la ecuación que permite conocer el diámetro en función de cada diámetro:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{\pi \cdot \theta \cdot G}}$$

Eje	Par (Nm)	Ø Mín. Criterio 1 (m)	Ø Mín. Criterio 2 (m)	Ø Comercial (mm)
<b>Entrada</b>	7,24	0,01014	0,01366	15
<b>Intermedio</b>	17,85	0,01370	0,01711	20
<b>Salida</b>	44	0,01851	0,02144	25

## 4. ENGRANAJES

Como ya se ha comentado anteriormente en la memoria, el reductor se diseñará mediante una transmisión de engranajes cilíndricos helicoidales.

Para el diseño de los engranajes, se empezará por determinar el módulo y el número de dientes, ya que estos determinarán el diámetro primitivo.

### 4.1 MÓDULO, NÚMERO DE DIENTES Y DIÁMETRO PRIMITIVO

La norma UNE 18185:1989 indica que los módulos normalizados son los siguientes:

0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
-----	-----	-----	---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

Puesto que se ha elegido diseñarlos con dentado helicoidal, será necesario calcular el módulo aparente ( $m_t$ ) que viene dado por la siguiente expresión:

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

$m_t$  = Módulo aparente

$m_n$  = Módulo normal

$\beta$  = Ángulo de inclinación del diente. Al ser una velocidad normal se elige un ángulo de 15°.

Dicho ángulo de inclinación está relacionado con los ángulos de presión aparente y normal.

$\alpha_n$  = Ángulo de presión normal. El valor que se suele emplear es de 20°.

$\alpha_t$  = Ángulo de presión aparente = 20,65°       $\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$

Por otro lado, el diámetro primitivo ( $d$ ) de los engranajes se calcula a partir del número de dientes y del módulo aparente. Por tanto, la ecuación que determinará el número de dientes es la siguiente:

$$Z = \frac{d}{m_t}$$

Puesto que el diámetro primitivo depende del diámetro del eje, no debe ser demasiado pequeño para que el engranaje no se debilite entre el fondo del chavetero y el fondo del diente. Por lo que se establece un valor mínimo que está determinado por la siguiente expresión:

$$d_{\text{piñón}} \geq d_{\text{eje}} + 2 \cdot (h_2 + h_a + L_{\text{seguridad}})$$

$d_{\text{piñón}}$  = Diámetro del engrane más pequeño de cada etapa.

$d_{\text{eje}}$  = Diámetro del eje (Calculado anteriormente)

$h_2$  = Profundidad del cubo del chavetero. Normalizada.

$h_a$  = Altura del adendo del diente =  $1,25 \cdot m_n$

$L_{\text{seguridad}}$  = Distancia de seguridad. En este caso =  $2,7 \cdot m_n$

Sustituyendo en la expresión anterior obtenemos la siguiente:

$$d_{\text{piñón}} \geq d_{\text{eje}} + 2 \cdot h_2 + 7,9 \cdot m_n$$

Hay que destacar que el número de dientes de los engranajes deberá ser mayor que cierto valor para evitar la interferencia de generación en el tallado con una cremallera de corte. Dicho valor viene determinado por la siguiente expresión:

$$z_{\text{min}} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} = 15,54 \approx 16 \text{ dientes}$$

Con el fin de obtener un reductor que no sea excesivamente grande, se establece un  $Z_{\max} = 100$ .

Para el diseño del reductor es necesario también tener en cuenta la distancia entre centros ( $D_c$ ) de los diferentes ejes de las dos etapas:

$$D_c = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2} = \frac{(z_1 + i \cdot z_1) \cdot m}{2}$$

Con estos datos y la ayuda de una hoja de Excel se calculan los valores para todos los módulos normalizados, con el fin de elegir el más adecuado para cada etapa.

Primera etapa:

$$d_{\text{eje}} = 15 \text{ mm} \quad h_2 = 2,3 \text{ mm}$$

$m_n$	$m_t$	$d_1^*$	$z_1^*$	$z_1$	$d_1$	$z_2^*$	$z_2$	$d_2$	$i_{\text{teórico}}$	$i_{\text{real}}$	$D_c$
0,5	0,518	22,21	42,91	43	22,26	105,98	106	54,87	2,465	2,465	38,56
0,6	0,621	23,00	37,03	38	23,60	93,65	94	58,39	2,465	2,474	41,00
0,8	0,828	24,58	29,68	30	24,85	73,94	74	61,29	2,465	2,467	43,07
1	1,035	26,16	25,27	26	26,92	64,08	64	66,26	2,465	2,462	46,59
1,25	1,294	28,14	21,74	22	28,47	54,22	54	69,88	2,465	2,455	49,18
1,5	1,553	30,11	19,39	20	31,06	49,29	49	76,09	2,465	2,450	53,58
2	2,071	34,06	16,45	17	35,20	41,90	42	86,96	2,465	2,471	61,08
2,5	2,588	38,01	14,69	15	38,82	36,97	37	95,76	2,465	2,467	67,29
3	3,106	41,96	13,51	14	43,48	34,50	35	108,70	2,465	2,500	76,09
4	4,141	49,86	12,04	13	53,83	32,04	32	132,52	2,465	2,462	93,17
5	5,176	57,76	11,16	12	62,12	29,57	30	155,29	2,465	2,500	108,70

Segunda etapa:

$$d_{\text{eje}} = 20 \text{ mm} \quad h_2 = 2,8 \text{ mm}$$

$m_n$	$m_t$	$d_1^*$	$z_1^*$	$z_1$	$d_1$	$z_2^*$	$z_2$	$d_2$	$i_{\text{teórico}}$	$i_{\text{real}}$	$D_c$
0,5	0,518	26,67	51,52	52	26,92	128,05	128	66,26	2,462	2,462	46,59
0,6	0,621	27,46	44,21	45	27,95	110,81	111	68,95	2,462	2,467	48,45
0,8	0,828	29,04	35,06	36	29,82	88,65	89	73,71	2,462	2,472	51,76
1	1,035	30,62	29,58	30	31,06	73,87	74	76,61	2,462	2,467	53,83
1,25	1,294	32,60	25,19	26	33,65	64,02	64	82,82	2,462	2,462	58,23
1,5	1,553	34,57	22,26	23	35,72	56,64	57	88,52	2,462	2,478	62,12
2	2,071	38,52	18,60	19	39,34	46,79	47	97,32	2,462	2,474	68,33
2,5	2,588	42,47	16,41	17	44,00	41,86	42	108,70	2,462	2,471	76,35
3	3,106	46,42	14,95	15	46,59	36,94	37	114,92	2,462	2,467	80,75
4	4,141	54,32	13,12	14	57,98	34,47	34	140,80	2,462	2,429	99,39
5	5,176	62,22	12,02	13	67,29	32,01	32	165,64	2,462	2,462	116,47

Puesto que, a medida que se aumenta el módulo, el número de dientes disminuye y la distancia entre centros aumenta, se han descartado los módulos superiores a 5.

Los módulos destacados en color naranja requieren un número de dientes demasiado elevado o provocan interferencia, por lo que también se han descartado.

Destacados en color verde se encuentran los módulos que cumplen con las especificaciones y no presentan problemas de tamaño y/o interferencia.

Por último, destacado en un color verde más oscuro, tenemos la opción de módulo 1,5 en ambas etapas, pues se trata de dimensiones aceptables y la relación de transmisión global que se obtiene es de 6,072. Esta es la relación de transmisión global más similar a la deseada de 6,074.

PRIMERA ETAPA:

$m_n$	$m_t$	$d_1^*$	$z_1^*$	$z_1$	$d_1$	$z_2^*$	$z_2$	$d_2$	$i_{teórico}$	$i_{real}$	$D_c$
1,5	1,553	30,11	19,39	20	31,06	49,29	49	76,09	2,465	2,450	53,58

SEGUNDA ETAPA:

$m_n$	$m_t$	$d_1^*$	$z_1^*$	$z_1$	$d_1$	$z_2^*$	$z_2$	$d_2$	$i_{teórico}$	$i_{real}$	$D_c$
1,5	1,553	34,57	22,26	23	35,72	56,64	57	88,52	2,462	2,478	62,12

## 4.2 MATERIAL

En este tipo de engranajes de dientes helicoidales, uno de los materiales más comunes para su fabricación suele ser el 20MnCr5, que es un acero aleado templado y revenido. Dicho material presenta las siguientes características:

- $S_u = 980 \text{ N/mm}^2$
- $S_y = 735 \text{ N/mm}^2$
- Dureza superficial HV 317
- Dureza superficial HB 302

Es necesario el cálculo de ciertos valores con el fin de facilitar los cálculos posteriores del dimensionado. Uno de estos valores, y el que se calculará primero, es la resistencia superficial ( $S_{HP}$ ) que se trata de la tensión de contacto máxima admisible para una probabilidad de fallo del 1%. Dicha resistencia viene definida por la siguiente expresión:

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

$S_{HL}$  = Tensión límite de contacto del material durante  $5 \cdot 10^7$  ciclos de carga, que es donde se inicia la zona de vida larga.

$Z_N$  = Coeficiente de duración

$Z_L$  = Coeficiente de viscosidad del lubricante

$Z_R$  = Coeficiente de rugosidad

$Z_V$  = Coeficiente de velocidad

$Z_W$  = Coeficiente de dureza

$Z_X$  = Coeficiente de tamaño

A continuación, es necesario calcular también la resistencia a rotura por flexión del material ( $S_{FP}$ ), que se trata de la tensión normal máxima admisible.

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

$S_{FL}$  = Tensión a flexión límite del engranaje de referencia, obtenida para una duración de  $3 \cdot 10^6$  ciclos de carga, que es cuando empieza la zona de vida larga.

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

$Y_{NT}$  = Coeficiente de duración.

$Y_{\delta rT}$  = Coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo. Considera las diferencias entre el concentrador de tensiones del engrane estudiado y del de referencia.

$Y_{RrT}$  = Coeficiente de rugosidad relativa. Considera las diferencias entre la rugosidad del engrane estudiado y la del de referencia.

$Y_X$  = Coeficiente de tamaño.

### 4.3. PRESELECCIÓN DEL LUBRICANTE

Con la finalidad de dimensionar el ancho de cada engranaje es necesario seleccionar con anterioridad un lubricante del que luego se comprobará la validez.

En este caso se elegirá el aceite ISO VG 680, pues facilita la lubricación del reductor al ser posible usarlo en ambas etapas del mismo, lo que reducirá costes y simplificará la carcasa del reductor.

- Viscosidad cinemática a 40 °C = 680 mm<sup>2</sup>/s
- Viscosidad cinemática a 100 °C = 37 mm<sup>2</sup>/s
- Punto de inflamación = 230 °C
- Punto de congelación = -30 °C
- Densidad = 1,072 Kg/L

### 4.4. ANCHO

Previamente a la realización de los cálculos para el ancho de los engranajes es necesario establecer un coeficiente de seguridad ( $X$ ) al cual estará ligado el diseño.

Es imperativo que se cumpla la siguiente restricción de coeficientes de seguridad, ya que ( $X$ ) es el mínimo exigido, el fallo superficial ( $X_H$ ) es progresivo y el fallo a flexión ( $X_F$ ) es catastrófico.

$$X_F \geq X_H \geq X$$

Primero se obtendrá un ancho del engranaje mediante el cálculo por fallo superficial. A partir de este, se obtendrá un coeficiente de seguridad por fallo a flexión que tiene que ser mayor que el exigido. De no cumplir esta condición, se repetirían los cálculos seleccionando otros materiales o soluciones geométricas.

#### 4.4.1 CÁLCULO DEL ANCHO DEL ENGRANE POR FALLO SUPERFICIAL

Es posible obtener la expresión para la tensión superficial si ya se tiene la tensión límite de contacto del material y se iguala el coeficiente de seguridad por fallo superficial con el coeficiente requerido.

$$X_H = \frac{S_{HP}^2}{\sigma_H^2}$$

Es necesario realizar un proceso iterativo para determinar el ancho (b) de cada engranaje. Este se calculará a partir de la tensión superficial, que viene dada por la siguiente expresión.

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_S \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_T}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_u \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

$\sigma_H$  = Tensión máxima debida a la tensión superficial.

$Z_H$  = Coeficiente geométrico.

$Z_E$  = Coeficiente elástico.

$Z_S$  = Coeficiente de conducción. Considera el efecto producido por la repartición de la carga en diversos dientes del engranaje.

$Z_\beta$  = Factor del ángulo de hélice. Considera la inclinación del diente.

$F_t$  = Fuerza tangencial sobre la circunferencia primitiva.

$b$  = Ancho del engranaje de menor número de dientes o menor resistencia del material.

$d_1$  = Diámetro del engranaje que transmite el movimiento.

$i$  = Relación de transmisión de la etapa.

$K_A$  = Coeficiente de aplicación. Considera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos.

$K_u$  = Coeficiente dinámico. Considera las sobrecargas dinámicas debidas a factores internos.

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

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

Una vez realizados los cálculos iterativos se obtiene un ancho mínimo del engranaje de la primera etapa de 16,68 mm. En cambio, para la segunda etapa, se obtiene un ancho mínimo del engranaje de 26,4 mm. Por tanto, y para facilitar el mecanizado, se seleccionará un ancho de 17 mm para el engranaje de la primera etapa y un ancho de 27 mm para el de la segunda.

#### 4.4.2. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD POR FALLO A FLEXIÓN

Es posible obtener la expresión para el coeficiente de seguridad a flexión si se parte de la resistencia a rotura por flexión del material y la tensión normal máxima a flexión.

$$X_F = \frac{S_{FP}^2}{\sigma_F^2}$$

Es necesario utilizar el ancho que se ha calculado previamente para obtener la tensión normal a flexión.

$$\sigma_H = \frac{F_T}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

$\sigma_H$  = Tensión normal máxima a flexión.

$F_t$  = Fuerza tangencial sobre la circunferencia primitiva.

$b$  = Ancho engranaje de menor número de dientes o menor resistencia del material.

$m_n$  = Módulo normal del engranaje.

$Y_{Fa}$  = Coeficiente de forma para la carga aplicada en un extremo. Depende de la geometría del diente.

$Y_{Sa}$  = Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente.

$Y_\epsilon$  = Coeficiente de conducción.

$Y_\beta$  = Factor de inclinación. Considera el flector en la base del engranaje helicoidal.

$Y_B$  = Factor de espesor del aro. Considera que la rotura puede producirse a causa de un diámetro de fondo del diente excesivamente próximo al diámetro del eje.

$K_A$  = Coeficiente de aplicación. Considera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos.

$K_v$  = Coeficiente dinámico. Considera las sobrecargas dinámicas debidas a factores internos.

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

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

Sustituyendo los valores en la expresión anterior se obtiene un coeficiente de seguridad a flexión de 5,65 en la primera etapa y de 3,64 en la segunda. Puesto que ambos son superiores al coeficiente general exigido (2,5), se considera que los anchos obtenidos en ambas etapas son válidos.

A continuación, se muestran las hojas de cálculo con los datos obtenidos.



Datos generales				Geometría dentado				Resultados eje por Torsión										
X		2,5		$\alpha_t$	20,65 °	0,3604 rad		G		7,92E+10 N/m <sup>2</sup>								
Pot		1100 W		$\beta_b$	14,08 °	0,2457 rad		T		7,24 N-m								
i		2,45		$m_t$	1,55			1,5		13,7 mm								
$\omega_{\text{piñón}}$		1450 rpm	151,84 rad/s	$b_{\text{ini}}$	31,058285 mm			1° en 20-d		10,2 mm								
$m_n$		1,5 mm		$h_t$	3,375 mm	altura diente		<b>d</b>		<b>13,7 mm</b>								
$\beta$		15 °		$h_z$	2,3 mm	h chavetero cubo		$d_1$		30,9 mm estimado								
$\alpha_n$		20 °		$S_R$	3,85 mm			$S_R/h_t$		1,14								
$d_1$		31,058285 mm																
Datos eje				Datos generales				Interferencia dentado helicoidal										
E eje		2,06E+11 N/m <sup>2</sup>		$z_1$	20 dientes			$d_1 \text{ real}$	31,06 mm									
v eje		0,3		$z_2$	49 dientes			$d_2 \text{ real}$	76,09 mm									
$\theta/L_{\text{max}}$		1,5 °/m		$z_{1v}$	22,19 dientes			Dc	53,58 mm									
d eje		15 mm		$z_{2v}$	54,37 dientes			Par (T)	7,24 N/m									
				$F_{\text{tang}}$	466,50 N			$V_z/100R$	0,437 m/s									
				$V_{\text{tang}}$	2,36 m/s			i real=	2,4500									
				$z_{1\text{min}}$ 15,54														
Datos Engranajes				Coef. a fallo superficial				Coeficientes de tensión a flexión				Coef. de funcionamiento						
Nº Material piñón =		7		$Z_H$	2,42			$Y_{Fa1}$	2,81		$Y_{Fa2}$	2,33		$K_{\sigma f}$	0,0193			
Ac. aleado templado y revenido																		
E1	2,06E+05 N/mm <sup>2</sup>				$Z_E$	189,81 (N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0,5</sup>			$\epsilon_\alpha$	1,63					$K_{\sigma h}$	0,0087		
v1	0,3				$Z_p$	1,02			$Y_c$	0,71					$K_S$	1,92		
Nº Material rueda =	7																	
Ac. aleado templado y revenido																		
E2	2,06E+05 N/mm <sup>2</sup>				Cálculos previos material				$Y_{Sa1}$	1,69		$Y_{Sa2}$	1,90		$K_{H\alpha}$		1,00	
v2	0,3	min	max		$\rho_r$	3,9			$Y_B$	1,08						$K_{F\alpha}$	1,00	
HBr1	300 O.K.	200	360		$R_{Z_H}$	3,00 1,87												
HBr2	300 O.K.	200	360		CZL1	0,83		CZL2	0,83									
SHL1	766,9 N/mm <sup>2</sup>																	
SFL1	314,5 N/mm <sup>2</sup>																	
SHL2	766,9 N/mm <sup>2</sup>																	
SFL2	314,5 N/mm <sup>2</sup>																	
Sy1	1000 N/mm <sup>2</sup>																	
Sy2	1000 N/mm <sup>2</sup>																	
v40	680 mm <sup>2</sup> /s																	
Qiso	5																	
$K_1 r$	7,5																	
$K_1 h$	6,7																	
$Rz1$	1,4 $\eta m$																	
$Rz2$	1,4 $\eta m$																	
$Rz$	1,4 $\eta m$																	
$K_A$	1,5																	
				Material a fallo superficial				Material a flexión				0,7401		0,7401				
				$Z_N$	1,000			$Z_{L1}$	1,178		$Z_{L2}$	1,178						
				$Z_{V1}$	0,929		$Z_{V2}$	0,929		$Y_{NT}$	1,000		$Y_{ST}$	2,000				
				$Z_{R1}$	1,069		$Z_{R2}$	1,069		$Y_{\sigma T1}$	0,000		0,882	$Y_{\sigma T2}$	0,000		0,961	
				$Z_W$	1,100		1,100		$Y_{R T1}$	1,097		$Y_{R T2}$	1,097					
				SHP1	897,95		SHP2	897,95 N/mm <sup>2</sup>		SFP1	608,21 N/mm <sup>2</sup>		SFP2	662,95 N/mm <sup>2</sup>				
				$bH = 21,5718 Z_e^2 K_{H\beta} K_v \text{ mm}$				PINÓN										
Datos para $K_H\beta$				Anchura a fallo superficial														
Ajuste		b,c		$bH_0$	$e_p$	$Z_e$	$K_H\beta$	$K_A F_t/b$	$K_{V\alpha}$	$K_{V\beta}$	$K_v$	$bH$						
H1	1,100			31,06	1,71	0,78	1,284	22,53	1,079	1,063	1,063	18,10						
H2	1,15E-04			18,10	0,99	0,78	1,163	38,65	1,079	1,063	1,063	16,43						
H3	0,180			16,43	0,90	0,80	1,152	42,58	1,079	1,063	1,065	16,73						
				16,73	0,92	0,79	1,154	41,83	1,079	1,063	1,065	16,68						
				16,68	0,92	0,79	1,154	41,96	1,079	1,063	1,065	16,69						
				16,69	0,92	0,79	1,154	41,94	1,079	1,063	1,065	16,68						
				16,68	0,92	0,79	1,154	41,94	1,079	1,063	1,065	16,68						
				16,68	0,92	0,79	1,154	41,94	1,079	1,063	1,065	16,68						
				16,68	0,92	0,79	1,154	41,94	1,079	1,063	1,065	16,68						
				16,68	0,92	0,79	1,154	41,94	1,079	1,063	1,065	16,68						
				16,68	0,92	0,79	1,154	41,94	1,079	1,063	1,065	16,68						
														<b>16,68 O.K.</b>		PINÓN		
Otros coeficientes				Coeficiente de seguridad a flexión										$X_{\text{desaado}} = 2,50$				
Coef $Y_{\sigma rT}$				$N_F$	$K_{F\beta}$	$Y_p$	$\sigma_r \text{ piñón}$	$\sigma_r \text{ rueda}$	$X_F$								$d1$	31,1 mm
A1	0		A2	0		0,8044	1,122	0,89	107,61 N/mm <sup>2</sup>	92,98 N/mm <sup>2</sup>	5,65 O.K.			$b_{\text{min}}$	7,8 mm			
B1	0		B2	0						PINÓN		$b_{\text{max}}$		62,1 mm				
Coef $Y_{RrT}$																		
Ref1	1,12		Ref2	1,12														
A1	1,674		A2	1,674														
B1	-0,529		B2	-0,529														
exp1	0,1		exp2	0,1														
Coef $Y_x$																		
A1	1,03		A2	1,03														
B1	-0,006		B2	-0,006														
Cte1				0,85														
														<b>b=</b>	<b>17 mm</b>			

Datos generales	Geometría dentado	Resultados eje por Torsión																																																																																																																																																										
<p><b>X</b> 2,5</p> <p><b>Pot</b> 1100 W</p> <p><b>i</b> 2,4782609</p> <p><math>\omega_{\text{piñón}}</math> 591,83673 rpm 61,98 rad/s</p> <p><math>m_n</math> 1,5 mm</p> <p><math>\beta</math> 15°</p> <p><math>\alpha_n</math> 20° 0,3491 rad</p> <p><math>d_1</math> 35,717028 mm</p>	<p><math>\alpha_t</math> 20,65° 0,3604 rad</p> <p><math>\beta_b</math> 14,08° 0,2457 rad</p> <p><math>m_t</math> 1,55</p> <p><math>b_{\text{ini}}</math> 35,717028 mm</p> <p><math>h_t</math> 3,375 mm altura diente</p> <p><math>h_z</math> 2,8 mm h chavetero cubo</p> <p><math>S_R</math> 3,18 mm <math>S_R/h_t</math> 0,94</p>	<p><math>G</math> 7,92E+10 N/m<sup>2</sup></p> <p><math>T</math> 17,75 N·m</p> <p>1,5 17,2 mm</p> <p>1° en 20-d 13,8 mm</p> <p><b>d</b> 17,2 mm</p> <p><math>d_i</math> 36,9 mm estimado</p>																																																																																																																																																										
Datos eje	Datos generales	Interferencia dentado helicoidal																																																																																																																																																										
<p><math>E</math> eje 2,06E+11 N/m<sup>2</sup></p> <p><math>\nu</math> eje 0,3</p> <p><math>\theta/L_{\text{max}}</math> 1,5 °/m 0,0262 rad/m</p> <p><b>d eje</b> 20 mm</p>	<p><math>z_1</math> 23 dientes <math>d_1</math> real 35,72 mm</p> <p><math>z_2</math> 57 dientes <math>d_2</math> real 88,52 mm</p> <p><math>z_{1v}</math> 25,52 dientes <math>D_c</math> 62,12 mm</p> <p><math>z_{2v}</math> 63,25 dientes <math>\text{Par (T)}</math> 17,75 N/m</p> <p><math>F_{\text{tang}}</math> 993,84 N <math>V_{z/100R}</math> 0,236 m/s</p> <p><math>V_{\text{tang}}</math> 1,11 m/s <math>i</math> real= 2,4783</p>	<p><math>z_{1\text{min}}</math> 15,54</p>																																																																																																																																																										
Datos Engranajes	Coef. a fallo superficial	Coeficientes de tensión a flexión	Coef. de funcionamiento																																																																																																																																																									
<p><b>Nº Material piñón = 7</b></p> <p>Ac. aleado templado y revenido</p> <p><math>E_1</math> 2,06E+05 N/mm<sup>2</sup></p> <p><math>\nu_1</math> 0,3</p> <p><b>Nº Material rueda = 7</b></p> <p>Ac. aleado templado y revenido</p> <p><math>E_2</math> 2,06E+05 N/mm<sup>2</sup></p> <p><math>\nu_2</math> 0,3 min max</p> <p><b>HBR1</b> 350 O.K. 200 360</p> <p><b>HBR2</b> 350 O.K. 200 360</p> <p><b>SHL1</b> 832,6 N/mm<sup>2</sup></p> <p><b>SFL1</b> 335,8 N/mm<sup>2</sup></p> <p><b>SHL2</b> 832,6 N/mm<sup>2</sup></p> <p><b>SFL2</b> 335,8 N/mm<sup>2</sup></p> <p><b>Sy1</b> 1000 N/mm<sup>2</sup></p> <p><b>Sy2</b> 1000 N/mm<sup>2</sup></p> <p><math>\nu_{40}</math> 680 mm<sup>2</sup>/s</p> <p><b>Qiso</b> 5</p> <p><math>K_1 r</math> 7,5</p> <p><math>K_1 h</math> 6,7</p> <p><b>Rz1</b> 1,4 <math>\eta</math>m</p> <p><b>Rz2</b> 1,4 <math>\eta</math>m</p> <p><b>Rz</b> 1,4 <math>\eta</math>m</p> <p><math>K_A</math> 1,5</p>	<p><math>Z_H</math> 2,42</p> <p><math>Z_E</math> 189,81 (N/mm<sup>2</sup>)<sup>0,5</sup></p> <p><math>Z_P</math> 1,02</p> <p><b>Cálculos previos material</b></p> <p><math>\rho_r</math> 4,5</p> <p><math>RZ_H</math> 3,00 2,29</p> <p><math>CZL1</math> 0,83 <math>CZL2</math> 0,83</p> <p><math>CZV1</math> 0,85 <math>CZV2</math> 0,85</p> <p><math>CZR1</math> 0,15 <math>CZR2</math> 0,15</p> <p><math>R_{z0}</math> 1,83</p> <p><b>Material a fallo superficial</b></p> <p><math>Z_N</math> 1,000 <math>Z_{L2}</math> 1,178</p> <p><math>Z_{V1}</math> 0,905 <math>Z_{V2}</math> 0,905</p> <p><math>Z_{R1}</math> 1,077 <math>Z_{R1}</math> 1,077</p> <p><math>Z_W</math> 1,071 1,071</p> <p><b>Material a flexión</b> 0,7401 0,7401</p> <p><math>Y_{NT}</math> 1,000</p> <p><math>Y_{ST}</math> 2,000</p> <p><math>Y_{sT1}</math> 0,000 0,894</p> <p><math>Y_{rT1}</math> 1,097</p> <p><math>Y_{X1}</math> 1,000</p> <p><math>Y_{sT2}</math> 0,000 0,975</p> <p><math>Y_{rT2}</math> 1,097</p> <p><math>Y_{X2}</math> 1,000</p> <p><math>S_{HP1}</math> 956,35 <math>S_{HP2}</math> 956,35 N/mm<sup>2</sup></p> <p><math>S_{FP1}</math> 658,42 N/mm<sup>2</sup></p> <p><math>S_{FP2}</math> 717,61 N/mm<sup>2</sup></p> <p><math>bH = 35,1147 Z_e^2 K_{H\beta} K_v</math> mm <b>PIÑÓN</b></p>	<p><math>K_{2f}</math> 0,0193</p> <p><math>K_{2h}</math> 0,0087</p> <p><math>K_3</math> 1,99</p> <p><math>K_{H\alpha}</math> 1,00</p> <p><math>K_{F\alpha}</math> 1,00</p>																																																																																																																																																										
Datos para K $\eta\beta$	Amchura a fallo superficial	Coeficiente de seguridad a flexión	d1																																																																																																																																																									
<p><b>Ajuste</b> b, c</p> <p><math>H_1</math> 1,100</p> <p><math>H_2</math> 1,15E-04</p> <p><math>H_3</math> 0,180</p> <p><b>Otros coeficientes</b></p> <p><b>Coef Y<math>\beta</math>T</b></p> <table border="1"> <tr> <td><b>A1</b></td> <td>0</td> <td><b>A2</b></td> <td>0</td> </tr> <tr> <td><b>B1</b></td> <td>0</td> <td><b>B2</b></td> <td>0</td> </tr> </table> <p><b>Coef Y<math>r</math>T</b></p> <table border="1"> <tr> <td><b>Ref1</b></td> <td>1,12</td> <td><b>Ref2</b></td> <td>1,12</td> </tr> <tr> <td><b>A1</b></td> <td>1,674</td> <td><b>A2</b></td> <td>1,674</td> </tr> <tr> <td><b>B1</b></td> <td>-0,529</td> <td><b>B2</b></td> <td>-0,529</td> </tr> <tr> <td><b>exp1</b></td> <td>0,1</td> <td><b>exp2</b></td> <td>0,1</td> </tr> </table> <p><b>Coef Y<math>\alpha</math></b></p> <table border="1"> <tr> <td><b>A1</b></td> <td>1,03</td> <td><b>A2</b></td> <td>1,03</td> </tr> <tr> <td><b>B1</b></td> <td>-0,006</td> <td><b>B2</b></td> <td>-0,006</td> </tr> <tr> <td><b>Cte1</b></td> <td>0,85</td> <td><b>Cte2</b></td> <td>0,85</td> </tr> </table>	<b>A1</b>	0	<b>A2</b>	0	<b>B1</b>	0	<b>B2</b>	0	<b>Ref1</b>	1,12	<b>Ref2</b>	1,12	<b>A1</b>	1,674	<b>A2</b>	1,674	<b>B1</b>	-0,529	<b>B2</b>	-0,529	<b>exp1</b>	0,1	<b>exp2</b>	0,1	<b>A1</b>	1,03	<b>A2</b>	1,03	<b>B1</b>	-0,006	<b>B2</b>	-0,006	<b>Cte1</b>	0,85	<b>Cte2</b>	0,85	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>bH_0</math></th> <th><math>\sigma_p</math></th> <th><math>Z_s</math></th> <th><math>K_{\eta\beta}</math></th> <th><math>K_A F/b</math></th> <th><math>K_{V\alpha}</math></th> <th><math>K_{V\beta}</math></th> <th><math>K_V</math></th> <th><math>bH</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>35,72</td><td>1,96</td><td>0,78</td><td>1,284</td><td>41,74</td><td>1,044</td><td>1,036</td><td>1,036</td><td>28,22</td></tr> <tr><td>28,22</td><td>1,55</td><td>0,78</td><td>1,216</td><td>52,83</td><td>1,044</td><td>1,036</td><td>1,036</td><td>26,71</td></tr> <tr><td>26,71</td><td>1,47</td><td>0,78</td><td>1,204</td><td>55,80</td><td>1,044</td><td>1,036</td><td>1,036</td><td>26,45</td></tr> <tr><td>26,45</td><td>1,45</td><td>0,78</td><td>1,202</td><td>56,35</td><td>1,044</td><td>1,036</td><td>1,036</td><td>26,41</td></tr> <tr><td>26,41</td><td>1,45</td><td>0,78</td><td>1,201</td><td>56,45</td><td>1,044</td><td>1,036</td><td>1,036</td><td>26,40</td></tr> <tr><td>26,40</td><td>1,45</td><td>0,78</td><td>1,201</td><td>56,46</td><td>1,044</td><td>1,036</td><td>1,036</td><td>26,40</td></tr> <tr><td>26,40</td><td>1,45</td><td>0,78</td><td>1,201</td><td>56,46</td><td>1,044</td><td>1,036</td><td>1,036</td><td>26,40</td></tr> <tr><td>26,40</td><td>1,45</td><td>0,78</td><td>1,201</td><td>56,47</td><td>1,044</td><td>1,036</td><td>1,036</td><td>26,40</td></tr> <tr><td>26,40</td><td>1,45</td><td>0,78</td><td>1,201</td><td>56,47</td><td>1,044</td><td>1,036</td><td>1,036</td><td>26,40</td></tr> <tr><td>26,40</td><td>1,45</td><td>0,78</td><td>1,201</td><td>56,47</td><td>1,044</td><td>1,036</td><td>1,036</td><td>26,40</td></tr> </tbody> </table> <p><b>Coeficiente de seguridad a flexión</b> <math>X_{\text{deseado}} = 2,50</math></p> <table border="1"> <tr> <td><math>N_F</math></td> <td><math>K_{F\beta}</math></td> <td><math>Y_{\beta}</math></td> <td><math>\sigma_r</math> piñón</td> <td><math>\sigma_r</math> rueda</td> <td><math>X_F</math></td> </tr> <tr> <td>0,8740</td> <td>1,174</td> <td>0,88</td> <td>180,77 N/mm<sup>2</sup></td> <td>124,69 N/mm<sup>2</sup></td> <td>3,64 O.K.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td><math>X_F</math></td> <td>3,64</td> <td>5,76</td> <td></td> </tr> </table> <p><math>d_1</math> 35,7 mm</p> <p><math>b_{\text{min}}</math> 8,9 mm</p> <p><math>b_{\text{max}}</math> 71,4 mm</p> <p><b>b= 27 mm</b></p>	$bH_0$	$\sigma_p$	$Z_s$	$K_{\eta\beta}$	$K_A F/b$	$K_{V\alpha}$	$K_{V\beta}$	$K_V$	$bH$	35,72	1,96	0,78	1,284	41,74	1,044	1,036	1,036	28,22	28,22	1,55	0,78	1,216	52,83	1,044	1,036	1,036	26,71	26,71	1,47	0,78	1,204	55,80	1,044	1,036	1,036	26,45	26,45	1,45	0,78	1,202	56,35	1,044	1,036	1,036	26,41	26,41	1,45	0,78	1,201	56,45	1,044	1,036	1,036	26,40	26,40	1,45	0,78	1,201	56,46	1,044	1,036	1,036	26,40	26,40	1,45	0,78	1,201	56,46	1,044	1,036	1,036	26,40	26,40	1,45	0,78	1,201	56,47	1,044	1,036	1,036	26,40	26,40	1,45	0,78	1,201	56,47	1,044	1,036	1,036	26,40	26,40	1,45	0,78	1,201	56,47	1,044	1,036	1,036	26,40	$N_F$	$K_{F\beta}$	$Y_{\beta}$	$\sigma_r$ piñón	$\sigma_r$ rueda	$X_F$	0,8740	1,174	0,88	180,77 N/mm <sup>2</sup>	124,69 N/mm <sup>2</sup>	3,64 O.K.			$X_F$	3,64	5,76			
<b>A1</b>	0	<b>A2</b>	0																																																																																																																																																									
<b>B1</b>	0	<b>B2</b>	0																																																																																																																																																									
<b>Ref1</b>	1,12	<b>Ref2</b>	1,12																																																																																																																																																									
<b>A1</b>	1,674	<b>A2</b>	1,674																																																																																																																																																									
<b>B1</b>	-0,529	<b>B2</b>	-0,529																																																																																																																																																									
<b>exp1</b>	0,1	<b>exp2</b>	0,1																																																																																																																																																									
<b>A1</b>	1,03	<b>A2</b>	1,03																																																																																																																																																									
<b>B1</b>	-0,006	<b>B2</b>	-0,006																																																																																																																																																									
<b>Cte1</b>	0,85	<b>Cte2</b>	0,85																																																																																																																																																									
$bH_0$	$\sigma_p$	$Z_s$	$K_{\eta\beta}$	$K_A F/b$	$K_{V\alpha}$	$K_{V\beta}$	$K_V$	$bH$																																																																																																																																																				
35,72	1,96	0,78	1,284	41,74	1,044	1,036	1,036	28,22																																																																																																																																																				
28,22	1,55	0,78	1,216	52,83	1,044	1,036	1,036	26,71																																																																																																																																																				
26,71	1,47	0,78	1,204	55,80	1,044	1,036	1,036	26,45																																																																																																																																																				
26,45	1,45	0,78	1,202	56,35	1,044	1,036	1,036	26,41																																																																																																																																																				
26,41	1,45	0,78	1,201	56,45	1,044	1,036	1,036	26,40																																																																																																																																																				
26,40	1,45	0,78	1,201	56,46	1,044	1,036	1,036	26,40																																																																																																																																																				
26,40	1,45	0,78	1,201	56,46	1,044	1,036	1,036	26,40																																																																																																																																																				
26,40	1,45	0,78	1,201	56,47	1,044	1,036	1,036	26,40																																																																																																																																																				
26,40	1,45	0,78	1,201	56,47	1,044	1,036	1,036	26,40																																																																																																																																																				
26,40	1,45	0,78	1,201	56,47	1,044	1,036	1,036	26,40																																																																																																																																																				
$N_F$	$K_{F\beta}$	$Y_{\beta}$	$\sigma_r$ piñón	$\sigma_r$ rueda	$X_F$																																																																																																																																																							
0,8740	1,174	0,88	180,77 N/mm <sup>2</sup>	124,69 N/mm <sup>2</sup>	3,64 O.K.																																																																																																																																																							
		$X_F$	3,64	5,76																																																																																																																																																								

#### 4.5. VALIDACIÓN DEL LUBRICANTE

Anteriormente se ha seleccionado el lubricante ISO VG 680 para realizar los cálculos. Se procede a comprobar la validez del lubricante mediante el método United. Que es un método válido para aplicaciones donde la carga y velocidad es media.

La carga es posible evaluarla mediante la siguiente expresión:

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i + 1}{i} \cdot K_A$$

Por otro lado, si la velocidad tangencial es inferior a 20 m/s, la temperatura ambiente está entre 10 y 25 °C y  $2,5 \cdot 10^{-3} \leq K/\nu_t \leq 20$  se puede obtener la viscosidad a 38 °C mediante la siguiente expresión:

$$\log(v_{38}) = -0,028 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^2 + 0,46 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right) + 2,593$$

En el que caso que ocupa este proyecto, para una temperatura de 38 °C se obtienen unas viscosidades necesarias de 351,59 cSt y 530,43 cSt. Por tanto, el lubricante ISO VG 320 quedaría descartado. Sin embargo, el lubricante ISO VG 460 sí sería válido para la primera etapa, pero para facilitar el montaje y el diseño de la carcasa se opta por el uso del lubricante ISO VG 680, que es el que se había seleccionado previamente y que sería válido para ambas etapas.

## 5. EJES

Se realizará un estudio de cada eje a fatiga, deflexión lateral y rigidez torsional. Será necesario calcular las diferentes secciones para comprobar cuál de ellas es la más crítica. Anteriormente, en el punto “3.2. Diámetro del eje por rigidez torsional” se han expuesto los criterios estudiados para el diseño de los diámetros mínimos de los ejes mediante rigidez torsional. A continuación, se estudiarán los dos métodos de diseño restantes.

### 5.1 MATERIAL

El material que se empleará para la fabricación de los tres ejes del reductor será un acero laminado y forjado 42CrMo4 cuyas características son las siguientes:

- Resistencia a tracción: 1030 MPa
- Límite de fluencia: 720 MPa
- Dureza (HB): 311

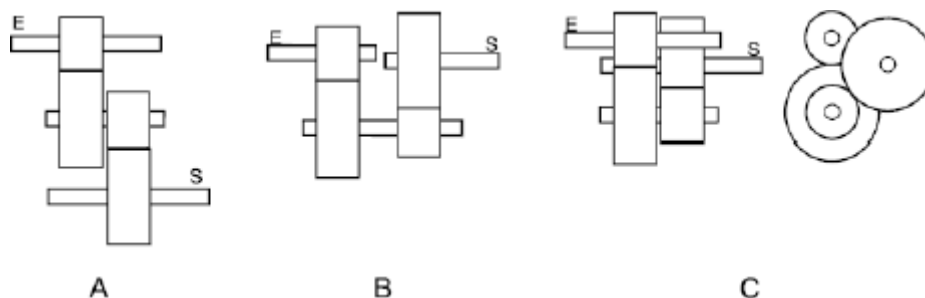
Dicho material es más resistente que el empleado para los engranajes puesto que tiene que soportar mayores solicitaciones.

### 5.2. CONFIGURACIÓN ADOPTADA

Para la selección de la configuración del reductor se han seguido los siguientes criterios:

- Lograr un diseño compacto.
- El diseño de la carcasa ha de ser lo más sencillo posible.

En la siguiente imagen se muestran las disposiciones más comunes para reductores de dos etapas:



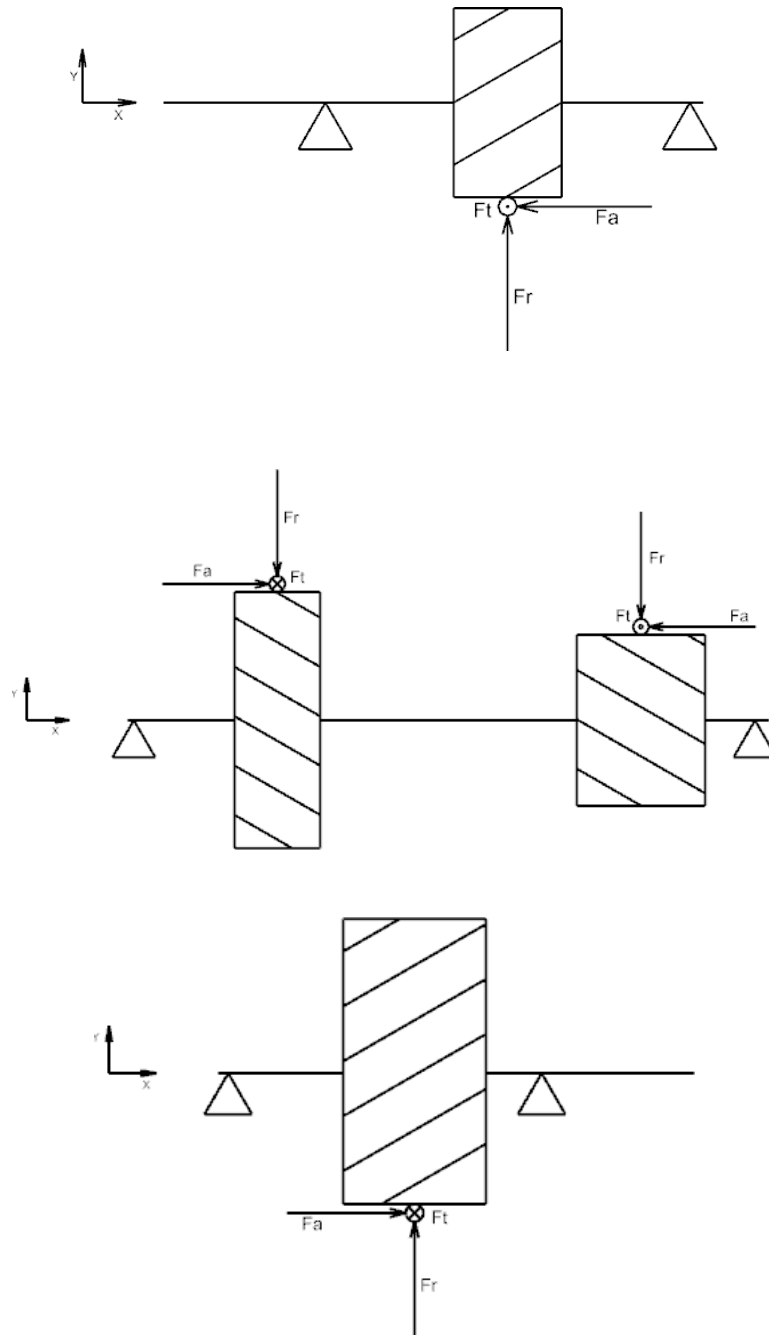
En este caso se ha optado por una configuración del tipo A.

### 5.3. FUERZAS

Las fuerzas que se calcularán a continuación tendrán diferentes sentidos en función de la configuración de los ejes, el sentido de giro y el ángulo de los dientes del engranaje.

En este caso solo se estudiará un sentido de giro antihorario, ya que el reductor se diseña para una aplicación concreta en la cual solo se desea que el motor gire en un sentido para mover la cinta transportadora.

A continuación, se muestran las fuerzas que se ocasionan en los engranajes del reductor.



Las fuerzas actuantes se pueden obtener a partir de las siguientes expresiones correspondientes a engranajes helicoidales:

$$F_t = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t$$

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

$\alpha_t$  = Ángulo de presión aparente.

$\beta$  = Ángulo de inclinación del diente.

$F_t$  = Fuerza tangencial.

$F_r$  = Fuerza radial.

$F_a$  = Fuerza axial.

T = Par.

	<b>ETAPA 1</b>	<b>ETAPA 2</b>
<b>Fuerza Tangencial (<math>F_t</math>)</b>	466,50 N	993,84 N
<b>Fuerza Axial (<math>F_a</math>)</b>	125,00 N	266,30 N
<b>Fuerza Radial (<math>F_r</math>)</b>	175,78 N	374,49 N

Por otro lado, en el eje de entrada, se puede obtener una fuerza resultante de las 3 componentes calculadas anteriormente, utilizando el módulo de la fuerza tangencial y la fuerza radial. Además, la fuerza axial generará un momento sobre el eje.

$$F_n \text{ (Eje Entrada)} = \sqrt{(F_t^2 + F_r^2)} = 498,52 \text{ N}$$

$$M_{Fa \text{ (Eje Entrada)}} = \frac{d_{\text{piñón}}}{2} * F_a = 1,941 \text{ Nm}$$

En cambio, en el eje intermedio, es necesario obtener tan solo el momento flector en ambos engranajes. Siendo este el mismo para ambos.

$$M_{Fa \text{ (Eje Intermedio)}} = \frac{d_{\text{piñón}}}{2} * F_a = 4,76 \text{ Nm}$$

Por último, en el eje de salida, de nuevo es necesario obtener la fuerza normal y el momento flector.

$$F_n \text{ (Eje Salida)} = \sqrt{(F_t^2 + F_r^2)} = 1062,05 \text{ N}$$

$$M_{Fa \text{ (Eje Salida)}} = \frac{d_{\text{piñón}}}{2} * F_a = 11,79 \text{ Nm}$$

## 5.4. SOLICITACIONES, DEFORMACIÓN ANGULAR Y DEFLEXIÓN LATERAL

A continuación, mediante hojas de cálculo Excel que utilizan el método del momento área, se muestran las reacciones en los rodamientos, puesto que estos actúan como puntos de apoyo en los ejes. Dichas reacciones son ocasionadas por las fuerzas calculadas anteriormente. También se pueden observar los momentos flectores a lo largo de los ejes, la deformación angular, la deflexión y la geometría original y deformada.

### 5.4.1. Solicitaciones y reacciones eje de entrada plano XY

<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> 7								
<b>Secc Rod A</b> 2		<b>Reacc en A(N)</b> -77,82		<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
<b>Secc Rod B</b> 6		<b>Reacc en B(N)</b> -47,18		Momentos positivos en sentido horario				

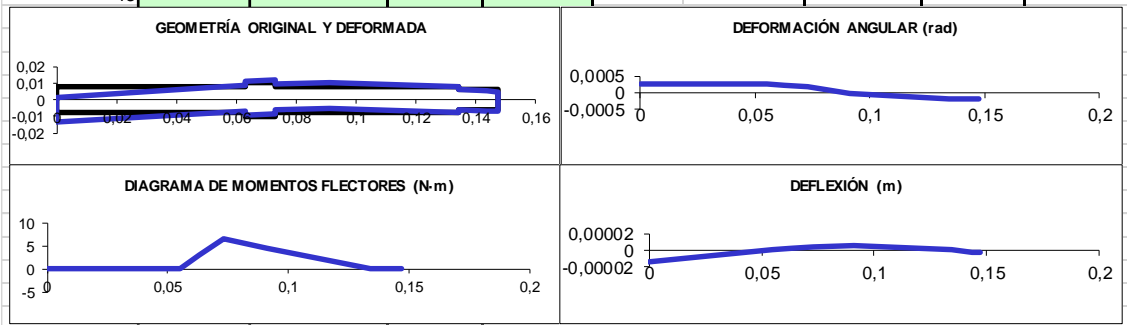
  

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,71E-05	-5,338E-06
2	0,05500	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,71E-05	0,000E+00
3	0,06300	0,02000	0,00	0,00	0,62	0,62	9,23E-05	7,637E-07
4	0,07300	0,01500	125,00	-1,49	1,40	2,89	8,62E-05	1,660E-06
5	0,09130	0,01500	0,00	0,00	2,03	2,03	-1,19E-07	2,401E-06
6	0,13430	0,01200	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,37E-05	0,000E+00
7	0,14360	0,01200	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,37E-05	-7,783E-07
8	0,14730	0,01200	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,36925E-05	-1,088E-06
9								
10								
11								
12								
13								

### 5.4.2. Solicitaciones y reacciones eje entrada plano XZ

<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> 7		
<b>Secc Rod A</b> 2	<b>Reacc en A(N)</b> -360,61	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 6	<b>Reacc en B(N)</b> -105,89	Momentos positivos en sentido horario

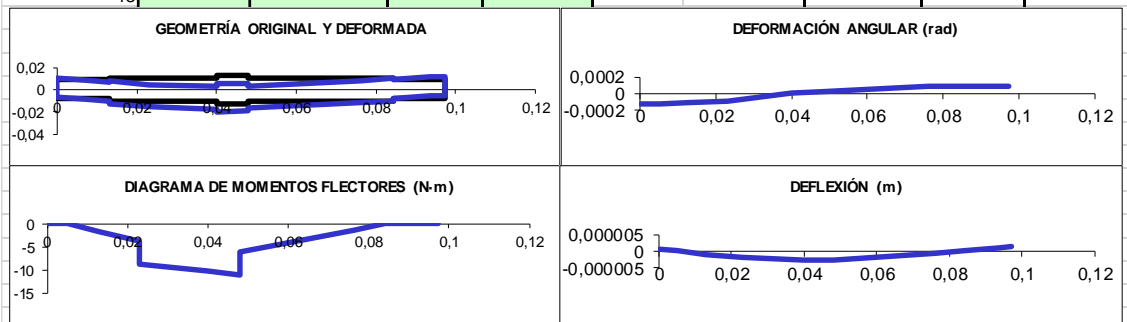
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,41E-04	-1,323E-05
2	0,05500	0,01500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,41E-04	0,000E+00
3	0,06300	0,02000	0,00	0,00	2,88	2,88	2,19E-04	1,866E-06
4	0,07300	0,01500	466,50	0,00	6,49	6,49	1,90E-04	3,927E-06
5	0,09130	0,01500	0,00	0,00	4,55	4,55	-3,56E-06	5,530E-06
6	0,13430	0,01200	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,91E-04	0,000E+00
7	0,14360	0,01200	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,91E-04	-1,778E-06
8	0,14730	0,01200	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000191143	-2,485E-06
9								
10								
11								
12								
13								



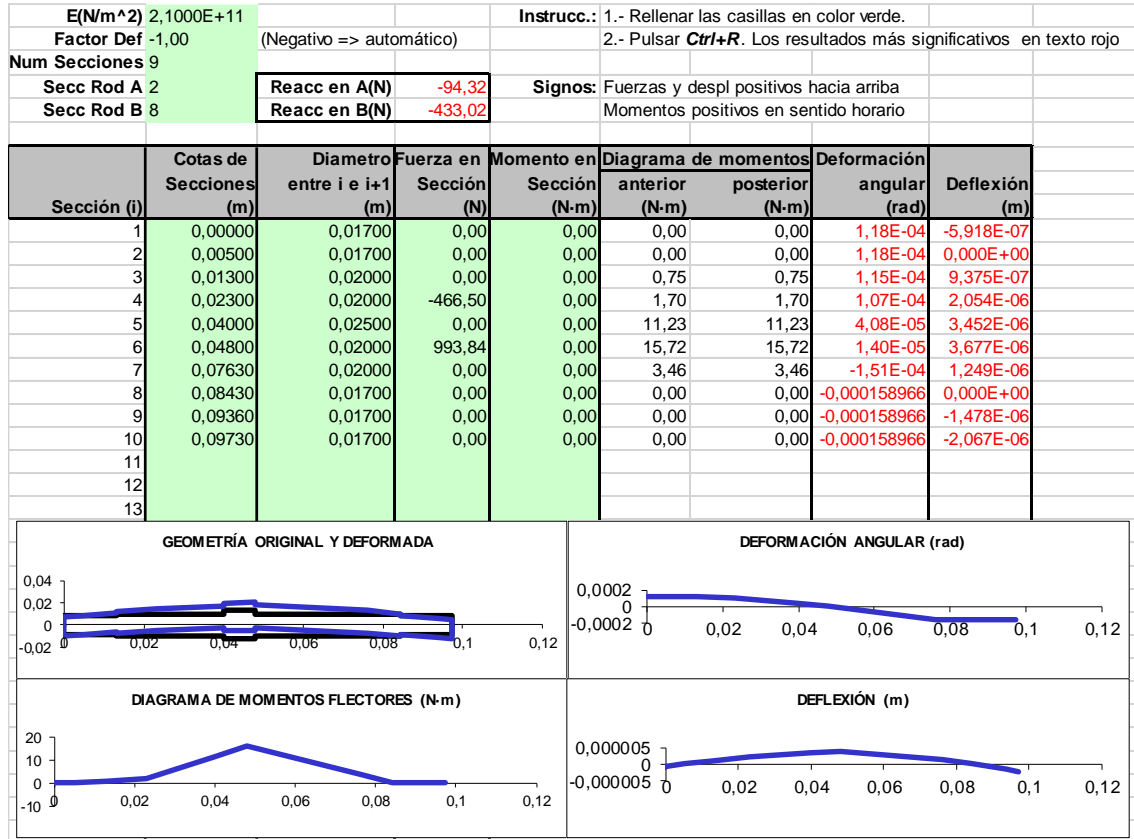
### 5.4.3. Solicitaciones y reacciones eje intermedio plano XY

<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> 9		
<b>Secc Rod A</b> 2	<b>Reacc en A(N)</b> 218,53	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 8	<b>Reacc en B(N)</b> 172,77	Momentos positivos en sentido horario

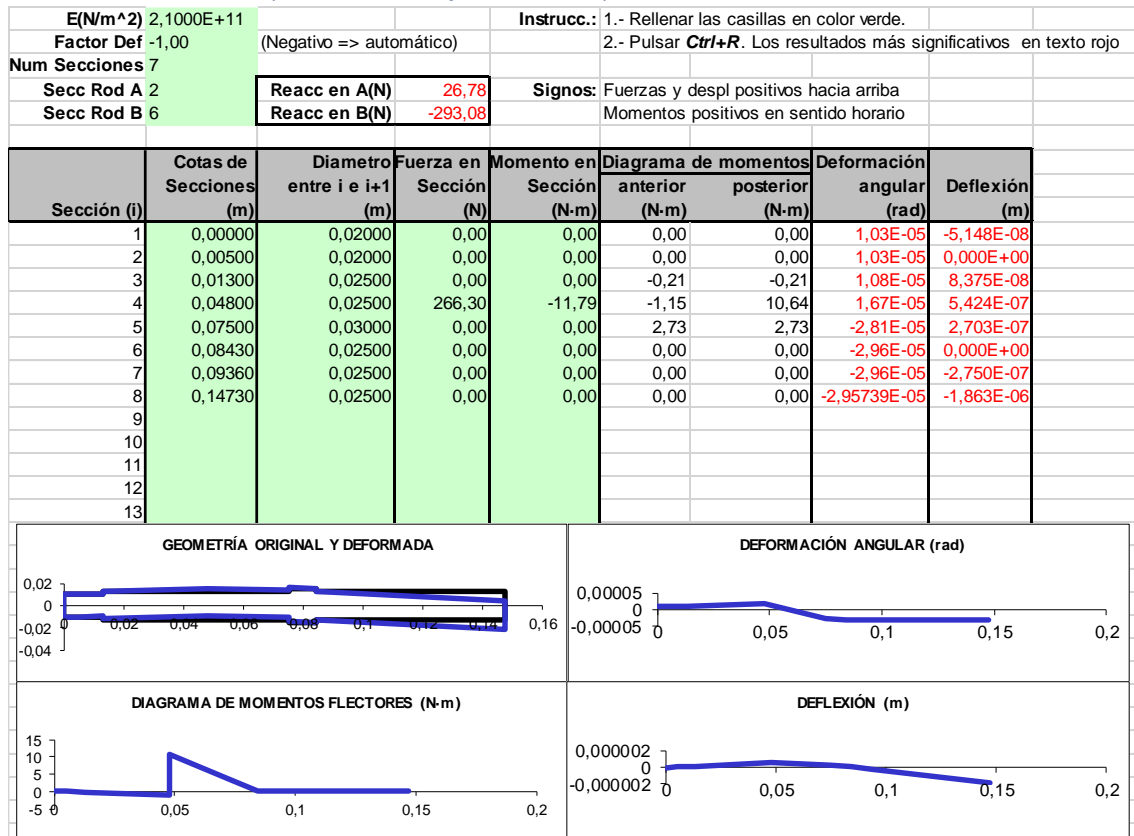
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,01700	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,18E-04	5,924E-07
2	0,00500	0,01700	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,18E-04	0,000E+00
3	0,01300	0,02000	0,00	0,00	-1,75	-1,75	-1,10E-04	-9,261E-07
4	0,02300	0,02000	-125,00	4,76	-3,93	-8,69	-9,31E-05	-1,955E-06
5	0,04000	0,02500	0,00	0,00	-10,28	-10,28	4,67E-06	-2,730E-06
6	0,04800	0,02000	-266,30	-4,76	-11,03	-6,27	2,58E-05	-2,608E-06
7	0,07630	0,02000	0,00	0,00	-1,38	-1,38	9,15E-05	-7,500E-07
8	0,08430	0,01700	0,00	0,00	0,00	0,00	9,48641E-05	0,000E+00
9	0,09360	0,01700	0,00	0,00	0,00	0,00	9,48641E-05	8,822E-07
10	0,09730	0,01700	0,00	0,00	0,00	0,00	9,48641E-05	1,233E-06
11								
12								
13								



#### 5.4.4. Solicitaciones y reacciones eje intermedio plano XZ



#### 5.4.5. Solicitaciones y reacciones eje de salida plano XY





### 5.4.6. Solicitaciones y reacciones eje de salida plano XZ

<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> 7								
<b>Secc Rod A</b> 2		<b>Reacc en A(N)</b> 454,94		<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
<b>Secc Rod B</b> 6		<b>Reacc en B(N)</b> 538,90		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	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,82E-05	4,911E-07
2	0,00500	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,82E-05	0,000E+00
3	0,01300	0,02500	0,00	0,00	-3,64	-3,64	-8,94E-05	-7,623E-07
4	0,04800	0,02500	-993,84	0,00	-19,56	-19,56	1,14E-05	-2,530E-06
5	0,07500	0,03000	0,00	0,00	-5,01	-5,01	9,38E-05	-8,898E-07
6	0,08430	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,66E-05	0,000E+00
7	0,09360	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,66E-05	8,985E-07
8	0,14730	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	9,66131E-05	6,087E-06
9								
10								
11								
12								
13								

Aunque no existen limitaciones definidas, es necesario que los ejes tengan la rigidez suficiente para que no aparezca una deflexión lateral que afecte a la vida de los componentes o que provoque un mal funcionamiento. Por tanto, se recomienda que no se superen los siguientes valores:

- Para ejes de transmisión, esta debe ser inferior a 1mm/m de longitud.
- En rodamientos de bolas, la pendiente máxima será de 0,002 radianes.
- En rodamientos de rodillos cilíndricos, la pendiente máxima será de 0,001 radianes.
- En rodamientos de rodillos cónicos, la pendiente máxima será de 0,0008 radianes.

Como se puede observar, estos valores no se superan en ningún momento.

### 5.5. CÁLCULO A FATIGA

Previamente se han calculado unos momentos que ocasionarán tensiones alternantes, por ese motivo es necesario realizar también el cálculo a fatiga en los ejes en las mismas secciones críticas que en el apartado anterior.

Gracias al valor del diámetro del eje es posible obtener un coeficiente de seguridad que deberá ser siempre mayor que el establecido ( $X = 2$ ). Dicho coeficiente es posible calcularlo mediante la siguiente expresión:

$$X = \frac{d^3 \cdot \pi \cdot S_e}{32 \cdot M \cdot k_f}$$

X = Coeficiente de seguridad. En este caso no deberá superar el valor de 2,5.

d = Diámetro del eje.

S<sub>e</sub> = Límite de fatiga en cada sección.

M = Momento flector en cada sección.

k<sub>f</sub> = Factor de concentrador de tensiones. Este factor estará presente en las secciones donde se encuentren los chaveteros, ranuras para anillos de seguridad o cambios de diámetro.

Para los chaveteros se empleará un valor de 2 debido a que la dureza Brinell del material es superior a 200 y se trata de un cálculo a flexión y de chaveteros perfilados.

Para los cambios de diámetro se empleará la siguiente expresión:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

k<sub>t</sub> = Concentrador de tensiones teórico.

q = Factor de sensibilidad de entalla:  $q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}}$

$$\alpha = \text{Constante del material: } \alpha = 0,025 \cdot \frac{2070}{S_u} = 0,046$$

ρ = Radio de acuerdo.

En las ranuras para anillos de seguridad se empleará un valor de 2,2 en todos los ejes.

Por otro lado, el límite a fatiga S<sub>e</sub> puede ser modificado por diferentes factores según la siguiente expresión:

$$S_e = k_a \cdot k_e \cdot k_b \cdot 0,5 \cdot S_u$$

k<sub>a</sub> = Factor de superficie. Tiene en cuenta el acabado superficial del componente.

k<sub>e</sub> = Factor de confiabilidad.

k<sub>b</sub> = Factor de tamaño. Tiene en cuenta el valor del diámetro del eje.

S<sub>u</sub> = Límite de rotura a tracción del material.

A continuación, se muestran los resultados de los tres ejes. Ninguna sección supera el factor de seguridad establecido.

Su =	1120	MPa										
S'e =	560	MPa										
Ka =	0,70167139	Acabado S.	Mecanizado	a =	4,51	b =	-0,265					
Ke =	0,897	Confiabilidad	0,9									
<b>M TOTAL</b>	<b>Diámetro entre i e i+1 (m)</b>	<b>Diagrama de momentos</b>		<b>Tensión alternante</b>					<b>X</b>			
<b>Sección (i)</b>		<b>anterior (N-m)</b>	<b>posterior (N-m)</b>	<b>anterior (N-m)</b>	<b>posterior (N-m)</b>	<b>Kb</b>	<b>Kf</b>	<b>Se</b>	<b>anterior (N-m)</b>	<b>posterior (N-m)</b>		
1	0,01500	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,9345152	2,2	149,72	-	-		
2	0,01500	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,9345152	1	329,38	-	-		
3	0,02000	2,94598	2,94598	3,75094	3,75094	0,9080139	2,5	128,02	34,13	34,13		
4	0,01500	6,63928	7,10438	20,03769	21,44137	0,9345152	2	164,69	8,22	7,68		
5	0,01500	4,98231	4,98231	15,03685	15,03685	0,9345152	2,2	149,72	9,96	9,96		
6	0,01200	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,95560271	2,5	134,73	-	-		
7	0,01200	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,95560271	2,2	153,10	-	-		
8	0,01200	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,95560271	1	336,82	-	-		

Su =	1120	MPa								
Se =	560	MPa								
Ka =	0,70167139	Acabado S.	Mecanizado	a =	4,51	b =	-0,265			
Ke =	0,897	Confiabilidad	0,9							

M TOTAL Sección (i)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Tensión alternante		Kb	Kf	Se	X	
		anterior (N-m)	posterior (N-m)	anterior (N-m)	posterior (N-m)				anterior (N-m)	posterior (N-m)
1	0,01700	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,92289141	2,5	130,11	-	-
2	0,01700	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,92289141	2,5	130,11	-	-
3	0,02000	1,90394	1,90394	2,42418	2,42418	0,9080139	2,2	145,47	60,01	60,01
4	0,02000	4,28193	8,85472	5,45192	11,27418	0,9080139	2	160,02	29,35	14,19
5	0,02500	15,22469	15,22469	9,92496	9,92496	0,88797655	2,5	125,19	12,61	12,61
6	0,02000	19,20363	16,92428	24,45082	21,54866	0,9080139	2	160,02	6,54	7,43
7	0,02000	3,72505	3,72505	4,74288	4,74288	0,9080139	2,2	145,47	30,67	30,67
8	0,01700	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,92289141	2,5	130,11	-	-
9	0,01700	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,92289141	2,2	147,86	-	-
10	0,01700	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,92289141	1	325,29	-	-

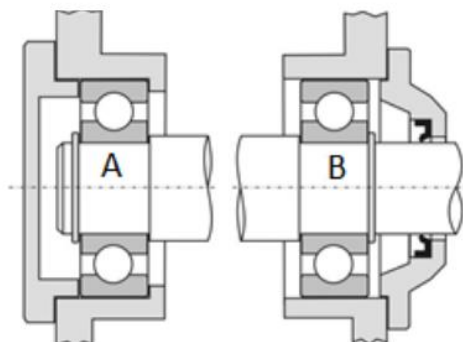
Su =	1120	MPa								
Se =	560	MPa								
Ka =	0,70167139	Acabado S.	Mecanizado	a =	4,51	b =	-0,265			
Ke =	0,897	Confiabilidad	0,9							

M TOTAL Sección (i)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Tensión alternante		Kb	Kf	Se	X	
		anterior (N-m)	posterior (N-m)	anterior (N-m)	posterior (N-m)				anterior (N-m)	posterior (N-m)
1	0,02000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,9080139	2,5	128,02	-	-
2	0,02000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,9080139	2,5	128,02	-	-
3	0,02500	3,64605	3,64605	2,37686	2,37686	0,88797655	2,2	142,26	59,85	59,85
4	0,02500	19,59378	22,26664	12,77316	14,51559	0,88797655	2	156,49	12,25	10,78
5	0,03000	5,70552	5,70552	2,15244	2,15244	0,87193352	1	307,32	142,78	142,78
6	0,02500	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,88797655	2,2	142,26	-	-
7	0,02500	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,88797655	1	312,98	-	-
8	0,02500	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,88797655	1	312,98	-	-

## 6. RODAMIENTOS

Los rodamientos serán las partes encargadas de disminuir la fricción de los ejes al girar, además de servir de apoyo sobre la carcasa. Al seleccionarlos, se debe considerar un extremo fijo y otro libre con el fin de disponer de un sistema isostático. Al diseñar los apoyos se deben considerar, además, la presencia de dilataciones térmicas durante el funcionamiento del mismo.

Se emplearán rodamientos rígidos de bolas montados de manera análoga a los de la siguiente imagen según sean los rodamientos del extremo fijo o del libre.



En el caso de los rodamientos que dan a las caras vistas de los ejes de entrada y salida, se dispondrá de juntas elásticas para evitar tanto la salida del lubricante al exterior, como la entrada de suciedad ambiental al interior de la carcasa.

Para realizar el cálculo de rodamientos se realizará un cálculo a fatiga a partir de los esfuerzos a los que está sometido y en función de la vida útil que se desea que tengan. En este caso se realizarán los cálculos para una vida útil de 50000 horas. Hay que tener en cuenta que, al tratarse de un reductor, al girar cada eje a una velocidad distinta, para el mismo tiempo, cada rodamiento sufrirá un número de ciclos de carga distinto.

El objetivo principal de los rodamientos es transmitir a la carcasa las reacciones que aparecen sobre los ejes en los que van colocados. Es importante saber que, en los cálculos, la viscosidad del aceite debe ser correspondiente a la temperatura de trabajo, la cual no debe superar los 85° C.

El lubricante que se empleará en los rodamientos es el mismo que se usará para lubricar todo el conjunto, siendo este un ISO VG680 con una viscosidad cinemática media a 40° C de 680 mm<sup>2</sup>/s. También hay que destacar que se emplearán rodamientos con una alta confiabilidad (Mínimo 95%).

Para que el rodamiento seleccionado sea válido, este debe tener una capacidad de carga dinámica mayor a la calculada.

A partir de la vida útil establecida se obtendrán las características que definirán los rodamientos a elegir. La siguiente expresión determina la vida útil del rodamiento:

$$L = \frac{a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}}{60 \cdot n}$$

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

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

L = Vida del rodamiento en horas.

a<sub>1</sub> = Factor de fiabilidad, que corrige la fiabilidad del rodamiento cuando se requieran vidas mayores a las nominales (L<sub>10</sub>). Para una fiabilidad del 95% se tiene a<sub>1</sub> = 0,64.

n = Velocidad angular de trabajo en revoluciones por minuto.

L<sub>10</sub> = Vida nominal del rodamiento. Número de revoluciones a una velocidad constante dada que el 90% de los rodamientos idénticos completará antes del fallo.

C = Carga dinámica que soporta el rodamiento. (Obtenida del catálogo)

q = Constante de los rodamientos en función del tipo. (q = 3 para bolas)

F<sub>eq</sub> = Fuerza equivalente.

a<sub>ISO</sub> = Factor de condiciones de trabajo.

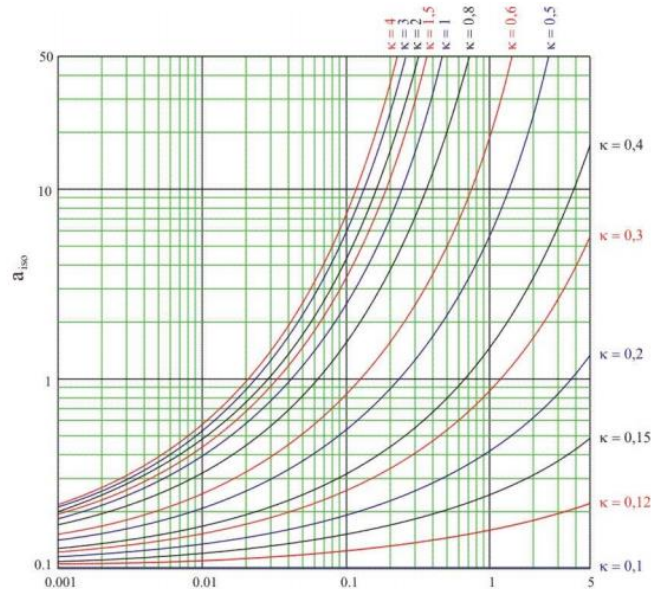
Para el cálculo de a<sub>ISO</sub> es necesario calcular en primer lugar la viscosidad relativa (v<sub>1</sub>) según las siguientes expresiones:

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1,667}}} \text{ (si } n < 1000 \text{ rpm)} \text{ y } v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ (si } n > 1000 \text{ rpm)}$$

Tras ese cálculo es necesario calcular el coeficiente  $k = v/v_1$ , siendo  $v$  la viscosidad del lubricante utilizado a la temperatura de trabajo. Si el resultado es menor de 0,4 habrá contacto entre elementos y será necesario cambiar de lubricante.

En lo que respecta a la contaminación ( $\eta_c$ ), se elige un valor de 0,5 (Contaminación ligera). Este valor servirá para calcular la relación contaminación-carga  $\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}}$ , donde  $P_u$  es la carga límite a fatiga proporcionada por los fabricantes.

Para determinar  $a_{ISO}$  es necesario entrar con  $k$  y  $\eta_c$  en la siguiente gráfica:



$$F_{eq} = \text{Fuerza equivalente: } F_{eq} = x \cdot \bar{F}_r + y \cdot \bar{F}_a$$

$x$  = Factor de fuerza radial.

$y$  = Factor de fuerza axial.

$F_r$  = Fuerza radial.

$F_a$  = Fuerza axial.

Para calcular los factores de fuerza, será necesario calcular en primer lugar el valor de la relación  $F_a/F_r$  que será comparado con el valor de "e", el cual depende del valor de la expresión  $f_0 \cdot F_a/C_0$ . Donde  $C_0$  es la carga máxima estática que soporta el rodamiento y  $f_0$  es un factor geométrico del rodamiento. Si  $F_a/F_r$  es menor que "e", "x" e "y" valdrán 1 y 0 respectivamente. En cambio, si es mayor que "e", su valor vendrá establecido en la siguiente tabla:

		$F_d/F_r > e$	
$f_0 \cdot F_d/C_0$	$e$	$x$	$y$
0.172	0.19	0.56	2.30
0.345	0.22	0.56	1.99
0.689	0.26	0.56	1.71
1.03	0.28	0.56	1.55
1.38	0.30	0.56	1.45
2.07	0.34	0.56	1.31
3.45	0.38	0.56	1.15
5.17	0.42	0.56	1.04
6.89	0.44	0.56	1.00

Gracias a los datos anteriores y despejando se puede obtener la siguiente expresión, que permite comparar la carga dinámica con la máxima del rodamiento y determinar si es válido:

$$C_{nec} = F_{eq} \cdot \sqrt[3]{\frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{ISO} \cdot 10^6}}$$

A continuación, se elegirán los rodamientos para cada apoyo de cada eje a partir de los cálculos anteriores. Se han seleccionado algunos rodamientos comunes de la marca SKF.

El rodamiento seleccionado aparece destacado en color azul.

Se describe también la leyenda de las tablas siguientes:

$d$  = Diámetro del eje e interior del rodamiento.

$D$  = Diámetro exterior del rodamiento.

$b$  = Ancho del rodamiento.

$C$  = Carga dinámica del rodamiento.

$C_0$  = Carga estática del rodamiento.

$P_u$  = Carga límite a fatiga del rodamiento.

$D_m$  = Diámetro medio del rodamiento =  $\frac{d+D}{2}$

$K$  = Cociente entre viscosidades.

$\nu_1$  = Viscosidad cinemática calculada para cada eje.

$f_0$  = Factor geométrico del rodamiento.

$\eta_c$  = Factor de contaminación.

$\eta_c \cdot P_u / F_{eq}$  = Eje X de la tabla para la obtención de  $a_{ISO}$ .

$f_0 \cdot F_a / C_0$  = Cálculo necesario para la obtención de  $e$ .

$F_{eq}$  = Fuerza equivalente calculada para cada apoyo.

$C^*$  = Carga dinámica necesaria calculada con los datos del rodamiento para una vida establecida.

### 6.1. RODAMIENTO EJE ENTRADA IZQUIERDO

MODELO	d	D	b	C	C <sub>0</sub>	P <sub>U</sub>	Dm	K	v <sub>1</sub>	f <sub>0</sub>	η <sub>c</sub>	η <sub>c</sub> *P <sub>U</sub> /F <sub>eq</sub>	f <sub>0</sub> *F <sub>a</sub> /C <sub>0</sub>	F <sub>eq</sub>	C*	VÁLIDO
16002	15	32	8	5,85	2,85	0,12	23,50	3,28	24,38	14,00	0,50	0,19	0,61	0,31	1,95	SI
4202 ATN9	15	35	14	11,90	7,50	0,32	25,00	3,38	23,64	13,10	0,50	0,41	0,22	0,39	1,98	SI
6002	15	32	9	5,85	2,85	0,12	23,50	3,28	24,38	14,00	0,50	0,19	0,61	0,31	1,95	SI
61802	15	24	5	1,90	1,10	0,05	19,50	2,99	26,76	13,80	0,50	0,09	1,57	0,28	3,10	NO
61902	15	28	7	4,36	2,24	0,10	21,50	3,14	25,49	14,30	0,50	0,15	0,80	0,31	2,45	SI

### 6.2. RODAMIENTO EJE ENTRADA DERECHO

MODELO	d	D	b	C	C <sub>0</sub>	P <sub>U</sub>	Dm	K	v <sub>1</sub>	f <sub>0</sub>	η <sub>c</sub>	η <sub>c</sub> *P <sub>U</sub> /F <sub>eq</sub>	f <sub>0</sub> *F <sub>a</sub> /C <sub>0</sub>	F <sub>eq</sub>	C*	VÁLIDO
16101	12	30	8	5,07	2,36	0,10	21,00	3,10	25,79	13,00	0,50	0,16	0,69	0,31	2,40	SI
4201 ATN9	12	32	14	10,60	6,20	0,26	22,00	3,18	25,20	12,20	0,50	0,34	0,25	0,39	1,98	SI
6001	12	28	8	5,40	2,36	0,10	20,00	3,03	26,42	13,00	0,50	0,16	0,69	0,31	2,40	SI
61801	12	21	5	1,74	0,92	0,04	16,50	2,75	29,09	13,40	0,50	0,07	1,83	0,26	3,20	NO
61901	12	24	6	2,91	1,46	0,06	18,00	2,87	27,85	14,50	0,50	0,11	1,24	0,28	2,92	NO

### 6.3. RODAMIENTO EJE INTERMEDIO IZQUIERDO

MODELO	d	D	b	C	C <sub>0</sub>	P <sub>U</sub>	Dm	K	v <sub>1</sub>	f <sub>0</sub>	η <sub>c</sub>	η <sub>c</sub> *P <sub>U</sub> /F <sub>eq</sub>	f <sub>0</sub> *F <sub>a</sub> /C <sub>0</sub>	F <sub>eq</sub>	C*	VÁLIDO
16003	17	35	8	6,37	3,25	0,14	26,00	1,84	43,42	14,00	0,50	0,22	0,54	0,31	1,78	SI
4203 ATN9	17	40	16	14,80	9,50	0,41	28,50	1,93	41,47	13,10	0,50	0,52	0,17	0,39	1,47	SI
6003	17	35	10	6,37	3,25	0,14	26,00	1,84	43,42	14,00	0,50	0,22	0,54	0,31	1,78	SI
61803	17	26	5	2,03	1,27	0,05	21,50	1,68	47,74	14,10	0,50	0,10	1,39	0,26	2,37	NO
61903	17	30	7	4,62	2,55	0,11	23,50	1,75	45,67	14,70	0,50	0,19	0,72	0,28	1,71	SI

### 6.4. RODAMIENTO EJE INTERMEDIO DERECHO

MODELO	d	D	b	C	C <sub>0</sub>	P <sub>U</sub>	Dm	K	v <sub>1</sub>	f <sub>0</sub>	η <sub>c</sub>	η <sub>c</sub> *P <sub>U</sub> /F <sub>eq</sub>	f <sub>0</sub> *F <sub>a</sub> /C <sub>0</sub>	F <sub>eq</sub>	C*	VÁLIDO
16003	17	35	8	6,37	3,25	0,14	26,00	1,84	43,42	14,00	0,50	0,11	1,15	0,62	5,50	SI
4203 ATN9	17	40	16	14,80	9,50	0,41	28,50	1,93	41,47	13,10	0,50	0,27	0,37	0,74	3,55	SI
6003	17	35	10	6,37	3,25	0,14	26,00	1,84	43,42	14,00	0,50	0,11	1,15	0,62	5,50	SI
61803	17	26	5	2,03	1,27	0,05	21,50	1,68	47,74	14,10	0,50	0,05	2,96	0,52	6,00	NO
61903	17	30	7	4,62	2,55	0,11	23,50	1,75	45,67	14,70	0,50	0,09	1,54	0,60	5,50	NO

### 6.5. RODAMIENTO EJE SALIDA IZQUIERDO

MODELO	d	D	b	C	C <sub>0</sub>	P <sub>U</sub>	Dm	K	v <sub>1</sub>	f <sub>0</sub>	η <sub>c</sub>	η <sub>c</sub> *P <sub>U</sub> /F <sub>eq</sub>	f <sub>0</sub> *F <sub>a</sub> /C <sub>0</sub>	F <sub>eq</sub>	C*	VÁLIDO
16004	20	42	8	7,28	4,05	0,17	31,00	0,95	84,32	14,90	0,50	0,14	0,98	0,62	4,14	SI
4204 ATN9	20	47	18	17,80	12,50	0,53	33,50	0,99	81,11	13,70	0,50	0,36	0,29	0,74	2,74	SI
6004	20	42	12	9,95	5,00	0,21	31,00	0,95	84,32	14,00	0,50	0,16	0,75	0,67	4,35	SI
61804	20	32	7	4,03	2,32	0,10	26,00	0,87	92,07	14,50	0,50	0,09	1,66	0,60	4,91	NO
61904	20	37	9	6,37	3,65	0,16	28,50	0,91	87,94	14,70	0,50	0,13	1,07	0,62	4,48	SI

### 6.6. RODAMIENTO EJE SALIDA DERECHO

MODELO	d	D	b	C	C <sub>0</sub>	P <sub>U</sub>	Dm	K	v <sub>1</sub>	f <sub>0</sub>	η <sub>c</sub>	η <sub>c</sub> *P <sub>U</sub> /F <sub>eq</sub>	f <sub>0</sub> *F <sub>a</sub> /C <sub>0</sub>	F <sub>eq</sub>	C*	VÁLIDO
16005	25	47	8	8,06	4,75	0,21	36,00	1,02	78,24	15,00	0,50	0,16	0,84	0,67	4,04	SI
4205 ATN9	25	52	18	19,00	14,60	0,62	38,50	1,06	75,66	14,30	0,50	0,42	0,26	0,74	2,25	SI
6005	25	47	12	11,90	6,55	0,28	36,00	1,02	78,24	14,00	0,50	0,21	0,57	0,67	3,61	SI
61805	25	37	7	4,36	2,60	0,13	31,00	0,95	84,32	14,20	0,50	0,10	1,45	0,60	4,56	NO
61905	25	42	9	7,02	4,30	0,19	33,50	0,99	81,11	14,70	0,50	0,16	0,91	0,62	3,91	SI

## 7. CHAVETAS

Las chavetas se encargarán de transmitir la potencia entre los ejes y los engranajes, al mismo tiempo que los unen. Para el cálculo de las mismas se empleará la norma DIN 6885 que establece sus dimensiones en función del diámetro de los ejes. Además de indicar el tamaño del chavetero tanto en el engranaje como en el eje.



**DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA  
TRANSFERENCIA DE POTENCIA EN UNA MÁQUINA DE  
BAYETAS**

**ANEXO 2: TABLAS,  
DATOS Y FORMULARIOS**

Trabajo Final del Grado de Ingeniería Mecánica

Autor: ALEJANDRO VILAPLANA PASCUAL

Tutor: ENRIQUE NADAL SORIANO

Curso: 2020-2021

## ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	3
2. FORMULARIO DE TRANSMISIONES .....	3
3. FORMULARIO FUERZAS .....	7
4. FORMULARIO RODAMIENTOS.....	8
5. DATOS DE LOS RODAMIENTOS SELECCIONADOS .....	9
5.1. RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 16002 .....	9
5.2. RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 16101 .....	10
5.3. RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 16003 .....	11
5.4. RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 16004 .....	12
5.5. RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 16005 .....	13
6. DATOS DE LOS RETENES .....	14
6.1. 15X32X7 CRW1 R.....	14
6.2. 25X47X10 HMS5 RG .....	14
7. DATOS ALTERNATIVAS MATERIALES .....	15
8. DATOS CHAVETAS SEGÚN DIN 6885 .....	16
9. DATOS ANILLOS DE SEGURIDAD SEGÚN DIN 471 .....	17
10. DATOS TORNILLOS SEGÚN DIN 933 .....	18
11. DATOS ARANDELAS DE APRIETE SEGÚN DIN 127 B .....	18
12. DATOS LUBRICANTES .....	19

# 1. INTRODUCCIÓN

En este anexo se recogerán todas las tablas, fórmulas y datos que han sido necesarias para la realización de los cálculos del reductor.

## 2. FORMULARIO DE TRANSMISIONES

### Geometría del dentado helicoidal:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad \operatorname{sen} \beta_b = \operatorname{sen} \beta \cdot \cos \alpha_n \quad \varepsilon_\beta = \frac{L}{p_t} = \frac{b \cdot \operatorname{sen} \beta}{\pi \cdot m_n}$$

### Interferencia: dientes rectos

Z1	Z2 max
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309

Tallado con cremallera:

$$z_{min} = \frac{2}{\operatorname{sen}^2 \alpha}$$

Dentado helicoidal tallado con cremallera:

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

### Tensión de cálculo a presión superficial:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}} \quad (N/mm^2) \quad \text{Coeficiente de seguridad: } X_H = \left( \frac{s_{HP}}{\sigma_H} \right)^2$$

- Coeficiente geométrico:  $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\operatorname{sen} \alpha_t \cdot \cos \alpha_t}}$

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

	Módulo de Young E (N/mm <sup>2</sup> )	Coeficiente de Poisson ν
Acero	206.000	0.30
Fundición Gris	118.000	0.26
F. maleable	173.000	0.28
F. Grafito esferoidal	173.000	0.28

- Coef. de conducción; rectos:  $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$  helicoidales con  $\epsilon_\beta < 1$ :  $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha \cdot (1 - \epsilon_\beta) + \epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$

helicoidales con  $\epsilon_\beta \geq 1$ :  $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$

siendo  $\epsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos \alpha_i} \left[ \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \text{sen}^2 \alpha_i + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \text{sen}^2 \alpha_i + y_2^2 + z_2 y_2} - \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right) \text{sen} \alpha_i \right]$

- Coeficiente de ángulo de hélice:  $Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos \beta}}$

**Tensión de cálculo a flexión del diente:**

$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{Fa} Y_\epsilon Y_{sa} Y_\beta Y_B K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}$  Coeficiente de seguridad:  $X_F = \frac{s_{FP}}{\sigma_F}$

- Coeficiente de forma:

para  $z_v \leq 400$   $Y_{Fa} = 38,18 \cdot z_v^{-1,29} + 2,11$   
 para  $z_v > 400$   $Y_{Fa} = 2,07$

- Coeficiente de conducción:  $Y_\epsilon = 0,25 + \left( \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \right)$

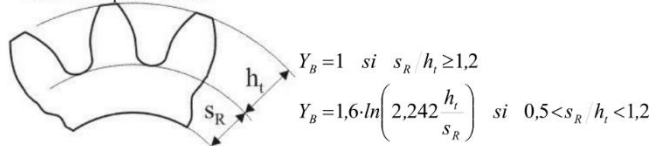
- Coeficiente de concentración de tensiones:

para  $z_v \leq 200$   $Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(z_v)$   
 para  $z_v > 200$   $Y_{sa} = 2,383$

- Factor de inclinación:  $Y_{\beta min} = 1 - 0,25 \epsilon_\beta$  ( $\beta > 30^\circ$ ) donde si  $\epsilon_\beta > 1$  se toma  $\epsilon_\beta = 1$

$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \left( \frac{\beta}{120^\circ} \right)$  ( $\beta < 30^\circ$ )

- Factor de espesor de aro:



- 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

Características de la máquina motriz	Máquina
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo
Choques ligeros	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con frecuentes arranques
Choques moderados	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques fuertes	Motor de combustión interna monocilíndrico

Características de la máquina arrastrada	Máquina
Uniforme	Alternador, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques ligeros	Mecanismos de rotación de grúas, ventiladores de minería, mezcladoras de materias no homogéneas, compresores de cilindros múltiples
Choques moderados	Extrusoras de goma, mezcladoras de materia no homogénea, compresor monocil.
Choques importantes	Transmisiones de excavadoras, prensas, cizallas, molinos de bolas

- Coeficiente dinámico  $K_V$ :

$$K_v = 1 + \left( \frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}}$$

Si  $\frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \leq 0,2 m/s$   $K_3 = 2,0$

Si  $\frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0,2 m/s$   $K_3 = -0,357 \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2,071$

Donde:

$V$  velocidad en m/s

Si  $K_A \cdot F_t/b < 100 N/mm$  se introduce 100

$K_2$  dientes rectos = 0,0193 – helicoidales = 0,0087

$K_{3 \min} = 1$

Si  $\varepsilon_\beta < 1$  interpolar entre rectos y helicoidales:

$$K_v = K_{v\alpha} - \varepsilon_\beta \cdot (K_{v\alpha} - K_{v\beta})$$

QISO	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
$K_1$ helicoidales	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9

- Coeficiente de distribución de carga longitudinal  $K_{F\beta H\beta}$ :  $K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F}$  con  $N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$

Tipo de ajuste de los engranajes en el proceso de fabricación/montaje:

a) Se montan los engranajes sin ajustes ni rodaje posterior

b,c) Se ajustan durante el montaje, por ejemplo árboles regulables. Se someten a rodaje

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$$

QISO	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / rectific.		
		$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_1$	$H_2$	$H_3$
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	-	-	-

- Coeficientes de distribución de carga transversal  $K_{Fa}$  y  $K_{Ha}$

1. Para índice de calidad ISO 6 o mejor (menor):  $K_{Ha} = K_{Fa} = 1$

2. Para peores índices de calidad (ISO 7 o 8)  $K_{Ha} = K_{Fa}$  obtenidos en la siguiente tabla:

QISO	7	8
Diente recto endurecido superficialmente	1,0	1,1
Diente helicoidal endurecido superficialmente	1,1	1,2
Diente recto no endurecido superficialmente	1,0	1,0
Diente helicoidal no endurecido superficialmente	1,0	1,1

**Criterio de dimensionado:**

$$X_F > X_H \geq X$$

m	0.5	0.6	0.8	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
---	-----	-----	-----	---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

módulos normalizados

Comprobaciones:

$b > 2 \cdot d_1 \Rightarrow$  seleccionar un material con mejores características y repetir cálculos

$b < d_1 \Rightarrow$  seleccionar un material con peores características y repetir cálculos

**Lubricación de Engranajes cilíndricos**

- Método United (se obtiene la viscosidad a 38°C)

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \quad \text{donde } F_t \text{ (N), } b \text{ (mm), } d_1 \text{ (mm)}$$

Para temperatura ambiente entre 10 y 25 °C; con  $K(N/mm^2)$ ,  $v_i$  (m/s),  $d_1$  (mm),  $\mu$  (cSt).

si  $2.5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$  y  $v_t \leq 20$

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

si  $2.5 \cdot 10^{-3} \leq K/v_t \leq 20$  y  $v_t > 20$

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

Para temperatura ambiente superior a 25 °C, se aumenta un 10% la viscosidad por cada tramo de 2,5 °C

- Método de la norma ANSI/AGMA 9005-E02

Temperatura de trabajo usualmente 45 °C superior a la del ambiente.

Temp °C	Velocidad tangencial en m/s							
	1,0 – 2,5	2,5	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0
10	32							
15	46	32						
20	68	46	32					
25	68	46	32					
30	100	68	46	32				
35	100	100	68	46	32			
40	150	100	68	46	32	32	32	
45	220	150	100	68	46	46	32	32
50	320	220	150	100	46	46	46	32
55	460	220	150	100	68	68	68	46
60	460	320	220	150	68	68	68	46
65	680	460	320	220	150	100	100	68
70	1000	680	320	220	150	100	100	68
75	1500	680	460	320	220	150	150	100
80	2200	1000	680	460	220	220	220	150
85	3200	1500	1000	460	320	220	220	150
90	3200	2200	1000	680	460	320	320	220
95		3200	1500	1000	460	460	320	220
100		3200	2200	1000	680	460	460	320

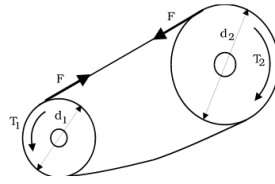
Tabla 5.3 Grado de viscosidad ISO a partir de la temperatura de trabajo del lubricante, aceites con índice de viscosidad 90

### 3. FORMULARIO FUERZAS

Esfuerzos ocasionados sobre ejes por elementos de transmisión:  $T_1$  par motor aplicado sobre el eje  
 $T_2$  par resistente.

Transmisión por cadena:

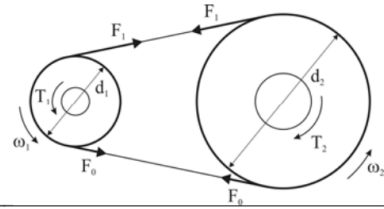
$$F = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$



Transmisión por correa de fricción:

$$F_1 - F_0 = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$

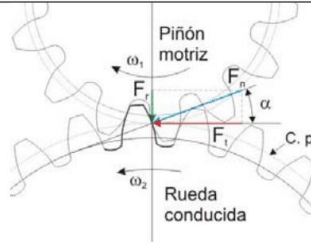
$$F_1 + F_0 = 2 \cdot F_p$$



Engranajes cilíndricos dientes rectos

$$F_t = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$$



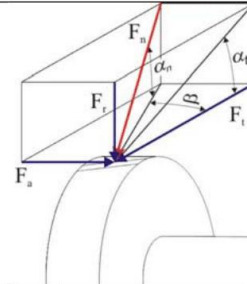
Engranajes cilíndricos helicoidales:

$$F_t = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_t$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \beta$$



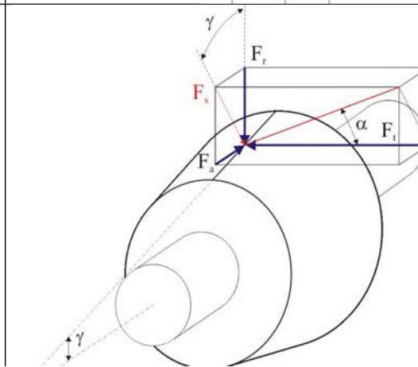
Engranaje cónico de dientes rectos:

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

$$(F_s = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha)$$

$$F_a = F_s \cdot \operatorname{sen} \gamma$$

$$F_r = F_s \cdot \operatorname{cos} \gamma$$



Calculando con Goodman en un eje de acero dúctil:  $\frac{S_u}{X} = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot M_m}{\pi \cdot d^3} + \frac{S_u}{S_N} \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{(k_k^f \cdot M_a)^2 + \frac{3}{4} \cdot (k_f^t \cdot T_a)^2}$

Sin axiales:  $d = \left( \frac{32 \cdot X}{\pi} \left( \frac{M_m}{S_u} + \frac{1}{S_N} \sqrt{(k_k^f \cdot M_a)^2 + \frac{3}{4} \cdot (k_f^t \cdot T_a)^2} \right) \right)^{\frac{1}{3}}$

Sin  $M_m$  ni  $T_a$ :  $d = \left( \frac{32 \cdot X \cdot k_k^f \cdot M_a}{\pi \cdot S_N} \right)^{\frac{1}{3}}$

Otras consideraciones de diseño

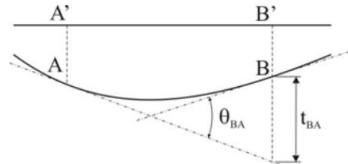
Rigidez torsional

Deflexión torsional  $< 1^\circ$  en una longitud de  $20 \cdot d$  (máx  $2^\circ/\text{m}$ )

El giro entre dos secciones se calcula como:  $\theta = \frac{TL}{JG}$  y si la sección es circular:  $\theta = \frac{32 \cdot TL}{\pi d^4 G}$

Deformaciones laterales por flexión (teoremas de Mohr)

$$\theta_{BA} = \theta_B - \theta_A = \int_A^B \frac{M}{E \cdot I} dx \quad t_{BA} = \int_A^B (x_B - x) \frac{M}{E \cdot I} dx$$



## 4. FORMULARIO RODAMIENTOS

Fallo bajo carga estática: fuerza estática equivalente  $F_0 = x_0 \cdot F_{0r} + y_0 \cdot F_{0a}$

Para rígidos de bolas: Si  $F_{0a} \leq 0.8 \cdot F_{0r} \Rightarrow F_0 = F_{0r}$

Si  $F_{0a} > 0.8 \cdot F_{0r} \Rightarrow F_0 = 0.6 \cdot F_{0r} + 0.5 \cdot F_{0a}$

Condiciones de funcionamiento	Coeficiente de seguridad estática $X_0$	
	Rodillos	Bolas
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos poco severos para la suavidad de marcha	$\geq 1.0$	$\geq 0.5$
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos más elevados para la suavidad de marcha	$\geq 2.0$	$\geq 1.0$
Funcionamiento con considerables cargas de impacto o choques	$\geq 3.0$	$\geq 2.0$
Rodadura con elevados requisitos de precisión de rotación y suavidad de marcha	$\geq 4.0$	$\geq 3.0$

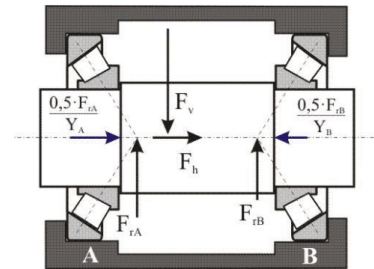
Fuerza equivalente:

**rígidos de bolas:**  $F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$

$f_0 F_a / C_0$	$e$	$F_a / F_r > e$	
		$x$	$y$
0.172	0.19	0.56	2.30
0.345	0.22	0.56	1.99
0.689	0.26	0.56	1.71
1.03	0.28	0.56	1.55
1.38	0.30	0.56	1.45
2.07	0.34	0.56	1.31
3.45	0.38	0.56	1.15
5.17	0.42	0.56	1.04
6.89	0.44	0.56	1.00

Tabla 1.- Factores de carga radial equivalente para **rodamientos rígidos de bolas**

**Rodillos cónicos:**  $F_{eq} = F_r$  si  $F_a / F_r < e$   
 $F_{eq} = 0.4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$  si  $F_a / F_r > e$



Empuje axial generado por la carga radial =  $0.5 \cdot F_r / Y$

Cálculo de la vida del rodamiento

$q=3$  en rodamientos de contacto puntual y  $q=10/3$  para contacto lineal

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

Factores de corrección de vida:  $L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10}$

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

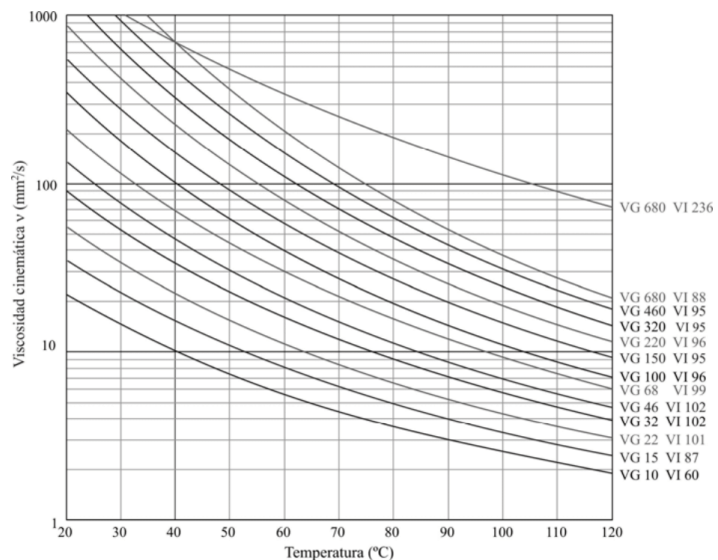
Tabla 1.- Factor corrector por fiabilidad:  $a_1$

Relación de viscosidades

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

Relación entre viscosidad y temperatura del lubricante:

$$\log(\log(\nu + 0.7)) = A - B \cdot \log(T) \quad \nu = 10^{10(A - B \cdot \log(T)) - 0.7}$$

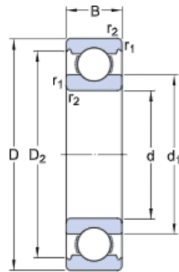




## 5. DATOS DE LOS RODAMIENTOS SELECCIONADOS

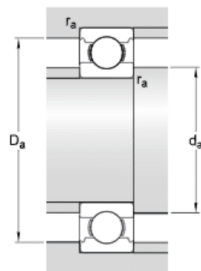
### 5.1. RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 16002

Especificación técnica



#### DIMENSIONES

d	15 mm	Diámetro del agujero
D	32 mm	Diámetro exterior
B	8 mm	Ancho
d1	≈20.5 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D2	≈28.2 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
r1,2	min.0.3 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior



#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

da	min.17 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	max.30 mm	Diámetro del resalte del soporte
ra	max.0.3 mm	Radio de acuerdo

#### DATOS DEL CÁLCULO

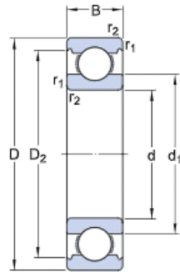
C	5.85 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C <sub>0</sub>	2.85 kN	Capacidad de carga estática básica
P <sub>u</sub>	0.12 kN	Carga límite de fatiga
	50 000 r/min	Velocidad de referencia
	32 000 r/min	Velocidad límite
k <sub>r</sub>	0.02	Factor de cálculo
f <sub>0</sub>	14	Factor de cálculo

#### MASA

0.027 kg	Rodamiento de masa
----------	--------------------

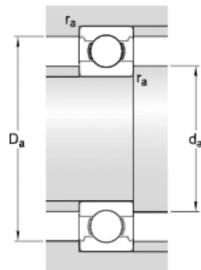
## 5.2. RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 16101

### Especificación técnica



#### DIMENSIONES

d	12 mm	Diámetro del agujero
D	30 mm	Diámetro exterior
B	8 mm	Ancho
d1	≈17 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D2	≈24.72 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
r1,2	min.0.3 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior



#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

da	min.14.4 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	max.27.6 mm	Diámetro del resalte del soporte
ra	max.0.3 mm	Radio de acuerdo

#### DATOS DEL CÁLCULO

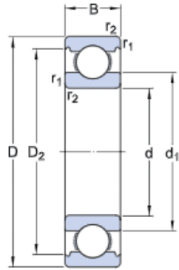
C	5.07 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C <sub>0</sub>	2.36 kN	Capacidad de carga estática básica
P <sub>u</sub>	0.1 kN	Carga límite de fatiga
	60 000 r/min	Velocidad de referencia
	38 000 r/min	Velocidad límite
k <sub>r</sub>	0.025	Factor de cálculo
f <sub>0</sub>	13	Factor de cálculo

#### MASA

0.026 kg	Rodamiento de masa
----------	--------------------

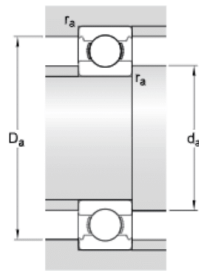
### 5.3. RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 16003

#### Especificación técnica



#### DIMENSIONES

d	17 mm	Diámetro del agujero
D	35 mm	Diámetro exterior
B	8 mm	Ancho
d1	≈23 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D2	≈31.2 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
r1,2	min.0.3 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior



#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

da	min.19 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	max.33 mm	Diámetro del resalte del soporte
ra	max.0.3 mm	Radio de acuerdo

#### DATOS DEL CÁLCULO

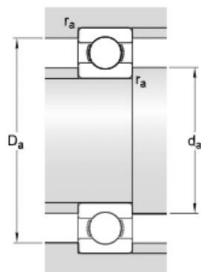
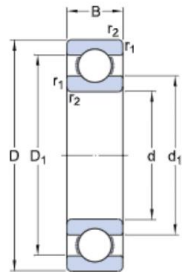
C	6.37 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C <sub>0</sub>	3.25 kN	Capacidad de carga estática básica
P <sub>u</sub>	0.137 kN	Carga límite de fatiga
	45 000 r/min	Velocidad de referencia
	28 000 r/min	Velocidad límite
k <sub>r</sub>	0.02	Factor de cálculo
f <sub>0</sub>	14	Factor de cálculo

#### MASA

0.031 kg	Rodamiento de masa
----------	--------------------

## 5.4. RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 16004

### Especificación técnica



#### DIMENSIONES

d	20 mm	Diámetro del agujero
D	42 mm	Diámetro exterior
B	8 mm	Ancho
d1	≈27.25 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D1	≈34.3 mm	Diámetro del resalte del aro exterior/diámetro interior de la arandela del soporte
r1,2	min.0.3 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior

da	min.22 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	max.40 mm	Diámetro del resalte del soporte
ra	max.0.3 mm	Radio de acuerdo

#### DATOS DEL CÁLCULO

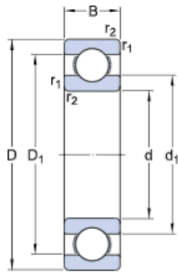
C	7.28 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C <sub>0</sub>	4.05 kN	Capacidad de carga estática básica
P <sub>u</sub>	0.173 kN	Carga límite de fatiga
	38 000 r/min	Velocidad de referencia
	24 000 r/min	Velocidad límite
k <sub>r</sub>	0.02	Factor de cálculo
f <sub>0</sub>	14.9	Factor de cálculo

#### MASA

0.051 kg	Rodamiento de masa
----------	--------------------

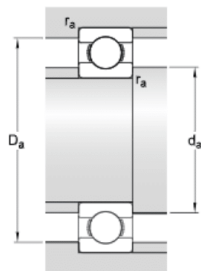
## 5.5. RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 16005

### Especificación técnica



#### DIMENSIONES

d	25 mm	Diámetro del agujero
D	47 mm	Diámetro exterior
B	8 mm	Ancho
d1	≈33.35 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D1	≈40.4 mm	Diámetro del resalte del aro exterior/diámetro interior de la arandela del soporte
r1,2	min.0.3 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior



#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

da	min.27 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	max.45 mm	Diámetro del resalte del soporte
ra	max.0.3 mm	Radio de acuerdo

#### DATOS DEL CÁLCULO

C	8.06 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C <sub>0</sub>	4.75 kN	Capacidad de carga estática básica
P <sub>u</sub>	0.212 kN	Carga límite de fatiga
	32 000 r/min	Velocidad de referencia
	20 000 r/min	Velocidad límite
k <sub>r</sub>	0.02	Factor de cálculo
f <sub>0</sub>	15	Factor de cálculo

#### MASA

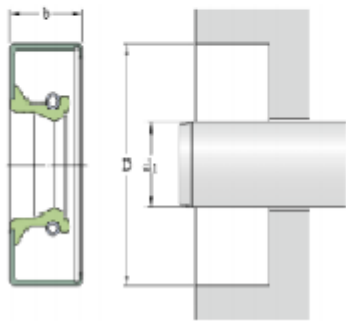
0.055 kg	Rodamiento de masa
----------	--------------------

## 6. DATOS DE LOS RETENES

### 6.1. 15X32X7 CRW1 R

#### Especificación técnica

Metal-cased with sealant coating on the outside diameter	Tipo de diámetro exterior
Nitrile rubber (NBR)	Material del labio
CRW1	Diseño de los sellos



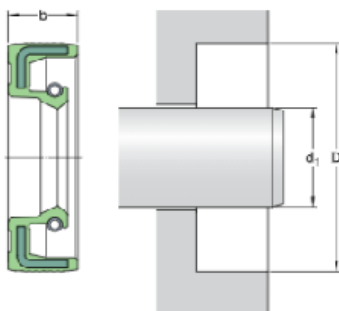
#### DIMENSIONES

$d_1$	15 mm	Diámetro del eje
D	32 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	7 mm	Ancho del sello

### 6.2. 25X47X10 HMS5 RG

#### Especificación técnica

Rubber metal reinforced	Tipo de diámetro exterior
Nitrile rubber (NBR)	Material del labio
HMS5	Diseño de los sellos
ISO 6194, DIN 3760	Cumplimiento con el estándar



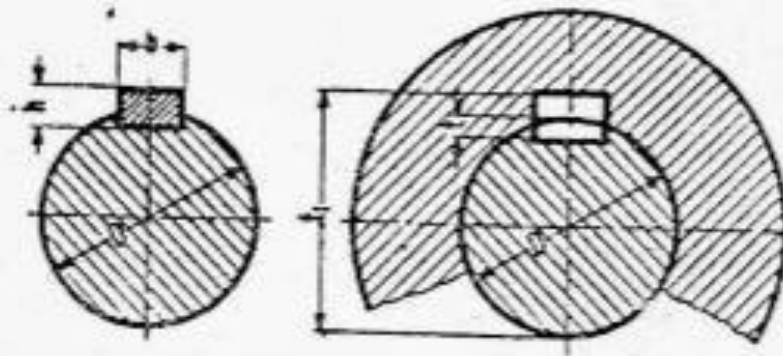
#### DIMENSIONES

$d_1$	25 mm	Diámetro del eje
D	47 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	10 mm	Ancho del sello

## 7. DATOS ALTERNATIVAS MATERIALES

MATERIAL (tabla iso 6336-5)	Denominación	S <sub>u</sub> (N/mm <sup>2</sup> ) min - max	S <sub>y</sub> (N/mm <sup>2</sup> ) min - max	Dureza superficial
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 F 1522 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 nitrocarburización (NV)				HV 300-650

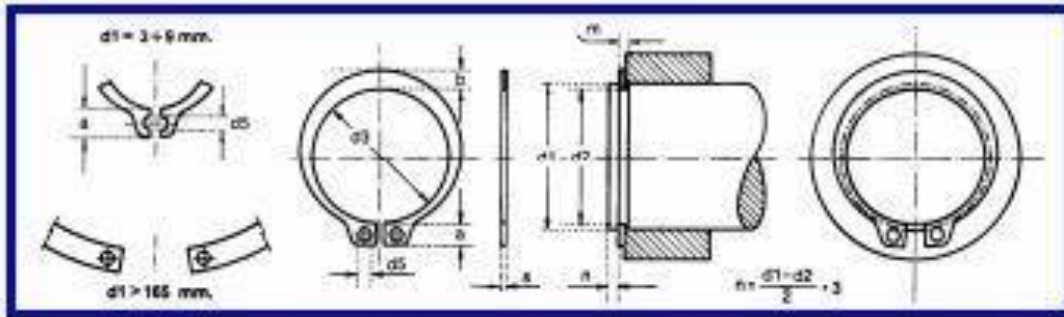
## 8. DATOS CHAVETAS SEGÚN DIN 6885



EJE Grupos de diámetros D mm	CHAVETA b × h mm	CHAVETEROS	
		t mm	t <sub>1</sub> mm
de 10 a 12	4 × 4	2,5	D + 1,7
más de 12 a 17	5 × 5	3	D + 2,2
más de 17 a 22	6 × 6	3,5	D + 2,7
más de 22 a 30	8 × 7	4	D + 3,2
más de 30 a 38	10 × 8	4,5	D + 3,7
más de 38 a 44	12 × 8	4,5	D + 3,7
más de 44 a 50	14 × 9	5	D + 4,2
más de 50 a 58	16 × 10	5	D + 5,2
más de 58 a 68	18 × 11	6	D + 5,3
más de 68 a 78	20 × 12	6	D + 6,3
más de 78 a 92	24 × 14	7	D + 7,3
más de 92 a 110	28 × 16	8	D + 8,3
más de 110 a 130	32 × 18	9	D + 9,3
más de 130 a 150	36 × 20	10	D + 10,3
más de 150 a 170	40 × 22	11	D + 11,3
más de 180 a 200	45 × 25	13	D + 12,3
más de 200 a 230	50 × 29	14	D + 14,3
más de 230 a 260	55 × 30	15	D + 15,3
más de 260 a 290	60 × 32	16	D + 16,4
más de 290 a 330	70 × 36	18	D + 18,4
más de 330 a 380	80 × 40	20	D + 20,4
más de 380 a 440	90 × 45	23	D + 22,4
más de 440 a 500	100 × 55	25	D + 25,4

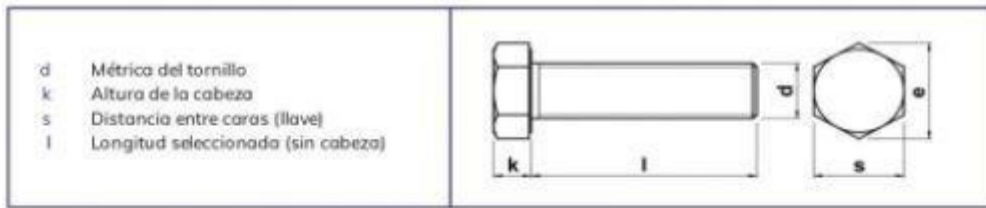


## 9. DATOS ANILLOS DE SEGURIDAD SEGÚN DIN 471



Med. Nom.	ANILLO						RANURA		
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a =	b =	d5 Min.	d2	Tolerancia d2
3	0,4	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	2,8	-0,04	0,50
4		3,7		2,2	0,9		3,8		
5	0,6	4,7	+0,06 -0,18	2,5	1,1	1,2	4,8	-0,06	0,70
6	0,7	5,6		2,7	1,3		5,7		
7	0,8	6,5	+0,10 -0,36	3,1	1,4	1,5	6,7	-0,11	0,90
8		7,4		3,2	1,5		7,6		
9	1,0	8,4	+0,13 -0,42	3,3	1,7	1,7	8,6	-0,15	1,10
10		9,3			3,8		2,3		
11	1,0	10,2	+0,21 -0,42	3,4	2,0	1,7	10,5	-0,21	1,30
12		11,0			3,6		2,1		
13	1,2	11,9	+0,25 -0,50	3,6	2,2	2,0	12,4	-0,25	1,60
14		12,9		3,7	2,2		13,4		
15	1,2	13,8	+0,25 -0,50	3,7	2,3	2,0	14,3	-0,25	1,85
16		14,7		3,8	2,4		15,2		
17	1,5	15,7	+0,25 -0,50	3,9	2,4	2,5	16,2	-0,25	1,85
18		16,5		4,0	2,6		17,0		
19	1,5	17,5	+0,25 -0,50	4,0	2,6	2,5	18,0	-0,25	1,85
20		18,5		4,1	2,7		19,0		
21	1,2	19,5	+0,25 -0,50	4,1	2,7	2,0	20,0	-0,15	1,30
22		20,5		4,2	2,8		21,0		
23	1,5	21,5	+0,21 -0,42	4,2	2,8	2,0	21,0	-0,15	1,30
24		22,2		4,3	2,9		22,0		
25	1,5	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	22,9	-0,21	1,60
26		23,2		4,5	3,1		23,9		
27	1,5	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,5	24,9	-0,21	1,60
28		24,9		4,6	3,2		25,6		
29	1,75	25,9	+0,25 -0,50	4,6	3,2	2,5	25,6	-0,25	1,85
30		26,9		4,7	3,3		26,6		
31	1,5	26,9	+0,25 -0,50	4,8	3,3	2,5	27,6	-0,25	1,85
32		27,9		5,0	3,4		28,6		
33	1,5	28,6	+0,25 -0,50	5,0	3,4	2,5	28,6	-0,25	1,85
34		29,6		5,2	3,5		29,3		
35	1,75	30,5	+0,25 -0,50	5,2	3,5	2,5	30,3	-0,25	1,85
36		31,5		5,4	3,8		31,3		
37	1,75	32,2	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	32,3	-0,25	1,85
38		33,2		5,6	3,9		33,0		
39	1,75	34,2	+0,25 -0,50	5,6	4,0	2,5	34,0	-0,25	1,85
40		35,2		5,7	4,1		35,0		
41	1,75	35,2	+0,25 -0,50	5,8	4,1	2,5	35,0	-0,25	1,85
42		36,0		5,8	4,2		36,0		

## 10. DATOS TORNILLOS SEGÚN DIN 933

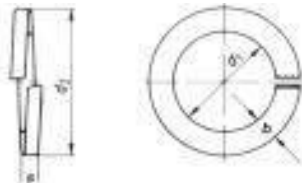


Cotas en milímetros (mm)

d	M4	M5	M6	M7	M8	M9	M10	M12	M14	M16
k	2,8	3,5	4	5	5,5	6,25	7	8	9	10
s	7	8	10	11	13	15	17	19	22	24
paso	0,7	0,8	1	1	1,25	1,25	1,5	1,75	2	2

d	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36		
k	12	13	14	15	17	19	21	22		
s	27	30	32	36	41	46	50	55		
paso	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4		

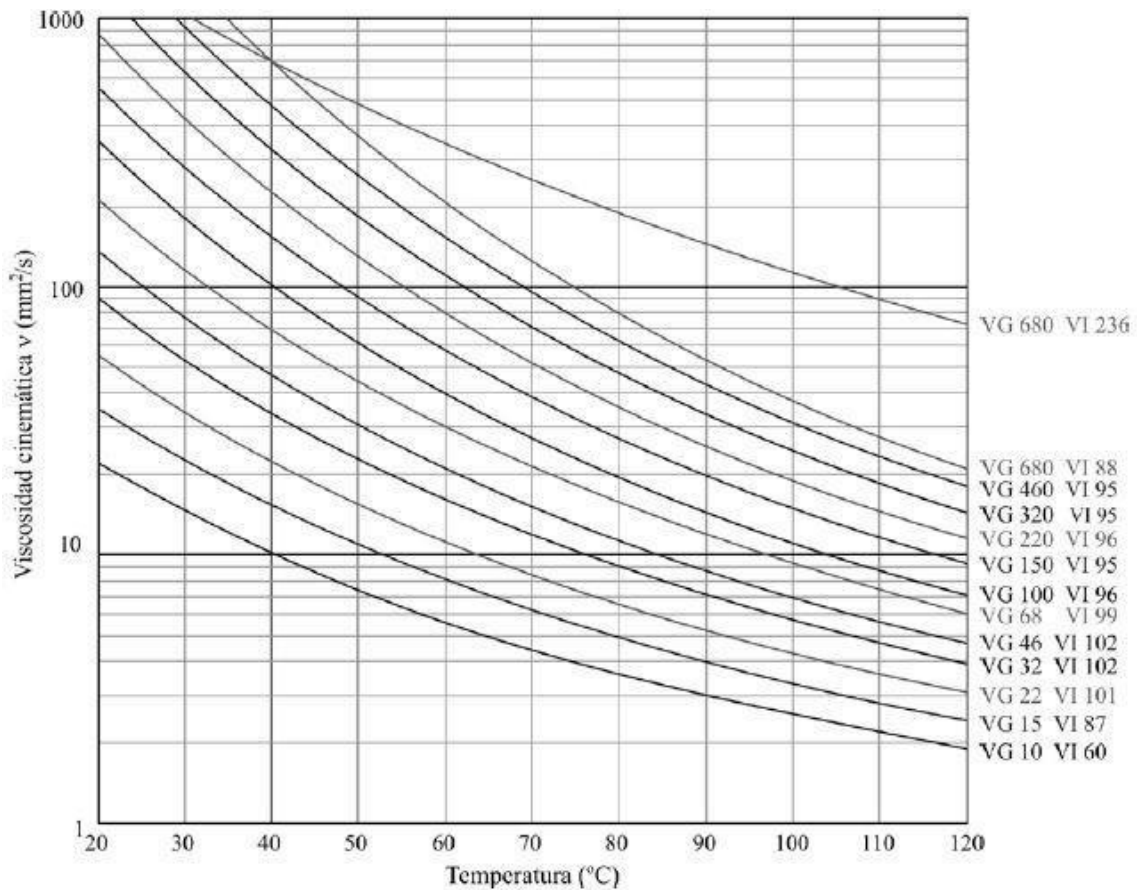
## 11. DATOS ARANDELAS DE APRIETE SEGÚN DIN 127 B



	d1	d2	b	s
2	2,1	4,4	0,9	0,5
2,5	2,6	5,1	1	0,6
3	3,1	6,2	1,3	0,8
3,5	3,6	6,7	1,3	0,8
4	4,1	7,6	1,5	0,9
5	5,1	9,2	1,8	1,2
6	6,1	11,8	2,5	1,6
8	8,1	14,8	3	2
10	10,2	18,1	3,5	2,2
12	12,2	21,1	4	2,5
14	14,2	24,1	4,5	3
16	16,2	27,4	5	3,5
18	18,2	29,4	5	3,5
20	20,2	33,6	6	4
22	22,5	35,9	6	4
24	24,5	40	7	5
27	27,5	43	7	5
30	30,5	48,2	8	6
33	33,5	55,2	10	6
36	36,5	58,2	10	6
39	39,5	61,2	10	6
42	42,5	68,2	12	7
45	45,5	71,2	12	7
48	49	75	12	7

## 12. DATOS LUBRICANTES

Grado de viscosidad	Viscosidad Cinemática media	Límites de Viscosidad Cinemática en cSt @ 40 °C	
		Mínima	Máxima
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,03
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10,0	9,00	11,00
ISO VG 15	15,0	13,50	16,50
ISO VG 22	22,0	19,80	24,20
ISO VG 32	32,0	28,80	35,20
ISO VG 46	46,0	41,40	50,60
ISO VG 68	68,0	61,20	74,80
ISO VG 100	100,0	90,00	110,00
ISO VG 150	150,0	135,00	165,00
ISO VG 220	220,0	198,00	242,00
ISO VG 320	320,0	288,00	352,00
ISO VG 460	460,0	414,00	506,00
ISO VG 680	680,0	612,00	748,00
ISO VG 1.000	1.000,0	900,00	1100,00
ISO VG 1.500	1.500,0	1.350,00	1650,00



**DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA  
TRANSFERENCIA DE POTENCIA EN UNA MÁQUINA DE  
BAYETAS**

**DOCUMENTO Nº 2:  
PLANOS**

Trabajo Final del Grado de Ingeniería Mecánica

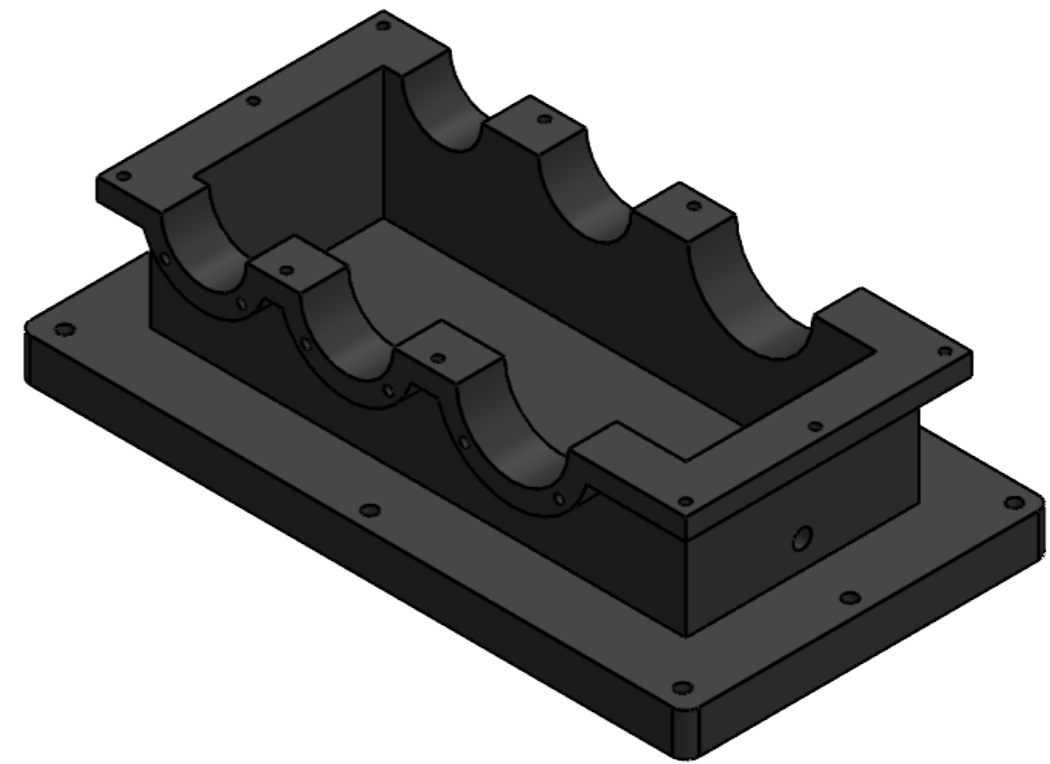
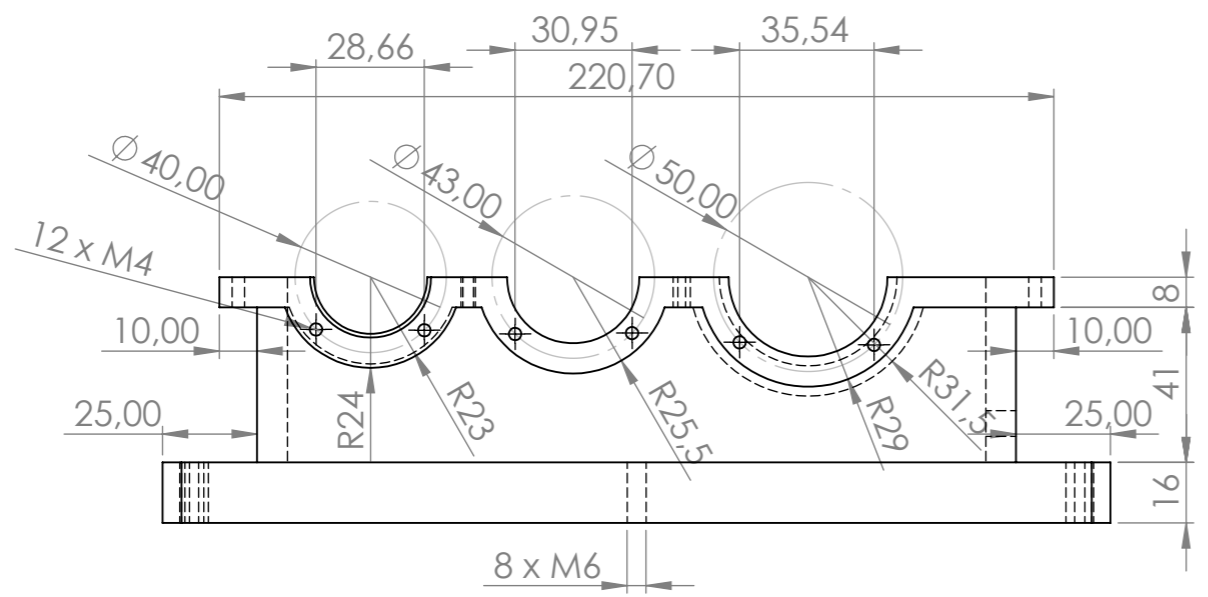
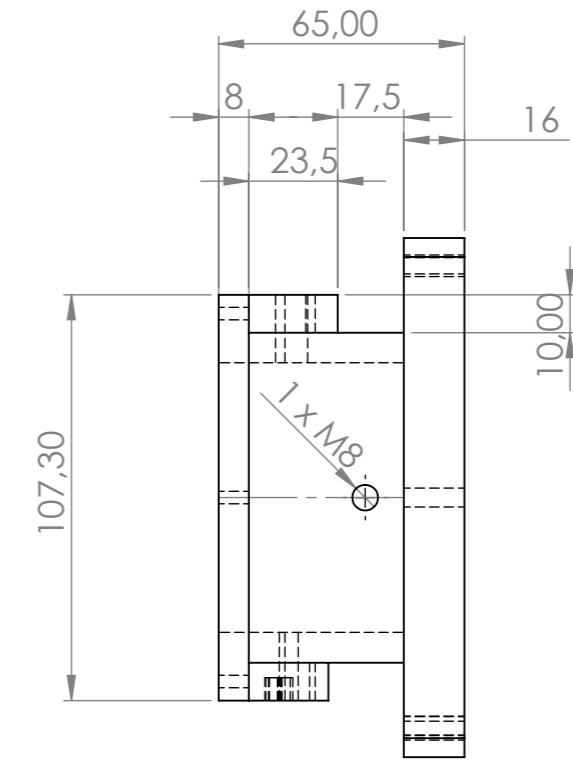
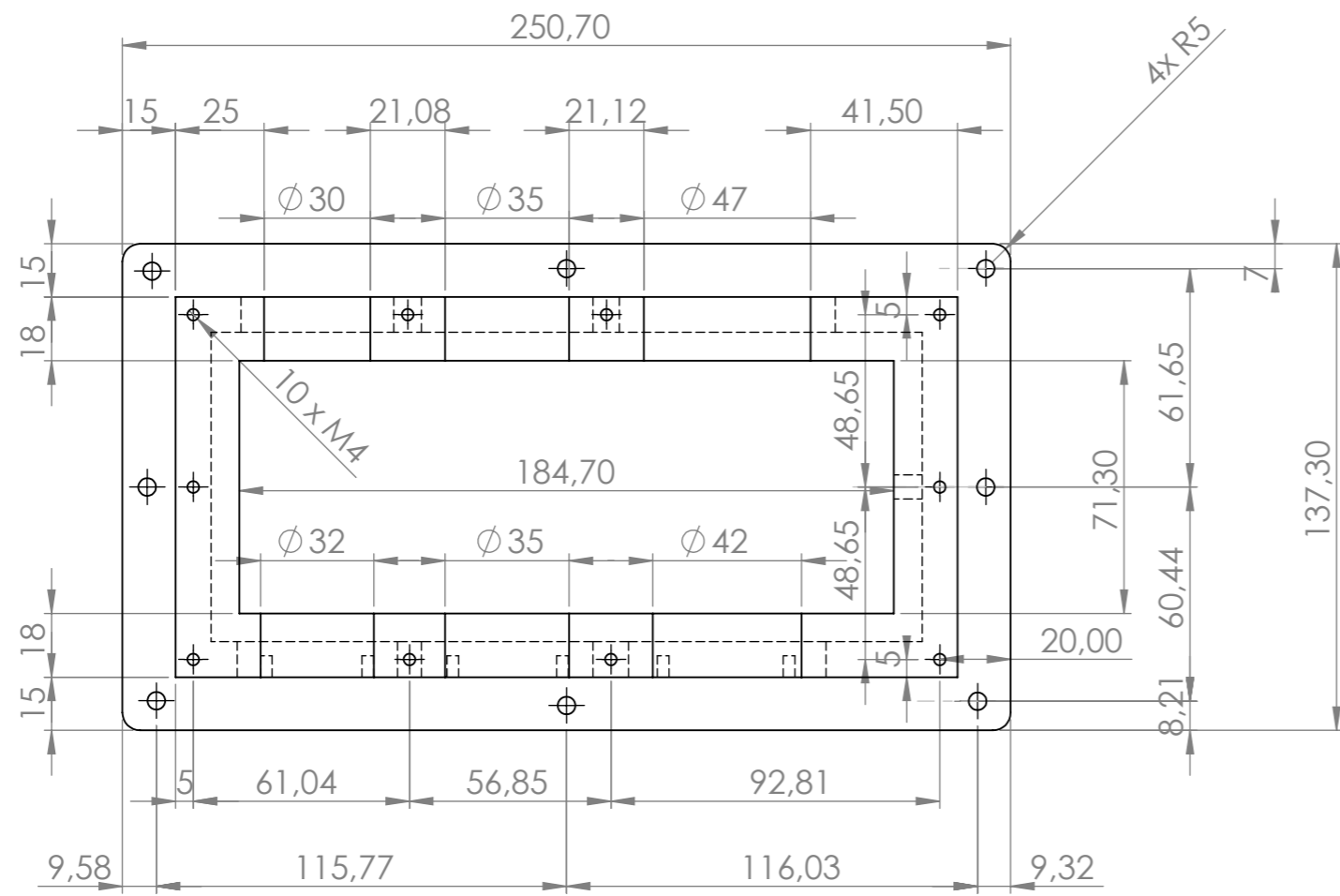
Autor: ALEJANDRO VILAPLANA PASCUAL

Tutor: ENRIQUE NADAL SORIANO

Curso: 2020-2021

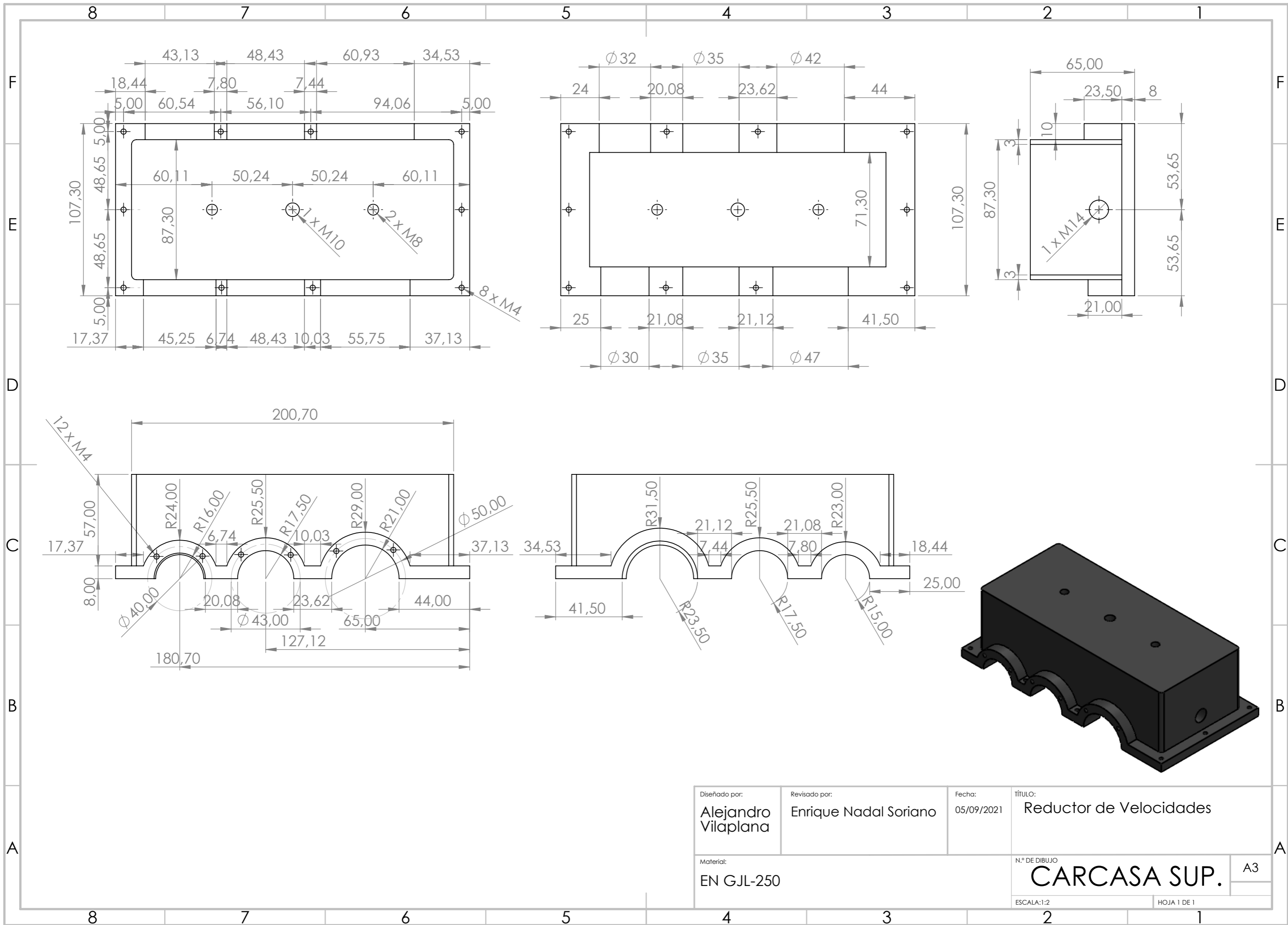
## Listado de planos

- 1) Carcasa Inferior
- 2) Carcasa Superior
- 3) Eje de Entrada
- 4) Eje Intermedio
- 5) Eje de Salida
- 6) Piñón Etapa 1
- 7) Piñón Etapa 2
- 8) Rueda Etapa 1
- 9) Rueda Etapa 2
- 10) Tapa Eje de Entrada
- 11) Tapa Trasera Eje de Entrada
- 12) Tapa Eje Intermedio
- 13) Tapa Trasera Eje de Salida
- 14) Tapa Eje de Salida

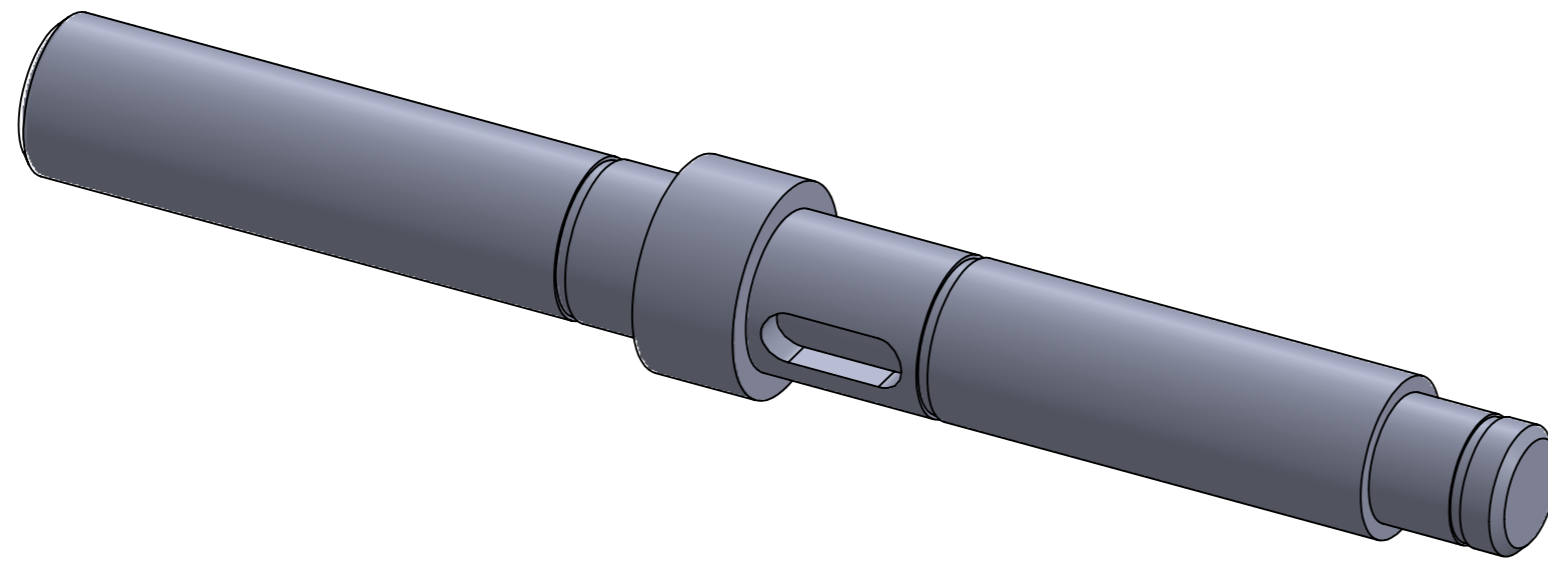
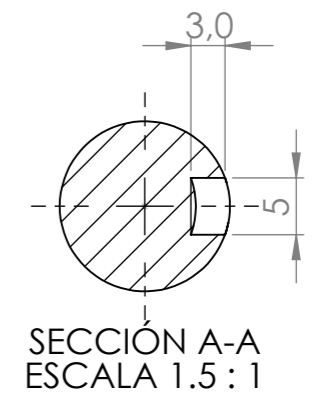
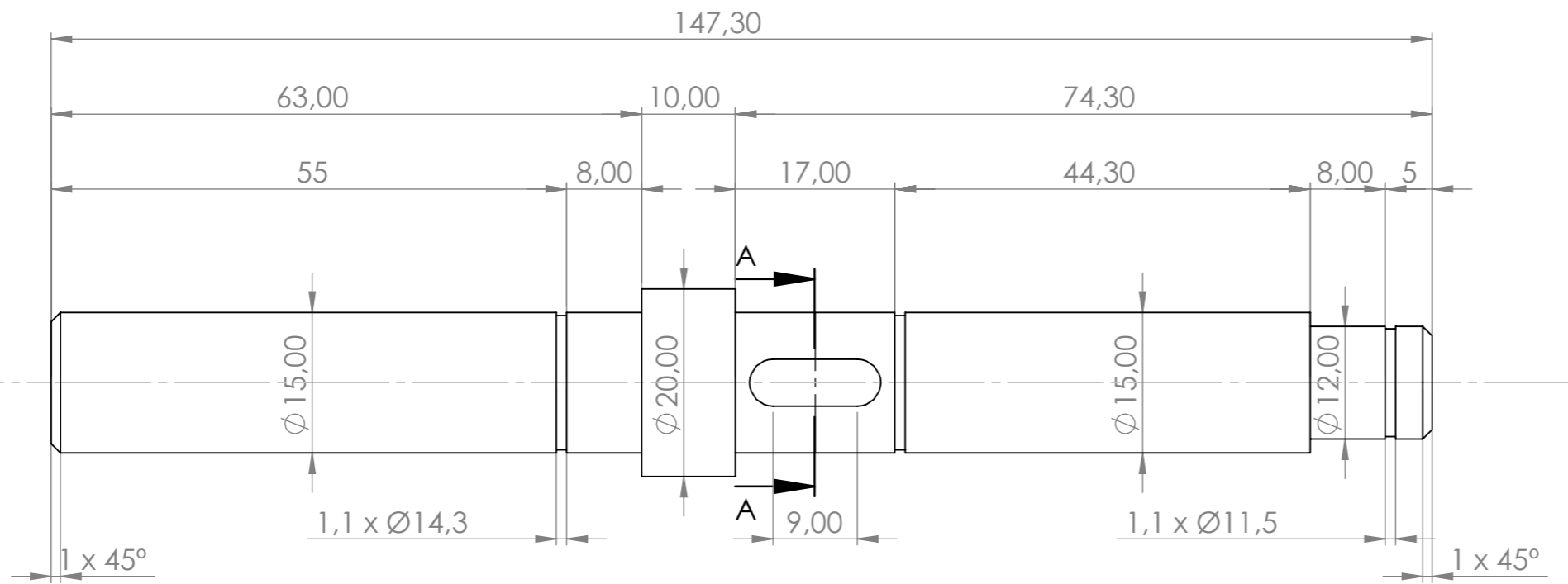


Diseñado por: <b>Alejandro Vilaplana</b>	Revisado por: <b>Enrique Nadal Soriano</b>	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: <b>Reductor de Velocidades</b>
Material: <b>EN GJL-250</b>		N.º DE DIBUJO <b>CARCASA INF.</b>	
ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 1	

A3



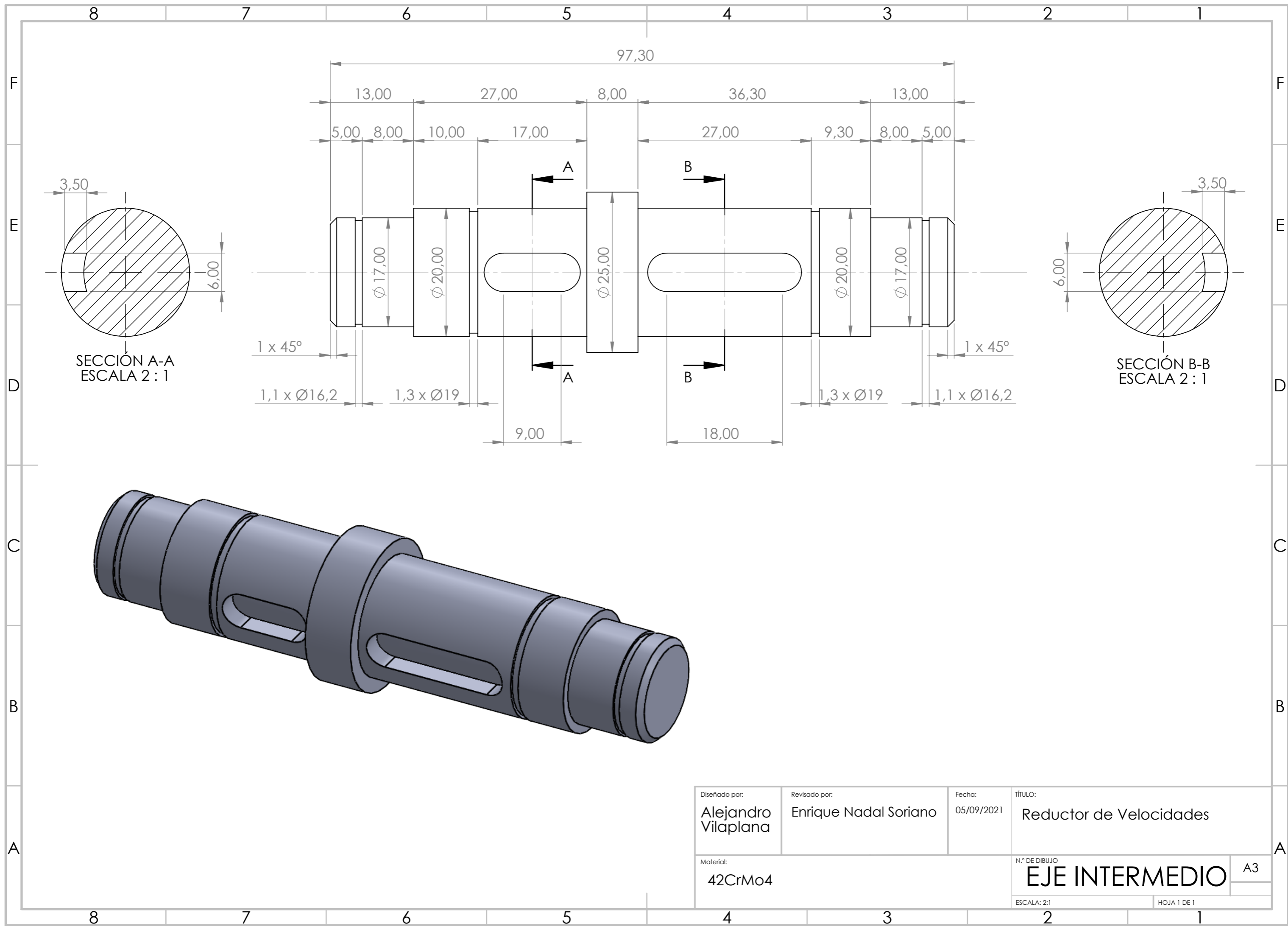
Diseñado por: <b>Alejandro Vilaplana</b>	Revisado por: <b>Enrique Nadal Soriano</b>	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: <b>Reductor de Velocidades</b>
Material: <b>EN GJL-250</b>			N.º DE DIBUJO: <b>CARCASA SUP.</b>
			A3
ESCALA: 1:2			HOJA 1 DE 1



Diseñado por: <b>Alejandro Vilaplana</b>	Revisado por: <b>Enrique Nadal Soriano</b>	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: <b>Reductor de Velocidades</b>
Material: <b>42CrMo4</b>		N.º DE DIBUJO <b>EJE ENTRADA</b>	
		ESCALA: 1.5:1	HOJA 1 DE 1

A3

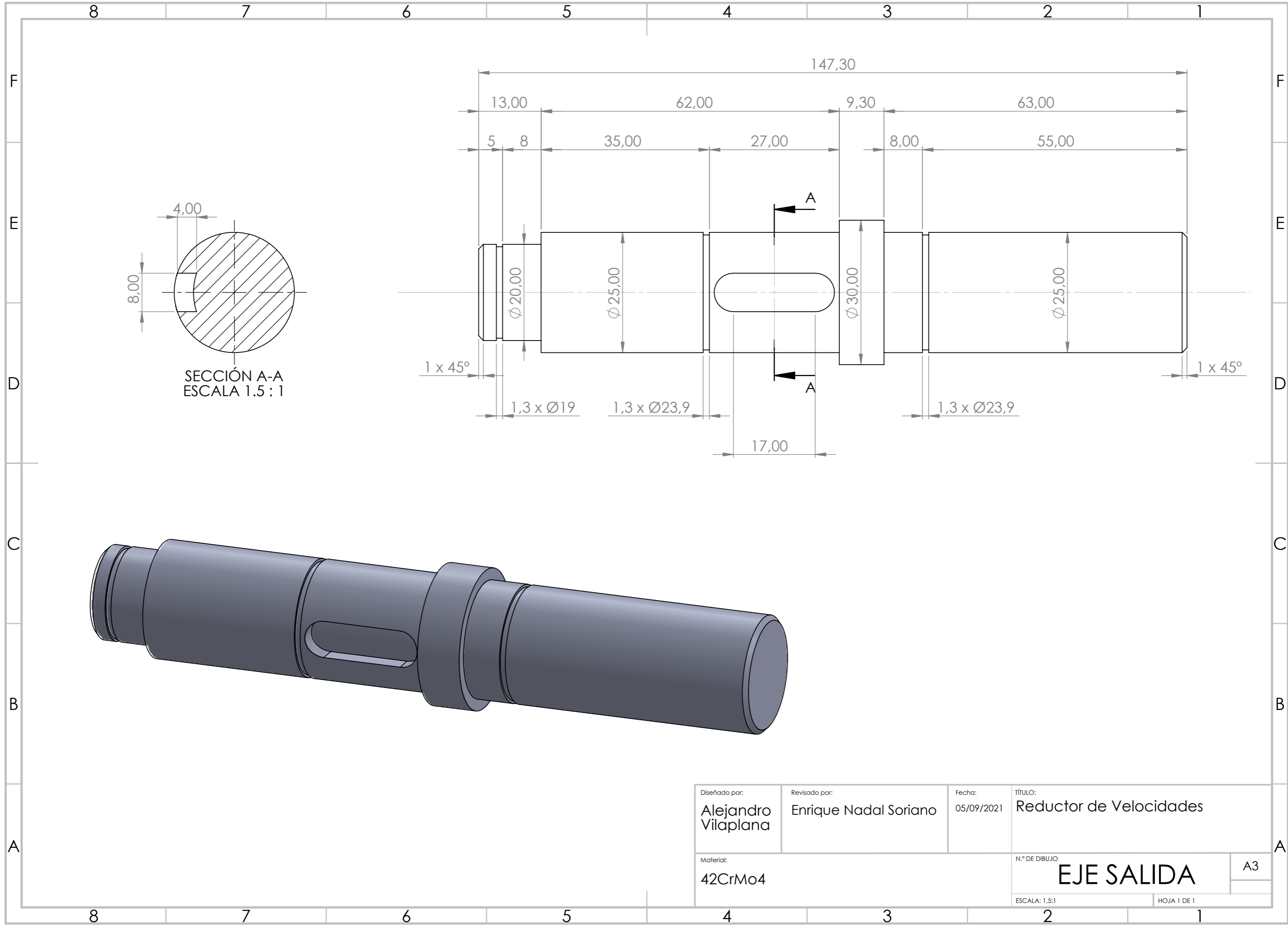




SECCIÓN A-A  
ESCALA 2 : 1

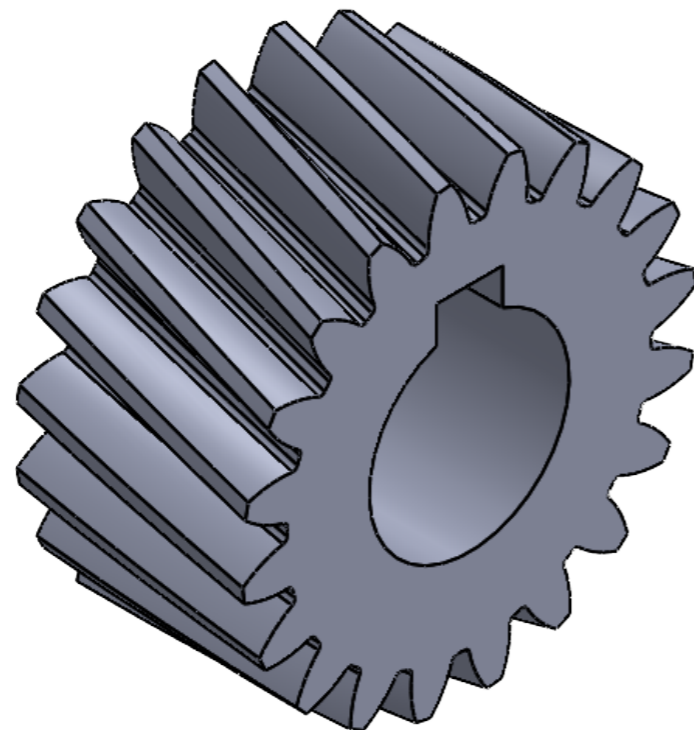
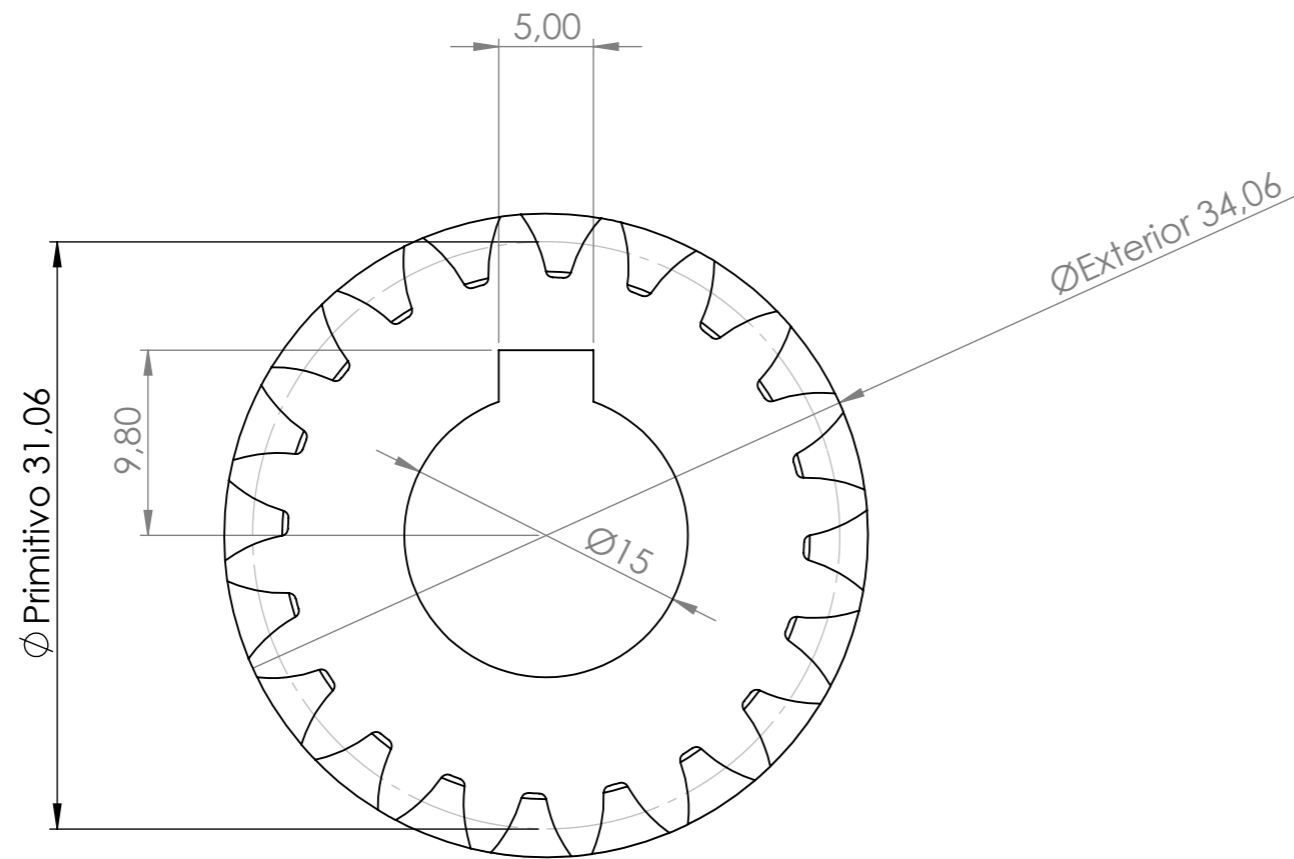
SECCIÓN B-B  
ESCALA 2 : 1

Diseñado por: <b>Alejandro Vilaplana</b>	Revisado por: <b>Enrique Nadal Soriano</b>	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: <b>Reductor de Velocidades</b>
Material: <b>42CrMo4</b>	N.º DE DIBUJO <b>EJE INTERMEDIO</b>		A3
ESCALA: 2:1		HOJA 1 DE 1	



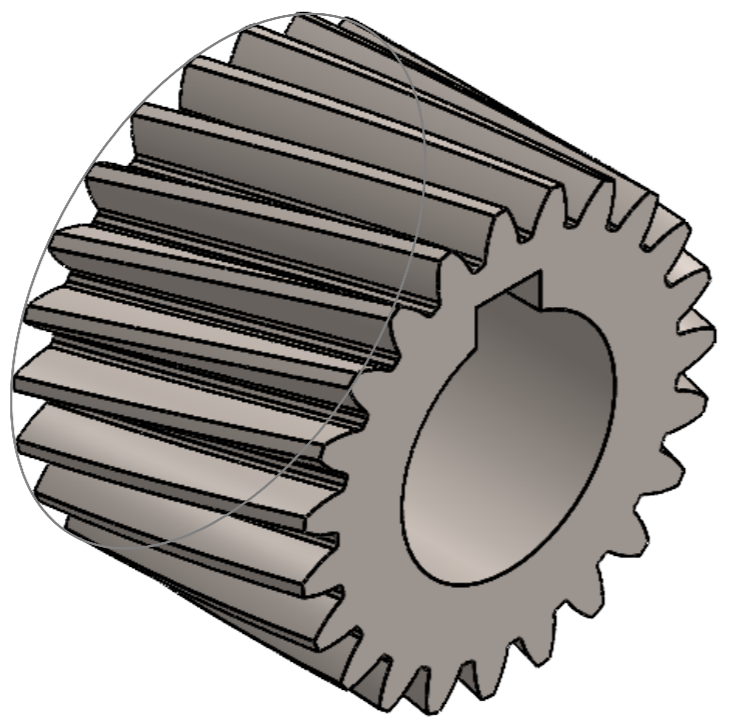
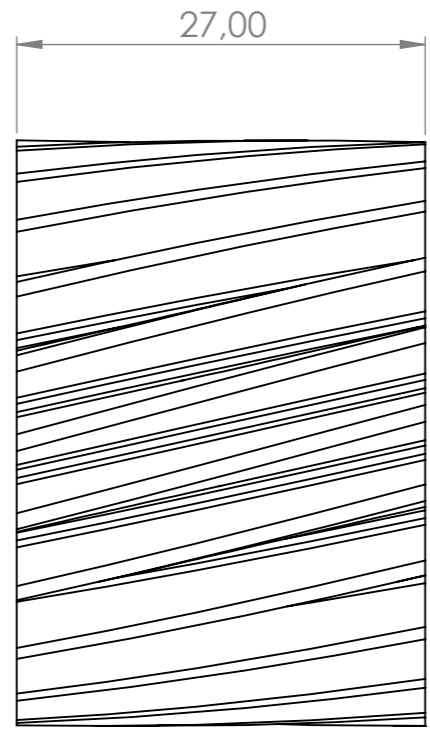
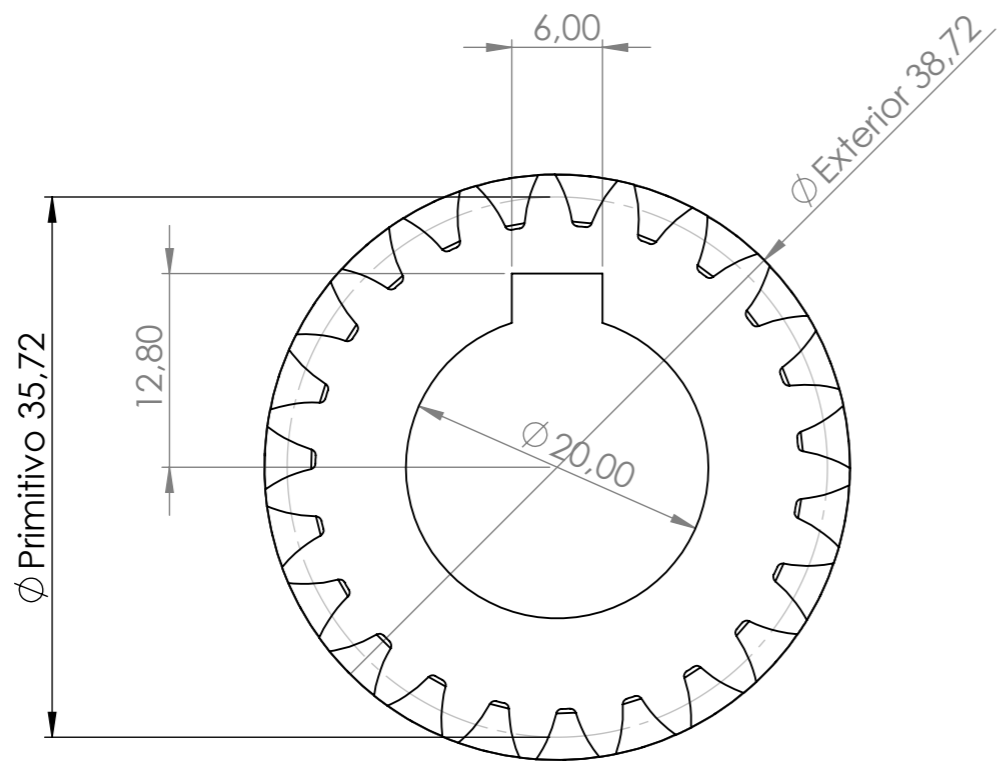
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1.5 : 1

Diseñado por: <b>Alejandro Vilaplana</b>	Revisado por: <b>Enrique Nadal Soriano</b>	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: <b>Reductor de Velocidades</b>
Material: <b>42CrMo4</b>		N.º DE DIBUJO <b>EJE SALIDA</b>	
		ESCALA: 1.5:1	HOJA 1 DE 1
			A3



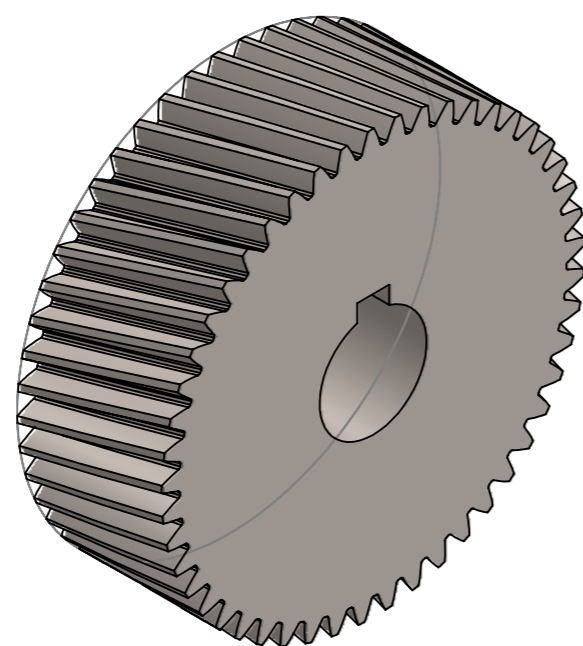
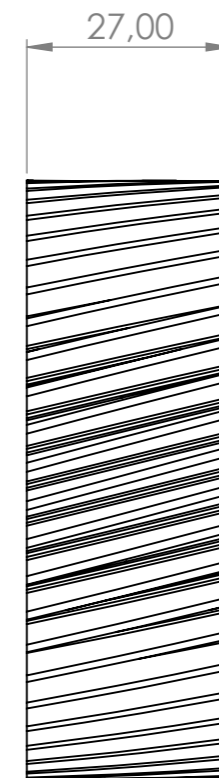
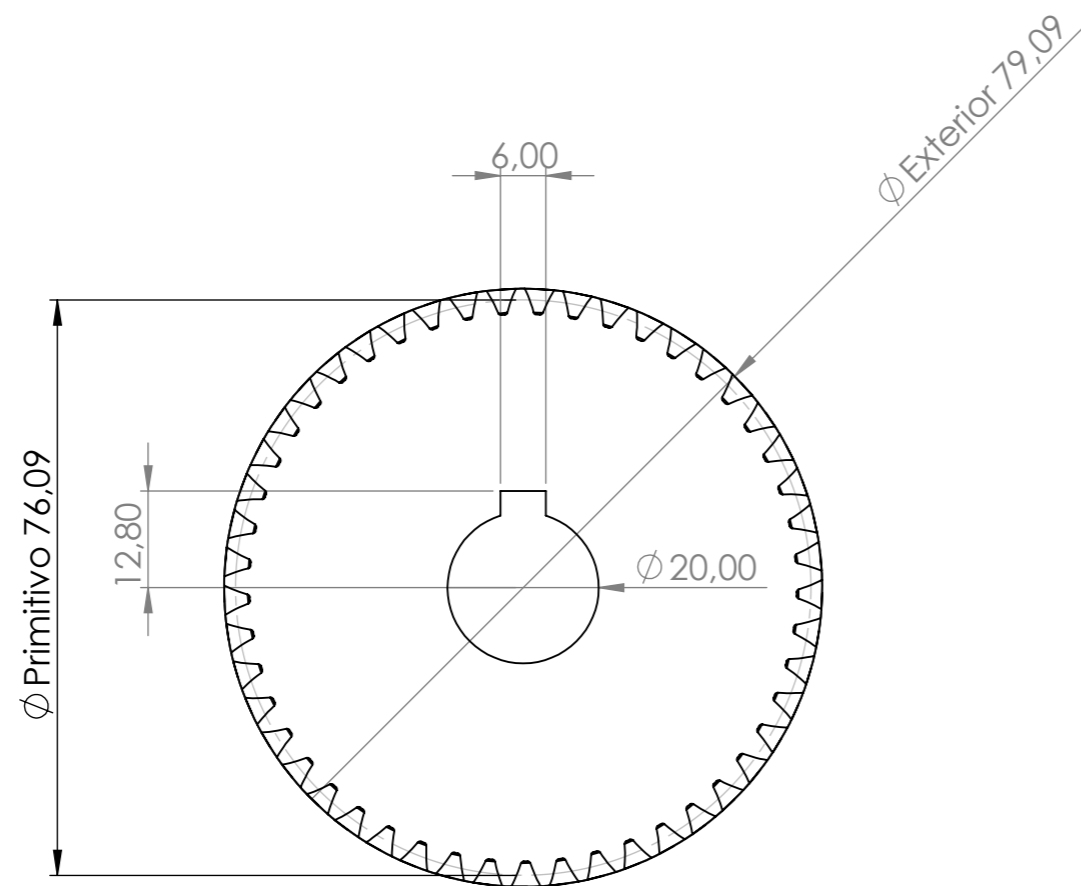
Módulo 1,5  
 Nº de Dientes 20  
 Ángulo de Inclinación 15°

Diseñado por: Alejandro Vilaplana	Revisado por: Enrique Nadal Soriano	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: Reductor de Velocidades
Material: 20MnCr5			N.º DE DIBUJO <b>Piñón Etapa 1</b>
			A3
ESCALA: 2,5:1			HOJA 1 DE 1



Módulo 1,5  
 N° de Dientes 23  
 Ángulo de Inclinación 15°

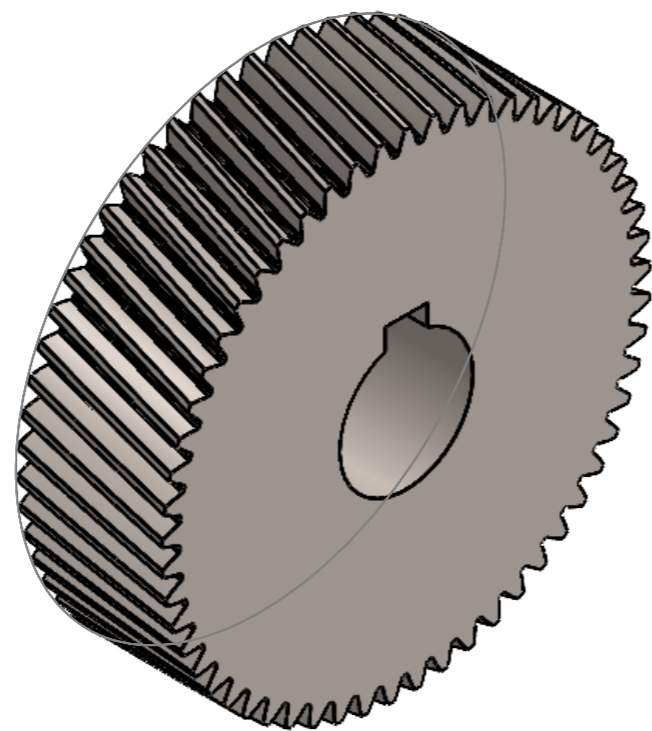
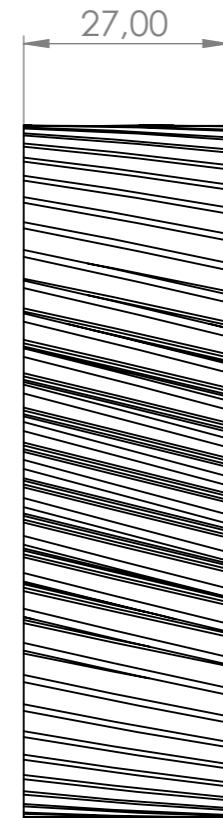
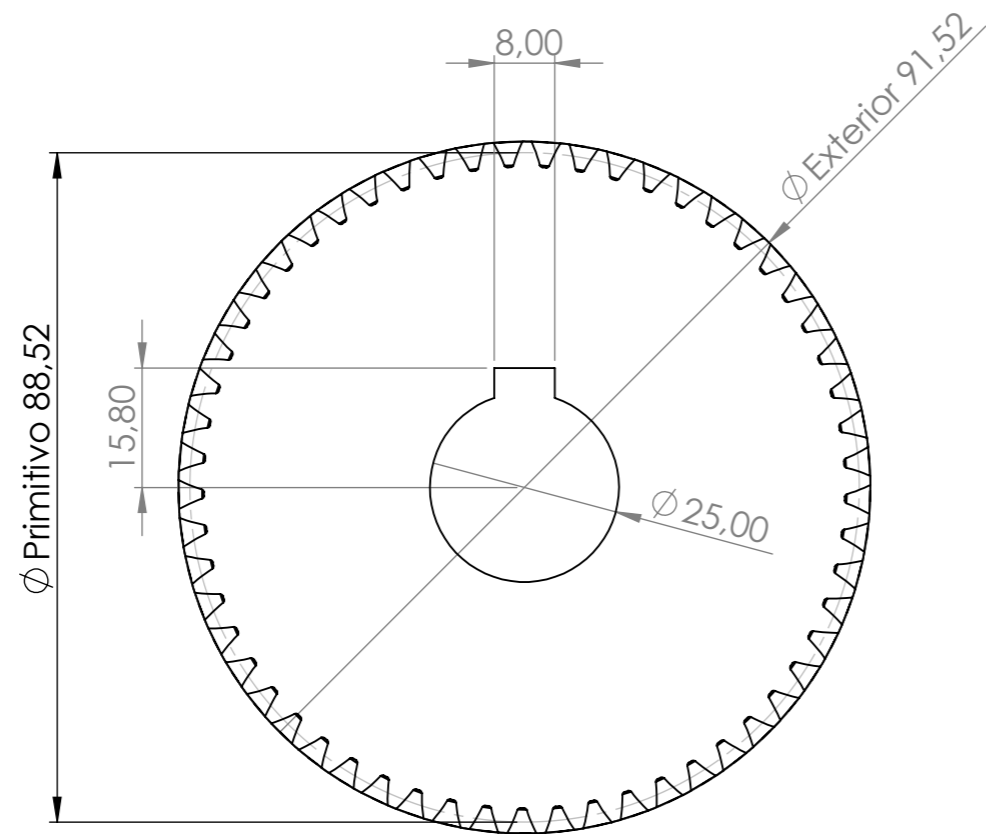
Diseñado por: Alejandro Vilaplana	Revisado por: Enrique Nadal Soriano	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: Reductor de Velocidades
Material: 20MnCr5	N.º DE DIBUJO <b>Piñón Etapa 2</b>		A3
ESCALA: 2:1		HOJA 1 DE 1	



Módulo 1,5  
 N° de Dientes 49  
 Ángulo de Inclinación 15°

Diseñado por: Alejandro Vilaplana	Revisado por: Enrique Nadal Soriano	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: Reductor de Velocidades
Material: 20MnCr5			N.º DE DIBUJO Rueda Etapa 1
ESCALA:1:1			HOJA 1 DE 1

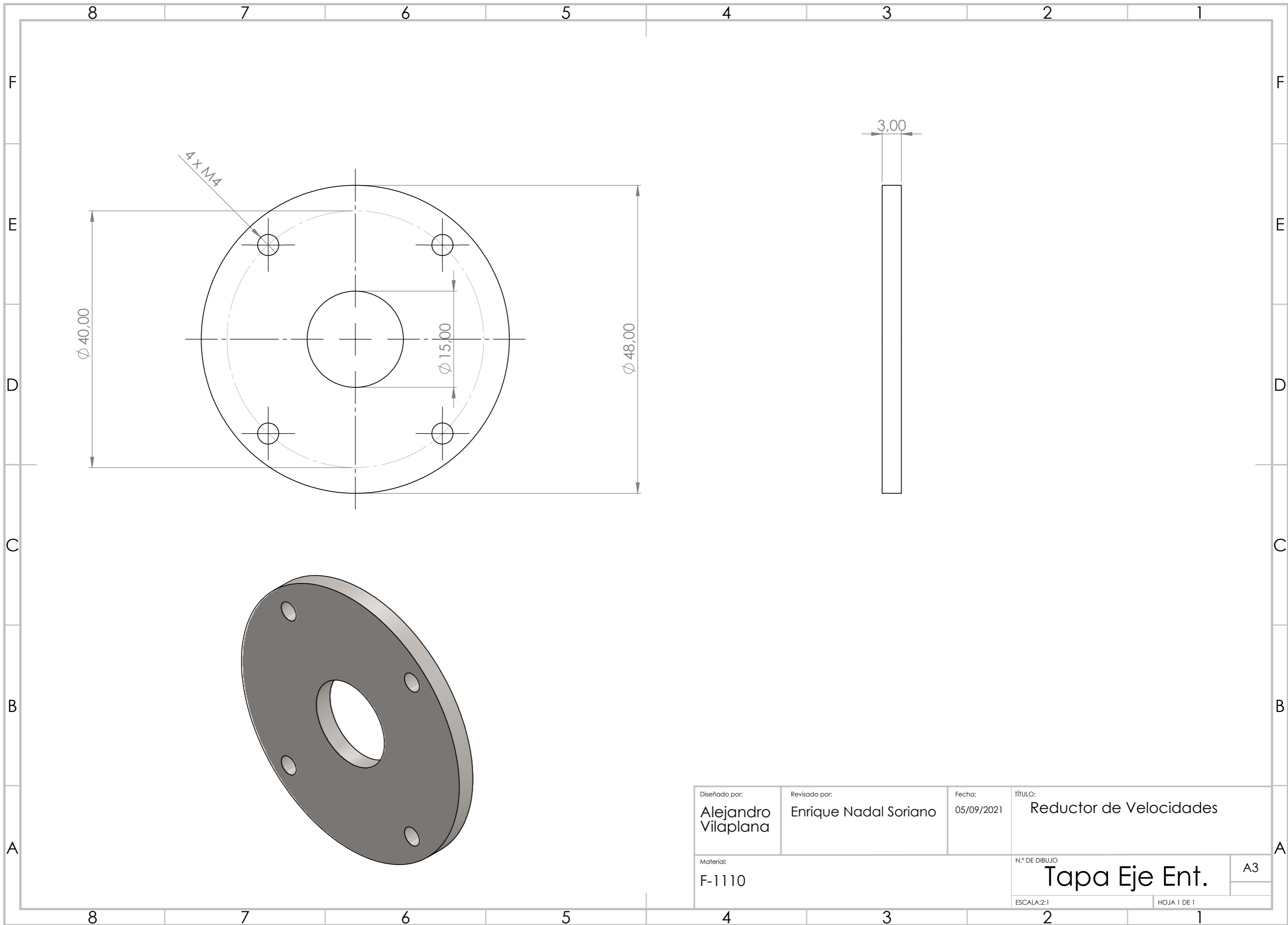
A3



Módulo 1,5  
 N° de Dientes 57  
 Ángulo de Inclinación 15°

Diseñado por: Alejandro Vilaplana	Revisado por: Enrique Nadal Soriano	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: Reductor de Velocidades
Material: 20MnCr5		N.º DE DIBUJO <b>Rueda Etapa 2</b>	
ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1	

A3



4xM4

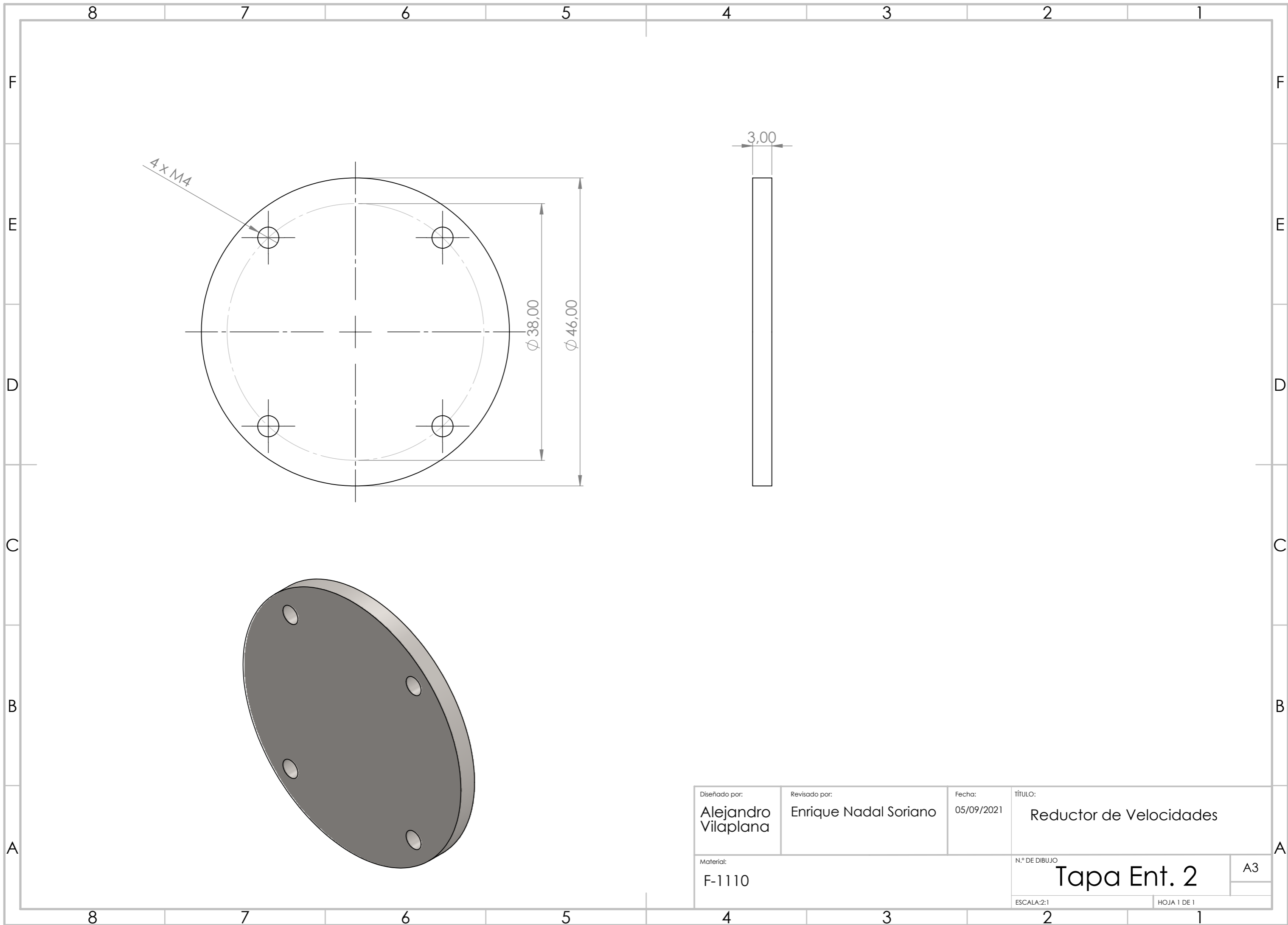
Ø 40,00

Ø 15,00

Ø 48,00

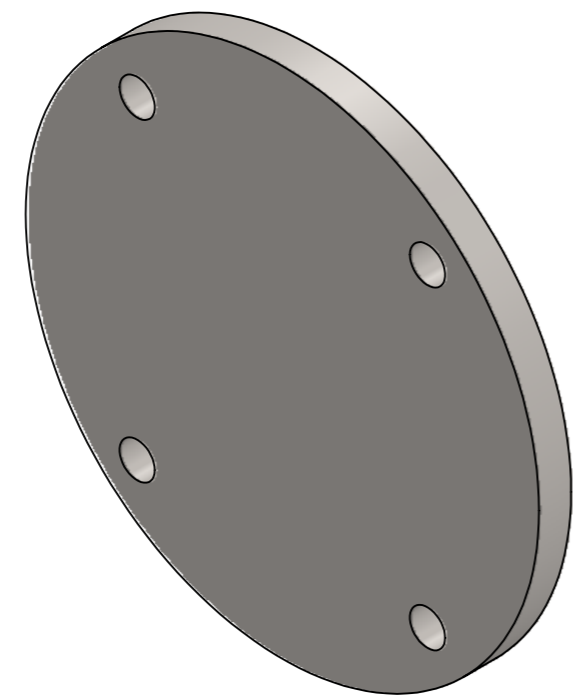
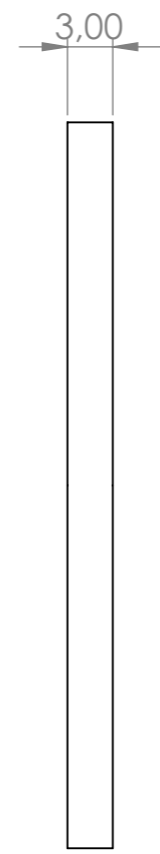
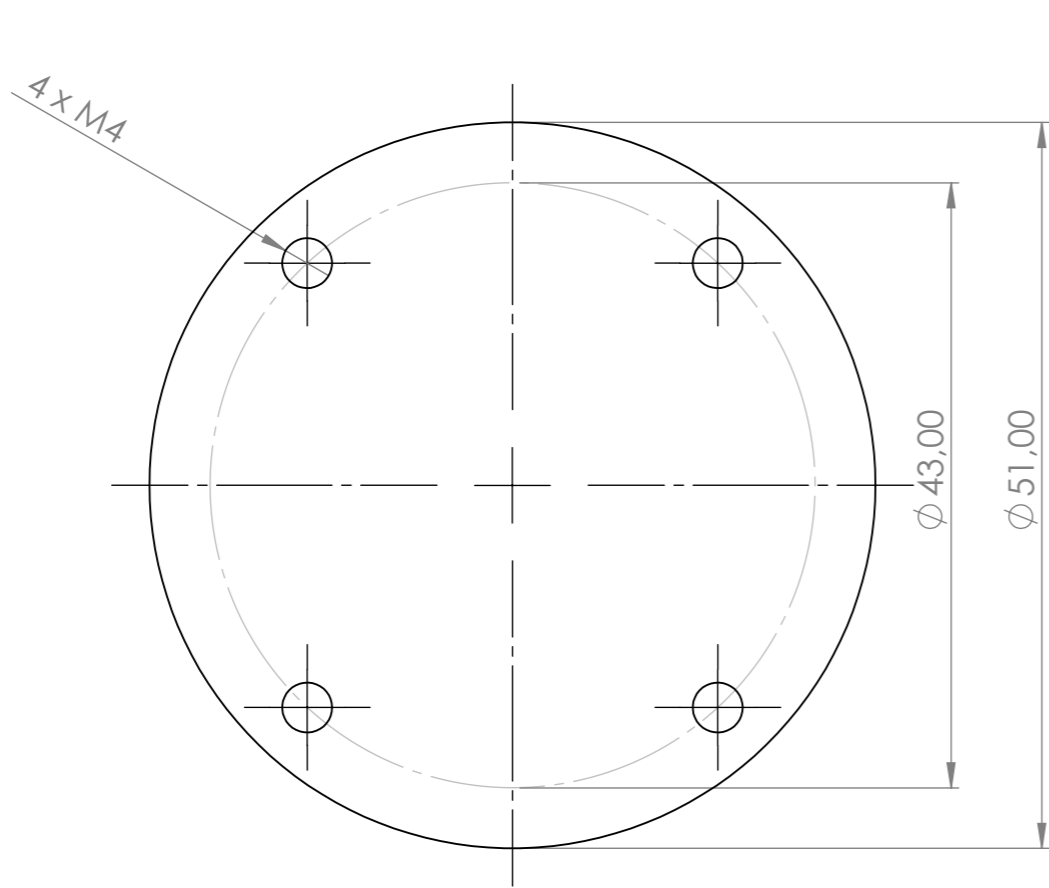
3,00

Diseñado por: <b>Alejandro Vilaplana</b>	Revisado por: Enrique Nadal Soriano	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: Reductor de Velocidades
Material: F-1110	N.º DE DIBUJO <b>Tapa Eje Ent.</b>		A3
ESCALA:2:1		HOJA 1 DE 1	



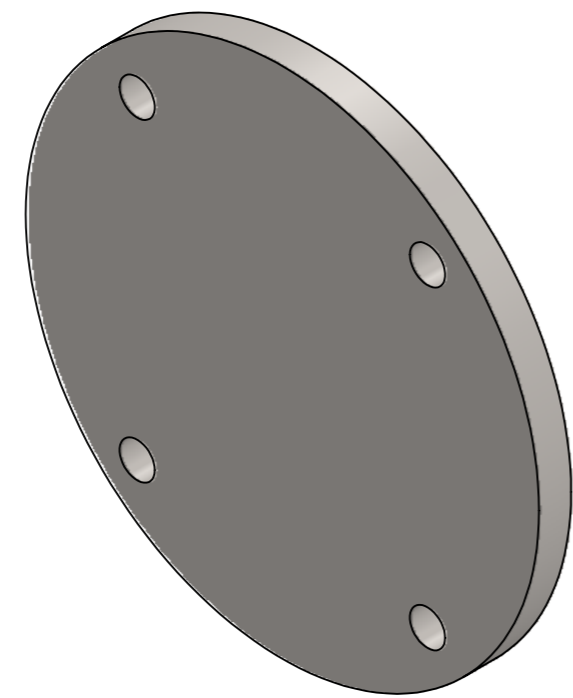
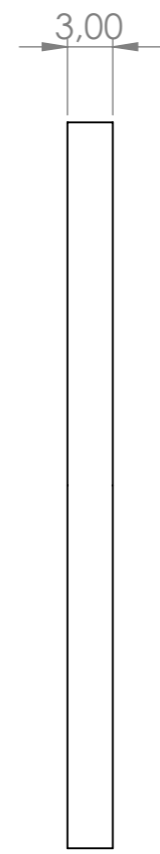
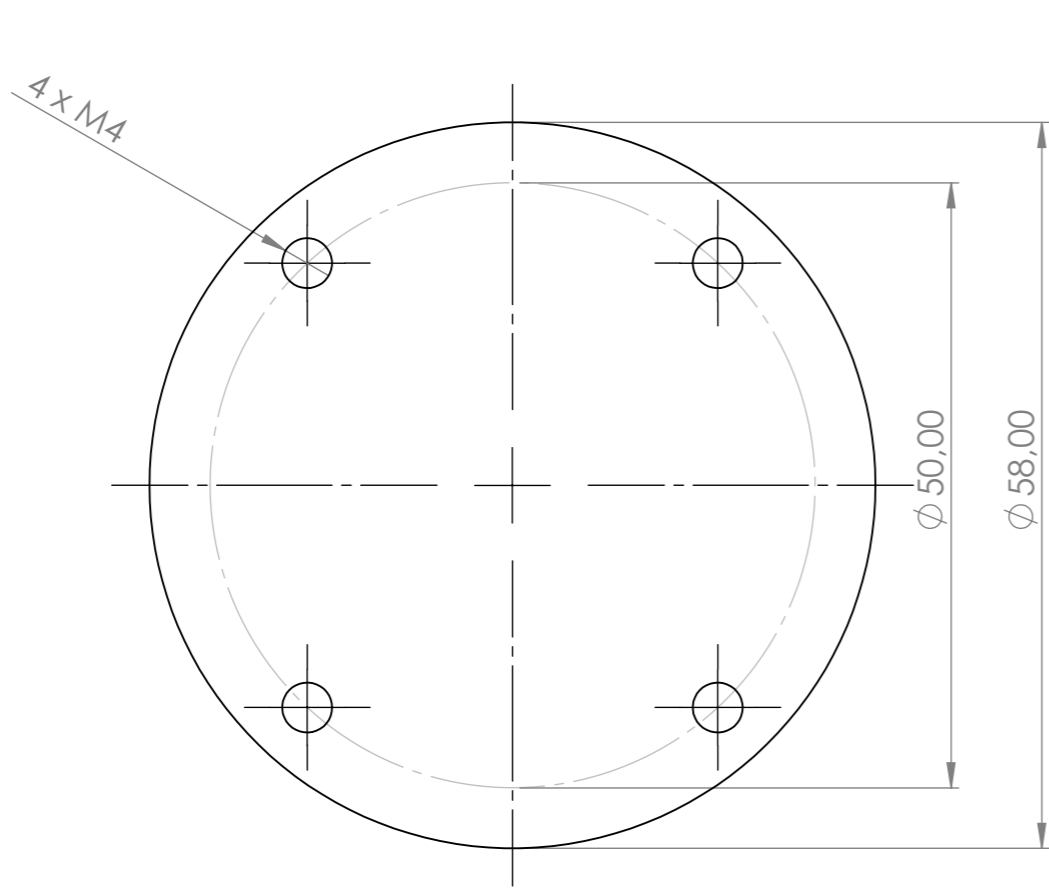
Diseñado por: <b>Alejandro Vilaplana</b>	Revisado por: <b>Enrique Nadal Soriano</b>	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: <b>Reductor de Velocidades</b>
Material: <b>F-1110</b>		N.º DE DIBUJO <b>Tapa Ent. 2</b>	
		ESCALA: 2:1	HOJA 1 DE 1
			A3



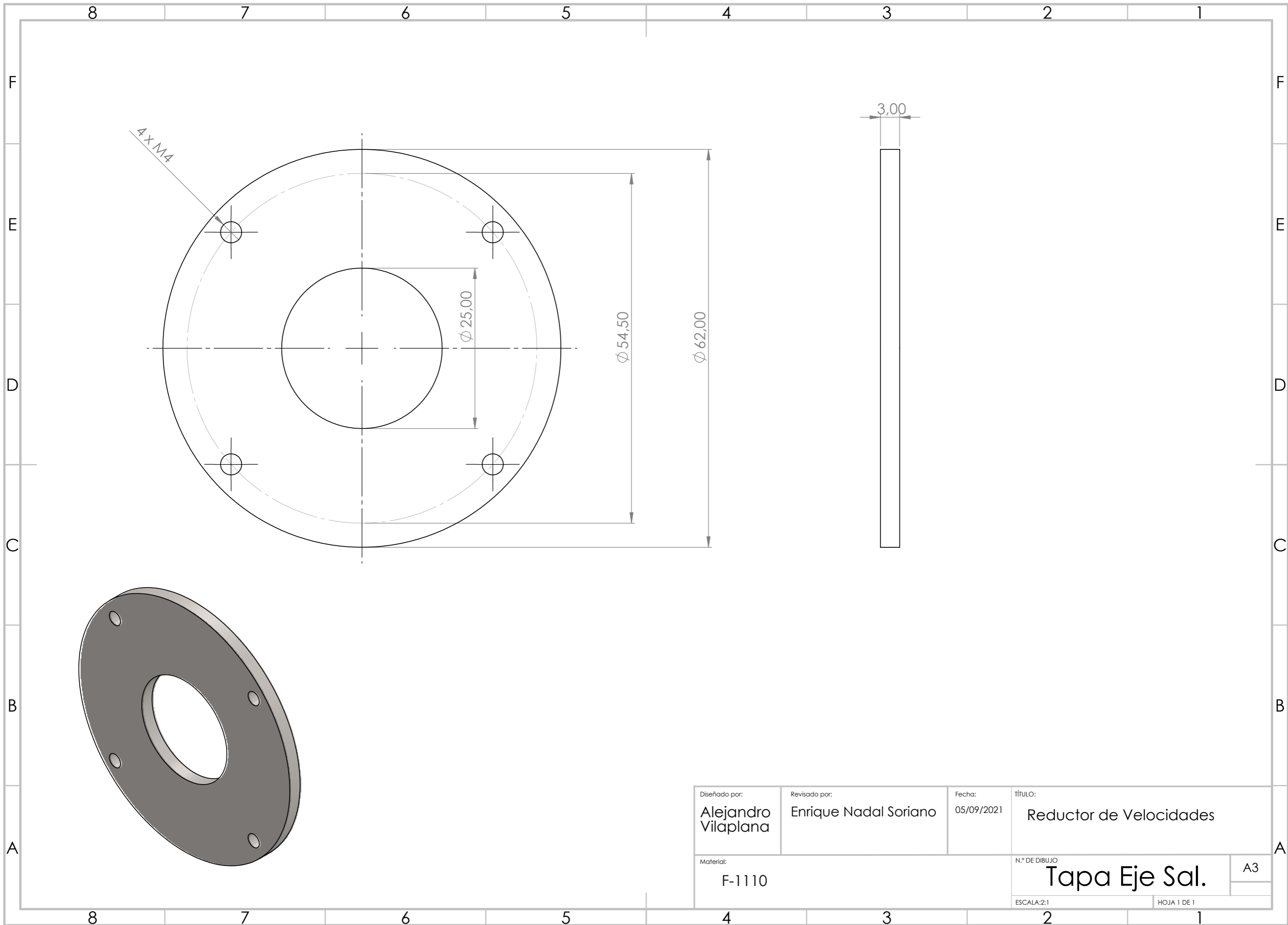


Diseñado por: <b>Alejandro Vilaplana</b>	Revisado por: <b>Enrique Nadal Soriano</b>	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: <b>Reductor de Velocidades</b>
Material: F-1110		N.º DE DIBUJO <b>Tapa Eje Int.</b>	
ESCALA: 2:1		HOJA 1 DE 1	

A3



Diseñado por: <b>Alejandro Vilaplana</b>	Revisado por: <b>Enrique Nadal Soriano</b>	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: <b>Reductor de Velocidades</b>
Material: F-1110	N.º DE DIBUJO <b>Tapa Eje Sal. 2</b>		A3
ESCALA:2:1		HOJA 1 DE 1	



Diseñado por: <b>Alejandro Vilaplana</b>	Revisado por: <b>Enrique Nadal Soriano</b>	Fecha: 05/09/2021	TÍTULO: <b>Reductor de Velocidades</b>
Material: <b>F-1110</b>	N.º DE DIBUJO <b>Tapa Eje Sal.</b>		A3
ESCALA:2:1		HOJA 1 DE 1	



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA  
TRANSFERENCIA DE POTENCIA EN UNA MÁQUINA DE  
BAYETAS**

**DOCUMENTO Nº 3:  
PLIEGO DE CONDICIONES**

Trabajo Final del Grado de Ingeniería Mecánica

Autor: ALEJANDRO VILAPLANA PASCUAL

Tutor: ENRIQUE NADAL SORIANO

Curso: 2020-2021

## ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	3
2. CONDICIONES FACULTATIVAS .....	3
2.1. DELIMITACIÓN DE FUNCIONES TÉCNICAS.....	3
2.1.1. DIRECTOR TÉCNICO .....	3
2.1.2. FABRICANTE / CONTRATISTA .....	3
2.2. OBLIGACIONES DEL CONTRATISTA.....	4
2.3. PREINSCRIPCIONES GENERALES DE TRABAJOS, MATERIALES Y MEDIOS AUXILIARES.....	4
3. CONDICIONES ECONÓMICAS .....	5
4. CONDICIONES LEGALES .....	5
5. CONDICIONES PARTICULARES.....	5
5.1. CONDICIONES DE LOS MATERIALES .....	6
5.1.1. CONDICIONES DE SUMINISTRO.....	6
5.1.2. CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES.....	6
5.2. CONDICIONES DE TÉCNICAS.....	8
5.2.1. FABRICACIÓN DE LAS PIEZAS.....	8
5.2.2. ELEMENTOS DE COMPRA .....	8
5.2.3. MONTAJE.....	8
5.2.4. ENSAYOS Y PUESTA A PUNTO .....	9
5.2.5. CONDICIONES DE ENTREGA, SEGURIDAD Y GARANTÍA .....	9

## 1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se establecerán las especificaciones técnicas, legales y facultativas que fijan las normas para la ejecución del proyecto. La aceptación de las especificaciones por las partes contratantes obliga al cumplimiento de éstas.

El pliego de condiciones se encarga de resolver las posibles dudas que puedan surgir en la ejecución del proyecto. En caso de duda o de alguna omisión se atenderá a las normas de la buena práctica tratando de conseguir la mayor calidad posible.

En caso de contradicciones, la memoria y el pliego prevalecerá sobre los planos. La memoria prevalecerá sobre el pliego en el tema de cálculos y el pliego sobre los demás aspectos.

## 2. CONDICIONES FACULTATIVAS

### 2.1. DELIMITACIÓN DE FUNCIONES TÉCNICAS

#### 2.1.1. DIRECTOR TÉCNICO

- Planificación del control de calidad y el control económico de la producción.
- Redacción de las rectificaciones y complementos en caso de ser necesarios.
- Coordinación de los técnicos de la fabricación.
- Ejecución de los ensayos de materiales y pruebas de fabricación necesarias para garantizar la calidad del producto según especificaciones y basándose en la normativa vigente que corresponda.
- Supervisión del proceso de fabricación y solución de eventualidades en caso de producirse.
- Encargado de dar las órdenes necesarias para que se cumplan los procesos establecidos.
- Encargado de asegurar la correcta adecuación del producto al resto de la máquina y su correcto funcionamiento especificaciones.

#### 2.1.2. FABRICANTE / CONTRATISTA

- Control del libro de órdenes, de llevarlas a cabo y de revisar las anotaciones que se realicen durante el proyecto.
- Encargado de suministrar al director técnico el material necesario en el plazo requerido.
- Encargado de ejercer la jefatura sobre los participantes de la fabricación y coordinar las posibles subcontrataciones.
- Encargado de garantizar que los materiales empleados poseen la calidad establecida y de rechazar los que no cumplan las especificaciones requeridas.
- Organización de los diferentes trabajos, de realizar los planos de trabajo necesarios y de planificar las instalaciones o los medios requeridos para la realización del proyecto.

## 2.2. OBLIGACIONES DEL CONTRATISTA

- Debe ser conocedor de la normativa aplicable y del proyecto que contrata.
- Debe verificar por escrito la comprensión del proyecto y solicitar las aclaraciones necesarias.
- Debe establecer un plan de higiene y seguridad. Deberá ser habilitado por el director técnico.
- Debe habilitar un estudio donde esté el reglamento y plan de seguridad e higiene, el proyecto completo y el libro de órdenes y asistencias.
- Debe comunicar a la propiedad quién es el representante en la fabricación. Dicho representante será jefe de la fabricación y lo representará permitiéndole tomar decisiones competentes a la contrata. El incumplimiento de esta obligación permitirá al ingeniero detener la fabricación, sin derecho a reclamación, hasta que se solucione la deficiencia.
- Debe supervisar el proyecto durante la jornada de trabajo junto al ingeniero director técnico que ayudará y proporcionará datos o instrucciones necesarias.
- Debe ejecutar aquellos trabajos que no estén estipulados expresamente y requieran solución para el desarrollo correcto del proyecto, siempre que se garantice la buena fabricación y estén dentro de las posibilidades económicas.
- Debe garantizar la existencia de las materias primas y de las herramientas y máquinas necesarias para llevar a cabo el proyecto antes de empezar los trabajos. También debe disponer de los útiles necesarios para conseguir la calidad establecida.

## 2.3. PREINSCRIPCIONES GENERALES DE TRABAJOS, MATERIALES Y MEDIOS AUXILIARES

- El fabricante empezará los trabajos según los tiempos marcados por el pliego de condiciones particulares y se deberá notificar al ingeniero director técnico. Deberá terminarse según los plazos establecidos. En caso de algún imprevisto por fuerza mayor el ingeniero técnico director podrá otorgar una prórroga.
- Todos los trabajos se ejecutarán siguiendo las órdenes del ingeniero técnico, del proyecto y de sus modificaciones.
- La carencia de planos u órdenes no es considerada excusa válida para no cumplir con los plazos.
- La procedencia y validez de los materiales y utensilios de trabajo no deberán ser una traba para el contratista a no ser que se especifique en el pliego de condiciones. El contratista deberá proporcionar la procedencia de los materiales y utensilios y validarlos.
- Si los materiales y las herramientas de trabajo no son válidos, el director técnico dará las órdenes para que sean sustituidos.
- Si no se dispone de prescripciones concretas en algún aspecto, el contratista se atenderá primero a lo que indique la dirección técnica.

### 3. CONDICIONES ECONÓMICAS

- La contrata debe depositar una cantidad de dinero como fianza a modo de garantía a la hora de firmar el contrato. Se realiza un aval a la firma del contrato y se paga una cantidad acordada previamente por ambas partes.
- El precio por contrata es el coste total del reductor. El beneficio rondará el 20 % si no se establece otro porcentaje diferente. Debido a imprevistos y cambios de material o calidad, el precio puede variar un 1,5 %.
- Los pagos se realizarán según unos plazos previamente establecidos.
- El incumplimiento del contrato supondrá el derecho a rescindir el mismo y el retraso superior al mes posterior de la fecha establecida en los pagos supondrá una penalización del 4,5 % en concepto de intereses.
- La contrata tiene la obligación de convenir un seguro que cubra los posibles daños de las instalaciones, de la maquinaria y del personal durante el periodo de fabricación. También debe convenir un seguro de responsabilidad civil.

### 4. CONDICIONES LEGALES

A continuación, se van a exponer las normas legales que ambas partes deben cumplir:

- El contratista se encarga y tiene la responsabilidad de ejecutar los trabajos según el contrato y el proyecto, sin incluir la memoria. Deberá respetar la Ley de Contratos de Trabajo y todo aquello que esté mal ejecutado durante la fabricación se deberá rectificar.
- Si durante el proceso de fabricación se producen accidentes, será el contratista quien se atienda a la legislación vigente, cumpliendo siempre la normativa para que nada pueda responsabilizar a la propiedad. En caso de producirse accidentes de cualquier tipo y el contratista no cumpla las normas correspondientes, este será el único responsable, por lo que correrán a su cargo las indemnizaciones a quien y cuando correspondan.
- En caso de incapacidad, muerte o quiebra del contratista, se rescindirá el contrato. En caso de que los herederos ofrezcan hacerse cargo del proyecto con las mismas condiciones, el Propietario podrá decidir si acepta. En ningún caso el Contratista tendrá derecho a ninguna indemnización.
- El contrato se podrá alterar si existe una modificación notable del proyecto a juicio del Ingeniero Técnico Director. También se puede alterar en caso de que haya modificaciones en las unidades de obra de al menos un 40 %. Otras causas de alteración del contrato pueden ser la suspensión de la fabricación una vez comenzada o no cumplir las condiciones del contrato debido a descuidos o mala fe.

### 5. CONDICIONES PARTICULARES

En el pliego de condiciones técnicas se detalla cómo se deben ejecutar los diferentes trabajos para llevar a cabo el proyecto. También se estipulan los requisitos que deben cumplir las piezas,



las máquinas y los materiales utilizados. El objetivo de este apartado es completar la información de la memoria, cálculos y planos.

## 5.1. CONDICIONES DE LOS MATERIALES

Las características que se exponen a continuación son las mínimas que se exigen, por lo que se admitirán características mejores o como mínimo iguales. El suministrador se encargará de que los materiales cumplan con las especificaciones y las cantidades deberán ser suficientes para su correcto mecanizado y tratamiento.

### 5.1.1. CONDICIONES DE SUMINISTRO

Las condiciones técnicas generales que se refieren a indicaciones técnicas del pedido, certificación de los productos y control, derechos y deberes del receptor, criterios de ensayo, análisis químicos, defectos superficiales e internos, número de ensayos y obtención de muestras, tolerancia sobre las dimensiones, sobre la masa y sobre la forma, interpretación de los resultados de los controles, reclamaciones, y documentación, vienen especificados por la norma UNE-EN 10021:2008 Condiciones técnicas de suministro generales para los productos de acero.

### 5.1.2. CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES

Para los engranajes se utilizará el acero aleado templado y revenido denominado 20MnCr5. Según la norma UNE-EN ISO 683-2:2019 Aceros para tratamiento térmico, aceros aleados y aceros de fácil mecanización Parte 2: Aceros aleados para temple y revenido, las características del material son las siguientes.

#### **Características generales:**

Resistencia a fluencia ( $S_y$ ) 735 MPa

Resistencia a rotura ( $S_u$ ) 980 MPa

Dureza superficial 302 HB-317 HV

#### **Composición química:**

Carbono (C) 0,2 %

Manganeso (Mn) 1,25 %

Cromo (Cr) 1,15 %

Para todos los ejes se utilizará otro acero aleado, templado y revenido. En este caso se trata del 42CrMo4. Según la norma UNE-EN ISO 683-2:2019 Aceros para tratamiento térmico, aceros aleados y aceros de fácil mecanización Parte 2: Aceros aleados para temple y revenido, las características del material son las siguientes.

#### **Características generales:**

Resistencia a fluencia ( $S_y$ ) 1040 MPa

Resistencia a rotura ( $S_u$ ) 1120 MPa

Dureza superficial 321 HB

Elongación 14 %

**Composición química:**

Carbono (C) 0,42 %

Manganeso (Mn) 0,75 %

Cromo (Cr) 1,05 %

Molibdeno (Mo) 0,22 %

Para la carcasa se utilizará fundición gris EN GJL-250. Según la norma UNE-EN 1561:2012 Fundición. Fundición gris, las características son las siguientes:

**Características generales:**

Resistencia a fluencia ( $S_y$ ) 165-228 MPa

Resistencia a rotura ( $S_u$ ) 250-350 MPa

Dureza superficial 180-220 HB

**Composición química:**

Carbono (C) 2,5 %

Manganeso (Mn) 0,8 %

Silicio (Si) 1,2 %

Fósforo (P) 0,15 %

Azufre (S) 0,12 %

Para el resto de elementos, como son las tapas de los ejes, se empleará un acero económico y de amplia distribución en el mercado, que además presenta un mecanizado más sencillo. Esto se debe a que son elementos que no han de soportar grandes esfuerzos mecánicos.

**Composición química:**

Carbono (C) 0,15 %

Manganeso (Mn) 0,6 %

Silicio (Si) 0,25 %

Fósforo (P) 0,035 %

Azufre (S) 0,035 %

El control de calidad de todos los materiales tratará de comprobar y revisar los certificados que el fabricante tendrá que aportar. Será obligatorio que se proporcionen las características de resistencia a fluencia, rotura y su dureza superficial, así como su composición química.

También será requerida información sobre los tratamientos térmicos que han recibido los materiales. Estos deberán haber pasado los controles y ensayos necesarios para garantizar sus características.

## 5.2. CONDICIONES DE TÉCNICAS

### 5.2.1. FABRICACIÓN DE LAS PIEZAS

Las piezas se realizarán según se especifique en los planos, donde se indicarán las dimensiones finales que deberán tener, así como los acabados y calidades deseados. En los planos también se indicarán los procesos que se deberán realizar en cada pieza, pero será facultad del fabricante realizar los procesos necesarios para conseguir la pieza con las dimensiones exigidas y las especificaciones deseadas en los planos.

### 5.2.2. ELEMENTOS DE COMPRA

Los elementos que se compren y no haya que fabricar tendrán que estar homologados y cumplir las normas vigentes que los rigen. Los elementos de compra son los siguientes:

- Rodamientos según la norma UNE 18097:1991.
- Retenes de aceite según la norma DIN 3760 / 3761.
- Chavetas según la norma DIN 6885.
- Arandelas elásticas de seguridad según norma DIN 471.
- Tornillos según norma DIN 933.
- Arandelas de apriete de tornillos según norma DIN 127.
- Lubricante ISO VG 680 según las normas ISO 3448:1992.

### 5.2.3. MONTAJE

Tras finalizar el mecanizado de todas las piezas y tras recibir todos los elementos de compra, será posible proceder al montaje del reductor, que se realizará del siguiente modo:

- 1) Colocar la carcasa sobre una superficie firme con la base firmemente atornillada en su posición mediante tornillos DIN 933 M6x30.
- 2) Situar la chaveta DIN 6885 5x5x14 en el chavetero del eje de entrada.
- 3) Acoplar el piñón de la primera etapa en el eje colocando la chaveta en el interior del chavetero del piñón.
- 4) Fijar el piñón mediante una arandela elástica de seguridad DIN 471 d15.
- 5) Introducir el rodamiento 16002 hasta que haga tope con el cambio de sección de  $\varnothing 15$  a  $\varnothing 20$  mm.
- 6) Fijar el rodamiento mediante una arandela elástica DIN 471 d15.
- 7) Introducir el rodamiento 16101 hasta que haga tope con el cambio de sección de  $\varnothing 12$  a  $\varnothing 15$  mm.
- 8) Fijar el rodamiento mediante una arandela elástica DIN 471 d12.
- 9) Colocar el eje en la posición de montaje.
- 10) Colocar el retén radial dejándolo lo más cerca posible del rodamiento.
- 11) Situar la chaveta DIN 6885 6x6x15 en el chavetero izquierdo del eje intermedio.
- 12) Acoplar la rueda de la primera etapa en el eje colocando la chaveta en el interior del chavetero de la rueda.
- 13) Fijar la rueda mediante una arandela elástica de seguridad DIN 471 d20.
- 14) Introducir el rodamiento 16003 hasta que haga tope con el cambio de sección izquierdo.
- 15) Fijar el rodamiento mediante una arandela elástica DIN 471 d17.
- 16) Situar la chaveta DIN 6885 6x6x24 en el chavetero derecho del eje intermedio.

- 17) Acoplar el piñón de la segunda etapa en el eje colocando la chaveta en el interior del chavetero del piñón.
- 18) Fijar el piñón mediante una arandela elástica de seguridad DIN 471 d20.
- 19) Introducir el rodamiento 16003 hasta que haga tope con el cambio de sección derecho.
- 20) Fijar el rodamiento mediante una arandela elástica DIN 471 d17.
- 21) Colocar el eje en la posición de montaje.
- 22) Situar la chaveta DIN 6885 8x7x25 en el chavetero del eje de salida.
- 23) Acoplar la rueda de la segunda etapa en el eje colocando la chaveta en el interior del chavetero de la rueda.
- 24) Fijar la rueda mediante una arandela elástica de seguridad DIN 471 d25.
- 25) Introducir el rodamiento 16004 hasta que haga tope con el cambio de sección de Ø20 a Ø25 mm.
- 26) Fijar el rodamiento mediante una arandela elástica DIN 471 d20.
- 27) Introducir el rodamiento 16105 hasta que haga tope con el cambio de sección de Ø25 a Ø30 mm.
- 28) Fijar el rodamiento mediante una arandela elástica DIN 471 d25.
- 29) Colocar el eje en la posición de montaje.
- 30) Colocar el retén radial dejándolo lo más cerca posible del rodamiento.
- 31) Atornillar la parte superior de la carcasa a la inferior mediante los tornillos DIN 933 M4x20.
- 32) Colocar y atornillar las tapas de los ejes mediante los tornillos DIN 933 M4x15.
- 33) Colocar la mirilla de aceite, el tapón de vaciado y los cáncamos.
- 34) Llenar el reductor de lubricante ISO VG 680 hasta la altura de la mirilla.
- 35) Colocar el tapón de llenado.

#### 5.2.4. ENSAYOS Y PUESTA A PUNTO

Tras realizar el montaje será necesario realizar pruebas antes de acoplarlo a la máquina para poder comprobar su correcto funcionamiento.

Para ello se acoplará al motor para ir probando el funcionamiento del reductor. Las primeras pruebas se realizarán a velocidades bajas que se irán incrementando hasta llegar a la velocidad de trabajo. Habrá que comprobar también los niveles de ruido y vibración.

Si la velocidad de salida entregada por el reductor corresponde a la necesaria para el correcto funcionamiento de la cinta transportadora, se probará con la misma, acoplando el eje de salida al eje del rodillo motriz mediante un acoplamiento de compra.

#### 5.2.5. CONDICIONES DE ENTREGA, SEGURIDAD Y GARANTÍA

Para poder garantizar la seguridad del personal y del reductor se detallarán, a continuación, las condiciones a seguir.

En cuanto al lubricante, será obligatorio seguir las instrucciones y recomendaciones del fabricante, así como evitar que haya contacto del mismo con la piel de los operarios. Estará prohibido utilizar productos incandescentes en las cercanías del reductor para evitar incendios por culpa del lubricante.

En caso de sobrecalentamiento del reductor y emisión de gases y humos como consecuencia, deberá evitarse inhalar. También se debe evitar tocar el reductor con las manos desnudas en pleno funcionamiento para evitar quemaduras por altas temperaturas.

Los elementos móviles y de giro, así como los elementos eléctricos, deberán estar protegidos para evitar posibles accidentes.

Para el transporte o almacenaje, se debe garantizar la fijación del reductor para evitar golpes durante el trayecto. Deberá ser embalado de manera completa protegiendo sobre todo los elementos salientes de la carcasa. En el exterior del embalaje deberá indicarse que el transporte de dicha mercancía requiere cuidado.

El mantenimiento y las reparaciones se deberán realizar con las herramientas correctas y con los recambios recomendados por el fabricante. Se deberá consultar el manual de mantenimiento antes de realizar cualquier acción.



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA  
TRANSFERENCIA DE POTENCIA EN UNA MÁQUINA DE  
BAYETAS**

**DOCUMENTO Nº 4:  
PRESUPUESTO**

Trabajo Final del Grado de Ingeniería Mecánica

Autor: ALEJANDRO VILAPLANA PASCUAL

Tutor: ENRIQUE NADAL SORIANO

Curso: 2020-2021

## ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	3
2. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL .....	3
2.1. CUADRO DE PRECIOS.....	3
2.2. COSTE DE FABRICACIÓN DE LAS PIEZAS.....	4
2.2.1. EJE DE ENTRADA.....	4
2.2.2. EJE INTERMEDIO.....	4
2.2.3. EJE DE SALIDA.....	4
2.2.4. PIÑÓN ETAPA 1.....	5
2.2.5. RUEDA ETAPA 1.....	5
2.2.6. PIÑÓN ETAPA 2.....	5
2.2.7. RUEDA ETAPA 2.....	6
2.2.8. CARCASA INFERIOR .....	6
2.2.9. CARCASA SUPERIOR .....	6
2.2.10. TAPA EJE ENTRADA 1.....	7
2.2.11. TAPA EJE ENTRADA 2.....	7
2.2.12. TAPA EJE INTERMEDIO 1 .....	7
2.2.13. TAPA EJE INTERMEDIO 2 .....	8
2.2.14. TAPA EJE SALIDA 1.....	8
2.2.15. TAPA EJE SALIDA 2.....	8
2.2.9. RESUMEN COSTE PIEZAS .....	9
2.4. COSTES DE MONTAJE .....	10
2.5. COSTES OFICINA TÉCNICA .....	10
3. PRESUPUESTO GLOBAL DEL PROYECTO .....	10

## 1. INTRODUCCIÓN

Se expone a continuación el presupuesto de la totalidad del proyecto realizado.

En primer lugar, se expondrán los costes materiales del reductor. Para ellos se establecen los costes del material necesario para la fabricación de las piezas y la maquinaria requerida para ello, incluyendo el coste del operario. Para la selección de los componentes se han revisado diversos catálogos, fabricantes y distribuidores con el fin de conseguir la mejor relación calidad-precio. Además, se ha intentado conseguir el precio más actual posible para acercar el precio final al precio real del reductor.

Tras ellos se descompondrá el coste de cada elemento según la cantidad de material, el proceso de fabricación y el tiempo requerido. También se muestra el coste de los elementos de compra del reductor. Posteriormente se definirán los costes de montaje y puesta a punto.

Por otro lado, también se definirán los costes de oficina técnica en los que se incluyen los trabajos de cálculo, diseño y redacción del proyecto.

Por último, se mostrarán los costes globales del proyecto.

## 2. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

### 2.1. CUADRO DE PRECIOS

Proceso de fabricación	Coste medio
Torneado	25 € / h
Fresado	30 € / h
Rectificado	45 € / h
Brochado	25 € / h
Dentado	45 € / h
Taladrado	20 € / h
Roscado	20 € / h
Moldeo	5 € / h
Pintura	20 € / h

En el proceso de torneado se incluyen los subprocesos propios del trabajo como el refrentado, cilindrado, mandrinado o ranurado. Del mismo modo, en el fresado se incluyen el frontal, el periférico, una combinación de ambos y el taladrado. En el moldeo se incluye tanto el coste del molde, que vendrá dado por el tamaño de la pieza, como del proceso de moldeo y desmoldeo.

Material	Coste
20MnCr5	1,8 € / Kg
42CrMo4	1,4 € / Kg
F-1110	1,1 € / Kg
EN GJL-250	1,5 € / Kg



## 2.2. COSTE DE FABRICACIÓN DE LAS PIEZAS

Para el cálculo del coste material de pieza es necesario determinar, en primer lugar, el volumen aproximado de cada pieza. Tras ello, y utilizando las densidades medias de cada material, se obtendrá la masa.

Para los tiempos se realizará una estimación de cada proceso.

### 2.2.1. EJE DE ENTRADA

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
42CrMo4	1,4	0,37	0,52

Proceso	Coste unitario (€ / Kg)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	1	25
Fresado	30	0,5	15
Rectificado	45	0,5	22,5
<b>TOTAL</b>		2	62,5

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>63,02</b>
------------------------------	--------------

### 2.2.2. EJE INTERMEDIO

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
42CrMo4	1,4	0,39	0,55

Proceso	Coste unitario (€ / Kg)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	1,25	31,25
Fresado	30	0,5	15
Rectificado	45	0,5	22,5
<b>TOTAL</b>		2,25	68,75

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>69,30</b>
------------------------------	--------------

### 2.2.3. EJE DE SALIDA

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
42CrMo4	1,4	0,83	1,16

Proceso	Coste unitario (€ / Kg)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	1,5	37,5
Fresado	30	0,5	15
Rectificado	45	0,75	33,75
<b>TOTAL</b>		2,75	86,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>87,41</b>
------------------------------	--------------

#### 2.2.4. PIÑÓN ETAPA 1

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
20MnCr5	1,8	0,22	0,40

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	0,5	12,5
Dentado	45	0,5	22,5
Brochado	25	0,25	6,25
<b>TOTAL</b>		1,25	41,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>41,65</b>
------------------------------	--------------

#### 2.2.5. RUEDA ETAPA 1

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
20MnCr5	1,8	0,98	1,76

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	0,5	12,5
Dentado	45	1	45
Brochado	25	0,25	6,25
<b>TOTAL</b>		1,75	63,75

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>65,51</b>
------------------------------	--------------

#### 2.2.6. PIÑÓN ETAPA 2

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
20MnCr5	1,8	0,40	0,72

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	0,5	12,5
Dentado	45	0,5	22,5
Brochado	25	0,25	6,25
<b>TOTAL</b>		1,25	41,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>41,97</b>
------------------------------	--------------

### 2.2.7. RUEDA ETAPA 2

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
20MnCr5	1,8	1,78	3,20

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	0,5	12,5
Dentado	45	1,5	67,5
Brochado	25	0,25	6,25
<b>TOTAL</b>		2,25	86,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>89,45</b>
------------------------------	--------------

### 2.2.8. CARCASA INFERIOR

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
EN GJL-250	1,5	5,7	8,55

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Moldeo	5 (€ / Kg)	5	42,75
Taladrado	20	0,5	10
Roscado	20	0,25	5
Rectificado	45	0,5	22,5
<b>TOTAL</b>		6,25	80,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>88,80</b>
------------------------------	--------------

### 2.2.9. CARCASA SUPERIOR

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
EN GJL-250	1,5	3,75	5,63

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Moldeo	5 (€ / Kg)	5	28,13
Taladrado	20	0,5	10
Roscado	20	0,25	5
Rectificado	45	0,5	22,5
<b>TOTAL</b>		6,25	65,63

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>71,26</b>
------------------------------	--------------

2.2.10. TAPA EJE ENTRADA 1

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
F-1110	1,1	0,08	0,09

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	0,25	6,25
Taladrado	20	0,25	4
Roscado	20	0,25	4
<b>TOTAL</b>		0,75	14,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>14,34</b>
------------------------------	--------------

2.2.11. TAPA EJE ENTRADA 2

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
F-1110	1,1	0,07	0,08

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	0,25	6,25
Taladrado	20	0,25	4
Roscado	20	0,25	4
<b>TOTAL</b>		0,75	14,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>14,33</b>
------------------------------	--------------

2.2.12. TAPA EJE INTERMEDIO 1

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
F-1110	1,1	0,09	0,10

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	0,25	6,25
Taladrado	20	0,25	4
Roscado	20	0,25	4
<b>TOTAL</b>		0,75	14,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>14,35</b>
------------------------------	--------------

2.2.13. TAPA EJE INTERMEDIO 2

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
F-1110	1,1	0,09	0,10

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	0,25	6,25
Taladrado	20	0,25	4
Roscado	20	0,25	4
<b>TOTAL</b>		0,75	14,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>14,35</b>
------------------------------	--------------

2.2.14. TAPA EJE SALIDA 1

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
F-1110	1,1	0,11	0,12

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	0,25	6,25
Taladrado	20	0,25	4
Roscado	20	0,25	4
<b>TOTAL</b>		0,75	14,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>14,37</b>
------------------------------	--------------

2.2.15. TAPA EJE SALIDA 2

Material	Coste Unitario (€ / Kg)	Material bruto (Kg)	Coste Total (€)
F-1110	1,1	0,13	0,14

Proceso	Coste unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste total (€)
Torneado	25	0,25	6,25
Taladrado	20	0,25	4
Roscado	20	0,25	4
<b>TOTAL</b>		0,75	14,25

<b>COSTE TOTAL PIEZA (€)</b>	<b>14,39</b>
------------------------------	--------------

### 2.2.9. RESUMEN COSTE PIEZAS

Pieza	Coste (€)
Eje de Entrada	63,02
Eje Intermedio	69,30
Eje de Salida	87,41
Piñón Etapa 1	41,65
Rueda Etapa 1	65,51
Piñón Etapa 2	41,97
Rueda Etapa 2	89,45
Carcasa Inferior	88,80
Carcasa Superior	71,26
Tapa Eje Entrada 1	14,34
Tapa Eje Entrada 2	14,33
Tapa Eje Intermedio 1	14,35
Tapa Eje Intermedio 2	14,35
Tapa Eje Salida 1	14,37
Tapa Eje Salida 2	14,39
<b>TOTAL</b>	<b>704,50</b>

### 2.3. COSTE ELEMENTOS DE COMPRA

Elemento	Coste Unitario (€ / ud.)	Cantidad (ud.)	Coste Total (€)
Rodamiento 16002	2,34	1	2,34
Rodamiento 16101	2,11	1	2,11
Rodamiento 16003	2,43	2	4,46
Rodamiento 16004	2,57	1	2,57
Rodamiento 16005	2,61	1	2,61
Chaveta DIN 6885 5x5x14	0,55	1	0,55
Chaveta DIN 6885 6x6x15	0,60	1	0,60
Chaveta DIN 6885 6x6x24	0,60	1	0,60
Chaveta DIN 6885 8x7x25	0,75	1	0,75
Retén SKF 15x32x7 CRW1 R	3,26	1	3,26
Retén SKF 25x47x10 HMS5 RG	4,67	1	4,67
Visor GN 743-7-M14x1,5-A	3,50	1	3,50
Tapón GN 749-M8x1-A	2,20	1	2,20
Tapón TCD.10x1,5	2,10	1	2,10
Cáncamo DIN 580-M8-ST	0,23	2	0,46
Anillo DIN 471 d12	0,27	1	0,27
Anillo DIN 471 d15	0,30	2	0,60
Anillo DIN 471 d17	0,32	2	0,64
Anillo DIN 471 d20	0,35	3	1,05
Anillo DIN 471 d25	0,40	2	0,80
Tornillo DIN 933 M4 x15	0,21	24	5,04
Tornillo DIN 933 M4 x20	0,25	10	2,50
Tornillo DIN 933 M6 x30	0,35	8	2,80
Arandela DIN 127 M4	0,09	34	3,06
Arandela DIN 127 M6	0,12	8	0,96
Aceite ISO VG-680	50,75	1	50,75
<b>TOTAL</b>			<b>101,25</b>

## 2.4. COSTES DE MONTAJE

Trabajo	Coste Oficial de Primera (€ / h)	Tiempo (h)	Coste Total (€)
Montaje	35	2	70
Puesta a punto	20	1	20
<b>TOTAL</b>		<b>3</b>	<b>90</b>

## 2.5. COSTES OFICINA TÉCNICA

Trabajo	Coste Unitario (€ / h)	Tiempo (h)	Coste Total (€)
Diseño y Cálculo	15	90	1350
Planos	10	50	500
Memoria	5	30	150
Pliego de Condiciones	5	20	100
Presupuesto	5	20	100
Presentación	5	15	75
Licencia Office UPV	0	1 (ud.)	0
Licencia Solidworks V.E.	0	1 (ud.)	0
Consultas Tutor	12	10	120
Revisión Tutor	12	5	60
<b>TOTAL</b>		<b>240</b>	<b>2455</b>

## 3. PRESUPUESTO GLOBAL DEL PROYECTO

Concepto	Coste (€)
Fabricación piezas	704,50
Elementos de compra	101,25
Montaje	90,00
Oficina Técnica	2455,00
Presupuesto Ejecución Material	3350,75
Gastos Generales (10%)	335,08
Presupuesto Contrata	3685,33
I.V.A. (21%)	773,92
<b>Presupuesto Total</b>	<b>4459,25</b>

El coste total del proyecto es de # CUATRO MIL CUATROCIENTOS CINCUENTA Y NUEVE EUROS Y VEINTICINCO CÉNTIMOS DE EURO.