



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 10,7 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2220 N·M

TRABAJO FIN DE GRADO

Autor: **Miguel Rausell Arista**

Tutor: **José Enrique Tarancón Caro**

Titulación: **Grado de Ingeniería Mecánica**

Marzo 2021



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE
TRANSMISIÓN 10,7 Y PAR MÁXIMO A LA
SALIDA DE 2220 N·M**

MEMORIA

ÍNDICE

1. OBJETO	5
2. ESTUDIO DE NECESIDADES	5
2.1. NECESIDADES DE PAR	5
2.2. NECESIDADES DE VELOCIDAD	5
2.3. CONDICIONES DE TRABAJO Y TEMPERATURA.....	5
2.4. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN	6
2.5. CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO	6
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	6
3.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO (CORREAS).....	6
3.1.1. CORREAS PLANAS.....	7
3.1.2. CORREAS TRAPECIALES	7
3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE	7
3.2.1. CADENAS	7
3.2.2. CORREAS DENTADAS O SÍNCRONAS	8
3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES	8
3.3.1. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS.....	8
3.3.2. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS.....	8
3.3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS DESPLAZADOS	9
3.3.4. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS HELICOIDALES CRUZADOS	9
3.3.5. TRANSMISIÓN POR TORNILLO SIN FIN.....	9
4. SOLUCIÓN ADOPTADA.....	10
4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL	10
4.2. DESCRIPCIÓN ENGRANAJES	10
4.2.1. ETAPA 1	11
4.2.2. ETAPA 2	11
4.3. DESCRIPCIÓN DE EJES	12
4.4. DESCRIPCIÓN DE RODAMIENTOS	14
4.5. DESCRIPCIÓN DE CHAVETAS	14
4.6. DESCRIPCIÓN DE RETENES.....	15
4.7. DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS.....	15

4.8. DESCRIPCIÓN DE VISOR DE NIVEL.....	16
4.9. DESCRIPCIÓN DE LOS TAPONES.....	16
4.10. DESCRIPCIÓN DE LAS TAPAS.....	16
4.11. DESCRIPCIÓN CARCASA	16
5.BIBLIOGRAFÍA	17

1. OBJETO

El objeto del presente proyecto consiste en diseñar y calcular un reductor de velocidad con unas características determinadas.

El objetivo de los reductores de velocidad es adaptar la velocidad angular y el par torsor de las máquinas a las que van acoplados. Así pues, tienen como finalidad obtener una menor velocidad angular de salida, sin disminuir mucho la potencia y aumentando el par de forma segura y eficaz.

El reductor contará con las siguientes características de trabajo.

- Velocidad de entrada: 1400 rpm
- Relación de transmisión: 10,7
- Par máximo de salida: 2220 N·m

2. ESTUDIO DE NECESIDADES

2.1. NECESIDADES DE PAR

Con los datos de partida del reductor de velocidad, establecemos que el par necesario a la entrada del eje será de 207,48 N·m.

2.2. NECESIDADES DE VELOCIDAD

Con los datos de partida del reductor, la velocidad angular del eje de salida será de 130,84 rpm cuando el eje de entrada gira a 1400 rpm.

2.3 CONDICIONES DE TRABAJO Y TEMPERATURA

Durante la etapa de trabajo, el motor eléctrico y la máquina al cual va acoplado estarán sometidos a choques ligeros.

La contaminación del entorno del reductor será baja ya que se tendrá en cuenta su limpieza periódica.

Por otro lado, las temperaturas ambientales de trabajo a las que será sometido el reductor de velocidad oscilarán entre los 20°C y 30°C.

2.4. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN

El aceite utilizado en el reductor se sustituirá a las 3000h de funcionamiento. Es aconsejable la revisión periódica del nivel del aceite.

Los rodamientos se sustituirán a las 50000h de trabajo.

Respecto a los engranajes y ejes utilizados en el reductor, aseguran una buena fiabilidad para garantizar un mínimo mantenimiento.

2.5. CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO

El reductor se ha diseñado de forma que quede lo más compacto posible para evitar que ocupe mucho espacio y a su vez para que el precio de los materiales utilizados no tenga sobrecostes.

3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Teniendo como objetivo reducir la velocidad y aumentar el par en el eje de salida, se suelen emplear elementos de transmisión mecánica para cumplir las necesidades de la máquina acoplada.

A continuación, se muestra la clasificación de transmisiones mecánicas atendiendo a su principio de funcionamiento.

3.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO (CORREAS)

Este tipo de transmisión tiene un rendimiento que oscila entre el 85% y el 98%.

Por otra parte, la relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia transmitida. Todo esto se debe al deslizamiento entre correa y poleas.

Este sistema de transmisión destaca por tener:

- Coste reducido y bajo requerimiento en el posicionamiento de los árboles.
- Funcionamiento silencioso.
- Capacidad de absorción elástica de choques y absorción contra sobrecargas.

Las desventajas que encontramos son:

- Relación de transmisión no exacta, con un deslizamiento entre el 1% y el 3%.
- Debido a la necesidad de tensión previa se sobrecargan los cojinetes.
- Duración limitada.
- Sensibilidad al ambiente.

3.1.1. CORREAS PLANAS

Son utilizadas entre árboles paralelos y cruzados, que trabajan a elevada velocidad o requieren el paso por poleas de radio reducido.

Tienen un rendimiento en torno al 85%, y debido a su capacidad para deslizarse actúan como elemento de protección frente a sobrecargas.

3.1.2. CORREAS TRAPECIALES

Empleadas entre árboles paralelos, su capacidad de transmisión es tres veces superior a la de las correas planas. Por tanto, la sobrecarga en los cojinetes es menor.

Con un rango de velocidades entre 2 y 50 m/s, pueden alcanzar un rendimiento del 98%, viéndose este último afectado si aparece deslizamiento.

3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

Este tipo de transmisión permite trabajar con fuerzas más elevadas que los sistemas mencionados anteriormente. Esto se debe a la mayor resistencia de los materiales empleados.

3.2.1. CADENAS

Son utilizadas entre árboles paralelos, con un rendimiento comprendido del 97 al 98%.

Pueden transmitir mayores fuerzas que las correas con menores ángulos de abrazamiento y distancia entre ejes.

Principales ventajas a destacar:

- Menor coste frente a los engranajes.
- Relación de transmisión constante.
- Accionamiento de varias ruedas con una sola cadena.

Inconvenientes:

- Duración limitada.
- Limitación de potencia y velocidad de funcionamiento hasta 15 m/s.
- Precisa de espacios elevados.
- Necesidad de lubricación.
- No trabajan elásticamente.
- Más caras que las correas.

3.2.2. CORREAS DENTADAS O SÍNCRONAS

Con unas ventajas similares a las cadenas, las correas dentadas eliminan los problemas de lubricación y trabajan a velocidades superiores. También llegan a soportar temperaturas hasta los 80°C.

Pueden alcanzar un rendimiento del 98%, requiriendo así un menor mantenimiento.

Por contra, necesitan más espacio de trabajo y pueden transmitir vibraciones entre los ejes que conectan.

3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES

Es el sistema más empleado.

Las principales ventajas a destacar son:

- Relación de transmisión constante.
- Alta fiabilidad y duración.
- Dimensiones reducidas.
- Elevado rendimiento.
- Mantenimiento reducido.
- Capacidad para soportar sobrecargas.

Desventajas:

- Genera ruidos durante el trabajo
- Coste elevado
- Transmisión rígida

A continuación, comentaremos los diferentes tipos de transmisión por engranajes.

3.3.1. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Utilizada entre árboles paralelos, cada etapa de transmisión puede alcanzar un rendimiento del 96 al 99% y admitir una relación de hasta $i=8$.

Suelen utilizar engranajes de dentado helicoidal para un funcionamiento silencioso.

3.3.2. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS

Son utilizadas en árboles perpendiculares cuya relación de transmisión puede llegar hasta $i=6$. Los dentados en espiral suelen emplearse para situaciones de alta exigencia.

3.3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS DESPLAZADOS

Son empleadas cuando la distancia entre árboles cruzados es reducida. Su finalidad es reducir los ruidos e intentar prolongar los árboles de transmisión.

Debido al mayor deslizamiento, su rendimiento es inferior al de engranajes cónicos.

3.3.4. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS HELICOIDALES CRUZADOS

Se emplean entre árboles cruzados cuando las distancias son pequeñas.

Este tipo de engranajes son sometidos a pares reducidos y con relaciones de transmisión de 1 a 5.

3.3.5. TRANSMISIÓN POR TORNILLO SIN FIN

Utilizados entre árboles cruzados cuya relación de transmisión en cada etapa puede ir de 1 a más de 100.

Con motivo del aumento de la relación de transmisión, su rendimiento disminuye yendo del 97 al 45%.

4. SOLUCIÓN ADOPTADA

Una vez analizados las diferentes transmisiones y viendo las necesidades de nuestro reductor de velocidad, se ha optado por utilizar una transmisión por contacto directo mediante engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

A la hora de seleccionar el sistema, se ha tenido en cuenta su alto rendimiento y su capacidad para transmitir una elevada relación de transmisión. Además, estos engranajes son más silenciosos y requieren de un bajo mantenimiento.

4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

El reductor de velocidad estará conformado por dos etapas. La primera con una relación de transmisión de $i_1=3,3$ y la segunda $i_2=3,24$.

Para el cálculo del diámetro de los ejes, se ha empleado el criterio de rigidez torsional. Posteriormente, se calculará el ancho mínimo de los engranajes partiendo de un coeficiente de seguridad $X=1,5$. Se podrá seguir con el cálculo siempre que el coeficiente a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial.

Para llevar a cabo el movimiento en la transmisión, se van a emplear engranajes de dientes helicoidales a modo de unión entre los árboles.

Se emplearán rodamientos de rodillos cónicos de una hilera a modo de apoyo para los ejes del reductor. El objetivo de estos componentes, es compensar las cargas axiales producidas por los engranajes. Se colocarán dos por eje, donde uno actuará como fijo y el otro como móvil.

Respecto a la lubricación del reductor, se empleará un aceite ISO VG 680.

Por último, para evitar que haya fugas de aceite, se utilizarán unos retenes de goma y unas juntas de estanqueidad.

4.2. DESCRIPCIÓN ENGRANAJES

Una transmisión por engranajes es un conjunto de dos o más ruedas dentadas que permiten transmitir un movimiento de rotación entre árboles variando la velocidad y el par torsor.

Cada etapa de transmisión está formada por dos elementos: el piñón, que actúa como rueda motriz y la rueda que va conducida por el primero.

4.2.1. ETAPA 1

La primera etapa está definida por el piñón del eje de entrada y la rueda del eje intermedio, cuyas características se muestran a continuación:

Primera Etapa		
Relación de transmisión	3,3	
Ángulo de presión	20°	
Ángulo de inclinación	20°	
Módulo	4	
	Piñón	Rueda
Dientes	17	56
Diámetro Primitivo (mm)	72,364	238,801
Diámetro Exterior (mm)	80,364	246,801
Diámetro Base (mm)	62,364	228,801
Ancho (mm)	38	

Tabla 1 -Resumen Etapa 1

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

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

4.2.2. ETAPA 2

La segunda etapa está definida por el piñón del eje de intermedio y la rueda del eje de salida, cuyas características se muestran a continuación:

Segunda Etapa		
Relación de transmisión	3,24	
Ángulo de presión	20°	
Ángulo de inclinación	20°	
Módulo	5	
	Piñón	Rueda
Dientes	18	58
Diámetro Primitivo (mm)	95,776	310,314
Diámetro Exterior (mm)	105,776	320,314
Diámetro Base (mm)	83,276	297,814
Ancho (mm)	77	

Tabla 2 - Resumen Etapa 2

Para la fabricación de los engranajes de la segunda etapa, se ha empleado un acero templado y revenido 42CrMo4 con las siguientes propiedades:

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

4.3. DESCRIPCIÓN DE EJES

El reductor cuenta con tres ejes: entrada, intermedio y salida. Estos se encargarán de transmitir el movimiento a los engranajes que van sujetos a ellos.

Para realizar los cálculos de diseño por deflexión lateral y por fatiga, se obtendrán las fuerzas y reacciones producidas por los engranajes y rodamientos ubicados en el eje.

Los ejes quedan definidos de la siguiente forma:

Eje de entrada			
Velocidad de giro (rpm)		1400	
Par torsor (N·m)		207,48	
Longitud (mm)		201	
Material		34CrNiMo6	
Resistencia a tracción (MPa)		1300	
Límite de fluencia (MPa)		860	
Dureza (HB)		401	
Nº Sección	Cota (mm)	∅ (mm)	Descripción
1	0	35	Inicio chaflán
2	2	35	Final chaflán
3	48	35	Máquina entrada
4	93	35	Rodamiento
5	137	35	Engranaje 1
6	175	40	Cambio diámetro
7	180	35	Cambio diámetro
8	190	35	Rodamiento
9	199	31	Inicio chaflán
10	201	0	Final chaflán

Tabla 3 - Resumen Eje de Entrada

Eje intermedio			
Velocidad de giro (rpm)		424,24	
Par torsor (N·m)		684,67	
Longitud (mm)		220	
Material		34CrNiMo6	
Resistencia a tracción		1300	
Límite de fluencia (MPa)		860	
Dureza (HB)		401	
Nº Sección	Cota (mm)	∅ (mm)	Descripción
1	0	50	Inicio chaflán
2	2	50	Final chaflán
3	16,5	50	Rodamiento
4	30	55	Cambio diámetro
5	35	50	Cambio diámetro
6	76,5	50	Engranaje 2
7	156,5	50	Engranaje 3
8	203	50	Rodamiento
9	218	46	Inicio chaflán
10	220	0	Final chaflán

Tabla 4 - Resumen Eje Intermedio

Eje de salida			
Velocidad de giro (rpm)		130,84	
Par torsor (N·m)		2220	
Longitud (mm)		348	
Material		34CrNiMo6	
Resistencia a tracción		1300	
Límite de fluencia (MPa)		860	
Dureza (HB)		401	
Nº Sección	Cota (mm)	∅ (mm)	Descripción
1	0	70	Inicio chaflán
2	2	70	Final chaflán
3	25	70	Rodamiento
4	49	75	Cambio diámetro
5	58	70	Cambio diámetro
6	126	70	Engranaje 4
7	197	70	Rodamiento
8	281	66	Máquina salida
9	346	70	Inicio chaflán
10	348	0	Final chaflán

Tabla 5 - Resumen Eje de Salida

4.4. DESCRIPCIÓN DE RODAMIENTOS

Los rodamientos empleados son de rodillos cónicos de una sola hilera.

Este tipo de rodamientos, hacen que la fricción en el reductor sea baja y al tiempo permite contrarrestar las fuerzas axiales que hay presentes en los engranajes.

En el estudio del cálculo de rodamientos, se analizarán los cuatro casos en el eje de entrada y salida. En el eje intermedio, se analizarán sus únicos dos casos.

Los rodamientos han sido seleccionados de la página web del fabricante de rodamientos SKF: <https://www.skf.com/es>

Tras los cálculos, los rodamientos escogidos son los siguientes:

	Rodamiento A	Rodamiento B
Eje de entrada	33207	33207
Eje intermedio	30210	30210
Eje de salida	33114	33114

Tabla 6 - Selección de rodamientos

4.5. DESCRIPCIÓN DE CHAVETAS

La principal función de las chavetas es garantizar la fijación de los engranajes a los ejes para mantener el mismo par y velocidad. Estas se encuentran ubicadas entre las ranuras mecanizadas que hay tanto en ejes como engranajes.

El dimensionado de las chavetas se basa en la norma UNE 171012-1:1967.

El material empleado para la fabricación de las chavetas es un acero normalizado 20MnCr5. Pese a ser un material con menor resistencia, en caso de rotura actúa como protector al absorber la energía.

Características del material:

- Resistencia a tracción (S_u) = 400 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 680 MPa
- Dureza superficial (HB) = 207

Dimensiones de las chavetas:

	Longitud (mm)	Ancho (mm)	Espesor (mm)
Eje entrada	44	10	8
Eje intermedio	63	14	9
Eje salida	88	20	12

Tabla 7 - Dimensiones chavetas

4.6. DESCRIPCIÓN DE RETENES

Los retenes empleados tienen como función evitar posibles fugas de aceite mientras el reductor está en funcionamiento. Estos se colocarán en la entrada y salida de la máquina.

Dichos elementos se han seleccionado del catálogo online del fabricante SKF. El modelo escogido es el HMS5, que fabricado con caucho de nitrilo permite una capacidad de obturación óptima y evita que el retén se salga de su sitio durante el montaje.

El retén del eje de entrada será el HMS5 RG 35x47x6.

El retén del eje de salida será el HMS5 RG 70x90x10.

4.7. DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS

Para fijar axialmente los elementos que hay montados en los ejes se han empleado casquillos.

En el eje de entrada encontramos dos casquillos. El primero de ellos se encarga de separar el rodamiento A y el piñón del mismo eje, el segundo hace tope entre el piñón y el cambio de sección del eje.

En el eje intermedio tenemos tres casquillos. El primero hace tope entre el cambio de sección y la rueda del eje, el segundo fija axialmente la rueda y el piñón de dicho eje. El tercero hace tope entre el piñón del eje y el rodamiento B.

En el eje de salida tenemos dos casquillos. El primero separa la rueda y el cambio de sección de dicho eje. El segundo casquillo separa la rueda del eje del rodamiento A.

Las dimensiones de los casquillos son las siguientes:

	Casquillos						
	Eje de entrada		Eje intermedio			Eje de salida	
Longitud (mm)	15,6	8	16,5	10,5	2,75	28,5	15
Diámetro interior (mm)	35		50			70	
Diámetro exterior (mm)	48		65			85	

4.8. DESCRIPCIÓN DE VISOR DE NIVEL

Para controlar el nivel de aceite del que dispone el reductor se utilizará el visor de nivel. Éste se ubicará en el lateral de la carcasa y será suministrado por la empresa ELESA+GANter.

El modelo escogido es el GN-743.5-11-M16x1.5-B.

4.9. DESCRIPCIÓN DE LOS TAPONES

La instalación de los tapones permitirá rellenar y vaciar el lubricante cada vez que se precise de un cambio de aceite. Ambos irán ubicados en la carcasa y el suministrador de dichos elementos será NORELEM.

El tapón de llenado irá ubicado en la parte superior de la carcasa para facilitar el llenado. Dispondrá de un filtro de aire para evitar la entrada de partículas dañinas en el reductor. El modelo escogido es el 28022-33018.

El tapón de vaciado estará situado en la zona inferior lateral de la carcasa e incluirá un imán para retener partículas metálicas que pueden desprenderse del reductor. El modelo será el 28024-201415.

4.10. DESCRIPCIÓN DE LAS TAPAS

Con el fin de tapar los ejes de entrada y salida, se emplearán dos tapas. El material por el cual están conformadas es fundición gris EN-GJL-250 según la norma UNE-EN1561:2011.

4.11. DESCRIPCIÓN CARCASA

La carcasa tendrá como función proteger al reductor y al lubricante de las condiciones externas. Al mismo tiempo, sirve como aislante del ruido provocado por este.

Está compuesta por dos piezas simétricas, las cuales van unidas mediante tornillos y una junta para asegurar su fijación.

El material empleado para su fabricación será fundición gris EN-GJL-250, el cual presenta una alta capacidad de amortiguamiento de las vibraciones.

Su fabricación se realizará mediante moldeo en molde de arena y se mecanizarán las zonas que precisen de unas cotas más exactas como los alojamientos de los rodamientos, las roscas de tornillos, agujeros para tapones, etc.

Por último, para evitar la corrosión y tener un mejor acabado estético, se le aplicará una capa de pintura.

5. BIBLIOGRAFÍA

BESA GONZÁLVIZ, A., & VALERO CHULIÁ, F. (2016). *Diseño de Máquinas*. València: Universitat Politècnica de València.

Budynas, R., & Nisbett, J. (s.f.). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Mc Graw Hill.

DIMM. (2019). *Apuntes del grado de Ingeniería Mecánica: Diseño de Máquinas I y II*. València.

SKF. (2021). Obtenido de <https://www.skf.com/es>



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 10,7 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2220 N·M

CÁLCULOS

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	21
2. DATOS INICIALES	21
3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.....	21
3.1. CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES	21
3.1.1. CÁLCULO DIÁMETRO EJES POR RIGIDEZ TORSIONAL.....	22
3.2. TAMAÑO Y NÚMERO DIENTES DE LOS ENGRANAJES	23
3.3. ANCHURA ENGRANAJES	25
3.3.1 VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE.....	25
3.4. SELECCIÓN DEL MATERIAL	25
3.4.1. PROCESO DE DISEÑO.....	25
3.4.2 CÁLCULO A TENSIÓN SUPERFICIAL.....	26
3.4.3. CÁLCULO A FLEXIÓN	30
3.4.4. RESULTADO ANCHO SELECCIONADO	33
3.5. COMPROBACIÓN DEL LUBRICANTE.....	36
4. DISEÑO DE CHAVETAS.....	37
4.1. CHAVETA EJE ENTRADA.....	37
4.2. CHAVETA EJE INTERMEDIO	38
4.3. CHAVETA EJE SALIDA.....	38
5. DISEÑO DE LOS EJES.....	39
5.1. DISPOSICIÓN DE LOS EJES	39
5.2. SELECCIÓN MATERIAL	39
5.3. FUERZAS ACTUANTES EN LOS EJES	40
5.4. DEFLEXIÓN LATERAL DE LOS EJES	41
5.4.1. EJE DE ENTRADA.....	41
5.4.2. EJE INTERMEDIO.....	51
5.4.3. EJE DE SALIDA.....	57
5.5. DISEÑO A FATIGA	68
5.5.1. EJE DE ENTRADA.....	71
5.5.2. EJE INTERMEDIO.....	73
5.5.3. EJE DE SALIDA.....	75
6. SELECCIÓN RODAMIENTOS.....	78

6.1. CÁLCULO FUERZA EQUIVALENTE	78
6.2. CÁLCULO VIDA A FATIGA.....	79
6.3. RESULTADOS	80
6.3.1. EJE DE ENTRADA.....	81
6.3.2. EJE INTERMEDIO.....	84
6.3.3. EJE DE SALIDA.....	85

1. INTRODUCCIÓN

Este apartado del proyecto tiene como finalidad realizar los cálculos y argumentar los resultados para el diseño del reductor de velocidad. Las condiciones de funcionamiento están explicadas en la memoria del proyecto.

2. DATOS INICIALES

Los datos de partida con los que empezamos a diseñar y calcular son los siguientes:

- Velocidad de entrada: 1400 rpm
- Par torsor a la salida: 2220 N·m
- Relación de transmisión total: 10,7
- Número de etapas: 2

3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

3.1. CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES

Con los datos anteriores procedemos a realizar los cálculos de las velocidades y pares de torsión de los ejes que conforman nuestro sistema.

Para ello, necesitamos obtener la relación de transmisión tanto de la primera como de la segunda etapa. Como primera aproximación se calcula como la raíz cuadrada de la relación total de transmisión:

$$i = \sqrt{10,7} = 3,271$$

A partir del valor anterior, se establece unos valores aproximados para las relaciones de transmisión de ambas etapas.

$$i_{etapa1} = 3,3$$

$$i_{etapa2} = 3,24$$

Conociendo la relación de transmisión de las dos etapas junto con los datos iniciales, aplicando las siguientes ecuaciones podemos calcular las características de cada eje:

$$i_{etapa1} = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{intermedia}}$$

$$i_{etapa} = \frac{\omega_{intermedia}}{\omega_{salida}}$$

$$T_i = \frac{P}{\omega_i}$$

El resultado se muestra en la siguiente tabla:

EJE	ω (rpm)	ω (rad/s)	T (N·m)	Potencia (w)
Entrada	1400	146,61	207,48	30417,66
Intermedio	424,24	44,43	684,67	
Salida	130,84	13,7	2220	

Tabla 8 - Velocidades y esfuerzos torsores de los ejes

3.1.1. CÁLCULO DIÁMETRO EJES POR RIGIDEZ TORSIONAL

El objetivo del diseño de los ejes de un reductor de velocidad es transmitir la potencia de forma uniforme. Hay que tener en cuenta que un valor de rigidez torsional bajo, puede plantear problemas de vibraciones afectando al correcto funcionamiento de los engranajes.

Para calcular el diámetro de los ejes a rigidez torsional se parte de la siguiente fórmula:

$$\theta = \frac{TL}{JG}$$

Para nuestro caso, vamos a calcular el diámetro mínimo para dos condiciones distintas. La primera cuando la deflexión torsional máxima es 1,5 °/m y la segunda cuando la deflexión queda limitada a 1° en una longitud de 20 veces el diámetro.

Teniendo en cuenta que se trata de una sección circular, la fórmula queda de la siguiente forma:

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

$$\frac{\theta}{L} = \text{Deformación angular del eje}$$

$$T = \text{Par torsor del eje}$$

$$d = \text{Diámetro del eje}$$

$$G = \text{Módulo de rigidez torsional del material } (8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2)$$

La tabla siguiente muestra los resultados obtenidos para cada condición, indicando en la última columna el diámetro elegido:

EJE	Diámetros		
	1,5º/m (m)	1º (m)	D (mm)
Entrada	0,03160	0,03104	35
Intermedio	0,04259	0,04621	50
Salida	0,05714	0,06839	70

Tabla 9 – Diámetro mínimo ejes

3.2. TAMAÑO Y NÚMERO DIENTES DE LOS ENGRANAJES

Una vez definido el diámetro de los ejes en las secciones sometidas a torsión, procederemos a calcular el diámetro y el número de dientes de los engranajes.

Puesto que se trata de un dentado helicoidal, definiremos el ángulo de presión normal (α_n) y el ángulo de inclinación del dentado (β) para emprender los cálculos:

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

A partir de estos dos datos, podemos calcular el ángulo de presión tangencial con la siguiente fórmula (BESA GONZÁLVEZ & VALERO CHULIÁ, 2016):

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\beta}$$

$$\alpha_t = 21,173^\circ$$

Para definir el número de dientes mínimo que debe tener el piñón, haremos uso del valor de los ángulos anteriores. Por otra parte, su valor máximo será de 150 para evitar que este tenga un número excesivo de dientes.

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} = 14,41 \approx 15$$

$$z_{max} = 150$$

Dado que el dentado de los engranajes es helicoidal, es necesario calcular el módulo aparente:

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

Como primera aproximación, calcularemos el diámetro del engranaje con la siguiente fórmula. Donde la profundidad de la chaveta (h_2) la extraemos de la "TABLA N° 1" y los módulos estandarizados serán seleccionados en la tabla "N°2".

$$d = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 7,5 \cdot m_n$$

Con el valor del diámetro, obtenemos el valor aproximado del número de dientes con la siguiente expresión:

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

Una vez calculado el valor anterior, lo redondeamos al número entero más cercano y volvemos a calcular el diámetro del engranaje. Para la rueda, utilizaremos el mismo procedimiento con la relación de transmisión de cada etapa.

Los resultados se muestran en las tablas siguientes:

Módulos		Etapa 1							Validación
m_n	m_t	Engranaje 1			Engranaje 2				
		d_1^*	z_1^*	z_1	d_1	z_2^*	z_2	d_2	
0,8	0,851	47,60	55,912	56	47,675	185	185	157,328	$Z_2 > Z_{m\acute{a}x}$
1	1,064	49,10	46,139	46	48,952	152	155	161,542	$Z_2 > Z_{m\acute{a}x}$
1,25	1,330	50,98	38,321	38	50,548	125,4	125	166,810	Válido
1,5	1,596	52,85	33,109	33	52,677	108,9	109	173,833	Válido
2	2,128	56,60	26,593	27	57,466	89,1	89	189,636	Válido
2,5	2,660	60,35	22,684	23	61,190	75,9	76	201,928	Válido
3	3,193	64,10	20,078	20	63,851	66	66	210,707	Válido
4	4,257	71,60	16,820	17	72,364	56,1	56	238,801	Válido
5	5,321	79,10	14,866	15	79,813	49,5	50	263,384	Válido
6	6,385	86,60	13,563	14	89,391	46,2	47	294,990	Interferencia

Tabla 10 – Resumen posibles diámetros Etapa 1

Módulos		Etapa 2							i	Validación
m_n	m_t	Engranaje 1			Engranaje 2					
		d_1^*	z_1^*	z_1	d_1	z_2^*	z_2	d_2		
0,8	0,851	63,60	74,706	75	63,851	243	243	206,876	$Z_2 > Z_{m\acute{a}x}$	
1	1,064	65,10	61,174	61	64,915	197,64	198	210,324	$Z_2 > Z_{m\acute{a}x}$	
1,25	1,330	66,98	50,349	50	66,511	162	162	215,496	$Z_2 > Z_{m\acute{a}x}$	
1,5	1,596	68,85	43,132	43	68,639	139,32	139	222,392	Válido	
2	2,128	72,60	34,111	34	72,364	110,16	110	234,460	Válido	
2,5	2,660	76,35	28,698	29	77,153	93,96	94	249,975	Válido	
3	3,193	80,10	25,090	25	79,813	81	81	258,595	Válido	
4	4,257	87,60	20,579	21	89,391	68,04	68	289,627	Válido	
5	5,321	95,10	17,873	18	95,776	58,32	58	310,314	Válido	
6	6,385	102,60	16,069	16	102,161	51,84	52	331,002	Válido	
8	8,513	117,60	13,813	14	119,188	45,36	45	386,169	Interferencia	

Tabla 11 - Resumen posibles diámetros Etapa 2

3.3. ANCHURA ENGRANAJES

3.3.1 VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE

Teniendo en cuenta el entorno de trabajo, vamos a suponer inicialmente un aceite ISO VG 680 con temperaturas ambiente entre 10°C y 40°C.

Este aceite tiene una viscosidad cinemática de 680 mm²/s a una temperatura de 40°C. El dato lo extraemos de la "TABLA N°3".

Hay que recordar que al final del proceso de cálculo del ancho del engranaje tenemos que verificar que el aceite es el correcto mediante el método United.

3.4. SELECCIÓN DEL MATERIAL

Para la fabricación de nuestros engranajes se ha optado por emplear un acero aleado templado y revenido 42CrMo4. Sus características son las siguientes:

- Tipo: 42CrMo4
- $\sigma_T = 1120$ MPa
- $\sigma_F = 1040$ MPa
- Dureza = 321 HB

3.4.1. PROCESO DE DISEÑO

Para lograr un correcto dimensionado de los engranajes, se pretende que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial. Se establece este criterio porque a diferencia del fallo superficial, el fallo a flexión tiende a ser catastrófico y no da señales de aviso antes de producirse.

$$X_F > X_H \geq X$$

De este modo, con los datos geométricos calculados anteriormente y tomando como referencia un coeficiente de seguridad $X = 1,5$ procedemos a calcular la anchura para que se cumplan los dos criterios de fallo.

Primero se calcula el ancho por fallo superficial y con el resultado obtenido se comprueba que el coeficiente de seguridad a flexión es mayor que el anterior.

Si se cumple la ecuación descrita arriba, la anchura tiene que cumplir las siguientes condiciones:

$$b \leq 2 \cdot d_1$$

$$b > 0,25 \cdot d_1$$

3.4.2 CÁLCULO A TENSIÓN SUPERFICIAL

Como hemos visto en el apartado anterior, para calcular el ancho del engranaje estimamos un coeficiente de seguridad. En nuestro caso será: $X_H = X = 1,5$.

Con esto, podemos calcular el ancho de los engranajes por fallo superficial. Utilizando la siguiente ecuación (BESA GONZÁLEZ & VALERO CHULIÁ, 2016):

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

La **tensión de contacto máxima admisible** se define como:

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

- S_{HL} : Tensión de contacto límite del material durante $5 \cdot 10^7$ ciclos de carga en función de su dureza. Se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$S_{HL} = A \cdot x + B \quad N/mm^2$$

Donde x es la dureza superficial del material en Brinell y A , B son constantes que podemos encontrar en el anexo de tablas "TABLA Nº 5". Todos estos datos dependen del material escogido.

$$S_{HL} = 794,5 \text{ N/mm}^2$$

- Z_N : Coeficiente de duración, indica la duración deseada del material. En nuestro caso toma como valor 1.
- Z_L : Coeficiente de viscosidad del lubricante tiene en cuenta el comportamiento de la película del lubricante. Se calcula como:

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

Donde v_{40} es la viscosidad a una temperatura de 40°C y teniendo en cuenta que $S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2$:

$$C_{ZL} = 0,83$$

$$v_{40} = 680 \text{ mm}^2/\text{s}$$

- Z_R : Coeficiente de rugosidad. Indica la rugosidad superficial del material. Se expresa:

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

Como $S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2$, C_{ZR} toma un valor de 0,15.

Para resolver y calcular el coeficiente de rugosidad hay que tener en cuenta:

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

Donde:

$$R_Z = \frac{R_{Z_1} + R_{Z_2}}{2}$$

$$\rho_r = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha_t}{r_1 + r_2}$$

Los valores de R_{Z_1} y R_{Z_2} se obtienen de la "TABLA N° 6" en el anexo de tablas, teniendo en cuenta que $Q_{ISO} = 5$.

- Z_V : Coeficiente de velocidad, tiene en cuenta el efecto de la velocidad tangencial sobre la formación de la película del lubricante. Su fórmula queda:

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

Donde V es la velocidad tangencial en m/s y $C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$.

- Z_W : Coeficiente de relación de durezas. Considera la diferencia entre materiales del piñón y la rueda. En nuestro caso, al ser el mismo material para ambos toma un valor igual a 1.

$$Z_W = 1$$

- Z_X : Coeficiente de tamaño, tiene en cuenta el efecto del tamaño en el fallo a fatiga del material. En la norma ISO 6336 se considera su valor igual a 1.

$$Z_X = 1$$

Por otra parte, la **tensión máxima de presión superficial** queda definida por la siguiente fórmula:

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

A partir de esta fórmula, podemos obtener el ancho superficial teniendo en cuenta el coeficiente de seguridad establecido.

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

A continuación, determinaremos cada uno de los coeficientes.

- Z_H : Coeficiente geométrico.

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

- Z_E : Coeficiente elástico. Considera la elasticidad del material. Los valores de los módulos de Young y coeficientes de Poisson se pueden consultar en el anexo de tablas "Tabla nº 10".

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

- Z_ε : Coeficiente de conducción. Tiene en cuenta el reparto de carga entre los dientes del engranaje. Al tener dentado helicoidal la fórmula se define como:

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

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

- Z_β : Factor de ángulo de hélice.

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

- F_t : Fuerza tangencial. Definida como la relación entre el par torsor a la entrada y el radio del engranaje.

$$F_t = \frac{T_e}{r_1}$$

- K_A : Coeficiente de aplicación. Tiene en cuenta las fuerzas externas que dependen del tipo de máquina motriz y la arrastrada.
En nuestro caso la maquina motriz es de choques moderados y la arrastrada de choques ligeros. Por tanto, atendiendo al anexo de tablas “Tabla Nº 7” vemos que el coeficiente tomará un valor de 1,50.

- K_V : Coeficiente dinámico. Considera las fuerzas internas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el eje.

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V \cdot z_2}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}}$$

Donde K_1 se obtiene del anexo de tablas “Tabla Nº 8” teniendo en cuenta que el dentado es helicoidal y tiene una $Q_{ISO} = 5$. El valor es $K_1 = 6,7$. El valor de K_2 es 0,0087.

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

$$K_3 = 1,76$$

- $K_{H\beta}$: Coeficiente de distribución de la carga longitudinal.

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

Las constantes H_1 , H_2 y H_3 se obtienen del anexo de tablas “Tabla Nº 9” sabiendo que $Q_{ISO} = 5$ y el ajuste es del tipo b, c.

- $K_{H\alpha}$: Coeficiente de distribución de carga transversal. Tiene un valor de 1 debido a que la calidad ISO es menor que 6.

3.4.3. CÁLCULO A FLEXIÓN

El siguiente paso consiste en calcular el coeficiente de seguridad a flexión y comprobar que este cumpla la condición de ser mayor que el coeficiente por fallo superficial (BESA GONZÁLVIZ & VALERO CHULIÁ, 2016).

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

La tensión normal máxima admisible se obtiene con la siguiente fórmula:

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta_r T} \cdot Y_{R_t T} \cdot Y_X$$

- S_{FL} : Tensión a flexión límite del engranaje de referencia para una duración de $3 \cdot 10^6$ ciclos de carga.

Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$S_{FL} = A \cdot x + B \text{ N/mm}^2$$

Donde x es la dureza superficial del material en Brinell y A , B son constantes que podemos encontrar en el anexo de tablas "TABLA Nº 5". Todos estos datos dependen del material escogido.

- Y_{ST} : Coeficiente de concentración de tensiones. Tiene un valor de 2,1.
- Y_{NT} : Coeficiente de duración. Tiene en cuenta la durabilidad en función del tipo de material. Para nuestro diseño adquiere un valor igual a 1.
- $Y_{\delta_r T}$: Coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo. Tiene en cuenta las posibles diferencias entre el concentrador de tensiones del engranaje de referencia y el estudiado. Para nuestro caso, en aceros normalizados y templados se define mediante:

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

Para obtener el coeficiente Y_{sa} empleamos la siguiente fórmula:

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log_{10}(z_{1v})$$

$$z_{1v} = \frac{z_1}{\cos \beta}$$

- Y_{RtT} : Coeficiente de rugosidad relativa. Considera el efecto de la diferencia de rugosidad entre el engranaje de prueba y el que se calcula. Se obtiene aplicando la siguiente fórmula:

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

- Y_X : Coeficiente de tamaño. Tiene en cuenta la disminución de resistencia al fallo a fatiga relacionado al incremento de tamaño. Para nuestro caso adquiere un valor igual a 1.

Por otro lado, el método de Lewis modificado nos permite tener una mejor aproximación del esfuerzo de flexión en la base del diente:

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

Donde:

- Y_{Fa} : coeficiente de forma. Tiene en cuenta la geometría del dentado del engranaje. En nuestro caso, como el número de dientes virtual cumple con la siguiente condición $18 \leq z_v \leq 400$, usamos la siguiente fórmula:

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

- Y_ε : coeficiente de conducción. Considera la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el dentado.

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

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

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

- Y_β : factor de inclinación. En nuestro caso, como el ángulo de inclinación es inferior a 30° usamos la siguiente fórmula:

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

- Y_B : factor de espesor del aro. Considera la posibilidad de rotura del fondo del diente. Como $0,5 < s_R/h_t < 1,2$ la fórmula queda definida:

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

- K_A : coeficiente de aplicación. Adquiere el mismo valor que en el caso a tensión superficial.
- K_V : coeficiente dinámico. Adquiere el mismo valor que en el caso a tensión superficial.
- $K_{F\beta}$: coeficiente de distribución de carga longitudinal. Va en función de la tensión superficial:

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

Con:

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

- $K_{F\alpha}$: coeficiente de distribución de carga transversal. Igual que en el cálculo a fallo superficial, vale 1.

Una vez mencionados los coeficientes anteriores, procedemos a calcular el coeficiente de seguridad a flexión.

3.4.4. RESULTADO ANCHO SELECCIONADO

A continuación, se muestran resumidos los anchos que pueden tener nuestros engranajes teniendo en cuenta los módulos seleccionados tanto para la etapa 1 y 2, definidos en el apartado 3.2.:

- Módulos Etapa 1:

		Etapa 1					
		Engranaje 1		Engranaje 2			
m_n	m_t	z_1	d_1	z_2	d_2	b	X_F
1,25	1,330	38	50,548	125	166,810	CAMBIAR	
1,5	1,596	33	52,677	109	173,833	CAMBIAR	
2	2,128	27	57,466	89	189,636	CAMBIAR	
2,5	2,660	23	61,190	76	201,928	CAMBIAR	
3	3,193	20	63,851	66	210,707	52	2,59
4	4,257	17	72,364	56	238,801	38	3,12
5	5,321	15	79,813	50	263,384	33	3,37

Tabla 12 - Posibles anchos engranajes Etapa 1

- Módulos Etapa 2:

		Etapa 2					
		Engranaje 1		Engranaje 2			
m_n	m_t	z_1	d_1	z_2	d_2	b	X_F
1,5	1,596	43	68,639	139	222,392	CAMBIAR	
2	2,128	34	72,364	110	234,460	CAMBIAR	
2,5	2,660	29	77,153	94	249,975	CAMBIAR	
3	3,193	25	79,813	81	258,595	CAMBIAR	
4	4,257	21	89,391	68	289,627	94	2,84
5	5,321	18	95,776	58	310,314	77	2,94
6	6,385	16	102,161	52	331,002	65	3

Tabla 14 - Posibles anchos engranajes Etapa 2

- Ancho Etapa 2:

Datos generales		Geometría dentado		Resultados eje por Torsión	
X	1,5	α_t	21,17 °	G	7,92E+10 N/m ²
Pot	30417,66 W	β_b	18,75 °	T	684,68 N·m
i	3,24	m_t	5,32	ϵ_a	1,5
$\omega_{\text{piñón}}$	424,24 rpm	b_{int}	95,776 mm	1° en 20-d	46,5 mm
m_n	5 mm	h_t	11,250 mm	d	46,5 mm
β	20 °	h_2	4,3 mm	d_i	96,1 mm
α_n	20 °	S_a	12,34 mm		estimado
d_1	95,776 mm	S_a/h_t	1,10		
Datos eje		Datos generales		Interferencia dentado helicoidal	
E eje	2,06E+11 N/m ²	z_1	18 dientes	d_1 real	95,78 mm
v eje	0,3	z_2	58 dientes	d_2 real	308,61 mm
θ/L_{max}	1,5 °/m	z_{iv}	21,69 dientes	Dc	202,19 mm
d eje	50 mm	z_{2v}	69,90 dientes	Par (T)	684,68 N/m
		F_{tang}	14297,46 N	$Vz_1/100R$	0,366 m/s
		V_{ang}	2,13 m/s	i real=	3,2222
Datos Engranajes		Coef. a fallo superficial		Coeficientes de tension a flexión	
Nº Material piñón =	7	Z_H	2,37	Y_{Fa_1}	2,83
Ac. aleado templado y revenido		Z_E	189,81 (N/mm ²) ^{0,5}	Y_{Fa_2}	2,27
E1	2,06E+05 N/mm ²	Z_{η}	1,03	ϵ_{α}	1,60
v1	0,3	Cálculos previos material		Y_{Fc}	0,72
Nº Material rueda =		p_r	13,2	Y_{Sa_1}	1,68
Ac. aleado templado y revenido		R_{Z1}	3,00	Y_{Sa_2}	1,96
E2	2,06E+05 N/mm ²	$CzL1$	0,83	Y_B	1,14
v2	0,3	$CzV1$	0,85	Coef. de funcionamiento	
HBR1	321 O.K.	$CzR1$	0,15	$K_{\alpha r}$	0,0193
HBR2	321 O.K.	$R_{\alpha 10}$	1,28	$K_{\beta h}$	0,0087
SHL1	794,5 N/mm ²	Material a fallo superficial		$K_{\beta s}$	1,94
SFL1	323,4 N/mm ²	Z_N	1,000	$K_{H\alpha}$	1,00
SHL2	794,5 N/mm ²	$ZL1$	1,178	$K_{\beta L}$	1,00
SFL2	323,4 N/mm ²	$ZV1$	0,925	Material a flexión	
Sy1	950 N/mm ²	$ZR1$	1,137	Y_{NT}	1,000
Sy2	950 N/mm ²	ZW	1,088	Y_{ST}	2,100
v _{ad}	680 mm ² /s	$SHP1$	984,84	$Y_{\sigma FT1}$	0,000
Qiso	5	$SHP2$	984,84 N/mm ²	Y_{Rt1}	1,097
$K_1 r$	7,5	b_H	97,8312 $Z_1^{-2} K_{H\beta} K_{\alpha} K_{\beta}$ mm	Y_{X1}	1,000
$K_1 h$	6,7	Anchura a fallo superficial		Y_{Rt2}	1,097
Rz1	1,4 η m	b_{H0}	95,78	Y_{X2}	1,000
Rz2	1,4 η m	ϵ_{β}	2,09	$SFP1$	654,53 N/mm ²
Rz	1,4 η m	Z_{ϵ}	0,79	$SFP2$	732,33 N/mm ²
K_A	1,5	$K_{H\beta}$	1,291	Material a flexión	
Datos para $K_{H\beta}$		K_{α}	1,037	$Y_{\sigma FT2}$	0,000
Ajuste	b,c	K_{β}	1,027	Y_{Rt2}	1,097
H1	1,100	K_{β}	1,027	Y_{X2}	1,000
H2	1,15E-04	K_{α}	1,037	Otros coeficientes	
H3	0,180	K_{β}	1,027	Coef $Y_{\sigma FT}$	
Otros coeficientes		K_{β}	1,027	A1	0
A1	0	K_{α}	1,037	A2	0
B1	0	K_{β}	1,027	B1	0
B2	0	K_{α}	1,037	B2	0
Coef $Y_{\sigma FT}$		K_{β}	1,027	Ref1	1,12
Coef $Y_{\sigma FT}$		K_{α}	1,037	A1	1,674
Ref1	1,12	K_{β}	1,027	B1	-0,529
A1	1,674	K_{α}	1,037	B2	-0,529
B1	-0,529	K_{β}	1,027	exp1	0,1
B2	-0,529	K_{α}	1,037	exp2	0,1
exp1	0,1	K_{β}	1,027	Coef Y_x	
exp2	0,1	K_{α}	1,037	A1	1,03
Coef Y_x		K_{β}	1,027	B1	-0,006
A1	1,03	K_{α}	1,037	A2	1,03
B1	-0,006	K_{β}	1,027	B2	-0,006
Cte1	0,85	K_{α}	1,037	Cte2	0,85
Cte2	0,85	K_{β}	1,027	Coeficiente de seguridad a flexión	
Coeficiente de seguridad a flexión		N_f	0,8552	$K_{F\beta}$	1,188
$X_{\text{seguido}} = 1,50$		Y_{β}	0,83	σ_F piñón	222,52
		σ_F rueda	181,35	X_c	2,94 O.K.
		X_c	2,94	d_1	95,8 mm
		X_F	4,04	b_{min}	23,9 mm
				b_{max}	191,6 mm
				b=	77 mm

Tabla 15 - Resultados hoja Excel cálculo ancho Etapa 2

3.5. COMPROBACIÓN DEL LUBRICANTE

Una vez obtenidos los anchos en ambas etapas, utilizaremos el Método United para saber si el lubricante supuesto al comienzo es correcto (BESA GONZÁLEZ & VALERO CHULIÁ, 2016).

Empleando la siguiente fórmula obtendremos el valor de la viscosidad a 38° y si este valor es menor al extraído inicialmente, el lubricante será correcto.

$$\log(v_{38}) = -0,028 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right)^3 - 0,0025 \cdot \left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right)^2 + 0,460 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right) + 2,593$$

La velocidad tangencial (v_t) y el coeficiente de aplicación (K_A) se han extraído anteriormente.

Siendo K la variable de carga:

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

Para la primera etapa obtenemos los siguientes resultados:

F_t (N)	b (mm)	d_1 (mm)	i	K	v_t (m/s)	v_{38} (mm ² /s)
5734,24	38	72,364	3,3	2,717	5,3	346,92

Tabla 16 - Comprobación lubricante Etapa 1

Con el resultado obtenido, confirmamos que el lubricante empleado inicialmente es correcto ya que la viscosidad calculada a 38° es menor que la obtenida en la tabla a 38°.

Para la segunda etapa obtenemos los siguientes resultados:

F_t (N)	b (mm)	d_1 (mm)	i	K	v_t (m/s)	v_{38} (mm ² /s)
14297,46	77	95,776	3,24	2,537	2,13	509,22

Tabla 17 - Comprobación lubricante Etapa 2

Como observamos, también se cumple la condición establecida. La viscosidad calculada es menor que la extraída en la tabla. Por lo tanto, el aceite empleado es el correcto para nuestro diseño.

4. DISEÑO DE CHAVETAS

En este apartado se llevará a cabo el cálculo de las dimensiones de las chavetas. Las chavetas son elementos que garantizan la fijación del engranaje a los ejes para evitar posibles rotaciones y asegurar una correcta transmisión del par torsor.

El material empleado para la fabricación de las chavetas será un acero normalizado 20MnCr5. Este material tiene un límite de fluencia de 400 MPa y de fractura 680 MPa.

Para el diseño longitudinal de las chavetas, haremos uso de la siguiente fórmula (DIMM, 2019):

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

El ancho y el espesor de las chavetas dependerán del diámetro del eje en el que van acopladas y su valor se extraerá de la "TABLA N° 1".

Por otra parte, la longitud del chavetero se define mediante la siguiente fórmula:

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

Si un eje tiene varios chaveteros, estos tendrán la misma longitud para poder transmitir el mismo par torsor.

4.1. CHAVETA EJE ENTRADA

El eje de entrada tendrá acopladas dos chavetas. Una conecta con la máquina arrastrada y otra con el primer engranaje. Sus dimensiones son:

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 35 = 43,75 \approx 44 \text{ mm}$$

El ancho y el espesor de la chaveta se extraen de la TABLA "N° 1":

$$b_{chave} = 10 \text{ mm}$$

$$h_{chave} = 8 \text{ mm}$$

Por otra parte, las dimensiones del chavetero serán las siguientes:

$$L_{chavetero} = 44 + 10 = 54 \text{ mm}$$

$$b_{chavetero} = 10 \text{ mm}$$

$$h_{1_{eje}} = 5 \text{ mm}$$

$$h_{2_{cubo}} = 3,3 \text{ mm}$$

4.2. CHAVETA EJE INTERMEDIO

En el eje intermedio, tanto el segundo como el tercer engranaje tendrán respectivamente una chaveta y un chavetero para facilitar una correcta transmisión. Sus dimensiones son:

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 50 = 62,5 \approx 63 \text{ mm}$$

$$b_{chaveta} = 14 \text{ mm}$$

$$h_{chave} = 9 \text{ mm}$$

Las dimensiones del chavetero serán las siguientes:

$$L_{chavetero} = 63 + 14 = 77 \text{ mm}$$

$$b_{chavetero} = 14 \text{ mm}$$

$$h_{1_{eje}} = 5,5 \text{ mm}$$

$$h_{2_{cubo}} = 3,8 \text{ mm}$$

4.3. CHAVETA EJE SALIDA

El eje de salida también tendrá dos chavetas y dos alojamientos para el cuarto engranaje y la máquina de salida que recibirá el par de salida. Sus dimensiones son:

$$L_{chave} \geq 1,25 \cdot 70 = 87,5 \approx 88 \text{ mm}$$

$$b_{chaveta} = 20 \text{ mm}$$

$$h_{chaveta} = 12 \text{ mm}$$

Las dimensiones del chavetero serán las siguientes:

$$L_{chavetero} = 88 + 20 = 108 \text{ mm}$$

$$b_{chavetero} = 20 \text{ mm}$$

$$h_{1_{eje}} = 7,5 \text{ mm}$$

$$h_{2_{cubo}} = 4,9 \text{ mm}$$

5. DISEÑO DE LOS EJES

5.1. DISPOSICIÓN DE LOS EJES

A continuación, se muestra la disposición de los ejes en el reductor y se procederá a realizar el cálculo por fatiga y deflexión lateral.

A la hora de realizar los cálculos, se tendrá en cuenta las diversas secciones de cada eje.

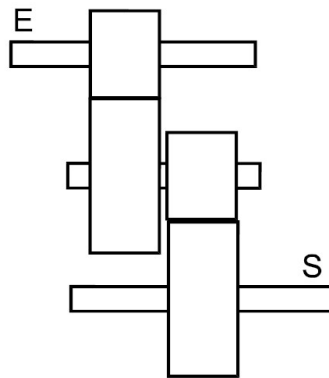


Tabla 18 - Disposición de ejes y engranajes

5.2. SELECCIÓN DE MATERIAL

El material empleado para la fabricación de los ejes será un acero laminado forjado con las siguientes características (BESA GONZÁLEZ & VALERO CHULIÁ, 2016):

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero laminado forjado	34CrNiMo6	1300	860	401

Tabla 19 - Características material ejes

5.3. FUERZAS ACTUANTES EN LOS EJES

Al tratarse de engranajes con dentado helicoidal, aparecen una fuerza axial y una fuerza normal. Siendo esta última el resultado de la acción de una fuerza tangencial y una radial.

Se tendrán en cuenta las posibles cargas radiales que puedan introducir las máquinas acopladas al reductor. Por ello, se considerará su aplicación en el plano más crítico y en ambos sentidos.

También hay que considerar tanto el sentido de giro horario como el antihorario para determinar cuál de ellos es más desfavorable para los componentes.

Así pues, la fuerza radial inducida por las máquinas acopladas se puede estimar como (BESA GONZÁLEZ & VALERO CHULIÁ, 2016):

$$F_{r\text{máquina}} = \frac{T_e}{2 \cdot d_{eje}}$$

Por otro lado, la fuerza tangencial, radial y axial en los engranajes se calculan como:

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

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

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

Y la fuerza resultante normal y el momento producido por la fuerza axial se obtienen con estas fórmulas:

$$F_{normal} = \sqrt{F_{tang}^2 + F_{radial}^2}$$

$$M_{axial} = \frac{d_1}{2} \cdot F_{axial}$$

Para este cálculo, se tendrá en cuenta los dos planos de estudio. El primero donde actúa fuerza radial junto al momento axial, y el segundo donde actúa solo la fuerza tangencial.

5.4. DEFLEXIÓN LATERAL DE LOS EJES

En este apartado se procederá a calcular las deformaciones y fuerzas actuantes en las diferentes secciones de cada eje. Es importante tener en cuenta estas acciones porque pueden dar lugar a un mal funcionamiento y, como consecuencia, reducen la vida de los componentes soportados.

Para nuestro diseño, al trabajar con engranajes de dentado helicoidal, la deformación lateral nunca será superior a $0,005 \cdot m_n$ (mm). Además, la deformación angular no será mayor a 0,002 rad. (Budynas & Nisbett)

5.4.1. EJE DE ENTRADA

Las dimensiones y secciones establecidas para el eje de entrada son las siguientes:

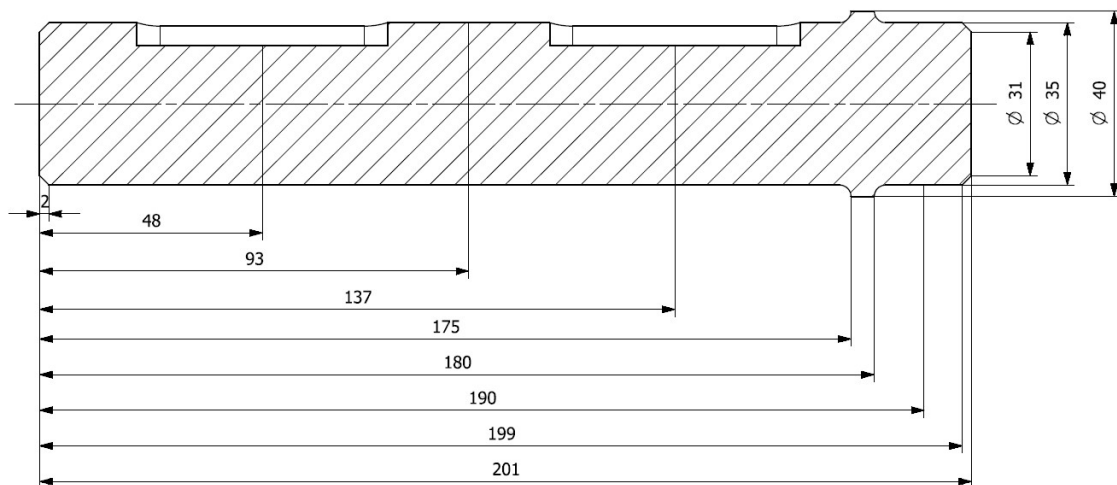


Tabla 20 - Cotas secciones críticas del eje de entrada

La fuerza introducida por el motor queda definida de la siguiente forma:

$$F_{máquina} = \frac{207,48}{2 \cdot 0,035} = 2964 \text{ N}$$

En la sección "X" de nuestro eje de entrada es donde se encuentra el engranaje. Así pues, las fuerzas se definen como:

$$F_t = \frac{207,48}{0,07236} = 5734,66 \text{ N}$$

$$F_r = 5734,66 \cdot \tan 21,173 = 2221,22 \text{ N}$$

$$F_a = 5734,66 \cdot \tan 20 = 2087,25 \text{ N}$$

Además, estas fuerzas provocan una fuerza resultante, y la fuerza axial provocará un momento sobre la sección "5":

$$F_{n_5} = \sqrt{5734,66^2 + 2221,22^2} = 6149,81 \text{ N}$$

$$M_{axial} = \frac{0,07236}{2} \cdot 2087,25 = 75,52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con el valor de las fuerzas y momentos obtenidos, procederemos a realizar el estudio de los cuatro casos que puede haber en el eje de entrada.

CASO 1: Giro antihorario / Fuerza positiva motor Y

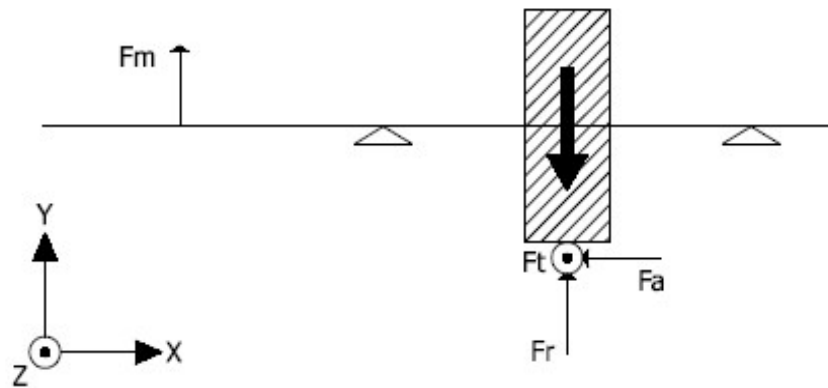


Tabla 21 – Esquema fuerzas eje de entrada: Caso 1

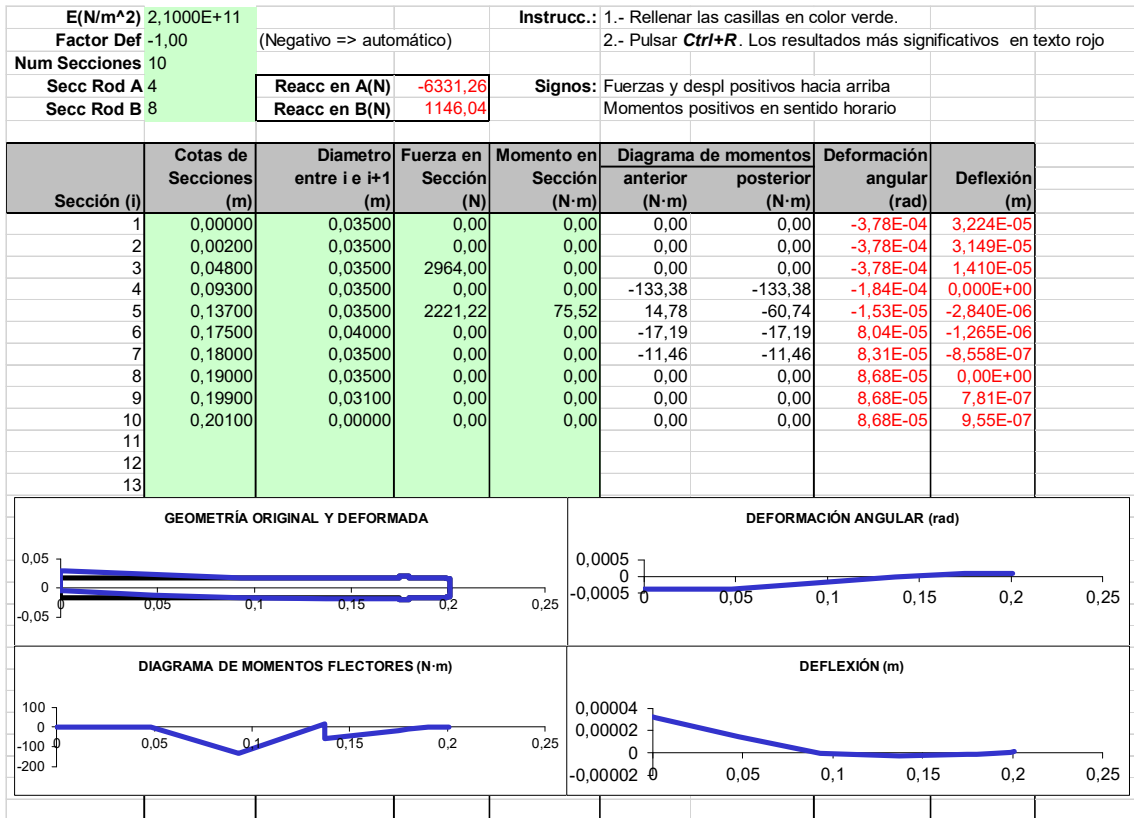


Tabla 22 - Plano XY

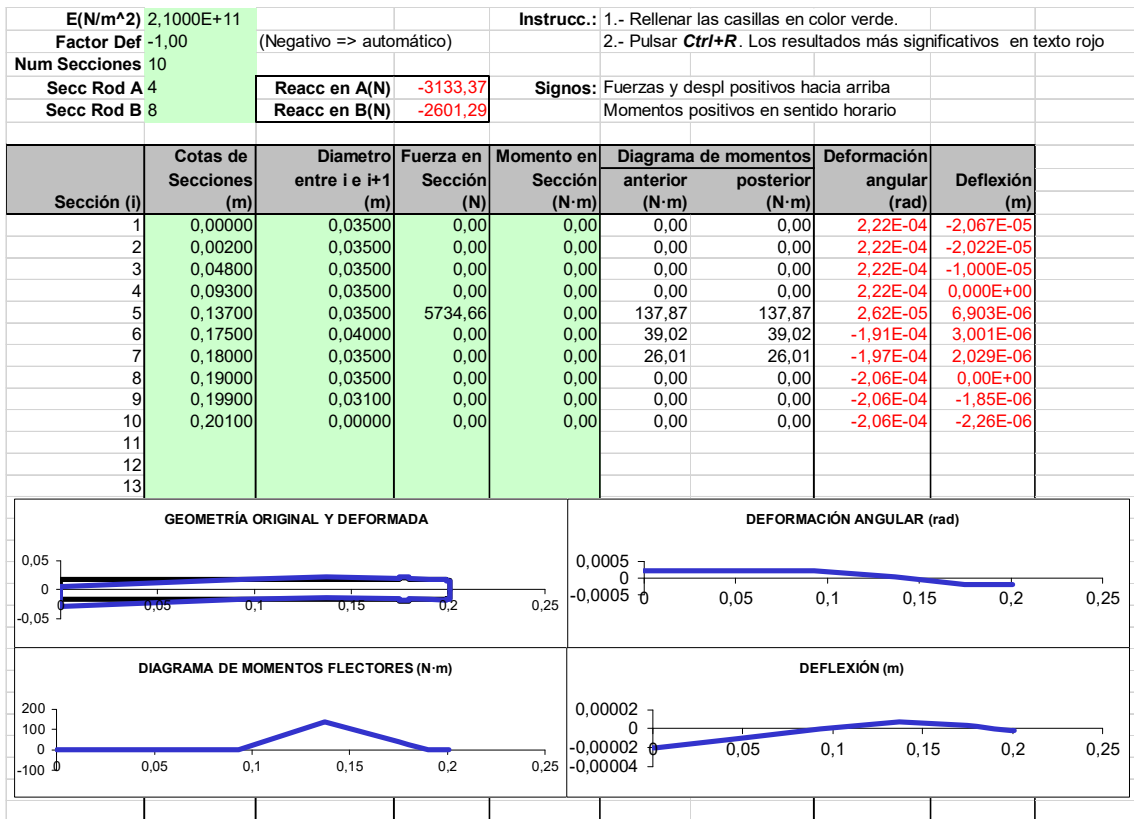


Tabla 23 - Plano XZ

A continuación, se muestra la fuerza resultante del eje de entrada para el caso estudiado:

				Reacc en A(N)	7064,20
				Reacc en B(N)	2842,56
		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	Secciones (m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	4,38E-04	3,83E-05
2	0,00200	0,00	0,00	4,38E-04	3,74E-05
3	0,04800	0,00	0,00	4,38E-04	1,73E-05
4	0,09300	133,38	133,38	2,89E-04	0,00E+00
5	0,13700	138,66	150,66	3,03E-05	7,46E-06
6	0,17500	42,64	42,64	2,07E-04	3,26E-06
7	0,18000	28,43	28,43	2,14E-04	2,20E-06
8	0,19000	0,00	0,00	2,23E-04	0,00E+00
9	0,19900	0,00	0,00	2,23E-04	2,01E-06
10	0,20100	0,00	0,00	2,23E-04	2,46E-06

Tabla 24 - Resultantes

El primer caso cumple con los criterios de deformación. La sección más crítica es la quinta, donde se ubica el engranaje 1.

CASO 2: Giro antihorario / Fuerza negativa motor Y

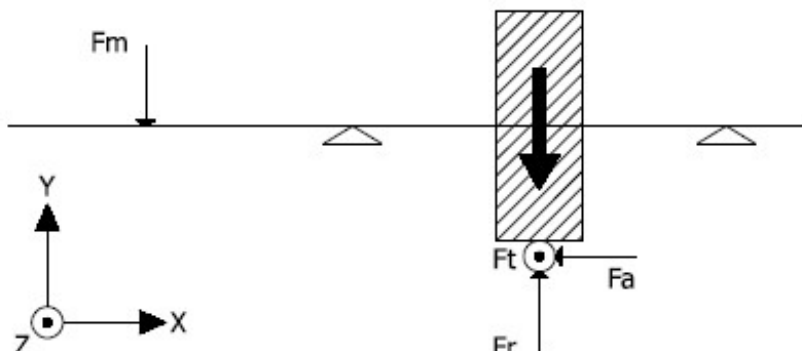


Tabla 25 - Esquema fuerzas eje de entrada: Caso 2

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) 2346,84	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod B 8	Reacc en B(N) -1604,06	Momentos positivos en sentido horario	

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,67E-04	-4,982E-05
2	0,00200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,67E-04	-4,869E-05
3	0,04800	0,03500	-2964,00	0,00	0,00	0,00	5,67E-04	-2,260E-05
4	0,09300	0,03500	0,00	0,00	133,38	133,38	3,73E-04	0,000E+00
5	0,13700	0,03500	2221,22	75,52	160,54	85,02	-4,50E-05	7,498E-06
6	0,17500	0,04000	0,00	0,00	24,06	24,06	-1,79E-04	2,768E-06
7	0,18000	0,03500	0,00	0,00	16,04	16,04	-1,83E-04	1,863E-06
8	0,19000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,88E-04	0,000E+00
9	0,19900	0,03100	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,88E-04	-1,692E-06
10	0,20100	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,88E-04	-2,068E-06
11								
12								
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 26 - Plano XY

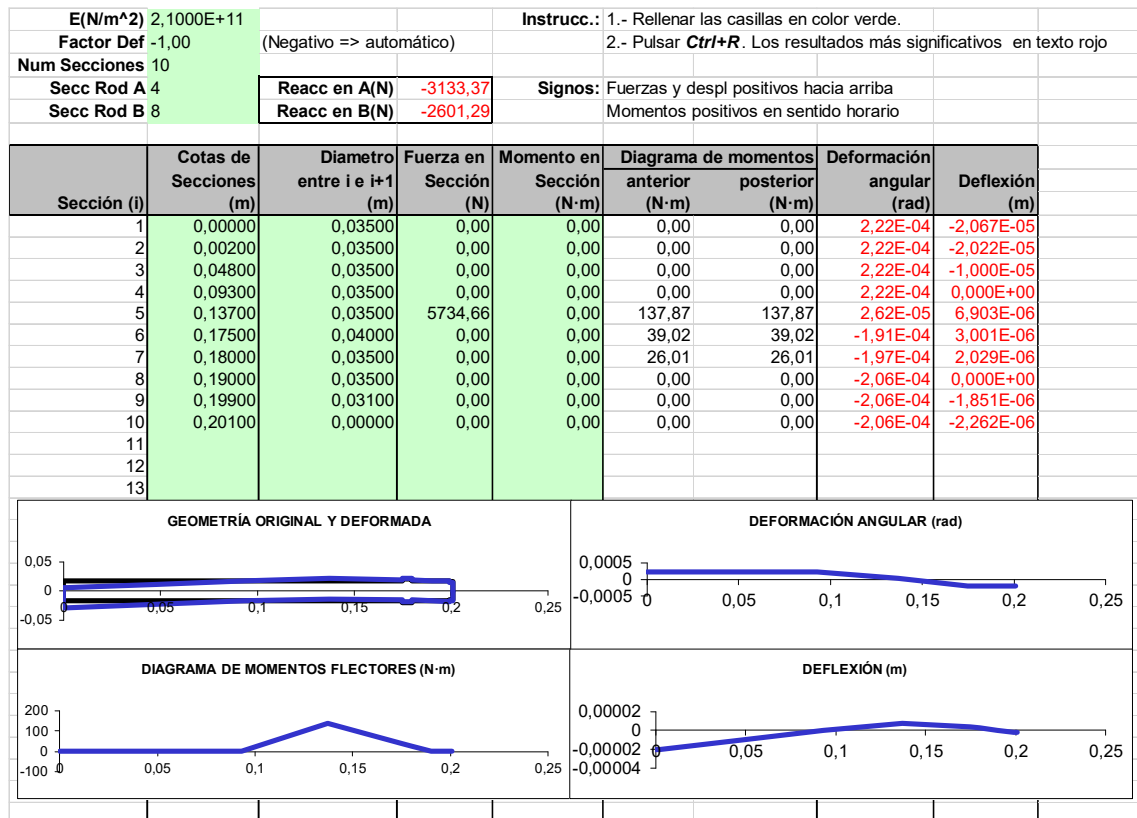


Tabla 27 - Plano XZ

A continuación, se muestra la fuerza resultante del eje de entrada para el caso estudiado:

				Reacc en A(N)	3914,80
				Reacc en B(N)	3056,09
		Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión
Sección (i)	Secciones (m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	6,09E-04	5,39E-05
2	0,00200	0,00	0,00	6,09E-04	5,27E-05
3	0,04800	0,00	0,00	6,09E-04	2,47E-05
4	0,09300	133,38	133,38	4,34E-04	0,00E+00
5	0,13700	211,61	161,97	5,21E-05	1,02E-05
6	0,17500	45,84	45,84	2,62E-04	4,08E-06
7	0,18000	30,56	30,56	2,69E-04	2,75E-06
8	0,19000	0,00	0,00	2,79E-04	0,00E+00
9	0,19900	0,00	0,00	2,79E-04	2,51E-06
10	0,20100	0,00	0,00	2,79E-04	3,06E-06

Tabla 28 - Resultantes

De igual forma que en el caso 1, las deformaciones son válidas y la sección más crítica es la 5, donde se ubica el engranaje 1.

CASO 3: Giro horario / Fuerza positiva motor Y

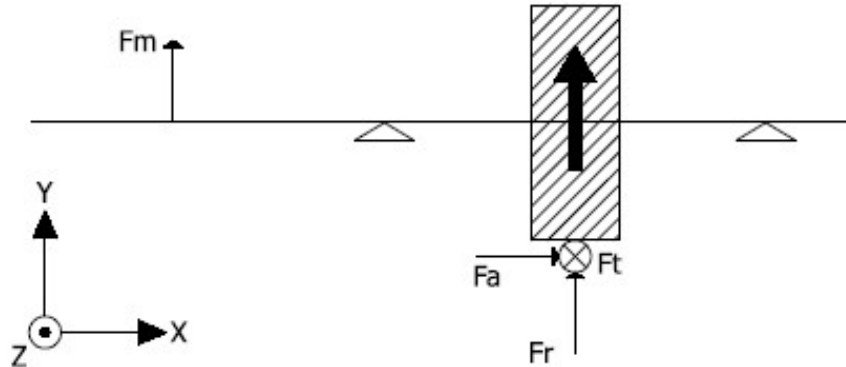


Tabla 29 - Esquema fuerzas eje de entrada: Caso 3

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) -4774,15		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba					
Secc Rod B 8		Reacc en B(N) -411,07		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	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,95E-04	3,381E-05	
2	0,00200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,95E-04	3,302E-05	
3	0,04800	0,03500	2964,00	0,00	0,00	0,00	-3,95E-04	1,486E-05	
4	0,09300	0,03500	0,00	0,00	-133,38	-133,38	-2,01E-04	0,000E+00	
5	0,13700	0,03500	2221,22	-75,52	-53,73	21,79	6,53E-05	-2,151E-06	
6	0,17500	0,04000	0,00	0,00	6,17	6,17	3,10E-05	-4,433E-07	
7	0,18000	0,03500	0,00	0,00	4,11	4,11	3,00E-05	-2,910E-07	
8	0,19000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,87E-05	0,000E+00	
9	0,19900	0,03100	0,00	0,00	0,00	0,00	2,87E-05	2,580E-07	
10	0,20100	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	2,87E-05	3,153E-07	
11									
12									
13									

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

Tabla 30 - Plano XY

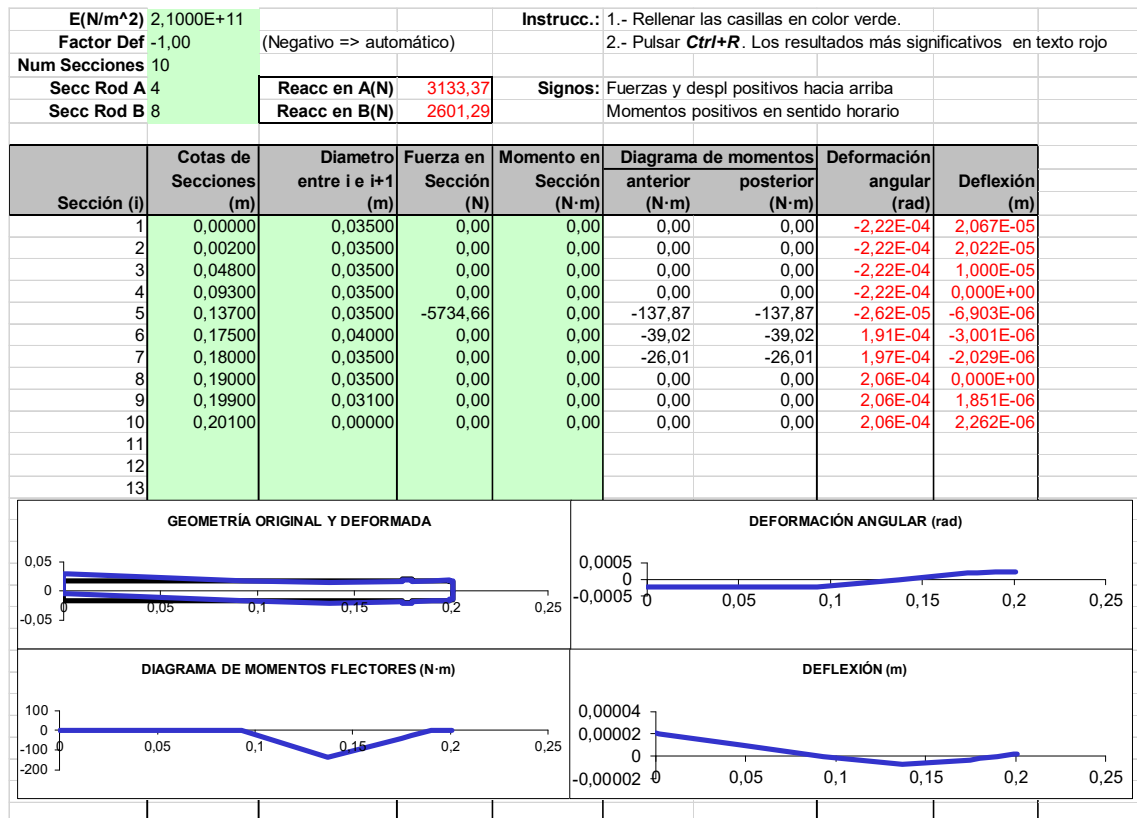


Tabla 31 - Plano XZ

A continuación, se muestra la fuerza resultante del eje de entrada para el caso estudiado:

				Reacc en A(N)	5710,56
				Reacc en B(N)	2633,57
		Diagrama de momentos		Deformación	
		anterior	posterior	angular	Deflexión
Sección (i)	Secciones (m)	(N·m)	(N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	4,53E-04	3,96E-05
2	0,00200	0,00	0,00	4,53E-04	3,87E-05
3	0,04800	0,00	0,00	4,53E-04	1,79E-05
4	0,09300	133,38	133,38	3,00E-04	0,00E+00
5	0,13700	147,97	139,58	7,03E-05	7,23E-06
6	0,17500	39,50	39,50	1,94E-04	3,03E-06
7	0,18000	26,34	26,34	2,00E-04	2,05E-06
8	0,19000	0,00	0,00	2,08E-04	0,00E+00
9	0,19900	0,00	0,00	2,08E-04	1,87E-06
10	0,20100	0,00	0,00	2,08E-04	2,28E-06

Tabla 32 - Resultantes

El caso 3 cumple con los criterios de deformación. La sección más crítica es la quinta.

CASO 4: Giro horario / Fuerza negativa motor Y

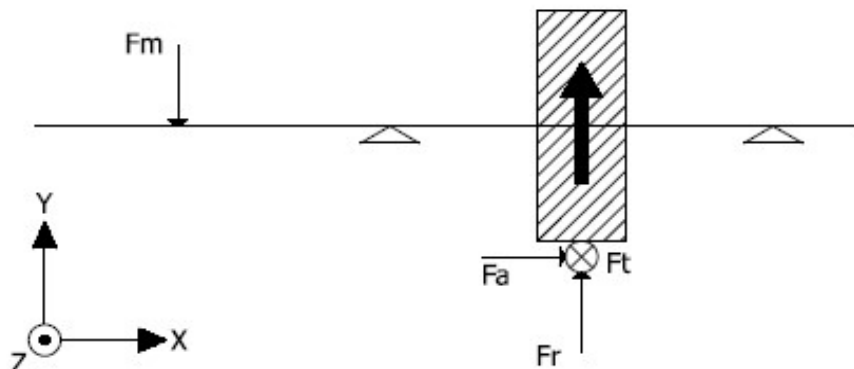


Tabla 33 - Esquema fuerzas eje de entrada: Caso 4

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		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod A 4	Reacc en A(N) 3903,95	Momentos positivos en sentido horario	
Secc Rod B 8	Reacc en B(N) -3161,17		

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,50E-04	-4,826E-05
2	0,00200	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,50E-04	-4,716E-05
3	0,04800	0,03500	-2964,00	0,00	0,00	0,00	5,50E-04	-2,185E-05
4	0,09300	0,03500	0,00	0,00	133,38	133,38	3,56E-04	0,000E+00
5	0,13700	0,03500	2221,22	-75,52	92,02	167,54	3,56E-05	8,188E-06
6	0,17500	0,04000	0,00	0,00	47,42	47,42	-2,28E-04	3,589E-06
7	0,18000	0,03500	0,00	0,00	31,61	31,61	-2,36E-04	2,427E-06
8	0,19000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,46E-04	0,000E+00
9	0,19900	0,03100	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,46E-04	-2,215E-06
10	0,20100	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,46E-04	-2,707E-06
11								
12								
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 34 - Plano XY

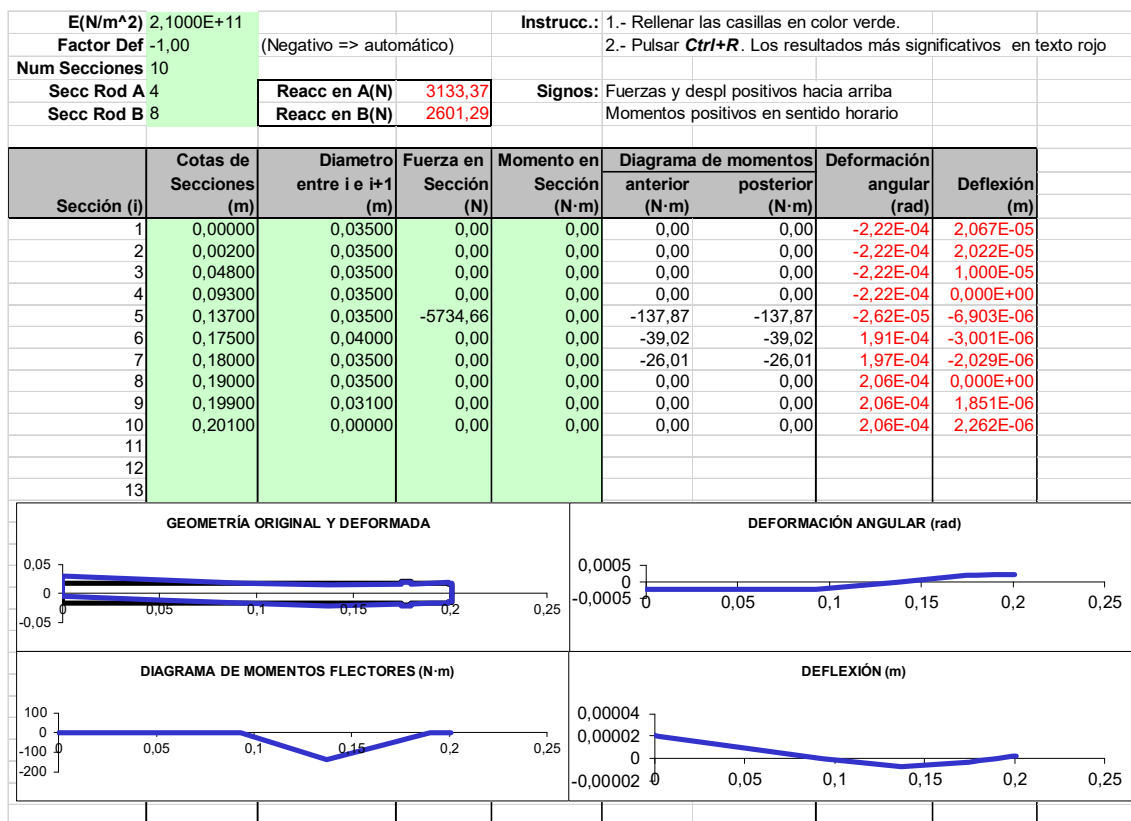


Tabla 35 - Plano XZ

A continuación, se muestra la fuerza resultante del eje de entrada para el caso estudiado:

				Reacc en A(N)	5005,88
				Reacc en B(N)	4093,86
Sección (i)	Secciones (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
		anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,00	0,00	5,93E-04	5,25E-05
2	0,00200	0,00	0,00	5,93E-04	5,13E-05
3	0,04800	0,00	0,00	5,93E-04	2,40E-05
4	0,09300	133,38	133,38	4,20E-04	0,00E+00
5	0,13700	165,76	216,97	4,42E-05	1,07E-05
6	0,17500	61,41	61,41	2,98E-04	4,68E-06
7	0,18000	40,94	40,94	3,08E-04	3,16E-06
8	0,19000	0,00	0,00	3,21E-04	0,00E+00
9	0,19900	0,00	0,00	3,21E-04	2,89E-06
10	0,20100	0,00	0,00	3,21E-04	3,53E-06

Tabla 36 - Resultantes

En el último caso, los resultados son correctos en cuanto a deformaciones mínimas. La sección crítica continúa siendo la quinta.

CONCLUSIÓN EJE DE ENTRADA:

Como se puede observar en los casos estudiados anteriormente, las deflexiones son correctas para los dos sentidos de giro. Para la elección de rodamientos y el estudio a fatiga, se tendrán en cuenta los casos más desfavorables.

En la elección de rodamientos para el eje de entrada, se estudiarán los cuatro casos de forma individual.

Al tratarse de rodamientos de rodillos cónicos, las fuerzas axiales en el extremo fijo dependen de las radiales en el extremo libre. Por lo tanto, tendremos que analizar los cuatro casos posibles.

5.4.2. EJE INTERMEDIO

Las dimensiones y secciones establecidas para el eje de intermedio son las siguientes:

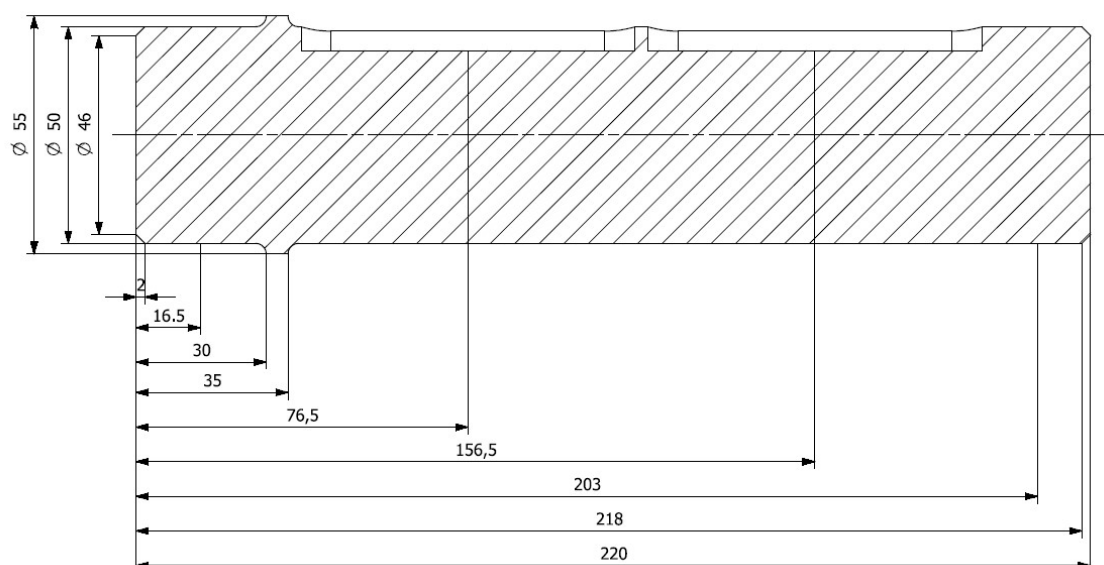


Tabla 37 - Cotas secciones críticas del eje intermedio

A diferencia del eje de entrada, en el eje intermedio tendremos más fuerzas debido a los dos engranajes que contiene.

Las fuerzas producidas se definen de la siguiente forma:

Fuerzas sección 6:

$$F_t = \frac{684,67}{\frac{0,2388}{2}} = 5734,25 \text{ N}$$

$$F_r = 5734,25 \cdot \tan 21,173 = 2221,06 \text{ N}$$

$$F_a = 5734,25 \cdot \tan 20 = 2087,10 \text{ N}$$

Además, estas fuerzas provocan una fuerza resultante, y la fuerza axial provocará un momento sobre la sección "6":

$$F_{n_6} = \sqrt{5734,25^2 + 2221,06^2} = 6149,37 \text{ N}$$

$$M_{axial} = \frac{0,2388}{2} \cdot 2087,10 = 249,20 \text{ N} \cdot m$$

Fuerzas sección 7:

$$F_t = \frac{684,67}{\frac{0,095776}{2}} = 14297,32 \text{ N}$$

$$F_r = 14297,32 \cdot \tan 21,173 = 5537,81 \text{ N}$$

$$F_a = 14297,32 \cdot \tan 20 = 5203,80 \text{ N}$$

Además, estas fuerzas provocan una fuerza resultante, y la fuerza axial provocará un momento sobre la sección "7":

$$F_{n_7} = \sqrt{5537,81^2 + 5203,80^2} = 15332,34 \text{ N}$$

$$M_{axial} = \frac{0,095776}{2} \cdot 5203,80 = 249,20 \text{ N} \cdot m$$

Con el valor de las fuerzas y momento obtenidos, procederemos a realizar el estudio de los dos casos que puede haber en el eje intermedio.

CASO 1: Giro antihorario

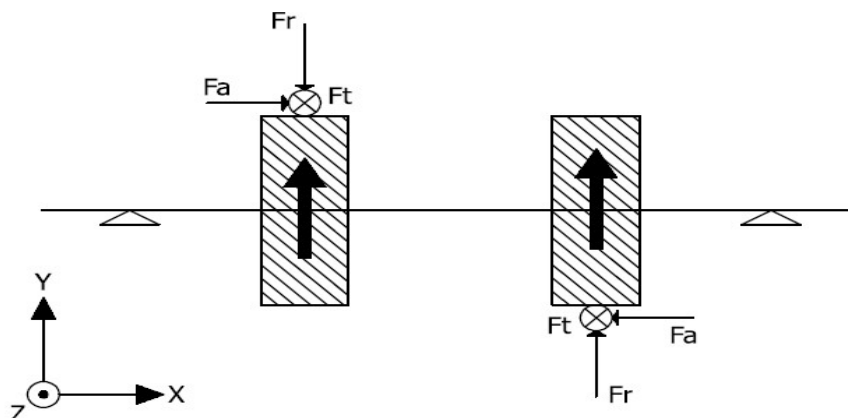


Tabla 38 - Esquema fuerzas eje intermedio: Caso 1

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		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod A 3	Reacc en A(N) -2546,62	Momentos positivos en sentido horario	
Secc Rod B 8	Reacc en B(N) -770,13		

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 (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,45E-05	-1,559E-06
2	0,00200	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,45E-05	-1,370E-06
3	0,01650	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,45E-05	0,000E+00
4	0,03000	0,05500	0,00	0,00	34,38	34,38	9,09E-05	1,260E-06
5	0,03500	0,05000	0,00	0,00	47,11	47,11	8,87E-05	1,709E-06
6	0,07650	0,05000	-2221,06	249,20	152,80	-96,40	2,44E-05	4,291E-06
7	0,15650	0,05000	5537,81	249,20	285,01	35,81	-9,27E-05	4,713E-06
8	0,20300	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,06E-04	0,000E+00
9	0,21800	0,04600	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,06E-04	-1,585E-06
10	0,22000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,06E-04	-1,796E-06
11								
12								
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 39 - Plano XY

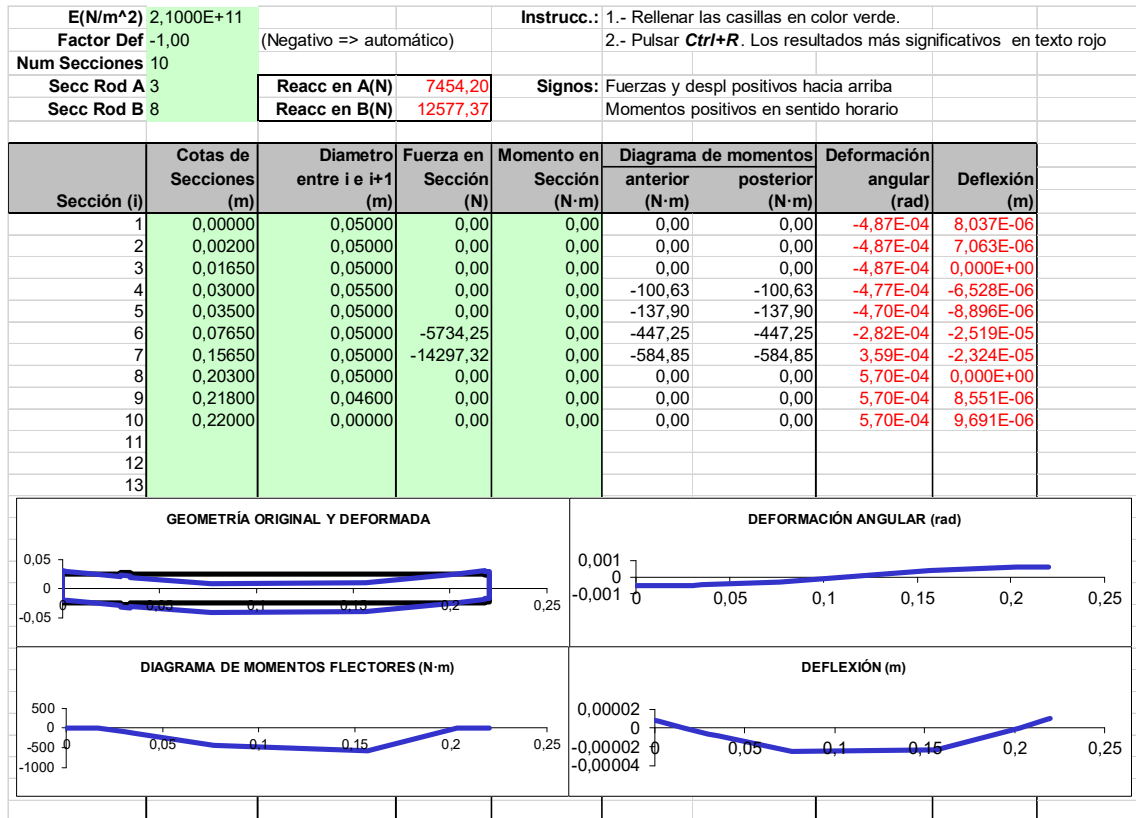


Tabla 40 - Plano XZ

A continuación, se muestra la fuerza resultante del eje intermedio para el caso estudiado:

				Reacc en A(N)	7877,20
				Reacc en B(N)	12600,93
		Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión
Sección (i)	Secciones (m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	4,96E-04	8,19E-06
2	0,00200	0,00	0,00	4,96E-04	7,19E-06
3	0,01650	0,00	0,00	4,96E-04	0,00E+00
4	0,03000	106,34	106,34	4,85E-04	6,65E-06
5	0,03500	145,73	145,73	4,79E-04	9,06E-06
6	0,08050	472,63	457,52	2,83E-04	2,56E-05
7	0,16650	650,60	585,94	3,71E-04	2,37E-05
8	0,22800	0,00	0,00	5,80E-04	0,00E+00
9	0,24800	0,00	0,00	5,80E-04	8,70E-06
10	0,25000	0,00	0,00	5,80E-04	9,86E-06

Tabla 41 - Resultantes

En el primer caso se observan que las deformaciones son correctas y en el rango establecido. La sección más crítica es la siete, donde se encuentra el tercer engranaje.

CASO 2: Giro horario

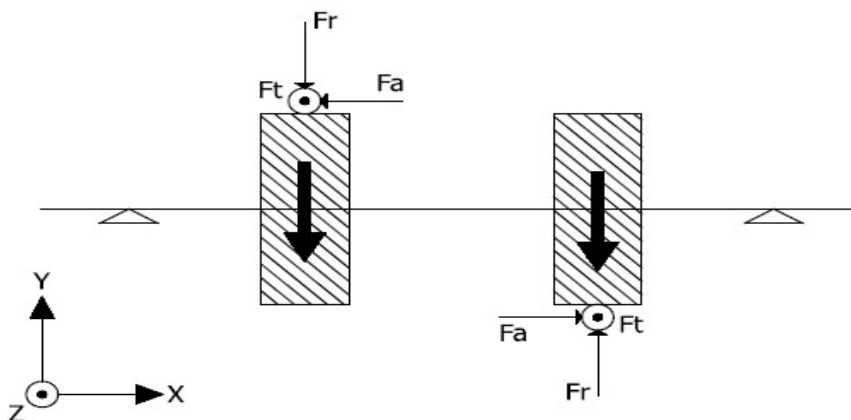


Tabla 42 - Esquema fuerzas eje intermedio: Caso 2

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		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod A 3	Reacc en A(N) 2798,16	Momentos positivos en sentido horario	
Secc Rod B 8	Reacc en B(N) -6114,91		

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,76E-06	1,281E-07
2	0,00200	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,76E-06	1,126E-07
3	0,01650	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,76E-06	0,000E+00
4	0,03000	0,05500	0,00	0,00	-37,78	-37,78	-3,81E-06	-8,701E-08
5	0,03500	0,05000	0,00	0,00	-51,77	-51,77	-1,43E-06	-1,004E-07
6	0,07650	0,05000	-2221,06	-249,20	-167,89	81,31	6,93E-05	1,049E-06
7	0,15650	0,05000	5537,81	-249,20	35,14	284,34	-2,99E-06	3,320E-06
8	0,20300	0,05000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,06E-04	0,000E+00
9	0,21800	0,04600	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,06E-04	-1,584E-06
10	0,22000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,06E-04	-1,795E-06
11								
12								
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 43 - Plano XY

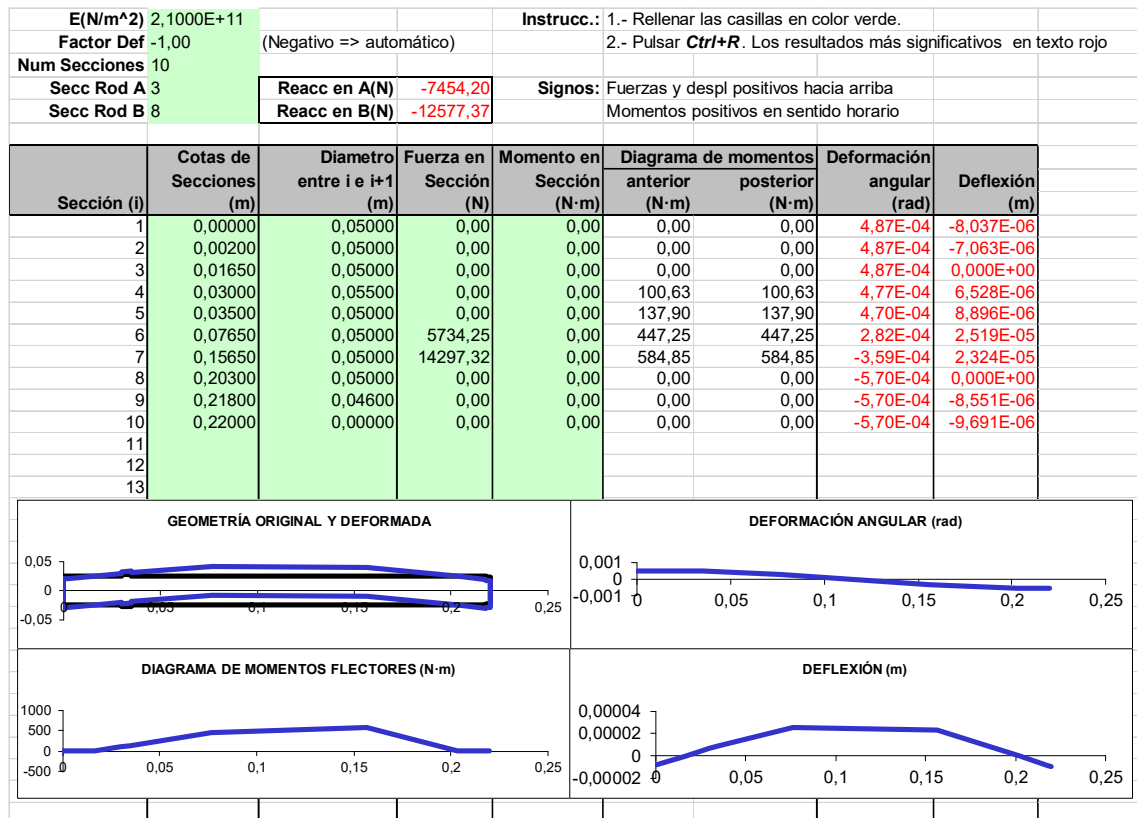


Tabla 44 - Plano XZ

A continuación, se muestra la fuerza resultante del eje intermedio para el caso estudiado:

				Reacc en A(N)	7962,08
				Reacc en B(N)	13985,08
		Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión
Sección (i)	Secciones (m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	4,87E-04	8,04E-06
2	0,00200	0,00	0,00	4,87E-04	7,06E-06
3	0,01650	0,00	0,00	4,87E-04	0,00E+00
4	0,03000	107,49	107,49	4,77E-04	6,53E-06
5	0,03500	147,30	147,30	4,70E-04	8,90E-06
6	0,08050	477,72	454,58	2,90E-04	2,52E-05
7	0,16650	585,90	650,31	3,59E-04	2,35E-05
8	0,22800	0,00	0,00	5,80E-04	0,00E+00
9	0,24800	0,00	0,00	5,80E-04	8,70E-06
10	0,25000	0,00	0,00	5,80E-04	9,86E-06

Tabla 45 - Resultantes

El segundo caso, las deformaciones son correctas y la sección más crítica es la séptima, donde se aloja el tercer engranaje.

CONCLUSIÓN EJE INTERMEDIO:

Como podemos observar, tanto en el giro antihorario como horario del eje intermedio, se cumplen los requisitos de deflexión que tenemos establecidos.

El caso más desfavorable lo encontramos en el giro horario. Por lo tanto, a la hora de hacer el cálculo a fatiga para la sección 7 se tendrá en cuenta este giro. En la elección de rodamientos se estudiarán ambos casos.

5.4.3. EJE DE SALIDA

Las dimensiones y secciones establecidas para el eje de salida son las siguientes:

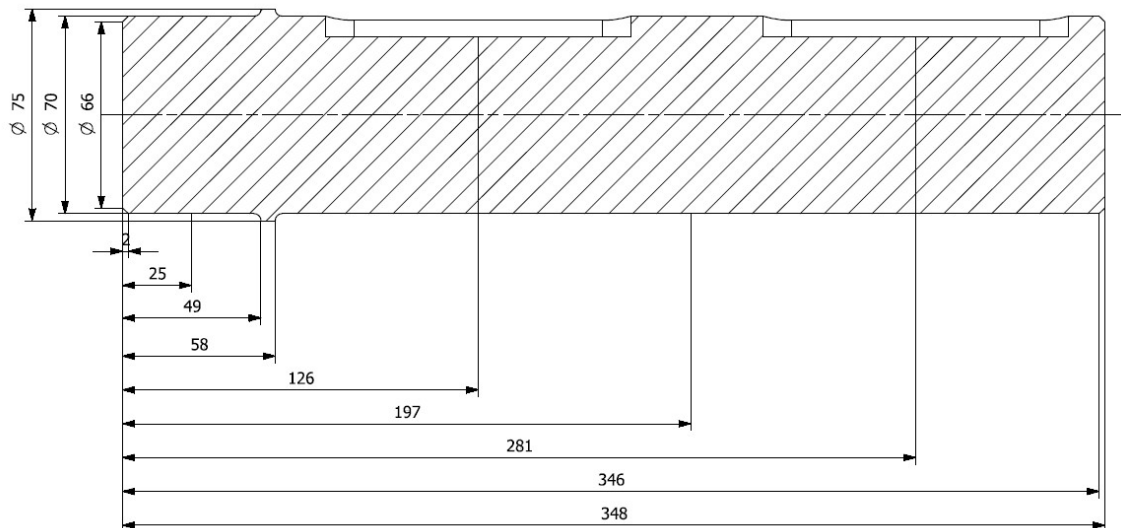


Tabla 46 - Cotas secciones críticas del eje de salida

De igual modo que los ejes anteriores, se estudiará la deformación angular y deflexión. En este apartado, se tendrá en cuenta la fuerza radial producida por la máquina acoplada a la salida del eje.

Fuerza introducida por la máquina externa queda definida de la siguiente forma:

$$F_{máquina} = \frac{2220}{2 \cdot 0,070} = 15857,14 \text{ N}$$

En la sección "6" de nuestro eje de salida es donde se encuentra el engranaje. Así pues, las fuerzas se definen como:

$$F_t = \frac{2220}{\frac{0,310314}{2}} = 14308,09 \text{ N}$$

$$F_r = 14308,09 \cdot \tan 21,173 = 5541,99 \text{ N}$$

$$F_a = 14308,09 \cdot \tan 20 = 5207,72 \text{ N}$$

Además, estas fuerzas provocan una fuerza resultante, y la fuerza axial provocará un momento sobre la sección "6":

$$F_{n_6} = \sqrt{14308,09^2 + 5541,99^2} = 15343,89 \text{ N}$$

$$M_{axial} = \frac{0,310314}{2} \cdot 5207,72 = 808,01 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con el valor de las fuerzas y momento obtenidos, procederemos a realizar el estudio de los cuatro casos que puede haber en el eje de salida.

CASO 1: Giro antihorario / Fuerza positiva motor Y

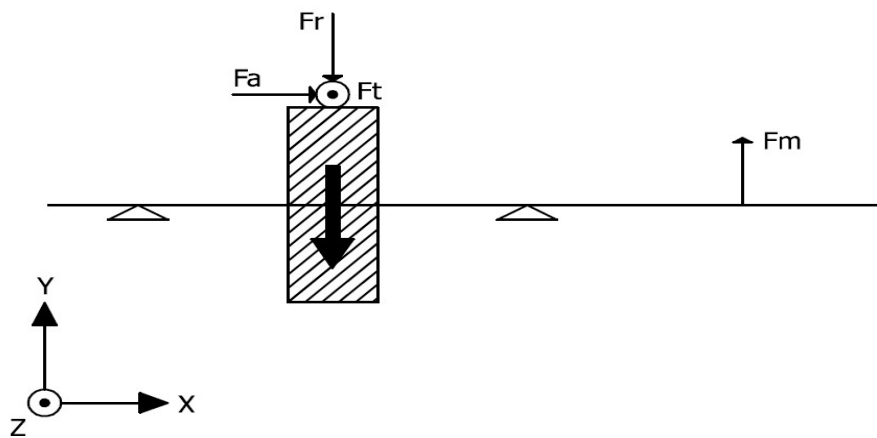


Tabla 47 - Esquema fuerzas eje de salida: Caso 1

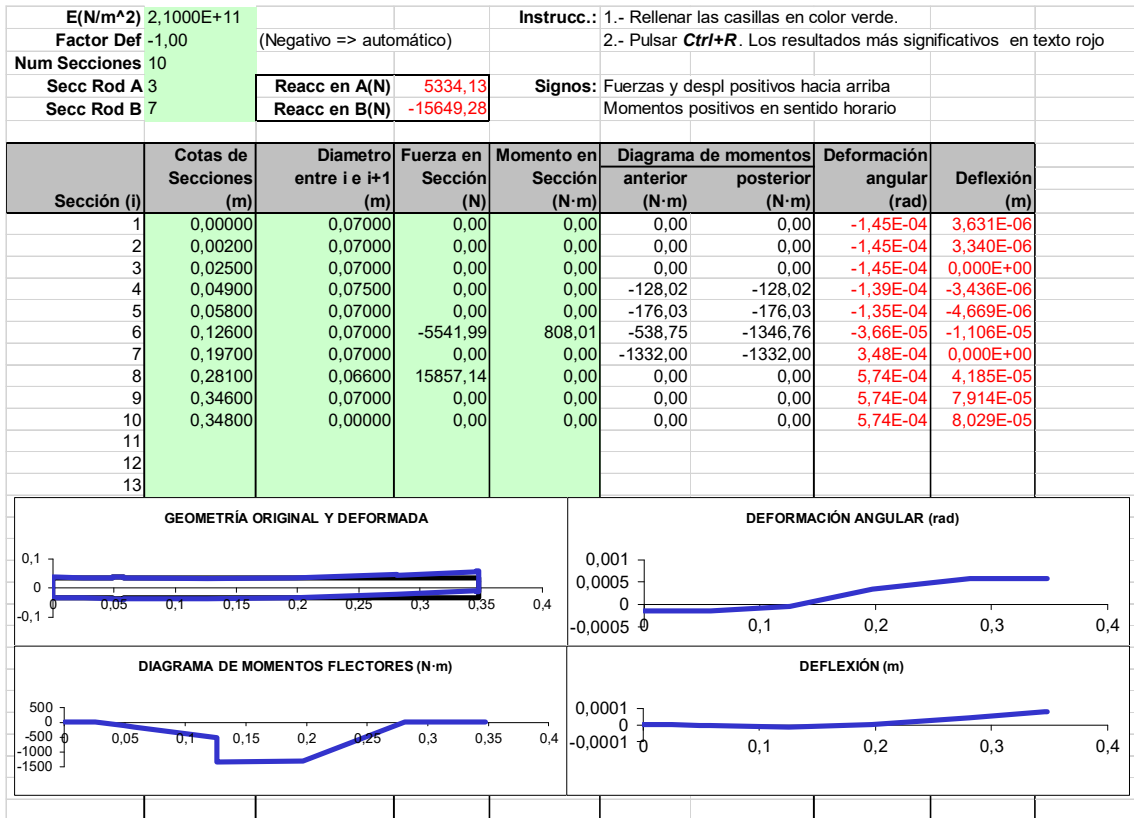


Tabla 48 - Plano XY

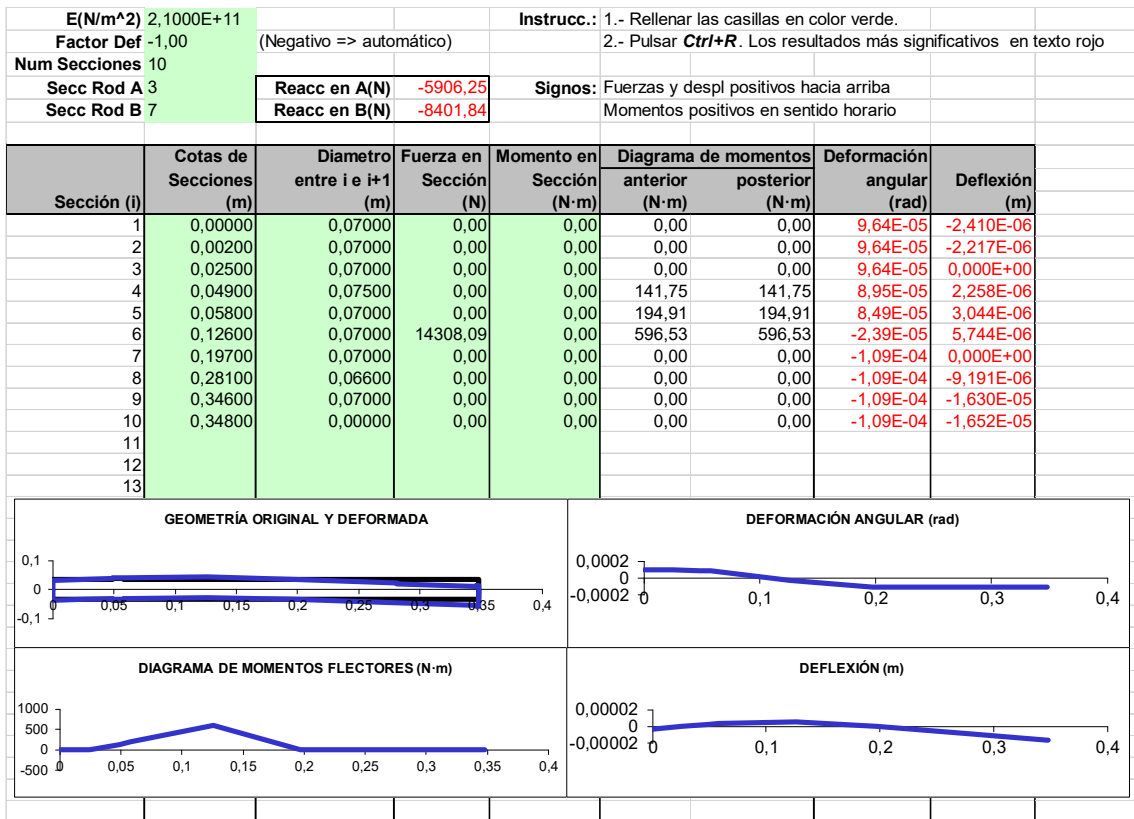


Tabla 49 - Plano XZ

A continuación, se muestra la fuerza resultante del eje de salida para el caso estudiado:

				Reacc en A(N)	7958,44
				Reacc en B(N)	17762,07
		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	Secciones (m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	1,74E-04	4,36E-06
2	0,00200	0,00	0,00	1,74E-04	4,01E-06
3	0,02500	0,00	0,00	1,74E-04	0,00E+00
4	0,04900	191,00	191,00	1,65E-04	4,11E-06
5	0,05800	262,63	262,63	1,59E-04	5,57E-06
6	0,12600	803,80	1472,96	4,37E-05	1,25E-05
7	0,19700	1332,00	1332,00	3,64E-04	0,00E+00
8	0,28100	0,00	0,00	5,84E-04	4,29E-05
9	0,34600	0,00	0,00	5,84E-04	8,08E-05
10	0,34800	0,00	0,00	5,84E-04	8,20E-05

Tabla 50 – Resultantes

En el primer caso, las deflexiones son válidas. La sección más crítica es la siete, donde está alojado el rodamiento 4.

CASO 2: Giro antihorario / Fuerza negativa motor Y

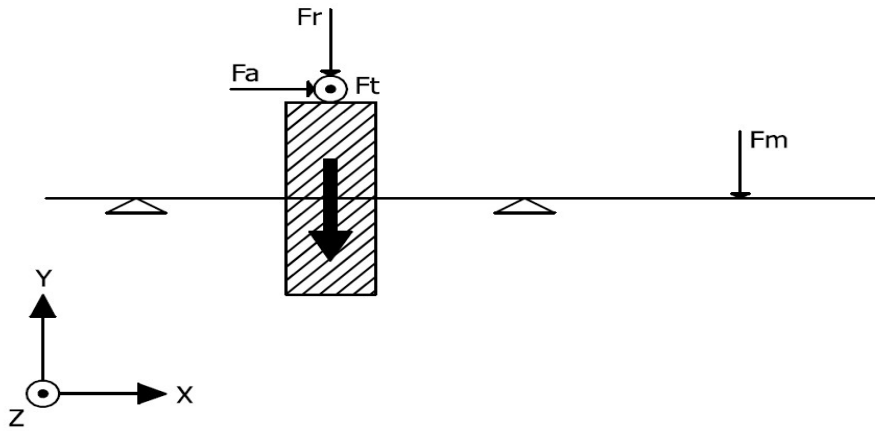


Tabla 51 - Esquemas fuerzas eje de salida: Caso 2

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		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod A 3	Reacc en A(N) -10154,24	Momentos positivos en sentido horario	
Secc Rod B 7	Reacc en B(N) 31553,37		

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,60E-04	-4,003E-06
2	0,00200	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,60E-04	-3,682E-06
3	0,02500	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,60E-04	0,000E+00
4	0,04900	0,07500	0,00	0,00	243,70	243,70	1,48E-04	3,748E-06
5	0,05800	0,07000	0,00	0,00	335,09	335,09	1,40E-04	5,048E-06
6	0,12600	0,07000	-5541,99	808,01	1025,58	217,57	-4,66E-05	9,309E-06
7	0,19700	0,07000	0,00	0,00	1332,00	1332,00	-2,69E-04	0,000E+00
8	0,28100	0,06600	-15857,14	0,00	0,00	0,00	-4,95E-04	-3,524E-05
9	0,34600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,95E-04	-6,741E-05
10	0,34800	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,95E-04	-6,840E-05
11								
12								
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 52 - Plano XY

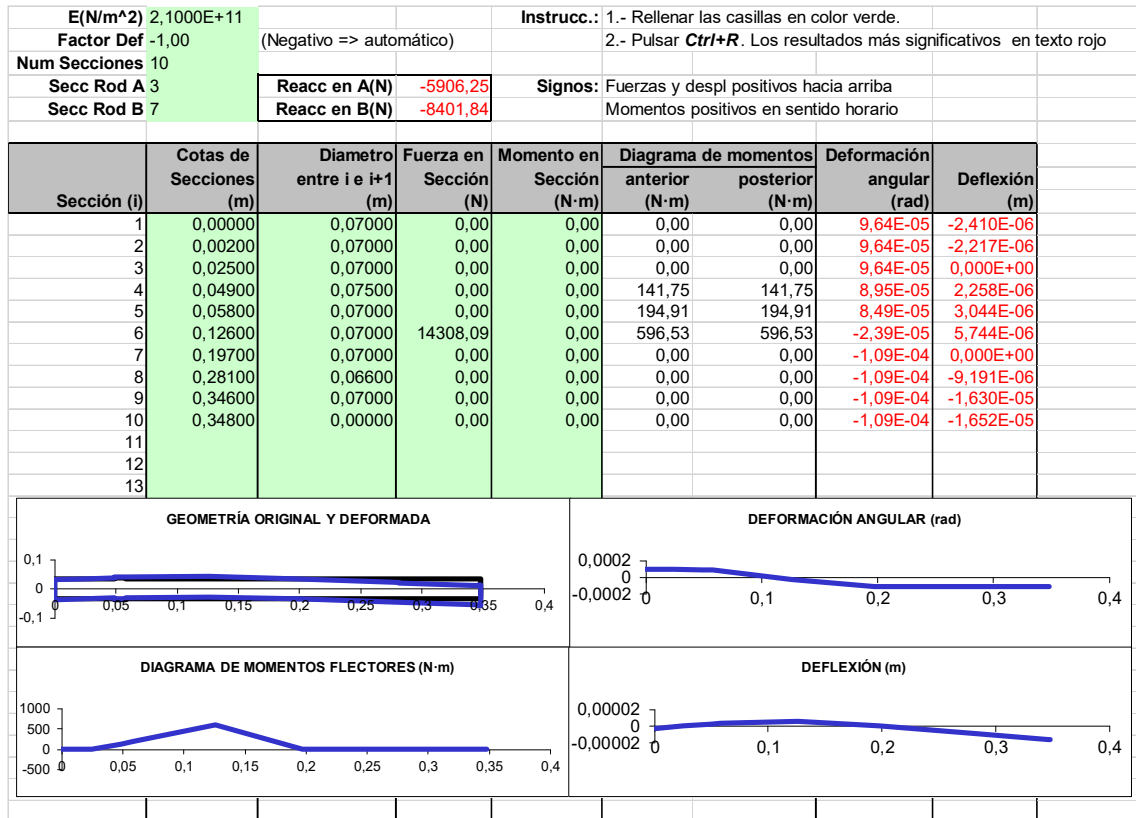


Tabla 53 - Plano XZ

A continuación, se muestra la fuerza resultante del eje de salida para el caso estudiado:

				Reacc en A(N)	11747,01
				Reacc en B(N)	32652,81
		Diagrama de momentos		Deformación	
		anterior	posterior	angular	Deflexión
Sección (i)	Secciones (m)	(N·m)	(N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	1,87E-04	4,67E-06
2	0,00200	0,00	0,00	1,87E-04	4,30E-06
3	0,02500	0,00	0,00	1,87E-04	0,00E+00
4	0,04900	281,93	281,93	1,73E-04	4,38E-06
5	0,05800	387,65	387,65	1,64E-04	5,90E-06
6	0,12600	1186,45	634,97	5,24E-05	1,09E-05
7	0,19700	1332,00	1332,00	2,90E-04	0,00E+00
8	0,28100	0,00	0,00	5,07E-04	3,64E-05
9	0,34600	0,00	0,00	5,07E-04	6,94E-05
10	0,34800	0,00	0,00	5,07E-04	7,04E-05

Tabla 54 - Resultantes

En el segundo caso la sección más crítica es la séptima.

CASO 3: Giro horario / Fuerza positiva motor Y

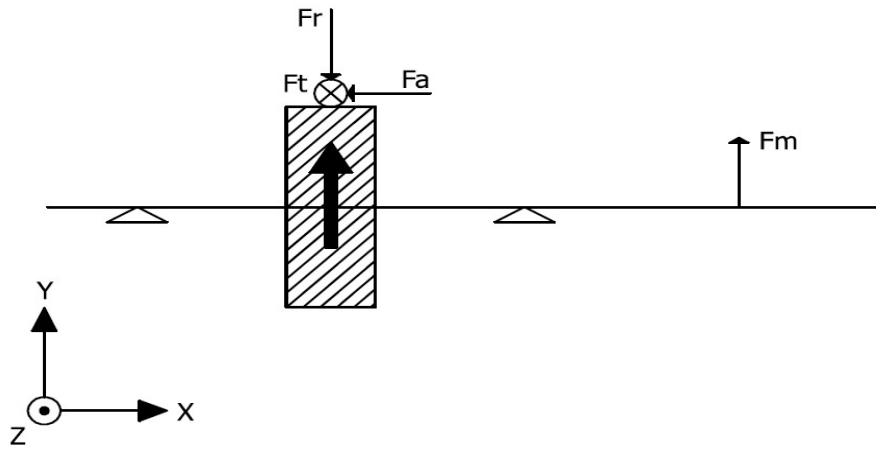


Tabla 55 - Esquema fuerzas eje de salida: Caso 3

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 3	Reacc en A(N) 14729,60		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod B 7	Reacc en B(N) -25044,75		Momentos positivos en sentido horario	

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,35E-04	5,869E-06
2	0,00200	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,35E-04	5,400E-06
3	0,02500	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,35E-04	0,000E+00
4	0,04900	0,07500	0,00	0,00	-353,51	-353,51	-2,18E-04	-5,497E-06
5	0,05800	0,07000	0,00	0,00	-486,08	-486,08	-2,06E-04	-7,406E-06
6	0,12600	0,07000	-5541,99	-808,01	-1487,69	-679,68	6,51E-05	-1,376E-05
7	0,19700	0,07000	0,00	0,00	-1332,00	-1332,00	3,54E-04	0,000E+00
8	0,28100	0,06600	15857,14	0,00	0,00	0,00	5,80E-04	4,236E-05
9	0,34600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,80E-04	8,004E-05
10	0,34800	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,80E-04	8,120E-05
11								
12								
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N·m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 56 - Plano XY

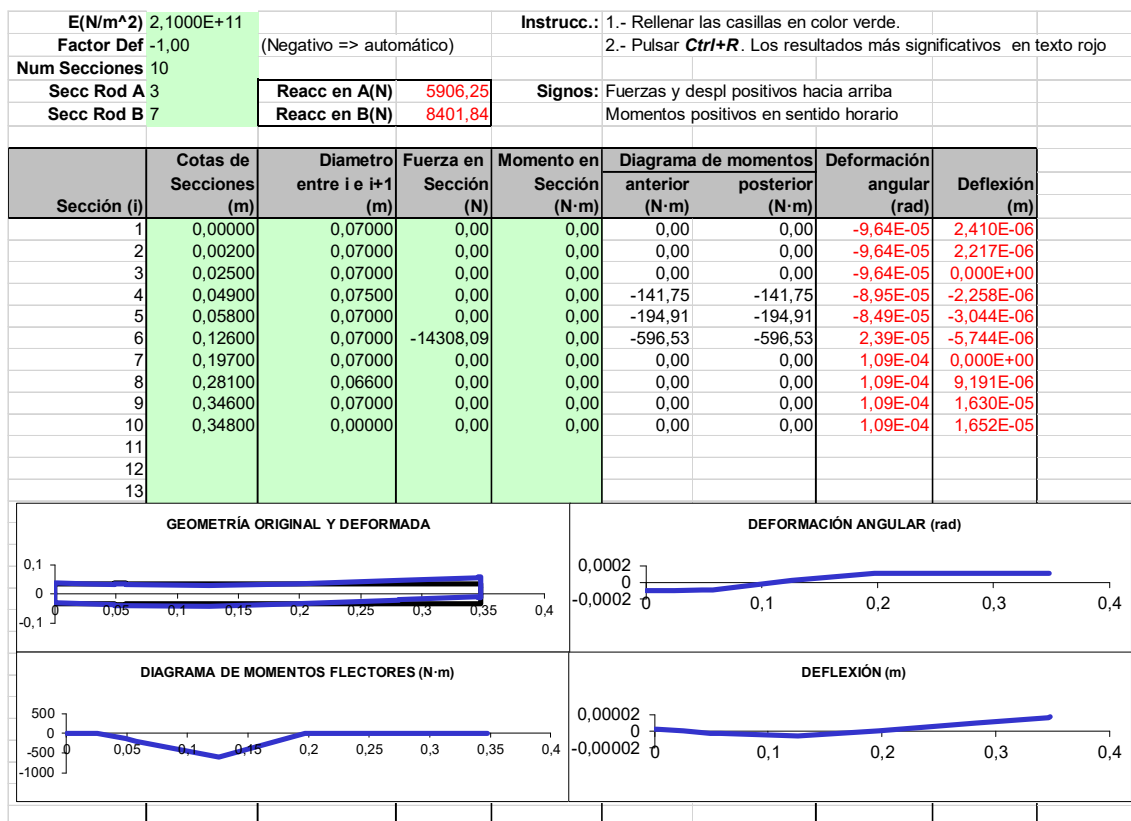


Tabla 57 - Plano XZ

A continuación, se muestra la fuerza resultante del eje de salida para el caso estudiado:

				Reacc en A(N)	15869,62
				Reacc en B(N)	26416,48
		Diagrama de momentos		Deformación angular	Deflexión
Sección (i)	Secciones (m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	2,54E-04	6,34E-06
2	0,00200	0,00	0,00	2,54E-04	5,84E-06
3	0,02500	0,00	0,00	2,54E-04	0,00E+00
4	0,04900	380,87	380,87	2,35E-04	5,94E-06
5	0,05800	523,70	523,70	2,23E-04	8,01E-06
6	0,12600	1602,83	904,33	6,93E-05	1,49E-05
7	0,19700	1332,00	1332,00	3,70E-04	0,00E+00
8	0,28100	0,00	0,00	5,90E-04	4,33E-05
9	0,34600	0,00	0,00	5,90E-04	8,17E-05
10	0,34800	0,00	0,00	5,90E-04	8,29E-05

Tabla 58 - Resultantes

La sección más crítica es la séptima.

CASO 4: Giro horario / Fuerza negativa motor Y

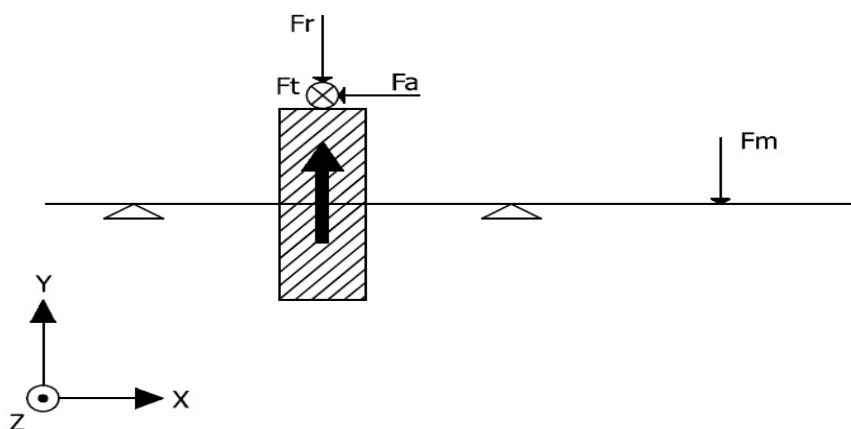


Tabla 59 - Esquema fuerzas eje de salida: Caso 4

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 3	Reacc en A(N) -758,77		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod B 7	Reacc en B(N) 22157,90		Momentos positivos en sentido horario	

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,06E-05	-1,764E-06
2	0,00200	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,06E-05	-1,623E-06
3	0,02500	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	7,06E-05	0,000E+00
4	0,04900	0,07500	0,00	0,00	18,21	18,21	6,97E-05	1,686E-06
5	0,05800	0,07000	0,00	0,00	25,04	25,04	6,91E-05	2,311E-06
6	0,12600	0,07000	-5541,99	-808,01	76,64	884,65	5,51E-05	6,614E-06
7	0,19700	0,07000	0,00	0,00	1332,00	1332,00	-2,63E-04	0,000E+00
8	0,28100	0,06600	-15857,14	0,00	0,00	0,00	-4,89E-04	-3,473E-05
9	0,34600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,89E-04	-6,651E-05
10	0,34800	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,89E-04	-6,749E-05
11								
12								
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla 60 - Plano XY

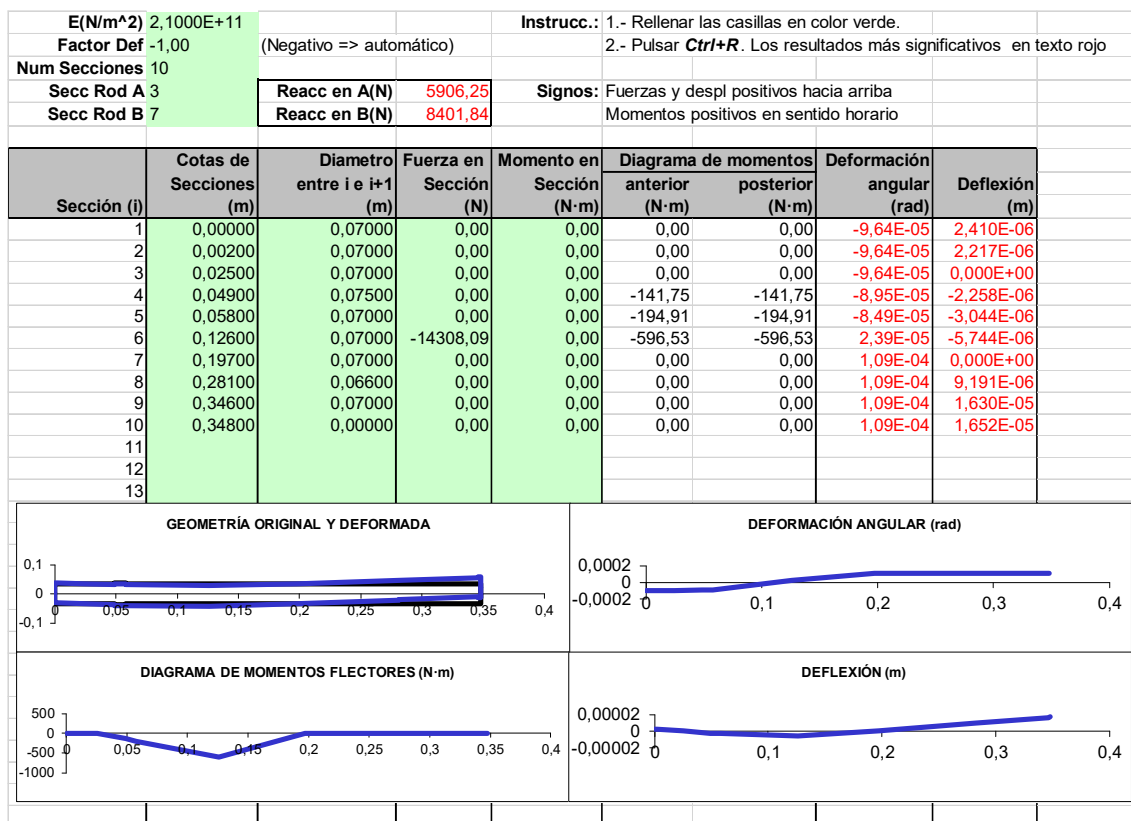


Tabla 61 - Plano XZ

A continuación, se muestra la fuerza resultante del eje de salida para el caso estudiado:

				Reacc en A(N)	5954,79
				Reacc en B(N)	23697,33
		Diagrama de momentos		Deformación	
		anterior	posterior	angular	Deflexión
Sección (i)	Secciones (m)	(N·m)	(N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	1,19E-04	2,99E-06
2	0,00200	0,00	0,00	1,19E-04	2,75E-06
3	0,02500	0,00	0,00	1,19E-04	0,00E+00
4	0,04900	142,91	142,91	1,13E-04	2,82E-06
5	0,05800	196,51	196,51	1,09E-04	3,82E-06
6	0,12600	601,43	1066,98	6,01E-05	8,76E-06
7	0,19700	1332,00	1332,00	2,85E-04	0,00E+00
8	0,28100	0,00	0,00	5,01E-04	3,59E-05
9	0,34600	0,00	0,00	5,01E-04	6,85E-05
10	0,34800	0,00	0,00	5,01E-04	6,95E-05

Tabla 62 - Resultantes

La sección más crítica es la sexta.

CONCLUSIÓN EJE DE SALIDA:

Todos los casos cumplen con los requisitos en cuanto a deformación angular y deflexión del eje.

Respecto a la selección de rodamientos, se estudiará cada caso por separado.

5.5. DISEÑO A FATIGA

En este apartado, se van a evaluar las secciones más críticas y que pueden causar fallo por fatiga comprobando que dichas secciones pueden soportar una carga de trabajo de 10^6 ciclos.

Utilizando el criterio de Soderberg, calcularemos el diámetro mínimo que debe tener el eje para cumplir con las condiciones de diseño.

La ecuación para calcular el diámetro mínimo según el criterio de Soderberg es la siguiente (BESA GONZÁLVEZ & VALERO CHULIÁ, 2016):

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

d = Diámetro mínimo sección

X = Coeficiente de seguridad por fallo a fatiga

S_y = Límite fluencia material

S_e = Límite fatiga material

M_m = Momento flector medio

M_a = Momento flector alternante

T_m = Momento torsor medio

T_a = Momento torsor alternante

La ecuación anterior quedará simplificada de la siguiente forma debido a que el momento flector medio y el momento torsor alternante son nulos:

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

El límite a fatiga S_e del material se calcula como:

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

Donde:

- Factor de superficie para aceros:

Determina el acabado superficial del acero que en nuestro caso será mecanizado. Las constantes a y b se extraen de la TABLA N° 12:

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

- Factor de tamaño:

Determina el tamaño de nuestro eje:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad \text{si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

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

- Factor de carga:

Tiene en cuenta el tipo de carga, en nuestro caso flexión:

$$K_c = 1$$

- Factor de temperatura:

Tiene en cuenta la temperatura a la que trabajan los ejes. Esta rondará entre los 20°C y 100°C. Su valor se extrae de la TABLA N° 13:

$$K_d = 1,01$$

- Factor de confiabilidad:

Tiene en cuenta la fiabilidad del material, en este caso no será inferior al 95%. Su valor se obtiene de la TABLA N° 14:

$$K_e = 0,868$$

- Límite de fatiga del material:

Tiene en cuenta el tipo de material utilizado y depende del límite de fluencia:

$$\begin{aligned} S'_e &= 0,5 \cdot S_u & \text{si } S_u \leq 1400 \text{ MPa} \\ S'_e &= 700 \text{ MPa} & \text{si } S_u > 1400 \text{ MPa} \end{aligned}$$

- Factor concentrador de tensiones:

Tiene en cuenta los cambios de geometría del eje y se calcula con la siguiente expresión:

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

Siendo 'q' el factor de sensibilidad de entalla:

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

r = radio de entalla

α = Parámetro Peterson material

Este parámetro tiene en cuenta aceros con límite de fluencia entre 345 y 2070 MPa. Se define como:

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

Para los chaveteros el valor de K_f lo extraemos de la TABLA N° 15. Tomará un valor de:

$$K_{f \text{ ENTALLA CHAVETERO}} = 2$$

Por otro lado, para las entallas del eje su valor será:

$$K_{f \text{ ENTALLA EJE}} = 2,2$$

5.5.1. EJE DE ENTRADA

Para el cálculo a fatiga, vamos a emplear las secciones más críticas del eje. Estas secciones son la 3, 5, 6 y 7. Nos centraremos en el caso 4 ya que es donde aparecen mayores momentos flectores.

Sección 3:

En esta sección se encuentra la ranura para el chavetero en la que acopla la maquinaria externa.

La sección está sometida únicamente a un par torsor de 207,48 N·m y el momento flector es nulo.

Sección	3		Material	34NiCrMo6		M. Flector	0		
a	4,51		Su	1300		M. Torsor	207,48		
b	-0,265		Sy	860					
			X	2,5					
Ø inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	Ø mínimo (mm)
35	0,674	0,849	1	1,01	0,868	2	650	163,253	18,315
18,315	0,674	0,910	1	1,01	0,868	2	650	174,967	18,315
18,315	0,674	0,910	1	1,01	0,868	2	650	174,967	18,315
18,315	0,674	0,910	1	1,01	0,868	2	650	174,967	18,315
18,315	0,674	0,910	1	1,01	0,868	2	650	174,967	18,315
18,315	0,674	0,910	1	1,01	0,868	2	650	174,967	18,315
18,315	0,674	0,910	1	1,01	0,868	2	650	174,967	18,315
18,315	0,674	0,910	1	1,01	0,868	2	650	174,967	18,315

Tabla 63 - Eje de entrada - Sección 3

Como se puede observar, la sección 3 cumple con los requisitos del diámetro inicial estimado.

Sección 5:

En esta sección se encuentra el primer engranaje, el cual está sometido a un momento flector y un momento torsor.

Sección	5		Material	34NiCrMo6		M. Flector	216,97		
a	4,51		Su	1300		M. Torsor	207,48		
b	-0,265		Sy	860					
			X	2,5					
ϕ inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	ϕ mínimo (mm)
35	0,674	0,849	1	1,01	0,868	2	650	163,253	32,522
32,522	0,674	0,856	1	1,01	0,868	2	650	164,540	32,522
32,522	0,674	0,856	1	1,01	0,868	2	650	164,540	32,522
32,522	0,674	0,856	1	1,01	0,868	2	650	164,540	32,522
32,522	0,674	0,856	1	1,01	0,868	2	650	164,540	32,522
32,522	0,674	0,856	1	1,01	0,868	2	650	164,540	32,522
32,522	0,674	0,856	1	1,01	0,868	2	650	164,540	32,522
32,522	0,674	0,856	1	1,01	0,868	2	650	164,540	32,522

Tabla 64 - Eje de entrada - Sección 5

Sección 6:

Esta sección tiene un cambio de diámetro que actúa como tope en el eje. No tendrá momento torsor pero si momento flector.

Sección	6		Material	34NiCrMo6		M. Flector	61,41		
a	4,51		Su	1300		M. Torsor	0		
b	-0,265		Sy	860					
			X	2,5					
ϕ inicial (mm)	r	D	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se	ϕ mínimo (mm)
35	2,5	40	0,071	1,143	1,9	1,879	0,849	173,745	20,801
20,801	2,5	40	0,120	1,923	1,75	1,733	0,898	199,228	19,874
19,874	2,5	40	0,126	2,013	1,75	1,733	0,903	200,203	19,841
19,841	2,5	40	0,126	2,016	1,75	1,733	0,903	200,237	19,840
19,840	2,5	40	0,126	2,016	1,75	1,733	0,903	200,239	19,840
19,840	2,5	40	0,126	2,016	1,75	1,733	0,903	200,239	19,840
19,840	2,5	40	0,126	2,016	1,75	1,733	0,903	200,239	19,840
19,840	2,5	40	0,126	2,016	1,75	1,733	0,903	200,239	19,840

Tabla 65 - Eje de entrada - Sección 6

Sección 7:

De igual modo que en la sección anterior, hay un cambio de diámetro en el eje.

No tendrá momento torsor pero si momento flector.

Sección	7	Material	34NiCrMo6	M. Flector	40,94
a	4,51	Su	1300	M. Torsor	0
b	-0,265	Sy	860		
		X	2,5		

∅ inicial (mm)	r	D	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se	∅ mínimo (mm)
35	2,5	40	0,071	1,143	1,9	1,879	0,849	173,745	18,172
18,172	2,5	40	0,138	2,201	1,75	1,733	0,911	202,130	17,278
17,278	2,5	40	0,145	2,315	1,75	1,733	0,916	203,224	17,247
17,247	2,5	40	0,145	2,319	1,75	1,733	0,916	203,263	17,246
17,246	2,5	40	0,145	2,319	1,75	1,733	0,916	203,264	17,245
17,245	2,5	40	0,145	2,319	1,75	1,733	0,916	203,264	17,245
17,245	2,5	40	0,145	2,319	1,75	1,733	0,916	203,264	17,245
17,245	2,5	40	0,145	2,319	1,75	1,733	0,916	203,264	17,245

Tabla 66 - Eje de entrada - Sección 7

5.5.2. EJE INTERMEDIO

Para el cálculo a fatiga vamos a emplear las secciones más críticas del eje, que son las secciones 4, 5, 6 y 7. La sección 7 tendrá su momento más crítico en el giro antihorario mientras que las secciones restantes lo tendrán en el giro horario.

Sección 4:

En esta primera sección aparece un cambio de diámetro, cuyo eje tendrá únicamente momento flector.

Sección	4	Material	34NiCrMo6	M. Flector	107,49
a	4,51	Su	1300	M. Torsor	0
b	-0,265	Sy	860		
		X	2,5		

∅ inicial (mm)	r	D	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se	∅ mínimo (mm)
50	2,5	55	0,050	1,100	1,9	1,879	0,818	167,239	25,390
25,390	2,5	55	0,098	2,166	1,75	1,733	0,879	195,024	24,122
24,122	2,5	55	0,104	2,280	1,75	1,733	0,884	196,096	24,078
24,078	2,5	55	0,104	2,284	1,75	1,733	0,884	196,134	24,076
24,076	2,5	55	0,104	2,284	1,75	1,733	0,884	196,135	24,076
24,076	2,5	55	0,104	2,284	1,75	1,733	0,884	196,135	24,076
24,076	2,5	55	0,104	2,284	1,75	1,733	0,884	196,135	24,076

Tabla 67 - Eje intermedio - Sección 4

Sección 5:

Al igual que la sección anterior, se trata de un cambio de eje que actúa como tope.

Sección	5	Material	34NiCrMo6	M. Flector	147,3				
a	4,51	Su	1300	M. Torsor	0				
b	-0,265	Sy	860						
		X	2,5						
ϕ inicial (mm)	r	D	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se	ϕ mínimo (mm)
50	2,5	55	0,050	1,100	1,9	1,879	0,818	167,239	28,201
28,201	2,5	55	0,089	1,950	1,75	1,733	0,869	192,844	26,893
26,893	2,5	55	0,093	2,045	1,75	1,733	0,874	193,827	26,848
26,848	2,5	55	0,093	2,049	1,75	1,733	0,874	193,862	26,846
26,846	2,5	55	0,093	2,049	1,75	1,733	0,874	193,863	26,846
26,846	2,5	55	0,093	2,049	1,75	1,733	0,874	193,863	26,846
26,846	2,5	55	0,093	2,049	1,75	1,733	0,874	193,863	26,846
26,846	2,5	55	0,093	2,049	1,75	1,733	0,874	193,863	26,846
26,846	2,5	55	0,093	2,049	1,75	1,733	0,874	193,863	26,846

Tabla 68 - Eje intermedio - Sección 5

Sección 6:

En esta sección se encuentra el segundo engranaje, el cual está sometido a un momento torsor y flector.

Sección	6	Material	34NiCrMo6	M. Flector	477,72				
a	4,51	Su	1300	M. Torsor	684,67				
b	-0,265	Sy	860						
		X	2,5						
ϕ inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	ϕ mínimo (mm)
50	0,674	0,818	1	1,01	0,868	2	650	157,140	43,093
43,093	0,674	0,831	1	1,01	0,868	2	650	159,659	43,093
43,093	0,674	0,831	1	1,01	0,868	2	650	159,659	43,093
43,093	0,674	0,831	1	1,01	0,868	2	650	159,659	43,093
43,093	0,674	0,831	1	1,01	0,868	2	650	159,659	43,093
43,093	0,674	0,831	1	1,01	0,868	2	650	159,659	43,093
43,093	0,674	0,831	1	1,01	0,868	2	650	159,659	43,093
43,093	0,674	0,831	1	1,01	0,868	2	650	159,659	43,093

Tabla 69 - Eje intermedio - Sección 6

Sección 7:

En esta sección se encuentra el tercer engranaje, el cual está sometido a un momento torsor y flector.

Sección	7		Material	34NiCrMo6		M. Flector	650,6		
a	4,51		Su	1300		M. Torsor	684,67		
b	-0,265		Sy	860					
			X	2,5					
ϕ inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	ϕ mínimo (mm)
50	0,674	0,818	1	1,01	0,868	2	650	157,140	47,528
47,528	0,674	0,822	1	1,01	0,868	2	650	157,994	47,528
47,528	0,674	0,822	1	1,01	0,868	2	650	157,994	47,528
47,528	0,674	0,822	1	1,01	0,868	2	650	157,994	47,528
47,528	0,674	0,822	1	1,01	0,868	2	650	157,994	47,528
47,528	0,674	0,822	1	1,01	0,868	2	650	157,994	47,528
47,528	0,674	0,822	1	1,01	0,868	2	650	157,994	47,528
47,528	0,674	0,822	1	1,01	0,868	2	650	157,994	47,528

Tabla 70 - Eje intermedio - Sección 7

5.5.3. EJE DE SALIDA

Para el cálculo a fatiga del eje de salida, vamos a analizar las secciones 4, 5, 6 y 8 al ser las más críticas.

Sección 4:

Esta primera sección del eje se trata del cambio de diámetro y está sometida a un momento flector. Los resultados obtenidos quedan de la siguiente manera:

Sección	4		Material	34NiCrMo6		M. Flector	380,87		
a	4,51		Su	1300		M. Torsor	0		
b	-0,265		Sy	860					
			X	2,5					
ϕ inicial (mm)	r	D	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se	ϕ mínimo (mm)
70	2,5	75	0,036	1,071	1,9	1,879	0,789	161,325	39,175
39,175	2,5	75	0,064	1,915	1,75	1,733	0,839	186,180	37,347
37,347	2,5	75	0,067	2,008	1,75	1,733	0,844	187,134	37,284
37,284	2,5	75	0,067	2,012	1,75	1,733	0,844	187,168	37,282
37,282	2,5	75	0,067	2,012	1,75	1,733	0,844	187,170	37,282
37,282	2,5	75	0,067	2,012	1,75	1,733	0,844	187,170	37,282
37,282	2,5	75	0,067	2,012	1,75	1,733	0,844	187,170	37,282
37,282	2,5	75	0,067	2,012	1,75	1,733	0,844	187,170	37,282

Tabla 71 - Eje de salida - Sección 4

Sección 5:

De igual forma que la sección anterior, nos encontramos con un cambio de eje. Está sometida a un momento flector.

Sección	5		Material	34NiCrMo6		M. Flector	523,7			
a	4,51		Su	1300		M. Torsor	0			
b	-0,265		Sy	860						
			X	2,5						
ϕ inicial (mm)	r	D	r/d	D/d	Kt	Kf	Kb	Se	ϕ mínimo (mm)	
70	2,5	75	0,036	1,071	1,9	1,879	0,789	161,325	43,562	
43,562	2,5	75	0,057	1,722	1,75	1,733	0,830	184,078	41,688	
41,688	2,5	75	0,060	1,799	1,75	1,733	0,834	184,946	41,622	
41,622	2,5	75	0,060	1,802	1,75	1,733	0,834	184,977	41,620	
41,620	2,5	75	0,060	1,802	1,75	1,733	0,834	184,978	41,620	
41,620	2,5	75	0,060	1,802	1,75	1,733	0,834	184,978	41,620	
41,620	2,5	75	0,060	1,802	1,75	1,733	0,834	184,978	41,620	
41,620	2,5	75	0,060	1,802	1,75	1,733	0,834	184,978	41,620	

Tabla 72 - Eje de salida - Sección 5

Sección 6:

En esta sección del eje se aloja el último engranaje, el cual está sometido a un momento flector y a un momento torsor.

Sección	6		Material	34NiCrMo6		M. Flector	1602,83			
a	4,51		Su	1300		M. Torsor	2220			
b	-0,265		Sy	860						
			X	2,5						
ϕ inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	ϕ mínimo (mm)	
70	0,674	0,789	1	1,01	0,868	2	650	151,583	65,200	
65,200	0,674	0,795	1	1,01	0,868	2	650	152,739	65,200	
65,200	0,674	0,795	1	1,01	0,868	2	650	152,739	65,200	
65,200	0,674	0,795	1	1,01	0,868	2	650	152,739	65,200	
65,200	0,674	0,795	1	1,01	0,868	2	650	152,739	65,200	
65,200	0,674	0,795	1	1,01	0,868	2	650	152,739	65,200	
65,200	0,674	0,795	1	1,01	0,868	2	650	152,739	65,200	
65,200	0,674	0,795	1	1,01	0,868	2	650	152,739	65,200	

Tabla 73 - Eje de salida - Sección 6

Sección 8:

La última sección es el chavetero donde se encuentra acoplada la máquina externa. Estará sometida a un esfuerzo torsor.

Sección	8		Material	34NiCrMo6		M. Flector	0		
a	4,51		Su	1300		M. Torsor	2220		
b	-0,265		Sy	860					
			X	2,5					
Ø inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	Ø mínimo (mm)
70	0,674	0,789	1	1,01	0,868	2	650	151,583	40,358
40,358	0,674	0,837	1	1,01	0,868	2	650	160,783	40,358
40,358	0,674	0,837	1	1,01	0,868	2	650	160,783	40,358
40,358	0,674	0,837	1	1,01	0,868	2	650	160,783	40,358
40,358	0,674	0,837	1	1,01	0,868	2	650	160,783	40,358
40,358	0,674	0,837	1	1,01	0,868	2	650	160,783	40,358
40,358	0,674	0,837	1	1,01	0,868	2	650	160,783	40,358
40,358	0,674	0,837	1	1,01	0,868	2	650	160,783	40,358

Tabla 74 - Eje de salida - Sección 8

6. SELECCIÓN RODAMIENTOS

En este apartado procederemos a realizar la selección de los rodamientos para nuestro reductor. Para ello, vamos a considerar que el reductor preste un servicio continuo las 24 horas. En este tipo de máquinas la vida de los rodamientos será de 50000 horas según la “TABLA N° 17”.

Los rodamientos empleados son de rodillos cónicos y han sido seleccionados del catálogo online de SKF. (SKF, 2021)

6.1. CÁLCULO FUERZA EQUIVALENTE

Los rodamientos de rodillos cónicos necesitan una fuerza axial para que no se desmonten cuando la maquinaria esté en funcionamiento. Para conseguir dicho equilibrio, habrá que calcular la fuerza equivalente.

Para extraer la fuerza equivalente hay que tener en cuenta las siguientes condiciones (DIMM, 2019):

$$F_{eq} = F_r \quad \text{Cuando } F_a/F_r < e$$

$$F_{eq} = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{Cuando } F_a/F_r > e$$

Según lo comentado anteriormente, la aplicación de una carga axial genera un empuje axial en el rodamiento. Este se define como:

$$E_a = \frac{0,5 \cdot F_r}{Y}$$

Al obtener el empuje axial de los rodamientos, tendremos que obtener la fuerza axial resultante del eje para saber cuál de ellos actuará como extremo fijo y cual como extremo móvil. Esta fuerza se define como:

$$F_{axial\ resultante} = F_{axial\ engranaje} + E_{aRodA} + E_{aRodB}$$

Una vez calculadas las fuerzas axiales de los rodamientos, se calculará la fuerza equivalente de cada uno de ellos.

6.2. CÁLCULO DE LA VIDA A FATIGA

Para calcular el número de horas que puede llegar a aguantar nuestro rodamiento antes de fallar por fatiga, hace falta conocer el valor de su vida nominal. Este último valor, se define como el número de horas que completará el 90% de un grupo de rodamientos antes de causar fallo (BESA GONZÁLEZ & VALERO CHULIÁ, 2016).

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

C = Capacidad de carga dinámica (ver valor en catálogo del fabricante)

$q = 10/3$ para rodamientos de rodillos

Para calcular la vida del rodamiento, es necesario que esta vida tenga una fiabilidad mayor del 90%. Para ello, habrá que aplicar unos valores de corrección, quedando la ecuación de la siguiente forma:

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

- *Factor por fiabilidad: a_1*

Tiene en cuenta la probabilidad de fallo del rodamiento. Su valor se puede obtener de la "TABLA Nº18". Puesto que queremos una fiabilidad del 98%, se obtendrá:

$$a_1 = 0,37$$

- *Factor por condiciones de trabajo: a_{iso}*

Este parámetro tiene en cuenta la lubricación, la carga del rodamiento, la fuerza límite de fatiga, el factor de contaminación (ver en "TABLA Nº19") y la viscosidad a temperatura de trabajo del lubricante.

Para obtener el valor de a_{iso} , primero hay que calcular la viscosidad relativa, que dependiendo de la velocidad de giro se puede obtener:

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

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

Por otra parte, la temperatura de trabajo para la viscosidad será de 60°C.

Una vez tengamos los valores anteriores, calculamos el cociente entre la viscosidad a la temperatura de trabajo y la viscosidad relativa.

$$k = \frac{v_{60}}{v_{rel}}$$

Si en algún momento, el valor de $k > 4$, el cociente de viscosidad tomará un valor $k = 4$.

Sabiendo que el lubricante empleado es un aceite VG680, el valor de v_{60} se extrae del gráfico N° 3:

$$v_{60} = 200 \text{ mm}^2/\text{s}$$

El factor contaminación-carga se define como:

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

Conocidos los factores “k” y “contaminación-carga” podemos extraer el valor de a_{iso} de la “TABLA N°20”.

Por último, juntando las dos ecuaciones de la vida del rodamiento, despejamos 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 calculado en la anterior ecuación es superior al valor de “C” marcado por el fabricante del rodamiento, no será válido. Si, por el contrario, es inferior a el valor del fabricante, el rodamiento será válido para nuestro diseño.

6.3. RESULTADOS

En los siguientes apartados, se van a estudiar los casos obtenidos por deflexión en cada eje del reductor. De esta forma, nos aseguraremos de que los rodamientos escogidos cumplen para todos los estados de carga de cada eje.

En los cálculos realizados, las celdas en color verde son los datos iniciales que conocemos. Mientras que las celdas sin relleno hacen referencia a los valores calculados.

6.3.1. EJE DE ENTRADA

Para el eje de entrada se estudiarán los cuatro casos de carga del apartado de cálculo por deflexión lateral. Los rodamientos escogidos serán válidos siempre y cuando la capacidad de carga dinámica necesaria no supere el valor establecido en el catálogo del suministrador.

Las características de ambos rodamientos se encuentran en el anexo de tablas "TABLA Nº 21".

CASO 1:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33207	C (N)	104000	TIPO	33207	C (N)	104000
d (mm)	35	Pu (N)	11800	d (mm)	35	Pu (N)	11800
D (mm)	72	e	0,35	D (mm)	72	e	0,35
Dm (mm)	53,5	Ya	1,7	Dm (mm)	53,5	Yb	1,7
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)		7064,20		Fuerza radial rodamiento B (N)		2842,56	
Fuerza axial rodamiento A (N)		2923,30		Fuerza axial rodamiento B (N)		836,047	
Fuerza axial debida al engranaje (Fh) (N)				-2087,25			
Fuerza axial resultante del eje (N)				-845,59			
Fuerza axial generada por reacción radial (N)		2077,71		Fuerza axial generada por reacción radial (N)		836,047	
Tipo extremo		FIJO		Tipo extremo		MOVIL	
Fa/Fr		0,41		Fa/Fr		0,29	
Fuerza equivalente (N)		7795,29		Fuerza equivalente (N)		2842,56	
Velocidad giro eje (rpm)		1400		Velocidad giro eje (rpm)		1400	
Vida rodamiento (horas)		50000		Vida rodamiento (horas)		50000	
Viscosidad (60°C) (mm ² /s)		200		Viscosidad (60°C) (mm ² /s)		200	
Viscosidad relativa (mm ² /s)		16,443		Viscosidad relativa (mm ² /s)		16,443	
Contaminación lubricante		0,6		Contaminación lubricante		0,6	
a1		0,37		a1		0,37	
Factor contaminación-carga		0,91		Factor contaminación-carga		2,49	
Kappa		12,16		Kappa		12,16	
aiso		29		aiso		50	
C necesario (N)		46733,35		C necesario (N)		14472,15	

Tabla 75 - Eje de entrada: Caso 1

Como se puede observar, los dos rodamientos cumplen con los requisitos establecidos anteriormente. Por lo tanto, la selección de rodamientos es la correcta y cumplirán con las 50000 horas de vida.

CASO 2:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33207	C (N)	104000	TIPO	33207	C (N)	104000
d (mm)	35	Pu (N)	11800	d (mm)	35	Pu (N)	11800
D (mm)	72	e	0,35	D (mm)	72	e	0,35
Dm (mm)	53,5	Ya	1,7	Dm	53,5	Yb	1,7
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
3914,80				3056,09			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
2986,10				898,85			
Fuerza axial debida al engranaje (Fh) (N)				-2087,25			
Fuerza axial resultante del eje (N)				-1834,69			
Fuerza axial generada por reacción radial (N)				Fuerza axial generada por reacción radial (N)			
1151,41				898,85			
Tipo extremo				Tipo extremo			
FIJO				MOVIL			
Fa/Fr				Fa/Fr			
0,76				0,29			
Fuerza equivalente (N)				Fuerza equivalente (N)			
6642,29				3056,09			
Velocidad giro eje (rpm)				Velocidad giro eje (rpm)			
1400				1400			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad (60°C) (mm ² /s)				Viscosidad (60°C) (mm ² /s)			
200				200			
Viscosidad relativa (mm ² /s)				Viscosidad relativa (mm ² /s)			
16,443				16,443			
Contaminación lubricante				Contaminación lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor contaminación-carga				Factor contaminación-carga			
1,066				2,317			
Kappa				Kappa			
12,163				12,163			
aiso				aiso			
36				50			
C necesario (N)				C necesario (N)			
37319,98				15559,28			

Tabla 76 - Eje de entrada: Caso 2

CASO 3:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33207	C (N)	104000	TIPO	33207	C (N)	104000
d (mm)	35	Pu (N)	11800	d (mm)	35	Pu (N)	11800
D (mm)	72	e	0,35	D (mm)	72	e	0,35
Dm (mm)	53,5	Ya	1,7	Dm	53,5	Yb	1,7
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
5710,56				2633,57			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
1679,58				3766,83			
Fuerza axial debida al engranaje (Fh) (N)				2087,25			
Fuerza axial resultante del eje (N)				2992,25			
Fuerza axial generada por reacción radial (N)				Fuerza axial generada por reacción radial (N)			
1679,58				774,58			
Tipo extremo				Tipo extremo			
MOVIL				FIJO			
Fa/Fr				Fa/Fr			
0,29				1,43			
Fuerza equivalente (N)				Fuerza equivalente (N)			
5710,56				7457,03			
Velocidad giro eje (rpm)				Velocidad giro eje (rpm)			
1400				1400			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad (60°C) (mm ² /s)				Viscosidad (60°C) (mm ² /s)			
200				200			
Viscosidad relativa (mm ² /s)				Viscosidad relativa (mm ² /s)			
16,443				16,443			
Contaminación lubricante				Contaminación lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor contaminación-carga				Factor contaminación-carga			
1,240				0,949			
Kappa				Kappa			
12,163				12,163			
aiso				aiso			
50				30			
C necesario (N)				C necesario (N)			
29073,81				44253,13			

Tabla 77 - Eje de entrada: Caso 3

CASO 4:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33207	C (N)	104000	TIPO	33207	C (N)	104000
d (mm)	35	Pu (N)	11800	d (mm)	35	Pu (N)	11800
D (mm)	72	e	0,35	D (mm)	72	e	0,35
Dm (mm)	53,5	Ya	1,7	Dm	53,5	Yb	1,7
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)		5005,88		Fuerza radial rodamiento B (N)		4093,86	
Fuerza axial rodamiento A (N)		1472,32		Fuerza axial rodamiento B (N)		3559,57	
Fuerza axial debida al engranaje (Fh) (N)				2087,25			
Fuerza axial resultante del eje (N)				2355,49			
Fuerza axial generada por reacción radial (N)		1472,32		Fuerza axial generada por reacción radial (N)		1204,08	
Tipo extremo		MOVIL		Tipo extremo		FIJO	
Fa/Fr		0,29		Fa/Fr		0,87	
Fuerza equivalente (N)		5005,88		Fuerza equivalente (N)		7688,81	
Velocidad giro eje (rpm)		1400		Velocidad giro eje (rpm)		1400	
Vida rodamiento (horas)		50000		Vida rodamiento (horas)		50000	
Viscosidad (60°C) (mm ² /s)		200		Viscosidad (60°C) (mm ² /s)		200	
Viscosidad relativa (mm ² /s)		16,443		Viscosidad relativa (mm ² /s)		16,443	
Contaminación lubricante		0,6		Contaminación lubricante		0,6	
a1		0,37		a1		0,37	
Factor contaminación-carga		1,414		Factor contaminación-carga		0,921	
Kappa		12,163		Kappa		12,163	
aiso		50		aiso		29	
C necesario (N)		25486,12		C necesario (N)		46095,01	

Tabla 78 - Eje de entrada: Caso 4

6.3.2. EJE INTERMEDIO

Para el eje intermedio se estudiarán los dos casos de carga del apartado de cálculo por deflexión lateral. Los rodamientos escogidos serán válidos siempre y cuando la capacidad de carga dinámica necesaria no supere el valor establecido en el catálogo del suministrador.

Las características de ambos rodamientos se encuentran en el anexo de tablas "TABLA Nº 22".

CASO 1:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	32210	C (N)	101000	TIPO	32210	C (N)	101000
d (mm)	50	Pu (N)	11400	d (mm)	50	Pu (N)	11400
D (mm)	90	e	0,43	D (mm)	90	e	0,43
Dm (mm)	70	Ya	1,4	Dm (mm)	70	Yb	1,4
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)		7877,20		Fuerza radial rodamiento B (N)		12600,93	
Fuerza axial rodamiento A (N)		7617,032		Fuerza axial rodamiento B (N)		4500,332	
Fuerza axial debida al engranaje (Fh) (N)				-3116,7			
Fuerza axial resultante del eje (N)				-4803,75			
Fuerza axial generada por reacción radial (N)		2813,286		Fuerza axial generada por reacción radial (N)		4500,332	
Tipo extremo		FIJO		Tipo extremo		MÓVIL	
Fa/Fr		0,97		Fa/Fr		0,36	
Fuerza equivalente (N)		13814,73		Fuerza equivalente (N)		12600,93	
Velocidad giro eje (rpm)		424,24		Velocidad giro eje (rpm)		424,24	
Vida rodamiento (horas)		50000		Vida rodamiento (horas)		50000	
Viscosidad (60°C) (mm ² /s)		200		Viscosidad (60°C) (mm ² /s)		200	
Viscosidad relativa (mm ² /s)		34,718		Viscosidad relativa (mm ² /s)		34,718	
Contaminación lubricante		0,6		Contaminación lubricante		0,6	
a1		0,37		a1		0,37	
Factor contaminación-carga		0,4951		Factor contaminación-carga		0,5428	
Kappa		5,7608		Kappa		5,7608	
aiso		5,5		aiso		6	
C necesario (N)		95321,92		C necesario (N)		84706,47	

Tabla 79 - Eje intermedio: Caso 1

CASO 2:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	32210	C (N)	101000	TIPO	32210	C (N)	101000
d (mm)	50	Pu (N)	11400	d (mm)	50	Pu (N)	11400
D (mm)	90	e	0,43	D (mm)	90	e	0,43
Dm (mm)	70	Ya	1,4	Dm (mm)	70	Yb	1,4
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)				Fuerza radial rodamiento B (N)			
2843,60				13985,08			
Fuerza axial rodamiento A (N)				Fuerza axial rodamiento B (N)			
7962,08				5960,30			
Fuerza axial debida al engranaje (Fh) (N)				3116,7			
Fuerza axial resultante del eje (N)				965,63			
Fuerza axial generada por reacción radial (N)				Fuerza axial generada por reacción radial (N)			
2843,60				4994,671			
Tipo extremo				Tipo extremo			
MOVIL				FIJO			
Fa/Fr				Fa/Fr			
0,357				0,426			
Fuerza equivalente (N)				Fuerza equivalente (N)			
7962,08				13985,08			
Velocidad giro eje (rpm)				Velocidad giro eje (rpm)			
424,24				424,24			
Vida rodamiento (horas)				Vida rodamiento (horas)			
50000				50000			
Viscosidad (60°C) (mm ² /s)				Viscosidad (60°C) (mm ² /s)			
200				200			
Viscosidad relativa (mm ² /s)				Viscosidad relativa (mm ² /s)			
34,718				34,718			
Contaminación lubricante				Contaminación lubricante			
0,6				0,6			
a1				a1			
0,37				0,37			
Factor contaminación-carga				Factor contaminación-carga			
0,859				0,489			
Kappa				Kappa			
5,761				5,761			
aiso				aiso			
26				6			
C necesario (N)				C necesario (N)			
34474,17				94011,05			

Tabla 80 - Eje intermedio: Caso2

Como se puede observar, los dos rodamientos cumplen con los requisitos establecidos anteriormente. Por lo tanto, la selección de rodamientos es la correcta y cumplirán con las 50000 horas de vida.

6.3.3. EJE DE SALIDA

Para el eje de salida se estudiarán los cuatro casos de carga del apartado de cálculo por deflexión lateral. Los rodamientos escogidos serán válidos siempre y cuando la capacidad de carga dinámica necesaria no supere el valor establecido en el catálogo del suministrador.

Las características de ambos rodamientos se encuentran en el anexo de tablas "TABLA Nº 23".

CASO 1:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33114	C (N)	211000	TIPO	33114	C (N)	211000
d (mm)	70	Pu (N)	28500	d (mm)	70	Pu (N)	28500
D (mm)	120	e	0,37	D (mm)	120	e	0,37
Dm (mm)	95	Ya	1,6	Dm	95	Yb	1,6
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			7958,44	Fuerza radial rodamiento B (N)			17762,07
Fuerza axial rodamiento A (N)			2487,013	Fuerza axial rodamiento B (N)			7694,73
Fuerza axial debida al engranaje (Fh) (N)				5207,72			
Fuerza axial resultante del eje (N)				2144,09			
Fuerza axial generada por reacción radial (N)			2487,01	Fuerza axial generada por reacción radial (N)			5550,65
Tipo extremo			MÓVIL	Tipo extremo			FIJO
Fa/Fr			0,31	Fa/Fr			0,43
Fuerza equivalente (N)			7958,44	Fuerza equivalente (N)			19416,40
Velocidad giro eje (rpm)			130,84	Velocidad giro eje (rpm)			130,84
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad (60°C) (mm2/s)			200,00	Viscosidad (60°C) (mm2/s)			200,00
Viscosidad relativa (mm2/s)			79,442	Viscosidad relativa (mm2/s)			79,442
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			2,149	Factor contaminación-carga			0,881
Kappa			2,518	Kappa			2,518
aiso			50	aiso			15
C necesario (N)			19899,17	C necesario (N)			69668,96

Tabla 81 - Eje de salida: Caso 1

CASO 2:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33114	C (N)	211000	TIPO	33114	C (N)	211000
d (mm)	70	Pu (N)	28500	d (mm)	70	Pu (N)	28500
D (mm)	120	e	0,37	D (mm)	120	e	0,37
Dm (mm)	95	Ya	1,6	Dm	95	Yb	1,6
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			11747,01	Fuerza radial rodamiento B (N)			32652,81
Fuerza axial rodamiento A (N)			4996,28	Fuerza axial rodamiento B (N)			10204,00
Fuerza axial debida al engranaje (Fh) (N)				5207,72			
Fuerza axial resultante del eje (N)				-1325,34			
Fuerza axial generada por reacción radial (N)			3670,94	Fuerza axial generada por reacción radial (N)			10204,00
Tipo extremo			FIJO	Tipo extremo			MÓVIL
Fa/Fr			0,43	Fa/Fr			0,31
Fuerza equivalente (N)			12692,86	Fuerza equivalente (N)			32652,81
Velocidad giro eje (rpm)			130,84	Velocidad giro eje (rpm)			130,84
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad (60°C) (mm2/s)			200,00	Viscosidad (60°C) (mm2/s)			200,00
Viscosidad relativa (mm2/s)			79,442	Viscosidad relativa (mm2/s)			79,442
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			1,347	Factor contaminación-carga			0,524
Kappa			2,518	Kappa			2,518
aiso			50	aiso			35
C necesario (N)			31737,04	C necesario (N)			90865,32

Tabla 82 - Eje de salida: Caso 2

CASO 3:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33114	C (N)	211000	TIPO	33114	C (N)	211000
d (mm)	70	Pu (N)	28500	d (mm)	70	Pu (N)	28500
D (mm)	120	e	0,37	D (mm)	120	e	0,37
Dm (mm)	95	Ya	1,6	Dm	95	Yb	1,6
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			15869,62	Fuerza radial rodamiento B (N)			26416,48
Fuerza axial rodamiento A (N)			13462,87	Fuerza axial rodamiento B (N)			8255,15
Fuerza axial debida al engranaje (Fh) (N)				-5207,72			
Fuerza axial resultante del eje (N)				-8503,61			
Fuerza axial generada por reacción radial (N)			4959,26	Fuerza axial generada por reacción radial (N)			8255,15
Tipo extremo			FIJO	Tipo extremo			MÓVIL
Fa/Fr			0,85	Fa/Fr			0,31
Fuerza equivalente (N)			27888,44	Fuerza equivalente (N)			26416,48
Velocidad giro eje (rpm)			130,84	Velocidad giro eje (rpm)			130,84
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad (60°C) (mm ² /s)			200,00	Viscosidad (60°C) (mm ² /s)			200,00
Viscosidad relativa (mm ² /s)			79,442	Viscosidad relativa (mm ² /s)			79,442
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			0,613	Factor contaminación-carga			0,647
Kappa			2,518	Kappa			2,518
aiso			5,5	aiso			5,5
C necesario (N)			135211,44	C necesario (N)			128074,94

Tabla 83 - Eje de salida: Caso 3

CASO 4:

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33114	C (N)	211000	TIPO	33114	C (N)	211000
d (mm)	70	Pu (N)	28500	d (mm)	70	Pu (N)	28500
D (mm)	120	e	0,37	D (mm)	120	e	0,37
Dm (mm)	95	Ya	1,6	Dm	95	Yb	1,6
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			5954,79	Fuerza radial rodamiento B (N)			23697,33
Fuerza axial rodamiento A (N)			12613,136	Fuerza axial rodamiento B (N)			7405,42
Fuerza axial debida al engranaje (Fh) (N)				-5207,72			
Fuerza axial resultante del eje (N)				-10752,26			
Fuerza axial generada por reacción radial (N)			1860,87	Fuerza axial generada por reacción radial (N)			7405,42
Tipo extremo			FIJO	Tipo extremo			MÓVIL
Fa/Fr			2,12	Fa/Fr			0,31
Fuerza equivalente (N)			22562,93	Fuerza equivalente (N)			23697,33
Velocidad giro eje (rpm)			130,84	Velocidad giro eje (rpm)			130,84
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad (60°C) (mm ² /s)			200,00	Viscosidad (60°C) (mm ² /s)			200,00
Viscosidad relativa (mm ² /s)			79,442	Viscosidad relativa (mm ² /s)			79,442
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			0,758	Factor contaminación-carga			0,722
Kappa			2,518	Kappa			2,518
aiso			12	aiso			8,5
C necesario (N)			86564,38	C necesario (N)			100825,82

Tabla 84 - Eje de salida: Caso 4

Como se puede observar, los dos rodamientos cumplen con los requisitos establecidos anteriormente. Por lo tanto, la selección de rodamientos es la correcta y cumplirán con las 50000 horas de vida.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 10,7 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2220 N·M

ANEXO

ÍNDICE

TABLA Nº 1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS	91
TABLA Nº 2: MÓDULOS ESTANDARIZADOS.....	91
TABLA Nº 3: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA.....	92
TABLA Nº 4: DATOS DE ACEROS	93
TABLA Nº 5: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FALLO SUPERFICIAL.....	94
TABLA Nº 6: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS EN FUNCIÓN CALIDAD ISO.....	95
TABLA Nº 7: COEFICIENTE DE APLICACIÓN K_A	95
TABLA Nº 8: K_1	96
TABLA Nº 9: COEFICIENTE H_1 A FALLO SUPERFICIAL	97
TABLA Nº 10: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON	97
TABLA Nº 11: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FLEXIÓN	98
TABLA Nº 12: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS	99
TABLA Nº 13: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS	99
TABLA Nº 14: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA	99
TABLA Nº 15: FACTORES DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA K_F	100
TABLA Nº 16: FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_T EN EJE CON CAMBIO DE DIÁMETRO .	101
TABLA Nº 17: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS.....	101
TABLA Nº 18: FACTOR DE FIABILIDAD a_{iso}	102
TABLA Nº 19: FACTOR DE CONTAMINACIÓN.....	102
TABLA Nº 20: FACTOR a_{iso} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS	103
TABLA Nº 21: DATOS TÉCNICOS RODAMIENTO EJE DE ENTRADA.....	104
TABLA Nº 22: DATOS TÉCNICOS RODAMIENTO EJE INTERMEDIO	105
TABLA Nº 23: DATOS TÉCNICOS RODAMIENTO EJE DE SALIDA.....	106
TABLA Nº 24: RETÉN EJE DE ENTRADA.....	107
TABLA Nº 25: RETÉN EJE DE SALIDA.....	108
TABLA Nº 26: TAPÓN DE LLENADO ACEITE	109
TABLA Nº 27: TAPÓN DE VACIADO ACEITE	110
TABLA Nº 30: INDICADOR DE NIVEL DE ACEITE	111

TABLA Nº 1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero										Chafilán 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	Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Minimo	Máximo	
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- - 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2	1		0,08	0,16	
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- - 0,029		- 0,031	1,8	1,4	+ 0,1	0,08	0,16	
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- - 0,012	2,5	1,8	0	0,08	0,16	
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030		- - 0,042	3	2,3		0,16	0,25	
17	22	6 × 6	6						3,5	2,8		0,16	0,25	
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- - 0,015	4	3,3		0,16	0,25	
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5	3,3		0,25	0,40	
38	44	12 × 8	12						5	3,3		0,25	0,40	
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5	3,8		0,25	0,40	
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		- 0,061	6	4,3		0,25	0,40	
58	65	18 × 11	18						7	4,4	+ 0,2	0,25	0,40	
65	75	20 × 12	20						7,5	4,9	0	0,40	0,60	
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- - 0,022	9	5,4		0,40	0,60	
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- - 0,052		- 0,074	9	5,4		0,40	0,60	
95	110	28 × 16	28						10	6,4		0,40	0,60	
110	130	32 × 18	32						11	7,4		0,40	0,60	
130	150	36 × 20	36	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- - 0,026	12	8,4		0,70	1,00	
150	170	40 × 22	40	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	13	9,4		0,70	1,00	
170	200	45 × 25	45						15	10,4		0,70	1,00	
200	230	50 × 28	50						17	11,4		0,70	1,00	
230	260	56 × 32	56						20	12,3	+ 0,3	0,70	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 Nº 2: MÓDULOS ESTANDARIZADOS

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

TABLA Nº 3: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA

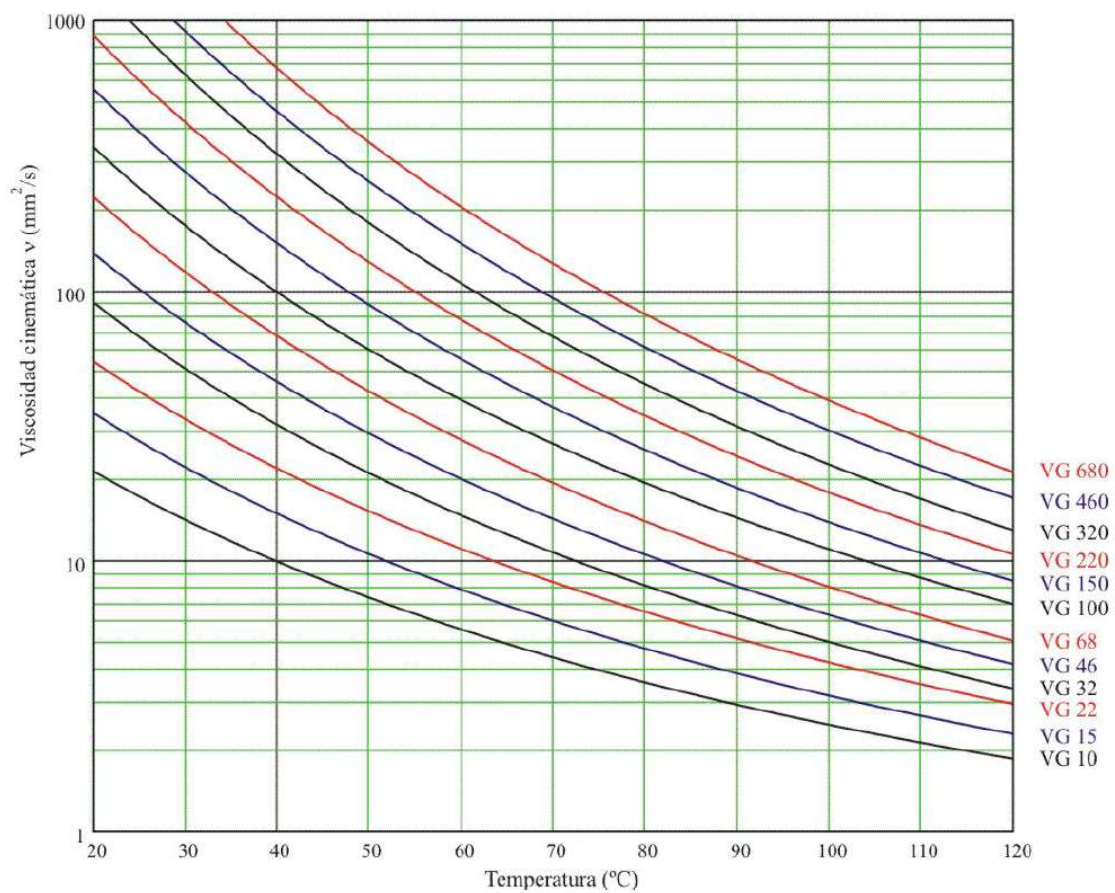


TABLA Nº 4: DATOS DE ACEROS

Designación EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	ε %	Dureza HB
MOLDEADOS													
GC25 / F-8104	0.25		0.55							440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65							510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65							580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)													
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55					N T + R	900 870 + 480	490 570	310 430	22 28	150 168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65					LC N T + R	900 840 + 430	585 680 730	375 420 520	29 28 15	190 183 212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					N Rec T + R	870 790 825 + 450	660 600 850	390 360 640	20 23 14	197 180 248
C60 1060	0.6		0.75					N T + R	870 815 + 430	760 1000	410 790	6	225 315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15				N C + T + R	900 880 + 860 + 150	680 980	400 735	23 14	207 302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55		LF N C + T + R	1100/850 900 910 + 845 + 150	650 600 850	320 340 580	22 26 19	192 174 255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				LF N T + R	1050/850 870 840 + 540	770 760 970	520 470 840	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 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 21 14	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 Nº 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 Nº 6: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS EN FUNCIÓN CALIDAD ISO

Q_{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
R_m	20	11	6,5	4	2,4	1,4	0,8	0,5

TABLA Nº 7: 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 Nº 8: 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 Nº 9: COEFICIENTE 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 Nº 10: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON

Material	Módulo de Young E (N/mm ²)	Coefficiente 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 Nº 11: 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 Nº 12: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS

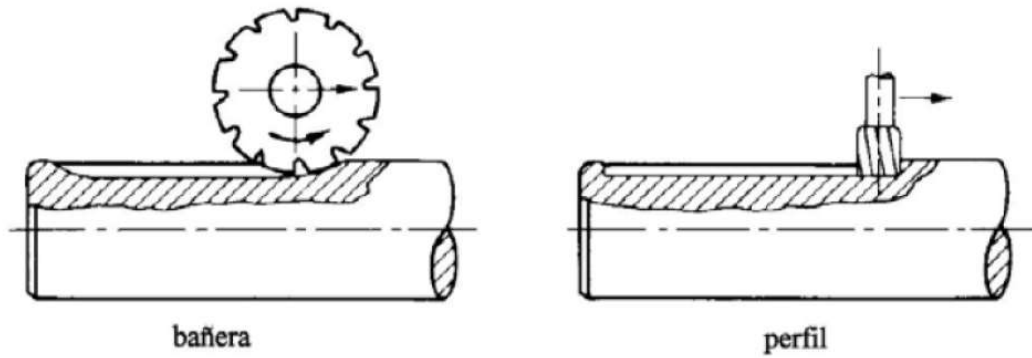
ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272,0	-0,995

TABLA Nº 13: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS

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 Nº 14: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA

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 Nº 15: FACTORES 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 Nº 16: FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_T EN EJE CON CAMBIO DE DIÁMETRO

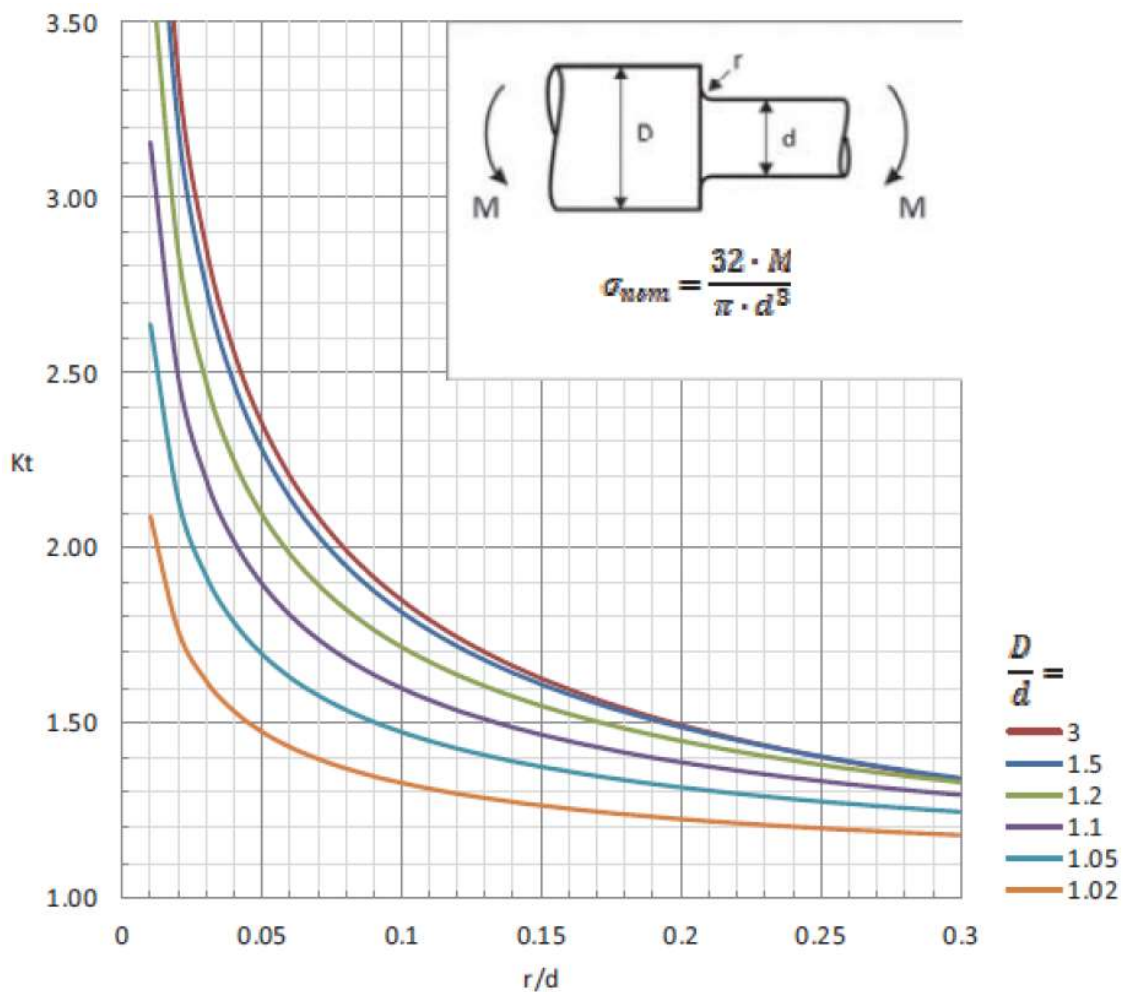


TABLA Nº 17: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS

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 Nº 18: FACTOR DE FIABILIDAD a_{iso}

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 Nº 19: FACTOR DE 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 Nº 20: FACTOR a_{iso} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS

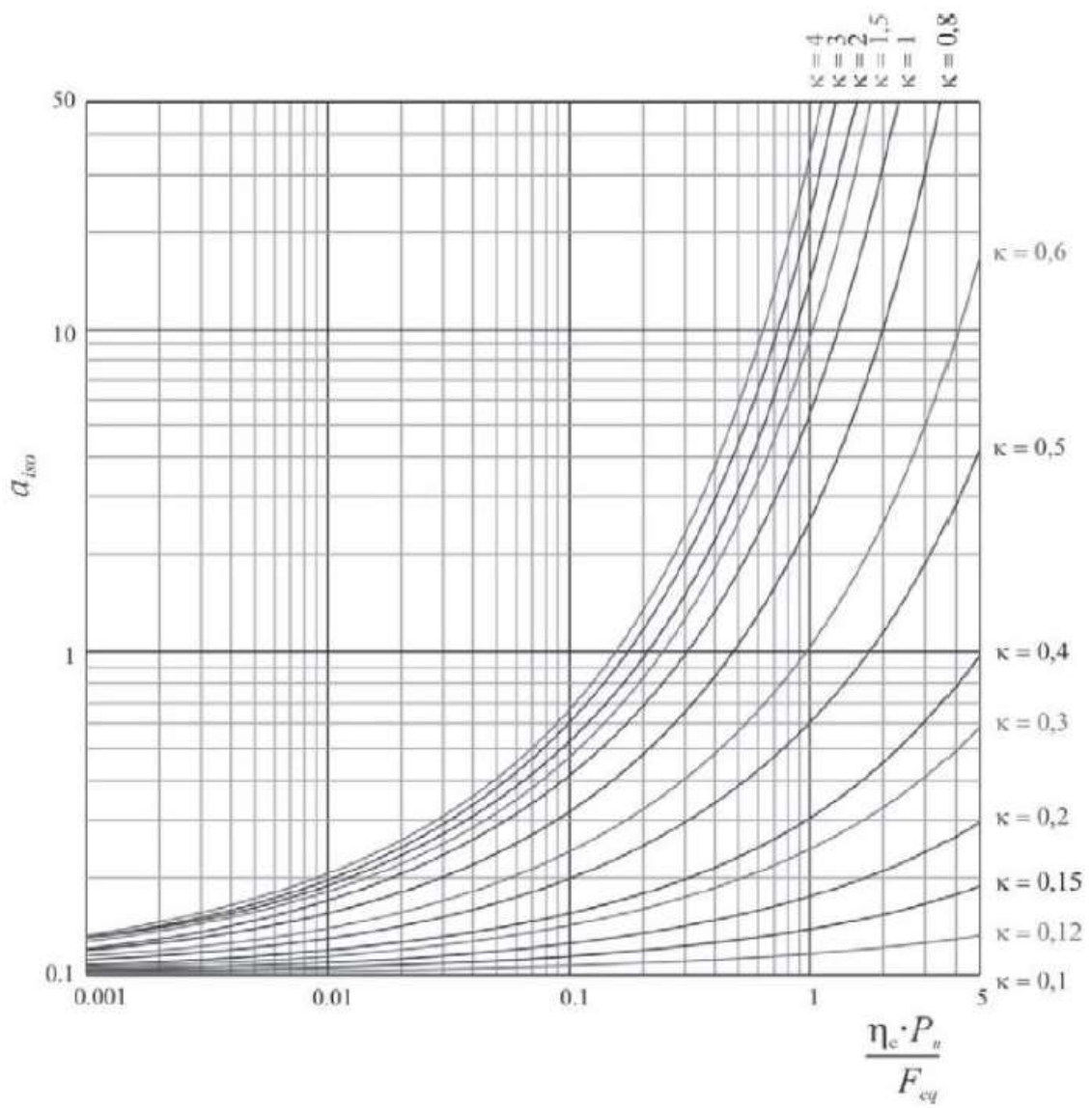
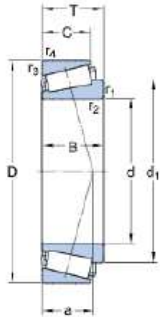


TABLA Nº 21: DATOS TÉCNICOS RODAMIENTO EJE DE ENTRADA



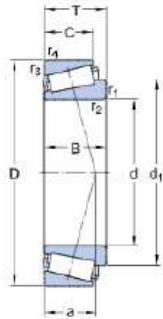
DIMENSIONES

d	35 mm
D	72 mm
T	28 mm
d ₁	≈ 53.45 mm
B	28 mm
C	22 mm
r _{1,2}	min. 1.5 mm
r _{3,4}	min. 1.5 mm
a	18.084 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	104 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	106 kN
Carga límite de fatiga	P _u	11.8 kN
Velocidad de referencia		7 000 r/min
Velocidad límite		9 500 r/min
Factor de cálculo	e	0.35
Factor de cálculo	Y	1.7
Factor de cálculo	Y ₀	0.9

TABLA Nº 22: DATOS TÉCNICOS RODAMIENTO EJE INTERMEDIO



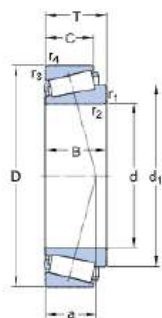
DIMENSIONES

d	50 mm
D	90 mm
T	24.75 mm
d ₁	≈ 68.6 mm
B	23 mm
C	19 mm
r _{1,2}	min. 1.5 mm
r _{3,4}	min. 1.5 mm
a	20.769 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	101 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	100 kN
Carga límite de fatiga	P _u	11.4 kN
Velocidad de referencia		6 000 r/min
Velocidad límite		7 500 r/min
Factor de cálculo	e	0.43
Factor de cálculo	Y	1.4
Factor de cálculo	Y ₀	0.8

TABLA Nº 23: DATOS TÉCNICOS RODAMIENTO EJE DE SALIDA



DIMENSIONES

d	70 mm
D	120 mm
T	37 mm
d ₁	≈ 95.3 mm
B	37 mm
C	29 mm
r _{1,2}	min. 2 mm
r _{3,4}	min. 1.5 mm
a	27.614 mm

DATOS DEL CÁLCULO

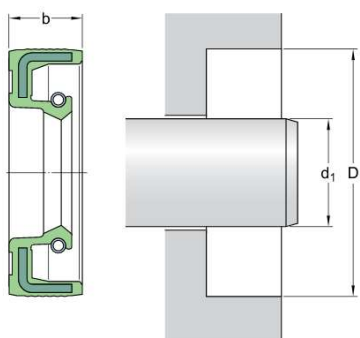
Capacidad de carga dinámica básica	C	211 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	250 kN
Carga límite de fatiga	P _u	28.5 kN
Velocidad de referencia		4 300 r/min
Velocidad límite		5 300 r/min
Factor de cálculo	e	0.37
Factor de cálculo	Y	1.6
Factor de cálculo	Y ₀	0.9

TABLA Nº 24: RETÉN EJE DE ENTRADA

Especificación técnica

Unidades de visualización: Metric Imperial

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



DIMENSIONES

d_1	35 mm
D	47 mm
b	6 mm

APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

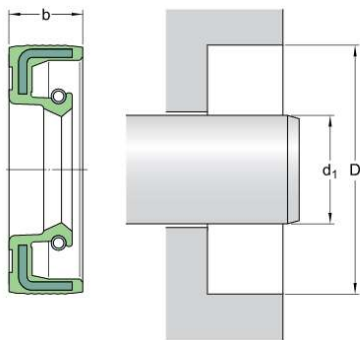
Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 3 480 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 6.39 m/s

TABLA Nº 25: RETÉN EJE DE SALIDA

Especificación técnica

Unidades de visualización: Metric Imperial

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



DIMENSIONES

d_1	70 mm
D	90 mm
b	10 mm

APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 2 520 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 9.2 m/s

TABLA Nº 26: TAPÓN DE LLENADO ACEITE

28022_C Tapones, forma C, con ventilación y filtro de aire



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.

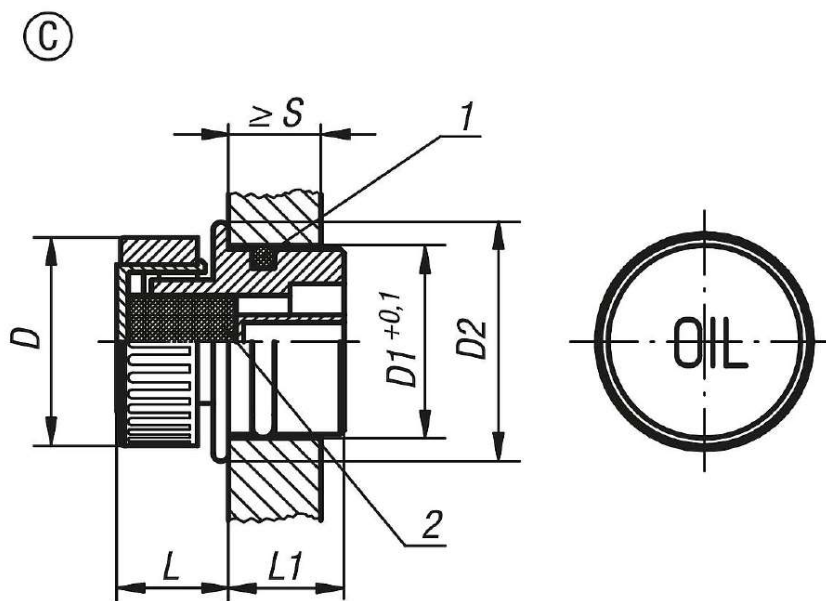
Rango de temperatura:

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C.

Indicación sobre el dibujo:

- 1) Junta tórica
- 2) Filtro de aire

Planos



Nuestros productos

Referencia	Forma	D	D1	D2	L	L1	S mín.
28022-33018	C	30	18	23	14	14	8
28022-33020	C	30	20	24	14	15,5	8
28022-33026	C	30	26	30	14	16,5	9,5
28022-33030	C	30	30	34	14	17	9,5

TABLA Nº 27: TAPÓN DE VACIADO ACEITE

28024 Tornillos tapón con imán



Descripción del artículo/Imágenes del producto



Descripción

Material:

Termoplástico, poliamida 66. Imán permanente de ferrita.

Versión:

Negro. Junta plana sin asbesto.

Indicación:

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C, con agua hasta 70 °C.

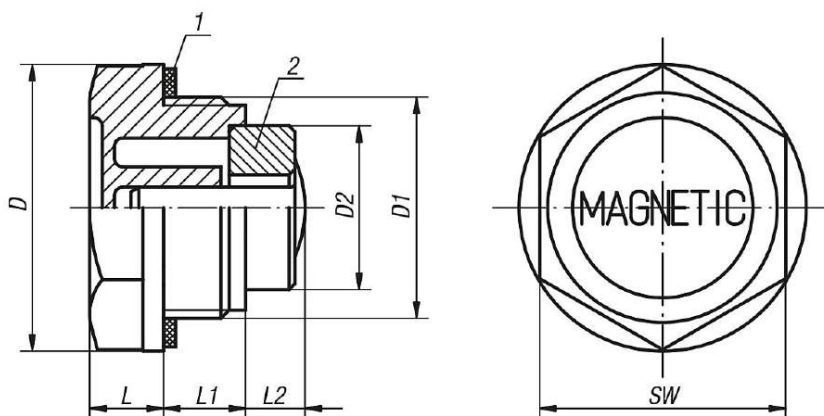
El efecto magnético de los tornillos tapón atrapa las partículas de hierro presentes en el aceite.

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 Nº 30: INDICADOR DE NIVEL DE ACEITE

GN 743.5

Visores de nivel de aceite de acero inoxidable

Cristal natural, resistente hasta 180°C

ESPECIFICACIÓN

Tipos

- Tipo **A**: con chapilla
- Tipo **B**: sin chapilla

Cuerpo
Acero inoxidable AISI 303

Chapa de contraste (Tipo A)
Tecnopolímero (Polysulfan)

Círculo (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



INFORMACIÓN

Los indicadores de nivel de aceite GN 743.5 están hechos con vidrio natural de alta estabilidad y resistente a arañazos. La total hermeticidad está garantizada por una junta tórica colocada en el perímetro del indicador y no en el borde del vidrio. De este modo, la estanqueidad no resulta afectada por presiones axiales.

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

La junta está colocada en una ranura y no se puede perder. Además, esta ranura evita que la junta sea aplastada cuando se aprieta el visor. Los indicadores de nivel de aceite GN 743.5 pueden ser utilizados en depósitos de aceite presurizados. Pruebas relativas a la presión máxima son disponibles bajo pedido.

BAJO PEDIDO

- Sello de EPDM

DATOS TÉCNICOS

- Características del elastómero (ver página A32)
- Características del acero inoxidable (ver página A26)

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

A	B
con chapilla de contraste	sin chapilla de contraste



GN 743.5

Descripción	d1	d2	d3	l1	l2	s	Δ
GN 743.5-11-M16x1,5-*	11	M 16 x 1,5	22	8	7,5	20	19
GN 743.5-14-M20x1,5-*	14	M 20 x 1,5	26	8,5	7,5	23	20
GN 743.5-18-M26x1,5-*	18	M 26 x 1,5	32	9	8	30	42
GN 743.5-18-M27x1,5-*	18	M 27 x 1,5	32	9	8	30	50
GN 743.5-24-M33x1,5-*	24	M 33 x 1,5	40	11	8,5	36	64
GN 743.5-32-M42x1,5-*	32	M 42 x 1,5	50	12	9	46	90
GN 743.5-32-M42x2-*	32	M 42 x 2	50	12	9	46	100
GN 743.5-11-G3/8-*	11	G 3/8	22	8	7,5	20	19
GN 743.5-14-G1/2-*	14	G 1/2	26	8,5	7,5	23	23
GN 743.5-18-G3/4-*	18	G 3/4	32	9	8	30	41
GN 743.5-24-G1-*	24	G 1	40	11	8,5	36	64
GN 743.5-32-G1 1/4-*	32	G 1 1/4	50	12	9	46	102

Peso del tipo A

STAINLESS STEEL

Accesorios hidráulico 15

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



12/2019 1731



Accesorios hidráulico 15



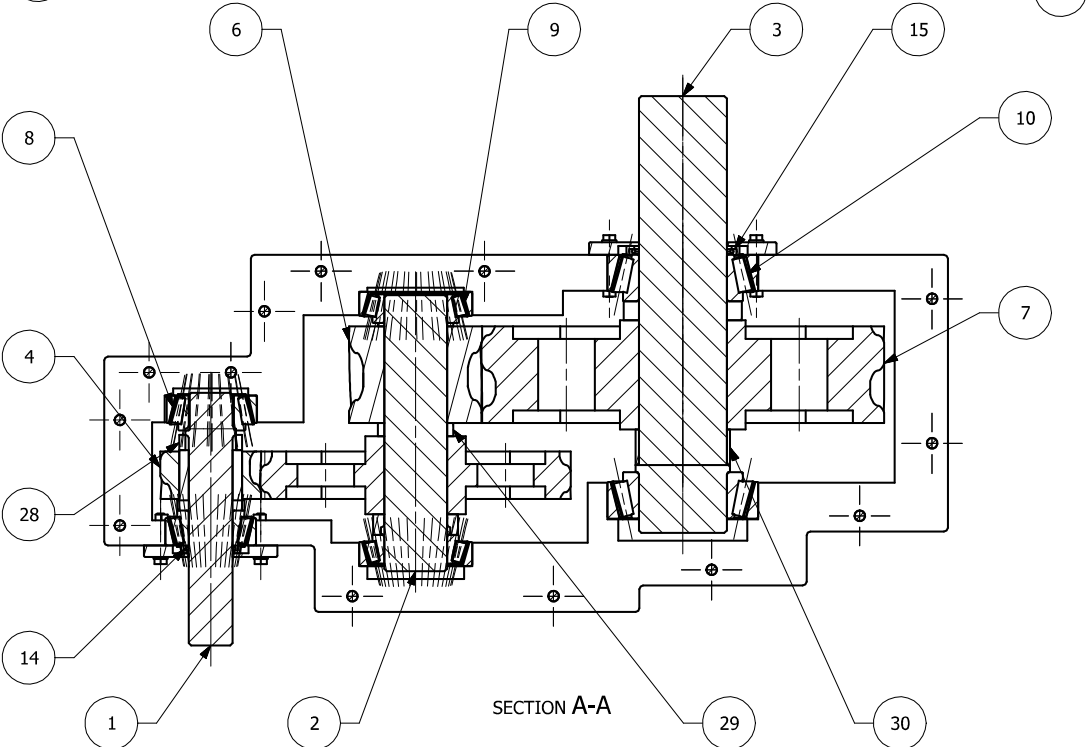
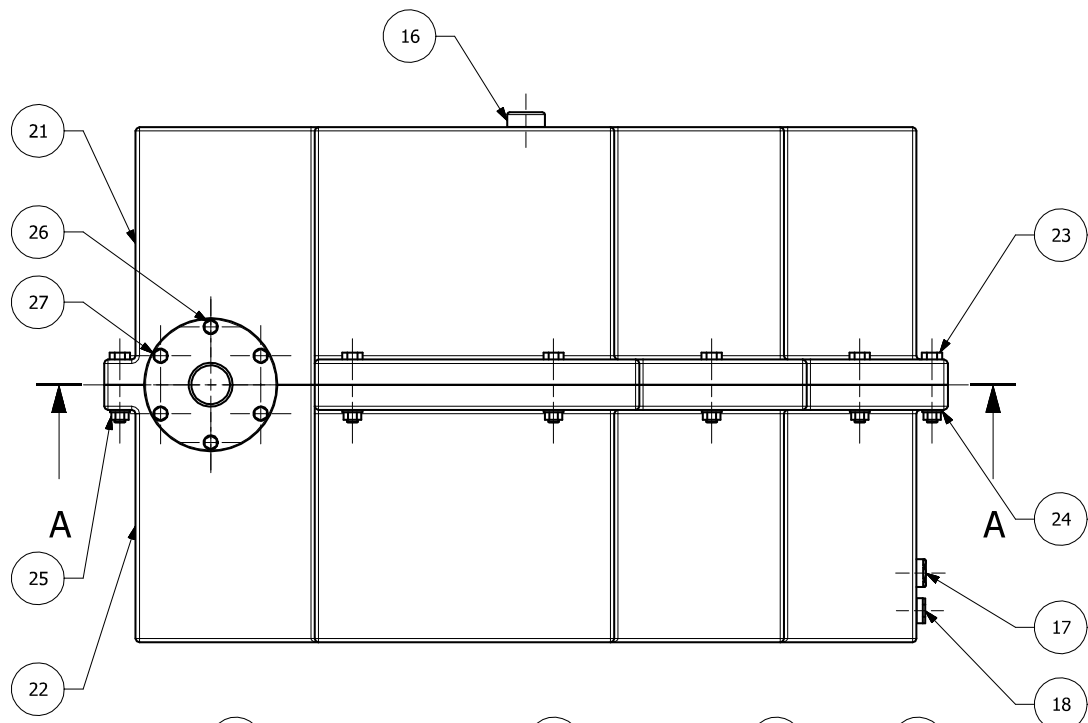
UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

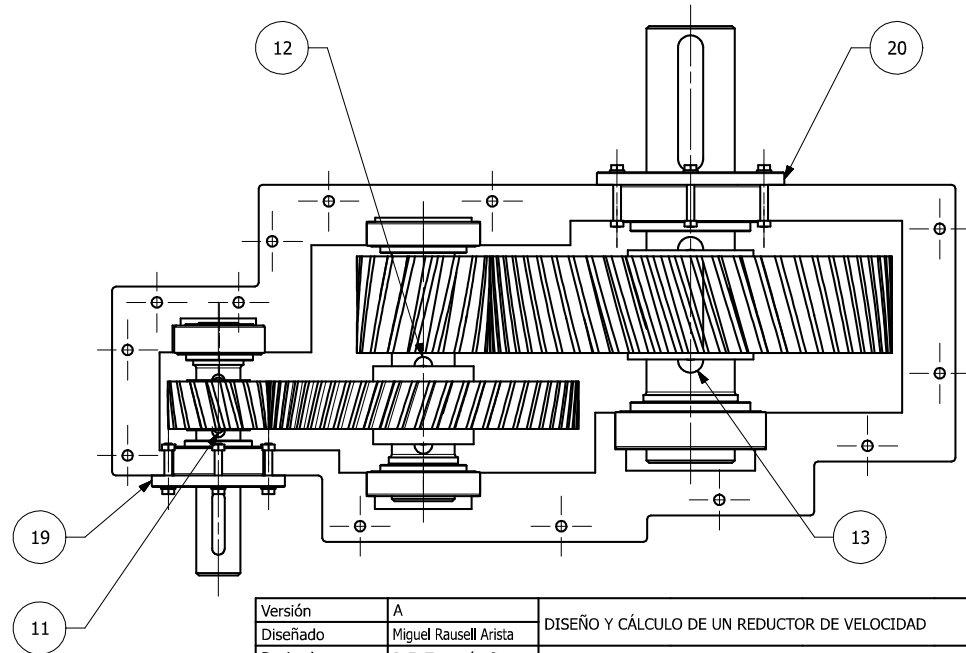
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 10,7 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2220 N·M

PLANOS

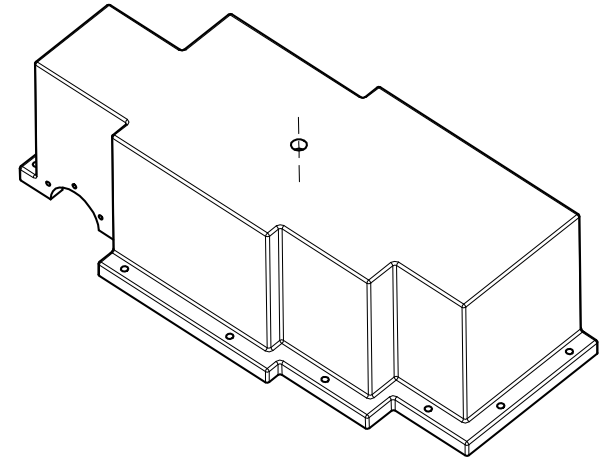
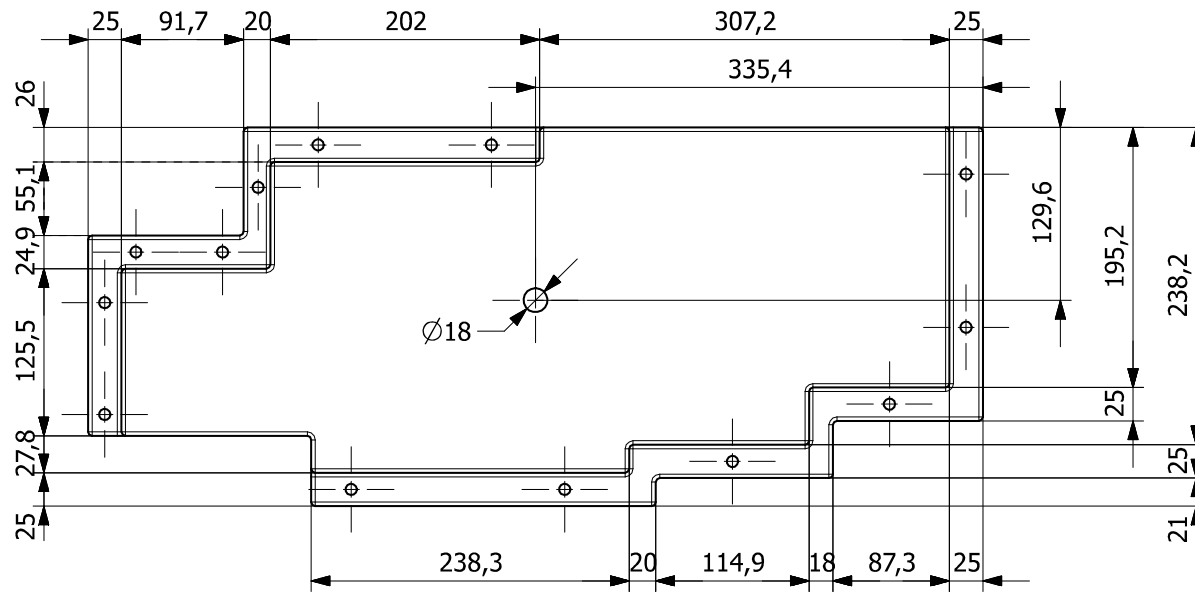
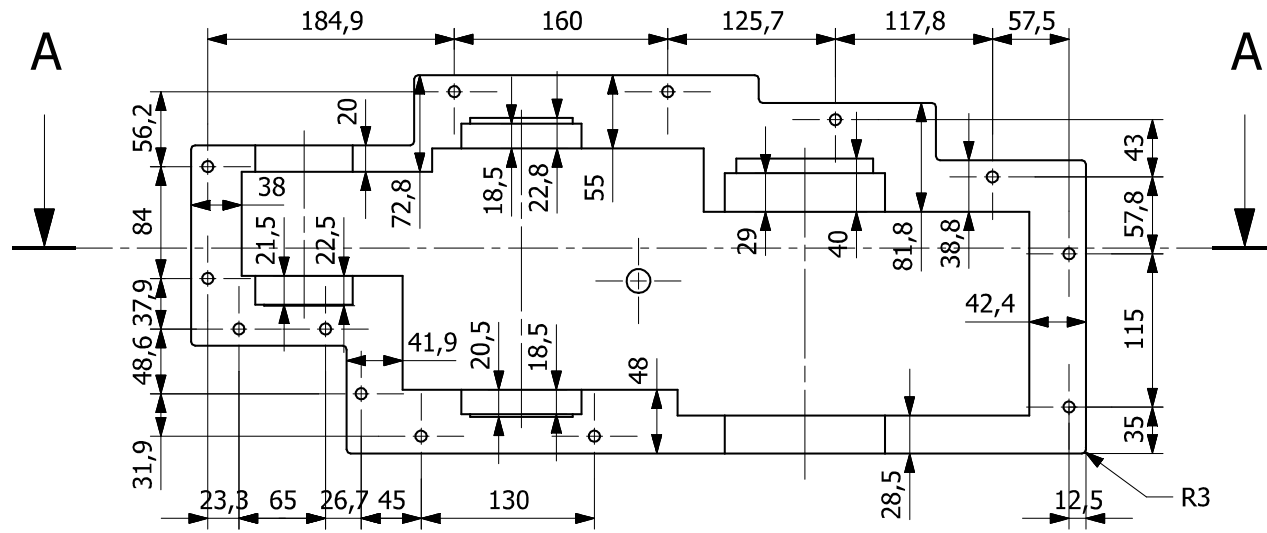


Nº	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Nº	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
28	CASQUILLO EJE ENTRADA	2	1	Eje de entrada	1
29	CASQUILLO EJE INTERMEDIO	3	2	Eje intermedio	1
30	CASQUILLO EJE DE SALIDA	2	3	Eje de salida	1

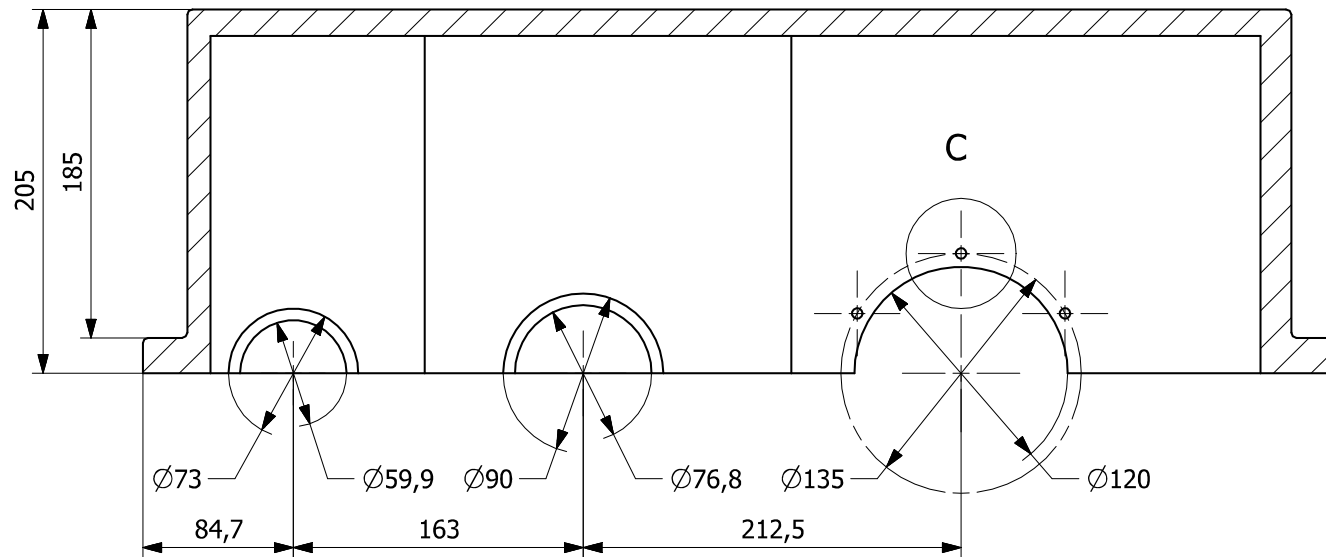
4	Piñón eje de entrada	1	8	Rodamiento eje de entrada	2
5	Rueda eje intermedio	1	9	Rodamiento eje intermedio	2
6	Piñón eje intermedio	1	10	Rodamiento eje de salida	2
7	Rueda eje de salida	1	11	Chaveta eje de entrada	1
8	Rodamiento eje de entrada	2	12	Chaveta eje intermedio	2
9	Rodamiento eje intermedio	2	13	Chaveta eje de salida	1
10	Rodamiento eje de salida	2	14	Retén eje de entrada	1
11	Chaveta eje de entrada	1	15	Retén eje de salida	1
12	Chaveta eje intermedio	2	16	Tapón de llenado	1
13	Chaveta eje de salida	1	17	Visor de nivel	1
14	Retén eje de entrada	1	18	Tapón de vaciado	1
15	Retén eje de salida	1	19	Tapa eje de entrada	1
16	Tapón de llenado	1	20	Tapa eje de salida	1
17	Visor de nivel	1	21	Carcasa superior	1
18	Tapón de vaciado	1	22	Carcasa inferior	1
19	Tapa eje de entrada	1	23	Tornillo M8x50	13
20	Tapa eje de salida	1	24	Arandela Ø 8,5	13
21	Carcasa superior	1	25	Tuerca M8	13
22	Carcasa inferior	1	26	Tornillo M6x40	12
23	Tornillo M8x50	13	27	Arandela Ø6,5	12



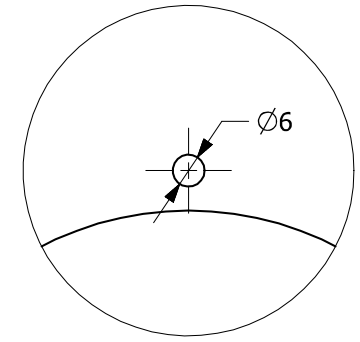
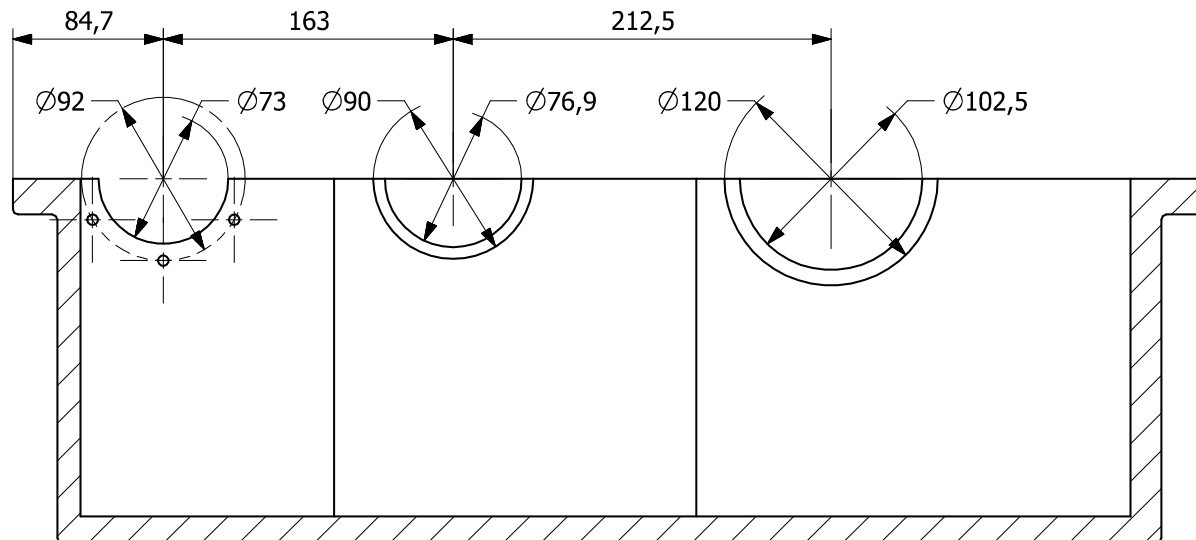
Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	CONJUNTO REDUCTOR			
Revisado	J. E. Tarancón Caro	Escala	1:3	Material	-
Tutor	J. E. Tarancón Caro	Fecha	10/3/2021	Hoja	1
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de València					



Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	CARCASA SUPERIOR			
Revisado	J. E. Tarancón Caro				
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1:4	Material	EN-GJL-250
		Fecha	6/3/2021	Hoja	1

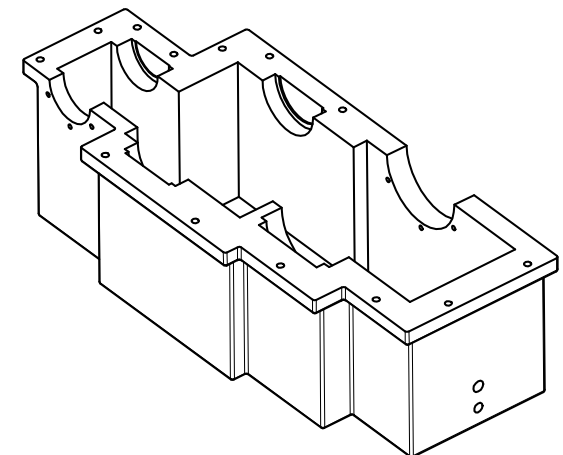
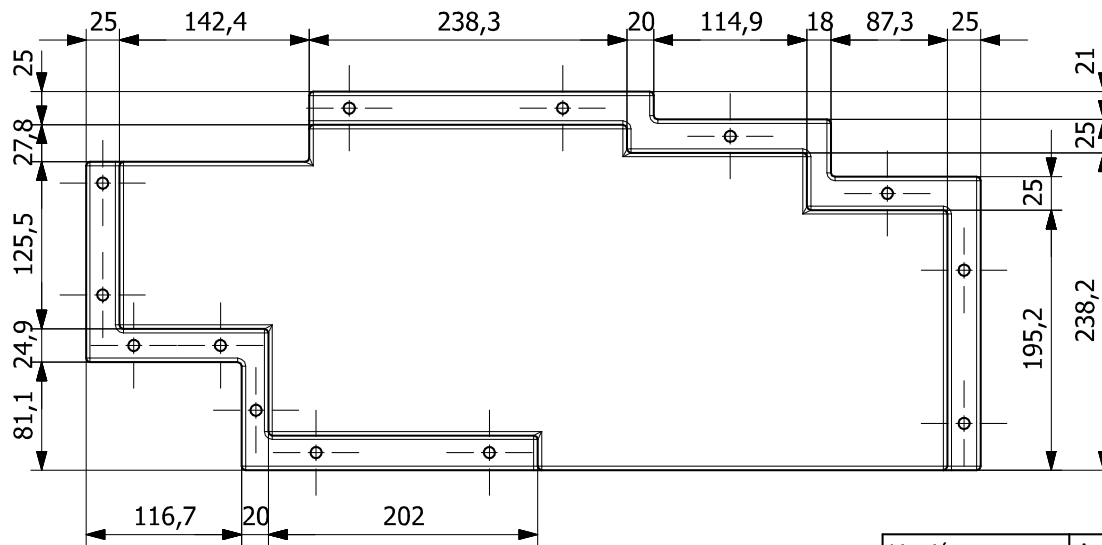
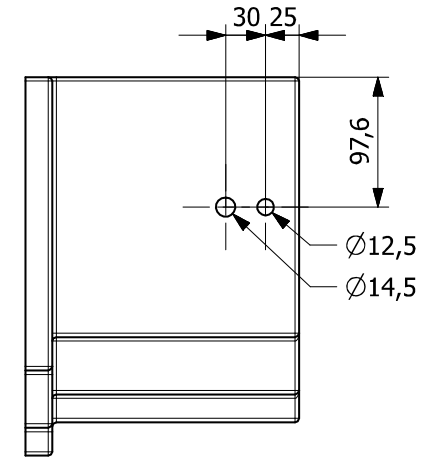
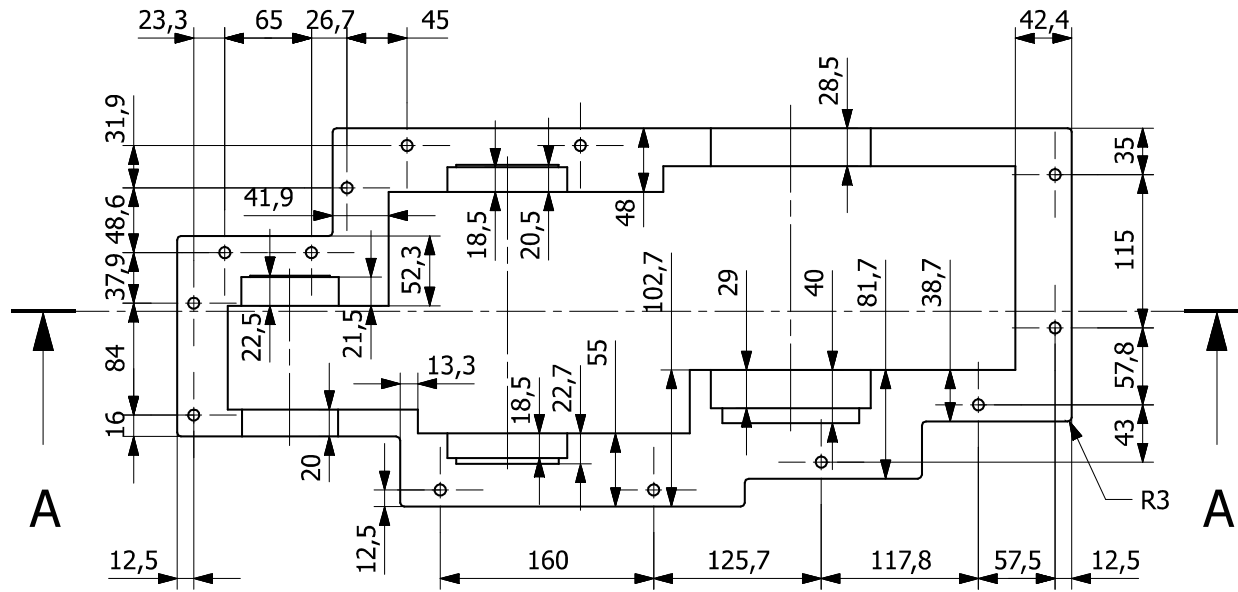


SECTION A-A

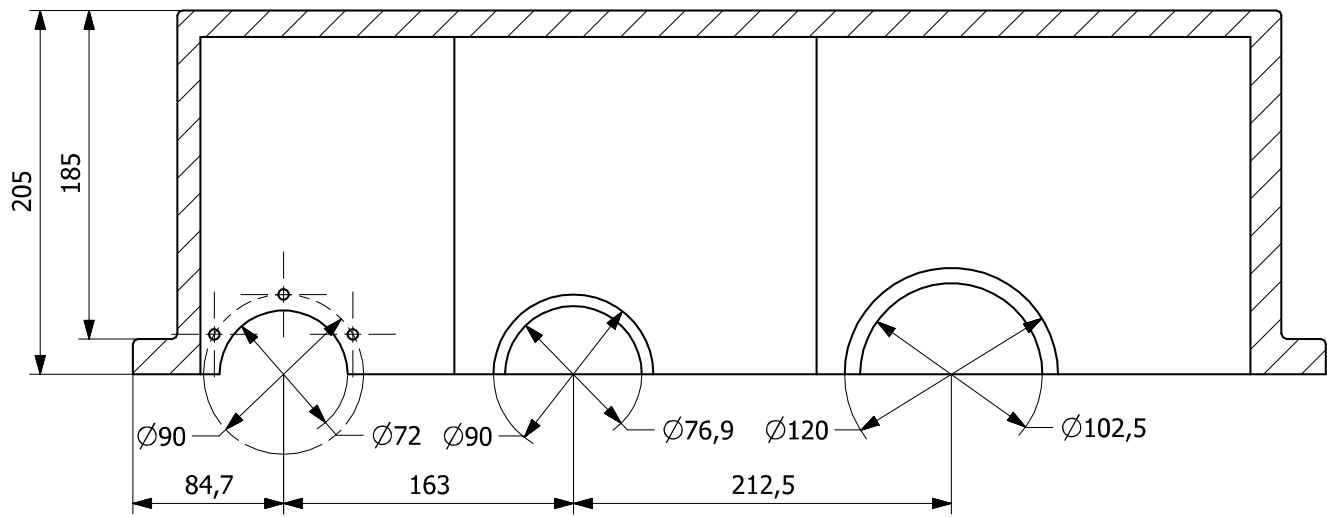


DETAIL C
SCALE 1:1

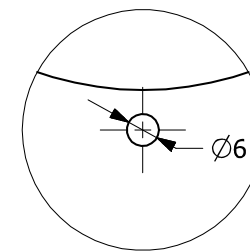
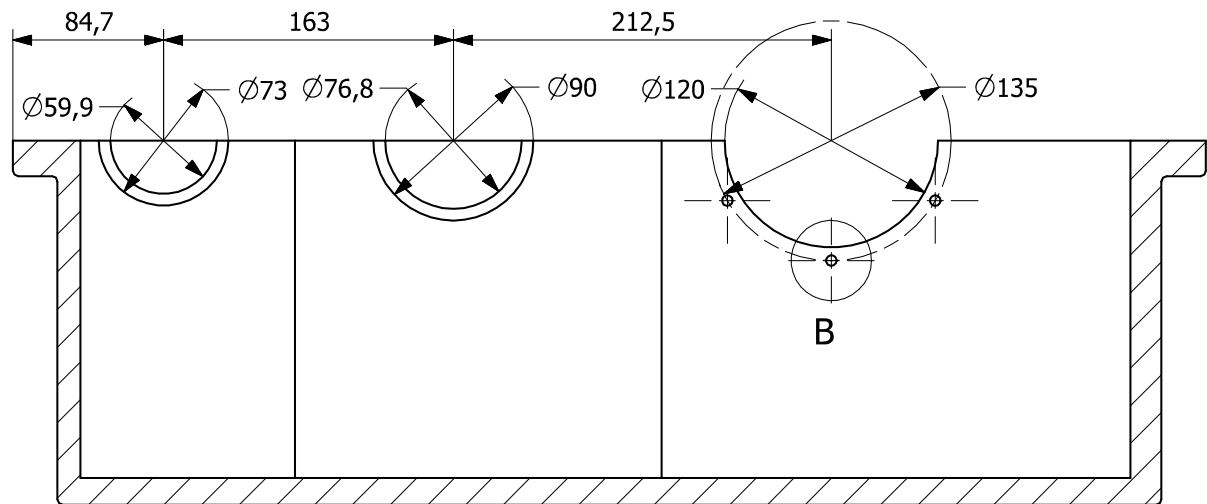
Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	CARCASA SUPERIOR			
Revisado	J. E. Tarancón Caro				
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1:3	Material	EN-GJL-250
		Fecha	6/3/2021	Hoja	2



Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	CARCASA INFERIOR			
Revisado	J. E. Tarancón Caro				
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1:4	Material	EN-GJL-250
		Fecha	6/3/2021	Hoja	1

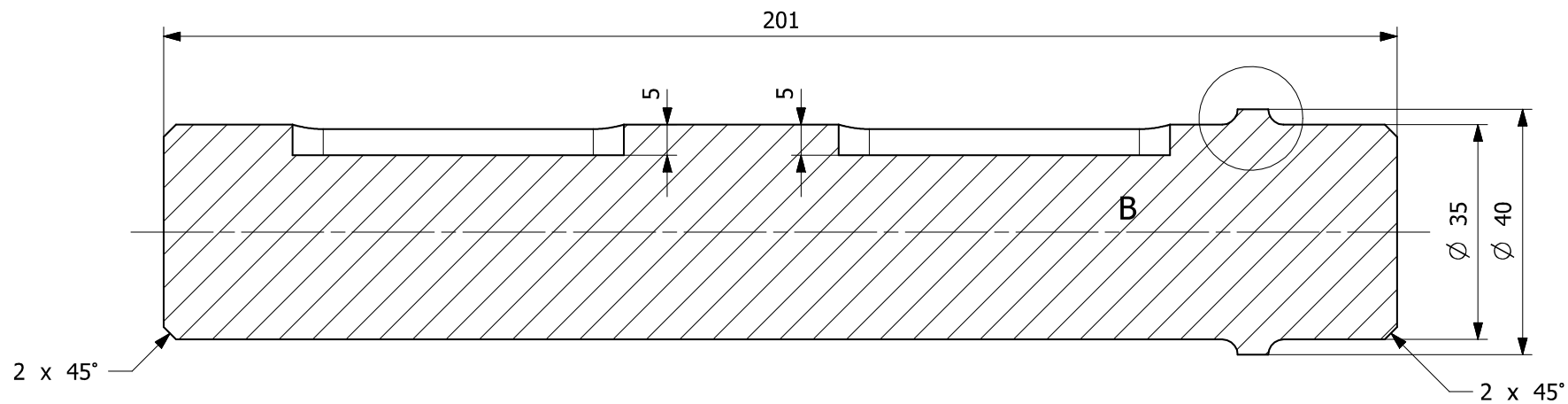


SECTION A-A

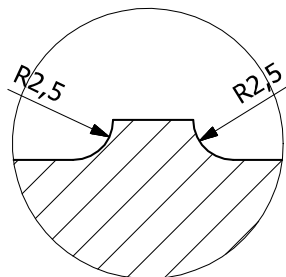
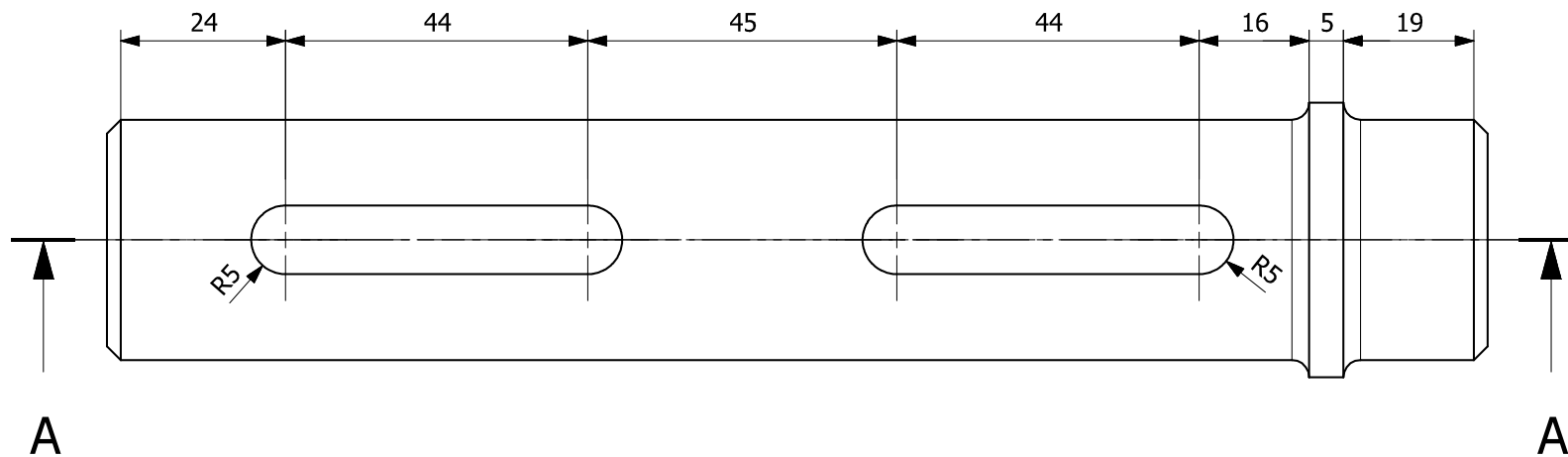


DETAIL B
SCALE 1:1

Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	CARCASA INFERIOR			
Revisado	J. E. Tarancón Caro				
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1:3	Material	EN-GJL-250
		Fecha	6/3/2021	Hoja	2

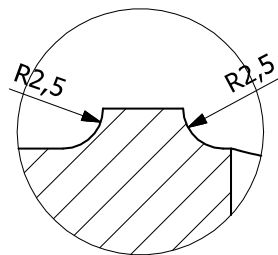
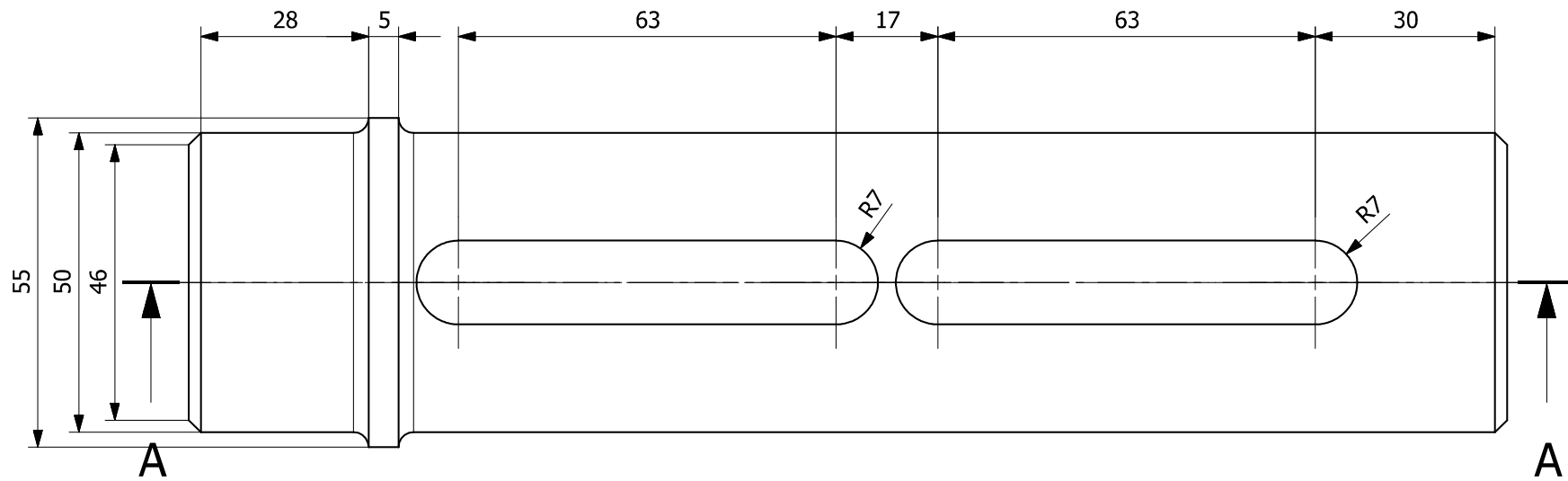
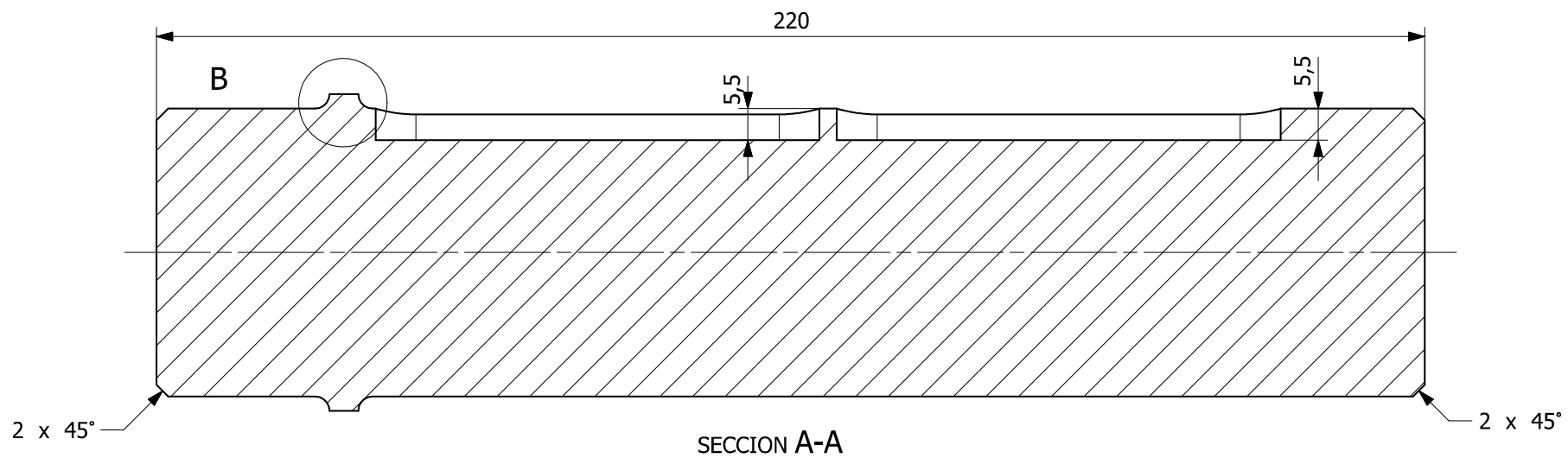


SECCION A-A



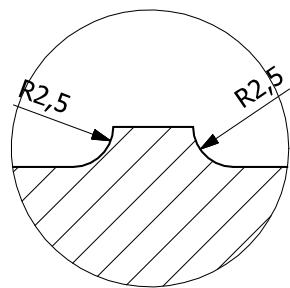
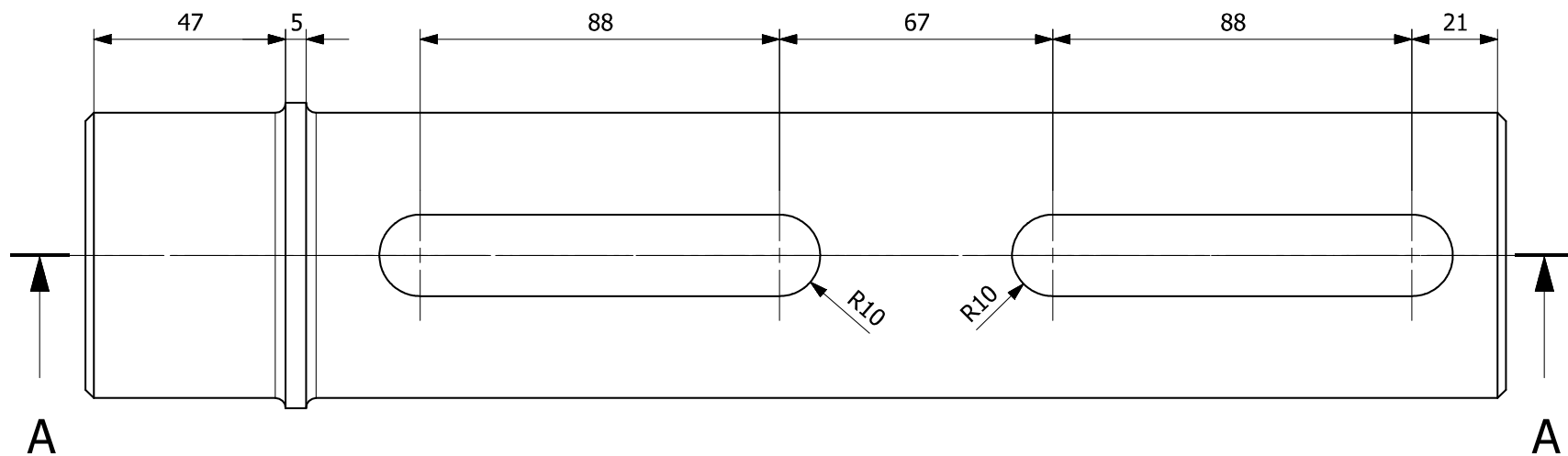
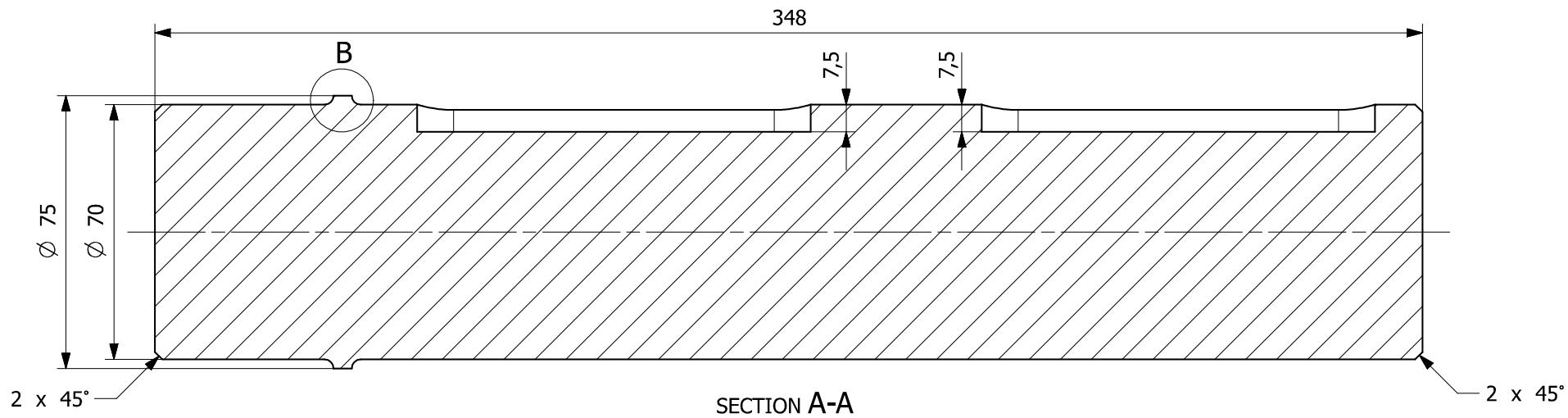
DETALLE B
SCALE 3:1

Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista				
Revisado	J. E. Tarancón Caro	EJE DE ENTRADA			
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1.3:1	Material	34 CrNiMo6
		Fecha	1/3/2021	Hoja	1



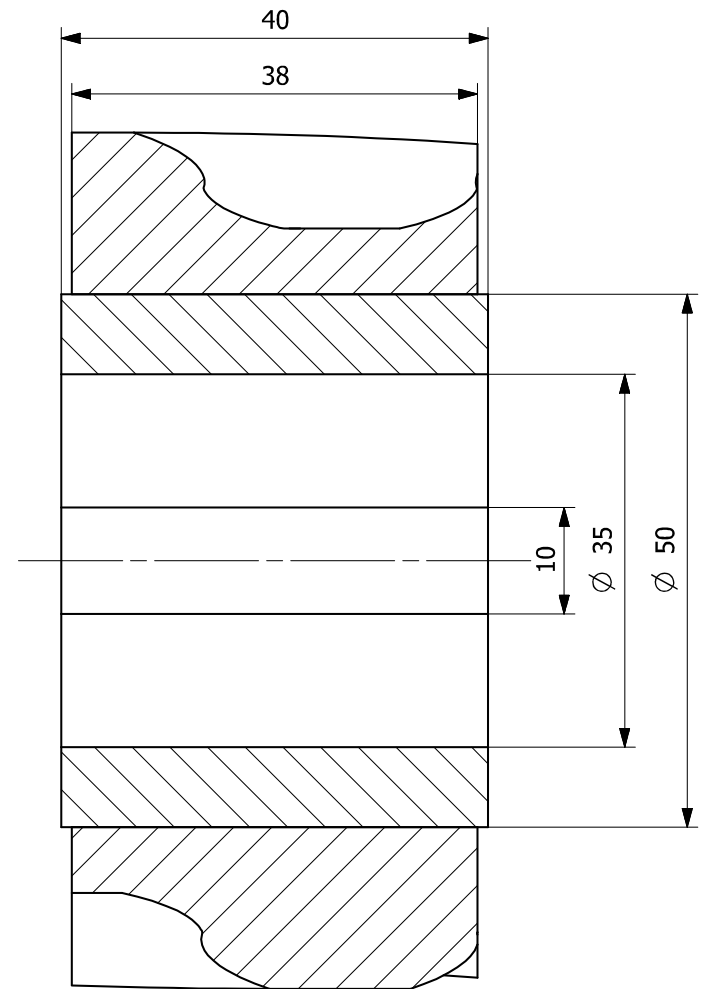
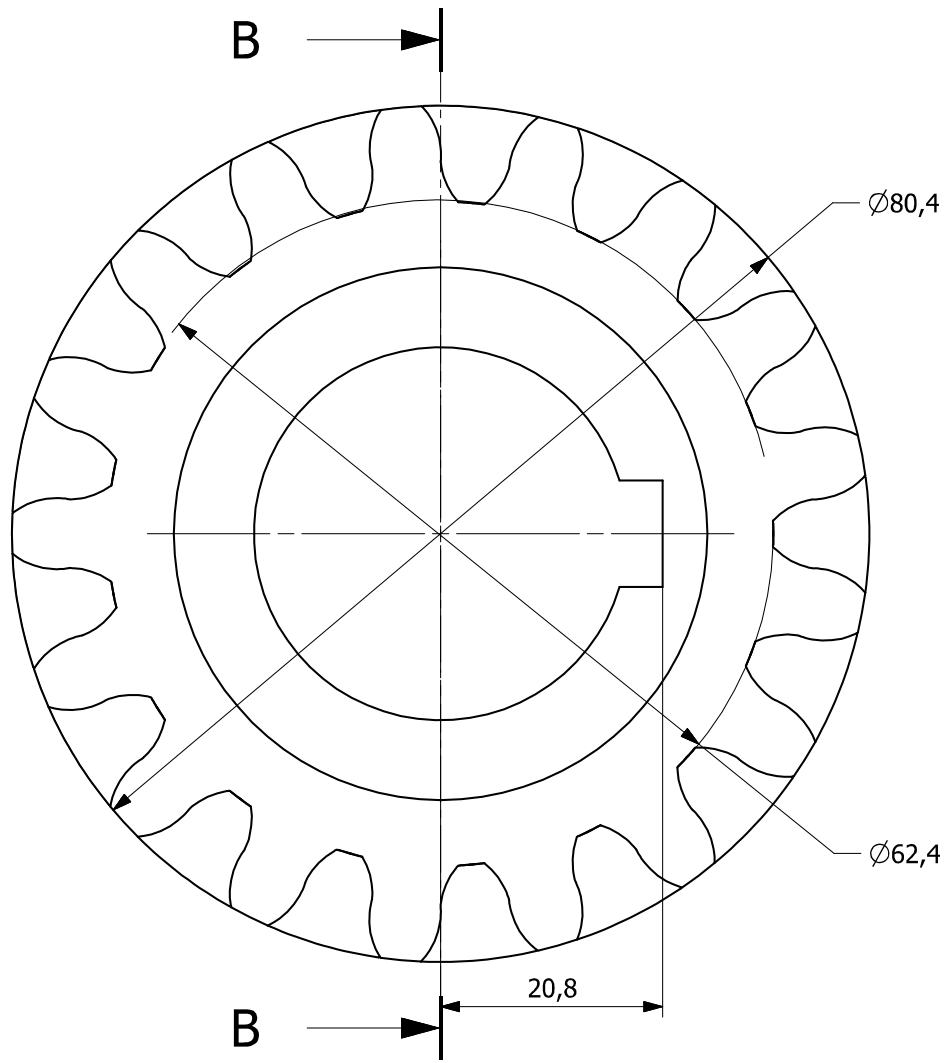
DETALLE B
SCALE 3:1

Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista				
Revisado	J. E. Tarancón Caro	EJE INTERMEDIO			
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1.25:1	Material	34CrNiMo6
		Fecha	1/3/2021	Hoja	1

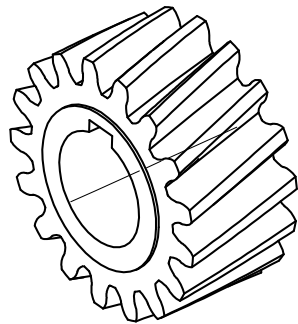


DETALLE B
SCALE 3:1

Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	EJE DE SALIDA			
Revisado	J. E. Tarancón Caro				
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1:1.25	Material	34CrNiMo6
		Fecha	1/3/2021	Hoja	1

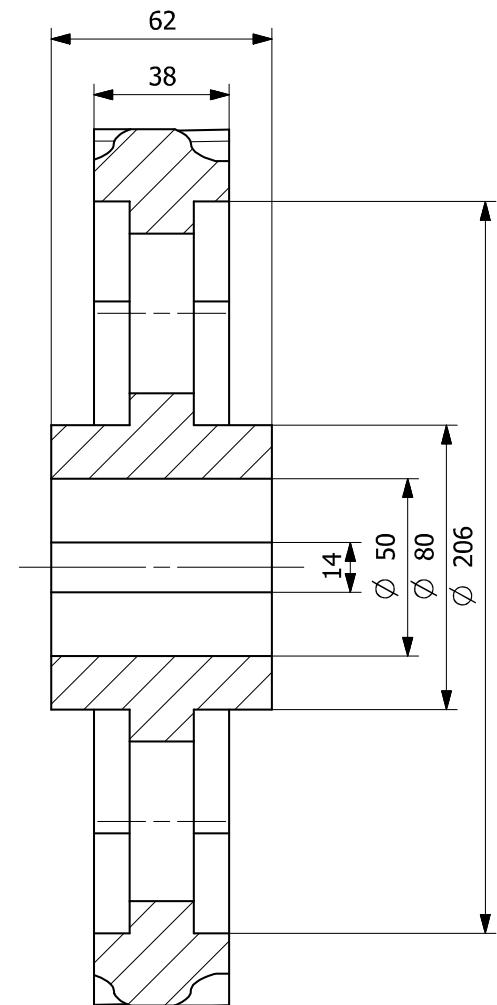
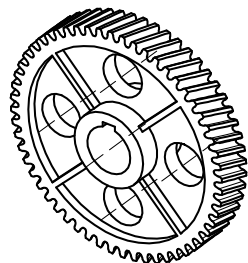
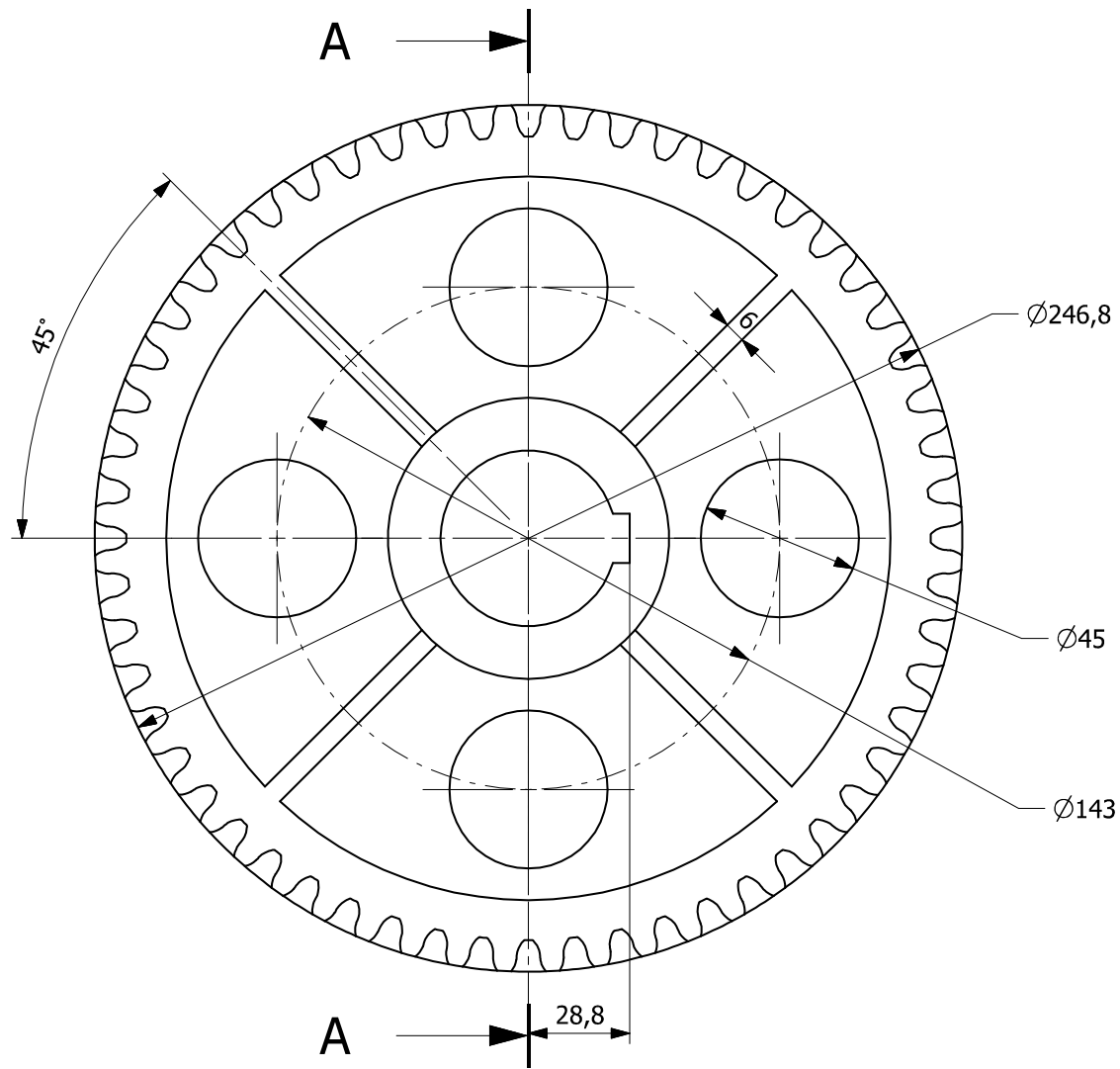


SECCIÓN B-B



MÓDULO	4
Nº DE DIENTES	17
ÁNGULO PRESIÓN	20°
ÁNGULO INCLINACIÓN	20°

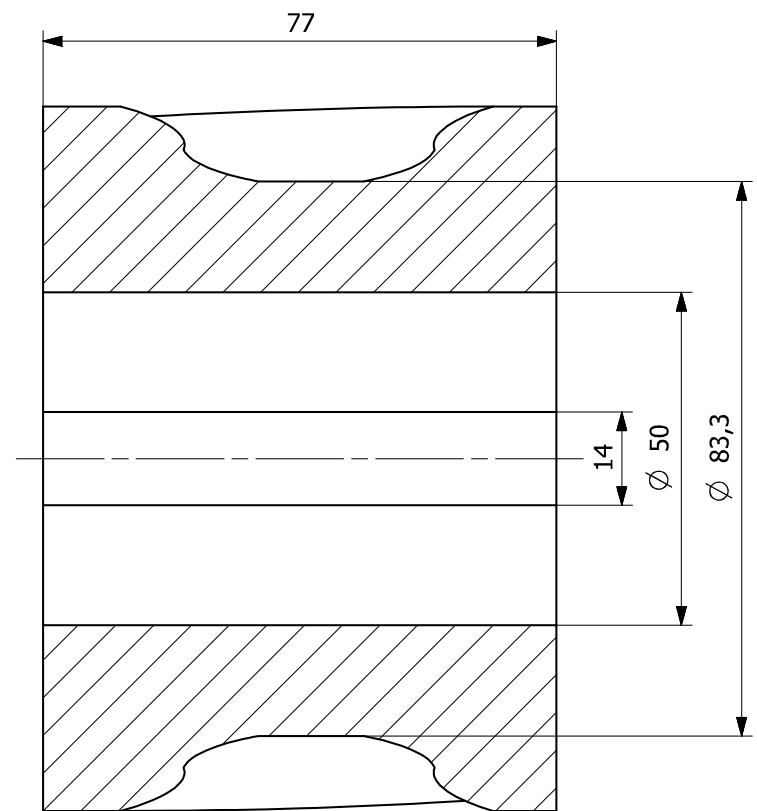
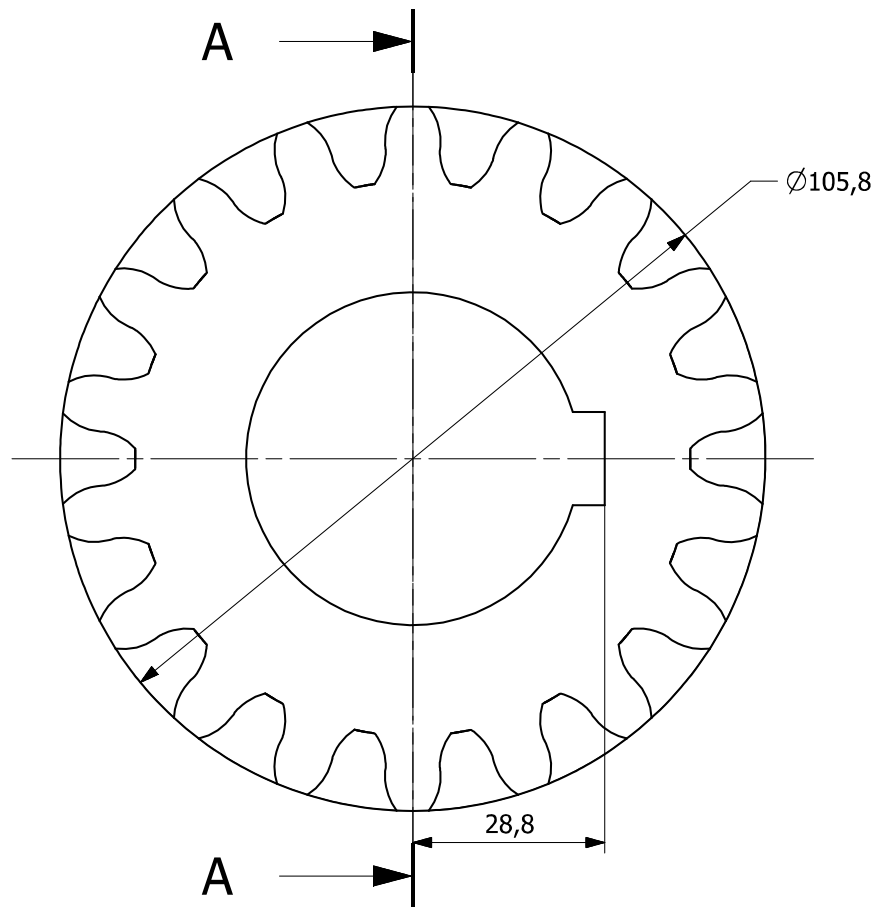
Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	PIÑÓN EJE DE ENTRADA			
Revisado	J. E. Tarancón Caro	Escala	2:1	Material	42CrMo4
Tutor	J. E. Tarancón Caro	Fecha	1/3/2021	Hoja	1
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia					



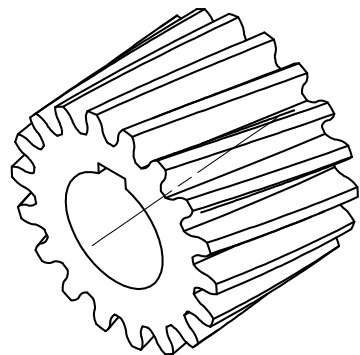
SECTION A-A

MÓDULO	4
Nº DE DIENTES	56
ÁNGULO PRESIÓN	20°
ÁNGULO INCLINACIÓN	20°

Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	RUEDA EJE INTERMEDIO			
Revisado	J. E. Tarancón Caro				
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1:1.5	Material	42CrMo4
		Fecha	1/3/2021	Hoja	1

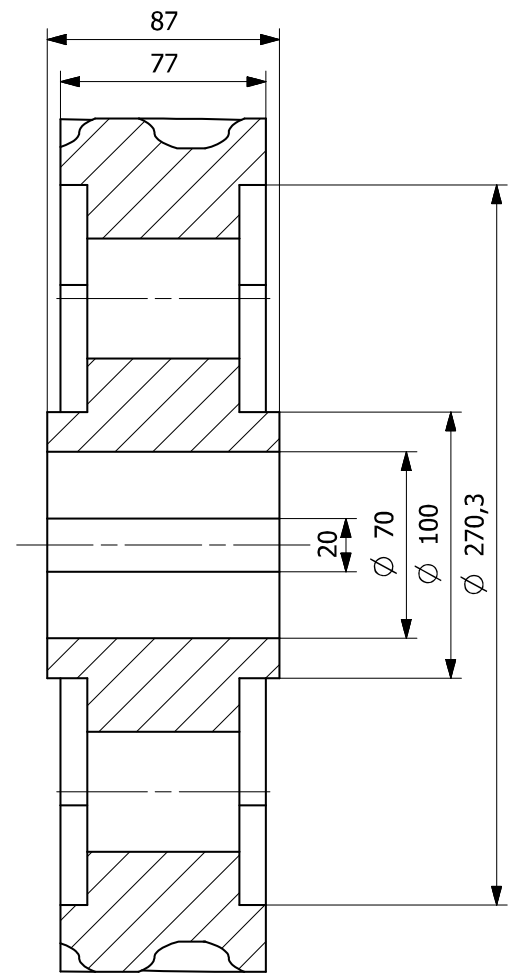
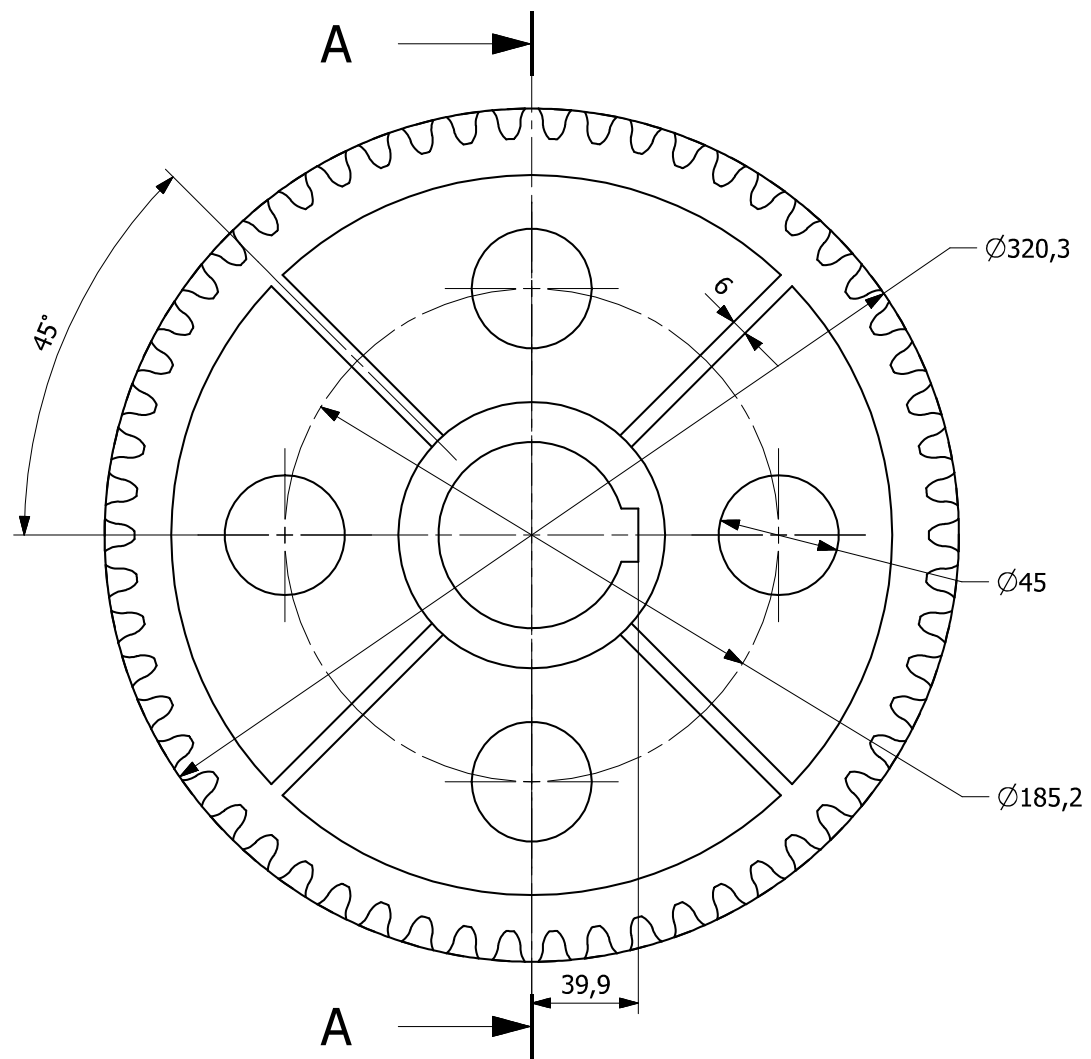


SECCIÓN A-A

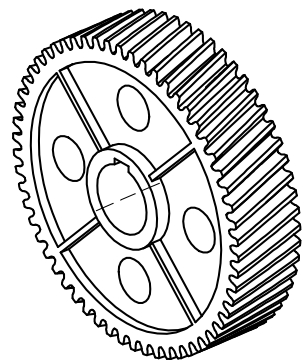


MÓDULO	5
Nº DE DIENTES	18
ÁNGULO PRESIÓN	20°
ÁNGULO INCLINACIÓN	20°

Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	PIÑÓN EJE INTERMEDIO			
Revisado	J. E. Tarancón Caro				
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1.25:1	Material	42CrMo4
		Fecha	1/3/2021	Hoja	1

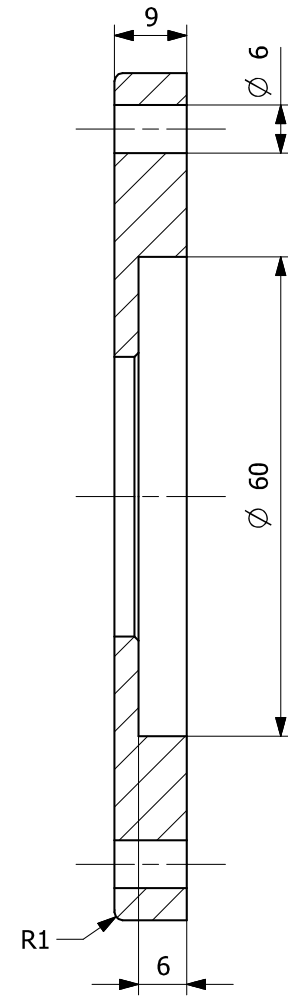
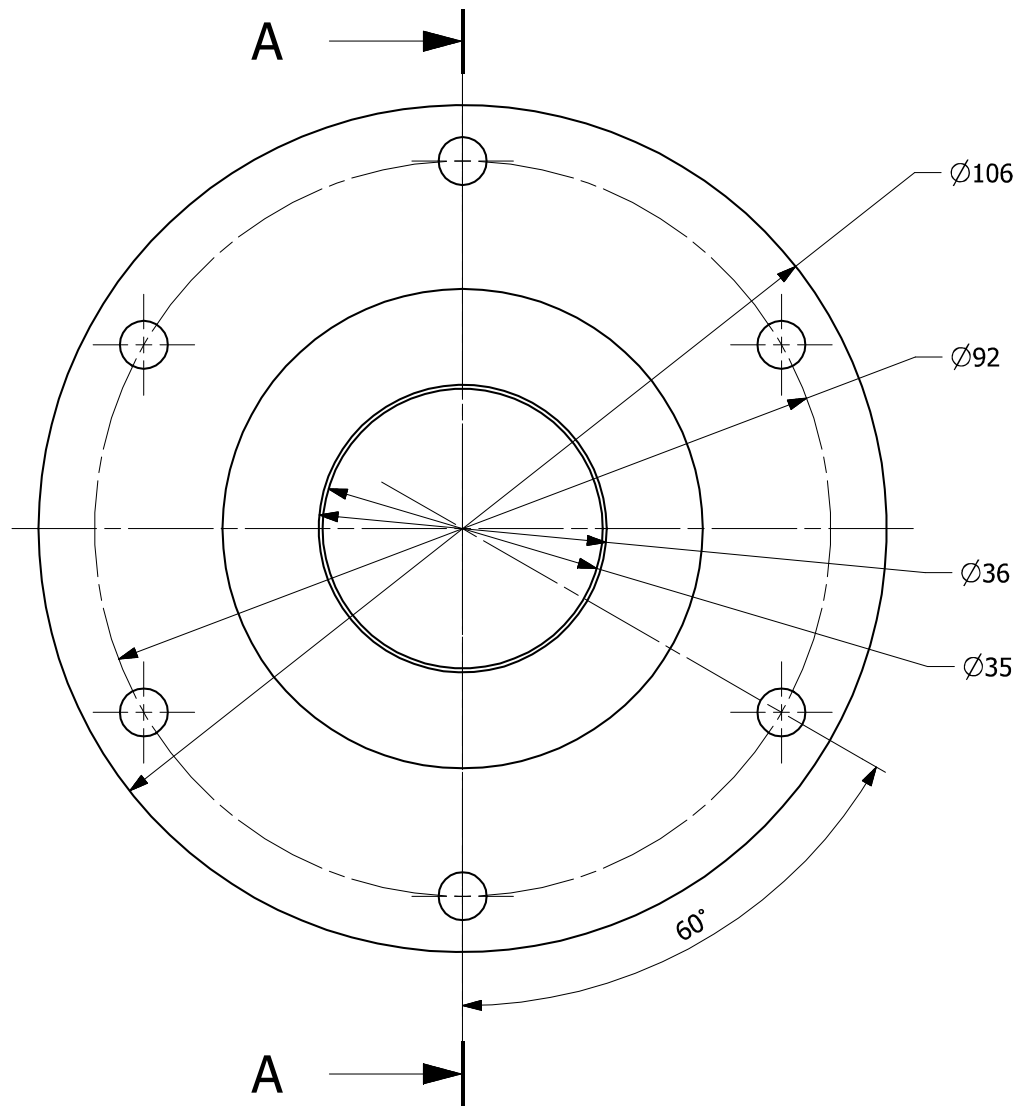


SECCIÓN A-A



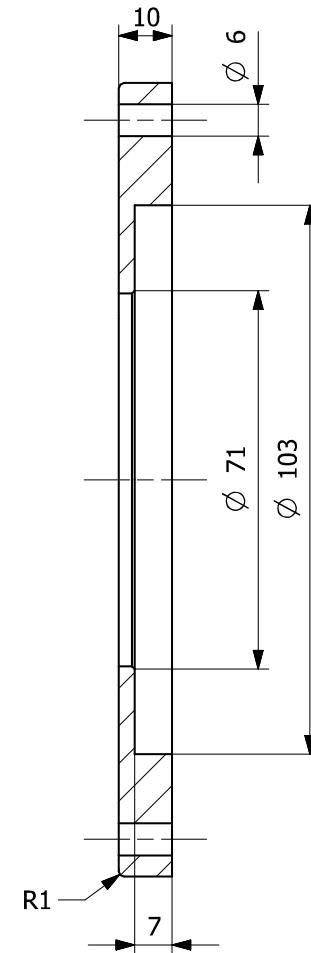
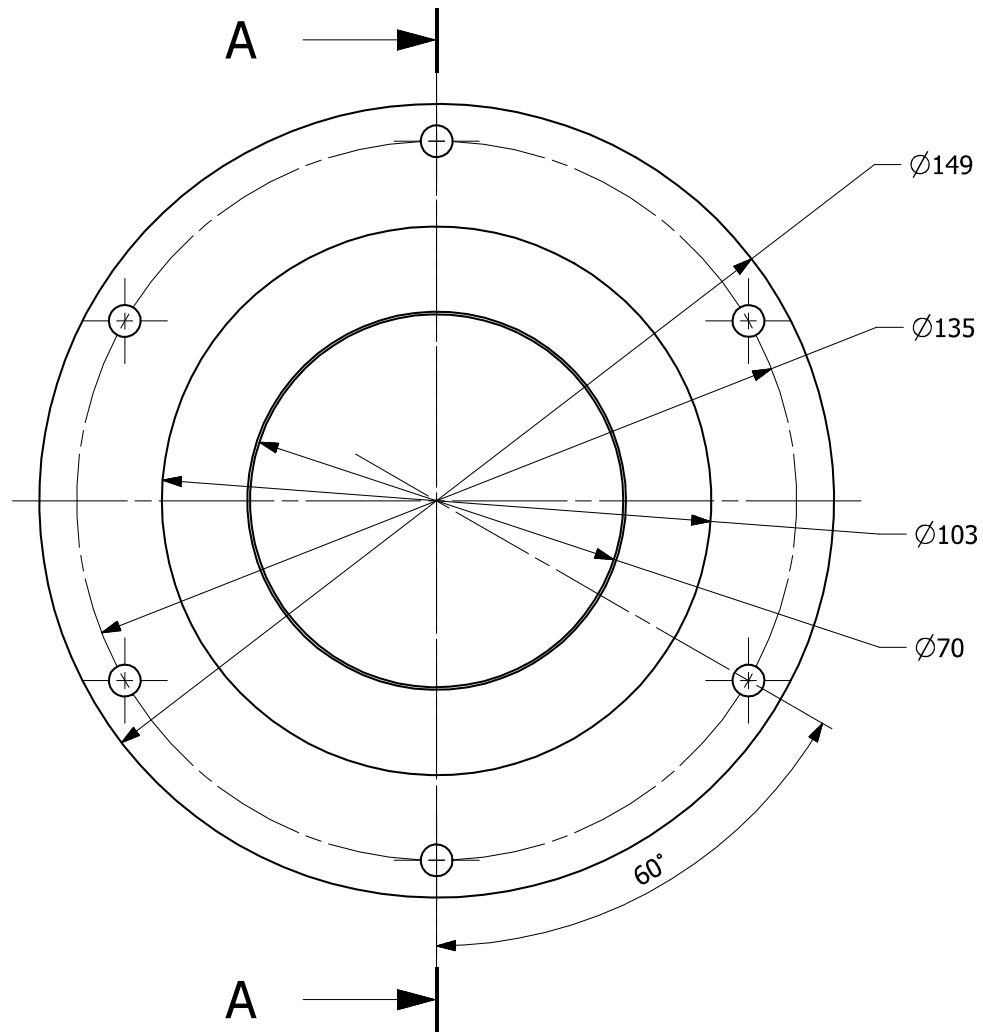
MÓDULO	5
Nº DE DIENTES	58
ÁNGULO PRESIÓN	20°
ÁNGULO INCLINACIÓN	20°

Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	RUEDA EJE DE SALIDA			
Revisado	J. E. Tarancón Caro				
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1:2	Material	42CrMo4
		Fecha	1/3/2021	Hoja	1



SECCION A-A

Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista	TAPA EJE DE ENTRADA			
Revisado	J. E. Tarancón Caro				
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1.5:1	Material	EN-GJL 250
		Fecha	1/3/2021	Hoja	1



SECTION A-A

Versión	A	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD			
Diseñado	Miguel Rausell Arista				
Revisado	J. E. Tarancón Caro	TAPA EJE DE SALIDA			
Tutor	J. E. Tarancón Caro				
E.T.S.I.D. - Universitat Politècnica de Valencia		Escala	1:1	Material	EN-GJL-250
		Fecha	1/3/2021	Hoja	1



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE
TRANSMISIÓN 10,7 Y PAR MÁXIMO A LA
SALIDA DE 2220 N·M**

PLIEGO DE CONDICIONES

INDICE

1. INTRODUCCIÓN	129
2. CONDICIONES TÉCNICAS	129
2.1. MATERIALES	129
2.1.1. EJES.....	129
2.1.2. ENGRANAJES	130
2.1.3. CARCASA Y TAPAS	130
2.2. CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN.....	131
2.2.1. EJE DE ENTRADA.....	131
2.2.2. EJE INTERMEDIO.....	131
2.2.3. EJE DE SALIDA.....	132
2.2.4. PIÑÓN DEL EJE DE ENTRADA.....	132
2.2.5. RUEDA DEL EJE INTERMEDIO	132
2.2.6. PIÑÓN DEL EJE INTERMEDIO.....	133
2.2.7. RUEDA DEL EJE DE SALIDA.....	133
2.2.8. CARCASA.....	134
2.2.9. TAPA EJE DE ENTRADA	134
2.2.10. TAPA EJE DE SALIDA	134
2.3. MONTAJE Y ENSAYOS.....	135
3. CONDICIONES FACULTATIVAS.....	135
3.1. EL CONTRATISTA	135
3.2. LA DIRECCIÓN TÉCNICA.....	135
3.3. COMIENZO Y RITMO DEL PROYECTO	136
3.3.1. FASE DE FABRICACIÓN	136
3.3.2. FASE DE ENSAMBLAJE Y PRUEBAS	136
3.3.3. FASE DE TRANSPORTE DEL PRODUCTO.....	136
3.4. FALLOS DURANTE EL TRANSCURSO DEL PROYECTO	136
3.5. GARANTÍA.....	137

1. INTRODUCCIÓN

La finalidad del presente documento es detallar las condiciones a llevar a cabo para asegurar que tanto los métodos de trabajo empleados como la calidad del producto son correctos.

Este documento queda dividido en dos partes: las condiciones técnicas y las condiciones facultativas.

Los apartados para la fabricación y ejecución del reductor son:

- Memoria: Prevalece sobre los otros documentos en cuanto a descripción de los materiales y los cálculos hechos.
- Planos: Prevalecen en cuanto a dimensionado de los elementos del reductor.
- Pliego: Prevalece en cuanto a condiciones técnicas y legales.
- Presupuesto: Prevalece en cuanto a coste de los componentes del reductor.

2. CONDICIONES TÉCNICAS

2.1. MATERIALES

2.1.1. EJES

Los ejes están fabricados con acero laminado forjado 34CrNiMo6 según la norma UNE-EN 10027-1:2017, y su punto de fusión oscilará entre los 900°C y los 1150°C.

Las propiedades mecánicas del material son:

Resistencia a tracción (MPa)	1300
Límite de fluencia (MPa)	860
Dureza (HB)	401

La composición química del material es:

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

Para dar validez al material empleado, tendrá que pasar un control de calidad exhaustivo para certificar tanto su composición como sus propiedades.

2.1.2. ENGRANAJES

Los engranajes están fabricados con acero templado y revenido 42CrMo4 según la norma UNE-EN 10027-1:2017. Para conseguir este tratamiento térmico, primero se tiene que fundir a 840°C y posteriormente a 1380°C.

Las propiedades mecánicas del material son:

Resistencia a tracción (MPa)	1120
Límite de fluencia (MPa)	1040
Dureza (HB)	321

La composición química del material es:

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

Para dar validez al material empleado, tendrá que pasar un control de calidad exhaustivo para certificar tanto su composición como sus propiedades.

2.1.3. CARCASA Y TAPAS

La carcasa y las tapas están fabricadas con fundición gris EN-GJL 250 según la norma UNE-EN 1561:2012.

Las propiedades mecánicas del material son:

Resistencia a tracción (MPa)	250 - 350
Límite de fluencia (MPa)	165 - 228
Dureza (HB)	180 - 220

La composición química del material es:

	%
Carbono (C)	2,5 - 4
Silicio (Si)	1,0 - 3

Para dar validez al material empleado, tendrá que pasar un control de calidad exhaustivo para certificar tanto su composición como sus propiedades.

2.2. CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN

En el siguiente apartado, se explicarán los procesos de fabricación seguidos para fabricar las piezas de nuestro reductor de velocidad. Así pues, explicaremos los mecanizados de los ejes, engranajes, tapas y carcasa del reductor.

2.2.1. EJE DE ENTRADA

Para el mecanizado del eje de entrada, partiremos de una pieza cilíndrica de 45x205mm.

Debido a una primera operación de desbaste y una posterior de acabado en el torno, las medidas iniciales son más grandes que en la pieza final ya que pueden existir imperfecciones superficiales. De este modo se consigue el ajuste requerido k5 para situar los rodamientos.

El proceso de fabricación del eje de entrada queda de la siguiente forma:

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado caras exteriores
	Cilindrado exterior de 40 mm
	Cilindrado exterior de 35 mm con radio de curvatura de 2,5 mm
	Achaflanado de 2 mm extremos del eje
Fresadora	Ranurado chavetero

2.2.2. EJE INTERMEDIO

Para el mecanizado del eje intermedio, partiremos de una pieza cilíndrica de 60x225mm.

Debido a una primera operación de desbaste y una posterior de acabado en el torno, las medidas iniciales son más grandes que en la pieza final ya que pueden existir imperfecciones superficiales. De este modo se consigue el ajuste requerido k5 para situar los rodamientos.

El proceso de fabricación del eje intermedio queda de la siguiente forma:

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado caras exteriores
	Cilindrado exterior de 55 mm
	Cilindrado exterior de 50 mm con radio de curvatura de 2,5 mm
	Achaflanado de 2 mm extremos del eje
Fresadora	Ranurado chavetero

2.2.3. EJE DE SALIDA

Para el mecanizado del eje de salida, partiremos de una pieza cilíndrica de 80x352mm.

Debido a una primera operación de desbaste y una posterior de acabado en el torno, las medidas iniciales son más grandes que en la pieza final ya que pueden existir imperfecciones superficiales. De este modo se consigue el ajuste requerido k5 para situar los rodamientos.

El proceso de fabricación del eje de salida queda de la siguiente forma:

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado caras exteriores
	Cilindrado exterior de 75 mm
	Cilindrado exterior de 70 mm con radio de curvatura de 2,5 mm
	Achaflanado de 2 mm extremos del eje
Fresadora	Ranurado chavetero

2.2.4. PIÑÓN DEL EJE DE ENTRADA

El piñón de entrada se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de 85x45mm.

Para dejar un buen acabado, las medidas iniciales de la pieza son más grandes ya que pueden existir imperfecciones superficiales y de esta forma poder conseguir las tolerancias de mecanizado.

El proceso de fabricación del piñón de entrada queda de la siguiente forma:

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado caras exteriores
	Cilindrado exterior de 82 mm
	Cilindrado interior de 35 mm
Fresadora	Tallado de dientes
	Ranurado

2.2.5. RUEDA DEL EJE INTERMEDIO

La rueda del eje intermedio se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de 255x45mm.

Para dejar un buen acabado, las medidas iniciales de la pieza son más grandes ya que pueden existir imperfecciones superficiales y de esta forma poder conseguir las tolerancias de mecanizado.

El proceso de fabricación de la rueda del eje intermedio queda de la siguiente forma:

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado caras exteriores
	Cilindrado exterior de 249 mm
	Cilindrado interior de 50 mm
Fresadora	Tallado de dientes
	Ranurado

2.2.6. PIÑÓN DEL EJE INTERMEDIO

El piñón del eje intermedio se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de 115x85mm.

Para dejar un buen acabado, las medidas iniciales de la pieza son más grandes ya que pueden existir imperfecciones superficiales y de esta forma poder conseguir las tolerancias de mecanizado.

El proceso de fabricación del piñón del eje intermedio queda de la siguiente forma:

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado caras exteriores
	Cilindrado exterior de 110 mm
	Cilindrado interior de 50 mm
Fresadora	Tallado de dientes
	Ranurado

2.2.7. RUEDA DEL EJE DE SALIDA

La rueda del eje de salida se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de 330x85mm.

Para dejar un buen acabado, las medidas iniciales de la pieza son más grandes ya que pueden existir imperfecciones superficiales y de esta forma poder conseguir las tolerancias de mecanizado.

El proceso de fabricación de la rueda del eje de salida queda de la siguiente forma:

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado caras exteriores
	Cilindrado exterior de 325 mm
	Cilindrado interior de 70 mm
Fresadora	Tallado de dientes
	Ranurado

2.2.8. CARCASA

La fabricación de la carcasa se realizará mediante colada en molde de arena. Se empleará un molde para la parte inferior y otro simétrico para la parte superior de la carcasa.

Una vez extraída la carcasa del molde, se comprobará que no existan grietas que puedan provocar fugas del lubricante o fracturas durante cargas de trabajo.

Si la comprobación anterior es correcta, se procederá a realizar el mecanizado de los alojamientos para los rodamientos, tapones, visor de nivel y tornillería de unión. La tolerancia de ajuste en los alojamientos de rodamientos es k6.

2.2.9. TAPA EJE DE ENTRADA

La tapa del eje de entrada se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de 110x15mm.

Debido a una primera operación de desbaste y una posterior de acabado en el torno, las medidas iniciales son más grandes que en la pieza final ya que pueden existir imperfecciones superficiales. De este modo se consigue el ajuste requerido.

El proceso de fabricación de la tapa del eje de entrada queda de la siguiente forma:

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado caras exteriores
	Cilindrado exterior de 106 mm
	Cilindrado interior de 60 mm
	Taladrado de 35 mm
Fresadora	Taladrado agujeros tornillería

2.2.10. TAPA EJE DE SALIDA

La tapa del eje de salida se fabricará a partir de una pieza cilíndrica de 155x15mm.

Debido a una primera operación de desbaste y una posterior de acabado en el torno, las medidas iniciales son más grandes que en la pieza final ya que pueden existir imperfecciones superficiales. De este modo se consigue el ajuste requerido.

El proceso de fabricación de la tapa del eje de salida queda de la siguiente forma:

MÁQUINA	OPERACIÓN
Torno	Refrentado caras exteriores
	Cilindrado exterior de 150 mm
	Cilindrado interior de 103 mm
	Taladrado de 70 mm
Fresadora	Taladrado agujeros tornillería

2.3. MONTAJE Y ENSAYOS

El montaje se llevará a cabo una vez fabricadas y mecanizadas todas las piezas del reductor de velocidad.

Será necesario comprobar que todos los componentes estén en perfecto estado evitando que tengan posibles defectos a la hora de ensamblar.

Una vez ensambladas todas las piezas, se procederá a realizar una serie de ensayos para asegurar el correcto funcionamiento del reductor.

3. CONDICIONES FACULTATIVAS

En este apartado se van a explicar las condiciones legales del proyecto, como la dirección, las responsabilidades y la planificación de la producción.

3.1. EL CONTRATISTA

Siendo contratado por el cliente, es el responsable de la dirección general del proyecto.

Ante cualquier problema durante la realización del proyecto, el contratista podrá dirigirse a la dirección técnica del cliente.

Para la realización del proyecto, el contratista proporcionará los materiales, equipo y mano de obra necesaria.

El proyectista puede designar un jefe de proyecto. Ambos se encargarán de supervisar cada una de las fases del proyecto.

Los operarios que se encuentren a disposición del contratista deberán tener todos los documentos y certificados en orden.

Ante cualquier accidente durante la fabricación del reductor, el contratista será el principal responsable, corriendo a cargo de él cualquier indemnización.

Hasta que la dirección técnica del cliente no de la validación, no se podrá comenzar con los trabajos.

3.2. LA DIRECCIÓN TÉCNICA

Es una organización creada por el propio cliente cuya finalidad es poder intervenir en la toma de decisiones sobre plazos y ritmo del proyecto en nombre del cliente en el caso de ausencia personal de este último.

La dirección técnica puede ordenar con antelación al contratista, cualquier cambio a realizar en el proyecto de forma justificada.

3.3. COMIENZO Y RITMO DEL PROYECTO

Las máquinas y herramientas empleadas en la fabricación del reductor tendrán que ser comprobadas con antelación, cumpliendo con todas las medidas de seguridad y elementos de protección.

La dirección técnica será la encargada de determinar el inicio y el fin de cada fase.

El plazo estipulado para la fabricación, ensayos y preparación para envío del reductor de velocidad será de mes y medio.

3.3.1. FASE DE FABRICACIÓN

Los ejes, engranajes y carcasa tendrán un tiempo estimado de fabricación desde el comienzo del proyecto de 3 semanas como máximo.

En el apartado de Condiciones Técnicas se indican los materiales empleados para fabricar los elementos del reductor de velocidad.

Durante el periodo de fabricación se comprarán los elementos restantes tales como: aceite, casquillos, tapones, etc. Los gastos irán a cargo del contratista.

3.3.2. FASE DE ENSAMBLAJE Y PRUEBAS

El montaje y los ensayos del reductor de velocidad se realizarán en un plazo máximo de dos semanas. Se comprobará su correcto funcionamiento en los dos sentidos posibles de giro para asegurar su correcto funcionamiento.

3.3.3. FASE DE TRANSPORTE DEL PRODUCTO

Una vez esté listo el reductor para poder ser enviado al cliente y teniendo la aprobación de la dirección técnica, los periodos máximos de embalaje y transporte del producto son los siguientes:

- Territorio nacional: 1 semana
- Envíos al extranjero: hasta 2 semanas

Cualquier gasto ocasionado por la fabricación y transporte del reductor correrán a cargo del contratista.

3.4. FALLOS DURANTE EL TRANSCURSO DEL PROYECTO

Si en algún momento surge un imprevisto debido a defectos superficiales o internos en la fabricación de los componentes del reductor, cualquier gasto adicional correrá a cargo del contratista.

3.5. GARANTÍA

Una vez el cliente haya recibido el reductor de velocidad, dará comienzo el periodo de garantía.

Este periodo tendrá una duración de doce meses. A lo largo de este tiempo el cliente podrá reclamar cualquier problema que impida el correcto funcionamiento del reductor. Los gastos ocasionados por dichos problemas correrán a cargo del contratista.

La garantía quedará anulada si el cliente efectúa alguna modificación respecto a cuando se hizo la recepción del reductor por parte del contratista. Esta anulación también se producirá en caso de encontrar daños debido a un mal uso del reductor.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 10,7 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2220 N·M

PRESUPUESTO

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	141
2. EJES.....	141
2.1. EJE DE ENTRADA.....	141
2.1.1. MATERIAL EN BRUTO	141
2.1.2. MECANIZADO	141
2.1.3. COSTE TOTAL.....	141
2.2. EJE INTERMEDIO.....	141
2.2.1. MATERIAL EN BRUTO	141
2.2.2. MECANIZADO	142
2.2.3. COSTE TOTAL.....	142
2.3. EJE DE SALIDA.....	142
2.3.1. MATERIAL EN BRUTO	142
2.3.2. MECANIZADO	142
2.3.3. COSTE TOTAL.....	142
3. ENGRANAJES	143
3.1. PIÑÓN EJE DE ENTRADA	143
3.1.1. MATERIAL EN BRUTO	143
3.1.2. MECANIZADO	143
3.1.3. COSTE TOTAL.....	143
3.2. RUEDA EJE INTERMEDIO	143
3.2.1. MATERIAL EN BRUTO	143
3.2.2. MECANIZADO	143
3.2.3. COSTE TOTAL.....	144
3.3. PIÑÓN EJE INTERMEDIO.....	144
3.3.1. MATERIAL EN BRUTO	144
3.3.2. MECANIZADO	144
3.3.3. COSTE TOTAL.....	144
3.4. RUEDA EJE DE SALIDA	144
3.4.1. MATERIAL EN BRUTO	144
3.4.2. MECANIZADO	145
3.4.3. COSTE TOTAL.....	145

4. CARCASA.....	145
4.1. MATERIAL EN BRUTO	145
4.2. CONFORMADO	145
4.3. MECANIZADO	145
4.4. COSTE TOTAL.....	146
5. TAPA EJE DE ENTRADA	146
5.1. MATERIAL EN BRUTO	146
5.2. MECANIZADO	146
5.3. COSTE TOTAL.....	146
6. TAPA EJE DE SALIDA	147
6.1. MATERIAL EN BRUTO	147
6.2. MECANIZADO	147
6.3. COSTE TOTAL.....	147
7. PIEZAS SUMINISTRADAS.....	148
8. COSTE TOTAL NETO.....	148
9. VALOR TOTAL	149

1. INTRODUCCIÓN

Para el presente proyecto, el presupuesto se ha dividido en dos partes. Una parte ha sido destinada para la compra de material en bruto para mecanizar ciertos componentes del reductor (ejes, engranajes, carcasa, etc.) y la otra se ha empleado para adquirir materiales ya manufacturados (rodamientos, retenes, tapones, etc.).

2. EJES

2.1. EJE DE ENTRADA

2.1.1. MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
34CrNiMo6	2,56	1,96	5,02

2.1.2. MECANIZADO

Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Torno	Refrentado caras	0,016	30	0,48
	Cilindrado exterior de 40mm	0,025	30	0,75
	Cilindrado exterior de 35 mm con radio de curvatura de 2,5 mm	0,2	30	6
	Achaflanados 2mm	0,0028	30	0,084
Fresadora	Fresado chaveteros	0,1	40	4
TOTAL				11,31 €

2.1.3. COSTE TOTAL

EJE DE ENTRADA	
Precio Material	5,02 €
Precio Mecanizado	11,31 €
TOTAL	16,33 €

2.2. EJE INTERMEDIO

2.2.1. MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
34CrNiMo6	5	1,96	9,80

2.2.2. MECANIZADO

Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Torno	Refrentado caras	0,016	30	0,48
	Cilindrado exterior de 55mm	0,03	30	0,9
	Cilindrado exterior de 50 mm con radio de curvatura de 2,5 mm	0,25	30	7,5
	Achaflanados 2mm	0,0028	30	0,084
Fresadora	Fresado chaveteros	0,167	40	6,68
TOTAL			15,64 €	

2.2.3. COSTE TOTAL

EJE INTERMEDIO	
Precio Material	9,80 €
Precio Mecanizado	15,64 €
TOTAL	25,44 €

2.3. EJE DE SALIDA

2.3.1. MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
34CrNiMo6	13,88	1,96	27,20

2.3.2. MECANIZADO

Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Torno	Refrentado caras	0,0125	30	0,375
	Cilindrado exterior de 75mm	0,05	30	1,5
	Cilindrado exterior de 70 mm con radio de curvatura de 2,5 mm	0,5	30	15
	Achaflanados 2mm	0,0028	30	0,084
Fresadora	Fresado chaveteros	0,25	40	10
TOTAL			26,96 €	

2.3.3. COSTE TOTAL

EJE DE SALIDA	
Precio Material	27,20 €
Precio Mecanizado	26,96 €
TOTAL	54,16 €

3. ENGRANAJES

3.1. PIÑÓN EJE DE ENTRADA

3.1.1. MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
42CrMo4	2	1,42	2,84

3.1.2. MECANIZADO

Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Torno	Refrentado caras	0,1	30	3
	Cilindrado exterior de 82mm	0,033	30	0,99
	Cilindrado interior de 35mm	0,1	30	3
Fresadora	Fresado dientes	1	40	40
	Ranurado chavetero	0,167	40	6,68
TOTAL				53,67 €

3.1.3. COSTE TOTAL

PIÑÓN EJE DE ENTRADA	
Precio Material	2,84 €
Precio Mecanizado	53,67 €
TOTAL	56,51 €

3.2. RUEDA EJE INTERMEDIO

3.2.1. MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
42CrMo4	18,03	1,42	25,60

3.2.2. MECANIZADO

Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Torno	Refrentado caras	2	30	60
	Cilindrado exterior de 249mm	0,1	30	3
	Cilindrado interior de 50mm	0,25	30	7,5
Fresadora	Fresado cajeras interiores	1,5	40	60
	Taladrado agujeros ø45mm	0,25	40	10
	Fresado dientes	2,8	40	112
	Ranurado chavetero	0,2	40	8
TOTAL				260,50 €

3.2.3. COSTE TOTAL

RUEDA EJE INTERMEDIO	
Precio Material	25,60 €
Precio Mecanizado	260,50 €
TOTAL	286,10 €

3.3. PIÑÓN EJE INTERMEDIO

3.3.1. MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
42CrMo4	6,93	1,42	9,84

3.3.2. MECANIZADO

Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Torno	Refrentado caras	0,1	30	3
	Cilindrado exterior de 110mm	0,083	30	2,49
	Cilindrado interior de 50mm	0,183	30	5,49
Fresadora	Fresado dientes	1,2	40	48
	Ranurado chavetero	0,2	40	8
TOTAL			66,98 €	

3.3.3. COSTE TOTAL

PIÑÓN EJE INTERMEDIO	
Precio Material	9,84 €
Precio Mecanizado	66,98 €
TOTAL	76,82 €

3.4. RUEDA EJE DE SALIDA

3.4.1. MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
42CrMo4	57,04	1,42	81,00

3.4.2. MECANIZADO

Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Torno	Refrentado caras	0,67	30	20,1
	Cilindrado exterior de 325mm	0,13	30	3,9
	Cilindrado interior de 70mm	0,383	30	11,49
Fresadora	Fresado cajeras interiores	2	40	80
	Taladrado agujeros ø45mm	0,25	40	10
	Fresado dientes	2,15	40	86
	Ranurado chavetero	0,23	40	9,2
TOTAL			220,69 €	

3.4.3. COSTE TOTAL

RUEDA EJE DE SALIDA	
Precio Material	81,00 €
Precio Mecanizado	220,69 €
TOTAL	301,69 €

4. CARCASA

4.1. MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
EN-GJL 250	30	0,94	28,20

4.2. CONFORMADO

Operación	Coste (€)
Molde	2300

4.3. MECANIZADO

CARCASA SUPERIOR				
Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Fresadora	Taladro ø18	0,2	40	8
	Fresado cara de unión	1	40	40
	Alojamiento rodamientos k6	5	40	200
	Agujeros M6	0,25	40	10
	Agujeros M8	0,416	40	16,64
TOTAL			274,64 €	

CARCASA INFERIOR				
Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Fresadora	Taladro ϕ 12,5	0,167	40	6,68
	Taladro ϕ 14,5	0,2	40	8
	Fresado cara de unión	1	40	40
	Alojamiento rodamientos k6	5	40	200
	Agujeros M6	0,25	40	10
	Agujeros M8	0,416	40	16,64
TOTAL			281,32 €	

4.4. COSTE TOTAL

CARCASA	
Precio Material	28,20 €
Precio Molde	2.300 €
Precio Mecanizado	555,96 €
TOTAL	2.884,16 €

5. TAPA EJE DE ENTRADA

5.1. MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
EN-GJL 250	0,8	0,94	0,75

5.2. MECANIZADO

Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Torno	Refrentado caras	0,2	30	6
	Cilindrado exterior de ϕ 106mm	0,167	30	5,01
	Taladrado ϕ 35,5	0,067	30	2,01
	Cilindrado interior ϕ 60	0,25	30	7,5
Fresadora	Agujeros ϕ 6,5	0,33	40	13,2
TOTAL			33,72 €	

5.3. COSTE TOTAL

TAPA ENTRADA	
Precio Material	0,75 €
Precio Mecanizado	34 €
TOTAL	34,47 €

6. TAPA EJE DE SALIDA

6.1. MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
EN-GJL 250	1,1	0,94	1,03

6.2. MECANIZADO

Máquina	Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Torno	Refrentado caras	0,25	30	7,5
	Cilindrado exterior de $\varnothing 150\text{mm}$	0,33	30	9,9
	Taladrado $\varnothing 70,5$	0,25	30	7,5
	Cilindrado interior $\varnothing 103$	0,33	30	9,9
Fresadora	Agujeros $\varnothing 6,5$	0,33	40	13,2
TOTAL			48,00 €	

6.3. COSTE TOTAL

TAPA SALIDA	
Precio Material	1,03 €
Precio Mecanizado	48 €
TOTAL	49,03 €

7. PIEZAS SUMINISTRADAS

Descripción	Cantidad	Unidad	Coste (€/ud)	Total (€)
Rodamiento SKF 33207	2	UD.	22,69	45,38
Rodamiento SKF 32210	2	UD.	21,43	42,86
Rodamiento SKF 33114	2	UD.	60,41	120,82
Chaveta 44x10x8	1	UD.	1,42	1,42
Chaveta 63x14x9	2	UD.	1,61	3,22
Chaveta 88x20x12	1	UD.	2,34	2,34
Sello radial HMS5 RG 35x47x6	1	UD.	2,89	2,89
Sello radial HMS5 RG 70x90x10	1	UD.	9,63	9,63
Casquillo ø35x15,6	1	UD.	0,29	0,29
Casquillo ø35x8	1	UD.	0,15	0,15
Casquillo ø50x16,5	1	UD.	0,49	0,49
Casquillo ø50x10,5	1	UD.	0,31	0,31
Casquillo ø50x2,75	1	UD.	0,08	0,08
Casquillo ø70x28,5	1	UD.	0,96	0,96
Casquillo ø70x15	1	UD.	0,51	0,51
Tornillo hexagonal DIN 933 M8x50	13	UD.	0,33	4,29
Tornillo hexagonal DIN 933 M6x40	12	UD.	0,14	1,68
Tuerca hexagonal M8	13	UD.	0,16	2,08
Arandela ø8,5	13	UD.	0,11	1,43
Arandela ø6,5	12	UD.	0,07	0,84
Visor de nivel GN-743	1	UD.	17,41	17,41
Tapón llenado NORELEM	1	UD.	1,31	1,31
Tapón vaciado NORELEM	1	UD.	1,64	1,64
Pintura RAL 5017	5	L	9	45
Aceite ISO VG 680	15	L	3,5	52,5
			Total	359,53 €

8. COSTE TOTAL NETO

Elemento	Coste (€)
Eje de entrada	16,33
Eje intermedio	25,44
Eje de salida	54,16
Piñón eje de entrada	56,51
Rueda eje intermedio	286,1
Piñón eje intermedio	76,82
Rueda eje de salida	301,69
Carcasa	2884,16
Tapa eje de entrada	34,47
Tapa eje de salida	49,03
Piezas suministrados	359,53
TOTAL	4.144,24 €

9. VALOR TOTAL

Concepto	Precio (€)
Coste neto	4.144,24 €
Gastos generales (14%)	580,19 €
Beneficio industrial (25%)	1.036,06 €
Subtotal	5.760,49 €
IVA (21%)	1.209,70 €
PRECIO FINAL	6.970,20 €