



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

Curso Académico:

ÍNDICE

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFG

- Memoria
- Anejos
- Anejos de tablas y gráficas
- Presupuesto
- Plano

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. Introducción	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Factores a considerar	2
1.3. Objeto del proyecto	3
1.4. Motivación	3
2. Descripción de la solución	4
2.1. Diseño conceptual	4
2.2. Dimensionado de los ejes	6
2.2.1. Diámetro de los ejes por rigidez torsional	6
2.2.2. Diámetro de los engranajes	7
2.2.3. Anchura de los engranajes	8
2.2.3.1. Fallo superficial	9
2.2.3.2. Fallo a flexión	10
2.2.3.3. Comprobación del lubricante	10
2.3. Uniones a torsión	11
2.4. Deflexión lateral	11
2.5. Selección de los rodamientos	17
2.5.1. Vida de los rodamientos	19
2.6. Resistencia a fatiga	19
2.7. Carcasa	22
3. Bibliografía	23

ÍNDICE DE LOS ANEJOS

1. Diámetro de los engranajes	1
2. Anchura del diente.....	1
2.1. Fallo superficial	4
2.2. Fallo a flexión	4
2.3. Comprobación del lubricante	5
3. Fuerzas en los engranajes	5
4. Reacción en los apoyos	6
5. Selección de los rodamientos	7
6. Resistencia a fatiga	9

ÍNDICE DE LOS ANEJOS DE TABLAS Y GRÁFICAS

1. Introducción	1
2. Dimensionado de los elementos.....	1
2.1. Diámetro de los engranajes	1
2.2. Anchura de los engranajes	2
2.3. Uniones a torsión.....	4
2.4. Cálculo de vida de los rodamientos.....	4
2.5. Resistencia a fatiga	8

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1. Introducción	1
2. Cubicaciones	1
3. Cuadro de precios	1
2.1. Materiales	1
2.2. Mano de obra	2
2.3. Maquinaria.....	2
4. Estado de las mediciones.....	2
5. Cuadro de precios descompuestos.....	3
5.1. Eje de entrada	3
5.2. Eje intermedio	4
5.3. Eje de salida	4

5.4. Rueda 1ª etapa	5
5.5. Rueda 2ª etapa	5
5.6. Carcasa	5
5.7. Tapas	6
6. Presupuesto de ejecución material	6
7. Presupuesto de ejecución por contrata.....	6
8. Presupuesto base de licitación	7

ÍNDICE DE LOS PLANOS

1. Eje de entrada	1
2. Eje intermedio	2
3. Eje de salida	3
4. Rueda 1ª etapa	4
5. Rueda 2ª etapa	5
6. Tapas del eje de entrada	6
7. Tapas del eje intermedio	7
8. Tapas del eje de salida	8
9. Carcasa A	9
10. Carcasa B.....	10
11. Casquillos	11
12. Plano de conjunto	12

MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. Introducción	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Factores a considerar	2
1.3. Objeto del proyecto	3
1.4. Motivación	3
2. Descripción de la solución	4
2.1. Diseño conceptual	4
2.2. Dimensionado de los ejes	6
2.2.1. Diámetro de los ejes por rigidez torsional	6
2.2.2. Diámetro de los engranajes	7
2.2.3. Anchura de los engranajes	8
2.2.3.1. Fallo superficial	9
2.2.3.2. Fallo a flexión	10
2.2.3.3. Comprobación del lubricante	10
2.3. Uniones a torsión	11
2.4. Deflexión lateral	11
2.5. Selección de los rodamientos	17
2.5.1. Vida de los rodamientos	19
2.6. Resistencia a fatiga	19
2.7. Carcasa	22
3. Bibliografía	23

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

Actualmente, el rango de velocidades proporcionadas por los motores industriales no es suficiente para satisfacer todas aplicaciones existentes, por lo que en la industria resulta imprescindible de mecanismos que adapten las velocidades proporcionadas por los motores con las requeridas por las máquinas.

A raíz de dicha necesidad aparece lo que conocemos como reductores de velocidades, o caja reductora. Un reductor de velocidad es un sistema de engranajes que permite variar la velocidad a la que un motor fue diseñado, modificando también el par torsor mientras que mantiene su potencia.

Los trenes de engranajes son el mecanismo más utilizado, junto con la transmisión mediante correas y cadenas, debido a su gran eficiencia en la transmisión, el reducido espacio que es necesario, la seguridad de funcionamiento y el elevado rendimiento. Sin embargo también cuentan con inconvenientes como pueden ser el coste elevado o el ruido producido por el sistema de engranajes.



Fig 1. Tren de

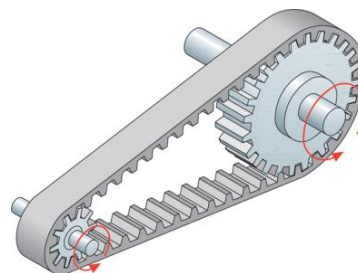


Fig 2. Transmisión mediante

Debido al gran número de aplicaciones que existen en la industria, surge una gran variedad de reductores, los cuales se diferencian entre ellos por su forma constructiva, la disposición de los ejes y el sistema de fijación.

La forma más común de clasificarlos es atendiendo a la tipología de los engranajes, dentro de los cuales se encuentran reductores de sin-fin corona, reductores cicloidales y reductores planetarios.



Fig 3. Sin-fin corona



Fig 4. Cicloidal



Fig 5. Planetario

Dependiendo del tipo de engranajes, serán necesarios ciertos componentes como ruedas dentadas, ejes, rodamientos, etc. los cuales son objeto de diseño.

1.2 FACTORES A CONSIDERAR

Para diseñar un reductor de velocidades, es necesario disponer de cierta información mediante la cual poder escoger un diseño óptimo. Parte de estos datos son proporcionados por el motor que acciona el reductor y otros son los requeridos por la máquina a la cual se va a acoplar. Estos datos son la velocidad de entrada y de salida del reductor, la relación de transmisión y la potencia y par a transmitir.

Una vez conocidos dichos datos, se tendrán en cuenta diversos factores a la hora de diseñar el reductor, como por ejemplo:

- Condiciones ambientales: los reductores suelen funcionar en ambientes industriales, donde tienen que trabajar bajo condiciones poco higiénicas. No se prevé que vaya a soportar altas temperaturas, por lo que se seleccionarán materiales y lubricantes acordes a dichas condiciones.
- Mantenimiento y duración: dada las condiciones en las que trabaja, se debe diseñar con materiales que aseguren una alta fiabilidad de funcionamiento y con un diseño que facilite las operaciones de mantenimiento.
- Dimensiones: pese a no ser uno de los factores críticos, es conveniente reducir en la medida de lo posible el tamaño del reductor, reduciendo a su vez los costes.
- Montaje: se tratará de facilitar el montaje y desmontaje de la carcasa, proporcionando apoyos firmes donde colocar los elementos del reductor.

1.3 OBJETO DEL PROYECTO

El objeto del proyecto es el diseño de un reductor de velocidades accionado por un motor que proporciona una velocidad de 2800 rpm. El reductor consta de engranajes cilíndrico helicoidales, con una relación de transmisión de 11,1 entre la entrada y la salida, proporcionando un par de salida de 1700 N·m.

Dicho diseño se realizará siguiendo criterios que reduzcan el coste final, pero manteniendo la fiabilidad del reductor y garantizando un correcto funcionamiento.

1.4 MOTIVACIÓN

Las principales motivaciones a la hora de realizar el proyecto son acabar el Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales con el fin de comenzar el Master universitario y poner en práctica de forma autónoma los conocimientos adquiridos durante estos cuatro años.

CAPÍTULO 2. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN

En este apartado se describirán los métodos seguidos para diseñar cada componente del reductor. Para poder realizar los cálculos, es necesario conocer el diseño conceptual del mismo sabiendo así como se colocará cada componente, la manera en la que se distribuirán los esfuerzos, etc.

2.1 DISEÑO CONCEPTUAL

Partiendo de los datos de entrada, se van a definir algunos aspectos importantes a tener en cuenta como:

- Número de etapas: debido a la alta relación de velocidades de nuestro proyecto y a que es aconsejable no superar una relación superior a 4 para evitar un tamaño excesivo de la rueda, se ha decidido llevar a cabo la transmisión de las fuerzas mediante dos etapas con la misma relación de velocidades.

$$i_{total} = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = 11,1 \quad (ec. 1)$$

$$i_{1^{a}etapa} = i_{2^{a}etapa} = \sqrt{i_{total}} = 3,33 \quad (ec. 2)$$

Llevando a cabo la relación de transmisión mediante 2 etapas logramos reducir el tamaño del reductor, al utilizar solamente 3 ejes, manteniendo una relación de velocidades adecuada en cada etapa.

- Disposición de los ejes: para realizar la selección de la configuración óptima, se ha tratado de lograr un diseño compacto. Teniendo en cuenta el par de salida, se ha escogido el diseño A de la *figura 6* con el objetivo de lograr una longitud de los ejes suficiente como para poder distribuir los esfuerzos que deberán soportar. No es la solución óptima en cuanto a distribución espacial, pero es la más adecuada teniendo en cuenta las grandes fuerzas que actuarán en los ejes.

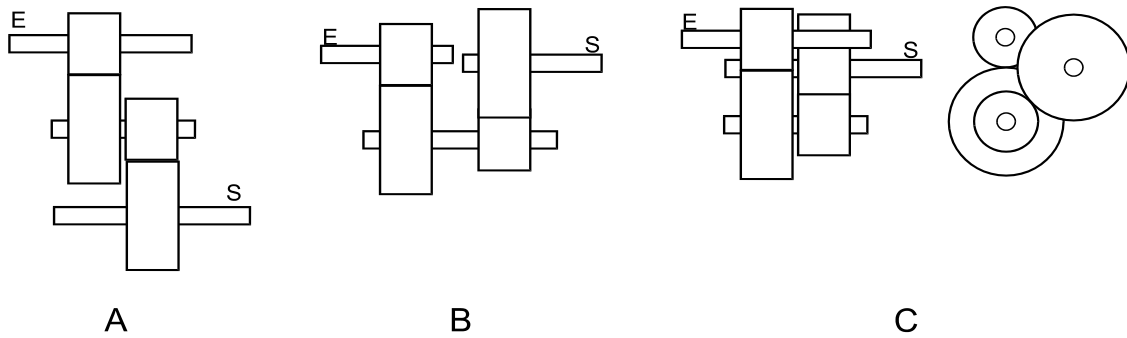


Fig 6. Disposición de los ejes

- Métodos de fijación de elementos sobre el eje: se hará uso de cambios de diámetro en el eje, así como de arandelas y casquillos para restringir las distancias entre los elementos y su desplazamiento. En las uniones del eje con los engranajes, debido a la fuerza de torsión que soportan, se utilizarán chavetas o piñones tallados directamente sobre el eje.
- Lubricación: con el objetivo de reducir costes y simplificar el proceso de lubricación de engranajes, se utilizará el mismo aceite para ambas etapas. Esto condicionará el diseño de la carcasa, que deberá permitir que el lubricante pueda acceder a los componentes necesarios.
- Tipo de rodamientos: conocido el par de salida, se puede deducir que el reductor transmitirá fuerzas de valores elevados, por lo que se optará por utilizar rodamientos de rodillos cónicos que sean capaces de absorber las fuerzas radiales, así como las fuerzas axiales, las cuales no sería posible soportar con simples rodamientos de bolas.
- Forma de la carcasa: en cuanto a la carcasa se fabricará mediante fundición en molde de arena. Se tratará de diseñar las paredes lo más estrechas posibles con el fin de reducir el peso y el coste. Se procederá a realizar el diseño de dos carcasas simétricas que sean capaces de alojar todos los elementos del reductor de velocidades.

2.2 DIMENSIONADO DE LOS ELEMENTOS

Conocida la relación de transmisión de cada etapa y con los datos de entrada, es posible calcular la velocidad de giro (ω), el par torsor (T) y la potencia (P) de cada uno de los ejes. Para ello se hará uso de las siguientes fórmulas, teniendo en cuenta que la potencia transmitida es la misma en todos los ejes:

$$P = T_i \cdot \omega_i \quad (\text{ec. 3})$$

$$i_{total} = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = i_{1^a\text{etapa}} \cdot i_{2^a\text{etapa}} \quad (\text{ec. 4})$$

Los datos obtenidos se muestran en la siguiente tabla:

	$\omega(\text{rpm})$	$T(\text{N}\cdot\text{m})$	$P(\text{kW})$
Eje entrada	2800	153,15	44,906
Eje intermedio	840,42	510,25	44,906
Eje salida	252,25	1700	44,906

2.2.1 Diámetro de los ejes por rigidez torsional

Una vez conocida la velocidad angular y el par torsor de cada eje, se podrá realizar una primera aproximación del diámetro de estos.

La rigidez torsional es la capacidad que tiene el material de soportar esfuerzos provocados por la torsión sin adquirir grandes deformaciones. Para calcular el diámetro necesario se hará uso de la siguiente ecuación:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot d^4 \cdot G} \quad (\text{ec. 5})$$

Se limitará la deflexión lateral a 1° en una longitud de 20 veces el diámetro y a $1,5^\circ/\text{m}$, seleccionando posteriormente el diámetro mayor. Con ambas condiciones, se llega a las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\theta}{L} = 1,5^\circ/\text{m} \rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{1,5 \cdot \pi \cdot G}} \quad (\text{ec. 6})$$

$$\frac{\theta}{L} = 20d \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 60 \cdot T}{\pi \cdot G}} \quad (\text{ec. 7})$$

Conocido el valor de rigidez torsional del acero ($G=8,1 \cdot 10^{10} \text{N/m}^2$), calculamos el valor de los diámetros y los normalizamos al alza para poder colocar más adelante los elementos necesarios como arandelas, rodamientos...

	$\frac{\theta}{L} = 1,5^\circ/m$	$\frac{\theta}{L} = 20d$	Normalizados
$d_{entrada}(mm)$	29,4	28,3	30
$d_{intermedio}(mm)$	39,8	42,2	45
$d_{salida}(mm)$	53,8	63	65

2.2.2 Diámetro de los engranajes

Para calcular el diámetro de los engranajes se obtendrá el diámetro del piñón para posteriormente calcular el de la rueda. Con el objetivo de reducir el tamaño del reductor, se ha optado por tallar el piñón al eje. El diámetro primitivo del piñón se obtendrá mediante la siguiente expresión:

$$d_p = d_{eje} + 2,5 \cdot m_n + 6mm \quad (ec. 8)$$

El módulo normal (m_n) se escogerá de la *tabla 1* de módulos estandarizados, teniendo en cuenta que si es muy pequeño dará lugar a piñones y ruedas con muchos dientes y si se escoge un módulo muy grande aparecerán problemas de interferencia entre los dientes. La *ecuación 9* proporciona el número mínimo de dientes que puede tener la rueda para que no se produzca interferencia.

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\text{sen}^2 \alpha_t} \quad (ec. 9)$$

Una vez calculado el diámetro primitivo del piñón, es posible obtener el diámetro primitivo de la rueda y el número de dientes mediante las siguientes ecuaciones:

$$d_{rueda} = i \cdot d_{piñón} \quad (ec. 10)$$

$$d_p = m_t \cdot z \quad (ec. 11)$$

Donde m_t es el valor del módulo aparente (en dirección perpendicular al eje de rotación) el cual se obtiene a partir del módulo normal (perpendicular al diente) y el ángulo de inclinación del dentado β :

$$m_t = m_n / \cos \beta \quad (ec. 12)$$

PRIMERA ETAPA

PIÑÓN

- Módulo $m_n=2$
- Número de dientes $z=20$
- Diámetro primitivo $d_p =41$
- Ángulo de presión $\alpha= 20^\circ$

RUEDA

- Módulo $m_n=2$
- Número de dientes $z=67$
- Diámetro primitivo $d_p =137.35$
- Ángulo de presión $\alpha= 20^\circ$

SEGUNDA ETAPA

PIÑÓN

- Módulo $m_n=3$
- Número de dientes $z=19$
- Diámetro primitivo $d_p =58,5$ mm
- Ángulo de presión $\alpha= 20^\circ$

RUEDA

- Módulo $m_n=3$
- Número de dientes $z=63$
- Diámetro primitivo $d_p =194$ mm
- Ángulo de presión $\alpha= 20^\circ$

2.2.3 Anchura de los engranajes

A la hora de calcular el ancho de los engranajes, se han tenido en cuenta dos tipos de fallo: el fallo a flexión y el fallo superficial. Mediante un proceso iterativo, se han calculado los coeficientes de seguridad de cada tipo de fallo, imponiendo la condición que el coeficiente de fallo a flexión (X_F) fuera mayor que el de fallo superficial (X_H), y ambos superiores a un coeficiente de seguridad impuesto anteriormente.

$$X_F > X_H > X = 1,5$$

Asumiendo esta condición, se logra que se produzca primero el fallo de deterioro de la superficie antes que el de flexión, ya que el primero origina ruido y vibraciones dando señales de aviso del problema y pudiendo detectarlo, al contrario que el de flexión que es catastrófico.

Para cada tipo de fallo se ha calculado su respectivo ancho de engranaje b_f y b_h , aceptando la solución como válida siempre y cuando el ancho del diente por fallo superficial sea superior al fallo a flexión.

A la hora de calcular el ancho de los engranajes, será necesario seleccionar el material y el lubricante a utilizar. Con el objetivo de simplificar el reductor, se ha optado por usar el mismo material en ambas etapas, así como el lubricante, obteniendo los siguientes datos:

PRIMERA ETAPA	SEGUNDA ETAPA
Ancho del engranaje: $b=35\text{mm}$	Ancho del engranaje: $b=66\text{mm}$
Lubricante: VG 320	Lubricante: VG 320
Material: Acero de cementación	Material: Acero de cementación

Los diferentes materiales que se pueden emplear, así como las propiedades del material seleccionado se encuentran en la *tabla 2*. En la *tabla 3* se muestran los diferentes lubricantes en función de su viscosidad cinemática. En los anejos de cálculos se exponen los valores obtenidos para el cálculo del ancho de los engranajes.

En cuanto al material seleccionado, se ha optado por un acero de cementación 14NiCrMo13 con las siguientes características:

- $S_u = 1300 \text{ N/mm}^2$
- $S_y = 1100 \text{ N/mm}^2$
- $HV = 700$

2.2.3.1 Fallo superficial

Es provocado por las tensiones generadas por el contacto entre las superficies. El comportamiento elástico del material genera una deformación en los dientes, lo que lleva a que la zona de contacto aumente proporcionalmente a la fuerza transmitida. Depende de más factores, como el grado de acabado superficial del engranaje, la dureza de la cara del diente, la lubricación utilizada...

El coeficiente de seguridad a fallo superficial viene dado por:

$$X_H = (S_{HP}/\sigma_H)^2 \quad (\text{ec. 13})$$

Donde S_{HP} es la tensión de contacto máxima admisible por el material en las condiciones geométricas, de funcionamiento y lubricación del material, y σ_H es la tensión máxima debida a la presión superficial obtenida al multiplicar las fuerzas reales de funcionamiento por unos coeficientes correctores.

2.2.3.2 Fallo a flexión

Generado por las fuerzas entre las superficies de contacto, provoca una deformación en el diente que acaba impidiendo el funcionamiento del engranaje. Este tipo de fallo no es progresivo, por lo que se impone que el coeficiente de seguridad sea superior al de fallo superficial para poder detectarlo.

El coeficiente de seguridad a fallo a flexión se obtiene mediante:

$$X_F = S_{FP} / \sigma_F \quad (\text{ec. 14})$$

En esta expresión S_{FP} representa la tensión máxima admisible por el material en las condiciones geométricas y de funcionamiento del engranaje, y σ_F es la tensión normal máxima debida a flexión que aparece en el dentado del engranaje.

2.2.3.3 Comprobación del lubricante

Para evitar problemas superficiales en el dentado como desgaste, picado o gripado es necesaria una correcta lubricación. Para la comprobación del lubricante escogido se ha utilizado el método UNITED.

Puesto que a la hora de escoger el ancho del engranaje es necesario conocer la viscosidad del lubricante y viceversa, se ha preseleccionado un lubricante y a continuación se comprueba que cumple con las exigencias.

Mediante la ecuación 15 se obtiene el valor de la constante K.

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_a \quad (\text{ec. 15})$$

Donde F_t (N) es la fuerza tangencial, b (mm) y d_1 (mm) son el ancho y el diámetro primitivo del piñón y K_a el coeficiente de aplicación.

Conocida la constante K y la velocidad tangencial se puede obtener el lubricante a partir de su viscosidad a 38 °C a través de la siguiente expresión:

$$\log(v_{38}) = -0,028 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^2 + 0,46 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right) + 2,593 \quad (\text{ec. 16})$$

A continuación se exponen los valores obtenidos:

	Viscosidad cinemática (mm^2/s)
Etapa 1	284,49
Etapa 2	314,20

2.3 UNIONES A TORSIÓN

Como se comentó anteriormente, los piñones serán tallados directamente al eje con el objetivo de reducir el tamaño del reductor. Sin embargo, este procedimiento no es posible con las ruedas, debido al diámetro de estas, por lo que la unión se realizará mediante chavetas.

En el eje de entrada se colocará un chavetero con el fin de proporcionar un medio mediante el cual se pueda acoplar el motor al reductor. En la *tabla 3* podemos encontrar las dimensiones de las chavetas y chaveteros en función del diámetro del eje.

La longitud de la chaveta será 1,25 veces el diámetro del eje, por lo que puede ocurrir que dicha longitud sea mayor al ancho de la rueda. En tal caso, se utilizaría engranajes en los que se ensancha la parte en la que se unen al eje.

Diámetro del eje	Chaveta			Chavetero		
	Ancho	Profundidad	Longitud	Ancho	Profundidad	Longitud
30	8	7	37,5	8	4	37,5
45	14	9	56,25	14	5,5	56,25
65	18	11	81,25	18	7	81,25

Dimensiones en mm

2.4 DEFLEXIÓN LATERAL

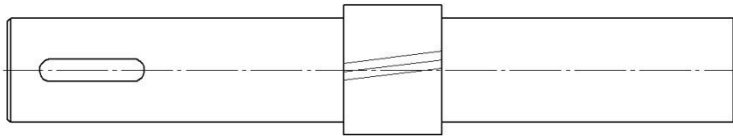
El siguiente criterio a la hora de diseñar los ejes es limitar la deflexión lateral, comprobando las siguientes condiciones:

- La separación en la zona central del engranaje helicoidal debe ser menor de $0,005 \cdot m_n$
- La pendiente en rodamientos de rodillos cónicos no puede superar el valor de $0,0008$ rad

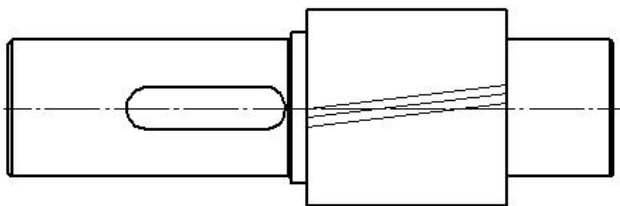
Para el cálculo de dichas deformaciones se han utilizado los teoremas de Mohr, mediante los cuales es posible obtener el ángulo girado y la distancia de la deformada en cada sección. Se definirá una sección en las cotas donde haya un cambio de diámetro, exista una fuerza o momento aplicado y en las zonas donde exista un apoyo.

Para ello, será necesario realizar un diseño previo de los ejes, el cual puede ser posteriormente modificado si no cumple alguno de los criterios:

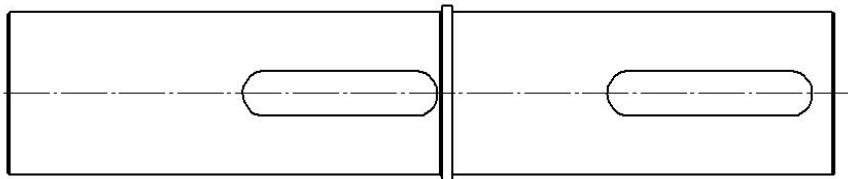
EJE ENTRADA



EJE INTERMEDIO



EJE SALIDA



A la hora de realizar los cálculos se considerará una fuerza exterior transmitida al eje de entrada y al de salida mediante sus respectivos chaveteros, ya que hay que tener en cuenta la posibilidad de conectar ambos ejes a máquinas que puedan introducir cargas axiales y radiales. El valor de estas fuerzas es:

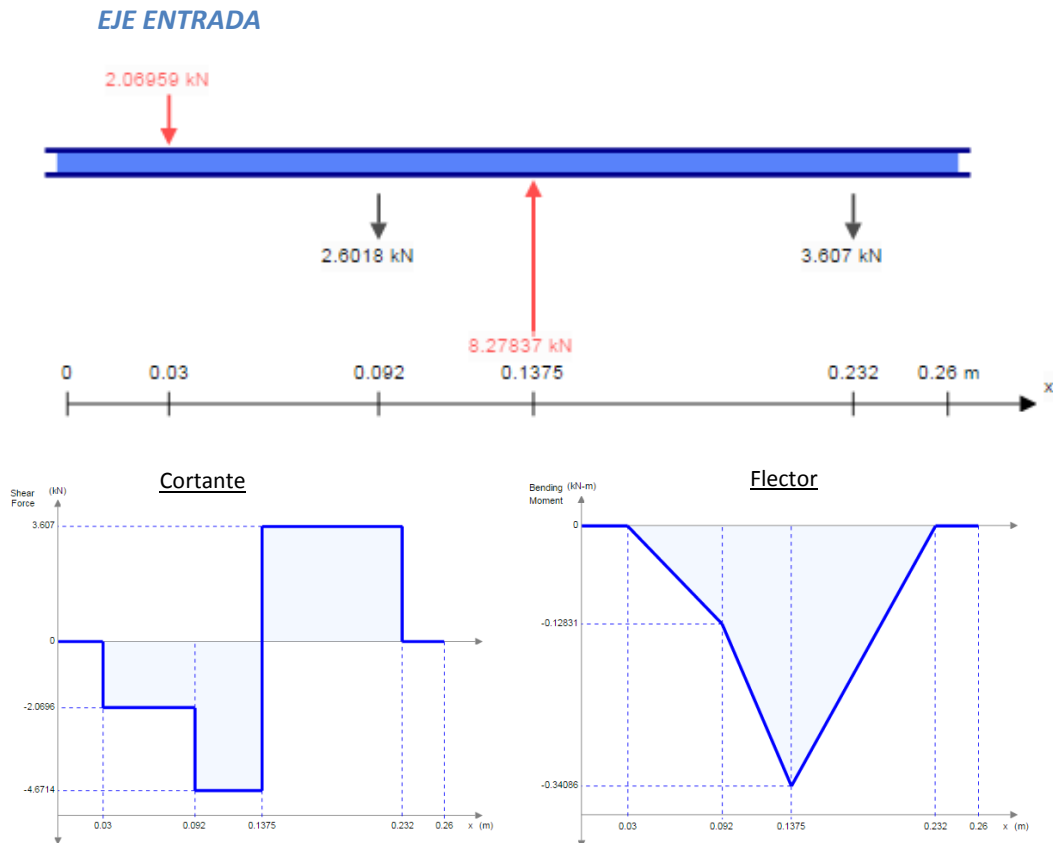
$$F_{radial} = \frac{T_{eje}}{2 \cdot D_{eje}} \quad (ec. 17)$$

$$F_{axial} = 0,2 \cdot F_{radial} \quad (ec. 18)$$

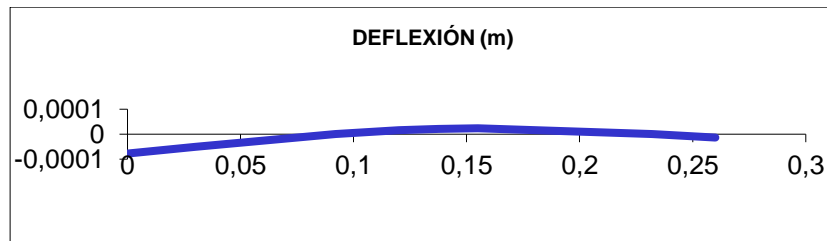
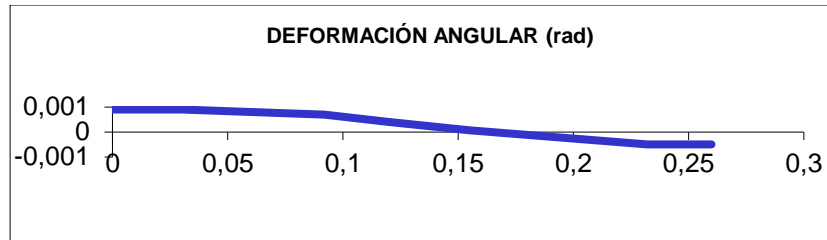
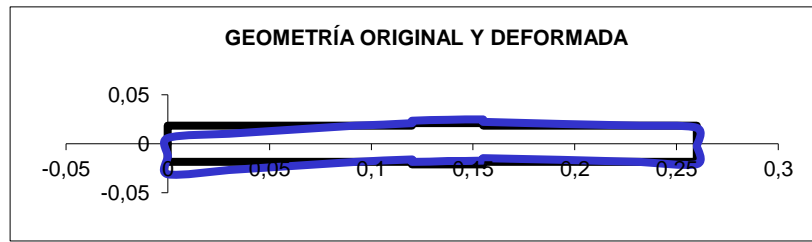
Teniendo en cuenta todas estas consideraciones, se procederá al cálculo de las deformaciones angulares y de las deflexiones. La fuerza radial exterior se aplicará en el la dirección y sentido más desfavorable, por lo que para cada eje habrá que considerar varios casos diferentes en función del sentido de giro del eje, del plano de estudio y de la dirección de la fuerza radial externa.

En caso de no cumplir alguna de las condiciones anteriormente expuestas, como es el caso del eje de entrada, se aumentará el diámetro de dicho eje. Puesto que en el eje de entrada no cumplía las condiciones, se ha optado por aumentar el diámetro a 37 mm, medida normalizada para la que existen rodamientos con dicho diámetro interior.

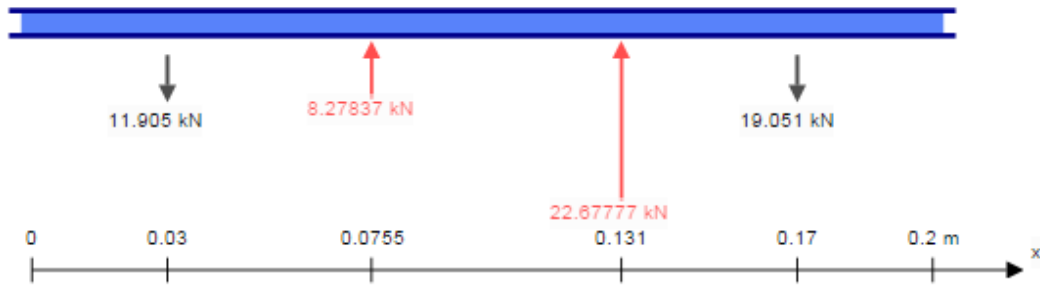
A continuación se muestran los resultados de cada eje en las condiciones más desfavorables, comprobando así como cumple con el criterio de deflexión lateral.



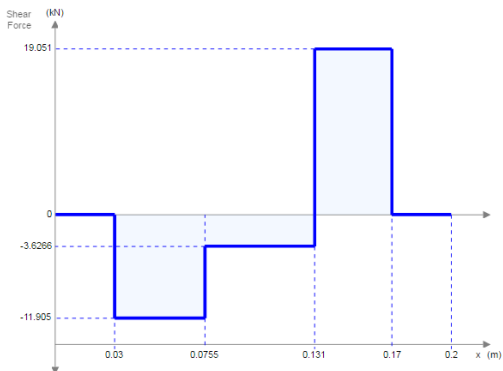
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,03700	0,00	0,00	0,00	0,00	8,99E-04	-7,841E-05
2	0,03000	0,03700	-2069,59	0,00	0,00	0,00	8,99E-04	-5,143E-05
3	0,09200	0,03700	0,00	0,00	128,31	128,31	6,90E-04	0,000E+00
4	0,12000	0,04200	0,00	0,00	259,11	259,11	4,03E-04	1,575E-05
5	0,13750	0,04200	8278,37	0,00	340,86	340,86	2,37E-04	2,142E-05
6	0,15500	0,03700	0,00	0,00	277,74	277,74	6,45E-05	2,400E-05
7	0,23200	0,03700	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,00E-04	0,000E+00
8	0,26000	0,00000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000499748	-1,399E-05



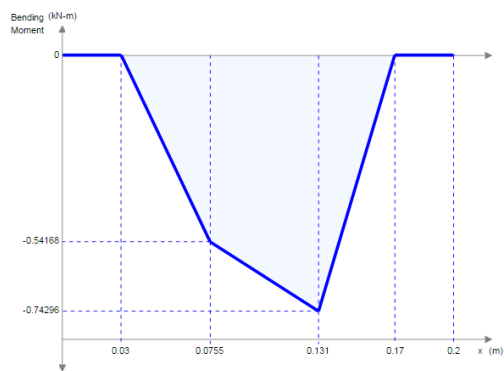
EJE INTERMEDIO



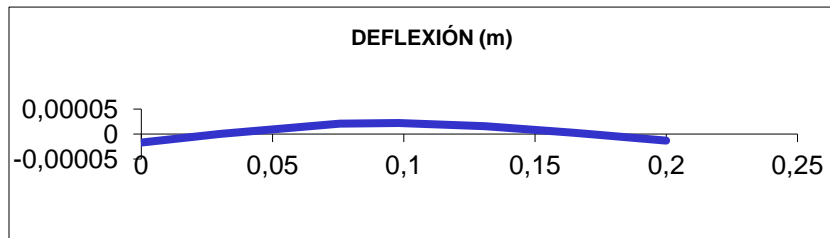
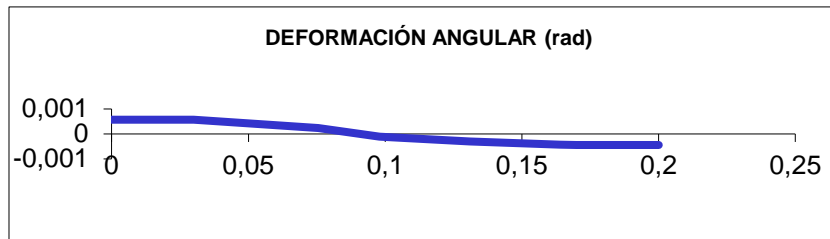
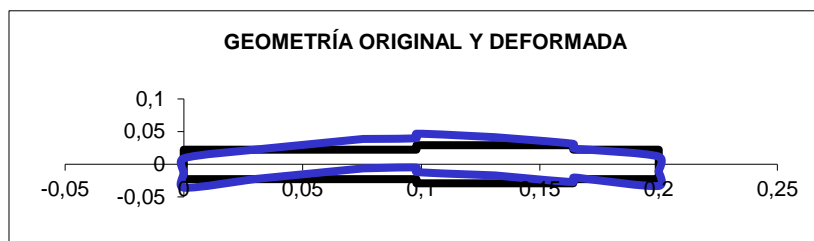
Cortante



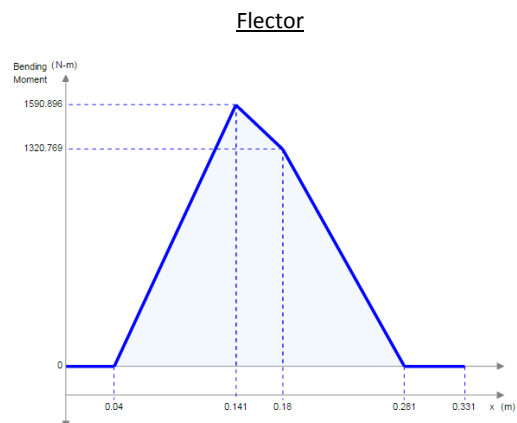
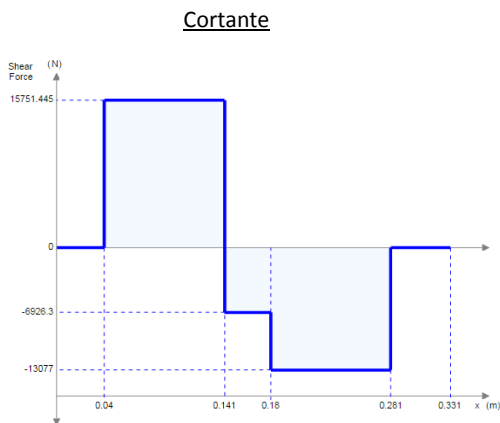
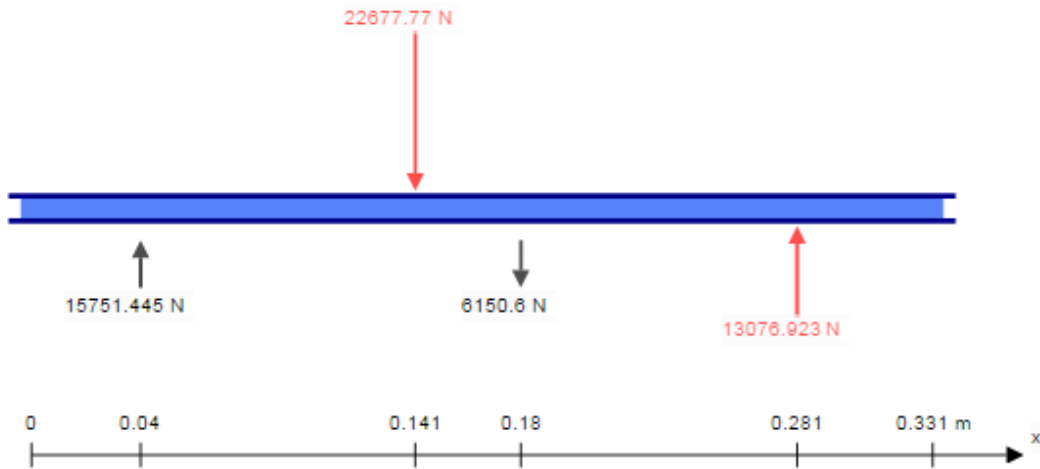
Flector



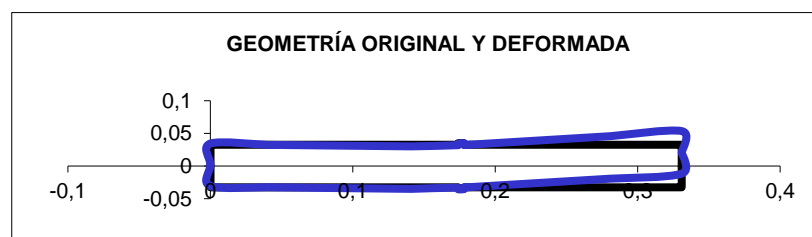
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,18E-04	-1,554E-05
2	0,03000	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,18E-04	0,000E+00
3	0,07550	0,04500	8278,37	0,00	541,69	541,69	2,21E-04	1,905E-05
4	0,09800	0,05850	0,00	0,00	623,30	623,30	-9,54E-05	2,055E-05
5	0,13100	0,05850	22677,77	0,00	742,98	742,98	-2,86E-04	1,435E-05
6	0,16400	0,04500	0,00	0,00	114,31	114,31	-4,05E-04	2,464E-06
7	0,17000	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-4,13E-04	0,000E+00
8	0,20000	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000413492	-1,240E-05

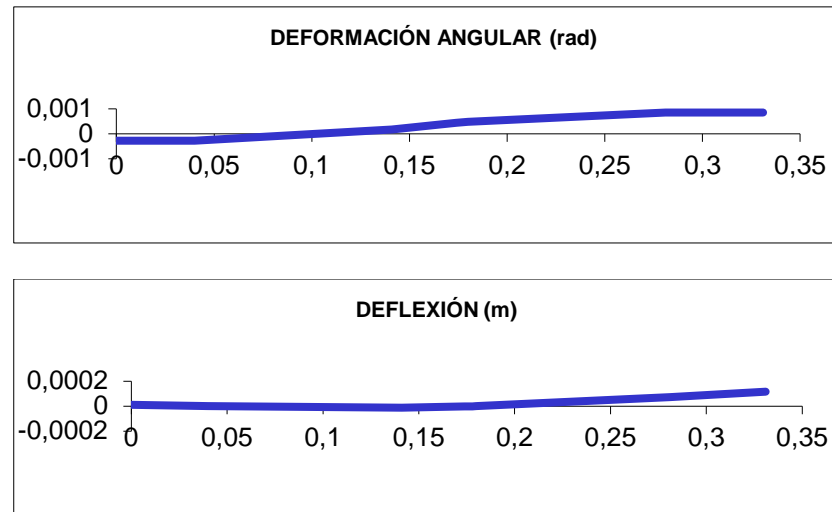


EJE SALIDA



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	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,76E-04	1,104E-05
2	0,04000	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,76E-04	0,000E+00
3	0,14100	0,06500	-22677,70	0,00	-1590,89	-1590,89	1,69E-04	-1,289E-05
4	0,17400	0,07000	0,00	0,00	-1362,33	-1362,33	4,39E-04	-2,738E-06
5	0,17800	0,06500	0,00	0,00	-1334,62	-1334,62	4,61E-04	-9,373E-07
6	0,18000	0,06500	0,00	0,00	-1320,77	-1320,77	4,76E-04	0,000E+00
7	0,28100	0,06500	13076,92	0,00	0,00	0,00	8,46E-04	7,296E-05
8	0,33100	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000845509	1,152E-04



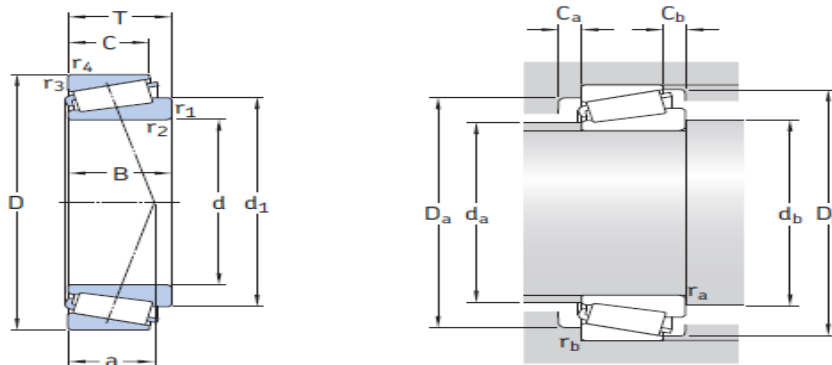


2.5 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Una vez conocidos los diámetros de los ejes y los esfuerzos que soportan, es posible calcular las reacciones en los apoyos y con ellas seleccionar los rodamientos que garanticen una vida mínima de 30000 horas. Dichos rodamientos se colocarán en la zona en que apoyan los ejes con la carcasa con el fin de reducir el rozamiento de ambas partes.

Debido a los elevados esfuerzos axiales que soportan los ejes se ha optado por seleccionar rodamientos de rodillos cónicos, los cuales son capaces de absorber dichas fuerzas, al contrario de los rodamientos rígidos de bolas.

En el anexo de cálculos se detallan las reacciones en los apoyos en los distintos casos de estudio, así como la descripción del cálculo de la vida de los rodamientos.



EJE ENTRADA

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	–
37	80	32,75	93,5	114	12,9	6 300	9 500	0,77	32307/37 BJ2/Q	5EE

Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo							Factores de cálculo				
d	d ₁	B	C	r _{1,2}	r _{3,4}	a	d _a	d _b	D _a	D _a	D _b	C _a	C _b	r _a	r _b	e	Y	Y ₀
mm							mm							–				
37	59,3	31	25	2	1,5	24	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6

EJE INTERMEDIO

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	–
45	95	36	147	186	20,8	5 300	8 000	1,2	T2ED 045	2FD

Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo							Factores de cálculo				
d	d ₁	B	C	r _{1,2}	r _{3,4}	a	d _a	d _b	D _a	D _a	D _b	C _a	C _b	r _a	r _b	e	Y	Y ₀
mm							mm							–				
45	68,7	35	30	2,5	2,5	23	55	56	80	83	89	6	6	2,5	2,5	0,33	1,8	1

EJE SALIDA

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	–
65	140	51	264	335	40	3 400	4 800	3,55	32313 J2/Q	2GD

Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo							Factores de cálculo				
d	d ₁	B	C	r _{1,2}	r _{3,4}	a	d _a	d _b	D _a	D _a	D _b	C _a	C _b	r _a	r _b	e	Y	Y ₀
mm							mm							–				
65	99,2	48	39	3	2,5	33	80	77	117	128	130	6	12	3	2,5	0,35	1,7	0,9

2.5.1 Vida de los rodamientos

La vida de un rodamiento se define como el número de revoluciones L que soporta hasta que aparece la primera evidencia a fatiga, como una grieta. Se ha calculado la vida mediante la siguiente expresión:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^q \quad (ec. 19)$$

En la cual:

- a_1 : coeficiente de corrección por fiabilidad
- a_{iso} : factor corrector por condiciones de trabajo, función de la relación entre la carga y la carga límite de fatiga P_u , de la contaminación y viscosidad a la temperatura de trabajo del lubricante, de las dimensiones del rodamiento y de la velocidad de trabajo.
- n : velocidad de giro
- C : capacidad de carga dinámica del rodamiento
- F_{eq} : Fuerza equivalente que actúa sobre el rodamiento

En los anexos se describen los valores de dichas variables para los casos más desfavorables de cada eje. A continuación se muestran los valores de vida de cada rodamiento:

		L(horas)
EJE ENTRADA	ROD. IZQUIERDO	42136
	ROD. DERECHO	∞
EJE INTERMEDIO	ROD. IZQUIERDO	409936
	ROD. DERECHO	32142
EJE SALIDA	ROD. IZQUIERDO	∞
	ROD. DERECHO	48164

2.6 RESISTENCIA A FATIGA

Por último, se realizará el criterio de resistencia a fatiga. Este tipo de fallo es provocado por cargas cíclicas que, aunque el estado tensional en todo instante sea inofensivo, acaba provocando la rotura del material.

El cálculo se realizará en las secciones que sean más susceptibles de sufrir este tipo de fallo, como son los cambios de diámetro, los chaveteros y la zona donde engrana el piñón con la rueda, ya que el propio dentado puede actuar como concentrador de tensiones. Se obtendrá la tensión estática equivalente mediante el criterio de Soderberg y posteriormente se aplicará el criterio de máxima tensión tangencial teniendo en cuenta que el momento flector medio y el momento torsor alternante son nulos. Con estas consideraciones se obtiene la siguiente expresión:

$$X = \frac{\pi \cdot S_y \cdot d^3}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot M_a\right)^2 + (T_m)^2}} \quad (\text{ec. 20})$$

Siendo:

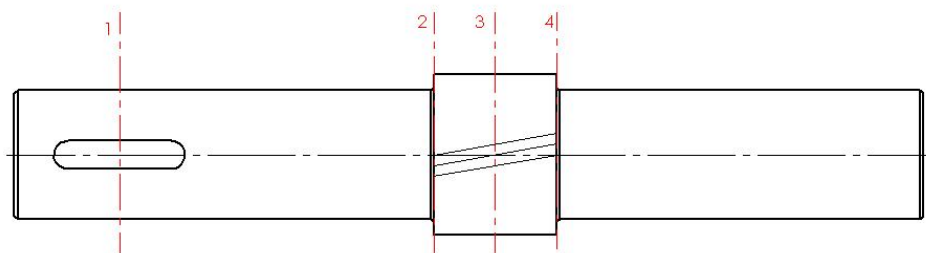
- X: coeficiente de seguridad a fatiga
- S_y : límite elástico del material
- d: diámetro de la sección a estudiar
- S_e : límite de fatiga
- M_a : momento flector alternante
- T_m : momento torsor medio

En los anejos se detalla cómo obtener el límite de fatiga, el cual depende de varios factores de corrección para cada sección dada. Dichos cálculos se han realizado para el estado de cargas más desfavorable, que coincide con el más crítico para deflexión lateral.

En las zonas sometidas a par torsor contaremos con el resultado del cálculo a rigidez torsional y limitaremos el valor del coeficiente de seguridad a 1,5. En las zonas donde no haya par torsor se limitará dicho valor a 2,5.

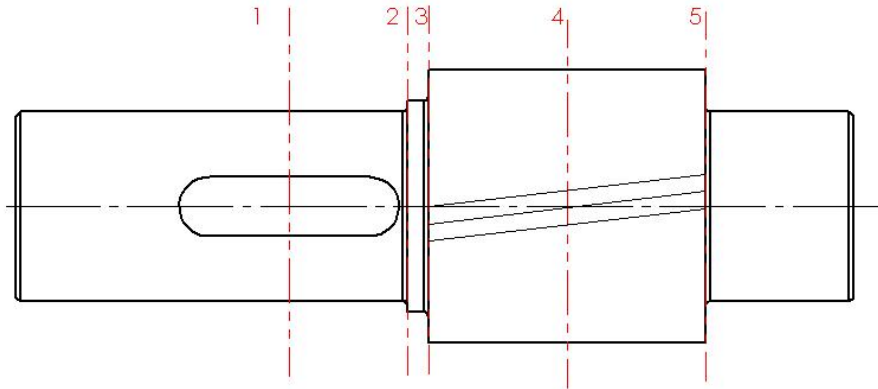
A continuación, se detallan las secciones de cada eje que se han estudiado, así como sus coeficientes de seguridad.

EJE ENTRADA



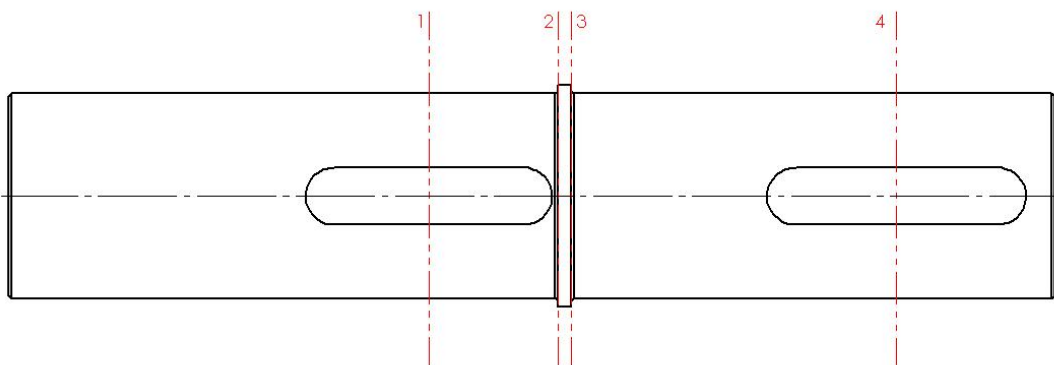
Sección	1	2	3	4
X	35,71	3,82	4,15	2,61

EJE INTERMEDIO



Sección	1	2	3	4	5
X	2,62	2,66	4,07	4,84	8,79

EJE SALIDA



Sección	1	2	3	4
X	15,44	14,13	9,41	17,44

2.7 CARCASA

El último elemento a diseñar es la carcasa. Como se comentó en el diseño conceptual, se realizarán dos carcasas simétricas que alojarán todos los demás elementos del reductor de velocidades. Se fabricarán mediante fundición en molde de arena debido a lo económico del proceso y el acabado liso de las piezas.

En cuanto al material, se fabricará con fundición gris ya que posee una buena fluidez al colado lo que favorece el proceso de creación. Además, posee características más favorables como el reducido coste o la facilidad de mecanizado.

En cuanto al acabado superficial, sólo será necesario mecanizar las partes especificados en el *plano 9* y *plano 10*. Estas partes son los alojamientos donde se colocarán los rodamientos y la superficie de contacto con la carcasa simétrica, puesto que por dicha unión es por donde tiene más probabilidad de que aparezcan pérdidas de aceite.

En lo referente al lubricante, se han dispuesto dos tapones, uno de llenado en la parte superior de una de las carcasas y otro de vaciado en la parte inferior.

CAPÍTULO 3. BIBLIOGRAFÍA

- A.J. Besa, 2015. *Diseño y cálculo de un reductor de velocidad*.
- A.J. Besa, 2014. *Apuntes de tecnología de máquinas*.
- Shigley, Joseph Edward & Mischke, Charles R. 2002. *Diseño en ingeniería mecánica*.
- Catálogos skf. www.skf.com/es
- Ingemecánica. <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn151.html#seccion11>
- M.C. González, 2016. *Apuntes de proyectos*.
- N. Aleixos, 2016. *Apuntes de Ingeniería gráfica*.

ANEJOS

ÍNDICE DE LOS ANEJOS

1. Diámetro de los engranajes	1
2. Anchura del diente.....	1
2.1. Fallo superficial	4
2.2. Fallo a flexión	4
2.3. Comprobación del lubricante	5
3. Fuerzas en los engranajes	5
4. Reacción en los apoyos	6
5. Selección de los rodamientos	7
6. Resistencia a fatiga	9

1. DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES

Se procede a calcular el número mínimo de dientes de la rueda para comprobar que no se da el problema de interferencia. En primer lugar se obtendrá el valor del ángulo de presión tangencial mediante la *ecuación 21* para después acudir a la *ecuación 9*.

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (\text{ec. 21})$$

Puesto que los engranajes de ambas etapas tienen el mismo ángulo de presión y el mismo ángulo de hélice, el número mínimo de dientes para las ruedas de las dos etapas será idéntico.

α_n	20°
β	15°
α_t	53,64°
Z_{min}	3

2. ANCHURA DEL DIENTE

A continuación se exponen los valores de los coeficientes de los cuales depende el coeficiente de seguridad de fallo a flexión y fallo superficial.

ETAPA 1

Coeficientes de tensión a flexión

Yfa ₁	2,81	Yfa ₂	2,26
εα	1,65		
Yε	0,70		
Ysa ₁	1,69	Ysa ₂	1,97
Y _B	1,00	PIÑÓN TALLADO EN EJE	

Coef. a fallo superficial

Z _H	2,42
Z _E	189,81 (N/mm ²) ^{0.5}
Z _β	1,02

Coef. de funcionamiento

K _{2r}	0,0193
K _{2h}	0,0087
K ₃	1,66
K _{Hα}	1,00
K _{Fα}	1,00

Cálculos previos material

ρ _r	5,6		
R _{ZH}	3,00	1,59	
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}	1,70		

Material a fallo superficial

ZN	1,000			
ZL1	1,043	ZL2	1,173	
ZV1	0,987	ZV2	0,935	
ZR1	1,047	ZR1	1,047	
ZW	1	1,000	1	
SHP1	1615,58	SHP2	1722,40	N/mm ²

Material a flexión 0,7401 0,7401

YNT	1,000			
YST	2,100			
Y _{δrT1}	0,862	0,882	Y _{δrT2}	0,987 0,989
Y _{RrT1}	1,097		Y _{RrT2}	1,097
YX1	1,000		YX2	1,000
SFP1	915,39	N/mm ²	SFP2	1047,83 N/mm ²

Anchura a fallo superficial

bH0	ε _β	Zε	KHβ	K _A F _t /b	Kvα	Kvβ	Kv	bH
41,41	1,71	0,78	1,314	267,92	1,091	1,065	1,065	37,20
37,20	1,53	0,78	1,263	298,29	1,086	1,060	1,060	35,60
35,60	1,47	0,78	1,246	311,68	1,084	1,058	1,058	35,03
35,03	1,44	0,78	1,240	316,69	1,083	1,058	1,058	34,84
34,84	1,44	0,78	1,238	318,45	1,083	1,057	1,057	34,78
34,78	1,43	0,78	1,237	319,04	1,082	1,057	1,057	34,75
34,75	1,43	0,78	1,237	319,25	1,082	1,057	1,057	34,75
34,75	1,43	0,78	1,237	319,32	1,082	1,057	1,057	34,74
34,74	1,43	0,78	1,236	319,34	1,082	1,057	1,057	34,74
34,74	1,43	0,78	1,236	319,35	1,082	1,057	1,057	34,74

PIÑÓN

Coefficiente de seguridad a flexión $X_{deseado} = 1,50$

N _F	KFβ	Y _β	σ _F piñón	σ _F rueda	X _F
0,8724	1,203	0,88	593,77	557,08	1,54 O.K.
		X _F	N/mm ²	N/mm ³	PIÑÓN
			1,54	1,88	

d1	41,4 mm
bmin	10,4 mm
bmax	82,8 mm

b=	35 mm
----	-------

ETAPA 2

Coeficientes de tensión a flexión

Y_{fa_1}	2,86	Y_{fa_2}	2,27
ϵ_α	1,64		
Y_ϵ	0,71		
Y_{sa_1}	1,67	Y_{sa_2}	1,96
Y_B	1,00		

**PIÑÓN TALLADO
EN EJE**

Coef. de funcionamiento

K_{2r}	0,0193
K_{2h}	0,0087
K_3	1,90
$K_{H\alpha}$	1,00
$K_{F\alpha}$	1,00

Cálculos previos material

ρ_r	8,0		
R_{ZH}	3,00	1,87	
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}	1,51		

Coef. a fallo superficial

Z_H	2,42
Z_E	189,81 (N/mm ²) ^{0.5}
Z_β	1,02

Material a fallo superficial

Z_N	1,000		
Z_{L1}	1,043	Z_{L2}	1,173
Z_{V1}	0,969	Z_{V2}	0,846
Z_{R1}	1,057	Z_{R1}	1,057
Z_W	1	1,000	1

SHP1 1600,77 SHP2 1572,45 N/mm²

Material a flexión

Y_{NT}	1,000				
Y_{ST}	2,100				
$Y_{\delta rT1}$	0,857	0,877	$Y_{\delta rT2}$	0,981	0,983
Y_{RrT1}	1,097		Y_{RrT2}	1,097	
Y_{X1}	1,000		Y_{X2}	1,000	

SFP1 909,77 N/mm² SFP2 1041,08 N/mm²

Anchura a fallo superficial

bH_0	ϵ_β	Z_ϵ	$K_{H\beta}$	$K_A F_t / b$	$K_{v\alpha}$	$K_{v\beta}$	K_v	bH
59,01	1,62	0,78	1,316	439,58	1,033	1,022	1,022	62,42
62,42	1,71	0,78	1,347	415,58	1,034	1,022	1,022	63,95
63,95	1,76	0,78	1,362	405,62	1,034	1,023	1,023	64,67
64,67	1,78	0,78	1,369	401,13	1,034	1,023	1,023	65,01
65,01	1,79	0,78	1,372	399,03	1,034	1,023	1,023	65,17
65,17	1,79	0,78	1,374	398,03	1,034	1,023	1,023	65,25
65,25	1,79	0,78	1,374	397,56	1,034	1,023	1,023	65,29
65,29	1,79	0,78	1,375	397,33	1,034	1,023	1,023	65,30
65,30	1,79	0,78	1,375	397,21	1,034	1,023	1,023	65,31
65,31	1,79	0,78	1,375	397,16	1,034	1,023	1,023	65,32 O.K.

RUEDA

Coeficiente de seguridad a flexión					$X_{deseado} = 1,50$
N_F	$K_{F\beta}$	Y_β	σ_F piñón	σ_F rueda	X_F
0,8976	1,331	0,88	534,17 N/mm ²	495,32 N/mm ³	1,70 O.K.
			X_F	1,70	2,10

d1	59,0 mm
bmin	14,8 mm
bmax	118,0 mm

b=	66 mm
-----------	--------------

2.1 Fallo superficial

El coeficiente de seguridad se obtiene de la *ecuación 13* done:

- σ_H es la tensión máxima debida a la presión superficial:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (ec. 22)$$

- S_{HP} es la tensión de contacto máxima admisible por el material:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_n \cdot Z_l \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (ec. 23)$$

Estos coeficientes dependen de muchos factores como la tensión límite del material durante $5 \cdot 10^7$ ciclos, el tipo de lubricante, la rugosidad media, la velocidad tangencial y la dureza superficial, entre otros.

2.2 Fallo a flexión

El coeficiente de seguridad se obtiene de la *ecuación 14* en la cual:

- σ_H es la tensión normal máxima debida a la flexión:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (ec. 24)$$

- S_{FP} representa la tensión máxima admisible por el material:

$$S_{FP} = S_{Fe} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta_r T} \cdot Y_{R_r T} \cdot Y_X \quad (ec. 25)$$

Los coeficientes dependen de factores como flexión límite del engranaje de referencia, los concentradores de tensiones, la duración deseada del engranaje, la rugosidad relativa y el tamaño, entre otros.

A continuación se exponen los valores de los coeficientes para ambas etapas, así como los coeficientes de seguridad y el ancho final del engranaje.

2.3 Comprobación del lubricante

A través del método UNITED se ha determinado la viscosidad mínima que debe tener el aceite utilizado para lubricar los engranajes. A continuación se muestran los valores de los que dependen las ecuaciones 15 y 16.

ETAPA 1

v_t (m/s)	b(mm)	d_1 (mm)	K_a	F_t (N)	v_{38}
6,15	35	41	1,25	8278,37	284,49

ETAPA 2

v_t (m/s)	b(mm)	d_1 (mm)	K_a	F_t (N)	v_{38}
5,14	66	58,5	1,25	22677,77	314,2

3. FUERZAS ENGRANAJES

Debido al par torsor aparecen fuerzas en la zona de intersección de rueda y piñón. Dichas fuerzas se han obtenido mediante las siguientes fórmulas:

$$F_t = T / 0,5 \cdot d_{eje} \quad (ec. 26)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha) \quad (ec. 27)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) \quad (ec. 28)$$

Donde α es el ángulo de presión, en nuestro caso 20° , y β es el ángulo de inclinación de hélice, 15° . Con dichos valores y conocido los diámetros primitivos de los piñones y ruedas, es posible calcular el momento en el eje provocado por la fuerza axial como:

$$M_z = F_{axial} \cdot \frac{d_{primitivo}}{2} \quad (ec. 29)$$

Estos valores se recogen en las siguientes tablas, donde las fuerzas son positivas si su dirección es ascendente para las verticales y hacia la derecha para las horizontales en el plano en el que están contenidas, y los momentos son positivos en sentido horario.

SENTIDO HORARIO	F tangencial (N)	F radial (N)	F axial (N)	Momento(N·m)
Piñón entrada	8278,37	3013,08	-2218,18	46,58
Rueda intermedio	-8278,37	-3013,08	2218,18	155,27
Piñón intermedio	-22677,77	8254,03	-6076,49	177,73
Rueda salida	22677,77	-8254,03	6076,49	589,41

SENTIDO ANTIHORARIO	F tangencial (N)	F radial (N)	F axial (N)	Momento(N·m)
Piñón entrada	-8278,37	3013,08	2218,18	-46,58
Rueda intermedio	8278,37	-3013,08	-2218,18	-155,27
Piñón intermedio	22677,77	8254,03	6076,49	-177,73
Rueda salida	-22677,77	-8254,03	-6076,49	-589,41

4. REACCIÓN EN LOS APOYOS

Conocidas las fuerzas y la posición de los apoyos, se procede a calcular la reacción en los apoyos para los diferentes casos de estudio. Con las reacciones de cada apoyo en ambos planos de estudio se obtendrá la fuerza radial que soportará el rodamiento mediante la siguiente expresión:

$$F_{radial} = \sqrt{(R_z)^2 + (R_y)^2} \quad (ec. 30)$$

EJE ENTRADA

		REACCION Z (N)	REACCION Y (N)	FUERZA RADIAL (N)
CASO 1	ROD. A	8574,02	-1701,11	8741,15
	ROD. B	1773,94	-1311,97	2206,38
CASO 2	ROD. A	2601,78	-1701,11	3108,54
	ROD. B	3607,00	-1311,97	3838,19
CASO 3	ROD. A	-2601,78	-2366,54	3517,07
	ROD. B	-3607,00	-646,54	3664,49
CASO 4	ROD. A	-8574,02	-2366,54	8894,63
	ROD. B	-1773,94	-646,54	1888,08
CASO 5	ROD. A	5587,90	1285,01	5733,75
	ROD. B	2690,47	-2228,50	3493,54
CASO 6	ROD. A	5587,90	-4687,24	7293,48
	ROD. B	2690,47	-395,43	2719,37
CASO 7	ROD. A	-5587,90	619,58	5622,14
	ROD. B	-2690,47	-1563,07	3111,56
CASO 8	ROD. A	-5587,90	-5352,67	7737,94
	ROD. B	-2690,47	270,00	2703,98

EJE INTERMEDIO

		REACCION Z (N)	REACCION Y (N)	FUERZA RADIAL (N)
SENTIDO HORARIO	ROD. A	-11905,28	2113,06	12091,35
	ROD. B	-19050,86	-7354,01	20420,99
SENTIDO ANTIHORARIO	ROD. A	11905,28	-2644,08	12195,36
	ROD. B	19050,86	-2596,87	19227,04

EJE SALIDA

		REACCION Z (N)	REACCION Y (N)	FUERZA RADIAL (N)
CASO 1	ROD. A	-3116,71	6545,70	7249,83
	ROD. B	38871,33	1708,30	38908,85
CASO 2	ROD. A	15751,43	6545,70	17057,36
	ROD. B	-6150,65	1708,30	6383,48
CASO 3	ROD. A	-15751,43	1947,00	15871,30
	ROD. B	6150,65	10210,00	11919,50
CASO 4	ROD. A	3116,71	1947,00	3674,87
	ROD. B	-38871,33	10210,00	40189,85
CASO 5	ROD. A	6317,40	-2924,66	6961,55
	ROD. B	16360,00	24255,61	29257,21
CASO 6	ROD. A	6317,40	15943,47	17149,46
	ROD. B	16360,00	-20766,37	26436,56
CASO 7	ROD. A	-6317,40	-11344,80	12985,15
	ROD. B	-16360,00	32675,75	36542,50
CASO 8	ROD. A	-6317,40	7523,33	9823,95
	ROD. B	-16360,00	-12346,22	20495,83

5. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Se han seleccionado los rodamientos siguiendo el criterio de fallo a fatiga mediante el uso de la *ecuación 19*. A continuación se exponen los coeficientes:

Factor de fiabilidad α_1 : la vida nominal de un rodamiento se calcula para una probabilidad de supervivencia del 90%. Este factor tiene en cuenta la posibilidad de fiabilidades mayores.

En este caso se ha optado por una fiabilidad del 99%. En la *tabla 5* se muestran los valores del coeficiente en función de la fiabilidad escogida.

Factor por condiciones de trabajo α_{ISO} : este factor se define mediante la norma ISO 281:2007 de la siguiente manera:

1. Obtener la viscosidad relativa ν_1 que depende del diámetro medio del rodamiento, d_m , y de la velocidad de giro mediante las siguientes expresiones:

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1,667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1,667}}} \text{ para } n \geq 1000 \text{ rpm} \quad (\text{ec. 31})$$

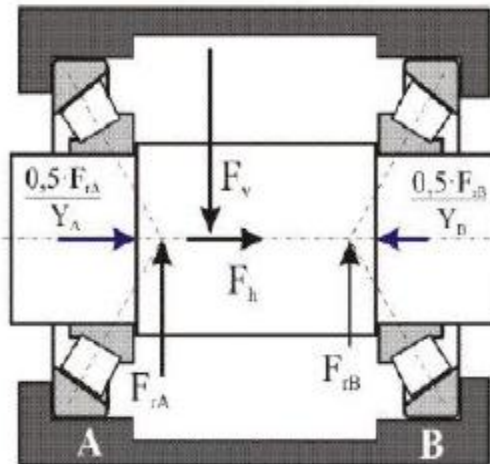
2. De la *gráfica 1* se obtiene la viscosidad del aceite a la temperatura de trabajo del rodamiento, estimada en 60º.
3. Se obtiene el cociente $\kappa = \nu/\nu_1$. Si dicho factor superara el valor de 4, en la gráfica se tomará la curva correspondiente con $\kappa = 4$
4. En la *tabla 6* se selecciona el valor del factor η_c que mide el nivel de contaminación del lubricante, escogiendo limpieza normal ($\eta_c = 0,5$):
5. Obtener la fuerza equivalente que actúa sobre el rodamiento mediante la siguiente expresión:

$$\text{Si } F_{axial}/F_{radial} < e, F_{eq} = F_r$$

$$\text{Si } F_{axial}/F_{radial} > e, F_{eq} = 0,4 \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial} \quad (\text{ec. 32})$$

Donde Y y e valores proporcionados por el fabricante.

Hay que tener en cuenta el sentido de la fuerza axial resultante en el eje, considerando el propio empuje axial de los rodamientos provocados por la fuerza radial actuante en ellos y el ángulo de contacto.



6. Con todos estos valores más la carga límite de fatiga P_u y la capacidad dinámica de carga básica C, se accede a la *gráfica 2* para obtener el valor del coeficiente a_{ISO} .

n: velocidad de giro en rpm

C: capacidad dinámica de carga básica del rodamiento

q: constante que toma el valor de diez tercios en rodamientos de rodillos

A continuación se detallan los valores los valores de dichos factores para los casos más desfavorables, los cuales son:

- Eje entrada, caso 1: sentido de giro antihorario, fuerza radial exterior en el mismo sentido que la tangencial y fuerza exterior axial hacia la derecha.
- Eje intermedio, caso 1: sentido horario.
- Eje salida, caso 7: sentido de giro horario, fuerza radial exterior en el mismo sentido de la fuerza radial del engranaje y fuerza axial exterior hacia la derecha.

		α_1	$v_1(mm^2/s)$	$v(mm^2/s)$	κ	η_c	$F_{eq}(N)$	a_{ISO}
EJE ENTRADA	ROD. A	0,25	13,155	100	7,6	0,5	12091,35	10,5
	ROD. B	0,25	13,155	100	7,6	0,5	20420,99	50
EJE INTERMEDIO	ROD. A	0,25	19,63	100	5,09	0,5	12091,35	20
	ROD. B	0,25	19,63	100	5,09	0,5	20420,99	9
EJE SALIDA	ROD. A	0,25	44,37	100	2,25	0,5	12985,15	50
	ROD. B	0,25	44,37	100	2,25	0,5	36542,5	4

6. RESISTENCIA A FATIGA

A continuación se exponen los coeficientes de los que depende el factor de seguridad del ensayo a fatiga.

En primer lugar se define el límite de fatiga como:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_e \cdot k_x \cdot S'_e \quad (ec. 33)$$

- **Factor de superficie k_a**

El acabado superficial es un factor de gran importancia debido a que el fallo por fatiga se origina en la superficie. El tipo de acabado superficial se contempla mediante el factor de superficie a través de la siguiente expresión:

$$k_a = a \cdot S_u^b \quad (ec. 34)$$

Donde S_u es el límite de rotura a tracción y los parámetros a y b se definen en la tabla 7.

- **Factor de tamaño k_b**

En materiales ensayados bajo condiciones de flexión y torsión se ha observado que el límite de fatiga varía con el tamaño del componente. Este factor se puede calcular mediante la expresión:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0.107} \quad \text{si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$k_b = 0,859 - 0,000837 \cdot d \quad \text{si } 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \quad (\text{ec. } 35)$$

– **Factor de confiabilidad k_e**

Este factor tiene en cuenta la dispersión estadística de la vida del material que aparece al realizar múltiples ensayos bajo el mismo nivel de tensiones. Se obtiene de la *tabla 8*.

En nuestro caso se ha optado por una confiabilidad del 99%.

– **Otras influencias k_e**

Incluye diferentes factores que condicionan la vida del material como la soldadura, tratamientos superficiales que introduzcan tensiones residuales (shot-pening, laminado...) o la temperatura de trabajo.

Dado que en los ejes del reductor no aparece soldadura, ni se le han aplicado tratamientos que generen tensiones residuales y la temperatura de trabajo está dentro de los límites, consideraremos el factor k_e con valor la unidad.

– **Concentrador de tensiones k_f**

En los ejes aparecen cambios de diámetro o chaveteros que provocan una elevación local de las tensiones. Son conocidos como entallas y se tienen en cuenta mediante el factor corrector k_f . Se obtiene de la *ecuación 36* y depende de los factores que a continuación se detallan.

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (\text{ec. } 36)$$

El valor de q se obtiene de las constantes empíricas del material:

$$q = \frac{1}{1 + \alpha/\rho} \quad (\text{ec. } 37)$$

Donde ρ es el radio de la entalla y α es una constante del material que se obtiene de la siguiente expresión para aceros de alta resistencia relativa ($S_u \geq 550 \text{ MPa}$):

$$\alpha = 0,025 \cdot \left(\frac{2070}{S_u}\right)^{1,8} \quad (\text{ec. } 38)$$

El factor de concentración teórico de tensiones k_t se obtiene de la *gráfica 3*.

En el caso de chaveteros, el valor de k_f se obtiene de la *tabla 9* teniendo en cuenta que nuestros chaveteros son de tipo perfilado.

A continuación se detallan los valores de dichas constantes en los 3 ejes de nuestro reductor.

EJE ENTRADA

Sección	$d(\text{cm})$	$M(\text{Nm})$	$T(\text{Nm})$	k_a	k_b	k_e	q	k_t	k_f	S_e	X
1	3,7	153,15	0	0,7435	0,844	0,814	0,945	0	1,6	207,511	35,717
2	4,2	153,15	267,45	0,7435	0,833	0,814	0,945	2,4	2,323	141,063	3,8261
3	4,2	153,15	357,46	0,7435	0,833	0,814	0,945	0	1,6	204,80651	4,1542
4	3,7	153,15	282,16	0,7435	0,844	0,814	0,945	2,3	2,2285	148,987	2,6187

EJE INTERMEDIO

Sección	$d(\text{cm})$	$M(\text{Nm})$	$T(\text{Nm})$	k_a	k_b	k_e	q	k_t	k_f	S_e	X
1	4,500	510,510	550,150	0,744	0,827	0,814	0,945	0,000	2,000	162,665	2,621
2	5,000	510,510	609,970	0,744	0,817	0,814	0,945	2,500	2,418	132,946	2,661
3	5,850	510,510	628,300	0,744	0,804	0,814	0,945	2,500	2,418	130,830	4,074
4	5,850	510,510	796,320	0,744	0,804	0,814	0,945	0,000	1,600	197,676	4,847
5	4,500	0,000	122,510	0,744	0,827	0,814	0,945	2,800	2,701	120,448	8,796

EJE SALIDA

Sección	$d(\text{cm})$	$M(\text{Nm})$	$T(\text{Nm})$	k_a	k_b	k_e	q	k_t	k_f	S_e	X
1	6,500	1700,000	128,310	0,744	0,804	0,814	0,945	0,000	2,000	158,141	15,446
2	7,000	1700,000	267,450	0,744	0,800	0,814	0,945	2,200	2,134	147,474	14,133
3	6,500	1700,000	357,460	0,744	0,804	0,814	0,945	2,200	2,134	148,211	9,412
4	6,500	1700,000	0,000	0,744	0,804	0,814	0,945	0,000	2,000	158,141	17,446

ANEJO DE TABLAS Y GRÁFICAS

ÍNDICE DE LOS ANEJOS DE TABLAS Y GRÁFICAS

1. Introducción	1
2. Dimensionado de los elementos.....	1
2.1. Diámetro de los engranajes	1
2.2. Anchura de los engranajes	2
2.3. Uniones a torsión.....	4
2.4. Cálculo de vida de los rodamientos.....	4
2.5. Resistencia a fatiga	8

1. INTRODUCCIÓN

A continuación se recogen las diferentes tablas y gráficos que se han utilizado para los cálculos del diseño del reductor, y a las cuales se hacen referencia a lo largo del presente trabajo.

2. DIMENSIONADO DE LOS ELEMENTOS

2.1 Diámetro de los engranajes

Tabla 1: módulos normales estandarizados para engranaje fabricado mediante fresado.

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

2.2 Anchura de los engranajes

Tabla 2: materiales a emplear en la construcción de los engranajes

MATERIAL	Denominación	Su (N/mm ²)	Sy (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 nituración, acero templado de nituración, acero de nituración 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 nitrocarburiación				HV 300-650

Tabla 3: clasificación de los lubricantes según su viscosidad cinemática

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

2.3 Uniones a torsión

Tabla 4: medida de las chavetas de norma UNE 17102-1:1967

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

2.4 Cálculo de vida de los rodamientos

Tabla 5: factor de fiabilidad a_1

Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0.64
96	0.55
97	0.47
98	0.37
99	0.25
99.2	0.22
99.4	0.19
99.6	0.16
99.8	0.12
99.9	0.093
99.92	0.087
99.94	0.080
99.95	0.077

Gràfica 1: viscosidad cinemática del lubricante en función de la temperatura:

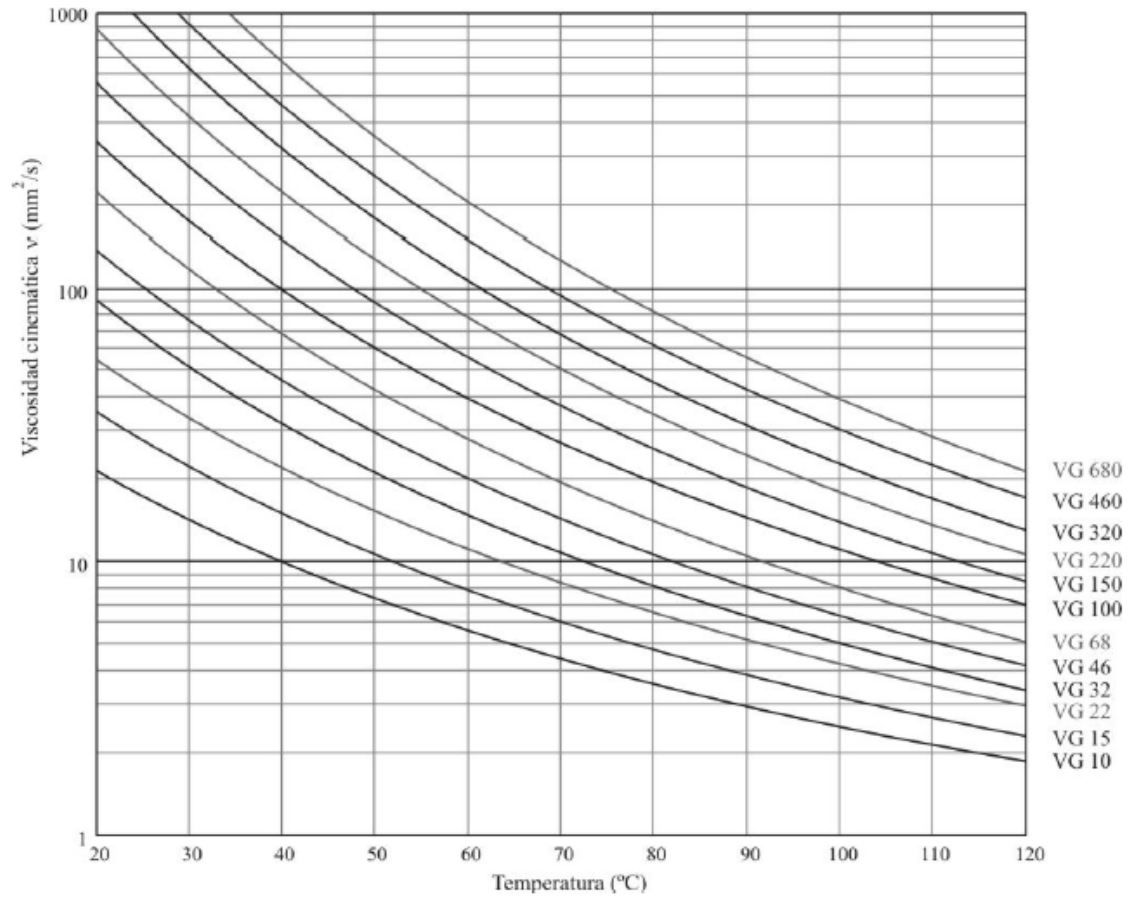
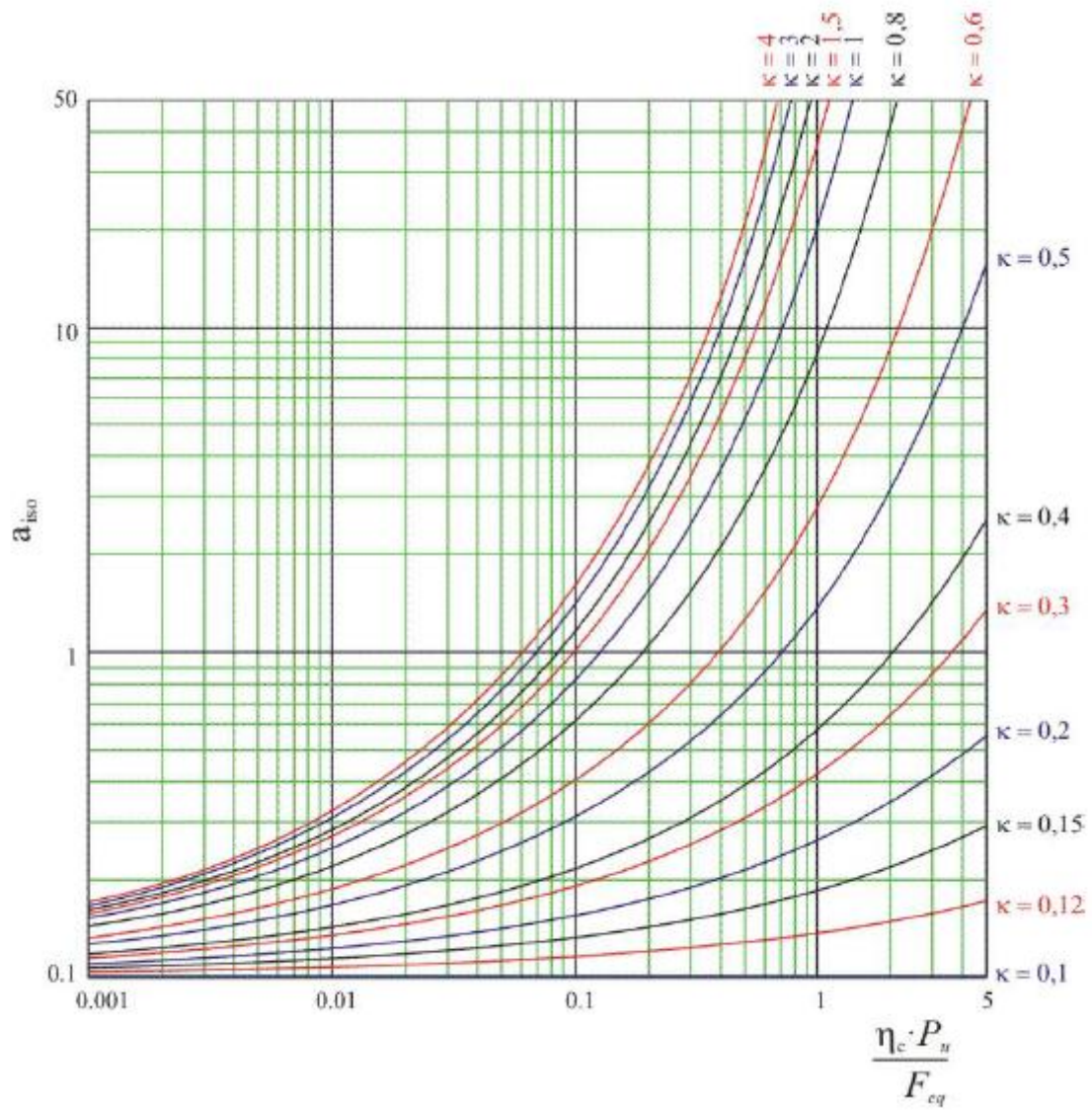


Tabla 6: factor η_c

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 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. 7	0	0

Gràfica 2: coeficiente a_{iso}



2.5 Resistencia a fatiga

Tabla 7: parámetros del factor de superficie k_a

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 8: factor de confiabilidad k_e

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

Gráfica 3: factor de concentración teórica de tensiones k_t

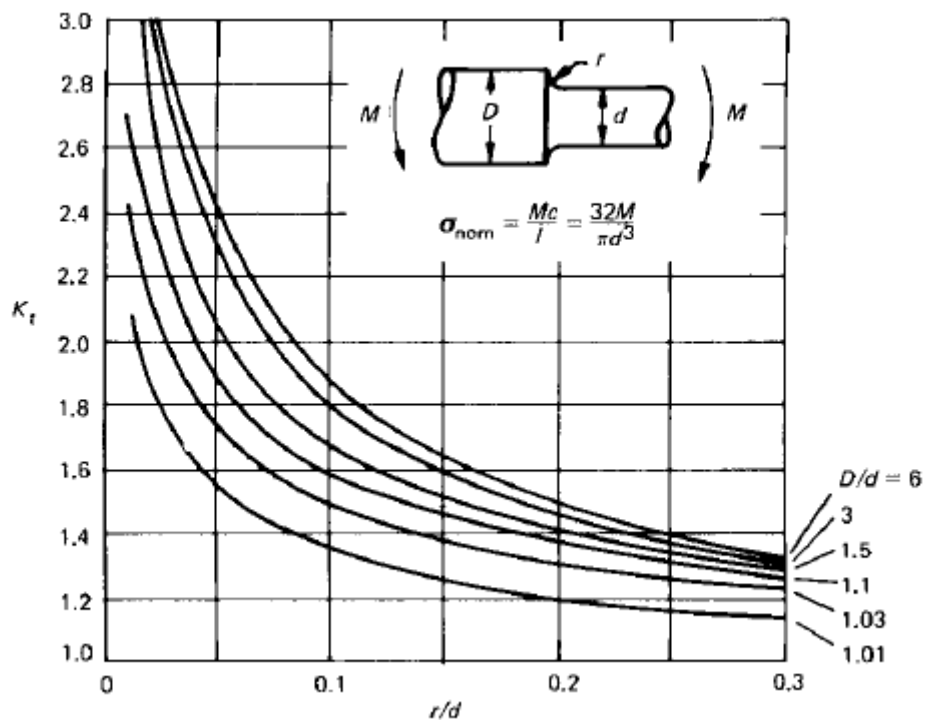


Tabla 9: factor de concentración teórico de tensiones k_t para chaveteros

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

PRESUPUESTO

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1. Introducción	1
2. Cubicaciones	1
3. Cuadro de precios	1
2.1. Materiales	1
2.2. Mano de obra	2
2.3. Maquinaria.....	2
4. Estado de las mediciones.....	2
5. Cuadro de precios descompuestos.....	3
5.1. Eje de entrada	3
5.2. Eje intermedio	4
5.3. Eje de salida	4
5.4. Rueda 1ª etapa	5
5.5. Rueda 2ª etapa	5
5.6. Carcasa	5
5.7. Tapas	6
6. Presupuesto de ejecución material	6
7. Presupuesto de ejecución por contrata.....	6
8. Presupuesto base de licitación	7

1. INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se procede a proporcionar el coste de producción de los diferentes elementos del reductor, así como el precio final de éste.

Para ello se calculará los costes directos como son materiales, mano de obra y maquinaria, y los costes indirectos que se han estimado en un 3% de la mano de obra y de la maquinaria en concepto de medios auxiliares, seguridad e higiene, mano de obra indirecta...

2. CUBICACIONES

En este apartado se proporciona la masa de los diferentes elementos que conforman el reductor.

Para los ejes, ruedas y tapas se ha calculado la masa de acero o fundición gris que será necesaria adquirir para posteriormente aplicarle las operaciones necesarias hasta obtener el elemento que se muestra en los planos. En cuanto a la carcasa, se ha obtenido la masa directamente del software Solidworks, puesto que estos elementos se obtendrán mediante colada por molde de arena.

- Eje de entrada: $m=3,30$ kg
- Eje intermedio: $m=22,9$ kg
- Eje de salida: $m= 51,57$ kg
- Rueda 1ª etapa: $m=28,9$ kg
- Rueda 2ª etapa: $m=81,18$ kg
- Carcasa A: $m=16,7$ kg
- Carcasa B: $m=16,7$ kg
- Tapa de entrada cerrada: $m=0,23$ kg
- Tapa de entrada abierta: $m=0,41$ kg
- Tapa intermedia: $m= 0,16$ kg
- Tapa de salida cerrada: $m=0,68$ kg
- Tapa de salida abierta: $m=1,22$ kg

3. CUADRO DE PRECIOS

3.1. Materiales

Acero F1560.....	2,5€/kg
Fundición gris FG25	1,1€/kg
Chaveta del eje de entrada	1€/ud
Chaveta del eje intermedio	2€/ud
Chaveta del eje de salida.....	3,5€/ud
Rodamiento SKF 32307/07 BJ2/Q	26,5€/ud
Rodamiento SKF T2ED 045	37€/ud
Rodamiento SKF 32313 J2/Q.....	61€/ud
Retén entrada 37x53x8	4€/ud
Retén salida 65x100x10.....	26,5€/ud

Tornillo DIN M5	0,15€/ud
Tapón de llenado de aceite	1,77€/ud
Lubricante VG 300	3,7€/l
Molde carcasa.....	250€/ud
Casquillos.....	0,8€/ud
Junta de estanqueidad	1€/ud

3.2. Mano de obra

Oficial 1ª	9,7€/h
Oficial 2ª	9,66€/h
Peón de taller	9,50€/h

3.3. Maquinaria

Torno	30€/h
Fresadora.....	35€/h
Taladro.....	15€/h
Rectificadora.....	50€/h

4. ESTADO DE LAS MEDICIONES

Ejes

- Eje de entrada 1 ud
- Eje intermedio..... 1 ud
- Eje de salida..... 1 ud

Engranajes

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

Rodamientos

- Rodamiento SKF 32307/07 BJ2/Q 2 ud
- Rodamiento SKF T2ED 045 2 ud
- Rodamiento SKF 32313 J2/Q 2 ud

Retenes

- Retén entrada 37x53x8 1 ud
- Retén salida 65x100x10 1 ud

Chavetas

- Chaveta eje entrada 2 ud
- Chaveta eje intermedio 1 ud
- Chaveta eje salida 2 ud

Carcasa

- Carcasa A 1 ud
- Carcasa B 1 ud
- Tapa carcasa entrada cerrada 1 ud
- Tapa carcasa entrada abierta 1 ud
- Tapa carcasa intermedio 1 ud
- Tapa carcasa salida cerrada 1 ud
- Tapa carcasa salida abierta 1 ud
- Tapón de aceite 1 ud
- Lubricante VG 300 6,5 l
- Tornillo M5 36 ud
- Junta de estanqueidad 1 ud

5. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS

5.1. Eje de entrada

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1560	Kg	3,3	2,5	8,25
Rodamiento 32307/37 BJ2/Q	uds	2	26,5	53
Chaveta	uds	2	1	2
Retén 37x52x8	uds	1	4	4
Oficial 1ª	h	5,5	9,7	53,35
Torno	h	2	30	60
Fresadora	h	3	35	105
Rectificado	h	0,4	50	20
Taladro	h	0,1	15	1,5
			Costes Directos	307,1
			Costes indirectos	7,19
			Coste total	314,29

5.2. Eje intermedio

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1560	Kg	22,9	2,5	57,25
Rodamiento SKF T2ED 045	uds	2	37	74
Chaveta	uds	1	2	2
Casquillos	uds	2	0,8	1,6
Oficial 1ª	h	6	9,7	58,2
Torno	h	2,4	30	72
Fresadora	h	3,4	35	119
Rectificado	h	0,2	50	10
Costes Directos				394,05
Costes indirectos				7,776
Coste total				401,826

5.3. Eje de salida

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1560	Kg	51,57	2,5	128,92
Rodamiento 32313 J2/Q	uds	2	61	122
Chaveta	uds	2	3,5	7
Retén 65x100x10	uds	1	6,5	6,5
Casquillos	uds	2	0,8	1,6
Oficial 1ª	h	3,8	9,7	36,86
Torno	h	2,5	30	75
Fresadora	h	0,7	35	24,5
Rectificado	h	0,2	50	10
Taladro	h	0,1	15	1,5
Costes Directos				413,88
Costes indirectos				4,43
Coste total				418,32

5.4. Rueda 1ª etapa

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1560	Kg	28,90	2,50	72,25
Oficial 1ª	h	3,45	9,70	33,47
Torno	h	0,70	30,00	21,00
Fresadora	h	3,00	35,00	105,00
Rectificado	h	0,20	50,00	10,00
			Costes Directos	241,72
			Costes indirectos	5,08
			Coste total	246,80

5.5. Rueda 2º etapa

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1560	Kg	81,18	2,50	202,95
Oficial 1ª	h	4,55	9,70	44,14
Torno	h	0,75	30,00	22,50
Fresadora	h	4,00	35,00	140,00
Rectificado	h	0,20	50,00	10,00
			Costes Directos	419,59
			Costes indirectos	6,50
			Coste total	426,08

5.6. Carcasa

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Fundición gris FG25	Kg	32,20	1,10	35,42
Tornillos M5	uds	36,00	0,15	5,40
Tapón de aceite	uds	2,00	1,77	3,54
Lubricante	l	6,5	3,70	24,05
Junta de estanqueidad	uds	1	1	1
Oficial 2ª	h	1,55	9,66	14,97
Moldeo y molde	uds	2,00	250,00	500,00
Taladro	h	0,35	15,00	5,25
Fresadora	h	1,50	35,00	52,50
Rectificado	h	2,00	50,00	100,00
			Costes Directos	742,13
			Costes indirectos	20,18
			Coste total	762,31

5.7. Tapas

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Fundición gris FG25	Kg	18,79	1,10	20,67
Oficial 2ª	h	2,60	9,66	25,12
Torno	h	2,00	30,00	60,00
Taladro	h	0,50	35,00	17,50
Rectificado	h	0,10	50,00	5,00
			Costes Directos	128,29
			Costes indirectos	3,23
			Coste total	131,51

6. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

	Precio (€)
Eje entrada	314,30
Eje intermedio	401,82
Eje salida	418,32
Rueda 1ª etapa	246,80
Rueda 2ª etapa	426,08
Carcasa	762,31
Tapas	131,51
Montaje (2h peón)	19,02
Presupuesto de ejecución material	2719,42

El precio total de ejecución de material es de dos mil setecientos diecinueve euros con cuarenta y dos céntimos.

7. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA

	Precio (€)
Presupuesto de ejecución material	2719,42
Gastos generales (13%)	353,52
Beneficio industrial (10%)	271,94
Presupuesto de ejecución por contrata	3344,89

El precio total de ejecución por contrata es de tres mil trescientos cuarenta y cuatro euros con ochenta y nueve céntimos.

8. PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN

	Precio (€)
Presupuesto de ejecución por contrata	3344,89
IVA (21%)	702,43
Presupuesto base de licitación	4047,32

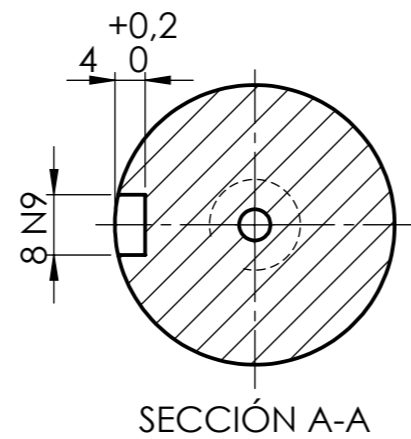
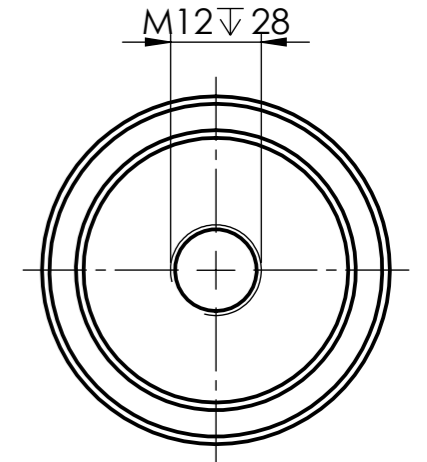
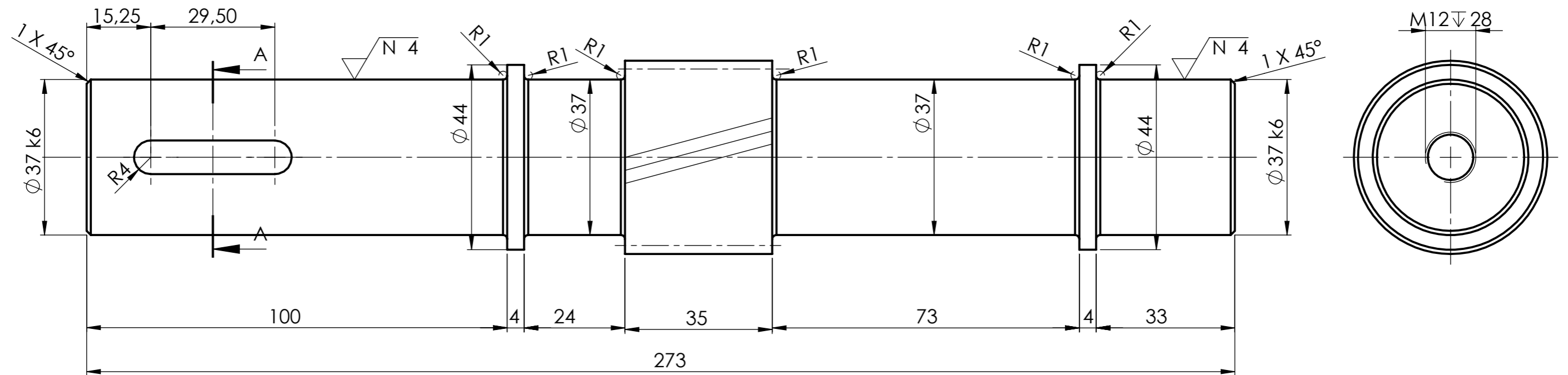
El precio total del reductor es de cuatro mil cuarenta y siete euros con treinta y dos céntimos.

PLANOS

ÍNDICE DE LOS PLANOS

1. Eje de entrada	1
2. Eje intermedio	2
3. Eje de salida	3
4. Rueda 1ª etapa	4
5. Rueda 2ª etapa	5
6. Tapas del eje de entrada	6
7. Tapas del eje intermedio	7
8. Tapas del eje de salida	8
9. Carcasa A	9
10. Carcasa B	10
11. Casquillos	11
12. Plano de conjunto	12

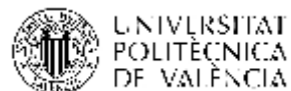
($\sqrt{N 6}$)



DATOS PIÑÓN 1ª ETAPA	
MÓDULO	2
Nº DIENTES	21
DIAMETRO PRIMITIVO	42
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE HÉLICE	15°
Nº DIENTES RUEDA CONJUGADA	70

ENGRANA CON PIEZA PLANO Nº 4

TRABAJO FINAL DE GRADO EN INGENIERIA DE TECNOLOGIAS INDUSTRIALES



DISEÑO DE UN REDUCTOR DE PAR DE SALIDA 1700Nm Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 11,1

Plano: Eje de entrada

Autor: Pablo Diana Izquierdo

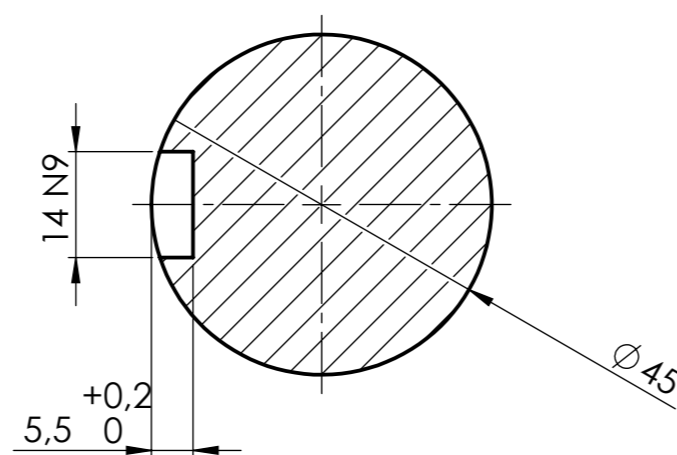
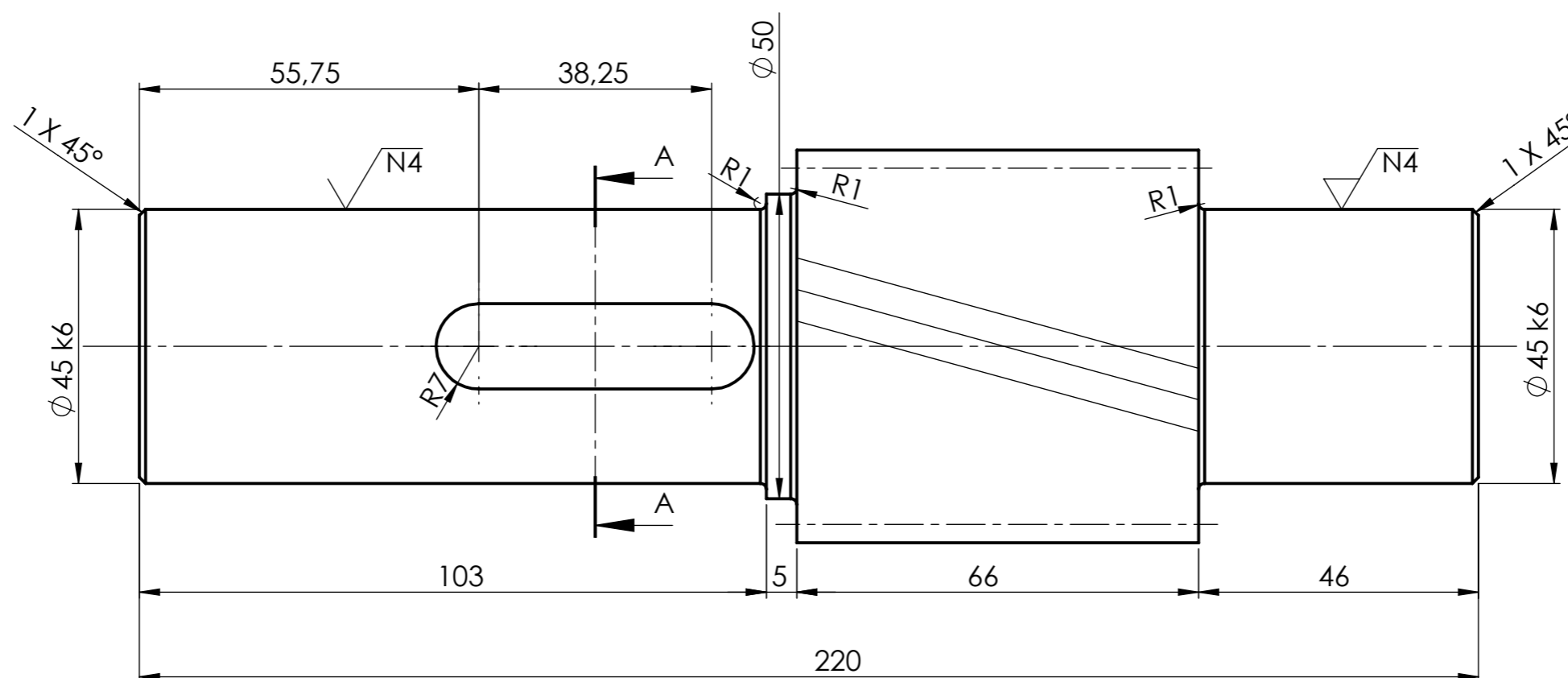
Fecha: Julio 2016

Escala: 1:1

Nº plano:

1

($\sqrt{N^6}$)



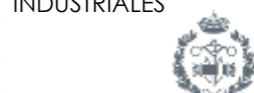
SECCIÓN A-A

DATOS PIÑÓN 2ª ETAPA

MÓDULO	3
Nº DIENTES	19
DIÁMETRO PRIMITIVO	58,5
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE HELICE	15°
Nº DIENTES DE RUEDA CONJUGADA	63

ENGRANA CON PIEZA PLANO Nº 5

TRABAJO FINAL DE GRADO EN INGENIERIA DE TECNOLOGIAS INDUSTRIALES



DISEÑO DE UN REDUCTOR DE PAR DE SALIDA 1700Nm Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 11,1

Plano: Eje intermedio

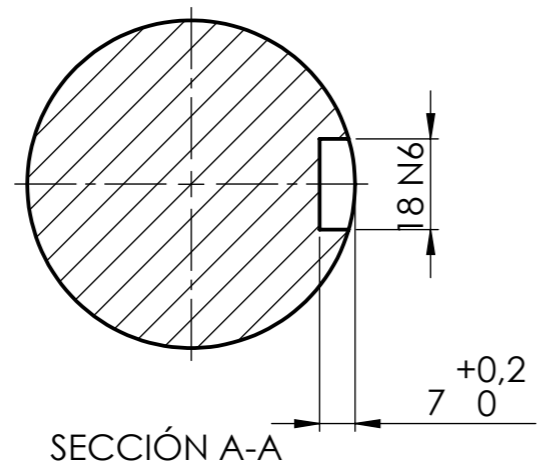
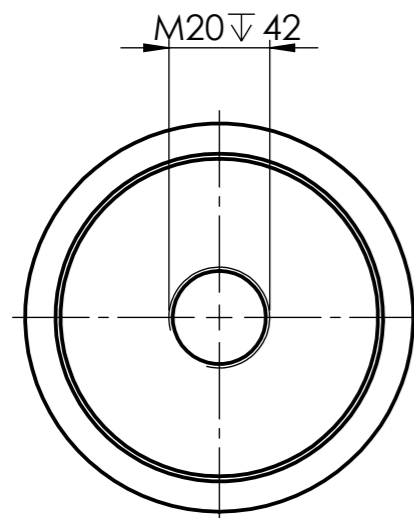
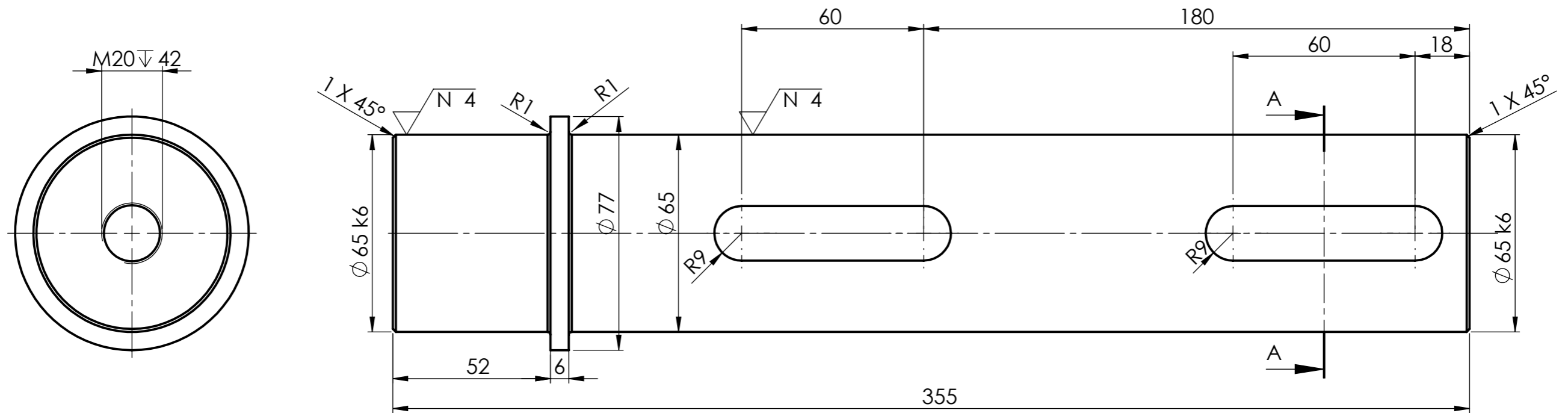
Autor: Pablo Diana Izquierdo

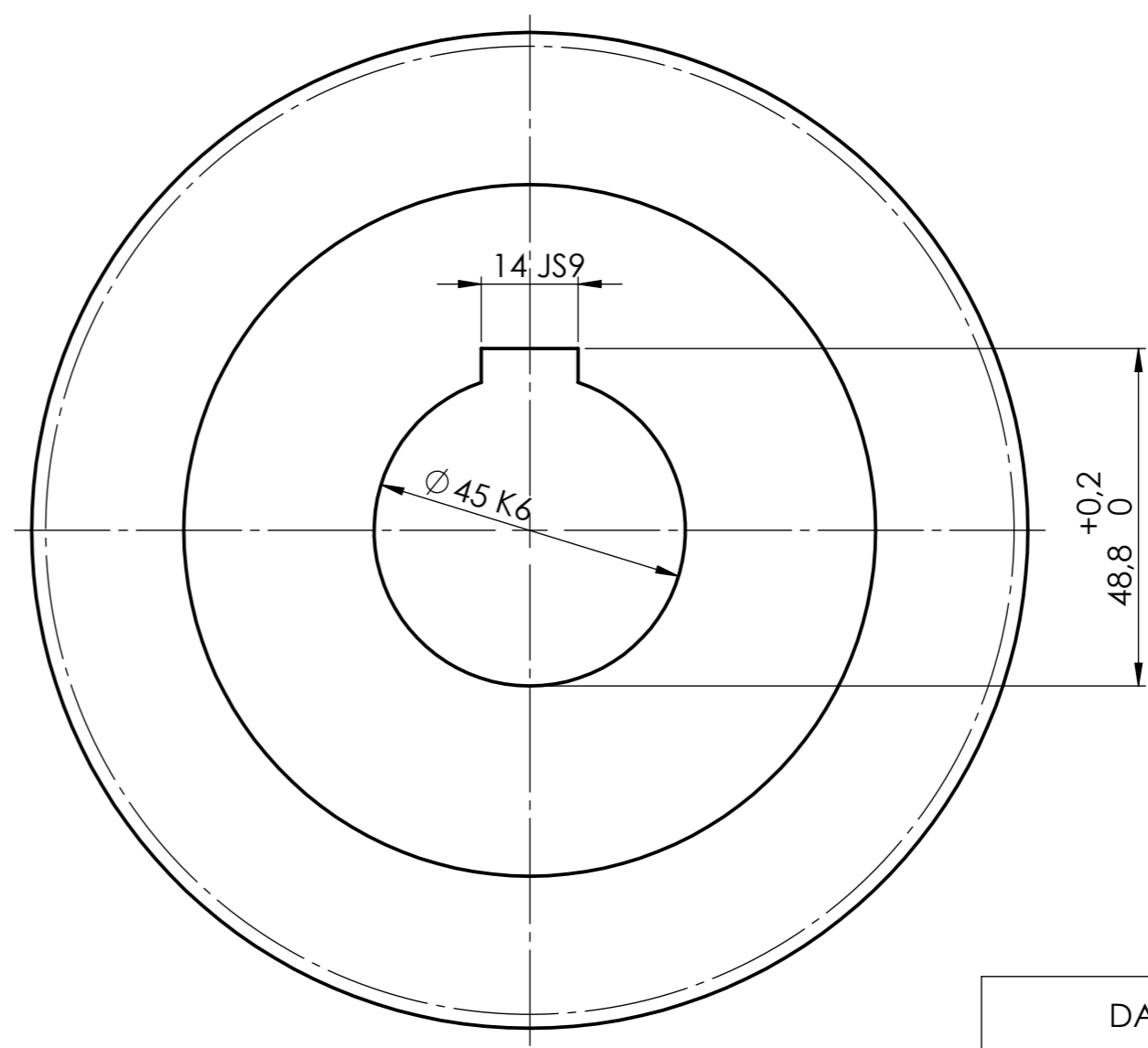
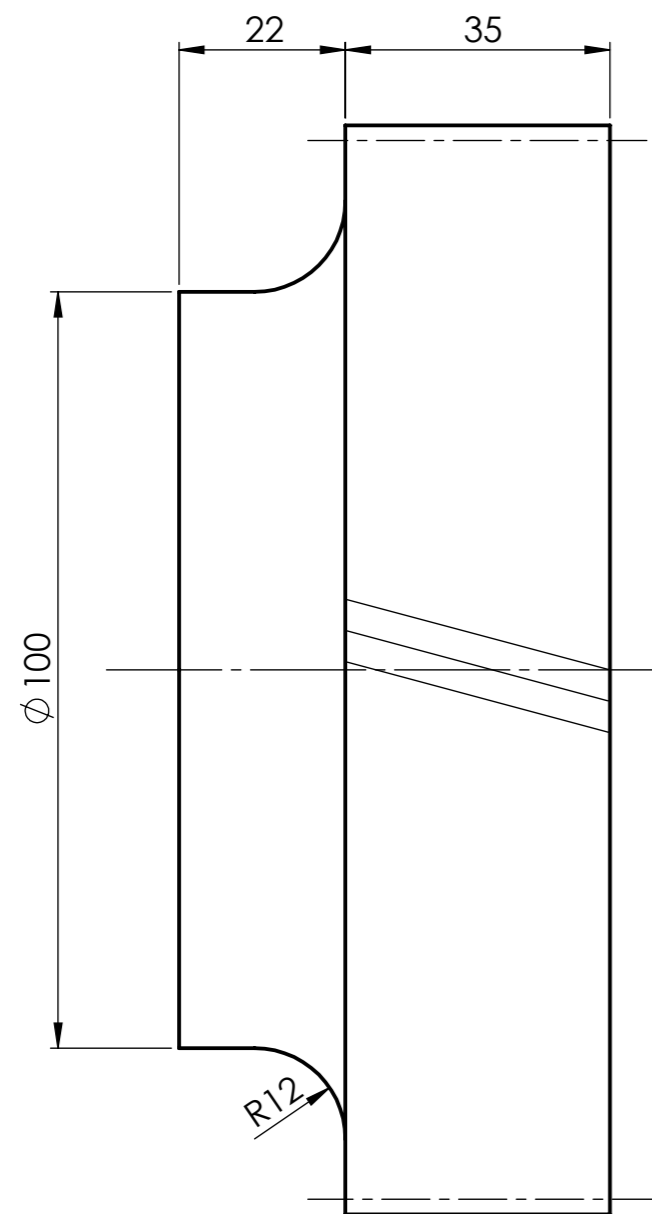
Fecha: Julio 2016

Escala: 1:1

Nº plano:

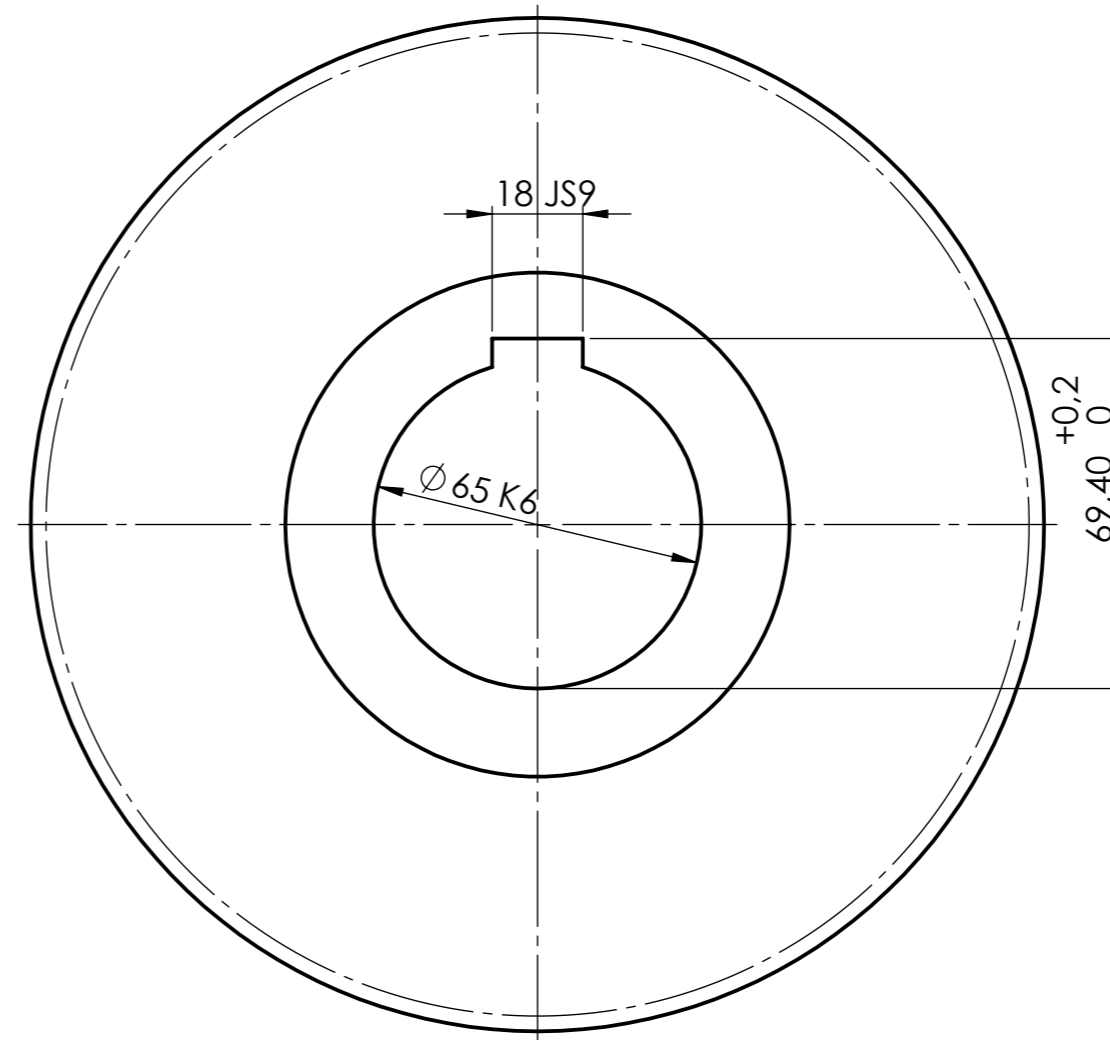
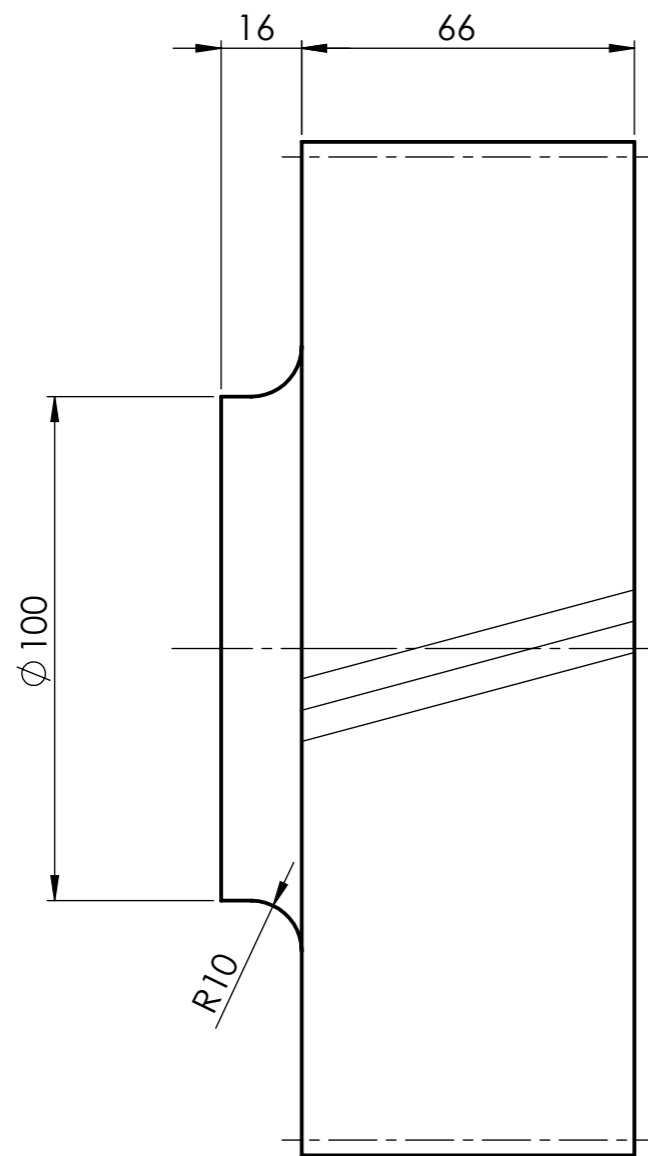
2





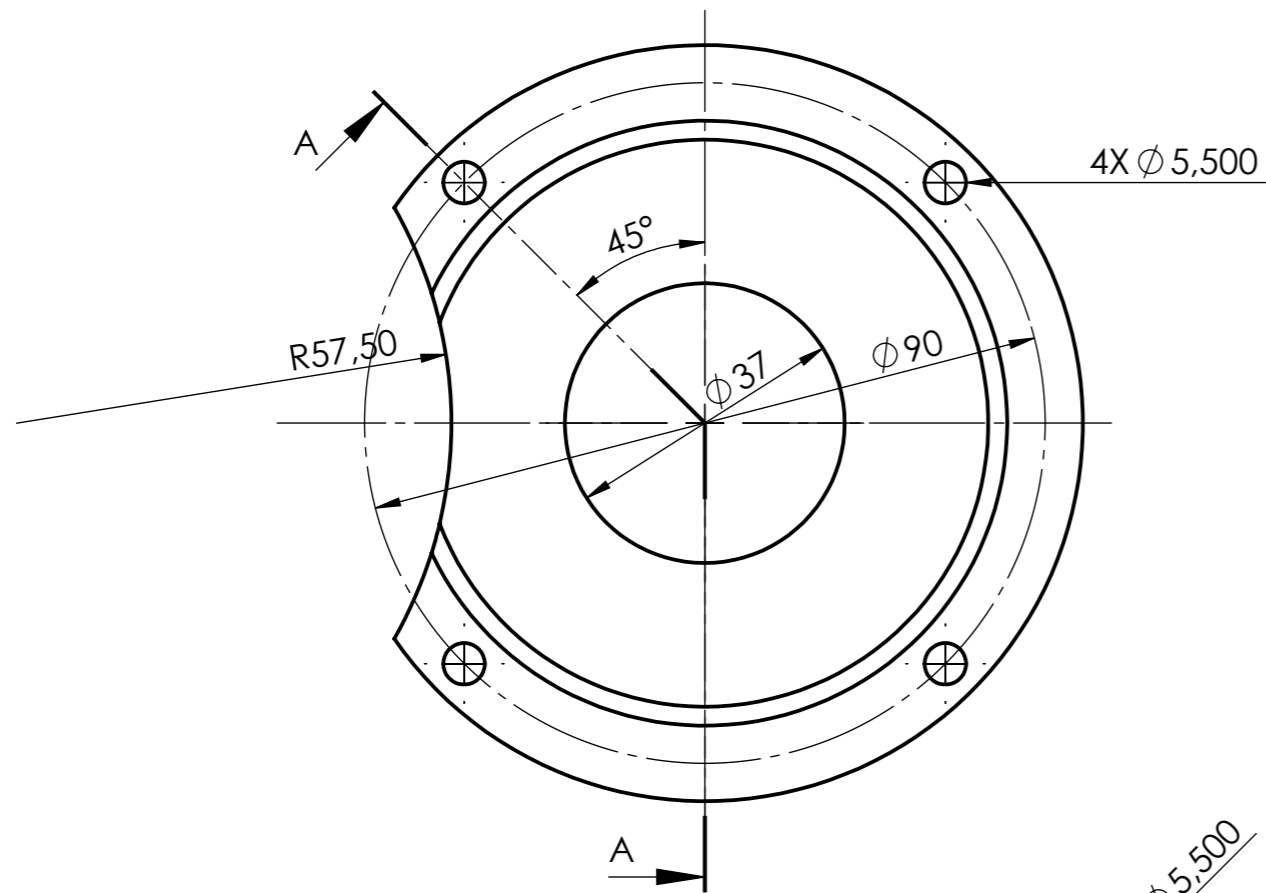
DATOS RUEDA 1ª ETAPA	
MÓDULO	2
Nº DIENTES	70
DIÁMETRO PRIMITIVO	140
ÁNGULO DE PRESIÓN	20
ÁNGULO DE HÉLICE	15
Nº DIENTES PIÑÓN CONJUGADO	21

ENGRANA CON PIEZA PLANO Nº 1

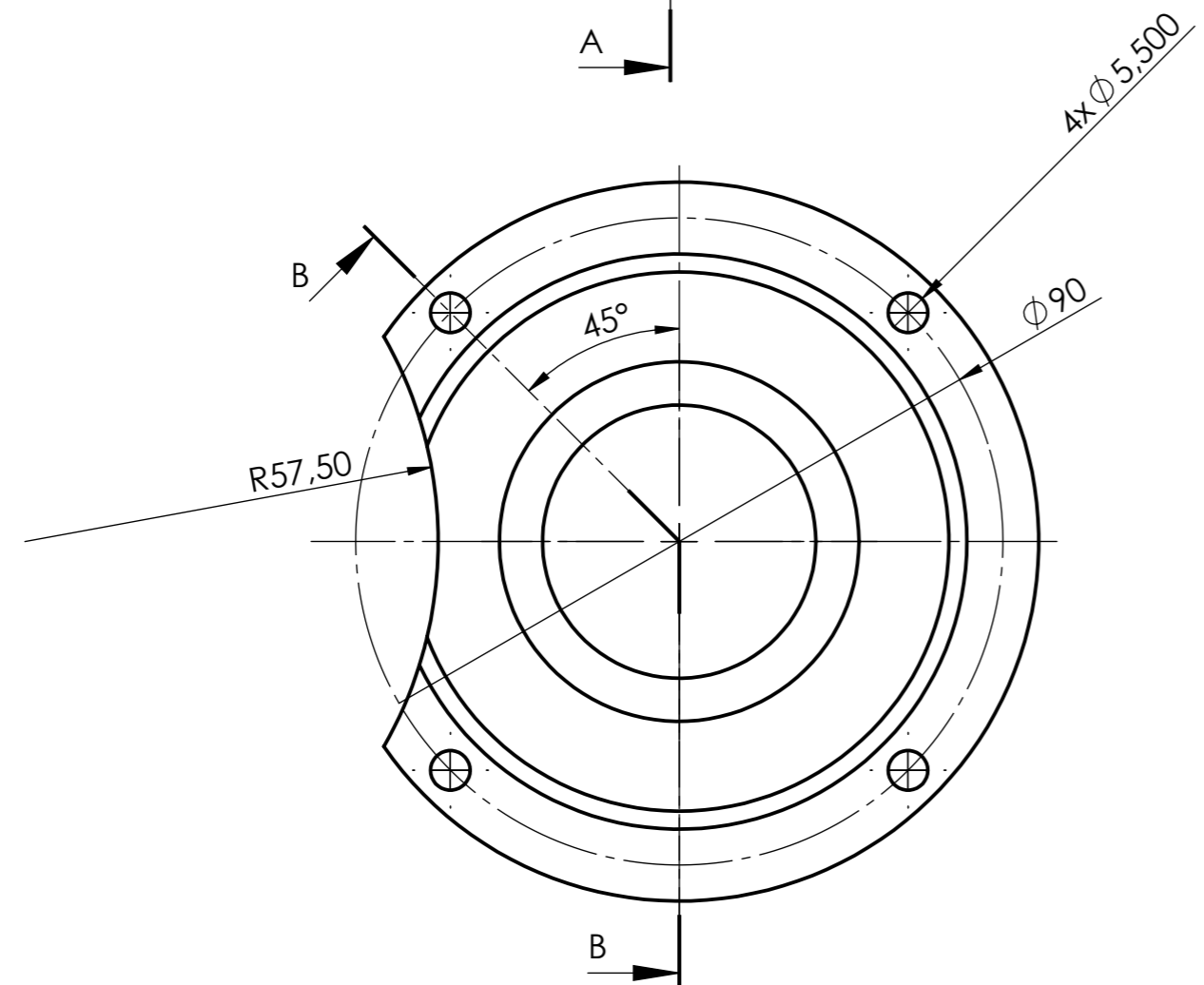
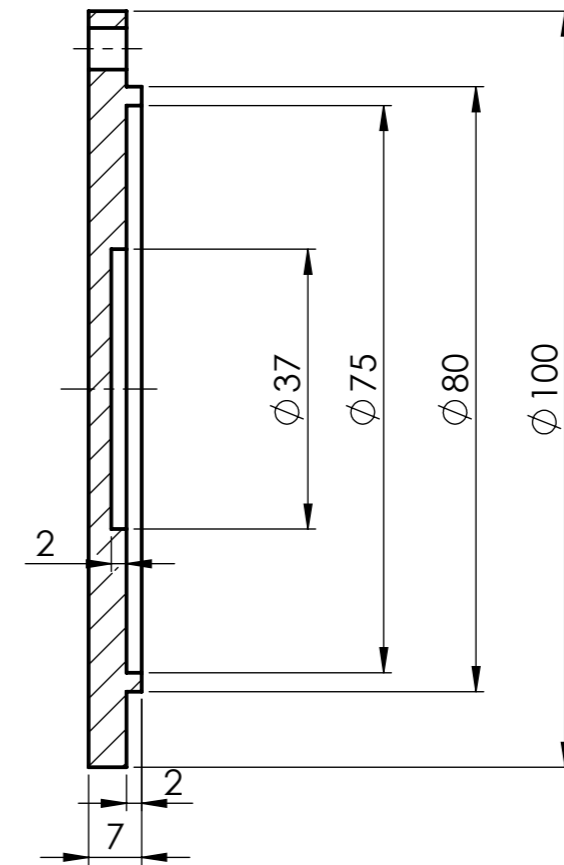


DATOS RUEDA 2ª ETAPA	
MÓDULO	3
Nº DIENTES	63
DIÁMETRO PRIMITIVO	195
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE HÉLICE	15°
Nº DIENTES PIÑON CONJUGADO	19

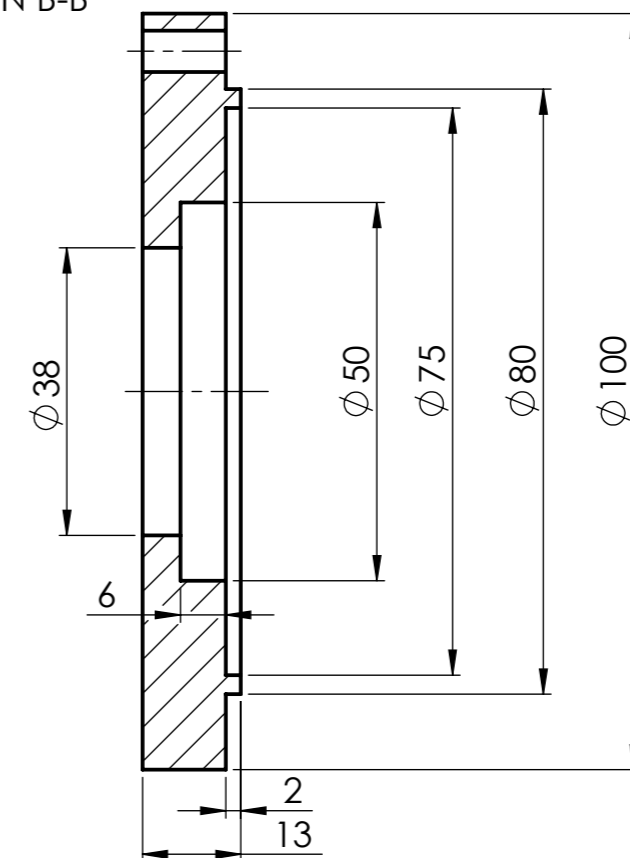
ENGRANA CON PIEZA PLANO Nº 2

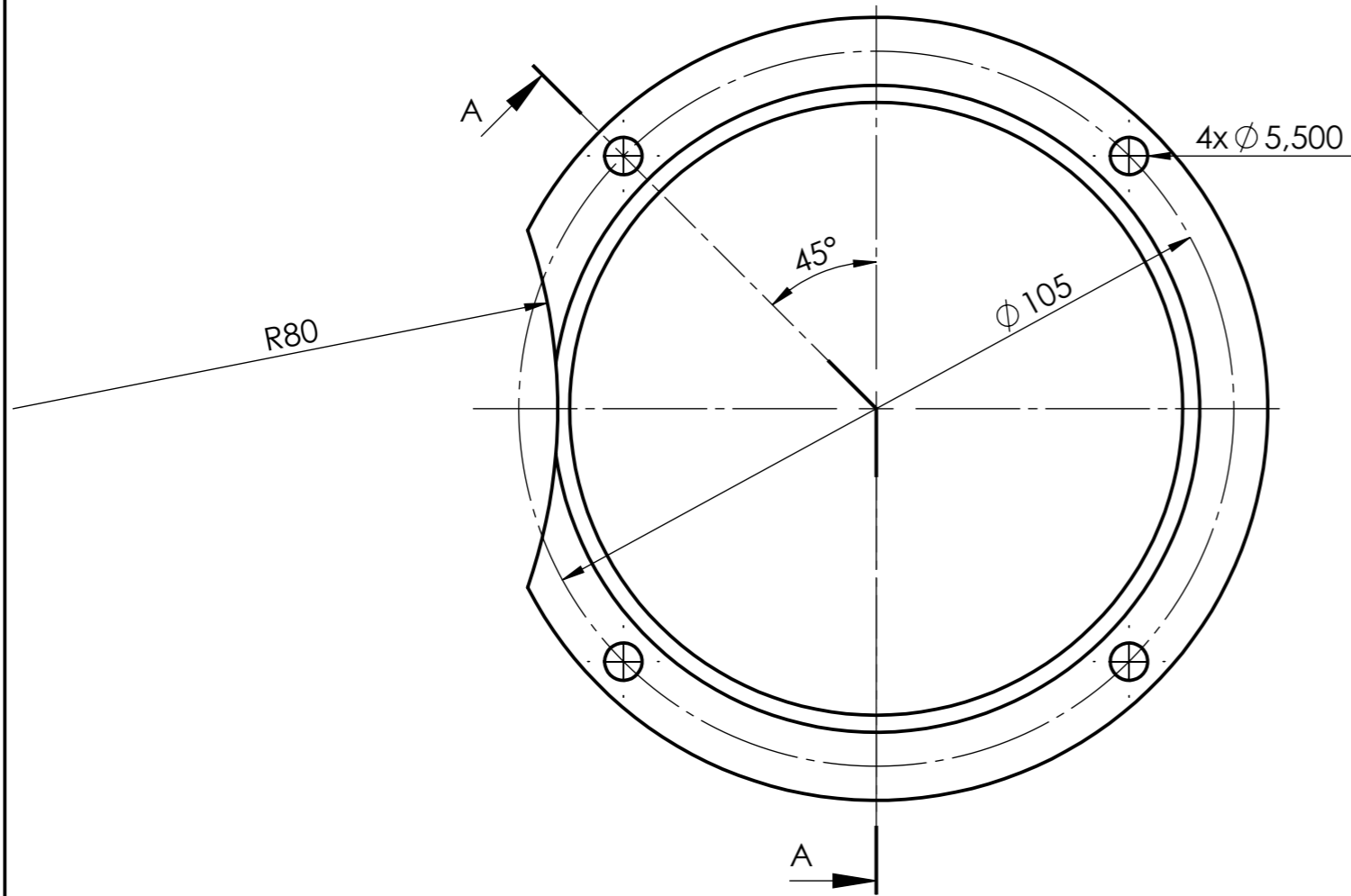


SECCIÓN A-A

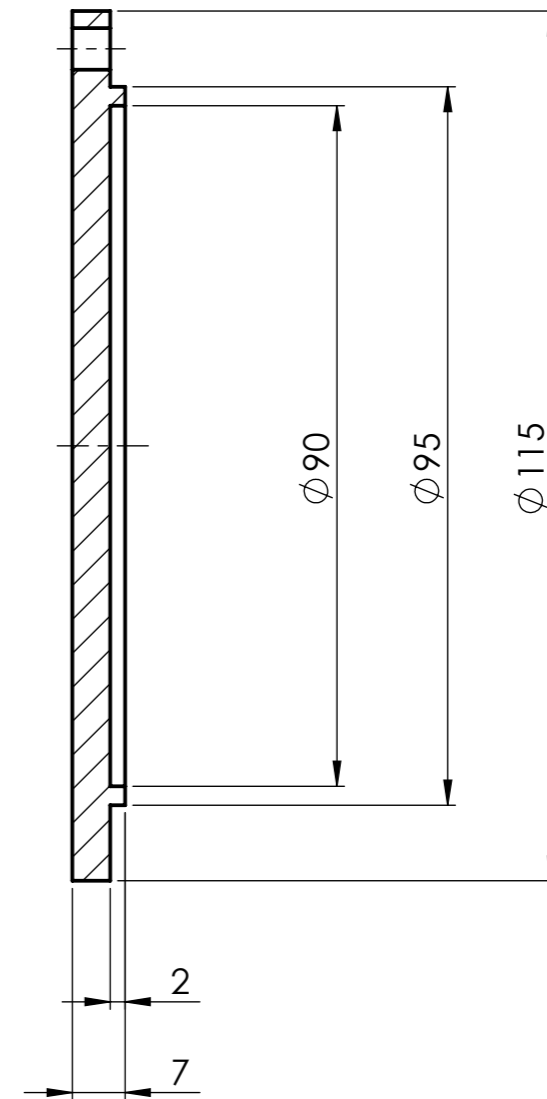


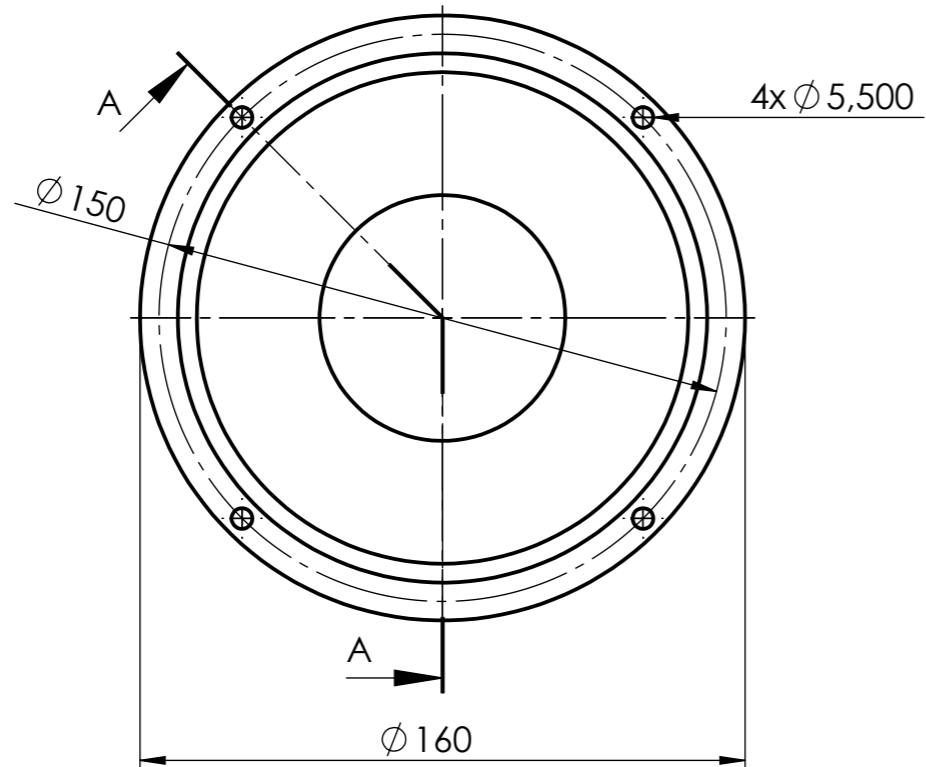
SECCIÓN B-B



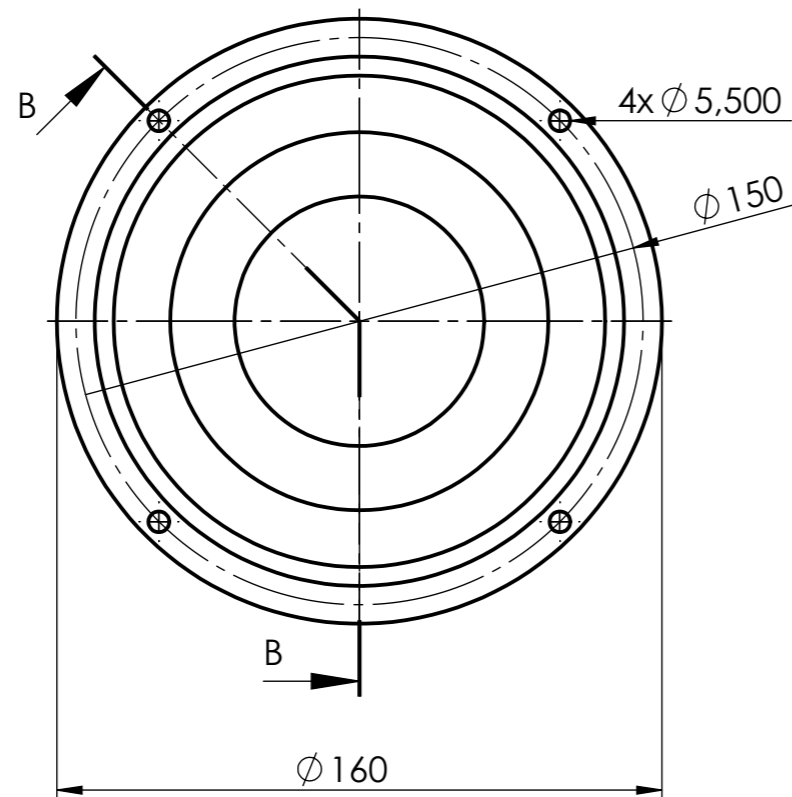
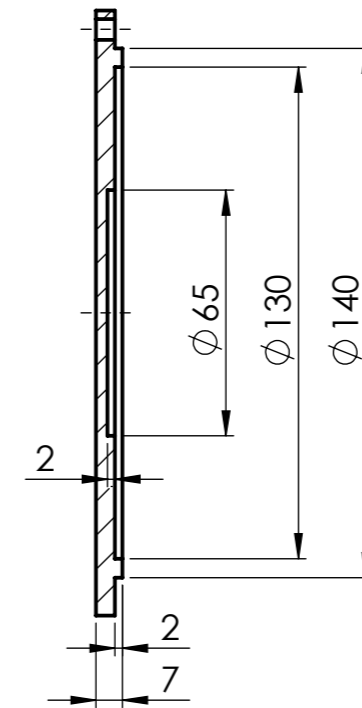


SECCIÓN A-A

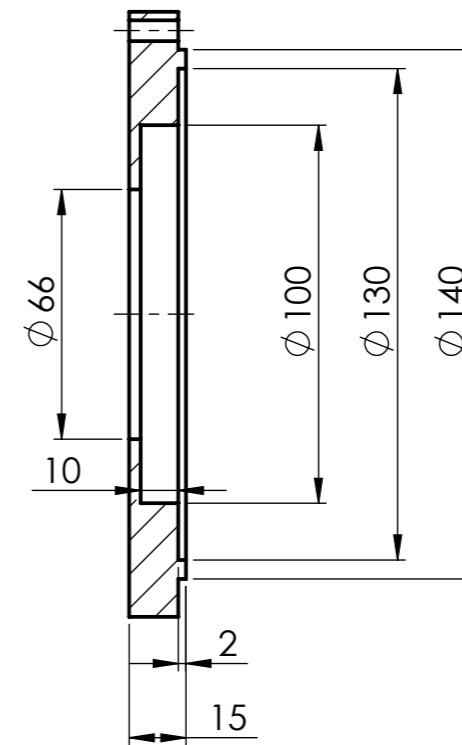




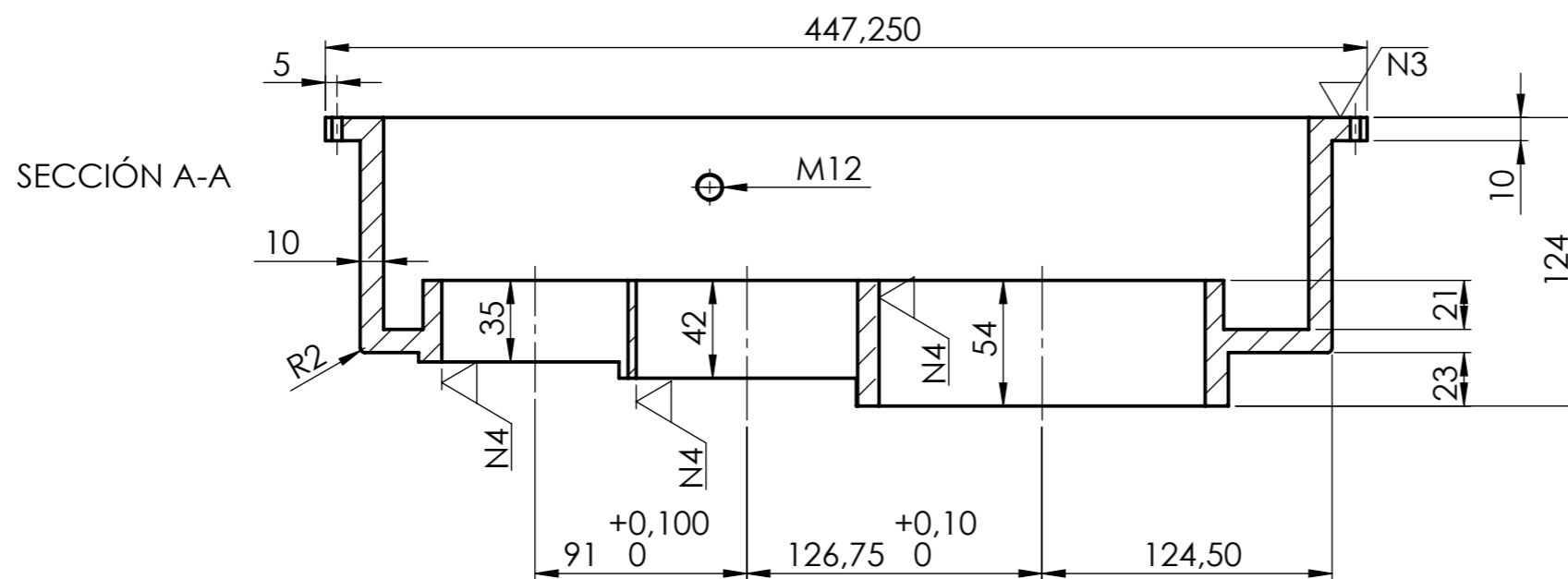
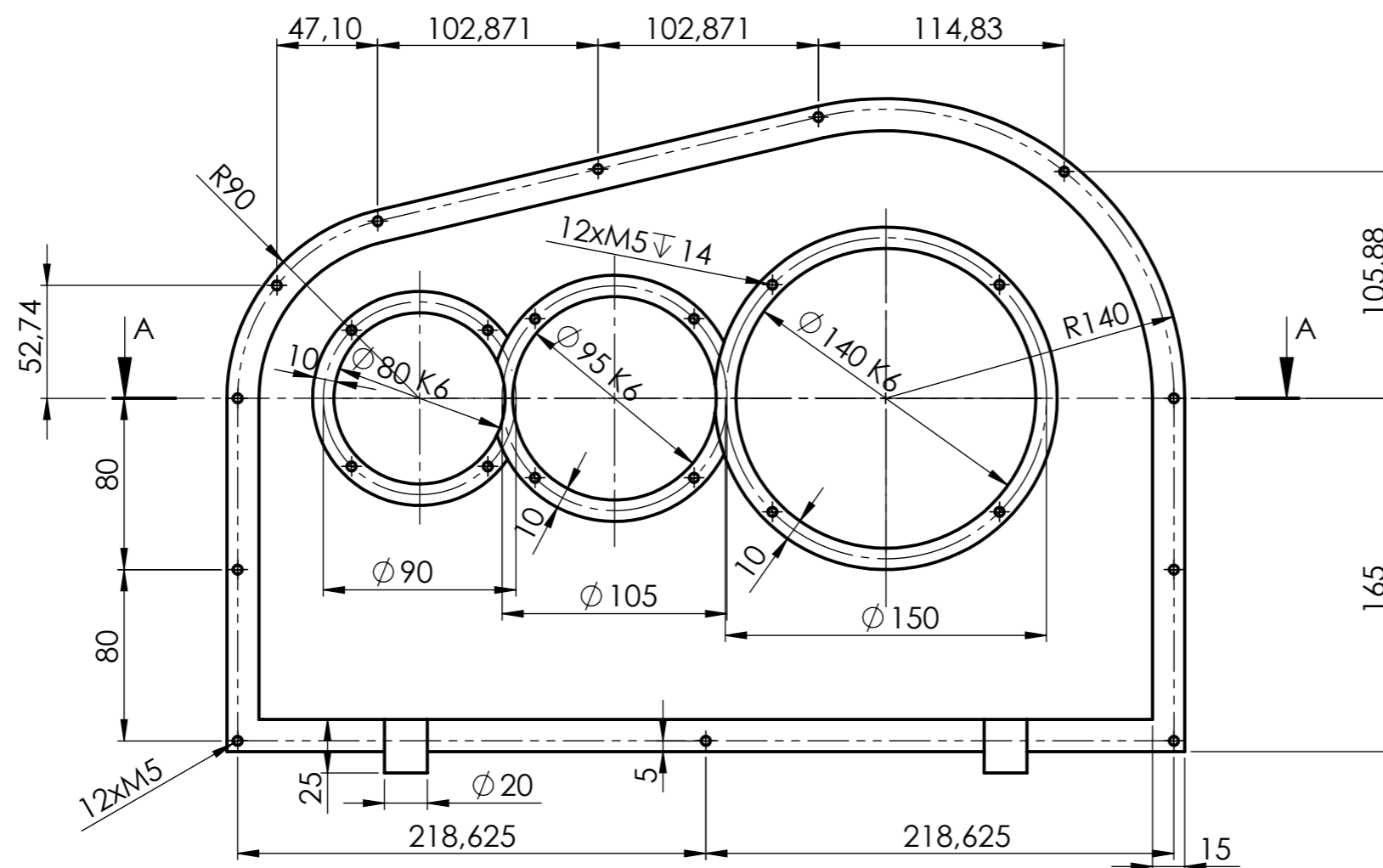
SECCIÓN A-A



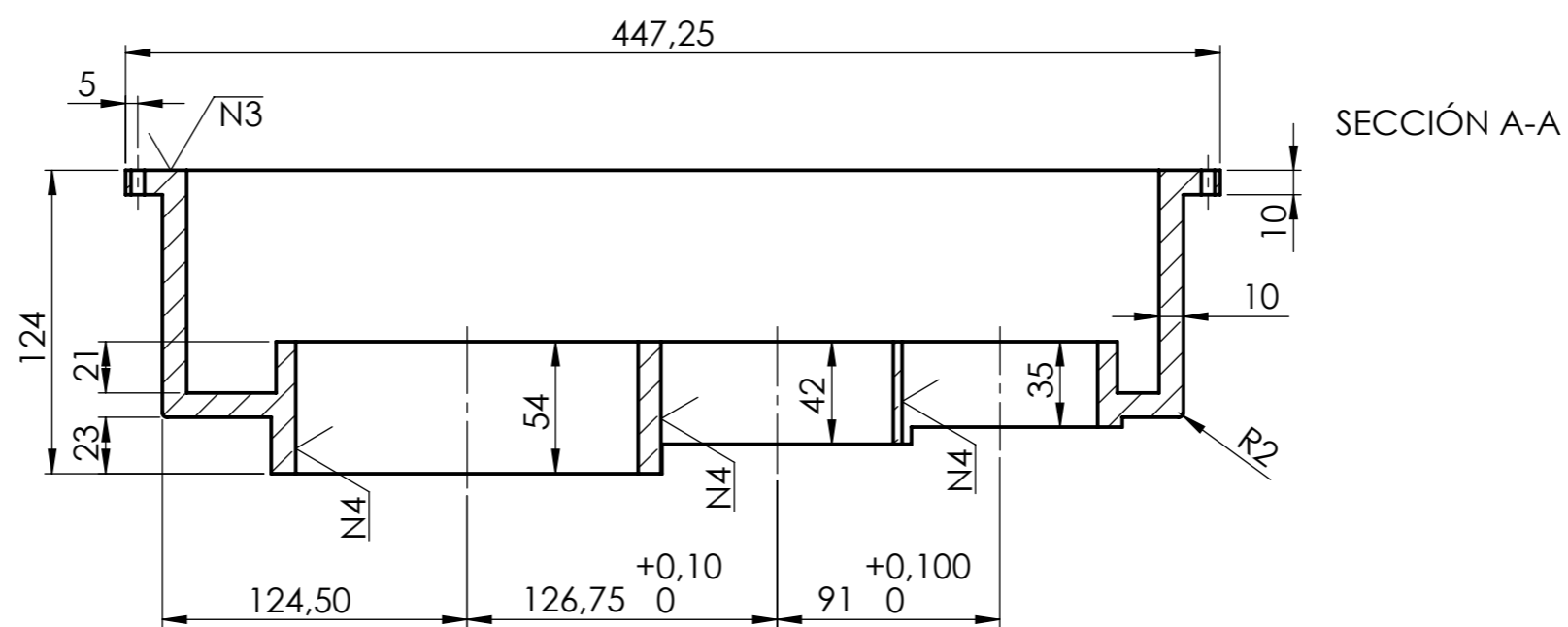
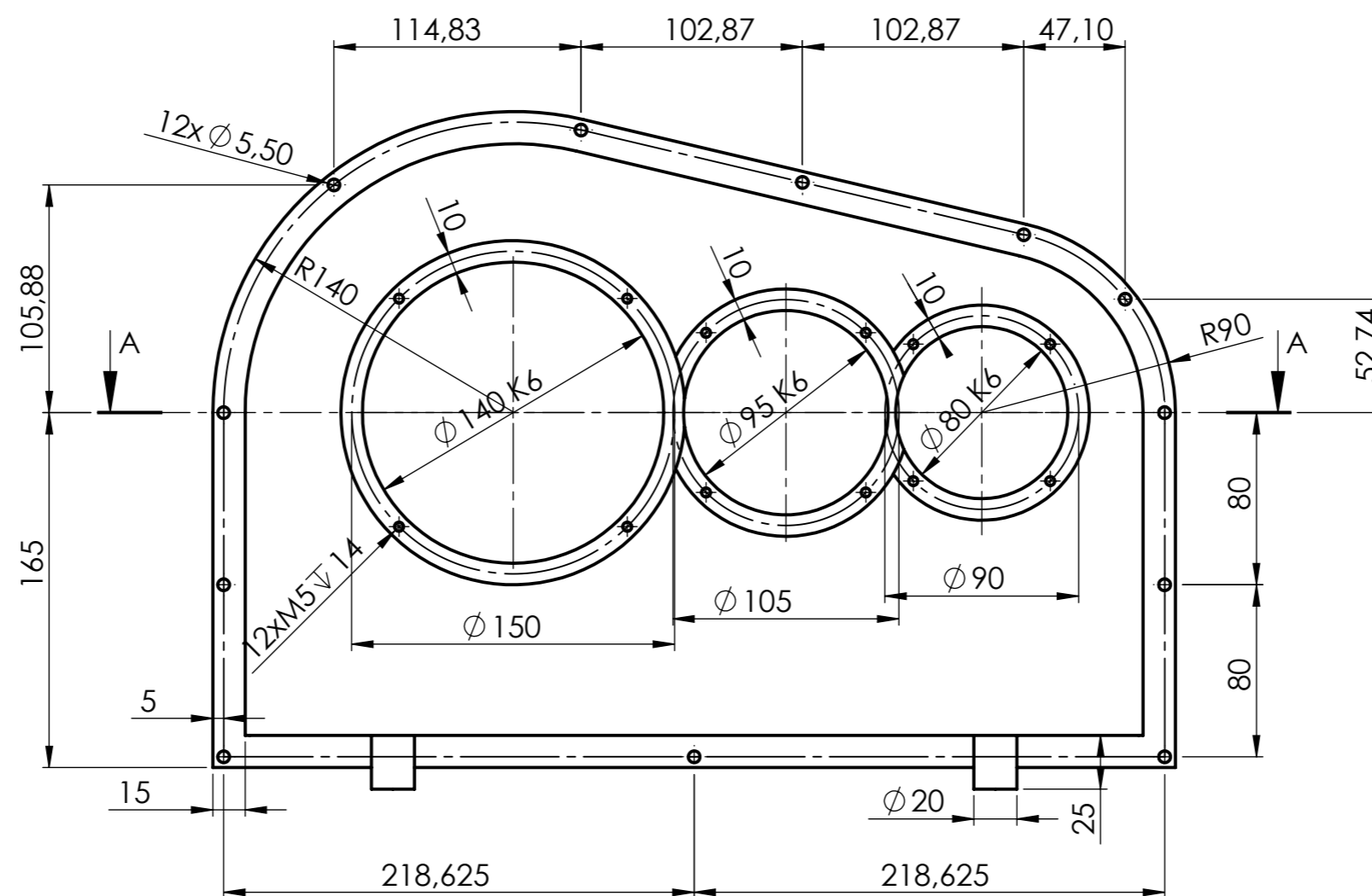
SECCIÓN B-B



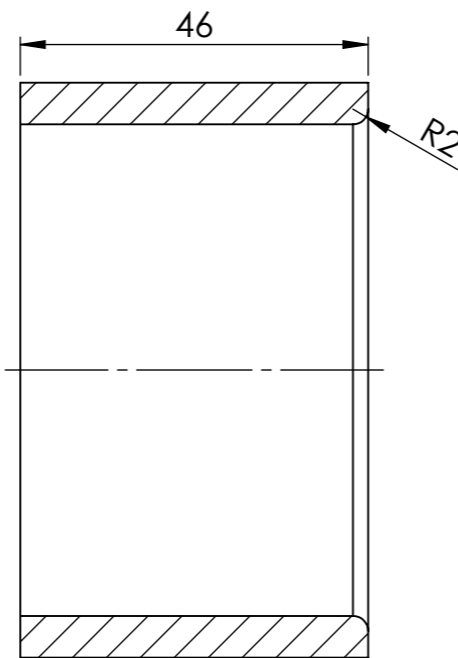
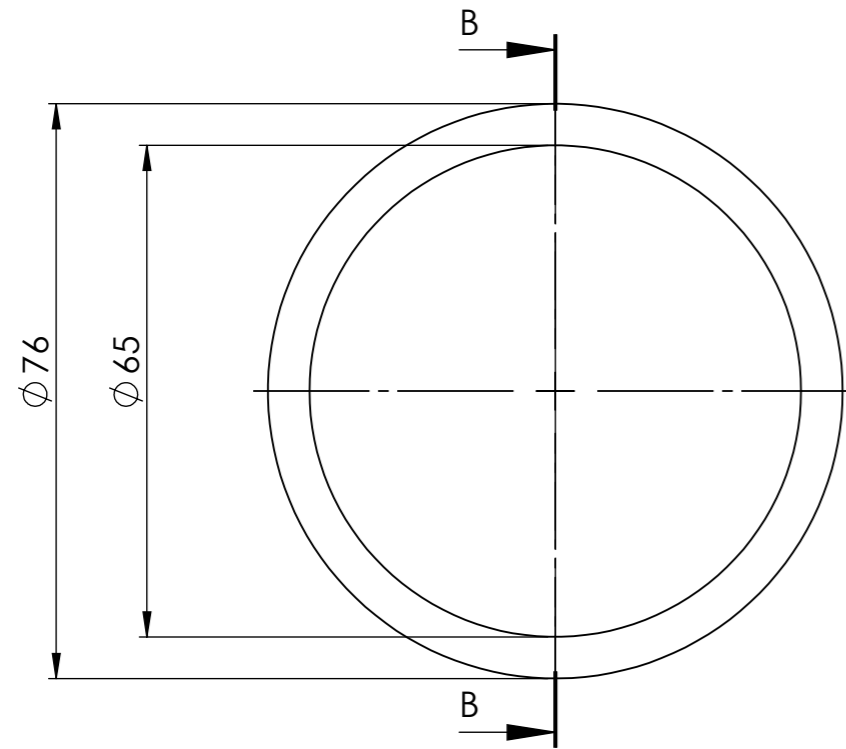
($\sqrt{N6}$)



($\sqrt{N6}$)

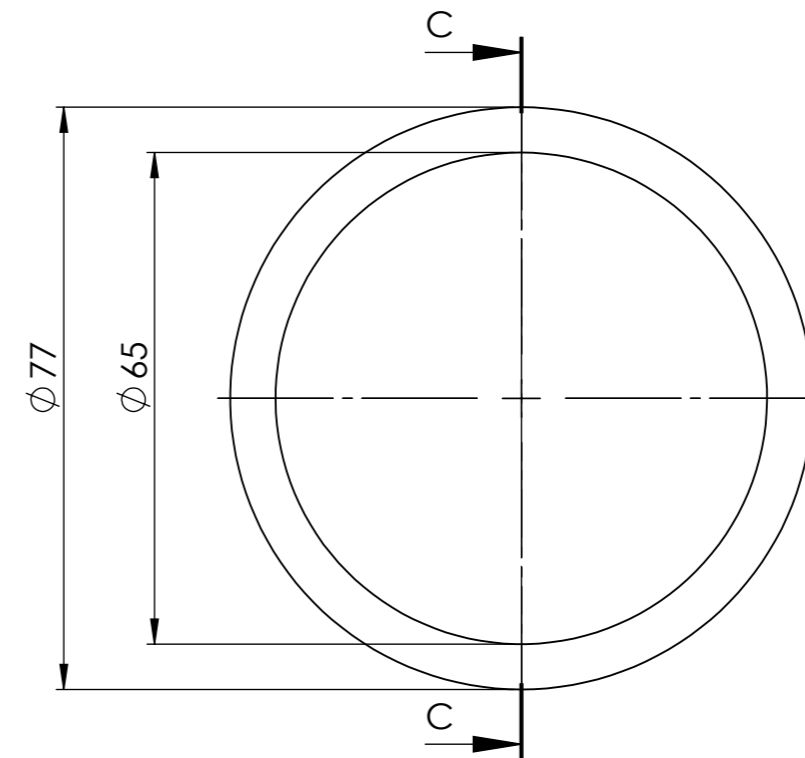


Casquillo salida A

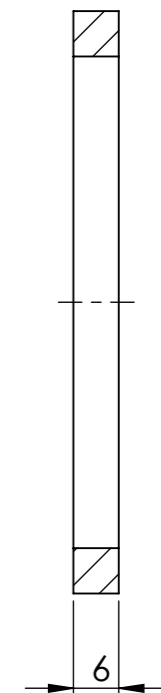


SECCIÓN B-B

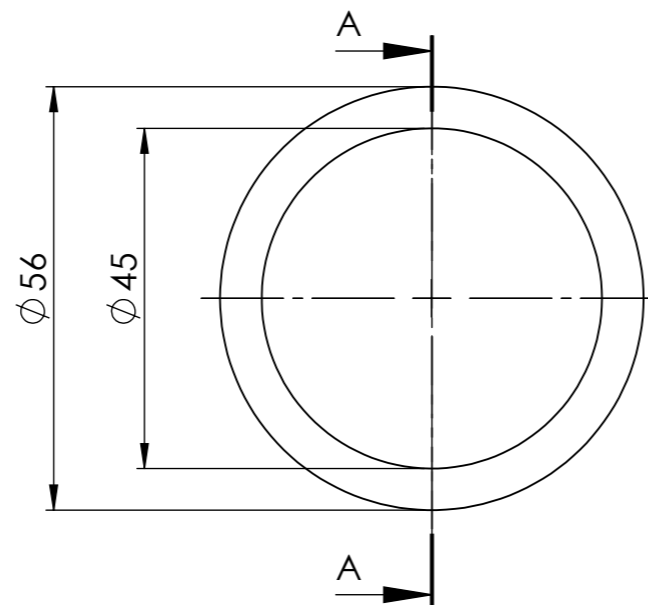
Casquillo salida B



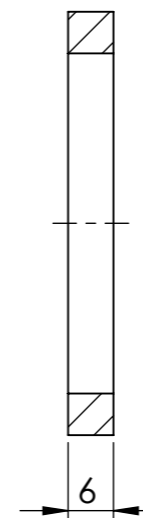
SECCIÓN C-C

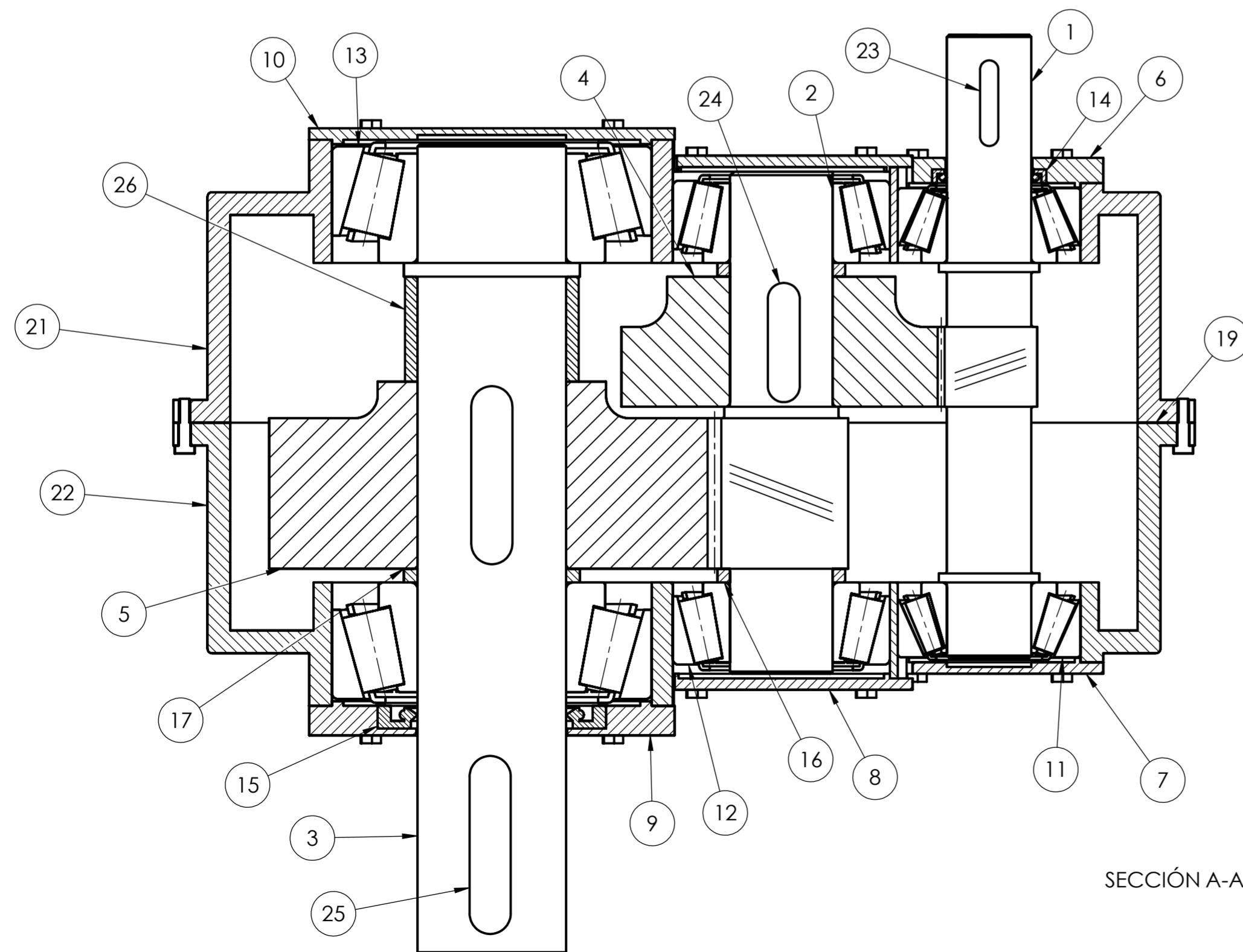
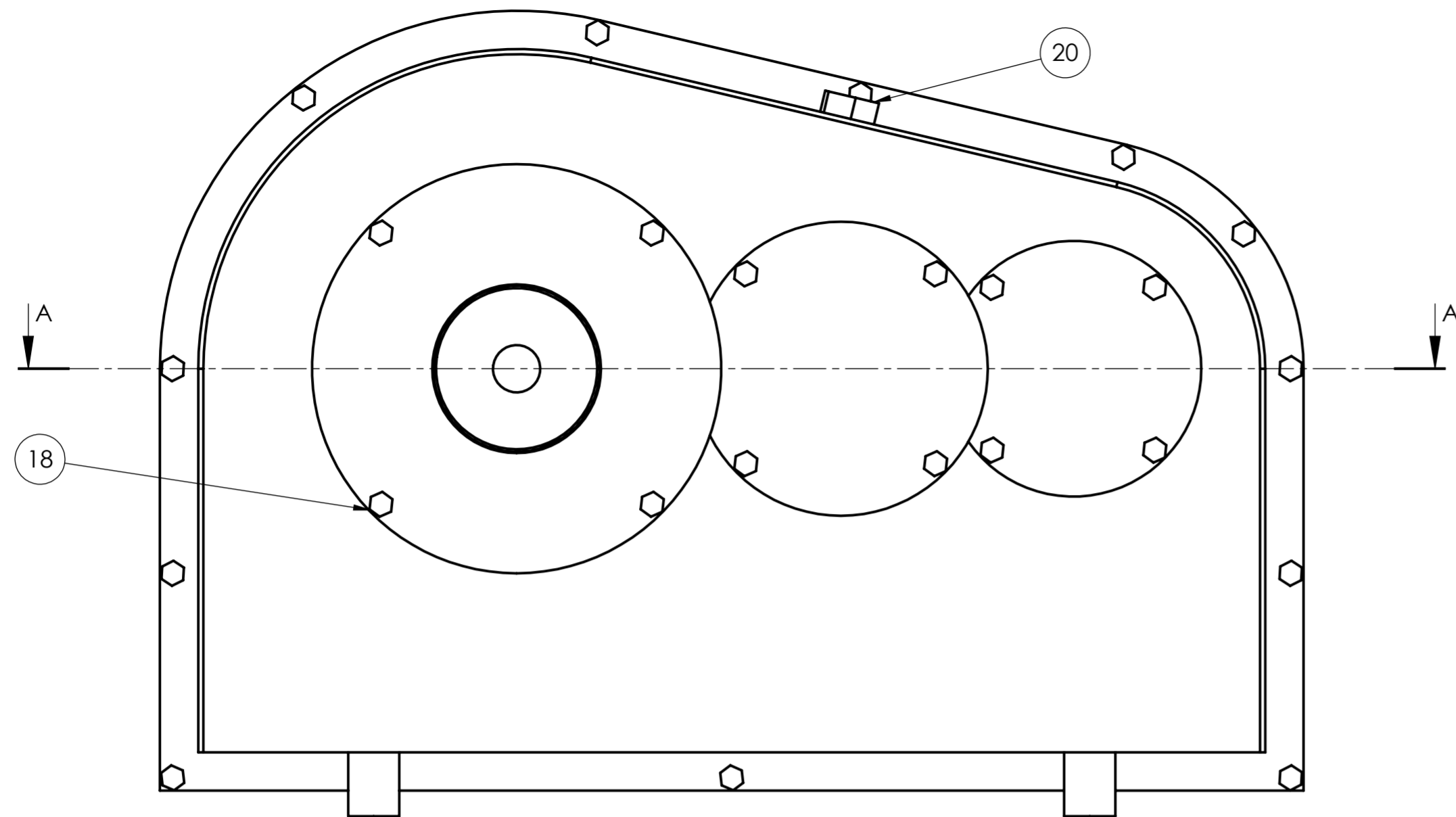


Casquillo intermedio



SECCIÓN A-A





SECCIÓN A-A

LISTADO DE PIEZAS DEL CONJUNTO

NÚMERO	PIEZA	uds
1	EJE DE ENTRADA	1
2	EJE INTERMEDIO	1
3	EJE DE SALIDA	1
4	RUEDA 1º ETAPA	1
5	RUEDA 2º ETAPA	1
6	TAPA ENTRADA ABIERTA	1
7	TAPA ENTRADA CERRADA	1
8	TAPA INTERMEDIA	2
9	TAPA SALIDA ABIERTA	1
10	TAPA SALIDA CERRADA	1
11	RODAMIENTO 32307/37 NJ2/Q	2
12	RODAMIENTO T2ED 045	2
13	RODAMIENTO 32313J2/Q	2
14	RETÉN 37x50x6 HMS5 V	1
15	RETÉN 65x100x10 HMS5 V	1
16	CASQUILLO INTERMEDIO	2
17	CASQUILLO SALIDA B	1
18	TORNILLO M5x20	36
19	JUNTA ESTANQUEIDAD	1
20	TAPÓN LUBRICANTE	2
21	CARCASA A	1
22	CARCASA B	1
23	CHAVETA ENTRADA	1
24	CHAVETA INTERMEDIO	1
25	CHAVETA SALIDA	2
26	CASQUILLO SALIDA A	1

TRABAJO FINAL DE GRADO EN INGENIERÍA
EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALÈNCIA

Proyecto

DISEÑO DE UN REDUCTOR DE PAR DE SALIDA
1700Nm Y RELACIÓN DE VELOCIDADES 11,1

Fecha

Julio 2016

Escala

1:2

Plano

Plano de conjunto

Nº Plano

12

Pablo Diana Izquierdo

Autor del proyecto