



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

Curso Académico:

ÍNDICE

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFG

- Memoria
- Planos
- Presupuesto
- Anejos

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. Capítulo 1 - Estado del arte	
1.1. Introducción.....	10
1.2. Principales factores a tener en cuenta.....	11
1.3. Objeto del proyecto.....	12
2. Capítulo 2 – Cálculos de transmisiones y diseño	
2.1. Datos de partida.....	12
2.2. Diseño conceptual.....	12
2.3. Características de cada etapa.....	13
2.4. Dimensionado de los engranajes.....	13
2.4.1. Diámetro del eje por rigidez torsional.....	14
2.4.2. Descripción de las chavetas.....	14
2.4.3. Determinación del diámetro de los engranajes.....	15
2.4.4. Determinación del ancho de los engranajes.....	15
2.4.4.1. Resistencia a la rotura por flexión del diente.....	16
2.4.4.2. Resistencia a la rotura por presión superficial.....	17
2.4.4.3. Resultado obtenido.....	17
2.5. Diagramas de esfuerzos.....	17
2.5.1. Eje de entrada.....	18
2.5.1.1. Sentido horario.....	18
2.5.1.2. Sentido anti horario	19
2.5.2. Eje intermedio.....	21
2.5.2.1. Sentido horario.....	21
2.5.2.2. Sentido anti horario	22
2.5.3. Eje de salida.....	23
2.5.3.1. Sentido horario.....	23
2.5.3.2. Sentido anti horario.....	25
2.6. Selección de rodamientos.....	26
2.6.1. Eje de entrada.....	26
2.6.2. Eje intermedio.....	26
2.6.3. Eje de salida.....	27

2.6.4.Vida de los rodamientos.....	27
2.7. Cálculo de la deflexión lateral.....	28
2.7.1.Eje de entrada.....	29
2.7.1.1. Sentido horario.....	29
2.7.1.2. Sentido anti horario.....	30
2.7.2.Eje intermedio.....	31
2.7.2.1. Sentido horario.....	31
2.7.2.2. Sentido anti horario.....	32
2.7.3.Eje de salida.....	33
2.7.3.1. Sentido horario.....	33
2.7.3.2. Sentido anti horario.....	34
2.8. Ensayo de fatiga.....	35
2.8.1.Eje de entrada.....	36
2.8.1.1. Sentido horario.....	36
2.8.1.2. Sentido anti horario.....	36
2.8.2.Eje intermedio.....	36
2.8.2.1. Sentido horario.....	36
2.8.2.2. Sentido anti horario.....	37
2.8.3.Eje de salida.....	37
2.8.3.1. Sentido horario.....	37
2.8.3.2. Sentido anti horario.....	37

ÍNDICE DE LOS PLANOS

3. Capítulo 3 - Planos	
3.1. Plano de conjunto.....	40
3.2. Eje de entrada.....	41
3.3. Eje intermedio.....	42
3.4. Eje de salida.....	43
3.5. Rueda conducida 1ª etapa.....	44
3.6. Rueda conducida 2ª etapa.....	45
3.7. Casquillo.....	46
3.8. Carcasa.....	47
3.9. Tapas eje de entrada.....	48
3.10. Tapa eje intermedio.....	49
3.11. Tapas eje de salida.....	50

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

4. Capítulo 4 - Presupuesto	
4.1. Cubicaciones.....	53
4.1.1.Arboles.....	53
4.1.1.1. Árbol de entrada.....	53

4.1.1.2. Árbol intermedio.....	53
4.1.1.3. Árbol de salida.....	53
4.1.2. Engranajes.....	54
4.1.2.1. Rueda primera etapa.....	54
4.1.2.2. Rueda segunda etapa.....	54
4.1.3. Carcasa y tapas de los arboles.....	54
4.2. Cuadro de precios de los materiales.....	55
4.2.1. Materiales.....	55
4.2.2. Cuadro de precios de mano de obra.....	56
4.2.3. Maquinaria.....	56
4.3. Estado de mediciones.....	57
4.4. Cuadro de precios descompuestos.....	58
4.4.1. Eje de entrada.....	58
4.4.2. Eje intermedio.....	58
4.4.3. Eje de salida.....	59
4.4.4. Rueda de la primera etapa.....	60
4.4.5. Rueda de la segunda etapa.....	60
4.4.6. Carcasa.....	61
4.4.7. Tapas de los arboles.....	61
4.5. Precio de cada unidad de fabricación.....	62
4.5.1. Unidad del eje de entrada.....	62
4.5.2. Unidad del eje intermedio.....	62
4.5.3. Unidad del eje de salida.....	62
4.5.4. Unidad de la rueda de la primera etapa.....	63
4.5.5. Unidad de la rueda de la segunda etapa.....	63
4.5.6. Unidad de la carcasa.....	63
4.5.7. Unidad de las tapas de los ejes.....	63
4.6. Presupuesto de ejecución material.....	64
4.7. Presupuesto base de contrata.....	64

ÍNDICE DE LOS ANEJOS

5. Capítulo 5 – Anejos	
5.1. Cálculos.....	66
5.1.1. Determinación del ancho del engranaje.....	66
5.1.2.1ª etapa.....	66
5.1.3.2ª etapa.....	67
5.1.4. Diagramas de esfuerzos.....	69
5.1.5. Selección de los rodamientos.....	70
5.1.6. Cálculo a fatiga.....	74
5.2. Chavetas estandarizadas.....	77
5.3. Arandelas.....	77
5.4. Materiales empleados en la construcción de engranajes.....	78

MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. Capítulo 1 - Estado del arte	
1.1. Introducción.....	10
1.2. Principales factores a tener en cuenta.....	11
1.3. Objeto del proyecto.....	12
2. Capítulo 2 – Cálculos de transmisiones y diseño	
2.1. Datos de partida.....	12
2.2. Diseño conceptual.....	12
2.3. Características de cada etapa.....	13
2.4. Dimensionado de los engranajes.....	13
2.4.1. Diámetro del eje por rigidez torsional.....	14
2.4.2. Descripción de las chavetas.....	14
2.4.3. Determinación del diámetro de los engranajes.....	15
2.4.4. Determinación del ancho de los engranajes.....	15
2.4.4.1. Resistencia a la rotura por flexión del diente.....	16
2.4.4.2. Resistencia a la rotura por presión superficial.....	17
2.4.4.3. Resultado obtenido.....	17
2.5. Diagramas de esfuerzos.....	17
2.5.1. Eje de entrada.....	18
2.5.1.1. Sentido horario.....	18
2.5.1.2. Sentido anti horario	19
2.5.2. Eje intermedio.....	21
2.5.2.1. Sentido horario.....	21
2.5.2.2. Sentido anti horario	22
2.5.3. Eje de salida.....	23
2.5.3.1. Sentido horario.....	23
2.5.3.2. Sentido anti horario.....	25
2.6. Selección de rodamientos.....	26
2.6.1. Eje de entrada.....	26
2.6.2. Eje intermedio.....	26
2.6.3. Eje de salida.....	27
2.6.4. Vida de los rodamientos.....	27
2.7. Cálculo de la deflexión lateral.....	28
2.7.1. Eje de entrada.....	29

2.7.1.1.	Sentido horario.....	29
2.7.1.2.	Sentido anti horario.....	30
2.7.2.	Eje intermedio.....	31
2.7.2.1.	Sentido horario.....	31
2.7.2.2.	Sentido anti horario.....	32
2.7.3.	Eje de salida.....	33
2.7.3.1.	Sentido horario.....	33
2.7.3.2.	Sentido anti horario.....	34
2.8.	Ensayo de fatiga.....	35
2.8.1.	Eje de entrada.....	36
2.8.1.1.	Sentido horario.....	36
2.8.1.2.	Sentido anti horario.....	36
2.8.2.	Eje intermedio.....	36
2.8.2.1.	Sentido horario.....	36
2.8.2.2.	Sentido anti horario.....	37
2.8.3.	Eje de salida.....	37
2.8.3.1.	Sentido horario.....	37
2.8.3.2.	Sentido anti horario.....	37

Capítulo 1. Estado del arte

1.1 INTRODUCCIÓN

Hoy en día, el rango de velocidades producidas por la mayor parte de los motores eléctricos industriales que existen en el mercado son demasiado altas para la aplicación directa a la que están destinados. Por ello la gran mayoría de máquinas que están accionadas por un motor necesitan de un mecanismo que adapte la velocidad para un correcto funcionamiento.

Este papel, junto con el de aumentar el par torsor manteniendo una misma potencia de transmisión, es el que desempeña el mecanismo denominado “reductor de velocidad”, también conocido como “caja reductora”. Este mecanismo consiste en uno o varios pares de engranajes, comúnmente conocidos como trenes de engranajes (véase Fig.1), montados en un mismo cuerpo compacto.

Junto con las transmisiones por correas y cadenas, los trenes de engranajes son el mecanismo líder para este tipo de conversiones dada su mayor eficiencia y seguridad en la transmisión de la potencia, su menor espacio requerido y su mayor rigidez en el montaje.

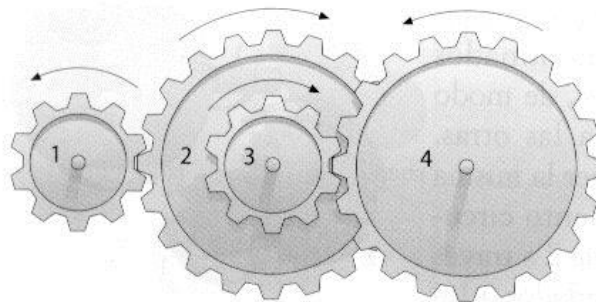


Fig. 1 Ejemplo tren de engranajes

Actualmente existe una gran diversidad de reductores de velocidad diferenciados entre sí, en la mayoría de los casos, por su forma constructiva, disposición de montaje y resistencia. Ejemplo de los mismos son los engranajes helicoidales, corona y sinfín, ortogonales, ejes paralelos, pendulares y planetarios.



Fig. 2 Ejemplo planetario



Fig. 3 Ejemplo corona y sinfín



Fig. 4 Ejemplo pendular

Para el correcto ensamblaje de estos equipos se necesitan diferentes accesorios como ruedas dentadas, árboles, rodamientos, etc. los cuáles serán diseñados mediante los cálculos pertinentes.

1.2 PRINCIPALES FACTORES A TENER EN CUENTA

A la hora de diseñar un reductor de velocidad es necesario conocer los llamados datos de entrada. Los datos de entrada son aquellos datos de los cuales partimos hacia el diseño. Estos, tienen su origen en el motor que va a accionar el reductor de velocidad y en los requerimientos que se quieren alcanzar, son la velocidad de entrada al reductor, velocidad de salida del mismo, la relación de transmisión y la potencia y par a transmitir.

Para el buen funcionamiento de cada una de las unidades de reducción, se habrá de tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Las unidades deben montarse sobre bases firmes para eliminar vibraciones y evitar un incorrecto alineamiento en los ejes.
- Si la transmisión de la unidad a la máquina es por acople directo entre ejes, es indispensable garantizar una perfecta alineación y centrado. Si la transmisión se hace por cadenas o correas, la tensión dada a estos elementos debe ser recomendada por el fabricante, previa alineación entre los piñones o poleas.
- Las unidades de acoplamiento deben montarse cuidadosamente sobre los ejes para no dañar los rodamientos y lo más cercanas a la carcasa para evitar cargas de flexión sobre los ejes.

Para un correcto mantenimiento del equipo, se habrá de seguir las siguientes recomendaciones:

- Los engranajes y los rodamientos han de estar lubricados por inmersión o salpique del aceite alojado en la carcasa, por tanto, se ha de revisar el nivel del aceite antes de poner en marcha el equipo.
- En la carcasa se encuentran los tapones de llenado, y drenaje de aceite. El de llenado posee un orificio de ventilación, el cual debe permanecer limpio.

1.3 OBJETO DEL PROYECTO

El objeto de este proyecto es desarrollar un reductor de velocidad de engranajes cilíndricos helicoidales con un ángulo de inclinación del diente de 20° , accionado por un motor eléctrico que proporciona una velocidad de entrada de 3000 revoluciones por minuto, un par de entrada es de 200 newtons por metro y se desea una relación de transmisión de 7,1.

El susodicho diseño se realizará en base a los criterios de mínimo espacio y coste teniendo en cuenta una alta fiabilidad.

Capítulo 2. Cálculo de las transmisiones y diseño

2.1 DATOS DE PARTIDA

Los datos de partida disponibles son los siguientes:

- Velocidad de entrada: 3000 rpm
- Par de entrada: 200 N·m
- Relación de transmisión: 7.1

2.2 DISEÑO CONCEPTUAL

En esta primera etapa del diseño, han sido definidas las siguientes características del reductor en base a los datos de partida:

- Número de etapas
- Disposición de los ejes en el espacio
- Forma aproximada de la carcasa
- Lubricación
- Métodos de fijación de los elementos sobre los ejes
- Tipos de rodamientos a utilizar y métodos de unión de los rodamientos con el eje y la carcasa

Teniendo en cuenta que en la mayoría de reductores industriales no se suelen emplear relaciones de velocidades superiores a 4 se ha decidido llevar a cabo la relación de transmisión de 7.1 en un total de 2 etapas. Se ha decidido que ambas etapas serán del mismo valor, de tal forma que:

$$i_{\text{Total}} = i_{1^{\text{a}}\text{etapa}} \cdot i_{2^{\text{a}}\text{etapa}} = 7.1$$

$$i_{1^{\text{a}}\text{etapa}} = i_{2^{\text{a}}\text{etapa}} = (i_{\text{Total}})^{1/2} = 2.66$$

En lo referente a la disposición de los ejes, existe una gran diversidad de tipologías. Habiendo tenido una vez ya definido el número total de etapas y la tipología de los engranajes, se ha escogido la configuración de ejes paralelos del tipo A (véase Fig. 4) siguiendo el criterio de diseñar la carcasa lo más sencilla posible.

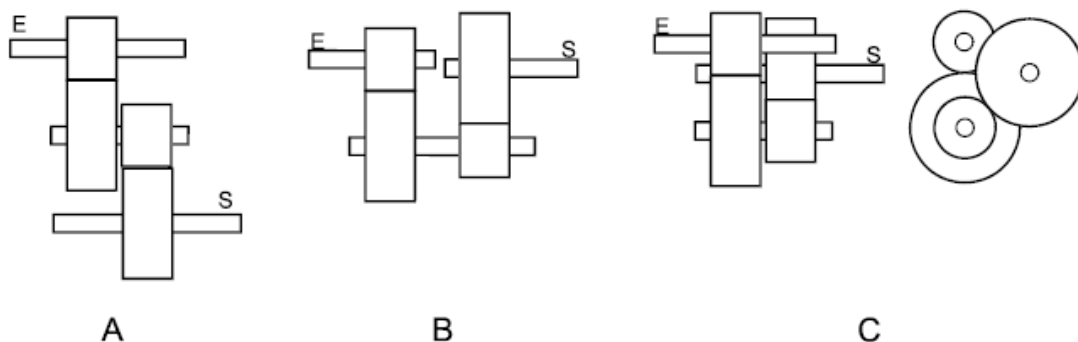


Fig. 5 Disposición común de ejes en un reductor de 2 etapas

Con el fin de economizar lo máximo posible el reductor, se utilizará un solo tipo de aceite para lubricar todos los elementos. Por lo que la geometría de la carcasa deberá permitir que el lubricante llegue a todos los componentes necesarios.

La carcasa se diseñará de tal modo que el reductor se pueda montar. Esta dispondrá de tapones de llenado, vaciado y control del nivel de aceite. A su vez, todos estos elementos portarán una correspondiente junta de estanqueidad. Se redondearán las aristas de la misma con el fin de evitar la presencia de cantos vivos por seguridad en la manipulación. Se diseñará también de tal forma que existan tapas individuales para cada uno de los rodamientos, facilitando así su inspección y montaje.

Se dispondrá de casquillos, arandelas y cambios de sección en los ejes para la fijación de los distintos elementos sobre los mismos. Para las uniones a torsión entre engranajes y ejes se utilizarán chavetas y cuando sea necesario, se mecanizará el engranaje en el eje.

Los rodamientos, inicialmente, se escogerán rígidos de bolas, por ser estos capaces de transmitir esfuerzos radiales a la vez de axiales además de por ser los más económicos. Una vez se haya estudiado la vida de los mismos se comprobará si son válidos, o si se han de utilizar otros de mayores prestaciones, como es el caso de los rodamientos de rodillos cónicos. La unión de estos con el eje y la carcasa se realizará de tal forma que exista un extremo fijo y otro libre a fin de evitar esfuerzos axiales innecesarios. Se evitará siempre el contacto entre partes fijas y partes móviles.

2.3 CÁRACTERISTICAS DE CADA ETAPA

Una vez se ha decidido la relación de transmisión de cada etapa, se ha calculado para cada árbol la velocidad de giro (ω), el par torsor (T) y la potencia (P) en cada uno de los árboles.

	ω (rpm)	T (N·m)	P (kW)
Eje de entrada	3000	200	62,831
Eje intermedio	1125,88	532,916	62,831
Eje de salida	422,53	1420	62,831

Para ello, además de saber que la potencia transmitida es la misma en cada uno de los distintos árboles, se han utilizado las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\omega_s}{\omega_e} = i_{total} = i_{1^a etapa} \cdot i_{2^a etapa} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \quad (\text{ec. 1})$$

$$P = T_i \cdot \omega_i \quad (\text{ec. 2})$$

2.4 DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES

El primer paso que se ha llevado a cabo a la hora de dimensionar los engranajes, ha sido realizar un cálculo previo del diámetro de cada uno de los árboles a rigidez torsional. De esta manera se ha podido determinar el diámetro de los engranajes.

Más adelante se ha realizado el estudio tanto a fatiga como a deflexión para comprobar si el dimensionado de los ejes a rigidez torsional es válido o si se ha de aumentar la sección de los mismos.

2.4.1 Diámetro del eje por rigidez torsional

El factor que determina normalmente el diámetro de los ejes en los lugares donde se localizan los engranajes es la rigidez torsional, siendo esta última la capacidad de soportar esfuerzos sin adquirir grandes desplazamientos y/o deformaciones.

A partir de la siguiente ecuación se ha evaluado el diámetro necesario de cada uno de los ejes para que la rigidez torsional de los mismos sea adecuada.

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot G \cdot d^4} \longrightarrow d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{\theta \cdot \pi \cdot G}} \quad (\text{ec. 3})$$

Limitando la primera parte de la igualdad a un máximo de $1,5^\circ/\text{m}$ y conociendo que el valor del módulo de rigidez torsional del acero (G) es de $8.1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$ se obtiene los siguientes diámetros mínimos:

- Eje de entrada: $d = 31,30 \text{ mm}$
- Eje intermedio: $d = 39.99 \text{ mm}$
- Eje de salida: $d = 51.1 \text{ mm}$

Finalmente mayoramos los ejes hasta normalizamos los diámetros al alza:

- Eje de entrada: $d = 35 \text{ mm}$
- Eje intermedio: $d = 40 \text{ mm}$
- Eje de salida: $d = 55 \text{ mm}$

2.4.2 Descripción de las chavetas

Una vez se ha determinado el diámetro de cada uno de los ejes, se ha calculado la longitud de la chaveta. Como se ha comentado en apartados anteriores, las chavetas son los elementos encargados de unir, en cuanto a torsión se refiere, piñones y ruedas a sus respectivos árboles.

La longitud de estas se calcula multiplicando el diámetro del eje correspondiente por 1.25

En la siguiente tabla se indican las características de las mismas.

	Etapa 1		Etapa 2	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Diámetro del eje (mm)	35	40	40	55
Anchura (mm)	10	10	10	16
Altura (mm)	8	8	8	10
Longitud (mm)	43,75	50	50	68,75
Profundidad en el eje (mm)	5	5	5	6
Profundidad en el eje (mm)	3,3	3,3	3,3	4.3

2.4.3 Determinación del diámetro de los engranajes

Primeramente, y una vez obtenido el diámetro a rigidez torsional de los ejes, se ha estimado el diámetro primitivo de los piñones a partir de la siguiente expresión:

$$d_p \geq d_{eje} + 2.5 \cdot m_n + 2mm \quad (\text{ec. 4})$$

Donde “ m_n ” es el módulo normal del engranaje, cuyo valor se ha escogido de la tabla de módulos estandarizados siguiente:

m_n	0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
-------	-----	-----	-----	---	------	-----	------	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

Una vez estimado el diámetro primitivo, se ha calculado el número de dientes del piñón a partir de la siguiente expresión:

$$d_p = m_t \cdot z \quad (\text{ec. 5})$$

Siendo “ m_t ” el valor del módulo aparente, el cual se obtiene a partir del módulo normal y el ángulo de inclinación del diente por medio de la siguiente expresión:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (\text{ec. 6})$$

Conocido el número de dientes del piñón, se calcula el de la correspondiente rueda por medio de la ec. 1.

De entre el amplio abanico de posibilidades, se ha optado por el valor que proporcione un tamaño mínimo sin que suponga riesgos de interferencia.

- **Primera etapa:**

Módulo:	$m_n = 1.75$
Nº de dientes del piñón:	$z_1 = 24$
Nº de dientes de la rueda:	$z_2 = 64$
Relación de transmisión:	$i_{1a \text{ etapa}} = \frac{z_2}{z_1} = 2.66$

- **Segunda etapa:**

Módulo:	$m_n = 3$
Nº de dientes del piñón:	$z_3 = 19$
Nº de dientes de la rueda:	$z_4 = 51$
Relación de transmisión:	$i_{2a \text{ etapa}} = \frac{z_4}{z_3} = 2.66$

Nótese que este cálculo se ha efectuado independientemente para cada etapa, redondeando al siguiente número entero próximo en el caso del número de dientes tanto de piñón como de rueda.

2.4.4 Determinación del ancho de los engranajes

La anchura de los engranajes se ha estudiado en base dos tipos de fallos: fallo a flexión y fallo superficial. Se ha llevado a cabo un proceso iterativo hasta dar con un coeficiente de seguridad a flexión (X_f) superior al de fallo superficial (X_H), y este a su vez, superior a un último que se ha

establecido desde un principio. El coeficiente de seguridad a flexión ha de ser el superior ya que el fallo a flexión es mucho más catastrófico y no da señal alguna que pueda indicar que se va a producir el mismo.

Se ha partido en el cálculo de un coeficiente de seguridad de 1.10, por lo tanto:

$$X_F > X_H \geq 1.10$$

Para cada uno de estos tipos de fallo se ha calculado un ancho respectivo b_F , y b_H . La solución será válida siempre que se cumpla la siguiente condición

$$b = b_H > b_F$$

En el primer paso a la hora de calcular el ancho requerido se ha necesitado elegir una variable, esta es el tipo de material a utilizar. En el Anejo 3 se puede encontrar la tabla de los diferentes materiales más comúnmente empleados en la construcción de engranajes.

Al ser posible, se ha escogido, para la fabricación de los engranajes el mismo material en todas las etapas. Las principales características del material seleccionado son:

- **Material:** Acero de cementación F1560
- **Dureza Brinell:** HB=660
- **Tensión de contacto admisible:** $S_{HL}=1500 \text{ daN/mm}^2$
- **Límite de resistencia a flexión:** $S_{FL}=461 \text{ daN/mm}^2$

2.4.4.1 Resistencia a la rotura por flexión del diente

El coeficiente de seguridad a flexión viene dado por:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad (\text{ec. 7})$$

Siendo:

- σ_F la tensión normal máxima debida a la flexión que aparece en el dentado del engranaje. Esta tensión normal máxima se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_{Sa} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (\text{ec. 8})$$

- S_{FP} la tensión máxima admisible por el material. La cual se ha calculado a partir de la siguiente expresión:

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad (\text{ec. 9})$$

Ambos parámetros son dependientes a su vez de coeficientes relacionados con la fuerza tangencial actuante sobre los dientes, la geometría del dentado, el tipo de carga, el lubricante utilizado, el tipo de ajuste o la calidad ISO entre otros.

2.4.4.2 Resistencia a la rotura por presión superficial

El coeficiente de seguridad a presión superficial viene dado por:

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H}\right)^2 \quad (\text{ec. 10})$$

Siendo:

- σ_H la tensión e contacto máxima debida a la presión superficial. Esta tensión de contacto máxima se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_H \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{1}} \quad (\text{ec. 11})$$

- S_{HP} la tensión de contacto máxima admisible para unas condiciones geométricas, de funcionamiento y lubricación del engranaje en una vida determinada y con un nivel de confianza conocido.

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \quad (\text{ec. 12})$$

Al igual que en el anterior criterio de fallo, ambos parámetros son dependientes, también, de coeficientes relacionados con la fuerza tangencial actuante sobre los dientes, la geometría del dentado, el tipo de carga etc.

2.4.4.3 Resultado obtenido

Tras llevar a cabo el proceso iterativo, anteriormente nombrado, la solución a la que se ha convergido es la siguiente:

		Material	Lubricante (mm ² /s)	Ancho del engranaje (mm)	¿Tallado en el eje?
1a etapa	Piñón	Acero de cementación	360	33	SI
	Rueda	Acero de cementación	360	33	NO
2a etapa	Piñón	Acero de cementación	360	33	SI
	Rueda	Acero de cementación	360	33	NO

2.5 DIAGRAMAS DE ESFUERZOS

Llegado a este punto del proyecto, y a fin de realizar la selección de los rodamientos, el estudio a deflexión lateral y el posterior a fatiga, se han calculado las distintas reacciones en los

apoyos y los momentos que tienen lugar en aquellas secciones susceptibles de fallar tanto por deflexión lateral como a fatiga. Estas serán aquellas secciones donde tenga lugar un cambio de sección (concentrador de tensiones) o existan fuerzas y/o momentos actuantes del exterior (las producidas por los mismos engranajes en movimiento).

Obtenido el ancho de los engranajes de cada una de las etapas, conocido el diámetro de los ejes, y por lo tanto, la longitud de los chaveteros, se ha estimado la posible longitud de los ejes y calculado las distintas fuerzas y momentos producidos por los engranajes en los diferentes sentidos de giro. En el anejo de cálculos se puede encontrar el cálculo de los nombrados momentos y fuerzas.

Con el objetivo de realizar los ejes lo más cortos posible, para así reducir el momento en los apoyos, se ha estimado una longitud de los ejes entre apoyos de 95 mm. En el anejo de cálculos se puede encontrar el cálculo de las diferentes fuerzas y momentos.

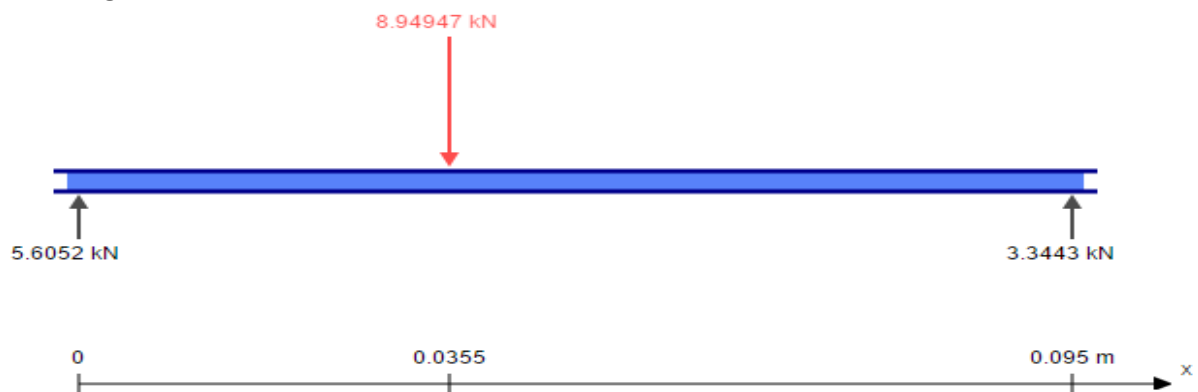
Los diagramas de esfuerzos obtenidos son los siguientes:

2.5.1 Eje de entrada

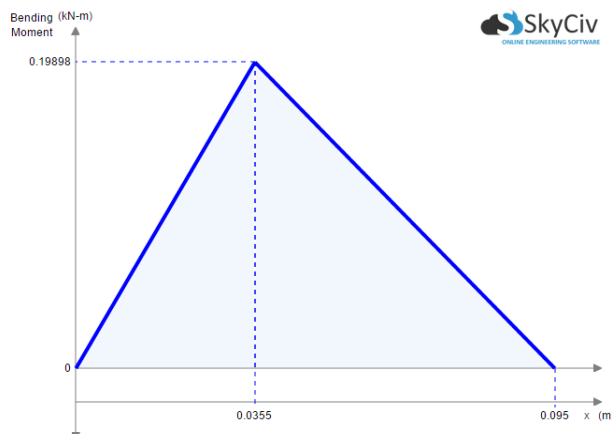
2.5.1.1 Sentido de giro horario

- Fuerza tangencial en Z

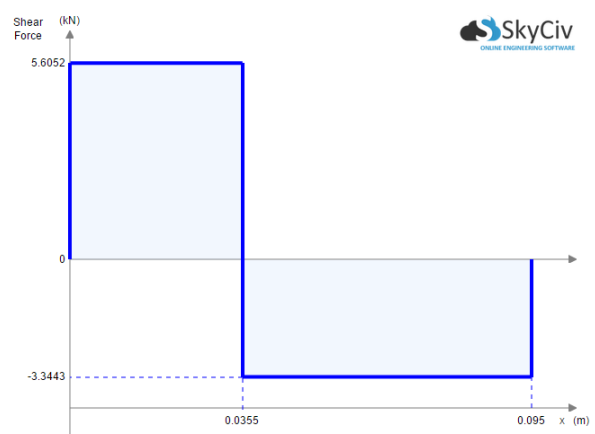
EJE DE ENTRADA



* Flector:

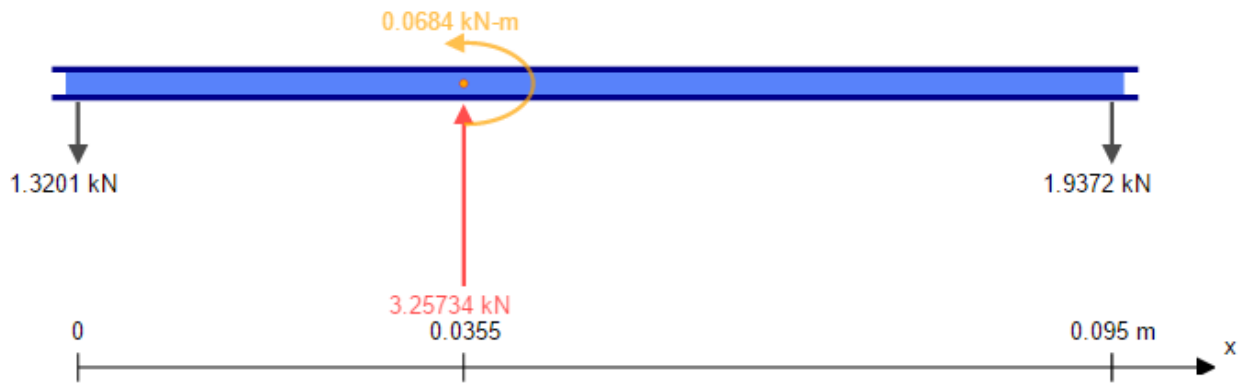


* Cortante:

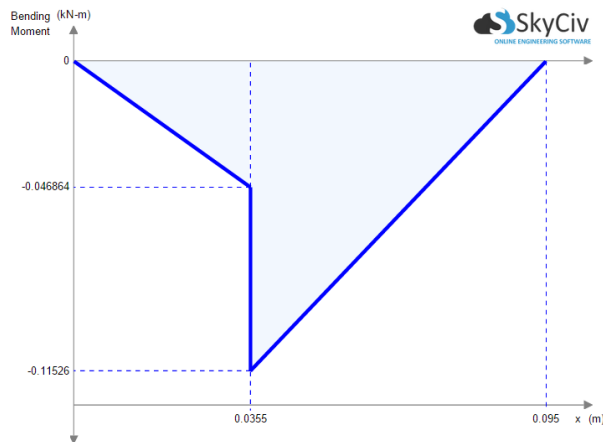


- Fuerza Radial en Y

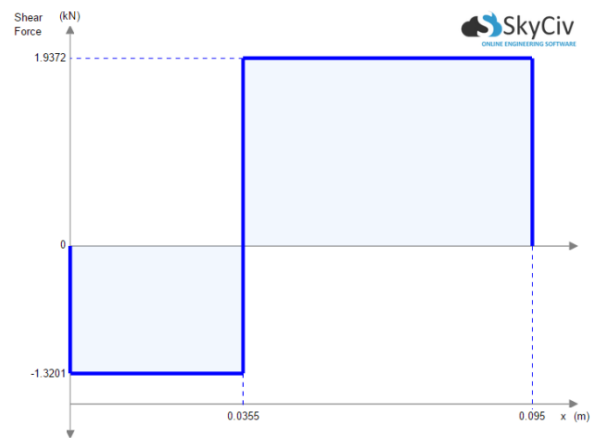
EJE DE ENTRADA



*** Flector:**



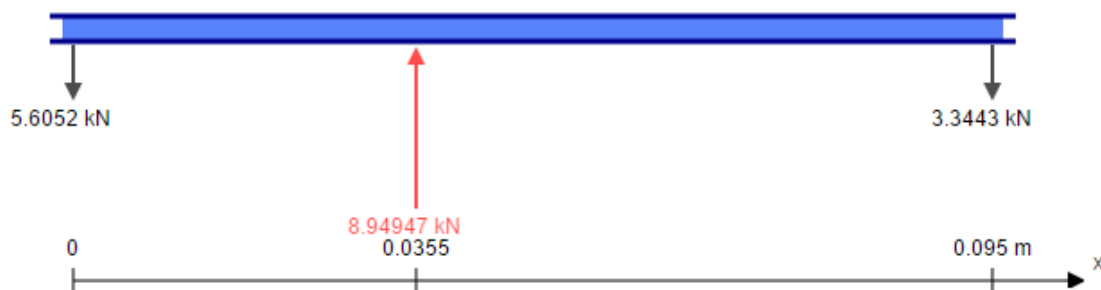
*** Cortante:**



2.5.1.2 Sentido de giro antihorario

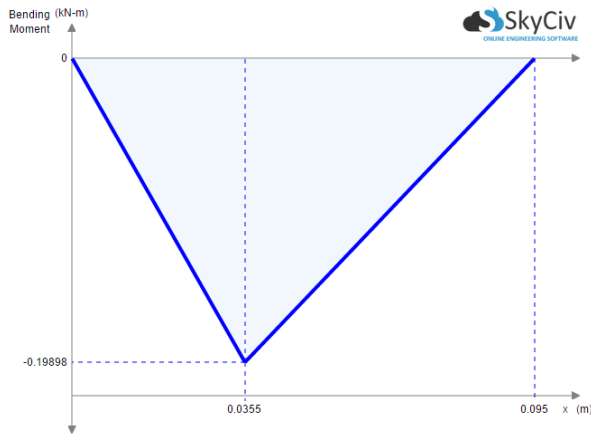
- Fuerza tangencial en Z

EJE DE ENTRADA

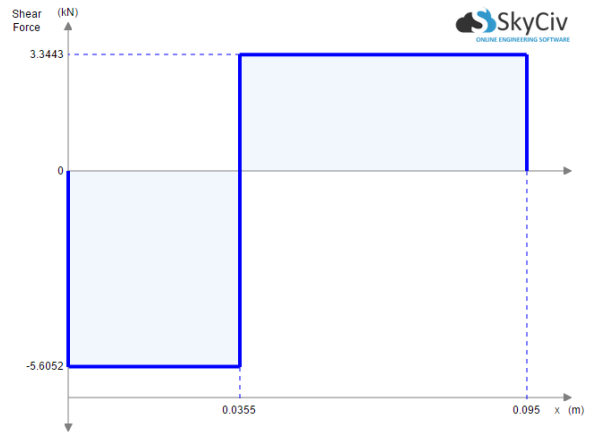


*** Flector:**

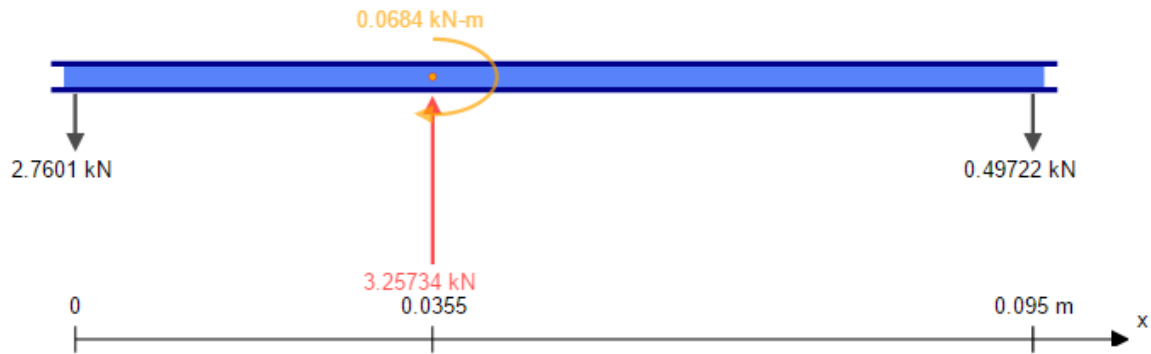
*** Cortante:**



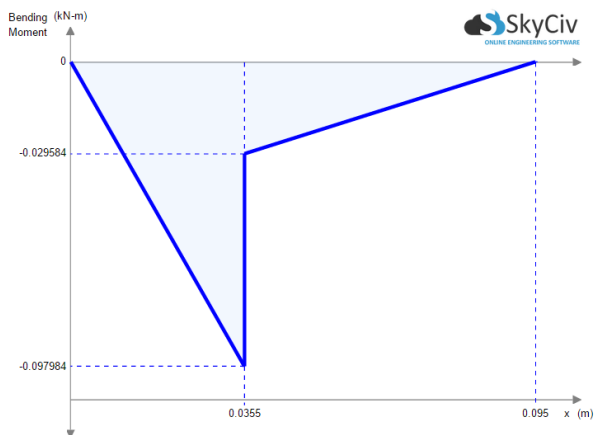
- Fuerza Radial en Y



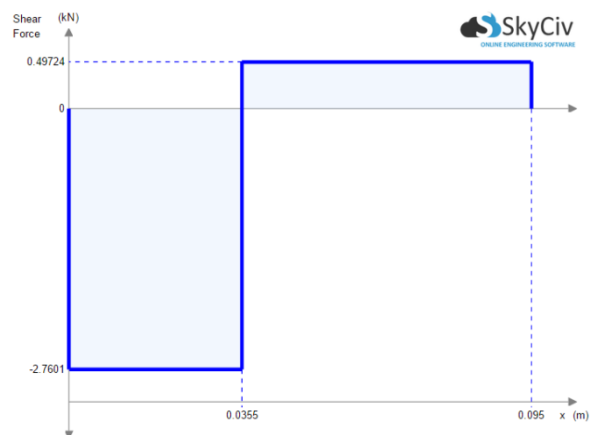
EJE DE ENTRADA



* Flector:



* Cortante:

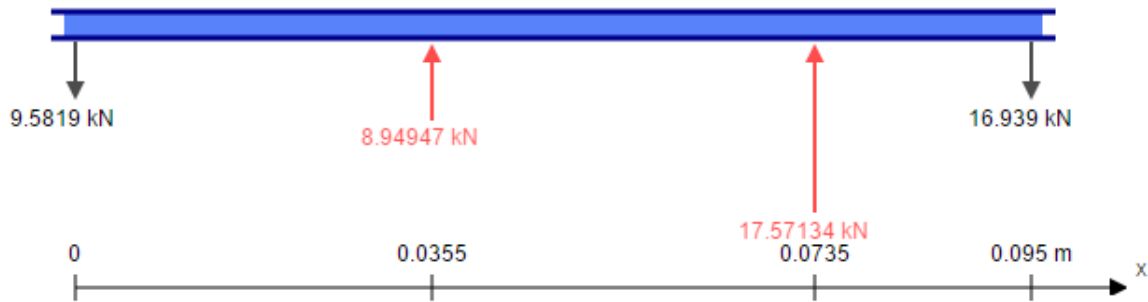


2.5.2 Eje intermedio

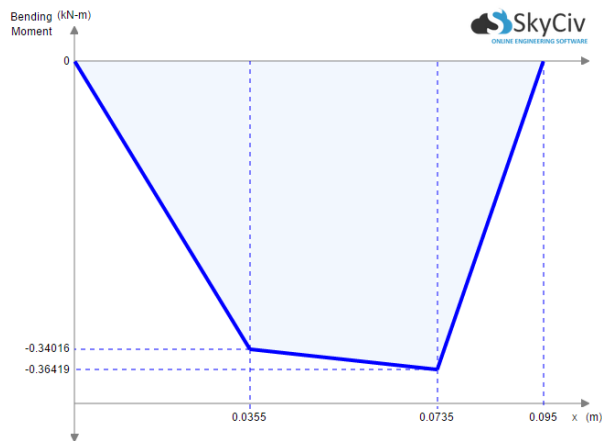
2.5.2.1 Sentido de giro horario

- Fuerza tangencial en Z

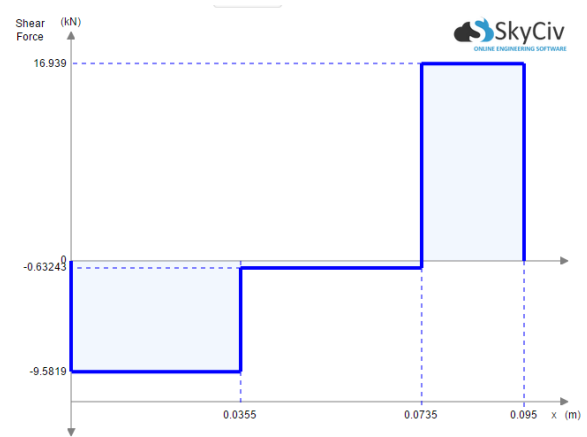
EJE INTERMEDIO



* Flector:

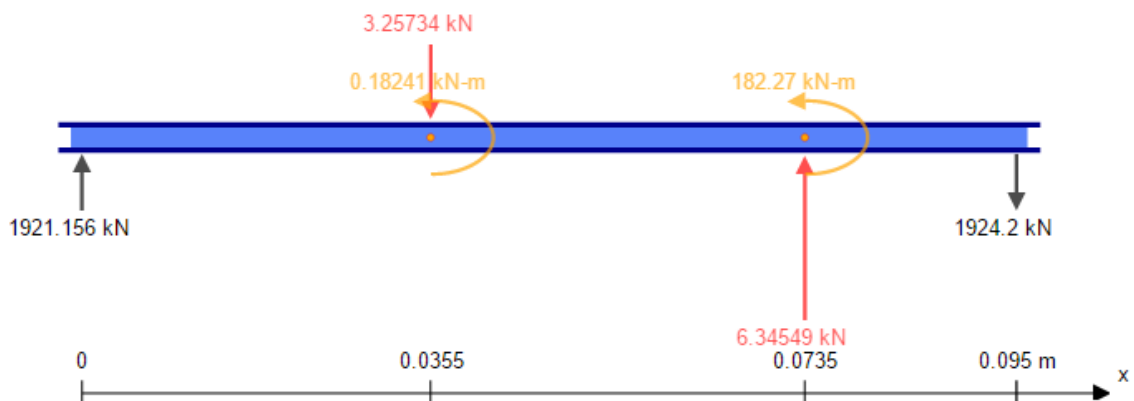


* Cortante:



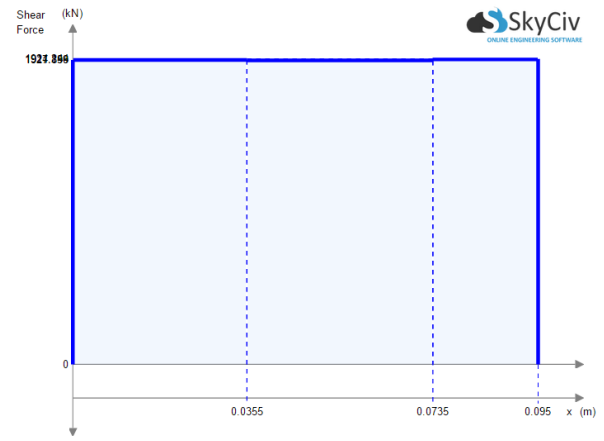
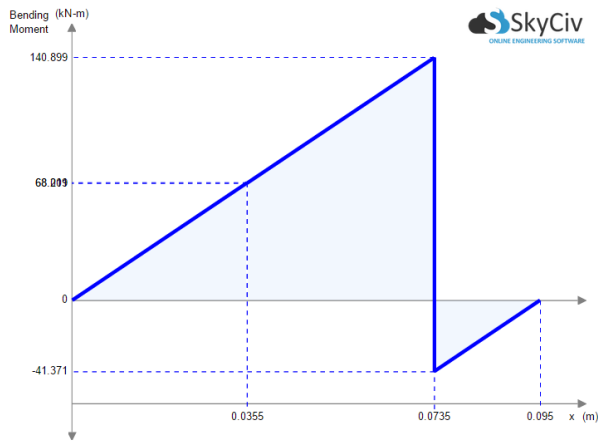
- Fuerza Radial en Y

EJE INTERMEDIO



* Flector:

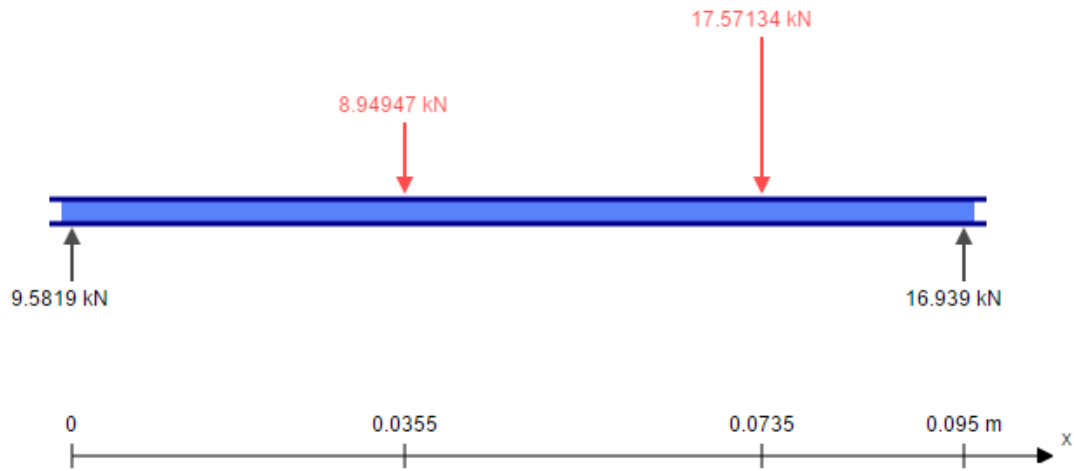
* Cortante:



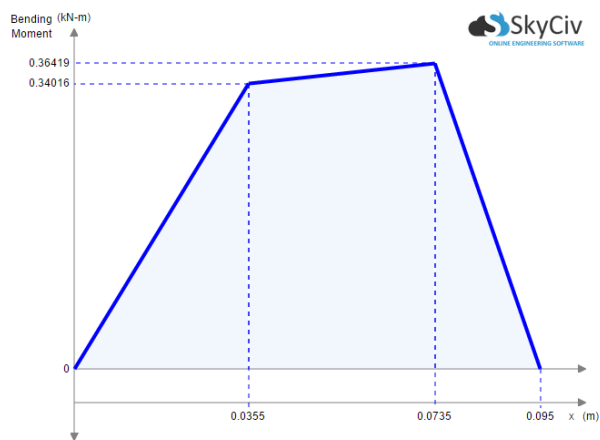
2.5.2.2 Sentido de giro antihorario

- Fuerza tangencial en Z

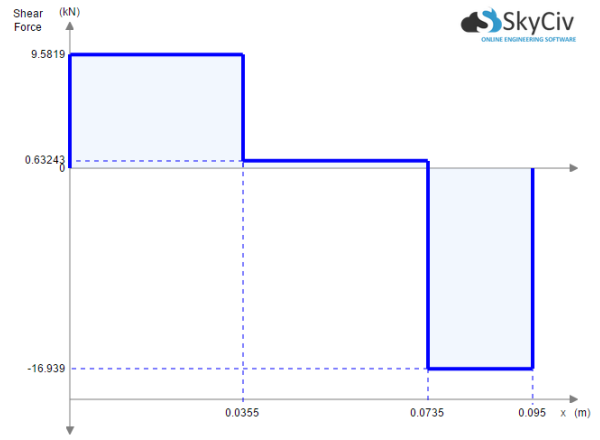
EJE INTERMEDIO



* Flector:

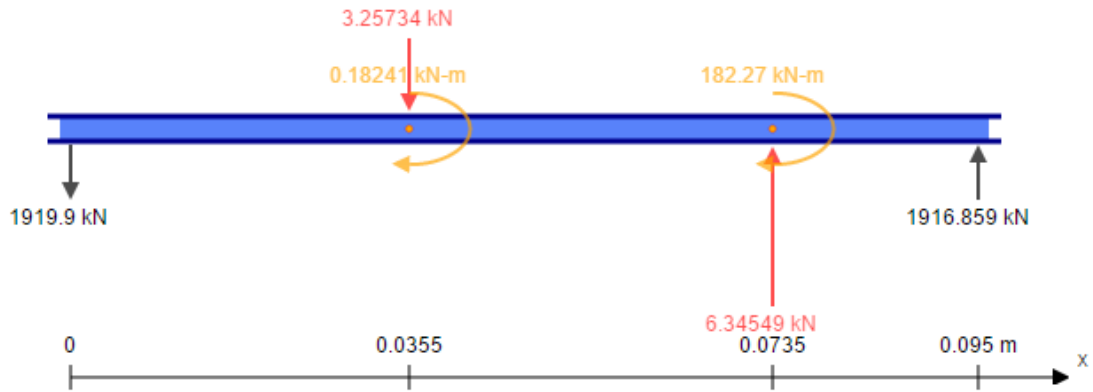


* Cortante:

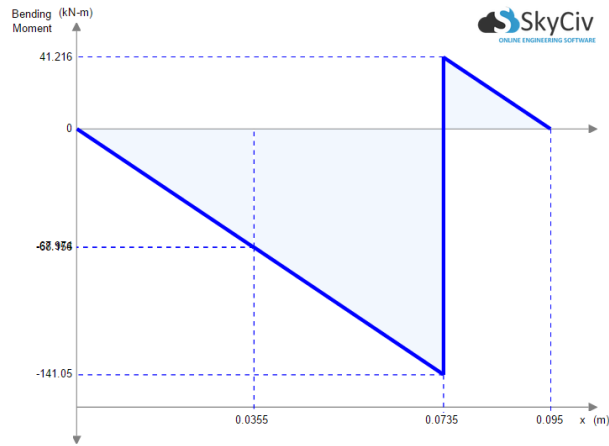


- Fuerza Radial en Y

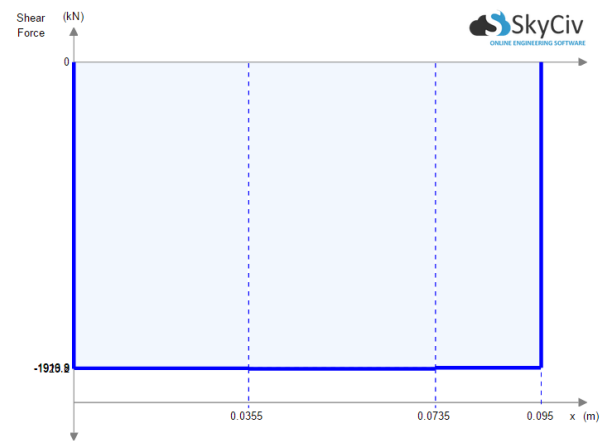
EJE INTERMEDIO



*** Flector:**



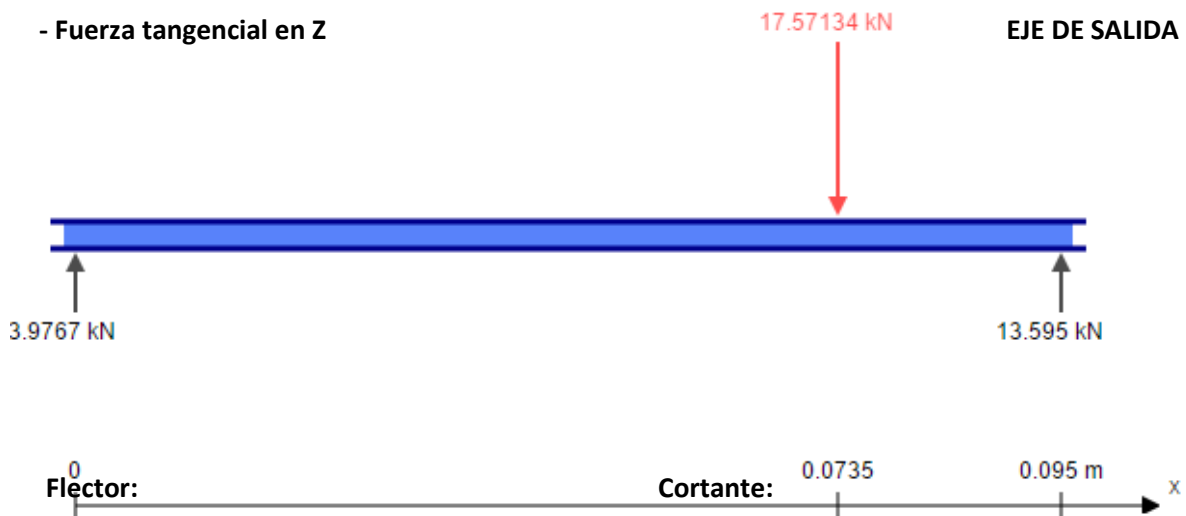
*** Cortante:**

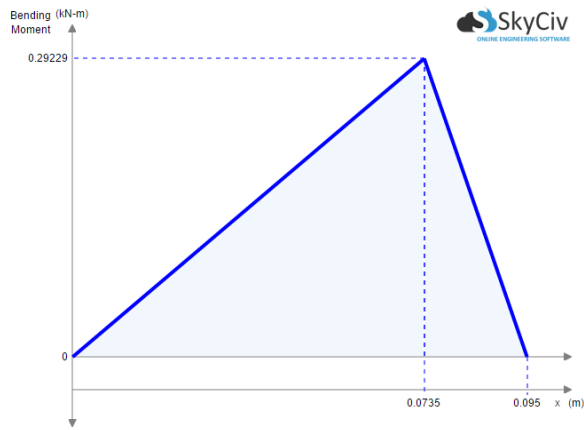


2.5.3 Eje de salida

2.5.3.1 Sentido de giro horario

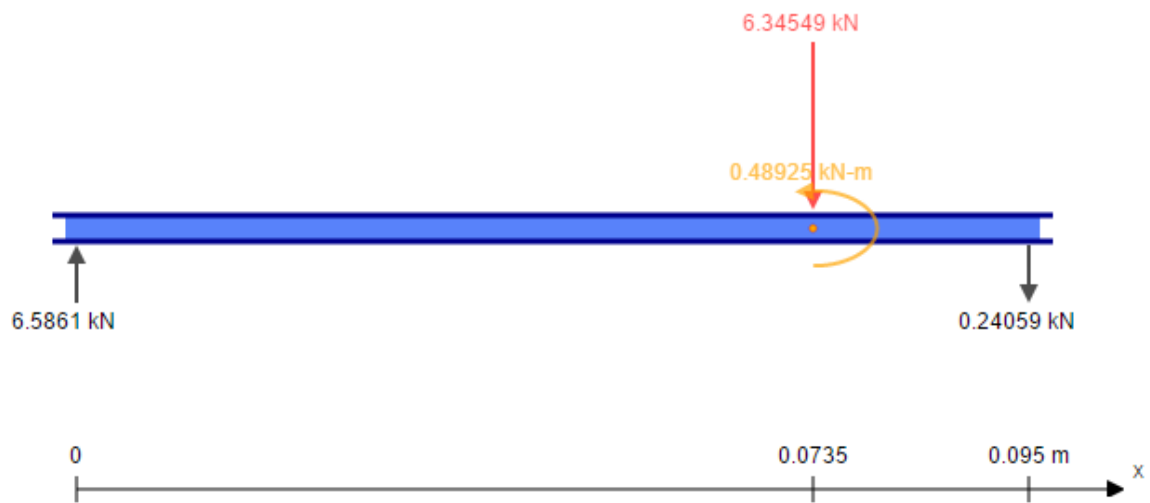
- Fuerza tangencial en Z



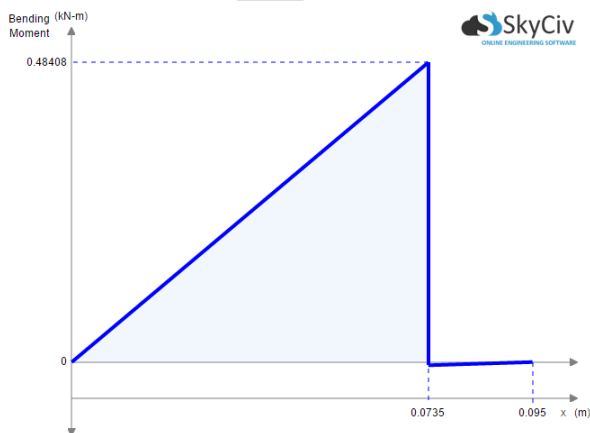


- Fuerza Radial en Y

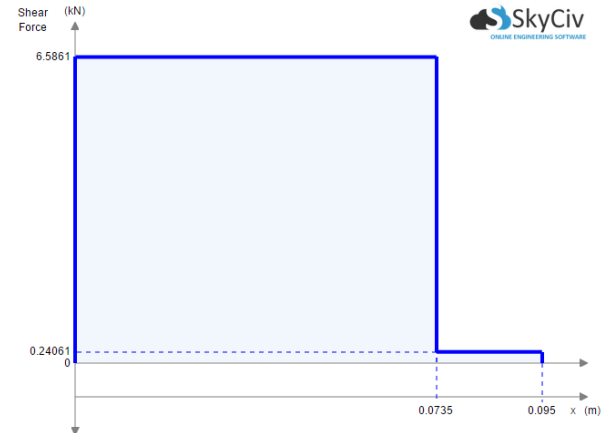
EJE DE SALIDA



* Flector:



* Cortante:



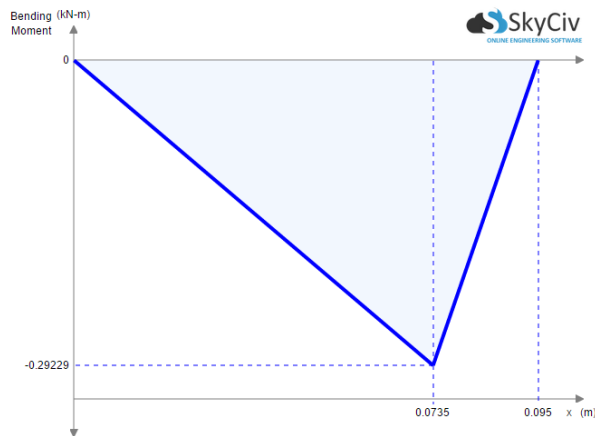
2.5.3.2 Sentido de giro antihorario

- Fuerza tangencial en Z

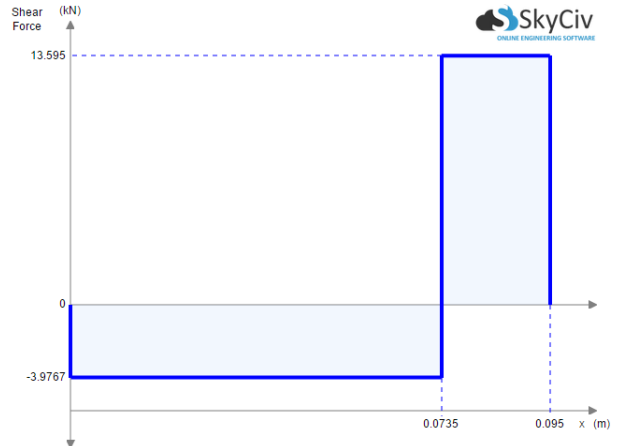
EJE DE SALIDA



* Flector:

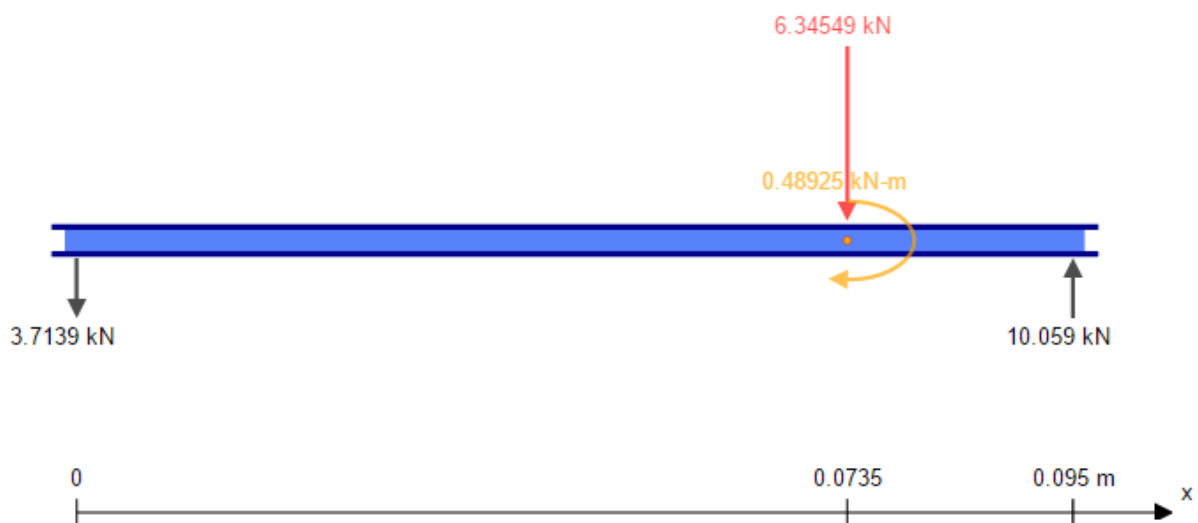


* Cortante:

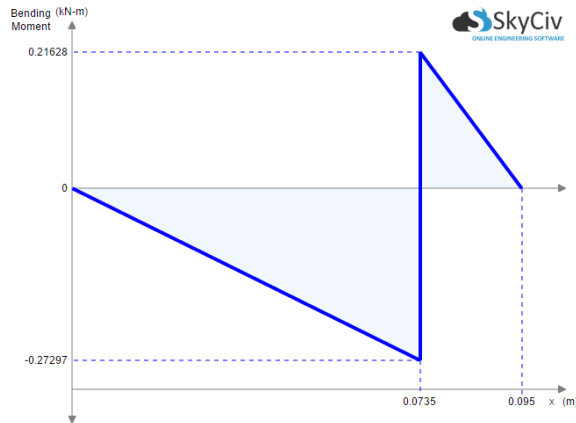


- Fuerza Radial en Y

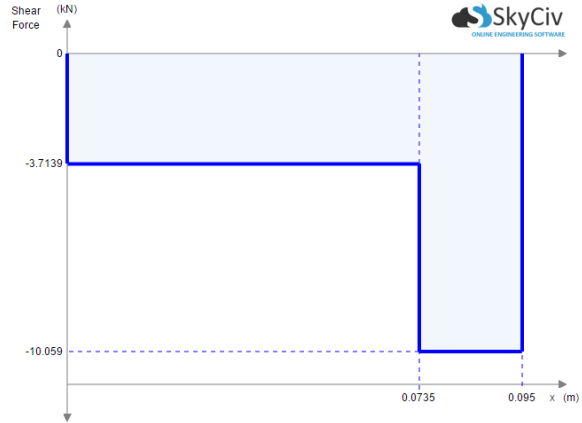
EJE DE SALIDA



*** Flector:**



*** Cortante:**



2.6 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Una vez conocidas las reacciones que tienen lugar sobre los apoyos de cada uno de los ejes, se han seleccionado los rodamientos para una vida mínima de 5000 horas. A partir de los catálogos de SKF se ha comprobado que para una vida mínima como la especificada no se pueden utilizar rodamientos rígidos de bolas, ni tampoco, la configuración de rodillos – bolas, pues las prestaciones de estos no son suficientes para el gran valor de las reacciones en los mismos. Por ello, ha sido necesario utilizar rodillos cónicos.

Los rodamientos escogidos son los siguientes:

2.6.1 Eje de entrada:

Dimensiones principales		Capacidades de carga básica	Carga límite de fatiga	Velocidades nominales	Límite de velocidad	Masa	Designación				
d	D	T	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia					
mm			kN	kN	kN	rpm	* rodamiento SKF Explorer				
30	62	25	64,4	76,5	6,5	7500	11000	kg	-	0,37	33206/Q

Factores de cálculo
 e 0,35
 Y 1,7
 Y₀ 0,9

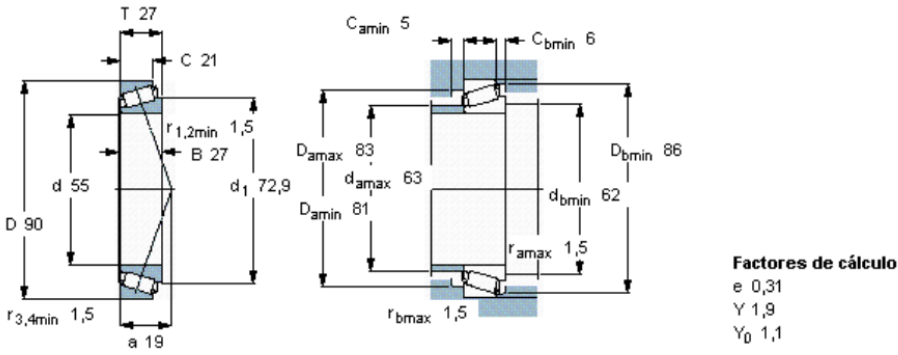
2.6.2 Eje intermedio:

Dimensiones principales		Capacidades de carga básica	Carga límite de fatiga	Velocidades nominales	Límite de velocidad	Masa	Designación				
d	D	T	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia					
mm			kN	kN	kN	rpm	* rodamiento SKF Explorer				
40	80	32	105	132	15	5600	8500	kg	-	0,77	33208/QL7C

Factores de cálculo
 e 0,35
 Y 1,7
 Y₀ 0,9

2.6.3 Eje de salida:

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	T	dinámica C	estática C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Límite de velocidad		* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		kN	rpm		kg	-
55	90	27	104	137	15,3	5600	7000	0,67	33011/Q *



Factores de cálculo
 e 0,31
 Y 1,9
 Y₀ 1,1

2.6.4 Vida de los rodamientos

A partir de la siguiente expresión se ha calculado la vida de cada uno de los rodamientos, para los dos diferentes sentidos de giro:

$$L = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \frac{F^q}{C^q} \quad (\text{ec. 13})$$

Siendo:

- a_1 la fiabilidad del rodamiento.
- a_{ISO} el factor de condiciones de trabajo, depende de la carga límite del rodamiento (P_0), la contaminación del lubricante, su viscosidad, temperatura, dimensiones del rodamiento y velocidad de trabajo.
- n la velocidad de trabajo.
- F la fuerza equivalente actuante sobre el rodamiento.
- C la capacidad de carga dinámica del rodamiento.

La vida de calculada de cada uno de los rodamientos se presenta en la siguiente tabla:

Sentido horario		Vida (horas)	¿Fijo o Libre?
1er eje	Lado A	13747,70947	FIJO
	Lado B	256467,4014	LIBRE
2o eje	Lado A	14106,84659	LIBRE
	Lado B	6953,974356	FIJO
3er eje	Lado A	39125,60239	FIJO
	Lado B	36928,97544	LIBRE

Sentido anti horario		Vida (horas)	¿Fijo o Libre?
1er eje	Lado A	19943,08228	LIBRE
	Lado B	12728,35723	FIJO
2o eje	Lado A	14384,13048	FIJO
	Lado B	10206,51924	LIBRE
3er eje	Lado A	26176,49423	LIBRE
	Lado B	9805,733883	FIJO

* Nota: En el anejo de cálculos se exponen cada uno de los factores de corrección de la vida así como los valores de las fuerzas equivalentes etc.

2.7 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN LATERAL

Se ha comprobado que la deflexión lateral de los ejes no supere el siguiente límite:

- La pendiente ha de ser menor a 0.0008 rad al ser los rodamientos de rodillos cónicos

En caso de que se hubiese superado, en cualquiera de los árboles, este valor, se habría tenido que aumentar el diámetro. Si existiese una deformación lateral superior al límite establecido, aumentaría el juego entre dientes, produciéndose de este modo mayores vibraciones, cargas de impacto y, por consecuente, una reducción de la vida del mismo.

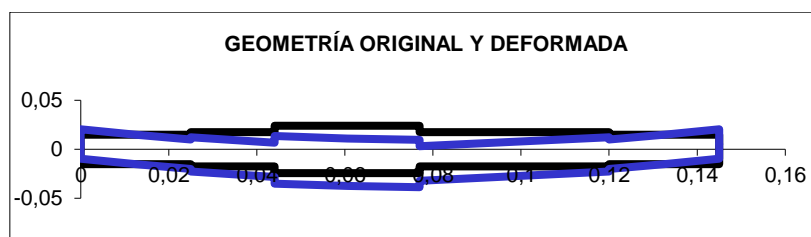
Los resultados obtenidos a partir del método del momento área son los que se presentan en el siguiente apartado.

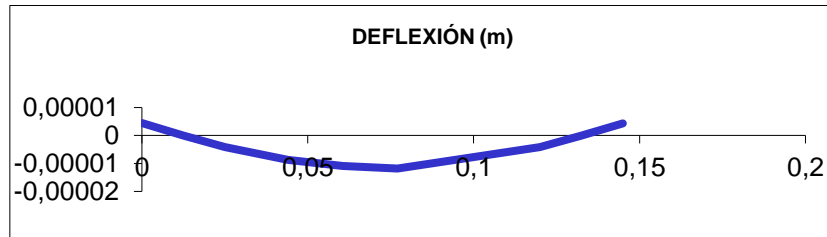
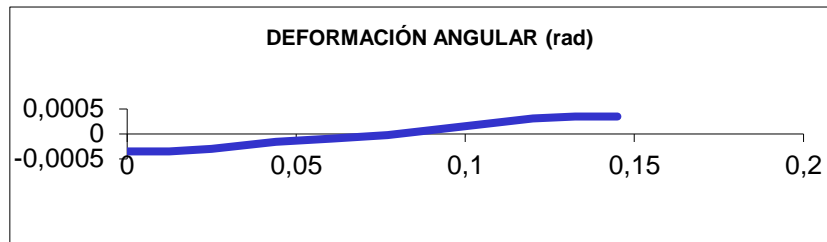
Nótese que se ha realizado el cálculo para los dos sentidos de giro posibles, pues las fuerzas resultantes sobre los ejes no son las mismas al ser los dientes helicoidales, los momentos cambian de sentido con el sentido de giro.

2.7.1 Eje de entrada

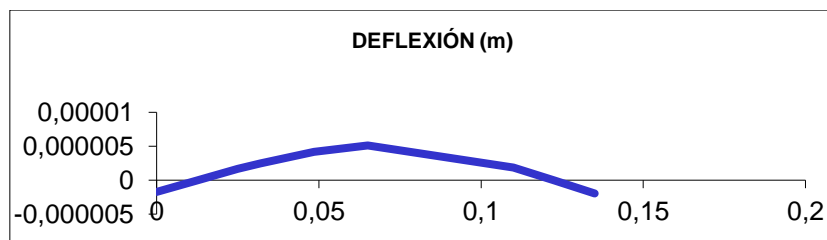
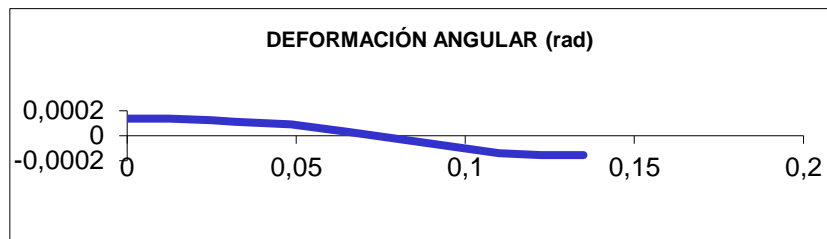
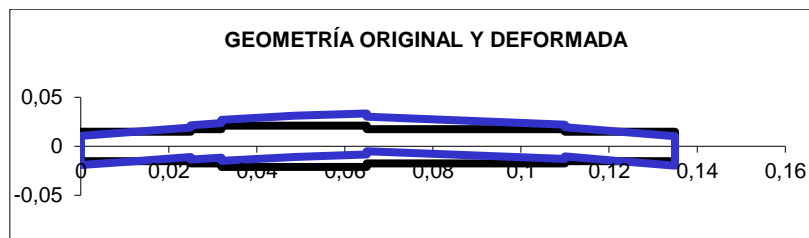
2.7.1.1 Sentido de giro horario

- Fuerzas tangenciales



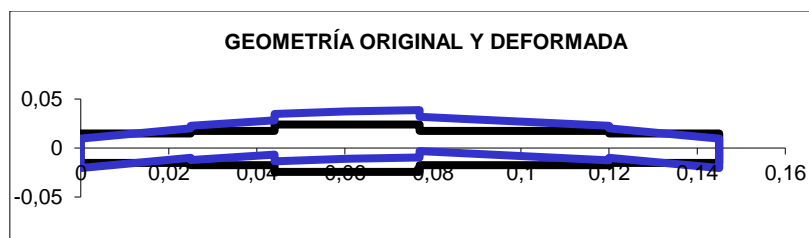


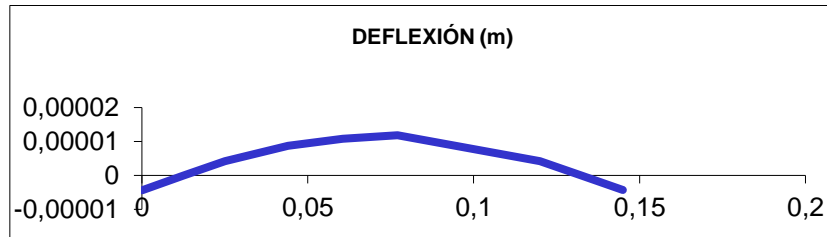
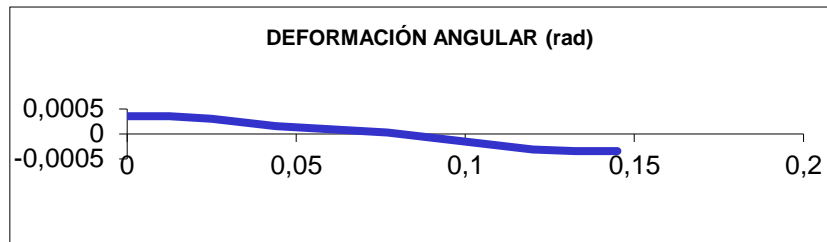
-Fuerzas radiales y axiales



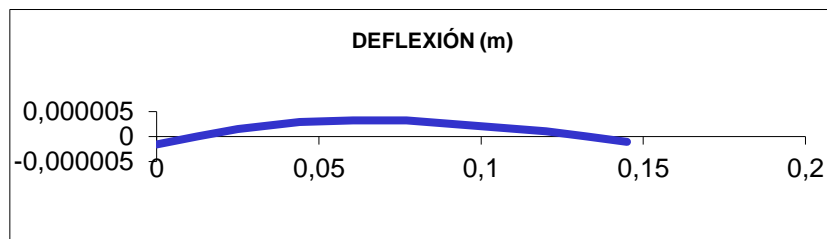
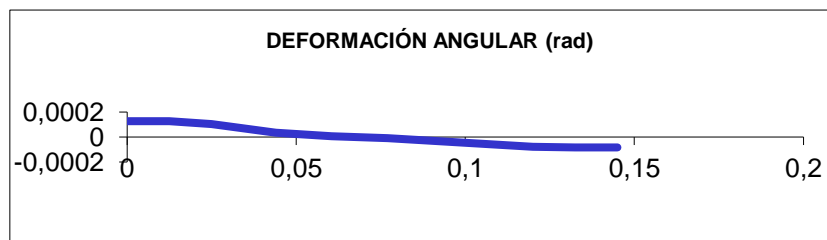
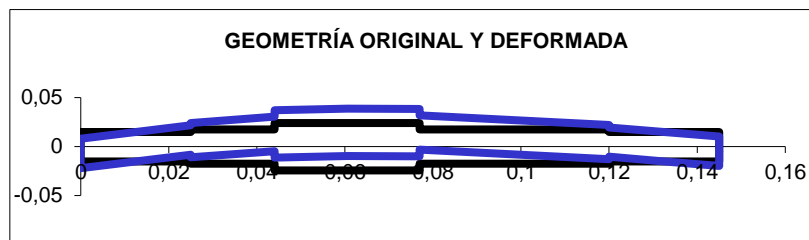
2.7.1.2 Sentido de giro anti horario

- Fuerzas tangenciales





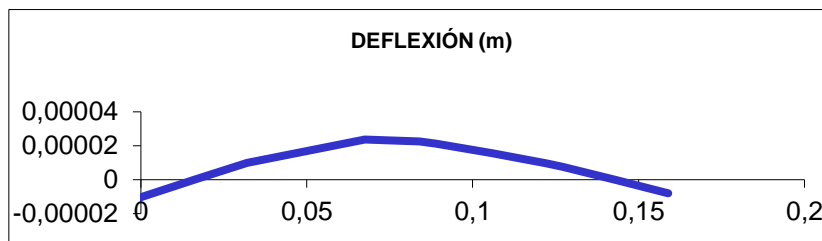
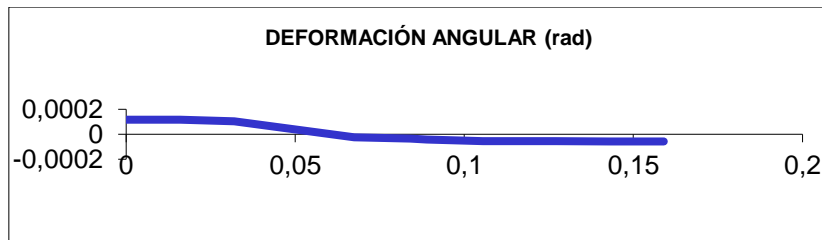
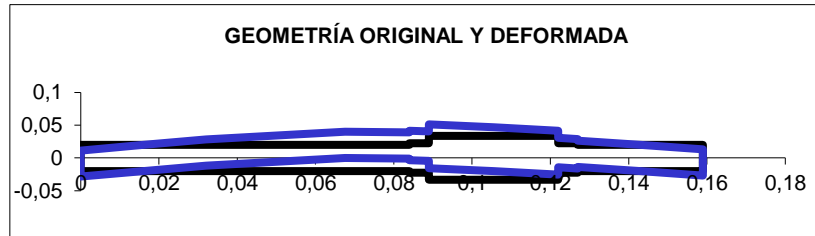
- Fuerzas radiales y axiales



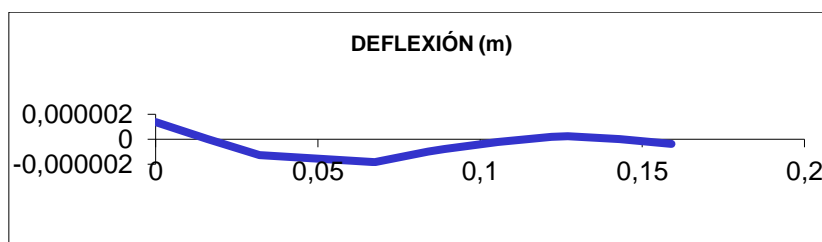
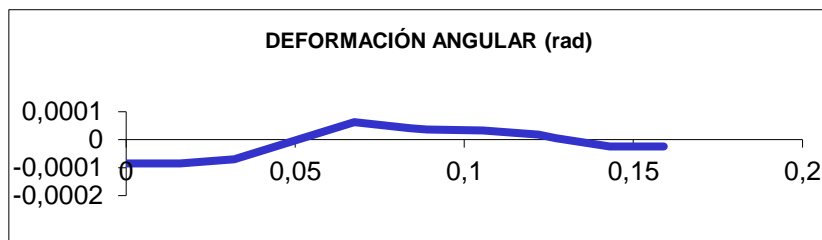
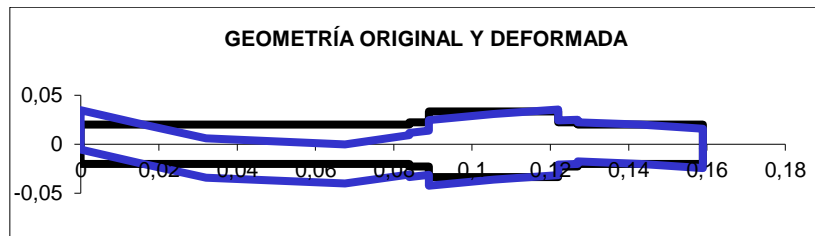
2.7.2 Eje intermedio

2.7.2.1 Sentido de giro horario

- Fuerzas tangenciales

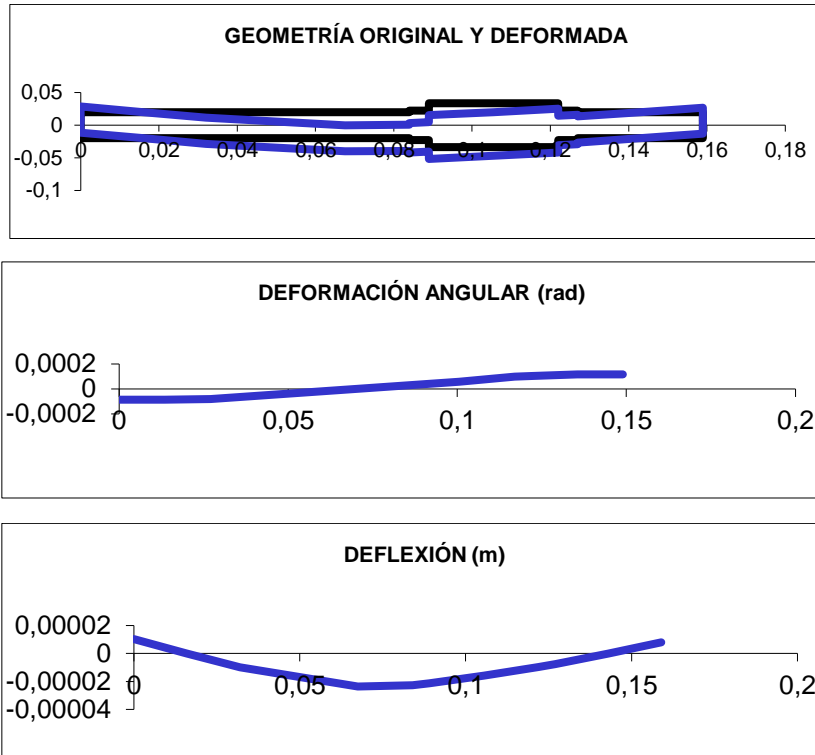


- Fuerzas radiales y axiales

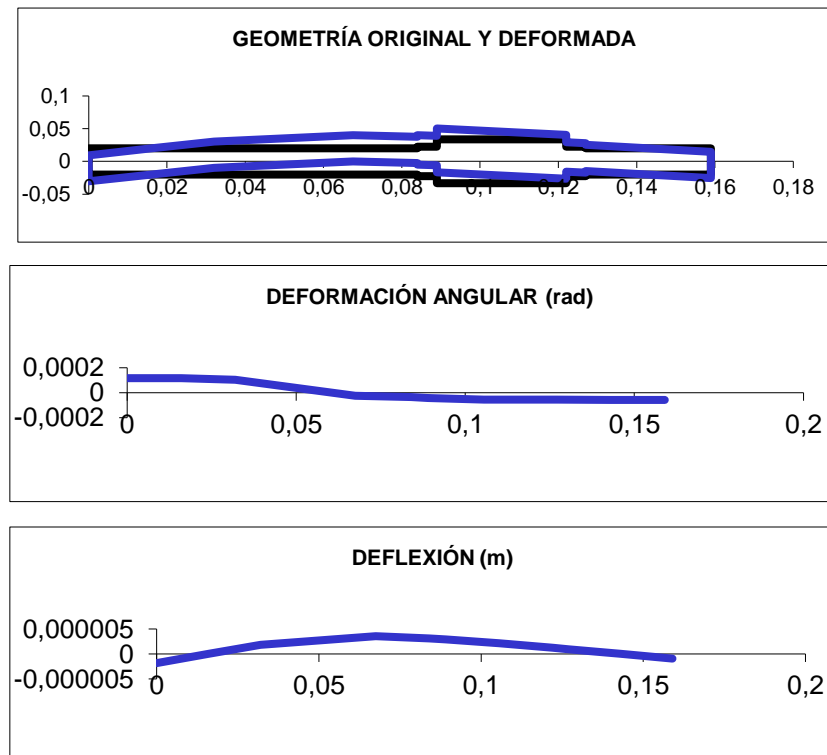


2.7.2.2 Sentido de giro anti horario

- Fuerzas tangenciales



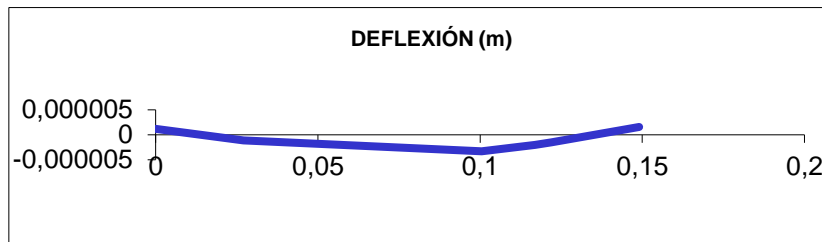
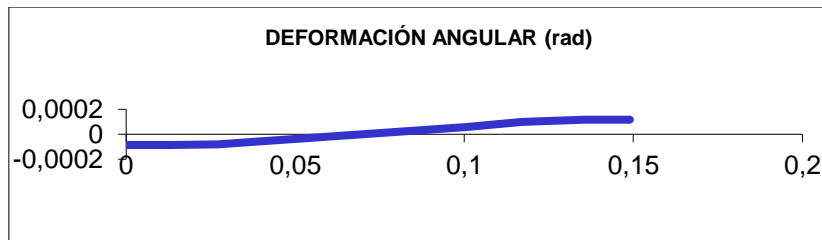
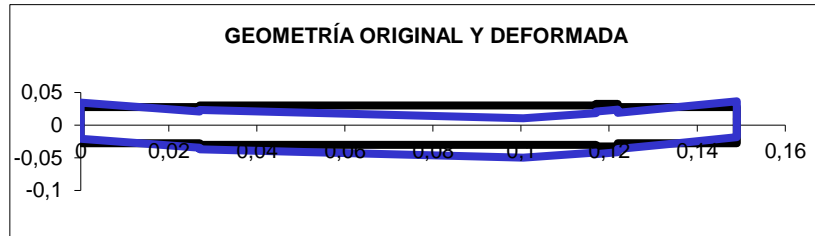
- Fuerzas radiales y axiales



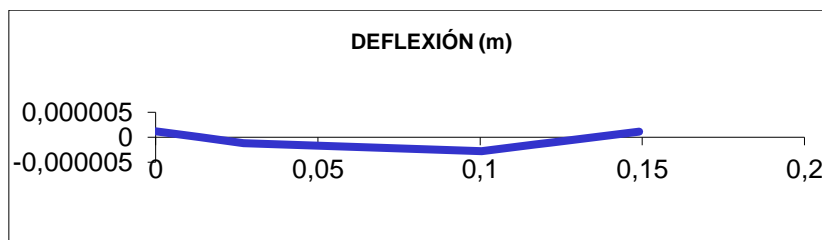
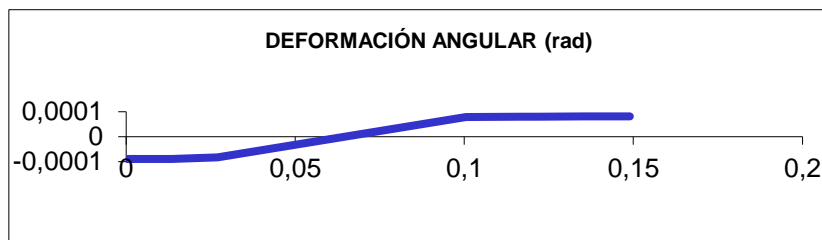
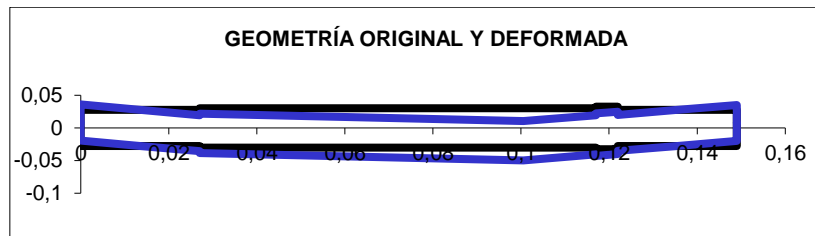
2.7.3 Eje de salida

2.7.3.1 Sentido de giro horario

- Fuerzas tangenciales

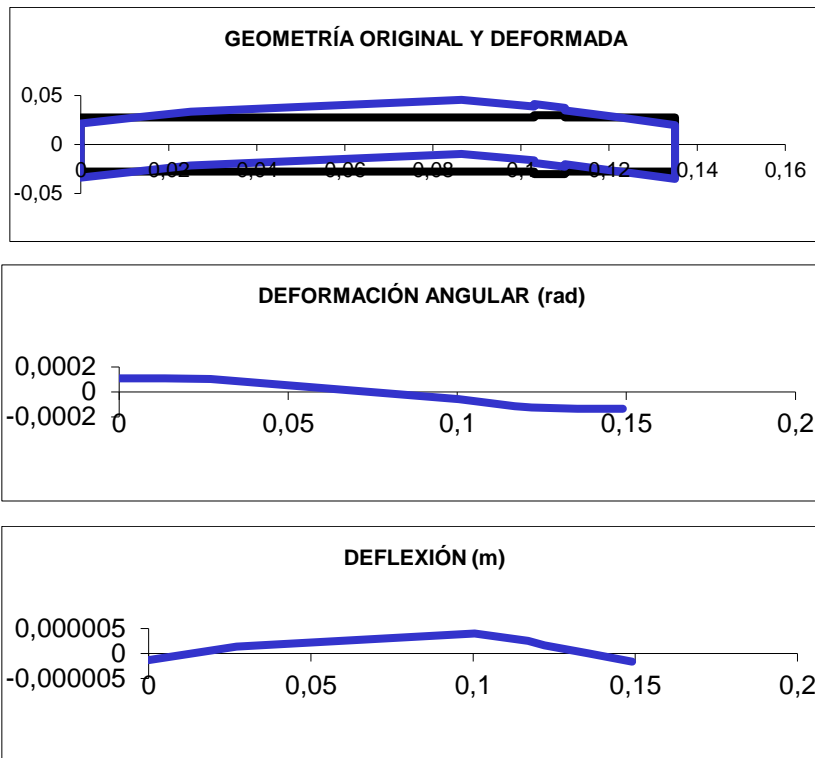


- Fuerzas radiales y axiales

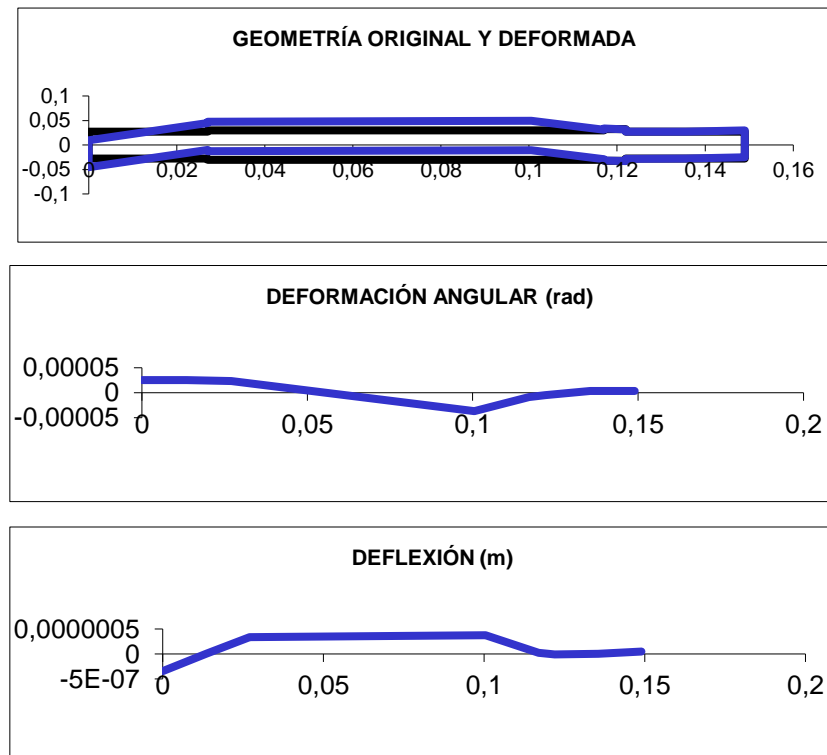


2.7.3.2 Sentido de giro anti horario

- Fuerzas tangenciales



- Fuerzas radiales y axiales



2.8 ENSAYO DE FATIGA

El último apartado de este documento comprende el ensayo a fatiga de cada uno de los ejes de la reductora. Se realizará el ensayo a fatiga en aquellas secciones susceptibles de sufrir este tipo de fallo, estas fundamentalmente son:

- Cambios de sección
- Chaveteros
- Zonas de par torsor existente

En el cálculo a fatiga, se ha obtenido, para los diámetros de cada una de las secciones, un coeficiente de seguridad a fatiga, habiendo de ser este superior a 1.5 en aquellas secciones donde exista par torsor y superior a 2.5 en aquellas en las que no exista. En el caso de que en alguna sección no se cumpla la condición correspondiente, habrá que aumentar el diámetro de dicha sección.

El criterio de cálculo que se ha llevado a cabo es el de las tensiones equivalentes de Soderberg junto con criterio de fallo estático de máxima tensión tangencial con total ausencia de cualquier fuerza axial. La ecuación que rige lo anteriormente dicho es la siguiente:

$$X = \left(\frac{32 \cdot d^3}{\pi \cdot S_y} \right)^{-1} \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot M_a \right)^2 + (T_m)^2} \quad (\text{ec. 14})$$

Siendo:

- X el coeficiente de seguridad a fatiga
- d el diámetro de la sección que se estudia
- S_y el límite elástico del material
- S_e el límite de fatiga
- M_a el momento alternante
- T_m el momento torsor medio

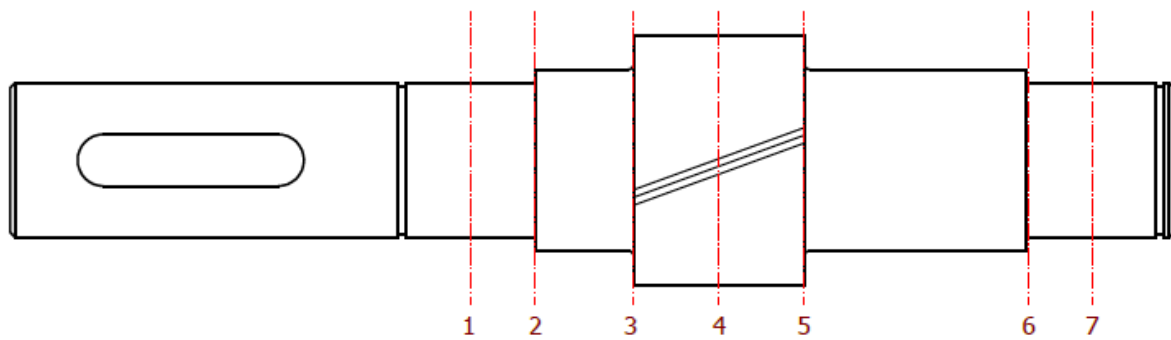
El límite de fatiga (S_e) viene dado por la siguiente expresión:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_e \cdot \frac{S'_e}{k_f} \quad (\text{ec. 15})$$

Este es un parámetro que depende de unos factores modificadores que comprenden el acabado superficial, el tamaño de la sección, el tipo de carga para la cual se está haciendo el estudio, la confiabilidad, y el efecto del concentrador de tensiones.

En el anejo de cálculos se detalla más profundamente sobre cada uno de estos parámetros

2.8.1 Eje de entrada



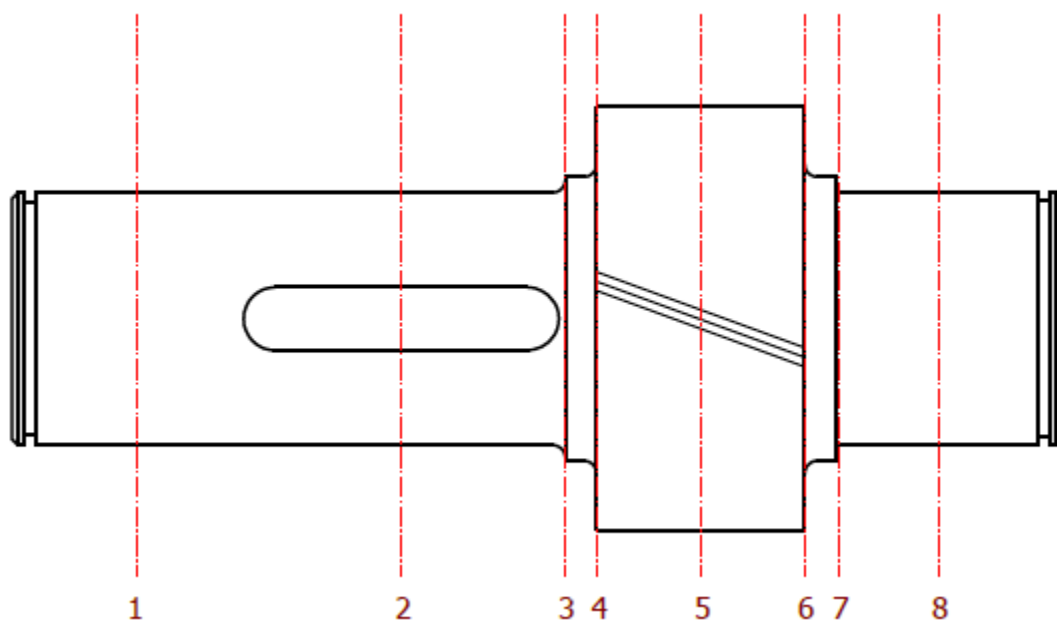
2.8.1.1 Sentido horario

Sección	1	2	3	4	5	6	7
X	10,60	5,79	4,99	6,92	1,87	7,27	8,25

2.8.1.2 Sentido antihorario

Sección	1	2	3	4	5	6	7
X	10,60	5,46	6,78	7,83	3,47	8,29	8,25

2.8.2 Eje intermedio



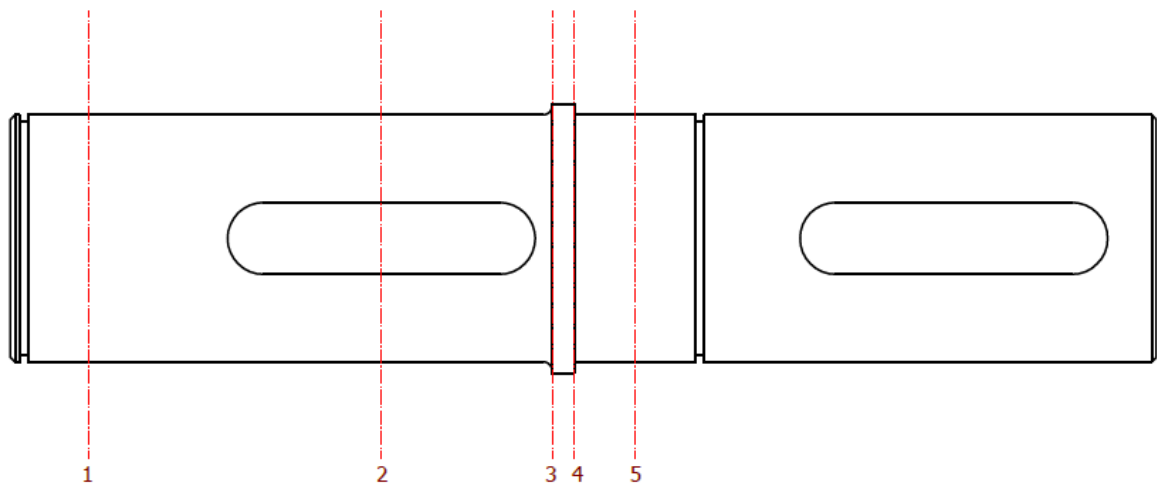
2.8.2.1 Sentido horario

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8
X	1,54294E+16	9,36	2,33	2,36	4,14	7,94	3,35	3,22

2.8.2.2 Sentido antihorario

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8
X	1,99362E+16	9,41	2,34	2,37	4,13	7,58	3,67	3,53

2.8.3 Eje de salida



2.8.3.1 Sentido horario

Sección	1	2	3	4	5
X	4,75606E+16	37,93	6,47	8,18	7,46

2.8.3.2 Sentido antihorario

Sección	1	2	3	4	5
X	4,75606E+16	53,16	5,20	7,20	6,84

BIBLIOGRAFÍA

[1] Blesa A. (2014). *Diseño y cálculo de un reductor de velocidad*. [Fecha de consulta: 13 de mayo de 2015].

[2] Blesa A. (2014). *Apuntes de tecnología de máquinas*. [Fecha de consulta: 27 de mayo de 2015].

[3] Wikipedia (2015). *Reductores de velocidad*. [Fecha de consulta: 4 de abril de 2015]. *Disponible en* https://es.wikipedia.org/wiki/Reductores_de_velocidad >.

[4] Wikipedia (2015). *Rigidez*. [Fecha de consulta: 18 de abril de 2015]. *Disponible en* https://es.wikipedia.org/wiki/Rigidez#Rigidez_torsional >.

[5] Aleixos N. (2015). *Apuntes de generación de planos*. [Fecha de consulta: 1 de Junio de 2015].

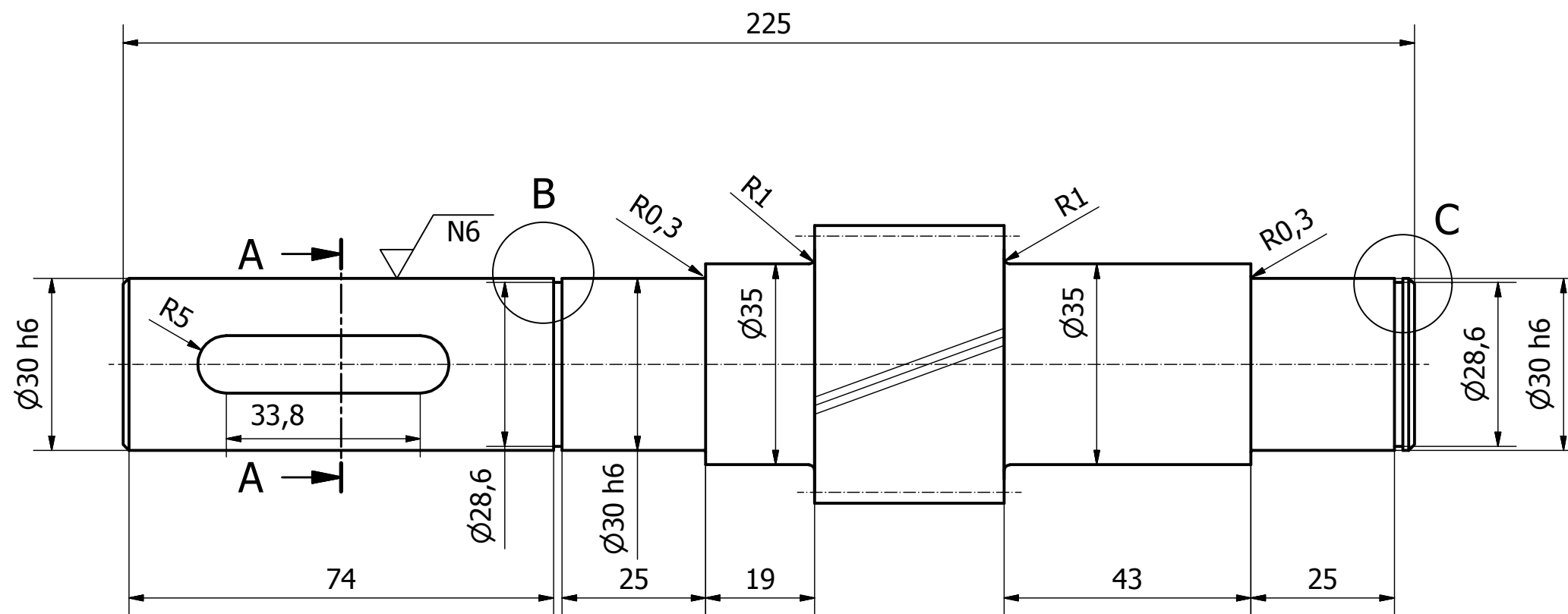
[6] Aleixos N. (2015). *Apuntes de transmisiones de potencia*. [Fecha de consulta: 8 de Junio de 2015].

[7] Albert F. (2015). *Prácticas de Ingeniería Gráfica. Sesión 5. Planos*. [Fecha de consulta: 16 de junio de 2015].

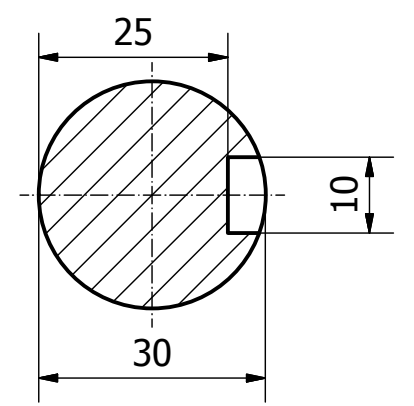
PLANOS

ÍNDICE DE LOS PLANOS

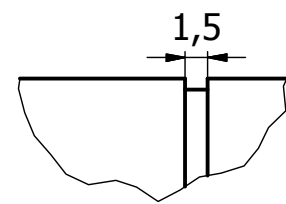
1. Capítulo 3 - Planos	
1.1. Plano de conjunto.....	40
1.2. Eje de entrada.....	41
1.3. Eje intermedio.....	42
1.4. Eje de salida.....	43
1.5. Rueda conducida 1ª etapa.....	44
1.6. Rueda conducida 2ª etapa.....	45
1.7. Casquillo.....	46
1.8. Carcasa.....	47
1.9. Tapas eje de entrada.....	48
1.10. Tapa eje intermedio.....	49
1.11. Tapas eje de salida.....	50



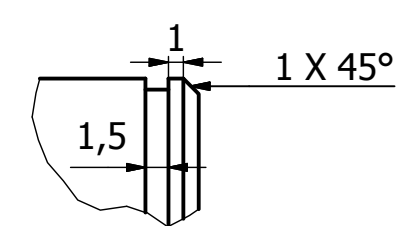
A-A (1 : 1)



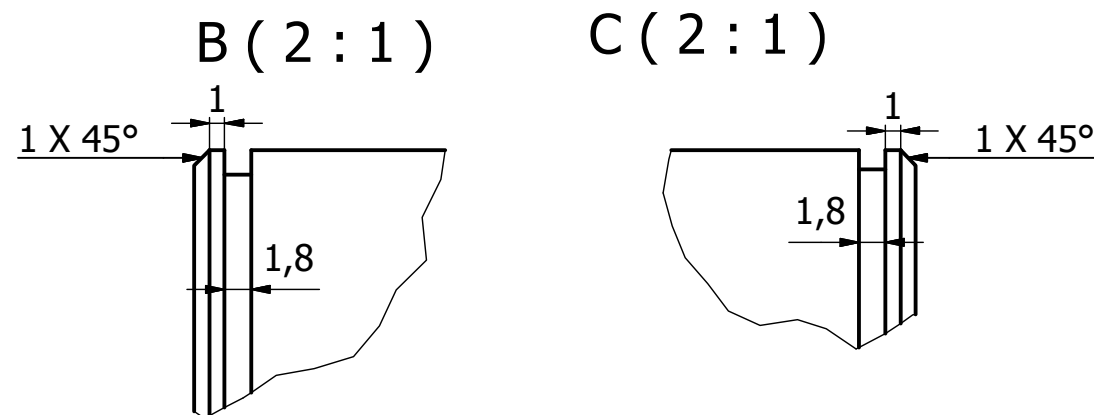
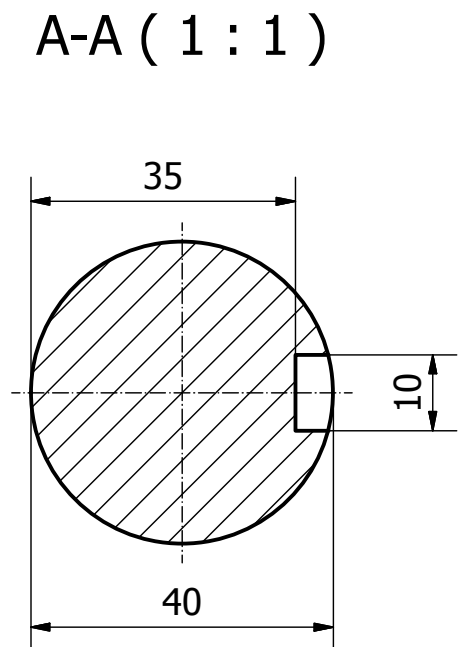
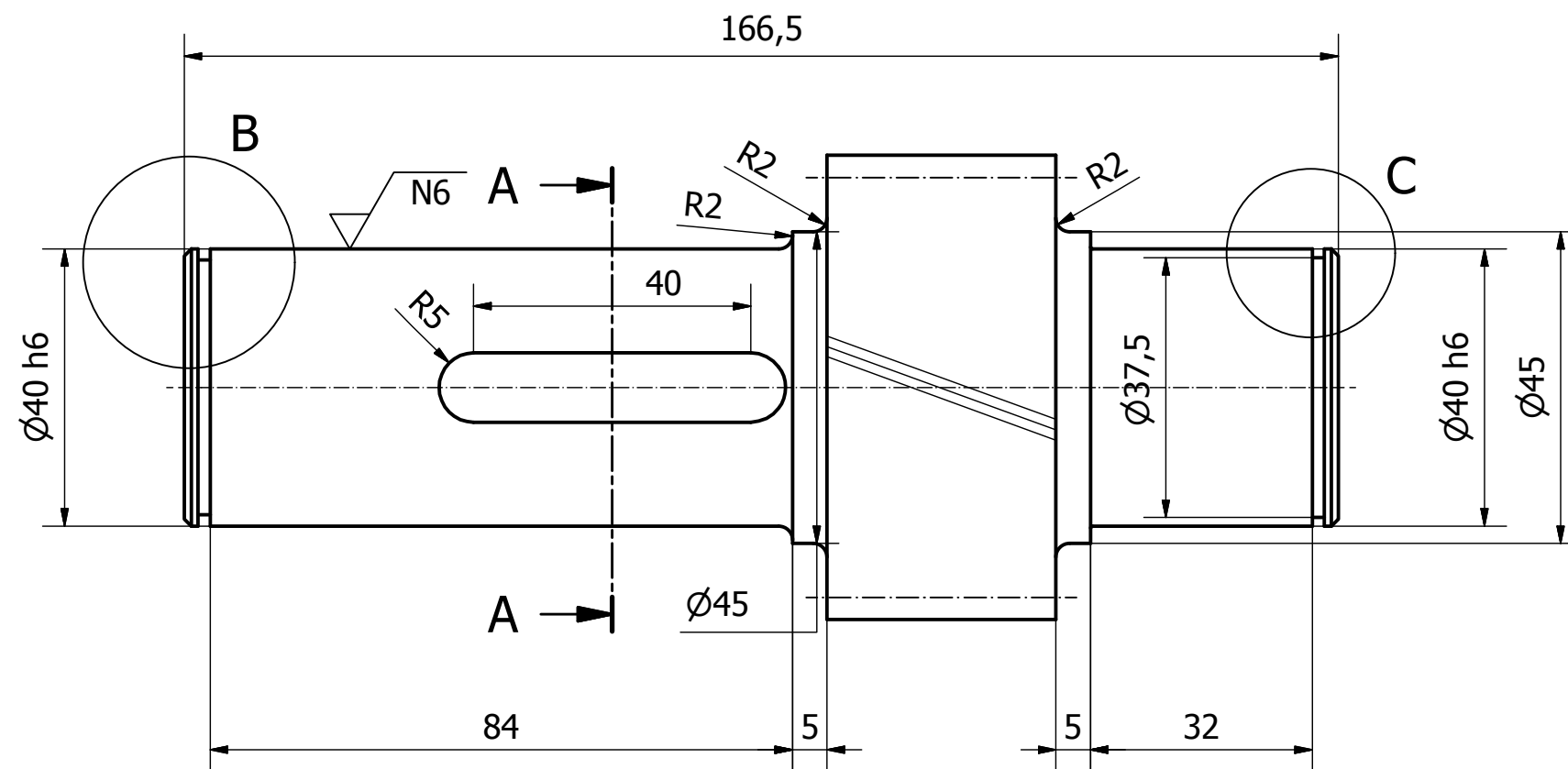
B (2 : 1)



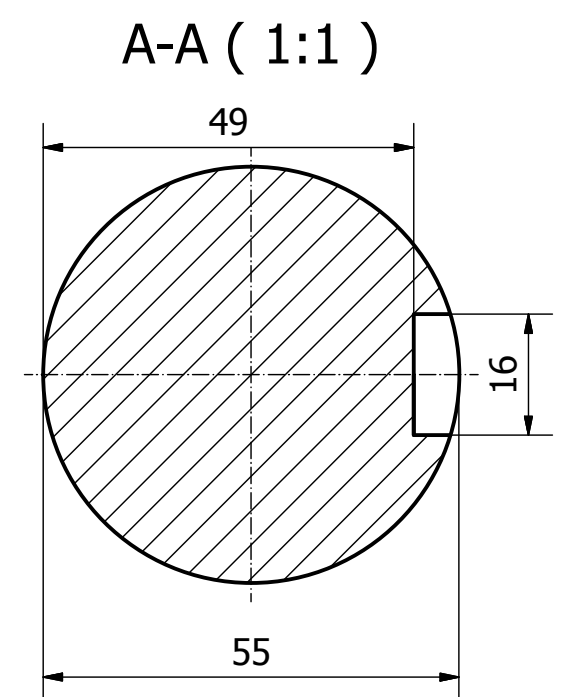
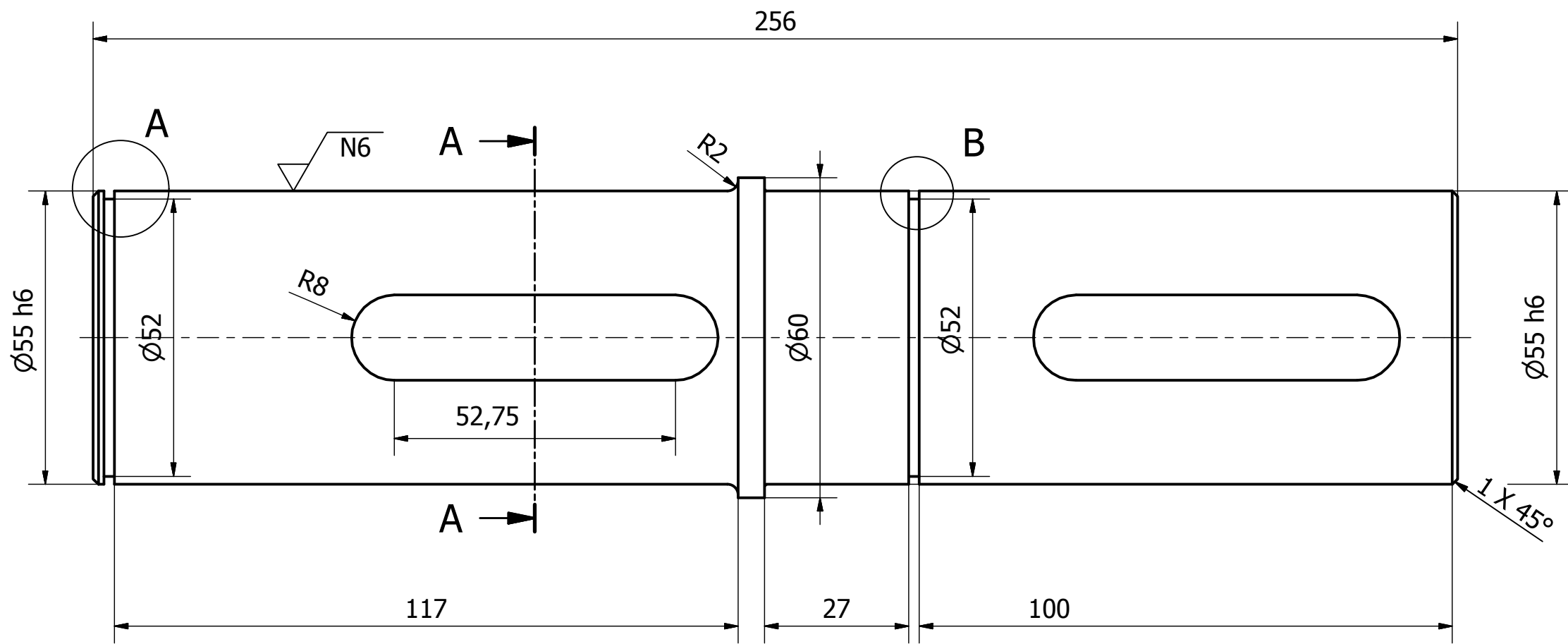
C (2 : 1)



DATOS PIÑÓN 1a ETAPA	
Módulo	1.75
Nº de dientes	24
Ángulo de presión	20°
Ángulo de la helice	20°
Diámetro primitivo	44.64
Tipo de diente	Normal
Anchura	33
Material	Acero de cementación

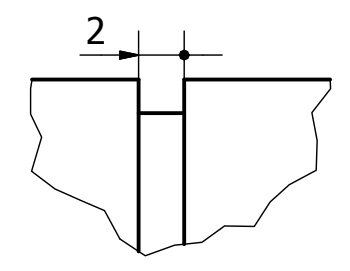
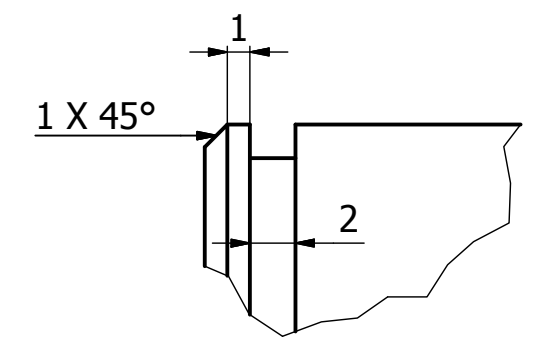


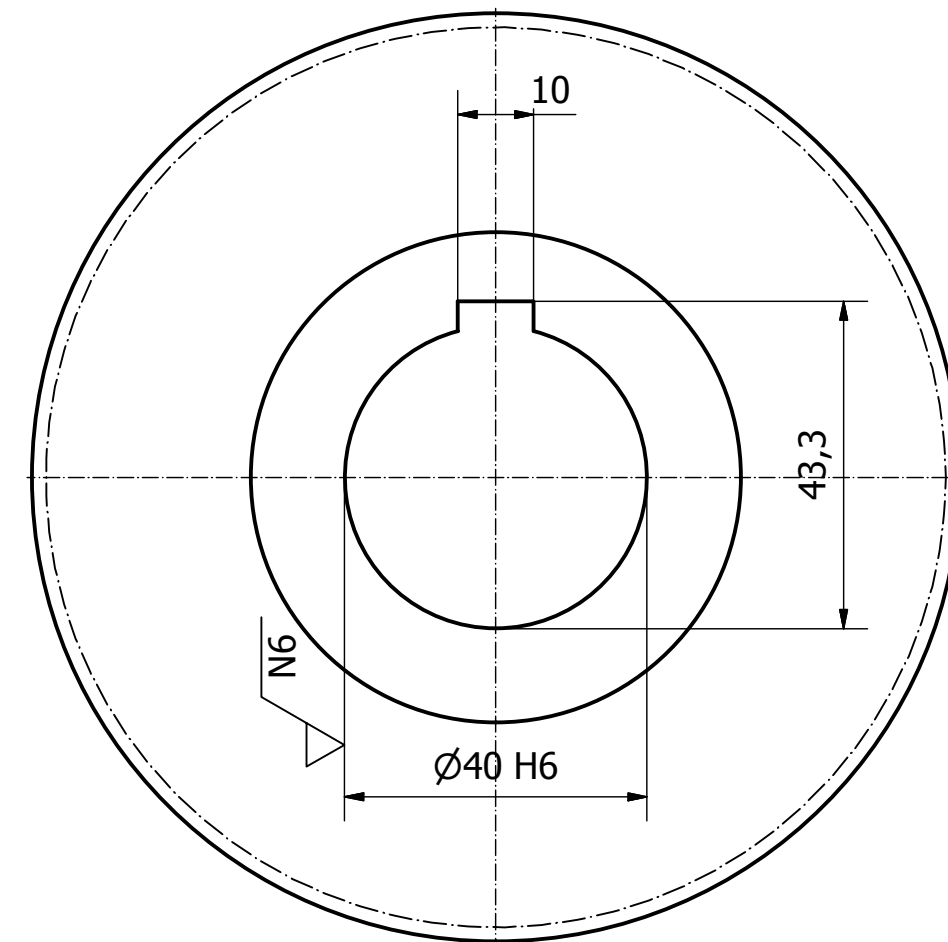
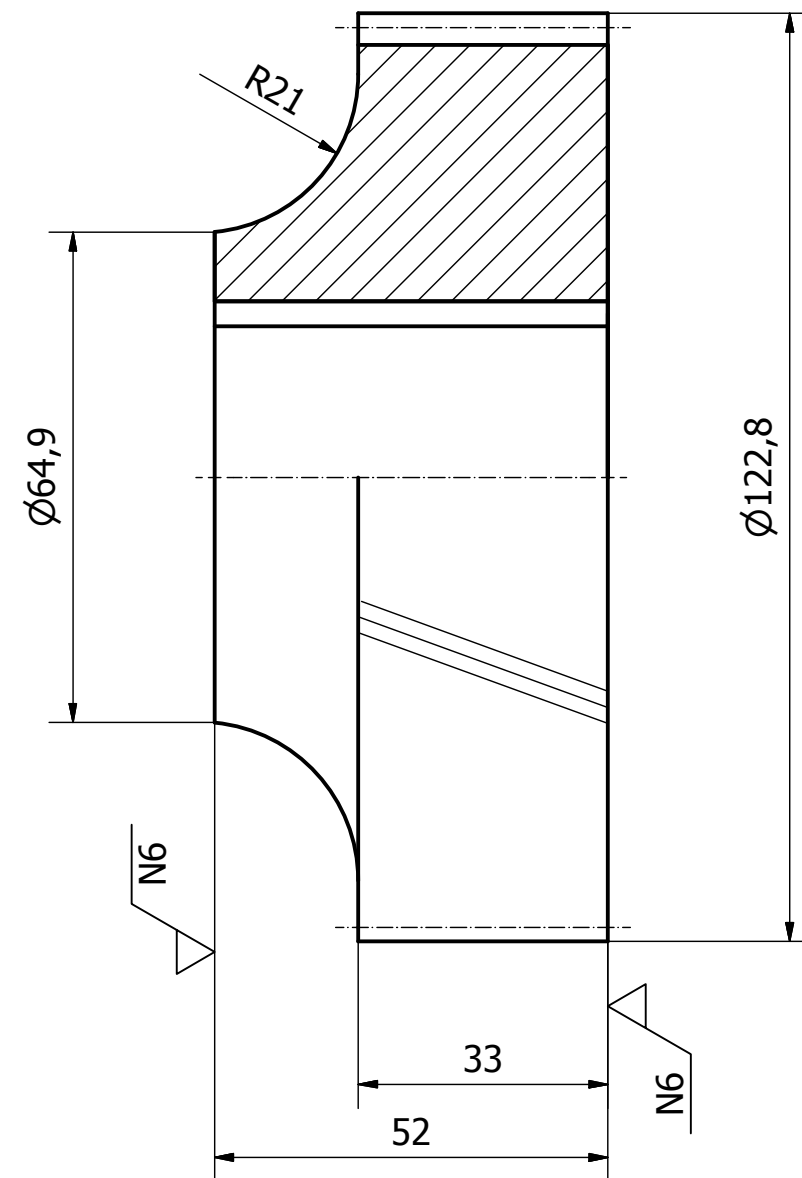
DATOS PIÑÓN 2a ETAPA	
Módulo	3
Nº de dientes	19
Ángulo de presión	20°
Ángulo de helice	20°
Diámetro primitivo	60.61
Tipo de diente	Normal
Anchura	33
Material	Acero de cementación



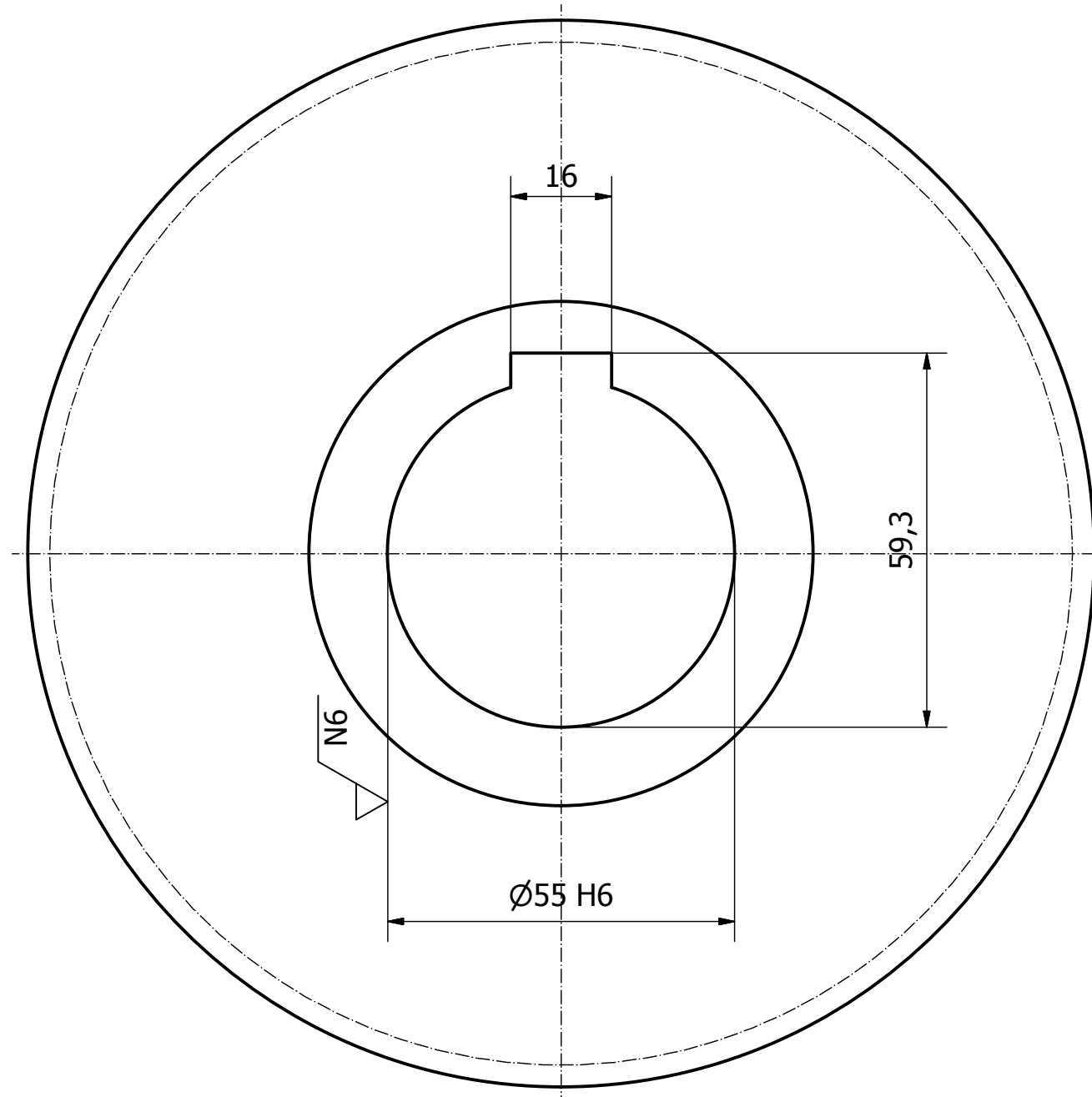
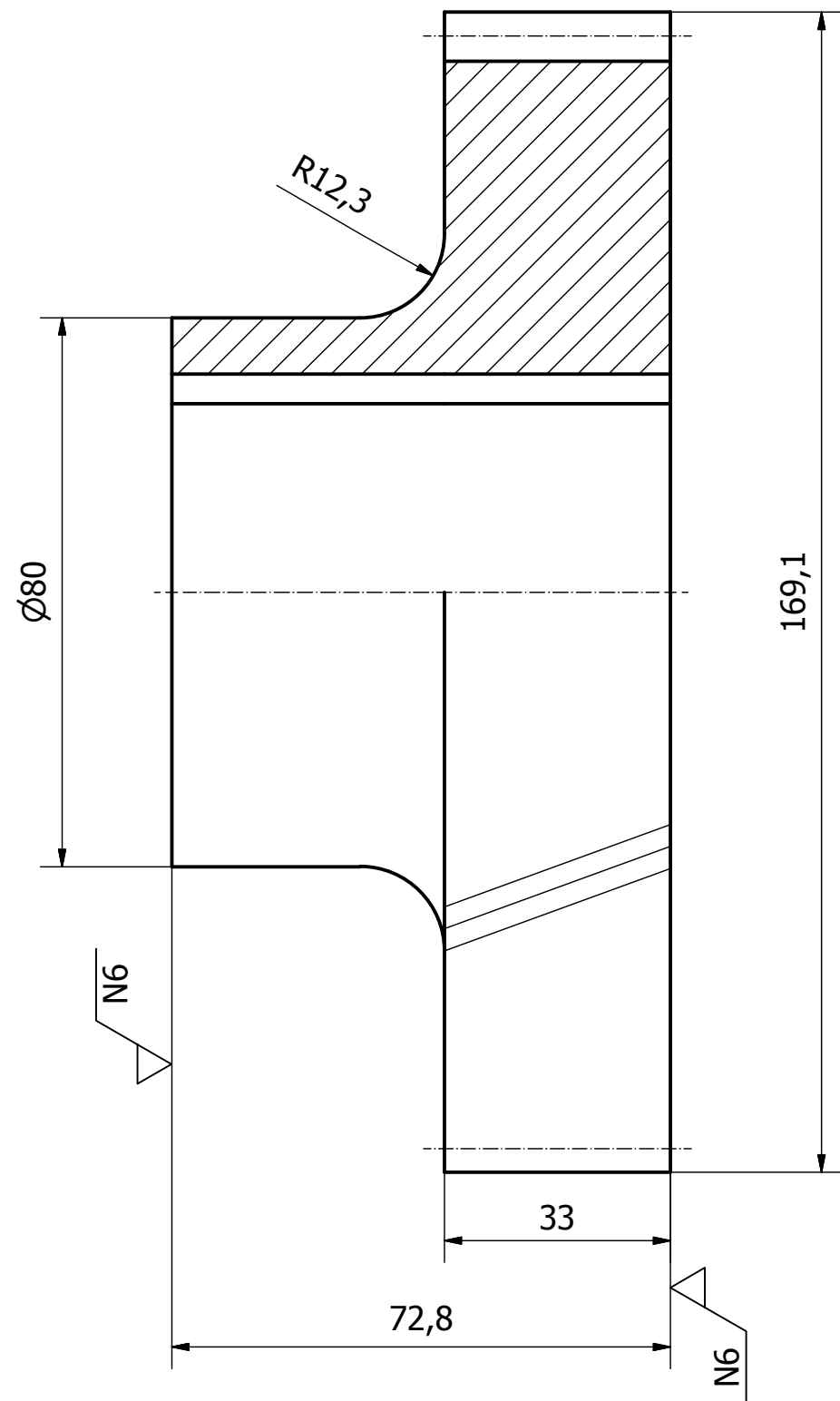
A (3 : 1)

B (3 : 1)

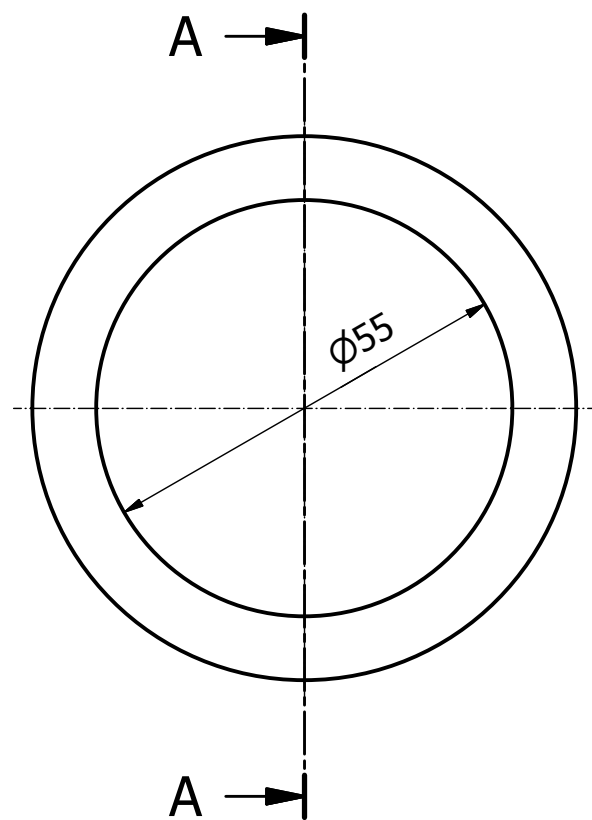




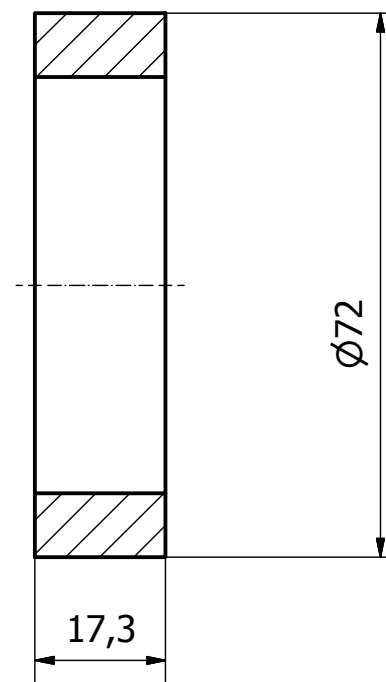
DATOS RUEDA 1a ETAPA	
Módulo	1.75
Nº de dientes	64
Ángulo de presión	20°
Ángulo de helice	20°
Diámetro primitivo	119
Tipo de diente	Normal
Anchura	33
Material	Acero de cementación

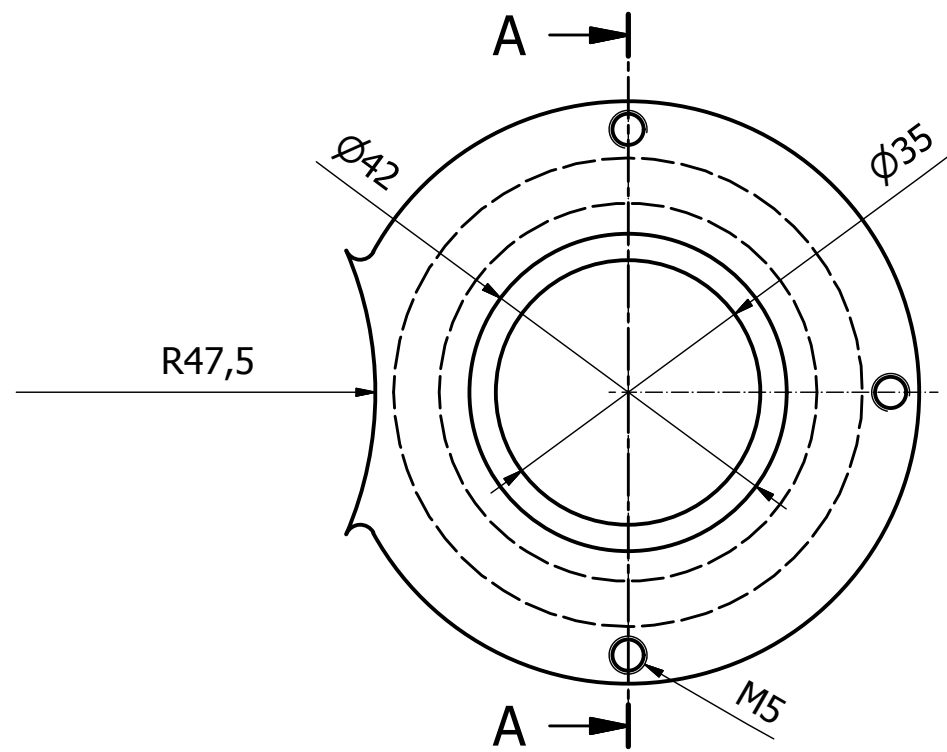


DATOS RUEDA 2a ETAPA	
Módulo	3
Nº de dientes	51
Ángulo de presión	20°
Ángulo de helice	20°
Diámetro primitivo	162.19
Tipo de diente	Normal
Anchura	33
Material	Acero de cementación

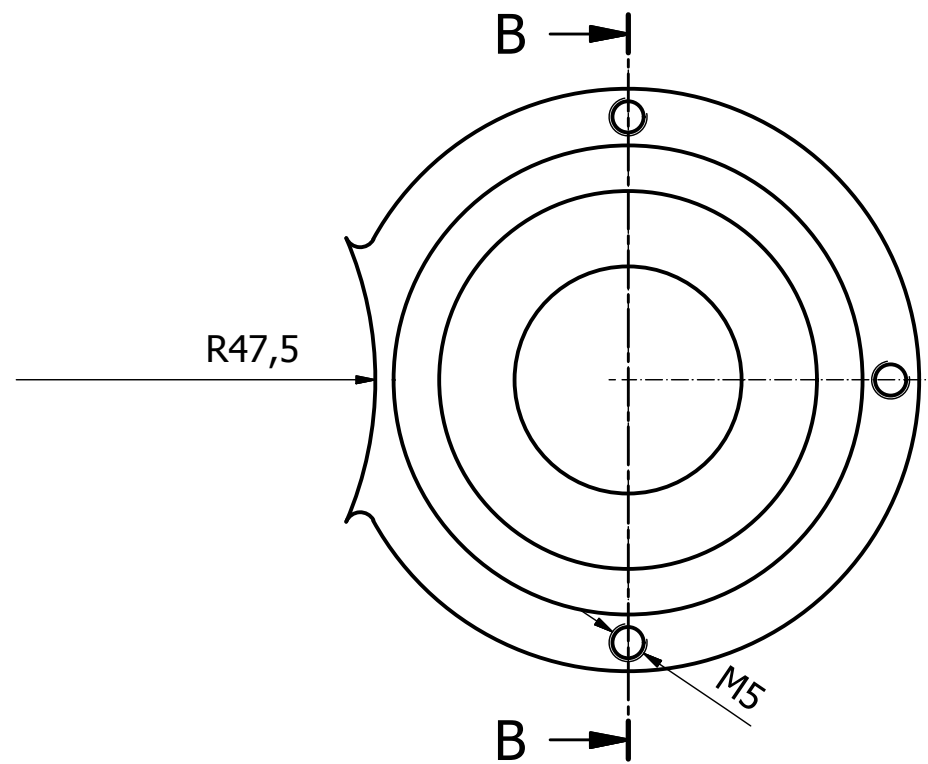
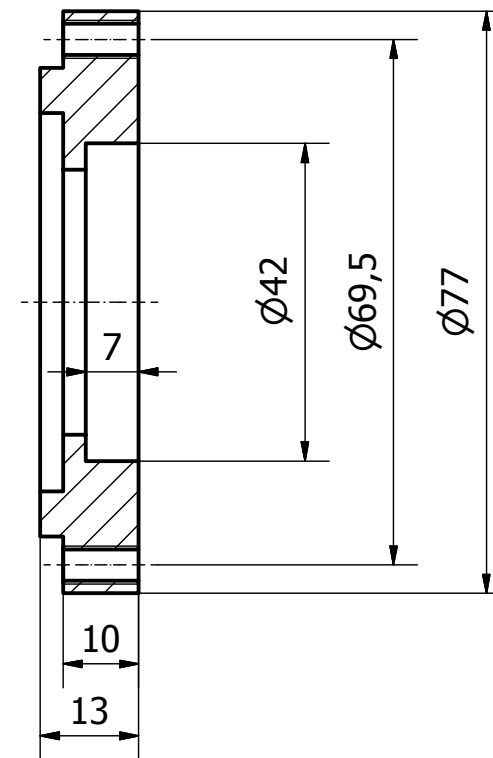


A-A (1 : 1)

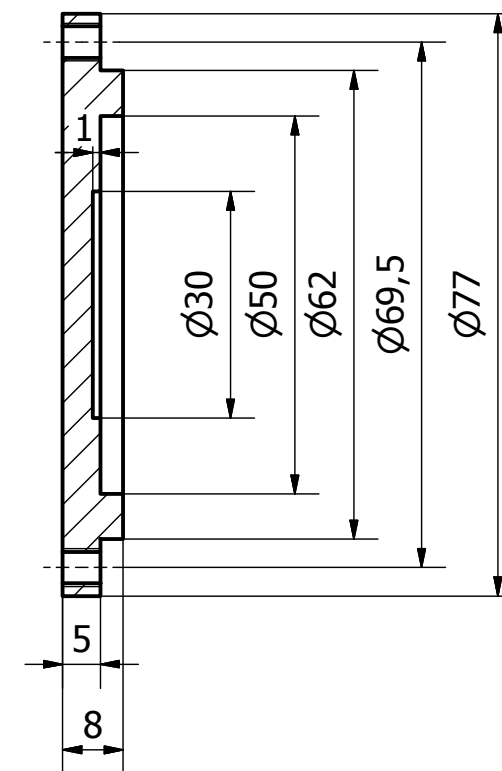


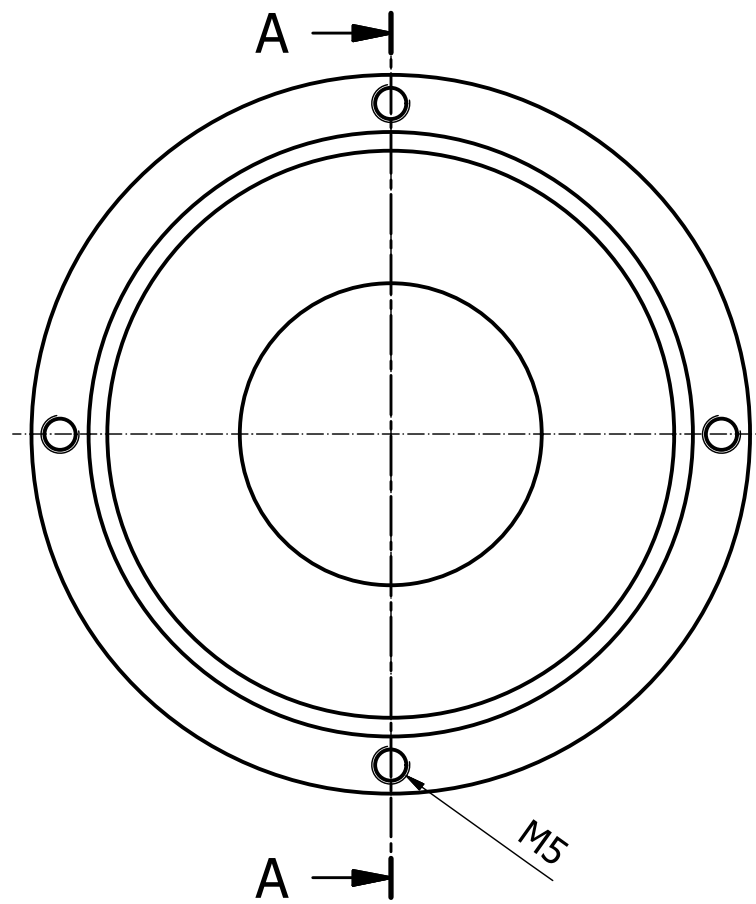


A-A (1 : 1)

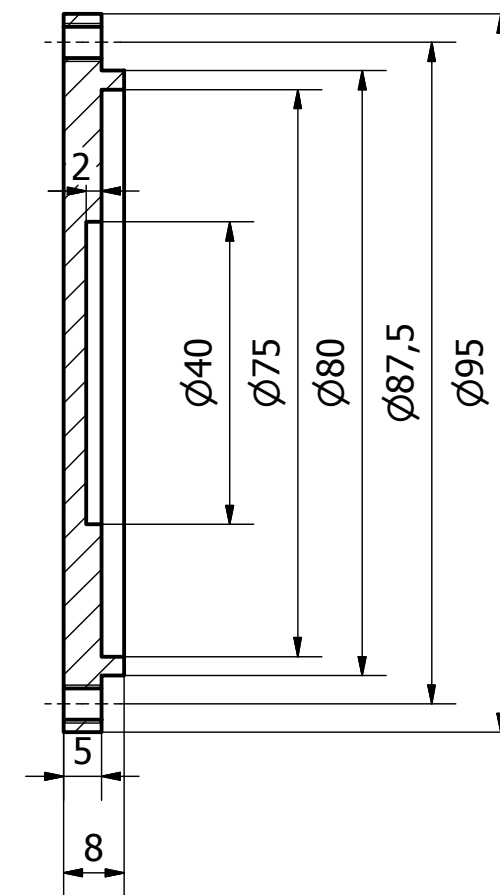


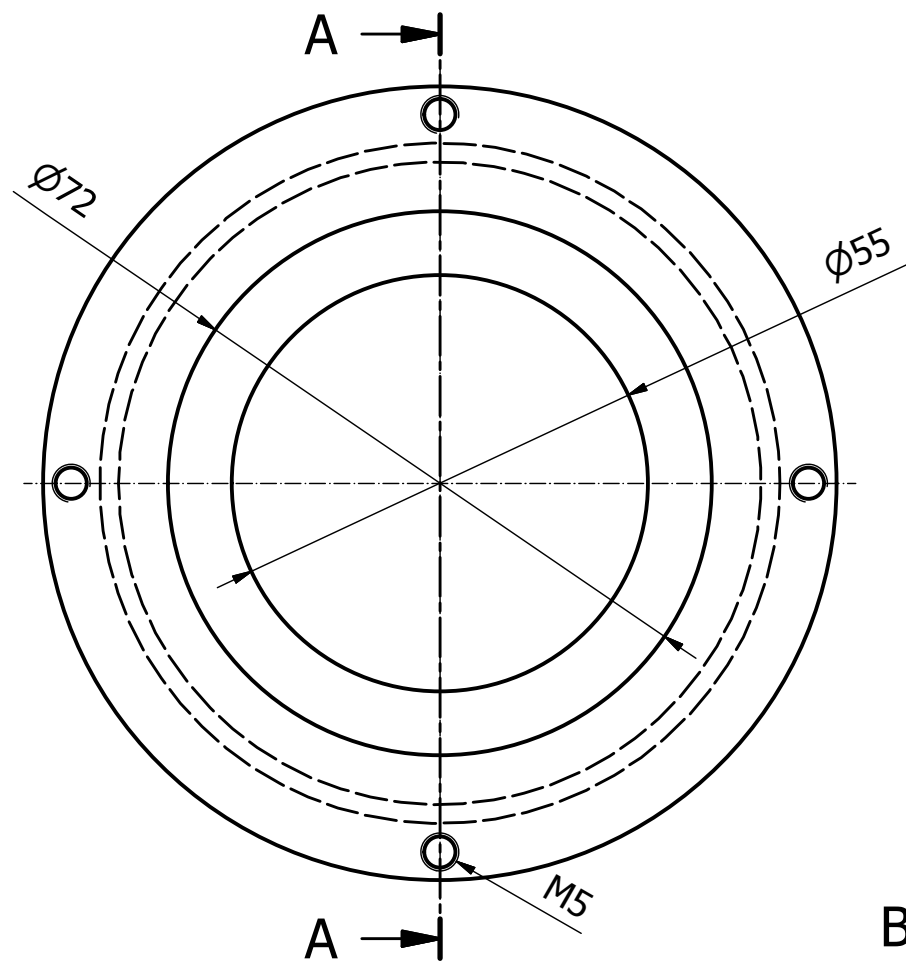
B-B (1 : 1)



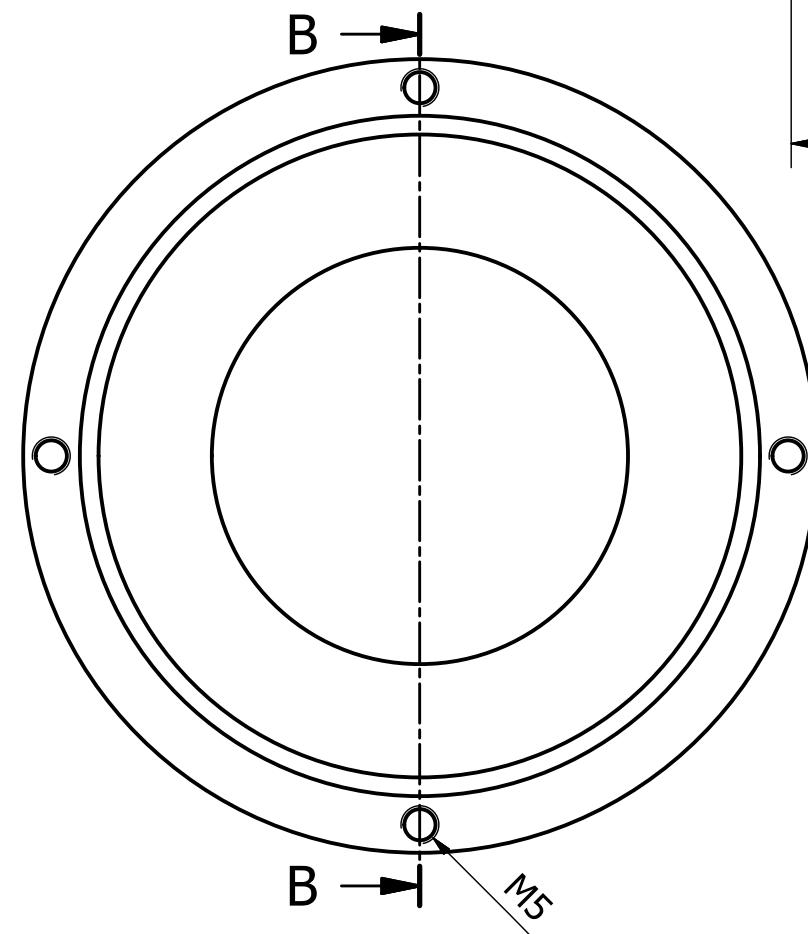
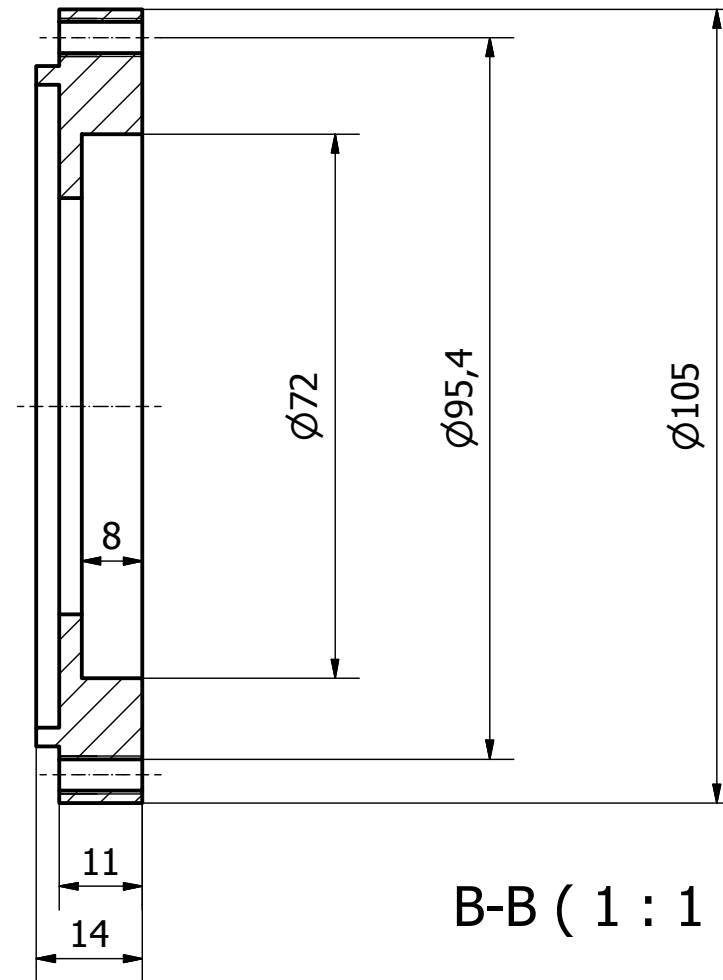


A-A (1 : 1)

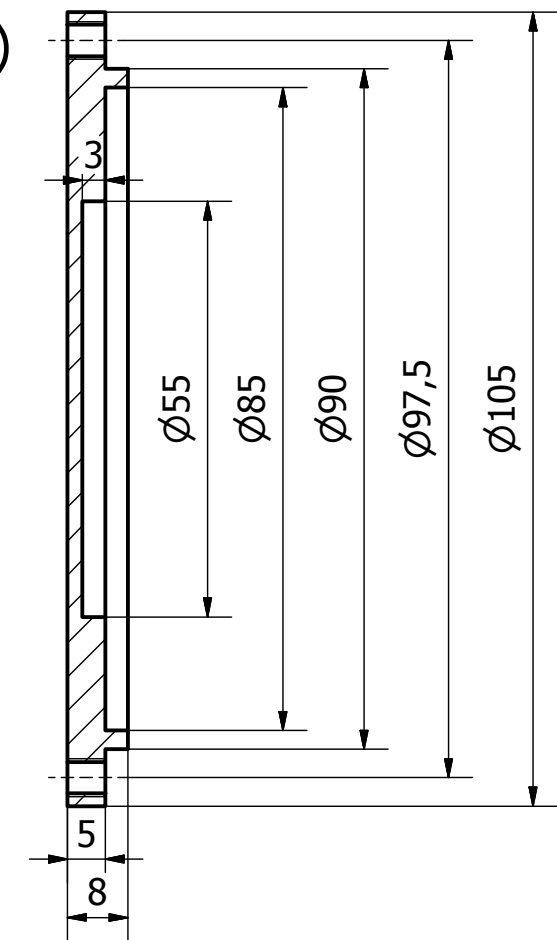


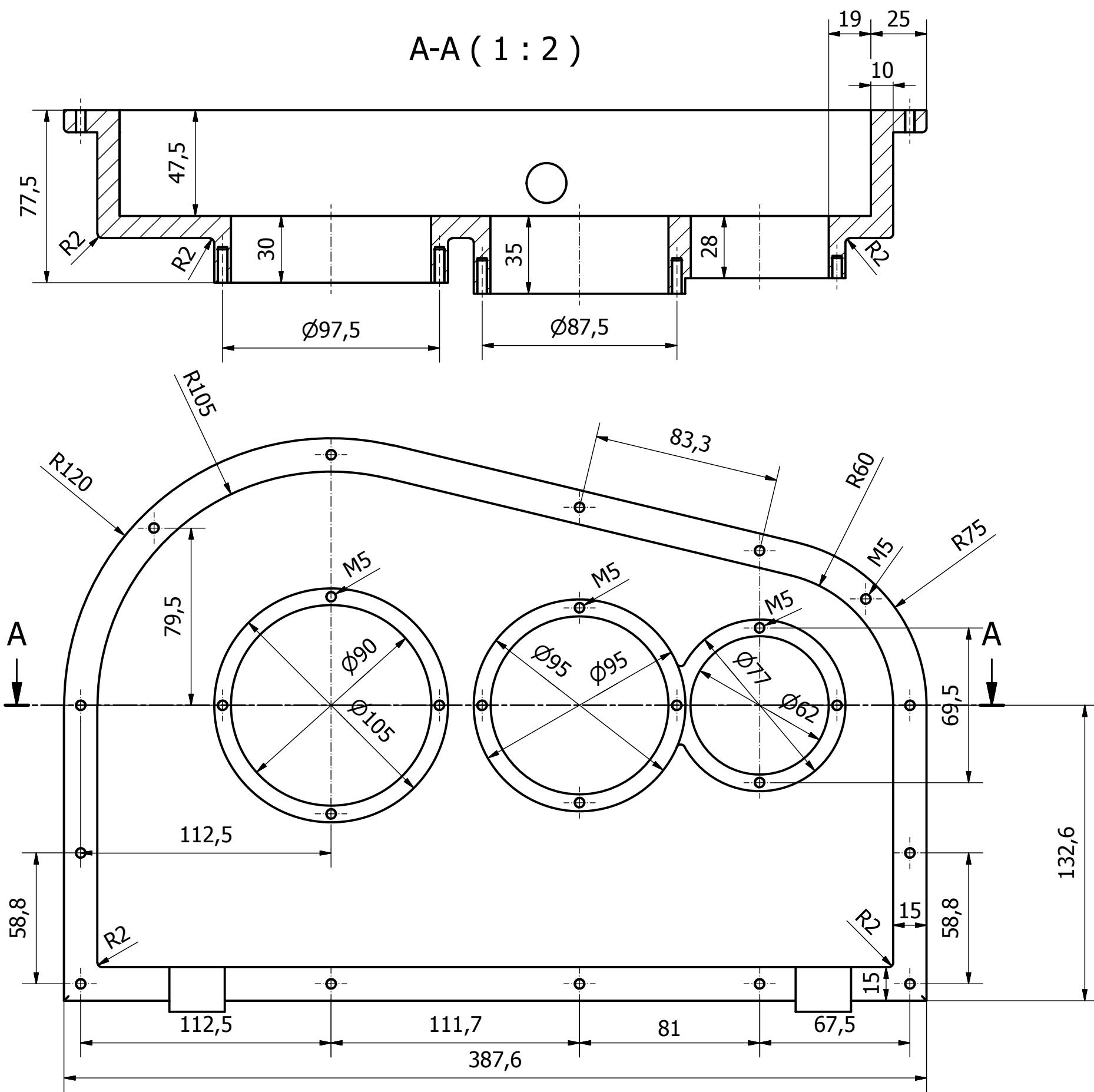


A-A (1 : 1)

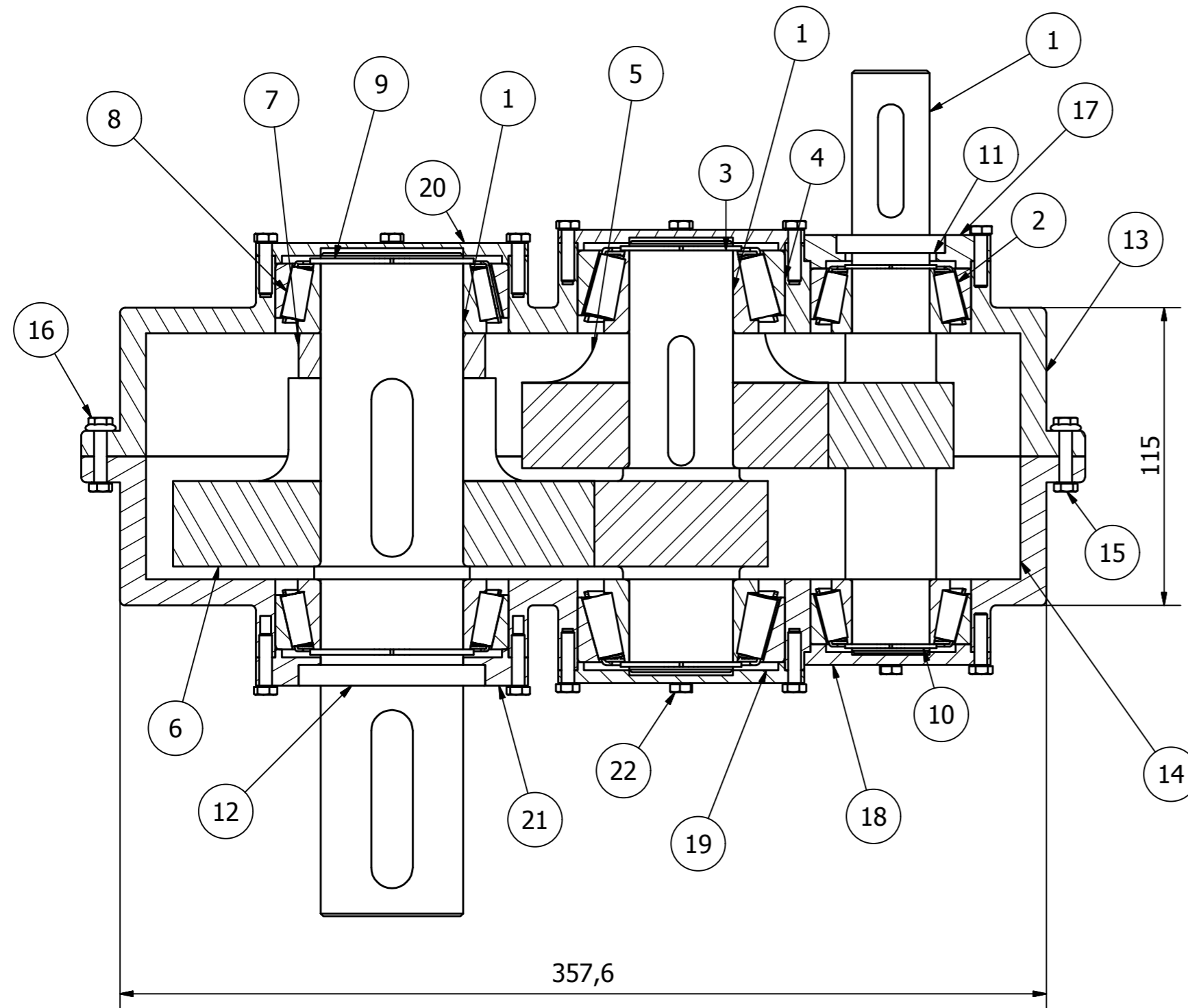


B-B (1 : 1)

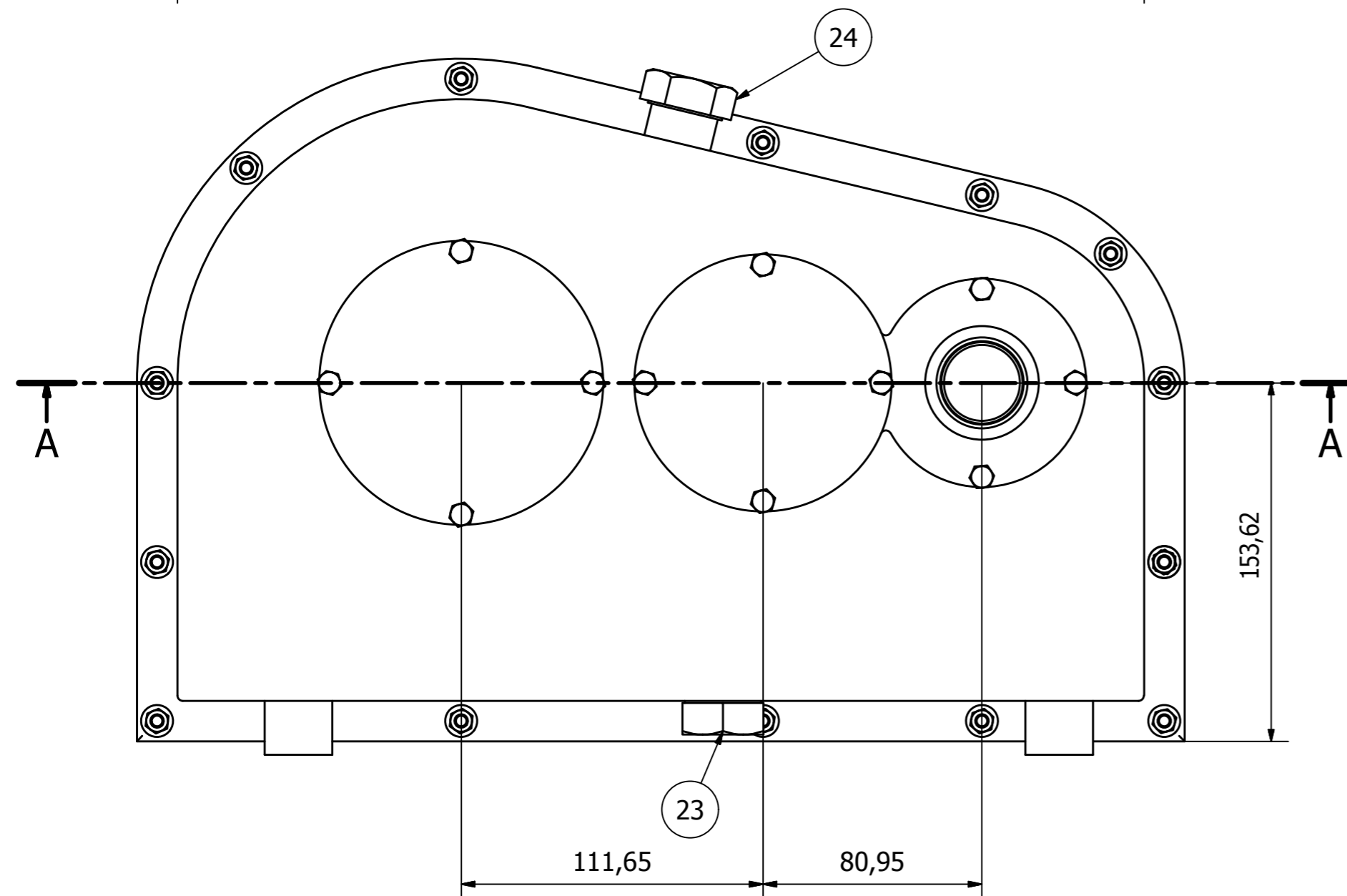




A-A (1 : 2)



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	3	EJE	
2	2	33206/Q	Rodamiento cónico del eje de entrada
3	2	DIN 471 - 40 x 1,75	Anilla de retención del eje intermedio
4	2	33208/QCL7C	Rodamiento cónico del eje intermedio
5	1	RUEDA 1a ETAPA	
6	1	RUEDA 2a ETAPA	
7	1	CASQUILLO	Casquillo del eje de salida
8	2	33011/Q	Rodamiento cónico del eje de salida
9	2	DIN 471 - 55 x 2	Anilla de retención del eje de salida
10	2	DIN 471 - 30 x 1,5	Anilla de retención de l eje de entrada
11	1	ISO 6194/1 - 30x42x7-Tipo 5	Junta del eje de entrada
12	1	ISO 6194/1 - 55x72x8-Tipo 5	Junta del eje de salida
13	1	CARCASA CARA B	
14	1	CARCASA CARA A	
15	15	ISO 4017 - M5 x 25	Tornillos de cabeza hexagonal
16	15	ISO 4161 - M5	Tuercas hexagonales con valona - Tuerca gruesa
17	1	TAPA EJE DE ENTRADA ABIERTA	
18	1	TAPA EJE DE ENTRADA	
19	2	TAPA EJE INTERMEDIO	
20	1	TAPA EJE SALIDA	
21	1	TAPA EJE SALIDA ABIERTA	
22	22	ISO 4017 - M5 x 20	Tornillos de cabeza hexagonal
23	2	TAPÓN	Tapon de llenado y vaciado



TRABAJO FINAL DE GRADO EN INGENIERÍA
EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR D'ENGINYERS
INDUSTRIALS VALÈNCIA

Proyecto:

DISEÑO DE REDUCTOR DE 200 Nm DE
PAR Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 7.1

Fecha:

Julio 2015

Plano:

PLANO DE CONJUNTO

Escala:

1 : 2

Nº Plano:

11

Miguel López Puértolas

Autor proyecto

ALUMNO: Miguel López Puértolas

TUTOR: D. Manuel Tur Valiente



UNIVERSIDAD
POLITÉCNICA
DE VALENCIA

PRESUPUESTO

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

4. Capítulo 4 - Presupuesto	
4.1. Cubicaciones.....	53
4.1.1. Arboles.....	53
4.1.1.1. Árbol de entrada.....	53
4.1.1.2. Árbol intermedio.....	53
4.1.1.3. Árbol de salida.....	53
4.1.2. Engranajes.....	54
4.1.2.1. Rueda primera etapa.....	54
4.1.2.2. Rueda segunda etapa.....	54
4.1.3. Carcasa y tapas de los arboles.....	54
4.2. Cuadro de precios de los materiales.....	55
4.2.1. Materiales.....	55
4.2.2. Cuadro de precios de mano de obra.....	56
4.2.3. Maquinaria.....	56
4.3. Estado de mediciones.....	57
4.4. Cuadro de precios descompuestos.....	58
4.4.1. Eje de entrada.....	58
4.4.2. Eje intermedio.....	58
4.4.3. Eje de salida.....	59
4.4.4. Rueda de la primera etapa.....	60
4.4.5. Rueda de la segunda etapa.....	60
4.4.6. Carcasa.....	61
4.4.7. Tapas de los arboles.....	61
4.5. Precio de cada unidad de fabricación.....	62
4.5.1. Unidad del eje de entrada.....	62
4.5.2. Unidad del eje intermedio.....	62
4.5.3. Unidad del eje de salida.....	62
4.5.4. Unidad de la rueda de la primera etapa.....	63
4.5.5. Unidad de la rueda de la segunda etapa.....	63
4.5.6. Unidad de la carcasa.....	63
4.5.7. Unidad de las tapas de los ejes.....	63
4.6. Presupuesto de ejecución material.....	64
4.7. Presupuesto base de contrata.....	64

Capítulo 4. Presupuesto

El presupuesto que en adelante se presenta, expone el coste total de la fabricación del reductor de velocidad objeto de este proyecto.

4.1 CUBICACIONES

En este primer punto del presupuesto, se han calculado las masas correspondientes a cada una de las diferentes partes que forman el reductor a fin de poder determinar, en base al material de cual están fabricadas, su coste.

4.1.1 Arboles

Para los ejes se ha partido de cilindros brutos de material con las dimensiones de la sección con mayor diámetro del eje o del piñón en el caso de que este se encuentre mecanizado en el eje.

4.1.1.1 Árbol de entrada

- Piñón tallado en el eje.
- Diámetro del piñón $d=0.04836$ m
- Longitud $L= 0.225$ m

El volumen vendrá dado por:

$$V = \pi \cdot d^2 \cdot 0.25 \cdot L = 4,13 \cdot 10^{-4} m^3$$

A partir de la densidad del acero AISI F-1150 se ha calculado la masa del cilindro bruto:

- Densidad F-1150 $\rho = 7800$ Kg/m³

$$M_{\text{eje de entrada}} = V \cdot \rho = 3.22 \text{ Kg}$$

4.1.1.2 Árbol intermedio

- Piñón tallado en el eje.
- Diámetro del piñón $d=0.067$ m
- Longitud $L= 0.1665$ m

El volumen vendrá dado por:

$$V = \pi \cdot d^2 \cdot 0.25 \cdot L = 5,87 \cdot 10^{-4} m^3$$

A partir de la densidad del acero AISI F-1150 se ha calculado la masa del cilindro bruto:

- Densidad F-1150 $\rho = 7800$ Kg/m³

$$M_{\text{eje intermedio}} = V \cdot \rho = 4,57 \text{ Kg}$$

4.1.1.3 Árbol de salida

- Diámetro de la mayor sección del eje $d=0.06$ m

- Longitud $L = 0.256$ m
- El volumen vendrá dado por:

$$V = \pi \cdot d^2 \cdot 0.25 \cdot L = 7.23 \cdot 10^{-4} m^3$$

A partir de la densidad del acero AISI F-1150 se ha calculado la masa del cilindro bruto:

- Densidad F-1150 $\rho = 7800$ kg/m³

$$M_{\text{eje de salida}} = V \cdot \rho = 5.64 \text{ Kg}$$

4.1.2 Engranajes

Al igual que para el caso de los ejes, se ha partido de cilindros brutos de material con las dimensiones de la sección correspondiente a la circunferencia de la cabeza del diente.

4.1.2.1 Rueda árbol intermedio

- Nº de dientes: $z = 64$
- Modulo: $m = 1.75$
- Ángulo de hélice: $\beta = 20^\circ$
- Diámetro: $d = 0.12276$ m
- Ancho del cilindro: $b = 0.052$ m

El volumen vendrá dado por la siguiente expresión:

$$V = \pi \cdot d^2 \cdot 0.25 \cdot b = 6,15 \cdot 10^{-4} m^3$$

A partir de la densidad del acero AISI F-1150 se ha calculado la masa del cilindro bruto:

- Densidad F-1150 $\rho = 7800$ kg/m³

$$M_{\text{rueda 1a etapa}} = V \cdot \rho = 4,8 \text{ Kg}$$

4.1.2.2 Rueda árbol de salida

- Nº de dientes: $z = 51$
- Modulo: $m = 3$
- Ángulo de hélice: $\beta = 20^\circ$
- Diámetro: $d = 0.169$ m
- Ancho del cilindro: $b = 0.0728$ m

El volumen vendrá dado por la siguiente expresión:

$$V = \pi \cdot d^2 \cdot 0.25 \cdot b = 1,63 \cdot 10^{-3} m^3$$

A partir de la densidad del acero AISI F-1150 se ha calculado la masa del cilindro bruto:

- Densidad F-1150 $\rho = 7800$ kg/m³

$$M_{\text{rueda 1a etapa}} = V \cdot \rho = 12.73 \text{ Kg}$$

4.1.3 Carcasa y tapas de los arboles

La masa del material generado por la carcasa y las tapas es el siguiente:

- Carcasa cara A:

$$M_{carcasa A} = 11.265 Kg$$

- Carcasa cara B:

$$M_{carcasa B} = 11.263 Kg$$

- Tapa eje de entrada abierta:

$$M_{tapa 1a abierta} = 0.200 Kg$$

- Tapa eje de entrada cerrada:

$$M_{tapa 1a cerrada} = 0.200 Kg$$

- Tapa eje intermedio:

$$M_{tapa 2o} = 0.280 Kg$$

- Tapa eje de salida abierta:

$$M_{tapa 3a abierta} = 0.300 Kg$$

- Tapa eje de salida cerrada;

$$M_{tapa 3a cerrada} = 0.300 Kg$$

* **Nota:** La masa de cada uno de ambas caras de la carcasa, así como la de las diferentes tapas, ha sido proporcionado directamente por el software, Autodesk Inventor, que se ha utilizado para el diseño del reductor.

4.2 CUADRO DE PRECIOS DE LOS MATERIALES

4.2.1 Materiales

- Fundición Gris FG 25	1	€/Kg
- Acero F - 1150	2,3	€/Kg
- Chaveta eje intermedio	1,1	€/ud
- Chaveta eje de salida	1,3	€/ud
- Tornillos de la carcasa	0,15	€/ud
- Tapón de aceite	0,3	€/ud

Rodamientos

- Eje de entrada: 33206/Q	26,58	€/ud
- Eje intermedio: 33208/QCL7C	32,71	€/ud
- Eje de salida: 33011/Q	52,86	€/ud
- Arandela de sujeción ø 30	2,1	€/ud
- Arandela de sujeción ø 40	2,4	€/ud
- Arandela de sujeción ø 55	2,8	€/ud
- Casquillo eje de salida	1	€/ud
- Retén del eje de entrada	3,5	€/ud
- Retén del eje de salida	4,5	€/ud
- Modelo y molde de la carcasa	50	€/ud
- Junta de estanqueidad	3,5	€/ud
- Aceite	3,5	€/l

4.2.2 Cuadro de precios de la mano de obra

Oficial de primera	8	€/h
Oficial de segunda	5,5	€/h
Peón de taller	4,5	€/h

4.2.3 Maquinaria

Oficial de primera

- Torno	40	€/h
---------	----	-----

Oficial de segunda

- Fresadora	48	€/h
-------------	----	-----

Peón de taller

- Tronzadora	22	€/h
- Taladrado y roscado de las tapas	25	€/h
- Taladrado de engranajes	20	€/h
- Taladrado de la carcasa	20	€/h
- Rectificadora	70	€/h
- Tratamiento de cementación	38	€/h

* **Nota:** Se ha incluido el precio de la mano de obra en el precio de la maquinaria.

4.3 ESTADO DE MEDICIONES

Chavetas

- Eje intermedio	1 ud
- Eje de salida	1 ud

Rodamientos

- 33206/Q	2 ud
- 33208/QCL7C	2 ud
- 3301/Q	2 ud

Arandelas de sujeción

- Arandela de sujeción \varnothing 30	2 ud
- Arandela de sujeción \varnothing 40	2 ud
- Arandela de sujeción \varnothing 55	2 ud

Árboles

- Árbol de entrada	1 ud
- Árbol intermedio	1 ud
- Árbol de salida	1 ud

Engranajes

- Rueda 1a etapa	1 ud
- Rueda 2a etapa	1 ud

Carcasa

- Carcasa cara A	1 ud
- Carcasa cara B	1 ud
- Tapa eje de entrada abierta	1 ud
- Tapa eje de entrada cerrada	1 ud
- Tapa eje intermedio	2 ud
- Tapa eje de salida abierta	1 ud
- Tapa eje de salida cerrada	1 ud
- Junta de estanqueidad	1 ud

Varios

- Casquillo intermedio	1 ud
- Aceite lubricante	25 L
- Tornillos de carcasa y tapas	26 ud
- Tapón de aceite	2 ud

4.4 CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS

4.4.1 Eje de entrada

Materiales

Denominación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Acero F - 1150	Kg	3,22	2,3	7,406
Rodamiento 33206/Q	Ud	2	26,58	53,16
Retén del eje de entrada	Ud	1	3,5	3,5
Arandela de sujeción \varnothing 30	Ud	2	2,1	4,2
Precio total de los materiales			68,27 €	

Maquinaria

Operación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Tronzado	Horas	0,15	22	3,3
Torneado	Horas	0,5	40	20
Fresado del piñón	Horas	0,5	48	24
Cementación del piñón	Horas	0,3	38	11,4
Rectificado	Horas	0,15	70	10,5
Precio total de los maquinaria			69,20 €	

4.4.2 Eje intermedio

Materiales

Denominación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Acero F-1150	Kg	4,57	2,3	10,511
Rodamiento 33208/QCL7C	Ud	2	32,71	65,42
Chaveta eje intermedio	Ud	1	1,1	1,1
Arandela de sujeción \varnothing 40	Ud	2	2,4	4,8
Precio total de los materiales			81,83 €	

Maquinaria

Operación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Tronzado	Horas	0,15	22	3,3
Torneado	Horas	0,5	40	20
Fresado del chavetero	Horas	0,25	48	12
Fresado del piñón	Horas	0,7	48	33,6
Cementación del piñón	Horas	0,5	38	19
Rectificado	Horas	0,2	70	14
Precio total de los maquinaria			101,90 €	

4.4.3 Eje de salida

Materiales

Denominación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Acero F-1150	Kg	5,64	2,3	12,972
Rodamiento 33011/Q	Ud	2	52,86	105,72
Chaveta eje de salida	Ud	1	1,3	1,3
Retén del eje de salida	Ud	1	4,5	4,5
Arandela de sujeción \varnothing 55	Ud	2	2,8	5,6
Casquillo	Ud	1	4,5	4,5
Precio total de los materiales			134,59 €	

Maquinaria

Operación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Tronzado	Horas	0,15	22	3,3
Torneado	Horas	0,6	40	24
Fresado del chavetero	Horas	0,25	48	12
Rectificado	Horas	0,25	70	17,5
Precio total de los maquinaria			56,80 €	

4.4.4 Rueda primera etapa

Materiales

Denominación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Acero F-1150	Kg	4,8	2,3	11,04
Precio total de los materiales				11,04 €

Maquinaria

Operación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Tronzado	Horas	0,2	22	4,4
Torneado	Horas	0,25	40	10
Fresado	Horas	0,7	48	33,6
Cementación	Horas	0,7	38	26,6
Taladrado	Horas	0,1	20	2
Rectificado	Horas	0,2	70	14
Precio total de los maquinaria				90,60 €

4.4.5 Rueda segunda etapa

Materiales

Denominación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Acero F-1150	Kg	12,73	2,3	29,28
Precio total de los materiales				29,28 €

Maquinaria

Operación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Tronzado	Horas	0,25	22	5,5
Torneado	Horas	0,3	40	12
Fresado	Horas	0,8	48	38,4

Cementación	Horas	0,85	38	32,3
Taladrado	Horas	0,1	20	2
Rectificado	Horas	0,25	70	17,5

Precio total de los maquinaria 107,70 €

4.4.6 Carcasa

Materiales

Denominación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Fundición Gris FG 25	Kg	22,528	1	22,528
Tornillo	Ud	14	0,15	2,1
Tapón de aceite	Ud	1	0,3	0,3
Aceite	Litros	25	3,5	87,5
Junta de estanqueidad	Ud	1	3,5	3,5

Precio total de los materiales 115,93 €

Maquinaria

Operación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Moldeo y molde de ambas caras de la carcasa, incluyendo materia prima y mano de obra	Ud	1	50	50
Fresado	Horas	1,5	48	72
Taladrado de la carcasa	Horas	0,5	20	10
Taladrado y roscado de las tapas	Horas	0,5	25	12,5
Rectificado	Horas	0,3	70	21

Precio total de los maquinaria 165,50 €

4.4.7 Tapas de los arboles

Materiales

Denominación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Fundición Gris FG 25	Kg	1,56	1	1,56

Tornillo	Ud	22	0,15	3,3
----------	----	----	------	-----

Precio total de los materiales 4,86 €

Maquinaria

Operación	Unidades	Cantidad	Coste parcial (€)	Coste total (€)
Tronzado	Horas	0,3	22	6,6
Torneado	Horas	0,3	40	12
Fresado	Horas	0,7	48	33,6
Taladrado y roscado de las tapas	Horas	0,5	25	12,5

Precio total de los maquinaria 46,10 €

4.5 PRECIO DE CADA UNIDAD DE FABRICACIÓN

4.5.1 Unidad del eje de entrada

	Precio (€)
Materiales	68,266
Maquinaria	69,2
Medios auxiliares (2% Maquinaria)	1,384
Coste total del eje de entrada	138,85 €

4.5.2 Unidad del eje intermedio

	Precio (€)
Materiales	81,831
Maquinaria	101,9
Medios auxiliares (2% Maquinaria)	2,038
Coste total del eje intermedio	185,77 €

4.5.3 Unidad del eje de salida

	Precio (€)
Materiales	134,592
Maquinaria	56,8
Medios auxiliares (2% Maquinaria)	1,136
Coste total del eje de salida	192,53 €

4.5.4 Unidad de la rueda de la primera etapa

	Precio (€)
Materiales	11,04
Maquinaria	90,6
Medios auxiliares (2% Maquinaria)	1,81
Coste total de la rueda	103,45 €

4.5.5 Unidad de la rueda de la segunda etapa

	Precio (€)
Materiales	29,28
Maquinaria	107,7
Medios auxiliares (2% Maquinaria)	2,154
Coste total de la rueda	139,13 €

4.5.6 Unidad de la carcasa

	Precio (€)
Materiales	115,928
Maquinaria	165,5
Medios auxiliares (2% Maquinaria)	3,31
Coste total de la carcasa	284,74 €

4.5.7 Unidad de las tapas de los ejes

	Precio (€)
Materiales	4,86

Maquinaria	46,1
Medios auxiliares (2% Maquinaria)	0,922
<hr/>	
Coste total de las tapas	51,88 €

4.6 PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

	Precio (€)
Árbol de entrada	138,85
Árbol intermedio	185,769
Árbol de salida	192,528
Rueda 1a etapa	103,45
Rueda 2a etapa	139,13
Carcasa	284,74
Tapas	51,88
Montaje (oficial de segunda 1 hora)	8
<hr/>	
Total presupuesto de ejecución material	1.104,30 €

4.7 PRESUPUESTO BASE DE CONTRATA

	Precio (€)
Presupuesto de ejecución material	1104,30
Gastos generales (13%)	143,56
Beneficio industrial (6%)	66,258
Presupuesto Base de contrata	1.314,12
I.V.A. (21%)	275,96
<hr/>	
Presupuesto de Licitación	1590,08 €

Con lo cual, el precio del reductor de velocidad asciende a un total de:

#1590,08€

Mil quinientos noventa euros con ocho céntimos.

ANEJOS

ÍNDICE DE LOS ANEJOS

5. Capítulo 5 – Anejos	
5.1. Cálculos.....	66
5.1.1.Determinación del ancho del engranaje.....	66
5.1.2.1ª etapa.....	66
5.1.3.2ª etapa.....	67
5.1.4.Diagramas de esfuerzos.....	69
5.1.5.Selección de los rodamientos.....	70
5.1.6.Cálculo a fatiga.....	74
5.2. Chavetas estandarizadas.....	77
5.3. Arandelas.....	77
5.4. Materiales empleados en la construcción de engranajes.....	78

5. CAPÍTULO 5: ANEJOS

5.1 ANEJO 1: CÁLCULOS

En este apartado se dan a conocer los valores de cada uno de los parámetros de cada uno de los diferentes apartados que componen la etapa de diseño del reductor de la memoria, estos son, la determinación del ancho de engranaje, la selección de los rodamientos y el cálculo a fatiga.

5.1.1 Determinación del ancho del engranaje

5.1.1.2 1a etapa

Coef. a fallo superficial

Z _H	2,37
Z _E	189,81 (N/mm ²) ^{0,5}
Z _β	1,03

Coefficientes de tensión a flexión

Y _{fa1}	2,61	Y _{fa2}	2,25
ε _α	1,64		
Y _ε	0,71		
Y _{sa1}	1,75	Y _{sa2}	1,98
Y _β	1,00	PIÑÓN TALLADO EN EJE	

Coef. de funcionamiento

K _{2r}	0,0193
K _{2h}	0,0087
K ₃	1,51
K _{Hα}	1,00
K _{Fα}	1,00

Cálculos previos material

ρ _r	5,9		
R _{ZH}	3,00	1,41	
C _{ZL1}	0,91	C _{ZL2}	0,6357
C _{ZV1}	0,93	C _{ZV2}	0,6557
C _{ZR1}	0,08	C _{ZR2}	0,08
R _{Z10}	1,67		

Material a fallo superficial

Z _N	1,000	Z _{L2}	1,225
Z _{L1}	1,056	Z _{V2}	0,953
Z _{V1}	0,990	Z _{R1}	1,048
Z _{R1}	1,048	Z _{R1}	1,048
Z _W	1	1,000	1
SHP1	1643,48	SHP2	1835,65 N/mm ²

Material a flexión 0,7401

0,7401

Y _{NT}	1,000		
Y _{ST}	2,100		
Y _{δrT1}	0,890	0,905	Y _{δrT2} 0,991 0,992
Y _{RrT1}	1,097		Y _{RrT2} 1,097
Y _{X1}	1,000		Y _{X2} 1,000
SFP1	944,41 N/mm ²	SFP2	1051,86 N/mm ²

Anchura a fallo superficial

bH0	ϵ_β	Z ϵ	KH β	K _A F _t /b	Kv α	Kv β	Kv	bH
44,70	2,09	0,79	1,314	272,54	1,081	1,058	1,058	34,67
34,67	1,89	0,79	1,266	301,13	1,077	1,054	1,054	33,29
33,29	1,81	0,79	1,250	313,60	1,075	1,052	1,052	32,81
32,81	1,79	0,79	1,244	318,26	1,074	1,052	1,052	32,64
32,64	1,78	0,79	1,242	319,90	1,074	1,051	1,051	32,58
32,58	1,77	0,79	1,241	320,46	1,074	1,051	1,051	32,56
32,56	1,77	0,79	1,241	320,65	1,074	1,051	1,051	32,56
32,56	1,77	0,79	1,241	320,72	1,074	1,051	1,051	32,55
32,55	1,77	0,79	1,241	320,74	1,074	1,051	1,051	32,55
32,55	1,77	0,79	1,241	320,75	1,074	1,051	1,051	32,55

O.K.
PIÑÓN

Coefficiente de seguridad a flexión

$X_{deseado} = 1,10$

N _F	KF β	Y β	σ_F piñón	σ_F rueda	X _F
0,8806	1,209	0,83	536,05	523,47	1,76
			N/mm ²	N/mm ³	PIÑÓN
		X _F	1,76	2,01	

O.K.

d1	44,7	mm
bmin	11,2	mm
bmax	89,4	mm

b=	33	mm
-----------	-----------	----

5.1.1.2 2a etapa

Coef. a fallo superficial

Z _H	2,37
Z _E	189,81 (N/mm ²) ^{0,5}
Z _{β}	1,03

Coeficientes de tension a flexión

Yfa ₁	2,78	Yfa ₂	2,30
ϵ_α	1,60		
Y ϵ	0,72		
Ysa ₁	1,69	Ysa ₂	1,93
Y _B	1,00	PIÑÓN TALLADO EN EJE	

Coef. de funcionamiento

K _{2r}	0,0193
K _{2h}	0,0087
K ₃	1,84
K _{Hα}	1,00
K _{Fα}	1,00

Cálculos previos material

ρ_r	8,0		
RZ _H	3,00	1,51	
CZL1	0,91	CZL2	0,6357
CZV1	0,93	CZV2	0,6557
CZR1	0,08	CZR2	0,08
Rz10	1,51		

Material a fallo superficial

ZN	1,000		
ZL1	1,066	ZL2	1,267
ZV1	0,975	ZV2	0,876
ZR1	1,056	ZR1	1,056
ZW	1	1,000	1
SHP1	1646,85	SHP2	1759,66

N/mm²

Material a flexión 0,7401 0,7401

YNT	1,000		
YST	2,100		
Y _{δrT1}	0,865	0,885	Y _{δrT2} 0,967 0,972
Y _{RrT1}	1,097		Y _{RrT2} 1,097
YX1	1,000		YX2 1,000
SFP1	918,82	N/mm ²	SFP2 1026,98 N/mm ²

Anchura a fallo superficial

bH0	ε _β	Zε	KH _β	K _A F _t /b	Kv _α	Kv _β	Kv	bH
60,66	2,09	0,79	1,314	272,54	1,081	1,058	1,058	34,67
34,67	1,89	0,79	1,266	301,13	1,077	1,054	1,054	33,29
33,29	1,81	0,79	1,250	313,60	1,075	1,052	1,052	32,81
32,81	1,79	0,79	1,244	318,26	1,074	1,052	1,052	32,64
32,64	1,78	0,79	1,242	319,90	1,074	1,051	1,051	32,58
32,58	1,77	0,79	1,241	320,46	1,074	1,051	1,051	32,56
32,56	1,77	0,79	1,241	320,65	1,074	1,051	1,051	32,56
32,56	1,77	0,79	1,241	320,72	1,074	1,051	1,051	32,55
32,55	1,77	0,79	1,241	320,74	1,074	1,051	1,051	32,55
32,55	1,77	0,79	1,241	320,75	1,074	1,051	1,051	32,55 O.K.

PIÑÓN

Coefficiente de seguridad a flexión

X_{deseado} = 1,10

N _F	KF _β	Y _β	σ _F piñón	σ _F rueda	X _F
0,7998	1,188	0,83	634,31	595,50	1,45 O.K.
			N/mm ²	N/mm ³	PIÑÓN
		X _F	1,45	1,72	

d1 60,7 mm
 bmin 15,2 mm
 bmax 121,3 mm

b= 33 mm

5.1.2 Diagramas de esfuerzos

A continuación se exponen las diferentes ecuaciones a partir de las cuales se ha obtenido cada una de las fuerzas dadas en la transmisión de potencia entre engranajes.

$$F_T = \frac{T}{d_p \cdot 0,5} \quad (\text{ec. 14})$$

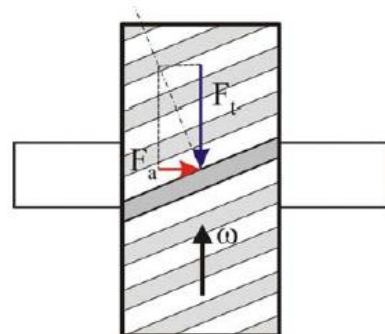
$$F_{radial} = F_T \cdot \tan \alpha \quad (\text{ec. 15})$$

$$F_{axial} = F_T \cdot \tan \varphi \quad (\text{ec. 16})$$

Siendo:

- α el ángulo de presión, ya conocido de 20°
- φ el ángulo de inclinación de la helice, también conocido de 20°

Siguiendo el sentido de fuerzas descrito en la figura de la derecha para la rueda conductora, y cambiando el sentido de la fuerza tangencial para la conducida, se ha obtenido cada una de las fuerzas en los engranajes.



En la siguiente tabla se muestran las fuerzas y momentos actuantes en la sección de los ejes en la cual se encuentran los diferentes engranajes:

		Ft (N)	Fr (N)	Fa (N)	M _z (N·m)	
1er Sentido	1er eje	-8949,47	3257,34	-3257,34	-68,4	
	2o eje	Rueda	8949,47	3257,34	-3257,84	-182,27
		Piñón	17571,34	6395,44	-6395,44	-182,27
	3er eje	-17571,3	6395,44	-6395,44	-489,25	
2o Sentido	1er eje	8949,47	3257,34	3257,34	68,4	
	2o eje	Rueda	-8949,47	3257,34	3257,84	182,27
		Piñón	-17571,3	6395,44	6395,44	182,27
	3er eje	17571,34	6395,44	6395,44	489,25	

A partir del equilibrio de fuerzas y momentos se han calculado las reacciones en sendos apoyos:

		1er Sentido			
		Reacciones en Z		Reacciones en Y	Reacciones en X
1er Eje	Reacc en A(N)	6020,55	Reacc en A(N)	-1569,45	Reacc en A(N) 3257,34

	Reacc en B(N) 2928,92	Reacc en B(N) -1687,89	Reacc en B(N) 0,00
2o Eje	Reacc en A(N) -11743,59	Reacc en A(N) 3505,79	Reacc en A(N) 3138,1
	Reacc en B(N) -14777,22	Reacc en B(N) -6643,89	Reacc en B(N) 0
3er Eje	Reacc en A(N) 5750,62	Reacc en A(N) 1726,56	Reacc en A(N) 6395,44
	Reacc en B(N) 11820,72	Reacc en B(N) -110,21	Reacc en B(N) 0,00

2oSentido			
	Reacciones en Z	Reacciones en Y	Reacciones en X
1er Eje	Reacc en A(N) -6020,55	Reacc en A(N) -2813,12	Reacc en A(N) 3257,34
	Reacc en B(N) -2928,92	Reacc en B(N) -444,22	Reacc en B(N) 0,00
2o Eje	Reacc en A(N) 11743,59	Reacc en A(N) -3247,54	Reacc en A(N) 3138,1
	Reacc en B(N) 14777,22	Reacc en B(N) 109,44	Reacc en B(N) 0
3er Eje	Reacc en A(N) -5750,62	Reacc en A(N) -2354,67	Reacc en A(N) 6395,44
	Reacc en B(N) -11820,72	Reacc en B(N) 8750,11	Reacc en B(N) 0,00

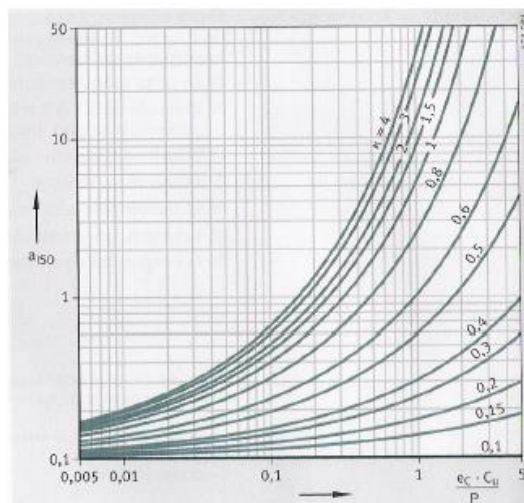
5.1.3 Selección de los rodamientos

A continuación se exponen los diferentes coeficientes, de los cuales es dependiente la vida de los rodamientos que viene dada por la ec. 13.

- a_1 la fiabilidad del rodamiento.

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

- a_{ISO} el cálculo del a_{ISO} , se obtiene a partir de la siguiente gráfica:



El valor de la abscisa se obtiene a partir del producto de la contaminación, el límite de fatiga del rodamiento y cociente entre la fuerza equivalente dada en el rodamiento.

- La contaminación se ha obtenido a partir de la siguiente tabla:

Condición	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
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 extremadamente 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 Ec. 4	0	0

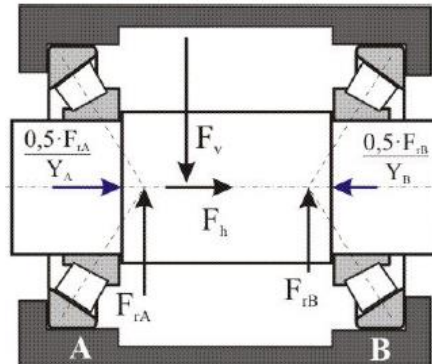
- El límite de fatiga del rodamiento viene dado en el catálogo de los mismos representado por P_u .
- La fuerza equivalente en los rodillos cónicos se obtiene a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\text{Si } Fa/Fr < e, \text{ entonces } Feq = Fr$$

$$\text{Si } Fa/Fr > e, \text{ entonces } Feq = 0.4 \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

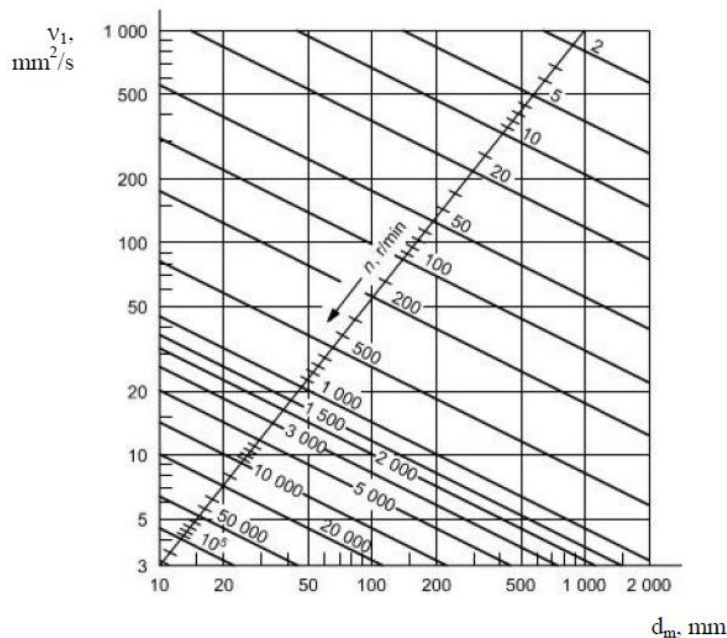
Siendo “Y”, y “e” coeficientes de cálculo de los rodamientos proporcionados por el fabricante de los mismos.

Cabe destacar que la fuerza axial resultante, viene dado por la resultante de las axiales proporcionadas por los engranajes y rodamientos según se muestra en la siguiente figura:



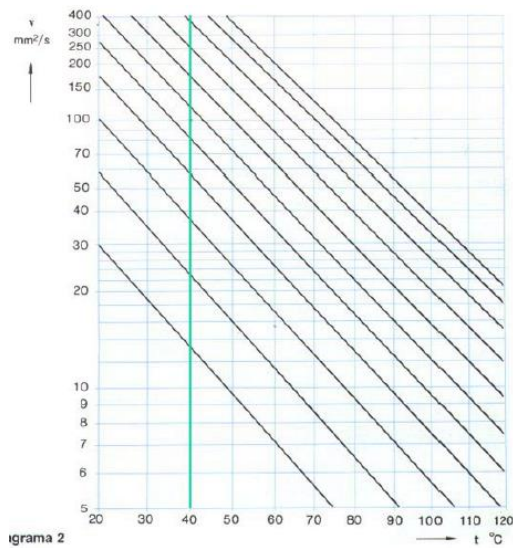
Y la radial resultante vendrá dada por el modulo del vector formado por las reacciones radiales en z e y, a partir de la siguiente formula: $M_{res} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$

- El valor de “k” viene dado por el cociente de la viscosidad relativa y la viscosidad del lubricante utilizado a la temperatura de trabajo.
- La viscosidad relativa se obtiene a partir de la siguiente tabla



Donde la “n” es el régimen de giro y “dm” el diámetro medio del rodamiento.

- La viscosidad a la temperatura de trabajo, estimada en 70°, se ha obtenido a partir del siguiente gráfico:



- **n** es el régimen de giro del eje.
- **C** capacidad de carga dinámica del rodamiento proporcionado por el fabricante
- **q** es una constante que toma el valor de diez tercios para los rodamientos de rodillos y rodillos cónicos.

Los valores de cada uno de estos parámetros vienen expresados en las siguientes tablas:

- FUERZA EQUIVALENTE

	F _{eq} 1er Sentido (N)	
	a	b
1er Eje	6605,53527	3380,465181
2o Eje	12255,7163	16202,0796
3er Eje	17461,5309	11821,23335

	F _{eq} 2o Sentido (N)	
	a	b
1er Eje	6645,35139	8563,91242
2o Eje	12184,3565	14777,62073
3er Eje	14636,9466	14706,93411

- PARAMETROS DEL a_{ISO} Y a₁

	1er Sentido		
	1er Eje	2o Eje	3er Eje
D_m	46	60	72,5
n	3000	1125	422,53
v₁(graf), f(D_m, n)	13	15	25
v=cte	28	28	28

k=v/v1		2,15	1,86	1,12
nc=cte		0,5	0,5	0
nc*Pu/Feq	A	0,64	0,61	0,98
	B	1,25	0,46	0,64
aiso	A	5	2	7
	B	10	2,5	1,8
a1		98%	98%	98%

	2o Sentido			
	1er Eje	2o Eje	3er Eje	
Dm	46	60	72,5	
n	3000	1125	422,53	
v1(graf),f(Dm,n)	13	15	25	
v=cte	28	28	28	
k=v/v1	2,15	1,86	1,12	
nc=cte	0,5	0,5	0	
nc*Pu/Feq	A	0,63	0,61	0,52
	B	0,49	0,5	0,52
aiso	A	5	2	1,9
	B	4	2,7	1,9
a1	98%	98%	98%	

5.1.4 Cálculo a fatiga

A continuación se exponen los diferentes coeficientes, de los cuales es dependiente el límite de fatiga, el cual viene dado por la ec. 15. Para el acero F-1150 con un "Su" de 1000 Mpa y un "Sy" de 800 Mpa, se tiene que:

- **K_a** factor de superficie, se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$K_a = a \cdot S_u^b \quad (\text{ec. 17})$$

Donde "a" y "b" han sido obtenidos a partir de la siguiente tabla:

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

- K_b factor de tamaño, se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad (\text{ec. 18})$$

- K_e factor de confiabilidad, se ha obtenido a partir de la siguiente tabla:

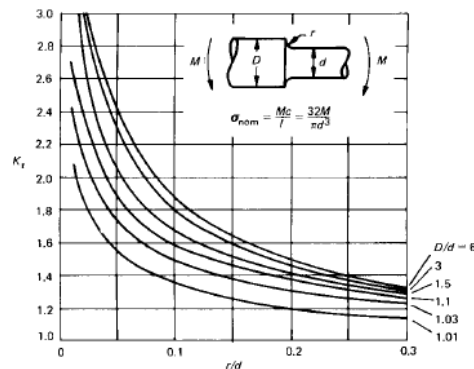
Confiabilidad	0.5	0.9	0.95	0.99	0.999	0.9999	0.99999	0.999999
Factor de corrección	1.0	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702	0.659	0.620

- K_f es el factor que se encarga de hacer notar el efecto del concentrador de tensiones, si existe. Se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (\text{ec. 19})$$

Donde:

- K_t es obtenido a partir del siguiente gráfico:



- “q” es obtenido a partir de:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad (\text{ec. 20})$$

Siendo:

- ρ el radio de la entalla
- α constante que se ha calculado a partir de la siguiente expresión utilizada para aceros de alta resistencia relativa

$$\alpha = 0.025 \left(\frac{2070 \text{ MPa}}{S_u} \right)^{1.8} \quad (\text{ec. 21})$$

- En aquellas secciones donde se encuentre un chavetero, se ha tomado directamente el valor de k_f de 1.25.

La siguiente tabla expone para cada una de las diferentes secciones, en las cuales se ha realizado el cálculo a fatiga, los valores de estos coeficientes:

	Sección	Ka	Kb	Ke	Kt	kf
1er eje	1	0,72	0,864	0,81	0	1
	2	0,72	0,864	0,81	2,4	2,19
	3	0,72	0,864	0,81	3	2,9
	4	0,72	0,864	0,81	0	1
	5	0,72	0,864	0,81	3	2,9
	6	0,72	0,864	0,81	2,4	2,19
	7	0,72	0,864	0,81	0	1

	Sección	Ka	Kb	Ke	Kt	kf
2o eje	1	0,72	0,864	0,81	0	1
	2	0,72	0,864	0,81	0	1
	3	0,72	0,864	0,81	0	1,25
	4	0,72	0,864	0,81	0	1,97
	5	0,72	0,864	0,81	2	2,16
	6	0,72	0,864	0,81	0	1
	7	0,72	0,864	0,81	2,2	2,16
	8	0,72	0,864	0,81	2,4	2,194

	Sección	Ka	Kb	Ke	Kt	kf
3er eje	1	0,72	0,859	0,81	0	1
	2	0,72	0,859	0,81	2,1	1
	3	0,72	0,859	0,81	0	1,25
	4	0,72	0,859	0,81	2,1	2,073
	5	0,72	0,859	0,81	2,4	2,194

***Nota:** Notese que para ambos sentidos de giro, el valor de los anteriores coeficientes es el mismo. La razón de la diferencia en los valores de los coeficientes de seguridad para un giro respecto del otro viene dada por los momentos en cada una de las secciones, pues estos sí que son diferentes.

5.2 ANEJO 2: CHAVETAS ESTANDARIZADAS

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

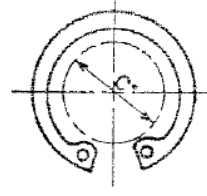
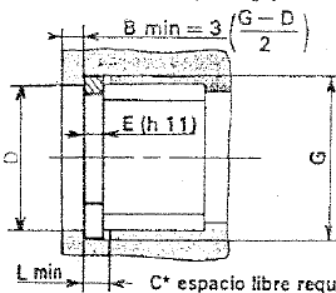
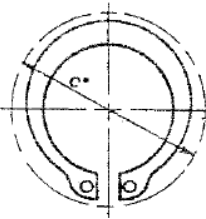
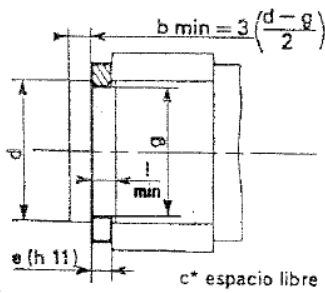
5.3 ANEJO 3: ARANDELAS ELÁSTICAS

Arandelas elásticas para ejes

NF E 22-163

Arandelas elásticas para agujeros

NF E 22-165



d	e	c	l	g	Tol. g	d	e	c	l	g	Tol. g	D	E	C	L	G	Tol. G	D	E	C	L	G	Tol. G
5	0.6	10.7	0.7	4.8	0	35	1.50	47.2	1.60	3.3		10	1	3.7	1.1	10.4		52	2	37.6	2.15	55	
6	0.7	12.2	0.8	5.7	-0.075	40	1.75	53	1.85	37.5		12	1	4.7	1.1	12.5		55	2	40.4	2.15	58	
8	0.8	15.2	0.9	7.6	0	45	1.75	59.4	1.85	42.5	0	15	1	7	1.1	15.7	+0.11	60	2	44.4	2.15	63	
10	1	17.6	1.1	9.6	-0.09	50	2	64.8	2.15	47	-0.25	17	1	8.4	1.1	17.8	0	62	2	48.4	2.15	65	+0.30
12	1	19.6	1.1	11.5		55	2	70.4	2.15	52		20	1	10.6	1.1	21	+0.21	65	2.5	48.6	2.65	68	0
14	1	22	1.1	13.4		60	2	75.8	2.15	57		25	1.2	15	1.3	26.2	0	70	2.5	53.4	2.65	73	
15	1	23.2	1.1	14.3	0	65	2.5	81.6	2.65	62	0	30	1.2	19.4	1.3	31.4		72	2.5	55.4	2.65	75	
16	1	24.4	1.1	15.2	-0.11	70	2.5	87.2	2.65	67	-0.30	32	1.2	20.2	1.3	33.7		75	2.5	58.4	2.65	78	
17	1	25.6	1.1	16.2		75	2.5	92.8	2.65	72		35	1.5	23.2	1.6	37	+0.25	80	2.5	62	2.65	83.5	
18	1.2	26.8	1.3	17		80	2.5	98.2	2.65	76.5		40	1.75	27.4	1.85	42.5	0	85	3	66.8	3.15	88.5	+0.35
20	1.2	29	1.3	19	0	85	3	104	3.15	81.5	0	45	1.75	31.6	1.85	47.5		90	3	71.8	3.15	93.5	0
25	1.2	34.8	1.3	23.9	-0.21	90	3	109	3.15	86.5	-0.35	47	1.75	33.2	1.85	49.5	+0.30	100	3	81	3.15	103.5	+0.54
30	1.5	41	1.6	28.6		100	3	121	3.15	96.5		50	2	36	2.15	53	0	110	4	88.2	4.15	114	0

5.4 ANEJO 4: MATERIALES EMPLEADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE ENGRANAJES

MATERIAL	Denominación	Su (N/mm ²)		Dureza superficial
		min - max	min - max	
Fundiciones grises UNE EN 1561:2012	GJL-200	200 - 300	-	HB (150-230)
	GJL-250	250 - 350	-	HB (170-250)
	GJL-350	350 - 450	-	HB (210-275)
Fundiciones maleables de corazón negro UNE EN 1562:2012	GJMB-500-5	500 -	300 -	HB (165-215)
	GJMB-550-4	550 -	340 -	HB (180-230)
	GJMB-600-3	600 -	390 -	HB (195-245)
	GJMB-650-2	650 -	430 -	HB (210-260)
Fundiciones con grafito esferoidal (nodular o dúctil) UNE-EN1563:2012	GJS-400-15	400 -	250 -	HB (150-180)
	GJS-600-3	600 -	380 -	HB (210-250)
	GJS-800-2	800 -	480 -	HB (260-300)
Acero moldeado no aleado UNE-EN10293:2006	GE240	450 - 600	240 -	HB 140
	GE300	520 - 670	300 -	HB 175
Acero no aleado forjado	C25	400	280	HB 140
	C35	580	380	HB 180
	C45	680	430	HB 207
Acero no aleado forjado, templado y revenido UNE-EN10083- 2:2008	C25	570	430	HV 170
	C35	600 - 750	430 - 520	HV 216
Aceros aleados templados y revenidos UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2	850	580	HV 267
	20MnCr5	980	735	HV 317
	34CrMo4	1000 - 1200	800	HV 326
	42CrMo4	1100 - 1300	950	HV 337
	34NiCrMo16	1230 - 1420	1030	HV 368
Acero moldeado no aleado templado				HV 130-215
Acero moldeado aleado templado	G35CrMo4	750-980	650	HV 305
	G42CrMo4	800-1025	700	HV 320
Acero forjado de cementación. UNE- EN10084:2010	15 NiCr13	900 - 1150	750	HV 360 - 600
	20NiCrMoS2-2	850 - 1250	580	HV 365 - 720
	14NiCrMo13	1000 - 1300	1100	HV 390 - 740
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	C45	1034	786	HV 560
	42CrMo4	1770	1640	HV 540 - 610
Acero forjado de nitruración, acero templado de nitruración, acero de nitruración UNE-EN10085:2001	24CrMo13-6	1000 - 1200	800	HV 700
	41 CrAlMo7-10	950 - 1150	750	HV 850 - 950
	34CrAlNi7-10	900-1100	680	HV 850 - 950
Acero forjado de nitrocarburoización				HV 300-650