



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 36,1 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2850 Nm**

---

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**AUTOR:** *Alejandro Arnau Landaluce*

**TUTOR:** *José Enrique Tarancón Caro*

**TITULACIÓN:** *Grado en Ingeniería Mecánica*

**DICIEMBRE 2020**

## **Contenido**

Memoria

Anexo de Cálculos

Anexo de Tablas

Anexo de Planos

Anexo de Pliego de Condiciones

Anexo de Presupuesto



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN  
REDUCTOR DE VELOCIDAD CON  
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 36,1 Y  
PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE  
2850 Nm**

---

**MEMORIA**

# Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

## Contenido

.....	1
1. OBJETIVO.....	4
2. ESTUDIO DE NECESIDADES.....	4
2.1. Necesidades de par y velocidad.....	4
2.2. Condiciones de trabajo y temperatura.....	4
2.3. Condiciones de mantenimiento y sustitución.....	5
2.4. Condiciones de diseño y precio.....	5
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	5
3.1. Transmisiones por rozamiento, correas.....	5
3.1.1. Correas planas.....	6
3.1.2. Correas trapezoidales.....	6
3.2. Transmisiones flexibles por engrane.....	6
3.2.1. Cadenas.....	6
3.2.2. Correas dentadas.....	7
3.3. Transmisiones por engranajes.....	7
4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA.....	8
4.1. Descripción del reductor.....	8
4.2. Descripción de los engranajes.....	9
4.2.1. Material de los engranajes.....	10
4.3. Descripción de los ejes.....	10
4.3.1. Eje de entrada.....	10
4.3.2. Eje intermedio.....	10
4.3.3. Eje de salida.....	11
4.3.4. Material de los ejes.....	11
4.4. Descripción de la carcasa.....	11
4.4.1. Material de la carcasa.....	12
4.5. Descripción de los elementos normalizados.....	12
4.5.1. Rodamientos.....	12
4.5.2. Chavetas.....	13
4.5.3. Casquillos separadores.....	13
4.5.4. Retenes.....	14
4.5.5. Visor de nivel.....	14
4.5.6. Tapones de llenado y vaciado.....	15
4.5.7. Anillos de seguridad.....	15
4.5.8. Lubricante.....	16

## Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

5. BIBLIOGRAFÍA.....	17
----------------------	----

### 1. OBJETIVO

No es fácil que los requerimientos de par y velocidad que se obtienen directamente de los motores cumplan con los requerimientos habituales de las máquinas arrastradas. Por ello, utilizamos un conjunto de elementos que acondicionarán la salida del motor a las necesidades de dicha máquina. El objetivo de este trabajo es diseñar y calcular dicho conjunto para su uso en la industria. Esto es un reductor de velocidades y se diseñará acorde a unas características estipuladas.

La función de un reductor común es transmitir una velocidad de giro y un par inicial de entrada a través de un conjunto de ejes y engranajes. Este mecanismo tiene como objetivo reducir la velocidad de giro y aumentar el par de la máquina motriz para conseguir una velocidad de giro de salida menor y un par mayor para accionar la máquina arrastrada. Cuanto mejor sea el reductor, menor potencia se perderá desde su salida de la máquina motriz.

El reductor se accionará mediante un motor externo eléctrico con una potencia de 11587,128 watios que gira a 1400 revoluciones por minuto. Mediante una relación de transmisión total de 36.1 a repartir entre dos etapas, este reductor ha de transmitir un par de salida máximo de 2850 newtons por metro.

### 2. ESTUDIO DE NECESIDADES

#### 2.1. Necesidades de par y velocidad

Como se ha comentado antes el eje de entrada girará a una velocidad angular de 1400 revoluciones por minuto. Esto se acciona a través de un motor eléctrico que gira con una potencia de 11515,05 watios y con un par de salida del motor de 78,54 newtons por metro. Sin embargo, este par no es suficiente para accionar la máquina industrial que será la máquina arrastrada por lo que se necesitará el reductor.

A la salida del reductor, se estará transmitiendo un par de 2850 newtons por metro, pero con una velocidad del eje de salida de 38,58 revoluciones por minuto.

#### 2.2. Condiciones de trabajo y temperatura

El reductor diseñado estará trabajando en un taller o fábrica donde las condiciones ambientales serán normales y se supondrá que estará funcionando 24h seguidas al día. Trabajará a una temperatura aproximada de 25°C que oscilará dependiendo de la época del año.

Siempre se deberán mantener unas vibraciones reducidas y una velocidad constante en la medida de lo posible. No obstante, las máquinas involucradas estarán sometidas a pequeños choques y vibraciones mínimas a lo largo de su vida útil.

Se asume que el reductor de velocidades funcionará en un ambiente corrosivo suficientemente ligero como para que no influya en su mantenimiento.

### 2.3. Condiciones de mantenimiento y sustitución

Tarde o temprano ciertos componentes fallarán debido a los ciclos a los que estén sometidos. Para evitar esto es necesario realizar un correcto mantenimiento del reductor.

El lubricante empleado tendrá que ser sustituido cada 3000 horas de trabajo aconsejando revisiones cada dos meses.

Los rodamientos tendrán que sustituirse cada 50000 horas de funcionamiento atendiendo siempre a la forma de trabajo a la que estos serán sometidos.

### 2.4. Condiciones de diseño y precio

El reductor de velocidades se tendrá que diseñar acorde a ciertos criterios.

Primero, se ha de vigilar el factor de precisión. El reductor tendrá que funcionar de la mejor forma posible, se tendrán que reducir al máximo las pequeñas colisiones producidas por los engranajes y mantener al mínimo las vibraciones. Además, ha de mantener siempre un rendimiento óptimo para evitar que se pierda la potencia del motor eléctrico al reducir la velocidad.

Por orden de importancia, el segundo criterio que se ha de emplear para el diseño del reductor es el tamaño. El mecanismo puede ser descartado por el simple hecho de que no haya suficiente espacio para acoplarlo. Este criterio va ligado directamente al precio ya que cuanto más pequeño se diseñe el reductor, más barato saldrá a la hora de fabricarlo.

Es muy importante también el factor económico, cualquier cliente quiere el producto más barato posible siempre y cuando su funcionamiento sea fiable.

## 3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Tras identificar el objetivo de este trabajo se continúa con la valoración de las diferentes alternativas para conseguir el funcionamiento del mecanismo.

Sabiendo que el mecanismo a emplear es un reductor de velocidades, la principal variante a estudiar es el método de transmisión.

### 3.1. Transmisiones por rozamiento, correas

El rendimiento obtenido de este tipo de transmisiones oscila entre un 85 y 98% pero la relación de velocidades no es exacta. Este factor depende de la potencia que ha de transmitir ya que puede generar pequeños deslizamientos de la correa sobre la polea.

Pueden apreciarse ciertas ventajas como, por ejemplo:

- No hay una colocación estricta en la forma en la que se posicionan los árboles.
- Coste reducido

## **Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad**

- Hay una notable absorción elástica en los choques y el conjunto está protegido contra las sobrecargas.

También presenta ciertos inconvenientes. Entre ellos cabe destacar:

- No se trabaja con una relación de transmisión completamente precisa ya que existe un deslizamiento que oscila entre el 1% y el 3%.
- La tensión que se realiza previa a su funcionamiento puede sobrecargar los cojinetes.
- Las correas tienen una alta sensibilidad al ambiente.

### **3.1.1. Correas planas**

Pueden emplearse tanto en árboles paralelos como en cruzados. El accionamiento abierto queda limitado por una relación de transmisión máxima de 6 mientras que para rodillos tensores queda limitada a un máximo de 15. El problema de este tipo de transmisión es que al circular la correa por la polea hay una variación en la tensión. Al esto suceder, hay una variación en la longitud que provoca un deslizamiento al que se le hace referencia como resbalamiento por alargamiento.

### **3.1.2. Correas trapezoidales**

Este tipo de transmisión posee una capacidad mucho mayor que aquella de las correas planas a la hora de transmitir par y velocidad. Esto se debe a que si esta correctamente diseñado, en la transmisión no aparecerá ningún tipo de deslizamiento, en caso contrario no tendrá que exceder del 2%. Funciona en un rango de relación de transmisión inferior o igual a 10 y la velocidad optima de trabajo se encuentra entre los 2 y 50 metros por segundo.

## **3.2. Transmisiones flexibles por engrane**

### **3.2.1. Cadenas**

Llegan a obtener un rendimiento de entre 97 y 98%. Se utilizan con árboles paralelos y tiene la capacidad de transmitir mayor fuerza que la de las correas. Funciona por lo general en relaciones de transmisión igual o inferior a 7 pero aumenta a 10 cuando se trabaja con velocidades bajas.

Pueden apreciarse ciertas ventajas como, por ejemplo:

- Más económico que el uso de los engranajes.
- La relación de transmisión se mantiene constante
- Resistente, no hay necesidad de uso de un cárter.
- Una misma cadena tiene la capacidad de accionar diversas ruedas.

También presenta ciertos inconvenientes. Entre ellos cabe destacar:

- Menos económico que el uso de correas.



## Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

- La potencia y velocidad máxima limita su aplicación.
- Requiere mucho espacio.
- Duración limitada.
- Necesario el uso de lubricación.
- No hay trabajo elástico.

### 3.2.2. Correas dentadas

Este tipo de transmisión presenta unas ventajas similares a las de la propuesta anterior, pero descartando los problemas de lubricación y aumentando el límite de velocidad de funcionamiento. Alcanzan un rendimiento del 98% y no es necesario tanto mantenimiento, pero no son una buena elección frente al trabajo con cargas de impacto y generan más ruido. Un pretensado no adecuado genera desgaste superficial en los dientes y el desalineamiento entre las poleas queda limitado a 0, 25° o por cada 230 mm entre ejes un desalineamiento de 1mm de lo contrario aparecerá un desgaste irregular entre los dientes.

### 3.3. Transmisiones por engranajes

Este tipo de transmisión es muy común ya que existen pocas limitaciones respecto a potencia, velocidad y relaciones de transmisión.

Pueden apreciarse ciertas ventajas como, por ejemplo:

- Fiable y de larga duración.
- La relación de transmisión se mantiene constante
- Dimensión reducida
- Soporta sobrecargas
- Necesita un reducido mantenimiento.

También presenta ciertos inconvenientes. Entre ellos cabe destacar:

- Su fabricación tiene un elevado coste.
- Genera ruido durante su funcionamiento.
- Transmisión rígida. Requiere acoples para transmitir las vibraciones y absorber los choques.

Dentro de estas transmisiones pueden distinguirse los tipos más comunes:

- Engranajes cilíndricos
- Engranajes cónicos
- Engranajes cónicos desplazados
- Tornillo sin fin
- Engranajes cilíndricos helicoidales cruzados.

### 4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

Para el diseño de este reductor de velocidades se ha optado como forma de transmisión la transmisión por contacto directo mediante el uso de unos engranajes cilíndricos helicoidales. Se ha escogido este tipo de engranajes por el rendimiento que ofrecen a la hora de transmitir un par alto como es este caso (de entre 96 a 99% por etapa de transmisión), no requieren un mantenimiento complejo y no generan tanto ruido como los engranajes de diente paralelos. Además, se admite una relación de transmisión por etapa de 8.

#### 4.1. Descripción del reductor

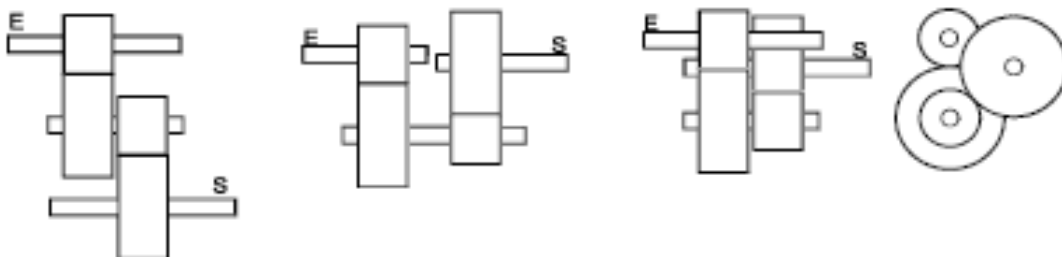
Con los datos iniciales de los que se parten han de definirse ciertos aspectos que facilitarán el diseño de este reductor.

Al trabajar con una relación de transmisión de 36,1 la velocidad tendrá que reducirse en dos etapas ya que se trata de una relación muy elevada. Para realizar el cálculo de la relación por etapa se ha utilizado la fórmula:

$$i = i_1 \times i_2$$

El producto de la relación de transmisión de cada una de las dos etapas ha de ser igual a esta del conjunto. De aquí se estima un posible valor para la primera etapa de 6 y un otro para la segunda etapa de 6,01.

Conociendo el número de etapas a utilizar se puede definir la disposición de los ejes que se utilizará en el conjunto. A escoger entre:



Se utilizará la primera opción que, aunque en cuanto a espacio no sea la opción óptima, la distribución y longitud de los ejes garantizará una resistencia suficiente a los esfuerzos que van a actuar durante su funcionamiento.

Utilizará para ambas etapas el mismo lubricante (ISO VG – 680) para abaratar costes. Este requerirá una entrada en la carcasa para poder ser introducido y que llegue a todos los componentes desde los engranajes hasta los rodamientos. Será aplicado mediante borbotado y mediante el uso de un visor se podrá comprobar que haya la cantidad necesaria.

Para calcular el diámetro mínimo de los ejes se ha utilizado el criterio de rigidez torsional que, más adelante se ha comparado con el cálculo obtenido frente a la deflexión lateral y el cálculo a fatiga. Una vez el diámetro escogido ha cumplido todos los criterios se ha continuado con el diseño de los engranajes, de lo contrario, se habrían

## Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

analizado de nuevo diferentes condiciones como el material para obtener mejores características o el diámetro del eje.

Una vez calculado el diámetro del eje mediante el criterio de rigidez torsional tiene que calcularse el ancho de los engranajes. Se supone un coeficiente de seguridad inicial con el que se va a asegurar el engranaje una vez realizados los cálculos. De una forma similar a la del cálculo del eje, se va a comparar el ancho obtenido por fallo superficial al de fallo por flexión y se va a asegurar que el coeficiente de fallo por flexión sea superior al de fallo superficial. Esto va a garantizar que si el engranaje falla será debido al fallo superficial que genera ruidos y vibraciones a diferencia del fallo por flexión que no muestra fallo hasta que es catastrófico para el reductor.

Las dimensiones de las chavetas que transmiten el par desde el árbol hasta el engranaje se han obtenido mediante una tabla normalizada para chavetas y chaveteros. Como la longitud de la chaveta sobrepasa a ésta del engranaje, se ensanchará la base del engranaje para poder absorber correctamente el par transmitido.

El resto de los elementos normalizados han sido escogidos de catálogos ofrecidos por diversos fabricantes. Se han utilizado cojinetes para reducir en los ejes las pérdidas por fricción y se colocará uno de ellos por cada extremo de los árboles. Se dispondrán de manera que uno será fijo y el otro libre.

### 4.2. Descripción de los engranajes

Los engranajes son conjunto de componentes que se emplean para transmitir un movimiento de una pieza a otra. Suele estar constituido por un piñón, la rueda motriz, y una rueda, la que recibe el movimiento. Para definir los tamaños de dichas piezas se ha de tener en cuenta el módulo que se trata del cociente entre el diámetro primitivo y la cantidad de dientes necesarios. Al estar realizando el diseño de engranajes helicoidales se debe tener en cuenta la diferencia entre el módulo aparente y el normal.

Este componente suele presentar dos tipos de fallos fundamentalmente cuando se deteriora su dentado. La rotura del diente y fallos superficiales.

Se obtienen las siguientes características de la primera etapa:

Características Etapa 1	
Material Empleado	Acero aleado templado y revenido
Relación de transmisión	6
Módulo	2
Número de dientes del piñón	23 dientes
Número de dientes de la rueda	138 dientes
Diámetro piñón	47.62 mm
Diámetro rueda	285.74 mm
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	15°
Anchura engranajes	23 mm

## Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

Se obtienen las siguientes características de la segunda etapa:

Características Etapa 2	
Material Empleado	Acero aleado templado y revenido
Relación de transmisión	6.047
Módulo	4
Número de dientes del piñón	21 dientes
Número de dientes de la rueda	127 dientes
Diámetro piñón	86.96 mm
Diámetro rueda	525.92 mm
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	15°
Anchura engranajes	42 mm

### 4.2.1. Material de los engranajes

Se utiliza el mismo material para ambas etapas con las siguientes características:

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero templado y revenido	42CrMo4	1120	1040	321

### 4.3. Descripción de los ejes

Este reductor se compone de tres árboles o ejes. El eje de entrada, el árbol intermedio y el árbol de salida. Estos son los encargados de transmitir el par a los piñones y ruedas mediante los chaveteros y las chavetas que los unen.

Los ejes se han diseñado para que sean lo suficiente resistentes para que no exista fallo a fatiga y soporten las deformaciones mínimas establecidas tanto por el criterio de rigidez torsional como por el criterio de deflexión lateral.

#### 4.3.1. Eje de entrada

El eje de entrada es el encargado de transmitir la velocidad de giro generada por el motor. El motor eléctrico con el que se trabaja origina una velocidad de 1400 revoluciones por minuto y un par torsor de 78,54 newtons metro. Esto tiene que transferirse mediante el piñón y la rueda de la primera etapa al eje intermedio.

#### 4.3.2. Eje intermedio

El eje intermedio es el encargado de transmitir la velocidad de rotación recibida de la primera etapa. Este eje recibe una velocidad de giro la rueda de 233,33 revoluciones por minuto y un par de 471,26 newtons por metro. Estos datos han de

## Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

transmitirse a la etapa dos mediante el mismo eje intermedio, de la rueda de la primera etapa al piñón de la segunda.

### 4.3.3. Eje de salida

El eje de salida es el encargado de transmitir la velocidad de giro recibida de la segunda etapa. Este eje recibe una velocidad de giro por la rueda de esta última etapa de 38,58 revoluciones por minuto y por medio del reductor completo se ha conseguido aumentar el par a 2850 newtons metro. Estos datos se transmiten finalmente a la máquina arrastrada con la que se va a trabajar.

### 4.3.4. Material de los ejes

Para asegurar el correcto funcionamiento del reductor de velocidades y evitar que se produzcan fracturas o deformaciones en la medida de lo posible se ha escogido un material que proporcionará una alta resistencia a los ejes. Ha de ser más resistente que los engranajes y que las chavetas ya que este soporta esfuerzos mayores. Para su construcción se ha optado por un acero laminado forjado que proporcionará a los ejes una alta resistencia a la torsión a la que se somete y un núcleo tenaz.

Acero	Densidad ( $Kg/m^3$ )	Límite de rotura $S_u$ ( $MPa$ )	Límite elástico $S_y$ ( $MPa$ )	Dureza Brinell
34NiCrMo6	7800	1300	860	401

Este material se ha sometido a un estudio minucioso de fatiga y deflexión lateral con el fin de conocer los diámetros óptimos para los árboles diseñados.

## 4.4. Descripción de la carcasa

La carcasa es el componente del reductor que se encarga de proteger las piezas internas y de ayudar a soportar la estructura. Se trata del elemento que retiene el lubricante y aísla los demás componentes de las condiciones adversas externas, como agentes corrosivos, y manteniendo un estado interior seguro para su funcionamiento.

Estructuralmente hablando, ha de ser suficientemente rígida como para evitar posibles deformaciones causadas por las cargas y absorber las vibraciones generadas por el propio funcionamiento del reductor. De no ser así, podrían producirse hendiduras internas que generarían desalineamientos en los componentes internos hasta incluso producir fallo de funcionamiento.

Respecto a sus componentes y montaje, estará dividida en una parte superior y otra inferior. Estas se unirán mediante una junta intermedia que actuará de sellado proporcionando la estanqueidad del mecanismo y los tornillos. Se utilizará como material la fundición gris EN-GJL 250 que absorbe fácilmente posibles vibraciones debido a su capacidad de amortiguamiento.

## Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

Este componente se fabricará mediante moldeado y modificando mediante su mecanizado las partes puntuales que entren en contacto con otras piezas. Tendrá un espesor de 5 mm para no añadir peso innecesario exceptuando aquellas partes donde se alojen los rodamientos u otras piezas como los tapones. A esto se le dará una capa de pintura para darle un toque estético y protegerla de posibles agentes corrosivos.

### 4.4.1. Material de la carcasa

Para la fabricación de este elemento se ha utilizado el siguiente material:

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )
Fundición gris	EN-GJL 250	250-350	165-228	180-220	7200

## 4.5. Descripción de los elementos normalizados

### 4.5.1. Rodamientos

Debido a la fricción entre elementos, se necesitarán unos apoyos para reducir las pérdidas causadas por esto. Disponemos de cojinetes, los cuales pueden clasificarse por el tipo de esfuerzo que transmiten, axiales o radiales, aunque determinadas combinaciones pueden ofrecer ambos. Fundamentalmente, los cojinetes reducen mediante un lubricante, capa magnética o nada (en el desplazamiento seco) la cantidad de fricción entre dos componentes en contacto.

En este caso se utilizarán rodamientos por los cuales la carga es distribuida entre los elementos (agujas, bolas o rodillos) que están en contacto de rodadura entre dos anillos.

Más específicamente, se han escogido rodamientos radiales de rodillos cónicos del catálogo de la empresa [www.SKF.com](http://www.SKF.com).

#### **Rodamientos montados en el eje de entrada:**

*Rodamiento 1: 30205*

*Rodamiento 2: 30204*

#### **Rodamientos montados en el eje intermedio:**

*Rodamiento 1: 30209*

*Rodamiento 2: 30209*

#### **Rodamientos montados en el eje de salida:**

*Rodamiento 1: JM 714249/210*

*Rodamiento 2: 33014*

## Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

Pueden encontrarse las especificaciones técnicas de todos los rodamientos seleccionados en el anexo de tablas desde la tabla N°20 hasta la tabla N°24.

### 4.5.2. Chavetas

La chaveta es un componente de sección cuadrada o rectangular que se utiliza en el caso de que dos piezas diferentes giren de manera solidaria. En el caso de un reductor de velocidades como es este, la chaveta se situará entre los ejes y los engranajes para que puedan transmitir par entre ellos. Para el correcto acople se realiza una ranura en ambas piezas llamada chavetero. Esta se encarga de contener la chaveta y se dimensiona acorde a esta.

Se dispone de dos chavetas por eje y por ende se les han mecanizado dos chaveteros. La primera chaveta del eje de entrada y la segunda del eje de salida se dimensionarán de la misma manera que las chavetas con las que comparte eje.

Se han diseñado la longitud del componente partiendo del diámetro de cada eje y seleccionando la sección normalizada de la tabla "TABLA N°1: DIMENSIONADO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS" del anexo de tablas. Obtenemos los siguientes resultados por eje (todas las chavetas que compartan ejes transmitirán el mismo par consiguiente tendrán las mismas dimensiones):

- *Chavetas eje entrada: 31,25 mm de longitud, 8 mm de ancho x 7 mm de alto.*
- *Chavetas eje intermedio: 56,25 mm de longitud, 14 mm de ancho x 9 mm de alto.*
- *Chavetas eje salida: 93,75 mm de longitud, 20 mm de ancho x 12 mm de alto.*

El material de las chavetas es un punto importante ha estudiar, ya que este ha de tener una resistencia inferior al utilizado para los ejes y engranajes. El objetivo es asegurar que debido al estrés recibido por el par en los componentes falle primero la chaveta, ya que, el coste de reparación es mucho menor que el de los demás componentes.

Se ha empleado un acero común para este componente y que cumple con los requerimientos especificados. Acero 20MnCr5 con las siguientes características:

Acero	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)
20MnCr5	680	400

### 4.5.3. Casquillos separadores

Los casquillos separadores se utilizan en este reductor de velocidades para separar los diferentes componentes montados sobre un mismo eje para evitar que se produzcan desplazamientos axiales. Al contrario que los anillos de retención, estos no presentan concentradores de tensión.

## Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

Se divide la información de estos componentes por su disposición en cada eje de la siguiente manera:

### **Eje de entrada:**

En el primer eje se requiere el uso de un casquillo separador. La función de este será la separación y fijación axial entre el rodamiento A del eje y el piñón de la primera etapa. Este tendrá unas dimensiones de 1,5 mm de ancho, un diámetro interior de 25 mm y un diámetro exterior de 40 mm.

### **Eje intermedio:**

En el eje intermedio se requiere el uso de dos casquillos separadores. El primero se situará entre la rueda de la primera etapa y el piñón de la segunda. El objetivo de este posicionamiento es fijar axialmente los engranajes y evitar un desplazamiento axial a lo largo del eje. Este tendrá unas dimensiones de 5 mm de ancho, un diámetro interior de 45 mm y un diámetro exterior de 55 mm. El segundo casquillo, compartirá las mismas dimensiones que el anterior. Este se situará entre el piñón de la segunda etapa y el cambio de sección de 45 mm a 50 mm.

### **Eje de salida:**

El eje de salida tan sólo se utilizará un casquillo separador. Este se montará entre el rodamiento A y la rueda de la segunda etapa. Tendrá 6 mm de ancho, un diámetro interior de 75 mm y un diámetro exterior de 90 mm.

## **4.5.4. Retenes**

Al utilizar lubricante, se corre el riesgo que tanto por el eje de entrada como en el de salida, al estar expuestos al exterior, pueda salir disparado el aceite hacia afuera. Para evitar este problema utilizaremos dos retenes, estos se colocan en los ejes de entrada y salida para evitar fugas debido a un incorrecto sellado.

Para seleccionar los retenes empleados utilizaremos el catálogo online del proveedor [www.skf.com](http://www.skf.com). Las especificaciones técnicas de estos componentes se encuentran en “TABLA N°21: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA 25X45X10 HMS5 RG” y “TABLA N°22: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA 75X90X15 HMS5 RG” del anexo de tablas.

- Retén eje de entrada: 25x45x10 HMS5-RG
- Retén eje de salida: 75x95x10 HMS5-RG

## **4.5.5. Visor de nivel**

El visor de nivel se hallará en el lateral de la carcasa para que cumpla su función correctamente. La colocación de este elemento tiene como función proporcionar al técnico encargado del mantenimiento de este mecanismo una visión sobre el estado del lubricante que se utilice, tanto de su estado como de la cantidad de la que se disponga.



## Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

Para este reductor se ha escogido el visor GN 743.1 M14X1.5 el cual se ha escogido del catálogo online del fabricante [www.elsa-ganter.es](http://www.elsa-ganter.es). Las especificaciones técnicas proporcionadas por el fabricante pueden encontrarse en “*TABLA N°20: ESPECIFICACIONES DEL VISOR DE NIVEL DE ACEITE*” del anexo de tablas.

### 4.5.6. Tapones de llenado y vaciado

A la hora de introducir o extraer el lubricante del reductor de velocidades se hará uso de sus tapones. Los tapones empleados para este reductor se situarán en las partes opuestas y con la función de llenado y vaciado del aceite. Ambos se han escogido del catálogo online de [www.norelem.com](http://www.norelem.com).

Si dispondrá de un tapón en la parte superior. Este tendrá la función de llenado. Ha de ponerse en un sitio accesible e introducirle un filtro de aire para evitar que se introduzcan partículas perjudiciales para el mecanismo. En este caso se va a emplear el tapón con filtro para partículas de aceite para llenado 28022-33018 con un diámetro de perforación de 18 mm. Las características técnicas de este tapón pueden encontrarse en “*TABLA N°24: TAPÓN CON FILTRO PARA LLENADO DE ACEITE*”.

El otro tapón del que se dispondrá se encontrará en la parte inferior y le corresponderá la función de vaciado. En lugar de un filtro, en este tapón inferior se aloja un imán para atraer cualquier partícula metálica que se haya desprendido del reductor durante su funcionamiento. En este caso se va a emplear el tornillo con imán para vaciado del aceite con referencia 28024-201415. Las características técnicas de este tapón pueden encontrarse en “*TABLA N°23: TORNILLO CON IMÁN VACIADO DE ACEITE*”.

### 4.5.7. Anillos de seguridad

Los anillos de seguridad tienen un uso similar al de los casquillos. Estos se encargan de evitar el desplazamiento axial de algunos objetos que van montados en el eje. A diferencia de los casquillos, estos introducen una ranura que actúa como concentrador de tensiones en el eje y ha de tenerse en cuenta para el diseño a fatiga de estos.

En este reductor se han utilizado un total de siete anillos de seguridad. Se han seleccionado de la página online del fabricante Rotorclip [www.rotorclip.com](http://www.rotorclip.com) el cual proporciona un catálogo completo con toda la información pertinente para su selección. Este catálogo puede encontrarse en el anexo de tablas en “*TABLA N°25: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE ANILLOS DE SEGURIDAD*”.

#### Anillos en el primer eje:

- *DSH-25*: Previene el desplazamiento del primer rodamiento.
- *DSH-20*: Previene el desplazamiento del segundo rodamiento.

#### Anillos segundo eje:

## Diseño y Cálculo de un Reductor de Velocidad

- *DSH-40*: Se emplean dos anillos de seguridad de este tipo para evitar el desplazamiento tanto del primer como del segundo rodamiento.
- *DSH-45*: Previene el desplazamiento del piñón de la segunda etapa.

### Anillos tercer eje:

- *DSH-75*: Previene el desplazamiento del primer rodamiento.
- *DSH-70*: Previene el desplazamiento del segundo rodamiento.

### 4.5.8. Lubricante

El lubricante tiene como función separar las superficies de fricción mediante una fina película con el objetivo de reducir el desgaste y la fricción. Consecuentemente, esto prolongará la vida a fatiga. Por otra parte, el aceite utilizado como lubricante también tiene la característica de ayudar a disipar y distribuir el calor, cumple una pequeña función de refrigerante.

La característica que determina si se va a formar una película de lubricante entre dos superficies es la viscosidad. Esta depende de la temperatura y se mide con el índice de viscosidad de tal manera que cuanto mayor sea la temperatura de trabajo menos variará la viscosidad.

En el caso de este reductor, utilizaremos aceite debido a la velocidad y a la necesidad de utilizar el lubricante empleado en otros componentes. Mediante el método AGMA se ha realizado un proceso de selección del lubricante para una velocidad tangencial y una temperatura determinada de trabajo. Se pueden estudiar las diferentes opciones en el Anexo de tablas "*TABLA N<sup>o</sup>4: VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LOS LUBRICANTES MÉTODO AGMA*".

En concreto, se ha escogido el lubricante HMTG007 Premium del fabricante "HMT". Se trata de un aceite ISO VG-680 de uso industrial para engranajes que presenta la viscosidad adecuada y una calidad óptima a un precio razonable.

Este se introducirá por el tapón de llenado y se distribuirá, como bien se ha dicho antes, mediante barboteo que es el método más común para casos como este por la sencillez de aplicación. Esta técnica consiste en la salpicadura del aceite por los dientes de los engranajes para que finalmente escurra hasta el rodamiento.

## **5. BIBLIOGRAFÍA**

BESA GONZÁLEZ, A.J. y VALERO CHULIÁ, F.J. (2016). *Diseño de Máquinas*.  
Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.

BUDYNAS R.G. AND NISBETT J.K. *Diseño en Ingeniería Mecánica, Octava Edición en español, Mac Graw Hill, México.*

APUNTES DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA. *Diseño de máquinas I y II*. Valencia:  
Universidad Politécnica de Valencia.

APUNTE DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA. *Expresión Gráfica I y II: Normalización*.  
Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 36,1 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2850 Nm**

---

## **ANEXO DE CÁLCULOS**

## Contenido

1.	Introducción.....	4
2.	Datos iniciales.....	4
3.	Engranajes .....	4
3.1.	Relación de transmisión .....	4
3.2.	Diámetro de los ejes mediante el método de cálculo de giro por rigidez torsional .....	4
3.3.	Dimensionado de los engranajes .....	7
3.4.	Selección del lubricante. ....	9
3.5.	Anchura de los engranajes .....	9
3.5.1.	Selección del material .....	9
3.5.2.	Método de diseño .....	10
3.5.3.	Tensión superficial.....	10
3.5.4.	Cálculo a flexión .....	13
3.5.5.	Anchura seleccionada por etapa.....	15
3.6.	Selección del lubricante mediante el Método AGMA.....	19
3.7.	Diseño de chavetas y chaveteros.....	20
3.7.1.	Chavetas en el eje de entrada .....	21
3.7.2.	Chavetas en el eje intermedio.....	21
3.7.3.	Chavetas en el eje de salida .....	21
4.	DISEÑO DE LOS EJES .....	22
4.1.	Selección del material .....	22
4.2.	Diseño a deflexión lateral.....	23
4.3.	Diseño a fatiga.....	23
4.4.	Dimensionado de los ejes.....	25
4.4.1.	Disposición y dimensionado de los ejes.....	25
4.4.2.	Eje de entrada .....	26
4.4.3.	Eje intermedio .....	27
4.4.4.	Eje de salida.....	28
4.4.5.	Cálculo de las fuerzas actuantes en los ejes .....	29
4.4.6.	Cálculo a deflexión lateral .....	33
4.4.7.	Cálculo a fatiga .....	54
5.	SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	65
5.1.	Fuerza equivalente en los rodamientos de rodillos cónicos .....	65
5.2.	Cálculo de la vida a fatiga del rodamiento .....	66
5.3.	Rodamientos del eje de entrada.....	69
5.4.	Rodamientos del eje intermedio.....	73

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

5.5. Rodamientos del eje de salida. ....	75
--	----

## 1. Introducción.

Comenzamos exponiendo el objetivo del anexo de cálculos del diseño de un reductor de velocidades para una máquina industrial. En este punto se va a analizar el proceso que se ha seguido paso por paso a la hora de diseñar el reductor. Estudiaremos las tablas empleadas y los motivos por los que se han tomado las diferentes decisiones a lo largo del cálculo. Comenzamos con unos datos iniciales propuestos por cliente.

## 2. Datos iniciales

Como anteriormente se ha expuesto en el título del trabajo, comenzamos con unas condiciones de funcionamiento específicas para el diseño del reductor industrial. La velocidad angular del eje de entrada será de 1400 revoluciones por minuto, con una relación de transmisión de 36.1 entre las dos etapas que se emplearán. Limitaremos el par máximo de salida a 2850 Nm.

Con los datos anteriores tendremos que diseñar los 3 ejes diferentes, la carcasa del reductor y los engranajes de dientes helicoidales necesarios. Diseñando correctamente estos elementos (entre otros) podremos transmitir el par a lo largo del reductor para obtener las condiciones de salida establecidas.

## 3. Engranajes

### 3.1. Relación de transmisión

Para diseñar el reductor, el primer paso con el que se debe comenzar es obtener la relación de transmisión estimada de cada etapa. Partimos con el dato de que la relación general de transmisión es de 36.1.

$$i = i_1 \times i_2$$

El producto de la relación de transmisión de cada una de las dos etapas ha de ser igual a esta del conjunto.

De la fórmula anterior se estiman dos posibles valores de este dato adimensional.

$i$ etapa 1	$i$ etapa 2
6	6.01

### 3.2. Diámetro de los ejes mediante el método de cálculo de giro por rigidez torsional

Una vez obtenido el valor de la relación de transmisión por etapas procederemos a establecer las características de los ejes con el objetivo de calcular mediante el método de deflexión torsional el diámetro de los ejes.

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Con los datos de relación de transmisión y la velocidad angular de entrada por eje obtenemos la velocidad angular de salida del eje estudiado mediante la siguiente fórmula.

$$i = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}}$$

Una vez obtenidas las velocidades angulares se calculará la potencia eléctrica necesaria para conseguir dicha velocidad angular (4.066 rad/s) y el par máximo establecido de salida (2850 Nm).

Datos	i	$\omega_{entrada}$ (rpm)	$\omega_{salida}$ (rpm)
Etapa 1	6	1400	233.33
Etapa 2	6.01	233.33	38.82

$$T(Nm) = \frac{P(W)}{\omega \left(\frac{rad}{s}\right)} ; P = 11587.128 W$$

Ya calculada la potencia necesaria, se puede obtener mediante la relación anterior los pares que ha de transmitir cada eje en la entrada y la salida de cada eje.

Eje Entrada		Eje Intermedio		Eje Salida	
T(Nm)	79.039	T(Nm)	474.209	T(Nm)	2850
$\omega$ (rpm)	1400	$\omega$ (rpm)	233.333	$\omega$ (rpm)	38.824

Se continúa analizando qué secciones de los ejes están sometidas a un momento torsor. De esta forma se puede comenzar el cálculo de los engranajes partiendo de un diámetro obtenido mediante el método de rigidez torsional.

Este método establece dos valores de giro máximo. Se limitan las deformaciones en 1,5 °/m y 1° en una longitud de 20 veces el diámetro del eje a estudiar. Una vez realizado el cálculo pertinente se escogerá el valor más restrictivo del diámetro obtenido.

Siendo la fórmula que se emplea:

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



Y sabiendo que la sección a estudiar es circular:

$$\frac{\phi}{L} = \frac{32T}{\pi d^4 G}$$

Además, se conoce el módulo de elasticidad (E) y el coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) del material empleado con los que se calcula el módulo de rigidez torsional (G) con la siguiente fórmula.

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

Combinando las últimas fórmulas se obtiene una ecuación en la que la única incógnita es el diámetro mínimo del eje por rigidez torsional. Operando con los datos hallados anteriormente se calcula la siguiente tabla:

Deflexión Torsional	1°/20d	1.5°/m	Uds.
	0.01745	0.02617	Rad
Entrada	0.022687	0.02497	m
Intermedio	0.041225	0.03909	m
Salida	0.074953	0.06121	m

Tras realizar el cálculo para hallar los diámetros mínimos con ambas restricciones procedemos a seleccionar el más restrictivo de los dos (valores en rojo) y escoger el diámetro normalizado redondeando los valores, obtenemos la siguiente tabla donde aparecen en la tercera columna los diámetros que vamos a escoger para cada uno de los tres ejes:

Eje	Diámetro mínimo (m)	Diámetro escogido (mm)
Entrada	0.02497	25
Intermedio	0.04122	45
Salida	0.07495	75

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

La última columna representa la profundidad del chavetero en relación con el diámetro escogido que se obtiene de la siguiente tabla "TABLA N°1: DIMENSIONADO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS." también en Anexo Tablas:

Diametros del eje $d$		Sección de la chaveta $b \times A$	Chavetero											
			Ancho $h$					Profundidad				Chafilán $P_1$		
			Tolerancia					Eje $h_1$		Cubo $h_2$				
			Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Mínimo	Máximo	
Libre		Normal		Ajustado										
más de	hasta		Nominal	Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo p 9						
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004		- 0,006	1,2		1		0,08	0,16
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029	± 0,0125	- 0,031	1,8	+ 0,10	1,4	+ 0,10	0,08	0,16
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5		1,8		0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3		2,3		0,16	0,25
17	22	6 × 6	6						3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,20	4,4	+ 0,20	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,076	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	+ 0,30	12,3	+ 0,30	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

De esta tabla se obtiene la sección de la chaveta y chavetero y da lugar a los siguientes datos que más tarde se utilizarán para el dimensionado de chavetas y chaveteros:

	D eje (mm)	h1 (mm)	h2 (mm)
Eje de entrada	25	4	3.3
Eje intermedio	45	5.5	3.8
Eje de salida	75	7.5	4.9

### 3.3. Dimensionado de los engranajes

Para iniciar el cálculo de dimensionado de los engranajes de dientes helicoidales, primero tenemos que establecer los ángulos en los que están dispuestos los dientes. Tomaremos unos valores normalizados para este tipo de dientes con el fin de facilitarnos el cálculo y además obtener valores razonables. Definiremos el ángulo de inclinación ( $\beta$ ) y el ángulo de presión normal ( $\alpha$ ) como 15° y 20° respectivamente.

Tras calcular el diámetro mínimo de las secciones sometidas a torsión de los ejes, se estimará un diámetro primitivo de los piñones. Esto proporcionará una cota de referencia con la que hallar el diámetro de las ruedas de cada etapa multiplicando este valor por la relación de transmisión de cada una.

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Se utilizará la siguiente fórmula para estimar el diámetro de los piñones por etapa:

$$d_{\text{piñón}} = d_{\text{eje}} + 2 \cdot h_2 + 7.5 \cdot m_n$$

Conociendo:

- los diámetros de las secciones sometidas a torsión ( $d_{\text{eje}}$ )
- la profundidad de cubo del chavetero ( $h_2$ )
- módulo de diente ( $m_n$ ) que se tendrá que escoger entre ciertos valores el más indicado para los engranajes a diseñar

Módulos de engranajes estandarizados:

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
---	-----	-----	-----	---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

Principalmente el módulo a utilizar estará limitado por el número de dientes en el engranaje ya que puede darse el caso de tener un número excesivo que impedirá el uso de este, o no los suficientes que generará huecos en el engranaje que podrán crear interferencias al engranar.

El número máximo de dientes se limitará a  $Z_{MAX}=150$  dientes y el límite inferior se verá afectado por el ángulo de inclinación ( $\beta$ ) y el ángulo de presión tangencial ( $\alpha_t$ ). Estos dos valores se relacionan mediante la siguiente fórmula:

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

Donde el ángulo de presión tangencial ( $\alpha_t$ ) se puede calcular mediante la siguiente expresión:

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

$$z_{min} = 15.54 \text{ dientes}$$

Con los datos calculados se podrá limitar la tabla que emplearemos a un número reducido de módulos normalizados a escoger.

Los datos para la primera etapa se muestran en la siguiente tabla:

mn	mt	d estimado (mm)	z1*	z1	dpiñón (mm)	z2*	z2	drueda (mm)	
	0,5	0,5176	35,550	68,677	69,000	35,717	414,000	414,000	214,3021693
	1,25	1,2941	41,475	32,049	33,000	42,705	198,000	198,000	256,2308547
	1,5	1,5529	43,450	27,980	28,000	43,482	168,000	168,000	260,8895975
	2	2,0706	47,400	22,892	23,000	47,623	138,000	138,000	285,7362258
	2,5	2,5882	51,350	19,840	20,000	51,764	120,000	120,000	310,5828541
	3	3,1058	55,300	17,805	18,000	55,905	108,000	108,000	335,4294825
	4	4,1411	63,200	15,262	16,000	66,258	96,000	96,000	397,5460533
	5	5,1764	71,100	13,735	14,000	72,469	84,000	84,000	434,8159958
	6	6,2117	79,000	12,718	13,000	80,752	78,000	78,000	484,5092524
	8	8,2822	94,800	11,446	12,000	99,387	72,000	72,000	596,3190799

Los datos para la segunda etapa se muestran en la siguiente tabla:

mn	mt	d estimado (mm)	z1*	z1	dpiñon (mm)	z2*	z2	drueda (mm)
2	2,0706	68,400	33,035	34,000	70,399	204,340	205,000	424,463234
2,5	2,5882	72,350	27,954	28,000	72,469	168,280	169,000	437,4041862
3	3,1058	76,300	24,567	25,000	77,646	150,250	151,000	468,9801097
4	4,1411	84,200	20,333	21,000	86,963	126,210	127,000	525,9202996
5	5,1764	92,100	17,792	18,000	93,175	108,180	109,000	564,2255183
6	6,2117	100,000	16,099	17,000	105,598	102,170	103,000	639,8006795
8	8,2822	115,800	13,982	14,000	115,951	84,140	85,000	703,9878027
10	10,3528	131,600	12,712	13,000	134,586	78,130	79,000	817,8681825

### 3.4. Selección del lubricante.

Para realizar un correcto cálculo de las dimensiones de engranaje, es necesario conocer el lubricante que utilizaremos y su viscosidad correspondiente. Por otra parte, para escoger el lubricante adecuado necesitamos conocer dichas dimensiones. Se escogerá un lubricante antes de realizar los cálculos de los engranajes y más tarde se valorará la selección del lubricante mediante el método AGMA para analizar si es el indicado o es necesario emplear uno diferente.

Para comenzar los cálculos del ancho de los engranajes se seleccionará el lubricante ISO VG 680. Este lubricante tiene una viscosidad cinemática de  $680 \text{ mm}^2/\text{s}$  a  $40^\circ\text{C}$ .

### 3.5. Anchura de los engranajes

#### 3.5.1. Selección del material

Para iniciar los cálculos correspondientes para obtener el ancho de las etapas, lo primero es determinar el material que se va a utilizar en la fabricación del engranaje. A continuación, se muestra una tabla donde aparecen los diferentes materiales a emplear entre los cuales se tendrá que escoger uno para los engranajes del reductor.

Nº	Material de los engranajes	E (N/mm <sup>2</sup> )	v
1	Fundición Gris	118000	0,26
2	F. maleable corazón negro	173000	0,28
3	F. nodular	173000	0,28
4	Acero moldeado no aleado	206000	0,3
5	Ac. no aleado	206000	0,3
6	Ac. no aleado templado y revenido	206000	0,3
7	Ac. aleado templado y revenido	206000	0,3
8	Ac. moldeado no aleado templado	206000	0,3
9	Ac. aleado moldeado templado	206000	0,3
10	Ac. de cementación	206000	0,3
11	Ac. endurecido a la llama o inducción	206000	0,3
12	Ac. de nitruración	206000	0,3
13	Ac. de nitrocarburo	206000	0,3

Para este reductor en concreto se ha escogido el material 7 en ambas etapas y con las siguientes características.

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero templado y revenido	42CrMo4	1120	1040	321

### 3.5.2. Método de diseño

En este punto se estudian los coeficientes de fallo a flexión, fallo superficial y el de seguridad. Estos tres coeficientes han de tener valores descendentes en ese orden.

$$X_f \geq X_h \geq X$$

Este orden del valor de cada coeficiente permite detectar el fallo antes de que sea total. El coeficiente de seguridad a fallo superficial generara pequeñas imperfecciones y roturas que causaran ruidos y vibraciones hasta que se genere el fallo total. Por otra parte, el fallo a flexión tiene efecto instantáneo ya que no produce indicadores que avisen de que ocurre algún problema. El coeficiente de seguridad X se le ha dado un valor de 1,25.

Para calcular el coeficiente de seguridad a flexión correspondiente, primero ha de hallarse el ancho por fallo superficial y este ancho proporcionará el coeficiente a flexión.

$$b \leq 2d_1 \quad y \quad b > 0.25 d_1$$

Para que el material y el coeficiente de seguridad sean válidos tendrán que cumplirse ambas condiciones, de lo contrario se tendrán que modificar.

### 3.5.3. Tensión superficial

Para el cálculo del ancho "b" de las etapas, se ha de estimar un coeficiente de seguridad, que para estas etapas tendrá el mismo valor que el coeficiente de fallo superficial. La siguiente ecuación relaciona ambos coeficientes de los cuales obtendremos también el ancho a fallo superficial.

$$X_H = X \rightarrow B_H$$

El coeficiente de seguridad a fallo superficial se calcula de la siguiente manera:

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

El numerador de la ecuación anterior representa la tensión de contacto máxima admisible y puede hallarse con la siguiente función:

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

Donde:

- $S_{HL}$  = tensión de contacto límite del material para  $5 \cdot 10^7$  ciclos, lo que depende de la dureza del material empleado.

$$S_{HL} = A \cdot x + B$$

-X= dureza en Brinell HB

-A y B = constantes, las cuales dependen del tipo de material y la calidad a emplear y se obtienen de "TABLA N°2: TENSION DE CONTACTO LÍMITE PARA  $5 \times 10^7$  CICLOS" del Anexo Tablas.

- $Z_N$  = Coeficiente de duración. Depende de la duración que se desee y del material empleado. Toma valor unitario siempre que se considere vida infinita.
- $Z_L$  = Coeficiente de viscosidad del lubricante. Este tiene en cuenta la viscosidad de lubricante para formar la película de aceite. Donde  $\nu_{40}$  es la viscosidad a 40°.

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{(1,2 + \frac{134}{\nu_{40}})^2}$$

- $Z_R$  = Coeficiente de rugosidad. Depende de la rugosidad superficial.

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}}$$

Donde:

$$R_{Z10} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}}$$

$$\rho_r = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{sen}(\alpha_t)}{r_1 + r_2}$$

Se calcula la rugosidad media como:

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2}$$

- $Z_v$  = Coeficiente de velocidad. Contempla el comportamiento de la película de lubricante respecto a la velocidad tangencial.

$$Z_v = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{V}}}$$

- $Z_W$  = Este coeficiente no influirá en el caso de este reductor. El coeficiente de dureza es igual a la unidad si el piñón y la rueda se fabrican con el mismo material.
- $Z_X$  = Coeficiente de tamaño. Debido a la norma empleada ISO 6336, el valor de este coeficiente es uno.

Debido a la elasticidad de los componentes por los materiales, aparece una presión superficial  $\sigma_H$ . Se puede aplicar las tensiones de Hertz para poder obtener el ancho de los engranajes por presión superficial  $b_H$ .

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

Despejando el ancho de la ecuación obtenemos la siguiente fórmula:

$$b_H = \left[ \frac{F_t}{d_1} \cdot \frac{1+i}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \left( \frac{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}{S_{HP}} \right) \right] \cdot X_H$$

Donde:

$F_t$  = Fuerza tangencial.

$$F_t = \frac{T_{ent}}{\frac{d_1}{2}}$$

- $K_A$  = Coeficiente de aplicación. Este depende del tipo de máquinas empleadas, tanto la motriz como la arrastrada.
- $K_V$  = Coeficiente de cargas dinámicas. Contempla las cargas dinámicas por vibración sobre el árbol.

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

Siendo  $K_1 = 6,7$  debido a que se trata de dientes helicoidales y un  $Q_{ISO} = 5$ ;  $K_2 = 0,0087$ , toma este valor por estar los engranajes conformados por dientes helicoidales. Por último,  $K_3$ :

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

- $K_{H\beta}$  = Coeficiente que distribuye la carga longitudinal. Se calcula con la siguiente ecuación:

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

- $Z_H$  = Coeficiente de geometría.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(\beta)}{\text{sen}(\alpha_t) \cdot \cos(\alpha_t)}}$$

- $Z_E$  = Coeficiente de elasticidad

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1 - \vartheta_1^2}{E_1} + \frac{1 - \vartheta_2^2}{E_2} \right)}}$$

- $Z_\varepsilon$  = Coeficiente de conducción. Estudia el comportamiento causado por la carga repartida entre los dientes de contacto (en este caso dientes helicoidales).

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

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}; \text{ para } \varepsilon_\beta \geq 1$$

- $Z_\beta$  = Coeficiente de ángulo de hélice. Contempla el efecto del ángulo de inclinación  $\beta$  del diente.

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

### 3.5.4. Cálculo a flexión

A continuación, se calculará el coeficiente de seguridad a flexión con el ancho calculado anteriormente. Una vez hallado, se tendrá que comparar con el coeficiente a fallo superficial y comprobar que efectivamente es superior al coeficiente de seguridad establecido.

$$X_f \geq X_h \geq X$$

El coeficiente de seguridad a flexión se define como:

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

Siendo  $S_{FP}$  la tensión normal máxima admisible, definida por la siguiente ecuación:

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



Donde:

- $S_{FL}$  = valor límite de la tensión a flexión para  $3 \cdot 10^6$  ciclos, se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$S_{FL} = A \cdot x + B$$

$x$ : Dureza en Brinell HB

$A, B$ : Constantes del material escogido.

Estos valores se obtienen de "TABLA N°3: VALOR LÍMITE DE LA TENSIÓN A FLEXIÓN PARA  $3 \times 10^6$  CICLOS" del Anexo Tablas.

- $Y_{ST}$  = Concentrador de tensiones. En este caso, el coeficiente toma el valor de 2,1
- $Y_{NT}$  = Coeficiente de duración, en este caso toma el valor unitario.
- $Y_{\delta rT}$  = Coeficiente relativo de sensibilidad a la entalla. Tiene en cuenta las diferencias entre el concentrador de referencia y el concentrador estudiado. Para su cálculo en aceros normalizados o templados se emplea la siguiente formula:

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0,82 \cdot (Y_{sa} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1 + 0,82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}$$

- $Y_{RtT}$  = Coeficiente de rugosidad relativa. Para su cálculo se emplea la siguiente fórmula ( $R_z = 1,4 \mu m$ , para acero templado revenido):

$$Y_{RrT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0.1}$$

- $Y_X$  = Coeficiente de tamaño. Toma valor unitario siempre que los módulos sean menores o iguales a 5.

Para analizar el esfuerzo a flexión que va a recibir un diente a lo largo de su base, se utiliza el modelo corregido de Lewis que está definido por la siguiente ecuación:

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

Donde:

- $Y_{Fa}$  = Coeficiente de forma. Depende de la cantidad de dientes virtual  $Z_V$  que toma un valor entre 18 y 400.

$$Y_{Fa} = 38,18 \cdot z_{\vartheta}^{-1,29} + 2,11$$

- $Y_{\varepsilon}$  = Coeficiente de conducción. Contempla la forma de actuar de la relación de contacto sobre el trabajo de flexión que recibe el diente.

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \left( \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \right)$$

- $Y_{sa}$  = Coeficiente de concentrador de tensiones en la arista entre los dientes.

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(z_{\vartheta})$$

- $Y_{\beta}$  = Coeficiente de inclinación del diente cuando esta es inferior a 30°.

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

- $Y_B$  = Factor de espesor de aro. Contempla la posibilidad de que no haya suficiente material entre la base del diente y el diámetro del eje.

$$Y_B = 1,6 \cdot \ln \left( 2,242 \cdot \frac{h_t}{S_r} \right)$$

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

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F}$$

Pudiendo calcular el valor de  $N_F$  mediante la siguiente ecuación donde h y b corresponden a la altura y el ancho del diente:

$$N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left( \frac{h}{b} \right)^2}$$

- $K_{F\alpha}$  = Coeficiente de distribución de carga transversal. Toma valor unitario.

Operando con los coeficientes y factores anteriormente explicados, se podrá hallar el coeficiente de seguridad a fallo por flexión. Comparándolo con el coeficiente de seguridad y el de fallo superficial se comprobará que el coeficiente de seguridad escogido es el correcto, en caso de no serlo se tendría que modificar.

### 3.5.5. Anchura seleccionada por etapa

Una vez realizado todos los cálculos pertinentes, se procede a seleccionar de la siguiente tabla los módulos que cumplan los criterios y más adelante se escoge un solo módulo por etapa para utilizar en los engranajes

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

mn	mt	d estimado (mm)	z1*	z1	dpiñón (mm)	z2*	z2	drueda (mm)
0,5	0,5176	35,550	68,677	69,000	35,717	414,000	414,000	214,3021693
1,25	1,2941	41,475	32,049	33,000	42,705	198,000	198,000	256,2308547
1,5	1,5529	43,450	27,980	28,000	43,482	168,000	168,000	260,8895975
2	2,0706	47,400	22,892	23,000	47,623	138,000	138,000	285,7362258
2,5	2,5882	51,350	19,840	20,000	51,764	120,000	120,000	310,5828541
3	3,1058	55,300	17,805	18,000	55,905	108,000	108,000	335,4294825
4	4,1411	63,200	15,262	16,000	66,258	96,000	96,000	397,5460533
5	5,1764	71,100	13,735	14,000	72,469	84,000	84,000	434,8159958
6	6,2117	79,000	12,718	13,000	80,752	78,000	78,000	484,5092524
8	8,2822	94,800	11,446	12,000	99,387	72,000	72,000	596,3190799

Las filas resaltadas en color verde hacen referencia a los módulos que se podrían escoger. Con forme va aumentando el módulo, el engranaje será más resistente pero también de mayor tamaño por tener un diámetro primitivo superior a los demás, además, más caro de fabricar. Dado que se va a buscar reducir el espacio que sea posible y abaratar costes, se va a seleccionar para la primera etapa el módulo 2, con el menor tamaño de engranajes y dentro de las limitaciones establecidas.

En esta etapa, con la relación de dientes obtenida tras elegir el módulo a utilizar, se obtendrá también una nueva relación de transmisión. Lo que dará lugar a un cambio en la velocidad de salida.

Datos	i	$\omega_{entrada}$ (rpm)	$\omega_{salida}$ (rpm)
Etapa 1	6	1400	233.33
Etapa 2	6.05	233.33	38.58

A continuación, se muestra en una tabla realizada en el Excel proporcionado por el departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales los cálculos que se han realizado para llegar al diseño final de los engranajes.

# DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Datos generales		Geometría dentado		Resultados eje por Torsión	
X	1,25	$\alpha_t$	20,65°	0,3604	rad
Pot	11515,05 W	$\beta_b$	14,08°	0,2457	rad
i	6	$m_t$	2,07		
$\omega_{piñon}$	1400 rpm	$b_{ini}$	47,623 mm		
$m_n$	2 mm	$h_t$	4,500 mm	altura diente	
$\beta$	15°	$h_2$	3,3 mm	h chavetero cubo	
$\alpha_n$	20°	$S_R$	5,51 mm	$S_R/h_t$	1,22
$d_1$	47,623 mm				
Datos eje		Datos generales		Interferencia dentado helicoidal	
E eje	2,06E+11 N/mm <sup>2</sup>	$z_1$	23 dientes	$d_1$ real	47,62 mm
v eje	0,3	$z_2$	138 dientes	$d_2$ real	285,74 mm
$\theta/L_{max}$	1,5 °/m	$z_{1v}$	25,52 dientes	Dc	166,68 mm
d eje	25 mm	$z_{2v}$	153,13 dientes	Par (T)	78,54 N/m
		$F_{tang}$	3298,57 N	$V_{z1/100R}$	0,792 m/s
		$V_{tang}$	3,49 m/s	i real=	6,0000
Datos Engranajes		Coef. a fallo superficial		Coeficientes de tensión a flexión	
Nº Material piñón =	7	$Z_H$	2,42	$Y_{Fa1}$	2,69
	Ac. aleado templado y revenido	$Z_E$	189,81 (N/mm <sup>2</sup> ) <sup>0,5</sup>	$Y_{Fa2}$	2,17
E1	2,06E+05 N/mm <sup>2</sup>	$Z_{\beta}$	1,02	$\epsilon_{\alpha}$	1,70
v1	0,3			$Y_{c}$	0,69
Nº Material rueda =	7	Cálculos previos material		$Y_{Sa1}$	1,72
	Ac. aleado templado y revenido	$\rho_r$	7,2	$Y_{Sa2}$	2,14
E2	2,06E+05 N/mm <sup>2</sup>	$R_{ZH}$	3,00	$Y_B$	1,00
v2	0,3	$Z_{L1}$	0,83	Coef. de funcionamiento	
HBR1	350 O.K.	$CZ_{L1}$	0,83	$K_{2f}$	0,0193
HBR2	350 O.K.	$CZ_{V1}$	0,85	$K_{2h}$	0,0087
SHL1	832,6 N/mm <sup>2</sup>	$CZ_{R1}$	0,15	$K_3$	1,79
SFL1	335,8 N/mm <sup>2</sup>	$R_{z-to}$	1,56	$K_{H\alpha}$	1,00
SHL2	832,6 N/mm <sup>2</sup>	Material a fallo superficial		$K_{F\beta}$	1,00
SFL2	335,8 N/mm <sup>2</sup>	$Z_N$	1,000	Material a flexión	
Sy1	1000 N/mm <sup>2</sup>	$Z_{L1}$	1,178	$Y_{NT}$	1,000
Sy2	1000 N/mm <sup>2</sup>	$Z_{V1}$	0,945	$Y_{ST}$	2,100
v <sub>ao</sub>	680 mm <sup>2</sup> /s	$Z_{R1}$	1,103	$Y_{Rt1}$	0,000
Qiso	5	$Z_W$	1,071	$Y_{Rt2}$	0,000
$K_t$ r	7,5	SHP1	1022,48	$Y_{X1}$	1,000
$K_t$ h	6,7	SHP2	1022,48 N/mm <sup>2</sup>	SFP1	691,34 N/mm <sup>2</sup>
Rz1	1,4 $\eta$ m	bH=	31,7822 $Z_{\beta}^2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_v$ mm	SFP2	814,04 N/mm <sup>2</sup>
Rz2	1,4 $\eta$ m	Anchura a fallo superficial			
Rz	1,4 $\eta$ m	bH0	$\epsilon_{\beta}$	$Z_{\beta}$	$K_{H\beta}$
$K_A$	1,5			$K_{\alpha}$	$K_{v\beta}$
Datos para $K_{H\beta}$				$K_{v\alpha}$	$K_v$
Ajuste	b, c			$K_{F\beta}$	$K_v$
H1	1,100			$K_{\alpha}$	$K_v$
H2	1,15E-04			$K_{v\alpha}$	$K_v$
H3	0,180			$K_{F\beta}$	$K_v$
Otros coeficientes				$K_{v\alpha}$	$K_v$
Coef $Y_{Rt}$				$K_{v\alpha}$	$K_v$
A1	0	A2	0	$K_{v\alpha}$	$K_v$
B1	0	B2	0	$K_{v\alpha}$	$K_v$
Coef $Y_{Rt}$				$K_{v\alpha}$	$K_v$
Ref1	1,12	Ref2	1,12	$K_{v\alpha}$	$K_v$
A1	1,674	A2	1,674	$K_{v\alpha}$	$K_v$
B1	-0,529	B2	-0,529	$K_{v\alpha}$	$K_v$
exp1	0,1	exp2	0,1	$K_{v\alpha}$	$K_v$
Coef $Y_x$				$K_{v\alpha}$	$K_v$
A1	1,03	A2	1,03	$K_{v\alpha}$	$K_v$
B1	-0,006	B2	-0,006	$K_{v\alpha}$	$K_v$
Cte1	0,85	Cte2	0,85	$K_{v\alpha}$	$K_v$
Coeficiente de seguridad a flexión		$X_{sesado} = 1,25$		$d_1$ 47,6 mm	
$N_F$	$K_{F\beta}$	$Y_{\beta}$	$\sigma_F$ piñón	$\sigma_F$ rueda	$X_F$
0,8100	1,115	0,88	358,67 N/mm <sup>2</sup>	359,06 N/mm <sup>3</sup>	1,93 O.K.
		$X_F$	1,93	2,27	$d_{min}$ 11,9 mm
					$d_{max}$ 95,2 mm
					<b>b= 23 mm</b>

Para la segunda etapa realizaremos el mismo proceso para obtener las dimensiones a utilizar en los engranajes.

mn	mt	d estimado (mm)	z1*	z1	dpiñon (mm)	z2*	z2	drueda (mm)
	2	2,0706	68,400	33,035	34,000	70,399	204,340	205,000
	2,5	2,5882	72,350	27,954	28,000	72,469	168,280	169,000
	3	3,1058	76,300	24,567	25,000	77,646	150,250	151,000
	4	4,1411	84,200	20,333	21,000	86,963	126,210	127,000
	5	5,1764	92,100	17,792	18,000	93,175	108,180	109,000
	6	6,2117	100,000	16,099	17,000	105,598	102,170	103,000
	8	8,2822	115,800	13,982	14,000	115,951	84,140	85,000
	10	10,3528	131,600	12,712	13,000	134,586	78,130	79,000

A continuación, los cálculos previos a la elección del ancho escogido. De la misma forma que en la etapa 1, la hoja de Excel facilita las fórmulas a realizar.

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Datos generales				Geometría dentado				Resultados eje por Torsión						
X	1,25			$\alpha_t$	20,65°	0,3604 rad			G	7,92E+10 N/m²				
Pot	11515,05 W			$\beta_b$	14,08°	0,2457 rad			T	471,26 N·m				
i	6,047619			$m_t$	4,14			1	43,2 mm					
$\omega_{\text{piñón}}$	233,33333 rpm	24,43 rad/s			$b_{\text{ini}}$	86,963 mm			1° en 20-d	41,1 mm				
$m_n$	4 mm			$h_t$	9,000 mm	altura diente			d	43,2 mm				
$\beta$	15°	0,2618 rad			$h_z$	3,8 mm	h chavetero cubo			$d_1$	84,2 mm	estimado		
$\alpha_n$	20°	0,3491 rad			$S_R$	12,18 mm	$S_R/h_t$	1,35						
$d_1$	86,963 mm													
Datos eje				Datos generales				Interferencia dentado helicoidal						
E eje	2,06E+11 N/m²			$Z_1$	21 dientes	$d_1$ real	86,96 mm			$Z_{\text{min}}$	15,54			
v eje	0,3			$Z_2$	127 dientes	$d_2$ real	525,92 mm							
$\theta/L$ max	1°/m	0,0175 rad/m			$Z_{1v}$	23,30 dientes	Dc	306,44 mm						
d eje	45 mm			$Z_{2v}$	140,92 dientes	Par (T)	471,26 N/m							
				$F_{\text{tang}}$	10838,14 N	$V_z/100R$	0,220 m/s							
				$V_{\text{tang}}$	1,06 m/s	i real=	6,0476							
Datos Engranajes				Coef. a fallo superficial				Coeficientes de tensión a flexión						
Nº Material piñón =	7			$Z_H$	2,42			$Y_{fa1}$	2,77	$Y_{fa2}$	2,17			
	Ac. aleado templado y revenido			$Z_E$	189,81 $(N/mm^2)^{0,5}$			$\epsilon_\alpha$	1,69			$K_{\alpha H}$	0,0193	
E1	2,06E+05 N/mm²			$Z_p$	1,02			$\gamma_c$	0,69			$K_\beta$	1,99	
v1	0,3							$Y_{sa1}$	1,70	$Y_{sa2}$	2,12			
Nº Material rueda =	7							$Y_B$	1,00			$K_{H\alpha}$	1,00	
	Ac. aleado templado y revenido									$K_{Fu}$	1,00			
E2	2,06E+05 N/mm²			Cálculos previos material										
v2	0,3	min	max	$p_f$	13,2									
HBR1	350 O.K.	200	360	$R_{Z_H}$	3,00	1,63								
HBR2	350 O.K.	200	360	CZL1	0,83	CZL2	0,83							
SHL1	832,6 N/mm²			CZV1	0,85	CZV2	0,85							
SFL1	335,8 N/mm²			CZR1	0,15	CZR2	0,15							
SHL2	832,6 N/mm²			$R_{\alpha 0}$	1,28									
SFL2	335,8 N/mm²													
Sy1	1000 N/mm²			Material a fallo superficial				Material a flexión						
Sy2	1000 N/mm²			ZN	1,000	ZL1	1,178	ZL2	1,178	YNT	1,000			
v ab	680 mm²/s			ZV1	0,904	ZV2	0,904	YST	2,100					
Qiso	5			ZR1	1,137	ZR1	1,137	$Y_{Rt1}$	0,000	0,886	$Y_{Rt2}$	0,000	1,045	
$K_1 r$	7,5			ZW	1,071			$Y_{Rt1}$	1,097		$Y_{Rt2}$	1,097		
$K_1 h$	6,7			SHp1	1007,99	SHp2	1007,99 N/mm²	$Y_{X1}$	1,000		$Y_{X2}$	1,000		
Rz1	1,4 $\eta m$			$b_H =$	58,7759 $Z_e^2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_v$ mm	PINÓN		SFP1	685,11 N/mm²	SFP2	808,36 N/mm²			
Rz2	1,4 $\eta m$													
Rz	1,4 $\eta m$			Anchura a fallo superficial										
$K_A$	1,5			bH0	$\epsilon_\beta$	$Z_\epsilon$	$K_{H\beta}$	$K_\alpha F_t/b$	$K_{v\alpha}$	$K_{v\beta}$	$K_v$	bH		
				86,96	1,79	0,77	1,290	186,94	1,026	1,020	1,020	45,73		
				45,73	0,94	0,78	1,155	355,49	1,018	1,012	1,012	41,37		
				41,37	0,85	0,79	1,145	392,94	1,017	1,011	1,012	42,11		
				42,11	0,87	0,78	1,147	386,06	1,017	1,011	1,012	41,98		
				41,98	0,86	0,78	1,147	387,22	1,017	1,011	1,012	42,01		
				42,01	0,87	0,78	1,147	387,02	1,017	1,011	1,012	42,00		
				42,00	0,87	0,78	1,147	387,05	1,017	1,011	1,012	42,00		
				42,00	0,87	0,78	1,147	387,05	1,017	1,011	1,012	42,00		
				42,00	0,87	0,78	1,147	387,05	1,017	1,011	1,012	42,00		
				42,00	0,87	0,78	1,147	387,05	1,017	1,011	1,012	42,00		
				42,00	0,87	0,78	1,147	387,05	1,017	1,011	1,012	42,00		
								Coeficiente de seguridad a flexión						
								$X_{\text{desarado}}$	1,25			$d_1$	87,0 mm	
								$N_f$	$K_{F\beta}$	$Y_\beta$	$\sigma_f$ piñón	$\sigma_f$ rueda	$X_f$	
								0,7935	1,115	0,89	317,52 N/mm²	311,48 N/mm²	2,16 O.K.	
								$X_f$	2,16	2,60			$b_{\text{min}}$	21,7 mm
												$b_{\text{max}}$	173,9 mm	
												b= 42 mm		
Datos para $K_{H\beta}$				Otros coeficientes										
Ajuste b,c				Coef $Y_{eT}$										
H1	1,100			Coef $Y_{eRT}$										
H2	1,15E-04			A1	0	A2	0							
H3	0,180			B1	0	B2	0							
				Ref1										
				A1										
				B1										
				exp1										
				Coef $Y_x$										
				A1										
				B1										
				Cte1										
				A2										
				B2										
				Cte2										
				A2										
				B2										
				Cte2										

Para ambas etapas se ha tenido que escoger un módulo para sus engranajes y se ha tenido que calcular tanto el ancho como el coeficiente de seguridad a flexión. A continuación, se muestran los resultados por etapa en forma de tabla.

Dimensionado	Módulo	Ancho (mm)	Coefficiente de seguridad
Etap 1	2	23	1.93
Etap 2	4	42	2.16

### 3.6. Selección del lubricante mediante el Método AGMA.

Una vez calculado el ancho de los engranajes se procede a comprobar si el lubricante anteriormente seleccionado en el apartado “3.4 Selección de lubricante” es correcto.

Este método de cálculo hace referencia a la “norma ANSI/AGMA 9005-E02”. Este método es común para la selección de lubricantes para el uso del engranaje cilíndrico o cónico. Proporciona un grado de viscosidad ISO para una temperatura indicada de trabajo mediante una tabla. Para hacer uso de este método ha de estimarse una temperatura de trabajo que es aproximadamente 45 °C superior a una temperatura ambiente establecida con anterioridad. En este caso en concreto se trabajará con una temperatura de unos 65 °C aproximadamente.

Una vez estimada la temperatura de trabajo se le prestará atención a la velocidad tangencial. En este reductor se disponen de dos etapas con dos velocidades tangenciales diferentes, por tanto, se utilizará la más restrictiva (la de menor velocidad).

Se obtienen para la primera etapa los siguientes resultados:

i	b(mm)	$d_1$ (mm)	$F_t$ (N)	$v_t$ (m/s)	K
6	23	47.623	3298.566	3.4909	4.3561

Se obtienen los siguientes resultados para la segunda etapa:

i	b(mm)	$d_1$ (mm)	$F_t$ (N)	$v_t$ (m/s)	K
6.05	42	86.963	10838.144	1.062	4.4778

Debido a que la segunda etapa funciona con una velocidad tangencial más restrictiva que la primera, utilizaremos el lubricante obtenido para todo el reductor. Esto reducirá el coste total y el tiempo dedicado a mantenimiento. El lubricante que se utilizará en ambas etapas es el ISO VG-680. Este lubricante se ha escogido de la siguiente tabla, la cual también se encuentra en el anexo de tablas en “TABLA N<sup>o</sup>4: VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LOS LUBRICANTES MÉTODO AGMA”.

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

### 3.7. Diseño de chavetas y chaveteros.

Las chavetas son un componente de seguridad de vital importancia. Esta pieza es la que transmite el par del eje al engranaje y además es la encargada de fallar antes que el eje o el engranaje ya que el fallo de cualquiera de esos dos elementos puede ser fatal para el reductor diseñado.

A continuación, se van a realizar ciertos cálculos para el dimensionado tanto de la chaveta como del chavetero. Un incorrecto dimensionado podría causar fallos en el funcionamiento de los engranajes o incluso podrá llegar a no soportar las solicitaciones requeridas.

Para realizar correctamente los cálculos de las dimensiones de la chaveta y chavetero utilizaremos las siguientes ecuaciones.

$$L_{chavetero} = L_{chaveta} + b_{chaveta}$$

$$L_{chaveta} = 1.25 * d_{eje}$$

La primera fórmula establece que la manera correcta de estimar la longitud del chavetero es sumando la longitud de la chaveta con el ancho de la chaveta. El chavetero ha de ser más grande que la chaveta debido al arco que deja la fresadora tras el mecanizado del eje.

En la segunda fórmula se establece el cálculo de la longitud de la chaveta siendo 1.25 veces el diámetro del eje.

Los anchos y las profundidades de ambos elementos se hallan de “TABLA N°1: DIMENSIONADO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS” del Anexo Tablas. Donde se explican las

dimensiones de sección de la chaveta y del chavetero que va mecanizado tanto en el eje como en el engranaje.

El material empleado para las chavetas será un acero normalizado y común para este tipo de componentes, el acero 20MnCr5. Con los límites de fluencia y de fractura de 400 MPa y 680 MPa respectivamente.

### 3.7.1. Chavetas en el eje de entrada

En el eje de entrada tendremos dos chavetas y dos chaveteros, una de ellas para la primera etapa y otra que transmite el par del motor eléctrico externo.

Para un diámetro de eje  $d_{eje} = 25mm$  obtendremos la siguiente expresión:

$$L_{chaveta} = 1.25 * 25 = 31.25 \text{ mm}$$

Y una sección de 8x7 mm que se obtiene de la tabla anterior.

Para dimensionar el chavetero se necesitarán la profundidad del eje y la profundidad del cubo tanto como la longitud de la chaveta anteriormente calculada. Con la longitud de la chaveta y el ancho de la chaveta, se podrá calcular la longitud del chavetero.

$$L_{chavetero} = 31.25 + 8 = 39.25mm$$

Se obtiene de la tabla de dimensiones de chavetas y chaveteros una profundidad de 4mm en el eje y 3.3 mm de profundidad en el cubo.

### 3.7.2. Chavetas en el eje intermedio

En el eje intermedio tendremos dos chavetas y dos chaveteros, una de ellas para la primera etapa y otra que transmite el par a la segunda. De la misma forma que se ha calculado el eje anterior, tan solo ha de calcularse una chaveta ya que, al transmitir el mismo par, ambas comparten las mismas dimensiones.

Para un diámetro de eje  $d_{eje} = 45mm$  obtendremos la siguiente expresión:

$$L_{chaveta} = 1.25 * 45 = 56.25 \text{ mm}$$

Y una sección de 14x9 mm que se obtiene de la tabla utilizada en el anterior eje.

Para dimensionar el chavetero se necesitarán la profundidad del eje y la profundidad del cubo tanto como la longitud de la chaveta anteriormente calculada. Con la longitud de la chaveta y el ancho de la chaveta, se podrá calcular la longitud del chavetero.

$$L_{chavetero} = 56.25 + 14 = 70.25mm$$

Se obtiene de la tabla de dimensiones de chavetas y chaveteros una profundidad de 5.5 mm en el eje y 3.8 mm de profundidad en el cubo.

### 3.7.3. Chavetas en el eje de salida

En el eje de salida tendremos dos chavetas y dos chaveteros, una de ellas para la segunda etapa y otra que transmite el par a la máquina de salida.



Para un diámetro de eje  $d_{eje} = 75 \text{ mm}$  obtendremos la siguiente expresión:

$$L_{chaveta} = 1.25 * 75 = 93.75 \text{ mm}$$

Y una sección de 20x12 mm que se obtiene de la tabla utilizada en el anterior eje.

Para dimensionar el chavetero se necesitarán la profundidad del eje y la profundidad del cubo tanto como la longitud de la chaveta anteriormente calculada. Con la longitud de la chaveta y el ancho de la chaveta, se podrá calcular la longitud del chavetero.

$$L_{chavetero} = 93.75 + 20 = 70.25 \text{ mm}$$

Se obtiene de la tabla de dimensiones de chavetas y chaveteros una profundidad de 7.5 mm en el eje y 4.9 mm de profundidad en el cubo.

Tras realizar todos los cálculos para los tres ejes, se puede observar como la longitud de las chavetas supera a la de los ejes. En este caso, las chavetas no tendrían la suficiente superficie de contacto para transmitir el par en cada etapa ni entre las etapas. Para solucionar este problema se ha de ensanchar los engranajes en su base para una correcta transmisión del par y velocidades. Por lo tanto, el tamaño del engranaje es el calculado en el apartado "3.5.5. Anchura seleccionada por etapa" pero el ancho de la base coincidirá con el de las chavetas.

## 4. DISEÑO DE LOS EJES

Este punto expondrá el cálculo realizado para el diseño de los ejes del reductor de velocidades. Se realizará un estudio de cada eje a fatiga, deflexión lateral y rigidez torsional. Van a estudiarse los diferentes ejes y sus secciones más críticas. Anteriormente, en el punto "3.2 Diámetro de los ejes mediante el método de cálculo de giro 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.

### 4.1. Selección del material

El primer paso es seleccionar el material de diseño de los ejes. Ha de ser un acero más resistente que los engranajes ya que estarán sometidos a esfuerzos mayores. Para su construcción se ha optado por un acero laminado forjado que proporcionará a los ejes una alta resistencia a la torsión a la que se somete y un núcleo tenaz.

Acero	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Límite de rotura Su (MPa)	Límite elástico Sy (MPa)	Dureza Brinell
34NiCrMo6	7800	1300	860	401

## 4.2. Diseño a deflexión lateral

Anteriormente se ha estipulado la importancia del diseño de ejes a rigidez lateral. El cálculo de una rigidez que no llegase al mínimo necesario podría ocasionar una deformación excesiva por flexión, esto puede derivar a un incorrecto funcionamiento del reductor y consecuentemente la reducción del tiempo de vida de los componentes que lo constituyen.

En el eje a estudiar existen diferentes secciones críticas y esta deflexión va limitada en función del componente que vaya montado en el eje. En la sección del rodamiento, esta flexión va limitada por el tipo de rodamiento que vaya montado. Por otra parte, un análisis incorrecto en la sección del engranaje podría generar un juego en el eje que produciría una carga de impacto mayor entre los dientes de la rueda y el piñón.

En general, el diseño a flexión de un eje puede realizarse suponiendo el eje como una viga rígida y aplicando los métodos comunes de resistencia de materiales. En cuanto a deflexiones laterales, no existe limitaciones estandarizadas, pero se pueden tener ciertos criterios en cuenta y tomar como referencia ciertas magnitudes:

- La deflexión lateral sufrida ha de ser inferior a 1mm/m cuando se hable de árboles de transmisión.
- En engranajes cilíndricos de dientes rectos se recomienda una separación que no supere en 0.01 veces el módulo en milímetros.
- En engranajes cilíndricos de dientes helicoidales se recomienda una separación que no supere en 0.005 veces el módulo en milímetros.

A la hora de realizar el cálculo de los diámetros de cada sección de los diferentes ejes del reductor, se utilizará una hoja de cálculo Excel proporcionada por el Depto. de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM) para agilizar el cálculo necesario.

## 4.3. Diseño a fatiga

A la hora de realizar el diseño a fatiga de los ejes en cuestión, hay que tener varios factores en cuenta. En primer lugar, depende de si el material del que se han diseñado es frágil o dúctil. En este caso se comenzará por la obtención de una tensión alternante y una tensión media para aplicar el criterio de Soderberg con el objetivo de evaluar la influencia que puede tener la tensión media sobre las secciones estudiadas.

Los diámetros obtenidos en estas secciones críticas tendrán que compararse posteriormente a aquel diámetro obtenido. Estos diámetros se calcularán mediante el criterio de Soderberg con la siguiente expresión:

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

Donde:

- d: diámetro mínimo de la sección.

- $S_y$ : Límite de fluencia.
- $X$ : Coeficiente de seguridad de fallo a fatiga.
- $M_m$  y  $T_m$ : Momento flector medio y momento torsor medio.
- $M_a$  y  $T_a$ : Momento flector alternante y momento torsor alternante.
- $S_e$ : Límite de fatiga. Se calcula con la siguiente expresión.

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

Donde el límite de fatiga va definido por:

- $K_a$ : Factor superficial para acero. Este dependerá del acabado de la superficie que se someta al estudio y de las constantes que aparecen en su función (las cuales se extraen de la tabla "TABLA N°11: FACTORES A Y B DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS.")

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

- $K_b$ : Factor tamaño, viene definido por los siguientes límites:

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

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

- $K_c$ : Factor de carga. Al someter el elemento a diseñar a una carga de flexión tomará un valor unitario. En otros casos toma el valor de 0,8 para cargas axiales y un valor de 0,577 en el caso de los cortantes o los torsos.
- $K_d$ : Factor de temperatura. En nuestro caso se hará referencia exclusivamente al factor de los aceros y se puede tomar el valor que recibirá del anexo de tablas en: "TABLA N°12: FACTOR DE TEMPERATURA  $K_x$  PARA ACEROS."
- $K_e$ : Factor de confiabilidad. Se obtiene este factor por medio de la confiabilidad. Se recomienda que este valor no esté por debajo del 95% por lo que se tomara el valor correspondiente a este dato. Se pueden observar los resultados en el anexo de tablas: "TABLA N°13: FACTOR DE CONFIABILIDAD  $K_e$  PARA ACEROS."
- $S'_e$ : Límite de fatiga. Se estima:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_u; \quad \text{cuando } S_u \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 700 \text{ MPa}; \quad \text{cuando } S_u > 1400 \text{ MPa}$$

- $K_f$ : Factor de concentrador de tensiones. Este valora el efecto que tienen los concentradores de tensiones a lo largo de una probeta. En este caso los concentradores de tensiones se manifestarían en forma de cambios de secciones y chaveteros.

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

Donde  $q$  es el factor de la sensibilidad de la entalla estudiada y se define como:

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

Aquí aparecen dos nuevos parámetros,  $\alpha$  depende de los materiales que vayan a emplearse y  $\rho$ , que se trata del radio de la entalla. Según los datos publicados en 1959 por Peterson, se ha definido para el acero un valor con  $S_u$  comprendido entre 345 y 2072 MPa mediante la siguiente ecuación:

$$\alpha = \frac{75000}{(S_u + 210)^{1.92}} \text{ mm}$$

A la hora de calcular este factor en chaveteros, se utiliza la tabla "TABLA N°14: LÍMITE DE FATIGA: FACTOR DE REDUCCION  $K_f$ ." En el anexo de tablas.

- Dado que se va a mecanizar un chavetero perfilado este factor valdrá 2,0.
- Las entallas que se encuentran en el eje tomarán un valor de 2,2.
- En cada cambio de sección en los ejes y conociendo que no se trabaja con cargas axiales y torsionales, el valor que tome el factor se tendrá que revisar en el anexo de tablas en "TABLA N°15: FACTOR CONCENTRADORES DE TENSIÓN  $K_t$  PARA CAMBIOS DE DIAMETRO EN EJES."

Al no tener ni momento flector medio ni momento torsor alternante, se podrá simplificar la expresión anterior como:

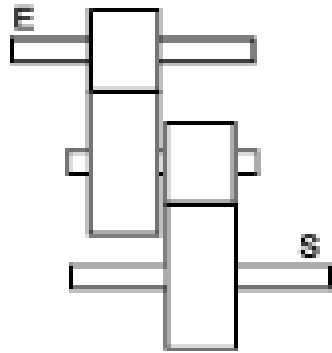
$$d^3 = \frac{32 \cdot X}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot M_a\right)^2 + (T_m)^2}$$

Como se ha comentado anteriormente en este punto, el dato del diámetro hallado mediante esta fórmula tendrá que compararse con el previamente establecido. Si es superior a este se realizará un proceso iterativo hasta que sea inferior.

#### 4.4. Dimensionado de los ejes

##### 4.4.1. Disposición y dimensionado de los ejes

Para el dimensionado de los ejes primero tenemos que adoptar una disposición de los ejes. En este caso se escogerá la siguiente distribución, donde los tres ejes están comprendidos en un mismo plano:

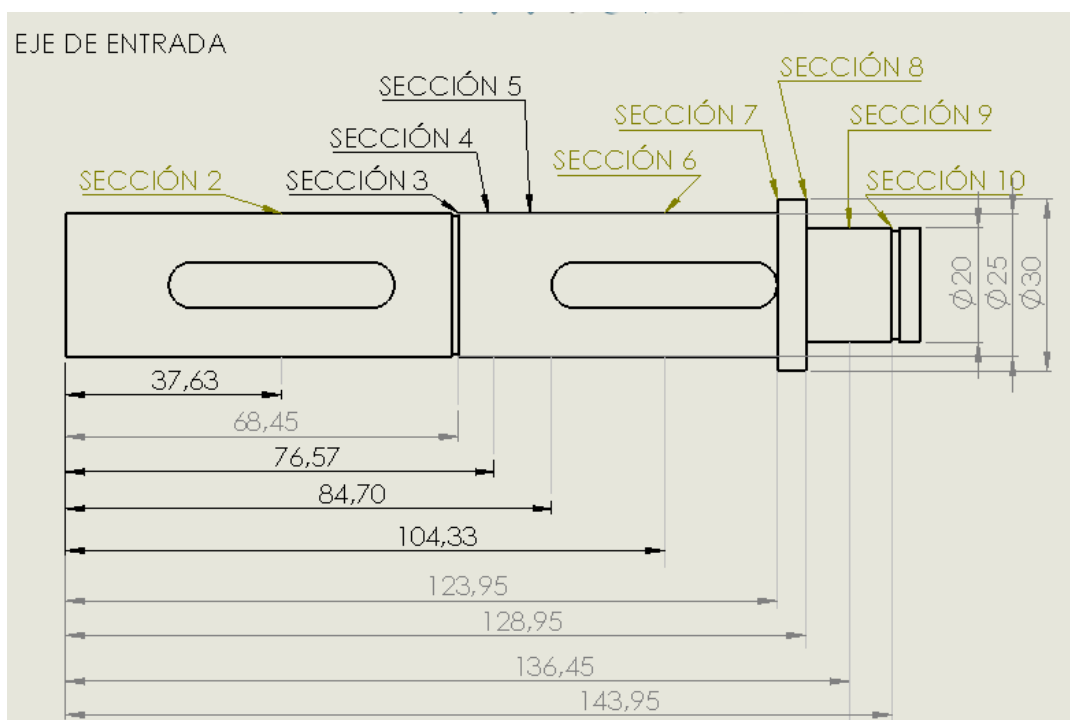


Para diseñar los ejes correctamente es necesario tener en cuenta tres criterios de diseño: deflexión lateral, fatiga y rigidez torsional. Para los dos primeros, es necesario conocer previamente el diámetro de ciertas secciones de los ejes y para ello se supondrán unas dimensiones iniciales. En caso de no cumplir las especificaciones se modificarán estas dimensiones mediante un proceso iterativo hasta que cumplan los criterios de diseño.

Para cada eje se muestran los planos con sus secciones críticas y las dimensiones que tendrán que examinarse mediante los criterios anteriormente nombrados.

#### 4.4.2. Eje de entrada

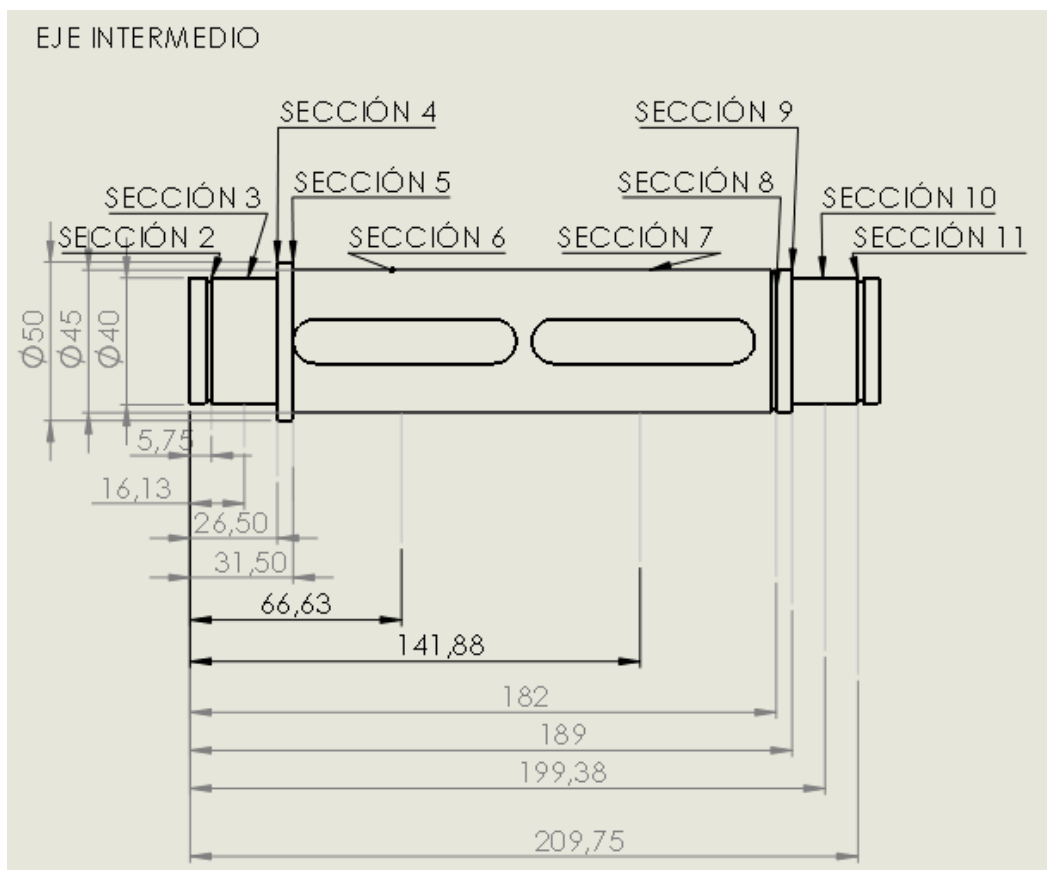
La geometría y las dimensiones propuestas inicialmente para el eje de entrada son las siguientes:



Como se ha comentado anteriormente estas servirán como dimensiones de referencia para realizar el cálculo de los diámetros de las secciones críticas a deflexión lateral y a fatiga.

#### 4.4.3. Eje intermedio

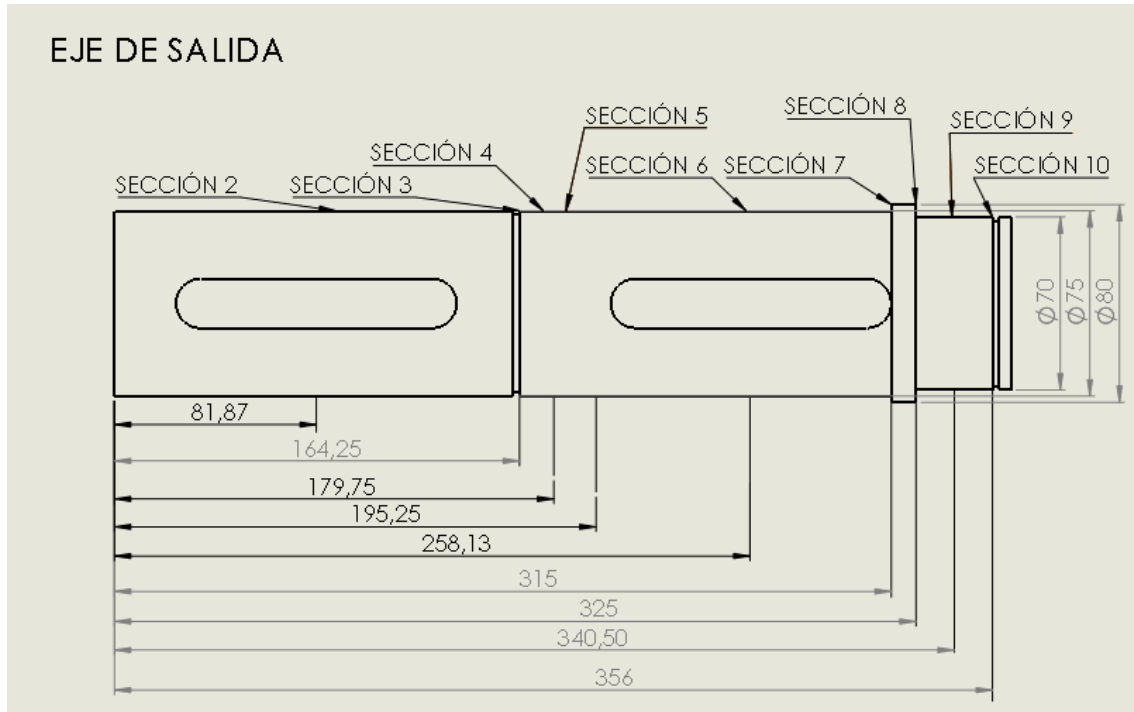
La geometría y las dimensiones propuestas inicialmente para el eje intermedio son las siguientes:



Como se ha comentado anteriormente estas servirán como dimensiones de referencia para realizar el cálculo de los diámetros de las secciones críticas a deflexión lateral y a fatiga.

#### 4.4.4. Eje de salida

La geometría y las dimensiones propuestas inicialmente para el eje de salida son las siguientes:

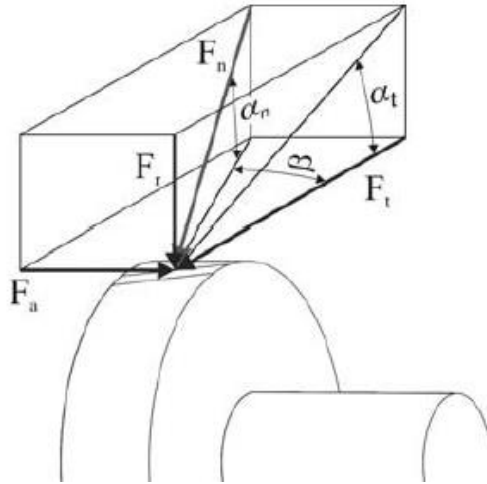


Como se ha comentado anteriormente estas servirán como dimensiones de referencia para realizar el cálculo de los diámetros de las secciones críticas a deflexión lateral y a fatiga.

#### 4.4.5. Cálculo de las fuerzas actuantes en los ejes

Para poder realizar el cálculo de fuerzas actuantes en los engranajes cilíndricos helicoidales es necesario conocer ciertas características de los engranajes:

- Diámetro primitivo.
- Ángulo de inclinación de la hélice.
- Ángulo de presión en el plano normal o circunferencial.



Si el engranaje trabaja bajo los efectos de una par torsor la fuerza se descompondrá en tres componentes (fuerza tangencial, fuerza radial, y fuerza axial), que se calculan de la siguiente manera:

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

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

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

A estas fuerzas que se generan mediante los engranajes, le sumamos la posibilidad de que las máquinas motriz y arrastrada generen una fuerza radial en los ejes. Para estudiar esta posibilidad tendrán que analizarse los diferentes sentidos de la carga (positivo y negativo) para saber cuál será el caso más desfavorable para los rodamientos y para el eje. El sentido de giro ya sea el más o menos favorable, será introducido por la máquina motriz, en sentido horario o antihorario.

La máquina arrastrada también puede causar un estrés por la fuerza radial y este dato se puede calcular con la siguiente expresión:

$$F_r = \frac{T}{2 \cdot d}$$



#### 4.4.5.1. Fuerzas en el eje de entrada

En el primer eje aparecen varias secciones donde actúan diferentes fuerzas. La primera es la sección 2, donde aparece la fuerza radial introducida por la máquina motriz acoplada a través de la chaveta y se obtiene el siguiente valor:

$$F_r = \pm 1570,866 \text{ N}$$

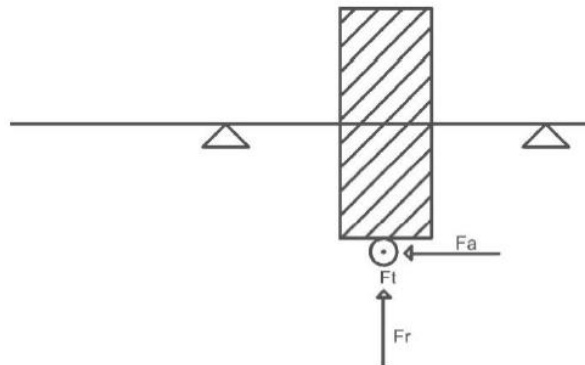
La sección 6, también sección crítica, está sometida a las fuerzas generadas por el primer engranaje, el piñón de la primera etapa. Aquí ha de calcularse, como se ha comentado anteriormente, las tres componentes de la fuerza:

$$F_t = 3298,565 \text{ N}$$

$$F_r = 1242,478 \text{ N}$$

$$F_a = -883,848 \text{ N}$$

Como se ha comentado anteriormente, se ha de analizar el comportamiento de las fuerzas y en qué sentido actúan, pues este determinará si están actuando de forma positiva o negativa. En la siguiente figura se puede observar el sentido de las fuerzas que actúan en la sección 6 en el eje de entrada cuando gira en sentido antihorario. Muestra el sentido de giro de la fuerza tangencial y el sentido de la inclinación del dentado de los engranajes. A esto se le tiene que sumar la información de que se trata de un engranaje conductor y no uno conducido.



De estas tres componentes se puede obtener una fuerza resultante utilizando el módulo de la fuerza tangencial y la fuerza radial, la fuerza normal ( $F_{n6}$ ). Además, la fuerza axial generará un momento sobre el eje ( $M_{Fa6}$ ).

$$F_{n6} = \sqrt{(F_t^2 + F_r^2)} = 3524,810 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{d_{\text{piñón}}}{2} * F_a = -21,045 \text{ Nm}$$

#### 4.4.5.2. Fuerzas en el eje intermedio

En el eje intermedio también aparecen varias secciones donde actúan diferentes fuerzas. La primera es la sección 6, donde aparece las fuerzas introducidas por el piñón de la primera etapa a la rueda del eje intermedio. Estas se transmiten del engranaje al eje por medio de la chaveta y se obtienen los siguientes resultados:

$$F_t = -3298,566 \text{ N}$$

$$F_r = -1242,478 \text{ N}$$

$$F_a = 883,848 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{d_{\text{piñón}}}{2} * F_a = -126,274 \text{ Nm}$$

Al coincidir los valores de las fuerzas generadas por el engrane de la rueda y el piñón en ambos ejes, se puede deducir que el cálculo se ha realizado correctamente ya que se trata de la misma fuerza en sentido opuesto.

La sección 7, también sección crítica, está sometida a las fuerzas generadas por el piñón de la segunda etapa. En este eje, el momento de la rueda de la etapa 1 y el piñón de la etapa 2 tomarán el mismo valor ya que se transmite de una etapa a la otra a través del eje. Se obtienen los siguientes valores:

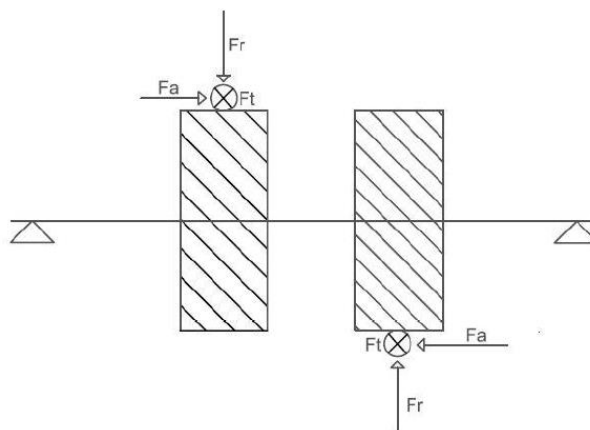
$$F_t = -10838,144 \text{ N}$$

$$F_r = 4082,428 \text{ N}$$

$$F_a = -2904,072 \text{ N}$$

$$M_{Fa7} = \frac{d_{\text{piñón}}}{2} * F_a = -126,274 \text{ Nm}$$

Como se ha comentado anteriormente, se ha de analizar el comportamiento de las fuerzas y en qué sentido actúan, pues este determinará si están actuando de forma positiva o negativa. En la siguiente figura se puede observar el sentido de las fuerzas que actúan en la sección 6 y 7. A esto se le tiene que sumar la información de que el primer engranaje es un engranaje conducido y el segundo es conductor.



#### 4.4.5.3. Fuerzas en el eje de salida

El eje de salida se comportará de forma similar al eje de entrada. Tendrá una fuerza que actúa en la sección 2 generada por los engranajes de la segunda etapa y la fuerza en el exterior del reductor como resultado de la máquina arrastrada acoplada en el eje.

La primera sección que estudiar es la sección 2, está sometida a las fuerzas generadas por el acople en la máquina arrastrada. Este eje se encarga de transmitir el par recibido de la etapa dos a la máquina externa para así finalizar la tarea del reductor de velocidades. El acople al eje genera la siguiente fuerza:

$$F_r \text{ arrastrada} = 19000 \text{ N}$$

La sección 6, es la sección crítica principal. Aquí aparecen las fuerzas introducidas por la rueda de la segunda etapa. Estas se transmiten del engranaje al eje por medio de la chaveta y se obtienen los siguientes resultados:

$$F_t = 10838,144 \text{ N}$$

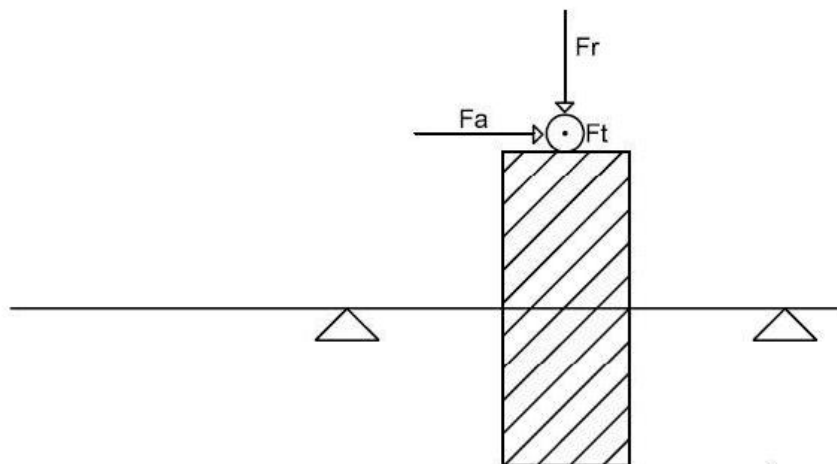
$$F_r = -4082,428 \text{ N}$$

$$F_a = 2904,072 \text{ N}$$

$$M_{Fa2} = \frac{d_{\text{piñón}}}{2} * F_a = -763,655 \text{ Nm}$$

$$F_{n2} = \sqrt{(F_t^2 + F_r^2)} = 11581,519 \text{ N}$$

El esquema de este eje se representa de la siguiente manera:



A pesar de que se hayan representado las fuerzas en una dirección específica en los tres ejes, el estudio se realizará de los dos sentidos de giro. Como ya se ha comentado antes, esto permitirá evaluar cuál es el caso más desfavorable ya que a este se le sumará

la influencia de las fuerzas generadas por las máquinas acopladas al eje de entrada y de salida.

#### **4.4.6. Cálculo a deflexión lateral**

Una vez calculadas las fuerzas actuantes en cada sección y preestablecido unas dimensiones para los ejes se procede comprobando si las secciones críticas fallarán debido a la deflexión lateral. Para ello, con el cálculo que se realice se debe obtener una dimensión menor al diámetro anteriormente escogido.

Para agilizar el proceso de análisis de las secciones y las fuerzas a las cuales están sometidas, se dispondrá de una hoja de cálculo Excel proporcionada por el departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM).

Esta hoja de cálculo analiza el comportamiento de cada sección del eje bajo la influencia de las cargas y proporciona los diagramas de deformación y deflexión en el eje. Se analizarán las cargas tanto en sentido positivo como negativo y para ambos sentidos de giro, más adelante, se compararán los resultados con el fin de comprobar si se cumplen los requerimientos dimensionales anteriormente establecidos.

En el Excel han de introducirse la cantidad de secciones y las fuerzas que actúan en cada sección. Para introducir la posición de cada sección se introducirá una cota desde la sección 0 del eje hasta cada sección. Como resultados se obtendrán las deformaciones angulares y las deflexiones estudiadas por flexión y las reacciones que aparecen en las secciones donde están montados los rodamientos.

Las fuerzas transmitidas por los engranajes tendrán que analizarse en diferentes planos. La fuerza tangencial se tomará como una fuerza vertical y, por otra parte, se tendrá la fuerza radial y el momento flector que genera la fuerza axial. Estas se tomarán como fuerzas horizontales. También se deberá tener en cuenta la fuerza externa aplicada por la máquina acoplada la cual se incorporará al caso más desfavorable.

Una vez realizado el estudio en ambos planos, se procederá a hacer la combinación de ambas para calcular la resultante y poder comparar los diferentes casos correctamente.

##### **4.4.6.1. Eje de entrada**

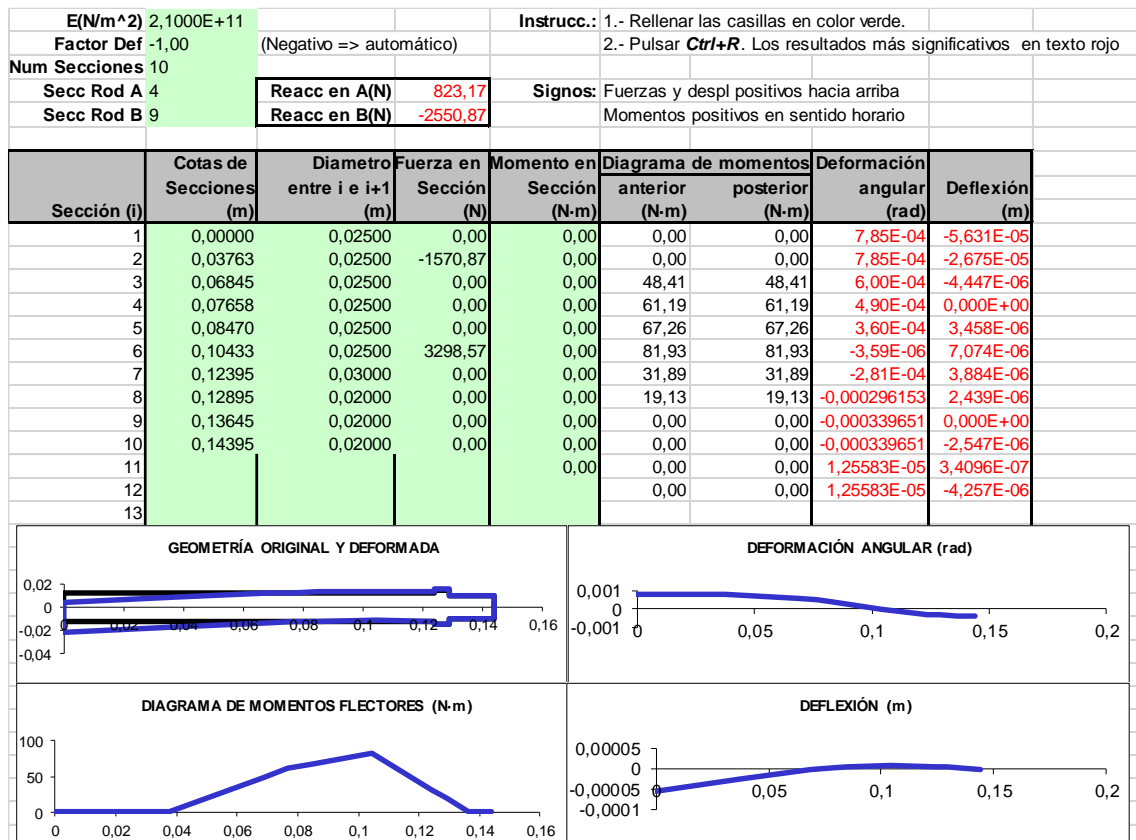
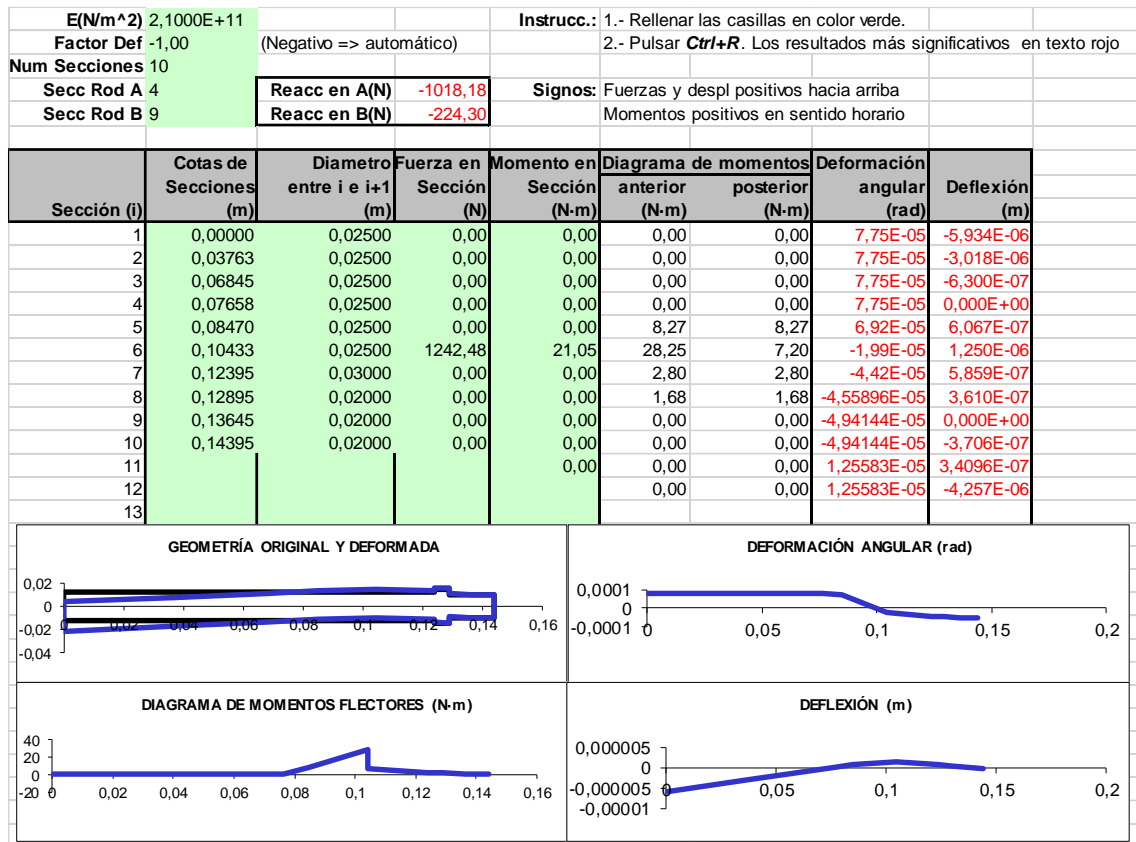
El eje de entrada está dividido en 10 secciones de estudio desde el inicio del eje donde va acoplada la máquina motriz hasta el otro extremo. Este proceso de cálculo se empezará con un giro antihorario y más adelante se calculará para el giro en sentido horario, ambos sentidos de giro producidos con el motor acoplado en el eje de entrada.

##### Caso 1: Giro antihorario y fuerza radial externa negativa.

A continuación, se muestran tres tablas, la primera muestra los resultados obtenidos de la influencia de las fuerzas horizontales en las diferentes secciones de los ejes. La segunda refleja lo obtenido por fuerzas verticales, como este caso es más desfavorable se le añade el efecto que tiene la fuerza radial externa negativa sobre el eje. Por último, se muestra una tabla que combina ambos planos donde están las fuerzas

# DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

actuantes para hallar las fuerzas resultantes. Este es el resultado que se comparará al resto de casos para analizar cuál de todos es más desfavorable.



## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,02500	0,00	0,00	5,66226E-05
2	0,03763	0,02500	0,00	0,00	2,69225E-05
3	0,06845	0,02500	48,41	48,41	4,49182E-06
4	0,07658	0,02500	61,19	61,19	0
5	0,08470	0,02500	67,76	67,76	3,51061E-06
6	0,10433	0,02500	86,67	82,25	7,18326E-06
7	0,12395	0,03000	32,01	32,01	3,92834E-06
8	0,12895	0,02000	19,21	19,21	2,46522E-06
9	0,13645	0,02000	0,00	0,00	0
10	0,14395	0,02000	0,00	0,00	2,5742E-06
11	0,00000	0,00000			4,82187E-07
<b>Reacción A(N)</b>	1309,314055				
<b>Reacción B(N)</b>	2560,714367				

Analizando los resultados del Caso 1, se puede llegar a la conclusión de que en este caso no se produciría un fallo por deflexión en el eje.

Caso 2: Giro antihorario y fuerza radial externa positiva.

A continuación, se muestran tres tablas más, la primera muestra los resultados obtenidos de la influencia de las fuerzas horizontales en las diferentes secciones de los ejes, como este caso es más desfavorable se le añade el efecto que tiene la fuerza radial externa positiva sobre el eje. La segunda refleja lo obtenido por fuerzas verticales. Por último, se muestra una tabla que combina ambos planos donde están las fuerzas actuantes para hallar las fuerzas resultantes. Este es el resultado que se comparará al resto de casos para analizar cuál de todos es más desfavorable.

<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> 10							
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> -3611,02		<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> 797,67		Momentos positivos en sentido horario				

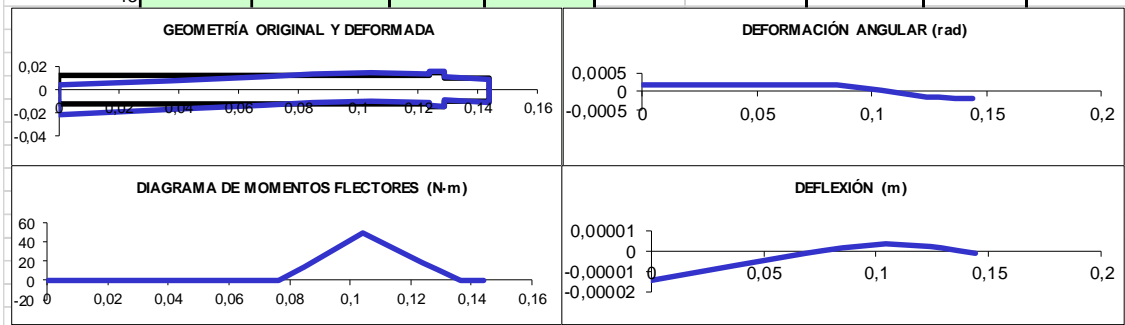
  

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,21E-04	3,609E-05
2	0,03763	0,02500	1570,87	0,00	0,00	0,00	-5,21E-04	1,647E-05
3	0,06845	0,02500	0,00	0,00	-48,41	-48,41	-3,36E-04	2,300E-06
4	0,07658	0,02500	0,00	0,00	-61,19	-61,19	-2,25E-04	0,000E+00
5	0,08470	0,02500	0,00	0,00	-44,62	-44,62	-1,19E-04	-1,375E-06
6	0,10433	0,02500	1242,48	21,05	-4,57	-25,62	1,10E-06	-2,211E-06
7	0,12395	0,03000	0,00	0,00	-9,97	-9,97	8,78E-05	-1,214E-06
8	0,12895	0,02000	0,00	0,00	-5,98	-5,98	9,25832E-05	-7,624E-07
9	0,13645	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000106185	0,000E+00
10	0,14395	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000106185	7,964E-07
11				0,00	0,00	0,00	1,25583E-05	3,4096E-07
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								

# DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

<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> 10		
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> -1769,67	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> -1528,90	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	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,87E-04	-1,429E-05
2	0,03763	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,87E-04	-7,268E-06
3	0,06845	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,87E-04	-1,517E-06
4	0,07658	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,87E-04	0,000E+00
5	0,08470	0,02500	0,00	0,00	14,37	14,37	1,72E-04	1,476E-06
6	0,10433	0,02500	3298,57	0,00	49,11	49,11	1,74E-05	3,613E-06
7	0,12395	0,03000	0,00	0,00	19,11	19,11	-1,49E-04	2,084E-06
8	0,12895	0,02000	0,00	0,00	11,47	11,47	-0,00015798	1,315E-06
9	0,13645	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000184051	0,000E+00
10	0,14395	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000184051	-1,380E-06
11				0,00	0,00	0,00	1,25583E-05	3,4096E-07
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								



Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,02500	0,00	0,00	3,88132E-05
2	0,03763	0,02500	0,00	0,00	1,79992E-05
3	0,06845	0,02500	48,41	48,41	2,75557E-06
4	0,07658	0,02500	61,19	61,19	0
5	0,08470	0,02500	46,88	46,88	2,01729E-06
6	0,10433	0,02500	49,32	55,39	4,2356E-06
7	0,12395	0,03000	21,56	21,56	2,4121E-06
8	0,12895	0,02000	12,93	12,93	1,5202E-06
9	0,13645	0,02000	0,00	0,00	0
10	0,14395	0,02000	0,00	0,00	1,59364E-06
11	0,00000	0,00000			4,82187E-07
<b>Reacción A(N)</b> 4021,343136					
<b>Reacción B(N)</b> 1724,476193					

Analizando los resultados del Caso 2, se puede llegar a la conclusión de que en este caso no se produciría un fallo por deflexión en el eje.



Caso 3: Giro horario y fuerza radial externa negativa.

A continuación, se muestran tres tablas, la primera muestra los resultados obtenidos de la influencia de las fuerzas horizontales en las diferentes secciones de los ejes. La segunda refleja lo obtenido por fuerzas verticales, como este caso es más desfavorable se le añade el efecto que tiene la fuerza radial externa negativa sobre el eje. Por último, se muestra una tabla que combina ambos planos donde están las fuerzas actuantes para hallar las fuerzas resultantes. Este es el resultado que se comparará al resto de casos para analizar cuál de todos es más desfavorable.

<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> 10							
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> -314,73		<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> -927,27		Momentos positivos en sentido horario				

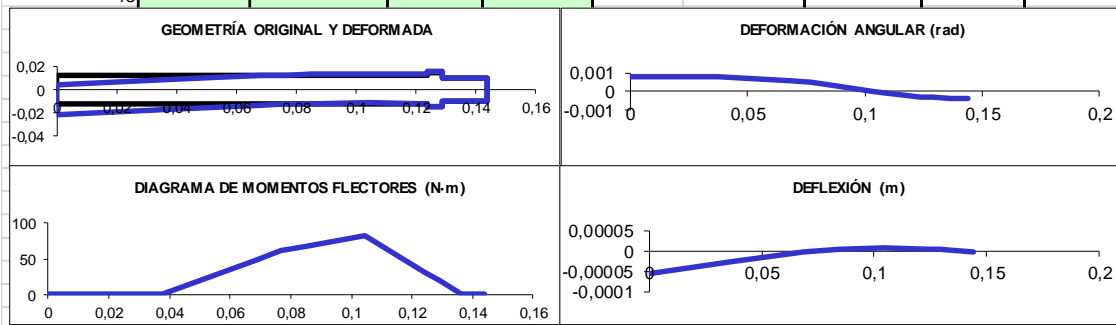
  

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,30E-05	-4,828E-06
2	0,03763	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,30E-05	-2,456E-06
3	0,06845	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,30E-05	-5,126E-07
4	0,07658	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,30E-05	0,000E+00
5	0,08470	0,02500	0,00	0,00	2,56	2,56	6,05E-05	5,050E-07
6	0,10433	0,02500	1242,00	-21,05	8,73	29,78	3,30E-05	1,471E-06
7	0,12395	0,03000	0,00	0,00	11,59	11,59	-6,78E-05	9,838E-07
8	0,12895	0,02000	0,00	0,00	6,95	6,95	-7,34008E-05	6,296E-07
9	0,13645	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,92128E-05	0,000E+00
10	0,14395	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,92128E-05	-6,691E-07
11				0,00	0,00	0,00	1,25583E-05	3,4096E-07
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								

# DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

<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> 10		
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> 823,17	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> -2550,87	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	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	7,85E-04	-5,631E-05
2	0,03763	0,02500	-1570,87	0,00	0,00	0,00	7,85E-04	-2,675E-05
3	0,06845	0,02500	0,00	0,00	48,41	48,41	6,00E-04	-4,447E-06
4	0,07658	0,02500	0,00	0,00	61,19	61,19	4,90E-04	0,000E+00
5	0,08470	0,02500	0,00	0,00	67,26	67,26	3,60E-04	3,458E-06
6	0,10433	0,02500	3298,57	0,00	81,93	81,93	-3,59E-06	7,074E-06
7	0,12395	0,03000	0,00	0,00	31,89	31,89	-2,81E-04	3,884E-06
8	0,12895	0,02000	0,00	0,00	19,13	19,13	-0,000296153	2,439E-06
9	0,13645	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000339651	0,000E+00
10	0,14395	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000339651	-2,547E-06
11				0,00	0,00	0,00	1,25583E-05	3,4096E-07
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								



Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,02500	0,00	0,00	5,65173E-05
2	0,03763	0,02500	0,00	0,00	2,68652E-05
3	0,06845	0,02500	48,41	48,41	4,47686E-06
4	0,07658	0,02500	61,19	61,19	0
5	0,08470	0,02500	67,31	67,31	3,49447E-06
6	0,10433	0,02500	82,40	87,18	7,22504E-06
7	0,12395	0,03000	33,93	33,93	4,00705E-06
8	0,12895	0,02000	20,36	20,36	2,51859E-06
9	0,13645	0,02000	0,00	0,00	0
10	0,14395	0,02000	0,00	0,00	2,63379E-06
11	0,00000	0,00000			4,82187E-07

<b>Reacción A(N)</b>	881,4372306
<b>Reacción B(N)</b>	2714,201294

Analizando los resultados del Caso 3, se puede llegar a la conclusión de que en este caso tampoco se produciría un fallo por deflexión en el eje.

Caso 4: Giro horario y fuerza radial externa positiva.

A continuación, se muestran tres tablas, la primera muestra los resultados obtenidos de la influencia de las fuerzas horizontales en las diferentes secciones de los ejes. La segunda refleja lo obtenido por fuerzas verticales, como este caso es más desfavorable se le añade el efecto que tiene la fuerza radial externa positiva sobre el eje. Por último, se muestra una tabla que combina ambos planos donde trabajan las fuerzas actuantes para hallar las fuerzas resultantes. Este es el resultado que se comparará al resto de casos para analizar cuál de todos es más desfavorable.

<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> 10							
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> -315,15		<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> -927,33		Momentos positivos en sentido horario				

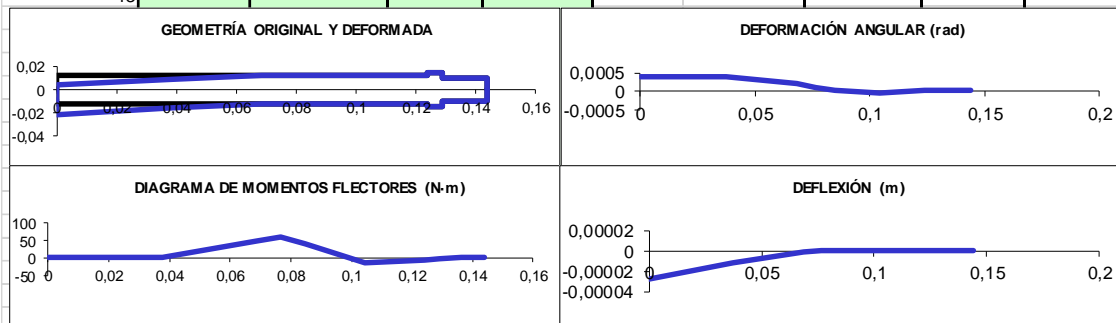
  

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,31E-05	-4,831E-06
2	0,03763	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,31E-05	-2,457E-06
3	0,06845	0,02390	0,00	0,00	0,00	0,00	6,31E-05	-5,126E-07
4	0,07658	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,31E-05	0,000E+00
5	0,08470	0,02500	0,00	0,00	2,56	2,56	6,05E-05	5,056E-07
6	0,10433	0,02500	1242,48	-21,05	8,75	29,79	3,30E-05	1,472E-06
7	0,12395	0,03000	0,00	0,00	11,59	11,59	-6,79E-05	9,843E-07
8	0,12895	0,02000	0,00	0,00	6,95	6,95	-7,34372E-05	6,298E-07
9	0,13645	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,92503E-05	0,000E+00
10	0,14395	0,01900	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,92503E-05	-6,694E-07
11					0,00	0,00	1,25583E-05	3,4096E-07
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								

# DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

<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> 10		
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> 4362,51	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> 506,93	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	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,12E-04	-2,773E-05
2	0,03763	0,02500	-1570,87	0,00	0,00	0,00	4,12E-04	-1,222E-05
3	0,06845	0,02500	0,00	0,00	48,41	48,41	2,27E-04	-1,413E-06
4	0,07658	0,02500	0,00	0,00	61,19	61,19	1,16E-04	0,000E+00
5	0,08470	0,02500	0,00	0,00	38,52	38,52	1,59E-05	5,060E-07
6	0,10433	0,02500	-3298,57	0,00	-16,28	-16,28	-3,83E-05	-1,516E-07
7	0,12395	0,03000	0,00	0,00	-6,34	-6,34	1,68E-05	-2,839E-07
8	0,12895	0,02000	0,00	0,00	-3,80	-3,80	1,98072E-05	-1,918E-07
9	0,13645	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,84515E-05	0,000E+00
10	0,14395	0,02000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,84515E-05	2,134E-07
11				0,00	0,00	0,00	1,25583E-05	3,409E-07
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								



Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,02500	0,00	0,00	2,81502E-05
2	0,03763	0,02500	0,00	0,00	1,2462E-05
3	0,06845	0,02500	48,41	48,41	1,50361E-06
4	0,07658	0,02500	61,19	61,19	0
5	0,08470	0,02500	38,60	38,60	7,1501E-07
6	0,10433	0,02500	18,48	33,95	1,47943E-06
7	0,12395	0,03000	13,21	13,21	1,02427E-06
8	0,12895	0,02000	7,93	7,93	6,5831E-07
9	0,13645	0,02000	0,00	0,00	0
10	0,14395	0,02000	0,00	0,00	7,0249E-07
11	0,00000	0,00000			4,82187E-07

<b>Reacción A(N)</b>	4373,866438
<b>Reacción B(N)</b>	1056,984423

Analizando los resultados del Caso 4, se puede llegar a la conclusión de que en este caso no se produciría un fallo por deflexión en el eje.

Tras estudiar los diferentes casos de aplicación de las fuerzas, se puede observar que el tercer caso es el más crítico para este eje. Con un giro horario y una fuerza radial externa negativa se generará la mayor deflexión posible con las combinaciones de las que se dispone.

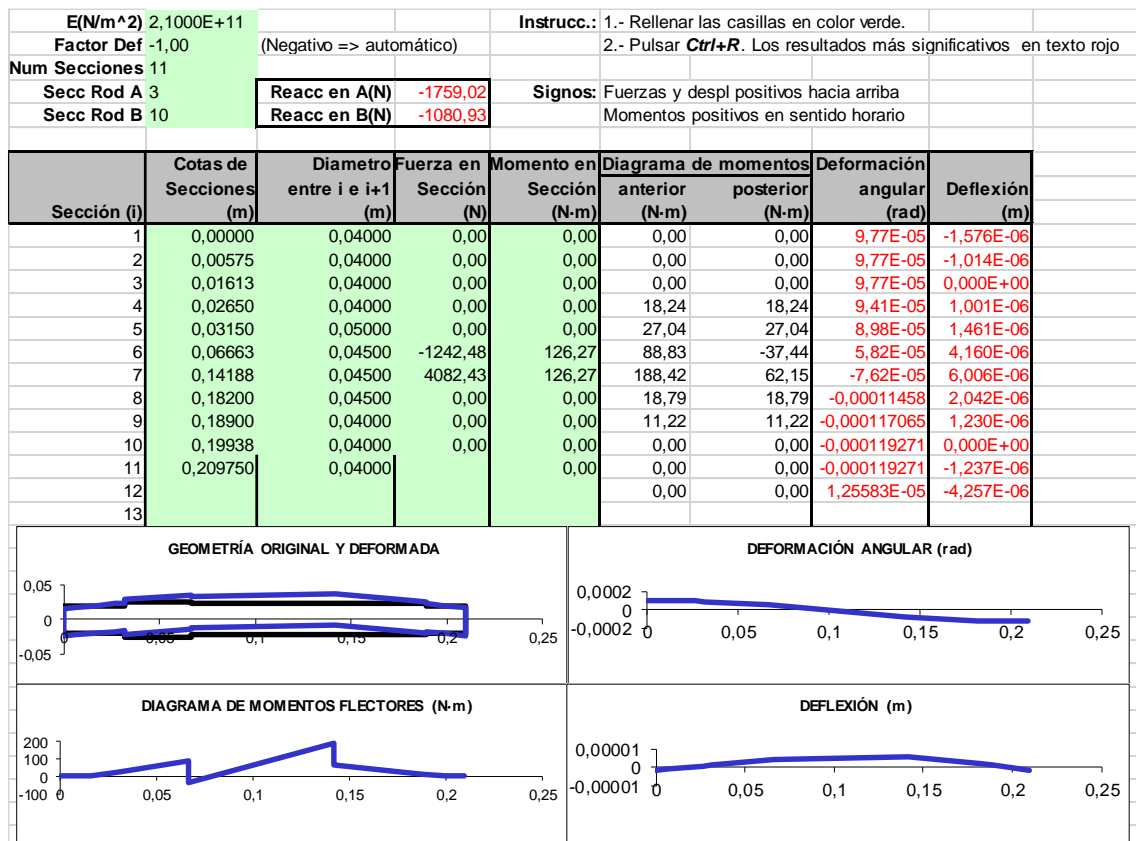
**4.4.6.2. Eje intermedio**

Tras realizar la evaluación del eje de entrada y concluir con que no fallará por deflexión lateral se continuará con el siguiente eje.

El eje intermedio está dividido en 11 secciones a estudiar y transmite el par de una etapa a la otra sin máquina acoplada por lo que no se trabajará con una fuerza externa. Por otra parte, se tendrá que seguir analizando los sentidos en los que podrá girar. Esto reduce el número de combinaciones a dos: sentido horario y sentido antihorario.

Caso 1: Giro horario del eje intermedio (giro de entrada antihorario).

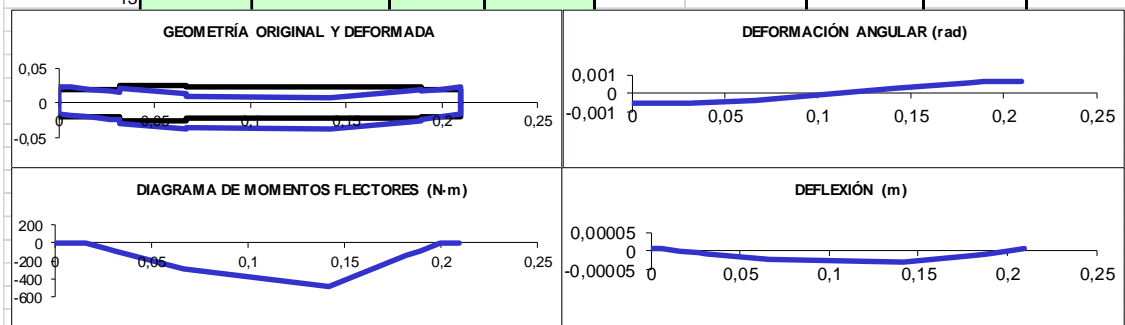
A continuación, se muestran tres tablas, la primera muestra los resultados obtenidos de la influencia de las fuerzas horizontales en las diferentes secciones de los ejes mientras que en la segunda se refleja lo obtenido por fuerzas verticales. Por último, se muestra una tabla que combina ambos planos donde trabajan las fuerzas actuantes para hallar las fuerzas resultantes. Este es el resultado que se comparará al resto de casos para analizar cuál de todos es más desfavorable.



# DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

<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> 11		
<b>Secc Rod A</b> 3	<b>Reacc en A(N)</b> 5790,33	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 10	<b>Reacc en B(N)</b> 8346,38	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	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,22E-04	8,419E-06
2	0,00575	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,22E-04	5,418E-06
3	0,01613	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,22E-04	0,000E+00
4	0,02650	0,04000	0,00	0,00	-60,05	-60,05	-5,10E-04	-5,372E-06
5	0,03150	0,05000	0,00	0,00	-89,00	-89,00	-4,96E-04	-7,890E-06
6	0,06663	0,04500	-3298,57	0,00	-292,41	-292,41	-3,92E-04	-2,381E-05
7	0,14188	0,04500	-10838,14	0,00	-479,92	-479,92	2,95E-04	-2,954E-05
8	0,18200	0,04500	0,00	0,00	-145,06	-145,06	0,000591993	-1,068E-05
9	0,18900	0,04000	0,00	0,00	-86,64	-86,64	0,000611178	-6,462E-06
10	0,19938	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000628216	0,000E+00
11	0,209750	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000628216	6,5146E-06
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								



Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	8,56516E-06
2	0,00575	0,04000	0,00	0,00	5,51186E-06
3	0,01613	0,04000	0,00	0,00	0
4	0,02650	0,04000	62,76	62,76	5,46419E-06
5	0,03150	0,05000	93,01	93,01	8,02367E-06
6	0,06663	0,04500	305,61	294,80	2,41738E-05
7	0,14188	0,04500	515,58	483,92	3,01468E-05
8	0,18200	0,04500	146,27	146,27	1,08721E-05
9	0,18900	0,04000	87,36	87,36	6,57803E-06
10	0,19938	0,04000	0,00	0,00	0
11	0,209750	0,04000	0,00	0,00	6,63097E-06

<b>Reacción A(N)</b>	6051,618798
<b>Reacción B(N)</b>	8416,082544

Las deformaciones que se generan en este estado de tensiones no superan el límite por lo que con un giro horario del eje, este no fallará.

Caso 2: Giro antihorario del eje intermedio (Giro horario de entrada).

A continuación, se muestran tres tablas, la primera muestra los resultados obtenidos de la influencia de las fuerzas horizontales en las diferentes secciones de los ejes mientras que en la segunda se refleja lo obtenido por fuerzas verticales. Por último, se muestra una tabla que combina ambos planos donde trabajan las fuerzas actuantes para hallar las fuerzas resultantes. Este es el resultado que se comparará al resto de casos para analizar cuál de todos es más desfavorable.

<b>E(N/m^2)</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> 11							
<b>Secc Rod A</b> 3		<b>Reacc en A(N)</b> 997,21		<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
<b>Secc Rod B</b> 10		<b>Reacc en B(N)</b> -3837,16		Momentos positivos en sentido horario			

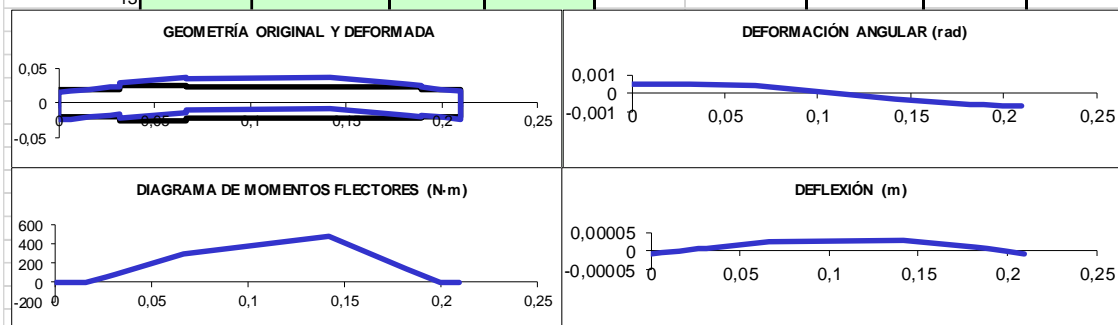
  

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,05E-05	-1,459E-06
2	0,00575	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,05E-05	-9,389E-07
3	0,01613	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,05E-05	0,000E+00
4	0,02650	0,04000	0,00	0,00	-10,34	-10,34	9,25E-05	9,451E-07
5	0,03150	0,05000	0,00	0,00	-15,33	-15,33	9,49E-05	1,413E-06
6	0,06663	0,04500	-1242,48	-126,27	-50,36	75,91	1,13E-04	5,006E-06
7	0,14188	0,04500	4082,43	-126,27	94,37	220,64	-3,87E-05	8,000E-06
8	0,18200	0,04500	0,00	0,00	66,69	66,69	-0,00017509	3,222E-06
9	0,18900	0,04000	0,00	0,00	39,83	39,83	-0,000183909	1,963E-06
10	0,19938	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000191743	0,000E+00
11	0,209750	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000191743	-1,988E-06
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

<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> 11		
<b>Secc Rod A</b> 3	<b>Reacc en A(N)</b> -5790,33	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 10	<b>Reacc en B(N)</b> -8346,38	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	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,22E-04	-8,419E-06
2	0,00575	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,22E-04	-5,418E-06
3	0,01613	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,22E-04	0,000E+00
4	0,02650	0,04000	0,00	0,00	60,05	60,05	5,10E-04	5,372E-06
5	0,03150	0,05000	0,00	0,00	89,00	89,00	4,96E-04	7,890E-06
6	0,06663	0,04500	3298,57	0,00	292,41	292,41	3,92E-04	2,381E-05
7	0,14188	0,04500	10838,14	0,00	479,92	479,92	-2,95E-04	2,954E-05
8	0,18200	0,04500	0,00	0,00	145,06	145,06	-0,000591993	1,068E-05
9	0,18900	0,04000	0,00	0,00	86,64	86,64	-0,000611178	6,462E-06
10	0,19938	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000628216	0,000E+00
11	0,209750	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000628216	-6,515E-06
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								



Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	8,54448E-06
2	0,00575	0,04000	0,00	0,00	5,49855E-06
3	0,01613	0,04000	0,00	0,00	0
4	0,02650	0,04000	60,93	60,93	5,45429E-06
5	0,03150	0,05000	90,31	90,31	8,01509E-06
6	0,06663	0,04500	296,72	302,10	2,43338E-05
7	0,14188	0,04500	489,11	528,21	3,06065E-05
8	0,18200	0,04500	159,66	159,66	1,11542E-05
9	0,18900	0,04000	95,35	95,35	6,75356E-06
10	0,19938	0,04000	0,00	0,00	0
11	0,209750	0,04000	0,00	0,00	6,81129E-06

<b>Reacción A(N)</b>	5875,574276
<b>Reacción B(N)</b>	9186,177964

Tras analizar ambos sentidos de giro, el Caso 2 resulta ser más desfavorable para el eje estudiado. Esto se debe tanto a los momentos a los que está sometido como a las reacciones que se generan. Al ser más desfavorable, este caso se estudiará a la hora de diseñar el eje a fatiga, pero se tendrán ambos casos en cuenta para la selección de los rodamientos.

Para concluir, se podría establecer la afirmación que, mediante el criterio de fallo de deflexión lateral, el eje intermedio no fallará debido a las deformaciones.



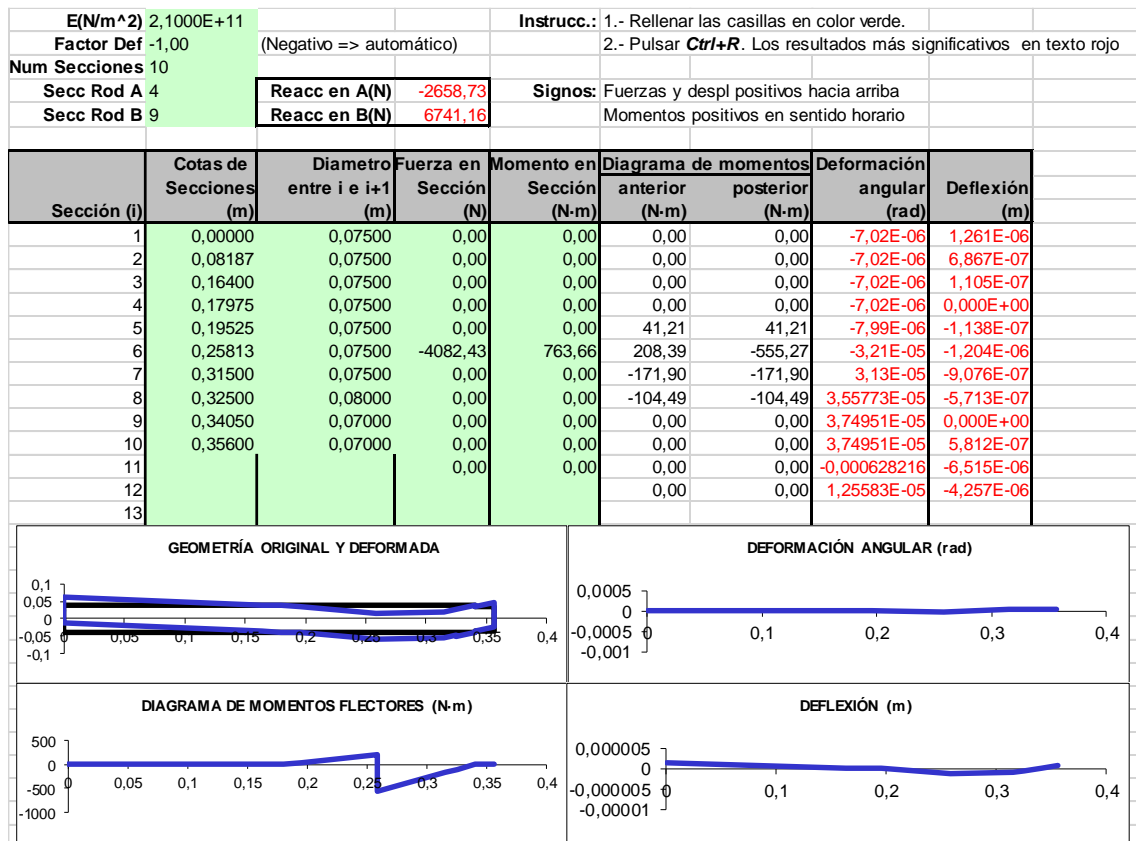
**4.4.6.3. Eje de salida**

Para estudiar el eje de salida se ha de tener en cuenta que en este eje sí que va acoplada una máquina externa. De la misma forma que el eje de entrada, este recibirá un estado de tensiones en una sección generado por el engranaje de la etapa dos y también una fuerza radial externa causada por la máquina arrastrada.

En este eje también se estudian los cuatro casos diferentes variando el sentido de giro y el sentido de la fuerza radial externa y se comparan para obtener la combinación más desfavorable para el eje en estudio.

Caso 1: Giro antihorario y fuerza radial externa negativa.

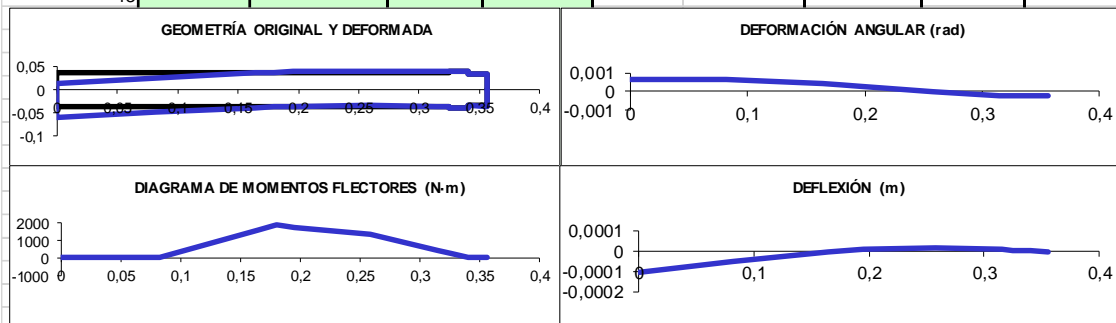
A continuación, se muestran tres tablas, la primera muestra los resultados obtenidos de la influencia de las fuerzas horizontales en las diferentes secciones de los ejes. La segunda refleja lo obtenido por fuerzas verticales, como este caso es más desfavorable se le añade el efecto que tiene la fuerza radial externa negativa sobre el eje. Por último, se muestra una tabla que combina ambos planos donde trabajan las fuerzas actuantes para hallar las fuerzas resultantes. Este es el resultado que se comparará al resto de casos para analizar cuál de todos es más desfavorable.



# DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

<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> 10		
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> 25015,44	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> -16853,58	Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,39E-04	-1,057E-04
2	0,08187	0,07500	-19000,00	0,00	0,00	0,00	6,39E-04	-5,340E-05
3	0,16400	0,07500	0,00	0,00	1560,47	1560,47	4,42E-04	-6,332E-06
4	0,17975	0,07500	0,00	0,00	1859,72	1859,72	3,60E-04	0,000E+00
5	0,19525	0,07500	0,00	0,00	1766,48	1766,48	2,73E-04	4,899E-06
6	0,25813	0,07500	10838,14	0,00	1388,23	1388,23	-3,07E-05	1,214E-05
7	0,31500	0,07500	0,00	0,00	429,77	429,77	-1,89E-04	5,097E-06
8	0,32500	0,08000	0,00	0,00	261,23	261,23	-0,000199834	3,147E-06
9	0,34050	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000204629	0,000E+00
10	0,35600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000204629	-3,172E-06
11			0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000628216	-6,515E-06
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								



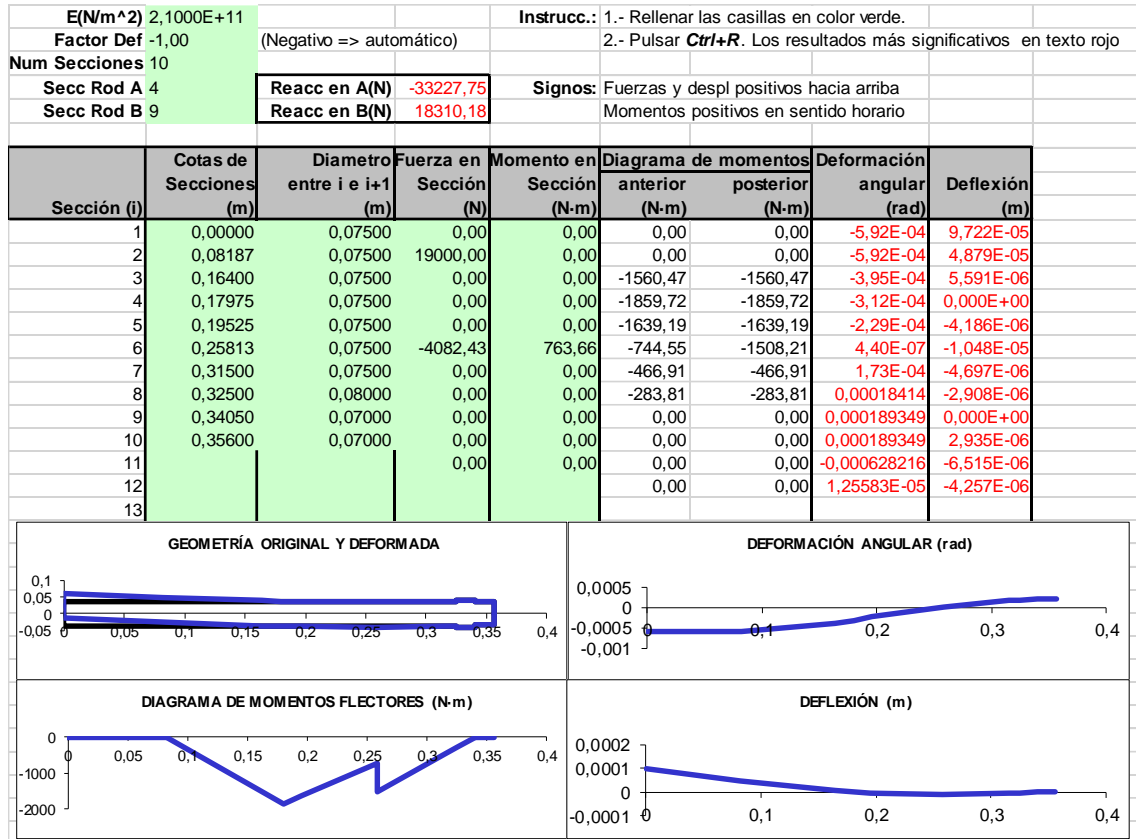
Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,000105684
2	0,08187	0,07500	0,00	0,00	5,34019E-05
3	0,16400	0,07500	1560,47	1560,47	6,3325E-06
4	0,17975	0,07500	1859,72	1859,72	0
5	0,19525	0,07500	1766,96	1766,96	4,90022E-06
6	0,25813	0,07500	1403,78	1495,16	1,22036E-05
7	0,31500	0,07500	462,87	462,87	5,17684E-06
8	0,32500	0,08000	281,35	281,35	3,19841E-06
9	0,34050	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,35600	0,07000	0,00	0,00	3,22456E-06
11	0,00000	0,00000			9,21304E-06

<b>Reacción A(N)</b>	25156,33512
<b>Reacción B(N)</b>	18151,76123

Comparando los resultados obtenidos entre las fuerzas horizontales y verticales y comparando los con las restricciones expuestas con anterioridad se llega a la conclusión que este caso no produciría fallo por deformación lateral.

Caso 2: Giro antihorario y fuerza radial externa positiva.

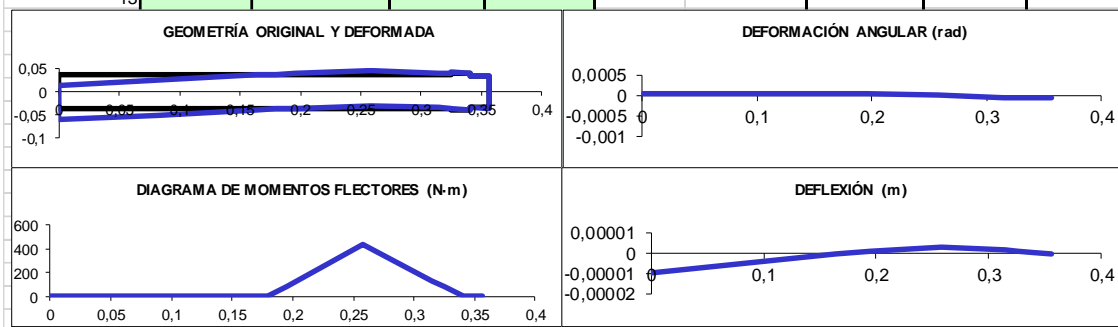
A continuación, se muestran tres tablas más, la primera muestra los resultados obtenidos de la influencia de las fuerzas horizontales en las diferentes secciones de los ejes, como este caso es más desfavorable se le añade el efecto que tiene la fuerza radial externa positiva sobre el eje. La segunda refleja lo obtenido por fuerzas verticales. Por último, se muestra una tabla que combina ambos planos donde están las fuerzas actuantes para hallar las fuerzas resultantes. Este es el resultado que se comparará al resto de casos para analizar cuál de todos es más desfavorable.



## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

<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> 10		
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> -5553,58	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> -5284,56	Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,40E-05	-9,715E-06
2	0,08187	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,40E-05	-5,290E-06
3	0,16400	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,40E-05	-8,513E-07
4	0,17975	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,40E-05	0,000E+00
5	0,19525	0,07500	0,00	0,00	86,08	86,08	5,20E-05	8,272E-07
6	0,25813	0,07500	10838,14	0,00	435,29	435,29	1,75E-06	2,870E-06
7	0,31500	0,07500	0,00	0,00	134,76	134,76	-4,80E-05	1,308E-06
8	0,32500	0,08000	0,00	0,00	81,91	81,91	-5,12718E-05	8,102E-07
9	0,34050	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,27752E-05	0,000E+00
10	0,35600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,27752E-05	-8,180E-07
11			0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000628216	-6,515E-06
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								



Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	9,7706E-05
2	0,08187	0,07500	0,00	0,00	4,90798E-05
3	0,16400	0,07500	1560,47	1560,47	5,6552E-06
4	0,17975	0,07500	1859,72	1859,72	0
5	0,19525	0,07500	1641,45	1641,45	4,26647E-06
6	0,25813	0,07500	862,46	1569,77	1,08642E-05
7	0,31500	0,07500	485,97	485,97	4,8752E-06
8	0,32500	0,08000	295,39	295,39	3,01877E-06
9	0,34050	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,35600	0,07000	0,00	0,00	3,04678E-06
11	0,00000	0,00000			9,21304E-06

<b>Reacción A(N)</b>	33688,65324
<b>Reacción B(N)</b>	19057,52244

Comparando los resultados obtenidos entre las fuerzas horizontales y verticales y comparando los con las restricciones expuestas con anterioridad se llega a la conclusión que este caso no produciría fallo por deformación lateral.

Caso 3: Giro horario y fuerza externa negativa.

A continuación, se muestran tres tablas más, la primera muestra los resultados obtenidos de la influencia de las fuerzas horizontales en las diferentes secciones de los ejes, como este caso es más desfavorable se le añade el efecto que tiene la fuerza radial externa negativa sobre el eje. La segunda refleja lo obtenido por fuerzas verticales. Por último, se muestra una tabla que combina ambos planos donde están las fuerzas actuantes para hallar las fuerzas resultantes. Este es el resultado que se comparará al resto de casos para analizar cuál de todos es más desfavorable.

<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> 10							
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> 37411,51		<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> -14329,08		Momentos positivos en sentido horario				

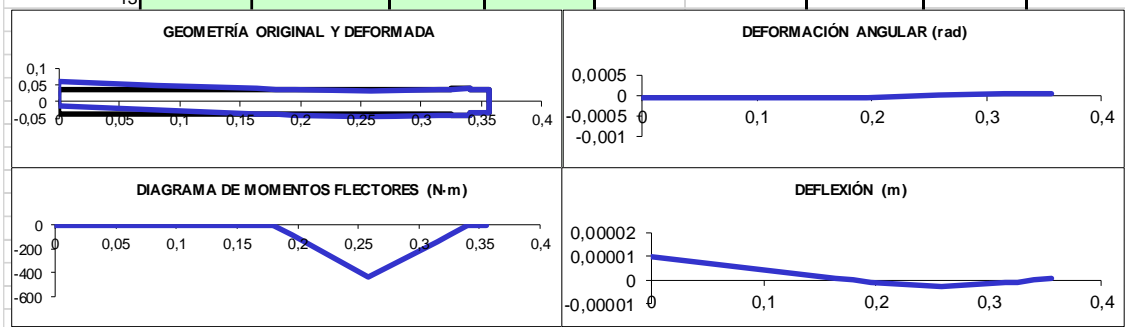
  

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,51E-04	-8,990E-05
2	0,08187	0,07500	-19000,00	0,00	0,00	0,00	5,51E-04	-4,481E-05
3	0,16400	0,07500	0,00	0,00	1560,47	1560,47	3,54E-04	-4,949E-06
4	0,17975	0,07500	0,00	0,00	1859,72	1859,72	2,72E-04	0,000E+00
5	0,19525	0,07500	0,00	0,00	1574,34	1574,34	1,90E-04	3,562E-06
6	0,25813	0,07500	-4082,43	-763,66	416,63	1180,29	-1,76E-06	8,316E-06
7	0,31500	0,07500	0,00	0,00	365,39	365,39	-1,37E-04	3,711E-06
8	0,32500	0,08000	0,00	0,00	222,10	222,10	-0,000145515	2,298E-06
9	0,34050	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000149591	0,000E+00
10	0,35600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000149591	-2,319E-06
11			0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000628216	-6,515E-06
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

<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> 10		
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> 5553,58	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> 5284,56	Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,40E-05	9,715E-06
2	0,08187	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,40E-05	5,290E-06
3	0,16400	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,40E-05	8,513E-07
4	0,17975	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,40E-05	0,000E+00
5	0,19525	0,07500	0,00	0,00	-86,08	-86,08	-5,20E-05	-8,272E-07
6	0,25813	0,07500	-10838,14	0,00	-435,29	-435,29	-1,75E-06	-2,870E-06
7	0,31500	0,07500	0,00	0,00	-134,76	-134,76	4,80E-05	-1,308E-06
8	0,32500	0,08000	0,00	0,00	-81,91	-81,91	5,12718E-05	-8,102E-07
9	0,34050	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,27752E-05	0,000E+00
10	0,35600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,27752E-05	8,180E-07
11			0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000628216	-6,515E-06
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								



Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	9,04263E-05
2	0,08187	0,07500	0,00	0,00	4,51197E-05
3	0,16400	0,07500	1560,47	1560,47	5,02213E-06
4	0,17975	0,07500	1859,72	1859,72	0
5	0,19525	0,07500	1576,69	1576,69	3,65713E-06
6	0,25813	0,07500	602,54	1258,00	8,79754E-06
7	0,31500	0,07500	389,45	389,45	3,93503E-06
8	0,32500	0,08000	236,72	236,72	2,43628E-06
9	0,34050	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,35600	0,07000	0,00	0,00	2,45873E-06
11	0,00000	0,00000			9,21304E-06

<b>Reacción A(N)</b>	37821,46327
<b>Reacción B(N)</b>	15272,49323

Comparando los resultados obtenidos entre las fuerzas horizontales y verticales y comparando los con las restricciones expuestas con anterioridad se llega a la conclusión que este caso no produciría fallo por deformación lateral.

Caso 4: Giro horario y fuerza radial externa positiva.

A continuación, se muestran tres tablas más, la primera muestra los resultados obtenidos de la influencia de las fuerzas horizontales en las diferentes secciones de los ejes. La segunda refleja lo obtenido por fuerzas verticales, como este caso es más desfavorable se le añade el efecto que tiene la fuerza radial externa positiva sobre el eje. Por último, se muestra una tabla que combina ambos planos donde están las fuerzas actuantes para hallar las fuerzas resultantes. Este es el resultado que se comparará al resto de casos para analizar cuál de todos es más desfavorable.

<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> 10							
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> 6842,49		<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> -2760,06		Momentos positivos en sentido horario				

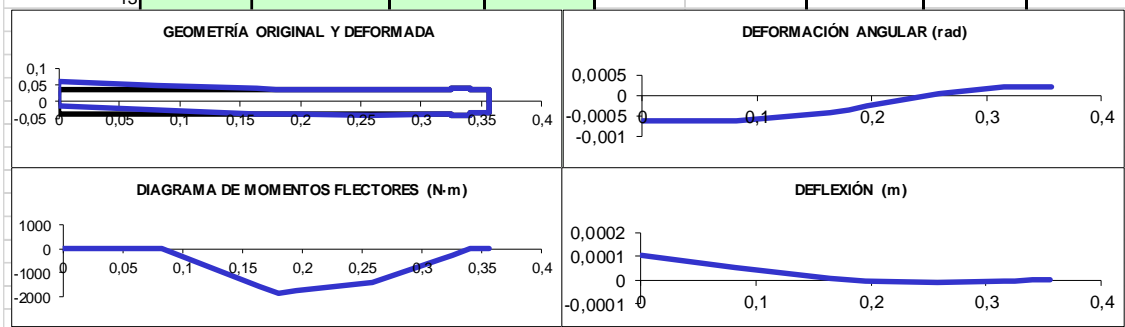
  

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,37E-05	6,058E-06
2	0,08187	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,37E-05	3,299E-06
3	0,16400	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,37E-05	5,308E-07
4	0,17975	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,37E-05	0,000E+00
5	0,19525	0,07500	0,00	0,00	-106,06	-106,06	-3,12E-05	-5,094E-07
6	0,25813	0,07500	-4082,43	-763,66	-536,31	227,35	3,07E-05	-9,579E-07
7	0,31500	0,07500	0,00	0,00	70,38	70,38	4,78E-06	-7,758E-08
8	0,32500	0,08000	0,00	0,00	42,78	42,78	3,04806E-06	-3,913E-08
9	0,34050	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,26282E-06	0,000E+00
10	0,35600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,26282E-06	3,507E-08
11			0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000628216	-6,515E-06
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

<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> 10		
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> -25015,44	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> 16853,58	Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,39E-04	1,057E-04
2	0,08187	0,07500	19000,00	0,00	0,00	0,00	-6,39E-04	5,340E-05
3	0,16400	0,07500	0,00	0,00	-1560,47	-1560,47	-4,42E-04	6,332E-06
4	0,17975	0,07500	0,00	0,00	-1859,72	-1859,72	-3,60E-04	0,000E+00
5	0,19525	0,07500	0,00	0,00	-1766,48	-1766,48	-2,73E-04	-4,899E-06
6	0,25813	0,07500	-10838,14	0,00	-1388,23	-1388,23	3,07E-05	-1,214E-05
7	0,31500	0,07500	0,00	0,00	-429,77	-429,77	1,89E-04	-5,097E-06
8	0,32500	0,08000	0,00	0,00	-261,23	-261,23	0,000199834	-3,147E-06
9	0,34050	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000204629	0,000E+00
10	0,35600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000204629	3,172E-06
11			0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000628216	-6,515E-06
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								



Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,000105849
2	0,08187	0,07500	0,00	0,00	5,34993E-05
3	0,16400	0,07500	1560,47	1560,47	6,35374E-06
4	0,17975	0,07500	1859,72	1859,72	0
5	0,19525	0,07500	1769,66	1769,66	4,92531E-06
6	0,25813	0,07500	1488,23	1406,72	1,21818E-05
7	0,31500	0,07500	435,49	435,49	5,09726E-06
8	0,32500	0,08000	264,71	264,71	3,14722E-06
9	0,34050	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,35600	0,07000	0,00	0,00	3,17195E-06
11	0,00000	0,00000			9,21304E-06

<b>Reacción A(N)</b>	25934,37869
<b>Reacción B(N)</b>	17078,09013

Comparando los resultados obtenidos entre las fuerzas horizontales y verticales y comparando los con las restricciones expuestas con anterioridad se llega a la conclusión que este caso no produciría fallo por deformación lateral.

Una vez se han realizado los cálculos pertinentes para el estudio de las diferentes combinaciones, se han de comparar para saber cuál de los cuatro casos es más desfavorable. Con estos datos en concreto, se puede obtener como resultado que el Caso 2 es el más desfavorable debido a los momentos, por lo tanto, este será el que se escogerá para su posterior estudio a fatiga.



Al igual que los demás ejes, se habrán de analizar todos los casos para la selección de los rodamientos.

### **4.4.7. Cálculo a fatiga**

Para realizar el diseño a fatiga de los ejes empleados se ha utilizado una hoja de Excel como apoyo con las fórmulas pertinentes para realizar las operaciones y las iteraciones necesarias.

En este apartado se analizarán los ejes por las secciones críticas y se obtendrán resultados de los diámetros mínimos necesarios. Para que estos cálculos sean correctos, o que permitan continuar con el diseño del reductor, han de ser inferiores a los diámetros anteriormente supuesto para los ejes.

Esta hoja de cálculo está compuesta por dos pestañas. La primera representa el diámetro necesario para cada sección en la que aparezca una entalla. La segunda calcula el diámetro mínimo cuando hay un cambio de sección. Ambas funcionan de la misma manera, las celdas de azul oscuro contienen el título del dato estudiado y las de azul claro tienen que ser modificadas por sección ya que estos serán los datos que varían dependiendo del entorno que se analice.

#### **4.4.7.1. Eje de entrada**

El eje de entrada está dividido en 10 secciones diferentes de estudio. En deflexión lateral, se han analizado todas, pero en el cálculo a fatiga tan solo se analizarán aquellas que tengan concentradores de tensión a lo largo del eje, es decir, o cambios de secciones o entallas. En el caso del eje de entrada, se analizarán las secciones 2, 3, 6, 7 y 8. Anteriormente, se ha explicado el proceso a seguir y los factores para tener en cuenta a la hora de realizar el cálculo (punto "4.3. Diseño a fatiga", los cuales se usarán en los tres ejes).

Se analizarán las secciones más críticas en el caso más desfavorable con el fin de agilizar el proceso de diseño. Si el eje no falla en este entorno de trabajo, tampoco lo hará en los demás casos, independientemente del sentido de giro o la fuerza radial externa.

#### **Sección 2:**

La sección 2 del eje de entrada estará sometida solamente a momento torsor. Esto se debe al engrane que se produce entre la máquina motriz y el eje que producirá un momento de 78,54 Nm. Además, en esta sección se encuentra un chavetero que actuará como concentrador de tensiones con un valor de  $K_f$  de 2,0.

Este paso ha estudiado la viabilidad de utilizar 25 mm como diámetro de esta sección (anteriormente supuesto en rigidez torsional) lo que mediante el proceso iterativo confirma que es superior al diámetro mínimo necesario que toma el valor de 13,24 mm.

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Sección a estudiar		a	b						
2		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			0	78,54				
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
25	0,67449938	0,87937827	1	1,01	0,868	2	650	168,998069	13,24882977
13,24882977	0,67449938	0,94120086	1	1,01	0,868	2	650	180,879075	13,24882977
13,24882977	0,67449938	0,94120086	1	1,01	0,868	2	650	180,879075	13,24882977
13,24882977	0,67449938	0,94120086	1	1,01	0,868	2	650	180,879075	13,24882977
13,24882977	0,67449938	0,94120086	1	1,01	0,868	2	650	180,879075	13,24882977
13,24882977	0,67449938	0,94120086	1	1,01	0,868	2	650	180,879075	13,24882977
13,24882977	0,67449938	0,94120086	1	1,01	0,868	2	650	180,879075	13,24882977

### Sección 3:

En esta sección se presenta una entalla debido al alojamiento de un anillo de retención donde Kf tomará el valor de 2,2. Además, está sometida tanto a momento flector como torsor que tomarán los valores de 48,42 y 78,54 Nm respectivamente.

Ya establecidos los datos anteriores y con la ayuda de la hoja de cálculo, se calcula un tamaño de sección mínima de 20,14 mm lo que establece que el diámetro inicialmente aproximado también es válido en el estudio a fatiga.

Sección a estudiar		a	b						
3		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			48,42	78,54				
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
25	0,67449938	0,87937827	1	1,01	0,868	2,2	650	153,634608	20,29214793
20,29214793	0,67449938	0,89923088	1	1,01	0,868	2,2	650	157,103022	20,15355951
20,15355951	0,67449938	0,89989051	1	1,01	0,868	2,2	650	157,218265	20,14903183
20,14903183	0,67449938	0,89991214	1	1,01	0,868	2,2	650	157,222045	20,14888341
20,14888341	0,67449938	0,89991285	1	1,01	0,868	2,2	650	157,222168	20,14887854
20,14887854	0,67449938	0,89991287	1	1,01	0,868	2,2	650	157,222173	20,14887838
20,14887838	0,67449938	0,89991287	1	1,01	0,868	2,2	650	157,222173	20,14887838

### Sección 6:

En la sección 6 se aloja el piñón de la primera etapa lo que trasmite el par de la máquina motriz al eje intermedio. Para esto es necesario el uso de un chavetero lo que actuará de nuevo como concentrador de tensiones y donde Kf tomará el valor de 2,0. A diferencia de la sección 2 donde había también un chavetero, este sí que recibe tanto momento flector como torsor y reciben los valores de 87,18 y 78,54 Nm.

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Sección a estudiar		a	b						
6		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			87,18	78,54				
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
25	0,67449938	0,87937827	1	1,01	0,868	2	650	168,998069	23,71694804
23,71694804	0,67449938	0,88434967	1	1,01	0,868	2	650	169,953468	23,67378188
23,67378188	0,67449938	0,88452207	1	1,01	0,868	2	650	169,986599	23,672291
23,672291	0,67449938	0,88452803	1	1,01	0,868	2	650	169,987744	23,67223946
23,67223946	0,67449938	0,88452823	1	1,01	0,868	2	650	169,987784	23,67223768
23,67223768	0,67449938	0,88452824	1	1,01	0,868	2	650	169,987785	23,67223762
23,67223762	0,67449938	0,88452824	1	1,01	0,868	2	650	169,987785	23,67223762

Aquí se confirma que el diámetro supuesto con anterioridad de 25 mm cumple con el criterio a fatiga ya que el mínimo obtenido mediante este criterio es de 23,67 mm.

### Sección 7:

En esta sección hay un cambio de diámetro de 25 mm a 30 mm de diámetro. Con las relaciones de diámetros se obtiene una Kt que toma el valor de 1,95 para la primera iteración y 1,75 para el resto. Actúa un momento flector de 33,93 Nm y se desestima la influencia del momento torsor.

Sección a estudiar		a	b						
7		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			33,93	0				
X	2,5								
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)
25	1,5	30	0,06	1,2	1,95	1,91400176	0,87937827	176,591341	16,97663155
16,97663155	1,5	30	0,08835675	1,767135012	1,75	1,72158033	0,91656062	204,630286	16,16285291
16,16285291	1,5	30	0,0928054	1,856107963	1,75	1,72158033	0,92139082	205,70867	16,13455998
16,13455998	1,5	30	0,09296814	1,859362762	1,75	1,72158033	0,92156357	205,747237	16,13355178
16,13355178	1,5	30	0,09297395	1,859478955	1,75	1,72158033	0,92156973	205,748613	16,13351582
16,13351582	1,5	30	0,09297415	1,859483099	1,75	1,72158033	0,92156995	205,748662	16,13351454
16,13351454	1,5	30	0,09297416	1,859483247	1,75	1,72158033	0,92156996	205,748664	16,13351449
	q	0,96210711		Ka	Kc	Kd	Ke	Se'	
	$\alpha$	0,05907796		0,674499378	1	1,01	0,868	650	
	$\rho$ (mm)	1,5							

Con un diámetro mínimo necesario de 16,13 mm, el diámetro estimado de 25mm desde un inicio sería válido para esta sección.

### Sección 8:

En esta sección se encuentra otro cambio de diámetro, el tamaño de la sección anterior de 30 mm se reduce a 20 mm. El valor de Kt permanece constante y el momento torsor sigue considerándose nulo. Por otra parte, el momento flector toma un valor de 20,36 Nm.

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Sección a estudiar		a	b						
8		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			20,36	0				
X	2,5								
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)
20	1,5	30	0,075	1,5	1,95	1,91400176	0,90062728	180,858438	14,205604
14,205604	1,5	30	0,10559213	2,111842622	1,75	1,72158033	0,93420486	208,569518	13,54635181
13,54635181	1,5	30	0,11073092	2,214618402	1,75	1,72158033	0,93896697	209,632703	13,52341217
13,52341217	1,5	30	0,11091875	2,218375038	1,75	1,72158033	0,93913727	209,670723	13,52259471
13,52259471	1,5	30	0,11092546	2,218509143	1,75	1,72158033	0,93914335	209,672079	13,52256556
13,52256556	1,5	30	0,1109257	2,218513926	1,75	1,72158033	0,93914356	209,672127	13,52256452
13,52256452	1,5	30	0,1109257	2,218514097	1,75	1,72158033	0,93914357	209,672129	13,52256448
	q	0,96210711		Ka	Kc	Kd	Ke	Se'	
	$\alpha$	0,05907796		0,674499378	1	1,01	0,868	650	
	$\rho$ (mm)	1,5							

Esta sección también cumple con los criterios de diseño a fatiga. El eje entero es válido con las medidas tomadas para el criterio de rigidez torsional y no se tendrá que dimensionar de nuevo ninguna sección.

### 4.4.7.2. Eje intermedio

Este eje se divide en 11 secciones diferentes. Al tratarse del eje intermedio, este transmite el par y la velocidad angular de una etapa a la otra. En el apartado anterior, "4.4.3 Cálculo a deflexión lateral", se han estudiado todas las secciones por lo que en este apartado se estudiarán las más críticas.

Las secciones críticas serán aquellas que contengan un concentrador de tensiones, es decir, chaveteros, cambios de sección o ranuras. A lo largo de este eje se encuentran estos elementos en las secciones 4, 5, 6, 7, 8 y 9, por lo que serán estudiadas individualmente para comprobar que el diámetro utilizado cumple el criterio de diseño a fatiga.

**Sección 4:**

La sección 4 consiste en un cambio de diámetro en la que aumenta de 40 mm a 50 mm. Esto dará lugar a una  $K_t$  con un valor de 2,2 para la primera iteración y 2,1 para las demás. En esta sección se discrimina el valor del momento torsor y se toma 60,93 Nm el valor del momento flector.

Sección a estudiar		a	b							
4		4,51	-0,265							
Material eje	34NiCrMo6				Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300				Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860				60,93	0				
X	2,5									
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)	
40	1,5	50	0,0375	1,25	2,2	2,15452854	0,83624761	149,182764	21,82818108	
21,82818108	1,5	50	0,06871851	2,290616878	2,1	2,05831782	0,89223742	166,611128	21,03887091	
21,03887091	1,5	50	0,0712966	2,37655339	2,1	2,05831782	0,8957605	167,269009	21,01125224	
21,01125224	1,5	50	0,07139032	2,3796773	2,1	2,05831782	0,89588642	167,292521	21,01026784	
21,01026784	1,5	50	0,07139366	2,379788796	2,1	2,05831782	0,89589091	167,29336	21,01023273	
21,01023273	1,5	50	0,07139378	2,379792772	2,1	2,05831782	0,89589107	167,29339	21,01023148	
21,01023148	1,5	50	0,07139379	2,379792914	2,1	2,05831782	0,89589107	167,293391	21,01023143	
		q	0,96210711	Ka		Kc	Kd	Ke	Se'	
		α	0,05907796	0,674499378		1	1,01	0,868	650	
		ρ (mm)	1,5							

Con estos cálculos se establece un valor mínimo necesario de 21,01 mm de diámetro para soportar las cargas a las que la sección está sometida. Como conclusión de esta sección puede afirmarse que el valor escogido en rigidez torsional es correcto ya que se está trabajando con un diámetro de 40 mm, superior al mínimo calculado.

### Sección 5:

Con un valor del concentrador de 2,2,  $K_t$  será el coeficiente encargado de limitar este cambio de diámetro. Se reduce de los 50 mm establecidos en la sección anterior a 45 mm. En esta sección también se ignora la influencia del momento torsor y aparece un momento flector de 90,31 Nm.

Sección a estudiar	a	b							
5	4,51	-0,265							
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			90,31	0				
X	2,5								
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)
45	1,5	50	0,03333333	1,11111111	2,2	2,15452854	0,82577469	147,314443	24,99252927
24,99252927	1,5	50	0,06001794	2,000597837	2,1	2,05831782	0,87940639	164,215138	24,10391508
24,10391508	1,5	50	0,06223055	2,074351815	2,1	2,05831782	0,88281954	164,85249	24,07281115
24,07281115	1,5	50	0,06231096	2,077032008	2,1	2,05831782	0,88294152	164,875268	24,07170288
24,07170288	1,5	50	0,06231383	2,077127665	2,1	2,05831782	0,88294587	164,87608	24,07166334
24,07166334	1,5	50	0,06231393	2,077131077	2,1	2,05831782	0,88294603	164,876109	24,07166193
24,07166193	1,5	50	0,06231394	2,077131199	2,1	2,05831782	0,88294603	164,87611	24,07166188
	q	0,96210711	Ka	Kc	Kd	Ke	Se'		
	$\alpha$	0,05907796	0,674499378	1	1,01	0,868	650		
	$\rho$ (mm)	1,5							

Realizando los cálculos pertinentes se obtiene un valor mínimo de 24,07 mm lo que valida el diámetro originalmente dimensionado de 45 mm de diámetro.

### Sección 6:

En esta sección se está trabajando con el chavetero de la primera etapa. Recibe un momento flector de 302,1 Nm y un momento torsor de 471,25 mm. Además, el chavetero actúa como concentrador de tensiones y otorga al coeficiente  $K_f$  un valor de 2.

Sección a estudiar	a	b							
6	4,51	-0,265							
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			302,1	471,25				
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
45	0,67449938	0,82577469	1	1,01	0,868	2	650	158,696586	36,94903229
36,94903229	0,67449938	0,84337705	1	1,01	0,868	2	650	162,07939	36,71029826
36,71029826	0,67449938	0,84396221	1	1,01	0,868	2	650	162,191846	36,70248744
36,70248744	0,67449938	0,84398143	1	1,01	0,868	2	650	162,195539	36,70223107
36,70223107	0,67449938	0,84398206	1	1,01	0,868	2	650	162,19566	36,70222266
36,70222266	0,67449938	0,84398208	1	1,01	0,868	2	650	162,195664	36,70222238
36,70222238	0,67449938	0,84398208	1	1,01	0,868	2	650	162,195664	36,70222237

Con los datos mencionados se obtiene un diámetro mínimo con el que se debería trabajar. Este, toma el valor de 36,70 mm, lo que ofrece un margen válido para trabajar con el diámetro de 45 mm estimado inicialmente.

**Sección 7:**

Esta sección trabaja de la misma manera que la anterior. Se encuentra con un chavetero que transmite los momentos del eje a la segunda etapa, por lo que Kf tomará un valor de 2. Esta sección es la más crítica del eje y del reductor de velocidades ya que recibe el momento flector más alto, 528,21 y, además, un momento torsor de 471,25 Nm.

Sección a estudiar		a	b						
7		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			528,21	471,25				
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
45	0,67449938	0,82577469	1	1,01	0,868	2	650	158,696586	44,12270151
44,12270151	0,67449938	0,82751612	1	1,01	0,868	2	650	159,031252	44,0925478
44,0925478	0,67449938	0,82757666	1	1,01	0,868	2	650	159,042886	44,09150119
44,09150119	0,67449938	0,82757876	1	1,01	0,868	2	650	159,043289	44,09146485
44,09146485	0,67449938	0,82757883	1	1,01	0,868	2	650	159,043304	44,09146359
44,09146359	0,67449938	0,82757884	1	1,01	0,868	2	650	159,043304	44,09146354
44,09146354	0,67449938	0,82757884	1	1,01	0,868	2	650	159,043304	44,09146354

Realizando los cálculos necesarios se obtiene un diámetro mínimo de 44,09 mm inferior al anteriormente estimado de 45 mm. Este diámetro cumple con los requerimientos establecidos en el estudio mediante este criterio.

**Sección 8:**

A esta sección le corresponde un cambio de diámetro, de 40 mm a 45 mm. Se trabaja con un momento torsor nulo, un momento flector de 159,66 mm y un Kt de 2,2 a lo largo de toda la iteración.

Sección a estudiar		a	b						
8		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			159,66	0				
X	2,5								
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)
40	1,5	45	0,0375	1,125	2,2	2,15452854	0,83624761	149,182764	30,09348817
30,09348817	1,5	45	0,04984467	1,495340113	2,2	2,15452854	0,86210219	153,795103	29,78959353
29,78959353	1,5	45	0,05035315	1,510594629	2,2	2,15452854	0,86303896	153,962218	29,77881149
29,77881149	1,5	45	0,05037139	1,511141572	2,2	2,15452854	0,86307239	153,968181	29,778427
29,778427	1,5	45	0,05037204	1,511161083	2,2	2,15452854	0,86307358	153,968394	29,77841329
29,77841329	1,5	45	0,05037206	1,511161779	2,2	2,15452854	0,86307362	153,968402	29,7784128
29,7784128	1,5	45	0,05037206	1,511161804	2,2	2,15452854	0,86307362	153,968402	29,77841278
	q	0,96210711		Ka	Kc	Kd	Ke	Se'	
	α	0,05907796		0,674499378	1	1,01	0,868	650	
	ρ (mm)	1,5							

Con estos datos se obtiene 29,77 mm como diámetro mínimo, lo que permanece inferior al diámetro con el que se va a trabajar. Esta sección cumple con los requerimientos establecidos en el criterio de diseño a fatiga.

**Sección 9:**

Esta es la última sección crítica por estudiar con el criterio de fatiga. Es el siguiente cambio de diámetro después de la sección 8. Este disminuye de 45 mm a 40 mm. Con un Kt final de 2,1 y un momento flector de 95,35 Nm se obtiene el valor mínimo de trabajo de 24,52 mm de diámetro. Al permanecer este inferior al seleccionado con anterioridad refleja que el diámetro estimado soportará las fuerzas a las que se somete. Esta sección cumple con los establecido en el criterio de diseño a fatiga.

Material eje	34NiCrMo6	Esfuerzos presentes							
Su (Mpa)	1300	Momento flector	Momento torsor						
Sy (Mpa)	860	95,35	0						
X	2,5								
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)
40	1,5	45	0,0375	1,125	2,5	2,44316067	0,83624761	131,558487	26,42696647
26,42696647	1,5	45	0,0567602	1,702806111	2,1	2,05831782	0,8741707	163,237457	24,59312197
24,59312197	1,5	45	0,06099266	1,829779889	2,1	2,05831782	0,8809236	164,498454	24,53011948
24,53011948	1,5	45	0,06114931	1,834479446	2,1	2,05831782	0,88116542	164,543609	24,52787537
24,52787537	1,5	45	0,06115491	1,834647287	2,1	2,05831782	0,88117404	164,54522	24,52779534
24,52779534	1,5	45	0,06115511	1,834653273	2,1	2,05831782	0,88117435	164,545277	24,52779248
24,52779248	1,5	45	0,06115512	1,834653487	2,1	2,05831782	0,88117436	164,545279	24,52779238
	q	0,96210711	Ka		Kc	Kd	Ke	Se'	
	α	0,05907796	0,674499378	1	1,01	0,868	650		
	ρ (mm)	1,5							



**4.4.7.3. Eje de salida**

Este eje es el encargado de transmitir el par de la segunda etapa a la máquina acoplada, por lo que trabajará de una manera similar al eje de entrada. Se dividirá en 10 secciones las cuales ya han sido estudiadas en el apartado de deflexión lateral. En el criterio de diseño a fatiga tan solo se estudiarán las secciones más críticas ya que si estas son capaces de soportar las fuerzas a las que el eje está sometido, también lo harán las demás. Las secciones más críticas serán la 2, 3, 6, 7 y 8, las cuales tienen cambios de diámetro, chaveteros o ranuras en el eje que les proporcionara un concentrador de tensiones a cada una.

**Sección 2:**

En la sección 2, la primera a estudiar, está el chavetero de la máquina acoplada, lo que es un concentrador de tensiones y como consecuencia se realizarán los cálculos con un Kf de 2. En esta sección no actúa ningún momento flector, pero si un momento torsor que vale 2580 Nm, el momento de salida, que permanecerá constante a lo largo de todo el eje.

Sección a estudiar		a	b						
2		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			0	2850				
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
75	0,67449938	0,78185056	1	1,01	0,868	2	650	150,255289	43,86271477
43,86271477	0,67449938	0,82803957	1	1,01	0,868	2	650	159,131847	43,86271477
43,86271477	0,67449938	0,82803957	1	1,01	0,868	2	650	159,131847	43,86271477
43,86271477	0,67449938	0,82803957	1	1,01	0,868	2	650	159,131847	43,86271477
43,86271477	0,67449938	0,82803957	1	1,01	0,868	2	650	159,131847	43,86271477
43,86271477	0,67449938	0,82803957	1	1,01	0,868	2	650	159,131847	43,86271477

Con la hoja de cálculo se obtiene una dimensión mínima de 43,86 mm de diámetro lo que acredita la validez del diámetro anteriormente estimado de 75 mm. Esta sección cumple con los requerimientos establecidos en el criterio de diseño a fatiga.

### Sección 3:

En esta sección es necesario el uso de un anillo retenedor por lo que se trabajará con una ranura y un valor de  $K_f$  de 2,2 a lo largo de la iteración. Se trabaja tanto con momento flector como torsor y toman un valor de 1560,47 Nm y 2850 Nm respectivamente.

Sección a estudiar		a	b						
3		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			1560,47	2850				
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
75	0,67449938	0,78185056	1	1,01	0,868	2,2	650	136,595717	67,15851334
67,15851334	0,67449938	0,79114392	1	1,01	0,868	2,2	650	138,219342	66,91519124
66,91519124	0,67449938	0,79145124	1	1,01	0,868	2,2	650	138,273034	66,90721641
66,90721641	0,67449938	0,79146133	1	1,01	0,868	2,2	650	138,274797	66,90695457
66,90695457	0,67449938	0,79146166	1	1,01	0,868	2,2	650	138,274855	66,90694597
66,90694597	0,67449938	0,79146168	1	1,01	0,868	2,2	650	138,274857	66,90694569
66,90694569	0,67449938	0,79146168	1	1,01	0,868	2,2	650	138,274857	66,90694568

Siendo el valor mínimo obtenido de 66,90 mm de diámetro inferior a 75 mm, la sección cumple con lo que se establece mediante el criterio de diseño a fatiga.

### Sección 6:

En la sección 6 está el chavetero de la rueda de la segunda etapa, lo que es un concentrador de tensiones y como consecuencia se realizarán los cálculos con un  $K_f$  de 2. En esta sección actúa tanto un momento flector como un momento torsor que valen 1569,77 y 2580 Nm respectivamente.

Sección a estudiar		a	b						
6		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			1569,77	2580				
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
75	0,67449938	0,78185056	1	1,01	0,868	2	650	150,255289	65,35141011
65,35141011	0,67449938	0,79345633	1	1,01	0,868	2	650	152,485673	65,06081683
65,06081683	0,67449938	0,79383478	1	1,01	0,868	2	650	152,558403	65,05144755
65,05144755	0,67449938	0,79384701	1	1,01	0,868	2	650	152,560754	65,05114481
65,05114481	0,67449938	0,79384741	1	1,01	0,868	2	650	152,56083	65,05113502
65,05113502	0,67449938	0,79384742	1	1,01	0,868	2	650	152,560833	65,05113471
65,05113471	0,67449938	0,79384742	1	1,01	0,868	2	650	152,560833	65,0511347

Con estos datos se obtiene 65,05 mm como diámetro mínimo, lo que permanece inferior al diámetro con el que se va a trabajar de 75 mm. Por tanto, esta sección cumple con los requerimientos establecidos en el criterio de diseño a fatiga.



## 5. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Una vez establecidas las dimensiones de los ejes y los diámetros de cada sección se procederá a la selección de ciertos elementos normalizados. A lo largo de cada eje, van montados diferentes elementos como los rodamientos, los cuales dependen directamente del tamaño de su diámetro. Los rodamientos son las partes que van montadas sobre los ejes para reducir las pérdidas por fricción que pueden producirse en los ejes al girar.

Para proceder, se ha de estimar una vida para el funcionamiento de los rodamientos en cuestión. Según se puede observar en el anexo de tablas en “TABLA Nº16: TIEMPOS DE VIDA RECOMENDADOS PARA RODAMIENTOS.” para un tiempo estimando de trabajo de 24 horas diarias para el reductor de velocidades, la vida de cada rodamiento será de aproximadamente 50000 horas.

Se han escogido unos rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera y son los que permitirán la transmisión de las cargas radiales y las axiales. Estos rodamientos han sido seleccionados del catálogo de rodamientos SKF.

### 5.1. Fuerza equivalente en los rodamientos de rodillos cónicos

Para el correcto funcionamiento de estos rodamientos este necesaria la presencia de cargas axiales, de este modo el componente no se desmontará.

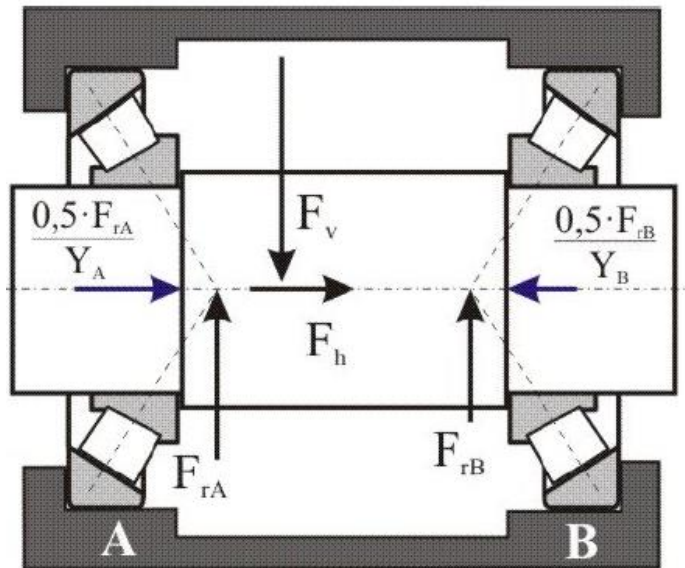
- Siempre que el cociente entre la fuerza axial y la fuerza radial sea menor que  $e$ , el efecto de la fuerza axial será ignorado siendo  $F_{eq} = F_r$
- Cuando este cociente sea superior a  $e$ ;  $F_{eq} = 0.4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$

Los valores  $e$  y  $Y$  son proporcionados por el fabricante. En este tipo de rodillos, al existir la influencia de una carga radial, se crea un empuje en el sentido del eje debido a la orientación de los rodillos. Esto ha de tenerse en cuenta a la hora de calcular la fuerza equivalente cuando la disposición de los rodamientos es en parejas. Este empuje puede calcularse como:

$$Carga\ axial = \frac{0.5 \cdot F_r}{Y}$$

Como el valor de la fuerza radial actuante ya ha sido calculada, se procederá a realizar el cálculo de la fuerza axial.

Para su cálculo, se ha de tener en cuenta la fuerza axial resultante a lo largo del eje generada por los engranajes de dicho eje,  $F_h$  y las fuerzas axiales a las que los rodamientos someten al eje en el que van montados, es decir, la carga o empuje axial. Con ambos datos se podrá calcular el sentido de la fuerza axial resultante con el fin de saber que rodamiento tendrá que actuar como fijo y cual como rodamiento móvil.



Una vez se conozca el sentido de la fuerza axial y qué rodamiento actuará como fijo (aquel que se oponga a la fuerza axial del eje) la fuerza de empuje que tendrá que generar dicho rodamiento será la necesaria para equilibrar tanto  $F_h$  como la fuerza axial del otro rodamiento. En el extremo opuesto, la fuerza será la anteriormente calculada como carga axial.

## 5.2. Cálculo de la vida a fatiga del rodamiento

Realizando el cálculo de la fuerza equivalente se podrá analizar los rodamientos con el fin de obtener la vida útil de estos. Primero se ha de calcular la vida nominal que se define como la cantidad de horas que pueden trabajar un grupo de rodamientos en las que el 90% del conjunto no producirá fallo. Se calcula como:

$$L_{10} = 10^6 \cdot (C/F)^q$$

Dentro de la función aparecen los siguientes terminos:

- C: como la capacidad del rodamiento a carga dinámica. Representa la fuerza que generará el 10% de los fallos que se producirán a lo largo de un millón de revoluciones. Este dato se obtendrá del catálogo del fabricante.
- Q: al tratarse de este tipo de rodamientos específico, tomará el valor de 10/3 debido a su contacto lineal.
- F: Fuerza equivalente

Debido a que esta fórmula representa la fiabilidad del rodamiento en un 90% por lo que se han de aplicar unos factores de corrección, ya que este valor no será suficiente. La ecuación se define de la siguiente manera:

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

Siendo:

- $a_1$ : Factor de fiabilidad, este se seleccionará de “*TABLA N°17: FACTOR  $a_1$  DE FIABILIDAD.*” en el anexo de tablas. Este factor recibirá un valor acorde a la fiabilidad requerida según la tabla. En este caso el factor de fiabilidad tomará el valor de 0,37 para un porcentaje de fiabilidad del 98%.
- $a_{iso}$ : Factor por condiciones de trabajo. Podría decirse que este factor tiene en cuenta las imperfecciones del entorno, como, por ejemplo: la contaminación del lubricante con el que se trabaje ( $\eta_c$ , este puede obtenerse en la “*TABLA N°18: FACTOR CONTAMINACIÓN DEL LUBRICANTE.*” que en este caso tomará el valor de 0,6), la viscosidad de este en la temperatura de trabajo, la carga equivalente del rodamiento, la carga límite del rodamiento a fatiga, las dimensiones de los rodamientos seleccionados y la velocidad a la que se trabaje.

Antes de emplear este factor para el cálculo de la vida de los rodamientos, se tendrán que obtener los anteriores parámetros.

La viscosidad relativa  $v_1$ , que se definirá según la velocidad de giro de dos maneras:

$$\text{Cuando el régimen de giro sea inferior a 1000 rpm; } v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1,667}}}$$

$$\text{Cuando el régimen de giro sea superior a 1000 rpm; } v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}}$$

Siendo  $n$  el régimen de giro en rpm y  $d_m$  el valor medio de los diámetros externo e interno del rodamiento en mm.

Esta viscosidad también proporcionará el valor que recibe kappa ( $k$ ), siendo esta el cociente entre ambas viscosidades calculadas, la viscosidad a temperatura de trabajo y la viscosidad relativa.

Por último, mediante el uso de la tabla “*TABLA N°19:  $a_{iso}$  RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS.*” se obtendrá el valor de  $a_{iso}$  mediante la siguiente relación:

$$\frac{P_u \cdot \eta_c}{F_{eq}}$$

Para la selección de los rodamientos se partirá del diámetro mínimo de este, ya que es el único dato que de momento se conoce con certeza, ya que este tendrá que compartir dimensiones con el eje. Atendiendo a la capacidad de carga y al catálogo, se despejará de las dos funciones de la vida de los rodamientos la capacidad de carga ( $C$ ). Obteniendo así la siguiente ecuación desarrollada:

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

De la cual se obtiene:

$$C_{nec} = F_{eq} \cdot \left( \frac{60 \cdot n \cdot L}{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{iso}} \right)^{\frac{1}{q}}$$

Con la fórmula anterior se definirá la viabilidad de uso del rodamiento seleccionado. Si el valor obtenido es inferior al ofrecido por el rodamiento, este será adecuado para el reductor.

Para la realización de todos los cálculos anteriores para las diferentes secciones y rodamientos a seleccionar se empleará el uso de una hoja de Excel que agilizará el proceso con las fórmulas pertinentes en las celdas de la hoja.

### 5.3. Rodamientos del eje de entrada.

Para seleccionar los rodamientos del eje de entrada se ha de realizar un estudio para los cuatro casos de carga planteados en deflexión lateral. Para que un rodamiento sea válido, tiene que cumplir los cuatro casos planteados. En el caso de que no cumpla, puede evaluarse cuál es el caso más desfavorable, ya que, si el nuevo rodamiento cumple con los requisitos del caso más desfavorable cumplirá también con los restantes.

Caso 1:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
MODELO	30205			MODELO	30204		
DATOS RODAMIENTO A				DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	25	C (N)	38100	d (mm)	20	C (N)	34100
D (mm)	52	Pu (N)	3450	D (mm)	47	Pu (N)	3000
Dmedio (mm)	38,5	e	0,37	Dmedio (mm)	33,5	e	0,35
q	3,33	Ya	1,6	q	3,33	Yb	1,7
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
1309,31406				2560,71437			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
1636,635				753,151			
Fuerza axial por engranajes (Fh)				Fuerza axial por engranajes (Fh)			
-883,484				-883,484			
Fuerza axial resultante del eje				Fuerza axial resultante del eje			
-1227				-1227			
Fuerza axial por reacción radial				Fuerza axial por reacción radial			
409				-753			
Tipo Extremo				Tipo Extremo			
FIJO				MÓVIL			
Fa/Fr				Fa/Fr			
1,24999444				0,29411765			
e				e			
0,37				0,35			
F eq (N)				F eq (N)			
3142,34208				2560,71437			
Velocidad de giro del eje (rpm)				Velocidad de giro del eje (rpm)			
1400				1400			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad a 60º				Viscosidad a 60º			
215				215			
Viscosidad relativa (v1)				Viscosidad relativa (v1)			
19,3828722				20,7790693			
Contaminación del lubricante				Contaminación del lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor Contaminación-Carga				Factor Contaminación-Carga			
0,65874432				0,70292885			
Kappa (k)				Kappa (k)			
11,0922674				10,3469504			
aiso (Tabla)				aiso (Tabla)			
11				13			
C necesario (N)				C necesario (N)			
25249,6247				19569,3147			
C máximo (N)				C máximo (N)			
38100				34100			
OK/NOK		OK		OK/NOK		OK	



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Caso 2:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
MODELO	30205			MODELO	30204		
DATOS RODAMIENTO A				DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	25	C (N)	38100	d (mm)	20	C (N)	34100
D (mm)	52	Pu (N)	3450	D (mm)	47	Pu (N)	3000
Dmedio (mm)	38,5	e	0,37	Dmedio (mm)	33,5	e	0,35
q	3,33	Ya	1,6	q	3,33	Yb	1,7
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
			4021,34314				1724,47619
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
			1390,683				507,199
Fuerza axial por engranajes (Fh)				Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-883,484				-883,484
Fuerza axial resultante del eje				Fuerza axial resultante del eje			
			-134				-134
Fuerza axial por reacción radial				Fuerza axial por reacción radial			
			1257				-507
Tipo Extremo				Tipo Extremo			
			FIJO				MÓVIL
Fa/Fr				Fa/Fr			
			0,34582547				0,29411765
e				e			
			0,37				0,35
F eq (N)				F eq (N)			
			4021,34314				1724,47619
Velocidad de giro del eje (rpm)				Velocidad de giro del eje (rpm)			
			1400				1400
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
			50000				50000
Viscosidad a 60º				Viscosidad a 60º			
			215				215
Viscosidad relativa (v1)				Viscosidad relativa (v1)			
			19,3828722				20,7790693
Contaminación del lubricante				Contaminación del lubricante			
			0,6				0,6
a1				a1			
			0,37				0,37
Factor Contaminación-Carga				Factor Contaminación-Carga			
			0,51475339				1,04379522
Kappa (k)				Kappa (k)			
			11,0922674				10,3469504
aiso (Tabla)				aiso (Tabla)			
			7				35
C necesario (N)				C necesario (N)			
			37010,0728				9788,25123
C máximo (N)				C máximo (N)			
			38100				34100
OK/NOK		OK		OK/NOK		OK	

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Caso 3:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
MODELO	30205			MODELO	30204		
DATOS RODAMIENTO A				DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	25	C (N)	38100	d (mm)	20	C (N)	34100
D (mm)	52	Pu (N)	3450	D (mm)	47	Pu (N)	3000
Dmedio (mm)	38,5	e	0,37	Dmedio (mm)	33,5	e	0,35
q	3,33	Ya	1,6	q	3,33	Yb	1,7
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
			881,43				2714,2
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
			1681,778				798,294
Fuerza axial por engranajes (Fh)				Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-883,484				-883,484
Fuerza axial resultante del eje				Fuerza axial resultante del eje			
			-1406				-1406
Fuerza axial por reacción radial				Fuerza axial por reacción radial			
			275				-798
Tipo Extremo				Tipo Extremo			
			FIJO				MÓVIL
Fa/Fr				Fa/Fr			
			1,90801098				0,29411765
e				e			
			0,37				0,35
F eq (N)				F eq (N)			
			881,43				2714,2
Velocidad de giro del eje (rpm)				Velocidad de giro del eje (rpm)			
			1400				1400
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
			50000				50000
Viscosidad a 60º				Viscosidad a 60º			
			215				215
Viscosidad relativa (v1)				Viscosidad relativa (v1)			
			19,3828722				20,7790693
Contaminación del lubricante				Contaminación del lubricante			
			0,6				0,6
a1				a1			
			0,37				0,37
Factor Contaminación-Carga				Factor Contaminación-Carga			
			2,34845649				0,66317884
Kappa (k)				Kappa (k)			
			11,0922674				10,3469504
aiso (Tabla)				aiso (Tabla)			
			50				9,5
C necesario (N)				C necesario (N)			
			4494,88544				22790,9882
C máximo (N)				C máximo (N)			
			38100				34100
OK/NOK		OK		OK/NOK		OK	

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Caso 4:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
MODELO	30205			MODELO	30204		
DATOS RODAMIENTO A				DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	25	C (N)	38100	d (mm)	20	C (N)	34100
D (mm)	52	Pu (N)	3450	D (mm)	47	Pu (N)	3000
Dmedio (mm)	38,5	e	0,37	Dmedio (mm)	33,5	e	0,35
q	3,33	Ya	1,6	q	3,33	Yb	1,7
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
4373,8				1056,984			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
1366,813				2250,484			
Fuerza axial por engranajes (Fh)				Fuerza axial por engranajes (Fh)			
883,484				883,484			
Fuerza axial resultante del eje				Fuerza axial resultante del eje			
1939				1939			
Fuerza axial por reacción radial				Fuerza axial por reacción radial			
1367				-311			
Tipo Extremo				Tipo Extremo			
MÓVIL				FIJO			
Fa/Fr				Fa/Fr			
0,3125				2,12915617			
e				e			
0,37				0,35			
F eq (N)				F eq (N)			
4373,8				4248,6164			
Velocidad de giro del eje (rpm)				Velocidad de giro del eje (rpm)			
1400				1400			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad a 60º				Viscosidad a 60º			
215				215			
Viscosidad relativa (v1)				Viscosidad relativa (v1)			
19,3828722				20,7790693			
Contaminación del lubricante				Contaminación del lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor Contaminación-Carga				Factor Contaminación-Carga			
0,47327267				0,42366734			
Kappa (k)				Kappa (k)			
11,0922674				10,3469504			
aiso (Tabla)				aiso (Tabla)			
6				50			
C necesario (N)				C necesario (N)			
38012,0958				21665,9791			
C máximo (N)				C máximo (N)			
38100				34100			
OK/NOK		OK		OK/NOK		OK	

Una vez analizados los cuatro casos de carga a los que se puede someter el eje con los requisitos necesarios para la selección del rodamiento, se puede llegar a la conclusión que ambos rodamientos cumplirán con su vida de trabajo de 50000 horas.

Las especificaciones técnicas de ambos rodamientos se pueden encontrar en "TABLA Nº20: RODAMIENTO A EJE DE ENTRADA 30205: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS" y "TABLA Nº21: RODAMIENTO B EJE DE ENTRADA 30204: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS" del anexo de tablas.

### 5.4. Rodamientos del eje intermedio.

El eje intermedio requiere dos rodamientos iguales que se dispondrán en ambos extremos de este. Se ha de calcular un tiempo de trabajo de 50000 horas y la carga dinámica que deben soportar no puede exceder de 81600 N limitada por el rodamiento escogido.

Caso 1:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
MODELO	30209			MODELO	30209		
DATOS RODAMIENTO A				DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	45	C (N)	81600	d (mm)	45	C (N)	81600
D (mm)	85	Pu (N)	8650	D (mm)	85	Pu (N)	8650
Dmedio (mm)	65	e	0,4	Dmedio (mm)	65	e	0,4
q	3,33	Ya	1,5	q	3,33	Yb	1,5
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
6051,61				8416			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
4825,557				2805,333			
Fuerza axial por engranajes (Fh)				Fuerza axial por engranajes (Fh)			
-2020,224				-2020,224			
Fuerza axial resultante del eje				Fuerza axial resultante del eje			
-2808				-2808			
Fuerza axial por reacción radial				Fuerza axial por reacción radial			
2017				-2805			
Tipo Extremo				Tipo Extremo			
FIJO				MÓVIL			
Fa/Fr				Fa/Fr			
0,79740058				0,33333333			
e				e			
0,4				0,4			
F eq (N)				F eq (N)			
9658,98				8416			
Velocidad de giro del eje (rpm)				Velocidad de giro del eje (rpm)			
233,33				233,33			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad a 60º				Viscosidad a 60º			
215				215			
Viscosidad relativa (v1)				Viscosidad relativa (v1)			
59,2996809				59,2996809			
Contaminación del lubricante				Contaminación del lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor Contaminación-Carga				Factor Contaminación-Carga			
0,53732382				0,61668251			
Kappa (k)				Kappa (k)			
3,62565189				3,62565189			
aiso (Tabla)				aiso (Tabla)			
5,5				6			
C necesario (N)				C necesario (N)			
55802,1861				47367,2048			
C máximo (N)				C máximo (N)			
81600				81600			
OK/NOK		OK		OK/NOK		OK	

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Caso 2:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
MODELO	30209			MODELO	30209		
DATOS RODAMIENTO A				DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	45	C (N)	81600	d (mm)	45	C (N)	81600
D (mm)	85	Pu (N)	8650	D (mm)	85	Pu (N)	8650
Dmedio (mm)	65	e	0,4	Dmedio (mm)	65	e	0,4
q	3,33	Ya	1,5	q	3,33	Ya	1,5
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
6051,61				8416			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
2017,203				4037,427			
Fuerza axial por engranajes (Fh)				Fuerza axial por engranajes (Fh)			
2020,224				883,484			
Fuerza axial resultante del eje				Fuerza axial resultante del eje			
1232				1232			
Fuerza axial por reacción radial				Fuerza axial por reacción radial			
2017				-2805			
Tipo Extremo				Tipo Extremo			
MÓVIL				FIJO			
Fa/Fr				Fa/Fr			
0,33333333				0,47973234			
e				e			
0,4				0,4			
F eq (N)				F eq (N)			
6051,61				9422,541			
Velocidad de giro del eje (rpm)				Velocidad de giro del eje (rpm)			
233,33				233,33			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad a 60º				Viscosidad a 60º			
215				215			
Viscosidad relativa (v1)				Viscosidad relativa (v1)			
59,2996809				59,2996809			
Contaminación del lubricante				Contaminación del lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor Contaminación-Carga				Factor Contaminación-Carga			
0,85762301				0,55080684			
Kappa (k)				Kappa (k)			
3,62565189				3,62565189			
aiso (Tabla)				aiso (Tabla)			
12				6			
C necesario (N)				C necesario (N)			
38012,0958				53032,2516			
C máximo (N)				C máximo (N)			
81600				81600			
OK/NOK		OK		OK/NOK		OK	

Una vez analizados los dos casos de carga a los que se puede someter el eje con los requisitos necesarios para la selección de los rodamientos, se puede llegar a la conclusión que ambos rodamientos cumplirán con su vida de trabajo de 50000 horas.

Las especificaciones técnicas de ambos rodamientos se pueden encontrar en "TABLA N°22: RODAMIENTO A Y B EJE INTERMEDIO 30209: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS" del anexo de tablas.

### 5.5. Rodamientos del eje de salida.

El eje de salida se comporta de una forma muy similar al eje de entrada. Presenta, al igual que este, los cuatro estados de carga diferentes en deflexión lateral. A continuación, se van a analizar los dos rodamientos seleccionados en este eje para comprobar si cumplen la vida estipulada de 50000 horas de trabajo.

Caso 1:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
MODELO	JM714249/210			MODELO	33014		
DATOS RODAMIENTO A				DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	75	C (N)	170000	d (mm)	70	C (N)	159000
D (mm)	120	Pu (N)	25000	D (mm)	110	Pu (N)	22800
Dmedio (mm)	97,5	e	0,44	Dmedio (mm)	90	e	0,28
q	3,33	Ya	1,35	q	3,33	Ya	2,1
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
25156,335				18151,761			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
9317,161				12221,233			
Fuerza axial por engranajes (Fh)				Fuerza axial por engranajes (Fh)			
2904,072				2904			
Fuerza axial resultante del eje				Fuerza axial resultante del eje			
7899				7899			
Fuerza axial por reacción radial				Fuerza axial por reacción radial			
9317				-4322			
Tipo Extremo				Tipo Extremo			
MÓVIL				FIJO			
Fa/Fr				Fa/Fr			
0,37037037				0,67328085			
e				e			
0,44				0,28			
F eq (N)				F eq (N)			
25156,335				32925,2939			
Velocidad de giro del eje (rpm)				Velocidad de giro del eje (rpm)			
38,58				38,58			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad a 60º				Viscosidad a 60º			
215				215			
Viscosidad relativa (v1)				Viscosidad relativa (v1)			
217,008774				225,869893			
Contaminación del lubricante				Contaminación del lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor Contaminación-Carga				Factor Contaminación-Carga			
0,59627128				0,41548604			
Kappa (k)				Kappa (k)			
0,99074335				0,95187542			
aiso (Tabla)				aiso (Tabla)			
2,3				3,5			
C necesario (N)				C necesario (N)			
109990,266				126905,289			
C máximo (N)				C máximo (N)			
170000				159000			
OK/NOK		OK		OK/NOK		OK	

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

### Caso 2:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
MODELO	JM714249/210			MODELO	33014		
DATOS RODAMIENTO A				DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	75	C (N)	170000	d (mm)	70	C (N)	159000
D (mm)	120	Pu (N)	25000	D (mm)	110	Pu (N)	22800
Dmedio (mm)	97,5	e	0,44	Dmedio (mm)	90	e	0,28
q	3,33	Ya	1,35	q	3,33	Ya	2,1
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
33688,6532				19057,5224			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
12477,279				15381,351			
Fuerza axial por engranajes (Fh)				Fuerza axial por engranajes (Fh)			
2904,072				2904,072			
Fuerza axial resultante del eje				Fuerza axial resultante del eje			
10844				10844			
Fuerza axial por reacción radial				Fuerza axial por reacción radial			
12477				-4538			
Tipo Extremo				Tipo Extremo			
MÓVIL				FIJO			
Fa/Fr				Fa/Fr			
0,37037037				0,80710129			
e				e			
0,44				0,28			
F eq (N)				F eq (N)			
33688,6532				39923,846			
Velocidad de giro del eje (rpm)				Velocidad de giro del eje (rpm)			
38,58				38,58			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad a 60º				Viscosidad a 60º			
215				215			
Viscosidad relativa (v1)				Viscosidad relativa (v1)			
217,008774				225,869893			
Contaminación del lubricante				Contaminación del lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor Contaminación-Carga				Factor Contaminación-Carga			
0,44525377				0,34265236			
Kappa (k)				Kappa (k)			
0,99074335				0,95187542			
aiso (Tabla)				aiso (Tabla)			
2,3				2,5			
C necesario (N)				C necesario (N)			
109990,266				94629,3279			
C máximo (N)				C máximo (N)			
170000				159000			
OK/NOK		OK		OK/NOK		OK	

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

Caso 3:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
MODELO	JM714249/210			MODELO	33014		
DATOS RODAMIENTO A				DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	75	C (N)	170000	d (mm)	70	C (N)	159000
D (mm)	120	Pu (N)	25000	D (mm)	110	Pu (N)	22800
Dmedio (mm)	97,5	e	0,44	Dmedio (mm)	90	e	0,28
q	3,33	Ya	1,35	q	3,33	Ya	2,1
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
37821,4632				15272,4932			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
14007,949				11103,877			
Fuerza axial por engranajes (Fh)				Fuerza axial por engranajes (Fh)			
-2904,072				-2904,072			
Fuerza axial resultante del eje				Fuerza axial resultante del eje			
7468				7468			
Fuerza axial por reacción radial				Fuerza axial por reacción radial			
14008				-3636			
Tipo Extremo				Tipo Extremo			
MÓVIL				FIJO			
Fa/Fr				Fa/Fr			
0,37037037				0,72705073			
e				e			
0,44				0,28			
F eq (N)				F eq (N)			
37821,4632				29427,1397			
Velocidad de giro del eje (rpm)				Velocidad de giro del eje (rpm)			
38,58				38,58			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad a 60º				Viscosidad a 60º			
215				215			
Viscosidad relativa (v1)				Viscosidad relativa (v1)			
217,008774				225,869893			
Contaminación del lubricante				Contaminación del lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor Contaminación-Carga				Factor Contaminación-Carga			
0,3966002				0,46487699			
Kappa (k)				Kappa (k)			
0,99074335				0,95187542			
aiso (Tabla)				aiso (Tabla)			
2,3				1,5			
C necesario (N)				C necesario (N)			
109990,266				106825,336			
C máximo (N)				C máximo (N)			
170000				159000			
OK/NOK		OK		OK/NOK		OK	



## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

### Caso 4:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
MODELO	JM714249/210			MODELO	33014		
DATOS RODAMIENTO A				DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	75	C (N)	170000	d (mm)	70	C (N)	159000
D (mm)	120	Pu (N)	25000	D (mm)	110	Pu (N)	22800
Dmedio (mm)	97,5	e	0,44	Dmedio (mm)	90	e	0,28
q	3,33	Ya	1,35	q	3,33	Ya	2,1
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
25934,3787				17078,0901			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
9605,325				6701,253			
Fuerza axial por engranajes (Fh)				Fuerza axial por engranajes (Fh)			
-2904,072				-2904,072			
Fuerza axial resultante del eje				Fuerza axial resultante del eje			
2635				2635			
Fuerza axial por reacción radial				Fuerza axial por reacción radial			
9605				-4066			
Tipo Extremo				Tipo Extremo			
MÓVIL				FIJO			
Fa/Fr				Fa/Fr			
0,37037037				0,39238893			
e				e			
0,44				0,28			
F eq (N)				F eq (N)			
25934,3787				20903,8683			
Velocidad de giro del eje (rpm)				Velocidad de giro del eje (rpm)			
38,58				38,58			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad a 60º				Viscosidad a 60º			
215				215			
Viscosidad relativa (v1)				Viscosidad relativa (v1)			
217,008774				225,869893			
Contaminación del lubricante				Contaminación del lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor Contaminación-Carga				Factor Contaminación-Carga			
0,57838286				0,65442433			
Kappa (k)				Kappa (k)			
0,99074335				0,95187542			
aiso (Tabla)				aiso (Tabla)			
2,3				2,8			
C necesario (N)				C necesario (N)			
109990,266				106179,784			
C máximo (N)				C máximo (N)			
170000				159000			
OK/NOK		OK		OK/NOK		OK	

Ya comprobados los cuatro estados de carga para los rodamientos se puede llegar a la conclusión que sin exceder la carga dinámica máxima ambos rodamientos cumplen con los requisitos estipulados para el tiempo de trabajo de 50000 horas.

Las especificaciones técnicas de ambos rodamientos se pueden encontrar en "TABLA N°23: RODAMIENTO A EJE DE SALIDA JM 714249/210: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS" y "TABLA N°24: RODAMIENTO B EJE DE SALIDA 33014: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS" del anexo de tablas.



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 36,1 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2850 Nm**

---

## **ANEXO TABLAS**

## Contenido

TABLA Nº1: DIMENSIONADO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS. ....	3
TABLA Nº2: TENSION DE CONTACTO LÍMITE PARA 5X10 <sup>7</sup> CICLOS. ....	4
TABLA Nº3: VALOR LÍMITE DE LA TENSIÓN A FLEXIÓN PARA 3x10 <sup>6</sup> CICLOS. ....	5
TABLA Nº4: VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LOS LUBRICANTES: MÉTODO AGMA. ....	6
TABLA Nº5: RUGOSIDAD MEDIA EN FUNCIÓN DE CALIDAD ISO. ....	6
TABLA Nº6: COEFICIENTE DE APLICACIÓN ( $K_a$ ). ....	7
TABLA Nº7: COEFICIENTE $K_1$ . ....	8
TABLA Nº8: COEFICIENTES A FALLO SUPERFICIAL. ....	8
TABLA Nº9: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON. ....	8
TABLA Nº10: COEFICIENTES PARA FLEXIÓN: TENSIÓN LÍMITE. ....	9
TABLA Nº11: FACTORES A Y B DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS. ....	9
TABLA Nº12: FACTOR DE TEMPERATURA $K_x$ PARA ACEROS. ....	10
TABLA Nº13: FACTOR DE CONFIABILIDAD $K_e$ PARA ACEROS. ....	10
TABLA Nº14: LÍMITE DE FATIGA: FACTOR DE REDUCCION $K_f$ . ....	10
TABLA Nº15: FACTOR CONCENTRADORES DE TENSIÓN $K_t$ PARA CAMBIOS DE DIAMETRO EN EJES. ....	11
TABLA Nº16: TIEMPOS DE VIDA RECOMENDADOS PARA RODAMIENTOS. ....	11
TABLA Nº17: FACTOR $a_1$ DE FIABILIDAD. ....	12
TABLA Nº18: FACTOR CONTAMINACIÓN DEL LUBRICANTE. ....	13
TABLA Nº19: <i>aiso</i> RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS. ....	14
TABLA Nº20: RODAMIENTO A EJE DE ENTRADA 30205: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS. ....	15
TABLA Nº21: RODAMIENTO B EJE DE ENTRADA 30204: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS. ....	16
TABLA Nº22: RODAMIENTO A Y B EJE INTERMEDIO 30209: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS. ....	17
TABLA Nº23: RODAMIENTO A EJE DE SALIDA JM 714249/210: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS. ....	18
TABLA Nº24: RODAMIENTO B EJE DE SALIDA 33014: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS. ....	19
TABLA Nº25: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE ANILLOS DE SEGURIDAD. ....	20
TABLA Nº26: ESPECIFICACIONES DEL VISOR DE NIVEL DE ACEITE. ....	22
TABLA Nº27: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA 25X45X10 HMS5 RG. ....	23
TABLA Nº28: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA 75X90X10 HMS5 RG. ....	23
TABLA Nº29: TORNILLO CON IMÁN VACIADO DE ACEITE. ....	24
TABLA Nº30: TAPÓN CON FILTRO PARA LLENADO DE ACEITE. ....	25

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

TABLA Nº1: DIMENSIONADO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS.

Diámetros del eje $d$		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero										Chaftán $P_1$	
			Ancho $h$					Profundidad						
			Nominal	Tolerancia				Eje $h_1$		Cubo $h_2$				
				Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia		
Libre		Normal		Ajustado										
más de	hasta		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9					Mínimo	Máximo	
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2	+ 0,1 0	1	+ 0,1 0	0,08	0,16
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8		1,4		0,08	0,16
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5	+ 0,2 0	1,8	+ 0,2 0	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3		2,3		0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0					3,5	+ 0,2 0	2,8	+ 0,2 0	0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5	+ 0,2 0	3,3	+ 0,2 0	0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5	+ 0,2 0	3,8	+ 0,2 0	0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,2 0	4,4	+ 0,2 0	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	± 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9	+ 0,2 0	5,4	+ 0,2 0	0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10	+ 0,2 0	6,4	+ 0,2 0	0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12	+ 0,3 0	8,4	+ 0,3 0	0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,076	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15	+ 0,3 0	10,4	+ 0,3 0	0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	+ 0,3 0	12,3	+ 0,3 0	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20		12,4		1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22	+ 0,3 0	14,4	+ 0,3 0	1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28	+ 0,3 0	17,4	+ 0,3 0	2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

TABLA Nº2: TENSION DE CONTACTO LÍMITE PARA  $5 \times 10^7$  CICLOS.

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	1,000	190	HB 110	HB210
	ME	1,520	250	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,986	131	HB 140	HB210
	ME	1,143	237	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	1,371	143	HB 135	HB250
	ME	1,333	267	HB 175	HB250
Fundición con grafito esférico	ML/MQ	1,434	211	HB 175	HB300
	ME	1,500	250	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	1,033	132	HB 150	HB240
	ME	1,465	122	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,963	283	HV 135	HV210
	MQ	0,925	360	HV 135	HV210
	ME	0,838	432	HV 135	HV210
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	1,313	188	HV 200	HV360
	MQ	1,313	373	HV 200	HV360
	ME	2,213	260	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,831	300	HB 130	HB215
	ME	0,951	345	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	1,276	298	HB 200	HB360
	ME	1,350	356	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	1300	HV 600	HV800
	MQ	0	1500	HV 660	HV800
	ME	0	1650	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,740	602	HV 485	HV615
	MQ	0,541	882	HV 500	HV615
	ME	0,505	1013	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	1125	HV 650	HV900
	MQ	0	1250	HV 650	HV900
	ME	0	1450	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	788	HV 450	HV 650
	MQ	0	998	HV 450	HV 650
	ME	0	1217	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	650	HV 300	HV 650
	MQ	1,167	425	HV 300	HV 450
	ME	0	950	HV 450	HV 650

TABLA N°3: VALOR LÍMITE DE LA TENSIÓN A FLEXIÓN PARA  $3 \times 10^6$  CICLOS.

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	1,000	190	HB 110	HB210
	ME	1,520	250	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,986	131	HB 140	HB210
	ME	1,143	237	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	1,371	143	HB 135	HB250
	ME	1,333	267	HB 175	HB250
Fundición con grafito esferoidal	ML/MQ	1,434	211	HB 175	HB300
	ME	1,500	250	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	1,033	132	HB 150	HB240
	ME	1,465	122	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,963	283	HV 135	HV210
	MQ	0,925	360	HV 135	HV210
	ME	0,838	432	HV 135	HV210
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	1,313	188	HV 200	HV360
	MQ	1,313	373	HV 200	HV360
	ME	2,213	260	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,831	300	HB 130	HB215
	ME	0,951	345	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	1,276	298	HB 200	HB360
	ME	1,350	356	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	1300	HV 600	HV800
	MQ	0	1500	HV 660	HV800
	ME	0	1650	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,740	602	HV 485	HV615
	MQ	0,541	882	HV 500	HV615
	ME	0,505	1013	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	1125	HV 650	HV900
	MQ	0	1250	HV 650	HV900
	ME	0	1450	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	788	HV 450	HV 650
	MQ	0	998	HV 450	HV 650
	ME	0	1217	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	650	HV 300	HV 650
	MQ	1,167	425	HV 300	HV 450
	ME	0	950	HV 450	HV 650

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

**TABLA Nº4: VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LOS LUBRICANTES: MÉTODO AGMA.**

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 Nº5: RUGOSIDAD MEDIA EN FUNCIÓN DE CALIDAD ISO.**

Q <sub>ISO</sub>	10	9	8	7	6	5	4	3
R <sub>im</sub>	20	11	6,5	4	2,4	1,4	0,8	0,5

**TABLA N°6: 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	Máquina motriz
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo
Choques ligeros	Motor eléctrico, Turbina de vapor y Turbina de gas con frecuentes paradas y arranques
Choques moderados	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques fuertes	Motor de combustión interna monocilindrico

Características de la máquina	Máquina arrastrada
Uniforme	Alternador, cintas transportadoras, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques ligeros	Cintas transportadoras no uniformes, accionamientos de máquina herramienta, elevadores pesados, ventiladores de minas, agitadores de líquidos viscosos, compresores policilíndricos, rodillos de laminación de aluminio
Choques moderados	Extrusoras de goma, mezcladoras de materias no homogéneas, maquinaria de trabajar la madera, compresores monocilíndricos, molinos de barras
Choques importantes	Transmisiones de excavadoras, prensas, molinos de bolas pesados, cizallas, perforadoras giratorias.



**TABLA N°7: COEFICIENTE  $K_1$ .**

$Q_{ISO}$	10	9	8	7	6	5	4	3
$K_1$ rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
$K_1$ helic.	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9
	--- Mecanizado basto -----							
	Mecan. medio							
	Mecan. preciso							
	-- Rectificado -							
	- Velocidad alta							
	- Automóviles -							
	----- Camiones -----							
	----- Mecánica general -----							
	Mecánica baja precisión -							

**TABLA N°8: COEFICIENTES A FALLO SUPERFICIAL.**

$Q_{ISO}$	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / dentados cementados rectificados		
		$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_1$	$H_2$	$H_3$
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			

**TABLA N°9: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON.**

Material	Módulo de Young $E$ ( $N/mm^2$ )	Coefficiente de Poisson $\nu$
Acero	206.000	0,30
Fundición Gris	118.000	0,26
F. maleable	173.000	0,28
F. Grafito esferoidal	173.000	0,28

**TABLA Nº10: COEFICIENTES PARA FLEXIÓN: TENSIÓN LÍMITE.**

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	0,455	69	HB 110	HB210
	ME	0,386	147	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,313	62	HB 140	HB210
	ME	0,254	137	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	0,345	77	HB 135	HB250
	ME	0,403	128	HB 175	HB250
Fundición con grafito esferoidal	ML/MQ	0,350	119	HB 175	HB300
	ME	0,380	134	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	0,256	8	HB 150	HB240
	ME	0,200	53	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,250	108	HV 115	HV215
	MQ	0,240	163	HV 115	HV215
	ME	0,283	202	HV 115	HV215
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	0,423	104	HV 200	HV360
	MQ	0,425	187	HV 200	HV360
	ME	0,358	231	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,224	117	HB 130	HB215
	ME	0,286	167	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	0,364	161	HB 200	HB360
	ME	0,356	186	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	312	HV 600	HV800
	MQ	0	461	HV 660	HV800
	ME	0	525	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,305	76	HV 485	HV615
	MQ	0,138	290	HV 500	HV570
	ME	0	369	HV 570	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	270	HV 650	HV900
	MQ	0	420	HV 650	HV900
	ME	0	468	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	258	HV 450	HV 650
	MQ	0	363	HV 450	HV 650
	ME	0	432	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	224	HV 300	HV 650
	MQ	0,653	94	HV 300	HV 450
	ME	0	388	HV 450	HV 650

**TABLA Nº11: FACTORES A Y B DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS.**

ACABADO SUPERFICIAL	Factor $a$ (MPa)	Exponente $b$
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272,0	-0,995

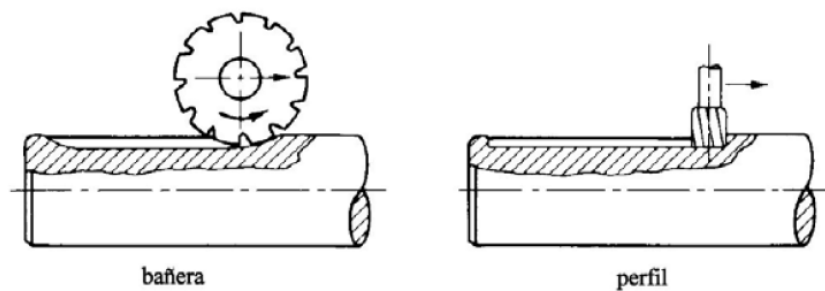
TABLA Nº12: FACTOR DE TEMPERATURA  $K_x$  PARA ACEROS.

Tª (°C)	Factor $k_x$
20	1,0
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,0
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

TABLA Nº13: FACTOR DE CONFIABILIDAD  $K_e$  PARA ACEROS.

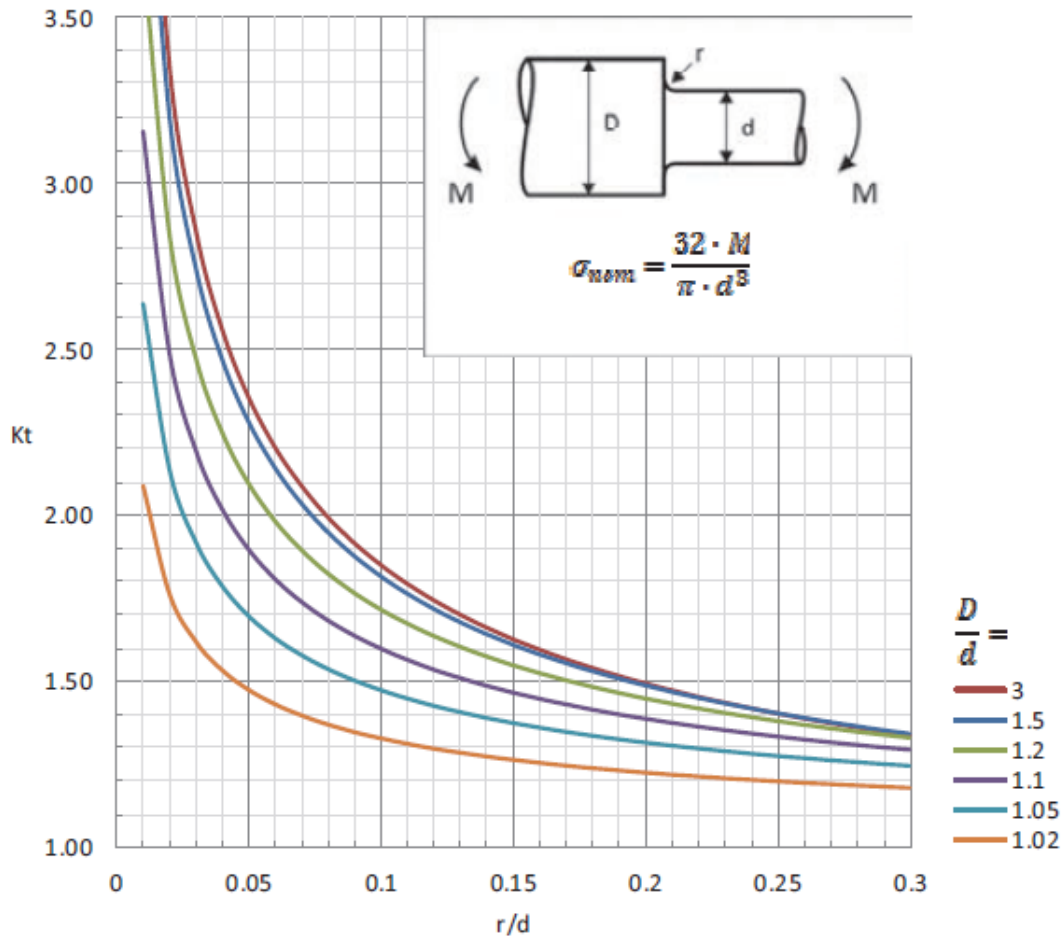
Confiabilidad	Factor $k_e$
0,50	1,0
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,620

TABLA Nº14: LÍMITE DE FATIGA: FACTOR DE REDUCCION  $K_f$ .



Acero	Tipo patín (bañera)		Tipo perfilado	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido (< 200 HB)	1.3	1.3	1.6	1.3
Templado (> 200 HB)	1.6	1.6	<b>2.0</b>	1.6

**TABLA Nº15: FACTOR CONCENTRADORES DE TENSIÓN  $K_t$  PARA CAMBIOS DE DIAMETRO EN EJES.**



**TABLA Nº16: TIEMPOS DE VIDA RECOMENDADOS PARA RODAMIENTOS.**

Tipo de aplicación	Vida (horas · 1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio cortos o intermitentes, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las que su funcionamiento fiable sea de gran importancia.	8 - 14
Máquinas con servicios de 8 h que no se usan siempre a plena carga.	14 - 20
Máquinas con servicios de 8 h que se usan a plena carga.	20 - 30
Máquinas de servicio continuo las 24 h	50 - 60
Máquinas de servicio continuo las 24 h, en las que el funcionamiento fiable sea de extrema importancia	100 - 200

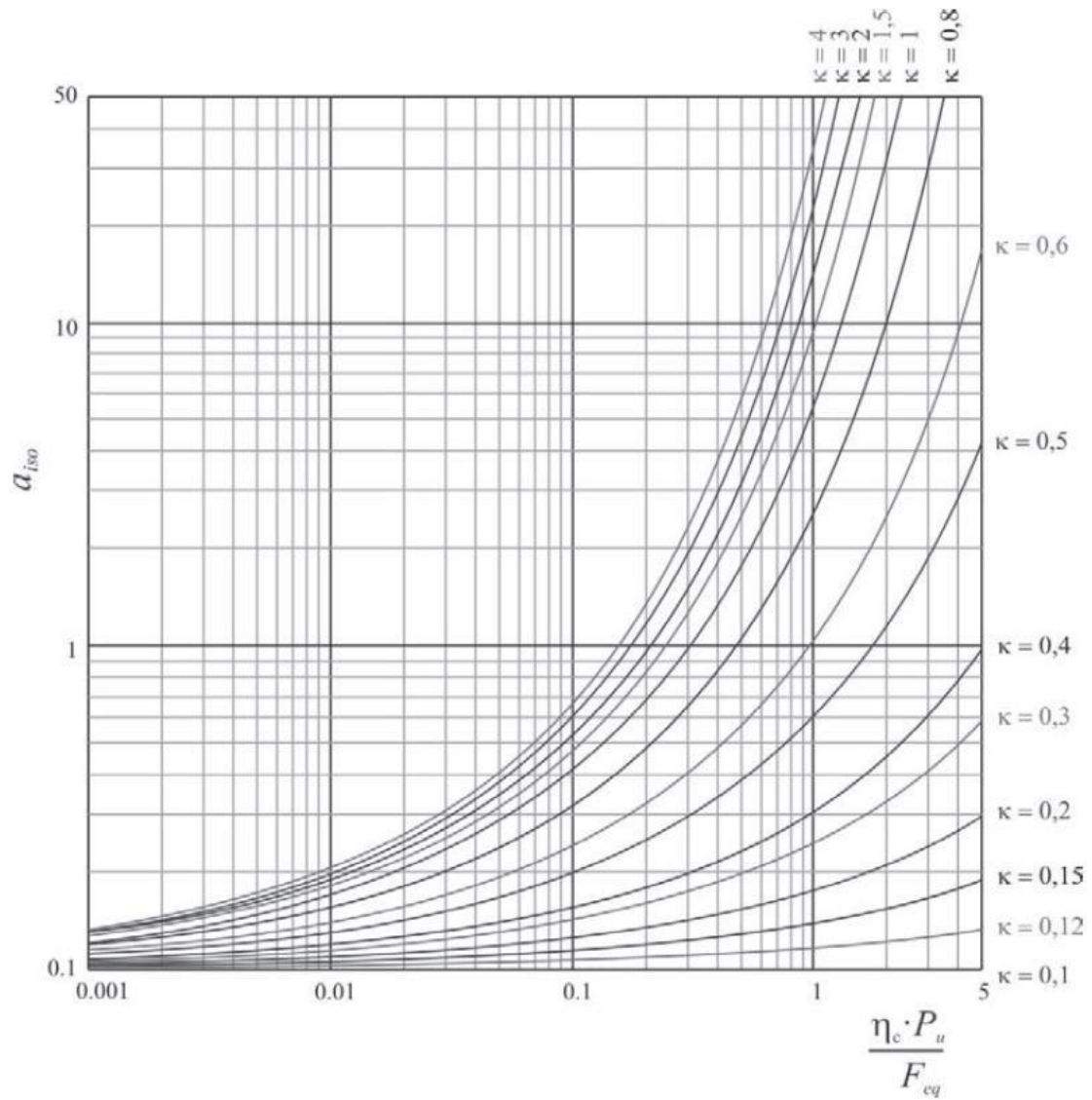
TABLA N°17: FACTOR  $a_1$  DE FIABILIDAD.

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 Nº18: FACTOR CONTAMINACIÓN DEL LUBRICANTE.

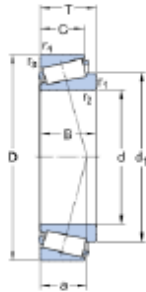
Condición	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro muy fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta $\eta_c$ puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación	0	0

TABLA Nº19:  $a_{iso}$  RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS.



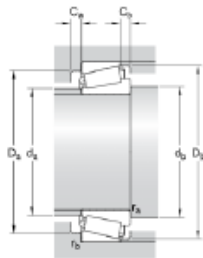
# DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

**TABLA Nº20: RODAMIENTO A EJE DE ENTRADA 30205: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**



## DIMENSIONES

d	25 mm
D	52 mm
T	16.25 mm
d <sub>1</sub>	≈ 38 mm
B	15 mm
C	13 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1 mm
a	12.33 mm



Da	max. 46 mm
Db	min. 48 mm
Ca	min. 2 mm
Cb	min. 3 mm
ra	max. 1 mm
rb	max. 1 mm

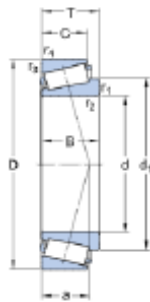
## DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	38.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	33.5 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	3.45 kN
Velocidad de referencia		11000 r/min
Velocidad límite		13000 r/min
Factor de cálculo	e	0.37
Factor de cálculo	Y	1.6
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.9

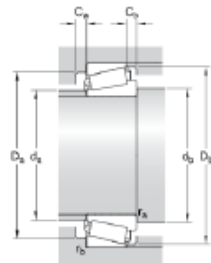


**TABLA Nº21: RODAMIENTO B EJE DE ENTRADA 30204: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

**DIMENSIONES**



d	20 mm
D	47 mm
T	15.25 mm
d <sub>1</sub>	= 33.7 mm
B	14 mm
C	12 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1 mm
a	11.028 mm



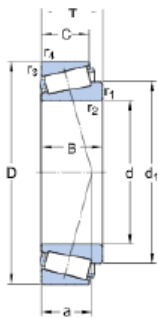
D <sub>a</sub>	max. 41.5 mm
D <sub>b</sub>	min. 43 mm
C <sub>a</sub>	min. 2 mm
C <sub>b</sub>	min. 3 mm
r <sub>a</sub>	max. 1 mm
r <sub>b</sub>	max. 1 mm

**DATOS DEL CÁLCULO**

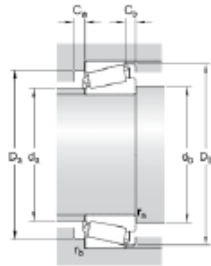
Capacidad de carga dinámica básica	C	34.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	28 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	3 kN
Velocidad de referencia		12000 r/min
Velocidad límite		15000 r/min
Factor de cálculo	e	0.35
Factor de cálculo	Y	1.7
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.9

**TABLA Nº22: RODAMIENTO A Y B EJE INTERMEDIO 30209: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

DIMENSIONES



d	45 mm
D	85 mm
T	20.75 mm
d <sub>1</sub>	≈ 63.1 mm
B	19 mm
C	16 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5 mm
a	17.829 mm



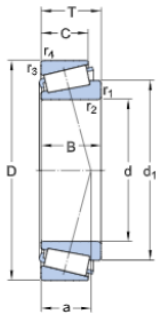
D <sub>a</sub>	max. 77.5 mm
D <sub>b</sub>	min. 80 mm
C <sub>a</sub>	min. 3 mm
C <sub>b</sub>	min. 4.5 mm
r <sub>a</sub>	max. 1.5 mm
r <sub>b</sub>	max. 1.5 mm

DATOS DEL CÁLCULO

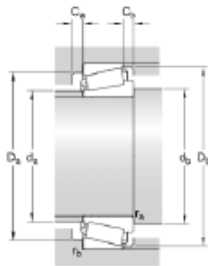
Capacidad de carga dinámica básica	C	81.6 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	76.5 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	8.65 kN
Velocidad de referencia		6300 r/min
Velocidad límite		8000 r/min
Factor de cálculo	e	0.4
Factor de cálculo	Y	1.5
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.8

**TABLA Nº23: RODAMIENTO A EJE DE SALIDA JM 714249/210: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

DIMENSIONES



d	75 mm
D	120 mm
T	31 mm
d <sub>1</sub>	≈ 98.1 mm
B	29.5 mm
C	25 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 3 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 2.5 mm
a	28.004 mm



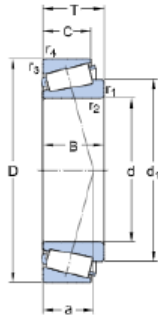
D <sub>a</sub>	max. 109.5 mm
D <sub>b</sub>	min. 115 mm
C <sub>a</sub>	min. 5 mm
C <sub>b</sub>	min. 6 mm
r <sub>a</sub>	max. 3 mm
r <sub>b</sub>	max. 2.5 mm

DATOS DEL CÁLCULO

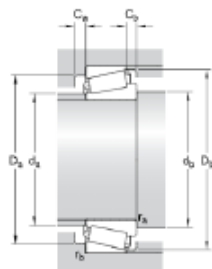
Capacidad de carga dinámica básica	C	170 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	216 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	25 kN
Velocidad de referencia		4300 r/min
Velocidad límite		5300 r/min
Factor de cálculo	e	0.44
Factor de cálculo	Y	1.35
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.8

**TABLA Nº24: RODAMIENTO B EJE DE SALIDA 33014: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

**DIMENSIONES**



d	70 mm
D	110 mm
T	31 mm
d <sub>1</sub>	= 88.95 mm
B	31 mm
C	25.5 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5 mm
a	22.528 mm



D <sub>a</sub>	max. 101.5 mm
D <sub>b</sub>	min. 105 mm
C <sub>a</sub>	min. 5 mm
C <sub>b</sub>	min. 5.5 mm
r <sub>a</sub>	max. 1.5 mm
r <sub>b</sub>	max. 1.5 mm

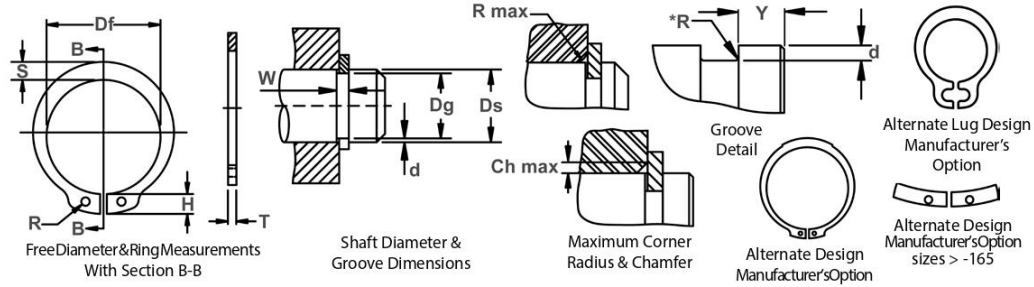
**DATOS DEL CÁLCULO**

Capacidad de carga dinámica básica	C	159 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	196 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	22.8 kN
Velocidad de referencia		4800 r/min
Velocidad límite		5600 r/min
Factor de cálculo	e	0.28
Factor de cálculo	Y	2.1
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	1.1

TABLA Nº25: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE ANILLOS DE SEGURIDAD.

www.rotorclip.com

+1 732.469.7333 • sales@rotorclip.com



RING NO.	SHAFT DIA. (mm)		GROOVE SIZE				RING SIZE & WEIGHT										SUPPLEMENTARY DATA				
			DIAMETER		WIDTH	DEPTH	THICKNESS ***		FREE DIAMETER		LUG HT.	MAX. SEC.	HOLE DIA.	WEIGHT	EDGE MARGIN	THRUST LOAD Ring	THRUST LOAD Groove	Allowable Rad/Cham.	Max. Load W/Ch Max.	RPM Limits	
			Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	P'r kN	
DSH-36	36	34.0		1.85	1.00	1.75		33.2		5.6	4.0	2.5	5,000	3.0	49,40	18,3	2.0	9,00	14500		
DSH-37	37	35.0		1.85	1.00	1.75		34.2	+0.25	5.7	4.1	2.5	5,370	3.0	50,00	18,8	2.0	9,15	14100		
DSH-38	38	36.0		1.85	1.00	1.75		35.2	-0.50	5.8	4.2	2.5	5,620	3.0	49,50	19,3	2.0	9,10	13600		
DSH-39	39	37.0		1.85	1.00	1.75		36.0		5.9	4.3	2.5	5,850	3.0	49,80	19,9	2.0	9,25	14500		
DSH-40	40	37.5		1.85	1.25	1.75		36.5		6.0	4.4	2.5	6,030	3.8	51,00	25,3	2.0	9,50	14300		
DSH-41	41	38.5		1.85	1.25	1.75		37.5		6.2	4.5	2.5	6,215	3.8	50,10	26,0	2.0	9,40	13500		
DSH-42	42	39.5	-0.25	1.85	1.25	1.75	-0.06	38.5	+0.39	6.5	4.5	2.5	6,500	3.8	50,00	26,7	2.0	9,45	13000		
DSH-44	44	41.5		1.85	1.25	1.75		40.5	-0.90	6.6	4.6	2.5	7,000	3.8	48,50	28,0	2.0	9,20	11800		
DSH-45	45	42.5		1.85	1.25	1.75		41.5		6.7	4.7	2.5	7,500	3.8	49,0	28,6	2.0	9,35	11400		
DSH-46	46	43.5		1.85	1.25	1.75		42.5		6.7	4.8	2.5	7,600	3.8	48,9	29,4	2.0	9,40	10900		
DSH-47	47	44.5		1.85	1.25	1.75		43.5		6.8	4.9	2.5	7,900	3.8	49,5	30,0	2.0	9,55	11000		
DSH-48	48	45.5		1.85	1.25	1.75		44.5		6.9	5.0	2.5	7,900	3.8	49,4	30,7	2.0	9,55	10000		
DSH-50	50	47.0		2.15	1.50	2.00		45.8		6.9	5.1	2.5	10,20	4.5	73,3	38,0	2.0	14,40	11000		
DSH-52	52	49.0		2.15	1.50	2.00		47.8		7.0	5.2	2.5	11,10	4.5	73,1	39,7	2.5	11,50	10000		
DSH-54	54	51.0		2.15	1.50	2.00		49.8		7.1	5.3	2.5	11,30	4.5	71,2	41,2	2.5	11,30	9000		
DSH-55	55	52.0		2.15	1.50	2.00		50.8		7.2	5.4	2.5	11,40	4.5	71,4	42,0	2.5	11,40	9000		
DSH-56	56	53.0		2.15	1.50	2.00		51.8		7.3	5.5	2.5	11,80	4.5	70,8	42,8	2.5	11,30	9000		
DSH-57	57	54.0		2.15	1.50	2.00		52.8		7.3	5.5	2.5	12,20	4.5	70,9	43,7	2.5	11,40	8000		
DSH-58	58	55.0		2.15	1.50	2.00		53.8		7.3	5.6	2.5	12,60	4.5	71,1	44,3	2.5	11,50	8000		
DSH-60	60	57.0		2.15	1.50	2.00		55.8		7.4	5.8	2.5	12,90	4.5	69,2	46,0	2.5	11,30	8000		
DSH-62	62	59.0		2.15	1.50	2.00	-0.07	57.8		7.5	6.0	2.5	14,30	4.5	69,3	47,5	2.5	11,40	7000		
DSH-63	63	60.0	-0.30	2.15	1.50	2.00		58.8		7.6	6.2	2.5	15,90	4.5	70,2	48,3	2.5	11,60	7000		
DSH-65	65	62.0		2.65	1.50	2.50		60.8		7.8	6.3	3.0	18,20	4.5	135,0	49,8	2.5	22,70	7000		
DSH-67	67	64.0		2.65	1.50	2.50		62.5	+0.46	7.9	6.4	3.0	20,30	4.5	136,0	51,3	2.5	23,00	7000		
DSH-68	68	65.0		2.65	1.50	2.50		63.5	-1.10	8.0	6.5	3.0	21,80	4.5	135,0	52,2	2.5	23,10	7000		
DSH-70	70	67.0		2.65	1.50	2.50		65.5		8.1	6.6	3.0	22,00	4.5	134,0	53,8	2.5	23,00	7000		
DSH-72	72	69.0		2.65	1.50	2.50		67.5		8.2	6.8	3.0	22,50	4.5	131,0	55,3	2.5	22,80	6000		
DSH-75	75	72.0		2.65	1.50	2.50		70.5		8.4	7.0	3.0	24,60	4.5	130,0	57,6	2.5	22,80	6000		
DSH-77	77	74.0		2.65	1.50	2.50		72.5		8.5	7.2	3.0	25,70	4.5	131,0	59,3	3.0	19,70	6000		
DSH-78	78	75.0		2.65	1.50	2.50		73.5		8.6	7.3	3.0	26,20	4.5	131,0	60,0	3.0	19,70	5000		
DSH-80	80	76.5		2.65	1.75	2.50		74.5		8.6	7.4	3.0	27,30	5.3	128,0	71,6	3.0	19,50	6000		
DSH-82	82	78.5		2.65	1.75	2.50		76.5		8.7	7.6	3.0	31,20	5.3	128,0	73,5	3.0	19,60	6000		
DSH-85	85	81.5	-0.35	3.15	1.75	3.00	-0.08	79.5		8.7	7.8	3.5	36,40	5.3	215,0	76,2	3.0	33,40	6000		

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS.

\*The radius "R" on the load side must not exceed 0.1T.

\*\*\* FOR PLATED RINGS, ADD 0.05 TO THE LISTED MAXIMUM THICKNESS. MAXIMUM RING THICKNESS WILL BE A MINIMUM OF 0.005 LESS THAN THE LISTED GROOVE WIDTH (W) MINIMUM.

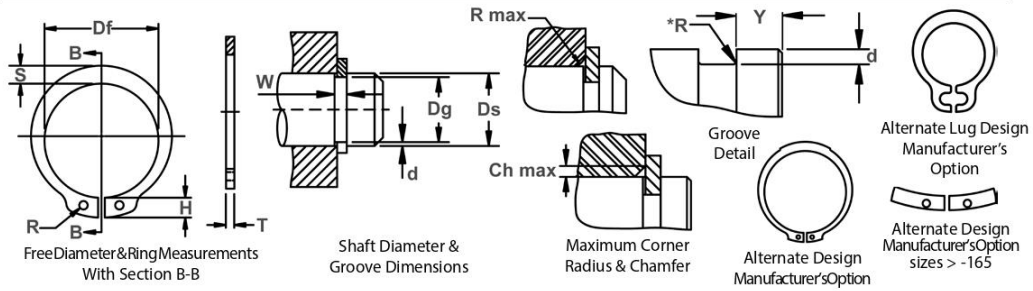
FOR HARDNESS SPECIFICATIONS, SEE END OF SECTION.

# DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES



## DSH Shaft Rings (DIN 471)

**Axially Assembled, External, Metric**  
Once installed in the groove of a shaft, the portion of the ring protruding from the groove (also called a "shoulder") holds an assembly in place.



RING NO.	SHAFT DIA. (mm)	GROOVE SIZE			RING SIZE & WEIGHT							SUPPLEMENTARY DATA							
		DIAMETER		WIDTH	DEPTH	THICKNESS ***		FREE DIAMETER		LUG HT.	MAX. SEC.	HOLE DIA.	WEIGHT	EDGE MARGIN	THRUST LOAD Ring	THRUST LOAD Groove	Allowable Rad/ Cham.	Max. Load w/Ch Max.	RPM Limits
		Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	Pr kN
DSH-3	3	2.8	-0.04	0.50	0.10	0.40	-0.05	2.7	+0.04	1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.47	0.1	0.5	0.27	360000
DSH-4	4	3.8	-0.04	0.50	0.10	0.40	-0.05	3.7	+0.04	2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30	211000
DSH-5	5	4.8	-0.04	0.70	0.10	0.60	-0.05	4.7	-0.15	2.5	1.1	1.0	0.066	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80	154000
DSH-6	6	5.7	-0.04	0.80	0.15	0.70	-0.05	5.6	-0.15	2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90	114000
DSH-7	7	6.7	-0.06	0.90	0.15	0.80	-0.06	6.5	+0.06	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40	121000
DSH-8	8	7.6	-0.06	0.90	0.20	0.80	-0.06	7.4	-0.18	3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00	96000
DSH-9	9	8.6	-0.06	1.10	0.20	1.00	-0.06	8.4	-0.18	3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40	85000
DSH-10	10	9.6	-0.06	1.10	0.20	1.00	-0.06	9.3	-0.18	3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40	84000
DSH-11	11	10.5	-0.11	1.10	0.25	1.00	-0.11	10.2	+0.10	3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40	70000
DSH-12	12	11.5	-0.11	1.10	0.25	1.00	-0.11	11.0	+0.10	3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40	75000
DSH-13	13	12.4	-0.11	1.10	0.30	1.00	-0.11	11.9	+0.10	3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40	66000
DSH-14	14	13.4	-0.11	1.10	0.30	1.00	-0.11	12.9	-0.36	3.5	2.1	1.7	0.640	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40	58000
DSH-15	15	14.3	-0.11	1.10	0.35	1.00	-0.11	13.8	-0.36	3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40	50000
DSH-16	16	15.2	-0.11	1.10	0.40	1.00	-0.11	14.7	-0.36	3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40	45000
DSH-17	17	16.2	-0.11	1.10	0.40	1.00	-0.11	15.7	-0.36	3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40	41000
DSH-18	18	17.0	-0.11	1.30	0.50	1.20	-0.11	16.5	-0.36	3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75	39000
DSH-19	19	18.0	-0.11	1.30	0.50	1.20	-0.11	17.5	-0.36	3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80	35000
DSH-20	20	19.0	-0.13	1.30	0.50	1.20	-0.13	18.5	+0.13	4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85	32000
DSH-21	21	20.0	-0.13	1.30	0.50	1.20	-0.13	19.5	+0.13	4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75	29000
DSH-22	22	21.0	-0.13	1.30	0.50	1.20	-0.13	20.5	-0.42	4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80	27000
DSH-23	23	22.0	-0.15	1.30	0.50	1.20	-0.15	21.5	-0.42	4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000
DSH-24	24	22.9	-0.15	1.30	0.55	1.20	-0.15	22.2	-0.42	4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000
DSH-25	25	23.9	-0.15	1.30	0.55	1.20	-0.15	23.2	-0.42	4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000
DSH-26	26	24.9	-0.15	1.30	0.55	1.20	-0.15	24.2	-0.42	4.5	3.1	2.0	1.960	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70	24000
DSH-27	27	25.6	-0.21	1.30	0.70	1.20	-0.21	24.9	+0.21	4.6	3.1	2.0	2.080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80	22500
DSH-28	28	26.6	-0.21	1.60	0.70	1.50	-0.21	25.9	-0.42	4.7	3.2	2.0	2.920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50	21200
DSH-29	29	27.6	-0.21	1.60	0.70	1.50	-0.21	26.9	-0.42	4.8	3.4	2.0	3.200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45	20000
DSH-30	30	28.6	-0.21	1.60	0.70	1.50	-0.21	27.9	-0.42	5.0	3.5	2.0	3.320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65	18900
DSH-31	31	29.3	-0.25	1.60	0.85	1.50	-0.25	28.6	-0.50	5.1	3.5	2.5	3.450	2.6	31.50	13.4	2.0	5.60	17900
DSH-32	32	30.3	-0.25	1.60	0.85	1.50	-0.25	29.6	-0.50	5.2	3.6	2.5	3.540	2.6	31.20	13.8	2.0	5.55	16900
DSH-33	33	31.3	-0.25	1.60	0.85	1.50	-0.25	30.5	+0.25	5.2	3.7	2.5	3.690	2.6	31.60	14.3	2.0	5.65	17400
DSH-34	34	32.3	-0.25	1.60	0.85	1.50	-0.25	31.5	-0.50	5.4	3.8	2.5	3.800	2.6	31.30	14.7	2.0	5.60	16100
DSH-35	35	33.0	-0.25	1.60	1.00	1.50	-0.25	32.2	-0.50	5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55	15500

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS.

\*The radius "R" on the load side must not exceed 0.1T.

\*\*\* FOR PLATED RINGS, ADD 0.05 TO THE LISTED MAXIMUM THICKNESS. MAXIMUM RING THICKNESS WILL BE A MINIMUM OF 0.005

LESS THAN THE LISTED GROOVE WIDTH (W) MINIMUM.

FOR HARDNESS SPECIFICATIONS, SEE END OF SECTION.

TABLA Nº26: ESPECIFICACIONES DEL VISOR DE NIVEL DE ACEITE.

# GN 743.1



## Indicadores de nivel de aceite

Aluminio / cristal natural, resistente hasta 180°C

### ESPECIFICACIÓN

#### Tipos

- Tipo **A**: con chapilla de contraste, natural
- Tipo **AS**: con chapilla de contraste, anodizado negro
- Tipo **B**: sin chapilla, natural
- Tipo **BS**: sin chapilla, anodizado negro

#### Cuerpo

Aluminio

- Tipo A y B: mecanizado fino, natural
- Tipo AS y BS: mecanizado fino, anodizado negro

#### Chapilla

Tecnopolímero (Polysulfon)

- resistentes a temperaturas de hasta **180 °C**
- Visor de vidrio de seguridad templado
- Anillo de sellado de goma FPM (Viton®)

Identificable porque la junta de estanqueidad no es negra



### INFORMACIÓN

Los visores de nivel GN 743.1 tienen vidrio genuino de alta estabilidad y a pruebas de ralladuras. La estanqueidad se consigue con una junta tórica en la **periferia** y no en el borde del cristal. La estanqueidad antifugas no está afectada por presiones axiales

El diámetro externo de estos visores de vidrio para el nivel de aceite con hembra hexagonal debe coincidir con agujeros de montaje para conexiones según DIN 3852.

La junta está colocada en una ranura y no se puede perder. Además, esta ranura evita que la junta sea aplastada cuando se aprieta el visor. Los indicadores de nivel de aceite GN 743.1 pueden usarse en tanques presurizados. Bajo pedido, están disponibles pruebas relativas a la presión máxima.

#### Instrucciones de montaje:

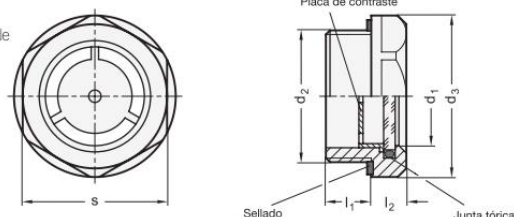
- Para montar en paredes de menos de 4 mm de grosor, se debe de emplear una tuerca GH. (ver página 1743).
- Según RoHS (solamente tipos AS y BS)

### ACCESORIO

- Contratuercas GH. (ver página 1743)

### BAJO PEDIDO

- Sello de EPDM



\* Completar con tipo del cristal del visor de nivel de aceite

A AS B BS

### GN 743.1

Descripción	d1	d2	d3	l1	l2	s	ΔΔ
GN 743.1-7-M14x1.5-*	7	M14 x 1.5	20	7.5	6.5	18	6
GN 743.1-11-M16x1.5-*	11	M16 x 1.5	22	8	7.5	20	8
GN 743.1-14-M20x1.5-*	14	M20 x 1.5	26	8.5	7.5	23	10
GN 743.1-18-M26x1.5-*	18	M26 x 1.5	32	9	8	30	18
GN 743.1-18-M27x1.5-*	18	M27 x 1.5	32	9	8	30	18
GN 743.1-24-M33x1.5-*	24	M33 x 1.5	40	11	8.5	36	26
GN 743.1-32-M40x1.5-*	32	M40 x 1.5	50	12	9	46	45
GN 743.1-32-M42x1.5-*	32	M42 x 1.5	50	12	9	46	43
GN 743.1-7-G1/4-*	7	G 1/4	20	7.5	6.5	18	6
GN 743.1-11-G3/8-*	11	G 3/8	22	8	7.5	20	9
GN 743.1-14-G1/2-*	14	G 1/2	26	8.5	7.5	23	12
GN 743.1-18-G3/4-*	18	G 3/4	32	9	8	30	18
GN 743.1-24-G1-*	24	G1	40	11	8.5	36	31
GN 743.1-32-G1 1/4-*	32	G 1 1/4	50	12	9	46	45
GN 743.1-32-G1 1/2-*	32	G 1 1/2	60	13	9	55	91

Peso del tipo A

Modelos E LESA y GANTER propiedad reservada según la ley. Mencionar siempre la fuente cuando se reproduzcan nuestros dibujos.



2/2020

1727

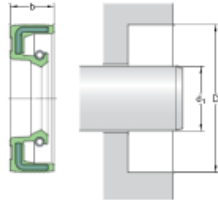


Accesorios hidráulico 15

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES

**TABLA Nº27: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA 25X45X10 HMS5 RG**

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



### DIMENSIONES

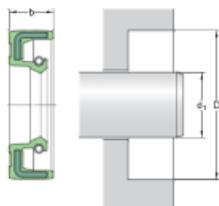
$d_1$	25 mm
D	45 mm
b	10 mm

### APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 3840 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 5.03 m/s

**TABLA Nº28: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA 75X90X10 HMS5 RG**

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



### DIMENSIONES

$d_1$	75 mm
D	95 mm
b	10 mm

### APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 2400 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 9.48 m/s



TABLA Nº29: TORNILLO CON IMÁN VACIADO DE ACEITE

28024 Tornillos tapón con imán



Descripción del artículo/Imágenes del producto



**Descripción**

**Material:**

Termoplástico, poliamida 66. Imán permanente de ferrita.

**Versión:**

Negro. Junta plana sin asbesto.

**Indicación:**

El efecto magnético de los tornillos tapón atrapa las partículas de hierro presentes en el aceite.

El montaje de los tornillos tapón cerca del suelo ayuda a evitar daños en los componentes mecánicos, como las bombas.

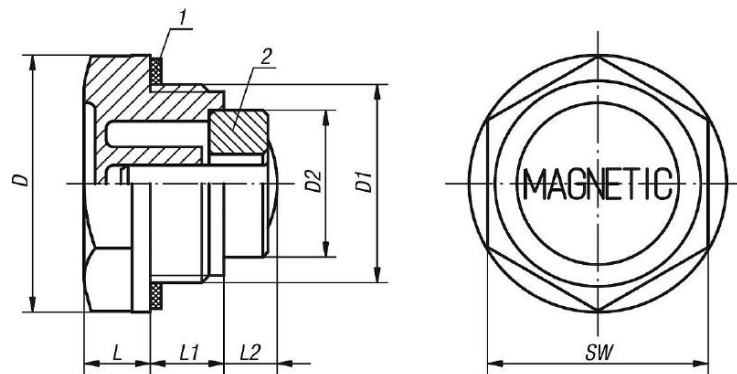
**Rango de temperatura:**

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C.

**Indicación sobre el dibujo:**

- 1) Junta plana
- 2) Imán

Planos



Nuestros productos

Referencia	D	D1	D2	L	L1	L2	SW
28024-20014	20	G1/4	8	7	9	5	17
28024-22038	22	G3/8	13	7,5	10	10	18
28024-27012	27	G1/2	13	8	11	9	24
28024-34034	34	G3/4	19,6	9	11	6,5	30
28024-42100	42	G1	19,6	10,5	12	14	35
28024-201415	20	M14X1,5	8	7	9	5	17

TABLA Nº30: TAPÓN CON FILTRO PARA LLENADO DE ACEITE

28022 Tapones



Descripción del artículo/Imágenes del producto



**Descripción**

**Material:**

Carcasa de poliamida termoplástica 66, cubierta de poliamida 66. Filtro de aire de poliuretano (espuma PU), junta tórica de goma (NBR).

**Versión:**

Carcasa negra, cubierta roja. Finura de filtro 50 µm.

**Rango de temperatura:**

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C.

**Indicación sobre el dibujo:**

Forma A: sin ventilación

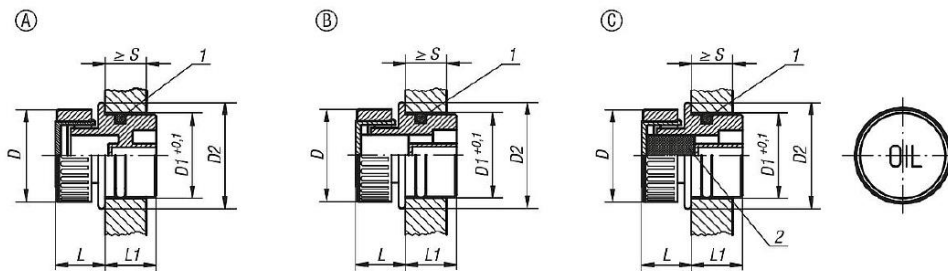
Forma B: con ventilación

Forma C: con ventilación y filtro de aire

1) Junta tórica

2) Filtro de aire solo con forma C

Planos



Nuestros productos

Referencia Forma A	Referencia Forma B	Referencia Forma C	D	D1	D2	L	L1	S min.
28022-13018	28022-23018	28022-33018	30	18	23	14	14	8
28022-13020	28022-23020	28022-33020	30	20	24	14	15,5	8
28022-13026	28022-23026	28022-33026	30	26	30	14	16,5	9,5
28022-13030	28022-23030	28022-33030	30	30	34	14	17	9,5



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



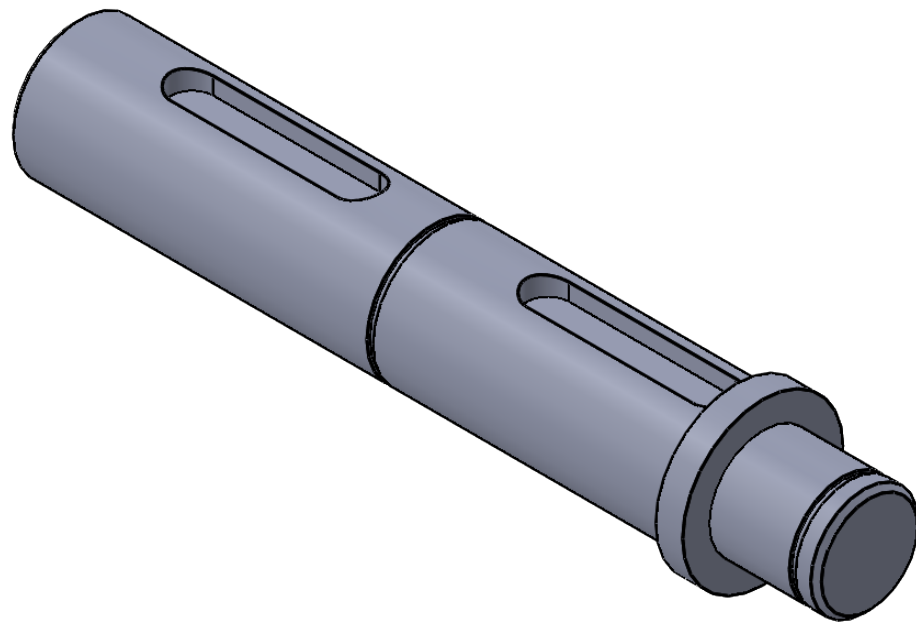
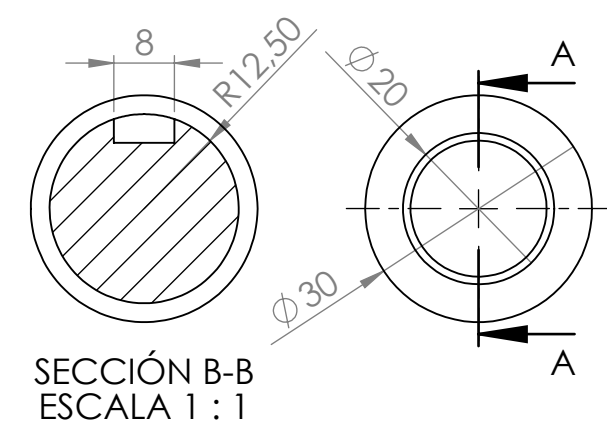
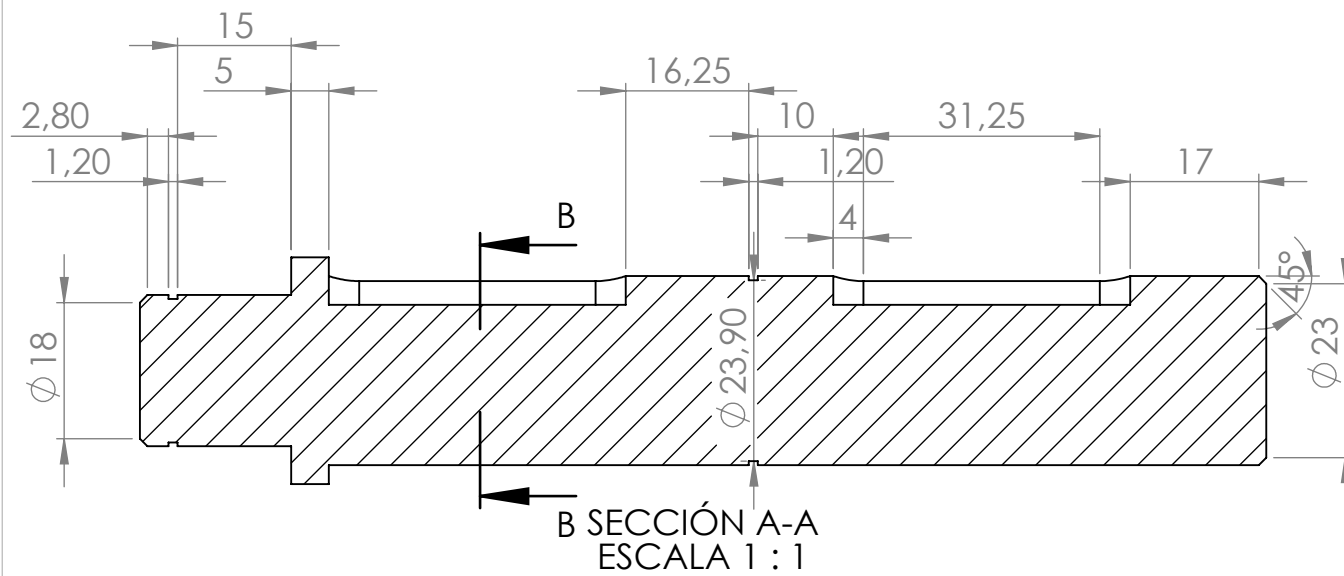
# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 36,1 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2850 Nm**

---

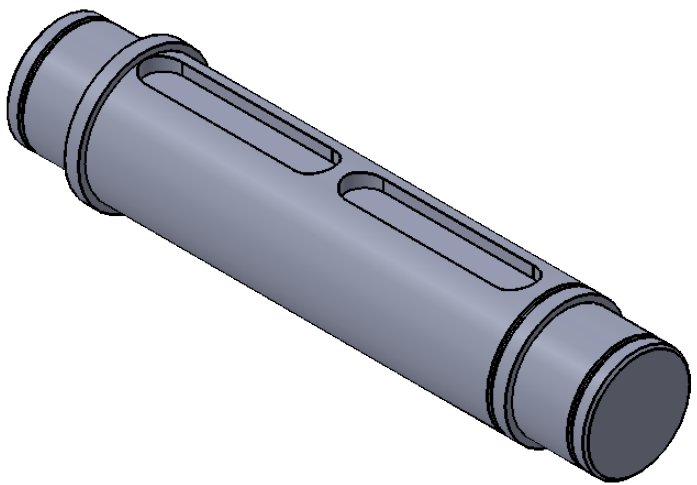
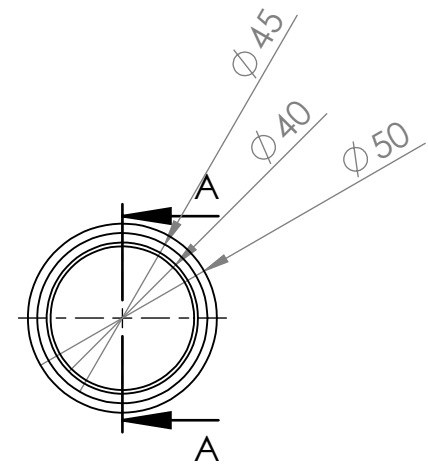
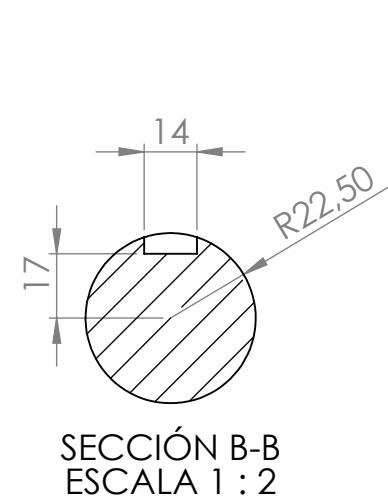
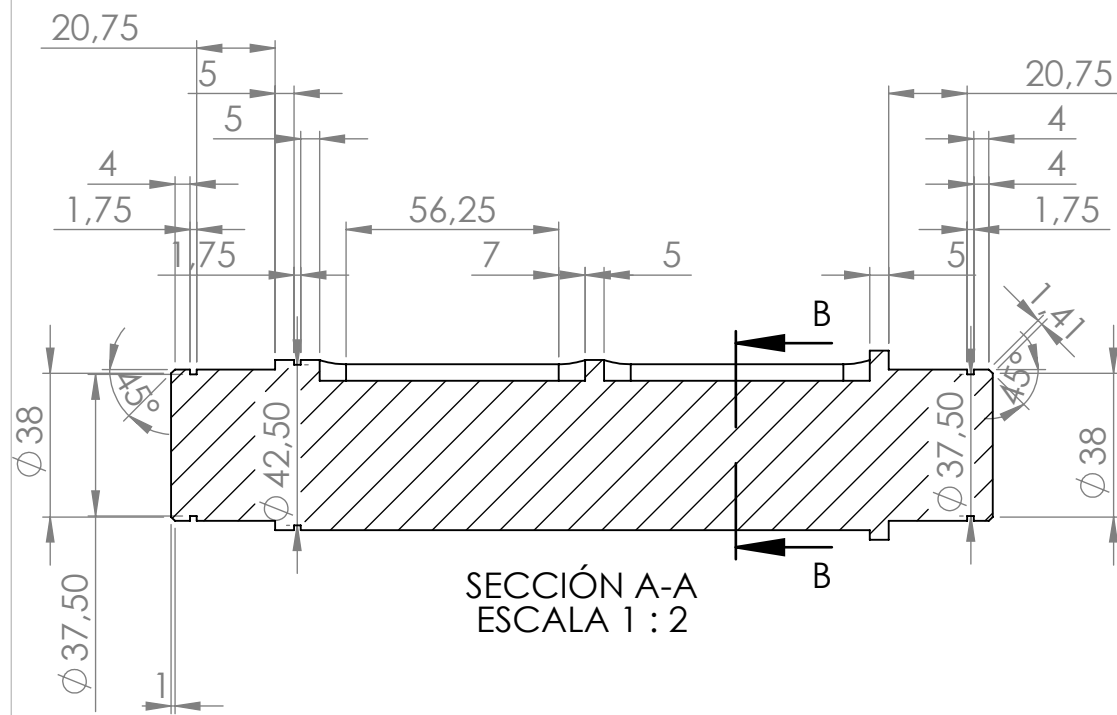
## **ANEXO DE PLANOS**

# Contenido

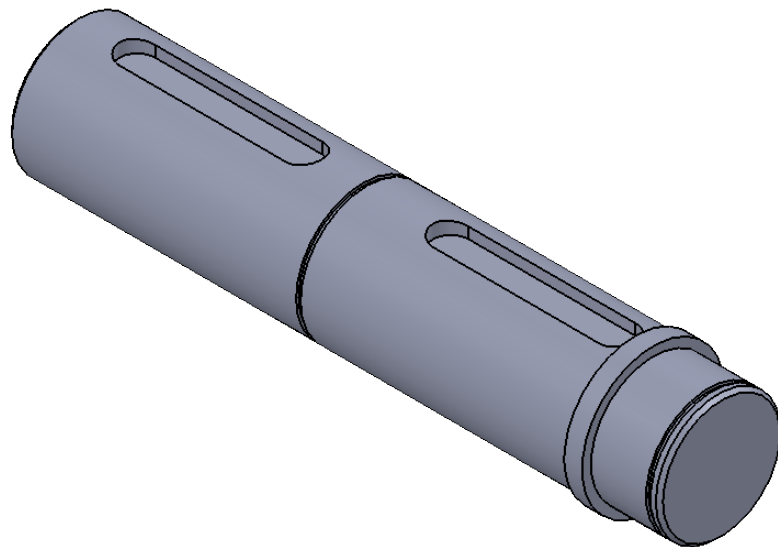
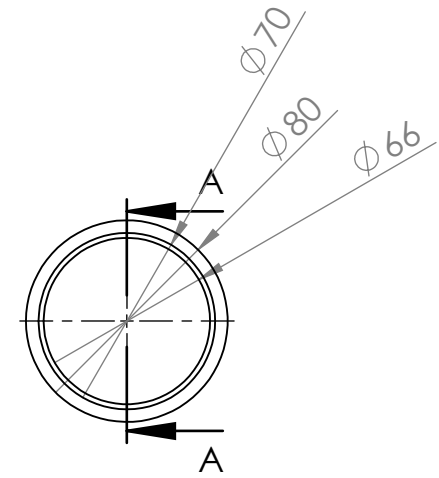
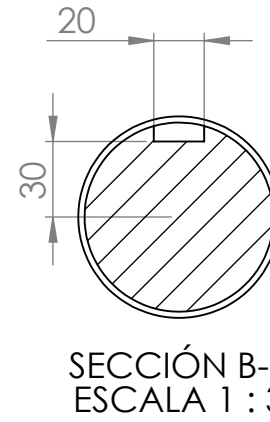
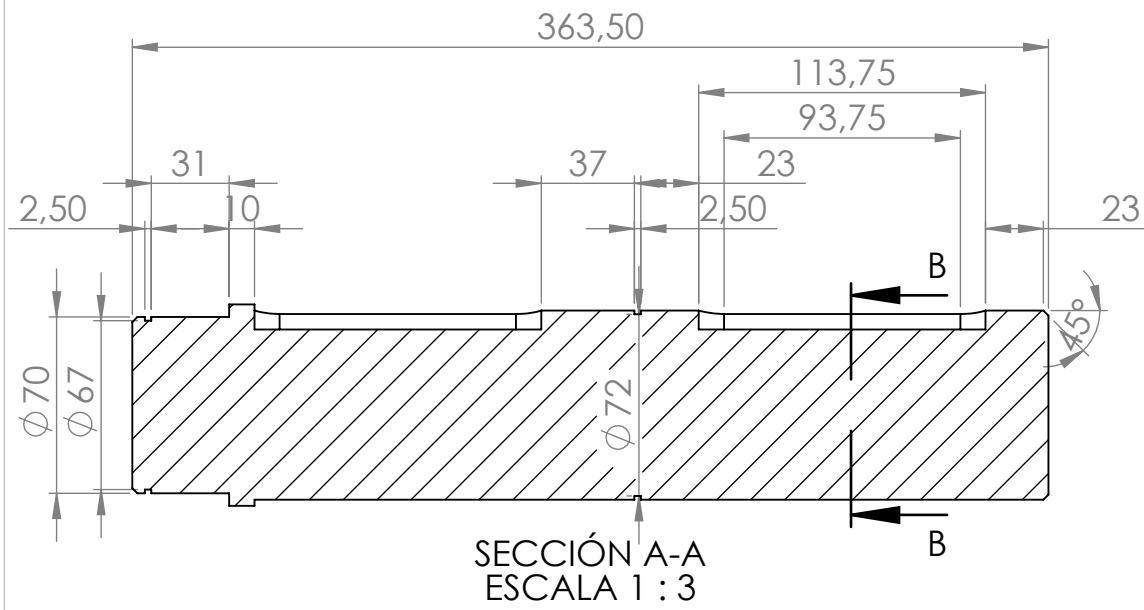
.....	3
1. EJE DE ENTRADA.....	4
2. EJE INTERMEDIO.....	5
3. EJE DE SALIDA .....	6
4. TAPA DEL EJE DE ENTRADA.....	7
5. TAPA DEL EJE DE SALIDA.....	8
6. PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA.....	9
7. RUEDA DE LA PRIMERA ETAPA .....	10
8. PIÑÓN DE LA SEGUNDA ETAPA .....	11
9. RUEDA DE LA SEGUNDA ETAPA .....	12
10. CARCASA.....	13



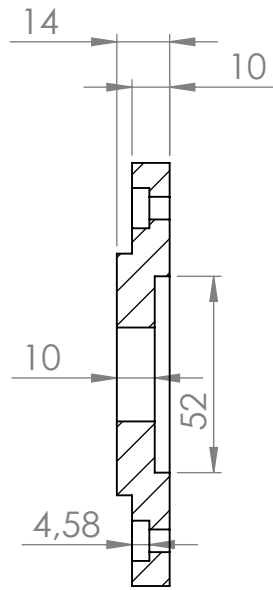
REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D.	
EJE DE ENTRADA		
ALEJANDRO ARNAU LANDALUCE	1:1	11/12/2020
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN	PLANO 1 DE 10	



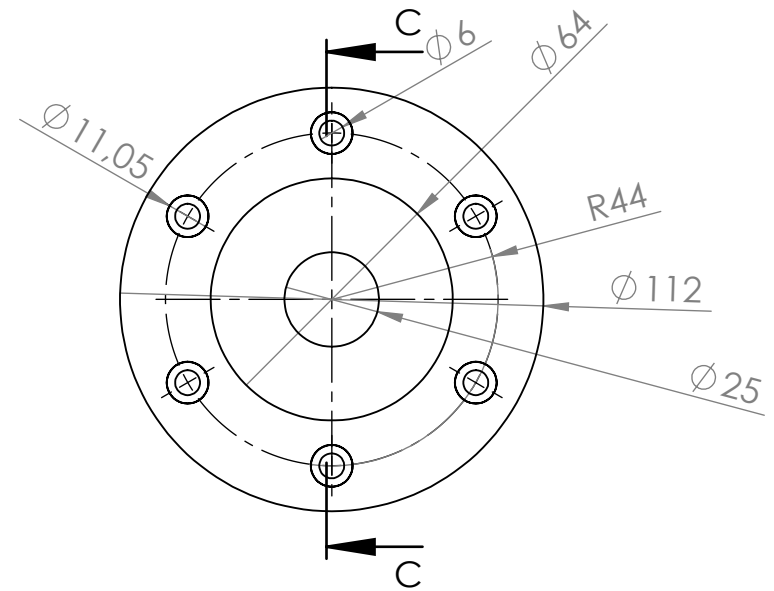
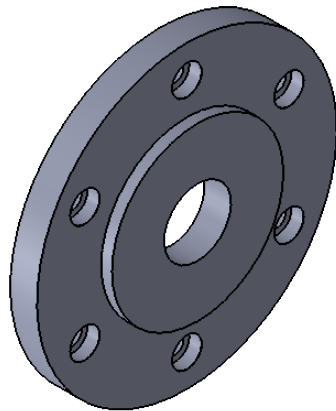
REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D.	
EJE INTERMEDIO		
ALEJANDRO ARNAU LANDALUCE	1:2	11/12/2020
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN	PLANO 2 DE 10	



REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D.	
EJE DE SALIDA		
ALEJANDRO ARNAU LANDALUCE	1:3	11/12/2020
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN	PLANO 3 DE 10	



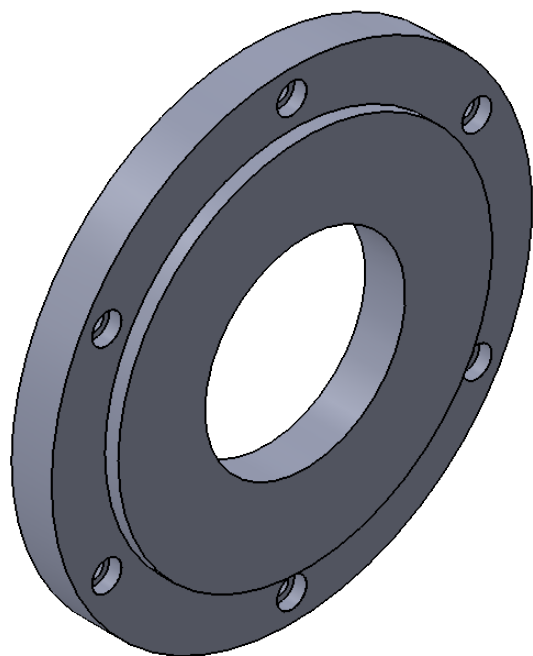
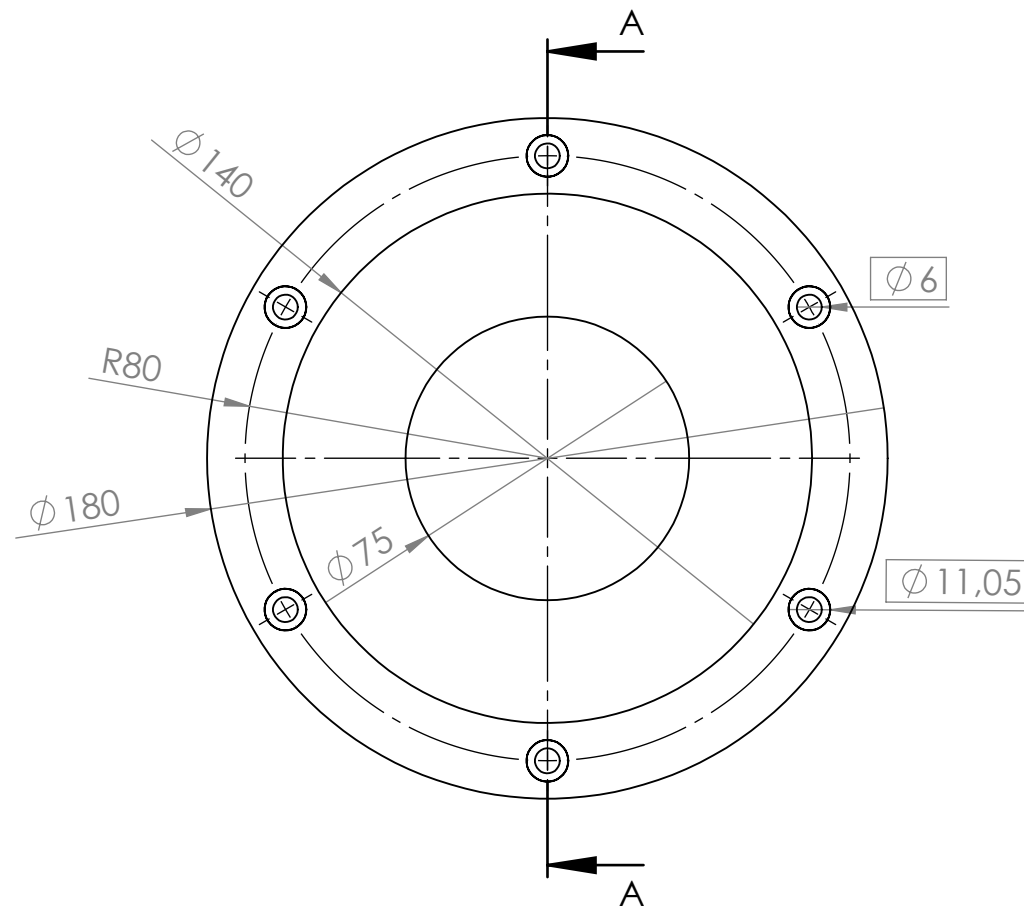
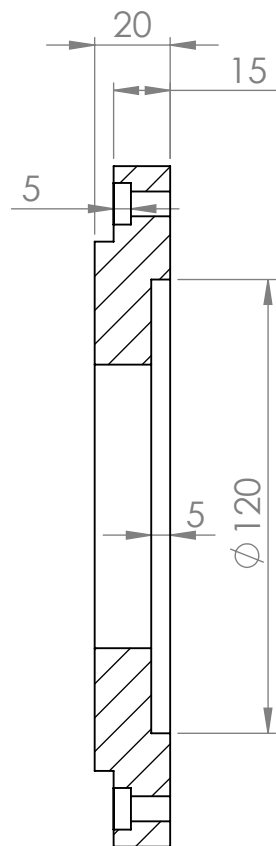
SECCIÓN C-C



REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D.	
<b>TAPA EJE DE ENTRADA</b>		
ALEJANDRO ARNAU LANDALUCE	1:2	11/12/2020
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN	PLANO 4 DE 10	

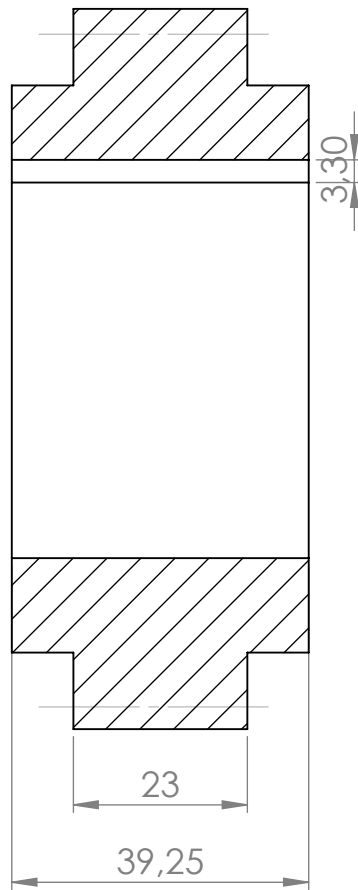


SECCIÓN A-A

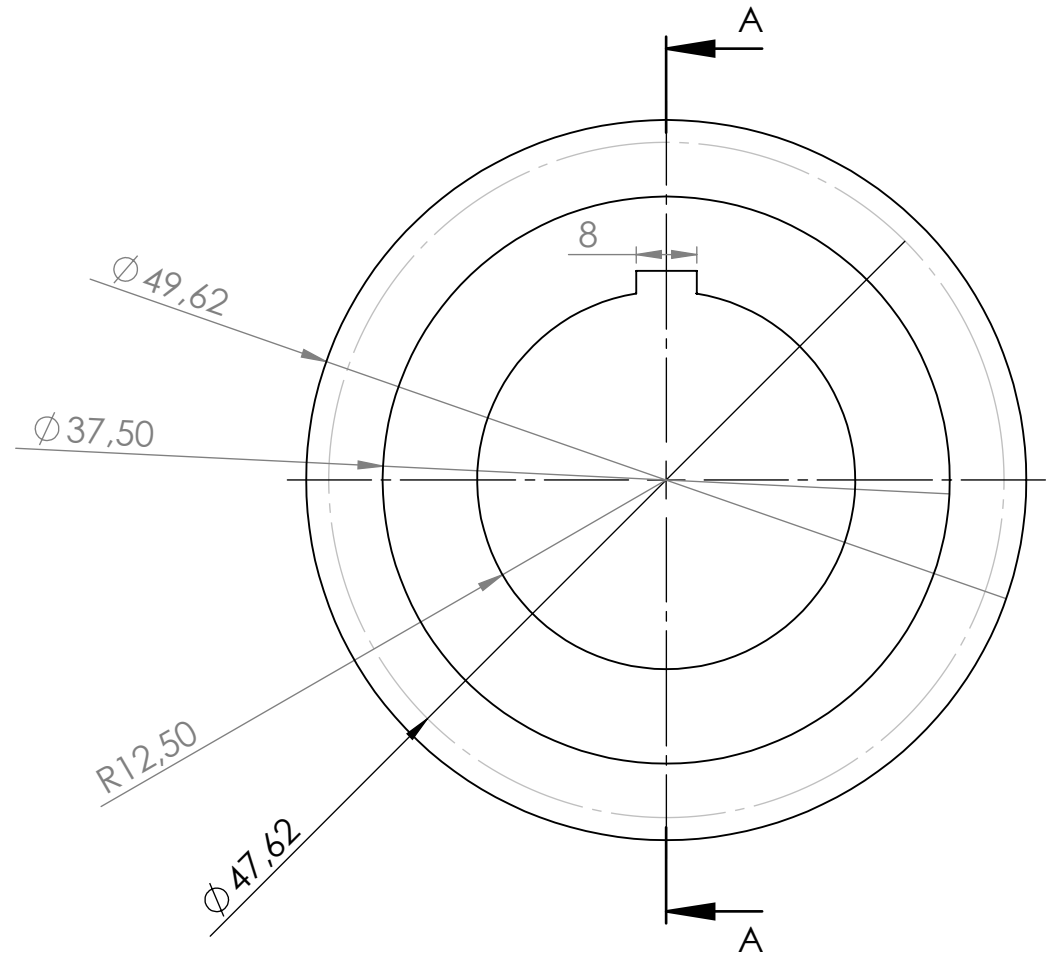


REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D.	
TAPA EJE DE SALIDA		
ALEJANDRO ARNAU LANDALUCE	1:2	11/12/2020
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN	PLANO 5 DE 10	

SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1

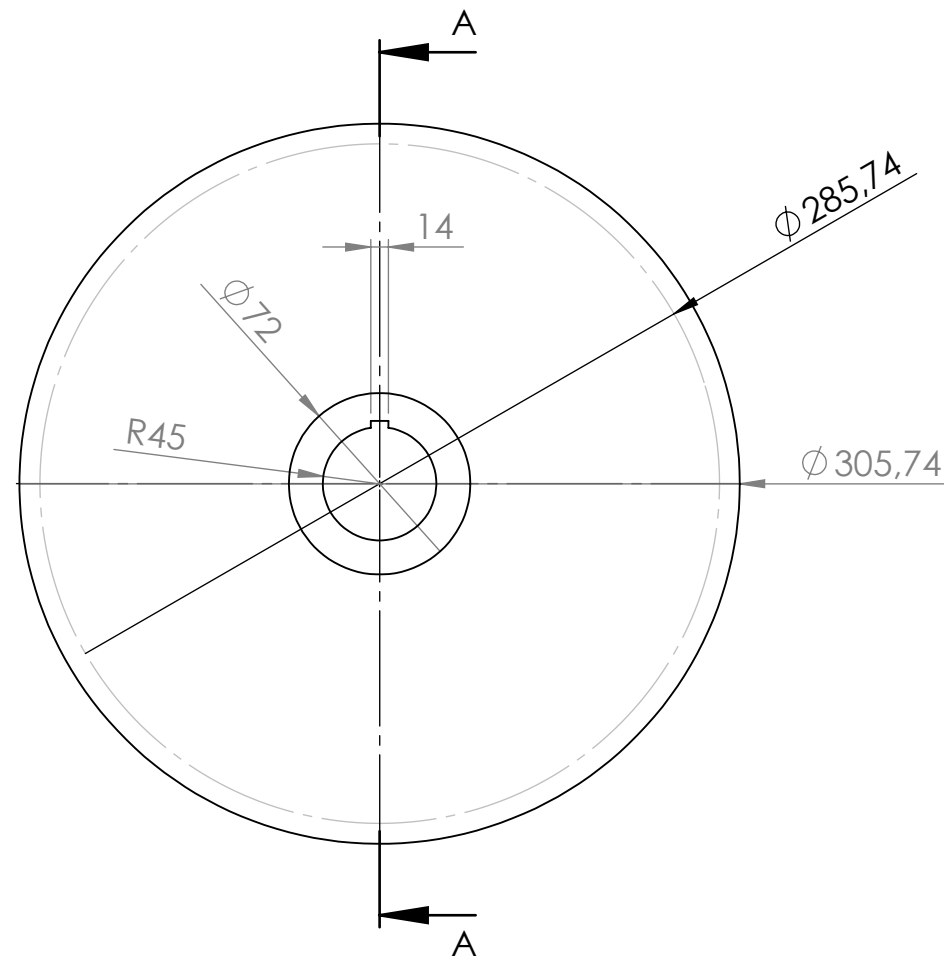
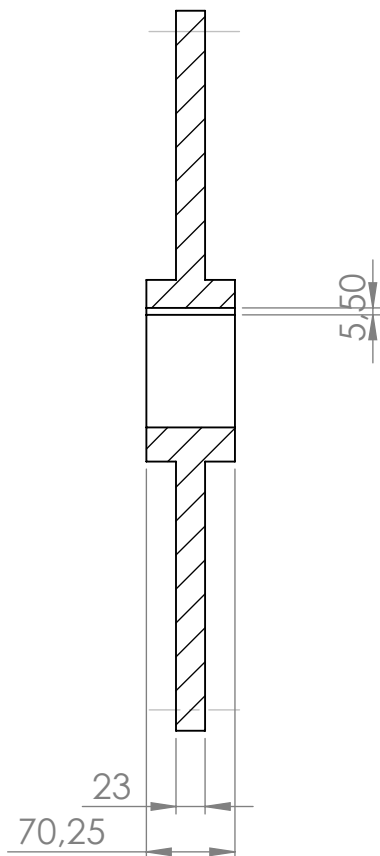


MÓDULO	2
NÚMERO DE DIENTES	23
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15°
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°



REDUCTOR DE VELOCIDAD		E.T.S.I.D.	
PIÑÓN PRIMERA ETAPA			
ALEJANDRO ARNAU LANDALUCE	1:1	11/12/2020	
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN	PLANO 6 DE 10		

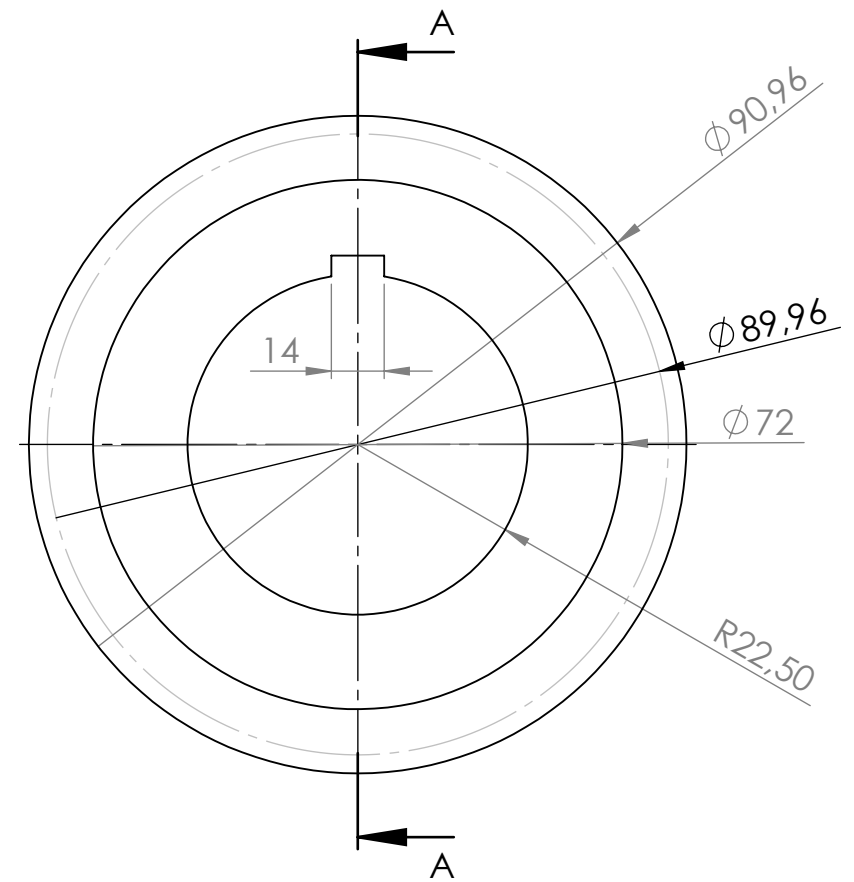
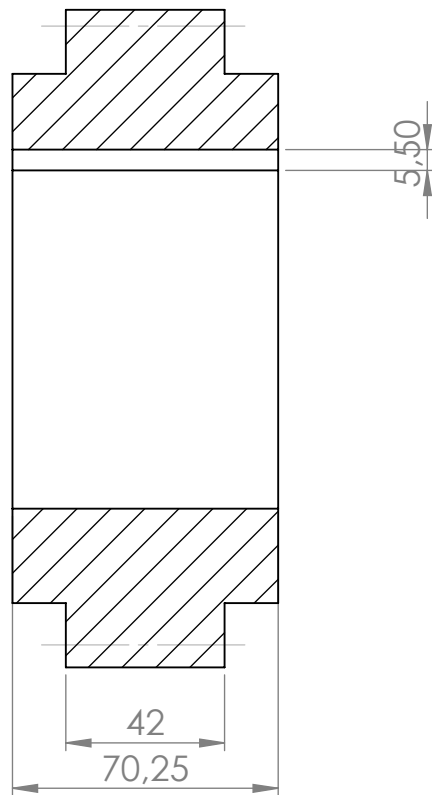
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 6



MÓDULO	2
NÚMERO DE DIENTES	138
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15°

REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D.	
RUEDA PRIMERA ETAPA		
ALEJANDRO ARNAU LANDALUCE	1:6	11/12/2020
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN	PLANO 7 DE 10	

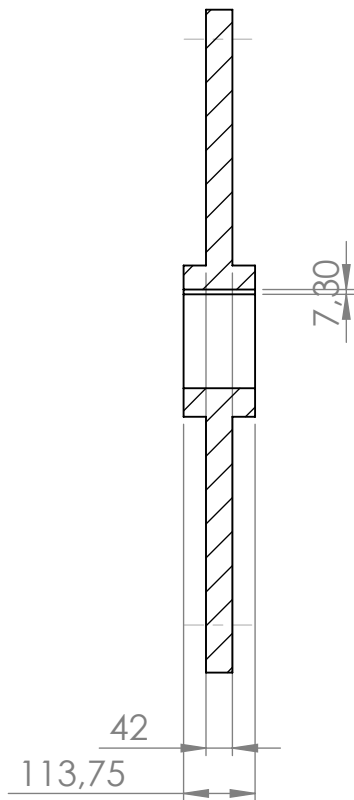
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2



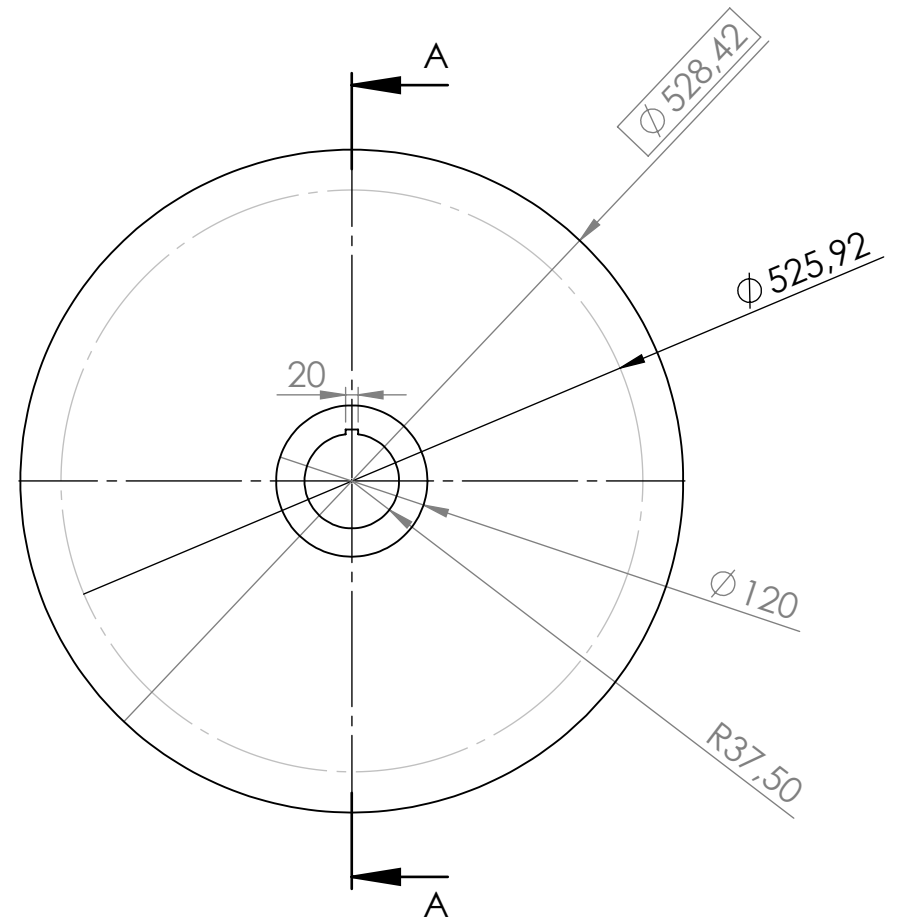
MÓDULO	4
NÚMERO DE DIENTES	21
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15°
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°

REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D.	
PIÑÓN SEGUNDA ETAPA		
ALEJANDRO ARNAU LANDALUCE	1:2	11/12/2020
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN	PLANO 8 DE 10	

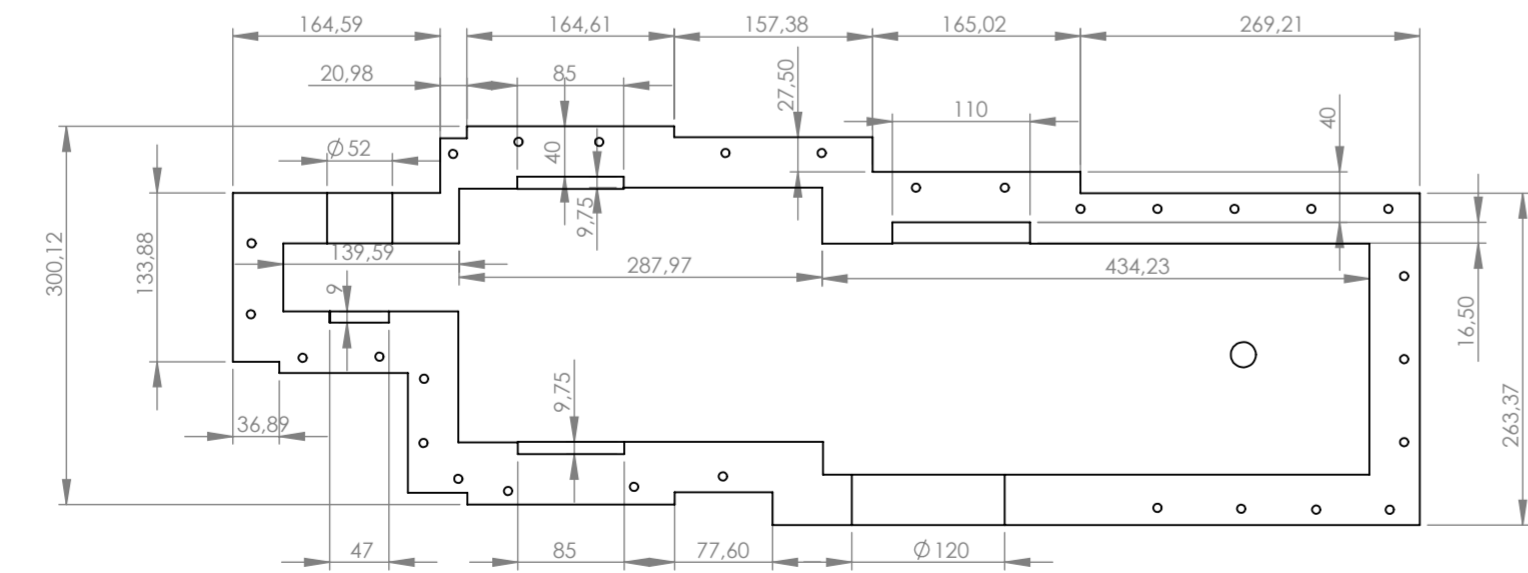
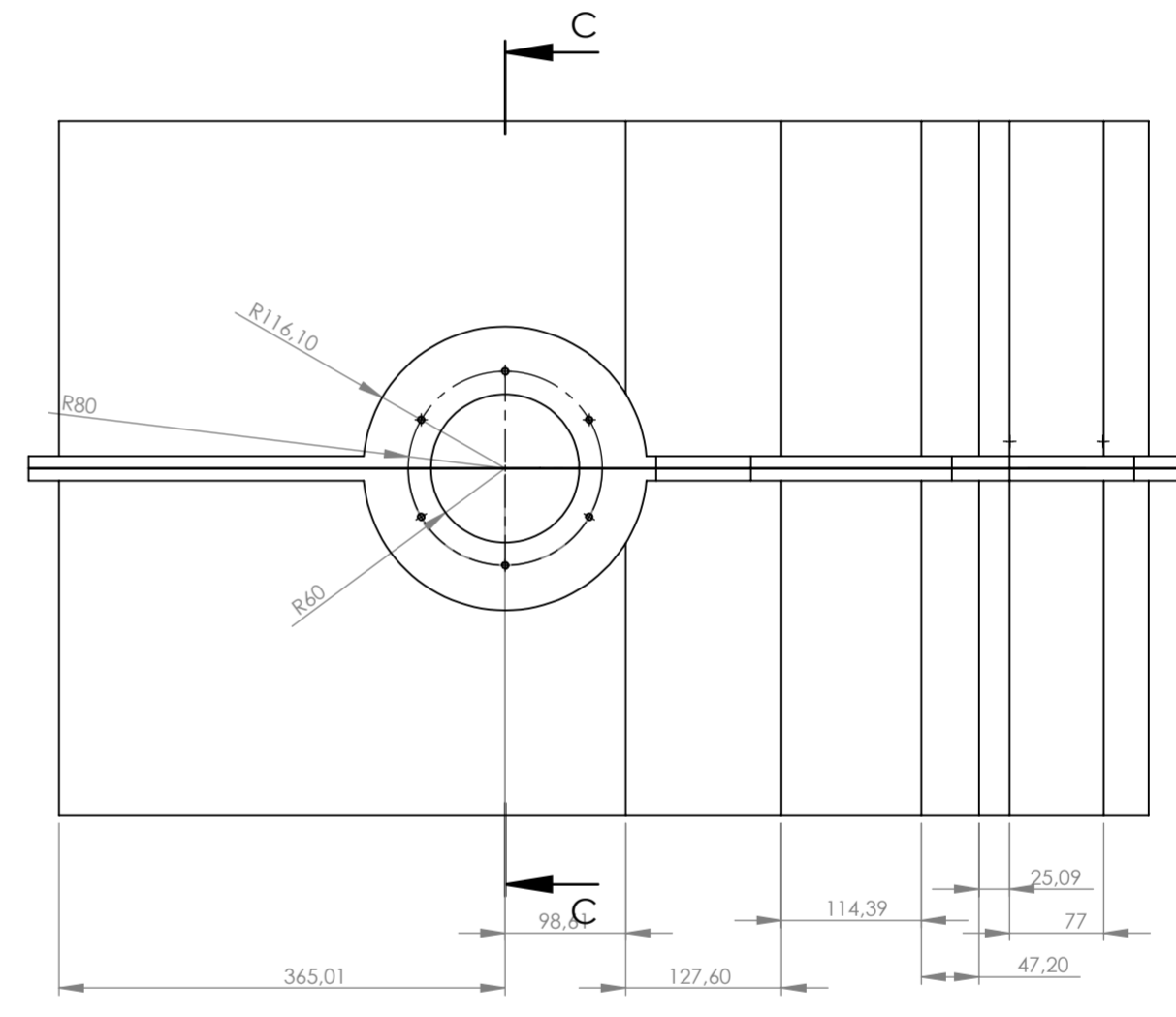
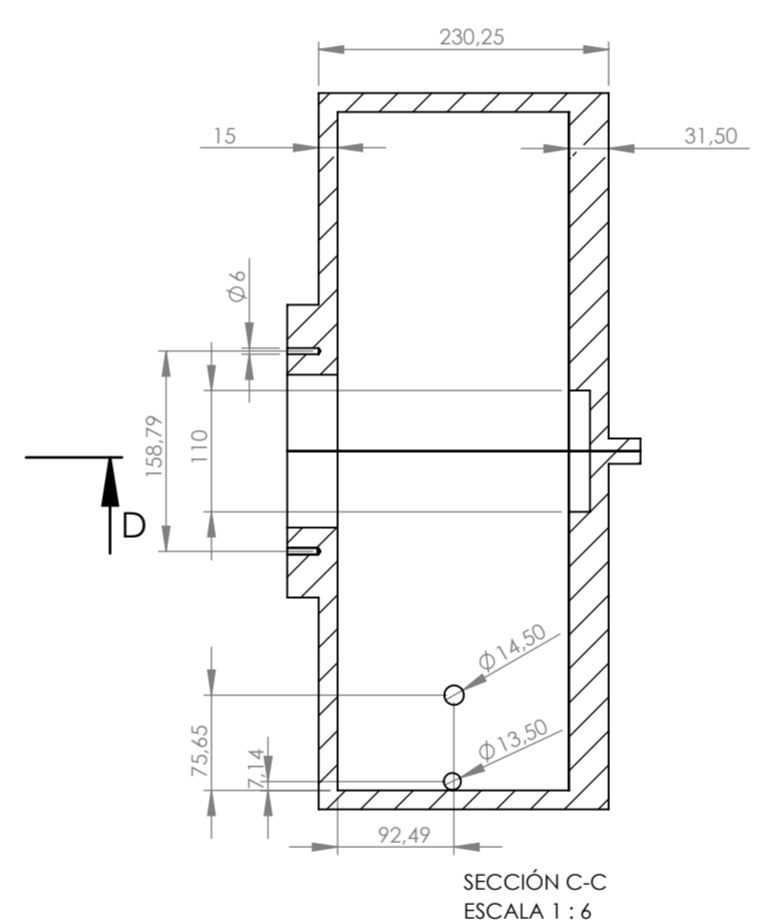
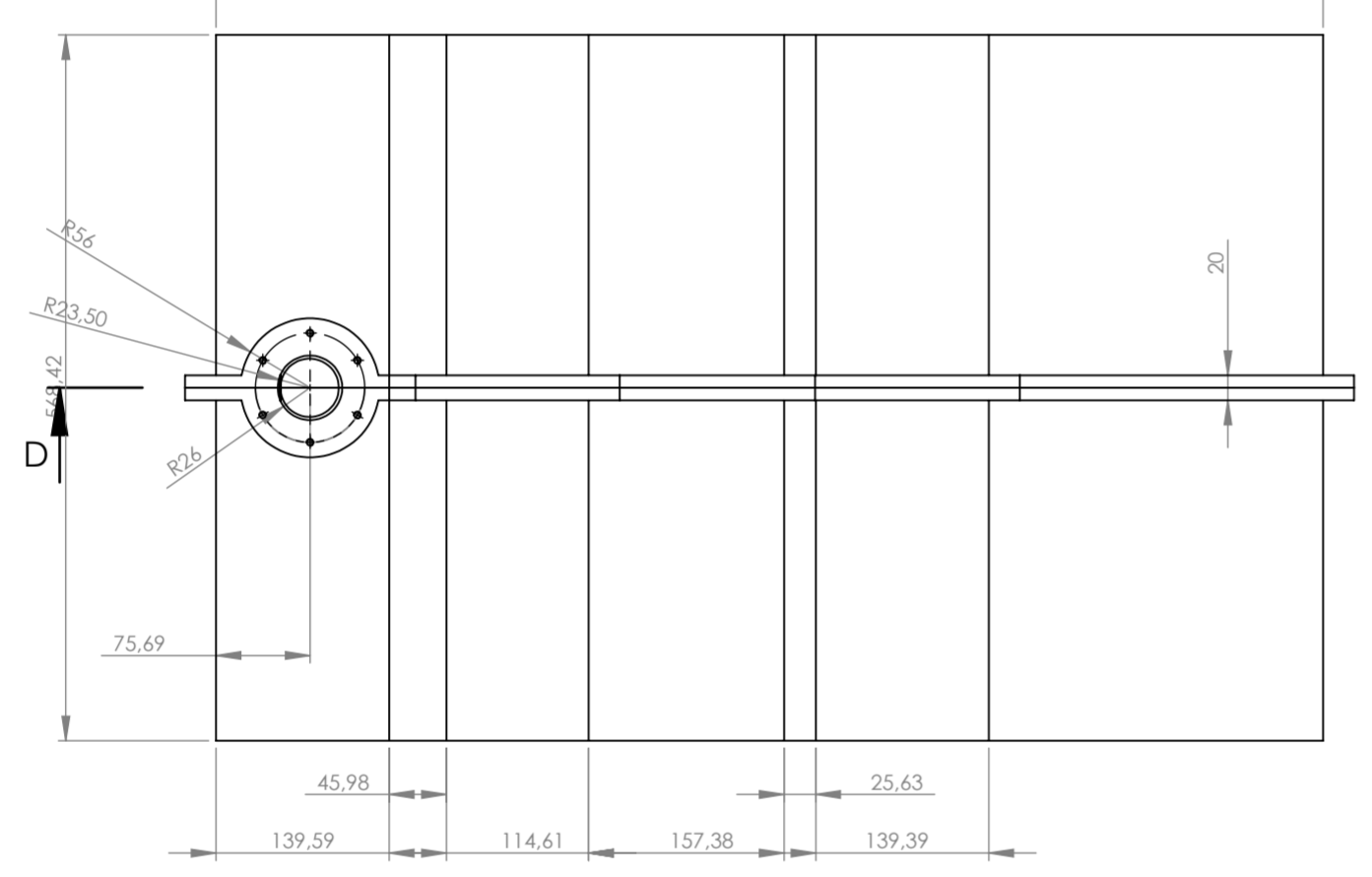
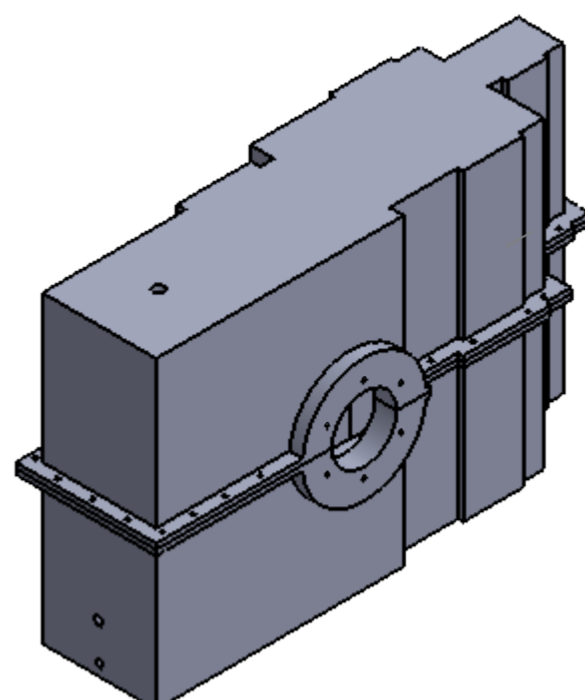
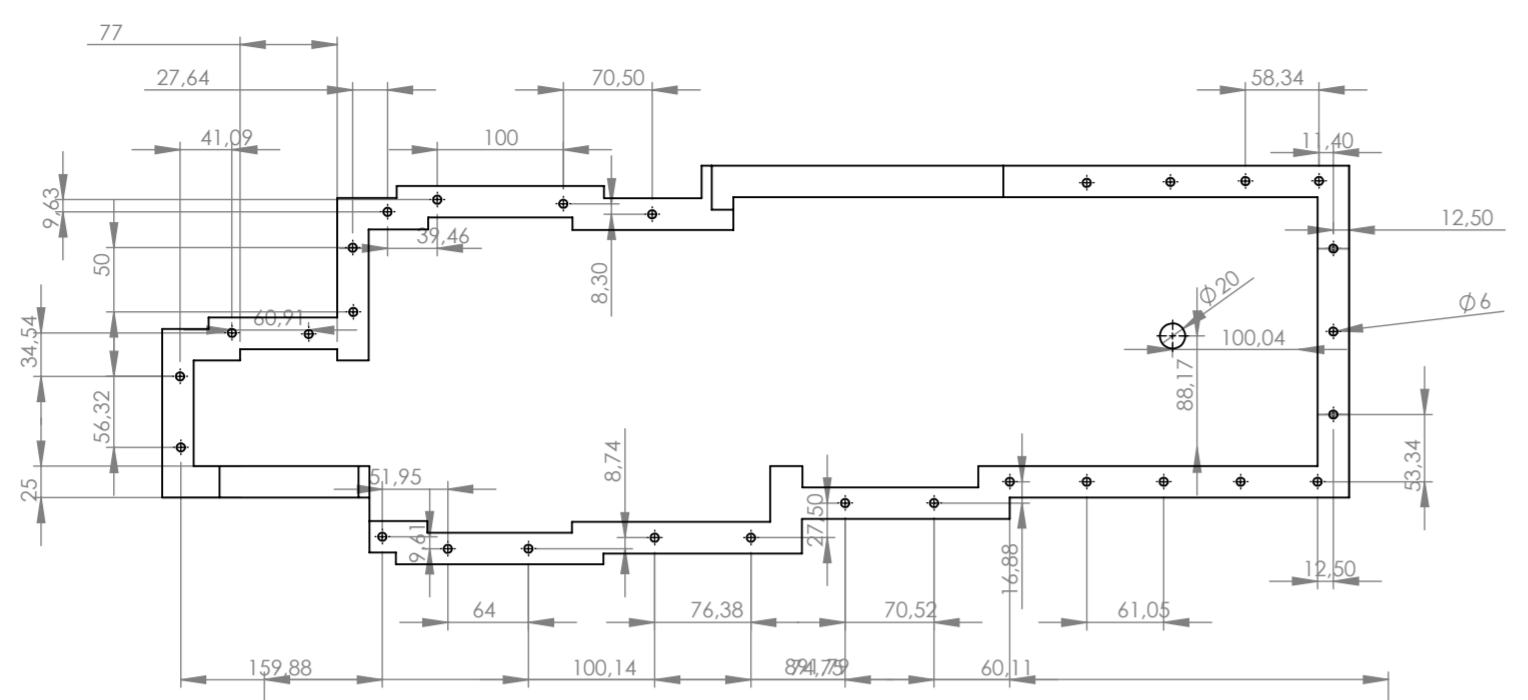
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 12



MÓDULO	4
NÚMERO DE DIENTES	127
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15°
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°



REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D.	
RUEDA SEGUNDA ETAPA		
ALEJANDRO ARNAU LANDALUCE	1:12	11/12/2020
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN	PLANO 9 DE 10	



SECCIÓN D-D  
ESCALA 1 : 6

REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D.	
CARCASA		
ALEJANDRO ARNAU LANDALUCE	1:10	11/12/2020
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN	PLANO 10 DE 10	



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN  
REDUCTOR DE VELOCIDAD CON  
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 36,1 Y  
PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE  
2850 Nm**

---

**PLIEGO DE CONDICIONES**

## Contenido

1.	INTRODUCCIÓN .....	4
2.	CONDICIONES FACULTATIVAS.....	4
2.1.	LA DIRECCIÓN TÉCNICA.....	4
2.2.	CONTRATISTA.....	4
2.3.	PREPARACIÓN DEL MATERIAL .....	5
2.4.	COMIENZO Y RITMO DE LA FABRICACIÓN .....	5
2.5.	GARANTÍA .....	6
2.6.	RECEPCION DEL PRODUCTO FINAL .....	6
3.	CONDICIONES TÉCNICAS .....	7
3.1.	CONDICIONES DE LOS MATERIALES.....	7
3.1.1.	ENGRANAJES.....	7
3.1.2.	EJES .....	7
3.1.3.	CARCASA Y TAPAS.....	8
3.2.	CONDICIONES DE CALIDAD .....	8
3.2.1.	ENGRANAJES.....	8
3.2.2.	EJES .....	8
3.2.3.	CARCASA Y TAPAS.....	9
3.2.4.	COMPONENTES NORMALIZADOS.....	9
3.3.	CONDICIONES DE ENSAMBLAJE Y COMPROBACIÓN .....	9
3.4.	CONDICIONES DE TRANSPORTE.....	9
3.5.	CONDICIONES DE SEGURIDAD Y GARANTÍA .....	9
3.5.1.	MEDIDAS INFLAMABILIDAD.....	10
3.5.2.	MEDIDAS PROTECTORAS .....	10
3.5.3.	MEDIDAS DEL LUBRICANTE .....	10
3.5.4.	SUPERFICIES DEL REDUCTOR .....	10
3.5.5.	MEDIDAS DE INSTALACION Y ALMACENAJE.....	10
4.	CONDICIONES LEGALES .....	11
4.1.	EL CONTRATISTA .....	11
4.2.	EL CONTRATO.....	11
4.3.	SUBCONTRATACIONES.....	12
5.	CONDICIONES ECONÓMICAS.....	12
5.1.	FIANZA.....	12



5.2.	COMPOSICIÓN DE LOS PRECIOS .....	12
5.3.	CONTRADICCIÓN EN LOS PRECIOS .....	12
5.4.	REVISION DEL PRESUPUESTO .....	13
5.5.	ACOPIO DE MATERIALES.....	13
5.6.	VALORACIÓN Y ABONOS DE LOS TRABAJOS.....	13
5.7.	PENALIZACIÓN .....	13
5.8.	SEGUROS.....	13
5.9.	CONDICIONES DE PAGO.....	13

## **1. INTRODUCCIÓN**

A la hora de fabricar este reductor y llevar este proyecto a cabo, han de establecerse ciertas condiciones para marcar los diferentes procesos de ejecución y materiales que se vayan a emplear. El objetivo es asegurar una correcta fabricación con la mejor calidad y fiabilidad posible para el producto.

En este documento se establecen las condiciones y especificaciones técnicas, legales, facultativas y económicas. Esto dividirá el anexo en cuatro partes principales. El pliego de condiciones técnicas reúne las diferentes condiciones en las que se ha de trabajar y las características de los elementos empleados, tanto los materiales en sí que componen el reductor como el material bruto que se ha de utilizar para la fabricación de algunos elementos. Por otra parte, el pliego de condiciones facultativas reúne el ámbito dentro del cual se ha de trabajar y especifica el rol que asume cada parte en la contrata de un proyecto. Se comenta el proceso a seguir a la hora de trabajar en condiciones de contrato y las diferentes etapas del trabajo. El pliego de condiciones legales establece la diferencia entre contratista, contrato y propietario y los derechos de los que disponen cada uno. Por último, el pliego de condiciones económicas reúne la capacidad y derechos de las partes para obtener beneficios a costa de su trabajo.

Al haberse realizado diferentes documentos con los que seguir el proceso de fabricación de este reductor de velocidades, existe, por normativa una jerarquía entre estos anexos para resolver cualquier posible discrepancia. Los cálculos realizados y los materiales a emplear se han de tomar del anexo de la memoria mientras que ante una discrepancia en las condiciones legales y técnicas prevalecerán aquellas expuestas en el pliego de condiciones. De manera lógica, el dimensionado de los distintos elementos se obtendrá del anexo de planos y el coste de la fabricación del reductor del anexo de presupuesto.

## **2. CONDICIONES FACULTATIVAS**

### **2.1. LA DIRECCIÓN TÉCNICA**

Se trata del cliente, tiene la habilidad de designar una Dirección de Proyecto Técnica con el fin de invertir en las cuestiones que resulten importantes siempre que el cliente se encuentre ausente y se hayan de tomar decisiones que puedan entrar en conflicto con los plazos o el ritmo al que se deba llevar a cabo el proyecto.

La dirección tiene la capacidad de tomar ciertas decisiones y ordenar al contratista cambios que se vayan a realizar en el proyecto., siempre que sea informe con antelación, así como variaciones en los plazos estipulados en el contrato siempre y cuando sea por razones que estén justificadas.

### **2.2. CONTRATISTA**

En este caerá la responsabilidad de la dirección general de proyecto. Será la persona encargada de realizar el reductor de velocidad y habrá sido directamente contratada por la empresa con este objetivo.

Se le permite pedir a la empresa una copia o un ejemplar del proyecto a realizar y, en el caso que este se haya perdido por una causa que este justificada o caso de rotura, esta parte tendrá que proporcionarle uno nuevo.

En el caso de que durante el desarrollo del proyecto surjan posibles dudas o problemas que dificulten su trabajo, este tendrá que dirigirse y transmitirlos a la Dirección Técnica general del cliente. Si, por el contrario, se ha producido algún error o la posibilidad de que haya algún fallo de interpretación en los planos, las nuevas instrucciones y órdenes que se hayan de realizar las comunicará el propietario directamente al contratista. El contratista recibe un escrito en el que se espera de él que lo firme haciéndose responsable y señalando su consciencia sobre las nuevas indicaciones.

El contratista tiene como deber proporcionar y acopiar los materiales y maquinaria necesarios para la realización del proyecto. En esto se incluye el material, la mano de obra y el equipo necesario.

Tendrá la posibilidad de contratar a su cargo un jefe de proyecto, este supervisará y evaluará junto con él las diferentes fases del proyecto y que se estén realizando las tareas acordes a las especificaciones y normativas redactadas en el contrato. en ausencia del contratista, siempre que sea por una causa que pueda justificarse, la responsabilidad recaerá sobre el jefe de proyecto.

El contratista dispondrá de un equipo de operarios a su cargo los cuales le ayudarán con el proyecto. Es responsabilidad de este la contratación de un equipo cualificado, con la documentación legal pertinente en regla y una forma de trabajar correcta respetando el equipo en uso y las medidas de seguridad estipuladas.

Este se encargará de realizar las visitas guiadas al Ingeniero técnico director por el taller durante el transcurso del proyecto. Además, se ha de poner a su plena disposición en el caso de que se precise de ensayos o recogida de datos para comprobación de mediciones.

### **2.3. PREPARACIÓN DEL MATERIAL**

Previo al comienzo de la fabricación de este reductor de velocidades se ha de realizar un acopio por el contratista con el fin de reunir los materiales y los equipos necesarios. Una vez obtenido todos los materiales se someterán a una comprobación y a un ajuste de los utillajes que se requieran para ajustarse a las tolerancias y especificaciones establecidas en el proyecto.

Durante este proceso, de igual manera que en el resto, se han de seguir las normas de higiene y seguridad.

### **2.4. COMIENZO Y RITMO DE LA FABRICACIÓN**

Previo a la fabricación se marcarán los plazos en el que se tendrá que realizar el proyecto. El encargado de la fabricación se responsabilizará de dar comienzo al proyecto cuando se haya establecido y tendrá que realizar un seguimiento del trabajo desarrollado para garantizar que las diferentes tareas de las que se constituye el

proyecto se completen en los plazos determinados. Consecuentemente, se deberá de realizar el trabajo completo dentro del plazo de entrega estipulado en el contrato. El proyecto se dividirá en tres fases diferentes, las cuales tendrán que ser controladas para asegurar que se toman las medidas pertinentes para la fabricación del proyecto. Las fases son las siguientes:

- Mecanizado y fabricación. En esta fase se han de fabricar desde el material bruto encargado para cada componente las diferentes partes que se deban mecanizar. Estas son los ejes, los engranajes, la carcasa del reductor y las tapas. Para la fabricación de cada uno de los componentes se ha realizado un cálculo minucioso para un correcto dimensionado. Estas dimensiones se encuentran en el anexo de planos del proyecto. Además, se ha realizado un estudio para conocer el precio aproximado de cada componente por lo que se deben fabricar acorde a las directrices estipuladas. Para realizar este trabajo se establece un plazo de trabajo de diez días.
- Hornos. En esta fase se han de tratar mediante procesos térmicos los diferentes componentes del reductor de velocidad para lograr los requisitos que han de cumplir. Para realizar este trabajo se establece un plazo de trabajo de cuatro días.
- Montaje y ensayos. En esta fase se realiza un ensamblaje del reductor, prestando especial atención para no dañar ningún componente. El mecanismo se someterá a diferentes ensayos para garantizar un funcionamiento óptimo. Para realizar este trabajo se establece un plazo de trabajo de tres días.

## **2.5. GARANTÍA**

Una vez fabricado el producto se establece un periodo de prueba destinado a la detección de fallos o deficiencias que imposibiliten o dificulten el funcionamiento del reductor o limite su vida útil.

Como se especifica más adelante en el apartado “4. *CONDICIONES LEGALES*” cualquier fallo o error cometido correrá a cargo del contratista, por lo que, si en esta fase, se detecta cualquier fallo, será el contratista el encargado de solucionarlo. Este periodo de prueba durará 90 días.

Para que el periodo de garantía se cumpla de manera legítima, no se han de realizar cambios en el reductor ni variaciones de funcionamiento. Se han de respetar las especificaciones y las instrucciones a seguir proporcionadas por el fabricante. En caso contrario, el periodo de garantía quedaría revocado y el contratista quedaría con la libertad de rechazar la responsabilidad de hacerse cargo de los fallos que puedan producirse.

## **2.6. RECEPCIÓN DEL PRODUCTO FINAL**

Una vez finalizado el periodo de prueba y el de garantía, y sin que se hayan producido ineficiencias en el funcionamiento o que se hayan solucionado las que hayan surgido a

lo largo de este periodo, ambas partes firmarán un acta de recepción definitiva. En este momento la responsabilidad pasa al propietario. Mientras que, al contratista se le devuelve la fianza anteriormente realizada.

### **3. CONDICIONES TÉCNICAS**

#### **3.1. CONDICIONES DE LOS MATERIALES**

Previamente a la fabricación del reductor se ha de hacer un estudio de los diferentes materiales empleados con el fin de conocer los requerimientos para la recepción del suministro y su almacenaje.

Para la realización del encargo se ha de realizar un contrato que reúna las diferentes características mecánicas, químicas y físicas del material de modo que puedan ser garantizadas por el suministrador. El material encargado deberá ser transportado directamente hasta el almacén por el técnico enviado por el proveedor. Este material se analizará de forma exhaustiva para comprobar que se cumplan las características establecidas antes de haberse realizado el encargo y que todas las propiedades son las acordadas.

Para todos los envíos y recibos se ha de especificar la siguiente información mínima:

- Nombre del suministrador y domicilio.
- Tipo de producto y su identificación.
- Referencias, de manera correcta, de las normativas empleadas para su obtención y transporte.
- Garantía del personal autorizado.

##### **3.1.1. ENGRANAJES**

En la fabricación de los engranajes se ha utilizado un acero templado y revenido para ambas etapas, el 42CrMo4 según la UNE-EN 10027-1:2017

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero templado y revenido	42CrMo4	1120	1040	321

Previamente a su uso en la fabricación de los componentes, el material se ha de someter a un control exhaustivo para confirmar que cumple con las características específicas de dicho acero.

##### **3.1.2. EJES**

En la fabricación de los ejes se ha utilizado un material que proporcione una alta resistencia a los ejes, el 34NiCrMo6 según la UNE:EN 10027-1:2017 ya que ha de cumplir con unas necesidades de funcionamiento requeridas para su resistencia y durabilidad.

Acero	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Límite de rotura Su (MPa)	Límite elástico Sy (MPa)	Dureza Brinell
34NiCrMo6	7800	1300	860	401

Para poder conseguir dicho tratamiento térmico el acero se ha de fundir a temperaturas de entre 900 y 1150 °C. Previamente a su uso en la fabricación de los componentes, el material se ha de someter a un control exhaustivo para confirmar que cumple con las características específicas de dicho acero.

### 3.1.3. CARCASA Y TAPAS

Se ha empleado el mismo material para la fabricación de las tapas del eje de entrada y de salida y de la carcasa del reductor. El material consiste en un tipo de fundición gris, EN-GJL 250 de acuerdo con la norma ENE-EN 1561:2012.

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )
Fundición gris	EN-GJL 250	250-350	165-228	180-220	7200

Previamente a su uso en la fabricación de los componentes, el material se ha de someter a un control exhaustivo para confirmar que cumple con las características específicas de dicho acero.

## 3.2. CONDICIONES DE CALIDAD

### 3.2.1. ENGRANAJES

En estos controles de calidad se prestará especial atención a ciertos aspectos que afectarían enormemente al funcionamiento de este componente. Un engranaje con defectos puede generar fuertes ruidos y vibraciones inesperadas al funcionar y esto provocará un desgaste prematuro en el componente.

- Espesor de dientes.
- Paso de dientes.
- Dirección de la cara interior del diente.
- Dimensiones del chavetero mecanizado.
- Paralelismo en las caras del taladrado.

### 3.2.2. EJES

Los controles de calidad realizados sobre los ejes se realizan, al igual que para los engranajes, con el objetivo de determinar si la pieza es defectuosa o no y si cumple las tolerancias especificadas. Un uso incorrecto del torno durante su mecanizado puede generar imperfecciones como formas de curva en el eje, conicidad o abombamientos. Durante el control realizado se ha de utilizar diferentes calibres de precisión para la verificación de ciertas medidas y estos deben de usarse con extrema precaución.

- Manejo cuidadoso evitando golpes y desajustes.

- La persona encargada del uso de los aparatos debe conocer el alcance y funcionamiento de este.
- Se debe guardar la proporción de exactitud.
- Se debe mantener la zona de trabajo libre de suciedad ya que esta puede interferir con las mediciones.

### **3.2.3. CARCASA Y TAPAS**

El control de calidad de la carcasa se enfoca principalmente en la corrección de las dimensiones estipuladas y determinar si se han producido o no grietas durante su fabricación o transporte. Una carcasa agrietada no concede una correcta estanqueidad y produciría fugas de lubricante lo que causaría un desgaste rápido de los componentes.

### **3.2.4. COMPONENTES NORMALIZADOS**

Los componentes normalizados no dependen de una fabricación propia a la que se le pueda someter ciertos controles de calidad, sino que se reciben de diversos fabricantes y distribuidores. Para cerciorarse de que los elementos se han fabricado y enviado de acuerdo con las normas a las cuales se han referido durante su proceso de fabricación, se ha de pedir al fabricante mediante certificados que garantice las piezas encargadas.

### **3.3. CONDICIONES DE ENSAMBLAJE Y COMPROBACIÓN**

Una vez ya se hayan fabricado los diferentes componentes de acuerdo con las dimensiones y características estipuladas en el proyecto, se procederá a realizar una comprobación individual con el objetivo de identificar posibles errores o imperfecciones que puedan mostrar.

El ensamblaje del reductor ha de ser lo más sencillo posible por diversas razones. Lo más importante es la seguridad del operario encargado de realizar dicho ensamblaje. Por otra parte, el montaje debe garantizar un acople de las piezas sin que exista la posibilidad de dañarlas.

Se procederá a realizar un ensamblaje de las piezas y se realizaran diferentes ensayos en los que se le someterá al reductor a una serie de condiciones de funcionamiento con el fin de garantizar su funcionamiento bajo las condiciones demandadas.

### **3.4. CONDICIONES DE TRANSPORTE**

Tras realizar este último paso se procederá desmontando el reductor de velocidades y su embalado por piezas individuales protegiendo cada componente de manera correcta para su transporte. Se hará uso de poliestireno expandido y cajas de cartón con el fin de evitar posibles golpes durante su transporte o protegerlos de estos. Una vez realizada la entrega, un operario se dispondrá de nuevo al ensamblaje y la puesta a punto del mecanismo.

### **3.5. CONDICIONES DE SEGURIDAD Y GARANTÍA**

Este apartado comenta las diferentes medidas que se han de tomar para garantizar un ambiente seguro para los trabajadores y el reductor de velocidades. Se ha de

concienciar al equipo encargado del diseño, de su instalación y del manejo y mantenimiento del reductor.

#### **3.5.1. MEDIDAS INFLAMABILIDAD**

Durante el funcionamiento del lubricante puede generarse riesgo de inflamación o explosión. El reductor de velocidades contiene aceite que puede generar vapores o nieblas inflamables por lo que es peligroso manejar componentes incandescentes próximos a este.

En caso de sobrecalentamiento o incendio, el reductor de velocidad está compuesto por ciertos materiales que pueden generar humo o descomponerse a muy altas temperaturas. Se ha de evitar la inhalación de dichos humos y una correcta recogida del residuo restante con los equipos de protección necesarios.

#### **3.5.2. MEDIDAS PROTECTORAS**

Los elementos giratorios y salientes han de ser protegidos con el fin de prevenir posibles riesgos ante el contacto físico de los operarios ya que podrían causar graves lesiones. Deben emplearse estructuras rígidas que cubran correctamente estos acoplamientos.

#### **3.5.3. MEDIDAS DEL LUBRICANTE**

Previamente al manejo del lubricante se ha de prestar atención a las instrucciones de uso ya que el contacto con este puede ser dañino para la piel. Además, un mal uso de un compuesto peligroso (atención a las etiquetas) podría generar averías mecánicas y en los peores casos una lesión personal grave al operario.

#### **3.5.4. SUPERFICIES DEL REDUCTOR**

Durante su vida de trabajo el reductor de velocidad puede llegar a sobrecalentarse por un uso crítico. Las operaciones que se tengan que realizar en su proximidad deben de llevarse a cabo de manera segura y evitar cualquier contacto con las superficies ya que muy altas temperaturas provocarían quemaduras cutáneas.

Estas altas temperaturas se transfieren de manera directa al lubricante que en caso de manipular el reductor, ya sea por mantenimiento o por requerimientos de servicio, se ha de dejar reposar con el fin de disminuir las temperaturas críticas.

#### **3.5.5. MEDIDAS DE INSTALACION Y ALMACENAJE**

En el caso de que se deba almacenar el equipo durante un plazo de seis meses o superior previo a su instalación, se han de consultar las medidas de conservación necesarias con el fabricante.

Para manejar los componentes se precisa el uso de guantes y deben de protegerse con un envoltorio adecuado que preserve los componentes externos y los materiales de los cuales están compuestos.

Una vez finalizado el plazo de almacenaje se ha de contactar con el fabricante para conocer los requerimientos de la puesta en marcha y la instalación y la puesta a punto debe realizarse por personal cualificado.



Durante la vida de uso del reductor de velocidades se ha de prestar atención al manual del fabricante. Estar atento a un correcto uso y mantenimiento del mecanismo y utilizar herramientas y componentes que se adecúen a este antes de realizar cualquier modificación.

## **4. CONDICIONES LEGALES**

### **4.1. EL CONTRATISTA**

Responsable de llevar a cabo el trabajo con las condiciones establecidas previamente en el contrato y documentos expuestos en el proyecto, excluyendo la memoria. Este tendrá la obligación de llevar a cabo de nuevo cualquier error cometido durante el desarrollo del proyecto, aunque este haya sido abonado con anterioridad.

Cuando ocurran accidentes en los que algún operario se vea afectado, siempre y cuando, esto suceda durante los trabajos necesarios estipulados a la hora de realizar el proyecto, el contratista se considera el único responsable del incumplimiento sin que la propiedad de la responsabilidad pueda verse afectada. El contratista está obligado, siempre, a tomar todas las medidas que se vean necesarias y se hayan relatado con anterioridad en el contrato con el objetivo de evitar, en la medida de lo posible, cualquier accidente que pueda ocasionar daños a los propios operarios o a terceros.

En caso de accidente o falta tanto en un taller propio como en un taller ajeno que haya sucedido a causa de la falta de experiencia, descuido o falta de formación, la responsabilidad recaerá sobre el contratista. Este deberá abonar cualquier indemnización.

### **4.2. EL CONTRATO**

El precio se da por unidad de proyecto y este quedará establecido previamente por el presupuesto.

El contrato goza de validez tanto verbal como por escrito pero ambas partes están en su derecho de solicitar que quede todo por escrito.

El contrato queda subdividido y pueden revocarse individualmente ciertas partes sin que afecte de ningún modo a las demás. Esto puede suceder por las razones expuestas a continuación:

- Alteraciones sobre el proyecto de gran calibre que, desde el punto de vista del Ingeniero Técnico Director, o tal modificación suponga, al menos, un 40% del presupuesto estipulado.
- Alteraciones que supongan como mínimo un 40% de alguna/s unidad/es del proyecto.
- La suspensión de una fabricación ya iniciada, en este caso, la fianza se devolverá de manera automática.
- No comenzar los trabajos dentro de los rangos de tiempo establecidos en las condiciones del proyecto.

- No lograr realizar el trabajo antes de la fecha límite.
- Incumplimiento de condiciones de trabajo.
- Abandono, sin una causa que lo justifique, de la fabricación del proyecto.

### **4.3. SUBCONTRATACIONES**

El subcontratista se considera responsable de su producción, siempre y cuando, se le remitan los documentos pertinentes. Del mismo modo que el contratista, este debe respetar, siempre, tanto el pliego de condiciones como las normativas vigentes en este documento.

El contratista debe ser informado por este cuando se vaya a realizar una subcontrata a terceros. La tercera subcontrata debe aplicarse lo estipulado durante este punto en relación con la segunda.

Es responsabilidad del subcontratista el correcto embalaje y el envío de las piezas y la garantía de que lleguen en perfecto estado.

## **5. CONDICIONES ECONÓMICAS**

Todas las partes involucradas en la fabricación del proyecto gozan del derecho de recibir una compensación económica por el trabajo desempeñado contractualmente establecida.

Estos pueden exigir el pago estipulado en los plazos que queden reflejados en el contrato.

### **5.1. FIANZA**

Es un 6% del coste del proyecto y se ha de realizar el ingreso por parte del contratista como garantía de que se va a llevar a cabo el proyecto. Se realiza en forma de aval.

Una vez se ha firmado el acta en la que consta la recepción del reductor, el contratista recibirá de vuelta la fianza en un plazo que no deberá de exceder de los 30 días. La propiedad, tendrá el derecho de acreditación de la liquidación y el finiquito de las deudas creadas durante el desarrollo del proyecto, por parte del contratista.

### **5.2. COMPOSICIÓN DE LOS PRECIOS**

Por el precio de contrata se entiende como aquel precio que engloba el coste total de la fabricación del proyecto, al cual se le debe añadir el porcentaje achacado al beneficio industrial que recibirá el contratista. Por norma general este valor es estimado, salvo que se estipule de manera diferente, como un 23% del coste de contrata.

### **5.3. CONTRADICCIÓN EN LOS PRECIOS**

Esto sucede cuando el Ingeniero Técnico director decide realizar pequeñas modificaciones durante el transcurso del proyecto debido a posibles circunstancias no previstas. Esta variación producirá una variación en el coste final la cual no ha de exceder de un 1.5% del precio original. El contratista estará obligado a realizar los cambios demandados por el ingeniero.

#### **5.4. REVISION DEL PRESUPUESTO**

No se admiten revisiones del presupuesto cuando se produce un montante superior al 3% del coste de las tareas restantes desde la fecha en la que se realiza hasta el momento en el que se ha de finalizar el trabajo. En caso de que este valor se supere se tendrá que realizar una correspondiente revisión de acuerdo con la ley establecida en el Boletín Oficial del Estado 311 realizado el 29 de diciembre de 1970. En este caso recibirá, la parte del contratista, la diferencia resultante entre el aumento obtenido y el 3% por variación del IPC.

#### **5.5. ACOPIO DE MATERIALES**

El Contratista tendrá que realizar por obligación la contratación del material o aparatos que hayan quedado estipulados por escrito. Una vez se haya abonado este material por el propietario pasarán a ser propiedad exclusiva de esta parte, sin embargo, la conservación y el almacenaje de estos quedarán a cargo del contratista.

#### **5.6. VALORACIÓN Y ABONOS DE LOS TRABAJOS**

El Propietario es el encargado de efectuar los diferentes pagos dentro de los plazos ya instaurados en el contrato y el importe a pagar debe corresponder con el establecido en las certificaciones de trabajo realizadas por el Ingeniero Técnico Director.

#### **5.7. PENALIZACIÓN**

Se pueden diferenciar dos tipos de penalizaciones:

- El no cumplimiento de un contrato,
- Que haya una demora en los tiempos de pago,

El segundo caso es causado por el Propietario. Si se produce una demora en la efectucción de los pagos por el trabajo realizado y el Propietario no lo efectúa el siguiente mes, el Contratista tendrá el derecho de exigir una cantidad del 4,5% anual abonada. Si esta situación se prolongase durante más meses, el segundo mes el contratista tendrá el derecho a la resolución de dicho contrato. Tendrá el derecho de proceder a la liquidación del proyecto ya realizado y material siempre que no se exceda del material necesario para la terminación de este, y se encuentren en condiciones de trabajo correctas.

Si no se cumple el contrato se llevará a cabo una rescisión de este.

#### **5.8. SEGUROS**

Existe la obligación de la contrata de realizar un seguro con el objetivo de garantizar posibles daños de la maquinaria, personal y/o instalaciones que estén expuestas o no al desarrollo del proyecto.

#### **5.9. CONDICIONES DE PAGO**

Desglose de las cantidades de pago durante el servicio:

- 25% del total al inicio del Proyecto.
- 30% del total en la primera certificación.
- 55% del total en la segunda certificación.

- 15% del total incluyendo la fianza al finalizar el periodo de garantía.



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 36,1 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2850 Nm**

---

## **ANEXO PRESUPUESTO**

# Contenido

.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	4
2. EJES.....	4
2.1. EJE DE ENTRADA.....	4
2.1.2. MATERIAL BRUTO.....	4
2.1.2. MECANIZADO.....	4
2.1.3. COSTE TOTAL.....	4
2.2. EJE INTERMEDIO.....	5
2.2.1. MATERIAL BRUTO.....	5
2.2.2. MECANIZADO.....	5
2.2.3. COSTE TOTAL.....	5
2.3. EJE DE SALIDA.....	5
2.3.1. MATERIAL BRUTO.....	5
2.3.2. MECANIZADO.....	5
2.3.3. COTE TOTAL.....	5
3. ENGRANAJES.....	6
3.1. PIÑÓN PRIMERA ETAPA.....	6
3.1.1. MATERIAL BRUTO.....	6
3.1.2. MECANIZADO.....	6
3.1.3. COSTE TOTAL.....	6
3.2. RUEDA PRIMERA ETAPA.....	6
3.2.1. MATERIAL BRUTO.....	6
3.2.2. MECANIZADO.....	6
3.2.3. COSTE TOTAL.....	7
3.3. PIÑÓN SEGUNDA ETAPA.....	7
3.3.1. MATERIAL BRUTO.....	7
3.3.2. MECANIZADO.....	7
3.3.3. COSTE TOTAL.....	7
3.4. RUEDA SEGUNDA ETAPA.....	7
3.4.1. MATERIAL BRUTO.....	7
3.4.2. MECANIZADO.....	8
3.4.3. COSTE TOTAL.....	8
4. CARCASA.....	8
4.1. MATERIAL BRUTO.....	8
4.2. CONFORMADO.....	8

4.3.	MECANIZADO .....	8
4.4.	COSTE TOTAL.....	9
5.	TAPAS .....	9
5.1.	TAPA EJE DE ENTRADA .....	9
5.1.1.	MATERIAL BRUTO.....	9
5.1.2.	MECANIZADO .....	9
5.1.3.	COSTE TOTAL.....	9
5.2.	TAPA EJE DE SALIDA .....	9
5.2.1.	MATERIAL BRUTO.....	9
5.2.2.	MECANIZADO .....	10
5.2.3.	COSTE TOTAL.....	10
6.	COMPONENTES NORMALIZADOS .....	11
7.	PRECIO TOTAL DEL REDUCTOR.....	12
8.	VALORACIÓN FINAL.....	12

## 1. INTRODUCCIÓN

Una vez acabado el cálculo de diseño y se conocen los componentes a utilizar se comienza a elegir entre estos cuáles ofrecen un mejor funcionamiento con un precio competitivo. Para la selección de los componentes se han revisado diversos catálogos, fabricantes y distribuidores con el fin de conseguir el mejor precio. Además, se ha intentado conseguir el precio más actual posible para acercar el precio final al precio real del reductor.

El diseño de ciertos componentes no permite la compra de unos normalizados, por lo que es necesario fabricarlos. Estas partes del reductor se fabricarán a partir de material bruto y mediante ciertas operaciones, ya sean mecanizados o conformados, se obtendrá el producto final a utilizar.

Este apartado se ha dividido por componentes, por lo que tendremos cinco subapartados (ejes, engranajes, carcasa, tapas de los ejes y los componentes normalizados).

Una vez comentado todos los componentes y el coste se realizará un resumen del coste total del reductor de velocidades.

## 2. EJES

### 2.1. EJE DE ENTRADA

#### 2.1.2. MATERIAL BRUTO

Material en bruto			
Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste Total (€)
42NiCrMo6	1,47	2,43	€ 3,57

#### 2.1.2. MECANIZADO

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste Total (€)
Cilindrado exterior	0,09	25,83	€ 2,32
Refrentado	0,61	25,83	€ 15,76
Ranurados	0,17	25,83	€ 4,39
Fresado (Chaveteros)	0,37	25,83	€ 9,56
		<b>TOTAL</b>	€ 32,03

#### 2.1.3. COSTE TOTAL

Coste Total Eje de Entrada	
Material	€ 3,57
Mecanizados	€ 32,03
<b>TOTAL</b>	<b>€ 35,60</b>



## 2.2. EJE INTERMEDIO

### 2.2.1. MATERIAL BRUTO

Material en bruto			
Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste Total (€)
34CrNiMo6	3,91	2,64	€ 10,32

### 2.2.2. MECANIZADO

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste Total (€)
Cilindrado exterior	1,24	25,83	€ 32,03
Refrentado	0,64	25,83	€ 16,53
Ranurados	0,19	25,83	€ 4,91
Fresado (Chaveteros)	0,38	25,83	€ 9,82
		<b>TOTAL</b>	€ 63,28

### 2.2.3. COSTE TOTAL

Coste Total Eje Intermedio	
Material	€ 10,32
Mecanizados	€ 63,28
<b>TOTAL</b>	<b>€ 73,61</b>

## 2.3. EJE DE SALIDA

### 2.3.1. MATERIAL BRUTO

Material en bruto			
Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste Total (€)
34CrNiMo6	14,03	2,64	€ 37,04

### 2.3.2. MECANIZADO

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste Total (€)
Cilindrado exterior	0,15	25,83	€ 3,87
Refrentado	1,83	25,83	€ 47,27
Ranurados	0,21	25,83	€ 5,42
Fresado (Chaveteros)	0,42	25,83	€ 10,85
		<b>TOTAL</b>	€ 67,42

### 2.3.3. COSTE TOTAL

Coste Total Eje de Salida	
Material	€ 37,04
Mecanizados	€ 67,42
<b>TOTAL</b>	<b>€ 104,46</b>

### 3. ENGRANAJES

#### 3.1. PIÑÓN PRIMERA ETAPA

##### 3.1.1. MATERIAL BRUTO

Material en bruto			
Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste Total (€)
42CrMo4	1,78	3,52	€ 6,27

##### 3.1.2. MECANIZADO

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste Total (€)
Cilindrado exterior	0,24	25,83	€ 6,20
Cilindrado interior	0,4	25,83	€ 10,33
Refrentado	0,48	25,83	€ 12,40
Fresado dientes	0,92	25,83	€ 23,76
Fresado (Chaveteros)	0,09	25,83	€ 2,32
		<b>TOTAL</b>	€ 55,02

##### 3.1.3. COSTE TOTAL

Coste Total Piñón Primera Etapa	
Material	€ 6,27
Mecanizados	€ 55,02
<b>TOTAL</b>	<b>€ 61,28</b>

#### 3.2. RUEDA PRIMERA ETAPA

##### 3.2.1. MATERIAL BRUTO

Material en bruto			
Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste Total (€)
42CrMo4	19,27	3,52	€ 67,83

##### 3.2.2. MECANIZADO

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste Total (€)
Cilindrado exterior	0,16	25,83	€ 4,13
Cilindrado interior	0,29	25,83	€ 7,49
Refrentado	1,32	25,83	€ 34,10
Taladrado	0,21	25,83	€ 5,42
Fresado dientes	1,92	18,2	€ 34,94
Fresado interior	2,23	25,83	€ 57,60
Fresado (Chaveteros)	0,38	25,83	€ 9,82
		<b>TOTAL</b>	€ 153,50

### 3.2.3. COSTE TOTAL

Coste Total Rueda Primera Etapa	
Material	€ 67,83
Mecanizados	€ 153,50
<b>TOTAL</b>	<b>€ 221,33</b>

## 3.3. PIÑÓN SEGUNDA ETAPA

### 3.3.1. MATERIAL BRUTO

Material en bruto			
Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste Total (€)
42CrMo4	4,82	3,52	€ 16,97

### 3.3.2. MECANIZADO

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste Total (€)
Cilindrado exterior	0,16	25,83	€ 4,13
Cilindrado interior	0,29	25,83	€ 7,49
Refrentado	1,32	25,83	€ 34,10
Fresado dientes	1,92	25,83	€ 49,59
Fresado (Chaveteros)	0,38	25,83	€ 9,82
		<b>TOTAL</b>	<b>€ 105,13</b>

### 3.3.3. COSTE TOTAL

Coste Total Piñón Segunda Etapa	
Material	€ 16,97
Mecanizados	€ 105,13
<b>TOTAL</b>	<b>€ 122,09</b>

## 3.4. RUEDA SEGUNDA ETAPA

### 3.4.1. MATERIAL BRUTO

Material en bruto			
Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste Total (€)
42CrMo4	41,37	3,52	€ 145,62

### 3.4.2. MECANIZADO

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste Total (€)
Cilindrado exterior	0,32	25,83	€ 8,27
Cilindrado interior	0,43	25,83	€ 11,11
Refrentado	2,09	25,83	€ 53,98
Taladrado	0,31	18,2	€ 5,64
Fresado dientes	2,72	25,83	€ 70,26
Fresado interior	3,28	25,83	€ 84,72
Fresado (Chaveteros)	0,17	25,83	€ 4,39
		<b>TOTAL</b>	€ 238,37

### 3.4.3. COSTE TOTAL

Coste Total Rueda Segunda Etapa	
Material	€ 145,62
Mecanizados	€ 238,37
<b>TOTAL</b>	<b>€ 383,99</b>

## 4. CARCASA

### 4.1. MATERIAL BRUTO

Material en bruto			
Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste Total (€)
EN-GJL 250	28,12	1,75	€ 49,21

### 4.2. CONFORMADO

Conformado por Moldeo	
Operaciones	Coste (€)
Fabricación del molde	€ 2.325,00
Desmoldado y desbarbado	€ 83,00
<b>TOTAL</b>	<b>€ 2.408,00</b>

### 4.3. MECANIZADO

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste Total (€)
Fresado	2,03	25,83	€ 52,43
Taladrado	1,55	18,2	€ 28,21
		<b>TOTAL</b>	€ 80,64

#### 4.4. COSTE TOTAL

Coste Total Carcasa	
Material	€ 49,21
Procesos de Conformado	€ 2.408,00
Procesos de Mecanizado	€ 80,64
<b>TOTAL</b>	<b>€ 2.537,85</b>

#### 5. TAPAS

##### 5.1. TAPA EJE DE ENTRADA

###### 5.1.1. MATERIAL BRUTO

Material en bruto			
Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste Total (€)
34CrNiMo6	0,92	0,98	€ 0,90

###### 5.1.2. MECANIZADO

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste Total (€)
Refrentado cara	0,12	25,83	€ 3,10
Cilindrados interiores	0,56	25,83	€ 14,46
Taladrado	0,23	25,83	€ 5,94
		<b>TOTAL</b>	<b>€ 23,51</b>

###### 5.1.3. COSTE TOTAL

Coste Total Tapa Eje de Entrada	
Material	€ 0,90
Mecanizados	€ 23,51
<b>TOTAL</b>	<b>€ 24,41</b>

##### 5.2. TAPA EJE DE SALIDA

###### 5.2.1. MATERIAL BRUTO

Material en bruto			
Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste Total (€)
34CrNiMo6	2,7	0,98	€ 2,65

### 5.2.2. MECANIZADO

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste Total (€)
Refrentado cara	0,14	25,83	€ 3,62
Cilindrados interiores	0,61	25,83	€ 15,76
Taladrado	0,25	25,83	€ 6,46
		<b>TOTAL</b>	€ 25,83

### 5.2.3. COSTE TOTAL

Coste Total Tapa Eje de Salida	
Material	€ 2,65
Mecanizados	€ 25,83
<b>TOTAL</b>	<b>€ 28,48</b>

## 6. COMPONENTES NORMALIZADOS

Componentes Normalizados			
Descripción	Cantidad	Coste unitario	Total
Rodamientos			
30205	1	16,1	16,10 €
30204	1	19,86	19,86 €
30209	2	40,83	81,66 €
JM 714249/210	1	109,28	109,28 €
33014	1	58,59	58,59 €
Chavetas			
31,25 x 8 x 7 mm	2	1,53	3,06 €
56,25 x 14 x 9 mm	2	1,92	3,84 €
93,75 x 2 x 12 mm	2	2,12	4,24 €
Anillos de Seguridad			
DSH-20	1	0,43	0,43 €
DSH-25	1	0,54	0,54 €
DSH-40	2	0,58	1,16 €
DSH-45	1	0,71	0,71 €
DSH-70	1	0,82	0,82 €
DSH-75	1	0,91	0,91 €
Sellos			
25x45x10 HMS5-RG	1	4,17	4,17 €
75x95x10 HMS5-RG	1	7,25	7,25 €
Casquillos			
Casquillo del eje de entrada	1	0,12	0,12 €
Casquillo del eje intermedio	2	0,14	0,28 €
Casquillo del eje de salida	1	0,15	0,15 €
Tornillos			
Cabeza hexagonal M6x1x20	6	0,1	0,60 €
Cabeza hexagonal M6x1x30	35	0,15	5,25 €
Tuercas			
Hexagonal M6x1	28	0,11	3,08 €
Visor de nivel			
GN 743.1 M14x1.5	1	12,95	12,95 €
Tapones			
28022-33018	1	1,31	1,31 €
28024-201415	1	1,64	1,64 €
Juntas Estanqueidad			
Carcasa	1	5,25	5,25 €
Tapas	2	2,15	4,30 €
Pintura			
Esmalte Titan 841 4L	1	115	115,00 €
Aceite			
ISO VG 680 - 20L	1	104	104,00 €
<b>COSTE TOTAL</b>			<b>566,55 €</b>

## 7. PRECIO TOTAL DEL REDUCTOR

COSTE TOTAL DE FABRICACIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDADES	
EJES	213,66 €
ENGRANAJES	788,70 €
CARCASA	2.537,85 €
TAPAS	52,88 €
ELEMENTOS NORMALIZADOS	566,55 €
<b>TOTAL</b>	<b>4.159,66 €</b>

## 8. VALORACIÓN FINAL

VALORACIÓN FINAL	
CONCEPTO	PRECIO
Coste total neto	4.159,66 €
Gastos generales (13%)	540,76 €
Beneficio industrial (25%)	1.039,91 €
Total	5.740,32 €
IVA (21%)	1.205,47 €
<b>PRECIO FINAL</b>	<b>6.945,79 €</b>

*El precio al cual se venderá este reductor de velocidad será de “SEIS MIL NOVECIENTOS CUARENTA Y CINCO EUROS CON SETENTA Y NUEVE CÉNTIMOS”*