



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Universitat Politècnica de València

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
con relación de transmisión 20,7 y par máximo a
la salida de 2770 Nm.

Design and calculation of a speed reducer with a
transmission ratio of 20,7 and a maximum
torque at the output of 2770 Nm.

Disseny i càlcul d'un reductor de velocitat amb
relació de transmissió 20,7 i parell màxim a
l'eixida de 2770 Nm.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Borja Cantero Trullenque

Tutor: José Enrique Tarancón Caro

Curso: 2020-2021

ÍNDICE TFG

1. Memoria
2. Pliego de condiciones
3. Cálculos
4. Presupuesto
5. Tablas
6. Planos



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Universitat Politècnica de València

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
con relación de transmisión 20,7 y par máximo a
la salida de 2770 Nm.

MEMORIA

ÍNDICE MEMORIA

1. Objeto.....	6
2. Estudio de necesidades	7
2.1. Necesidades de par y velocidad.....	7
2.2. Condiciones de trabajo y temperatura	7
2.3. Condiciones de mantenimiento y sustitución	7
2.4. Condiciones de diseño y precio	7
3. Soluciones alternativas.....	8
3.1. Transmisión por rozamiento, correas	8
3.1.1. Correas planas	8
3.1.2. Correas trapezoidales	8
3.2. Transmisiones flexibles por engrane.....	9
3.2.1. Cadenas	9
3.2.2. Correas dentadas o síncronas	9
3.3. Transmisiones por contacto directo, engranajes.....	9
3.3.1. Tipos de transmisiones	10
4. Solución adoptada.....	11
4.1. Descripción general del reductor.....	11
4.2. Descripción de los engranajes	12
4.2.1. Etapa 1	13
4.2.2. Etapa 2.....	13
4.3. Descripción de los ejes	14
4.3.1. Eje de entrada.....	14
4.3.2. Eje intermedio	14
4.3.3. Eje de salida.....	15
4.4. Descripción de la carcasa	15
4.5. Descripción de las tapas	16
4.6. Descripción de los elementos normalizados	16
4.6.1. Descripción de las chavetas.....	16
4.6.2. Descripción de los rodamientos	17

4.6.3.	Descripción de los casquillos separadores	18
4.6.4.	Descripción de los anillos de seguridad	18
4.6.5.	Descripción de los retenes.....	19
4.6.6.	Descripción de tapones de llenado y vaciado	19
4.6.7.	Descripción del visor de nivel.....	20

1. Objeto

El objeto de este proyecto es el diseño y cálculo de un reductor de velocidad genérico de dos etapas destinado para uso industrial. Los reductores de velocidad son sistemas de engranajes que permiten que los motores eléctricos, de combustión u otros, funcionen a diferentes velocidades y pares para los que fueron diseñados.

En nuestro caso el reductor está accionado mediante un motor eléctrico con una velocidad de entrada de 1400 rpm. Deberá tener una relación de transmisión total de $i=20,7$ y un par a la salida de 2770 Nm.

2. Estudio de necesidades

2.1. Necesidades de par y velocidad

Este reductor se ha diseñado específicamente para aumentar el par y reducir la velocidad de giro a la salida, con la menor pérdida de potencia posible. En el anexo de cálculos podremos comprobar como nuestro reductor pasa de tener una velocidad de entrada de 1400 rpm a 67,9232 rpm a la salida, y de tener un par a la entrada de 134,39 Nm, a tener un par a la salida de 2770 Nm.

2.2. Condiciones de trabajo y temperatura

El motor eléctrico, es decir, la maquina motriz acoplada al eje de entrada estará sometido a choques moderados, mientras que la maquina arrastrada estará sometida a choques ligeros.

El reductor de velocidad trabajara en condiciones normales, es decir, unas temperaturas que oscilaran entre los 20°C y los 30°C.

2.3. Condiciones de mantenimiento y sustitución

Cada 45.000 horas de trabajo serán revisados y sustituidos, los rodamientos que lo necesiten. Por otro lado, el lubricante se deberá sustituir cada 3.000 horas de funcionamiento. Se aconseja revisar el nivel de aceite periódicamente.

2.4. Condiciones de diseño y precio

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

- Dimensiones: Debido que se trata de un mecanismo que va conectado a otros elementos de maquinaria, cuanto más compacto y menos espacio ocupe, mejores ventajas ofrecerá al consumidor.
- Precisión: Es necesario conseguir una transmisión uniforme y minimizar las vibraciones.
- Precio: Al reducir el tamaño de los componentes, se reducen así los costes de estos. Pero sin descuidar la fiabilidad de dichos componentes.

3. Soluciones alternativas

Para satisfacer las necesidades de velocidad y par de la maquina arrastrada, suele ser necesario el uso de elementos de transmisión. Estos elementos son capaces de adecuar las características de los motores, cuando éstos no son capaces de adaptarse por sí solos. Existen muchos tipos de mecanismos que pueden solucionar este problema:

3.1. Transmisión por rozamiento, correas

Este tipo de transmisiones se realiza mediante fricción y debido a que la unión entre ejes no es rígida, sino flexible, se producen perdidas por deformación. No tiene una relación de velocidades exacta y depende de la potencia que se transmite, ya que, existe un deslizamiento entre correa y polea. Una de las ventajas de estas transmisiones es su reducido coste, así como un funcionamiento silencioso gracias a una absorción elástica de los choques. Por el contrario, encontramos varias desventajas tales como que la vida de la correa está limitada o que la relación de transmisión es inexacta.

Ahora vamos a estudiar los dos tipos mayoritarios de correas que existen:

3.1.1. Correas planas

Se emplean entre arboles paralelos y cruzados cuando la distancia entre ejes es excesiva. También se utilizan para velocidades altas de trabajo. Las relaciones de transmisión en general suelen ser $i \leq 7$, pero con velocidades reducidas y utilizando rodillos tensores puede alcanzar una $i=15$. Su rendimiento está entorno al 85%.

3.1.2. Correas trapezoidales

Por otro lado, las correas trapezoidales poseen una relación de transmisión hasta tres veces mayor que las correas planas para una misma fuerza y presión. Arrancan con más suavidad y no tienen prácticamente deslizamiento. Llegan a conseguir un 98% de rendimiento, el cual bajará si no se comprueba la tensión de la correa periódicamente.

3.2. Transmisiones flexibles por engrane

3.2.1. Cadenas

Consiste en la unión de dos o más ruedas o piñones por medio de una cadena. Se utiliza entre arboles paralelos ya que es capaz de transmitir mayores fuerzas con menor distancia entre ejes. Las relaciones de transmisión en general suelen ser $i \leq 7$, pero con velocidades reducidas puede alcanzar una $i=10$. En cuanto al rendimiento suele estar entre un 97% y 98%.

Ventajas

- Relación de transmisión constante.
- Coste menos que el de los engranajes.
- Se pueden accionar más de dos ruedas a la vez.

Desventajas

- Limitaciones de potencia y velocidad.
- Ocupan mucho espacio.
- Necesitan lubricación.
- No trabajan elásticamente.
- Mas caras que las correas.
- Vida limitada.

3.2.2. Correas dentadas o síncronas

Este tipo de correas son capaces de conseguir ventajas similares a la de las cadenas, pero deshaciéndose de los problemas de lubricación y trabajando a velocidades más altas. Las únicas desventajas con respecto a las cadenas es que necesitan más espacio, hacen más ruido y son menos adecuadas para cargas de impacto. Alcanzan un rendimiento del 98% y pueden trabajar hasta con temperaturas de 80°C.

3.3. Transmisiones por contacto directo, engranajes.

Es el tipo de transmisión más utilizado, puesto que su rango de velocidades, relaciones de transmisión, potencia y pares es muy amplio.

Ventajas

- Relación de transmisión constante e independiente a la carga.
- Elevada fiabilidad y duración.
- Capacidad para soportar sobrecargas.
- Menor mantenimiento.
- Más compacto.

Desventajas

- Coste elevado.
- Transmisión rígida, necesita de componentes elásticos para absorber los choques.
- Generación de ruidos.

3.3.1. Tipos de transmisiones

- **Engranajes cilíndricos:** Este tipo de engranajes se utiliza en arboles paralelos, consiguiendo una relación de transmisión por etapa de hasta $i=8$. Encontramos dos tipos, con dientes rectos o dientes helicoidales. La ventaja de los engranajes cilíndricos con dientes helicoidales es que engranan más suavemente y no generan choque y, por lo tanto, son ms silenciosos y tienen menos vibraciones. Por otro lado, los engranajes con los dientes rectos son más económicos gracias a su simple geometría.
- **Engranajes cónicos:** Los ejes de estos engranajes no son paralelos, sino que se cortan, y su relación de transmisión por etapa puede llegar hasta $i=6$. Para altas exigencias se utiliza un dentado en espiral.
- **Engranajes cónicos desplazados:** Los engranajes cónicos desplazados se utilizan cuando los árboles se cruzan y la distancia entre ellos es muy pequeña. El rendimiento es menor que los del tipo cónico normal debido a que el deslizamiento es mayor.
- **Transmisiones por tornillo sin fin:** El uso de estos engranajes es exclusivamente para arboles cruzados. La relación de transmisión por etapa esta entre $0 < i < 100$ y su rendimiento puede oscilar entre el 45 y el 97%.
- **Engranajes cilíndricos helicoidales cruzados:** Se utilizan únicamente cuando están sometidos a pares reducidos y con relaciones de transmisión por etapa $i < 5$.

4. Solución adoptada

Una vez estudiadas las diferentes soluciones, se ha decidido escoger una transmisión por engranaje directo, con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales ya que, son capaces de cumplir los requerimientos de fiabilidad, alta resistencia, alto rendimiento y bajo mantenimiento que se estaba buscando.

4.1. Descripción general del reductor

Al principio de este documento se han establecido unas necesidades para el reductor de velocidad tales como la relación de transmisión, así como par a la salida y velocidad en el eje de entrada. Solo queda determinar el número de etapas y, debido a la alta relación de transmisión necesaria, optamos por dos etapas con una relación de 4,55 para la primera y 4,53 para la segunda.

Los ejes estarán diseñados para cumplir los requisitos establecidos. En principio utilizaremos el criterio de rigidez torsional para el cálculo de diámetro del eje. Pero, más adelante, también utilizaremos el criterio de deflexión torsional y el de diseño a fatiga y volveremos a comprobar que cumpla todos los requisitos. Si en alguno de los tres casos no se cumplen los requisitos, se procederá a cambiar el material de los ejes o bien aumentar el diámetro.

Los cuatro engranajes irán montados sobre los tres ejes paralelos entre sí y la unión entre ellos se realizará mediante chavetas y chaveteros. Al utilizar este tipo de anclaje se origina un concentrador de tensiones que tendremos en cuenta en el cálculo de resistencia a fatiga.

Las dimensiones de los piñones y las ruedas de cada etapa se estimarán a partir del diseño previo de los ejes. En cuanto al ancho de cada uno de los engranajes lo primero que haremos será establecer un coeficiente de seguridad de $X=1,25$. Utilizando los estudios de fallo superficial y fallo por flexión, se busca que el coeficiente de seguridad a flexión sea mayor que el coeficiente de seguridad por fallo superficial, ya que, el fallo por flexión es catastrófico y no se detecta.

Para evitar posibles pérdidas por fricción, se instalarán rodamientos en cada eje, concretamente se utilizarán rodamientos de rodillos cónicos. Se ha escogido este tipo de rodamientos porque son capaces de disipar las cargas axiales que generan los engranajes con dientes helicoidales. En cada eje irán instalados dos rodamientos, uno actuara como rodamiento fijo y otro móvil.

La lubricación del reductor se realizará por borboteo. Deberá tener suficiente lubricante como para cubrir parcialmente el tren inferior. Para evitar la pérdida de lubricante se emplearán retenes de goma tanto en el eje de entrada como en el de salida. De la misma forma, se utilizarán juntas de estanqueidad líquida entre las dos carcasas y las tapas.

4.2. Descripción de los engranajes

Un engranaje es el conjunto de dos o más ruedas dentadas unidas para transmitir un par y una velocidad de un componente a otro. La rueda motriz o conductora se denomina piñón y es la que transmite la fuerza. El engranaje conducido se conoce como rueda.

El cálculo de los engranajes consta de dos procesos:

- El primero es el cálculo geométrico, donde estableceremos su modulo, su ángulo de presión, su diámetro, su ángulo de inclinación del diente y su número de dientes.
- En el segundo proceso se ha de seleccionar el material para poder obtener la anchura. Sin embargo, para evaluar la anchura del engranaje será necesario conocer el lubricante. Por lo tanto, se supondrá inicialmente el lubricante con mejor calidad y, una vez finalizado el dimensionado, se determinará si ese lubricante es el óptimo o si por el contrario sería suficiente con uno de menos calidad.

Las características fundamentales que definen los engranajes con dientes helicoidales son:

- Modulo (m_n y m_t): Como he dicho en la descripción del reductor, para definir el diámetro es necesario su modulo, el cual se define como el cociente entre el diámetro primitivo y el número de dientes. Hay que tener en cuenta que, al tratarse de dientes helicoidales deberemos utilizar el módulo aparente, no el normalizado. Este módulo aparente se obtiene haciendo la división entre el módulo normalizado y el coseno del ángulo de inclinación del diente.
- Ángulo de presión (α_n): Es el que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso.
- Ángulo de inclinación del diente (β): Es la relación entre el módulo normalizado y el aparente.
- Diámetro primitivo (d): Es la circunferencia a lo largo la cual engranan los dientes.

- Diámetro exterior: Es la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.
- Anchura (b): Anchura mínima del engranaje.
- Número de dientes (z): Son los encargados de transmitir la potencia desde los ejes motrices a los conducidos.
- Cabeza del diente (adendo): Es la parte comprendida entre la circunferencia primitiva y la circunferencia exterior.
- Pie del diente (dedendo): Es la parte comprendida entre la circunferencia primitiva y la circunferencia base.
- Altura del diente: Es la suma entre el adendo y el dedendo.

4.2.1. Etapa 1

Características	Piñón	Rueda
Modulo (m_n)	2,5 (mm)	
Relación de transmisión (i_1)	4,545454	
Número de dientes (z)	22	100
Diámetro primitivo (d)	56,94 (mm)	258,81 (mm)
Ángulo de presión (α_n)	15°	
Ángulo de inclinación del diente (β)	20°	
Anchura (b)	29 (mm)	

Para la fabricación de los engranajes de la primera etapa se ha utilizado un acero templado y revenido 42CrMo4 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1120 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 1040 MPa
- Dureza superficial = HB 321

4.2.2. Etapa 2

Características	Piñón	Rueda
Modulo (m_n)	2,5 (mm)	
Relación de transmisión (i_2)	4,53125	
Número de dientes (z)	32	145
Diámetro primitivo (d)	82,822 (mm)	375,28 (mm)
Ángulo de presión (α_n)	15°	
Ángulo de inclinación del diente (β)	20°	
Anchura (b)	62 (mm)	

Para la fabricación de los engranajes de la primera etapa se ha utilizado un acero templado y revenido 42CrMo4 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1120 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 1040 MPa
- Dureza superficial = HB 321

4.3. Descripción de los ejes

Los ejes o arboles son los encargados de transmitir el momento torsor y movimiento de giro a los engranajes, los cuales están sujetos gracias a la ayuda de las chavetas y los chaveteros. Nuestro reductor consta de tres árboles o ejes que se disponen de forma paralela.

En el anexo de cálculos veremos cómo los ejes son capaces de ser lo suficientemente resistentes como para evitar sufrir cualquier posible fallo y aguantar las deformaciones mínimas. El material empleado para los ejes deberá ser más resistente que el empleado para los engranajes, ya que, tienen que soportar mayores sollicitaciones.

4.3.1. Eje de entrada

Este eje recibe la fuerza de la maquina motriz, es decir, de un motor eléctrico que hace girar el eje a una velocidad de 1400 rpm y con un par de 134,488 Nm. Tendrá un diámetro de 30 mm, el cual lo hemos obtenido a través del criterio de rigidez torsional, puesto que es más restrictivo que el criterio de diseño a fatiga o el de diseño a deflexión lateral y lo encontramos calculado en el anexo de cálculos.

El material utilizado para este eje será un acero laminado y forjado 34CrNiMo6 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1300 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401

4.3.2. Eje intermedio

Este eje recibe la fuerza a través del piñón situado en el eje de entrada, el cual está en contacto con la rueda del eje intermedio. Esta fuerza hará girar el eje intermedio a una velocidad de 308 rpm y con un par de 611,31 Nm, y a su vez, hará girar el piñón situado en el mismo eje. Tendrá un diámetro de 55 mm, el cual lo hemos obtenido a través del criterio de diseño a fatiga, ya que, como veremos en el anexo de cálculos, en un principio obtengo un

diámetro de 45 mm con el criterio de rigidez torsional, pero al comprobar su resistencia con el criterio de diseño a fatiga, rompía, por lo tanto, se tuvo que recalcular todo con el nuevo diámetro.

El material utilizado para este eje será un acero laminado y forjado 34CrNiMo6 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1300 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401

4.3.3. Eje de salida

Este eje recibe la fuerza a través del piñón situado en el eje intermedio, el cual está girando gracias a la rueda que está en contacto con el piñón del eje de entrada. Esta fuerza hará girar el eje de salida a una velocidad de 67,97 rpm y con un par de 2770 Nm. Tendrá un diámetro de 75 mm, el cual lo hemos obtenido a través del criterio de rigidez torsional, puesto que es más restrictivo que el criterio de diseño a fatiga o el de diseño a deflexión lateral y lo encontramos calculado en el anexo de cálculos.

El material utilizado para este eje será un acero laminado y forjado 34CrNiMo6 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1300 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401

4.4. Descripción de la carcasa

La principal función de la carcasa es la de aislar todos los componentes del reductor del exterior. Este aislamiento permite trabajar a los componentes en un ambiente limpio y protegido de cualquier agente externo.

Es un elemento resistente que proporciona soporte estructural para el resto de los componentes. Es lo bastante rígida como para evitar deformaciones debidas a las cargas. Además, debe ser capaz de absorber las vibraciones mientras esté en funcionamiento.

La carcasa estará compuesta en dos partes, la base y la tapa. Estarán unidas mediante tornillos de rosca M6 y se colocará una junta entre la base y la tapa que actuará de elemento sellador.

Para conformar la carcasa se ha utilizado el método de colada. Una vez se extrae las dos partes de la carcasa del molde, se mecanizarán aquellas zonas

que estén en contacto con otros elementos, como podrían ser las tapas o donde se alojan los rodamientos.

Para la fabricación se ha utilizado la fundición gris EN-GJL-250 según la norma UNE1561:2011, ya que es un material que tiene una gran capacidad de amortiguamiento. Esta fundición tiene las siguientes propiedades mecánicas:

- Resistencia a tracción (S_u): 250 a 350 MPa
- Límite elástico (S_y): 165 a 228 MPa
- Dureza: 180 a 220 HB
- Densidad: 7200 Kg/m³

4.5. Descripción de las tapas

El reductor dispondrá de dos tapas, una para el eje de entrada y otra para el eje de salida. Estas tapas proporcionaran apoyo axial a los rodamientos y los transmitirá a la carcasa. Ambas tapas dispondrán de una apertura por donde pasarán los ejes. Además, se situará un retén entre las tapas y la carcasa para evitar fugas o la entrada de polvo.

4.6. Descripción de los elementos normalizados

4.6.1. Descripción de las chavetas

Para conseguir transmitir la fuerza de los ejes a los engranajes y viceversa, necesitaremos anclarlos con un elemento de unión. En nuestro caso utilizaremos las chavetas, ya que es un sistema sencillo y fácil de utilizar.

Las chavetas están normalizadas según la norma UNE 17102-1:1967 y se calculan en función del diámetro del eje en el que deben de ir alojadas. La longitud de la chaveta que nos hace falta es aproximadamente 1,25 el diámetro del eje.

Los chaveteros se realizan tallando una pequeña ranura, tanto en el eje como en los engranajes. Dentro de esta ranura se coloca la chaveta que, cuando se produce un deslizamiento tangencial en el eje, la chaveta interfiere y hace girar las dos piezas.

Su principal inconveniente es el concentrador de tensiones que se crea al mecanizar la ranura en el eje. Es por eso por lo que se emplea un material menos resistente en las chavetas que, en caso de rotura, romperá la chaveta y no los ejes o engranajes que son más caros de cambiar.

El material utilizado para las chavetas será un acero no aleado C45 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u) = 660 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 390 MPa
- Dureza superficial = HB 197

Las dimensiones finales de las chavetas y chaveteros para cada eje serán:

	Eje entrada	Eje intermedio	Eje salida
Diámetro eje (d)	30	55	75
Ancho chaveta (b)	8	16	20
Alto chaveta (h)	7	10	12
Longitud chaveta	37,5	68,75	93,75
Profundidad en cubo (h_2)	3,3	4,3	4,9
Profundidad en el eje (h_1)	4	6	7,5
Longitud chavetero	45,5	84,75	113,75
Ancho chavetero	8	14	20
Profundidad chavetero	7,3	10,3	12,4

4.6.2. Descripción de los rodamientos

Un rodamiento es un elemento mecánico capaz de reducir los niveles de fricción entre un eje y los elementos conectados a este.

Se han escogido unos rodamientos cónicos de una sola hilera, los cuales están diseñados para soportar cargas combinadas, es decir, cargas radiales y axiales que actúan simultáneamente. Todos los rodamientos se han seleccionado de la página web del fabricante de rodamientos SKF: www.skf.com

- Rodamientos eje de entrada:

Apoyo A: 31306

Apoyo B: 31305

- Rodamientos eje intermedio:

Apoyo A: 33210

Apoyo B: 33210

- Rodamientos eje de salida:

Apoyo A: 33215

Apoyo B: 33214

Las características de cada uno de los rodamientos las encontramos en el anexo de tablas.

4.6.3. Descripción de los casquillos separadores

Los casquillos separadores sirven para fijar axialmente los elementos que hay montados en el eje.

En el eje de entrada encontramos el primer separador entre el rodamiento A y el piñón de la etapa 1 y el segundo casquillo separador se encuentra haciendo tope entre el piñón y el cambio de sección de 30 a 35 mm.

En el eje intermedio tenemos tres casquillos separadores. El primero se encuentra entre primer cambio de sección de 60 a 55 mm y la rueda de la primera etapa. El segundo se encarga de separar y fijar las dos etapas, es decir, la rueda de la primera etapa y el piñón de la segunda etapa. Y, por último, el tercer casquillo separador, lo encontramos entre el piñón de la segunda etapa y el segundo cambio de sección de 55 a 60 mm.

En el eje de salida tendremos, como en el eje de entrada, dos casquillos separadores. El primero lo situamos entre el rodamiento A y la rueda de la etapa 2. El segundo casquillo se encuentra haciendo tope entre la rueda y el cambio de sección de 75 a 80 mm.

A continuación, se muestra una tabla con las características geométricas de los casquillos:

	Casquillo eje de entrada	Casquillo eje intermedio			Casquillo eje de salida
Longitud (mm)	4	8	21	15,15	10
Diámetro interior (mm)	30	55			75
Diámetro exterior (mm)	45	70			90

4.6.4. Descripción de los anillos de seguridad

La función de los anillos de seguridad es la de bloquear el desplazamiento axial de los elementos que van montados sobre el eje. Estos anillos irán alojados en unas ranuras mecanizadas en el eje. A la hora de diseñar los ejes, estas ranuras serán un concentrador de tensiones, así que las tendremos en cuenta.

Los anillos de seguridad han sido seleccionados del catálogo de “Rotorclip”. Se ha decidido utilizar los anillos con diseño DSH por su geometría sencilla y, por lo tanto, su bajo coste.

En el eje de entrada encontramos dos anillos de seguridad. El primero (DSH-30) evita el desplazamiento axial de rodamiento A. El segundo (DSH-25) evita el desplazamiento axial del rodamiento B.

En el eje intermedio encontraremos 2 anillos de seguridad. Tendremos dos anillos (DSH-50) que evitaran el desplazamiento axial de los rodamientos A y B.

En el eje de salida encontramos dos anillos de seguridad. El primero (DSH-75) evita el desplazamiento axial de rodamiento A. El segundo (DSH-70) evita el desplazamiento axial del rodamiento B.

4.6.5. Descripción de los retenes

La principal función de los retenes es la de impedir que el lubricante del interior del reductor se salga. Los retenes que vamos a utilizar los podemos encontrar en el catálogo del fabricante “SKF”. En particular se han seleccionado el modelo HMS5 V 30x72x10 para la tapa del eje de entrada y el HMS5 V 75x130x12 para la tapa del eje de salida. Estos retenes están fabricados de goma de fluorocarbono y sus propiedades las encontramos en el anexo de tablas.

4.6.6. Descripción de tapones de llenado y vaciado

El reductor de velocidad dispondrá de dos tapones, uno de llenado situado en la parte superior y otro de vaciado situado en la parte inferior.

El tapón que este situado en la parte superior del reductor se utilizará para el llenado de lubricante, ya que será más accesible y dispondrá de un filtro de aire para evitar la entrada de cualquier agente externo. Mientras que el tapón situado en la parte inferior tendrá la función de vaciado de lubricante y dispondrá de un imán para atraer las posibles partículas metálicas que se hayan podido desprender del reductor.

Ambos tapones se han seleccionado del catálogo del fabricante “Norelem”.

Se ha decidido escoger el tapón superior con la forma C y con referencia 28022-33018, con un diámetro de perforación de 18 mm, ya que, es el único que tiene filtro de aire.

Para el tapón inferior hemos escogido el tapón con referencia 28024-201415, el cual tiene unas medidas de M14x1,5.

4.6.7. Descripción del visor de nivel

Para controlar los niveles de lubricante en nuestro reductor, hemos decidido incorporar al lateral de la carcasa un visor de nivel. El fabricante escogido para el visor es “Elsa+ganter”, el cual tiene una amplia gama de indicadores de nivel. En concreto hemos seleccionado el modelo GN 743,5 de M16x1,5-B que está hecho con vidrio natural de alta estabilidad, resistente a arañazos y capaz de soportar temperaturas de hasta 180 °C. En el anexo de tablas podemos ver las especificaciones.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Universitat Politècnica de València

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
con relación de transmisión 20,7 y par máximo a
la salida de 2770 Nm.

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE PLIEGO DE CONDICIONES

1. Introducción	4
2. Pliego de condiciones facultativas	5
2.1. Obligaciones y facultades de la dirección técnica	5
2.2. Obligaciones y derechos del contratista	5
2.3. Preparación de los trabajos	6
2.4. Comienzo y ritmo de los trabajos	6
2.4.1. Fase de fabricación	6
2.4.2. Fase de ensamblaje y pruebas	6
2.4.3. Fase de transporte	6
2.5. Trabajos defectuosos	7
2.6. Prórroga del proyecto por causas de fuerza mayor	7
2.7. Periodo de prueba o garantía	7
2.8. Recepción definitiva	7
3. Pliego de condiciones económicas	8
3.1. Fianza	8
3.2. Composición de precios	8
3.3. Precios contradictorios	9
3.4. Revisión de precios	9
3.5. Valoración y abono de los trabajos	9
3.6. Penalizaciones	9
3.6.1. Incumplimiento del contrato	9
3.6.2. Demora de los pagos	9
3.7. Seguros	9
3.8. Condiciones de pago	10
4. Pliego de condiciones legales	11
4.1. El contratista	11
4.2. El contrato	11
4.3. Subcontrataciones	12
5. Pliego de condiciones técnicas	13

5.1. Materiales	13
5.1.1. Ejes	13
5.1.2. Engranajes	13
5.1.3. Carcasa y tapas	14
5.2. Proceso de fabricación.....	14
5.2.1. Eje de entrada.....	14
5.2.2. Eje intermedio	14
5.2.3. Eje de salida.....	15
5.2.4. Engranajes	16
5.2.5. Carcasa	16
5.2.6. Tapa eje de entrada.....	17
5.2.7. Tapa eje de salida	17
5.2.8. Elementos normalizados	18
5.3. Control de calidad.....	18
5.3.1. Control de calidad en los engranajes.....	18
5.3.2. Control de calidad en los ejes.....	18
5.3.3. Control de calidad de la carcasa.....	19
5.4. Condiciones de entrega y seguridad	20
5.4.1. Fuego o explosión	20
5.4.2. Lubricantes	20
5.4.3. Equipo eléctrico.....	20
5.4.4. Instalación, mantenimiento y almacenaje	20

1. Introducción

El presente documento pretende establecer las especificaciones de índole técnica, facultativa y legal que fijan las normas a seguir para la correcta ejecución del proyecto. Una vez es aceptado por las partes contratantes, se obliga a su cumplimiento sin posibilidad de modificación.

En caso de haber omitido algún detalle, ya sea por su obviedad o por su poca importancia, se ha de saber que, únicamente se aceptaran las ejecuciones de buena práctica teniendo en cuenta la calidad como prioridad.

Este documento tiene como objetivo, presentar toda la documentación necesaria que regirá toda la elaboración del reductor de velocidad. Por lo tanto, se determinarán las condiciones de los materiales de cada componente, su fabricación, sus modificaciones y sus tolerancias a la hora del montaje, sus pruebas y condiciones en los ensayos, etc.

Si existiese una contradicción entre lo definido en los planos, memoria y pliego de condiciones, prevalecerán primero la memoria y el pliego de condiciones. Y en caso de haber contradicción entre estos dos, prevalecerá la memoria si la incompatibilidad se refiere a los calculos y si se refiere a cualquier otra causa, prevalecerá el pliego de condiciones.

2. Pliego de condiciones facultativas

2.1. Obligaciones y facultades de la dirección técnica

El cliente puede designar una dirección técnica, la cual puede sustituirle para intervenir en cuestiones importantes cuando el cliente este ausente.

Corresponde a la dirección técnica:

- Comprobar el correcto funcionamiento del reductor, con su motor correspondiente.
- Estar presente en la fabricación con el fin de resolver cualquier problema que pueda ocurrir y tomar las medidas precisas para su correcta solución.
- Coordinar a todos los técnicos que intervengan en el proyecto.
- Aprobar los certificados parciales, la liquidación final y asesorar al promotor en el acto de la recepción.
- Estudiar el control de calidad y económico.
- Disponer de las pruebas o ensayos de los materiales, así como sus instalaciones y demás unidades de fabricación. Los resultados se le proporcionarán a la parte contratista, impartándole las órdenes oportunas.

2.2. Obligaciones y derechos del contratista

La persona responsable de la dirección general del proyecto será el contratista, es decir, aquella persona o empresa que haya sido contratada directamente por el cliente para fabricar el reductor.

Corresponde al contratista:

- Conocer el proyecto y la normativa.
- Habilitar un local para consultas sobre el proyecto.
- Coordinar a todo el personal que intervenga en la fabricación y las intervenciones de los subcontratistas.
- Comprobar la idoneidad de todos los materiales y elementos constructivos, rechazando aquellos que no cumplan con las normas requeridas o que carezcan de garantía.
- Facilitar al Ingeniero técnico director los materiales, equipo y mano de obra con suficiente antelación.
- Suscribir con el promotor las actas de recepción provisional y definitiva.

El contratista tiene el derecho a solicitar un ejemplar del proyecto al cliente y en caso de pérdida, el cliente deberá proporcionárselo de nuevo.

Ante cualquier duda, el contratista deberá dirigirse a la dirección técnica del cliente y trasladarle cualquier duda o problema sobre el proyecto.

El contratista no podrá empezar con los trabajos hasta que la dirección técnica del cliente no dé el visto bueno.

2.3. Preparación de los trabajos

Con antelación al comienzo de los trabajos se dispondrán de las máquinas y herramientas necesarias en el proyecto. Se realizará una comprobación exhaustiva de las mismas y se ajustaran para el cumplimiento de las especificaciones y tolerancias. También se comprobarán las medidas de seguridad y elementos de protección.

2.4. Comienzo y ritmo de los trabajos

El fabricante deberá desarrollar todos los trabajos correspondientes para la elaboración del reductor de velocidad en el plazo marcado.

Las fases a llevar a cabo se explican a continuación.

2.4.1. Fase de fabricación

- En el taller de mecanizado se realizarán los ejes, engranajes y la carcasa del reductor. Para ello necesitaremos 10 días como máximo.
- Para el tratado térmico se enviarán las piezas por separado con sus respectivas especificaciones (Dureza o tipo de tratamiento). Esto se llevará a cabo en 4 días.

2.4.2. Fase de ensamblaje y pruebas

- Una vez tenemos todos los componentes de nuestro reductor, el ensamblaje de estos se realizará en un periodo de 14 días.
- Los ensayos se realizarán con el reductor en funcionamiento con los dos sentidos de giro posibles.

2.4.3. Fase de transporte

Por último, una vez ensamblado y comprobado el correcto funcionamiento del reductor, procederemos al ensamblaje y transporte del mismo.

El tiempo de envío variará dependiendo si es un envío a territorio nacional o al extranjero. Para envíos dentro de territorio nacional el periodo oscila entre 5-7 días laborables. Mientras que para envíos al extranjero el periodo oscilará entre 12-14 días laborables.

2.5. Trabajos defectuosos

El contratista deberá emplear los materiales y métodos exigidos en el pliego de condiciones técnicas. Por ello, y hasta que tenga lugar la recepción definitiva del reductor, es responsable de la correcta ejecución de los trabajos, así como de las faltas o defectos que puedan existir, es decir, que el contratista correrá a cargo de cualquier gasto adicional.

2.6. Prórroga del proyecto por causas de fuerza mayor

Si por causa de fuerza mayor, el fabricante no pudiese comenzar los trabajos o tuviese que suspenderlos, o no fuera capaz de terminarlos en los plazos previstos, se le proporcionará una prórroga. Para ello, el contratista hará un escrito dirigido al ingeniero técnico director, explicando las causas que impiden la ejecución o continuación de los trabajos y el retraso que conllevaría esta prórroga.

2.7. Periodo de prueba o garantía

Este es el plazo de tiempo que tiene el cliente desde que recibe el reductor, para detectar la existencia de deficiencias en el funcionamiento o por algún defecto en los materiales. Este periodo será de 6 meses y, en caso de encontrar algún defecto, el contratista estará obligado a solucionar dicho problema, haciéndose cargo de cualquier sobrecoste que conlleve.

2.8. Recepción definitiva

Una vez finalizado el plazo de prueba o garantía, si no se han detectado deficiencias en el funcionamiento ni cualquier otro fallo, se procederá por parte de la dirección técnica a extender el acta de recepción definitiva, devolviendo a la contrata la fianza retenida.

3. Pliego de condiciones económicas

La finalidad es regular las relaciones económicas entre el contratista, los proveedores, los subcontratados y los clientes.

Todas las partes que intervienen en el proceso de fabricación tienen derecho a cobrar por su correcta actuación con las condiciones contractualmente establecidas.

3.1. Fianza

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

La fianza se devolverá al contratista en un plazo de 30 días, una vez firmada el acta de recepción definitiva.

3.2. Composición de precios

El cálculo de los precios de las distintas partes es el resultado de sumar los costes directos, los indirectos, los gastos generales y el beneficio industrial.

- Costes directos:
 - Mano de obra, con sus pluses, cargas y seguros sociales.
 - Materiales con sus respectivos procesos necesarios para su fabricación
 - Equipos y sistemas técnicos de seguridad.
 - Gastos de personal, combustible, energía, etc.
 - Gastos de amortización y conservación de la maquinaria
- Costes indirectos:
 - Gasto en instalaciones de oficinas, almacenes, talleres, etc.
 - Gasto en personal técnico y administrativo adscrito exclusivamente al proyecto
 - Gasto en imprevistos
- Gastos generales: Gastos financieros, cargas fiscales y tasas de la administración, legalmente establecidas. Se cifrarán como un porcentaje de la suma de los costes directos e indirectos.
- Beneficio industrial: El beneficio industrial del contratista se establece en el 6% sobre la suma de las anteriores partidas en obras para la administración.

3.3. Precios contradictorios

Se producirán precios contradictorios solo cuando la Propiedad por medio del Ingeniero Técnico Director decida introducir unidades o cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista. El Contratista estará obligado a efectuar los cambios. En el caso de aparición de precios contradictorios, estos no deben superar en más de un 1,5% la cantidad presupuestada, siempre bajo la aprobación de la Dirección Técnica, que deben de garantizar la ejecución de dichos precios contradictorios.

3.4. Revisión de precios

Contratándose los trabajos a riesgo y ventura, no se admitirá la revisión de los precios en tanto que el incremento no alcance, en la suma de las unidades que falten por realizar de acuerdo con el calendario, un montante superior al 3% del importe total del presupuesto de contrato. En caso de producirse variaciones en alza superiores a este porcentaje, se efectuará la correspondiente revisión de acuerdo con la fórmula establecida en el BOE 311 el 29 Diciembre 1970 que corresponda. Recibiendo el contratista la diferencia en más que resulte por variación del IPC superior al 3%.

3.5. Valoración y abono de los trabajos

Los pagos se efectuarán por el propietario en los plazos previamente establecidos y su importe corresponderá al de las certificaciones de trabajo expedidas por el ingeniero técnico director.

3.6. Penalizaciones

3.6.1. Incumplimiento del contrato

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

3.6.2. Demora de los pagos

El propietario debe de efectuar los pagos de los trabajos ejecutados en un plazo de un mes. Si no es así, el contratista tendrá el derecho a percibir el abono de un 4,5% anual, en concepto de intereses de demora. En el caso de que pasasen dos meses sin realizar el pago, el contratista tendrá derecho a la liquidación correspondiente de los trabajos ejecutados y de los materiales acopiados, siempre que reúnan las condiciones preestablecidas.

3.7. Seguros

La contrata debe de asegurarse frente a posibles daños del personal, maquinaria e instalaciones, durante el proceso de fabricación del proyecto.

La contrata tiene la obligación de estar en posesión de un seguro de Responsabilidad Civil. Además, debe de establecer todos los parámetros de seguridad y vigilancia para evitar posibles robos.

3.8. Condiciones de pago

Se abonará un 25% al inicio de los trabajos, un 30% en una primera certificación y otro 55% en una segunda certificación una vez incluidos los trabajos, quedando totalmente cerrado el pago con la devolución de la fianza del 15% después del periodo de prueba y garantía. Las liquidaciones y pagos se harán puntualmente en la fecha y lugar pactados. La morosidad o retraso en los pagos no debe exceder de 15 días.

4. Pliego de condiciones legales

4.1. El contratista

Es el responsable de la correcta ejecución de todos los trabajos y condiciones establecidas en el contrato y en los documentos del proyecto, excluyendo la memoria. Estará obligado a rehacer aquello que no se haya ejecutado debidamente, aunque estos trabajos hayan sido abonados en liquidaciones anteriores.

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

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

4.2. El contrato

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

Si se revoca una parte del contrato, permanecerá válido lo restante. Únicamente se puede alterar el contrato por las siguientes causas:

- Si el Ingeniero Técnico Director quiere modificar el proyecto, y en cualquier caso, siempre que la variación del presupuesto de ejecución como consecuencia de estas modificaciones represente, más o menos, el 40%, como mínimo, de alguna de las unidades del proyecto modificadas.
- La modificación de unidades de obra, siempre que estas modificaciones representen variaciones, en más o en menos, del 40%, como mínimo, de alguna de las unidades del proyecto modificadas.
- La suspensión de la fabricación comenzada y, en todo caso, siempre que, por causas ajena a la contrata, no se dé comienzo a la fabricación en el plazo de tres meses a partir de la adjudicación. En este caso la devolución de la fianza será automática.
- La suspensión de la fabricación comenzada, siempre que el plazo de suspensión haya excedido de seis meses.
- El no dar comienzo a la Contrata a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del proyecto.

- El incumplimiento de las condiciones del contrato cuando lo implique descuido o mala fe, con perjuicio a los intereses del producto final.
- La terminación del plazo de ejecución del proyecto sin haberlo logrado.
- El abandono de la fabricación sin causa justificada.
- La mala fe en la ejecución de los trabajos.

4.3. Subcontrataciones

El subcontratista es aquella entidad/persona contratada por el contratista, encargada de realizar un trabajo, el cual no puede ser realizado por el contratista. El subcontratista ha de respetar la normativa y el pliego de condiciones, además de las instrucciones de control que se unirán a los planos cuando sean necesarios.

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

El subcontratista debe ponerse en contacto con el contratista para cualquier corrección. Además, ha de asegurar la protección contra cualquier alteración, de forma que los componentes no se deterioren al ser enviadas.

Si el contratista detecta alguna disconformidad, será objeto de rechazo notificado mediante un informe de inspección.

5. Pliego de condiciones técnicas

5.1. Materiales

5.1.1. Ejes

Los tres ejes estarán fabricados con el mismo material, un acero laminado forjado 34CrNiMo6. Según la norma UNE-EN 10027-1:2017, para conseguir este tratamiento térmico ha de fundirse a una temperatura entre 900 y 1150 °C.

Las propiedades mecánicas de este material son las siguientes:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1300 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401
- Módulo de Young (E) = $2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Módulo de elasticidad (G) = $8,1 \cdot 10^4$ MPa

A continuación, se muestra la composición química en %:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)	Níquel (Ni)
0,34%	0,65%	1,5%	0,22%	1,15%

5.1.2. Engranajes

Los engranajes de ambas etapas están fabricados con el mismo material, un acero templado y revenido 42CrMo4. Según la norma UNE-EN 10027-1:2017, para conseguir este tratamiento térmico ha de fundirse a una temperatura entre 840 y 1380 °C.

Las propiedades mecánicas de este material son las siguientes:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1120 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 1040 MPa
- Dureza superficial = HB 321

A continuación, se muestra la composición química en %:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)
0,42%	0,75%	1,05%	0,22%

5.1.3. Carcasa y tapas

La carcasa y las tapas están fabricados con el mismo material. En nuestro caso hemos empleado una fundición gris EN-GJL 250 según la norma UNE-EN 1561:2012.

Las propiedades mecánicas de este material son las siguientes:

- Límite de fractura (S_u) = 250 a 350 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 165 a 228 MPa
- Dureza superficial = HB 180 a 220

A continuación, se muestra la composición química en %:

Carbono (C)	Silicio (Si)
2,53 a 4%	1 a 3%

5.2. Proceso de fabricación

5.2.1. Eje de entrada

Para el mecanizado del eje de entrada partiremos de un cilindro de 40 mm de diámetro y 180 mm de largo. Se parte de un cilindro con medidas más grandes, ya que podríamos encontrar imperfecciones superficiales durante el proceso.

Haremos dos operaciones en torno para conseguir el acabado superficial que necesitamos. Primero haremos una pasada de desbaste, y para ajustar el eje a las medidas finales, haremos una pasa de acabado mucho más precisa.

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado de las caras exteriores hasta una longitud de 158,30 mm
	Cilindrado exterior de 35 mm a lo largo de todo el eje
	Cilindrado exterior de 30 mm de 131 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 25 mm de 22,3 mm de longitud por el lado contrario
	Ranurado donde se alojan los anillos de seguridad
Fresadora	Ranurado de los chaveteros

En este reductor hemos tomado una calidad ISO de 5. Para el alojamiento de los engranajes y rodamientos se toma una tolerancia de k5 con un juego mínimo y evitando así un desgaste de las piezas.

5.2.2. Eje intermedio

Para el mecanizado del eje de entrada partiremos de un cilindro de 70 mm de diámetro y 280 mm de largo. Se parte de un cilindro con medidas más

grandes, ya que podríamos encontrar imperfecciones superficiales durante el proceso.

Haremos dos operaciones en torno para conseguir el acabado superficial que necesitamos. Primero haremos una pasada de desbaste, y para ajustar el eje a las medidas finales, haremos una pasa de acabado mucho más precisa.

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado de las caras exteriores hasta una longitud de 264,95 mm
	Cilindrado exterior de 60 mm a lo largo de todo el eje
	Cilindrado exterior de 55 mm de 220,80 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 50 mm de 39,15 mm de longitud por el lado contrario
	Ranurado donde se alojan los anillos de seguridad
Fresadora	Ranurado de los chaveteros

En este reductor hemos tomado una calidad ISO de 5. Para el alojamiento de los engranajes y rodamientos se toma una tolerancia de k5 con un juego mínimo y evitando así un desgaste de las piezas.

5.2.3. Eje de salida

Para el mecanizado del eje de entrada partiremos de un cilindro de 85 mm de diámetro y 380 mm de largo. Se parte de un cilindro con medidas más grandes, ya que podríamos encontrar imperfecciones superficiales durante el proceso.

Haremos dos operaciones en torno para conseguir el acabado superficial que necesitamos. Primero haremos una pasada de desbaste, y para ajustar el eje a las medidas finales, haremos una pasa de acabado mucho más precisa.

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado de las caras exteriores hasta una longitud de 366,15 mm
	Cilindrado exterior de 80 mm a lo largo de todo el eje
	Cilindrado exterior de 75 mm de 313,5 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 70 mm de 47,65 mm de longitud por el lado contrario
	Ranurado donde se alojan los anillos de seguridad
Fresadora	Ranurado de los chaveteros

En este reductor hemos tomado una calidad ISO de 5. Para el alojamiento de los engranajes y rodamientos se toma una tolerancia de k5 con un juego mínimo y evitando así un desgaste de las piezas.

5.2.4. Engranajes

Los engranajes se encargarán a la parte contratada. Ésta tendrá total libertad de acciones para la fabricación del producto final, siempre y cuando se garantice la calidad y las condiciones de funcionamiento especificadas en los planos y anexo de calculos.

Para la calidad de los engranajes seguiremos el método ISO. La calidad de las etapas es de una $Q_{ISO} 5$, lo que corresponde con una tolerancia IT7.

Para los diámetros exteriores de las ruedas dentadas utilizaremos una tolerancia h7 (fino deslizante), para evitar interferencias en el funcionamiento de los engranajes.

Para el montaje de los engranajes sobre los ejes se necesita una tolerancia estrecha, pero con un mínimo juego, por lo tanto, se tomará una tolerancia h7 para el diámetro interior.

5.2.5. Carcasa

La fabricación de las dos partes (base y tapa) de la carcasa las realizaremos mediante colada. Los pasos a seguir son los siguientes:

1. Hacer un diseño de la carcasa de bajo coste.
2. A partir del modelo se dimensiona el tamaño del molde.
3. Se posiciona la carcasa en el molde y se rellena de arena.
4. Retirar el modelo.
5. Calentar la fundición gris a 1300 °C.
6. Con cuidado verter en el molde la fundición y esperar a que enfríe.
7. Retirar la pieza final.

Por lo general, la pieza resultante requiere un posterior mecanizado con fresadora para eliminar las posibles rebabas que puedan quedar. También deberemos utilizar la fresadora para hacer los huecos donde van alojados los rodamientos, en los cuales deberemos dejar una tolerancia de ajuste K6 para evitar deslizamientos.

Por último, se realizarán los taladros para poder juntar ambas carcasas, los agujeros del visor de nivel y los tapones de llenado y vaciado. Una vez hecho esto, se realizarán todos los roscados.

Para conseguir las propiedades mecánicas que se desean, se ha de hacer un tratamiento térmico. Primero se templarán las carcasas, lo que endurecerá el material. Este proceso consiste en producir un calentamiento superficial muy rápido hasta alcanzar la temperatura de austenización y seguidamente se

enfriará de manera rápida también. Inmediatamente después del temple, se ha de hacer un revenido.

Para el acabado exterior de la carcasa se le dará una capa de pintura para protegerlo contra la corrosión.

5.2.6. Tapa eje de entrada

Para el mecanizado de la tapa del eje de entrada, partiremos de un cilindro de 130 mm de diámetro y 20 mm de largo. Se parte de un cilindro con medidas más grandes, ya que podríamos encontrar imperfecciones superficiales durante el proceso.

Haremos dos operaciones en torno para conseguir el acabado superficial que necesitamos. Primero haremos una pasada de desbaste, y para ajustar la tapa a las medidas finales, haremos una pasada de acabado mucho más precisa.

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado de las caras exteriores hasta un ancho de 15 mm
	Cilindrado exterior de 122 mm diámetro
	Cilindrado interior de 72 mm de 7 mm de profundidad
	Taladrado del agujero central de 30 mm de diámetro
Fresadora	Taladrado de los agujeros para tornillos de M6

Dado que las tapas únicamente cumplen la función de protección y de sujeción axial de los rodamientos, la tolerancia será js8.

5.2.7. Tapa eje de salida

Para el mecanizado de la tapa del eje de salida, partiremos de un cilindro de 200 mm de diámetro y 25 mm de largo. Se parte de un cilindro con medidas más grandes, ya que podríamos encontrar imperfecciones superficiales durante el proceso.

Haremos dos operaciones en torno para conseguir el acabado superficial que necesitamos. Primero haremos una pasada de desbaste, y para ajustar la tapa a las medidas finales, haremos una pasa de acabado mucho más precisa.

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado de las caras exteriores hasta un ancho de 20 mm
	Cilindrado exterior de 190 mm diámetro
	Cilindrado interior de 130 mm de 12 mm de profundidad
	Taladrado del agujero central de 75 mm de diámetro
Fresadora	Taladrado de los agujeros para tornillos de M6

Dado que las tapas únicamente cumplen la función de protección y de sujeción axial de los rodamientos, la tolerancia será js8.

5.2.8. Elementos normalizados

El que ciertas piezas las adquiramos a través de otras empresas, se debe a que es mucho más rápido y económico que fabricarlas nosotros. Se han utilizado varios catálogos para encontrar los elementos normalizados que más se ajusten a nuestras necesidades.

Únicamente se aceptarán las piezas que cumplan con las especificaciones descritas anteriormente y se pondrá especial atención a la recepción de estos. Debemos comprobar que están en sus embalajes originales y que no presentan ningún deterioro debido al mal almacenaje. Esto podría afectar a las características originales de los elementos.

5.3. Control de calidad

El departamento de calidad se encargará de hacer las pruebas pertinentes para controlar la calidad de los elementos que componen el reductor de velocidad. También deberán vigilar las máquinas y herramientas para detectar posibles fallos y corregirlos a tiempo.

5.3.1. Control de calidad en los engranajes

A continuación, se citan los controles en las operaciones más relevantes en la fabricación de los engranajes:

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

A la hora de mecanizar el chavetero en el cubo de los engranajes también podemos encontrar diferentes problemas:

- Dimensiones fuera de las tolerancias
- Ranura no diametral
- Caras no paralelas al eje taladrado

5.3.2. Control de calidad en los ejes

Para la verificación de los diámetros de los ejes se utilizará un calibre de herradura pasa no pasa. Para comprobar la conicidad, abombamiento, concavidad o cualquier otra forma curva que haya podido producir el mecanizado del torno, se utilizará el comparador.

Para el correcto manejo de los calibres se debe de tener en cuenta lo siguiente:

- Se deben de manejar con cuidado, ya que son muy sensibles y podrían descalibrarse.
- El operario debe conocer el aparato y su funcionamiento.
- La exactitud del instrumento debe guardar proporción con el propósito de medición.
- Deben de estar fijados a sus soportes, pero sin forzarlos.
- Se deberá limpiar los soportes antes de fijar los instrumentos.
- Se deberá tener en cuenta la temperatura. Se comparará la pieza patrón con la pieza que se desea verificar.

5.3.3. Control de calidad de la carcasa

Para analizar la calidad de la carcasa se realizarán ensayos no destructivos. Se trata de ensayos que permiten la inspección interna de la pieza sin llegar a modificar sus propiedades físicas, químicas, mecánicas o dimensionales.

Estos ensayos se dividen en:

- Técnicas de inspección superficial. Dentro de esta técnica encontramos los siguientes ensayos no destructivos:
 - Inspección visual
 - Líquidos penetrantes
 - Partículas magnéticas
 - Electromagnetismo
 - Termografía
- Técnicas de inspección volumétrica. Dentro de esta técnica encontramos los siguientes ensayos no destructivos:
 - Radiografía industrial
 - Ultrasonidos
 - Radiografía neutrónica
 - Emisión acústica
 - Resonancia acústica
- Técnicas de inspección de la integridad o hermeticidad. Dentro de esta técnica encontramos los siguientes ensayos no destructivos:
 - Pruebas por cambio de presión: hidrostática o neumática.
 - Pruebas por pérdida de fluido: cámara de burbujas, detector de halógenos, espectrómetro de masas, cámara de vacío, etc.

La existencia de grietas en la carcasa podría ocasionar perdidas de lubricante y, por consiguiente, una mala lubricación de los engranajes, lo que

provocaría un desgaste excesivo y un bajo rendimiento. Además de reducir la vida del reductor en general.

5.4. Condiciones de entrega y seguridad

Se debe de concienciar a todo el personal a cargo de la elaboración del reductor, tanto diseñadores como operarios de máquina u aquellos a cargo de su instalación, para salvaguardar su seguridad.

El reductor funcionara de forma correcta siempre y cuando la instalación, uso y mantenimiento sea el adecuado.

5.4.1. Fuego o explosión

No se deben utilizar elementos incandescentes cerca del reductor de velocidad, ya que, en su interior se pueden generar vapores que pueden prender con facilidad.

En caso de fuego, ciertos materiales pueden descomponerse y generar humos, los cuales si se inhalan pueden llegar a ser muy perjudiciales para la salud. Además, se han de utilizar guantes si se quisieran manipular.

5.4.2. Lubricantes

Se deberán leer y respetar las instrucciones del proveedor para la manipulación del lubricante, ya que el contacto con la piel puede ser dañino. Se prestará especial atención a aquellos componentes que contengan etiquetas de peligro.

5.4.3. Equipo eléctrico

Ha de aislarse la corriente antes de trabajar con el reductor de velocidad.

5.4.4. Instalación, mantenimiento y almacenaje

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

Lo mismo ha de hacerse para su almacenaje. Ha de ponerse en contacto con el fabricante para conocer las necesidades de conservación. Los componentes externos llevaran el envoltorio adecuado para su preservación.

Para el mantenimiento se han de utilizar las herramientas adecuadas, así como piezas de repuesto aprobadas por el fabricante.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Universitat Politècnica de València

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
con relación de transmisión 20,7 y par máximo a
la salida de 2770 Nm.

CÁLCULOS

ÍNDICE CÁLCULOS

1. Introducción	4
2. Datos iniciales	4
3. Diseño de los engranajes.....	4
3.1. Velocidades y pares en cada eje	4
3.2. Cálculo de diámetro del eje por rigidez torsional.....	5
3.3. Dimensiones de los engranajes.....	6
3.4. Estimación del lubricante	9
3.5. Ancho de los engranajes	10
3.5.1. Calculo a tensión superficial	11
3.5.2. Cálculo a flexión	15
3.6. Método United (Selección lubricante).....	18
3.7. Resultado ancho seleccionado	20
4. Diseño de chavetas y chaveteros	22
5. Diseño de los ejes.....	23
5.1. Disposición y geometría de los ejes	23
5.2. Selección de los materiales.....	24
5.3. Cálculo de fuerzas actuantes en los ejes.....	25
5.3.1. Fuerzas eje de entrada	26
5.3.2. Fuerzas eje intermedio	27
5.3.3. Fuerzas eje de salida.....	29
5.4. Diseño a deflexión lateral	30
5.4.1. Eje de entrada	31
5.4.2. Eje intermedio	38
5.4.3. Eje de salida.....	42
5.5. Diseño a fatiga	49
5.5.1. Eje de entrada	51
5.5.2. Eje intermedio	54
6. Nuevos datos	57
6.1. Deflexión lateral	62

6.1.1.	Deflexión lateral eje de entrada.....	62
6.1.2.	Deflexión lateral eje intermedio.....	69
6.1.3.	Deflexión lateral eje de salida.....	73
6.2.	Fatiga.....	81
6.2.1.	Eje de entrada.....	81
6.2.2.	Eje intermedio.....	83
6.2.3.	Eje de salida:.....	85
7.	Selección de rodamientos.....	88
7.1.	Fuerza equivalente en rodamientos de rodillos cónicos.....	88
7.2.	Cálculo de vida a fatiga.....	89
7.2.1.	Rodamientos eje de entrada.....	91
7.2.2.	Rodamientos del eje intermedio.....	95
7.2.3.	Rodamientos eje de salida.....	97

1.Introducción

En este apartado se exponen los cálculos realizados para el diseño del reductor de velocidad con una relación de transmisión de 20,7 y un par máximo a la salida de 2770 Nm.

2.Datos iniciales

Los datos de partida son los siguientes:

- Velocidad de entrada: $\omega_{ent}=1400\text{rpm}$
- Par a la salida: $T_{sal}=2770\text{ Nm}$.
- Relación de transmisión total: $i=20,7$
- Numero de etapas: 2

3.Diseño de los engranajes

3.1. Velocidades y pares en cada eje

Para empezar, debemos estimar la relación de transmisión de cada etapa. Haciendo la raíz cuadrada de la relación de transmisión total, obtendremos dichas relaciones.

$$i_{etapa} = \sqrt{20,7} = 4.5497$$

Conociendo este número, podemos aproximar un valor cercano para cada etapa, sabiendo que el producto entre ambas no debe superar la relación de transmisión total 20,7.

$$i_{etapa1} = 4.55$$

$$i_{etapa2} = 4.53$$

Una vez conocidas las relaciones de transmisión de cada etapa y aplicando las siguientes ecuaciones, podemos hallar el resto de los parámetros para cada eje.

$$i_{total} = \frac{\omega_{ent}}{\omega_{sal}} = \frac{T_{sal}}{T_{ent}}$$

$$T = \frac{P(W)}{\omega \text{ (rad/s)}}$$

EJE	W(rpm)	T(Nm)
Entrada	1400	134,3559
Intermedio	308	610,7086
Salida	67,9055	2770

$$P = 134,35 \cdot 1400 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 2770 \cdot 67,905 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 19697,6045 \text{ (W)}$$

3.2. Cálculo de diámetro del eje por rigidez torsional

El factor más importante para el diseño de ejes es el momento torsor, ya que posiblemente será el causante de cualquier rotura. Por lo tanto, es conveniente limitar la deflexión torsional 1° en una longitud 20 veces el diámetro y un máximo de $1,5^\circ$ por cada metro lineal. Se seleccionará el diámetro más restrictivo en cada caso, es decir, el más grande. A continuación, mostraré las ecuaciones para cada uno de los ejes.

- Eje de entrada:

$$1^\circ \rightarrow D1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20T}{\pi \cdot \theta \cdot G}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 \cdot 134,355}{\pi \cdot 0,017 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} = 0.02617$$

$$1,5^\circ \rightarrow D1 = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot \frac{\theta}{L} \cdot G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 134,355}{\pi \cdot 0,026 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} = 0.02834$$

Tomaremos como **$D_1=30 \text{ mm}$**

- Eje intermedio:

$$1^\circ \rightarrow D1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20T}{\pi \cdot \theta \cdot G}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 \cdot 610,708}{\pi \cdot 0,017 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} = 0.04448$$

$$1,5^\circ \rightarrow D1 = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot \frac{\theta}{L} \cdot G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 610,708}{\pi \cdot 0,026 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} = 0.04138$$

Tomaremos como **$D_2=45 \text{ mm}$**

- Eje salida:

$$1^\circ \rightarrow D1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20T}{\pi \cdot \theta \cdot G}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 \cdot 2770}{\pi \cdot 0,017 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} = 0.07362$$

$$1,5^\circ \rightarrow D1 = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot \frac{\theta}{L} \cdot G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 2770}{\pi \cdot 0,026 \cdot 8,1 \cdot 10^{10}}} = 0.06039$$

Tomaremos como **$D_3=75 \text{ mm}$**

3.3. Dimensiones de los engranajes

Una vez obtenido el diámetro de los ejes, se procederá a determinar el diámetro de los engranajes. Para ello, hallaremos primero el diámetro de los piñones con la formula $d_{piñón}$ y después lo multiplicaremos por el valor de la relación de transmisión de cada etapa, de esta forma sacaremos el diámetro de la rueda.

Para conseguir un buen diseño del reductor, debemos saber que el diámetro del piñón no debe de ser muy pequeño, ya que, al emplear chavetas para la unión con el eje, si la circunferencia primitiva es demasiado pequeña, existe peligro de que la circunferencia base quede muy próxima al fondo del chavetero mecanizado. Así pues, obtendremos un diámetro mínimo mediante la siguiente ecuación:

$$d_{piñón} = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 7.9 \cdot m_n$$

Para proceder al cálculo de los diámetros, primero debemos definir los ángulos de presión normal (α_n) y el ángulo de inclinación del diente (β). En nuestro caso tomaremos 20° y 15° respectivamente. Conociendo estos ángulos, podemos hallar el número mínimo de dientes para el piñón gracias a la siguiente ecuación:

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

Donde α_t es el ángulo de presión tangencial:

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

Del mismo modo, tampoco puede haber un número excesivo de dientes. Por lo tanto, nuestros valores serían:

$$Z_{min}=15.54$$

$$Z_{max}=150$$

Para sacar los diámetros de los engranajes, utilizaremos los módulos estandarizados de engranajes. Éstos son:

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

Como en nuestro caso utilizamos un dentado helicoidal, será necesario calcular el módulo aparente m_t :

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

Para poder completar la ecuación $d_{\text{piñón}}$ debemos conocer las dimensiones de las chavetas. Éstas aparecen en la tabla de la norma UNE 1702-1:1967. La mostramos a continuación.

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero											Chafán P_1	
			Ancho b						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		- 0,006	1,2		1		0,08	0,16	
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029	± 0,0125	- 0,031	1,8	+ 0,1 0	1,4	+ 0,1 0	0,08	0,16	
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0			2,5		1,8		0,08	0,16	
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030	± 0,015	- 0,012	3		2,3		0,16	0,25	
17	22	6 × 6	6	0				- 0,042	3,5		2,8		0,16	0,25	
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0		- 0,015	4		3,3		0,16	0,25	
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036	± 0,018	- 0,051	5		3,3		0,25	0,40	
38	44	12 × 8	12						5,5		3,3		0,25	0,40	
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	6		3,8		0,25	0,40	
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		0,061	7		4,3		0,25	0,40	
58	65	18 × 11	18						7,5	+ 0,2 0	4,4	+ 0,2 0	0,25	0,40	
65	75	20 × 12	20						9		4,9		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	+ 0,3 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		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 la tabla anterior obtendremos:

	Eje entrada	Eje intermedio	Eje salida
Diámetro eje (d_{eje})	30	45	75
Ancho chaveta (b)	8	14	20
Alto chaveta (h)	7	9	12
Profundidad en cubo (h_2)	3.3	3.8	4.9

Conociendo la profundidad en el cubo y con ayuda de la ecuación $d_{piñon}$ sacaremos el diámetro del piñón. Una vez tenemos esto, procederemos a sacar el número de dientes con la siguiente expresión:

$$Z = \frac{m_t}{d_{piñon}}$$

Ahora tendremos que redondear al número entero más cercano y recalcularemos el diámetro del engranaje. Para calcular el diámetro y número de dientes de la rueda, utilizaremos la relación de transmisión de cada etapa. Por lo tanto, procederemos de la misma forma en las dos etapas y quedaría una tabla como la siguiente:

m_n	m_t	$d_{estimado}$	$z1^*$	$z1$	$d_{piñon}$	$z2^*$	$z2$	d_{rueda}	i real
0,5	0,5176	40,482	78,206	78,000	40,376	354,900	355,000	183,761522	4,55128205
0,6	0,6212	41,259	66,421	66,000	40,997	300,300	300,000	186,3497125	4,54545455
0,8	0,8282	42,812	51,691	52,000	43,067	236,600	237,000	196,2883638	4,55769231
1	1,0353	44,365	42,853	43,000	44,517	195,650	196,000	202,9141314	4,55813953
1,25	1,2941	46,306	35,782	36,000	46,587	163,800	164,000	212,231617	4,55555556
1,5	1,5529	48,247	31,069	31,000	48,140	141,050	141,000	218,9609122	4,5483871
2	2,0706	52,129	25,176	25,000	51,764	113,750	114,000	236,0429691	4,56
2,5	2,5882	56,011	21,641	22,000	56,940	100,100	100,000	258,8190451	4,54545455
3	3,1058	59,894	19,284	19,000	59,011	86,450	86,000	267,1012545	4,52631579
4	4,1411	67,658	16,338	16,000	66,258	72,800	73,000	302,3006447	4,5625
5	5,1764	75,423	14,571	15,000	77,646	68,250	68,000	351,9939013	4,53333333
6	6,2117	83,187	13,392	13,000	80,752	59,150	59,000	366,4877679	4,53846154
8	8,2822	98,717	11,919	12,000	99,387	54,600	55,000	455,5215194	4,58333333
10	10,3528	114,246	11,035	11,000	113,880	50,050	50,000	517,6380902	4,54545455
12	12,4233	129,775	10,446	10,000	124,233	45,500	46,000	571,4724516	4,6
16	16,5644	160,833	9,710	10,000	165,644	45,500	46,000	761,9632688	4,6
20	20,7055	191,891	9,268	9,000	186,350	40,950	41,000	848,9264679	4,55555556
25	25,8819	230,714	8,914	9,000	232,937	40,950	41,000	1061,158085	4,55555556

Tabla selección módulos posibles engranajes ETAPA 1

m_n	m_t	$d_{estimado}$	$z1^*$	$z1$	$d_{piñon}$	$z2^*$	$z2$	d_{rueda}	i_{real}
0,5	0,5176	56,482	109,115	109,000	56,423	493,770	494,000	255,7132166	4,53211009
0,6	0,6212	57,259	92,179	92,000	57,147	416,760	417,000	259,0261003	4,5326087
0,8	0,8282	58,812	71,010	71,000	58,804	321,630	322,000	266,6871441	4,53521127
1	1,0353	60,365	58,308	58,000	60,046	262,740	263,000	272,2776354	4,53448276
1,25	1,2941	62,306	48,146	48,000	62,117	217,440	217,000	280,8186639	4,52083333
1,5	1,5529	64,247	41,372	41,000	63,669	185,730	186,000	288,8420543	4,53658537
2	2,0706	68,129	32,904	33,000	68,328	149,490	149,000	308,5123018	4,51515152
2,5	2,5882	72,011	27,823	28,000	72,469	126,840	127,000	328,7001873	4,53571429
3	3,1058	75,894	24,436	24,000	74,540	108,720	109,000	338,535311	4,54166667
4	4,1411	83,658	20,202	20,000	82,822	90,600	91,000	376,8405297	4,55
5	5,1764	91,423	17,662	18,000	93,175	81,540	82,000	424,463234	4,55555556
6	6,2117	99,187	15,968	16,000	99,387	72,480	72,000	447,2393099	4,5
8	8,2822	114,717	13,851	14,000	115,951	63,420	63,000	521,7791949	4,5
10	10,3528	130,246	12,581	13,000	134,586	58,890	59,000	610,8129464	4,53846154
12	12,4233	145,775	11,734	12,000	149,080	54,360	54,000	670,8589649	4,5
16	16,5644	176,833	10,675	11,000	182,209	49,830	50,000	828,2209443	4,54545455
20	20,7055	207,891	10,040	10,000	207,055	45,300	45,000	931,7485624	4,5
25	25,8819	246,714	9,532	10,000	258,819	45,300	45,000	1164,685703	4,5

Tabla selección módulos posibles engranajes ETAPA 2

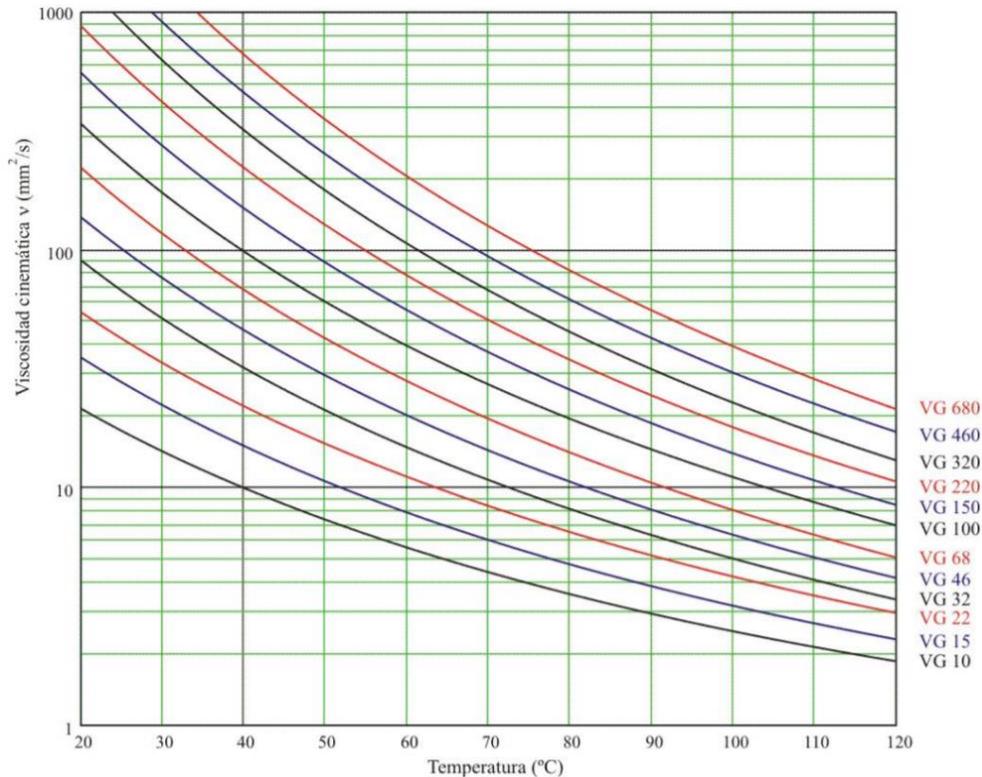
En caso de seleccionar un número de módulo pequeño, observamos que el número de dientes en la rueda o el piñón es excesivo. Por otro lado, si el número de módulo es grande puede aparecer el problema de interferencia puesto que tendremos pocos dientes.

3.4. Estimación del lubricante

Una vez calculados los diámetros y número de dientes del engranaje, procederemos a calcular el lubricante y su viscosidad. Sin embargo, para evaluar bien las dimensiones del engranaje, es necesario conocer bien la viscosidad.

Para solucionar este problema, deberemos suponer inicialmente un lubricante, y una vez finalizado el dimensionado, comprobaremos si el lubricante es el correcto o no. En concreto, para evaluar la anchura del engranaje utilizaremos el VG 460 a una temperatura de trabajo de 40°C.

A continuación, se muestra la gráfica de los diferentes lubricantes, así como su viscosidad a diferentes temperaturas.



3.5. Ancho de los engranajes

Para el cálculo de la anchura de los engranajes hay dos factores clave, la resistencia del diente del engranaje a flexión y la resistencia superficial del diente.

Se buscará que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior que el de fallo superficial, ya que, el fallo por flexión puede ser indetectable y el fallo superficial origina ruidos y vibraciones.

$$X_F \geq X_H \geq X$$

Lo primero que debemos hacer es considerar un coeficiente de seguridad, en nuestro caso $X=1,25$.

Si el ancho obtenido cumple la ecuación descrita arriba, realizaremos la siguiente comprobación:

$$b \leq 2 \cdot d_1 \quad y \quad b > 0,25 \cdot d_1$$

Si cumple las dos condiciones, el diseño será el correcto.

Para empezar con el cálculo del ancho del engranaje deberemos seleccionar un material. Los diferentes tipos de materiales los podemos encontrar en la siguiente tabla:

	Material de los engranajes
1	Fundición Gris
2	F. maleable corazón negro
3	F. nodular
4	Acero moldeado no aleado
5	Ac. no aleado
6	Ac. no aleado templado y revenido
7	Ac. aleado templado y revenido
8	Ac. moldeado no aleado templado
9	Ac. aleado moldeado templado
10	Ac. de cementación
11	Ac. endurecido a la llama o inducción
12	Ac. de nitruración
13	Ac. de nitrocarburoación

En nuestro caso hemos seleccionado el número 7, en concreto el 42CrMo4, que tiene una resistencia a tracción de 1120 (MPa), un límite de fluencia de 1040 (MPa) y una dureza Brinell de 321 (HB).

3.5.1. Cálculo a tensión superficial

Como ya hemos dicho, debemos estimar un coeficiente de seguridad, que en este caso será igual al coeficiente de seguridad a fallo superficial, es decir:

$$X_H = X \rightarrow B_H$$

Por otro lado, este coeficiente de seguridad frente al deterioro superficial relativo a la fuerza tangencial se define como:

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

S_{HP} = Tensión de contacto máxima admisible.

σ_H = Tensión máxima debida a la presión superficial.

➤ Podemos obtener la **tensión máxima admisible** de la siguiente formula:

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

Analizando por separado cada uno de los factores tenemos:

$$S_{HL} = A \cdot x + B = 1,313 \cdot 321 + 373 = 794,473 \text{ N/mm}^2$$

S_{HL} = Tensión de contacto límite de un material durante $5 \cdot 10^7$ ciclos de carga. Este valor se obtiene a través de ensayos con engranajes de referencia. X es la dureza del material en Brinell (HB) y A y B son las constantes que podemos encontrar en la tabla N°5 del anexo tablas.

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

Z_L = Coeficiente de viscosidad del lubricante. El comportamiento de la película del lubricante depende de la tensión de contacto límite del material utilizado y el tipo de lubricante.

ν₄₀ = Viscosidad a 40°C, es decir, $460 \text{ mm}^2/\text{s}$

C_{ZL} = 0,83 puesto que en nuestro caso $S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2$

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

Z_R = Coeficiente de rugosidad. Caracteriza la influencia de la rugosidad superficial en el comportamiento de la película del lubricante.

C_{ZR} = 0,15 puesto que en nuestro caso $S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2$

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

R_{Z10} = Lo obtenemos de la formula anterior, donde R_Z y ρ_r se expresan de la siguiente forma:

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \qquad \rho_r = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{sen}(\alpha_t)}{r_1 + r_2}$$

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

Z_V = Coeficiente de velocidad. Este factor valora el efecto de la velocidad tangencial sobre la formación de la película del lubricante. Donde V es la velocidad tangencial en m/s y $C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$

Z_N = Coeficiente de duración. Para vidas infinitas toma el valor de la unidad.

Z_W = Coeficiente de relación de durezas. Este coeficiente es igual a la unidad, ya que, el material utilizado para la rueda y el piñón es el mismo.

Z_X = Coeficiente de tamaño. Este coeficiente varía según el tamaño del fallo a fatiga en el material. En nuestro caso será igual a la unidad debido a la ISO 6336.

➤ Ahora vamos a calcular la **tensión máxima debida a la presión superficial** con la siguiente formula:

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

Despejando el ancho del engranaje de la anterior ecuación, se nos quedara la fórmula de la siguiente forma:

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

Analizando por separado cada uno de los factores tenemos:

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

F_t = Fuerza tangencial. Ésta aparece en el punto de contacto entre el piñón y la rueda.

K_A = Coeficiente de aplicación. Éste pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje las cuales dependen del tipo de maquina motriz y de la arrastrada. En nuestro caso este coeficiente valdrá 1,35 como podemos ver en la tabla N°8 del anexo de tablas.

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

K_V = Coeficiente dinámico. Este factor tiene en cuenta las cargas dinámicas debidas a las vibraciones del piñón o la rueda. Donde K_1 y K_2 los encontramos en la tabla N°9 del anexo de tablas. Teniendo en cuenta que queremos una $Q_{ISO} = 5$ estos valores serán 6,7 y 0,0087 respectivamente.

K_3 lo sacamos de la siguiente manera:

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

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

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

$K_{H\beta}$ = Coeficiente de distribución de carga longitudinal sobre los dientes. Donde las constantes H_1 , H_2 y H_3 las encontramos en la tabla N°10 del anexo de tablas, sabiendo que la $Q_{ISO} = 5$ y el ajuste es tipo b, c.

$K_{H\alpha}$ = Coeficiente de distribución de carga transversal. Para una $Q_{ISO} \leq ISO 6$, es decir, de mejor calidad, éste tomará un valor de 1.

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

Z_H = Coeficiente geométrico. Es directamente dependiente del ángulo de presión.

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

Z_E = Coeficiente elástico. Al ser del mismo material los piñones y las ruedas de las dos etapas, los módulos elásticos y coeficientes de Poisson son iguales y los podemos encontrar en la tabla N°11 del anexo de tablas.

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

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

Z_{ε} = Coeficiente de conducción. Nos permite estimar el efecto producido por el reparto de cargas entre los dientes del engranaje.

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

Z_{β} = Factor de ángulo de hélice. Nos permite considerar el efecto producido por la inclinación del diente.

3.5.2. Cálculo a flexión

Lo siguiente que debemos hacer para calcular el ancho del engranaje es calcular el coeficiente de seguridad a flexión con el ancho obtenido anteriormente debido al fallo superficial y, por último, comprobar que sea mayor que el coeficiente de seguridad de fallo superficial elegido al principio.

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

➤ Donde S_{FP} es la **tensión normal máxima admisible** y se obtiene de la siguiente forma:

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

Analizando por separado cada uno de los factores tenemos:

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

S_{FL} = Tensión a flexión límite del engranaje. Esta se obtiene para una duración de $3 \cdot 10^6$ ciclos de carga. X es la dureza del material en Brinell (HB) y A y B son las constantes que podemos encontrar en la tabla N°6 del anexo tablas.

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

$Y_{\delta rT}$ = Coeficiente de sensibilidad relativo a la entalla. Valora las posibles diferencias entre el concentrador de tensiones del engranaje de referencia y el escogido para el estudio.

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

Y_{RrT} = Coeficiente de rugosidad relativa. Éste depende de la rugosidad del material. R_z lo obtenemos del anexo de tablas para una $Q_{ISO} = 5$.

Y_{NT} = Coeficiente de duración. Es dependiente del material y la duración deseada. En nuestro caso es igual a la unidad.

Y_{ST} = Coeficiente de concentrador de tensiones. Éste tiene un valor de 2,1.

Y_X = Coeficiente de tamaño. Este coeficiente cuantifica la disminución de la resistencia en función del aumento de tamaño del engranaje. Su valor varía según su modulo, pero para todos los materiales con $m_n \leq 5$, como es en nuestro caso, tomará un valor de 1.

➤ Para analizar la tensión que origina el **esfuerzo a flexión sobre la base del diente** se utilizará el método de Lewis. Este método está basado en dos hipótesis:

- La carga de la F_n se aplica en el extremo del diente.
- Únicamente se considera trabajo a flexión, la F_t aplicada sobre la circunferencia primitiva.

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

Analizando por separado cada uno de los factores tenemos:

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

Y_{Fa} = Coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo. Es dependiente de la geometría del diente, utilizando un número de dientes virtual Z_v que se encuentra entre 18 y 430.

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

Y_{ε} = Coeficiente de conducción. Representa la relación entre el trabajo de flexión en el diente y la relación de contacto.

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

Y_{sa} = Coeficiente de concentrador de tensiones en la base del diente. Depende de la geometría del diente.

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

Y_{β} = Factor de inclinación. La tensión que se genera en la base del engranaje helicoidal debido al momento flector es consecuencia del contacto oblicuo. La fórmula anterior se utiliza para inclinaciones de diente $\beta < 30^{\circ}$.

$$Y_B = 1,6 \cdot \ln \left(2,242 \cdot \frac{h_2}{S_r} \right)$$

Y_B = Factor de espesor del aro. Tiene en cuenta la posible rotura del fondo del diente excesivamente próxima al diámetro del eje. Dado que el factor $1,2 > S_r/h_2 > 0,5$.

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

$K_{F\beta}$ = Coeficiente de distribución de carga longitudinal. Éste depende del cálculo a fallo superficial ya que, toma como referencia el coeficiente de distribución de carga longitudinal. Donde N_F es:

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

$K_{F\alpha}$ = Coeficiente de distribución de carga transversal. Igual que en el cálculo a fallo superficial, este coeficiente es igual a la unidad.

K_A = Coeficiente de aplicación. Éste pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje las cuales dependen del tipo de maquina motriz y de la arrastrada. En nuestro caso este coeficiente valdrá 1,5 como podemos ver en la tabla N°8 del anexo de tablas.

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

K_V = Coeficiente dinámico. Este factor tiene en cuenta las cargas dinámicas debidas a las vibraciones del piñón o la rueda. Donde K_1 y K_2 los encontramos en el anexo de tablas. Teniendo en cuenta que queremos una $Q_{ISO} = 5$ estos valores serán 6,7 y 0,0087 respectivamente.

3.6. Método United (Selección lubricante)

La elección del lubricante es crucial para el diseño del reductor de velocidad. Éste evitará posibles problemas superficiales en el dentado como el gripado, desgaste o picado.

Si el coeficiente de película del aceite es menor que la rugosidad del material, podrían aparecer problemas de desgaste superficial. A velocidades medias y altas cargas aparecerá el fenómeno del picado en forma de pequeñas grietas superficiales. Por último, a altas velocidades y a altas cargas pueden provocar un aumento de la temperatura, eliminando así el coeficiente de película del aceite y por lo tanto obteniendo un contacto directo de metal contra metal.

Por lo tanto, para escoger un lubricante adecuado utilizaremos el método United. Este método cuantifica la carga mediante la variable K:

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

Siendo F_t la fuerza tangencial, b (mm) el ancho del engranaje, d_1 (mm) el diámetro primitivo del mismo y K_A el coeficiente de aplicación.

El lubricante adecuado lo calcularemos conociendo la viscosidad del lubricante a 38° por medio de la siguiente formula:

$$\log(\nu_{38}) = -0,028 \cdot \log\left(\frac{K}{\nu_t} \cdot K_A\right)^3 - 0,0025 \cdot \log\left(\frac{K}{\nu_t} \cdot K_A\right)^2 + 0,46 \cdot \log\left(\frac{K}{\nu_t} \cdot K_A\right) + 2,593$$

Donde ν_t es la velocidad tangencial y se calcula de la siguiente forma:

$$\nu_t = \omega_{Piñon} \cdot \frac{d_1}{2}$$

Utilizando este método obtendremos un lubricante para cada etapa y deberemos seleccionar el más restrictivo. A continuación, se muestra una tabla con los resultados.

COMPROBACION LUBRICANTE			
ETAPA 1		ETAPA 2	
K (N/mm ²)	5,2291	K (N/mm ²)	4,175164276
Vt (m/s)	4,1739	Vt (m/s)	1,168701498
V 38° (mm/s ²)	434,2683898	V 38° (mm/s ²)	683,8918294

Como se puede observar, se necesita una viscosidad de 683,891 mm/s² para la etapa 2, así pues, seleccionaremos el lubricante VG 680 que cumple con los requisitos.

4. Diseño de chavetas y chaveteros

Los engranajes estarán unidos al eje mediante chavetas. A pesar de introducir un concentrador de tensiones en el cálculo a fatiga, esta opción puede tener buenos resultados. Estas chavetas servirán para impedir la rotación del engranaje sobre el eje y también serán las encargadas de transmitir el par torsor correctamente.

Los valores de las dimensiones de las chavetas y chaveteros los obtenemos de la norma UNE 1702-1:1967, la cual hemos mostrado anteriormente. De esa tabla obtendremos los siguientes valores:

	Eje entrada	Eje intermedio	Eje salida
Diámetro eje (d_{eje})	30	45	75
Ancho chaveta (b)	8	14	20
Alto chaveta (h)	7	9	12
Profundidad en cubo (h_2)	3,3	3,8	4,9

Para asegurar que las chavetas tengan una longitud adecuada, su longitud ha de ser:

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot d_{eje}$$

De la misma norma podemos sacar el ancho y la profundidad de los chaveteros tanto en el eje como en el engranaje. El ancho será el mismo pero la profundidad variará entre el engranaje y el eje (profundidad en el cubo).

La longitud de los chaveteros será un poco más larga que las chavetas y la obtendremos de la siguiente formula:

$$L_{chavetero} \cong L_{chaveta} + b_{chaveta}$$

- EJE ENTRADA:

chaveta	(mm)	chavetero	(mm)
L	37,5	L	45,5
ancho	8	ancho	8
alto	7	profundidad	7,3
sección	8x7		

- EJE INTERMEDIO:

chaveta	mm	chavetero	mm
L	56,25	L	70,25
ancho	14	ancho	14
alto	9	profundidad	9,3
sección	14x9		

- EJE SALIDA:

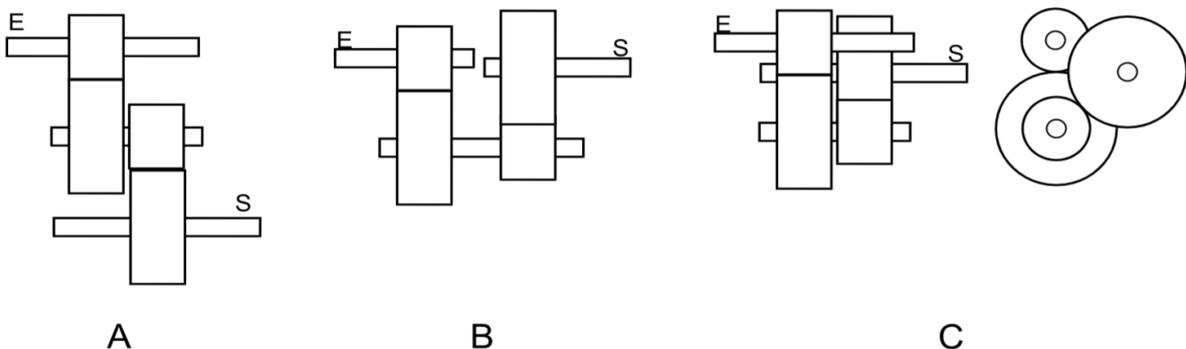
chaveta	mm	chavetero	mm
L	93,75	L	113,75
ancho	20	ancho	20
alto	12	profundidad	12,4
sección	20x12		

5. Diseño de los ejes

Ya se ha estimado el diámetro de los ejes, basándonos en el criterio de rigidez torsional en el apartado 3.2. de este documento. Ahora se va a comprobar que cada uno de los ejes cumple también a fatiga y a deflexión lateral.

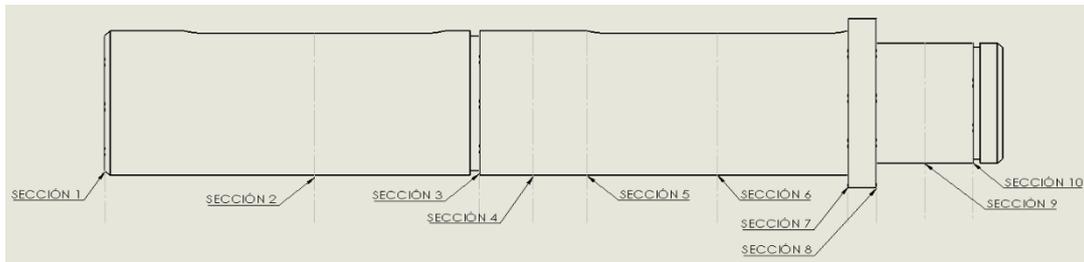
5.1. Disposición y geometría de los ejes

Para lograr la configuración óptima de los ejes, se ha tratado de buscar un diseño compacto y resistente a los diferentes esfuerzos a los que está sometido nuestro reductor. Se han analizado las diferentes distribuciones, las cuales podemos ver a continuación y se ha decidido optar por la opción A, ya que, aunque no sea la más óptima en cuanto a distribución espacial, es la más adecuada para soportar las fuerzas actuantes.

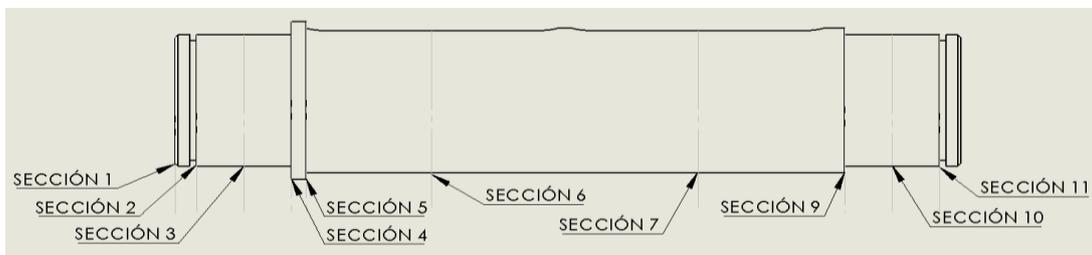


En cuanto a la geometría de los ejes, es necesario conocerla para poder hacer los cálculos de diseño a fatiga y de diseño a deflexión lateral. Por lo tanto, se proponen unas dimensiones iniciales y, en caso de que no cumpla uno de los dos diseños, se modificarán estas dimensiones.

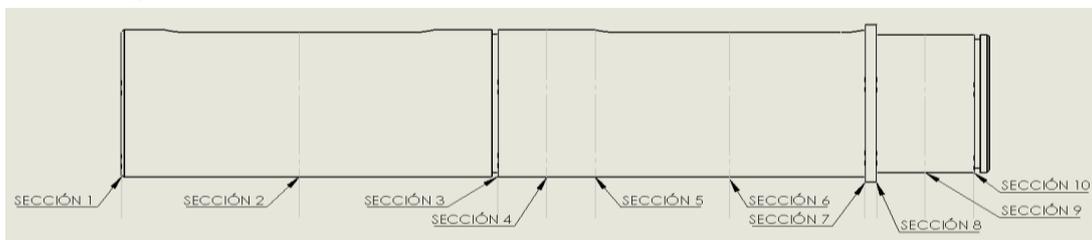
- Eje de entrada:



- Eje intermedio:



- Eje de salida:



5.2. Selección de los materiales

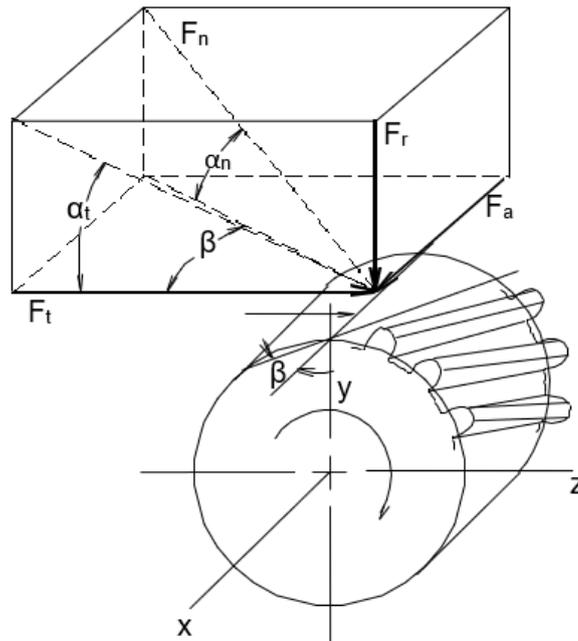
El material seleccionado para los tres ejes es el 34CrNiMo6 con las siguientes características, las cuales podemos encontrar en el anexo de tablas:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1300 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401
- Módulo de Young (E) = $2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Módulo de elasticidad (G) = $8,1 \cdot 10^4$ MPa

Este material es más resistente que el de los engranajes, ya que, tienen que soportar mayores solicitaciones.

5.3. Cálculo de fuerzas actuantes en los ejes

Para el estudio de las fuerzas actuantes en los ejes, deberemos hacerlo en las dos direcciones de giro posible (horario y antihorario). En nuestro caso, al utilizar dientes helicoidales, aparecerá una fuerza axial, así como también una fuerza normal, la cual se divide en dos componentes, una fuerza tangencial y otra radial. Según el sentido de giro, estas fuerzas tendrán una dirección u otra.



Además de estas fuerzas, debemos tener en cuenta la posibilidad de que las maquinas acopladas a la entrada o a la salida puedan generar una carga radial. Esta carga la supondremos de la forma más desfavorable posible para el eje y los rodamientos, en el punto medio de la chaveta. El valor de esta carga lo podemos calcular con la siguiente formula:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d_{eje}}$$

Por otro lado, tanto las fuerzas tangenciales, radiales y axiales que actúan en el engranaje las podemos calcular como:

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{engranaje}}{2}}$$

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

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

Por último, hay que saber que tendremos dos planos de estudio. En el primer plano (Plano XY) actuarán las fuerzas radiales y axiales y, en el segundo plano (Plano XZ) actuará la fuerza tangencial únicamente. En principio se estudian por separado y luego se combinarán para obtener un resultado global.

5.3.1. Fuerzas eje de entrada

En el eje de entrada encontraremos las fuerzas generadas por la máquina motriz y las fuerzas generadas por el engrane entre el piñón del eje de entrada y la rueda conducida del eje intermedio.

En el anexo de planos podemos ver el diseño del eje, así como las secciones en las que lo hemos dividido. En la sección 2 se encontrará la fuerza radial introducida por la máquina acoplada:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d_{eje}} = \frac{134,355}{2 \cdot 0,03} = 2239,265 \text{ N} \quad (\pm)$$

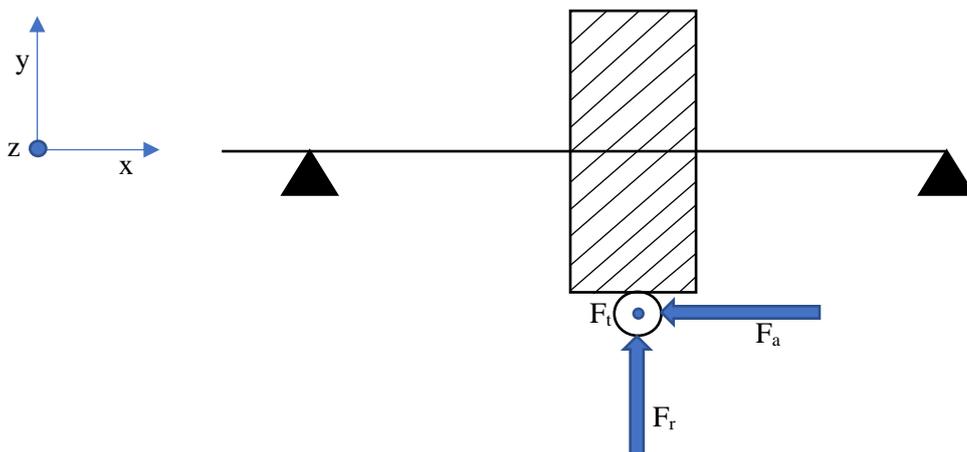
Por otro lado, en la sección 6, las fuerzas resultantes del engrane entre el piñón y la rueda quedarán de la siguiente forma:

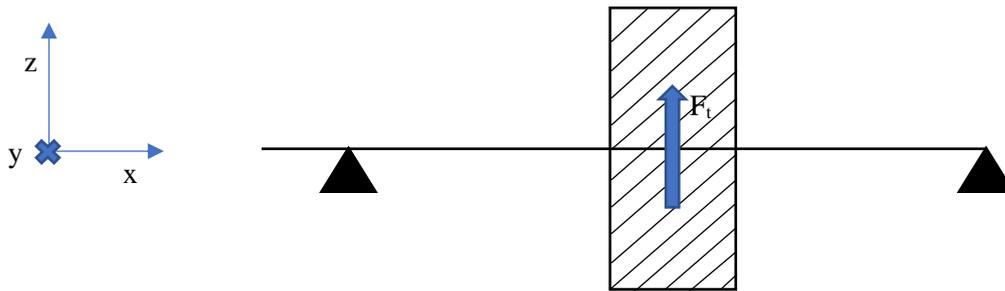
$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{piñón1}}{2}} = \frac{134,355}{\frac{56,94 \cdot 10^{-3}}{2}} = 4719,194 \text{ N} \quad (+z)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 4719,194 \cdot \tan(20,64) = 1777,589 \text{ N} \quad (+y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 4719,194 \cdot \tan(15) = 1264,504 \text{ N} \quad (-x)$$

Este es el valor obtenido con un sentido de giro antihorario. A continuación, se muestran dos esquemas de como quedarían representadas las fuerzas en el plano XY y XZ:





Como ya he explicado antes, las fuerzas radial y tangencial provocan una fuerza resultante normal y, por otro lado, la fuerza axial genera un momento flector. Estas fuerzas también están aplicadas en la sección 6. A continuación, las fórmulas:

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{4720,426^2 + 1778,0537^2} = 5042,877 \text{ N } (+)$$

$$M_f = \frac{d_{\text{piñón}1}}{2} \cdot F_a = \frac{56,94 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1264,834 = 36,0005 \text{ Nm } (-)$$

5.3.2. Fuerzas eje intermedio

En el eje intermedio no encontraremos la fuerza radial que teníamos en el eje de entrada o que tendremos en el eje de salida. Sin embargo, tendremos más fuerzas debido a que hay dos engranajes. Por un lado, tendremos el engrane entre el piñón del eje de entrada con la rueda del eje intermedio y por otro lado tendremos el engrane entre el piñón del eje intermedio y la rueda del eje de salida.

En el anexo de planos podemos ver las secciones donde están situados nuestros engranajes.

- Fuerzas sección 6:

$$F_t = \frac{T_{\text{int}}}{\frac{d_{\text{rueda}1}}{2}} = \frac{610,708}{\frac{258,819 \cdot 10^{-3}}{2}} = 4719,194 \text{ N } (-z)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 4719,194 \cdot \tan(20,64) = 1777,589 \text{ N } (-y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 4719,194 \cdot \tan(15) = 1264,504 \text{ N } (+x)$$

$$M_f = \frac{d_{\text{rueda}1}}{2} \cdot F_a = \frac{258,819 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1264,504 = 163,638 \text{ Nm } (-)$$

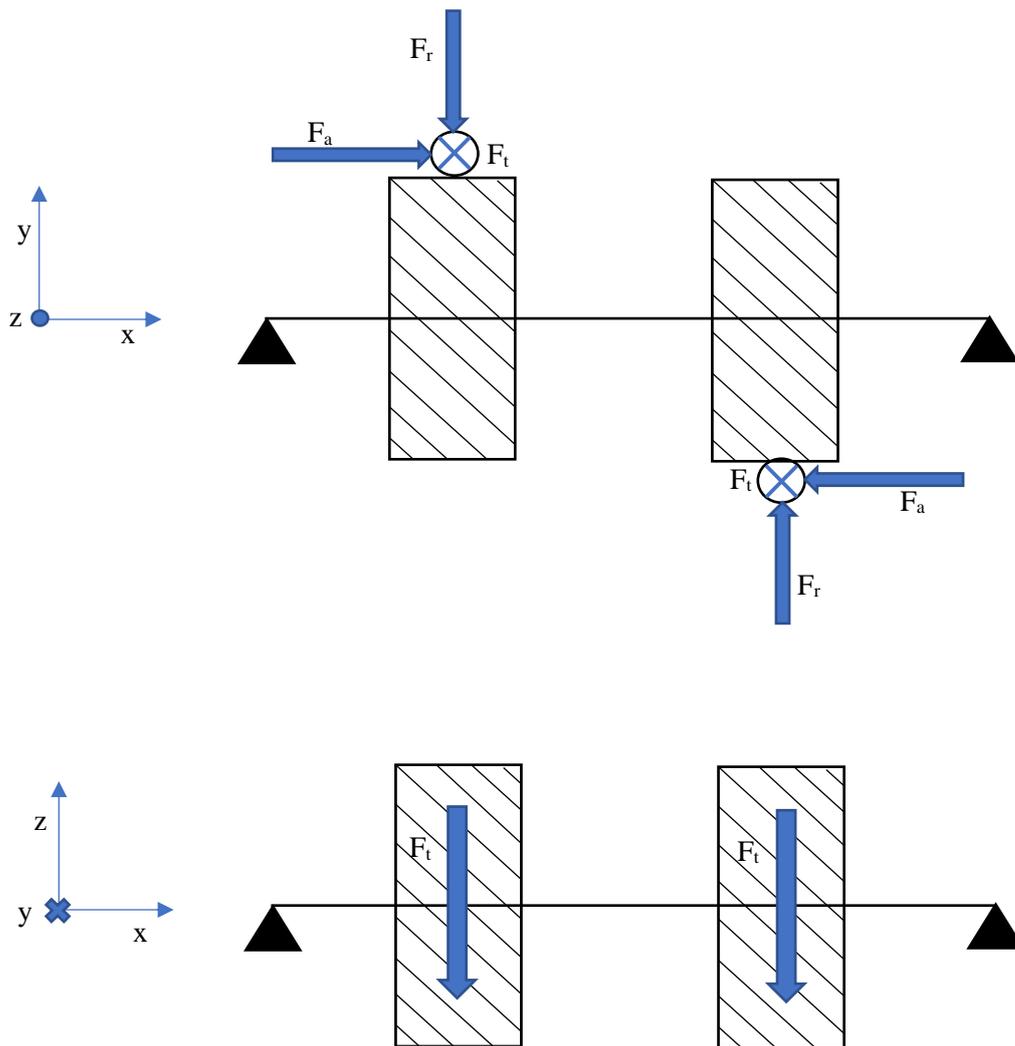
- Fuerzas sección 7:

$$F_t = \frac{T_{int}}{\frac{d_{piñón2}}{2}} = \frac{610,708}{\frac{72,46 \cdot 10^{-3}}{2}} = 16854,264 \text{ N} \quad (-z)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 16854,264 \cdot \tan(20,64) = 6348,534 \text{ N} \quad (+y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 16854,264 \cdot \tan(15) = 4516,086 \text{ N} \quad (-x)$$

$$M_f = \frac{d_{piñón2}}{2} \cdot F_a = \frac{72,46 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 4516,086 = 163,638 \text{ Nm} \quad (-)$$



Como se puede observar en los esquemas, el sentido de giro del eje de entrada es antihorario, por lo tanto, el eje intermedio girará de manera horaria. La rueda del eje intermedio (engranaje izquierdo) tendrá la fuerza tangencial negativa, ya que, al ser un engranaje conducido, la fuerza tangencial va en la misma dirección de giro del eje. Al contrario pasa en el

piñón (engranaje derecho) que, al ser el engranaje que conduce a la rueda del eje de salida, el sentido de la fuerza tangencial va al contrario del sentido de giro del eje.

5.3.3. Fuerzas eje de salida

En el eje de salida encontramos una situación muy similar al eje de entrada. En él aparecen fuerzas y momentos debidas al engrane entre el piñón del eje intermedio y la rueda del eje de salida y, al igual que en el eje de entrada, aparece en la sección 2 una fuerza radial generada por la maquina acoplada o arrastrada que se puede calcular como:

$$F_r = \frac{T_s}{2 \cdot d_{eje}} = \frac{2770}{2 \cdot 0,075} = 18466,667 \text{ N} \quad (\pm)$$

Por otro lado, en la sección 6, las fuerzas resultantes del engrane entre el piñón y la rueda quedaran de la siguiente forma:

$$F_t = \frac{T_s}{\frac{d_{rueda2}}{2}} = \frac{2770}{\frac{328,7 \cdot 10^{-3}}{2}} = 16854,264 \text{ N} \quad (+z)$$

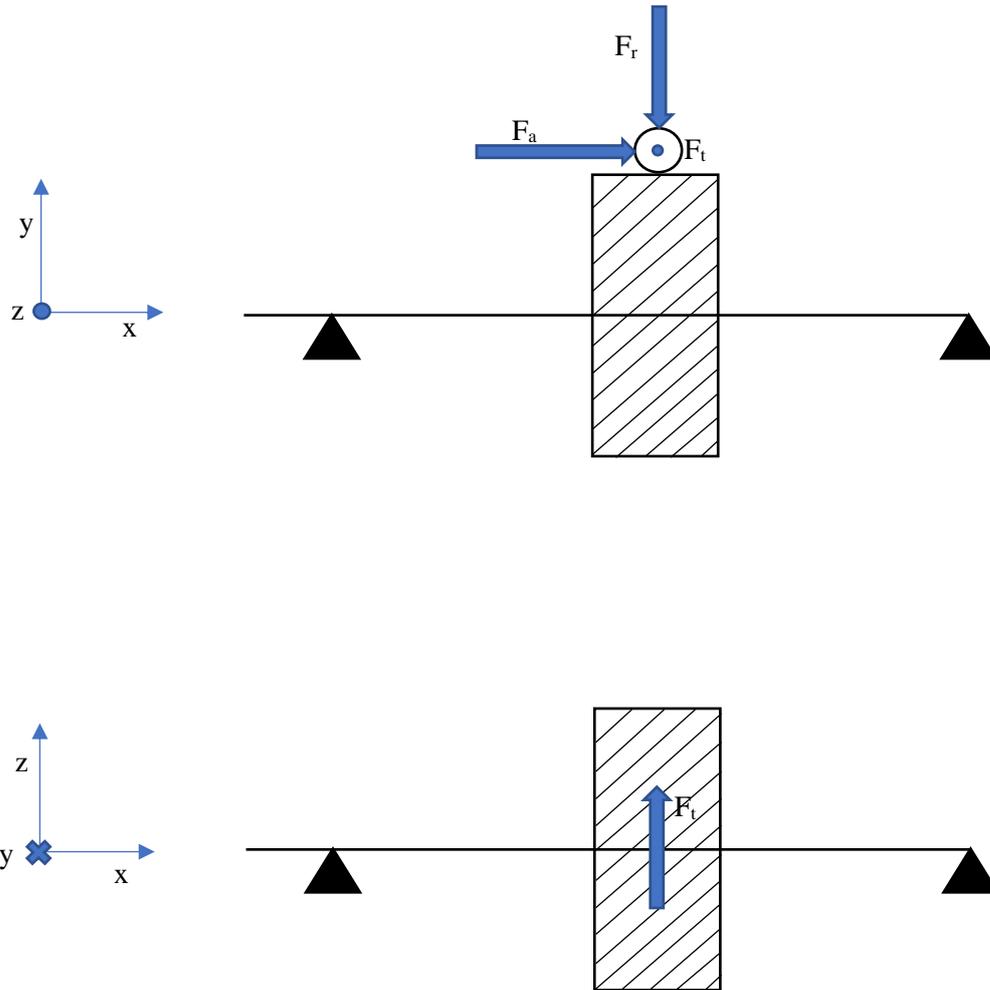
$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 16854,264 \cdot \tan(20,64) = 6348,534 \text{ N} \quad (-y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 16845,264 \cdot \tan(15) = 4516,086 \text{ N} \quad (+x)$$

Como ya he explicado antes, las fuerzas radial y tangencial provocan una fuerza resultante normal y, por otro lado, la fuerza axial genera un momento flector. Estas fuerzas también están aplicadas en la sección 6. A continuación, las fórmulas:

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{16854,264^2 + 6348,534^2} = 18010,27 \text{ N} \quad (+)$$

$$M_f = \frac{d_{rueda2}}{2} \cdot F_a = \frac{328,7 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 4516,086 = 742,219 \text{ Nm} \quad (-)$$



5.4. Diseño a deflexión lateral

Para comprobar este criterio, hemos empleado una hoja de cálculo proporcionada por el departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM). Con ayuda de esta hoja de cálculo, estudiaremos la deformación del eje dependiendo de las cargas aplicadas en él, las cuales hemos calculado en el apartado 5.3. “Cálculo de fuerzas actuantes en los ejes”.

En rojo aparecen las reacciones en los rodamientos, los cuales actuarán de soporte del eje. También podremos observar un dibujo del eje después de su deformación y su diagrama de momentos, así como también la deformación angular en radianes y la deflexión en metros.

Para que se cumpla este criterio, la deformación lateral máxima para engranajes cilíndricos de dientes helicoidales debe de ser menor a $0,005 \cdot m_n$.

5.4.1. Eje de entrada

Como se ha explicado anteriormente, vamos a estudiar los dos sentidos de giro posibles de la fuerza radial transmitida por la maquina motriz, acoplada a la entrada del eje. Además, tendremos que comprobar en que plano (horizontal o vertical) es más crítica.

Las fuerzas horizontales serán las fuerzas radiales y el momento producido por las fuerzas axiales. Por otro lado, las fuerzas verticales serán las fuerzas tangenciales.

La combinación de ambas fuerzas será la fuerza resultante, que se calcula como la raíz cuadrada de dichas fuerzas al cuadrado. Haremos lo mismo para calcular la deflexión total del eje.

- Giro antihorario + fuerza radial externa negativa (CASO A)

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.				
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones	10								
Secc Rod A	4		Reacc en A(N)	-1462,06	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	9		Reacc en B(N)	-315,53		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	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,23E-05	-5,457E-06
2	0,03700	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,23E-05	-2,783E-06
3	0,06600	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,23E-05	-6,867E-07
4	0,07550	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,23E-05	0,000E+00
5	0,08500	0,03000	0,00	0,00	13,89	13,89	6,44E-05	6,616E-07
6	0,10800	0,03000	1777,59	36,00	47,52	11,52	-2,02E-05	1,347E-06
7	0,13100	0,03500	0,00	0,00	4,26	4,26	-4,19E-05	5,946E-07
8	0,13600	0,02500	0,00	0,00	2,68	2,68	-4,3046E-05	3,819E-07
9	0,14450	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,5877E-05	0,000E+00
10	0,15300	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,5877E-05	-3,900E-07
11	0,15830							
12								
13								

Tabla 1. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas horizontales

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)	2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	992,32
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	-3472,25
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba 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	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	6,07E-04	-4,326E-05
2	0,03700	0,03000	-2239,27	0,00	0,00	0,00	6,07E-04	-2,081E-05
3	0,06600	0,03000	0,00	0,00	64,94	64,94	4,94E-04	-4,303E-06
4	0,07550	0,03000	0,00	0,00	86,21	86,21	4,08E-04	0,000E+00
5	0,08500	0,03000	0,00	0,00	98,06	98,06	3,03E-04	3,388E-06
6	0,10800	0,03000	4719,19	0,00	126,74	126,74	-6,49E-06	6,951E-06
7	0,13100	0,03500	0,00	0,00	46,88	46,88	-2,46E-04	3,630E-06
8	0,13600	0,02500	0,00	0,00	29,51	29,51	-0,00025795	2,369E-06
9	0,14450	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,0002891	0,000E+00
10	0,15300	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,0002891	-2,457E-06
11	0,15830							
12								
13								

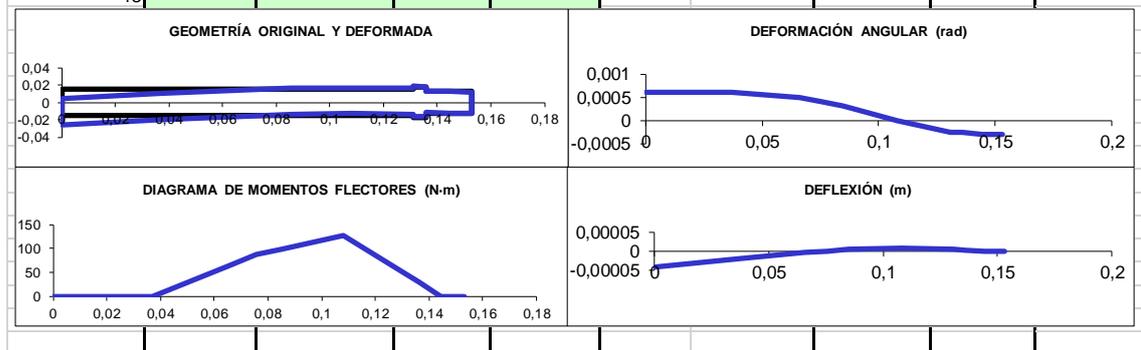


Tabla 2. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,03000	0	0	4,35983E-05
2	0,03700	0,03000	0	0	2,09927E-05
3	0,06600	0,03000	64,94	64,94	4,35753E-06
4	0,07550	0,03000	86,21	86,21	0
5	0,08500	0,03000	99,03885955	99,03885955	3,45223E-06
6	0,10800	0,03000	135,3557461	127,2624768	7,08029E-06
7	0,13100	0,03500	47,07315583	47,07315583	3,67865E-06
8	0,13600	0,02500	29,63144445	29,63144445	2,39966E-06
9	0,14450	0,02500	0	0	0
10	0,15300	0,02500	0	0	2,48808E-06
11	0,15830				
Reacción A(N)	1767,008327				
Reacción B(N)	3486,556932				

Tabla 3. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas resultantes

• Giro antihorario + fuerza radial externa positiva (CASO B)

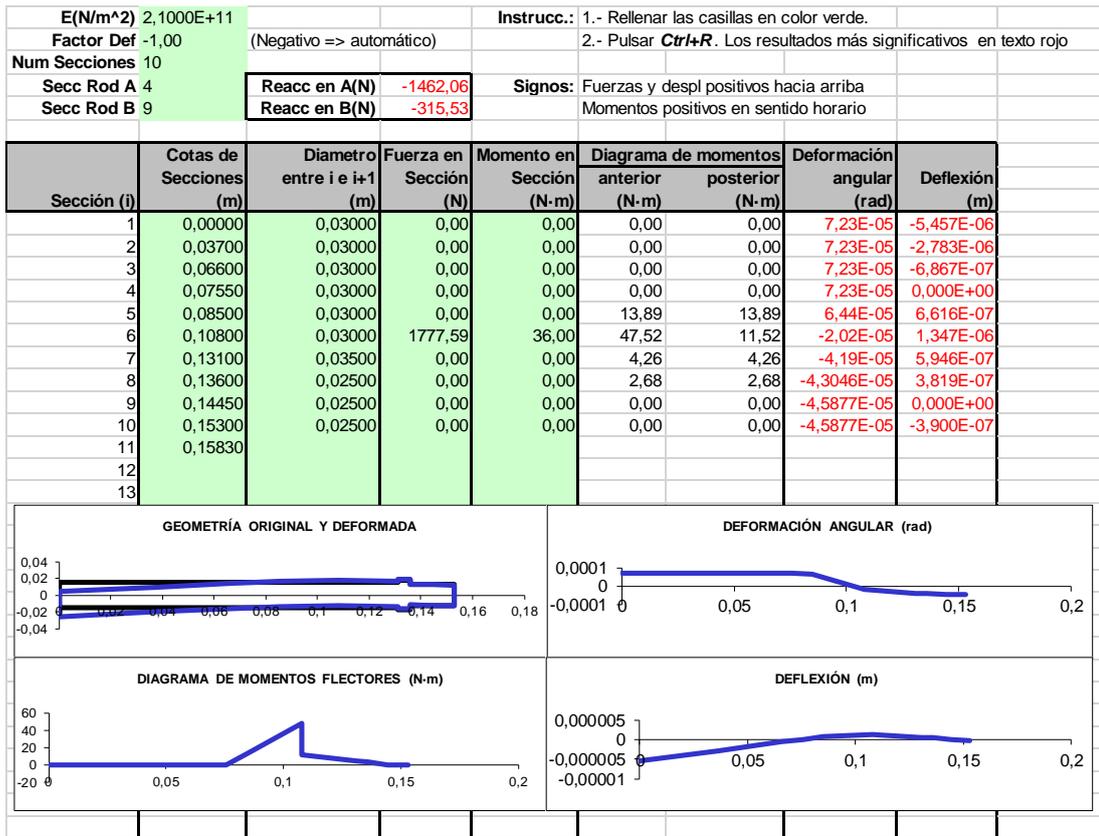


Tabla 4. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas horizontales

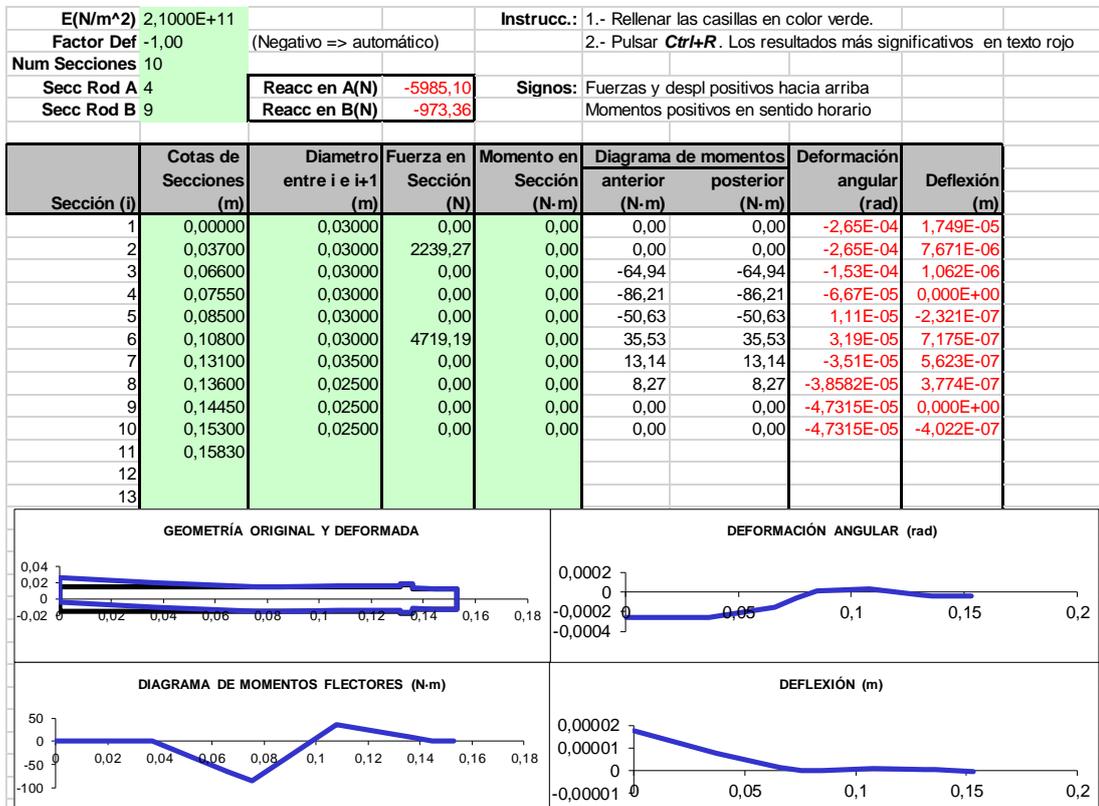


Tabla 5. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas verticales

Sección (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	1,8325E-05
2	0,03700	0,03000	0,00	0,00	8,15974E-06
3	0,06600	0,03000	64,94	64,94	1,26426E-06
4	0,07550	0,03000	86,21	86,21	0
5	0,08500	0,03000	52,50	52,50	7,01175E-07
6	0,10800	0,03000	59,33	37,35	1,52641E-06
7	0,13100	0,03500	13,81	13,81	8,18385E-07
8	0,13600	0,02500	8,70	8,70	5,36963E-07
9	0,14450	0,02500	0,00	0,00	0
10	0,15300	0,02500	0,00	0,00	5,60187E-07
11	0,15830				

Reacción A(N)	6161,09093
Reacción B(N)	1023,224741

Tabla 6. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas resultantes

Comprobando los resultados de giro antihorario, podemos decir que, desde el punto de vista de los momentos, el caso A es más desfavorable que el B. De todas formas, la deflexión lateral no supera $0,005 \cdot m_n$.

• Giro horario + Fuerza radial externa negativa (CASO C):

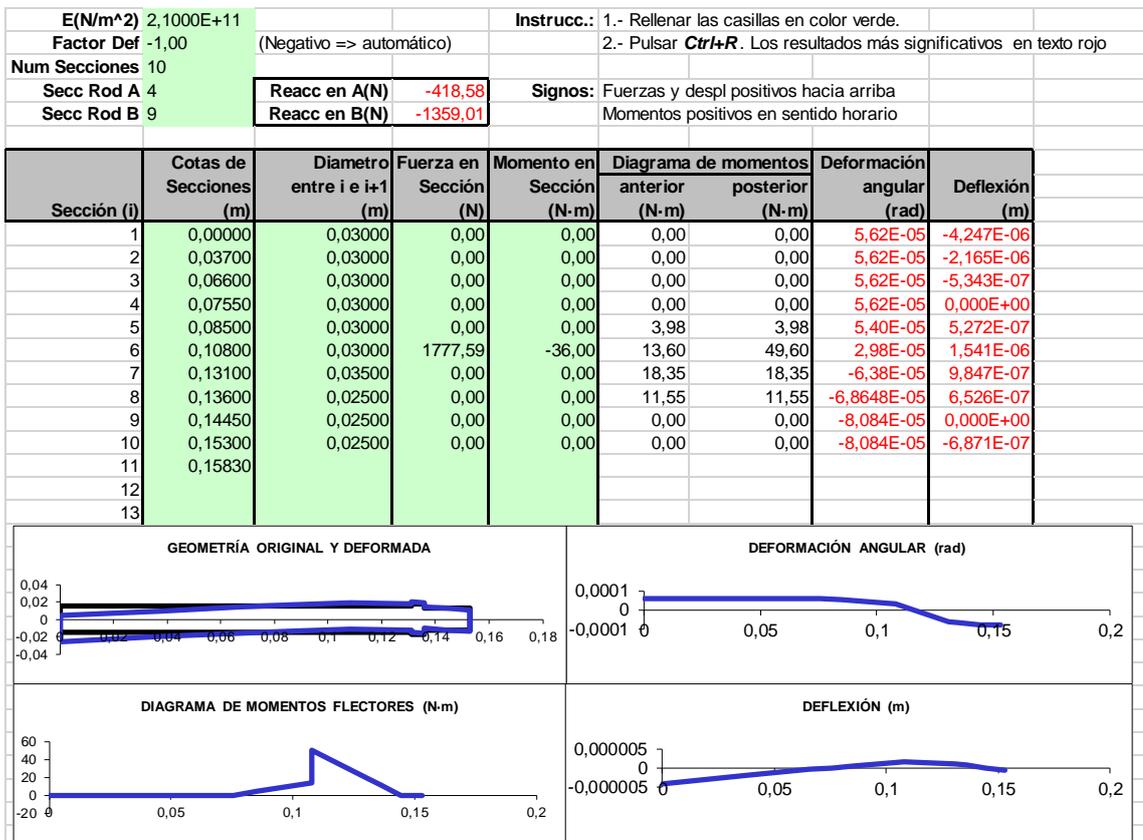


Tabla 7. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas horizontales

$E(N/m^2)$ 2,1000E+11		Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones 10			
Secc Rod A 4	Reacc en A(N) 5985,10	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B 9	Reacc en B(N) 973,36		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	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,65E-04	-1,749E-05
2	0,03700	0,03000	-2239,27	0,00	0,00	0,00	2,65E-04	-7,671E-06
3	0,06600	0,03000	0,00	0,00	64,94	64,94	1,53E-04	-1,062E-06
4	0,07550	0,03000	0,00	0,00	86,21	86,21	6,67E-05	0,000E+00
5	0,08500	0,03000	0,00	0,00	50,63	50,63	-1,11E-05	2,321E-07
6	0,10800	0,03000	-4719,19	0,00	-35,53	-35,53	-3,19E-05	-7,175E-07
7	0,13100	0,03500	0,00	0,00	-13,14	-13,14	3,51E-05	-5,623E-07
8	0,13600	0,02500	0,00	0,00	-8,27	-8,27	3,85819E-05	-3,774E-07
9	0,14450	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,73142E-05	0,000E+00
10	0,15300	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,73142E-05	4,022E-07
11	0,15830							
12								
13								

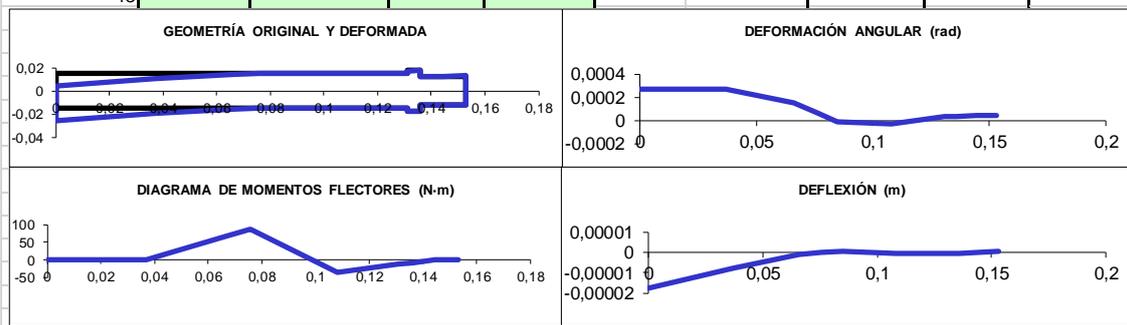


Tabla 8. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	1,80017E-05
2	0,03700	0,03000	0,00	0,00	7,9704E-06
3	0,06600	0,03000	64,94	64,94	1,18844E-06
4	0,07550	0,03000	86,21	86,21	0
5	0,08500	0,03000	50,78	50,78	5,76025E-07
6	0,10800	0,03000	38,04	61,01	1,70002E-06
7	0,13100	0,03500	22,57	22,57	1,13393E-06
8	0,13600	0,02500	14,21	14,21	7,53878E-07
9	0,14450	0,02500	0,00	0,00	0
10	0,15300	0,02500	0,00	0,00	7,96179E-07
11	0,15830				
Reacción A(N)	5999,719262				
Reacción B(N)	1671,627312				

Tabla 9. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas resultantes

• Giro horario + Fuerza radial externa positiva (CASO D):

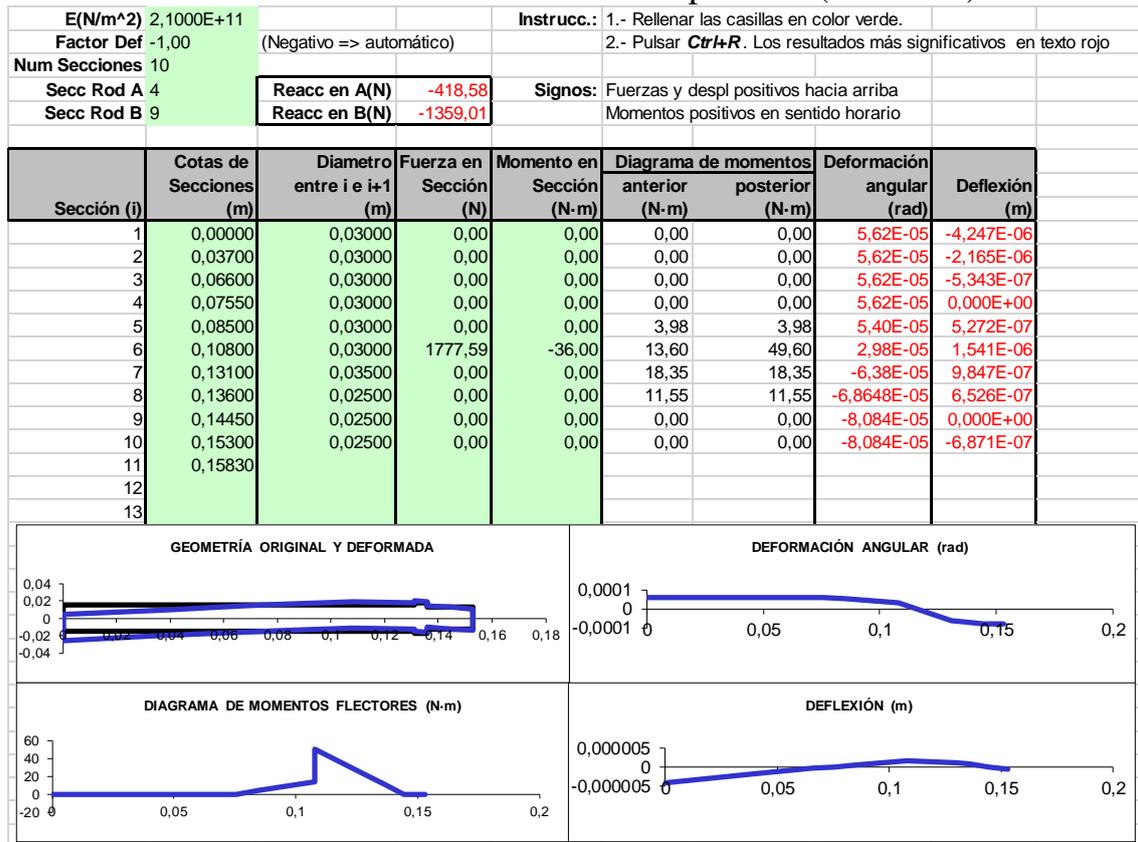


Tabla 10. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas horizontales

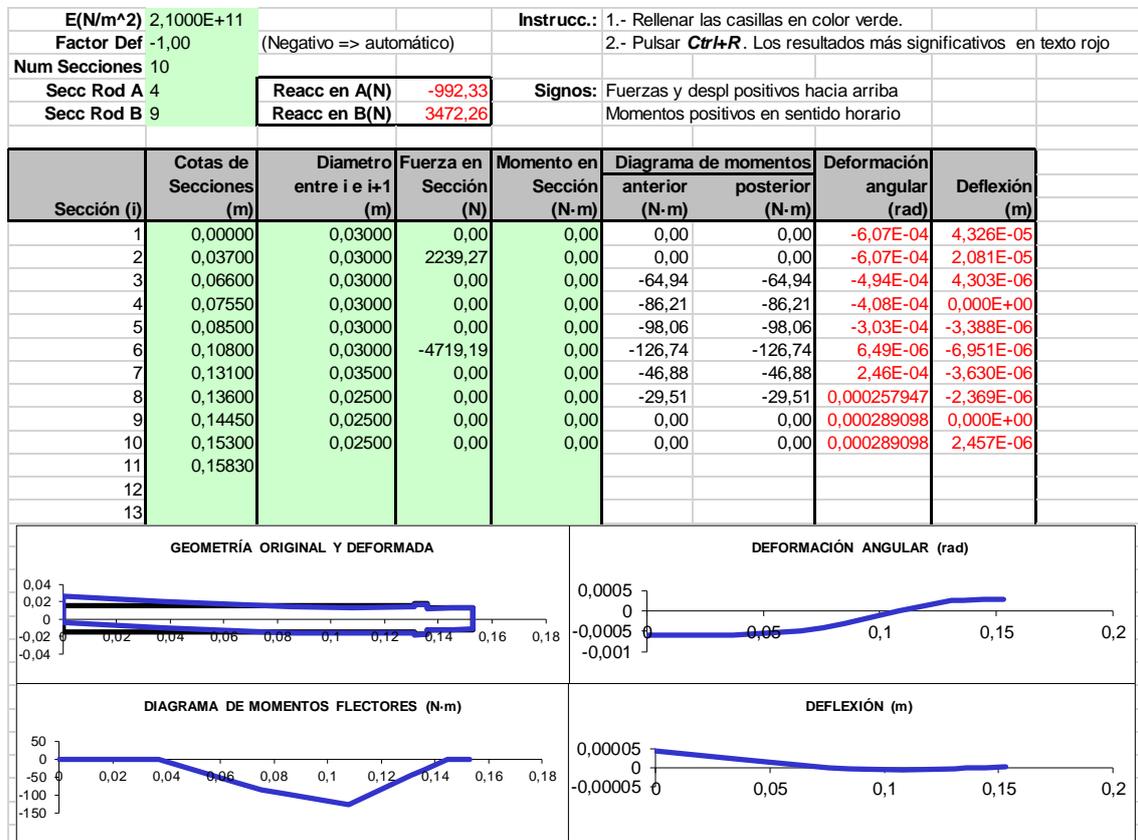


Tabla 11. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas verticales

Sección (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	4,34634E-05
2	0,03700	0,03000	0,00	0,00	2,09198E-05
3	0,06600	0,03000	64,94	64,94	4,33614E-06
4	0,07550	0,03000	86,21	86,21	0
5	0,08500	0,03000	98,14	98,14	3,429E-06
6	0,10800	0,03000	127,47	136,10	7,11974E-06
7	0,13100	0,03500	50,34	50,34	3,76145E-06
8	0,13600	0,02500	31,69	31,69	2,45731E-06
9	0,14450	0,02500	0,00	0,00	0
10	0,15300	0,02500	0,00	0,00	2,55159E-06
11	0,15830				
Reacción A(N)		1076,999557			
Reacción B(N)		3728,739423			

Tabla 12. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas resultantes

CONCLUSION EJE ENTRADA

Se puede observar que, en los cuatro casos cumple con la deflexión lateral máxima permitida. Ahora debemos estudiar los casos más desfavorables para el estudio a fatiga y la elección de los rodamientos.

Para el estudio a fatiga, elegiremos aquel caso donde aparezcan los momentos más críticos. Viendo nuestros resultados escogeremos el caso D.

5.4.2. Eje intermedio

A diferencia del eje de entrada, el eje intermedio no tiene fuerza radial externa, por lo tanto, únicamente tendremos que estudiar los dos sentidos de giro posibles. Primero analizaremos el giro antihorario y después el horario.

- Giro antihorario (CASO A):

E(N/m^2) 2,1000E+11				Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones 12							
Secc Rod A 3		Reacc en A(N) -2106,94		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 10		Reacc en B(N) -2464,00		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	0,000000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,58E-04	-5,426E-06
2	0,003150	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,58E-04	-4,612E-06
3	0,021000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,58E-04	0,000E+00
4	0,037000	0,05000	0,00	0,00	33,71	33,71	2,48E-04	4,079E-06
5	0,042000	0,04500	0,00	0,00	44,25	44,25	2,45E-04	5,313E-06
6	0,079625	0,04500	-1777,59	163,64	123,52	-40,12	1,70E-04	1,335E-05
7	0,177750	0,04500	6348,53	163,64	341,05	177,41	-1,79E-04	2,018E-05
8	0,228750	0,04500	0,00	0,00	51,74	51,74	-0,00031707	6,886E-06
9	0,233750	0,04000	0,00	0,00	39,42	39,42	-0,00032246	5,287E-06
10	0,249750	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00033441	0,000E+00
11	0,265750	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00033441	-5,351E-06
12	0,27075	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00033441	-7,023E-06
13								

Tabla 13. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas horizontales

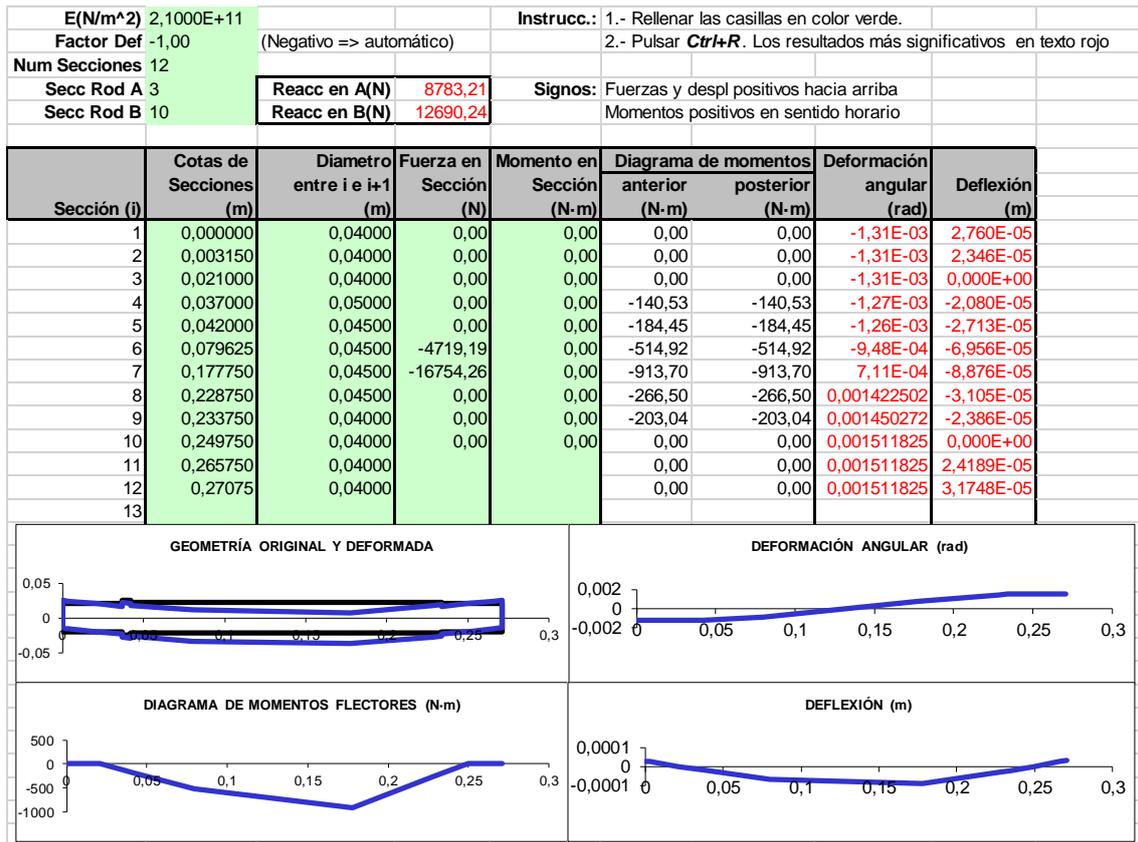


Tabla 14. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,04000	0,00	0,00	2,81238E-05
2	0,003150	0,04000	0,00	0,00	2,39052E-05
3	0,021000	0,04000	0,00	0,00	0
4	0,037000	0,05000	144,52	144,52	2,11942E-05
5	0,042000	0,04500	189,68	189,68	2,76406E-05
6	0,079625	0,04500	529,52	516,48	7,08266E-05
7	0,177750	0,04500	975,27	930,76	9,10216E-05
8	0,228750	0,04500	271,47	271,47	3,18005E-05
9	0,233750	0,04000	206,84	206,84	2,44396E-05
10	0,249750	0,04000	0,00	0,00	0
11	0,265750	0,04000			2,47739E-05
	0,27075	0,04000			
Reacción A(N)	9032,384739				
Reacción B(N)	12927,23819				

Tabla 15. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas resultantes

• Giro horario (CASO B)

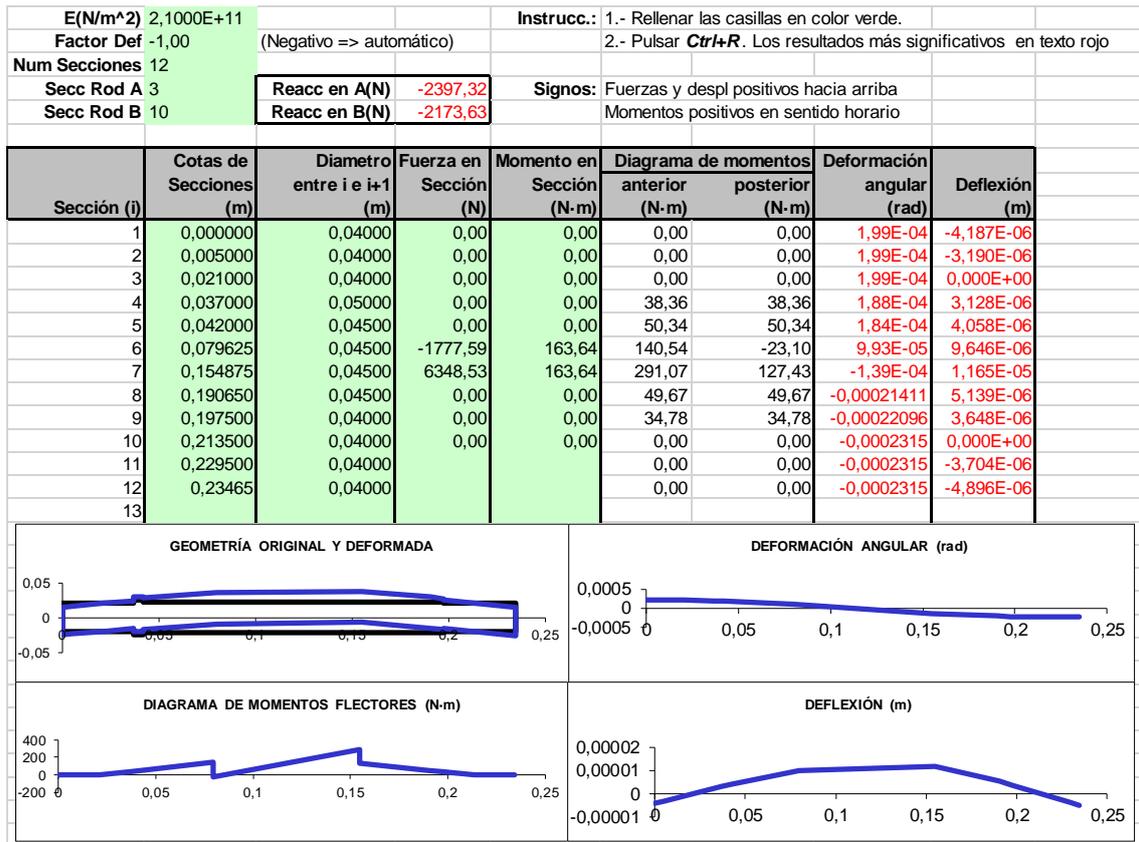


Tabla 16. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas horizontales

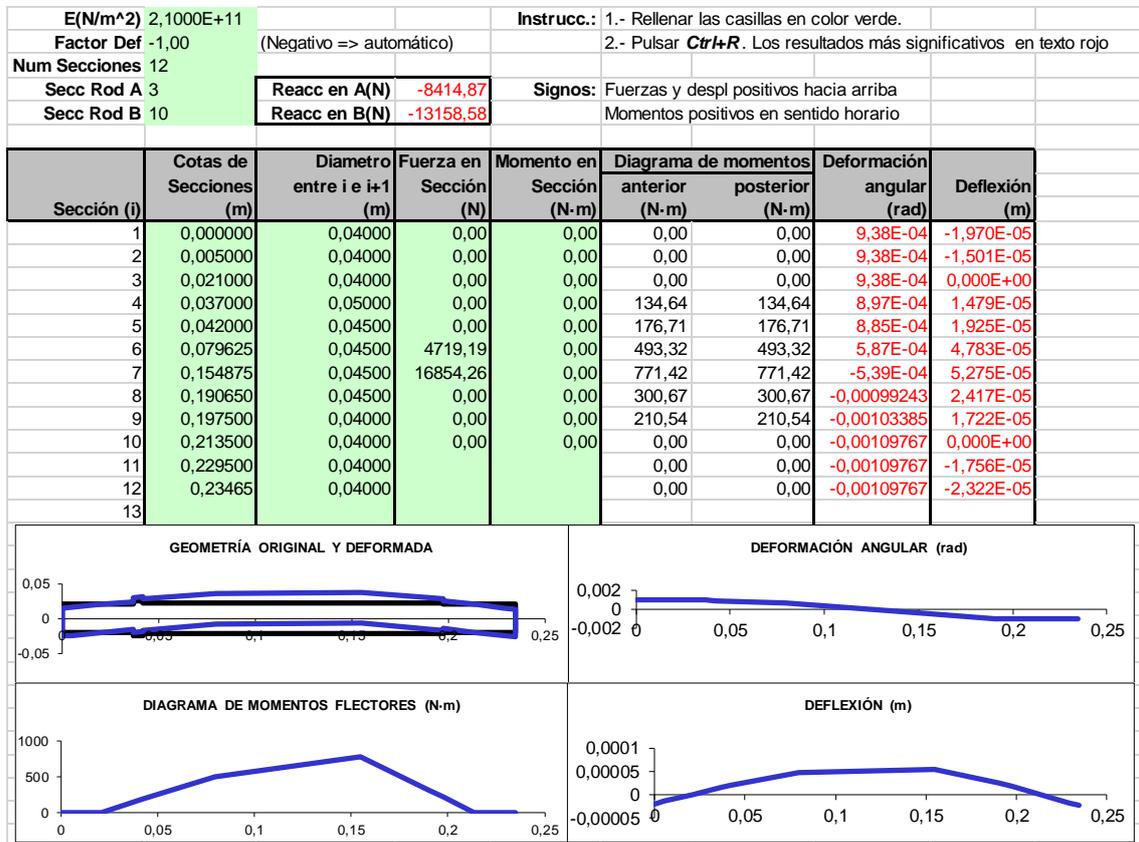


Tabla 17. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,04000	0,00	0,00	2,01398E-05
2	0,005000	0,04000	0,00	0,00	1,53446E-05
3	0,021000	0,04000	0,00	0,00	0
4	0,037000	0,05000	140,00	140,00	1,51188E-05
5	0,042000	0,04500	183,74	183,74	1,96724E-05
6	0,079625	0,04500	512,95	493,86	4,87912E-05
7	0,154875	0,04500	824,51	781,88	5,40198E-05
8	0,190650	0,04500	304,75	304,75	2,47111E-05
9	0,197500	0,04000	213,39	213,39	1,76045E-05
10	0,213500	0,04000	0,00	0,00	0
11	0,229500	0,04000			1,79491E-05
12	0,23465	0,04000			2,37265E-05

Reacción A(N)	8749,696012
Reacción B(N)	13336,89975

Tabla 18. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas resultantes

CONCLUSIONES EJE INTERMEDIO

Como podemos observar, el caso A es un poco más desfavorable que el B, es decir, los momentos producidos en el eje y las reacciones en los apoyos son ligeramente mayores en el giro antihorario. En cualquier caso, no se supera la deformación máxima permitida. Por lo tanto, el caso A será el que estudiemos a fatiga.

5.4.3. Eje de salida

Del mismo modo que con los ejes anteriores, vamos a estudiar si las secciones de este eje cumplen con el criterio de deflexión lateral. Se va a proceder de la misma forma que en el eje de entrada, pero esta vez la fuerza radial externa vendrá dada por la maquina arrastrada, acoplada en la salida del eje de salida.

- Giro antihorario + fuerza radial externa negativa (CASO A)

E(N/m ²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones	10							
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-1372,51	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	7721,04		Momentos positivos en sentido horario			

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,000000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,91E-05	3,428E-06
2	0,085000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,91E-05	1,803E-06
3	0,158750	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,91E-05	3,921E-07
4	0,179250	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,91E-05	0,000E+00
5	0,199750	0,07500	0,00	0,00	28,14	28,14	-2,00E-05	-3,981E-07
6	0,256625	0,07500	-6348,53	742,22	106,20	-636,02	-3,17E-05	-1,805E-06
7	0,313500	0,08000	0,00	0,00	-196,89	-196,89	4,09E-05	-1,181E-06
8	0,318500	0,07000	0,00	0,00	-158,28	-158,28	4,29994E-05	-9,711E-07
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,95544E-05	0,000E+00
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,95544E-05	1,016E-06
11	0,366150				0,00	0,00	1,25583E-05	3,4096E-07
12					0,00	0,00	1,25583E-05	-4,257E-06
13								

Tabla 19. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas horizontales

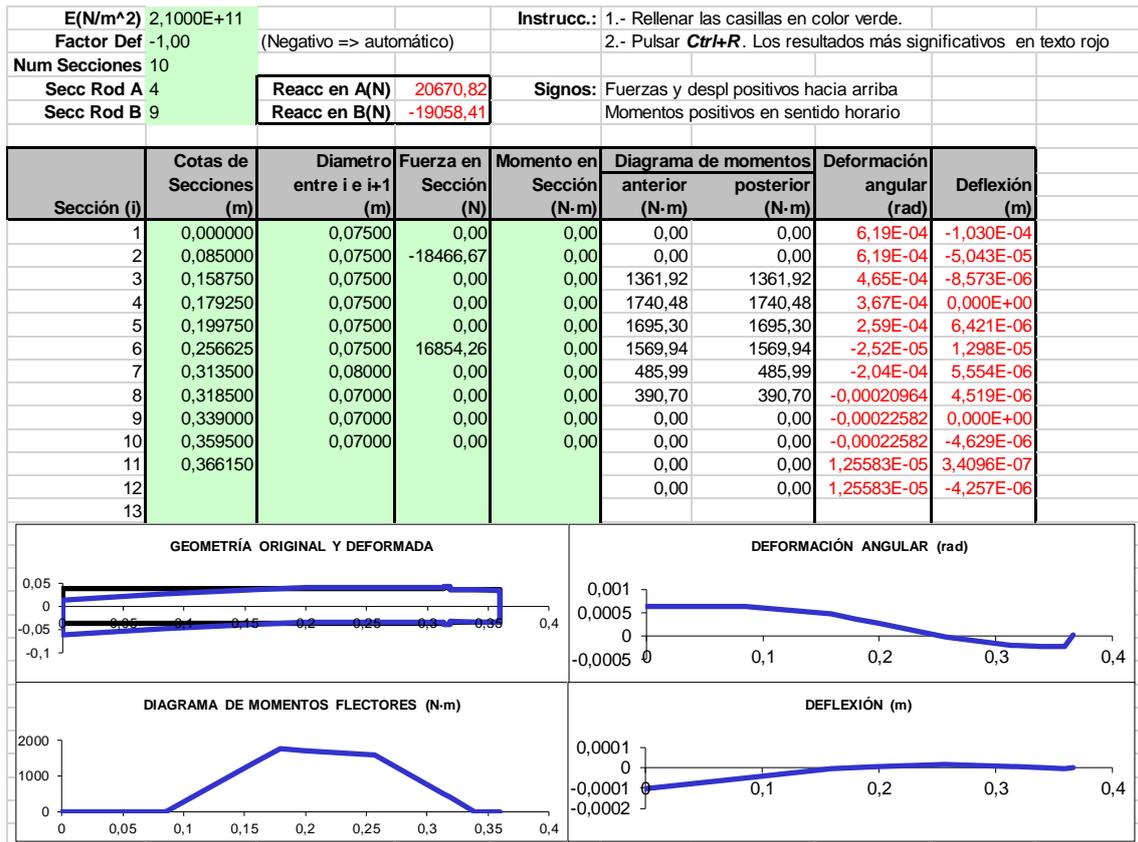


Tabla 20. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,07500	0,00	0,00	0,000103101
2	0,085000	0,07500	0,00	0,00	5,04667E-05
3	0,158750	0,07500	1361,92	1361,92	8,58202E-06
4	0,179250	0,07500	1740,48	1740,48	0
5	0,199750	0,07500	1695,53	1695,53	6,43383E-06
6	0,256625	0,07500	1573,52	1693,88	1,31056E-05
7	0,313500	0,08000	524,36	524,36	5,67858E-06
8	0,318500	0,07000	421,54	421,54	4,62189E-06
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	4,73944E-06
11	0,366150	0,00000			6,27687E-06
Reacción A(N)	20716,33614				
Reacción B(N)	20563,02097				

Tabla 21. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas resultantes

• Giro antihorario + fuerza radial externa positiva (CASO B)

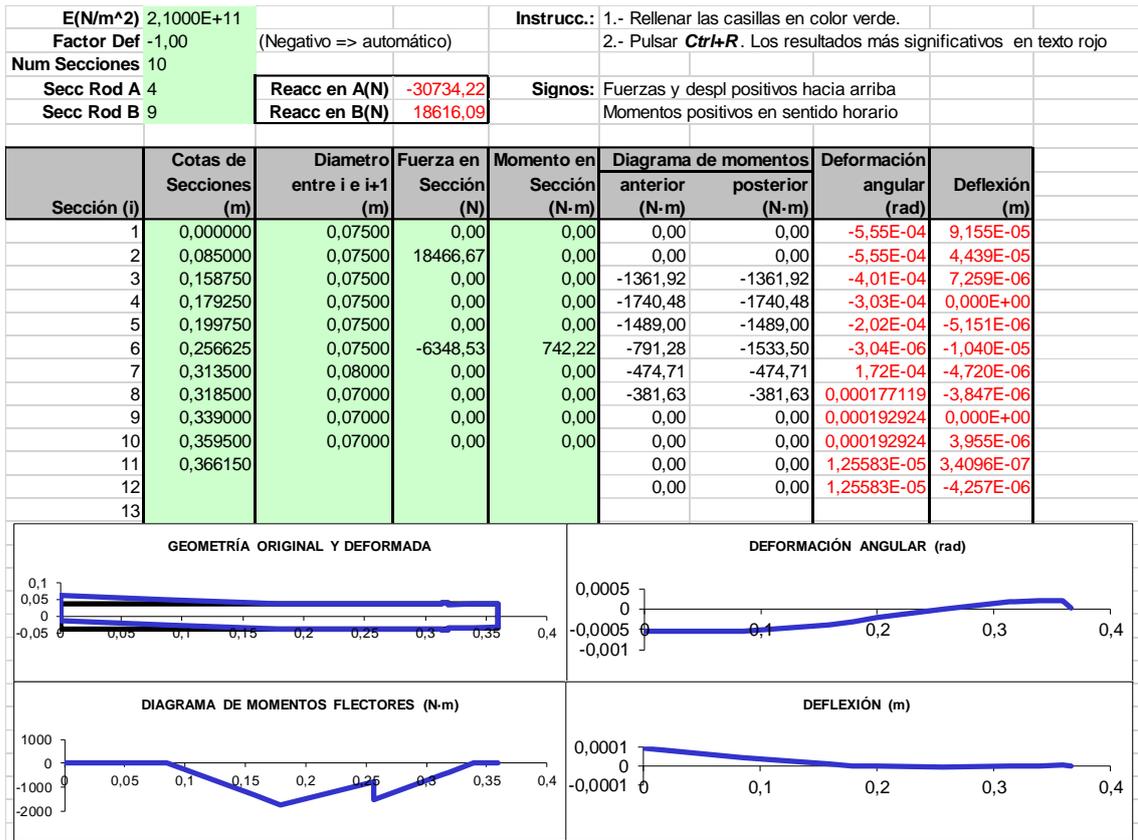


Tabla 23. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas horizontales

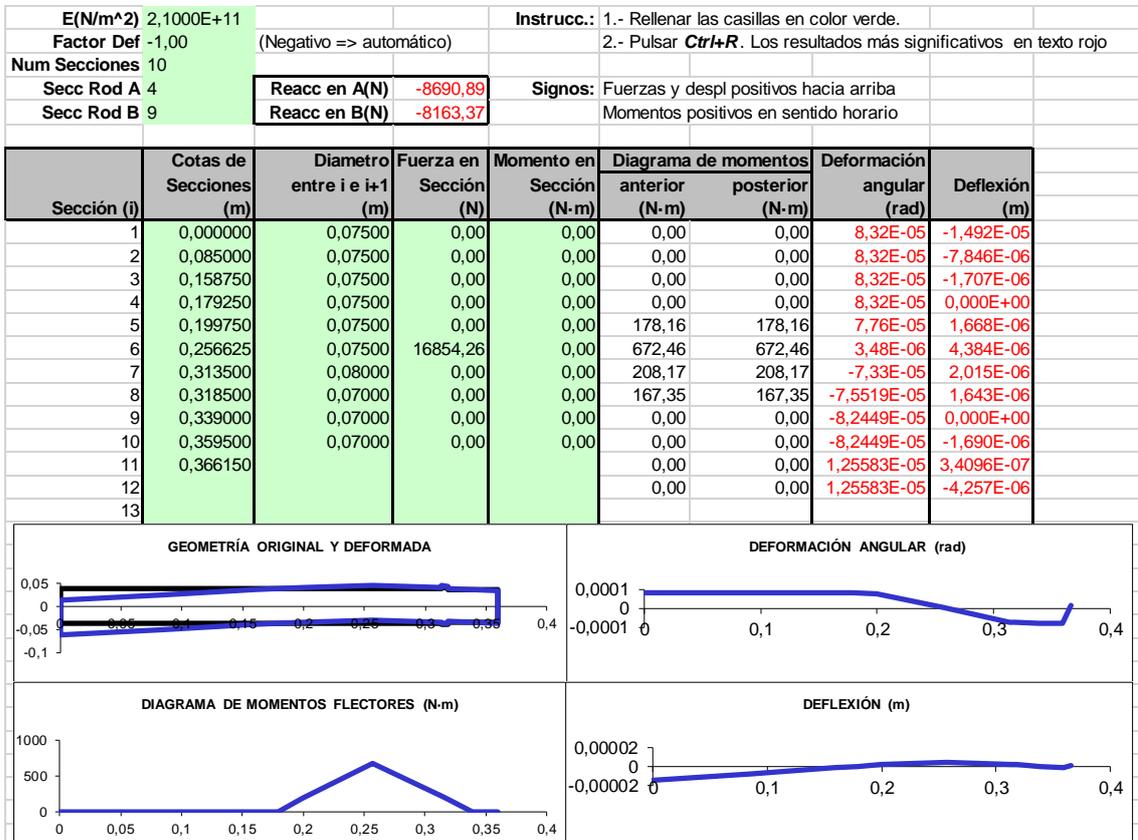


Tabla 22. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas verticales

Sección (i)	Cotas secciones (m)	Diámetro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,07500	0,00	0,00	9,27586E-05
2	0,085000	0,07500	0,00	0,00	4,50792E-05
3	0,158750	0,07500	1361,92	1361,92	7,4565E-06
4	0,179250	0,07500	1740,48	1740,48	0
5	0,199750	0,07500	1499,62	1499,62	5,41474E-06
6	0,256625	0,07500	1038,42	1674,46	1,12877E-05
7	0,313500	0,08000	518,35	518,35	5,13245E-06
8	0,318500	0,07000	416,71	416,71	4,18306E-06
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	4,30098E-06
11	0,366150	0,00000			5,69617E-06

Reacción A(N)	31939,3777
Reacción B(N)	20327,30717

Tabla 24. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas resultantes

• Giro horario + fuerza radial externa negativa (CASO C)

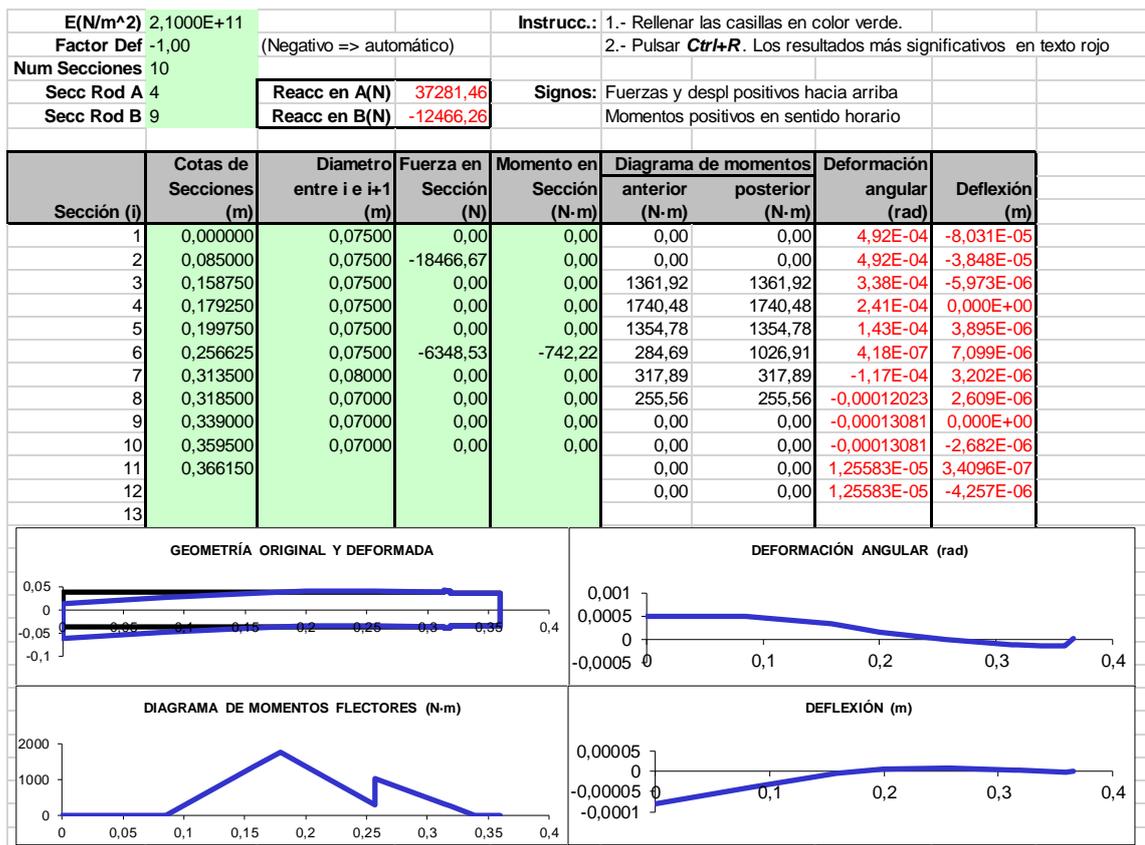


Tabla 25. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas horizontales

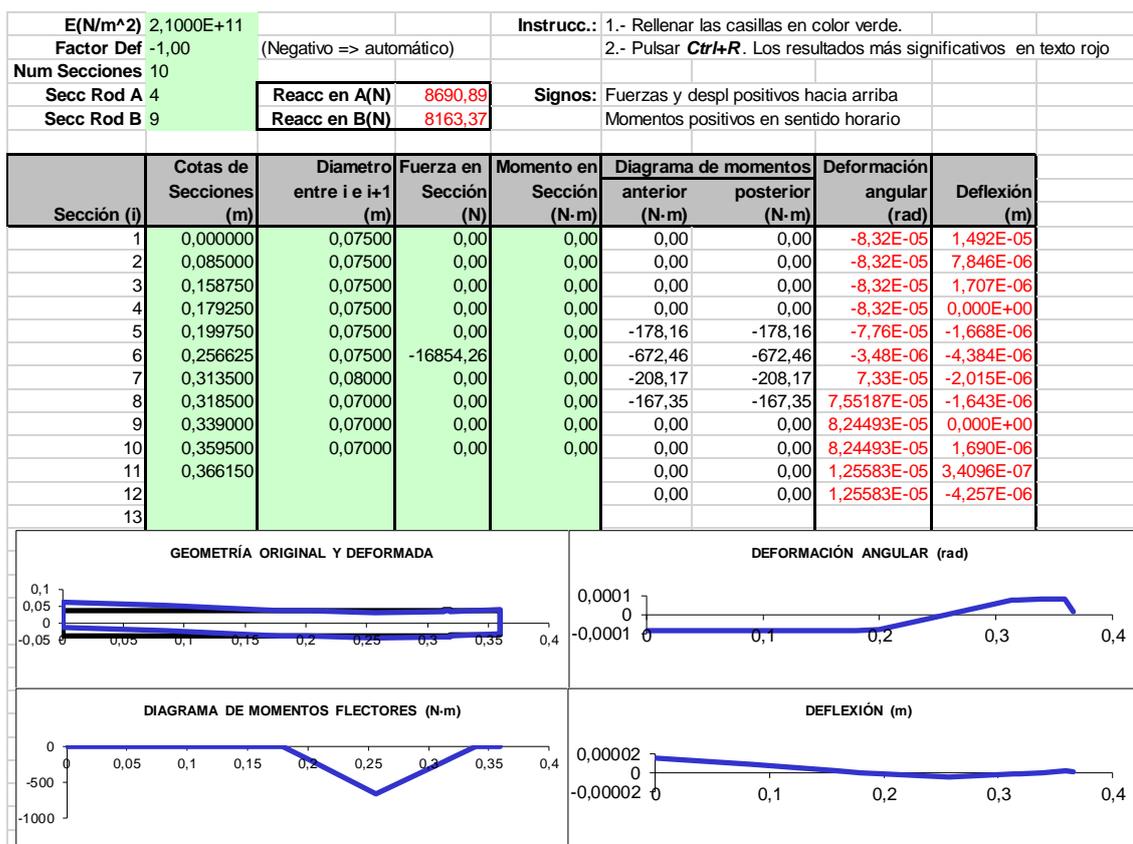


Tabla 26. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,07500	0,00	0,00	8,16836E-05
2	0,085000	0,07500	0,00	0,00	3,9272E-05
3	0,158750	0,07500	1361,92	1361,92	6,21195E-06
4	0,179250	0,07500	1740,48	1740,48	0
5	0,199750	0,07500	1366,44	1366,44	4,2368E-06
6	0,256625	0,07500	730,24	1227,49	8,34343E-06
7	0,313500	0,08000	379,98	379,98	3,78353E-06
8	0,318500	0,07000	305,48	305,48	3,08342E-06
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	3,16985E-06
11	0,366150	0,00000			4,19812E-06

Reacción A(N)	38281,05052
Reacción B(N)	14901,28344

Tabla 27. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas resultantes

• Giro horario + fuerza radial externa positiva (CASO D)

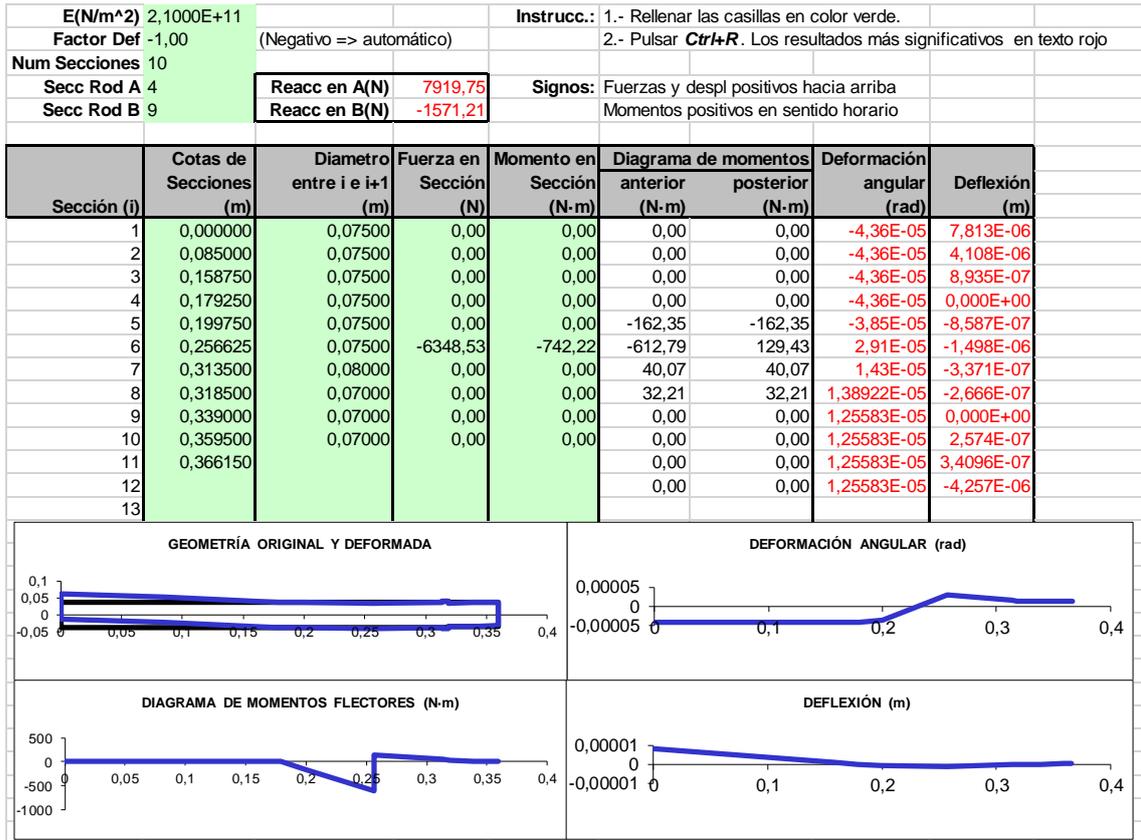


Tabla 29. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas horizontales

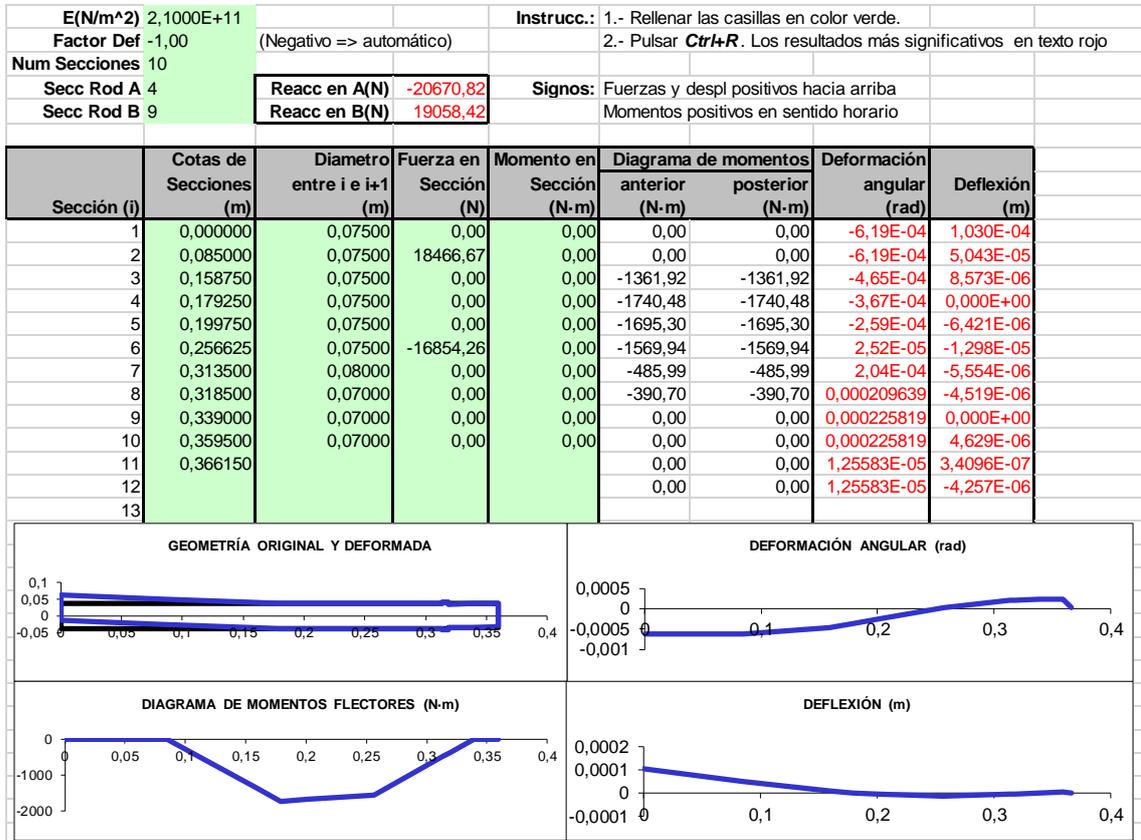


Tabla 28. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,07500	0,00	0,00	0,00010334
2	0,085000	0,07500	0,00	0,00	5,06015E-05
3	0,158750	0,07500	1361,92	1361,92	8,6195E-06
4	0,179250	0,07500	1740,48	1740,48	0
5	0,199750	0,07500	1703,05	1703,05	6,47866E-06
6	0,256625	0,07500	1685,29	1575,26	1,30669E-05
7	0,313500	0,08000	487,64	487,64	5,56463E-06
8	0,318500	0,07000	392,02	392,02	4,52658E-06
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	4,63644E-06
11	0,366150	0,00000			6,14046E-06
Reacción A(N)		22136,06197			
Reacción B(N)		19123,077			

Tabla 30. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas resultantes

CONCLUSIÓN EJE DE SALIDA

Como se ha podido observar, este eje sufre bastante más que los otros dos, sin embargo, es capaz de resistir los momentos y esfuerzos y cumplir con la deformación máxima establecida.

Ahora debemos estudiar los casos más desfavorables para el estudio a fatiga y la elección de los rodamientos.

Para el estudio a fatiga, elegiremos aquel caso donde aparezcan los momentos más críticos. Viendo nuestros resultados escogeremos el caso D.

5.5. Diseño a fatiga

Esta comprobación es conveniente, ya que, estudia cómo se comportará el eje cuando está sometido a tensiones alternantes durante su funcionamiento.

El límite de fatiga (S_e) en aceros se estudia para una vida de 10^6 ciclos. Si los ejes cumplen este requisito, no fallará a fatiga.

Los métodos que vamos a utilizar para obtener los diámetros son el criterio de Soderberg y el de máxima tensión tangencial los cuales los podemos encontrar en el libro de Apuntes de Diseño de Maquinas.

La expresión para calcular el diámetro mínimo de los ejes según Soderberg es la siguiente:

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

Analizando por separado cada uno de los factores tenemos:

d = Diámetro mínimo del eje de la sección calculada.

S_y = Limite de fluencia.

S_e = Limite de fatiga.

X = Coeficiente de seguridad. En nuestro caso su valor será de 2,5.

M_m y T_m = Momento flector medio y momento torsor medio.

M_a y T_a = Momento flector alternante y momento torsor alternante.

Dado que el momento flector medio (M_m) y el momento torsor alternante (T_a) son nulos, podemos simplificar la ecuación de la siguiente forma:

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

El límite de fatiga se calcula como:

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

Analizando por separado cada uno de los factores tenemos:

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

K_a = Factor de superficie. Depende del tipo de acabado superficial, en nuestro caso, mecanizado. Las constantes a y b las encontramos en la tabla N°12 del anexo de tablas.

$$K_b = \left(\frac{d}{7,52} \right)^{-0,107} \quad \text{si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 0,859 - 0,000837 \cdot d \quad \text{si } 51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$$

K_b = Factor de tamaño. Depende del diámetro del eje.

K_c = Factor de tipo de carga. Como la carga es de tipo flexión su valor será igual a la unidad.

K_d = Factor de temperatura. Esta constante depende de la temperatura de funcionamiento del reductor. En nuestro caso $20^\circ\text{C} \leq T^a (\text{°C}) \leq 100^\circ\text{C}$, tomará un valor de 1,01.

K_e = Factor de confiabilidad. Se estima que no debe de ser inferior al 95%, por lo tanto, tomara un valor de 0,868 como se puede ver en la tabla N°14 del anexo de tablas.

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

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

S'_e = Limite de fatiga para una probeta de acero.

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

K_f = Factor concentrador de tensiones. Este factor tiene en cuenta las tensiones creadas por las chavetas. Siendo *q* el factor de sensibilidad de la entalla que se calcula con la siguiente expresión:

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

De esta expresión sabemos que, ρ es el radio de la entalla y α es un parámetro que depende del material y su valor, para aceros con S_u entre 345 y 2070 MPa, es el siguiente:

$$\alpha \text{ (mm)} = \frac{75000}{(S_u + 210)^{1,92}}$$

Para el caso de los chaveteros **K_f** toma un valor de 2, ya que, se utilizan chavetas de tipo perfilado como podemos ver en la tabla N°15 del anexo de tablas.

En el caso de las entallas en eje para los anillos de seguridad, se empleará un valor tabulado $K_f = 2,2$.

Por último, en el caso cambios de sección en el eje, con ausencia de torsor y axil de tracción, y únicamente con momento flector, utilizaremos la tabla N°16 del anexo de tablas.

5.5.1. Eje de entrada

Como hemos podido ver en el criterio de deflexión lateral, el caso más desfavorable del eje de entrada era el caso D (Giro horario + fuerza radial externa positiva).

El eje de entrada lo hemos dividido en 10 secciones, de las cuales solo estudiaremos las más críticas, es decir, aquellas donde haya un concentrador de tensiones, como podría ser un chavetero o un cambio de sección. Las secciones de estudio serán la 2, 3, 6, 7 y 8. Se comprobará por separado cada sección.

- Sección 2:

Esta sección estará sometida únicamente a momento torsor, ya que, es donde se engrana el eje con la maquina externa o motriz. Como ya hemos visto en el apartado “3.1. Velocidades y pares en cada eje” este eje tendrá un par de entrada de 134,3559 Nm.

Seccion a estudiar	a	b	Esfuerzos presentes							
2	4,51	-0,265	Momento flector	Momento torsor						
Material eje	34NiCrMo6		0	134,3559						
Su (Mpa)	1300									
Sy (Mpa)	860									
X	2,5									
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)	
30	0,67449938	0,86238925	1	1,01	1,01	0,868	2	650	165,733136	15,8452636
15,8452636	0,67449938	0,92334939	1	1,01	1,01	0,868	2	650	177,448397	15,8452636
15,8452636	0,67449938	0,92334939	1	1,01	1,01	0,868	2	650	177,448397	15,8452636
15,8452636	0,67449938	0,92334939	1	1,01	1,01	0,868	2	650	177,448397	15,8452636
15,8452636	0,67449938	0,92334939	1	1,01	1,01	0,868	2	650	177,448397	15,8452636
15,8452636	0,67449938	0,92334939	1	1,01	1,01	0,868	2	650	177,448397	15,8452636
15,8452636	0,67449938	0,92334939	1	1,01	1,01	0,868	2	650	177,448397	15,8452636

Gracias a esta hoja de cálculo podemos observar que el diámetro mínimo necesario para el cálculo a fatiga es de 15,84 mm, lo que significa que cumple con el diámetro obtenido anteriormente calculado con el criterio de rigidez torsional, es decir, de 30 mm.

- Sección 3:

Esta sección corresponde con una entalla hecha en medio del eje donde se aloja un anillo de retención, por lo tanto, K_f valdrá 2,2.

Por otro lado, aparte del momento torsor del eje de entrada, encontramos un momento flector con valor de 64,94 Nm, calculado en el apartado de deflexión lateral.

Sección a estudiar	a	b	Esfuerzos presentes	
3	4,51	-0,265	Momento flector	Momento torsor
Material eje	34NiCrMo6		64,94	134,3559
Su (Mpa)	1300			
Sy (Mpa)	860			
X	2,5			

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)	
30	0,67449938	0,86238925	1	1	1,01	0,868	2,2	650	150,666487	22,68540753
22,68540753	0,67449938	0,8885675	1	1	1,01	0,868	2,2	650	155,240042	22,48711529
22,48711529	0,67449938	0,88940261	1	1	1,01	0,868	2,2	650	155,385943	22,48093732
22,48093732	0,67449938	0,88942876	1	1	1,01	0,868	2,2	650	155,390511	22,48074402
22,48074402	0,67449938	0,88942957	1	1	1,01	0,868	2,2	650	155,390654	22,48073797
22,48073797	0,67449938	0,8894296	1	1	1,01	0,868	2,2	650	155,390658	22,48073778
22,48073778	0,67449938	0,8894296	1	1	1,01	0,868	2,2	650	155,390659	22,48073777

Como podemos ver en esta tabla, se cumple el diseño a fatiga puesto que el diámetro mínimo es $22,48 \text{ mm} < 30 \text{ mm}$.

- Sección 6:

En esta sección se encuentra el piñón de la etapa 1, el cual está sujeto al eje por una chaveta y un chavetero, por lo que $K_f = 2$. También se produce el mayor momento flector del eje, el cual tiene un valor de 136,1 Nm.

Sección a estudiar	a	b	Esfuerzos presentes	
6	4,51	-0,265	Momento flector	Momento torsor
Material eje	34NiCrMo6		136,1	134,3559
Su (Mpa)	1300			
Sy (Mpa)	860			
X	2,5			

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)	
30	0,67449938	0,86238925	1	1	1,01	0,868	2	650	165,733136	27,71424427
27,71424427	0,67449938	0,86973327	1	1	1,01	0,868	2	650	167,144503	27,63876846
27,63876846	0,67449938	0,86998709	1	1	1,01	0,868	2	650	167,193282	27,63617576
27,63617576	0,67449938	0,86999583	1	1	1,01	0,868	2	650	167,19496	27,63608658
27,63608658	0,67449938	0,86999613	1	1	1,01	0,868	2	650	167,195018	27,63608351
27,63608351	0,67449938	0,86999614	1	1	1,01	0,868	2	650	167,19502	27,6360834
27,6360834	0,67449938	0,86999614	1	1	1,01	0,868	2	650	167,19502	27,6360834

Como observamos, el diámetro mínimo a fatiga es de $27,63 \text{ mm} < 30 \text{ mm}$, por lo tanto, cumple el criterio a fatiga.

5.5.2. Eje intermedio

Como hemos podido ver en el criterio de deflexión lateral, el caso más desfavorable del eje de entrada era el caso A (Giro antihorario).

El eje intermedio lo hemos dividido en 12 secciones de estudio, de las cuales solo estudiaremos las más críticas, es decir, aquellas donde haya un concentrador de tensiones, como podría ser un chavetero o un cambio de sección. Las secciones de estudio serán la 4, 5, 6, 7, 8 y 9. Se comprobará por separado cada sección.

- Sección 4:

En esta sección encontramos un cambio de diámetro de 40 a 50 mm. También encontramos un momento flector de 135,59 Nm, en cambio, el momento torsor será igual a 0 Nm.

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			135,59	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	2,4	2,34694996	0,83624761	136,951587	29,32244871
29,32244871	1,5	50	0,05115535	1,70517819	2,3	2,25073925	0,86449977	147,63037	28,59767253
28,59767253	1,5	50	0,05245182	1,748394033	2,3	2,25073925	0,86681801	148,026254	28,57215571
28,57215571	1,5	50	0,05249866	1,749955464	2,3	2,25073925	0,86690081	148,040394	28,57124603
28,57124603	1,5	50	0,05250034	1,750011181	2,3	2,25073925	0,86690376	148,040898	28,57121359
28,57121359	1,5	50	0,0525004	1,750013168	2,3	2,25073925	0,86690387	148,040916	28,57121243
28,57121243	1,5	50	0,0525004	1,750013239	2,3	2,25073925	0,86690387	148,040917	28,57121239
	q	0,96210711		Ka	Kc	Kd	Ke	Se'	
	α	0,05907796		0,674499378		1	1,01	0,868	650
	p (mm)	1,5							

Como se puede observar en la hoja de Excel, el diámetro mínimo a fatiga es de 28,57 mm < 45 mm, por lo tanto, cumple el criterio a fatiga.

- Sección 7:

Esta sección se corresponde con el alojamiento del piñón de la etapa 2, por lo tanto, K_f será igual a 2.

Por otro lado, aparte del momento torsor del eje intermedio, encontramos un momento flector con valor de 975,27 Nm, calculado en el apartado de deflexión lateral.

Sección a estudiar	a	b	Esfuerzos presentes	
7	4,51	-0,265	Momento flector	Momento torsor
Material eje	34NiCrMo6		975,27	610,708
Su (Mpa)	1300			
Sy (Mpa)	860			
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	54,00813836
54,00813836	0,67449938	0,80980821	1	1,01	0,868	2	650	155,628162	54,35620639
54,35620639	0,67449938	0,80925176	1	1,01	0,868	2	650	155,521224	54,36850434
54,36850434	0,67449938	0,80923217	1	1,01	0,868	2	650	155,517459	54,36893746
54,36893746	0,67449938	0,80923148	1	1,01	0,868	2	650	155,517327	54,36895272
54,36895272	0,67449938	0,80923145	1	1,01	0,868	2	650	155,517322	54,36895325
54,36895325	0,67449938	0,80923145	1	1,01	0,868	2	650	155,517322	54,36895327

Como podemos observar, esta sección no cumple con el criterio a fatiga, ya que el diámetro mínimo calculado es 54,46 mm > 45mm (calculado en rigidez torsional). Por lo tanto, esto supone un problema en el diseño debido a que el eje intermedio podría romper a fatiga. Así pues, se va a volver a calcular todos los pasos con el nuevo diámetro de 55 mm.

6. Nuevos datos

Al haber cambiado el diámetro del eje intermedio, muchos de los datos obtenidos anteriormente se han de recalcular.

EJE	W(rpm)	T(Nm)
Entrada	1400	134,4882
Intermedio	308	611.3103
Salida	67,9724	2770

$$P = 134,488 \cdot 1400 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 2770 \cdot 67,972 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 19717,011 \text{ (W)}$$

Podemos ver como la potencia ha aumentado ligeramente de 19697,6045 W a 19717,011 W.

COMPROBACION LUBRICANTE			
ETAPA 1		ETAPA 2	
K (N/mm ²)	5,2342	K (N/mm ²)	5,264120498
Vt (m/s)	4,1739	Vt (m/s)	1,335658855
V 38° (mm/s ²)	434,4627046	V 38° (mm/s ²)	711,5472115

Por consiguiente, la viscosidad del lubricante aumentará de 683,891 mm/s² a 711,547 mm/s² y se necesitará buscar un nuevo lubricante con una viscosidad mayor. En este caso hemos ido al catálogo de lubricantes de “Total” y se ha optado por el Total Carter EP 1000.

	Eje entrada	Eje intermedio	Eje salida
Diámetro eje (d _{eje})	30	55	75
Ancho chaveta (b)	8	16	20
Alto chaveta (h)	7	10	12
Profundidad en cubo (h ₂)	3.3	4.3	4.9

De la tabla anterior cambiamos únicamente cambiamos las medidas del eje intermedio. Antes, el ancho y alto de la chaveta eran de 14 y 9 mm respectivamente y, la profundidad en el cubo era 3,8 mm.

Dimensiones chavetas y chaveteros eje de entrada:

chaveta	mm	chavetero	mm
L	37,5	L	45,5
ancho	8	ancho	8
alto	7	profundidad	7,3
seccion	8x7		

Dimensiones chavetas y chaveteros eje intermedio:

chaveta	mm	chavetero	mm
L	68,75	L	84,75
ancho	16	ancho	16
alto	10	profundidad	10,3
seccion	16x10		

Dimensiones chavetas y chaveteros eje intermedio:

chaveta	mm	chavetero	mm
L	93,75	L	113,75
ancho	20	ancho	20
alto	12	profundidad	12,4
seccion	20x12		

A continuación, se muestran las fuerzas actuantes en los ejes recalculadas otra vez. El sentido de giro sigue siendo antihorario y el criterio de signos es el mismo.

- Fuerzas eje de entrada:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d_{eje}} = 2241,47 \quad (\pm)$$

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{piñón1}}{2}} = 4723,8436 \text{ N} \quad (+z)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 1779,3408 \text{ N} \quad (+y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 5047,8462 \text{ N} \quad (-x)$$

$$M_f = \frac{d_{piñón1}}{2} \cdot F_a = 36,036 \text{ Nm} \quad (-)$$

- Fuerzas eje intermedio:

Sección 6:

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{rueda1}}{2}} = 4723,8436 \text{ N} \quad (-z)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 1779,3408 \text{ N} \quad (-y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 5047,8462 \text{ N} \quad (+x)$$

$$M_f = \frac{d_{rueda1}}{2} \cdot F_a = 163,8 \text{ Nm} \quad (-)$$

Sección 7:

$$F_t = \frac{T_{int}}{\frac{d_{piñón2}}{2}} = 14762,011 \text{ N} \quad (-z)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 5560,44 \text{ N} \quad (+y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 3955,468 \text{ N} \quad (-x)$$

$$M_f = \frac{d_{piñón2}}{2} \cdot F_a = 163,8 \text{ Nm} \quad (-)$$

- Fuerzas eje de salida:

$$F_r = \frac{T_s}{2 \cdot d_{eje}} = 18466,667 \quad (\pm)$$

$$F_t = \frac{T_{sal}}{\frac{d_{rueda2}}{2}} = 14762,011 \text{ N} \quad (+z)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 5560,44 \text{ N} \quad (-y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 3955,468 \text{ N} \quad (+x)$$

$$M_f = \frac{d_{rueda2}}{2} \cdot F_a = 742,219 \text{ Nm} \quad (-)$$

6.1. Deflexión lateral

6.1.1. Deflexión lateral eje de entrada

- Giro antihorario + Fuerza radial negativa (CASO A)

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones	10							
Secc Rod A	4							
Secc Rod B	9							
		Reacc en A(N)	-1463,51	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
		Reacc en B(N)	-315,83		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	0,000000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,23E-05	-5,461E-06
2	0,037000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,23E-05	-2,785E-06
3	0,066000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,23E-05	-6,872E-07
4	0,075500	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,23E-05	0,000E+00
5	0,085000	0,03000	0,00	0,00	13,90	13,90	6,44E-05	6,621E-07
6	0,108000	0,03000	1779,34	36,04	47,56	11,53	-2,02E-05	1,348E-06
7	0,131000	0,03000	0,00	0,00	4,26	4,26	-4,20E-05	5,942E-07
8	0,136000	0,03500	0,00	0,00	2,68	2,68	-4,4063E-05	3,787E-07
9	0,144500	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,4801E-05	0,000E+00
10	0,153000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,4801E-05	-3,808E-07
11	0,158300	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00014813	-2,37E-06
12					0,00	0,00	-0,00014813	-3,429E-06
13								

Tabla 31. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas horizontales

E(N/m²) 2,1000E+11		Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)	2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones 10		
Secc Rod A 4	Reacc en A(N) 993,30	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B 9	Reacc en B(N) -3475,67	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 angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,000000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	6,07E-04	-4,328E-05
2	0,037000	0,03000	-2241,47	0,00	0,00	0,00	6,07E-04	-2,082E-05
3	0,066000	0,03000	0,00	0,00	65,00	65,00	4,94E-04	-4,306E-06
4	0,075500	0,03000	0,00	0,00	86,30	86,30	4,08E-04	0,000E+00
5	0,085000	0,03000	0,00	0,00	98,15	98,15	3,03E-04	3,390E-06
6	0,108000	0,03000	4723,84	0,00	126,86	126,86	-6,68E-06	6,952E-06
7	0,131000	0,03000	0,00	0,00	46,92	46,92	-2,46E-04	3,624E-06
8	0,136000	0,03500	0,00	0,00	29,54	29,54	-0,00026892	2,332E-06
9	0,144500	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00027704	0,000E+00
10	0,153000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00027704	-2,355E-06
11	0,158300	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00014813	-2,37E-06
12					0,00	0,00	-0,00014813	-3,429E-06
13								

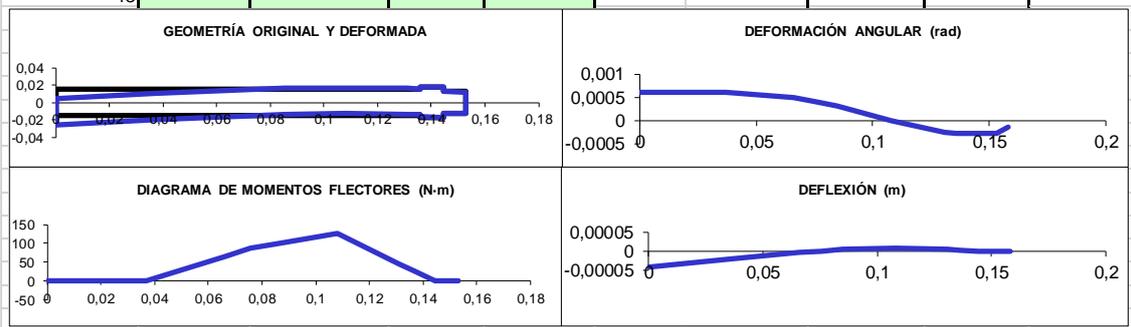


Tabla 32. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,03000	0,00	0,00	4,36272E-05
2	0,037000	0,03000	0,00	0,00	2,10061E-05
3	0,066000	0,03000	65,00	65,00	4,36005E-06
4	0,075500	0,03000	86,30	86,30	0
5	0,085000	0,03000	99,13	99,13	3,45387E-06
6	0,108000	0,03000	135,49	127,38	7,08124E-06
7	0,131000	0,03000	47,11	47,11	3,67195E-06
8	0,136000	0,03500	29,66	29,66	2,36239E-06
9	0,144500	0,02500	0,00	0,00	0
10	0,153000	0,02500	0,00	0,00	2,38543E-06
11	0,158300	0,02500	0,00	0,00	3,35169E-06
Reacción A(N)		1768,758437			
Reacción B(N)		3489,990048			

Tabla 33. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas resultantes

• Giro antihorario + fuerza radial positiva (CASO B)

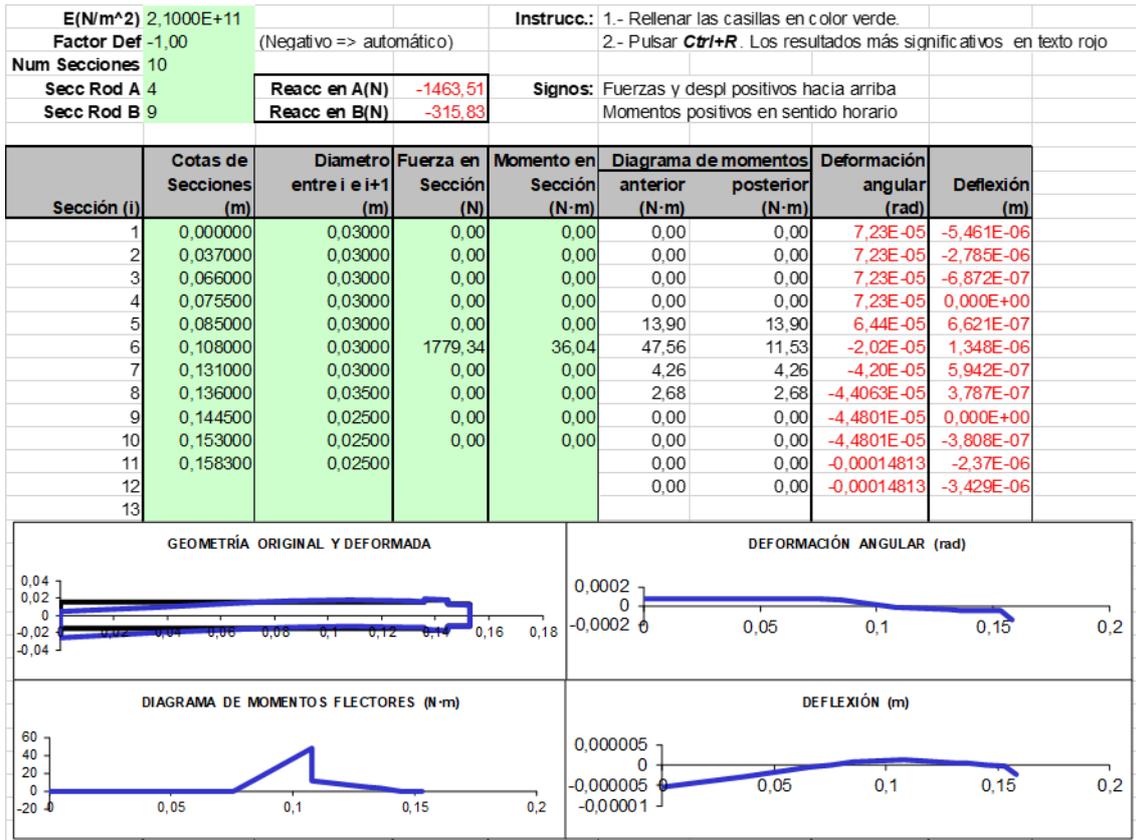


Tabla 34. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas horizontales

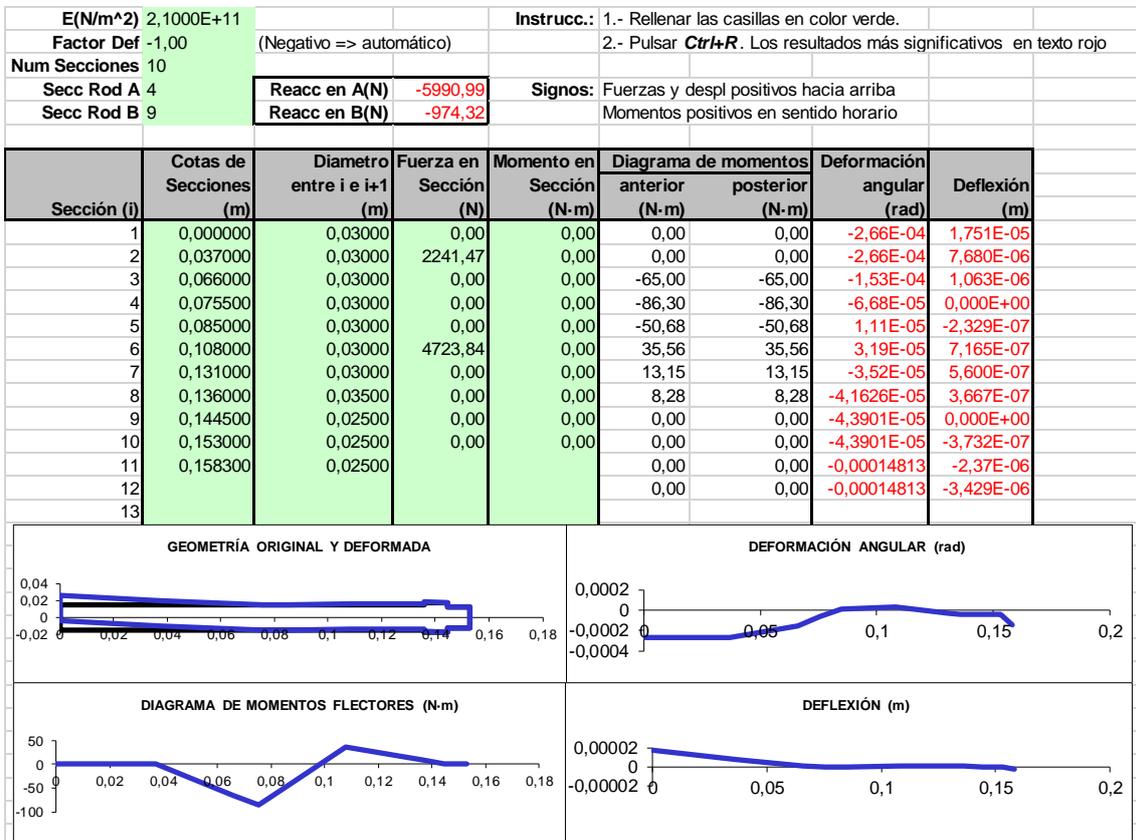


Tabla 35. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas verticales

Sección (i)	Cotas secciones (m)	Diámetro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,03000	0,00	0,00	1,83464E-05
2	0,037000	0,03000	0,00	0,00	8,16944E-06
3	0,066000	0,03000	65,00	65,00	1,26584E-06
4	0,075500	0,03000	86,30	86,30	0
5	0,085000	0,03000	52,55	52,55	7,0188E-07
6	0,108000	0,03000	59,39	37,38	1,52664E-06
7	0,131000	0,03000	13,83	13,83	8,16526E-07
8	0,136000	0,03500	8,71	8,71	5,27165E-07
9	0,144500	0,02500	0,00	0,00	0
10	0,153000	0,02500	0,00	0,00	5,33161E-07
11	0,158300	0,02500	0,00	0,00	3,35169E-06

Reacción A(N)	6167,156776
Reacción B(N)	1024,230468

Tabla 36. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas resultantes

• Giro horario + fuerza radial negativa (CASO C)

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-418,98
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	-1360,36
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (j)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,000000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,62E-05	-4,245E-06
2	0,037000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,62E-05	-2,165E-06
3	0,066000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,62E-05	-5,342E-07
4	0,075500	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,62E-05	0,000E+00
5	0,085000	0,03000	0,00	0,00	3,98	3,98	5,40E-05	5,270E-07
6	0,108000	0,03000	1779,34	-36,04	13,62	49,65	2,97E-05	1,540E-06
7	0,131000	0,03000	0,00	0,00	18,36	18,36	-6,40E-05	9,816E-07
8	0,136000	0,03500	0,00	0,00	11,56	11,56	-7,2912E-05	6,378E-07
9	0,144500	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,6089E-05	0,000E+00
10	0,153000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,6089E-05	-6,468E-07
11	0,158300	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00014813	-2,37E-06
12					0,00	0,00	-0,00014813	-3,429E-06
13					0,00	0,00	-0,00014813	-3,429E-06

Tabla 37. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas horizontales

$E(N/m^2)$	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	5990,99
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	974,32
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba 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	0,000000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,66E-04	-1,751E-05
2	0,037000	0,03000	-2241,47	0,00	0,00	0,00	2,66E-04	-7,680E-06
3	0,066000	0,03000	0,00	0,00	65,00	65,00	1,53E-04	-1,063E-06
4	0,075500	0,03000	0,00	0,00	86,30	86,30	6,68E-05	0,000E+00
5	0,085000	0,03000	0,00	0,00	50,68	50,68	-1,11E-05	2,329E-07
6	0,108000	0,03000	-4723,84	0,00	-35,56	-35,56	-3,19E-05	-7,165E-07
7	0,131000	0,03000	0,00	0,00	-13,15	-13,15	3,52E-05	-5,600E-07
8	0,136000	0,03500	0,00	0,00	-8,28	-8,28	4,16257E-05	-3,667E-07
9	0,144500	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,39011E-05	0,000E+00
10	0,153000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,39011E-05	3,732E-07
11	0,158300	0,02500			0,00	0,00	-0,00014813	-2,37E-06
12					0,00	0,00	-0,00014813	-3,429E-06
13								

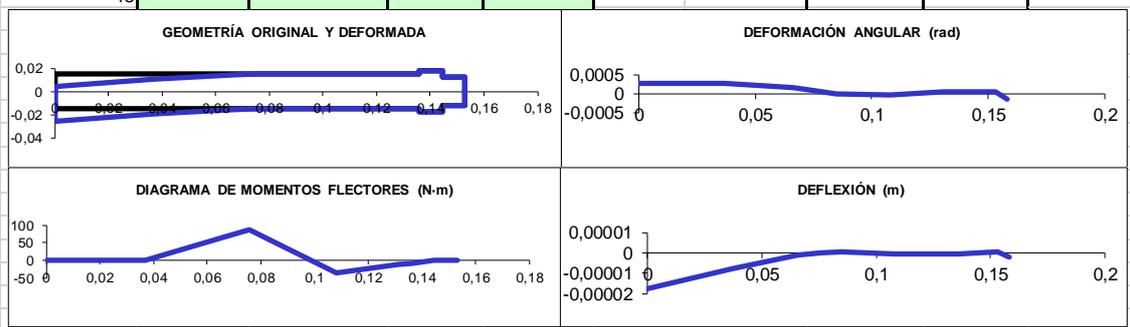


Tabla 38. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas verticales

Sección (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,03000	0,00	0,00	1,80219E-05
2	0,037000	0,03000	0,00	0,00	7,97939E-06
3	0,066000	0,03000	65,00	65,00	1,18974E-06
4	0,075500	0,03000	86,30	86,30	0
5	0,085000	0,03000	50,83	50,83	5,76157E-07
6	0,108000	0,03000	38,08	61,07	1,69885E-06
7	0,131000	0,03000	22,59	22,59	1,13012E-06
8	0,136000	0,03500	14,22	14,22	7,35669E-07
9	0,144500	0,02500	0,00	0,00	0
10	0,153000	0,02500	0,00	0,00	7,46686E-07
11	0,158300	0,02500	0,00	0,00	3,35169E-06

Reacción A(N)	6005,621303
Reacción B(N)	1673,281473

Tabla 39. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas resultantes

• Giro horario + fuerza radial positiva (CASO D)

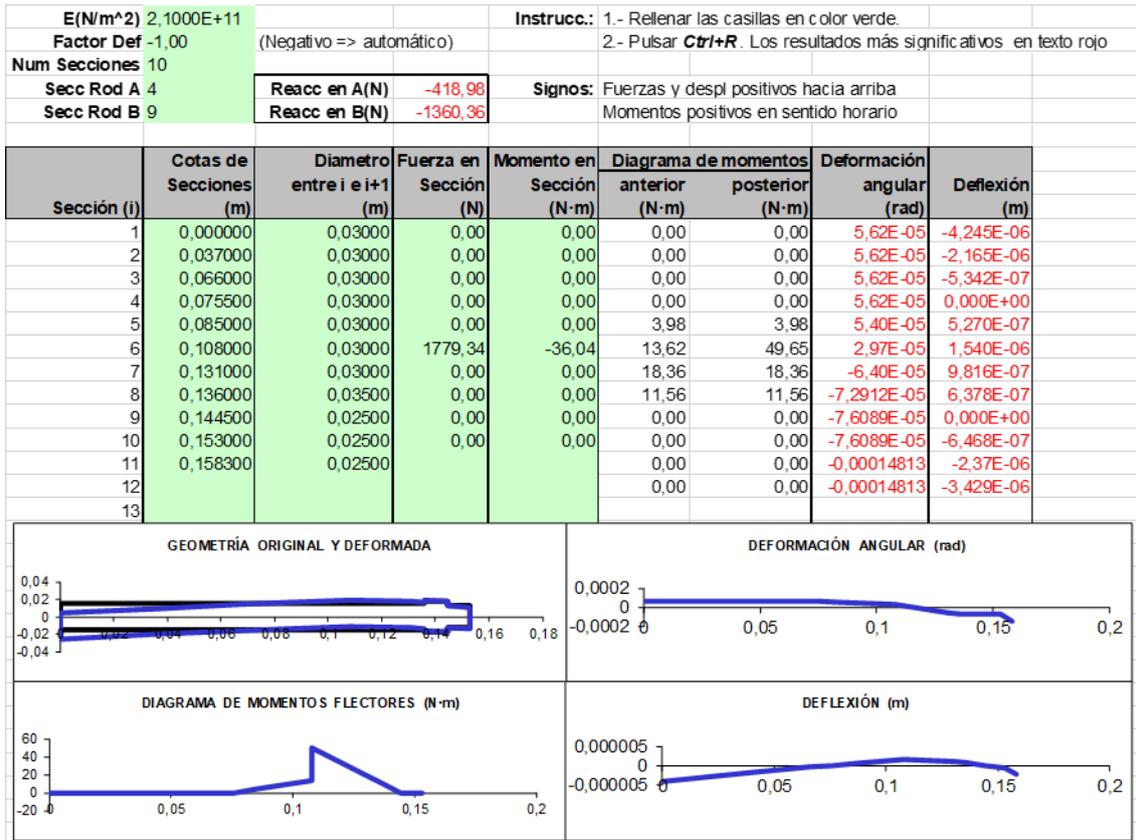


Tabla 40. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas horizontales

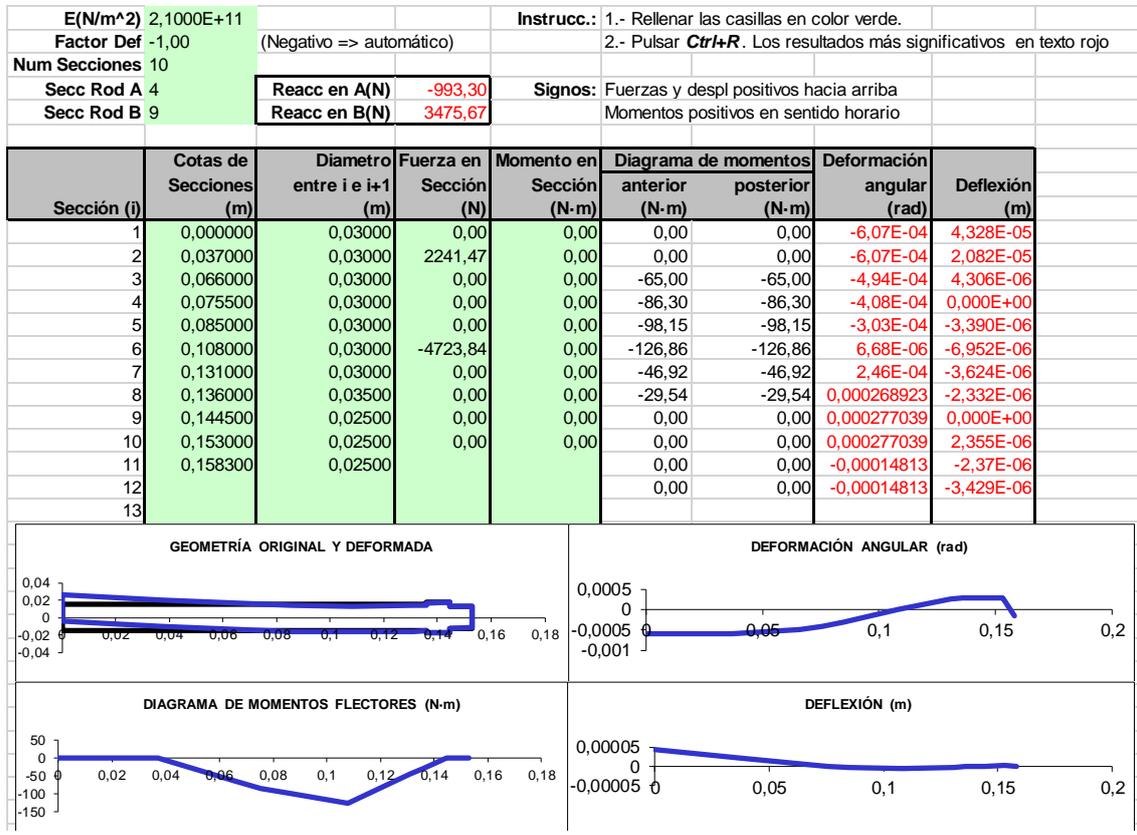


Tabla 41. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas verticales

Sección (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,03000	0,00	0,00	4,34917E-05
2	0,037000	0,03000	0,00	0,00	2,0933E-05
3	0,066000	0,03000	65,00	65,00	4,33857E-06
4	0,075500	0,03000	86,30	86,30	0
5	0,085000	0,03000	98,23	98,23	3,43053E-06
6	0,108000	0,03000	127,59	136,23	7,12035E-06
7	0,131000	0,03000	50,39	50,39	3,75416E-06
8	0,136000	0,03500	31,73	31,73	2,41748E-06
9	0,144500	0,02500	0,00	0,00	0
10	0,153000	0,02500	0,00	0,00	2,44204E-06
11	0,158300	0,02500	0,00	0,00	3,35169E-06
Reacción A(N)		1078,052597			
Reacción B(N)		3732,407596			

Tabla 40. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerzas resultantes

CONCLUSIÓN EJE ENTRADA

Se puede observar que, en los cuatro casos cumple con la deflexión lateral máxima permitida. Ahora debemos estudiar los casos más desfavorables para el estudio a fatiga y la elección de los rodamientos.

Para el estudio a fatiga, elegiremos aquel caso donde aparezcan los momentos más críticos. Viendo nuestros resultados escogeremos el caso D.

6.1.2. Deflexión lateral eje intermedio

Una vez hemos recalculado todos los datos, pasamos a calcular de nuevo la deflexión lateral del eje intermedio.

- Giro antihorario (CASO A)

E(N/m ²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones	12							
Secc Rod A	3		Reacc en A(N)	-1901,03	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba		
Secc Rod B	10		Reacc en B(N)	-1880,07		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	0,000000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,97E-05	-2,076E-06
2	0,007150	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,97E-05	-1,435E-06
3	0,023150	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,97E-05	0,000E+00
4	0,039150	0,06000	0,00	0,00	30,42	30,42	8,59E-05	1,415E-06
5	0,044150	0,05500	0,00	0,00	39,92	39,92	8,46E-05	1,841E-06
6	0,086525	0,05500	-1779,34	163,80	120,48	-43,32	4,86E-05	4,790E-06
7	0,176275	0,05500	5560,44	163,80	286,99	123,19	-6,74E-05	6,296E-06
8	0,218650	0,05500	0,00	0,00	43,52	43,52	-0,00010481	2,522E-06
9	0,225800	0,05000	0,00	0,00	30,08	30,08	-0,0001076	1,762E-06
10	0,241800	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00011134	0,000E+00
11	0,257800	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00011134	-1,781E-06
12	0,26495	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00011134	-2,577E-06
13								

Tabla 41. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas horizontales

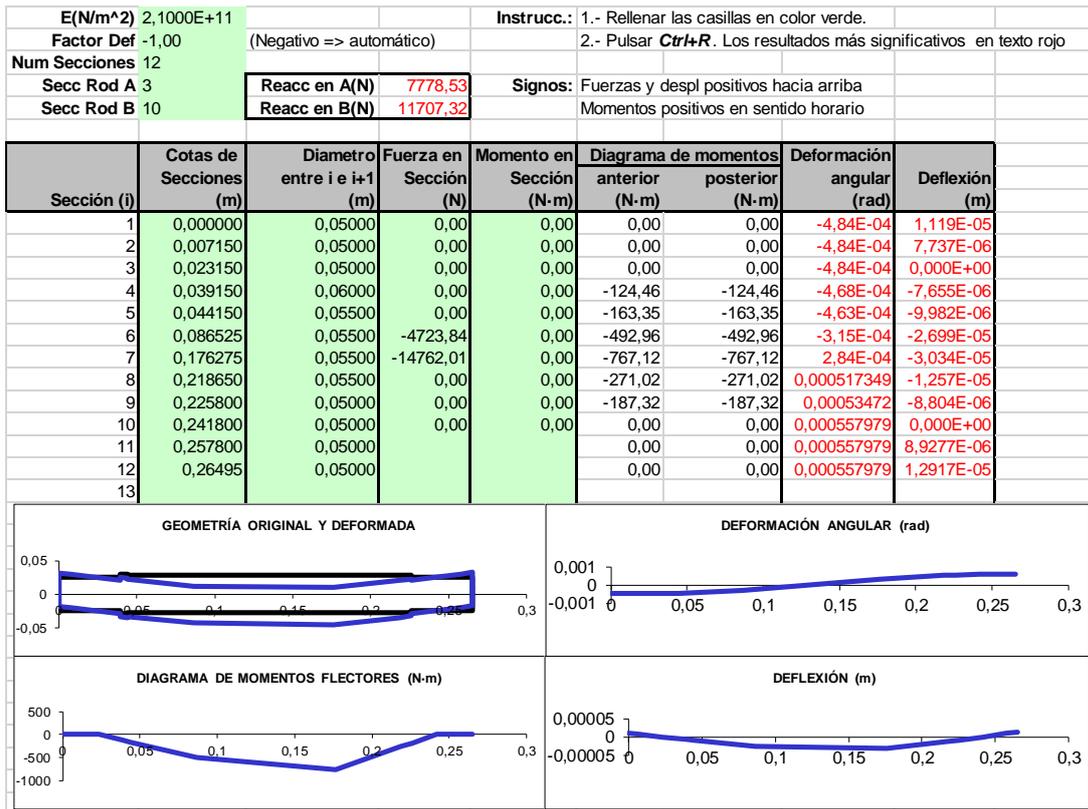


Tabla 43. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,04000	0,00	0,00	1,13853E-05
2	0,003150	0,04000	0,00	0,00	7,86887E-06
3	0,021000	0,04000	0,00	0,00	0
4	0,037000	0,05000	128,12	128,12	7,78416E-06
5	0,042000	0,04500	168,16	168,16	1,01505E-05
6	0,079625	0,04500	507,47	494,86	2,74111E-05
7	0,177750	0,04500	819,05	776,95	3,0984E-05
8	0,228750	0,04500	274,50	274,50	1,2819E-05
9	0,233750	0,04000	189,72	189,72	8,97812E-06
10	0,249750	0,04000	0,00	0,00	0
11	0,265750	0,04000	0,00	0,00	9,10367E-06
12	0,27075	0,04000	0,00	0,00	1,31719E-05
Reacción A(N)	8007,461771				
Reacción B(N)	11857,31862				

Tabla 42. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas resultantes

• Giro horario (CASO B)

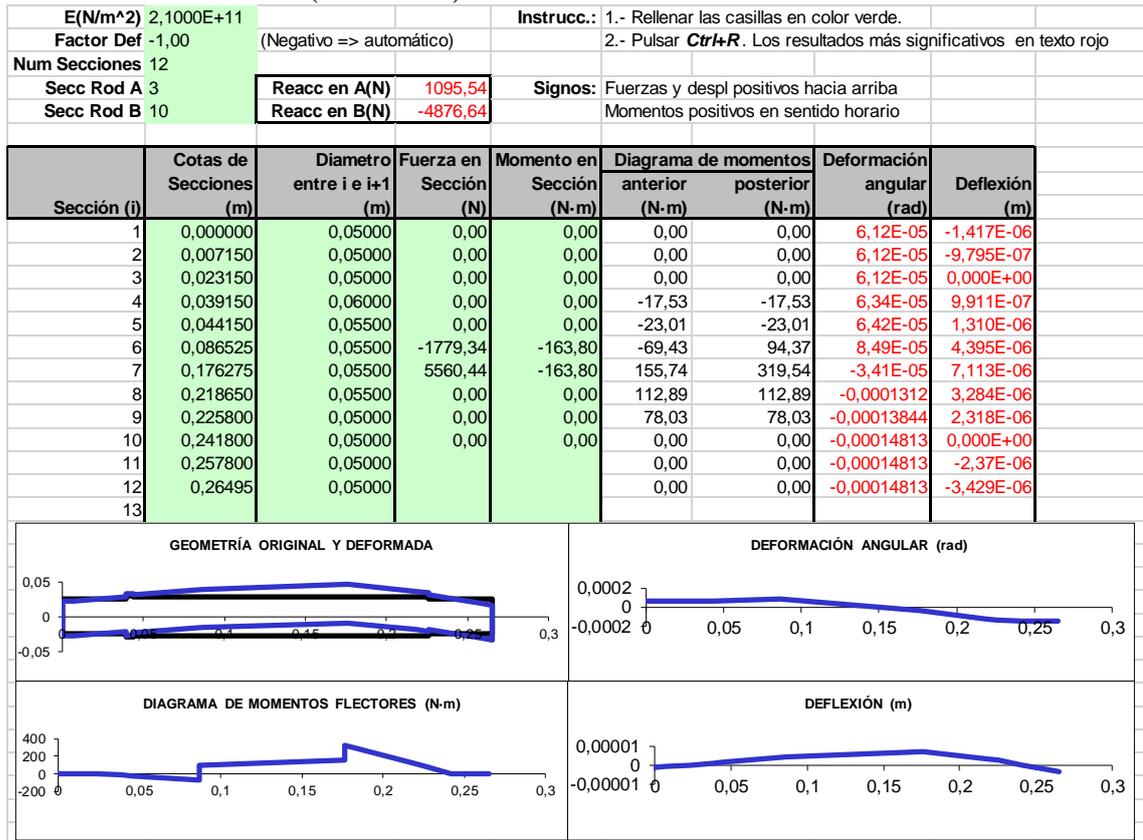


Tabla 44. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas horizontales

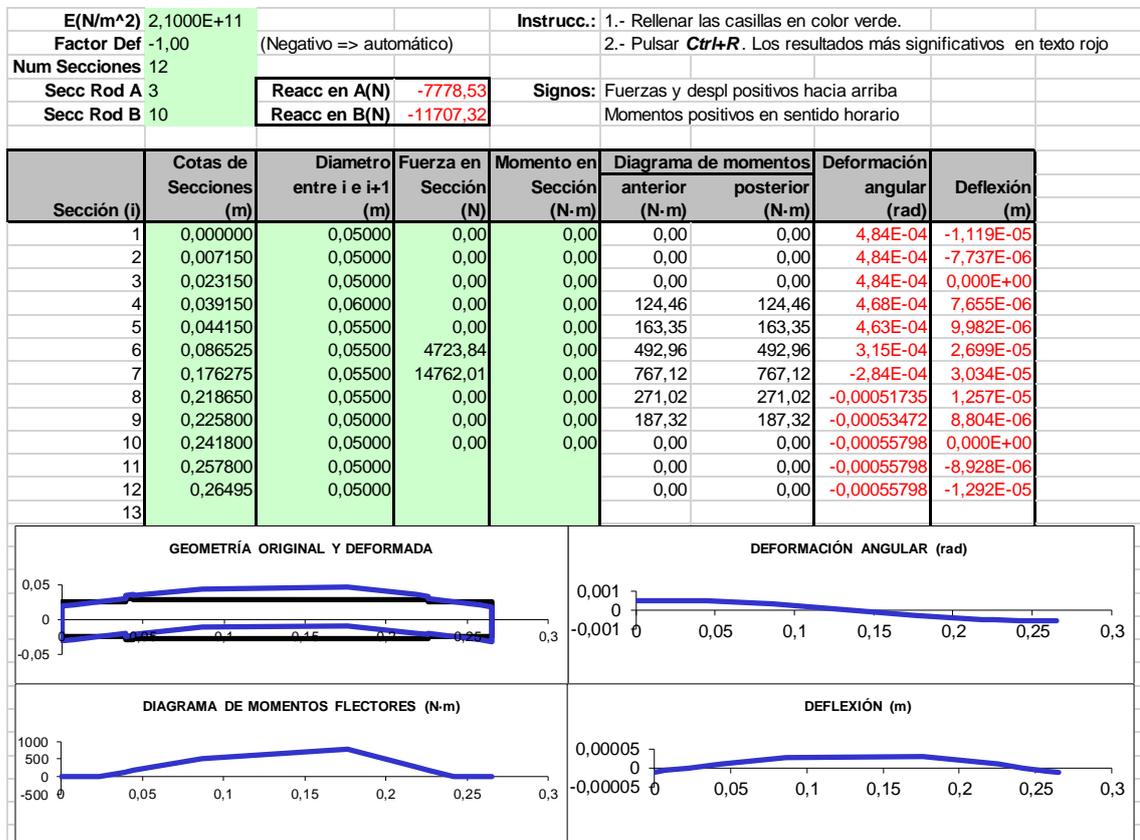


Tabla 45. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas verticales

Sección (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,04000	0,00	0,00	1,12838E-05
2	0,003150	0,04000	0,00	0,00	7,79871E-06
3	0,021000	0,04000	0,00	0,00	0
4	0,037000	0,05000	125,68	125,68	7,71843E-06
5	0,042000	0,04500	164,96	164,96	1,00678E-05
6	0,079625	0,04500	497,83	501,92	2,73449E-05
7	0,177750	0,04500	782,77	831,01	3,11604E-05
8	0,228750	0,04500	293,60	293,60	1,29905E-05
9	0,233750	0,04000	202,92	202,92	9,10376E-06
10	0,249750	0,04000	0,00	0,00	0
11	0,265750	0,04000	0,00	0,00	9,2369E-06
12	0,27075	0,04000	0,00	0,00	1,33646E-05
Reacción A(N)	7855,299921				
Reacción B(N)	12682,38776				

Tabla 46. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas resultantes

CONCLUSION EJE INTERMEDIO

Si nos fijamos en las fuerzas resultantes, observamos que el caso B (giro horario) es más crítico que el caso A.

6.1.3. Deflexión lateral eje de salida

- Giro antihorario + fuerza radial negativa (CASO A)

E(N/m²)	2,1000E+11			Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones	10							
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-1778,89	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	7339,33		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	0,000000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,52E-05	2,731E-06
2	0,085000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,52E-05	1,436E-06
3	0,158750	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,52E-05	3,123E-07
4	0,179250	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,52E-05	0,000E+00
5	0,199750	0,07500	0,00	0,00	36,47	36,47	-1,64E-05	-3,201E-07
6	0,256625	0,07500	-5560,44	742,22	137,64	-604,58	-3,16E-05	-1,600E-06
7	0,313500	0,08000	0,00	0,00	-187,15	-187,15	3,75E-05	-1,087E-06
8	0,318500	0,07000	0,00	0,00	-150,46	-150,46	3,94682E-05	-8,943E-07
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,56992E-05	0,000E+00
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	4,56992E-05	9,368E-07
11	0,366150	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00014813	-2,37E-06
12					0,00	0,00	-0,00014813	-3,429E-06
13								

Tabla 49. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas horizontales

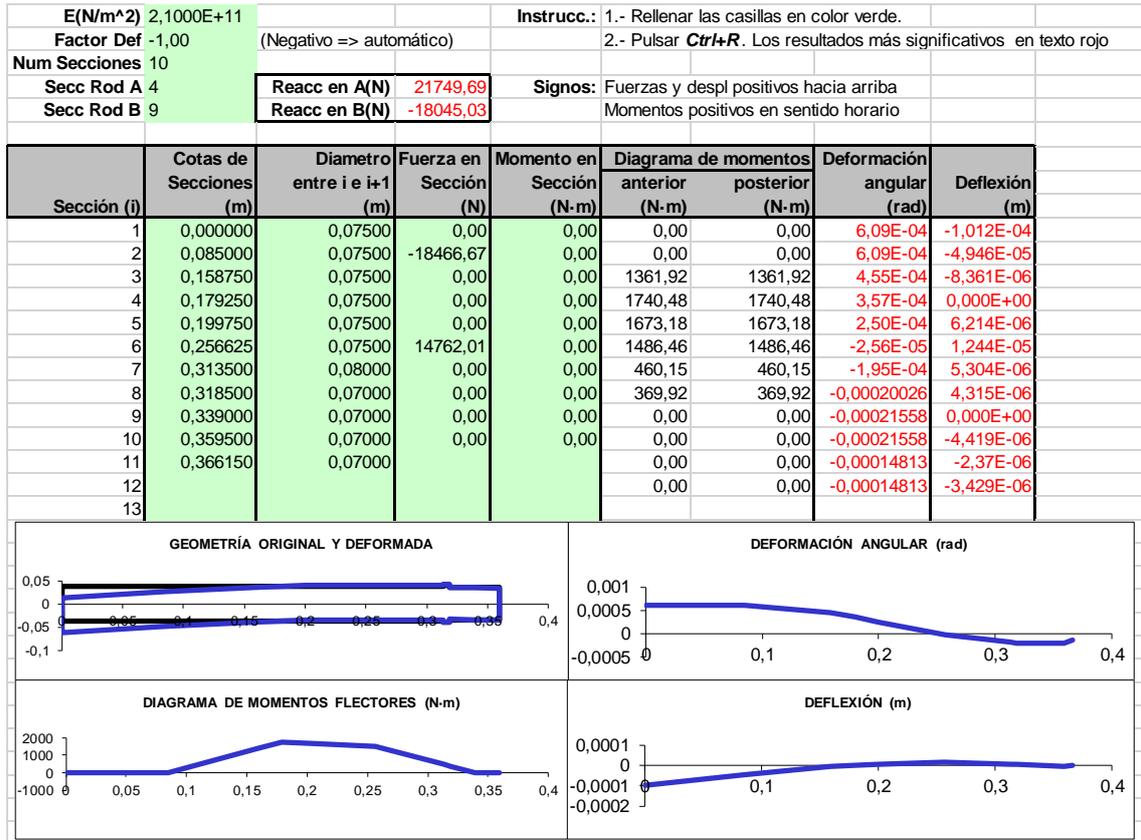


Tabla 50. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,07500	0,00	0,00	0,000101229
2	0,085000	0,07500	0,00	0,00	4,94813E-05
3	0,158750	0,07500	1361,92	1361,92	8,36704E-06
4	0,179250	0,07500	1740,48	1740,48	0
5	0,199750	0,07500	1673,58	1673,58	6,22264E-06
6	0,256625	0,07500	1492,82	1604,70	1,2539E-05
7	0,313500	0,08000	496,75	496,75	5,41445E-06
8	0,318500	0,07000	399,35	399,35	4,40648E-06
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	4,51767E-06
11	0,366150	0,07000	0,00	0,00	3,35169E-06
Reacción A(N)	21822,31445				
Reacción B(N)	19480,47677				

Tabla 51. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas resultantes

• Giro antihorario + fuerza radial positiva (CASO B)

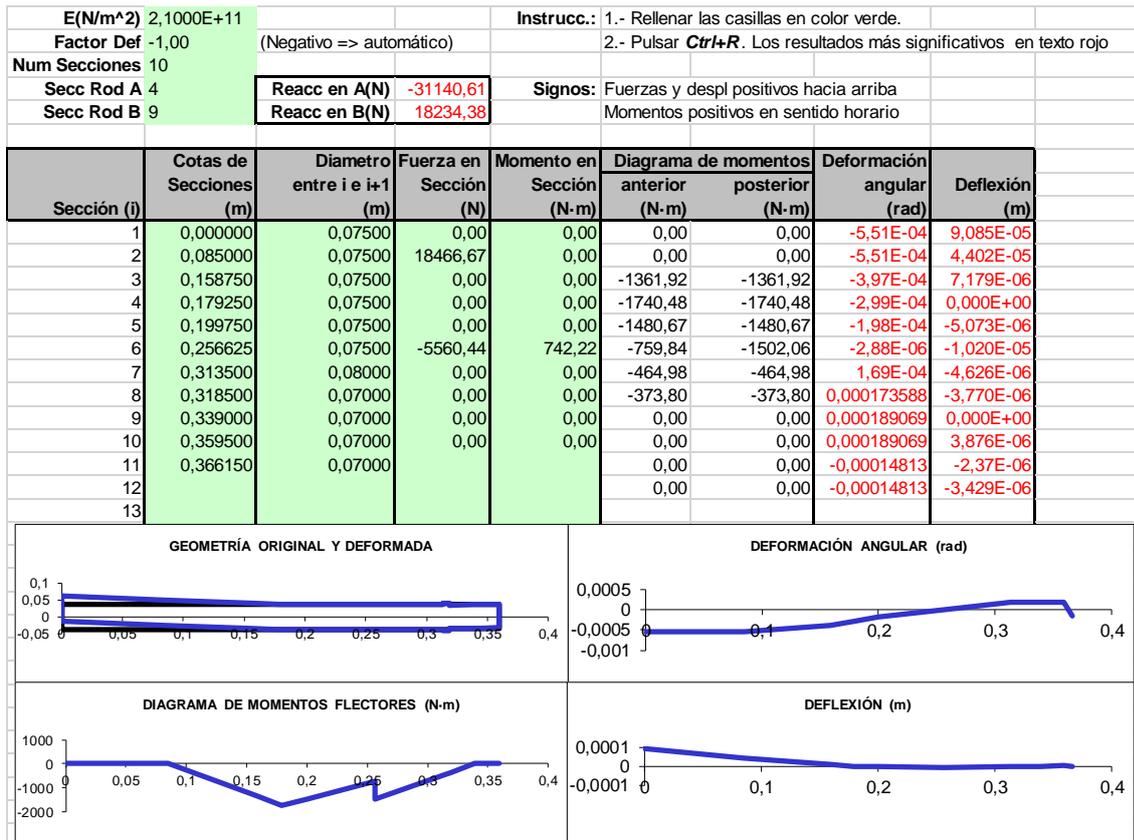


Tabla 52. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas horizontales

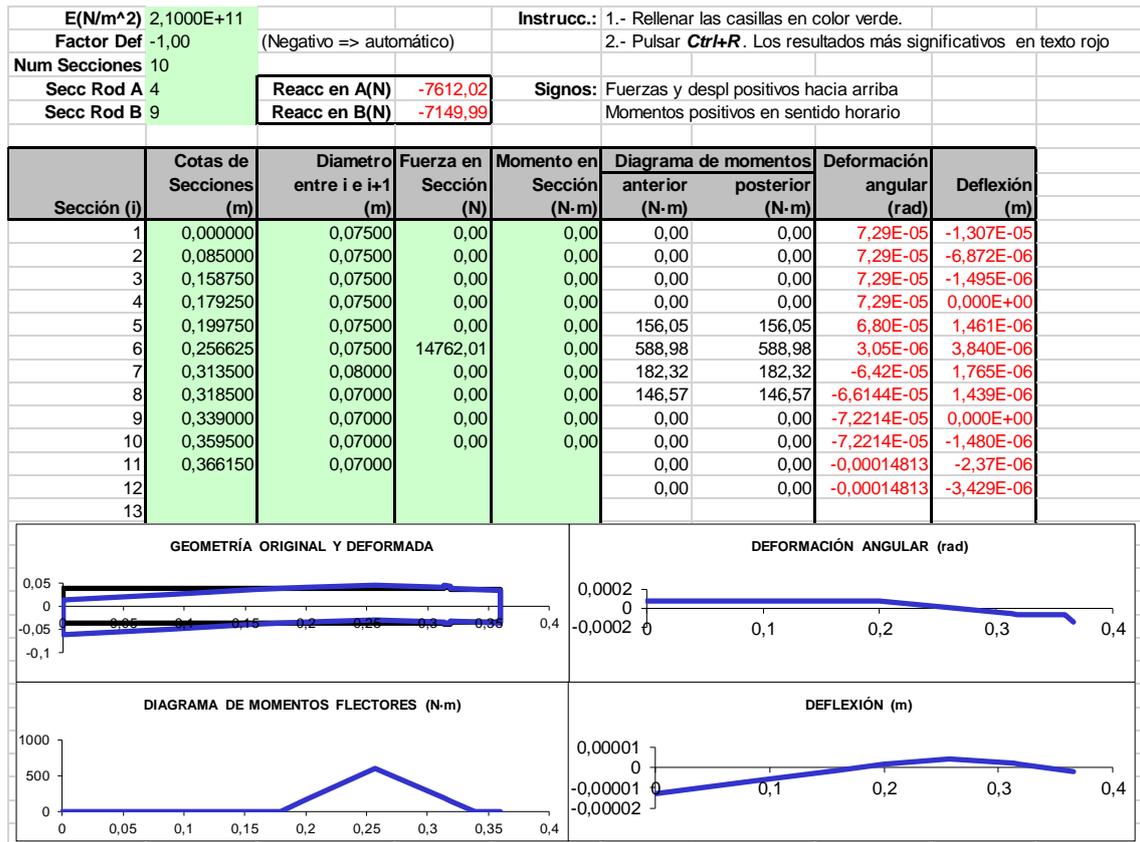


Tabla 53. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,07500	0,00	0,00	9,1788E-05
2	0,085000	0,07500	0,00	0,00	4,45573E-05
3	0,158750	0,07500	1361,92	1361,92	7,33274E-06
4	0,179250	0,07500	1740,48	1740,48	0
5	0,199750	0,07500	1488,87	1488,87	5,27955E-06
6	0,256625	0,07500	961,38	1613,40	1,08955E-05
7	0,313500	0,08000	499,45	499,45	4,95135E-06
8	0,318500	0,07000	401,51	401,51	4,03538E-06
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	4,14901E-06
11	0,366150	0,07000	0,00	0,00	3,35169E-06

Reacción A(N)	32057,45894
Reacción B(N)	19586,09342

Tabla 54. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas resultantes

• Giro horario + fuerza radial negativa (CASO C)

E(N/m²) 2,1000E+11				Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.			
Factor Def -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo			
Num Secciones 10							
Secc Rod A 4		Reacc en A(N) 36875,09		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 9		Reacc en B(N) -12847,98		Momentos positivos en sentido horario			

Sección (j)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,000000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,96E-04	-8,101E-05
2	0,085000	0,07500	-18466,67	0,00	0,00	0,00	4,96E-04	-3,885E-05
3	0,158750	0,07500	0,00	0,00	1361,92	1361,92	3,42E-04	-6,053E-06
4	0,179250	0,07500	0,00	0,00	1740,48	1740,48	2,45E-04	0,000E+00
5	0,199750	0,07500	0,00	0,00	1363,11	1363,11	1,47E-04	3,973E-06
6	0,256625	0,07500	-5560,44	-742,22	316,13	1058,35	5,81E-07	7,304E-06
7	0,313500	0,08000	0,00	0,00	327,62	327,62	-1,20E-04	3,296E-06
8	0,318500	0,07000	0,00	0,00	263,38	263,38	-0,00012376	2,686E-06
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00013467	0,000E+00
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00013467	-2,761E-06
11	0,366150	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00014813	-2,37E-06
12					0,00	0,00	-0,00014813	-3,429E-06
13								

Tabla 55. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas horizontales

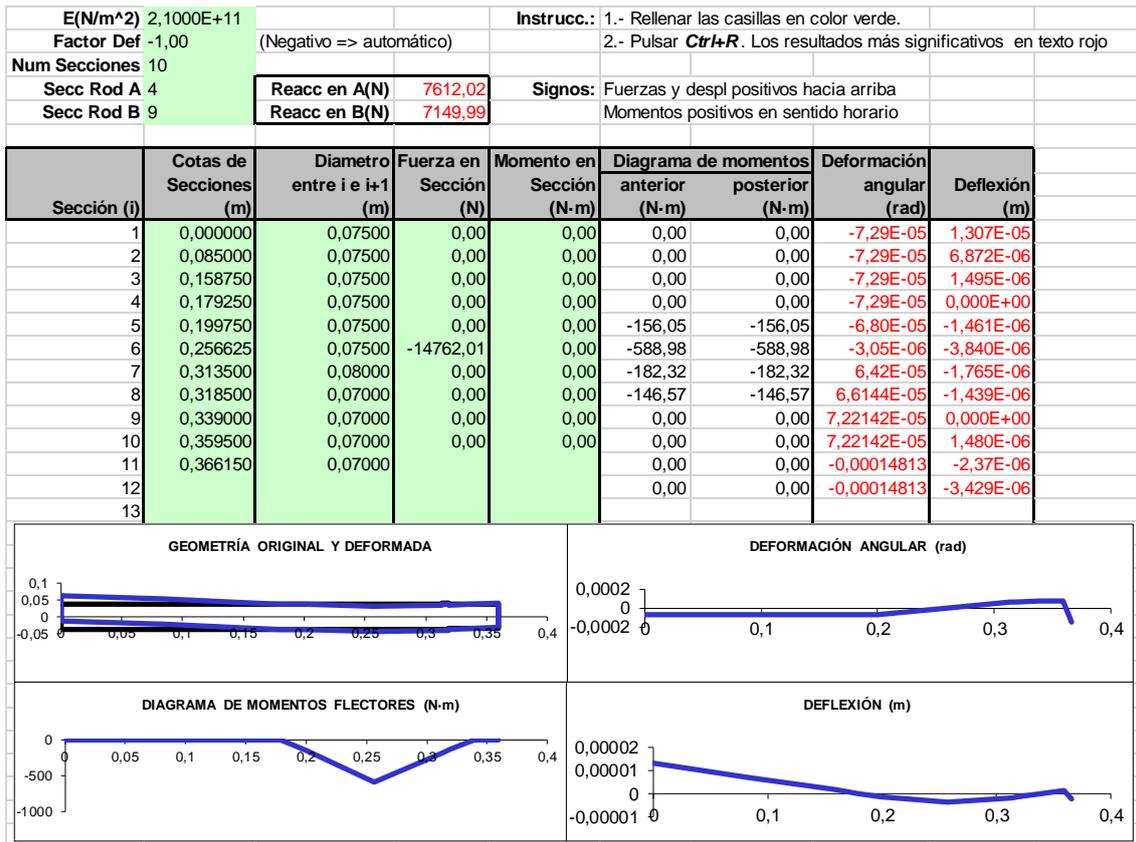


Tabla 56. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas verticales

Seccion (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,07500	0,00	0,00	8,20543E-05
2	0,085000	0,07500	0,00	0,00	3,94503E-05
3	0,158750	0,07500	1361,92	1361,92	6,23457E-06
4	0,179250	0,07500	1740,48	1740,48	0
5	0,199750	0,07500	1372,01	1372,01	4,23273E-06
6	0,256625	0,07500	668,46	1211,20	8,25164E-06
7	0,313500	0,08000	374,94	374,94	3,73924E-06
8	0,318500	0,07000	301,42	301,42	3,04726E-06
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	3,13255E-06
11	0,366150	0,07000	0,00	0,00	3,35169E-06

Reacción A(N)	37652,55717
Reacción B(N)	14703,49916

Tabla 57. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas resultantes

• Giro horario + fuerza radial positiva (CASO D)

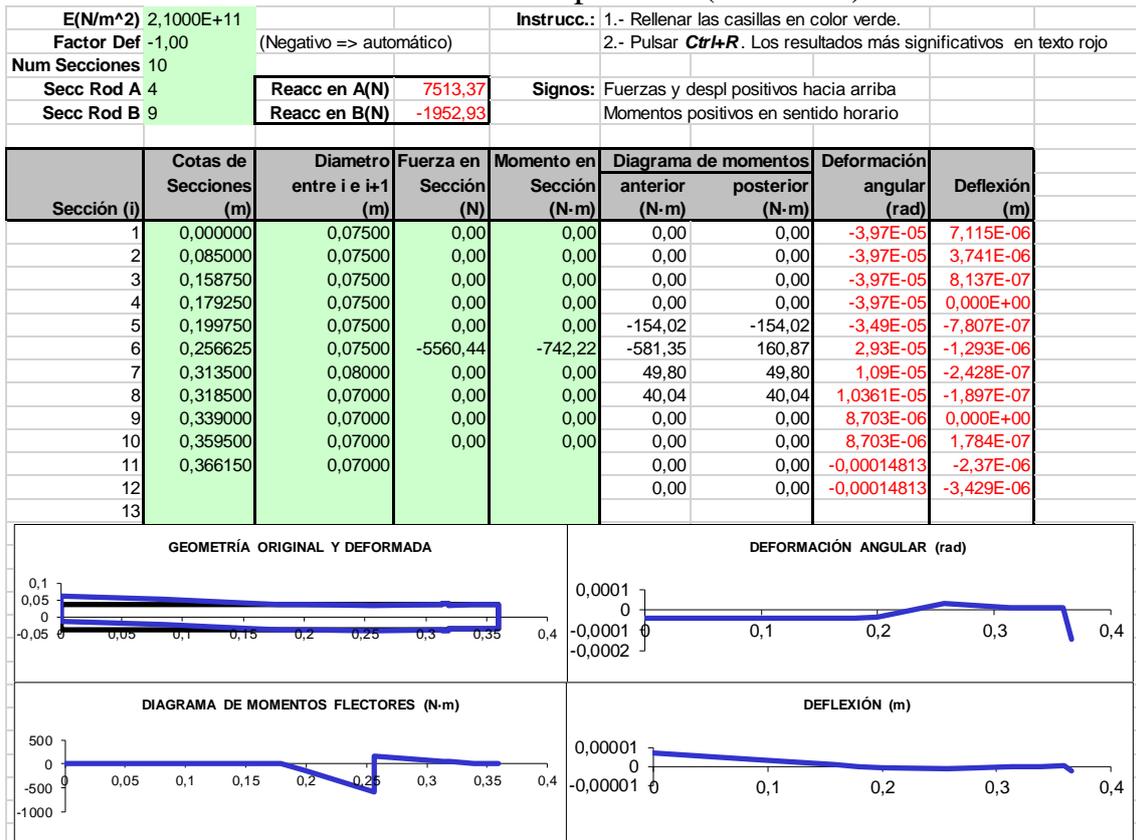


Tabla 58. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas horizontales

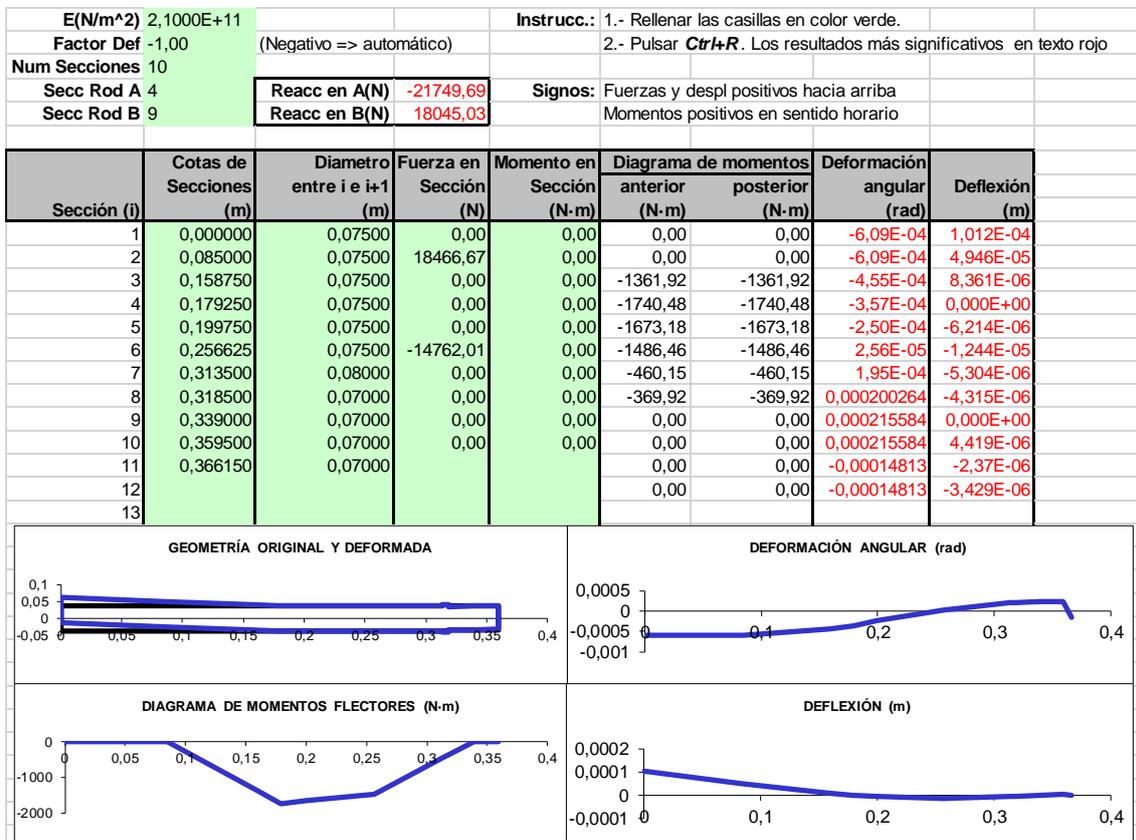


Tabla 59. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas verticales

Sección (i)	Cotas secciones (m)	Diametro Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deflexión (m)
			Anterior (Nm)	Posterior (Nm)	
1	0,000000	0,07500	0,00	0,00	0,000101442
2	0,085000	0,07500	0,00	0,00	4,96018E-05
3	0,158750	0,07500	1361,92	1361,92	8,40071E-06
4	0,179250	0,07500	1740,48	1740,48	0
5	0,199750	0,07500	1680,26	1680,26	6,26324E-06
6	0,256625	0,07500	1596,10	1495,14	1,25035E-05
7	0,313500	0,08000	462,84	462,84	5,30982E-06
8	0,318500	0,07000	372,08	372,08	4,31895E-06
9	0,339000	0,07000	0,00	0,00	0
10	0,359500	0,07000	0,00	0,00	4,42307E-06
11	0,366150	0,07000	0,00	0,00	3,35169E-06
Reacción A(N)	23010,86546				
Reacción B(N)	18150,40529				

Tabla 60. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerzas resultantes

CONCLUSIONES EJE DE SALIDA

Para el estudio a fatiga, elegiremos aquel caso donde aparezcan los momentos más críticos. Viendo nuestros resultados escogeremos el caso D.

6.2. Fatiga

6.2.1. Eje de entrada

Las secciones de estudio serán la 2, 3, 6, 7 y 8:

- Sección 2:

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	134,4882					
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
30	0,67449938	0,86238925	1	1,01	0,868		2	650	15,85046283
15,85046283	0,67449938	0,92331698	1	1,01	0,868		2	650	15,85046283
15,85046283	0,67449938	0,92331698	1	1,01	0,868		2	650	15,85046283
15,85046283	0,67449938	0,92331698	1	1,01	0,868		2	650	15,85046283
15,85046283	0,67449938	0,92331698	1	1,01	0,868		2	650	15,85046283
15,85046283	0,67449938	0,92331698	1	1,01	0,868		2	650	15,85046283
15,85046283	0,67449938	0,92331698	1	1,01	0,868		2	650	15,85046283

Diámetro mínimo a fatiga: $15,85 < 30 \text{ mm}$

- Sección 3:

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		136,23	134,4882					
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
30	0,67449938	0,86238925	1	1,01	0,868		2	650	27,72307501
27,72307501	0,67449938	0,86970362	1	1,01	0,868		2	650	27,64787832
27,64787832	0,67449938	0,86995642	1	1,01	0,868		2	650	27,64529518
27,64529518	0,67449938	0,86996511	1	1,01	0,868		2	650	27,64520633
27,64520633	0,67449938	0,86996541	1	1,01	0,868		2	650	27,64520327
27,64520327	0,67449938	0,86996542	1	1,01	0,868		2	650	27,64520317
27,64520317	0,67449938	0,86996542	1	1,01	0,868		2	650	27,64520316

Diámetro mínimo a fatiga: $27,64 < 30 \text{ mm}$

- Sección 6:

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		65	134,4882					
X	2,5								
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
30	0,67449938	0,86238925	1	1,01	0,868		2	650	22,07129642
22,07129642	0,67449938	0,89118061	1	1,01	0,868		2	650	21,8647567
21,8647567	0,67449938	0,89207759	1	1,01	0,868		2	650	21,85849067
21,85849067	0,67449938	0,89210495	1	1,01	0,868		2	650	21,8582997
21,8582997	0,67449938	0,89210579	1	1,01	0,868		2	650	21,85829388
21,85829388	0,67449938	0,89210581	1	1,01	0,868		2	650	21,8582937
21,8582937	0,67449938	0,89210581	1	1,01	0,868		2	650	21,8582937

Diámetro mínimo a fatiga: $21,85 < 30 \text{ mm}$

6.2.2. Eje intermedio

Las secciones de estudio serán la 4, 5, 6, 7, 8 y 9:

- Sección 4:

Sección a estudiar	a	b	Esfuerzos presentes	
4	4,51	-0,265	Momento flector	Momento torsor
Material eje	34NiCrMo6		125,68	0
Su (Mpa)	1300			
Sy (Mpa)	860			
X	2,5			

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)
50	1,5	60	0,03	1,2	2,4	2,34694996	0,81651754	133,720409	28,8183773
28,8183773	1,5	60	0,05205012	2,082004773	2,3	2,25073925	0,86610525	147,904536	27,86601911
27,86601911	1,5	60	0,053829	2,153160082	2,3	2,25073925	0,86922517	148,437324	27,83263921
27,83263921	1,5	60	0,05389356	2,155742384	2,3	2,25073925	0,86933665	148,456362	27,8314494
27,8314494	1,5	60	0,05389586	2,155834543	2,3	2,25073925	0,86934063	148,457041	27,83140696
27,83140696	1,5	60	0,05389595	2,15583783	2,3	2,25073925	0,86934077	148,457065	27,83140545
27,83140545	1,5	60	0,05389595	2,155837947	2,3	2,25073925	0,86934077	148,457066	27,8314054
	q	0,96210711		Ka	Kc	Kd	Ke	Se'	
	α	0,05907796		0,674499378		1	1,01	0,868	650
	ρ (mm)	1,5							

Diámetro mínimo a fatiga: **27,83 < 50 mm**

- Sección 5:

Sección a estudiar	a	b	Esfuerzos presentes	
5	4,51	-0,265	Momento flector	Momento torsor
Material eje	34NiCrMo6		164,96	0
Su (Mpa)	1300			
Sy (Mpa)	860			
X	2,5			

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)
55	1,5	60	0,02727273	1,090909091	2,2	2,15452854	0,80823286	144,185059	30,7703782
30,7703782	1,5	60	0,04874818	1,949927285	2,4	2,34694996	0,86005276	140,850137	31,01133737
31,01133737	1,5	60	0,04836941	1,934776281	2,4	2,34694996	0,85933523	140,732627	31,01996635
31,01996635	1,5	60	0,04835595	1,934238075	2,4	2,34694996	0,85930965	140,728438	31,02027416
31,02027416	1,5	60	0,04835547	1,934218882	2,4	2,34694996	0,85930873	140,728288	31,02028514
31,02028514	1,5	60	0,04835545	1,934218197	2,4	2,34694996	0,8593087	140,728283	31,02028553
31,02028553	1,5	60	0,04835545	1,934218173	2,4	2,34694996	0,8593087	140,728283	31,02028554
	q	0,96210711		Ka	Kc	Kd	Ke	Se'	
	α	0,05907796		0,674499378		1	1,01	0,868	650
	ρ (mm)	1,5							

Diámetro mínimo a fatiga: **31,02 < 55 mm**

- Sección 6:

Sección a estudiar	a	b	Esfuerzos presentes	
6	4,51	-0,265	Momento flector	Momento torsor
Material eje	34NiCrMo6		501,92	611,31
Su (Mpa)	1300			
Sy (Mpa)	860			
X	2,5			

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	d min. A fatiga (mm)
55	0,67449938	0,80823286		1	1,01	0,868	2	650	155,325412
43,83938047	0,67449938	0,82808671		1	1,01	0,868	2	650	159,140908
43,5028049	0,67449938	0,82876989		1	1,01	0,868	2	650	159,272199
43,49142658	0,67449938	0,82879308		1	1,01	0,868	2	650	159,276657
43,49104045	0,67449938	0,82879387		1	1,01	0,868	2	650	159,276808
43,49102734	0,67449938	0,8287939		1	1,01	0,868	2	650	159,276813
43,4910269	0,67449938	0,8287939		1	1,01	0,868	2	650	159,276813
43,4910269	0,67449938	0,8287939		1	1,01	0,868	2	650	159,276813

Diámetro mínimo a fatiga: **43,49 < 55 mm**

- Sección 7:

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					831,01	611,31					
X	2,5											
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se		d min. A fatiga (mm)		
55	0,67449938	0,80823286	1	1,01	0,868	2	650	155,325412		51,60611651		
51,60611651	0,67449938	0,8137599	1	1,01	0,868	2	650	156,387593		51,49105773		
51,49105773	0,67449938	0,81395427	1	1,01	0,868	2	650	156,424948		51,48703079		
51,48703079	0,67449938	0,81396108	1	1,01	0,868	2	650	156,426257		51,48688969		
51,48688969	0,67449938	0,81396132	1	1,01	0,868	2	650	156,426303		51,48688475		
51,48688475	0,67449938	0,81396133	1	1,01	0,868	2	650	156,426304		51,48688457		
51,48688457	0,67449938	0,81396133	1	1,01	0,868	2	650	156,426304		51,48688457		

Diámetro mínimo a fatiga: $51,48 < 55 \text{ mm}$

Ésta era la sección donde antes no nos cumplía a fatiga. Como podemos observar es la sección más crítica de todo el reductor, pero esta vez no llega a romper el eje.

- Sección 8:

En esta sección nos encontramos con un anillo de seguridad, por lo tanto, K_f valdrá 2,2. El momento torsor desaparece y el flector vale 293,6 Nm.

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					293,6	0					
X	2,5											
d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se		d min. A fatiga (mm)		
55	0,67449938	0,80823286	1	1,01	0,868	2,2	650	141,20492		37,55047589		
37,55047589	0,67449938	0,84192122	1	1,01	0,868	2,2	650	147,090554		37,04279888		
37,04279888	0,67449938	0,84314837	1	1,01	0,868	2,2	650	147,304947		37,02481905		
37,02481905	0,67449938	0,84319217	1	1,01	0,868	2,2	650	147,312599		37,02417794		
37,02417794	0,67449938	0,84319373	1	1,01	0,868	2,2	650	147,312872		37,02415507		
37,02415507	0,67449938	0,84319379	1	1,01	0,868	2,2	650	147,312882		37,02415425		
37,02415425	0,67449938	0,84319379	1	1,01	0,868	2,2	650	147,312882		37,02415422		

Diámetro mínimo a fatiga: $37,02 < 55 \text{ mm}$

- Sección 9:

Por último, en esta sección pasamos de un diámetro de 60 a 50 mm y el momento flector equivale a 202,92 Nm.

Sección a estudiar		a	b						
9		4,51	-0,265						
Material eje	34NiCrMo6			Esfuerzos presentes					
Su (Mpa)	1300			Momento flector	Momento torsor				
Sy (Mpa)	860			202,92	0				
X	2,5								

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)
55	1,5	60	0,02727273	1,090909091	2,3	2,25073925	0,80823286	138,021685	33,45331916
33,45331916	1,5	60	0,0448386	1,793544004	2,4	2,34694996	0,85239386	139,595845	33,32709748
33,32709748	1,5	60	0,04500842	1,800336799	2,4	2,34694996	0,85273871	139,652321	33,32260438
33,32260438	1,5	60	0,04501449	1,80057955	2,4	2,34694996	0,85275101	139,654335	33,32244414
33,32244414	1,5	60	0,04501471	1,800588209	2,4	2,34694996	0,85275145	139,654407	33,32243843
33,32243843	1,5	60	0,04501471	1,800588517	2,4	2,34694996	0,85275146	139,65441	33,32243822
33,32243822	1,5	60	0,04501471	1,800588528	2,4	2,34694996	0,85275147	139,65441	33,32243822
	q	0,96210711		Ka	Kc	Kd	Ke	Se'	
	α	0,05907796		0,674499378		1	1,01	0,868	650
	ρ (mm)	1,5							

Diámetro mínimo a fatiga: $33,32 < 55 \text{ mm}$

6.2.3. Eje de salida:

El eje de salida lo hemos dividido en 10 secciones de estudio, de las cuales, las más críticas van a ser objeto de nuestro estudio. Estas secciones serán la 2, 3, 6, 7 y 8:

- Sección 2:

En esta sección se aloja un chavetero, por lo tanto, K_f valdrá 2. El momento flector será 0 Nm y el momento torsor será 2770 Nm.

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	2770								
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				
43,44840227	0,67449938	0,82888086		1	1,01	0,868	2	650	159,293526				
43,44840227	0,67449938	0,82888086		1	1,01	0,868	2	650	159,293526				
43,44840227	0,67449938	0,82888086		1	1,01	0,868	2	650	159,293526				
43,44840227	0,67449938	0,82888086		1	1,01	0,868	2	650	159,293526				
43,44840227	0,67449938	0,82888086		1	1,01	0,868	2	650	159,293526				
43,44840227	0,67449938	0,82888086		1	1,01	0,868	2	650	159,293526				

Diámetro mínimo a fatiga: $43,07 < 75 \text{ mm}$

- Sección 3:

En esta sección encontramos un anillo de seguridad, por lo tanto, K_f será igual a 2,2. El par torsor sigue siendo 2770 Nm y su momento flector 1361,92 Nm.

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			1361,92	2770						
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	64,37787648		
64,37787648	0,67449938	0,79473161	1	1,01	0,868	2,2	650	138,846142	64,06162472		
64,06162472	0,67449938	0,79515049	1	1,01	0,868	2,2	650	138,919323	64,05146931		
64,05146931	0,67449938	0,79516397	1	1,01	0,868	2,2	650	138,921679	64,05114242		
64,05114242	0,67449938	0,79516441	1	1,01	0,868	2,2	650	138,921755	64,0511319		
64,0511319	0,67449938	0,79516442	1	1,01	0,868	2,2	650	138,921757	64,05113156		
64,05113156	0,67449938	0,79516442	1	1,01	0,868	2,2	650	138,921757	64,05113155		

Diámetro mínimo a fatiga: $64,05 < 75 \text{ mm}$

- Sección 6:

En la sección 6 se encuentra el chavetero donde ira acoplada la rueda de la etapa 2, por lo tanto, K_f volverá a valer 2. Su momento torsor seguirá valiendo igual mientras que su momento flector valdrá 1596,1 Nm.

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			1596,1	2770						
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	65,62811171		
65,62811171	0,67449938	0,7930977	1	1,01	0,868	2	650	152,416752	65,34293703		
65,34293703	0,67449938	0,79346734	1	1,01	0,868	2	650	152,487789	65,33366612		
65,33366612	0,67449938	0,79347938	1	1,01	0,868	2	650	152,490104	65,33336408		
65,33336408	0,67449938	0,79347978	1	1,01	0,868	2	650	152,490179	65,33335424		
65,33335424	0,67449938	0,79347979	1	1,01	0,868	2	650	152,490182	65,33335392		
65,33335392	0,67449938	0,79347979	1	1,01	0,868	2	650	152,490182	65,33335391		

Diámetro mínimo a fatiga: $65,33 < 75 \text{ mm}$

- Sección 7:

Aquí nos encontramos con un cambio de sección, pasa de tener un diámetro de 75 mm a 80 mm.

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			462,84	0
X	2,5				

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)	
75	1,5	80	0,02	1,066666667		2,1	2,05831782	0,78185056	145,998142	43,21898439
43,21898439	1,5	80	0,03470697	1,851038407		2,7	2,63558209	0,82935054	120,947694	46,01765343
46,01765343	1,5	80	0,03259619	1,738463265		2,7	2,63558209	0,82380114	120,138402	46,12075228
46,12075228	1,5	80	0,03252332	1,734577084		2,7	2,63558209	0,8236039	120,109638	46,12443373
46,12443373	1,5	80	0,03252072	1,734438638		2,7	2,63558209	0,82359687	120,108612	46,12456504
46,12456504	1,5	80	0,03252063	1,7344337		2,7	2,63558209	0,82359662	120,108575	46,12456973
46,12456973	1,5	80	0,03252063	1,734433524		2,7	2,63558209	0,82359661	120,108574	46,12456989
	q	0,96210711		Ka	Kc	Kd	Ke	Se'		
	α	0,05907796		0,674499378		1	1,01	0,868	650	
	p (mm)	1,5								

Diámetro mínimo a fatiga: $46,12 < 75 \text{ mm}$

- Sección 8:

Por último, en esta sección, como en la anterior, pasamos de tener un diámetro de 80 mm a 70 mm.

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			372,08	0
X	2,5				

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d min. A fatiga (mm)	
70	1,5	80	0,02142857	1,142857143		2,1	2,05831782	0,78764373	147,079923	40,0873809
40,0873809	1,5	80	0,03741826	1,995640478		2,7	2,63558209	0,83605238	121,925052	42,67378495
42,67378495	1,5	80	0,03515039	1,874687237		2,7	2,63558209	0,83047787	121,112097	42,76905343
42,76905343	1,5	80	0,03507209	1,870511353		2,7	2,63558209	0,83027973	121,083202	42,77245526
42,77245526	1,5	80	0,0350693	1,870362585		2,7	2,63558209	0,83027267	121,082172	42,7725766
42,7725766	1,5	80	0,0350692	1,870357279		2,7	2,63558209	0,83027242	121,082135	42,77258093
42,77258093	1,5	80	0,0350692	1,87035709		2,7	2,63558209	0,83027241	121,082134	42,77258108
	q	0,96210711		Ka	Kc	Kd	Ke	Se'		
	α	0,05907796		0,674499378		1	1,01	0,868	650	
	p (mm)	1,5								

Diámetro mínimo a fatiga: $42,77 < 70 \text{ mm}$

7. Selección de rodamientos

Una vez calculado de nuevo las dimensiones de los ejes y los diámetros de cada sección procederemos a comprobar si los rodamientos seleccionados anteriormente son los adecuados.

Para ello deberemos estimar una vida de funcionamiento, suponiendo un servicio continuo las 24h del día, los rodamientos deberán superar una vida de 50000 horas. Este dato lo encontramos en el anexo de tablas.

En el prediseño hemos decidido utilizar rodillos cónicos de una sola hilera, ya que son los que permitirán la transmisión de cargas axiales y radiales.

7.1. Fuerza equivalente en rodamientos de rodillos cónicos

Este tipo de rodamiento necesita de fuerzas axiales para no desmontarse.

Para saber el valor de la fuerza equivalente hay que tener en cuenta:

- Que cuando $F_a / F_r < e$, el efecto de la fuerza axial es ignorado y la F_{eq} será igual a:

$$F_{eq} = F_r$$

- Que cuando $F_a / F_r > e$:

$$F_{eq} = 0.4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

En el catálogo del fabricante (SKF) podemos encontrar los valores de Y y e .

Se ha de saber que, este tipo de rodamientos, cuando se les aplica una carga radial, ésta produce un empuje axial a causa del ángulo de contacto. Este empuje viene dado por la siguiente formula:

$$\text{Empuje axial} = \frac{0.5 \cdot F_r}{Y}$$

El objetivo de este apartado será calcular las fuerzas axiales (F_a) en cada rodamiento. Para calcular estas fuerzas se ha de tener en cuenta la fuerza axial resultante del eje, la cual se obtendrá de las fuerzas axiales calculadas en los engranajes de dicho eje (F_h) y las fuerzas radiales generadas en cada rodamiento (empuje axial).

Conociendo ambas fuerzas sabremos el sentido de la fuerza axial resultante del eje. Así, decidiremos que rodamiento actúa como fijo y cual como móvil. El fijo será aquel que se oponga a la fuerza axial resultante del eje. La fuerza axial en ese rodamiento (fijo) será la necesaria para equilibrar F_h

y la fuerza axial del otro rodamiento. La fuerza axial en el otro rodamiento (libre), será la generada por el empuje axial.

7.2. Cálculo de vida a fatiga

Para calcular la vida del rodamiento, deberemos calcular la vida nominal (L_{10}) primero. Ésta se define como el número de revoluciones u horas a velocidad constante, que son capaces de soportar un 90% de un grupo de rodamientos sin que falle.

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

C = Capacidad de carga dinámica. Este valor representa la fuerza transmitida que ocasiona un 10% de fallos a fatiga en un millón de revoluciones y lo obtendremos del catálogo de rodamientos SKF.

q = Este valor será igual a 10/3 al tratarse de rodillos cónicos de contacto lineal.

F_{eq} = Fuerza equivalente calculada en el apartado anterior.

Sin embargo, esta vida calculada no será suficiente ya que, necesitamos una fiabilidad superior al 90%, así pues, se han de aplicar unos valores de corrección:

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

a₁ = Factor de fiabilidad. Depende la probabilidad de supervivencia del rodamiento. Este valor lo obtendremos del anexo de tablas. En nuestro caso, para una fiabilidad del 98% su valor será de 0,37.

a_{iso} = Factor de condición de trabajo. Este factor lo obtendremos de la tabla N°20 del anexo de tablas. Depende de varios factores: La fuerza equivalente (F_{eq}) la cual ya hemos calculado; la carga límite de fatiga (P_u), la cual conoceremos del catálogo de rodamientos y la contaminación del lubricante (η_u) la cual podremos ver en la tabla N°19 del anexo de tablas. De estos factores obtenemos la siguiente relación de contaminación-carga:

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

Además de estos datos, para calcular a_{iso} , necesitaremos la viscosidad relativa, que depende de la velocidad de giro:

$$\text{Si } n < 1000 \text{ rpm; } v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1,667}}}$$

$$\text{Si } n > 1000 \text{ rpm; } v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}}$$

d_m = Diámetro medio del rodamiento. Media entre el diámetro externo e interno.

Obtenida la viscosidad relativa, procederemos a calcular el valor de “K”, que es el cociente entre la viscosidad a la temperatura de trabajo y la viscosidad relativa. Y con ello, podremos buscar la a_{iso} en la tabla.

A la hora de seleccionar los rodamientos en el prediseño, nos fijamos en los que tienen una capacidad de carga intermedia.

Juntando las dos ecuaciones de la vida de los rodamientos obtenemos la siguiente formula:

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

Despejando la capacidad dinámica de carga:

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

Si el valor de C_{nec} es mayor que el C del rodamiento significa que el rodamiento no es viable. Si C_{nec} es menor que el C del rodamiento, el rodamiento seleccionado será el correcto.

Los calculos explicados anteriormente se realizarán mediante una hoja Excel. Se calculará la C_{nec} para cada uno de los estados de carga estudiados en deflexión lateral.

7.2.1. Rodamientos eje de entrada

Vamos a estudiar los cuatro casos vistos en deflexión lateral, para asegurarnos de que los rodamientos escogidos cumplen con la vida a fatiga.

- Caso A (Giro antihorario + fuerza radial negativa):

$$F_{ax \text{ piñón } 1} = -5047,8462 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ mot.}} = -2241,47 \text{ N}$$

$$F_{rad A} = 1768,7584 \text{ N}$$

$$F_{rad B} = 3489,99 \text{ N}$$

RODAMIENTO A			
MODELO	31306		
DATOS RODAMIENTO A			
d (mm)	30	C (N)	58300
D (mm)	72	Pu (N)	5700
Dmedio (mm)	51	e	0,83
q	3,33	Ya	0,72
Fuerza radial rodamiento A (N)			
			1768,7584
Fuerza axial rodamiento A (N)			
			7471,450
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-5047,8462
Fuerza axial resultante del eje			
			-6243,15
Fuerza axial por reacción radial			
			1228,3
Tipo Extremo			
			FIJO
Fa/Fr			
			4,22412149
e			
			0,83
F eq (N)			
			6086,94762
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			1400
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			16,8408267
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,56185796
Kappa (k)			
			11,8759015
aiso (Tabla)			
			7
C necesario (N)			
			56020,6794
C máximo (N)			
			58300
RESULTADO		OK	

RODAMIENTO B			
MODELO	31305		
DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	25	C (N)	46600
D (mm)	62	Pu (N)	4400
Dmedio (mm)	43,5	e	0,83
q	3,33	Yb	0,72
Fuerza radial rodamiento B (N)			
			3489,99
Fuerza axial rodamiento B (N)			
			2423,604
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-5047,8462
Fuerza axial resultante del eje			
			-6243,15
Fuerza axial por reacción radial			
			-2423,6
Tipo Extremo			
			MÓVIL
Fa/Fr			
			0,69444444
e			
			0,83
F eq (N)			
			3489,99
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			1400
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			18,2349202
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,75644916
Kappa (k)			
			10,9679668
aiso (Tabla)			
			14
C necesario (N)			
			26083,9639
C máximo (N)			
			46600
RESULTADO		OK	

- Caso B (Giro antihorario + fuerza radial positiva):

$$F_{ax \text{ piñón } 1} = -5047,8462 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ mot.}} = 2241,47 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ A}} = 6167,156 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ B}} = 1024,23 \text{ N}$$

RODAMIENTO A			
MODELO	31306		
DATOS RODAMIENTO A			
d (mm)	30	C (N)	58300
D (mm)	72	Pu (N)	5700
Dmedio (mm)	51	e	0,83
q	3,33	Ya	0,72
Fuerza radial rodamiento A (N)			
			6167,156
Fuerza axial rodamiento A (N)			
			5759,117
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-5047,8462
Fuerza axial resultante del eje			
			-1476,37
Fuerza axial por reacción radial			
			4282,7
Tipo Extremo			
			FIJO
Fa/Fr			
			0,93383677
e			
			0,83
F eq (N)			
			6613,42666
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			1400
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			16,8408267
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,8171296
Kappa (k)			
			11,8759015
aiso (Tabla)			
			9
C necesario (N)			
			56441,589
C máximo (N)			
			58300
RESULTADO		OK	

RODAMIENTO B			
MODELO	31305		
DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	25	C (N)	46600
D (mm)	62	Pu (N)	4400
Dmedio (mm)	43,5	e	0,83
q	3,33	Yb	0,72
Fuerza radial rodamiento B (N)			
			1024,23
Fuerza axial rodamiento B (N)			
			711,271
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-5047,8462
Fuerza axial resultante del eje			
			-1476,37
Fuerza axial por reacción radial			
			-711,3
Tipo Extremo			
			MÓVIL
Fa/Fr			
			0,69444444
e			
			0,83
F eq (N)			
			1024,23
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			1400
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			18,2349202
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			2,57754606
Kappa (k)			
			10,9679668
aiso (Tabla)			
			50
C necesario (N)			
			5223,09941
C máximo (N)			
			46600
RESULTADO		OK	

- Caso C (Giro horario + fuerza radial negativa):

$$F_{ax \text{ piñón } 1} = 5047,8462 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ mot.}} = -2241,47 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ A}} = 6005,621 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ B}} = 1673,281 \text{ N}$$

RODAMIENTO A			
MODELO	31306		
DATOS RODAMIENTO A			
d (mm)	30	C (N)	58300
D (mm)	72	Pu (N)	5700
Dmedio (mm)	51	e	0,83
q	3,33	Ya	0,72
Fuerza radial rodamiento A (N)			
			6005,621
Fuerza axial rodamiento A (N)			
			4170,570
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			5047,8462
Fuerza axial resultante del eje			
			8056,42
Fuerza axial por reacción radial			
			4170,6
Tipo Extremo			
			MOVIL
Fa/Fr			
			0,69444444
e			
			0,83
F eq (N)			
			6005,621
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			1400
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			16,8408267
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,5694665
Kappa (k)			
			11,8759015
aiso (Tabla)			
			7
C necesario (N)			
			55272,1971
C máximo (N)			
			58300
RESULTADO		OK	

RODAMIENTO B			
MODELO	31305		
DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	25	C (N)	46600
D (mm)	62	Pu (N)	4400
Dmedio (mm)	43,5	e	0,83
q	3,33	Yb	0,72
Fuerza radial rodamiento B (N)			
			1673,281
Fuerza axial rodamiento B (N)			
			9218,416
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			5047,8462
Fuerza axial resultante del eje			
			8056,42
Fuerza axial por reacción radial			
			-1162,0
Tipo Extremo			
			FIJO
Fa/Fr			
			5,50918605
e			
			0,83
F eq (N)			
			7306,57216
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			1400
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			18,2349202
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,988531
Kappa (k)			
			10,9679668
aiso (Tabla)			
			30
C necesario (N)			
			43437,5902
C máximo (N)			
			46600
RESULTADO		OK	

- Caso D (Giro horario + fuerza radial positiva):

$$F_{ax \text{ piñón } 1} = 5047,8462 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ mot.}} = 2241,47 \text{ N}$$

$$F_{rad A} = 1078,052 \text{ N}$$

$$F_{rad B} = 3732,407 \text{ N}$$

RODAMIENTO A			
MODELO	31306		
DATOS RODAMIENTO A			
d (mm)	30	C (N)	58300
D (mm)	72	Pu (N)	5700
Dmedio (mm)	51	e	0,83
q	3,33	Ya	0,72
Fuerza radial rodamiento A (N)			
			1078,052
Fuerza axial rodamiento A (N)			
			748,647
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			5047,8462
Fuerza axial resultante del eje			
			3204,54
Fuerza axial por reacción radial			
			748,6
Tipo Extremo			
			MOVIL
Fa/Fr			
			0,69444444
e			
			0,83
F eq (N)			
			1078,052
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			1400
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			16,8408267
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			3,17238872
Kappa (k)			
			11,8759015
aiso (Tabla)			
			50
C necesario (N)			
			5497,56672
C máximo (N)			
			58300
RESULTADO		OK	

RODAMIENTO B			
MODELO	31305		
DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	25	C (N)	46600
D (mm)	62	Pu (N)	4400
Dmedio (mm)	43,5	e	0,83
q	3,33	Yb	0,72
Fuerza radial rodamiento B (N)			
			3732,407
Fuerza axial rodamiento B (N)			
			5796,493
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			5047,8462
Fuerza axial resultante del eje			
			3204,54
Fuerza axial por reacción radial			
			-2591,9
Tipo Extremo			
			FIJO
Fa/Fr			
			1,55301751
e			
			0,83
F eq (N)			
			5666,43806
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			1400
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			18,2349202
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,792536
Kappa (k)			
			10,9679668
aiso (Tabla)			
			15
C necesario (N)			
			41482,1817
C máximo (N)			
			46600
RESULTADO		OK	

7.2.2. Rodamientos del eje intermedio

- Caso A (giro antihorario)

$$F_{\text{ax engranajes}} = 5047,8462 - 3955,468 = 1092,3782 \text{ N}$$

$$F_{\text{rad A}} = 8007,461 \text{ N}$$

$$F_{\text{rad B}} = 11857,3186 \text{ N}$$

RODAMIENTO A			
MODELO	33210		
DATOS RODAMIENTO A			
d (mm)	50	C (N)	142000
D (mm)	90	Pu (N)	18300
Dmedio (mm)	70	e	0,4
q	3,33	Ya	1,5
Fuerza radial rodamiento A (N)			
			8007,461
Fuerza axial rodamiento A (N)			
			2860,061
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			1092,3782
Fuerza axial resultante del eje			
			-190,91
Fuerza axial por reacción radial			
			2669,2
Tipo Extremo			
			FIJO
Fa/Fr			
			0,35717456
e			
			0,4
F eq (N)			
			8007,461
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			308
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60°			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			45,3373855
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			1,37122116
Kappa (k)			
			4,41137039
aiso (Tabla)			
			50
C necesario (N)			
			25915,2239
C máximo (N)			
			142000
RESULTADO		OK	

RODAMIENTO B			
MODELO	33210		
DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	50	C (N)	142000
D (mm)	90	Pu (N)	18300
Dmedio (mm)	70	e	0,4
q	3,33	Yb	1,5
Fuerza radial rodamiento B (N)			
			11857,3186
Fuerza axial rodamiento B (N)			
			3952,440
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			1092,3782
Fuerza axial resultante del eje			
			-190,91
Fuerza axial por reacción radial			
			-3952,4
Tipo Extremo			
			MOVIL
Fa/Fr			
			0,33333333
e			
			0,4
F eq (N)			
			11857,3186
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			308
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60°			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			45,3373855
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,92601037
Kappa (k)			
			4,41137039
aiso (Tabla)			
			25
C necesario (N)			
			47254,8099
C máximo (N)			
			142000
RESULTADO		OK	

- Caso B (giro horario)

$$F_{ax \text{ engranajes}} = -5047,8462 + 3955,468 = -1092,3782 \text{ N}$$

$$F_{rad A} = 7855,299 \text{ N}$$

$$F_{rad B} = 12682,387 \text{ N}$$

RODAMIENTO A			
MODELO	33210		
DATOS RODAMIENTO A			
d (mm)	50	C (N)	142000
D (mm)	90	Pu (N)	18300
Dmedio (mm)	70	e	0,4
q	3,33	Ya	1,5
Fuerza radial rodamiento A (N)			
			7855,299
Fuerza axial rodamiento A (N)			
			5319,841
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-1092,3782
Fuerza axial resultante del eje			
			-2701,41
Fuerza axial por reacción radial			
			2618,4
Tipo Extremo			
			FIJO
Fa/Fr			
			0,67722954
e			
			0,4
F eq (N)			
			7855,299
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			308
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60°			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			45,3373855
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			1,39778257
Kappa (k)			
			4,41137039
aiso (Tabla)			
			50
C necesario (N)			
			25422,7691
C máximo (N)			
			142000
RESULTADO	OK		

RODAMIENTO B			
MODELO	33210		
DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	50	C (N)	142000
D (mm)	90	Pu (N)	18300
Dmedio (mm)	70	e	0,4
q	3,33	Yb	1,5
Fuerza radial rodamiento B (N)			
			12682,387
Fuerza axial rodamiento B (N)			
			4227,462
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-1092,3782
Fuerza axial resultante del eje			
			-2701,41
Fuerza axial por reacción radial			
			-4227,5
Tipo Extremo			
			MOVIL
Fa/Fr			
			0,33333333
e			
			0,4
F eq (N)			
			12682,387
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			308
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60°			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			45,3373855
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,86576762
Kappa (k)			
			4,41137039
aiso (Tabla)			
			25
C necesario (N)			
			50542,9437
C máximo (N)			
			142000
RESULTADO	OK		

7.2.3. Rodamientos eje de salida

- Caso A (Giro antihorario + fuerza radial negativa):

$$F_{ax \text{ rueda } 2} = 3955,468 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ ext.}} = -18466,667 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ A}} = 21822,314 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ B}} = 19480,476 \text{ N}$$

RODAMIENTO A			
MODELO	33215		
DATOS RODAMIENTO A			
d (mm)	75	C (N)	255000
D (mm)	130	Pu (N)	34000
Dmedio (mm)	102,5	e	0,43
q	3,33	Ya	1,4
Fuerza radial rodamiento A (N)			
			21822,314
Fuerza axial rodamiento A (N)			
			7793,684
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			3955,468
Fuerza axial resultante del eje			
			5255,66
Fuerza axial por reacción radial			
			7793,7
Tipo Extremo			
			MOVIL
Fa/Fr			
			0,35714286
e			
			0,43
F eq (N)			
			21822,314
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			67,972
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60°			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			132,008983
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,93482295
Kappa (k)			
			1,51504841
a1so (Tabla)			
			5
C necesario (N)			
			89577,3005
C máximo (N)			
			255000
RESULTADO		OK	

RODAMIENTO B			
MODELO	33214		
DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	70	C (N)	247000
D (mm)	125	Pu (N)	32500
Dmedio (mm)	97,5	e	0,4
q	3,33	Yb	1,5
Fuerza radial rodamiento B (N)			
			19480,476
Fuerza axial rodamiento B (N)			
			11749,152
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			3955,468
Fuerza axial resultante del eje			
			5255,66
Fuerza axial por reacción radial			
			-6493,5
Tipo Extremo			
			FIJO
Fa/Fr			
			0,60312446
e			
			0,4
F eq (N)			
			25415,9178
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			67,972
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60°			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			135,351512
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,76723572
Kappa (k)			
			1,47763403
a1so (Tabla)			
			5
C necesario (N)			
			104328,501
C máximo (N)			
			247000
RESULTADO		OK	

- Caso B (Giro antihorario + fuerza radial positiva):

$$F_{ax \text{ rueda } 2} = 3955,468 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ ext.}} = 18466,667 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ A}} = 32057,458 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ B}} = 19586,093 \text{ N}$$

RODAMIENTO A			
MODELO	33215		
DATOS RODAMIENTO A			
d (mm)	75	C (N)	255000
D (mm)	130	Pu (N)	34000
Dmedio (mm)	102,5	e	0,43
q	3,33	Ya	1,4
Fuerza radial rodamiento A (N)			
			32057,458
Fuerza axial rodamiento A (N)			
			11449,092
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			3955,468
Fuerza axial resultante del eje			
			8875,86
Fuerza axial por reacción radial			
			11449,1
Tipo Extremo			
			MOVIL
Fa/Fr			
			0,35714286
e			
			0,43
F eq (N)			
			32057,458
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			67,972
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			132,008983
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,63635738
Kappa (k)			
			1,51504841
aiso (Tabla)			
			4
C necesario (N)			
			140711,1
C máximo (N)			
			255000
RESULTADO		OK	

RODAMIENTO B			
MODELO	33214		
DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	70	C (N)	247000
D (mm)	125	Pu (N)	32500
Dmedio (mm)	97,5	e	0,4
q	3,33	Yb	1,5
Fuerza radial rodamiento B (N)			
			19586,093
Fuerza axial rodamiento B (N)			
			15404,560
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			3955,468
Fuerza axial resultante del eje			
			8875,86
Fuerza axial por reacción radial			
			-6528,7
Tipo Extremo			
			FIJO
Fa/Fr			
			0,786505
e			
			0,4
F eq (N)			
			30941,2774
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			67,972
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			135,351512
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,63022608
Kappa (k)			
			1,47763403
aiso (Tabla)			
			4
C necesario (N)			
			135811,803
C máximo (N)			
			247000
RESULTADO		OK	

- Caso C (Giro horario + fuerza radial negativa):

$$F_{ax \text{ rueda } 2} = -3955,468 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ ext.}} = -18466,667 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ A}} = 37652,557 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ B}} = 14703,499 \text{ N}$$

RODAMIENTO A			
MODELO	33215		
DATOS RODAMIENTO A			
d (mm)	75	C (N)	255000
D (mm)	130	Pu (N)	34000
Dmedio (mm)	102,5	e	0,43
q	3,33	Ya	1,4
Fuerza radial rodamiento A (N)			
			37652,557
Fuerza axial rodamiento A (N)			
			13447,342
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-3955,468
Fuerza axial resultante del eje			
			4590,71
Fuerza axial por reacción radial			
			13447,3
Tipo Extremo			
			MOVIL
Fa/Fr			
			0,35714286
e			
			0,43
F eq (N)			
			37652,557
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			67,972
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60°			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			132,008983
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,54179587
Kappa (k)			
			1,51504841
aiso (Tabla)			
			3
C necesario (N)			
			180182,617
C máximo (N)			
			255000
RESULTADO		OK	

RODAMIENTO B			
MODELO	33214		
DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	70	C (N)	247000
D (mm)	125	Pu (N)	32500
Dmedio (mm)	97,5	e	0,4
q	3,33	Yb	1,5
Fuerza radial rodamiento B (N)			
			14703,499
Fuerza axial rodamiento B (N)			
			9491,874
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-3955,468
Fuerza axial resultante del eje			
			4590,71
Fuerza axial por reacción radial			
			-4901,2
Tipo Extremo			
			FIJO
Fa/Fr			
			0,64555204
e			
			0,4
F eq (N)			
			20119,2103
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			67,972
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60°			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			135,351512
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,96922293
Kappa (k)			
			1,47763403
aiso (Tabla)			
			8
C necesario (N)			
			71715,1329
C máximo (N)			
			247000
RESULTADO		OK	

- Caso D (Giro horario + fuerza radial positiva):

$$F_{ax \text{ rueda } 2} = -3955,468 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ ext.}} = 18466,667 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ A}} = 23010,865 \text{ N}$$

$$F_{rad \text{ B}} = 18150,405 \text{ N}$$

RODAMIENTO A			
MODELO	33215		
DATOS RODAMIENTO A			
d (mm)	75	C (N)	255000
D (mm)	130	Pu (N)	34000
Dmedio (mm)	102,5	e	0,43
q	3,33	Ya	1,4
Fuerza radial rodamiento A (N)			
			23010,865
Fuerza axial rodamiento A (N)			
			10005,603
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-3955,468
Fuerza axial resultante del eje			
			-1787,44
Fuerza axial por reacción radial			
			8218,2
Tipo Extremo			
			FIJO
Fa/Fr			
			0,43482081
e			
			0,43
F eq (N)			
			23212,1902
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			67,972
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			132,008983
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			0,87884856
Kappa (k)			
			1,51504841
aiso (Tabla)			
			8
C necesario (N)			
			82740,0917
C máximo (N)			
			255000
RESULTADO		OK	

RODAMIENTO B			
MODELO	33214		
DATOS RODAMIENTO B			
d (mm)	70	C (N)	247000
D (mm)	125	Pu (N)	32500
Dmedio (mm)	97,5	e	0,4
q	3,33	Yb	1,5
Fuerza radial rodamiento B (N)			
			18150,405
Fuerza axial rodamiento B (N)			
			6050,135
Fuerza axial por engranajes (Fh)			
			-3955,468
Fuerza axial resultante del eje			
			-1787,44
Fuerza axial por reacción radial			
			-6050,1
Tipo Extremo			
			MOVIL
Fa/Fr			
			0,33333333
e			
			0,4
F eq (N)			
			18150,405
Velocidad de giro del eje (rpm)			
			67,972
Vida rodamiento (horas)			
			50000
Viscosidad a 60º			
			200
Viscosidad relativa (v1)			
			135,351512
Contaminación del lubricante			
			0,6
a1			
			0,37
Factor Contaminación-Carga			
			1,07435619
Kappa (k)			
			1,47763403
aiso (Tabla)			
			15
C necesario (N)			
			53567,8029
C máximo (N)			
			247000
RESULTADO		OK	



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Universitat Politècnica de València

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
con relación de transmisión 20,7 y par máximo a
la salida de 2770 Nm.

PRESUPUESTO

ÍNDICE PRESUPUESTO

1.	Introducción presupuestos.....	4
2.	Presupuesto ejes	5
2.1.	Presupuesto eje de entrada	5
2.1.1.	Material en bruto	5
2.1.2.	Mecanizado	5
2.1.3.	Coste total.....	5
2.2.	Presupuesto eje intermedio.....	5
2.2.1.	Material en bruto	5
2.2.2.	Mecanizado	5
2.2.3.	Coste total.....	6
2.3.	Presupuesto eje salida.....	6
2.3.1.	Material en bruto	6
2.3.2.	Mecanizado	6
2.3.3.	Coste total.....	6
3.	Presupuesto engranajes	7
3.1.	Piñón eje de entrada.....	7
3.1.1.	Material en bruto	7
3.1.2.	Mecanizado	7
3.1.3.	Tratamiento térmico	7
3.1.4.	Coste total.....	7
3.2.	Rueda eje intermedio	8
3.2.1.	Material en bruto	8
3.2.2.	Mecanizado	8
3.2.3.	Tratamiento térmico	8
3.2.4.	Coste total.....	8
3.3.	Piñón eje intermedio.....	9
3.3.1.	Material en bruto	9
3.3.2.	Mecanizado	9
3.3.3.	Tratamiento térmico	9

3.3.4.	Coste total.....	9
3.4.	Rueda eje salida.....	10
3.4.1.	Material en bruto	10
3.4.2.	Mecanizado	10
3.4.3.	Tratamiento térmico	10
3.4.4.	Coste total.....	10
4.	Presupuesto tapas	11
4.1.	Tapa eje de entrada.....	11
4.1.1.	Material en bruto	11
4.1.2.	Mecanizado	11
4.1.3.	Coste total.....	11
4.2.	Tapa eje de salida	11
4.2.1.	Material en bruto	11
4.2.2.	Mecanizado	11
4.2.3.	Coste total.....	12
5.	Presupuesto carcasa.....	13
5.1.	Carcasa superior	13
5.1.1.	Material en bruto	13
5.1.2.	Conformado.....	13
5.1.3.	Mecanizado	13
5.1.4.	Coste total.....	13
5.2.	Carcasa inferior	13
5.2.1.	Material en bruto	13
5.2.2.	Conformado.....	14
5.2.3.	Mecanizado	14
5.2.4.	Coste total.....	14
6.	Presupuesto componentes normalizados.....	15
7.	Coste total neto del producto.....	16
8.	Valor final	16

1.Introducción presupuestos

En este anexo podemos ver el presupuesto total del reductor, descompuesto en todos sus componentes. Para establecer el coste total se ha realizado una búsqueda exhaustiva de cada pieza o material y se ha comparado con diferentes empresas para conseguir que sea un precio competitivo, es decir, que sea de bajo coste pero que cumpla con los requisitos de funcionalidad, resistencia y calidad.

El presupuesto lo podemos dividir en dos partes, por un lado, tenemos todos los componentes que podemos comprar en bruto y mecanizarlos, como son los engranajes, ejes, carcasa, tapas, etc. Y, por otro lado, tenemos todos los componentes normalizados, es decir, aquellos que adquirimos ya manufacturados, como pueden ser los tapones, los rodamientos, los casquillos, anillos de seguridad, etc.

Para obtener el coste total neto del reductor, deberemos sumar todos los componentes, así como también un porcentaje de gastos generales, un porcentaje de beneficio industrial y un impuesto sobre el valor añadido.

Todos los elementos que aparecen en el siguiente documento, llevan incluida la mano de obra.

2. Presupuesto ejes

2.1. Presupuesto eje de entrada

2.1.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
34CrNiMo6	40x180	1,8	2,05656	3,70

2.1.2. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Refrentado caras	0,1	25,83	2,58
Cilindrado exterior	0,64	25,83	16,53
Ranurados	0,19	25,83	4,91
Fresado chaveteros	0,38	25,83	9,82
		TOTAL	33,84

2.1.3. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	3,70
Mecanizados (€)	33,84
TOTAL (€)	37,54

2.2. Presupuesto eje intermedio

2.2.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
34CrNiMo6	70x280	8,574	1,976	16,94

2.2.2. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Refrentado caras	0,12	25,83	3,10
Cilindrado exterior	0,94	25,83	24,28
Ranurados	0,3	25,83	7,75
Fresado chaveteros	0,42	25,83	10,85
		TOTAL	45,98

2.2.3. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	16,94
Mecanizados (€)	45,98
TOTAL (€)	62,92

2.3. Presupuesto eje salida

2.3.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
34CrNiMo6	85x380	17,157	2,1356	36,64

2.3.2. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Refrentado caras	0,18	25,83	4,65
Cilindrado exterior	1,57	25,83	40,55
Ranurados	0,62	25,83	16,01
Fresado chaveteros	0,68	25,83	17,56
		TOTAL	78,78

2.3.3. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	36,64
Mecanizados (€)	78,78
TOTAL (€)	115,42

3. Presupuesto engranajes

Los engranajes se los encargamos a la parte contratada. Ésta tendrá total libertad de acciones para la fabricación del producto final, siempre y cuando se garantice la calidad y las condiciones de funcionamiento especificadas en los planos y anexo de calculos.

La parte contratada nos ha proporcionado un desglose de los pasos a seguir y su coste.

3.1. Piñón eje de entrada

3.1.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
42CrMo4	65x40	1,4668	1,043	1,53

3.1.2. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Refrentado caras	0,45	25,83	11,62
Cilindrado interior	0,42	25,83	10,85
Cilindrado exterior	0,27	25,83	6,97
Fresado dientes	1,05	25,83	27,12
Fresado chaveteros	0,2	25,83	5,17
		TOTAL	61,73

3.1.3. Tratamiento térmico

Tratamiento térmico			
Tratamiento	Duración (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Templado	0,5	63,11	31,56
Revenido	0,5	57,7	28,85
		TOTAL	60,41

3.1.4. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	1,53
Mecanizados (€)	61,73
Tratamiento	60,41
TOTAL (€)	123,67

3.2. Rueda eje intermedio

3.2.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
42CrMo4	270x40	18,001	2,128	38,31

3.2.2. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Refrentado caras	1,15	25,83	29,70
Taladrado	0,4	18,2	7,28
Cilindrado interior	0,45	25,83	11,62
Cilindrado exterior	0,29	25,83	7,49
Fresado dientes	1,6	25,83	41,33
Fresado chaveteros	0,2	25,83	5,17
		TOTAL	102,59

3.2.3. Tratamiento térmico

Tratamiento térmico			
Tratamiento	Duración (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Templado	0,5	63,11	31,56
Revenido	0,5	57,7	28,85
		TOTAL	60,41

3.2.4. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	38,31
Mecanizados (€)	102,59
Tratamiento	60,41
TOTAL (€)	201,30

3.3. Piñón eje intermedio

3.3.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
42CrMo4	90x70	3,5	1,4136	4,95

3.3.2. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Refrentado caras	0,5	25,83	12,92
Cilindrado interior	0,45	25,83	11,62
Cilindrado exterior	0,29	25,83	7,49
Fresado dientes	1,15	25,83	29,70
Fresado chaveteros	0,2	25,83	5,17
		TOTAL	66,90

3.3.3. Tratamiento térmico

Tratamiento térmico			
Tratamiento	Duración (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Templado	0,5	63,11	31,56
Revenido	0,5	57,7	28,85
		TOTAL	60,41

3.3.4. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	4,95
Mecanizados (€)	66,90
Tratamiento	60,41
TOTAL (€)	132,25

3.4. Rueda eje salida

3.4.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
42CrMo4	380x70	38,875	3,218	125,10

3.4.2. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Refrentado caras	1,3	25,83	33,58
Taladrado	0,6	18,2	10,92
Cilindrado interior	0,52	25,83	13,43
Cilindrado exterior	0,36	25,83	9,30
Fresado dientes	1,93	25,83	49,85
Fresado chaveteros	0,2	25,83	5,17
		TOTAL	122,25

3.4.3. Tratamiento térmico

Tratamiento térmico			
Tratamiento	Duración (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Templado	0,5	63,11	31,56
Revenido	0,5	57,7	28,85
		TOTAL	60,41

3.4.4. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	125,10
Mecanizados (€)	122,25
Tratamiento	60,41
TOTAL (€)	307,75

4. Presupuesto tapas

4.1. Tapa eje de entrada

4.1.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
Fundición gris EN-GJL 250	130x20	1,532	0,64	0,98

4.1.2. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Refrentado caras	0,18	25,83	4,65
Cilindrado exterior	0,3	25,83	7,75
Cilindrado interior	0,3	25,83	7,75
Taladrado	0,25	25,83	6,46
		TOTAL	26,60

4.1.3. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	0,98048
Mecanizados (€)	26,60
TOTAL (€)	27,59

4.2. Tapa eje de salida

4.2.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
Fundición gris EN-GJL 250	200x20	1,975	0,64	1,26

4.2.2. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Refrentado caras	0,2	25,83	5,17
Cilindrado exterior	0,32	25,83	8,27
Cilindrado interior	0,32	25,83	8,27
Taladrado	0,25	25,83	6,46
		TOTAL	28,15

4.2.3. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	1,264
Mecanizados (€)	28,15
TOTAL (€)	29,42

5. Presupuesto carcasa

5.1. Carcasa superior

5.1.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
Fundición gris EN-GJL 250		21,574	0,94	20,28

5.1.2. Conformado

Operación	Coste (€)
Faricación molde	2150
Desmoldado y desbarbado	70
TOTAL	2220

5.1.3. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Fresado	1,85	25,83	47,79
Taladrado y roscado	1,5	18,2	27,30
		TOTAL	75,09

5.1.4. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	20,28
Mecanizados (€)	75,09
Conformado	2220,00
TOTAL (€)	2315,37

5.2. Carcasa inferior

5.2.1. Material en bruto

Material Bruto				
Material Bruto	Dimensiones (mm)	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Coste total (€)
Fundición gris EN-GJL 250		21,574	0,94	20,28

5.2.2. Conformado

Operación	Coste (€)
Faricación molde	2150
Desmoldado y desbarbado	70
TOTAL	2220

5.2.3. Mecanizado

Mecanizado			
Operaciones	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Coste total (€)
Fresado	1,85	25,83	47,79
Taladrado y roscado	1,5	18,2	27,30
		TOTAL	75,09

5.2.4. Coste total

COSTE TOTAL	
Material (€)	20,28
Mecanizados (€)	75,09
Conformado	2220,00
TOTAL (€)	2315,37

6. Presupuesto componentes normalizados

Descripción	Cantidad	Coste (€/ud)	TOTAL (€)
Rodamientos			
Rodamiento SKF 31306	1 ud	28,74	28,74
Rodamiento SKF 31305	1 ud	46,13	46,13
Rodamiento SKF 33210	2 uds	35,29	70,58
Rodamiento SKF 33215	1 ud	60,43	60,43
Rodamiento SKF 33214	1 ud	49,90	49,90
Chavetas			
Chaveta 37,5x8x7	1 ud	1,54	1,54
Chaveta 68,75x16x10	2 uds	1,72	3,44
Chaveta 93,75x20x12	1 ud	2,08	2,08
Anillos de seguridad			
Anillo de seguridad DSH 30	1 ud	0,0954	0,0954
Anillo de seguridad DSH 25	1 ud	0,0504	0,0504
Anillo de seguridad DSH 50	2 uds	0,2753	0,5506
Anillo de seguridad DSH 75	1 ud	0,7278	0,7278
Anillo de seguridad DSH 70	1 ud	0,5161	0,5161
Retenes			
HMS5 V 30x72x10	1 ud	3,36	3,36
HMS5 V 75x130x12	1 ud	9,87	9,87
Casquillos			
Casquillo Øint 30 y L 4	2 uds	0,12	0,24
Casquillo Øint 55 y L 8	1 ud	0,30	0,30
Casquillo Øint 55 y L 21	1 ud	0,38	0,38
Casquillo Øint 55 y L 15,15	1 ud	0,35	0,35
Casquillo Øint 75 y L 10	2 uds	0,63	1,26
Tornillos			
Cabeza hexagonal M9x1x20	8 uds	0,10	0,80
Cabeza hexagonal M6x1x20	8 uds	0,10	0,80
Cabeza hexagonal M6x1x30	42 uds	0,15	6,30
Tuercas			
Hexagonal M6x1	28 uds	0,12	3,36
Tapones			
28022-33018 Ø18	1 ud	1,31	1,31
28024-201415 M14x1,5	1 ud	1,64	1,64
Visor de nivel			
GN 743,5	1 ud	12,95	12,95
Juntas de estanqueidad			
Carcasa	1 ud	5,75	5,75
Tapa eje entrada	1 ud	1,95	1,95
Tapa eje salida	1 ud	2,25	2,25
Lubricante			
Total Carter EP 1000	15 L	3,2886	49,329
Pintura			
Lanco Anticorrosivo	3,785 L	5,54	20,97
		TOTAL (€)	387,95

7. Coste total neto del producto

Componente	Coste (€)
Eje entrada	37,54
Eje intermedio	62,92
Eje salida	115,42
Piñón eje de entrada	123,67
Rueda eje intermedio	201,30
Piñón eje intermedio	132,25
Rueda eje salida	307,75
Tapa eje entrada	27,59
Tapa eje salida	29,42
Carcasa superior	2315,37
Carcasa inferior	2315,37
Normalizados	387,95
TOTAL (€)	6056,55

8. Valor final

Concepto	Precio (€)
Coste total neto del producto	6056,55
Gastos generales (13%)	787,35
Beneficio industrial (25%)	1514,14
SUBTOTAL (€)	8358,04
IVA (21%)	1755,19
PRECIO FINAL (€)	10113,22

El precio de venta final del reductor de velocidad es “DIEZ MIL CIENTO TRECE CON VEINTIDÓS CÉNTIMOS”



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Universitat Politècnica de València

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
con relación de transmisión 20,7 y par máximo a
la salida de 2770 Nm.

TABLAS

ÍNDICE TABLAS

Tabla N°1: Dimensiones estandarizadas para chavetas	4
Tabla N°2: Variación de la viscosidad cinemática de lubricante con la temperatura.....	5
Tabla N°3: Especificaciones lubricante	6
Tabla N°4: Datos de aceros	7
Tabla N°5: Coeficientes para el cálculo de la tensión limite a fallo superficial	8
Tabla N°6: Coeficientes para el cálculo de la tensión limite a flexión	9
Tabla N°7: Rugosidades medias aproximadas en función de la calidad ISO	10
Tabla N°8: Coeficiente de aplicación K_A	10
Tabla N°9: Coeficiente K_1	11
Tabla N°10: Coeficientes H_1 a fallo superficial	12
Tabla N°11: Modulo de Young y coeficiente de Poisson	12
Tabla N°12: Factor de acabado superficial para aceros	12
Tabla N°13: Factor de temperatura en aceros K_x	13
Tabla N°14: Factor de confiabilidad en aceros K_e	13
Tabla N°15: Factor de reducción del límite de fatiga K_f	14
Tabla N°16: Factores de concentrador de tensiones K_t para cambios de diámetro.....	14
Tabla N°17: Vidas recomendadas para rodamientos	15
Tabla N°18: Factor de fiabilidad A_1	15
Tabla N°19: Factor contaminación.....	16
Tabla N°20: Factor A_{ISO} para rodamientos de rodillos cónicos	17
Tabla N°21: Rodamiento A del eje de entrada.....	18
Tabla N°22: Rodamiento B del eje de entrada.....	19
Tabla N°23: Rodamientos A y B del eje intermedio.....	20
Tabla N°24: Rodamiento A del eje de salida	21
Tabla N°25: Rodamiento B del eje de salida	22
Tabla N°26: Anillos de seguridad DSH	23

Tabla N°27: Retén del eje de entrada.....	24
Tabla N°28: Retén del eje de salida	25
Tabla N°29: Tapón de llenado de lubricante.....	26
Tabla N°29: Tapón de vaciado de lubricante	26
Tabla N°30: Visor de nivel.....	26
Tabla N°30: Tapón de vaciado de lubricante	27
Tabla N°31: Visor de nivel.....	28

Tabla N°1: Dimensiones estandarizadas para chavetas

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero										Chafilán P_1	
			Ancho b					Profundidad						
más de	hasta	Nominal	Tolerancia					Eje h_1		Cubo h_2		Mínimo	Máximo	
			Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia			
			Libre		Normal		Ajustado							
			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	± 0,0125	- 0,006	1,2		1		0,08	0,16
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8		1,4		0,08	0,16
10	12	4 × 4	4							+ 0,1	1,8	+ 0,1	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5		2,3		0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	3,5		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	4		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	+ 0,2	4,4	+ 0,2	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		5,4	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		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	- 0,026	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	+ 0,3	12,3	+ 0,3	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20		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

Tabla N°2: Variación de la viscosidad cinemática de lubricante con la temperatura

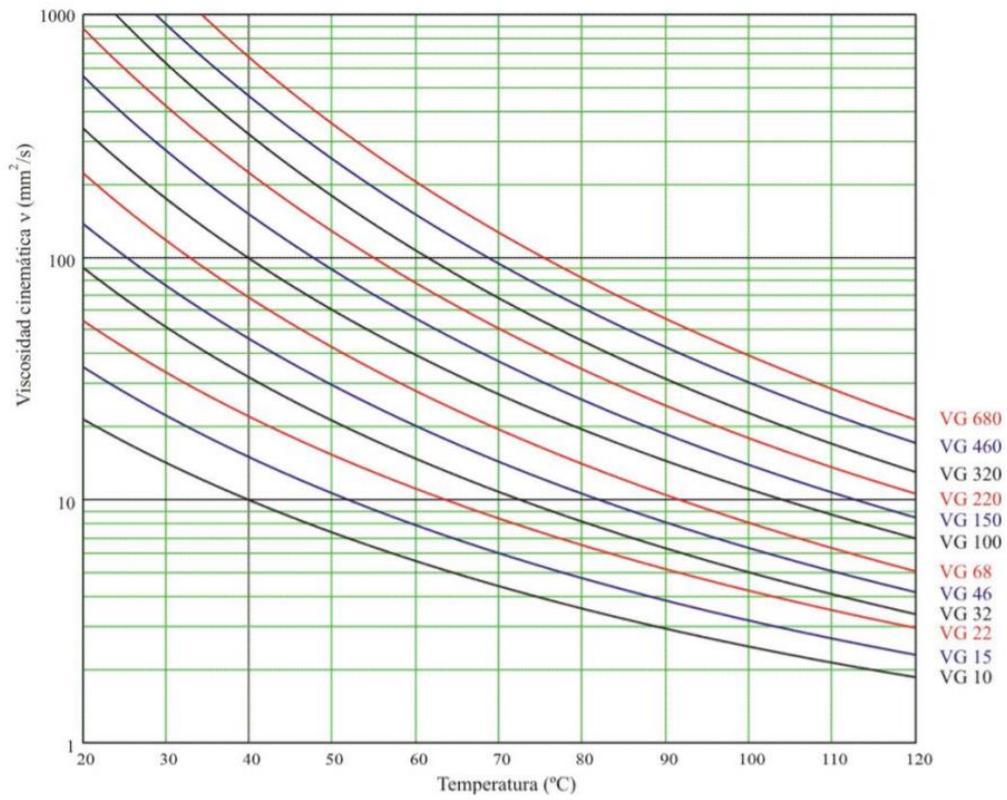


Tabla N°3: Especificaciones lubricante

CARTER EP



Lubricación de reductores



Aceites minerales para engranajes cerrados.

APLICACIONES

Engranajes cerrados, rodamientos, acoples y cojinetes planos

CARTER EP ha sido especialmente desarrollado para lubricar engranajes cerrados que operan bajo condiciones severas:

- Todo tipo de transmisiones por engranajes, reductores, cojinetes planos, sometidos a altas cargas.
- Rodamientos y acoples de engranajes.
- Engranajes helicoidales.

ESPECIFICACIONES

Especificaciones internacionales

Fabricantes

- DIN 51517 Part 3CLP
- ISO 12925-1 CKD
- AGMA 9005 – E02 (EP)
- GB 5903-2011
- DAVID BROWN S1.53.101E
- AIST 224
- SEB 181226
- JIS K2219:2006 (Class2)
- SIEMENS - FLENDER

VENTAJAS

- Excelentes propiedades extrema- presión y anti- desgaste.
- Buena compatibilidad con sellos.
- Muy Buena resistencia a la oxidación y degradación.
- Destacada protección contra la herrumbre y la corrosión de aleaciones de cobre.
- Muy buena resistencia a la formación de espuma y emulsiones.

MANIPULACIÓN – HIGIENE - SEGURIDAD

- **PRECAUCIÓN:** no compatible con lubricantes en base a poliglicoles.

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS	MÉTODO	UNIDAD	CARTER EP							
			68	100	150	220	320	460	680	1000
Densidad @ 15 °C	ASTM D 1298	kg/m ³	885	888	892	893	899	903	920	937
Viscosidad @ 40 °C	ASTM D 445	mm ² /s	68,1	107,0	153,4	216,9	319,1	452,2	665,6	1000,0
Viscosidad @100 °C	ASTM D 445	mm ² /s	8,7	11,8	14,8	18,5	23,7	29,9	34,5	43,5
Índice de viscosidad	ASTM D 2270		99	98	96	95	93	95	82	80
Punto de inflamación	ASTM D 92	°C	230	233	227	270	264	256	258	244
Punto de escurecimiento	ASTM D 97	°C	- 24	- 21	- 27	- 21	- 15	- 12	- 12	- 9
FZG A/8,3/90	DIN 51 354/2	Etapas de falla	> 13	> 13	> 13	> 13	> 13	> 13	> 13	> 13
FZG Micropitting	FVA 54	Etapas de falla	-	-	-	10 +	10 +	10 +	10 +	10 +
GFT clase			-	-	-	Alta	Alta	Alta	Alta	Alta

Los valores expuestos en esta tabla son valores típicos consignados a título ilustrativo.

Total Especialidades Argentina S.A.
F. N. de Laprida 3163, Piso 7
Complejo NODUS – Ed. San Rafael B1603AAA
Villa Martelli - Buenos Aires, Argentina

CARTER EP
Rev. 03/2019

Este lubricante usado de acuerdo con nuestras recomendaciones y para los usos para los cuales fue desarrollado, no presenta ningún riesgo particular. Puede obtener una hoja de seguridad acorde a la normativa vigente argentina de su representante comercial local.

Tabla N°4: Datos de aceros

Designación	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	E %	Dureza HB
MOLDEADOS													
EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)													
GC25 / F-8104	0.25		0.55							440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65							510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65							580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)													
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55					N T + R	900 870 + 480	490 570	310 430	22 28	150 168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65					LC N T + R	900 840 + 430	585 680 730	375 420 520	29 28 15	190 183 212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					N Rec T + R	870 790 825 + 450	660 600 850	390 360 640	20 23 14	197 180 248
C60 1060	0.6		0.75					N T + R	870 815 + 430	760 1000	410 790	6	225 315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15				N C + T + R	900 880 + 860 + 150	680 980	400 735	23 14	207 302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55		LF N C + T + R	1100/850 900 910 + 845 + 150	650 600 850	320 340 580	22 26 19	192 174 255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				LF N T + R	1050/850 870 840 + 540	770 760 970	520 470 840	23 23 18	229 227 293
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22			N Rec LF T + R	900 830 1100/850 840 + 540	950 650 1030 1120	560 420 720 1040	19 25 15 14	277 192 311 321
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5		LF N T + R	1150/900 870 840 + 540	1300 1280 1210	860 860 1100	12 14	401 388 352
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05			V 0.17	LF N T + R	1100/850 860 840 + 540	950 940 1200	630 615 1155	21	285 277 352
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				LF N T + R	1050/850 900 840 + 540	1000 950 1200	680 600 1100	15 16 14	302 285 352
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%													
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10		Recoc	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11		Recoc	1100	510	206	40	150
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10	Ti			540	245	45	

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

Tabla N°5: Coeficientes para el cálculo de la tensión límite a fallo superficial

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

Tabla N°6: Coeficientes para el cálculo de la tensión límite a flexión

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
		0	369	HV 570	HV615
	ME	0,271	237	HV 500	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 N°7: Rugosidades medias aproximadas en función de la calidad ISO

Q_{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
R_{tm}	20	11	6,5	4	2,4	1,4	0,8	0,5

Tabla N°8: 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 monocilíndrico

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°9: 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°10: Coeficientes H_1 a fallo superficial

Q_{ISO}	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / dentados cementados rectificadas		
		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°11: Modulo de Young y coeficiente de Poisson

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

Tabla N°12: Factor de acabado superficial para aceros

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

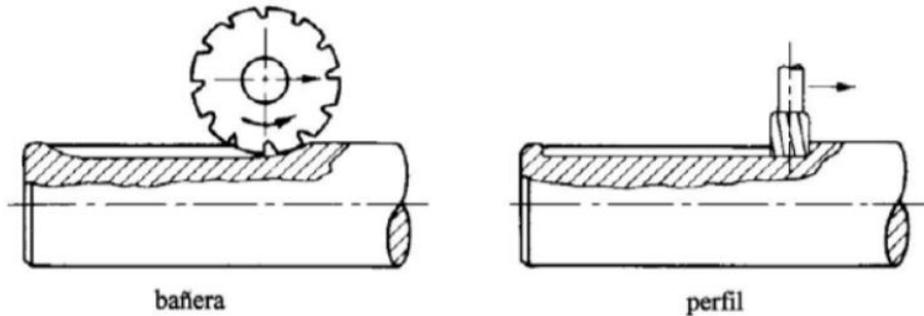
Tabla N°13: Factor de temperatura en aceros
 K_x

T^a (°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 N°14: Factor de confiabilidad en aceros
 K_e

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 N°15: Factor de reducción del límite de fatiga 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	2.0	1.6

Tabla N°16: Factores de concentrador de tensiones K_t para cambios de diámetro

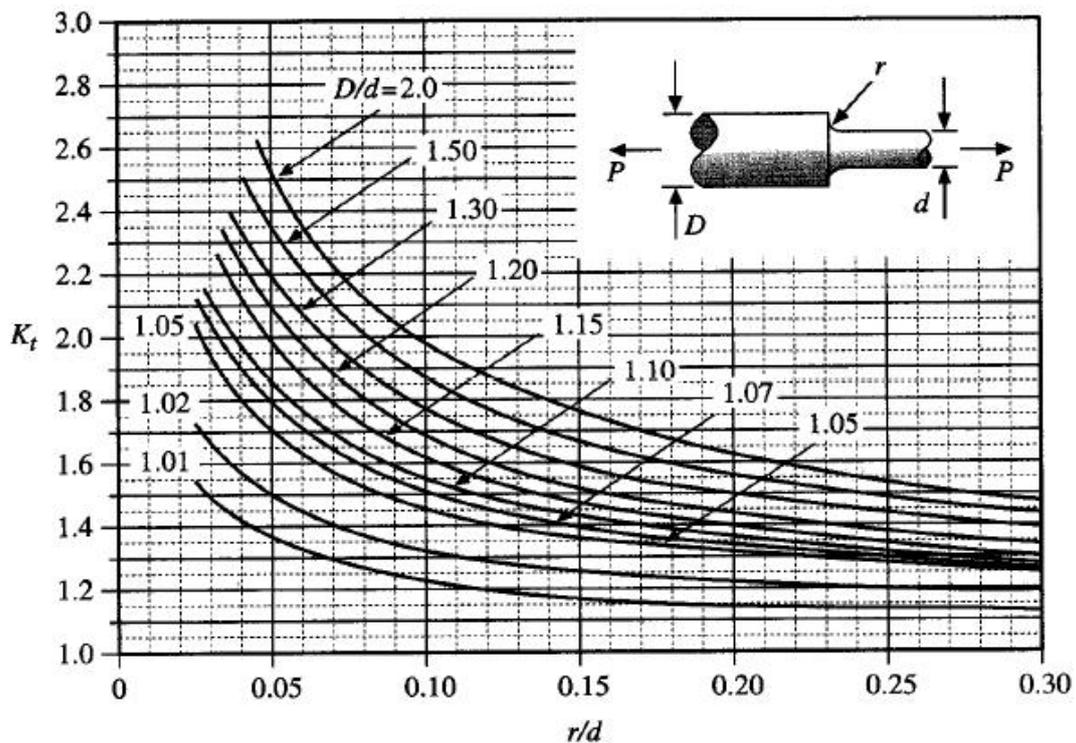


Tabla N°17: Vidas recomendadas para rodamientos

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°18: Factor de fiabilidad A_1

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

Tabla N°19: Factor contaminación

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 η_c puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación	0	0

Tabla N°20: Factor A_{ISO} para rodamientos de rodillos cónicos

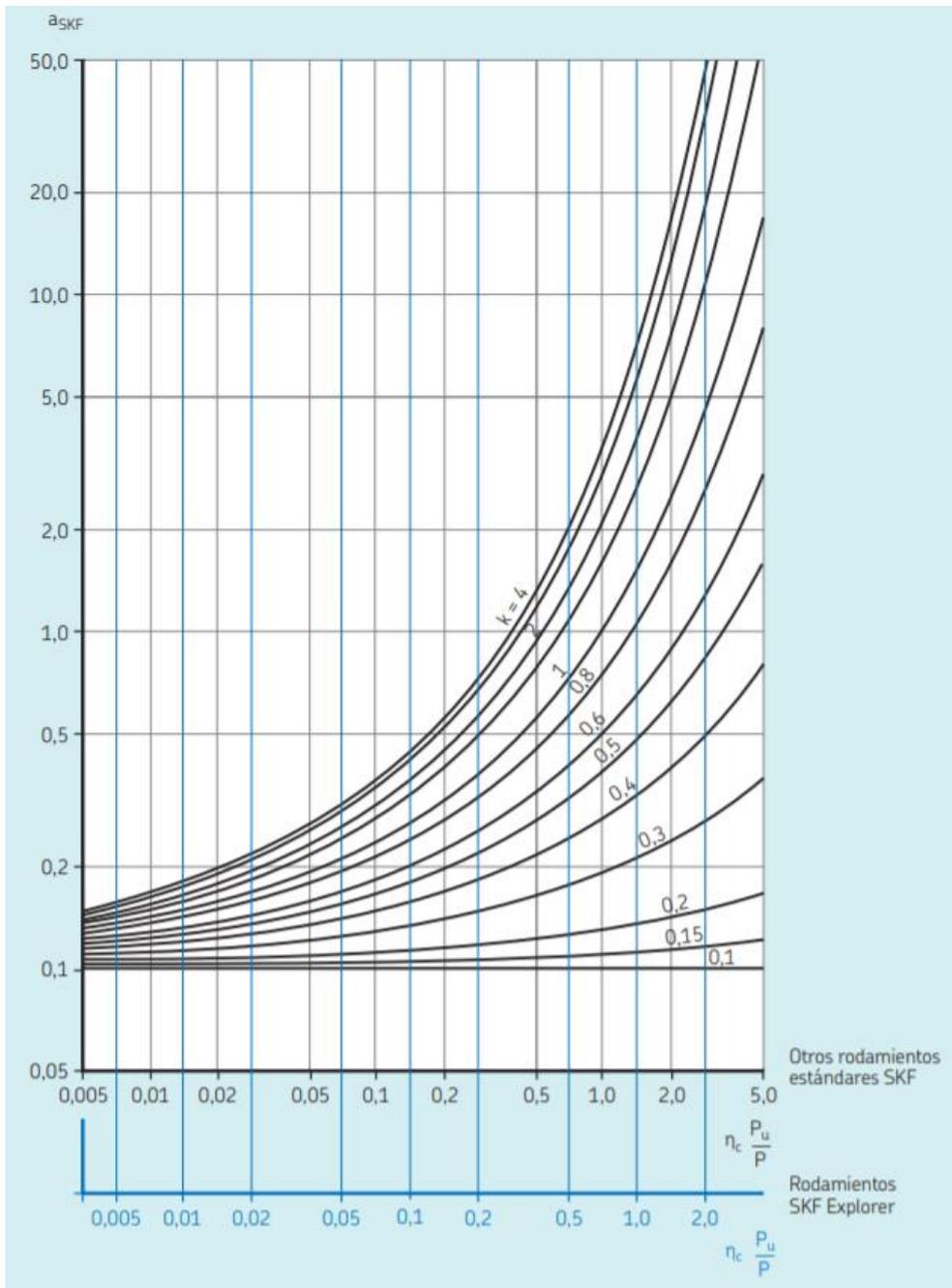


Tabla N°21: Rodamiento A del eje de entrada



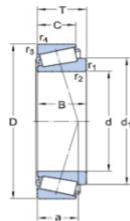
31306

Producto popular
SKF Explorer

Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

Datos de los rodamientos
Tolerancias,
Normal y CL7C, CLN, Normal y CL,
ancho de desviación

Interfaces del rodamiento
Tolerancias de los asientos
para condiciones estándares,
Tolerancias y ajuste resultante

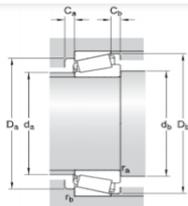


DIMENSIONES

d	30 mm
D	72 mm
T	20.75 mm
d ₁	≈ 52.75 mm
B	19 mm
C	14 mm
r _{1,2}	min. 1.5 mm
r _{3,4}	min. 1.5 mm
a	22.335 mm

DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d _a	max. 40 mm
d _b	min. 38.5 mm
D _a	min. 55 mm



D _a	max. 65 mm
D _b	min. 68 mm
C _a	min. 3 mm
C _b	min. 6.5 mm
r _a	max. 1.5 mm
r _b	max. 1.5 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	58.3 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	50 kN
Carga límite de fatiga	P _u	5.7 kN
Velocidad de referencia		7500 r/min
Velocidad límite		9500 r/min
Factor de cálculo	e	0.83
Factor de cálculo	Y	0.72
Factor de cálculo	Y ₀	0.4

MASA

Rodamiento de masa	0.39 kg
--------------------	---------

Tabla N°22: Rodamiento B del eje de entrada



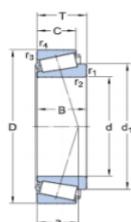
31305

Producto popular
SKF Explorer

Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

Datos de los rodamientos
Tolerancias,
Normal y CL7C, CLN, Normal y CL,
ancho de desviación

Interfaces del rodamiento
Tolerancias de los asientos
para condiciones estándares,
Tolerancias y ajuste resultante

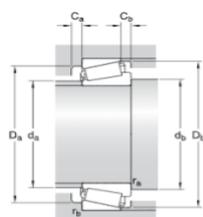


DIMENSIONES

d	25 mm
D	62 mm
T	18.25 mm
d ₁	≈ 45.8 mm
B	17 mm
C	13 mm
r _{1,2}	min. 1.5 mm
r _{3,4}	min. 1.5 mm
a	19.689 mm

DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d _a	max. 34 mm
d _b	min. 33 mm
D _a	min. 47 mm
D _a	max. 55 mm
D _b	min. 59 mm
C _a	min. 3 mm
C _b	min. 5 mm
r _a	max. 1.5 mm
r _b	max. 1.5 mm



DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	46.6 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	40 kN
Carga límite de fatiga	P _u	4.4 kN
Velocidad de referencia		8500 r/min
Velocidad límite		11000 r/min
Factor de cálculo	e	0.83
Factor de cálculo	Y	0.72
Factor de cálculo	Y ₀	0.4

MASA

Rodamiento de masa	0.27 kg
--------------------	---------

Tabla N°23: Rodamientos A y B del eje intermedio



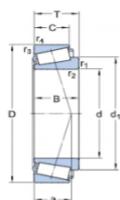
33210

Producto popular
SKF Explorer

Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

Datos de los rodamientos
Tolerancias:
Normal y CL7C, CLN, Normal y CL,
ancho de desviación

Interfaces del rodamiento
Tolerancias de los asientos
para condiciones estándares,
Tolerancias y ajuste resultante

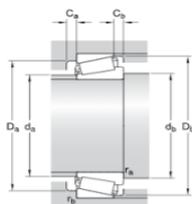


DIMENSIONES

d	50 mm
D	90 mm
T	32 mm
d ₁	≈ 70.8 mm
B	32 mm
C	24.5 mm
r _{1,2}	min. 1.5 mm
r _{3,4}	min. 1.5 mm
a	22.975 mm

DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d _a	max. 57 mm
d _b	min. 59 mm
D _a	min. 77 mm



D _a	max. 82 mm
D _b	min. 87 mm
C _a	min. 5 mm
C _b	min. 7.5 mm
r _a	max. 1.5 mm
r _b	max. 1.5 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	142 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	160 kN
Carga límite de fatiga	P _u	18.3 kN
Velocidad de referencia		5300 r/min
Velocidad límite		7000 r/min
Factor de cálculo	e	0.4
Factor de cálculo	Y	1.5
Factor de cálculo	Y ₀	0.8

MASA

Rodamiento de masa	0.86 kg
--------------------	---------

Tabla N°24: Rodamiento A del eje de salida



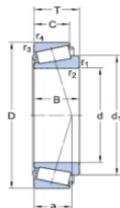
33215

Producto similar
SKF Explorer

Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

Datos de los rodamientos
Tolerancias:
Normal y CL7C, CLN, Normal y CL,
ancho de desviación

Interfaces del rodamiento
Tolerancias de los asientos
para condiciones estándares,
Tolerancias y ajuste resultante

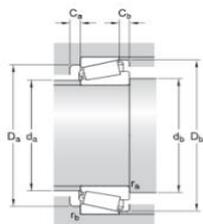


DIMENSIONES

d	75 mm
D	130 mm
T	41 mm
d ₁	= 102.92 mm
B	41 mm
C	31 mm
r _{1,2}	min. 2 mm
r _{3,4}	min. 1.5 mm
a	31.664 mm

DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d _a	max. 84 mm
d _b	min. 86 mm
D _a	min. 111 mm



D _a	max. 121.5 mm
D _b	min. 125 mm
C _a	min. 6 mm
C _b	min. 10 mm
r _a	max. 2 mm
r _b	max. 1.5 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	255 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	300 kN
Carga límite de fatiga	P _u	34 kN
Velocidad de referencia		3600 r/min
Velocidad límite		4800 r/min
Factor de cálculo	e	0.43
Factor de cálculo	Y	1.4
Factor de cálculo	Y ₀	0.8

MASA

Rodamiento de masa	2.19 kg
--------------------	---------

Tabla N°25: Rodamiento B del eje de salida



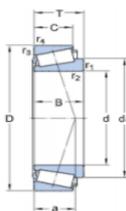
33214

Producto popular
SKF Explorer

Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

Datos de los rodamientos
Tolerancias,
Normal y CL7C, CLN, Normal y CL,
ancho de desviación

Interfases del rodamiento
Tolerancias de los asientos
para condiciones estándares,
Tolerancias y ajuste resultante

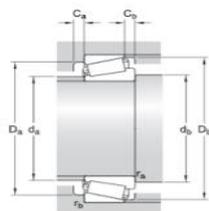


DIMENSIONES

d	70 mm
D	125 mm
T	41 mm
d ₁	≈ 97.4 mm
B	41 mm
C	32 mm
r _{1,2}	min. 2 mm
r _{3,4}	min. 1.5 mm
a	30.421 mm

DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d _a	max. 80 mm
d _b	min. 80.5 mm
D _a	min. 107 mm
D _a	max. 116.5 mm
D _b	min. 120 mm
C _a	min. 6 mm
C _b	min. 9 mm
r _a	max. 2 mm
r _b	max. 1.5 mm



DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	247 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	285 kN
Carga límite de fatiga	P _u	32.5 kN
Velocidad de referencia		3800 r/min
Velocidad límite		5000 r/min
Factor de cálculo	e	0.4
Factor de cálculo	Y	1.5
Factor de cálculo	Y ₀	0.8

MASA

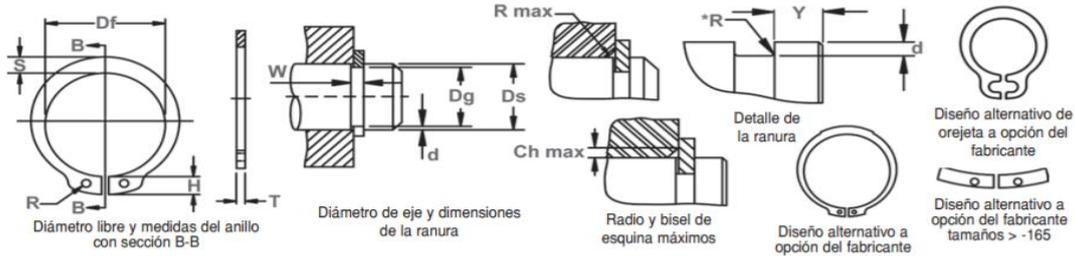
Rodamiento de masa	2.09 kg
--------------------	---------

Tabla N°26: Anillos de seguridad DSH



DSH Anillo de Eje
(DIN 471)

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



No. DE ANILLO	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS					
	DIAMETR (mm)		DIAMETRO	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles Cham.	Carga max. c/CH Max.	LIMITES DE RPM
	Ds	Dg					TOL.	W Min.										
DSH-23	23	22.0	-0.15	1.30	0.50	1.20	21.5		4.3	2.9	2.0	1,630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000
DSH-24	24	22.9		1.30	0.55	1.20	22.2		4.4	3.0	2.0	1,770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20	23.2		4.4	3.0	2.0	1,900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000
DSH-26	26	24.9		1.30	0.55	1.20	24.2		4.5	3.1	2.0	1,960	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70	24000
DSH-27	27	25.6	-0.21	1.30	0.70	1.20	24.9		4.6	3.1	2.0	2,080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80	22500
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50	25.9	-0.42	4.7	3.2	2.0	2,920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50	21200
DSH-29	29	27.6		1.60	0.70	1.50	26.9		4.8	3.4	2.0	3,200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45	20000
DSH-30	30	28.6		1.60	0.70	1.50	27.9		5.0	3.5	2.0	3,320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65	18900
DSH-31	31	29.3		1.60	0.85	1.50	28.6		5.1	3.5	2.5	3,450	2.6	31.50	13.4	2.0	5.60	17900

Cumplimiento con el estándar

ISO 6194, DIN 3760

No. de ANILLO	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS					
	DIAMETRO (mm)		DIAMETRO	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga max. c/CH Max.	LIMITES DE RPM
	Ds	Dg					TOL.	W Min.										
DSH-41	41	38.5	-0.25	1.85	1.25	1.75	37.5		6.2	4.5	2.5	6,215	3.8	50.10	26.0	2.0	9.45	13500
DSH-42	42	39.5		1.85	1.25	1.75	38.5	+0.39	6.5	4.5	2.5	6,500	3.8	50.00	26.7	2.0	9.20	11800
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	9.25	11400
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	7,500	3.8	49.5	30.0	2.0	9.55	11000
DSH-48	48	45.5		1.85	1.25	1.75	44.5		6.9	5.0	2.5	7,900	3.8	49.4	30.7	2.0	9.55	10000
DSH-50	50	47.0		2.15	1.50	2.00	45.8		6.9	5.1	2.5	10,20	4.5	73.3	38.0	2.0	14.40	11000
DSH-52	52	49.0		2.15	1.50	2.00	47.8		7.0	5.2	2.5	11,10	4.5	73.1	39.7	2.5	11.50	10000
DSH-54	54	51.0		2.15	1.50	2.00	49.8		7.1	5.3	2.5	11,30	4.5	71.2	41.2	2.5	11.30	9000
DSH-55	55	52.0		2.15	1.50	2.00	50.8		7.2	5.4	2.5	11,40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	9000
DSH-56	56	53.0		2.15	1.50	2.00	51.8		7.3	5.5	2.5	11,80	4.5	70.8	42.8	2.5	11.30	9000
DSH-57	57	54.0		2.15	1.50	2.00	52.8		7.3	5.5	2.5	12,20	4.5	70.9	43.7	2.5	11.40	8000
DSH-58	58	55.0		2.15	1.50	2.00	53.8		7.3	5.6	2.5	12,60	4.5	71.1	44.3	2.5	11.50	8000
DSH-60	60	57.0		2.15	1.50	2.00	55.8		7.4	5.8	2.5	12,90	4.5	69.2	46.0	2.5	11.30	8000
DSH-62	62	59.0		2.15	1.50	2.00	57.8		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		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	+0.46	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	-1.10	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

Tabla N°27: Retén del eje de entrada



30X72X10 HMS5 V

Sellos radiales de eje para aplicaciones industriales generales

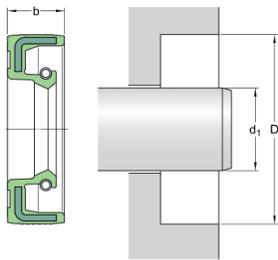
Radial shaft seals sit between rotating and stationary components, or two components in relative motion. They have two main parts. One is a cylindrical outer covering with an interference fit that seals statically against the housing bore. The second, a sealing lip, seals dynamically and statically against the shaft. Its sealing edge presses against the counterface surface of the shaft with a defined radial load.

[DESCARGA CAD](#)

Especificación técnica

displayUnits Metric Imperial

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



DIMENSIONES

d_1	30 mm
D	72 mm
b	10 mm

APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Temperatura de funcionamiento	min. -20 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 200 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 200 °C
Velocidad del eje	max. 12420 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 19.47 m/s

Tabla N°28: Retén del eje de salida



75X130X12 HMS5 V

Sellos radiales de eje para aplicaciones industriales generales

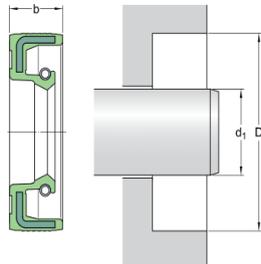
Radial shaft seals sit between rotating and stationary components, or two components in relative motion. They have two main parts. One is a cylindrical outer covering with an interference fit that seals statically against the housing bore. The second, a sealing lip, seals dynamically and statically against the shaft. Its sealing edge presses against the counterface surface of the shaft with a defined radial load.

DESCARGA CAD

Especificación técnica

displayUnits Metric Imperial

Tipo de diámetro exterior	Rubber metal reinforced
Material del labio	Fluoro rubber (FKM)
Diseño de los sellos	HMS5



DIMENSIONES

d_1	75 mm
D	130 mm
b	12 mm

APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Temperatura de funcionamiento	min. -20 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 200 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, periodos breves	max. 200 °C
Velocidad del eje	max. 7560 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 29.74 m/s

Tabla N°29: Tapón de llenado de lubricante

28022 Tapones

norelem

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

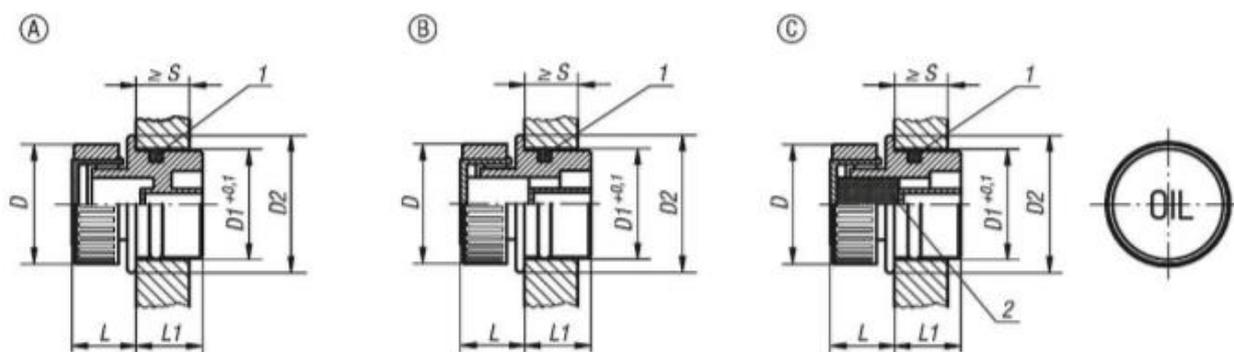
Forma B: con ventilación

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

Tabla N°30: Tapón de vaciado de lubricante

28024 Tornillos tapón con imán

norelem

Descripción del artículo/Imágenes del producto



Descripción

Material:

Termoplástico, poliamida 66. Imán permanente de ferrita.

Versión:

Negro. Junta plana sin asbesto.

Indicación:

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C, con agua hasta 70 °C.

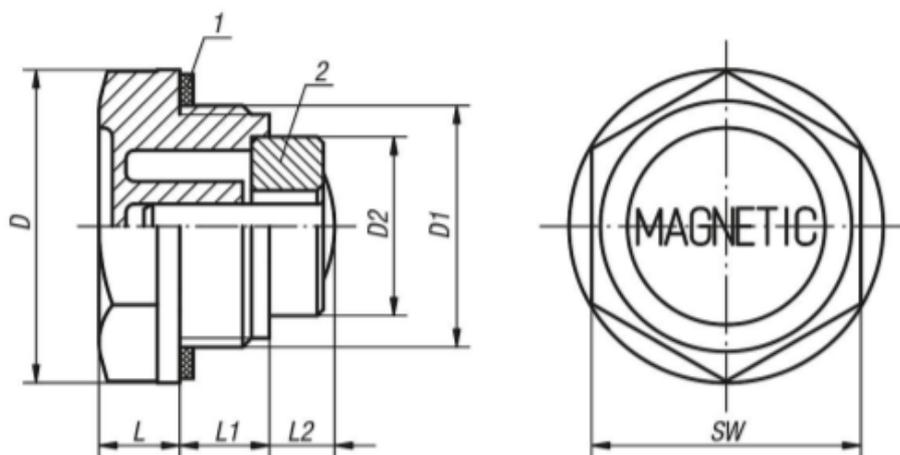
El efecto magnético de los tornillos tapón atrapa las partículas de hierro presentes en el aceite.

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

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 N°31: Visor de nivel



GN 743.5-11-M16x1,5-A			11	M 16 x 1.5	22	8	7.5	20	19
GN 743.5-14-M20x1,5-A			14	M 20 x 1.5	26	8.5	7.5	23	20
GN 743.5-18-M26x1,5-A			18	M 26 x 1.5	32	9	8	30	42
GN 743.5-18-M27x1,5-A			18	M 27 x 1.5	32	9	8	30	50
GN 743.5-24-M33x1,5-A			24	M 33 x 1.5	40	11	8.5	36	64
GN 743.5-32-M42x1,5-A			32	M 42 x 1.5	50	12	9	46	90
GN 743.5-32-M42x2-A			32	M 42 x 2	50	12	9	46	100
GN 743.5-11-M16x1,5-B			11	M 16 x 1.5	22	8	7.5	20	19
GN 743.5-14-M20x1,5-B			14	M 20 x 1.5	26	8.5	7.5	23	20
GN 743.5-18-M26x1,5-B			18	M 26 x 1.5	32	9	8	30	42
GN 743.5-18-M27x1,5-B			18	M 27 x 1.5	32	9	8	30	50
GN 743.5-24-M33x1,5-B			24	M 33 x 1.5	40	11	8.5	36	64
GN 743.5-32-M42x1,5-B			32	M 42 x 1.5	50	12	9	46	90

Especificación

Tipos

- Tipo A: con chapilla
- Tipo B: sin chapilla

Cuerpo

Acero inoxidable AISI 303

Chapa de contraste (Tipo A)

Tecnopolímero (Polysulfan)

Circlip (Tipo B)

Acero inoxidable AISI 301

- 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



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Universitat Politècnica de València

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
con relación de transmisión 20,7 y par máximo a
la salida de 2770 Nm.

PLANOS

ÍNDICE PLANOS

1. Eje de entrada.....	1
2. Eje intermedio.....	2
3. Eje de salida.....	3
4. Tapa eje de entrada.....	4
5. Tapa eje de salida.....	5
6. Piñón primera etapa.....	6
7. Rueda primera etapa.....	7
8. Piñón segunda etapa.....	8
9. Rueda segunda etapa.....	9
10. Carcasa.....	10

6

5

4

3

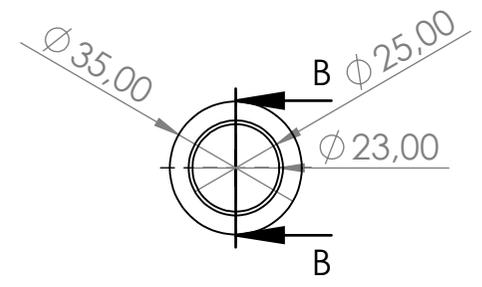
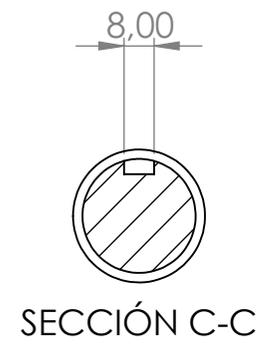
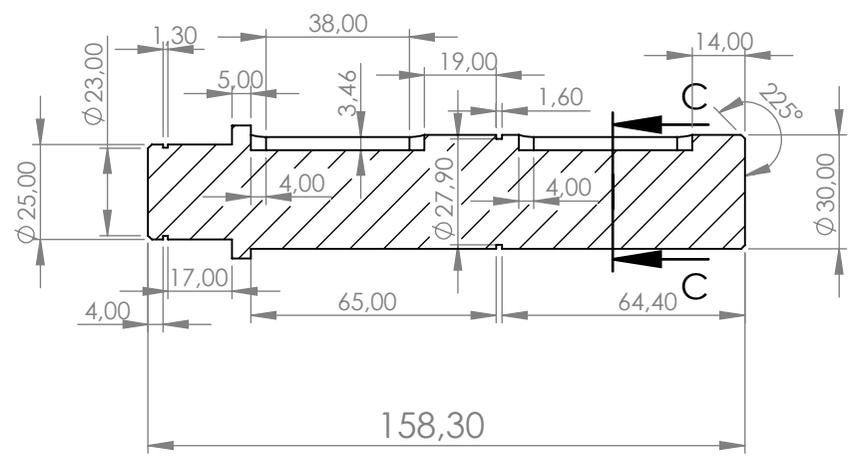
2

1

D

D

SECCIÓN B-B

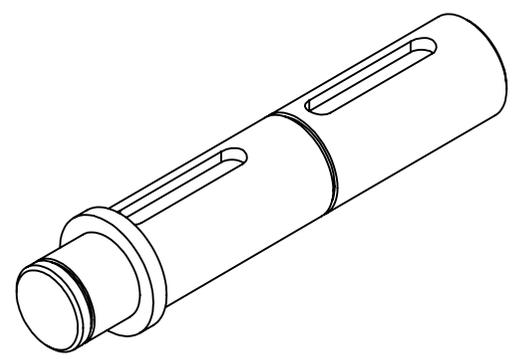


C

C

B

B



A

A

REDUCTOR DE VELOCIDAD		E.T.S.I.D	
EJE DE ENTRADA			
BORJA CANTERO TRULLENQUE		1: 2	14/01/2021
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		PLANO 1 DE 11	

6

5

4

3

2

1

6 5 4 3 2 1

D

C

B

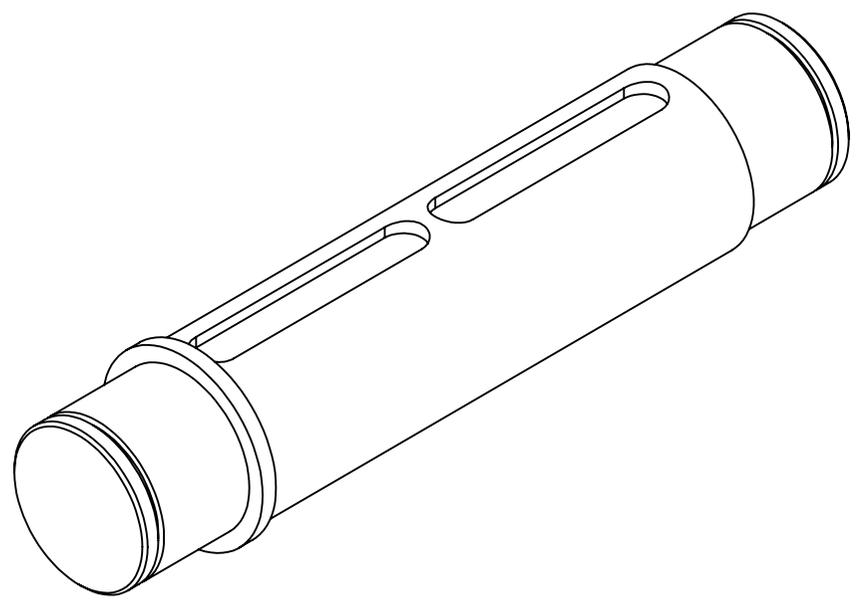
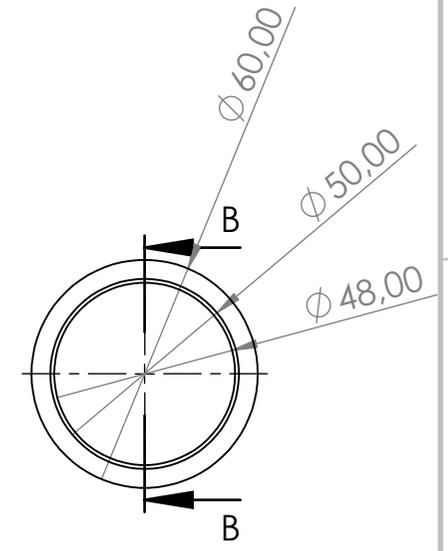
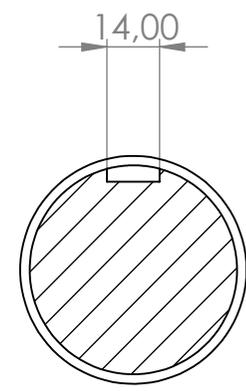
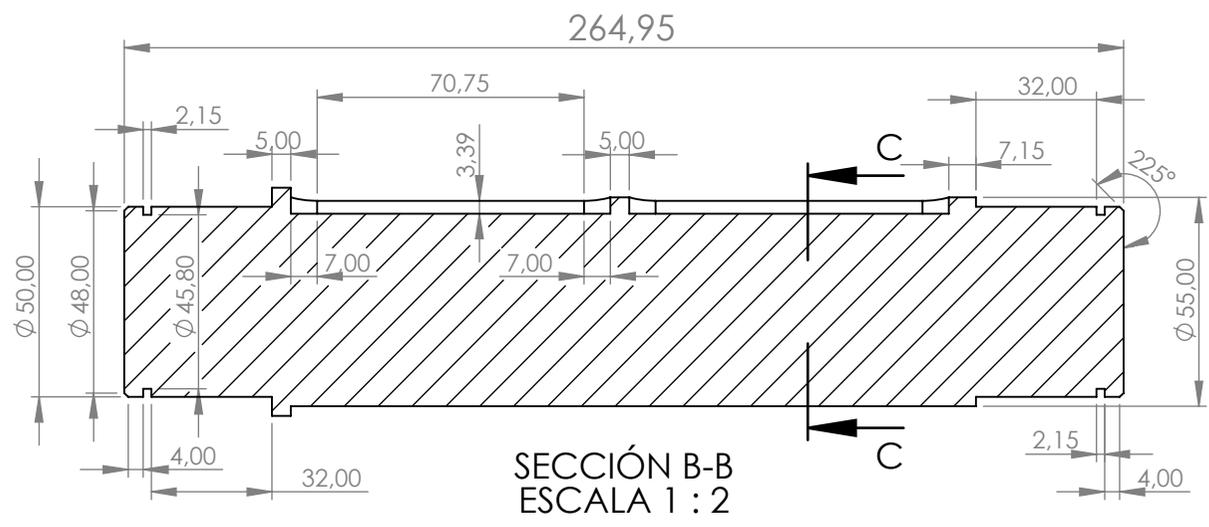
A

D

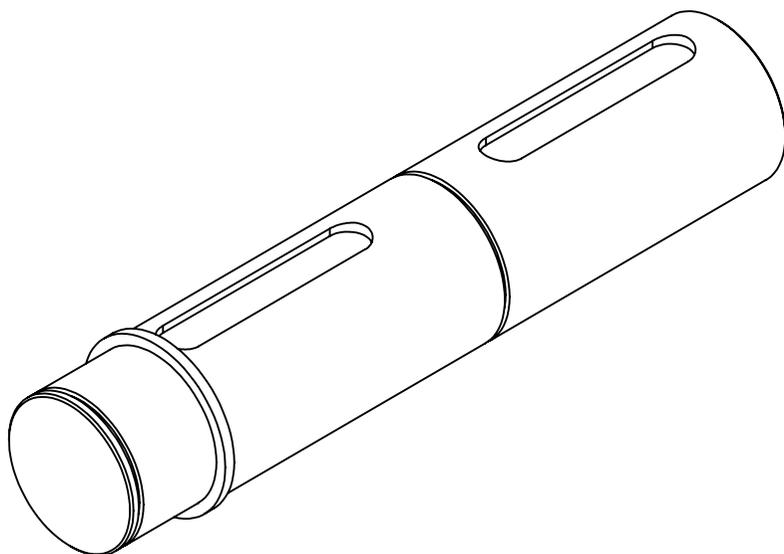
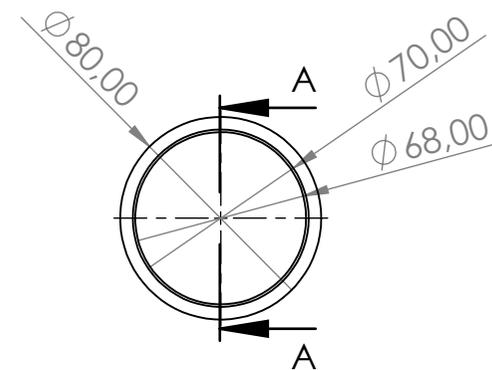
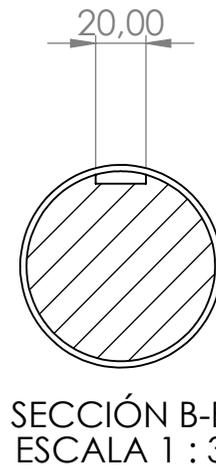
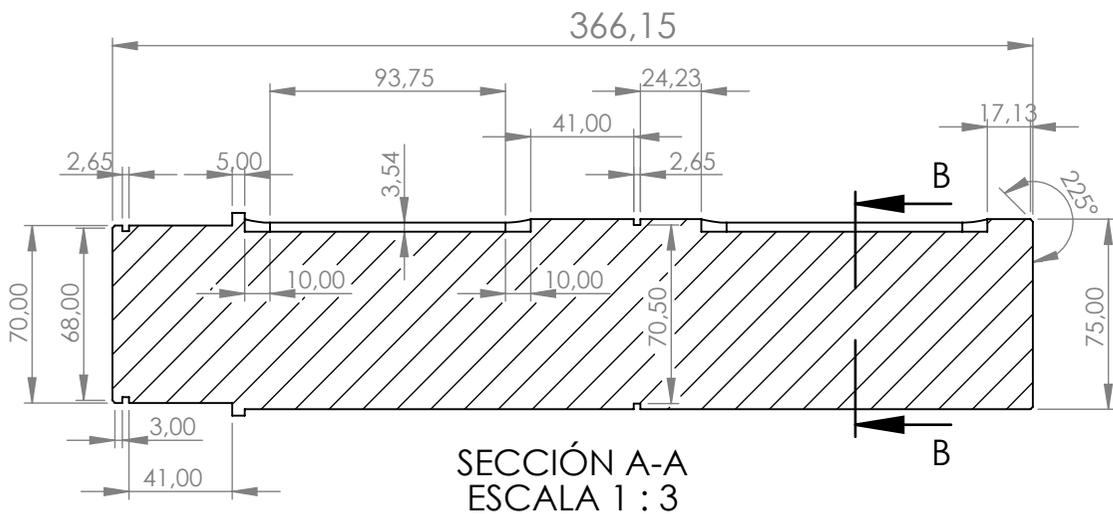
C

B

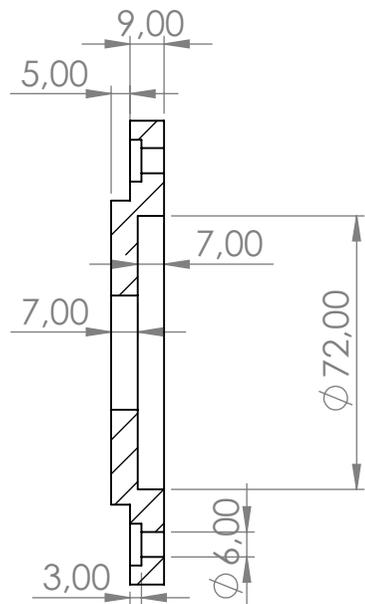
A



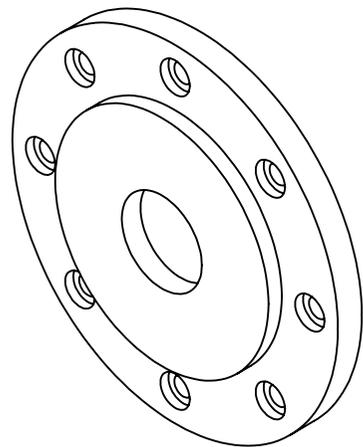
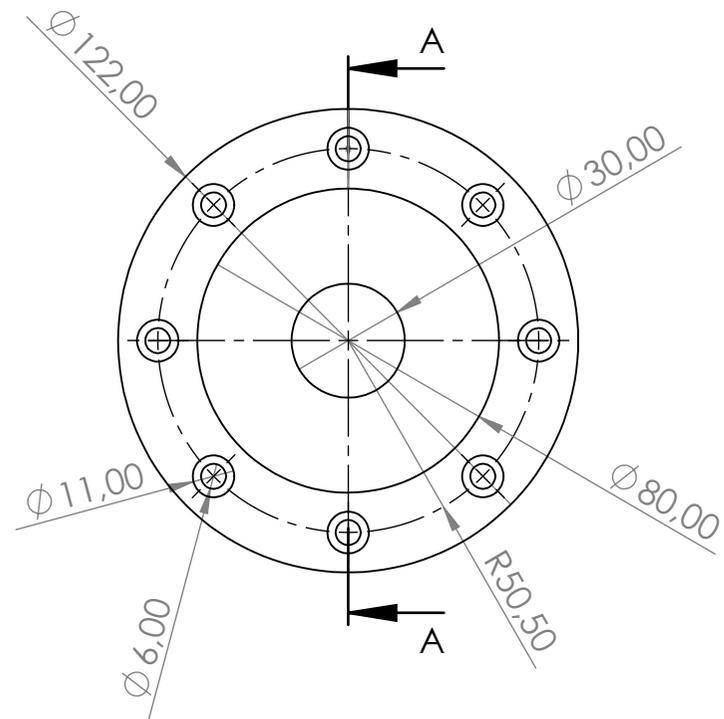
REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D	
EJE INTERMEDIO		
BORJA CANTERO TRULLENQUE	1 : 2	14/01/2021
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	PLANO 2 DE 11	



REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D	
EJE DE SALIDA		
BORJA CANTERO TRULLENQUE	1 : 3	14/01/2021
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	PLANO 3 DE 11	



SECCIÓN A-A



REDUCTOR DE VELOCIDAD

E.T.S.I.D

TAPA EJE DE ENTRADA

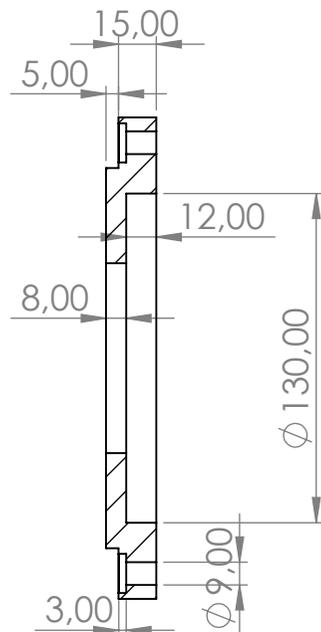
BORJA CANTERO TRULLENQUE

1 : 2

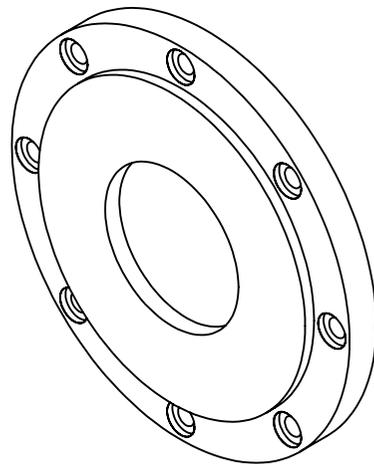
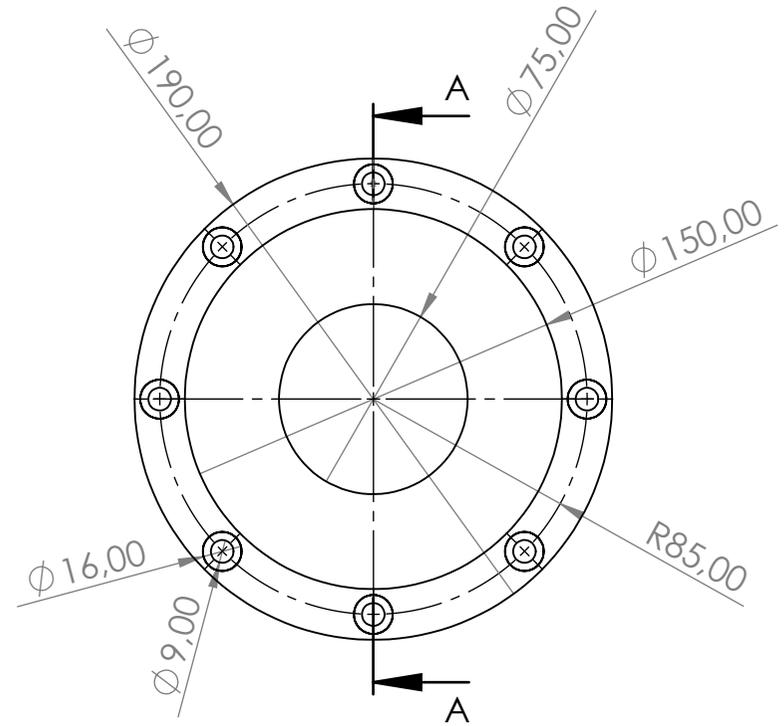
14/01/2021

JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO

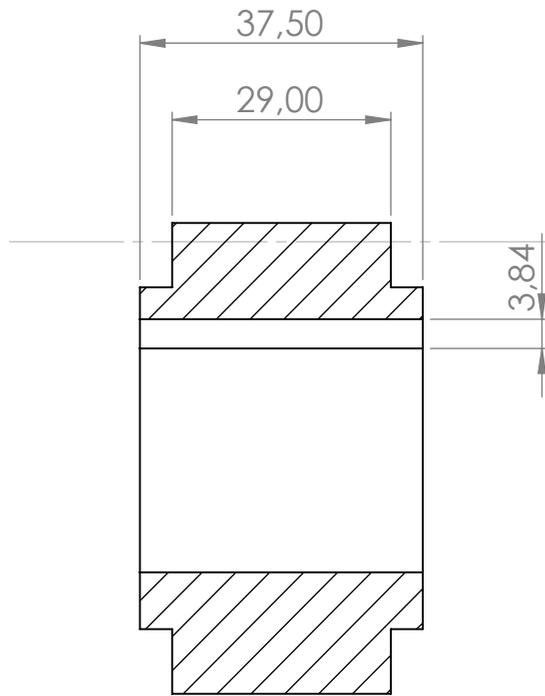
PLANO 4 DE 11



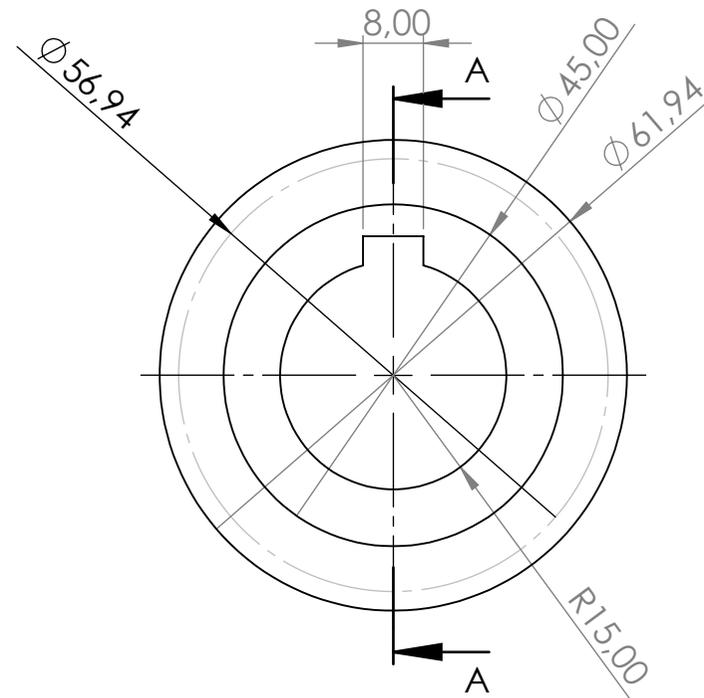
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3



REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D	
TAPA EJE DE SALIDA		
BORJA CANTERO TRULLENQUE	1 : 3	14/01/2021
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	PLANO 5 DE 11	

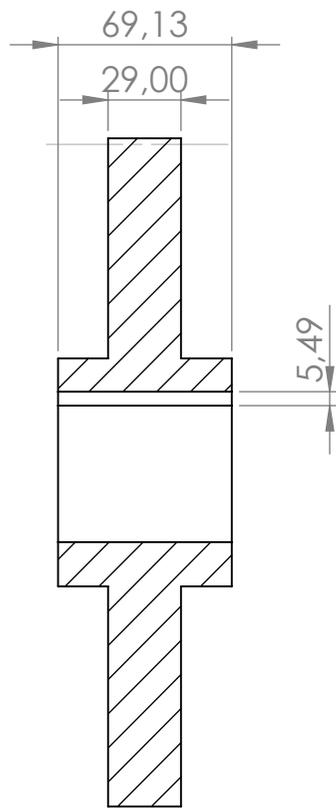


SECCIÓN A-A



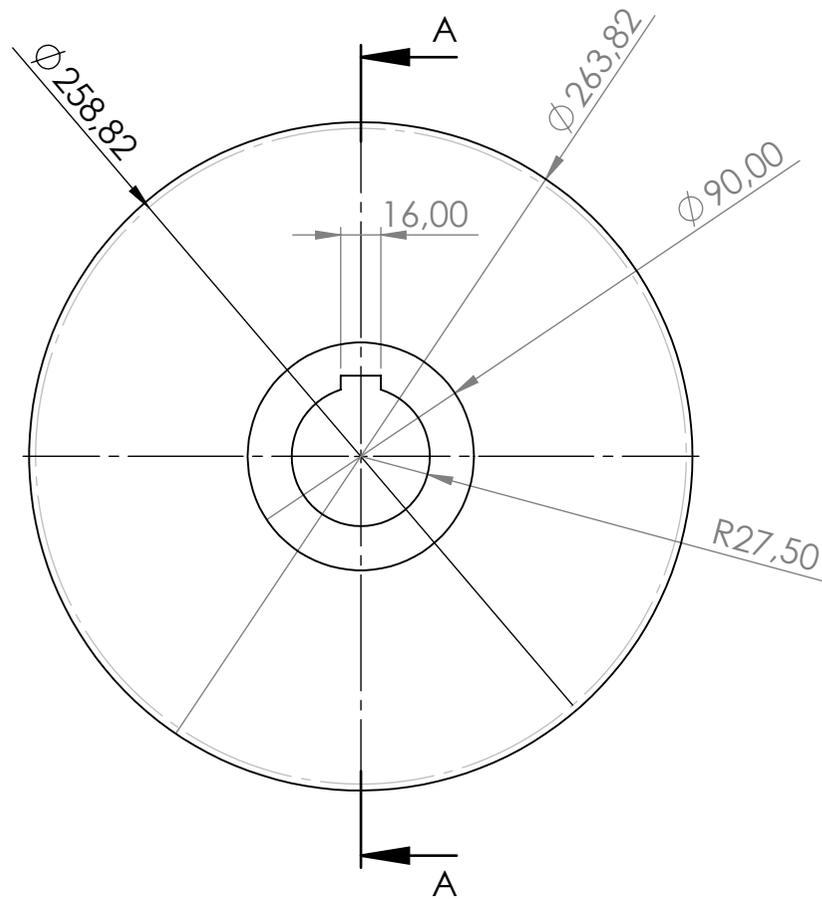
MÓDULO	2,5
NÚMERO DE DIENTES	22
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15°
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°

REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D	
PIÑÓN ETAPA 1		
BORJA CANTERO TRULLENQUE	1 : 1	14/01/2021
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	PLANO 6 DE 11	

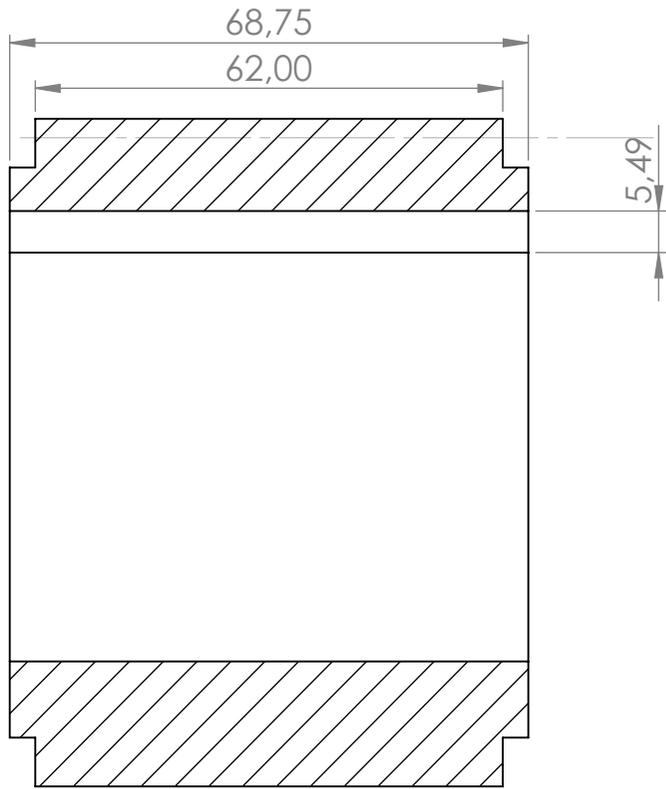


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3

MÓDULO	2,5
NÚMERO DE DIENTES	100
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15°
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°

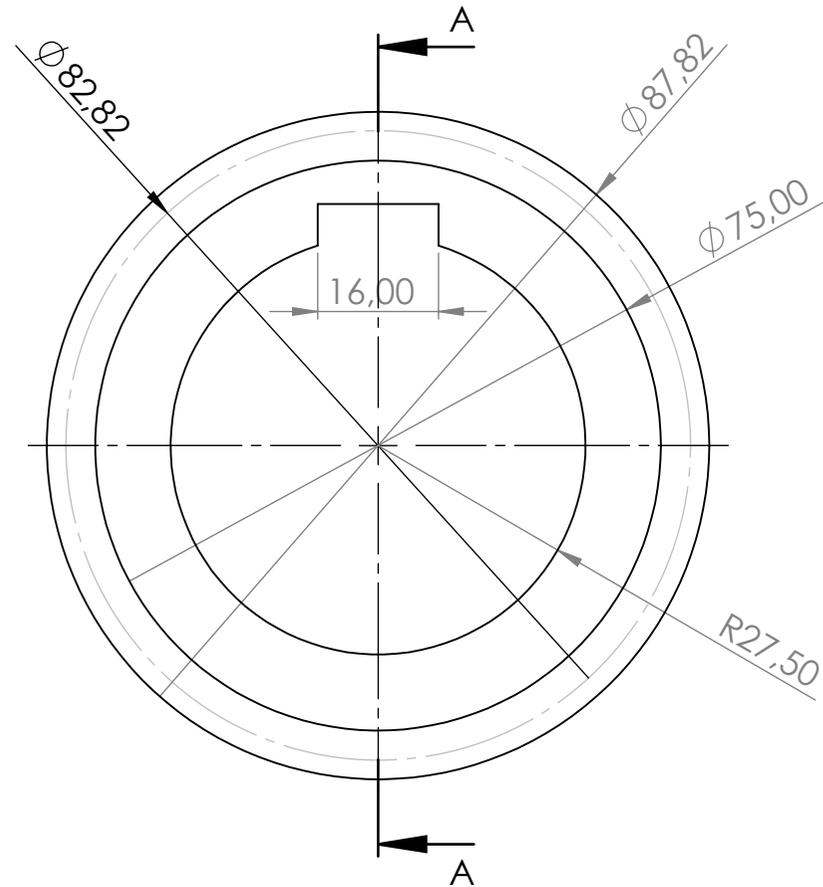


REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D	
RUEDA ETAPA 1		
BORJA CANTERO TRULLENQUE	1 : 3	14/01/2021
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	PLANO 7 DE 11	

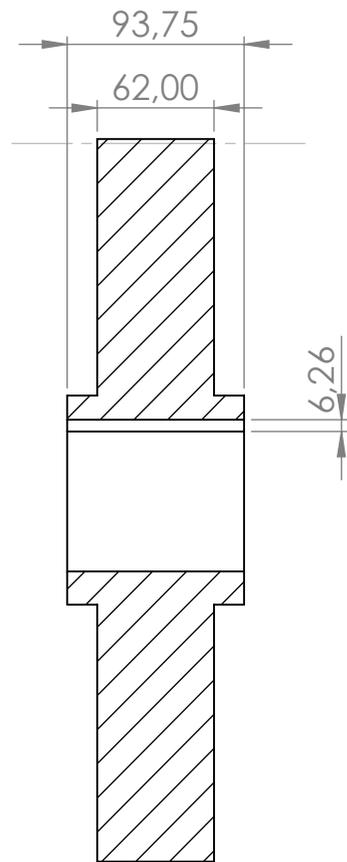


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

MÓDULO	2,5
NÚMERO DE DIENTES	32
ÁNGULO DE INCLINACION	15°
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°

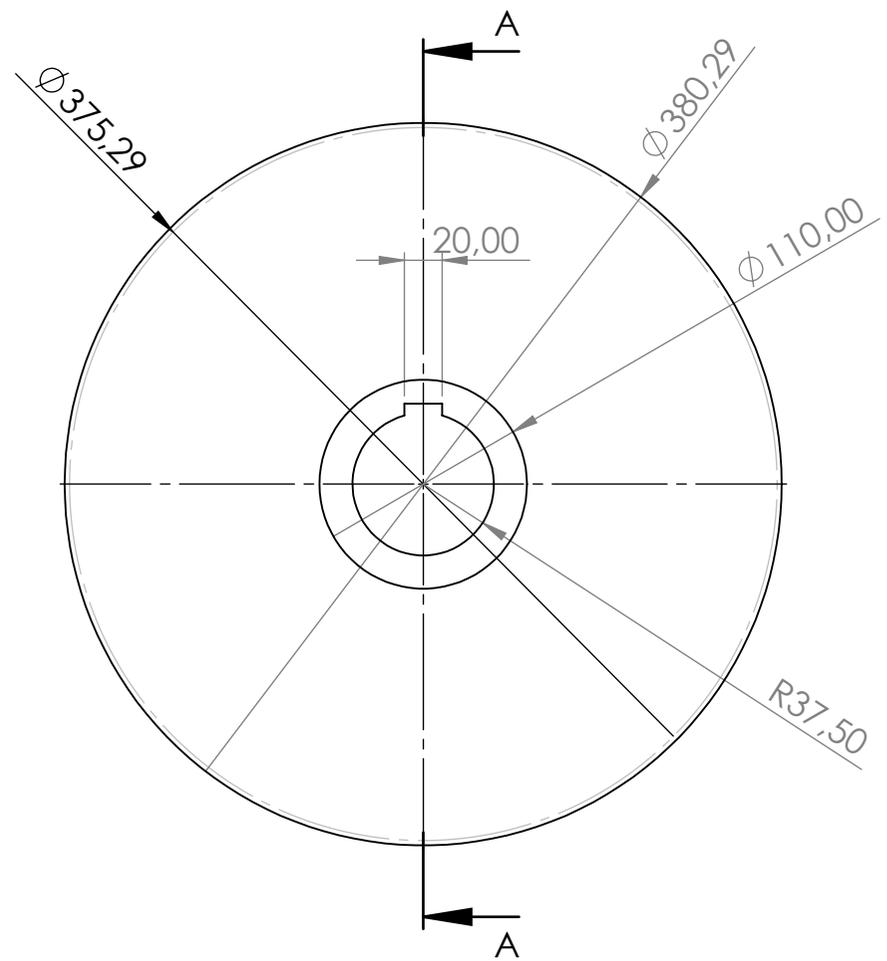


REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D	
PIÑÓN ETAPA 2		
BORJA CANTERO TRULLENQUE	1 : 1	14/01/2021
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	PLANO 8 DE 11	



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 4

MÓDULO	2,5
NÚMERO DE DIENTES	145
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	15°
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°



REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D	
RUEDA ETAPA 2		
BORJA CANTERO TRULLENQUE	1 : 4	14/01/2021
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	PLANO 9 DE 11	

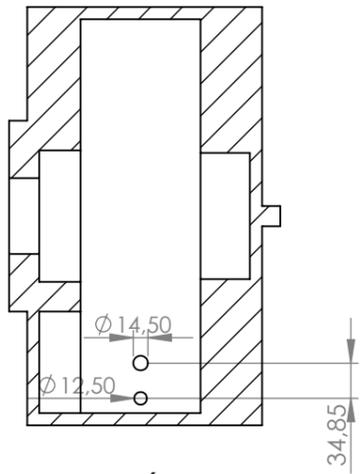
8 7 6 5 4 3 2 1

F

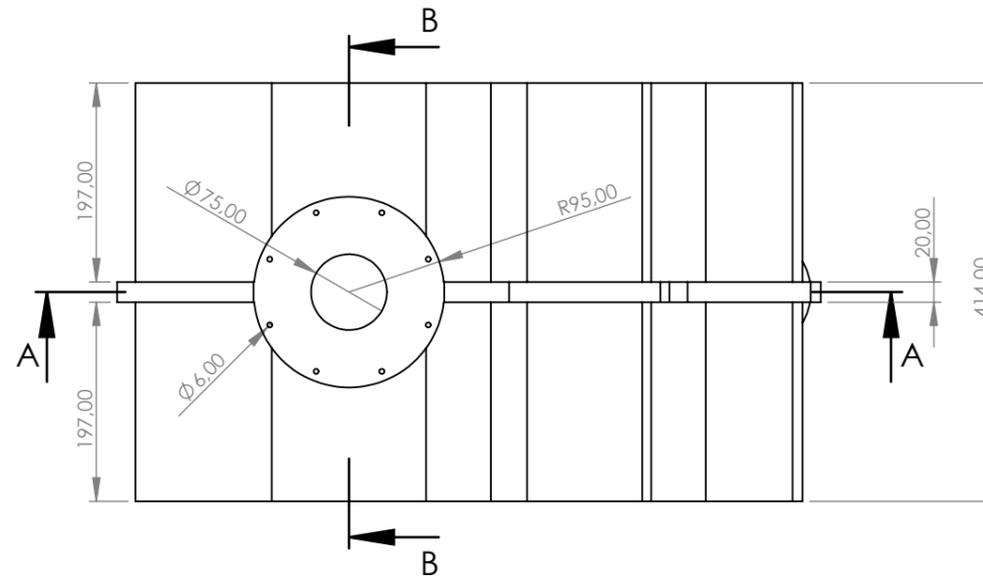
F

E

E

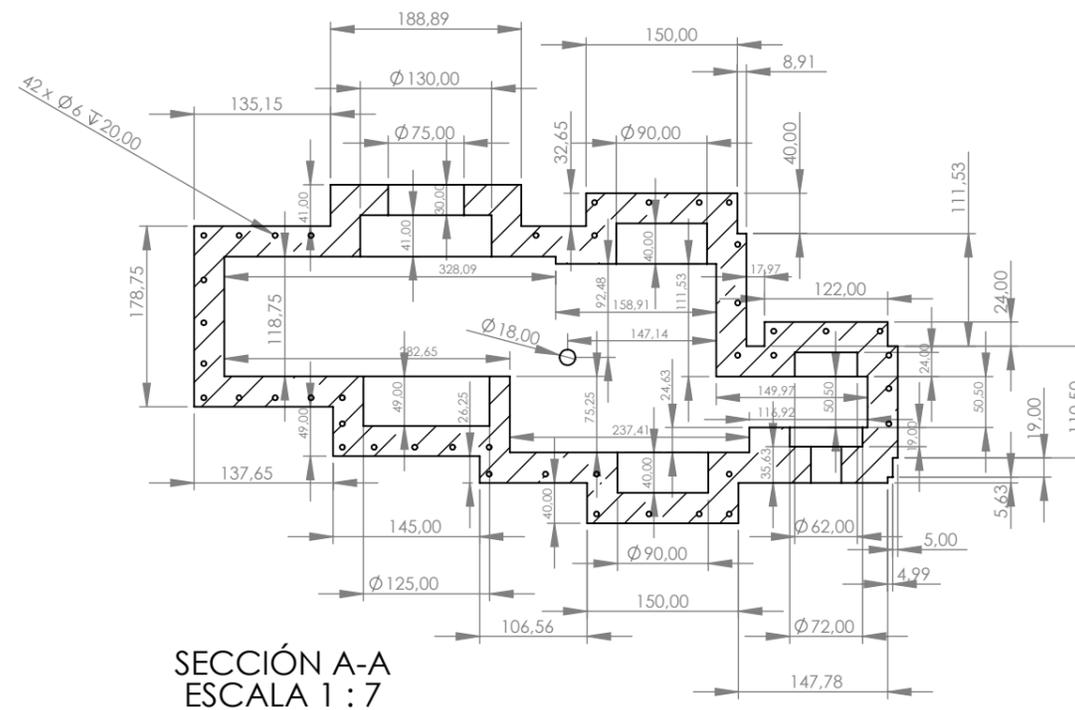


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 7



D

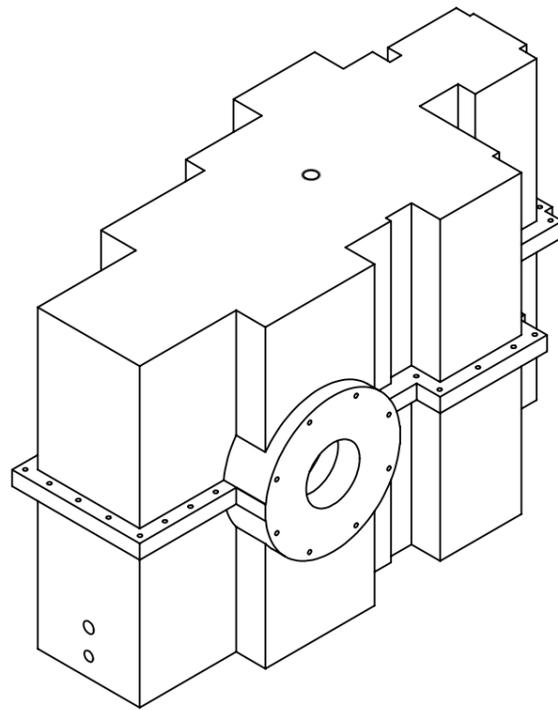
D



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 7

C

C



B

B

REDUCTOR DE VELOCIDAD	E.T.S.I.D	
CARCASA		
BORJA CANTERO TRULLENQUE	1 : 7	14/01/2021
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	PLANO 10 DE 11	

A

A

1. Eje de entrada	19. Chaveta
2. Anillo de seguridad DSH30	20. Piñón 2
3. Rodamiento 31306	21. Casquillo
4. Casquillo	22. Rodamiento 33210
5. Chaveta	23. Anillo de seguridad DSH50
6. Piñón 1	24. Eje de salida
7. Casquillo	25. Anillo de seguridad DSH70
8. Rodamiento 31305	26. Rodamiento 33214
9. Anillo de seguridad DSH25	27. Casquillo
10. Tapa entrada	28. Chaveta
11. Retén HMS5 V	29. Rueda 2
12. Eje intermedio	30. Casquillo
13. Anillo de seguridad DSH50	31. Rodamiento 33215
14. Rodamiento 33210	32. Anillo de seguridad DSH75
15. Casquillo	33. Retén HMS10 V
16. Chaveta	34. Tapa salida
17. Rueda 1	35. Carcasa inferior
18. Casquillo	36. Carcasa superior

REDUCTOR DE VELOCIDAD		E.T.S.I.D	
ENSAMBLAJE			
BORJA CANTERO TRULLENQUE		1 : 8	14/01/2021
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		PLANO 11 DE 11	

