



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad para el accionamiento de una cinta transportadora de mineral de litio.

TRABAJO FIN DE GRADO

PRESENTADO POR:

Adrián Fernández Calvo

DIRIGIDO POR:

Francisco J. Rubio Montoya

ÍNDICE

MEMORIA

1.- INTRODUCCIÓN	1
2.- OBJETO DEL PROYECTO.....	2
3.- REQUISITOS QUE SE SOLICITAN AL REDUCTOR.....	2
3.1.- NECESIDADES DE VELOCIDAD	2
3.2.- CONDICIONES DE GEOMETRÍA.....	2
3.3.- CONDICIONES AMBIENTALES.....	2
3.4.- CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN	2
4.- SOLUCIONES ALTERNATIVAS	3
4.1.- TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO DE CORREAS	3
4.1.1.- Correas planas	4
4.1.2.- Correas trapezoidales	4
4.2.- TRANSMISIÓN FLEXIBLE	5
4.2.2.- Transmisión por correas dentadas.....	6
4.3.- TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES.	6
4.3.1.- Engranajes cilíndricos.....	7
4.3.2.- Engranajes cónicos.....	7
4.3.3.- Tornillo sin fin.....	8
5.- SOLUCIÓN ADOPTADA	8
5.1.- DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	8
5.1.1.- Engranajes	9
5.1.2.- Ejes.....	10
5.1.3.- Rodamientos	12
5.1.4.- Unión a torsión.....	15
5.1.5.- Lubricante.....	16
5.1.6.- Arandelas elásticas.....	16
5.1.7.- Casquillos.....	16
5.1.8.- Carcasa y tapas.....	17
5.1.9.- Retenes.....	18
5.1.10.- Tapones y nivel.....	18

CALCULOS

6.- CALCULOS PREVIOS.....	21
7.- DATOS INICIALES.	22
8.- DISEÑO CONCEPTUAL.	22
9.- DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.	23
9.1.- CÁLCULO PREVIO. DIÁMETRO DEL EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL.....	23
9.2.- DETERMINACIÓN DEL DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES	24
9.3.- LUBRICANTE A UTILIZAR.	27
9.4.- ANCHURA DE LOS ENGRANAJES.	28
9.4.1.- Cálculo a presión superficial.....	29

9.4.2.- Cálculo a flexión.	33
10.- DISEÑO DE LOS EJES.	37
10.1.- DISPOSICIÓN DE LOS EJES.	37
10.2.- DIMENSIONADO DE LOS EJES.	37
10.2.1.- Fuerzas que actúan sobre los ejes.....	37
10.2.2.- Cálculo a fatiga.	42
10.2.3.- Cálculo del factor de seguridad.....	44
10.2.4.- Deflexión lateral.	47
11.- SELECCIÓN Y CÁLCULO DE RODAMIENTOS.	60
11.1.- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.	60
11.1.1.- Cálculo de rodamientos	60
11.1.2.- Cálculo de la vida del rodamiento.....	61
11.1.3.- Resultados	62
12.- UNIONES A TORSIÓN	69
12.1.1.- Eje de entrada	69
12.1.2.- Eje intermedio	71
12.1.3.- Eje de salida.....	73
12.1.4.- Conclusiones.....	74

ANEXOS

13.- ANEXO 1: MATERIAL PARA ENGRANAJES.....	77
14.- ANEXO 2: COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS ACEROS	78
15.- ANEXO 3: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LOS ACEITES CON LA TEMPERATURA.....	79
16.- ANEXO 4: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS CUADRADAS.....	80
17.- ANEXO 5: COEFICIENTES DE APLICACIÓN KA	80
18.- ANEXO 6: COEFICIENTE K1 EN FUNCIÓN DE LA CALIDAD DEL TALLADO (QISO) PARA KV 81	81
19.- ANEXO 7: COEFICIENTES H_1, H_2 Y H_3 PARA K_{HB}	81
20.- ANEXO 8: DEFINICIÓN DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS	82
21.- ANEXO 9: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD	82
22.- ANEXO 10: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_T.....	83
23.- ANEXO 11: FACTOR DE FIABILIDAD A_1.....	84
24.- ANEXO 12: FACTOR A_{ISO} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS	85
25.- ANEXO 13: RODAMIENTO A DEL EJE DE ENTRADA.....	86
26.- ANEXO 14: RODAMIENTO B DEL EJE DE ENTRADA.....	87
27.- ANEXO 15: RODAMIENTO A DEL EJE INTERMEDIO.....	88
28.- ANEXO 16: RODAMIENTO B DEL EJE INTERMEDIO.....	89
29.- ANEXO 17: RODAMIENTO A DEL EJE DE SALIDA.....	90
30.- ANEXO 18: RODAMIENTO B DEL EJE DE SALIDA.....	91
31.- ANEXO 19: ANILLOS DE EJE.....	93
32.- ANEXO 20: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA.....	93
33.- ANEXO 21: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA.....	95
34.- ANEXO 22: TAPÓN DE LLENADO	95
35.- ANEXO 23: TAPÓN DE VACIADO	96

36.- ANEXO 24: VISOR NIVEL DE ACEITE.....	97
--	-----------

PRESUPUESTO

37.- INTRODUCCIÓN	101
38.- ENGRANAJES.	101
38.1.- PIÑÓN PRIMERA ETAPA.....	101
38.2.- RUEDA PRIMERA ETAPA.	101
38.3.- PIÑÓN SEGUNDA ETAPA.....	102
38.4.- RUEDA SEGUNDA ETAPA.	102
39.- EJES.	103
39.1.- EJE DE ENTRADA.....	103
39.2.- EJE INTERMEDIO.....	103
39.3.- EJE DE SALIDA.	104
40.- CARCASA Y TAPAS.....	104
40.1.- CARCASA.....	104
40.2.- TAPA EJE DE ENTRADA.	105
40.3.- TAPA EJE DE SALIDA.	105
40.4.- TAPÓN LLENADO DE LUBRICANTE.	105
41.- ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	106
42.- PRESUPUESTO DE LA EJECUCIÓN MATERIAL.	107
43.- PRESUPUESTO DE CONTRATA.....	107
44.- PRESUPUESTO TOTAL.....	107

SOLIDWORKS

45.- DISEÑO DE UN REDUCTOR EN SOLIDWORKS	111
45.1.- INTRODUCCION	111
46.- PIEZAS	111
46.1.- EJES	111
46.1.1.- Eje de entrada	112
46.1.2.- Eje intermedio	113
46.1.3.- Eje de salida.....	114
46.2.- ENGRANAJES	115
46.2.1.- Piñón primera etapa.....	117
46.2.2.- Rueda primera etapa.....	118
46.2.3.- Piñón segunda etapa.....	119
46.2.4.- Rueda segunda etapa.....	120
46.3.- CARCASA.....	121
46.3.1.- Carter.....	121
46.3.2.- Tapa de la carcasa.....	123
46.4.- TAPAS DEL EJE DE ENTRADA Y DE SALIDA	124
46.4.1.- Tapa eje de entrada	124
46.4.2.- Tapa eje de salida.....	125
46.5.- CHAVETAS	125
46.6.- CASQUILLOS	126

46.7.- TAPONES Y VISOR	126
46.8.- ELEMENTOS NORMALIZADOS	127
47.- CONJUNTO	128
48.- VIDEOS	131

PLANOS

49.- CONJUNTO	128
50.- CARTER.....	129
51.- TAPA SUPERIOR.	130
52.- EJE DE ENTRADA	131
53.- EJE INTERMEDIO	132
54.- EJE DE SALIDA	133
55.- PIÑON PRIMERA ETAPA	134
56.- RUEDA PRIMERA ETAPA.....	135
57.- PIÑON SEGUNDA ETAPA	136
58.- RUEDA SEGUNDA ETAPA.....	137
59.- TAPA EJE DE ENTRADA	138
60.- TAPA EJE DE SALIDA	139



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DOCUMENTO N^o:1

MEMORIA

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad para el accionamiento de una cinta transportadora de mineral de litio.

PRESENTADO POR:

Adrián Fernández Calvo

DIRIGIDO POR:

Francisco J. Rubio Montoya

1.- INTRODUCCIÓN

Durante mucho tiempo el litio se ha empleado principalmente en la producción de cerámicas, vidrio y aleaciones con aluminio. Pero la aparición de nuevas tecnologías ha hecho que su uso se extienda actualmente en la fabricación de baterías de teléfonos móviles, portátiles, tablets, almacenamiento de electricidad generada por las energías no convencionales, especialmente la eólica y la solar, baterías para transporte público masivo, entre otras.

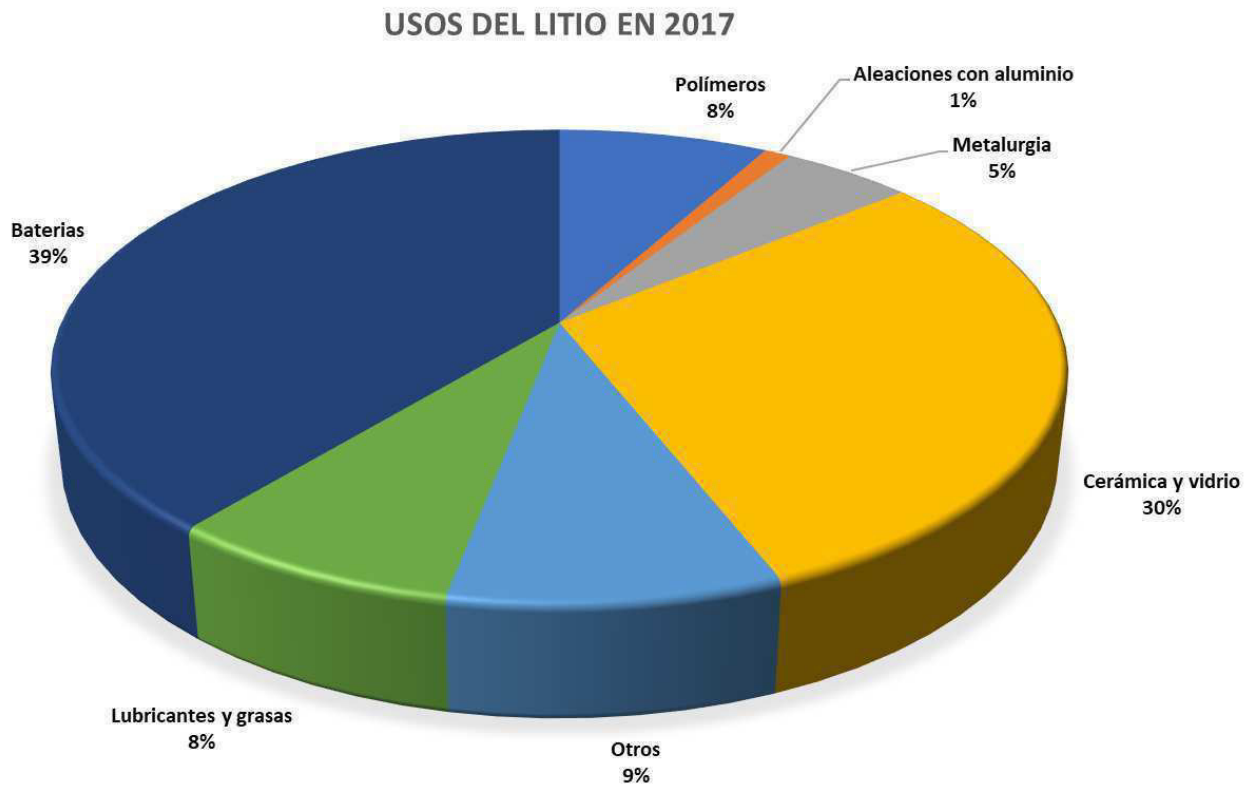


Fig. 1. Reportes internacionales del Servicio Geológico de los Estados Unidos (USGS).

En el caso del presente proyecto se va a situar en una mina de litio donde lo que se pretende es diseñar un reductor de velocidad para mover una cinta transportadora que tendrá la función de transportar el mineral en bruto desde la cantera a las instalaciones donde se procesará.



Fig. 2. Detalle del conjunto motor-reductor-cinta.

2.- OBJETO DEL PROYECTO

Este proyecto tiene como objetivo el diseño y cálculo de un reductor de velocidad de dos etapas para uso industrial en minería de litio que cumpla las siguientes especificaciones:

- Velocidad a la entrada del reductor: 1488 rpm
- Velocidad de salida del reductor: 191.571 rpm
- Potencia del motor eléctrico: 46kW

La finalidad del reductor de velocidad es aumentar el par, a costa de reducir la velocidad, para de este modo poder conectarse a la cinta que es el elemento que se va a querer arrastrar.

3.- REQUISITOS QUE SE SOLICITAN AL REDUCTOR.

3.1.- NECESIDADES DE VELOCIDAD

La finalidad del reductor es adaptar la velocidad de entrada proporcionada por el motor eléctrico, lo que se consigue al utilizarlo es un aumento significativo de par junto a una reducción de velocidad a la salida de este.

3.2.- CONDICIONES DE GEOMETRÍA

En el diseño del reductor se ha tenido en cuenta el factor tamaño y peso, intentando que este sea lo más compacto y ligero posible, sin comprometer su resistencia en ningún momento. A su vez todo el diseño se va a basar en la sencillez, lo cual ayudará a no complicar su fabricación y abaratará costes.

3.3.- CONDICIONES AMBIENTALES

El reductor va a trabajar a una temperatura media exterior de unos 25°C, la temperatura media de trabajo se estima en unos 50°C, pudiendo alcanzar máximas de 60°C.

3.4.- CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y DURACIÓN

Ya que el reductor es una parte indispensable de la cadena de trabajo, se debe asegurar una alta fiabilidad. Dado que el trabajo que realiza será ininterrumpido se sustituirán los rodamientos cada 45.000h. El aceite se deberá sustituir cada 3000h de uso.

4.- SOLUCIONES ALTERNATIVAS PARA LA TRANSMISIÓN.

Ya que difícilmente se puede encontrar un motor eléctrico que cumpla los requisitos finales de par y velocidad se va a utilizar un sistema de transmisión para conseguirlo. En este caso la cinta trabaja a una velocidad inferior que la que ofrece el motor eléctrico, por eso es interesante el uso de un sistema de transmisión que adecue estas características a las necesarias.

En este caso se ha optado por un reductor que utiliza engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, no obstante, en el mercado existen otros sistemas de transmisión.

4.1.- TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO DE CORREAS

Este tipo de transmisión tiene un rendimiento comprendido entre el 85 y el 98 %. La relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia transmitida, a causa del deslizamiento entre correa y poleas.

En el mercado existen dos alternativas en cuanto a correas se refiere: correas planas y correas trapezoidales.

Ventajas:

- Funcionamiento silencioso.
- Absorción elástica de los choques, y protección contra sobrecargas.
- Coste reducido y bajos requerimientos en el posicionamiento de los árboles

Inconvenientes:

- Sensibilidad al ambiente.
- Duración limitada.
- Sobrecarga de los cojinetes debida a su precarga previa.
- Relación de transmisión inexacta que dependerá de la carga, esto produce un deslizamiento que puede que oscila entre el 1 y el 3%.
- Requerimiento de espacio.

4.1.1.- Correas planas .

Se emplean entre árboles paralelos y cruzados, su relación de transmisión oscila entre $i \leq 6$ para accionamientos abiertos e $i \leq 15$ para accionamientos con rodillos tensores. Su utilización es principalmente en aplicaciones de velocidad elevada o donde existan poleas de radio reducido. Debido a su deslizamiento el rendimiento está alrededor del 85%.

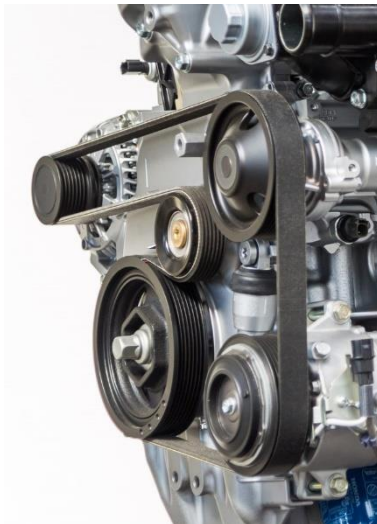


Fig. 3. Correas planas

4.1.2.- Correas trapezoidales .

Este tipo de correas ofrecen una capacidad de transmisión hasta tres veces superior frente a las correas planas para una misma fuerza de presión, esto significa una menor sobrecarga de los cojinetes. Tienen un arranque más suave y prácticamente no tiene deslizamiento. Se emplea en árboles paralelos, teniendo una relación de transmisión de $i \leq 10$. Este tipo de correa puede trabajar entre 2 y 50 m/s. Se pueden combinar varias correas en paralelo. El rendimiento puede llegar al 98%, aunque se debe comprobar la tensión de la correa frecuentemente para que no disminuya este valor.

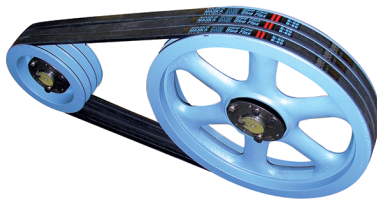


Fig. 4. Correas trapezoidales

No se ha optado por esta solución, ya que se necesita optimizar al máximo el espacio y a su vez la precisión no es suficiente.

4.2.- TRANSMISIÓN FLEXIBLE

4.2.1.- Transmisión por cadenas.

Se emplean entre árboles paralelos ya que tiene la capacidad de transmitir mayores fuerzas que las correas con menores ángulos de abrazamiento y distancia entre ejes. Se pueden llegar a relaciones de transmisión de $i \leq 7$, pero cuando la velocidad es pequeña puede llegarse hasta $i = 10$. Rendimientos del 97 al 98 %.



Fig. 5. Transmisión flexible

Ventajas:

- Relación de transmisión constante.
- Coste menor en comparación a los engranajes.
- Su resistencia en condiciones de ambiente agresivo es buena sin necesidad de cárter. Con una sola cadena tiene la posibilidad de accionar varias ruedas.

Inconvenientes:

- Son más caras que las correas.
- Vida limitada.
- Límite de potencia y velocidad de funcionamiento.
- Necesarios espacios elevados.
- Necesidad de lubricación y protección frente al polvo.
- No tienen capacidad de trabajo elástica.

Igual que en el caso de las correas, no se utilizará este sistema por optimización de espacio, además de por su vida limitada.

4.2.2.- Transmisión por correas dentadas.

Este tipo de transmisión tiene ventajas similares a las cadenas, pero permitiendo trabajar a velocidades superiores y eliminando el problema de la lubricación. Su inconveniente es que necesita un espacio mayor para las mismas condiciones de carga. Su rendimiento llega hasta el 98% pero son ruidosas y menos adecuadas para cargas de impacto.



Fig.6. Transmisión por correas dentadas

Igual que en el caso de las correas, no se utilizará este sistema por optimización de espacio.

4.3.- TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES.

Constituyen el tipo de transmisión más utilizado, puesto que sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión muy amplia.

Ventajas:

- Elevada fiabilidad y larga duración.
- Capacidad para soportar sobrecargas.
- Mantenimiento reducido.
- Relación de transmisión constante e independiente de la carga.
- Elevado rendimiento.
- Dimensiones reducidas.

Inconvenientes :

- Se trata de una transmisión muy rígida, necesitando acoplamientos elásticos para que absorban los choques.
- Coste elevado.
- Generación de ruidos.

4.3.1.- Engranajes cilíndricos.

Se utilizan únicamente para ejes paralelos, admitiendo relaciones de transmisión en cada etapa de $i=8$. Su rendimiento en cada una de las etapas oscila entre el 96% y el 99%.

para conseguir un funcionamiento silencioso se recurre a los engranajes de dentado helicoidal. La mayor diferencia entre ambos es el ángulo β , que es el que forma el dentado con el eje axial.



Fig.7. Dientes planos



Fig.8. Dientes helicoidales

4.3.2.- Engranajes cónicos.

Empleados entre ejes que se cruzan, consiguen relaciones de transmisión hasta $i=6$. Si el trabajo es muy exigente se puede utilizar dentado espiral.



Fig. 9. Engranajes cónicos

4.3.3.- Tornillo sin fin.

Se utiliza para árboles cruzados, con relaciones de transmisión desde 1 a más de 100 por etapa, y con rendimientos entre el 97 y el 45 % (disminuye al aumentar la relación de transmisión).



Fig.10. Tornillo sin fin

5.- SOLUCIÓN ADOPTADA

La solución final es optar por un sistema de transmisión de engranajes directos, empleando para ello engranajes de dientes helicoidales, por ofrecer una relación de transmisión constante, volumen compacto, alta fiabilidad, alto rendimiento, un bajo mantenimiento y buena resistencia química.

Se ha optado por engranajes de diente helicoidal frente a su alternativa de dientes rectos, para obtener un funcionamiento mucho más suave, evitando cualquier tipo de vibración cuando se encuentre en funcionamiento.

Se ha optado por dividir en dos etapas el reductor de velocidad, estas tendrán cuatro engranajes en total, dos piñones y dos ruedas, divididas en tres ejes, teniendo finalmente una relación de transmisión de 7,769.

5.1.- DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN

A continuación, se detallan los diferentes componentes que formaran el reductor de velocidad, los cálculos relativos a estos se encuentran en el Anexo de Cálculos.

5.1.1.- Engranajes

La relación de transmisión de cada etapa junto al diámetro mínimo de los ejes serán las características principales que condicionarán el diseño de los engranajes. Se entiende como engranaje el conjunto de dos o más ruedas unidas para transmitir un trabajo. Para calcular este diámetro se realizará el estudio de la rigidez torsional, una vez tengamos los diámetros mínimos de estos se calculará el diámetro primitivo del piñón y seleccionando un módulo normalizado se obtendrá el número de dientes. A continuación, con la relación de transmisión podremos sacar el número de dientes de la rueda.

Para estimar el ancho de los engranajes se va a realizar dos tipos de cálculos, fallo superficial y fallo a flexión. Se quiere evitar en todo momento un fallo que produzca una rotura.

Para la fabricación de los engranajes se ha optado por utilizar acero aleado, templado y revenido 34NiCrMo16. Sus características se han extraído del **ANEXO 1**, estas son:

- S_y : 1030 N/mm²
- H_B : 352
- S_{HL} : 835,2 N/mm²
- S_{FL} : 336,6 N/mm²

5.1.1.1.- Primera etapa

La primera etapa del reductor se compone del piñón, que se ubica en el eje de entrada, y la rueda que se ubicará en el eje intermedio, sus características son las siguientes:

Característica	Piñón	Rueda
Módulo m	3	3
Número de dientes z	27	76
Diámetro primitivo $dp(mm)$	87.30	244.95
Ángulo de presión α (°)	20	20
Inclinación del diente β (°)	25	25
Anchura b (mm)	36	36

Fig.11. Tabla resumen primera etapa.

5.1.1.2.- Segunda etapa

La segunda etapa del reductor se compone del piñón, que se ubica en el eje intermedio, y la rueda que se ubicará en el eje de salida, sus características son las siguientes:

Característica	Piñón	Rueda
Módulo m	4	4
Número de dientes z	26	71
Diámetro primitivo $dp(mm)$	111.40	313.36
Ángulo de presión α ($^\circ$)	20	20
Inclinación del diente β ($^\circ$)	25	25
Anchura b (mm)	62	62

Fig.12. Tabla resumen segunda etapa.

5.1.2.- Ejes.

El dimensionado de los ejes se basa en tres criterios:

- **Rigidez torsional:** se comprobará que no supere $0.25^\circ/m$ y para una longitud de 20 veces el diámetro la deflexión no supere 1° .
- **Deflexión lateral:** se comprobará que la sección central de los engranajes no superará en $0,005 \cdot mn$ su separación y la pendiente en el árbol será menor de $0,0005$ rad. Por otra parte, en los rodamientos la pendiente no superará $0,0008$ rad.
- **Fatiga:** el coeficiente de seguridad para que el eje no falle a fatiga es de $X = 2,5$

Se han estudiado las secciones mas críticas de los ejes, partiendo estos en diferentes secciones.

La disposición final de los ejes es la siguiente:

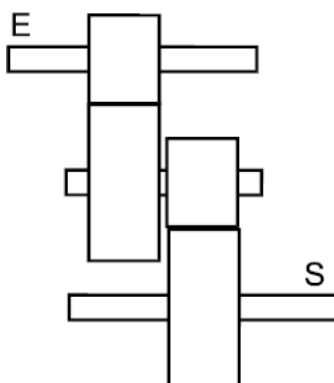


Fig.13. Distribución de los ejes.

Para la fabricación de los ejes vamos a utilizar el mismo material por el que se ha optado para los engranajes, utilizaremos un acero aleado, templado y revenido 34NiCrMo16. Sus características se han extraído del **ANEXO 1**, siendo estas:

- S_y : 1030 N/mm²
- H_B : 352
- S_{HL} : 835,2 N/mm²
- S_{FL} : 336,6 N/mm²

5.1.2.1.- Eje de entrada.

Este eje tiene una velocidad de rotación de **1488 rpm**, suministrada por el motor eléctrico. Mediante los cálculos y con todas las restricciones planteadas anteriormente, se obtiene un diámetro final de 55mm. Este eje estará soportado por dos rodamientos de rodillos cónicos situados en los extremos, además, estará mecanizado para albergar la chaveta que fijará el engranaje.

5.1.2.2.- Eje intermedio.

Este eje tiene una velocidad de rotación de **534 rpm**, esta proviene de la reducción llevada a cabo por la primera etapa del reductor. Mediante los cálculos y con todas las restricciones planteadas anteriormente, se obtiene un diámetro final de 70mm. Este eje estará soportado por dos rodamientos de rodillos cónicos situados en los extremos, además, estará mecanizado para albergar las chavetas de unión con los engranajes.

5.1.2.3.- Eje de salida.

Este eje tiene una velocidad de rotación de **192 rpm**, esta proviene de la reducción llevada a cabo por la segunda etapa del reductor. Mediante los cálculos y con todas las restricciones planteadas anteriormente, se obtiene un diámetro final de 90mm. Este eje estará soportado por dos rodamientos de rodillos cónicos situados en los extremos, además, estará mecanizado para albergar la chaveta de unión con el engranaje.

5.1.3.- Rodamientos

Los rodamientos han sido calculados con el fin de soportar los esfuerzos durante un tiempo de vida determinados. En este caso, ya que se van a utilizar engranajes de dientes helicoidales, se ha optado por utilizar rodamientos de rodillos cónicos por ser capaces de transmitir tanto fuerza radial como axial.

Finalmente se ha optado por rodamientos de la marca SKF.

5.1.3.1.- Rodamiento izquierdo del eje de entrada.

RODAMIENTO SKF 33110

Ancho b (mm)	26
Diámetro menor d (mm)	50
Diámetro mayor D (mm)	85
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	106
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	122
Comportamiento en el extremo	Fijo
Lubricación	Grasa

Fig.14. Rodamiento del apoyo "A".

5.1.3.2.- Rodamiento derecho del eje de entrada

RODAMIENTO SKF 32910

Ancho b (mm)	15
Diámetro menor d (mm)	50
Diámetro mayor D (mm)	72
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	41.30
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	53
Comportamiento en el extremo	Libre
Lubricación	Grasa

Fig.15. Rodamiento del apoyo "B".

5.1.3.3.- Rodamiento izquierdo del eje intermedio

RODAMIENTO SKF 33113

Ancho b (mm)	34
Diámetro menor d (mm)	65
Diámetro mayor D (mm)	110
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	175
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	208
Comportamiento en el extremo	Fijo
Lubricación	Grasa

Fig.16. Rodamiento del apoyo "A".

5.1.3.4.- Rodamiento derecho del eje intermedio

RODAMIENTO SKF 33013

Ancho b (mm)	27
Diámetro menor d (mm)	65
Diámetro mayor D (mm)	100
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	119
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	153
Comportamiento en el extremo	Libre
Lubricación	Grasa

Fig.17. Rodamiento del apoyo "B".

5.1.3.5.- Rodamiento izquierdo del eje de salida

RODAMIENTO SKF 32017X

Ancho b (mm)	29
Diámetro menor d (mm)	85
Diámetro mayor D (mm)	130
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	171
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	224
Comportamiento en el extremo	Fijo
Lubricación	Grasa

Fig.18. Rodamiento del apoyo "A".

5.1.3.6.- Rodamiento derecho del eje de salida

RODAMIENTO SKF 32917

Ancho b (mm)	23
Diámetro menor d (mm)	85
Diámetro mayor D (mm)	120
Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	115
Capacidad de Carga estática C_0 (kN)	156
Comportamiento en el extremo	Libre
Lubricación	Grasa

Fig.19. Rodamiento del apoyo "B".

La ficha de cada rodamiento se puede encontrar en los **ANEXOS 13,14,15,16,17 y 18.**

5.1.4.- Unión a torsión.

Se ha escogido como sistema de unión a torsión las chavetas por su sencillez y efectividad. Las dimensiones están normalizadas según el diámetro del eje donde se sitúan. La longitud ha de ser 1,25 veces el diámetro del eje, pero por dar este cálculo longitudes mayores al ancho de nuestros engranajes, se ha recalculado para poder poner un valor menor dando un resultado favorable que cumple con los requisitos que se piden.

El chavetero se ha realizado mecanizando una ranura, tanto en el engranaje como en el eje. en esa ranura se aloja la chaveta la cual evita un deslizamiento del engranaje respecto al eje cuando se encuentre en movimiento. Se ha tenido en cuenta el concentrador de tensiones que esto supone de cara al diseño del eje.

El método de cálculo de chavetas esta normalizado según la norma UNE 17102-1:1967.

Se ha empleado un acero F1140 (C45), por ser un material habitual para la fabricación de estas y más blando que el material del eje, con lo cual esta rompería antes en caso de fallo.

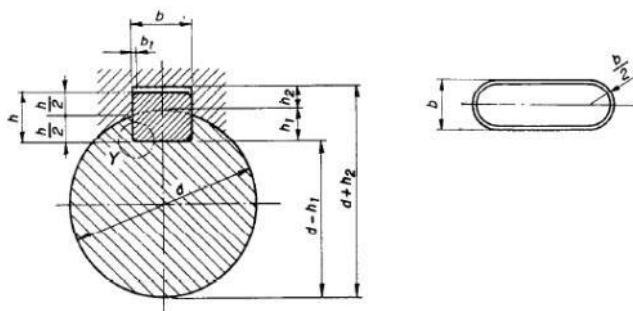


Figura 20. Chavetas

	Etapa 1		Etapa 2	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Diámetro del eje(mm)	55	70	70	90
Longitud de la chaveta(mm)	30	30	60	60
Altura (mm)	10	12	12	14
Anchura(mm)	16	20	20	25
Profundidad en cubo(mm)	4,3	4,9	4,9	5,4
Profundidad en eje (mm)	6	7,5	7,5	9

Figura 21. Tabla de dimensiones según el diámetro del eje.

El cálculo se ha realizado apoyándose en el **ANEXO 4**.

5.1.5.- Lubricante.

Se ha optado por un lubricante del tipo ISO VG320, es un lubricante del tipo industrial comúnmente utilizado para este tipo de reductores de velocidad.

El lubricante tiene las siguientes ventajas:

- Índice de viscosidad muy elevado (>200).
- Extraordinario coeficiente de fricción.
- Bajo punto de congelación.
- Alta estabilidad térmica.

5.1.6.- Arandelas elásticas.

Para evitar el desplazamiento de los distintos elementos en el eje, se ha optado por utilizar arandelas elásticas. Se van a seleccionar anillas DIN 471-E de la empresa "Damesa".

5.1.6.1.- Eje de entrada

Rodamiento A y B : Ref.01090398 Espesor: 2mm

5.1.6.2.- Eje intermedio

Rodamiento A y B : Ref.01090478 Espesor: 2.5mm

5.1.6.3.- Eje de salida

Rodamiento A y B : Ref.01090566 Espesor: 3mm

En el **ANEXO** 19 se puede ampliar la información.

5.1.7.- Casquillos.

Para evitar el desplazamiento axial de los diferentes componentes que van montados en los ejes se utilizarán este tipo de casquillos del proveedor *Permaglide*. Se encuentran representados en el plano de conjunto del Anexo de planos.

5.1.7.1.- Eje de entrada:

-1 x Casquillo de longitud 25,21mm.

5.1.7.2.- Eje intermedio:

-1 x Casquillo de longitud 15,09 mm -1 x Casquillo de longitud 30.49 mm

5.1.7.3.- Eje de salida

- 1 x Casquillo de longitud 65.94 mm

5.1.8.- Carcasa y tapas.

La carcasa tiene la función de hacer de soporte estructural para los elementos que componen el reductor. A su vez los protege y aísla de los agentes corrosivos del exterior. Tiene que tener la rigidez suficiente para aguantar las cargas y no producir deformaciones que pudieran ser fatales para los elementos internos.

Se empleará la fundición gris como material para su fabricación ya que tiene buena aptitud para el moldeo y facilidad de mecanizado. Este material además tiene baja conductividad térmica y presenta pocas dilataciones cuando se calienta.

La fundición gris F-25 tiene las siguientes características:

- Resistencia a la tracción: 250 – 350 MPa
- Dureza: 180 – 250 HB

Para fabricar el carter se empleará la técnica de moldeo en arena, y posteriormente se mecanizarán los alojamientos necesarios para los rodamientos.

Se empleará una pintura en polvo termo endurecible para el acabado de la carcasa ya que confiere una gran estabilidad térmica y resistencia a la corrosión.

La unión se realizará mediante tornillos de métrica 6, empleando juntas de estanqueidad donde sea necesario para evitar las fugas de lubricante.

5.1.9.- Retenes.

Con el fin de evitar fugas de lubricante al exterior por los ejes tanto de entrada como de salida se van a emplear retenes de la marca SKF. Estos se pueden ver detallados en el Anexo de planos, en el plano de conjunto, donde se podrá ver su posicionamiento.

5.1.9.1.- Eje de entrada:

-Retén SKF HMS5 V 40x50x8.

5.1.9.2.- Eje de salida

-Retén SKF HMS5 V 100x120x10.

Se puede encontrar más información en los **ANEXOS 20 y 21.**

5.1.10.- Tapones y nivel.

Ya que el lubricante debe ser sustituido cada cierto periodo de horas, se debe de disponer de un tapón de llenado, uno de vaciado y para verificar el nivel de lubricante, se instalará un visor para este fin. Se va a emplear la marca TECNODIN para estos tres elementos.

El tapón de llenado se sitúa en la parte superior del reductor, lo cual facilitara añadir el lubricante. El tapón tendrá un agujero que deje salir el exceso de presión de dentro del reductor, esta presión podría ocasionar problemas en los sellos radiales y producir fugas de lubricante. Se utilizará un tapón de llenado de cabeza hexagonal con la referencia *48003220021* y métrica M 20x1,5

El tapón de vaciado se sitúa en la parte inferior para favorecer la salida del lubricante por gravedad. Este tapón incorpora un imán para verificar si hay alguna partícula metálica que se haya podido desprender. Se utilizará un tapón de vaciado con imán con la referencia *TM-1415* y métrica M14x1,5

El visor de nivel se sitúa en un lateral, en una zona donde la inspección del nivel sea fácil y rápida para el operario. Se utilizará un visor circular con reflector con la referencia *48002120000* y métrica M20x1,5.

En los **ANEXOS 22,23 y 24** se puede encontrar más información al respecto.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DOCUMENTO N^o:2

CÁLCULOS

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad para el accionamiento de una cinta transportadora de mineral de litio.

PRESENTADO POR:

Adrián Fernández Calvo

DIRIGIDO POR:

Francisco J. Rubio Montoya

6.- CALCULOS PREVIOS.

Antes de profundizar de lleno en el cálculo del reductor se necesita saber unos datos que condicionaran el diseño mismo.

El reductor será el elemento que conecte el motor eléctrico con la cinta transportadora portadora del mineral de litio. Las características de la cinta son las siguientes:

- Velocidad de avance 2 m/s
- Potencia requerida para ser arrastrada 46 kW.
- Tambor de transmisión de 200mm de diámetro.

Ya que se dispone de un motor con velocidad de entrada de 1488 rpm se procede a realizar el siguiente cálculo.

- La velocidad de giro del tambor deberá de ser de:

$$\omega = \frac{V}{\frac{D}{2}} = 20 \frac{rad}{s} = 191.571 \text{ rpm}$$

Con lo cual podemos calcular la relación de transmisión i :

- Relación de transmisión i : $\frac{\text{Velocidad de entrada del motor}}{\text{Velocidad requerida por la cinta}} = \frac{1488}{191.53} = 7.769$

Con estos datos ya se puede profundizar en los cálculos del reductor teniendo en cuenta el contexto donde se va a utilizar.

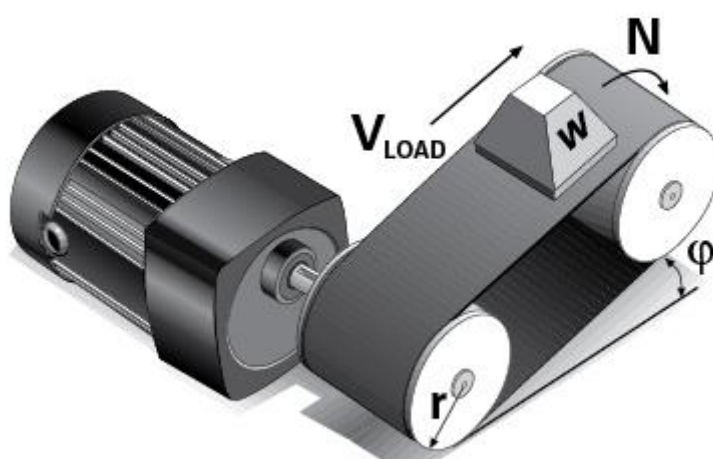


Fig.0. Esquema de funcionamiento .

7.- DATOS INICIALES.

- Potencia del motor: 46 kW
- Velocidad de entrada: 1488 rpm
- Relación de transmisión: 7,769

8.- DISEÑO CONCEPTUAL.

En esta fase del diseño, quedan definidas las siguientes características del reductor, teniendo en cuenta los datos de partida:

- Número total de etapas.
- Disposición de los ejes.
- Forma de la carcasa.
- Lubricación.
- Métodos de fijación de las distintas piezas sobre los ejes.
- Selección de rodamientos
- Métodos de fijación de los rodamientos con el eje y la carcasa.

La mayoría de reductores industriales no suelen emplear relaciones de velocidad superiores a 4, para el presente proyecto se ha decidido dividir en dos etapas la relación final de 7,769, ambas etapas tendrán el valor siguiente:

$$i_{Total} = i_{1^{a}etapa} \cdot i_{2^{a}etapa} = 7,769$$

Ec.1.

$$i_{2^{a}etapa} = \sqrt{i_{Total}} = \sqrt{7,769} = 2,787$$

Ec.2.

Una vez definidas las etapas, se procede a seleccionar una configuración para los ejes, para el presente proyecto se ha escogido una disposición de ejes paralelos con el fin de diseñar una carcasa lo más sencilla posible

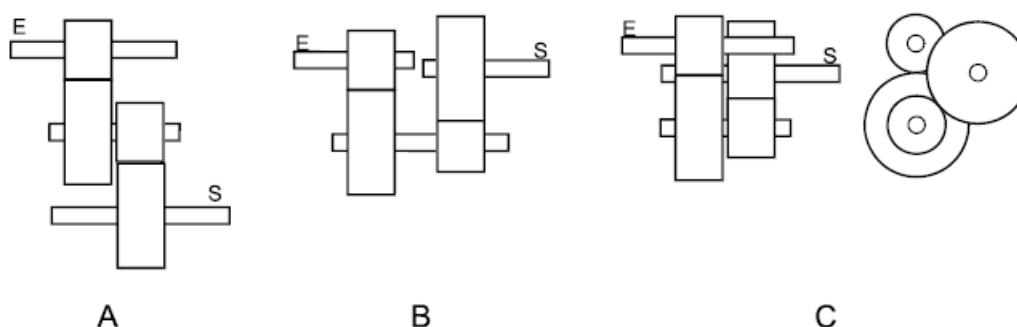


Fig 1. Disposiciones comunes de ejes en un reductor de 2 etapas.

Teniendo como premisa principal economizar el reductor, se ha realizado un diseño de carcasa que permita utilizar un solo tipo de lubricante para todo el conjunto, inicialmente se escoge un lubricante ISO 320.

La carcasa deberá permitir el montaje del reductor, con lo que dispondrá de dos partes. A su vez tendrá tapones de llenado, vaciado y nivel de aceite. Donde haya riesgo de fugas se montará junta de estanqueidad. Se evitará en todo momento las aristas cortantes redondeando estas en el proceso de fabricación. Para mejorar la manipulación e inspección de los rodamientos se diseñarán tapas individuales para estos.

Para la fijación de las distintas piezas, se utilizarán, arandelas, casquillos y cambios de sección cuando sea necesario. Para unir los elementos a torsión con los ejes se utilizarán chavetas, si el diseño lo requiere también podrían mecanizarse los engranajes en los ejes.

Inicialmente se elegirán rodamientos de rodillos cónicos, por tener estos la capacidad de transmitir esfuerzos radiales y axiales. Una vez estudiada la vida de estos, se comprobará su validez, o si por el contrario se debe seleccionar uno con mayores prestaciones. Para evitar esfuerzos axiales innecesarios, en la unión de los rodamientos con el eje y la carcasa, encontraremos un extremo fijo y otro libre.

9.- DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.

9.1.- CÁLCULO PREVIO. DIÁMETRO DEL EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL

En este apartado se va a llevar a cabo el cálculo del dimensionado de los engranajes, para ello es necesario saber las características de cada eje en cuanto a velocidad angular (ω), par torsor (T) y potencia transmitida (P).

	ω (rpm)	T(Nm)	P(kW)
Eje de entrada	1488	296,111	46
Eje Intermedio	533,907	825,26	46
Eje de salida	191,571	2300	46

Tabla.1-Resumen de fuerzas actuantes en los ejes.

Para calcular estos esfuerzos se han utilizado las siguientes formulas:

$$\omega_{salida} = \frac{\omega_{entrada}}{i_{total}}$$

Ec.3.

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

Ec.4.

El factor determinante para seleccionar el diámetro de los ejes en la zona de los engranajes es la rigidez torsional, esta se define como la capacidad de soportar esfuerzos sin sufrir excesivas deformaciones o desplazamientos.

A partir de la siguiente ecuación se hace un cálculo estimado del diámetro de los ejes para que cumpla por rigidez torsional

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot G \cdot d^4} \quad \text{despejamos el diámetro de la formula} \rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T \cdot L}{\theta \cdot \pi \cdot G}}$$

Ec.5.

El límite de deformación torsional es igual a 0,25°/m (por requisitos de diseño) y el valor del módulo de rigidez torsional del acero (G) es de $8.1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$. Mediante el calculo obtenemos los siguientes valores:

	ω (rpm)	T (Nm)	Dmin (mm)	Dmin norm. (mm)
Eje de entrada	1488	296,111	54,049	55
Eje intermedio	533,907	825,26	69,835	70
Eje de salida	191,517	2300	90,231	90

Tabla.2-Diametros de los ejes según rigidez torsional.

9.2.- DETERMINACIÓN DEL DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES

Ya que es un caso de cálculo de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, se tiene que calcular el módulo aparente, se calcula con la siguiente expresión:

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

Ec.6.

El ángulo seleccionado es $\beta = 25^\circ$

Se calcula el diámetro mínimo para cada uno de los piñones, se realiza mediante la siguiente expresión:

$$d_1 = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 2 \cdot S_R + 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 7,9 \cdot m_n$$

Ec.7.

Donde “ m_n ” 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
-------	-----	-----	-----	---	------	-----	------	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

A continuación, se procede al cálculo del número de dientes del engranaje, se realiza mediante la siguiente expresión:

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

Ec.8.

Se redondea a un número entero el resultado de esta ecuación y se vuelve a calcular el diámetro para un número de dientes entero mediante la Ec.8.

A continuación, se calcula el número de dientes de la rueda mediante la relación de transmisión:

$$Z_2 = Z_1 \cdot i$$

Ec.9.

Para finalizar, se ha calculado el diámetro de la rueda y la relación de transmisión.

El proceso descrito será iterativo para el resto de los módulos, generándose una tabla con distintos resultados. Estos se filtrarán de manera que no se encuentre ninguna rueda que supere los 125 dientes y que tengan un diámetro inferior a 500 mm

Por otra parte, el piñón debe de tener un mínimo de dientes para evitar que aparezca interferencia de generación en el tallado con una cremallera de corte. El número de dientes mínimo del piñón se puede calcular con la siguiente expresión:

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

Ec.10.

Siendo α_t el ángulo de presión tangencial que se puede obtener de:

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

Ec.11.

Finalmente, se ha obtenido que el mínimo número de dientes del piñón sean 13 dientes.

1ª Etapa.

Diámetro del eje	55 mm
Relación de transmisión i	2,787
Profundidad del chavetero en el cubo h2	4,3 mm
Número mínimo de dientes Z_{min}	13 dientes
Número máximo de dientes Z_{max}	125 dientes
Ángulo de inclinación del dentado β	25°
Ángulo de presión normal α:	20°

Tabla.3- Características de la primera etapa.

Se descartarán los módulos que no cumplan las condiciones de interferencia o número mínimo de dientes.

m	m_t	$d_1(\text{mm})$	z_1^*	z_1	$d_{1\text{real}}$	z_2^*	z_2	$z_{2\text{opt}}$	$d_2(\text{mm})$	i
1,00	1,10	71,50	64,80	66,00	72,82	180,60	181,00	181,00	199,71	2,74
1,25	1,38	73,48	53,27	54,00	74,48	148,47	149,00	149,00	205,50	2,76
1,50	1,66	75,45	45,59	46,00	76,13	127,05	128,00	129,00	211,85	2,80
2,00	2,21	79,40	35,98	36,00	79,44	100,28	101,00	101,00	222,88	2,81
3,00	3,31	87,30	26,37	28,00	92,68	73,50	74,00	75,00	244,95	2,68
4,00	4,41	95,20	21,57	22,00	97,10	60,12	61,00	61,00	269,22	2,77
5,00	5,52	103,10	18,69	20,00	110,34	52,08	53,00	53,00	292,40	2,65
6,00	6,62	111,00	16,77	18,00	119,16	46,73	47,00	47,00	311,15	2,61
8,00	8,83	126,80	14,36	16,00	141,23	40,04	41,00	41,00	361,91	2,56
10,00	11,03	142,60	12,92	14,00	154,47	36,02	37,00	37,00	408,25	2,64
12,00	13,24	158,40	11,96	12,00	158,89	33,34	34,00	35,00	450,18	2,92
16,00	17,65	190,00	10,76	12,00	211,85	29,99	30,00	31,00	529,62	2,58
20,00	22,07	221,60	10,04	12,00	264,81	27,99	28,00	29,00	617,89	2,42
25,00	27,58	261,10	9,47	10,00	275,84	26,38	27,00	27,00	744,78	2,70

Tabla.4-Módulos estandarizados y sus características en la primera etapa.

Se debe de escoger entre los módulos que cumplen los requisitos, son los siguientes: **2,3,4,5,6 y 8.**

Un modulo mayor supone más resistencia, lo que a su vez nos lleva a un diámetro primitivo mayor y esto conlleva mayor gasto de fabricación. Por ello se debe tener en cuenta este factor para su elección.

El módulo que se utilizará para el posterior calculo es el 3.

2ª Etapa.

Diámetro del eje	70 mm
Relación de transmisión i	2,787
Profundidad del chavetero en el cubo h2	4,9 mm
Número mínimo de dientes Z_{min}	13 dientes
Número máximo de dientes Z_{max}	125 dientes
Ángulo de inclinación del dentado β	25°
Ángulo de presión normal α:	20°

Tabla.5-Características de la segunda etapa.

Se descartan aquellos módulos que no cumplan las condiciones de interferencia o número mínimo de dientes.

m	m_t	$d_1(\text{mm})$	z_1^*	z_1	$d_{1\text{real}}$	z_2^*	z_2	$z_{2\text{opt}}$	$d_2(\text{mm})$	i
1,00	1,10	87,70	79,48	80,00	88,27	221,52	222,00	223,00	244,95	2,79
1,25	1,38	89,68	65,02	66,00	91,03	181,21	182,00	185,00	251,02	2,80
1,50	1,66	91,65	55,38	56,00	92,68	154,33	155,00	155,00	256,54	2,77
2,00	2,21	95,60	43,32	44,00	97,10	120,74	121,00	123,00	267,02	2,80
3,00	3,31	103,50	31,27	32,00	105,92	87,14	88,00	89,00	291,29	2,78
4,00	4,41	111,40	25,24	26,00	114,75	70,35	71,00	71,00	313,36	2,73
5,00	5,52	119,30	21,62	22,00	121,37	60,27	61,00	61,00	336,53	2,77
6,00	6,62	127,20	19,21	20,00	132,41	53,55	54,00	53,00	357,49	2,65
8,00	8,83	143,00	16,20	17,00	150,06	45,15	46,00	47,00	406,04	2,76
10,00	11,03	158,80	14,39	15,00	165,51	40,11	41,00	41,00	452,38	2,73
12,00	13,24	174,60	13,19	14,00	185,37	36,75	37,00	37,00	489,90	2,64
16,00	17,65	206,20	11,68	12,00	211,85	32,55	33,00	35,00	582,58	2,92
20,00	22,07	237,80	10,78	11,00	242,74	30,03	31,00	31,00	684,09	2,82
25,00	27,58	277,30	10,05	11,00	303,43	28,02	29,00	29,00	799,95	2,64

Tabla.5-Módulos estandarizados y sus características en la segunda etapa.

Se debe de escoger entre los módulos que cumplen los requisitos, estos son: **2,3,4, y 5.**

Un módulo mayor supone más resistencia, lo que a su vez nos lleva a un diámetro primitivo mayor y esto conlleva mayor gasto de fabricación. Por ello se debe tener en cuenta este factor para su elección.

El módulo que se utilizará para el posterior calculo es el 4.

9.3.- LUBRICANTE A UTILIZAR.

Las dimensiones del engranaje y la viscosidad del lubricante van relacionadas la una con la otra, para proceder al cálculo se supondrá inicialmente un lubricante, y posteriormente tras finalizar el dimensionado de los engranajes, se evaluará que este lubricante sea correcto o incluso que disponga de mejores características que el necesario

Para resolver el cálculo de la anchura de los engranajes será necesario conocer la viscosidad cinemática del lubricante a una temperatura de 40 °C. Mediante la norma ISO 3448 que realiza una clasificación de los aceites industriales, se estimará la viscosidad del lubricante haciendo uso de la gráfica que se muestra a continuación:

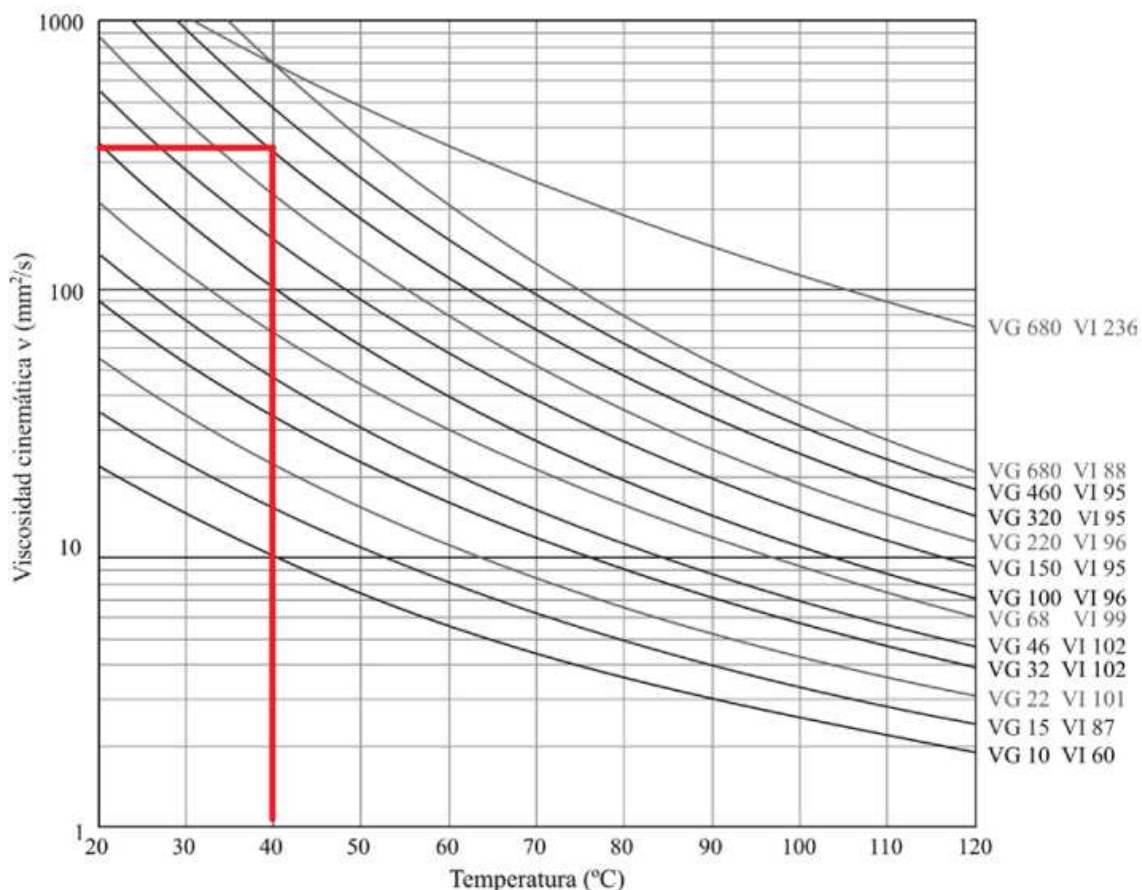


Fig. 2.- Variación de la viscosidad cinemática de aceites con la temperatura

Finalmente, se escogerá un lubricante ISO **VG 320** con temperaturas de entre 20°C y 50°C . Tal como se observa en la tabla anterior, la viscosidad del lubricante elegido a 40°C será de $320 \text{ mm}^2/\text{s}$.

9.4.- ANCHURA DE LOS ENGRANAJES.

En primer lugar, se va a escoger material para la fabricación de los engranajes, se va a utilizar un acero aleado, templado y revenido 34NiCrMo16. Sus características se han extraído del **ANEXO 1**, siendo las siguientes:

- S_y : 1030 N/mm^2
- H_B : 352
- S_{HL} : $835,2 \text{ N/mm}^2$
- S_{FL} : $336,6 \text{ N/mm}^2$

Teniendo como referencia los datos geométricos anteriormente calculados y aplicando un coeficiente de seguridad de $X = 1.5$ se va a proceder a calcular la anchura, bajo la premisa de que cumpla dos criterios de fallo. El primer criterio es la anchura mínima a presión superficial y el segundo a flexión.

Además, la anchura del engranaje debe de cumplir estas dos condiciones:

- $b \leq 2 \cdot d$
- $b \gg 0,5 \cdot d$

9.4.1.- Cálculo a presión superficial.

Para realizar el cálculo se va a utilizar la expresión de Hertz aplicándola a engranajes cilíndricos de dientes helicoidales. La expresión es la siguiente:

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

Ec.12.

Se sustituye el coeficiente de seguridad en la expresión:

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

Ec.13.

Y finalmente se despeja el ancho obteniendo:

$$b = \frac{F_t}{d_1} \cdot \frac{1+i}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \left(\frac{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}{S_{HP}} \right)^2$$

Ec.14.

A continuación, se van a explicar los distintos términos de la expresión anterior:

Fuerza tangencial F_t . Su expresión es:

$$F_t = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$

Ec.15.

Diámetro primitivo d_1 . Calculado en apartados anteriores

Relación de transmisión de la etapa i. Calculada en apartados anteriores.

Coficiente de aplicación K_A . Este coeficiente valora las sobrecargas dinámicas externas al engranaje, tiene en cuenta el tipo de maquina motriz y la arrastrada. Entre las diferentes opciones se escoge que la máquina motriz tiene un comportamiento uniforme y la maquina arrastrada recibe choques moderados. Por lo tanto, el valor obtenido es igual a $K_A=1,5$ se obtiene del **ANEXO 5**.

Coefficiente dinámico K_v . Tiene en cuenta las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol. Se ve afectado por los siguientes factores:

- Los errores en el dentado de los engranajes
- La velocidad tangencial
- Los momentos de inercia polares de la rueda y el piñón
- La rigidez de los dientes de los engranajes, ejes y soportes
- La carga transmitida (incluido K_A)

La fórmula mostrada a continuación es válida si:

- Sistema es lo suficientemente rígido.
- El número de dientes del piñón sea menor de 50.
- El valor de β sea inferior a 30° ,
- La relación $\frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}}$ sea menor de 10 m/s
- En el caso del reductor que se va a calcular, al tratarse de engranajes cilíndricos con dientes helicoidales, el índice de recubrimiento sea 1 o mayor que 1.

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

Ec.16.

Donde:

- K_1 depende de la calidad del tallado, que en nuestro caso es QISO=5 y se extrae del **ANEXO 6**
- K_2 para el caso de dentado helicoidal es igual a 0,0087
- K_3 depende de:

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

$$\text{Si } \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0,2 \text{ m/s} \quad K_3 = -0,357 \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2,071 \quad K_{3 \text{ min}} = 1$$

Coefficiente de distribución de carga longitudinal $K_{H\beta}$. Este coeficiente considera los problemas debidos a una distribución de carga sobre los dientes de los engranajes diferente a la supuesta en el cálculo de las tensiones. Este coeficiente es función:

- Calidad Q_{ISO} .
- Anchura del engranaje (b).
- Diámetro del piñón (d_1).
- Tipo de ajuste.

En nuestro reductor el ajuste sería del tipo b, c. La expresión es la siguiente:

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

Ec.17.

Donde los valores de H1, H2 y H3 se obtienen del **ANEXO 7**

Coefficiente de distribución de carga transversal $K_{H\alpha}$. Este coeficiente tiene en cuenta la distribución de la carga entre los distintos pares de dientes en contacto. Tomamos para el cálculo QISO igual a 5. Por ser inferior a 6 el valor final es 1.

Coefficiente geométrico Z_H . Se calcula con la siguiente expresión:

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

Ec.18.

Coefficiente elástico Z_E . Se calcula con la siguiente expresión:

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

Ec.19.

Coefficiente de conducción Z_ϵ . Para dientes helicoidales depende del valor de recubrimiento:

$$\text{Si } \epsilon_\beta < 1 \rightarrow Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$$

$$\text{Si } \epsilon_\beta > 1 \rightarrow Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$$

Ec.20.

Donde la relación de conducción ϵ_α se obtiene:

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cdot \cos\alpha_t} \left[\sqrt{\frac{z_1^2}{4} \sin^2\alpha_t + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \sin^2\alpha_t + y_1^2 + z_1 y_1} - \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \sin\alpha_t \right]$$

Ec.21.

Factor de ángulo de hélice Z_β . Se calcula con la siguiente expresión:

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

Ec.22.

Tensión de contacto máxima admisible S_{HP} . Se calcula con la siguiente expresión para probabilidad de un 1% de fallo:

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

Ec.23.

Donde:

- S_{HL} : Tensión de contacto límite del material durante $5 \cdot 10^7$ ciclos de carga.
- Z_N : Coeficiente de duración. Para nuestro material y $N_L \geq 5 \cdot 10^7$ su valor es igual a 1.
- Z_L : Coeficiente de viscosidad del lubricante. Utilizaremos la siguiente expresión para calcular el coeficiente:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{1,2 + \frac{1342}{v_{40}}} \quad \text{Ec.24.}$$

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

- Z_R : Coeficiente de rugosidad. Para calcular este coeficiente se utiliza la siguiente expresión:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}} \right)^{C_{ZR}} \quad \text{Ec.25.}$$

$$\text{Donde } R_{Z10} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot (r1+r2)}{r1 \cdot r2 \cdot \sin \alpha_t}}$$

- Z_V : Coeficiente de velocidad. Se calcula con la siguiente expresión:

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{V}}} \quad \text{Ec.26.}$$

Donde $C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$

- Z_w : Coeficiente de dureza. El coeficiente de dureza del piñón y de la rueda es igual a 1.
- Z_x : Coeficiente de tamaño. Su valor es igual a 1.

9.4.2.- Cálculo a flexión.

Se va a emplear el modelo de Lewis modificado, el cual es válido para dientes helicoidales. La expresión es la siguiente:

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

Ec.27.

Donde:

Fuerza tangencial F_t . Fuerza tangencial aplicada sobre el diente.

Ancho b . Ancho del engranaje con menor numero de dientes o material más débil

Modulo normal del engranaje m_n . Modulo seleccionado para el engranaje

Coefficiente de forma Y_{Fa} . Tiene en cuenta la carga aplicada en el extremo. En nuestro caso se calcula con la siguiente expresión:

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

Ec.28.

$$\text{donde } z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

Coefficiente de conducción Y_ε . Se calcula mediante la siguiente expresión:

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

Ec.29.

Coefficiente de concentración de tensiones Y_{sa} Se calcula mediante la siguiente expresión:

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

Ec.30.

Factor de inclinación Y_β . Se calcula mediante la siguiente expresión:

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

Ec.31.

Factor de espesor de aro Y_B . Se calcula mediante la siguiente expresión:

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

Ec.32.

Coefficiente de distribución de carga longitudinal $K_{F\beta}$ Se calcula mediante la siguiente expresión:

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

Ec.33.

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

Coefficiente de distribución de carga transversal K_{Fa} . Tomamos para el cálculo QISO igual a 5. Por ser inferior a 6 el valor final es 1.

Los valores K_A, K_v han sido calculados en apartados anteriores.

Finalmente, el cálculo del coeficiente de seguridad a flexión se realizará mediante la siguiente expresión:

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

Ec.34.

donde

- SFP es la tensión normal máxima admisible por el material en las condiciones geométricas y de funcionamiento del engranaje para una vida determinada y con un nivel de confianza conocido.
- σ_F es la tensión normal máxima debida a la flexión que aparece en el dentado del engranaje, que se obtendrá con la Ec. 27.

9.4.2.1.- Resultados para la primera etapa.

m	m _t	d ₁	z ₁	z _{2opt}	d ₂ (mm)	Base(mm)	i	Valoración
2,00	2,21	79,40	36,00	101,00	222,88	42,32	2,81	Válido
3,00	3,31	87,30	27,00	76,00	244,95	35,14	2,81	Válido
4,00	4,41	95,20	22,00	61,00	269,22	27,35	2,77	Válido
5,00	5,52	103,10	19,00	53,00	292,40	24,94	2,79	Válido
6,00	6,62	111,00	17,00	47,00	311,15	22,45	2,76	Válido
8,00	8,83	126,80	15,00	41,00	361,91	19,19	2,73	Válido

Tabla.6-Módulos válidos para la primera etapa

. Se ha utilizado el módulo 3. Los resultados que se muestran a continuación son extraídos de la hoja de calculo proporcionada por el D.I.M.M.

Datos generales

X **1,5**
 Pot **45627** W
 i **2,787**
 ω_{piñón} **1488** rpm 155,82 rad/s
 m_n **3** mm
 β **25** ° 0,4363 rad
 α_n **20** ° 0,3491 rad
 d₁ **87,3** mm

Geometría dentado

α_t 21,88 ° 0,3819 rad
 β_b 23,40 ° 0,4084 rad
 m_t 3,31
 b_{ini} 87,3 mm
 h₁ 6,750 mm altura diente
 h₂ 4,3 mm h chavetero cubo
 S_R 7,48 mm S_R/h_t 1,11

Resultados eje por Torsión

G 7,92E+10 N/m²
 T 292,81 N-m
 0,25 54,2 mm
 1º en 20-d 35,1 mm
 d **54,2** mm
 d₁ 86,1 mm estimado

Datos eje

E eje **2,06E+11** N/m²
 v eje **0,3**
 θ/L_{max} **0,25** °/m 0,0044 rad/m
 d eje **55** mm

Datos generales

z₁ 26 dientes d₁ real 86,06 mm
 z₂ 72 dientes d₂ real 238,33 mm
 z_{1v} 34,93 dientes Dc 162,20 mm
 z_{2v} 96,72 dientes Par (T) 292,81 N/m
 F tang 6804,58 N V_{z1}/100R 1,640 m/s
 V tang 6,71 m/s i real= 2,7692

Interferencia dentado helicoidal

Z_{1min} 13,05

Datos Engranajes

Nº Material piñón = **7**
 Ac. aleado templado y revenido
 E1 2,06E+05 N/mm²
 v1 0,3
 Nº Material rueda = **7**
 Ac. aleado templado y revenido
 E2 2,06E+05 N/mm²
 v2 0,3 min max
 HBR1 **320** O.K. 200 360
 HBR2 **320** O.K. 200 360
 SHL1 793,2 N/mm²
 SFL1 323,0 N/mm²
 SHL2 793,2 N/mm²
 SFL2 323,0 N/mm²
 Sy1 **1100** N/mm²
 Sy2 **1100** N/mm²
 v₄₀ **320** mm²/s
 Qiso **5**
 K₁ r 7,5
 K₁ h 6,7
 Rz1 1,4 ηm
 Rz2 1,4 ηm
 Rz 1,4 ηm
 K_A **1,25**

Coef. a fallo superficial

Z_H 2,30
 Z_E 189,81 (N/mm²)^{0,5}
 Z_β 1,05

Cálculos previos material

ρ_r 11,8
 Rz₁₁ 3,00 1,18
 CZL1 0,83 CZL2 0,83
 CZV1 0,85 CZV2 0,85
 CZR1 0,15 CZR2 0,15
 Rz₁₀ 1,33

Coeficientes de tensión a flexión

Y_{fa1} 2,50 Y_{fa2} 2,21
 ε_α 1,63
 Y_ε 0,71
 Y_{sa1} 1,79 Y_{sa2} 2,03
 Y_β 1,13

Coef. de funcionamiento

K_{2f} 0,0193
 K_{βh} 0,0087
 K₃ 1,49
 K_{Hβa} 1,00
 K_{Fza} 1,00

Material a fallo superficial

Z_N 1,000
 Z_{L1} 1,090 Z_{L2} 1,090
 Z_{V1} 0,977 Z_{V2} 0,977
 Z_{R1} 1,130 Z_{R2} 1,130
 Z_W 1,088
 SHP1 954,41 SHP2 954,41 N/mm²

Material a flexión 0,7227 0,7227

Y_{NT} 1,000
 Y_{ST} 2,000
 Y_{R-T1} 0,000 0,923 Y_{R-T2} 0,000 1,012
 Y_{R-T1} 1,097 Y_{R-T2} 1,097
 Y_{X1} 1,000 Y_{X2} 1,000
 SFP1 653,92 N/mm² SFP2 716,88 N/mm²

Datos para K_{Hβ}

Ajuste **b,c**
 H1 1,100
 H2 1,15E-04
 H3 0,180

Anchura a fallo superficial

b_{H0} s_β Z_ε K_{Hβ} K_AF_r/b K_{Vα} K_{Vβ} K_V b_H

86,06	3,86	0,78	1,290	98,83	1,230	1,184	1,184	43,83
43,83	1,97	0,78	1,152	194,05	1,141	1,105	1,105	36,52
36,52	1,64	0,78	1,137	232,88	1,125	1,091	1,091	35,59
35,59	1,60	0,78	1,135	239,01	1,123	1,089	1,089	35,47
35,47	1,59	0,78	1,135	239,77	1,123	1,089	1,089	35,46
35,46	1,59	0,78	1,135	239,87	1,123	1,089	1,089	35,46
35,46	1,59	0,78	1,135	239,88	1,123	1,089	1,089	35,46
35,46	1,59	0,78	1,135	239,88	1,123	1,089	1,089	35,46
35,46	1,59	0,78	1,135	239,88	1,123	1,089	1,089	35,46
35,46	1,59	0,78	1,135	239,88	1,123	1,089	1,089	35,46

Otros coeficientes

Coef Y_{R-T}
 A1 0 A2 0
 B1 0 B2 0

Coef Y_{R-T}
 Ref1 1,12 Ref2 1,12
 A1 1,674 A2 1,674
 B1 -0,529 B2 -0,529
 exp1 0,1 exp2 0,1

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

N_r K_{Fβ} Y_β σ_r piñón σ_r rueda X_r
 0,8153 1,108 0,79 **274,36** **244,37** **2,38** O.K.
 N/mm² N/mm² N/mm² PIÑÓN
 X_F 2,38 2,93

b_H = 46,7397 Z_ε² · K_{Hβ} · K_V mm PIÑÓN

d₁ 86,1 mm
 d₂ 215 mm
 b_{max} 172,1 mm
b = 36 mm

Fig. 3.- Hoja de Excel con los resultados de la primera etapa.

9.4.2.2.- Resultados para la segunda etapa.

m	m _t	d ₁	z ₁	Z _{2opt}	d ₂ (mm)	Base(mm)	i	Valoración
2,00	2,21	95,60	44,00	123,00	267,02	85,90	2,80	Válido
3,00	3,31	103,50	32,00	89,00	291,29	74,07	2,78	Válido
4,00	4,41	111,40	26,00	71,00	313,36	61,63	2,73	Válido
5,00	5,52	119,30	22,00	61,00	336,53	49,41	2,77	Válido

Tabla.7-Módulos válidos para la segunda etapa.

Se ha utilizado el módulo 4. Los resultados que se muestran a continuación son extraídos de la hoja de cálculo proporcionada por el D.I.M.M.

Datos generales

X: 1,5
 Pot: 45627 W
 i: 2,787
 ωpiñón: 533,907 rpm / 55,91 rad/s
 m_n: 4 mm
 β: 25° / 0,43633231 rad
 α_s: 20° / 0,34906585 rad
 d₁: 111,4 mm

Datos eje

E eje: 2,06E+11 N/m²
 v eje: 0,3
 θ/L max: 0,25 %/m / 0,00436332 rad/m
 d eje: 70 mm

Datos Engranajes

Nº Material piñón = 7
 Ac. aleado templado y revenido
 E1: 2,06E+05 N/mm²
 v1: 0,3
 Nº Material rueda = 7
 Ac. aleado templado y revenido
 E2: 2,06E+05 N/mm²
 v2: 0,3 min max
 HB_{r1}: 320 O.K. / 200 360
 HB_{r2}: 320 O.K. / 200 360
 SH_{L1}: 799,7 N/mm²
 SRL1: 325,1 N/mm²
 SH_{L2}: 799,7 N/mm²
 SRL2: 325,1 N/mm²
 Sy1: 1000 N/mm²
 Sy2: 1000 N/mm²
 v₄₀: 320 mm²/s
 Qiso: 5
 K₁, r: 7,5
 K₁, h: 6,7
 Rz1: 1,4 μm
 Rz2: 1,4 μm
 Rz: 1,4 μm
 KA: 1,25

Datos para K_{Hβ}

Ajuste: b, c
 H1: 1,100
 H2: 1,15E-04
 H3: 0,180

Otros coeficientes

Coef Y_{sT}: A1: 0, A2: 0, B1: 0, B2: 0
 Coef Y_{R,T}: Ref1: 1,12, Ref2: 1,12, A1: 1,674, A2: 1,674, B1: -0,529, B2: -0,529, exp1: 0,1, exp2: 0,1
 Coef Y_x: A1: 1,03, A2: 1,03, B1: -0,006, B2: -0,006, Cte1: 0,85, Cte2: 0,85

Geometría dentado

α_t: 21,88° / 0,3819 rad
 β_b: 23,40° / 0,4084 rad
 m_t: 4,41
 b_{ini}: 111,4 mm
 h₁: 9,000 mm (altura diente)
 h₂: 4,9 mm (h chavetero cubo)
 S_R: 10,27 mm, S_R/h₁: 1,14

Datos generales

z₁: 25 dientes, d₁ real: 110,34 mm
 z₂: 70 dientes, d₂ real: 308,95 mm
 z_{1v}: 33,58 dientes, Dc: 209,64 mm
 z_{2v}: 94,03 dientes, Par (T): 816,07 N/m
 F_{tang}: 14792,22 N, Vz_{1/100R}: 0,726 m/s
 V_{tang}: 3,08 m/s, i real = 2,8000

Coef. a fallo superficial

ZH: 2,30
 ZE: 189,81 (N/mm²)^{0.5}
 Z_β: 1,05

Coeficientes de tensión a flexión

Y_{fa1}: 2,52, Y_{fa2}: 2,22
 ε_α: 1,62
 Y_e: 0,71
 Y_{sa1}: 1,78, Y_{sa2}: 2,03
 Y_β: 1,08

Coef. de funcionamiento

K_{sF}: 0,0193
 K_{sH}: 0,0087
 K_s: 1,81
 K_{s1a}: 1,00
 K_{s2a}: 1,00

Cálculos previos material

pF: 15,1
 Rz_H: 3,00, 1,40
 CZL1: 0,83, CZL2: 0,83
 CZV1: 0,85, CZV2: 0,85
 CZR1: 0,15, CZR2: 0,15
 R_{σF}: 1,22

Material a fallo superficial

ZN: 1,000, ZL1: 1,090, ZL2: 1,090
 ZV1: 0,940, ZV2: 0,940
 ZR1: 1,145, ZR1: 1,145
 ZW: 1, 1,085, 1
 SHP1: 937,24, SHP2: 937,24 N/mm²
 b_H = 81,9435 Z_e² K_{Hβ} K_v mm PIÑÓN

Material a flexión

YNT: 1,000, YST: 2,000
 Y_{sT1}: 0,000, 0,918, Y_{sT2}: 0,000, 1,010
 Y_{R1}: 1,097, Y_{R2}: 1,097
 YX1: 1,000, YX2: 1,000
 SFP1: 654,92 N/mm², SFP2: 719,95 N/mm²

Anchura a fallo superficial

b _{H0}	s _p	Z _e	K _{Hβ}	K _{sF} /b	K _{vα}	K _{vβ}	K _v	b _H
110,34	3,71	0,78	1,293	167,58	1,084	1,064	1,064	69,42
69,42	2,33	0,78	1,179	266,34	1,062	1,045	1,045	62,17
62,17	2,09	0,78	1,164	297,42	1,059	1,041	1,041	61,18
61,18	2,06	0,78	1,162	302,24	1,058	1,041	1,041	61,05
61,05	2,05	0,78	1,162	302,88	1,058	1,041	1,041	61,03
61,03	2,05	0,78	1,162	302,96	1,058	1,041	1,041	61,03
61,03	2,05	0,78	1,162	302,97	1,058	1,041	1,041	61,03
61,03	2,05	0,78	1,162	302,97	1,058	1,041	1,041	61,03
61,03	2,05	0,78	1,162	302,97	1,058	1,041	1,041	61,03
61,03	2,05	0,78	1,162	302,97	1,058	1,041	1,041	61,03

Coeficiente de seguridad a flexión

X_{deseado} = 1,50
 N_e: 0,8553, K_{Fβ}: 1,137, Y_β: 0,79, σ_F piñón: 245,47 N/mm², σ_F rueda: 227,01 N/mm², X_F: 2,67 O.K.
 X_F: 2,67, 3,17

PIÑÓN

d₁: 110,3 mm
 b_{min}: 27,6 mm
 b_{max}: 220,7 mm
 b = 62 mm

Fig. 4.- Hoja de Excel con los resultados de la segunda etapa.

10.- DISEÑO DE LOS EJES.

10.1.- DISPOSICIÓN DE LOS EJES.

Como se explica en el apartado número 2 de *diseño conceptual* la disposición de los ejes viene influida por la necesidad de hacer lo mas compacto posible el reductor, estudiando las diferentes opciones se ha llegado a la conclusión de elegir la siguiente disposición:

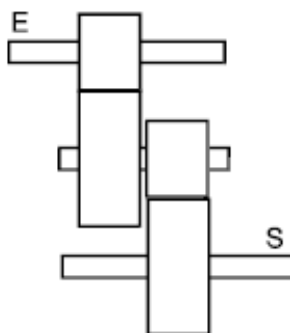


Fig 5. Esquema final del reductor.

Para el cálculo de los ejes se necesita saber el material del cual van a ser fabricados, en este caso se va a utilizar el mismo acero que para los engranajes por ofrecer características que se ajustan a las necesidades, se va a utilizar un acero aleado, templado y revenido 34NiCrMo16. Sus características se han extraído del **ANEXO 1**, siendo las siguientes:

- S_y : 1030 N/mm²
- H_B : 352
- S_{HL} : 835,2 N/mm²
- S_{FL} : 336,6 N/mm²

10.2.- DIMENSIONADO DE LOS EJES.

Para determinar el tamaño de cada una de las secciones de los ejes se realizará el dimensionado a rigidez torsional, a fatiga y a deflexión lateral. El dimensionado del eje a rigidez torsional habrá sido realizado previamente, para decidir el diámetro de los piñones.

10.2.1.- Fuerzas que actúan sobre los ejes.

Previo al cálculo de la deflexión lateral y la fatiga, se van a calcular las fuerzas que aparecen sobre los ejes. Como el reductor puede girar en ambos sentidos, se realizarán cálculos tanto para el sentido horario como antihorario.

10.2.1.1.- Eje de entrada.

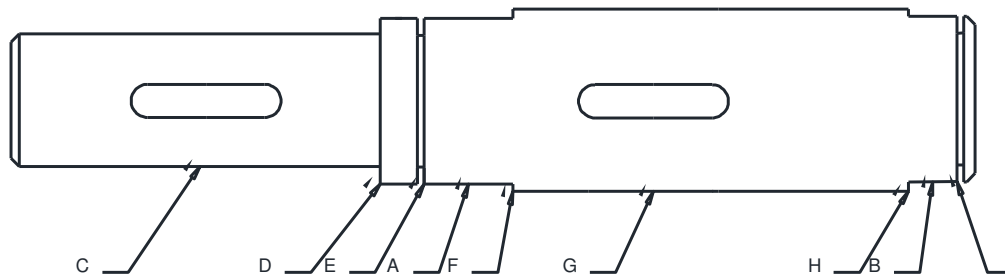


Fig 6. Secciones eje de entrada.

Este eje recibe la fuerza a través del motor eléctrico, el cual introduce un Par torsor en la sección C. de valor:

$$T = 296,111 \text{ Nm}$$

Las fuerzas que actúan sobre el engranaje (Sección G.) para el sentido horario son:

- $F_t = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = - 6783,734 \text{ N}$
- $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 2724,293 \text{ N}$
- $F_a = F_t \cdot \tan \beta = - 3163,307 \text{ N}$
- $M = F_a \cdot r_{piñon} = - 138,078 \text{ N}$

Las fuerzas que actúan sobre el engranaje (Sección G.) para el sentido antihorario son:

- $F_t = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = 6783,734 \text{ N}$
- $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 2724,293 \text{ N}$
- $F_a = F_t \cdot \tan \beta = - 3163,307 \text{ N}$
- $M = F_a \cdot r_{piñon} = 138,078 \text{ N}$

Las secciones A y B representan el alojamiento de los rodamientos, sus reacciones se calcularán más adelante.

10.2.1.2.- Eje intermedio

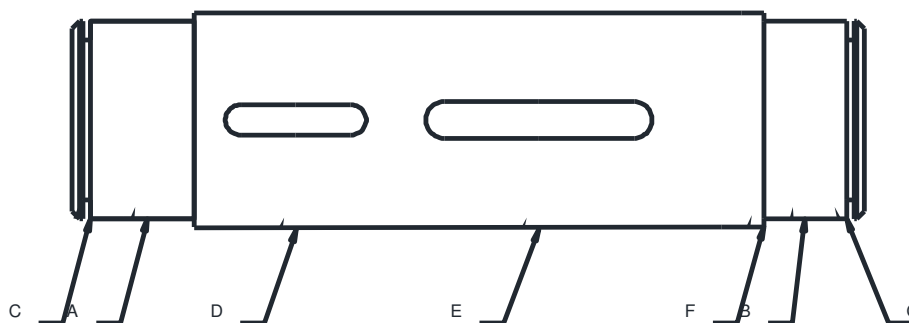


Fig 7. Secciones eje intermedio.

En este eje hay que tener en cuenta el Par torsor que recibe del primer eje, y que aparece en la sección D. este tiene un valor de:

$$T = 825,26 \text{ Nm}$$

Las fuerzas que actúan en el sentido horario son:

Las fuerzas sobre la sección D. se determinan como:

- $F_t = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = 6738,191 \text{ N}$
- $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = -2706,003 \text{ N}$
- $F_a = F_t \cdot \tan \beta = -3142,07028 \text{ N}$
- $M = F_a \cdot r_{\text{piñon}} = -384,825 \text{ N}$

Las fuerzas sobre la sección E se determinan como:

- $F_t = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = 14816,158 \text{ N}$
- $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 5950,050 \text{ N}$
- $F_a = F_t \cdot \tan \beta = 6908,887 \text{ N}$
- $M = F_a \cdot r_{\text{piñon}} = -393,806 \text{ N}$

Las fuerzas que actúan en el sentido antihorario son:

Las fuerzas sobre la sección D se determinan como:

- $F_t = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = -6738,191 \text{ N}$
- $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = -2706,003 \text{ N}$
- $F_a = F_t \cdot \tan \beta = 3142,07028 \text{ N}$
- $M = F_a \cdot r_{piñon} = 384,825 \text{ N}$

Las fuerzas sobre la sección E se determinan como:

- $F_t = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = -14816,158 \text{ N}$
- $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 5950,050 \text{ N}$
- $F_a = F_t \cdot \tan \beta = -6908,887 \text{ N}$
- $M = F_a \cdot r_{piñon} = 393,806 \text{ N}$

Las secciones A y B representan el alojamiento de los rodamientos, sus reacciones se calcularán más adelante.

10.2.1.3.- Eje de salida.

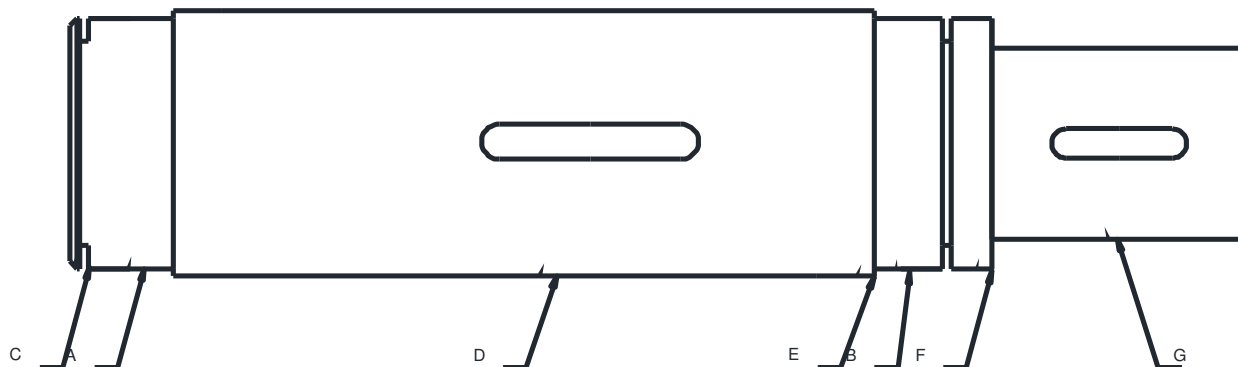


Fig 8. Secciones eje salida.

En este eje hay que tener en cuenta el Par torsor que recibe del segundo eje, y que aparece en la sección D, este tiene un valor de:

$$T = 2300 \text{ Nm}$$

Las fuerzas que actúan sobre el engranaje (Sección D.) para el sentido horario son:

- $F_t = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = -14679,601 \text{ N}$
- $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = -5895,210 \text{ N}$
- $F_a = F_t \cdot \tan \beta = -6845,210 \text{ N}$
- $M = F_a \cdot r_{\text{piñon}} = -1072,507 \text{ N}$

Las fuerzas que actúan sobre el engranaje (Sección D.) para el sentido antihorario son:

- $F_t = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = 14679,601 \text{ N}$
- $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 5895,210 \text{ N}$
- $F_a = F_t \cdot \tan \beta = -6845,210 \text{ N}$
- $M = F_a \cdot r_{\text{piñon}} = -1072,507 \text{ N}$

10.2.2.- Cálculo a fatiga.

Cuando aparecen fuerzas alternantes sobre un mismo punto de aplicación y repetidas a lo largo del tiempo puede aparecer un fenómeno de rotura por fatiga del material, en este apartado se va a estudiar las partes críticas de los distintos ejes para comprobar que esto no ocurra. Cuando aparecen este tipo de cargas la resistencia mecánica del material se reduce, por esto es tan importante llevar a cabo estas comprobaciones

Se tomará como punto de partida un coeficiente de seguridad $X = 2,5$ y a continuación se comprobará si efectivamente las zonas mas críticas cumplen esta condición.

10.2.2.1.- Cálculo del límite de fatiga.

El valor del coeficiente S_e para cada una de las secciones de estudio, se calcula con la siguiente expresión:

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

Ec.35.

A continuación, se explica cada término de la ecuación anterior:

Límite a fatiga S'_e . Representa el límite a fatiga de una probeta en un ensayo a flexión rotativa. Se puede obtener su valor mediante:

$$S'_e = 0.5 \cdot S_u \text{ si } S_u \leq 1400 \text{ MPa}$$

Ec.36.

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

Ec.37.

Factor de superficie K_a . Tiene en cuenta el acabado superficial del eje, se calcula con la siguiente expresión:

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

Ec.38.

El valor de a y b se obtendrán de la tabla siguiente:

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

Fig. 5.- Factor de superficie.

En este caso todos los ejes tendrán el mismo acabado, el del mecanizado mediante torno, por ello el valor de K_a será:

$$K_a = 4.51 \cdot (980)^{-0.265} = 0.727$$

Ec.39.

Factor de tamaño K_b . Tiene en cuenta el tamaño del eje. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.11333} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

Ec.40.

$$K_b = 0.75 \quad d > 51 \text{ mm}$$

Ec.41.

Factor de tipo de carga K_c .

- $K_c = 0.8$ si existe carga axial

- $K_c = 1$ si existe carga a flexión

- $K_c = 0.577$ si existe torsión y esfuerzo cortante

Factor de temperatura K_d . En un rango medio de temperaturas, el comportamiento a fatiga del acero teniendo en cuenta su temperatura es prácticamente nulo, el valor de este factor será:

$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad K_e . El valor lo extraemos de la siguiente tabla:

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

Fig. 6.- Factor de confiabilidad.

Factor de reducción del límite de fatiga K_f . Su valor se obtiene de la expresión:

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

Ec.41.

El factor de sensibilidad de entalla q se obtiene de la siguiente expresión:

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

Ec.42.

Debido a que el material empleado en todos los ejes es el mismo, el valor de la constante del material α se obtendrá:

$$\alpha = 0.025 \cdot \left(\frac{2070}{S_u}\right) = 0,0544 \text{ mm}$$

Ec.43.

El valor de ρ es igual al radio del cambio de sección.

El coeficiente K_t representa el coeficiente de concentración de tensiones, y se obtiene con el siguiente diagrama:

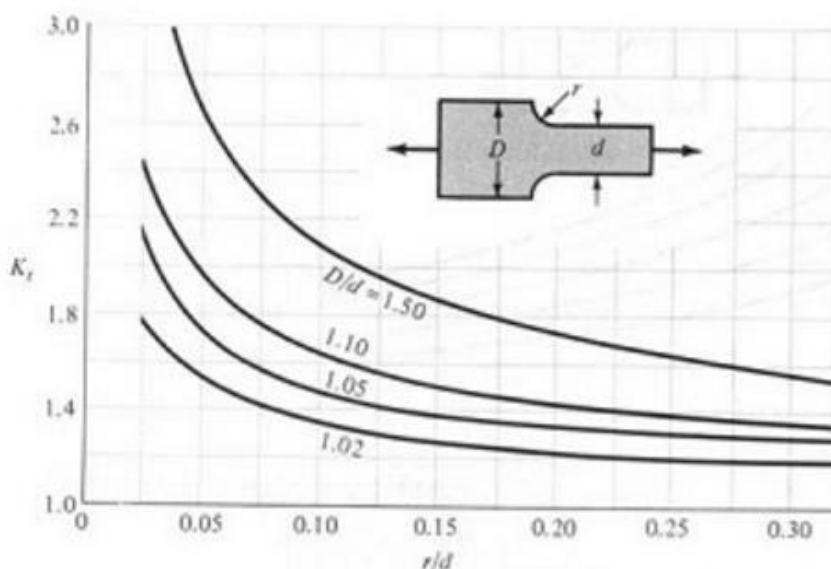


Fig. 7.- Diagrama para el cálculo del coeficiente K_t .

10.2.3.- Cálculo del factor de seguridad.

10.2.3.1.- Factor de seguridad del eje de entrada.

Eje entrada sentido horario														
Seccion	d(mm)	My(Nm)	Mz(Nm)	M(Nm)	Ka	Kb<50	Kb>50	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
Inicio	0,04	0,00	0,00	0,00	0,73	0,83	0,00	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	250,43	
Chavetero	0,04	0,00	0,00	0,00	0,73	0,83	0,00	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	250,43	
Cambio seccion	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,00	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Ranura1	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,00	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Ranura 2	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,00	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Rodamiento	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,00	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Engranaje	0,06	174,73	-200,23	265,75	0,73	0,80	0,75	1,00	1,00	0,87	2,00	475,00	113,32	6,97
Cambio seccion	0,05	61,93	-70,96	94,19	0,73	0,81	0,00	1,00	1,00	0,87	2,35	475,00	103,86	13,53
Rodamiento B	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,00	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Ranura	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,00	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Fin	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,00	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	

Fig. 8.- Tabla de resultados para el eje de entrada y sentido horario.

Eje entrada sentido antihorario														
Seccion	d(mm)	My(Nm)	Mz(Nm)	M(Nm)	Ka	Kb<50	Kb>50	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
Inicio	0,04	0,00	0,00	0,00	0,73	0,83	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	250,43	
Chavetero	0,04	0,00	0,00	0,00	0,73	0,83	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	250,43	
Cambio seccion	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Ranura1	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Ranura 2	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Rodamiento	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Engranaje	0,06	124,17	200,23	235,61	0,73	0,80	0,75	1,00	1,00	0,87	2,00	475,00	113,32	7,86
Cambio seccion	0,05	-4,93	70,96	71,14	0,73	0,81	0,75	1,00	1,00	0,87	2,35	475,00	103,86	17,92
Rodamiento B	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Ranura	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	
Fin	0,05	0,00	0,00	0,00	0,73	0,81	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	244,17	

Fig. 9.- Tabla de resultados para el eje de entrada y sentido antihorario.

10.2.3.2.- Factor de seguridad del eje intermedio.

Eje intermedio sentido horario														
Sección	d(mm)	My(Nm)	Mz(Nm)	M(Nm)	Ka	Kb<50	Kb>50	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
Inicio	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Ranura	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Rodamiento	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Cambio secció	0,07	-116,78	327,33	347,53	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	2,21	475,00	102,73	9,95
Engranaje 1	0,07	-230,43	645,89	685,76	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	2,00	475,00	113,32	5,56
Engranaje 2	0,07	96,47	875,57	880,87	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	2,00	475,00	113,32	4,33
Rodamiento	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	2,21	475,00	102,73	
Ranura	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Ranura	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Fin	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	

Fig. 10.- Tabla de resultados para el eje intermedio y sentido horario.

Eje intermedio sentido antihorario														
Sección	d(mm)	My(Nm)	Mz(Nm)	M(Nm)	Ka	Kb<50	Kb>50	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
Inicio	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Ranura	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Rodamiento	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Cambio sección	0,07	123,89	-327,33	349,99	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	2,21	475,00	102,73	9,88
Engranaje 1	0,07	244,47	-645,89	690,61	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	2,00	475,00	113,32	5,53
Engranaje 2	0,07	364,46	-875,57	948,39	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	2,00	475,00	113,32	4,02
Rodamiento	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	2,21	475,00	102,73	
Ranura	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Ranura	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Fin	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	

Fig. 11.- Tabla de resultados para el eje intermedio y sentido antihorario.

10.2.3.3.- Factor de seguridad del eje de salida

Eje de salida sentido horario														
Sección	d(mm)	My(Nm)	Mz(Nm)	M(Nm)	Ka	Kb<50	Kb>50	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
Inicio	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Ranura	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Rodamiento	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Cambio sección	0,09	-154,08	-178,01	235,43	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	2,25	475,00	100,53	30,56
Engranaje 1	0,09	-907,90	-1048,93	1387,28	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	2,00	475,00	113,32	5,85
Rodamiento	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	2,00	475,00	113,32	
Ranura	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	2,25	475,00	100,53	
Ranura fin	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Cambio seccion	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Fin	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	

Fig. 12.- Tabla de resultados para el eje de salida y sentido horario.

Eje de salida sentido antihorario														
Sección	d(mm)	My(Nm)	Mz(Nm)	M(Nm)	Ka	Kb<50	Kb>50	Kc	Kd	Ke	Kf	S'e	Se	X
Inicio	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Ranura	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Rodamiento	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Cambio sección	0,09	154,08	54,26	163,35	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	2,25	475,00	100,53	44,05
Engranaje 1	0,09	907,90	-752,78	1179,39	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	2,00	475,00	113,32	6,88
Rodamiento	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	2,00	475,00	113,32	
Ranura	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	2,25	475,00	100,53	
Ranura fin	0,09	0,00	0,00	0,00	0,73	0,76	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Cambio sección	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	
Fin	0,07	0,00	0,00	0,00	0,73	0,78	0,75	1,00	1,00	0,87	1,00	475,00	226,65	

Fig. 13.- Tabla de resultados para el eje de salida y sentido antihorario.

10.2.3.4.- Interpretación de los resultados

Como podemos observar en las tablas, para las secciones estudiadas obtenemos un coeficiente de seguridad en los cálculos mayor al propuesto inicialmente como condición, esto nos indica que no habrá una rotura por fatiga.

10.2.4.- Deflexión lateral.

La deflexión lateral de los ejes ha de estar limitada, por lo que se tendrá que comprobar que no supere dichos límites. Se comprobará que:

- En ejes con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales es conveniente una separación menor de $0,05 \cdot mm$.
- Para los engranajes cilíndricos la pendiente ha de ser menor de $0,0005$ rad.
- Para los rodamientos rígidos de bolas la pendiente ha de ser menor de $0,002$ rad.
- Para los rodamientos de rodillos cilíndricos la pendiente ha de ser menor de $0,001$ rad.
- Para los rodamientos de rodillos cónicos la pendiente ha de ser menor de $0,0008$ rad.

Si no se cumplen estas limitaciones se puede aumentar el diámetro del eje, o si es posible se puede reducir la distancia entre rodamientos

Los cálculos para comprobar la deflexión lateral se realizarán con la ayuda de una hoja de cálculo proporcionada por el DIMM

Para el estudio de los ejes se tendrán en cuenta los dos sentidos de rotación, dentro de cada sentido de rotación se hará un estudio en dos planos distintos. Finalmente se combinarán los resultados para obtener los esfuerzos finales que aparecen sobre el eje.

Con este cálculo lo que se pretende comprobar es que no existan deformaciones excesivas que provoquen un funcionamiento erróneo que lleve a un fallo prematuro de los distintos componentes.

A su vez en las distintas tablas podemos ver los esfuerzos en los apoyos de los rodamientos.

10.2.4.1.- Eje de entrada.

Resultados de cálculo para el sentido horario:

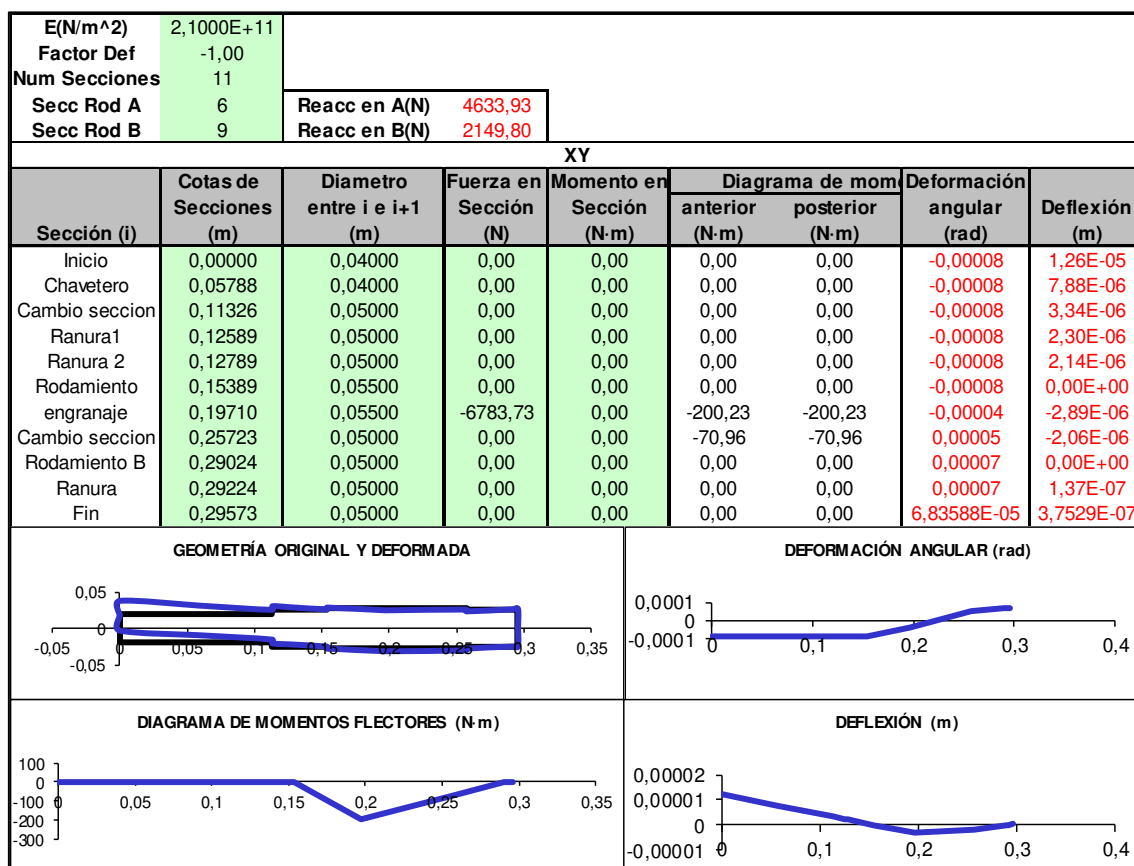


Fig. 14.- Resultados para el eje de entrada, sentido horario y plano XY.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

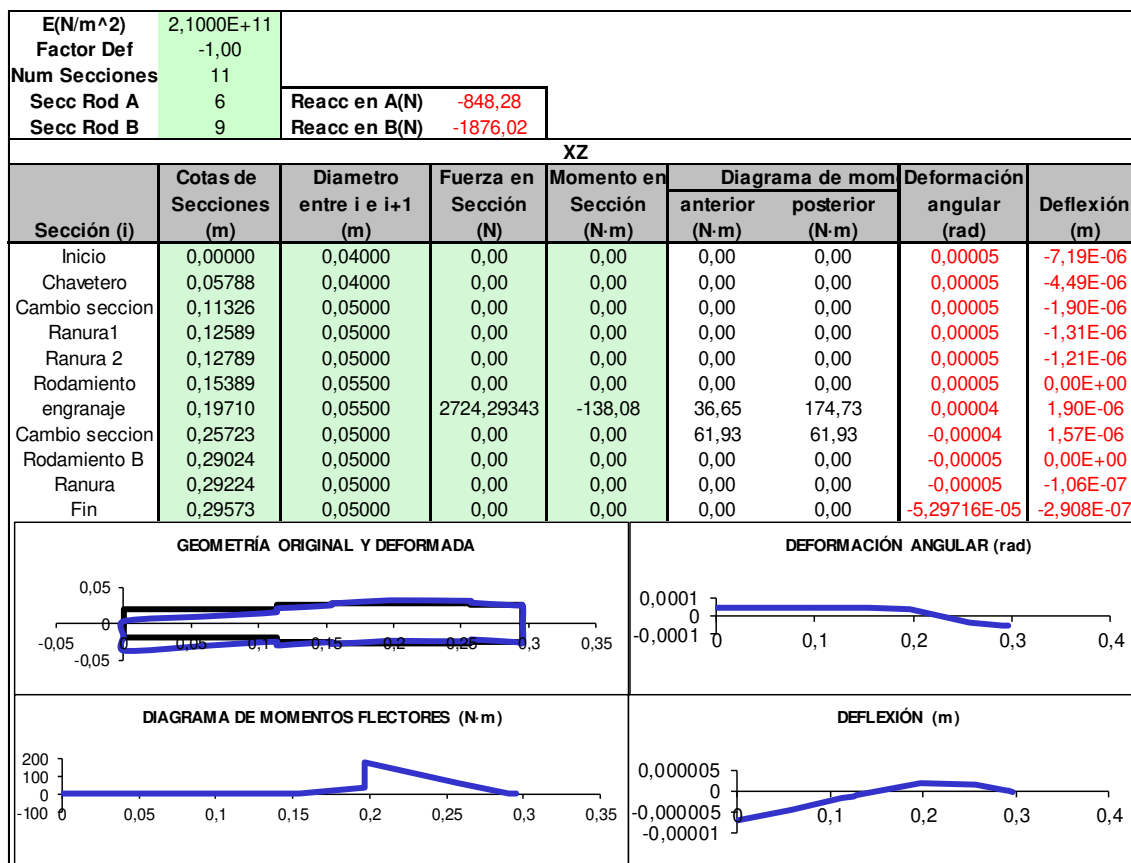


Fig. 15.- Resultados para el eje de entrada, sentido horario y plano XZ.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

TOTAL						
Reacc en A(N)	4710,93631					
Reacc en B(N)	2853,25807					
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de mom		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
Inicio	0,00000	0,04000	0,00	0,00	1,11E-04	1,70E-05
Chavetero	0,05788	0,04000	0,00	0,00	1,11E-04	1,06E-05
Cambio seccion	0,11326	0,05000	0,00	0,00	1,11E-04	4,50E-06
Ranura1	0,12589	0,05000	0,00	0,00	1,11E-04	3,10E-06
Ranura 2	0,12789	0,05000	0,00	0,00	1,11E-04	2,88E-06
Rodamiento engranaje	0,15389	0,05500	0,00	0,00	1,11E-04	0,00E+00
engranaje	0,19710	0,05500	203,56	265,75	4,91E-05	3,85E-06
Cambio seccion	0,25723	0,05000	94,19	94,19	6,65E-05	2,72E-06
Rodamiento B	0,29024	0,05000	0,00	0,00	9,06E-05	0,00E+00
Ranura	0,29224	0,05000	0,00	0,00	9,06E-05	1,81E-07
Fin	0,29573	0,05000	0,00	0,00	9,06E-05	4,97E-07

Fig. 16.- Resultados esfuerzos totales para el eje de entrada y sentido horario.

Resultados de cálculo para el sentido antihorario:

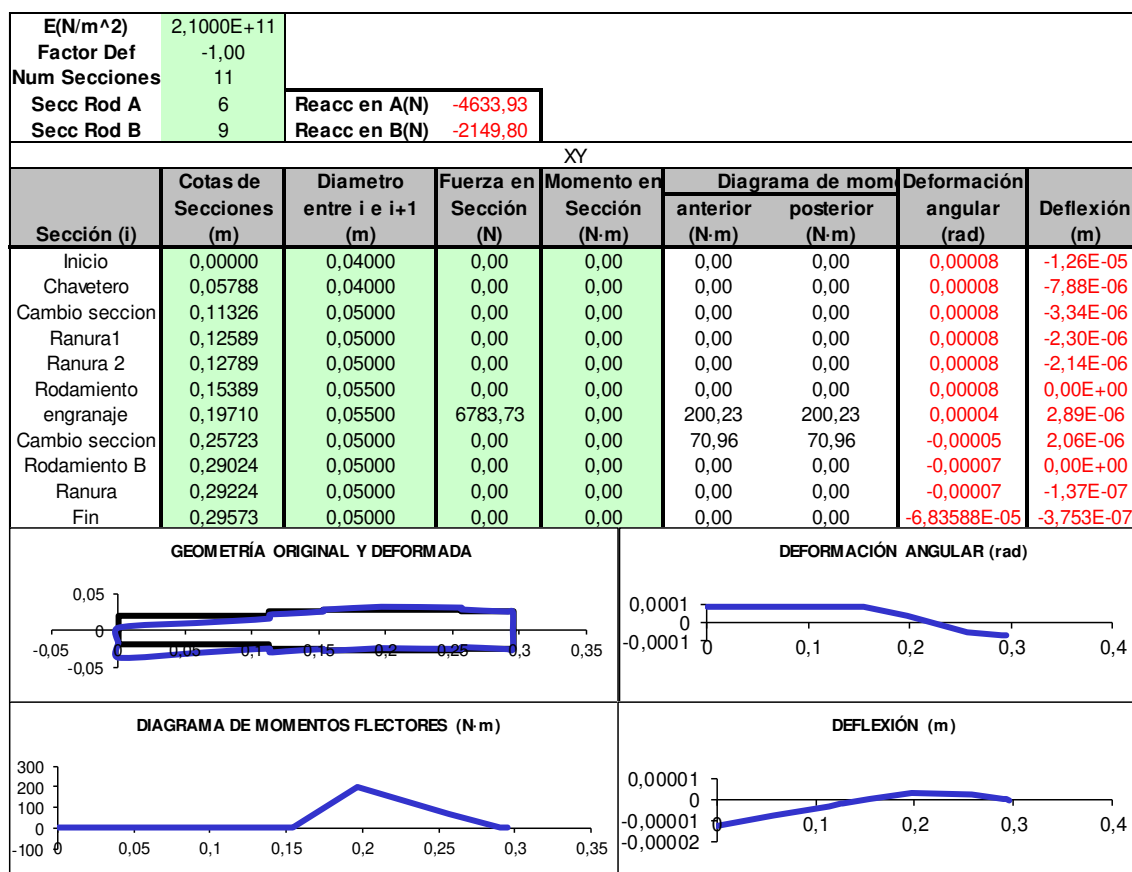


Fig. 17.- Resultados para el eje de entrada, sentido antihorario y plano XY.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

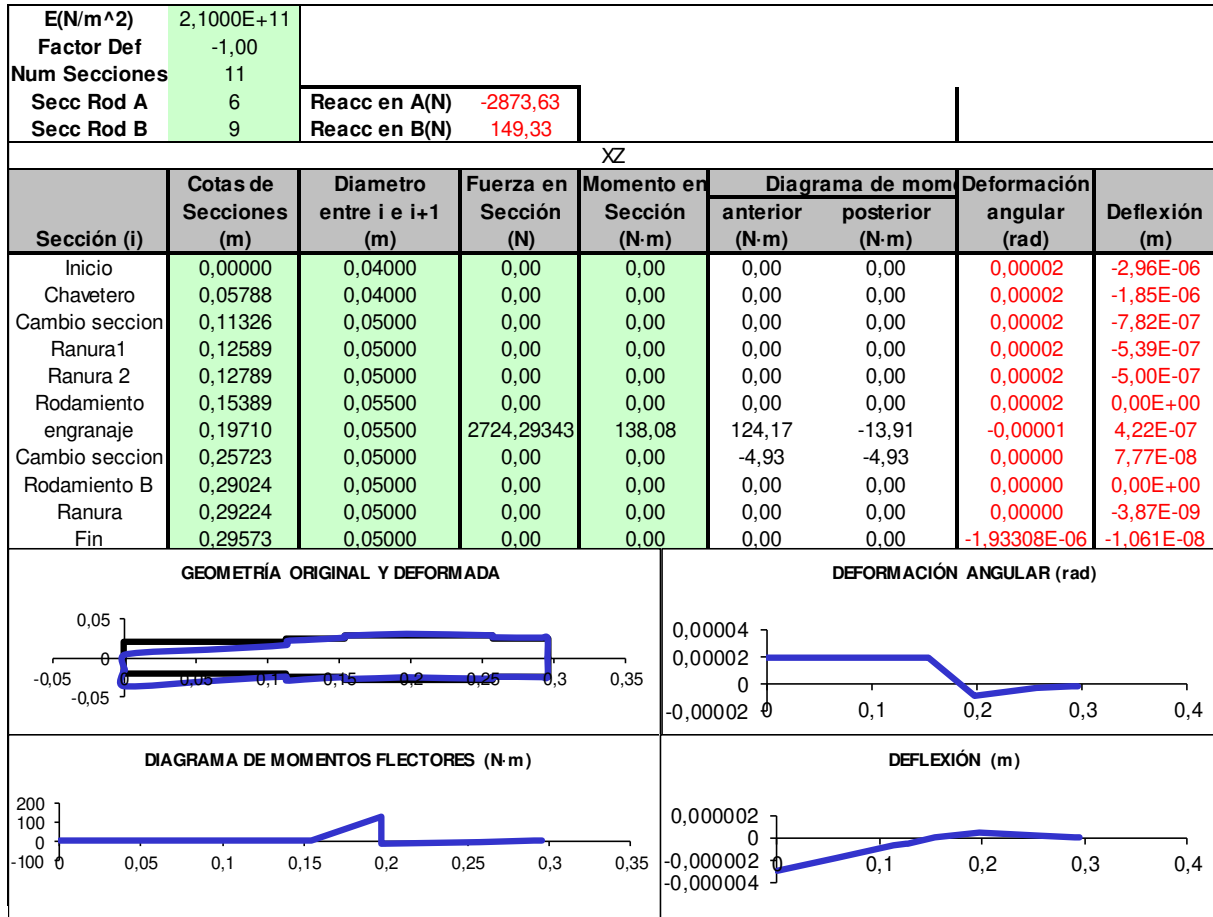


Fig. 18.- Resultados para el eje de entrada, sentido antihorario y plano XZ.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

TOTAL							
Reacc en A(N)	5452,62162						
Reacc en B(N)	2154,9798						
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de mom		Deformación		
			anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)	
Inicio	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00007	-9,56E-06	
Chavetero	0,05788	0,04000	0,00	0,00	0,00007	-5,55E-06	
Cambio seccion	0,11326	0,05000	0,00	0,00	0,00007	-1,71E-06	
Ranura1	0,12589	0,05000	0,00	0,00	0,00007	-8,32E-07	
Ranura 2	0,12789	0,05000	0,00	0,00	0,00007	-6,93E-07	
Rodamiento	0,15389	0,05500	0,00	0,00	0,00007	0,00E+00	
engranaje	0,19710	0,05500	235,61	200,71	0,00005	3,70E-06	
Cambio seccion	0,25723	0,05000	71,14	71,14	-0,00008	8,46E-07	
Rodamiento B	0,29024	0,05000	0,00	0,00	-0,00009	0,00E+00	
Ranura	0,29224	0,05000	0,00	0,00	-0,00009	-1,72E-07	
Fin	0,29573	0,05000	0,00	0,00	-8,5832E-05	-4,7122E-07	

Fig. 18.- Resultados esfuerzos totales para el eje de entrada y sentido antihorario.

10.2.4.2.- Eje intermedio

Resultados de cálculo para el sentido horario:

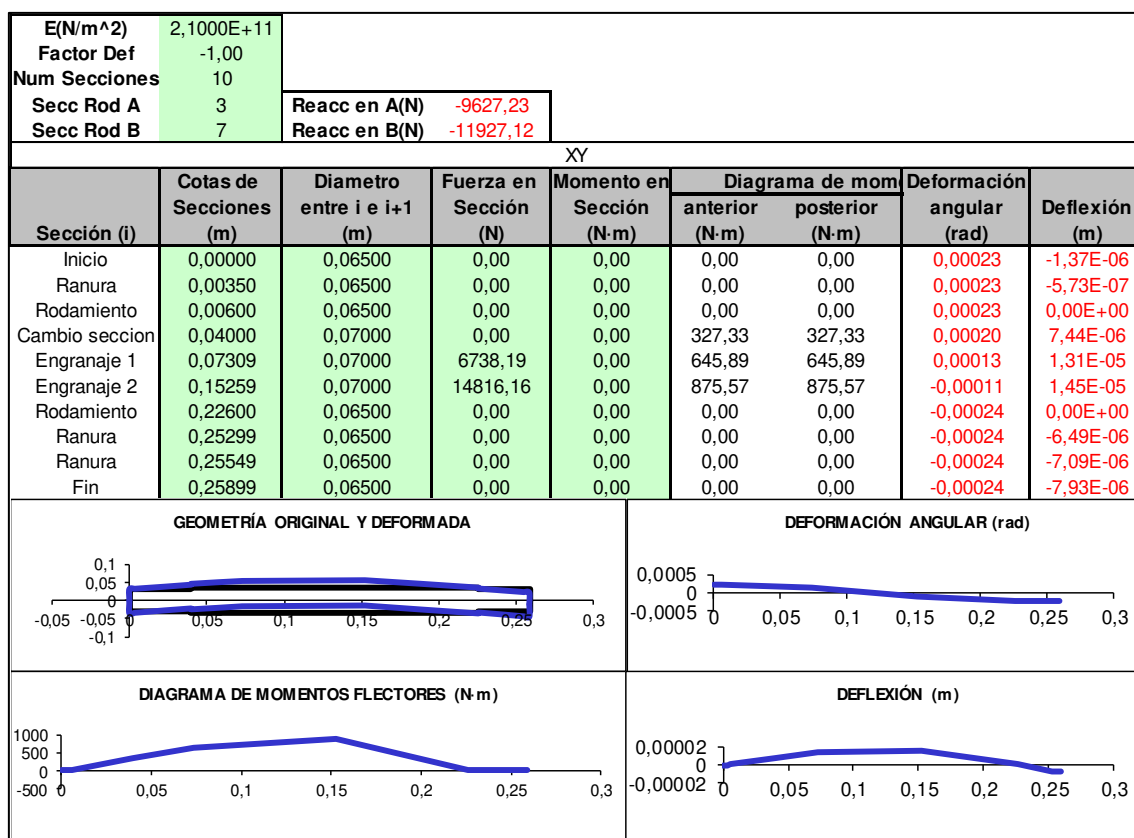


Fig. 19.- Resultados para el eje intermedio, sentido horario y plano XY.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

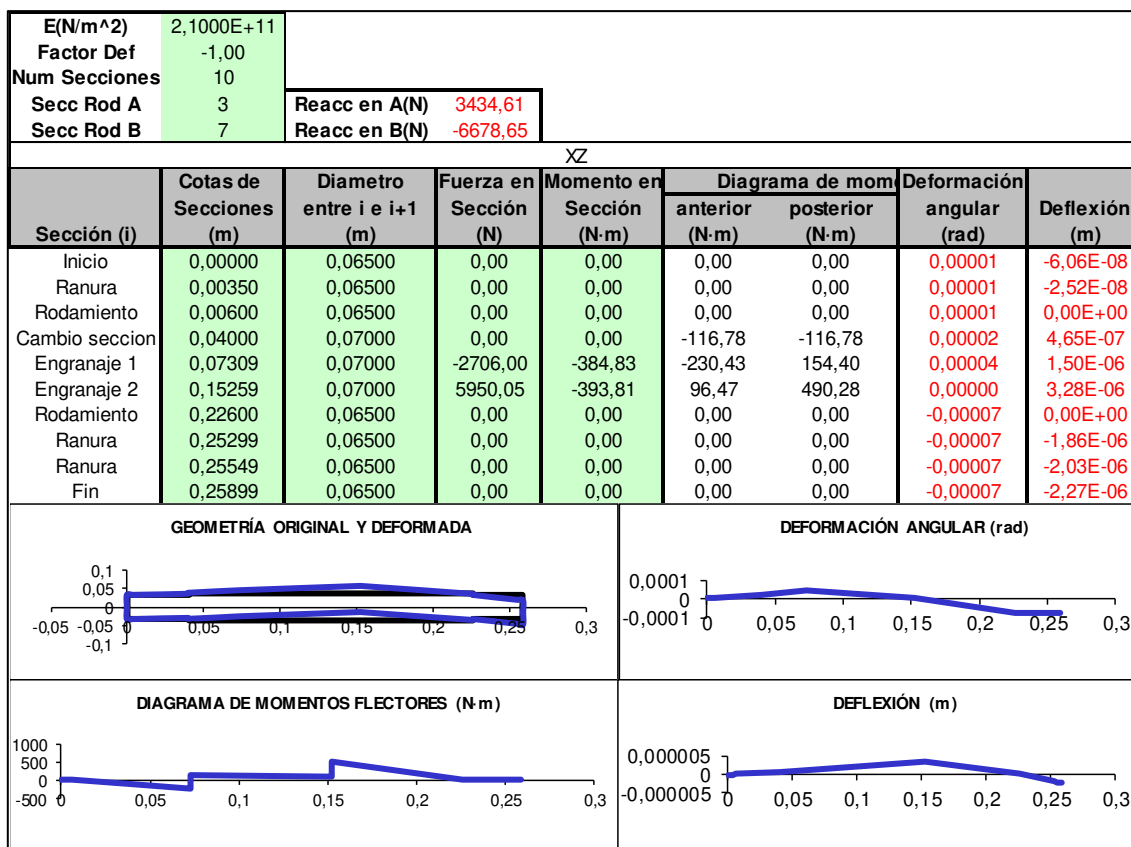


Fig. 20.- Resultados para el eje intermedio, sentido horario y plano XZ.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

TOTAL						
Reacc en A(N)	10222					
Reacc en B(N)	13670					
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de mom		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
Inicio	0,00000	0,06500	0,00	0,00	0,00025	-1,53E-06
Ranura	0,00350	0,06500	0,00	0,00	0,00025	-6,35E-07
Rodamiento	0,00600	0,06500	0,00	0,00	0,00025	0,00E+00
Cambio seccion	0,04000	0,07000	347,53	347,53	0,00025	2,78E-06
Engranaje 1	0,07309	0,07000	685,76	664,09	0,00020	1,12E-05
Engranaje 2	0,15259	0,07000	880,87	1003,49	-0,00009	1,82E-05
Rodamiento	0,22600	0,06500	0,00	0,00	-0,00026	0,00E+00
Ranura	0,25299	0,06500	0,00	0,00	-0,00026	-2,87E-06
Ranura	0,25549	0,06500	0,00	0,00	-0,00026	-3,52E-06
Fin	0,25899	0,06500	0,00	0,00	-0,00026	-4,43E-06

Fig. 21.- Resultados esfuerzos totales para el eje intermedio y sentido horario.

Resultados de cálculo para el sentido antihorario:

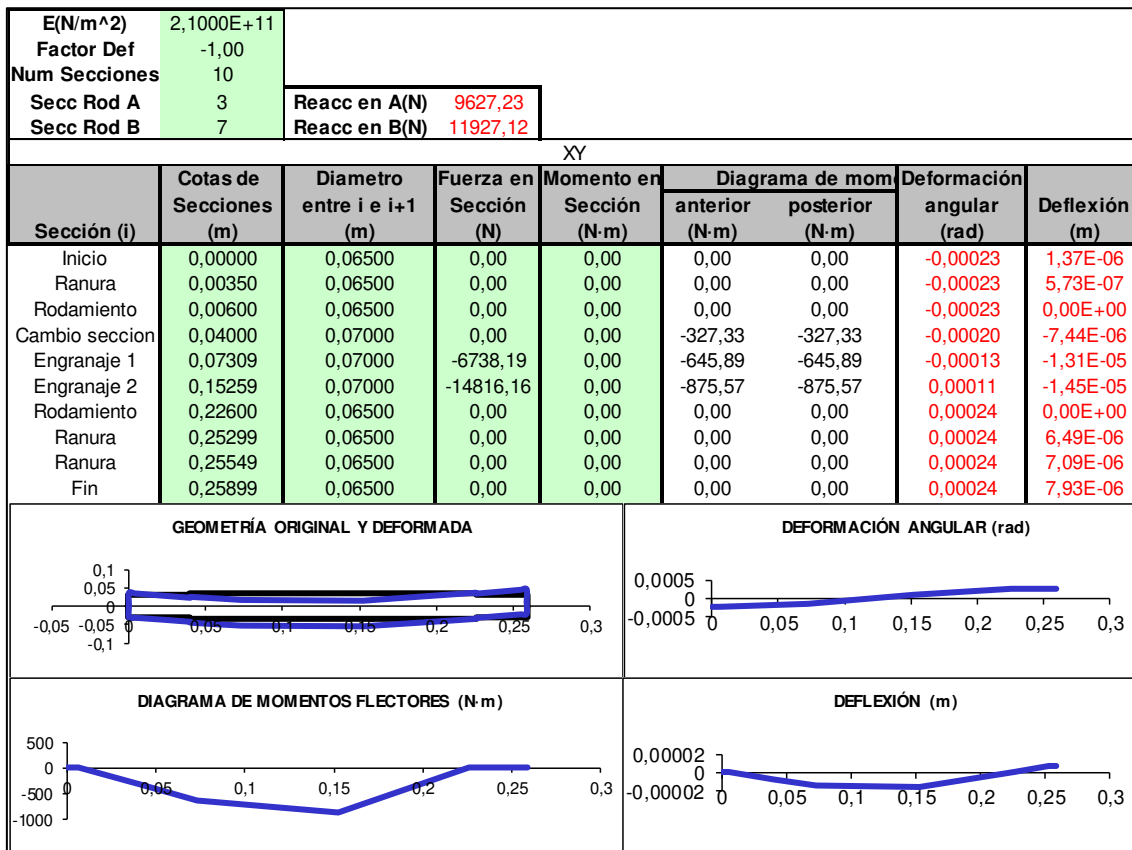


Fig. 22.- Resultados para el eje intermedio, sentido antihorario y plano XY.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

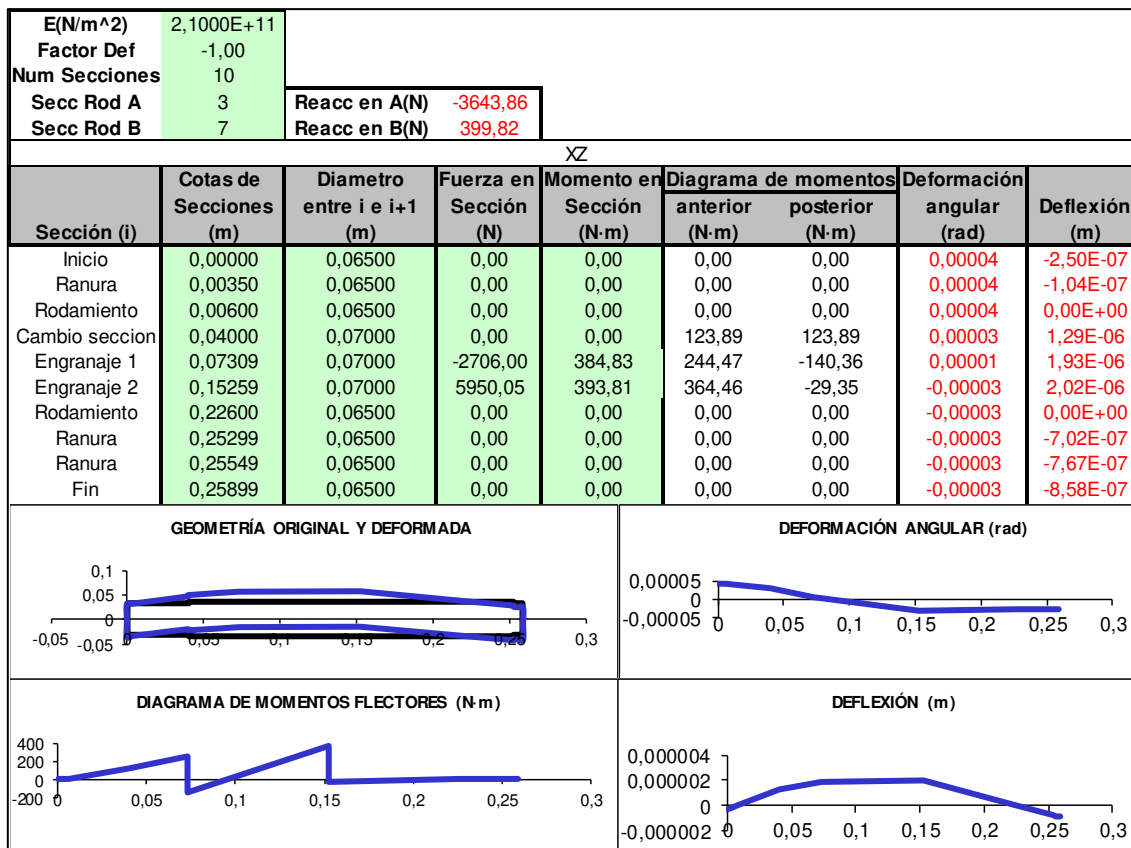


Fig. 23.- Resultados para el eje intermedio, sentido antihorario y plano XZ.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

TOTAL						
Reacc en A(N)	10293,75					
Reacc en B(N)	11933,82					
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
Inicio	0,00000	0,06500	0,00	0,00	-0,00025	1,53E-06
Ranura	0,00350	0,06500	0,00	0,00	-0,00025	6,35E-07
Rodamiento	0,00600	0,06500	0,00	0,00	-0,00025	0,00E+00
Cambio seccion	0,04000	0,07000	349,99	349,99	-0,00025	-2,78E-06
Engranaje 1	0,07309	0,07000	690,61	660,97	-0,00020	-1,12E-05
Engranaje 2	0,15259	0,07000	948,39	876,06	0,00009	-1,82E-05
Rodamiento	0,22600	0,07000	0,00	0,00	0,00026	0,00E+00
Ranura	0,25299	0,06500	0,00	0,00	0,00026	2,87E-06
Ranura	0,25549	0,06500	0,00	0,00	0,00026	3,52E-06
Fin	0,25899	0,06500	0,00	0,00	0,00026	4,43E-06

Fig. 23.- Resultados esfuerzos totales para el eje intermedio y sentido antihorario.

10.2.4.3.- Eje de salida.

Resultados de cálculo para el sentido horario:

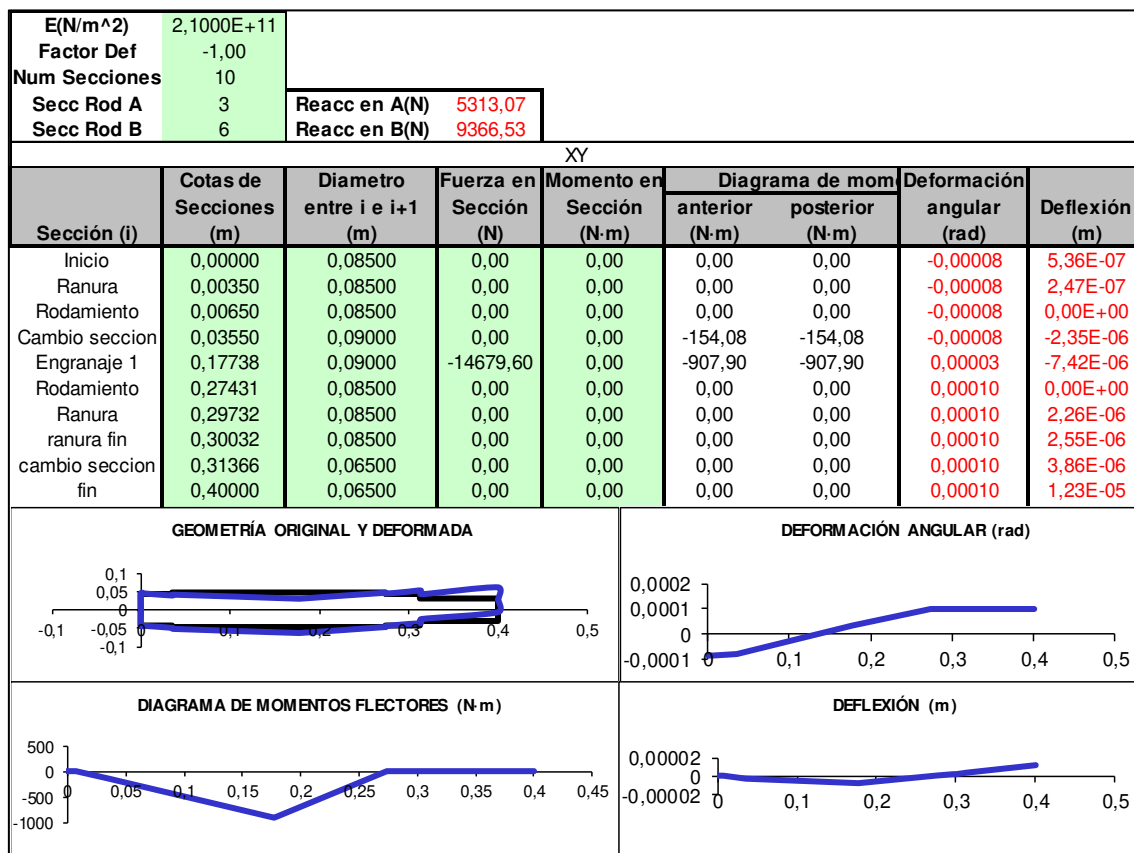


Fig. 24.- Resultados para el eje de salida, sentido horario y plano XY.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

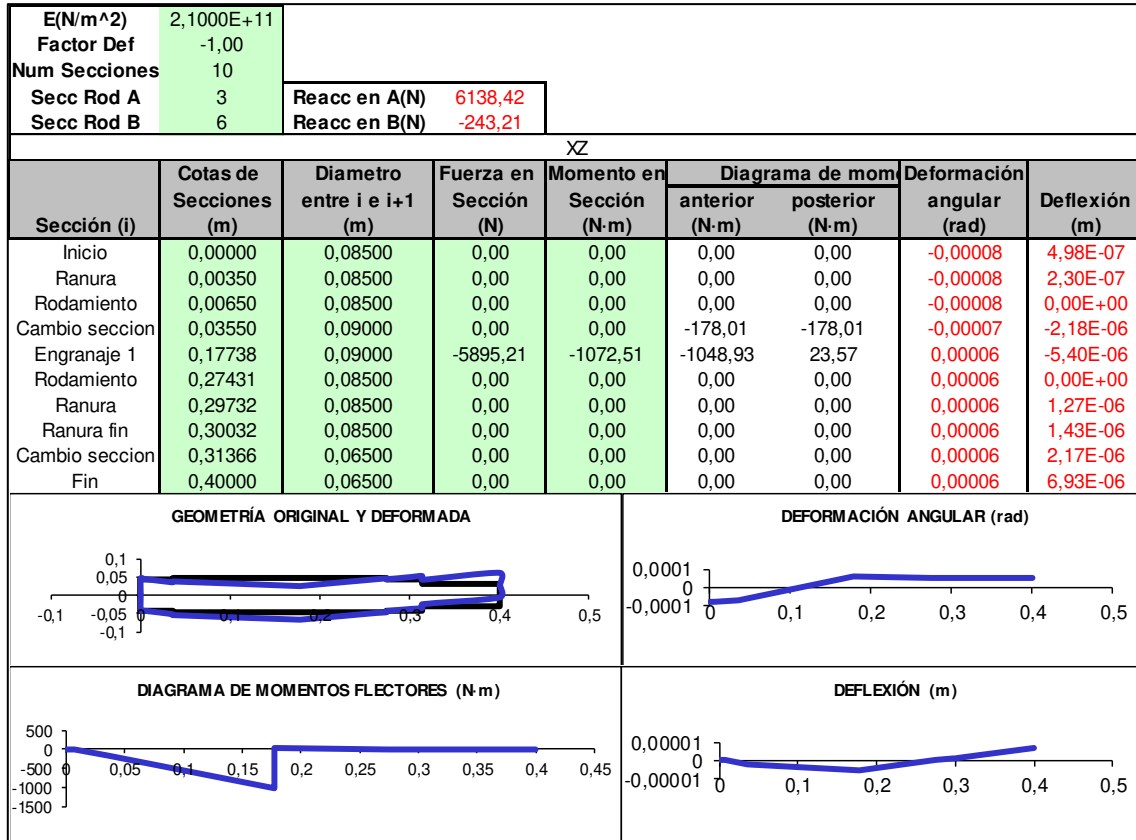


Fig. 25.- Resultados para el eje de salida, sentido horario y plano XZ.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

TOTAL						
Reacc en A(N)	8118,43					
Reacc en B(N)	9369,69					
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
Inicio	0,00000	0,08500	0,00	0,00	-0,00009	5,90E-07
Ranura	0,00350	0,08500	0,00	0,00	-0,00009	2,72E-07
Rodamiento	0,00650	0,08500	0,00	0,00	-0,00009	0,00E+00
Cambio seccion	0,02050	0,09000	235,43	235,43	-0,00009	-1,27E-06
Engranaje 1	0,17738	0,09000	1387,28	908,20	0,00003	-8,57E-06
Rodamiento	0,28332	0,09000	0,00	0,00	0,00011	0,00E+00
Ranura	0,29732	0,08500	0,00	0,00	0,00011	1,48E-06
Ranura fin	0,30032	0,08500	0,00	0,00	0,00011	1,80E-06
Cambio seccion	0,31366	0,06500	0,00	0,00	0,00011	3,21E-06
Fin	0,40000	0,06500	0,00	0,00	0,00011	1,24E-05

Fig. 25.- Resultados esfuerzos totales para el eje de salida y sentido horario.

Resultados de cálculo para el sentido antihorario:

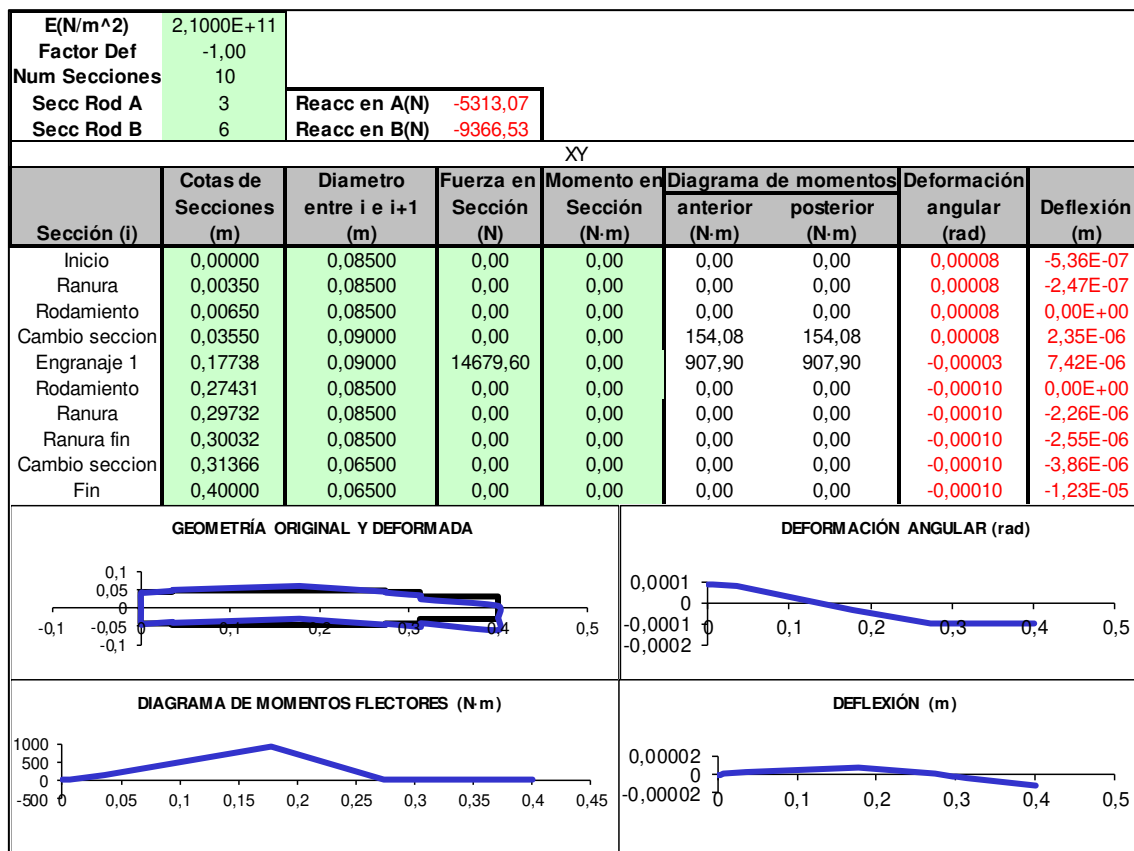


Fig. 26.- Resultados para el eje de salida, sentido antihorario y plano XY.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

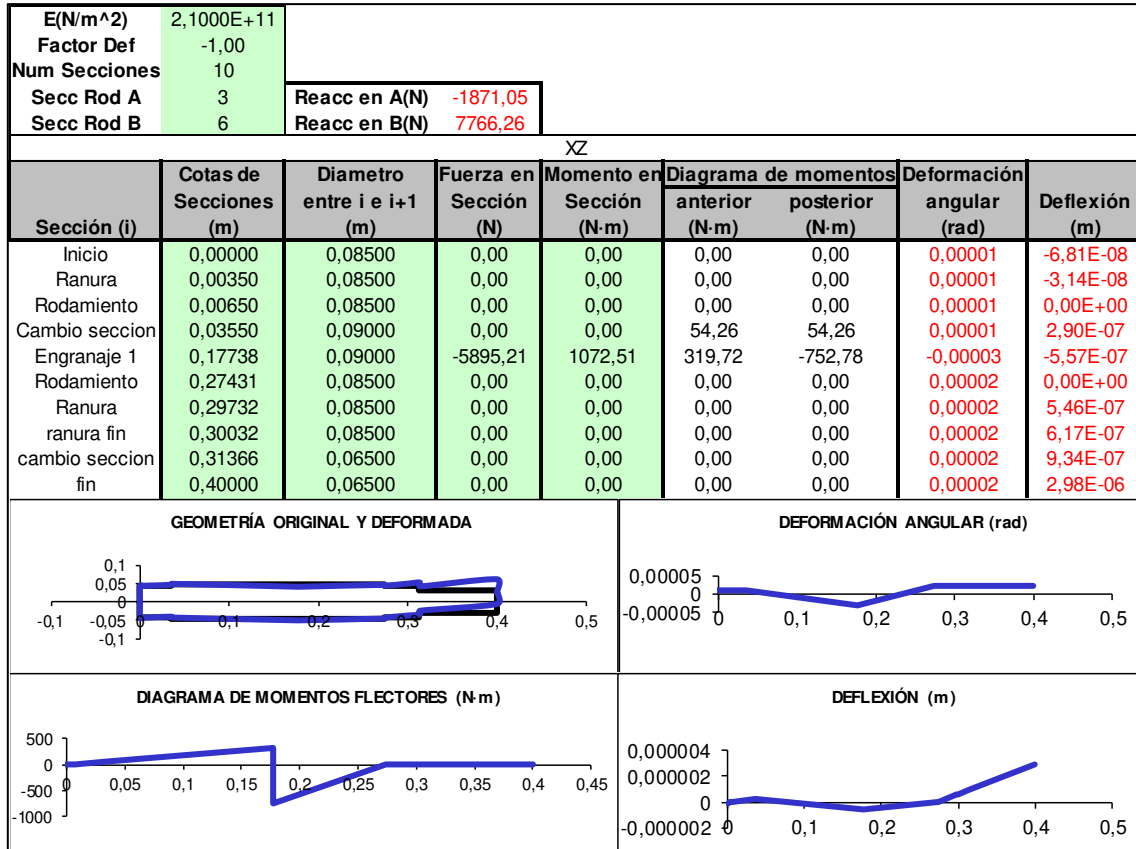


Fig. 27.- Resultados para el eje de salida, sentido antihorario y plano XZ.

Se observa como la deformación angular se encuentra por debajo de los límites establecidos al inicio del apartado, con lo cual la geometría es válida para los esfuerzos soportados.

TOTAL						
Reacc en A(N)	5632,90					
Reacc en B(N)	12167,44					
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
Inicio	0,00000	0,08500	0,00	0,00	0,00000	-3,06E-08
Ranura	0,00350	0,08500	0,00	0,00	0,00000	-1,41E-08
Rodamiento	0,00650	0,08500	0,00	0,00	0,00000	0,00E+00
Cambio seccion	0,02050	0,09000	163,35	163,35	0,00000	6,46E-08
Engranaje 1	0,17738	0,09000	962,55	1179,39	-0,00003	-1,19E-06
Rodamiento	0,28332	0,09000	0,00	0,00	0,00003	0,00E+00
Ranura	0,29732	0,08500	0,00	0,00	0,00003	4,49E-07
Ranura fin	0,30032	0,08500	0,00	0,00	0,00003	5,45E-07
Cambio seccion	0,31366	0,06500	0,00	0,00	0,00003	9,73E-07
Fin	0,40000	0,06500	0,00	0,00	0,00003	3,74E-06

Fig. 28.- Resultados esfuerzos totales para el eje de salida y sentido antihorario.

11.- SELECCIÓN Y CÁLCULO DE RODAMIENTOS.

11.1.- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.

A la hora de seleccionar los rodamientos, con el fin de evitar esfuerzos axiales innecesarios, se ha de garantizar que cada eje tenga un apoyo fijo y un apoyo libre.

En este caso, se va a optar por utilizar rodamientos cónicos de rodillos de la marca SKF para los tres ejes, el de entrada, el intermedio y el de salida.

11.1.1.- Cálculo de rodamientos

Para el cálculo de la fuerza equivalente se ha de tener en cuenta los esfuerzos axiales que aparecen al tratarse de engranajes de dientes helicoidales, por ello se ha seleccionado rodamientos de rodillos cónicos que permiten transmitir esta fuerza axial.

La fuerza equivalente se calcula con la siguiente expresión:

$$\text{si } \frac{F_a}{F_e} < e \rightarrow F_{eq} = F_r$$

Ec.44.

$$\text{si } \frac{F_a}{F_e} > e \rightarrow F_{eq} = 0.4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Ec.45.

Los valores de “e” y de “Y” se encuentran en el catálogo del fabricante.

En este tipo de rodamiento, la aplicación de una carga radial genera un empuje axial, el cual hay que contabilizar a efectos de cálculos. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$0.5 \cdot \frac{F_r}{Y}$$

Ec.46.

Las cargas que aparecen en los rodamientos nos plantean dos casos distintos. Para evaluar estas cargas se utiliza la siguiente expresión.

$$\begin{aligned} - & \text{ Si } 0.5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} \leq F_h + 0.5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B} \\ & - F_{a,A} = F_h + 0.5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B} \\ & - F_{a,B} = 0.5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B} \end{aligned}$$

Ec.47.

$$\begin{aligned}
 - \quad & \text{Si } 0.5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} > F_h + 0.5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B} \\
 - \quad & F_{a,A} = 0.5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} \\
 - \quad & F_{a,B} = -F_h + 0.5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A}
 \end{aligned}$$

- Ec.48.

11.1.2.- Cálculo de la vida del rodamiento

El cálculo de la vida de un rodamiento se basa en el cálculo de la capacidad de carga dinámica, basado exclusivamente en el fallo por fatiga. Se calculará mediante la siguiente expresión:

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

Ec.50.

Donde:

• L_{10} : número de revoluciones, u horas a una velocidad constante dada, que el 90% de un grupo de rodamientos idénticos completará o excederá antes de desarrollar un fallo.

$$L_{10} = 10^6 \frac{C^q}{F}$$

Ec.51.

Donde:

- C: Capacidad de carga dinámica básica. relaciona la fuerza transmitida equivalente con la vida en revoluciones del rodamiento. Este valor es proporcionado por el fabricante.
- F: Fuerza equivalente.
- q: Para los rodamientos utilizados, por ser de rodillos cónicos su valor equivale a $q=10/3$.

• a_1 : Factor de fiabilidad. El valor de este factor se puede extraer del **ANEXO 11**. Ya que se quiere conseguir un 99% de fiabilidad su valor será de 0.25.

• a_{ISO} : Factor por condiciones de trabajo. Es necesario tener en cuenta las condiciones de trabajo, particularmente la lubricación inadecuada.

La relación contaminación-carga, $\eta_c(P_u/F)$ depende de la fuerza equivalente, del valor P_u y del factor de contaminación η_c que para este caso se aplica un valor de contaminación normal, su valor es de 0,5. Se puede ver su valor en el **ANEXO 12**

Para el cálculo de la relación de viscosidades, $\kappa=v/v_1$, hay que establecer la temperatura de trabajo, que en este caso será de 60°C. Una vez establecida la temperatura de trabajo, podemos extraer el valor de v del **ANEXO 2**.

El valor de la viscosidad relativa v_1 viene determinado por:

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

Ec.52.

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ para } n \geq 1000 \text{ rpm}$$

Ec.53.

11.1.3.- Resultados

Para todos los ejes se realizará el cálculo en los dos sentidos posibles de giro del reductor. Por el tipo de servicio que ofrece el reductor, continuo durante las 24h, se estima que la vida de los rodamientos debe de ser de 45.000h. Las características de los distintos rodamientos se podrán encontrar en los **ANEXOS** 13,14,15,16,17 y 18.

11.1.3.1.- Eje de entrada.

Rodamiento A horario

d(mm)	50,000
n(rpm)	1488,000
a1	0,250
nc	0,500
v _{60°C} (mm ² /s)	110,000
q	3,330

cod.	33110,000
D(mm)	85,000
C	106,000
P _u	13,400
e	0,400
Y	1,500

F _h	3163,307
F _r	4710,936
F _a	4733,619
F _{eq}	8959,852
F _a /F _r	1,005

d _m (mm)	67,500
v ₁ (mm ² /s)	14,199
K	7,747
Cont-carga	0,748
aiso	13,000
L ₁₀ (rpm)	3742025267,586
L _{10c}	41913,365
L(h)	136218,438

Fig. 29.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "A" sentido horario.

Rodamiento B horario

d(mm)	50,00
n(rpm)	1488,00
a1	0,25
nc	0,50
v_{60ec} (mm ² /s)	110,00
q	3,33

Cod.	32910
D(mm)	72,00
C	41,30
P_u	5,60
e	0,35
Y	1,70

F_h	
F_r	2853,26
F_a	839,19
F_{eq}	2853,26
F_a/F_r	0,29

d_m (mm)	61,00
v_1 (mm ² /s)	14,94
K	7,36
Cont-carga	0,98
aiso	28,00
L_{10} (rpm)	7325342911,47
L_{10c}	82049,09
L(h)	574343,64

Fig. 30.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "B" sentido horario.

Rodamiento A antihorario

d(mm)	50
n(rpm)	1488
a1	0,25
nc	0,5
v_{60ec} (mm ² /s)	110
q	3,33

Cod.	33110
D(mm)	85
C	106
P_u	13,4
e	0,4
Y	1,5

F_h	3163,307232
F_r	5452,62
F_a	4980,847772
F_{eq}	10171,27154
F_a/F_r	0,913477611

d_m (mm)	67,5
v_1 (mm ² /s)	14,19904586
K	7,746999419
Cont-carga	0,658718035
aiso	7
L_{10} (rpm)	2453064418
L_{10c}	27476,07995
L(h)	48083,13991

Fig. 31.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "A" sentido antihorario.

Rodamiento B antihorario

d(mm)	50,00
n(rpm)	1488,00
a ₁	0,25
nc	0,50
v _{60ec} (mm ² /s)	110,00
q	3,33

F _h	
F _r	2154,98
F _a	633,82
F _{eq}	2154,98
F _a /F _r	0,29

Cod.	32910
D(mm)	72,00
C	41,30
P _u	5,60
e	0,35
Y	1,70

d _m (mm)	61,00
v ₁ (mm ² /s)	14,94
K	7,36
Cont-carga	1,30
aiso	45,00
L ₁₀ (rpm)	18652961987,76
L _{10c}	208926,55
L(h)	2350423,64

Fig. 32.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "B" sentido antihorario.

11.1.3.2.- Eje intermedio.

Rodamiento A horario

d(mm)	65,000
n(rpm)	534,000
a ₁	0,250
nc	0,500
v _{60ec} (mm ² /s)	110,000
q	3,330

F _h	3766,000
F _r	10221,552
F _a	7173,184
F _{eq}	18201,601
F _a /F _r	0,702

Cod.	33113
D(mm)	110,000
C	175,000
P _u	24,000
e	0,400
Y	1,500

d _m (mm)	87,500
v ₁ (mm ² /s)	25,633
K	4,291
Cont-carga	0,659
aiso	11,000
L ₁₀ (rpm)	1875649853,153
L _{10c}	58540,882
L(h)	160987,425

Fig. 33.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "A" sentido horario.

Rodamiento B horario

d(mm)	65,000
n(rpm)	534,000
a1	0,250
nc	0,500
$v_{60^{\circ}c}$ (mm ² /s)	110,000
q	3,330

Cod.	33013
D(mm)	100,000
C	119,000
P _u	17,300
e	0,350
Y	1,700

F _h	
F _r	13669,694
F _a	4020,498
F _{eq}	13669,694
F _a /F _r	0,294

d _m (mm)	82,500
v ₁ (mm ² /s)	26,399
K	4,167
Cont-carga	0,633
aiso	9,000
L ₁₀ (rpm)	1347393817,721
L _{10c}	42053,490
L(h)	94620,352

Fig. 34.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "B" sentido horario.

Rodamiento A antihorario

d(mm)	65,000
n(rpm)	534,000
a1	0,250
nc	0,500
$v_{60^{\circ}c}$ (mm ² /s)	110,000
q	3,330

Cod.	33113
D(mm)	110,000
C	175,000
P _u	24,000
e	0,400
Y	1,500

F _h	3766,000
F _r	10293,752
F _a	7197,251
F _{eq}	18319,528
F _a /F _r	0,699

d _m (mm)	87,500
v ₁ (mm ² /s)	25,633
K	4,291
Cont-carga	0,655
aiso	11,000
L ₁₀ (rpm)	1835744035,696
L _{10c}	57295,382
L(h)	157562,300

Fig. 35.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "A" sentido antihorario.

Rodamiento B antihorario

d(mm)	65,000
n(rpm)	534,000
a1	0,250
nc	0,500
$v_{60^{\circ}c}$ (mm ² /s)	110,000
q	3,330

Cod.	33013
D(mm)	100,000
C	119,000
P _u	17,300
e	0,350
Y	1,700

F _h	
F _r	11933,817
F _a	3509,946
F _{eq}	11933,817
F _a /F _r	0,294

d _m (mm)	82,500
v ₁ (mm ² /s)	26,399
K	4,167
Cont-carga	0,725
aiso	12,000
L ₁₀ (rpm)	2117854281,901
L _{10c}	66100,321
L(h)	198300,963

Fig. 36.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "B" sentido antihorario.

11.1.3.3.- Eje de salida.

Rodamiento A horario

d(mm)	85,000
n(rpm)	195,000
a1	0,250
nc	0,500
$v_{60^{\circ}c}$ (mm ² /s)	110,000
q	3,330

Cod.	32017X
D(mm)	130,000
C	171,000
P _u	25,500
e	0,440
Y	1,350

F _h	6845,211
F _r	8118,432
F _a	9852,037
F _{eq}	14900,698
F _a /F _r	1,214

d _m (mm)	107,500
v ₁ (mm ² /s)	53,551
K	2,054
Cont-carga	0,856
aiso	10,000
L ₁₀ (rpm)	3381419110,297
L _{10c}	289010,180
L(h)	722525,451

Fig. 37.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "A" sentido horario.

Rodamiento B horario

d(mm)	85,000
n(rpm)	195,000
a1	0,250
nc	0,500
$v_{60^{\circ}C}$ (mm ² /s)	110,000
q	3,330

Cod.	32917
D(mm)	120,000
C	115,000
P _u	17,600
e	0,330
Y	1,800

F _h	
F _r	9369,687
F _a	2602,691
F _{eq}	9369,687
F _a /F _r	0,278

d _m (mm)	102,500
v ₁ (mm ² /s)	54,841
K	2,006
Cont-carga	0,939
aiso	11,000
L ₁₀ (rpm)	4229405310,947
L _{10c}	361487,633
L(h)	994090,992

Fig. 38.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "B" sentido horario.

Rodamiento A antihorario

d(mm)	195,000
n(rpm)	534,000
a1	0,250
nc	0,500
$v_{60^{\circ}C}$ (mm ² /s)	110,000
q	3,330

Cod.	32017X
D(mm)	130,000
C	171,000
P _u	25,500
e	0,440
Y	1,350

F _h	6845,211
F _r	5632,899
F _a	8931,469
F _{eq}	11177,001
F _a /F _r	1,586

d _m (mm)	162,500
v ₁ (mm ² /s)	18,810
K	5,848
Cont-carga	1,141
aiso	31,000
L ₁₀ (rpm)	8809552432,172
L _{10c}	274954,820
L(h)	2130899,855

Fig. 39.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "A" sentido antihorario.

Rodamiento B antihorario

d(mm)	85,000	Cod.	32917
n(rpm)	195,000	D(mm)	120,000
a1	0,250	C	115,000
nc	0,500	P _u	17,600
v _{60°C} (mm ² /s)	110,000	e	0,330
q	3,330	Y	1,800
F _h		d _m (mm)	102,500
F _r	12167,441	v ₁ (mm ² /s)	54,841
F _a	3379,845	K	2,006
F _{eq}	12167,441	Cont-carga	0,723
F _a /F _r	0,278	aiso	6,000
		L ₁₀ (rpm)	1771782027,953
		L _{10c}	151434,361
		L(h)	227151,542

Fig. 40.- Cálculo para el rodamiento del apoyo "B" sentido antihorario.

11.1.3.4.- Conclusiones

Como se puede observar mirando la casilla de la vida en horas del rodamiento "L" todos cumplen holgadamente la condición de aguantar 45.000h de servicio, esto indica que los rodamientos son adecuados para las condiciones a las que se van a ver sometidos.

12.- UNIONES A TORSIÓN

Para la unión de los engranajes a los distintos ejes se van a utilizar chavetas, se emplearán de un material más blando que del eje, así en caso de rotura serian estas las primeras en romper, en este caso se ha empleado un acero F1140 (C45), por ser un material habitual para la fabricación de estas.

Este material tiene las siguientes características:

- $S_y=640\text{N/mm}^2$
- $S_u=800\text{N/mm}^2$

A continuación, se muestra una tabla resumen con las medidas de las chavetas en función de la norma UNE 17102-1:1967.

	Etapa 1		Etapa 2	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Diámetro del eje(mm)	55	70	70	90
Altura (mm)	10	12	12	14
Anchura(mm)	16	20	20	25
Profundidad en cubo(mm)	4,3	4,9	4,9	5,4
Profundidad en eje (mm)	6	7,5	7,5	9

Fig. 41.- Tamaño de la chaveta en función del diámetro del eje.

La longitud de estas debe de ser mínimo 1,25 veces la del eje, con lo cual en caso de que esta sea mas larga que el ancho del engranaje, nos encontraremos antes dos posibilidades, o ensanchar la base del engranaje donde tiene el hueco para la chaveta, o elegir una chaveta más corta, previo cálculo para comprobar si resiste los esfuerzos recibidos.

12.1.1.- Eje de entrada

- Diámetro del eje: 55mm
- Longitud de la chaveta: $55 \cdot 1.25 = 68.75$ mm
- Sección: 10 x 16 mm

Chaveta del piñón: En este eje el piñón tiene una anchura de 32mm, ya que la chaveta tiene una medida mayor, vamos a comprobar si una chaveta de **longitud = 30mm** aguantaría.

Calculo de la fuerza ejercida en la sección central de la chaveta:

$$Ft = \frac{T}{d \cdot eje/2} = 11844,44 \text{ N}$$

Ec.54.

Tensión de corte en la sección central:

$$\text{Área} = 0.03 \cdot 0.016 \text{ mm}$$

Ec.56.

$$\zeta_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Ft}{\text{área}} = 3.70 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Ec.57.

Se compra con la tensión tangencial de fluencia del material:

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} = 3.20 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 > \zeta_{max} \quad \text{Es válido.}$$

Ec.58.

Se va a evaluar el aplastamiento:

- L=longitud de la chaveta
- H=altura de la chaveta

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{FC}{L/h} = 7.90 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Ec.59.

Se compra con la tensión de fluencia del material:

$$S_y = 640 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 > \sigma_{\text{aplastamiento}} \quad \text{Es válido.}$$

Ec.60.

12.1.2.- Eje intermedio

- Diámetro del eje: 70mm
- Longitud de la chaveta: $70 \cdot 1.25 = 87.5$ mm
- Sección: 12 x 20 mm

Chaveta de la rueda: En este eje la rueda tiene una anchura de 32mm, ya que la chaveta tiene una medida mayor, vamos a comprobar si una chaveta de **longitud = 30mm** aguantaría.

Calculo de la fuerza ejercida en la sección central de la chaveta:

$$Ft = \frac{T}{d. eje/2} = 23578.85 N$$

Ec.61.

Tensión de corte en la sección central:

$$\text{Área} = 0.03 \cdot 0.02 \text{ mm}$$

Ec.62.

$$\zeta_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Ft}{\text{área}} = 5.89 \cdot 10^7 N/m^2$$

Ec.63.

Se compra con la tensión tangencial de fluencia del material:

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} = 3.20 \cdot 10^8 N/m^2 > \zeta_{max} \quad \text{Es válido.}$$

Ec.64.

Se va a evaluar el aplastamiento:

- L=longitud de la chaveta
- H=altura de la chaveta

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{FC}{L/h} = 1.31 \cdot 10^8 N/m^2$$

Ec.65.

Se compra con la tensión de fluencia del material:

$$S_y = 6.40 \cdot 10^8 N/m^2 > \sigma_{\text{aplastamiento}} \quad \text{Es válido.}$$

Ec.66.

Chaveta del piñón: En este eje el piñón tiene una anchura de 64 mm, ya que la chaveta tiene una medida mayor, vamos a comprobar si una chaveta de **longitud = 60mm** aguantaría.

Calculo de la fuerza ejercida en la sección central de la chaveta:

$$Ft = \frac{T}{d \cdot eje/2} = 23578.85 \text{ N}$$

Ec.67.

Tensión de corte en la sección central:

$$\text{Área} = 0.06 \cdot 0.02 \text{ mm}$$

Ec.68.

$$\zeta_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Ft}{\text{área}} = 2.95 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Ec.69.

Se compra con la tensión tangencial de fluencia del material:

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} = 3.20 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 > \zeta_{max} \quad \text{Es válido.}$$

Ec.70.

Se va a evaluar el aplastamiento:

- L=longitud de la chaveta
- H=altura de la chaveta

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{FC}{L/h} = 6.55 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Ec.71.

Se compra con la tensión de fluencia del material:

$$S_y = 640 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 > \sigma_{\text{aplastamiento}} \quad \text{Es válido.}$$

Ec.72.

12.1.3.- Eje de salida.

- Diámetro del eje: 90mm
- Longitud de la chaveta: $90 \cdot 1.25 = 112.5$ mm
- Sección: 14 x 25 mm

Chaveta de la rueda: En este eje la rueda tiene una anchura de 64 mm, ya que la chaveta tiene una medida mayor, vamos a comprobar si una chaveta de **longitud = 60mm** aguantaría.

Calculo de la fuerza ejercida en la sección central de la chaveta:

$$Ft = \frac{T}{d.eje/2} = 51111.11N$$

Ec.73.

Tensión de corte en la sección central:

$$\text{Área} = 0.06 \cdot 0.025 \text{ mm}$$

Ec.74.

$$\zeta_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Ft}{\text{área}} = 5.11 \cdot 10^7 N/m^2$$

Ec.75.

Se compra con la tensión tangencial de fluencia del material:

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} = 3.20 \cdot 10^8 N/m^2 > \zeta_{max} \quad \text{Es válido.}$$

Ec.76.

Se va a evaluar el aplastamiento:

- L=longitud de la chaveta
- H=altura de la chaveta

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{FC}{L/h} = 1.22 \cdot 10^8 N/m^2$$

Ec.77.

Se compra con la tensión de fluencia del material:

$$S_y = 6.40 \cdot 10^8 N/m^2 > \sigma_{\text{aplastamiento}} \quad \text{Es válido.}$$

Ec.78.

12.1.4.- Conclusiones

Como se observa en los distintos cálculos, pese a escoger unas chavetas de menor tamaño todas cumplirán para las cargas a las que se van a ver sometidas.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DOCUMENTO N^o:3

TABLAS

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad para el accionamiento de una cinta transportadora de mineral de litio.

PRESENTADO POR:

Adrián Fernández Calvo

DIRIGIDO POR:

Francisco J. Rubio Montoya

1.- ANEXO 1: MATERIAL PARA ENGRANAJES

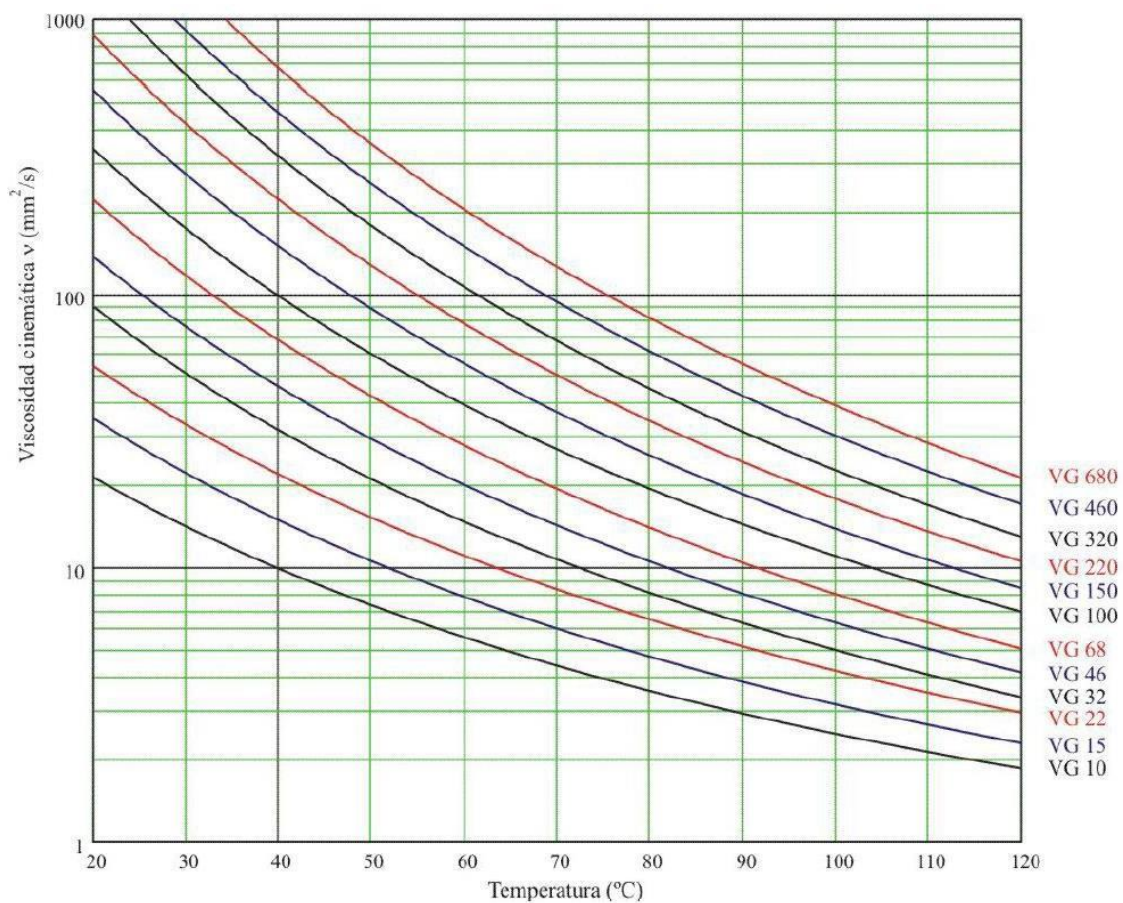
MATERIAL (tabla iso 6336-5)	Denominación	S_u (N/mm ²)	S_y (N/mm ²)	Dureza superficial
		min - max	min - max	
Fundiciones grises (GG) UNE EN 1561:2012	GJL-200 GJL-250 GJL-350	200 - 300 250 - 350 350 - 450	- - -	HB (150-230) HB (170-250) HB (210-275) HB 150-275
Fundiciones maleables de corazón negro (GTS) UNE EN 1562:2012	GJMB-500-5 GJMB-550-4 GJMB-600-3 GJMB-650-2	500 - 550 - 600 - 650 -	300 - 340 - 390 - 430 -	HB (165-215) HB (180-230) HB (195-245) HB (210-260) HB 135-250
Fundiciones con grafito esferoidal (nodular o dúctil) (GGG) UNE-EN1563:2012	GJS-400-15 GJS-600-3 GJS-800-2	400 - 600 - 800 -	250 - 380 - 480 -	HB (150-180) HB (210-250) HB (260-300) HB 175-300
Acero moldeado no aleado (St cast) UNE-EN10293:2006	GE240 GE300	450 - 600 520 - 670	240 - 300 -	HB 140 - HV 152 HB 175 - HV 200 HB 140-210
Acero no aleado forjado (St)	C25 C35 C45	400 580 680	280 380 430	HB 140 - HV 141 HB 180 - HV 182 HB 207 - HV 210 HB 110-210
Acero no aleado forjado, templado y revenido (V) UNE- EN10083-2:2008	C25 C35	570 600 - 750	430 430 - 520	HB 168 - HV 170 HB 212 - HV 216 HV 135-210 HV 115-215
Aceros aleados templados y revenidos (V) UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2 20MnCr5 34CrMo4 42CrMo4 34NiCrMo16	850 980 1000 - 1200 1100 - 1300 1230 - 1420	580 735 800 950 1030	HB 255 - HV 267 HB 302 - HV 317 HB 310 - HV 326 HB 321 - HV 337 HB 352 - HV 368 HV 200 - 390
Acero moldeado no aleado templado (V cast)				HV 130-215
Acero moldeado aleado templado (V cast)	G35CrMo4 G42CrMo4	750-980 800-1025	650 700	HB 290 - HV 305 HB 305 - HV 320 HV 200-360
Acero forjado de cementación. (Eh) UNE- EN10084:2010	20MnCr5 20NiCrMoS2-2 F1522 15 NiCr13 (F-1540) 14NiCrMo13 F 1560	980 850 950 1300	735 600 750 1100	HV 720 HV 600 HV 700 HV 740 HV 600-800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción (IF)	C45 37Cr4 F-1201 42CrMo4	1034 1150 1300	786 1200	HB 525 - HV 560 HV 550 - 610 HB 515 - HV 615 HV 485-615
Acero forjado de nitruación(NT), acero templado de nitruación(NV), acero de nitruación (NT)UNE- EN10085:2001	42CrMo4 24CrMo13-6 F 1711 31CrMoV9 F 1721 41 CrAlMo7-10 F 1741 34CrAlNi7-10	1450 1100 1000 950 - 1150 900-1100	900 800 750 680	HV 700 HV 700 HV 850 - 950 HV 850 - 950 NT HV 650-900 NV HV 450-650
Acero forjado de nitrocarburoización (NV)				HV 300-650

2.- ANEXO 2: COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS ACEROS

Designación EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	ε %	Dureza HB
MOLDEADOS													
GC25 / F-8104	0.25		0.55							440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65							510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65							580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)													
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55					N	900	490	310	22	150
								T + R	870 + 480	570	430	28	168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65					LC		585	375	29	190
								N	900	680	420	28	183
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					T + R	840 + 430	730	520	15	212
								N	870	660	390	20	197
C60 1060	0.6		0.75					Rec	790	600	360	23	180
								T + R	825 + 450	850	640	14	248
C60 1060	0.6		0.75					N	870	760	410		225
								T + R	815 + 430	1000	790	6	315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15				N	900	680	400	23	207
								C + T + R	880 + 860 + 150	980	735	14	302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55		LF	1100/850	650	320	22	192
								N	900	600	340	26	174
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				C + T + R	910 + 845 + 150	850	580	19	255
								LF	1050/850	770	520		229
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22			N	870	760	470	23	227
								Rec	830	650	420	25	192
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5		LF	1100/850	1030	720	15	311
								N	870	1280	860	12	388
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05		V 0.17		T + R	840 + 540	1120	1040	14	321
								LF	1150/900	1300	860		401
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				N	870	1280	860	12	388
								LF	1050/850	1000	680	15	302
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				N	900	950	600	16	285
								T + R	840 + 540	1200	1155	14	352
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%													
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10		Recoc	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11		Recoc	1100	510	206	40	150
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10 Ti				540	245	45	

N normalizado, T templado, R revenido, Rec recocido, LF laminado forjado, C cementado.

3.- ANEXO 3: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE LOS ACEITES CON LA TEMPERATURA.



4.- ANEXO 4: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS CUADRADAS

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

5.- ANEXO 5: COEFICIENTES DE APLICACIÓN KA

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

6.- ANEXO 6: COEFICIENTE K_I EN FUNCIÓN DE LA CALIDAD DEL TALLADO (Q_{ISO}) PARA K_V

Q _{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
K _I rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
K _I helic.	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9

----- Mecanizado basto -----

Mecanizado medio

Mecanizado preciso

----- Rectificado -----

--- Velocidad alta ---

----- (V < 7 m/s) ----- (V < 10 m/s) ----- (V < 20 m/s) ----- (V > 30 m/s) -----

----- Automóviles -----

----- Camiones -----

----- Mecánica general -----

--- Mecánica de baja precisión ---

7.- ANEXO 7: COEFICIENTES H₁, H₂ Y H₃ PARA K_{HB}

Q _{ISO}	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / dentados cementados rectificados		
		H ₁	H ₂	H ₃	H ₁	H ₂	H ₃
5	a	1.135	2.3 · 10 ⁻⁴	0.18	1.09	1.99 · 10 ⁻⁴	0.26
5	b, c	1.10	1.15 · 10 ⁻⁴	0.18	1.05	1.0 · 10 ⁻⁴	0.26
6	a	1.15	3.0 · 10 ⁻⁴	0.18	1.09	3.3 · 10 ⁻⁴	0.26
6	b, c	1.11	1.5 · 10 ⁻⁴	0.18	1.05	1.6 · 10 ⁻⁴	0.26
7	a	1.17	4.7 · 10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
7	b, c	1.12	2.3 · 10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
8	a	1.23	6.1 · 10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
8	b, c	1.15	3.1 · 10 ⁻⁴	0.18	-	-	-

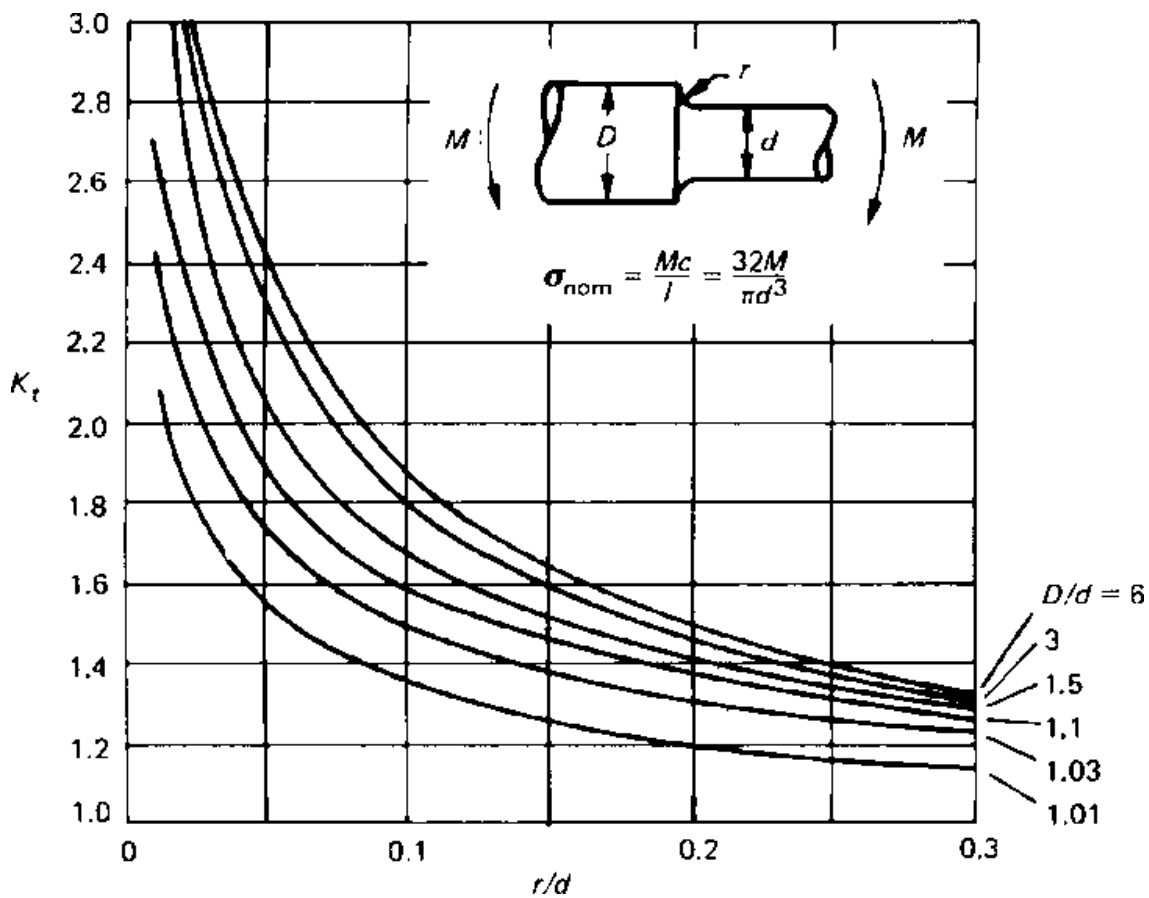
8.- ANEXO 8: DEFINICIÓN DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS

ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1.58	-0.085
Mecanizado o laminado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272.0	-0.995

9.- ANEXO 9: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD

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

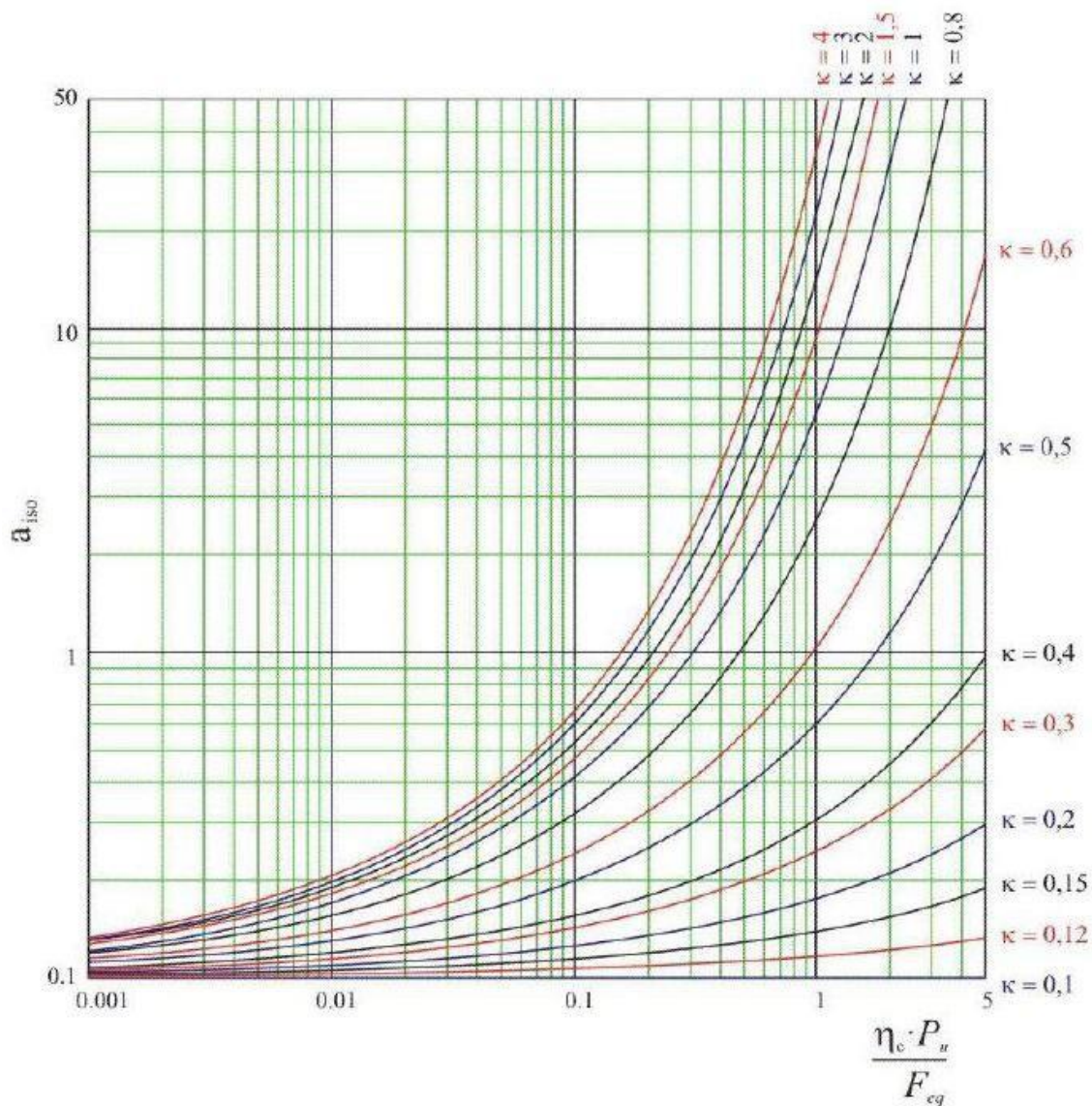
10.- ANEXO 10: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_t



11.- ANEXO 11: 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

12.- ANEXO 12: FACTOR A_{ISO} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS



13.- ANEXO 13: RODAMIENTO A DEL EJE DE ENTRADA



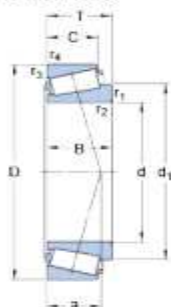
33110

product_table_popular_item[76]
SKF Explorer

Series de dimensiones

3CE

Dimensiones

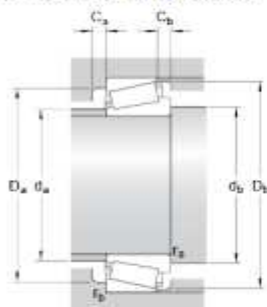


d	50	mm
D	85	mm
T	26	mm
d ₁	68	mm
B	26	mm
C	20	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

Dimensions

a	20.202	mm
---	--------	----

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 57	mm
d _b	min. 59	mm
D _a	min. 74	mm
D _a	max. 77	mm
D _b	min. 82	mm
C _a	min. 4	mm
C _b	min. 6	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	106	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	122	kN
Carga límite de fatiga	P _u	13.4	kN
Velocidad de referencia		6000	r/min
Velocidad límite		7500	r/min
Factor de cálculo	e	0.4	
Factor de cálculo	Y	1.5	
Factor de cálculo	Y ₀	0.8	

Masa

Rodamiento de masa		0.58	kg
--------------------	--	------	----

14.- ANEXO 14: RODAMIENTO B DEL EJE DE ENTRADA

SKF

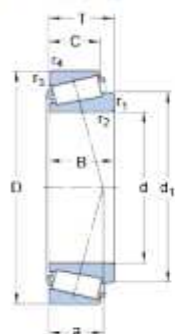
32910

SKF Explorer

Series de dimensiones

2BC

Dimensiones

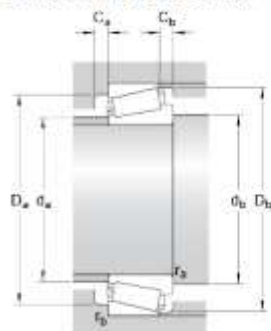


d	50	mm
D	72	mm
T	15	mm
d ₁	62.2	mm
B	15	mm
C	12	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 1	mm

Dimensions

a	13.457	mm
---	--------	----

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 56	mm
d _b	min. 57,5	mm
D _a	min. 66	mm
D _a	max. 65,5	mm
D _b	min. 69	mm
C _a	min. 3	mm
C _b	min. 3	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	41.3	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	53	kN
Carga límite de fatiga	P _u	5.6	kN
Velocidad de referencia		7000	r/min
Velocidad límite		8500	r/min
Factor de cálculo	e	0.35	
Factor de cálculo	Y	1.7	
Factor de cálculo	Y ₀	0.9	

Masa

Rodamiento de masa		0.19	kg
--------------------	--	------	----

15.- ANEXO 15: RODAMIENTO A DEL EJE INTERMEDIO

SKF



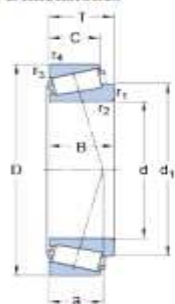
33113

product_table_popular_item[76]
SKF Explorer

Series de dimensiones

3DE

Dimensiones

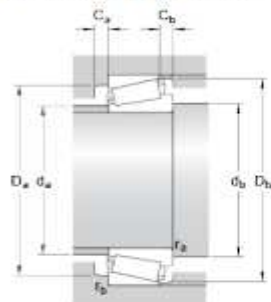


d	65	mm
D	110	mm
T	34	mm
d ₁	88.3	mm
B	34	mm
C	26.5	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

Dimensions

a	25.628	mm
---	--------	----

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 74	mm
d _b	min. 74.5	mm
D _a	min. 96	mm
D _a	max. 101.5	mm
D _b	min. 106	mm
C _a	min. 6	mm
C _b	min. 7.5	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	175	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	208	kN
Carga límite de fatiga	P _u	24	kN
Velocidad de referencia		4800	r/min
Velocidad límite		5600	r/min
Factor de cálculo	e	0.4	
Factor de cálculo	Y	1.5	
Factor de cálculo	Y ₀	0.8	

Masa

Rodamiento de masa		1.28	kg
--------------------	--	------	----

16.- ANEXO 16: RODAMIENTO B DEL EJE INTERMEDIO

SKF



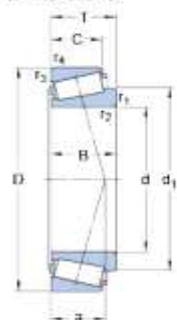
33013

product_table_popular_item[76]
SKF Explorer

Series de dimensiones

2CE

Dimensiones

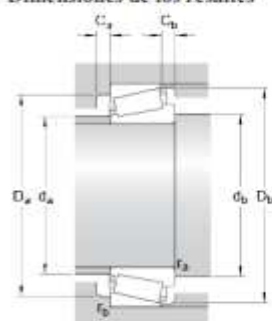


d	65	mm
D	100	mm
T	27	mm
d ₁	82.65	mm
B	27	mm
C	21	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

Dimensions

a	21.006	mm
---	--------	----

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 72	mm
d _b	min. 74	mm
D _a	min. 89	mm
D _a	max. 92	mm
D _b	min. 96	mm
C _a	min. 5	mm
C _b	min. 6	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	119	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	153	kN
Carga límite de fatiga	P _u	17.3	kN
Velocidad de referencia		5000	r/min
Velocidad límite		6300	r/min
Factor de cálculo	e	0.35	
Factor de cálculo	Y	1.7	
Factor de cálculo	Y ₀	0.9	

Masa

Rodamiento de masa		0.75	kg
--------------------	--	------	----

17.- ANEXO 17: RODAMIENTO A DEL EJE DE SALIDA

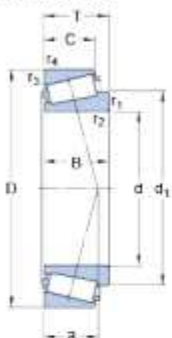


32017 X

product_table_popular_item[76]
SKF Explorer

Series de dimensiones	4CC
-----------------------	-----

Dimensiones

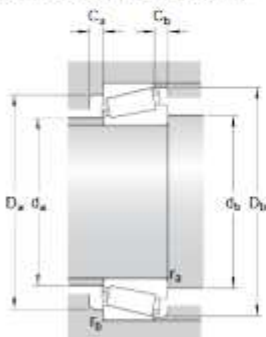


d	85	mm
D	130	mm
T	29	mm
d ₁	108.1	mm
B	29	mm
C	22	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

Dimensions

a	27.957	mm
---	--------	----

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 95	mm
d _b	min. 95	mm
D _a	min. 117	mm
D _a	max. 121	mm
D _b	min. 125	mm
C _a	min. 6	mm
C _b	min. 7	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	171	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	224	kN
Carga límite de fatiga	P ₀	25.5	kN
Velocidad de referencia		3800	r/min
Velocidad límite		4800	r/min
Factor de cálculo	e	0.44	
Factor de cálculo	Y	1.35	
Factor de cálculo	Y ₀	0.8	

Masa

Rodamiento de masa		1.36	kg
--------------------	--	------	----

18.- ANEXO 18: RODAMIENTO B DEL EJE DE SALIDA

SKF

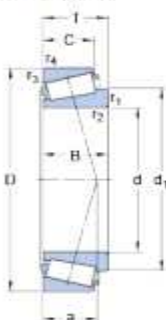
32917

SKF Explorer

Series de dimensiones

2CC

Dimensiones

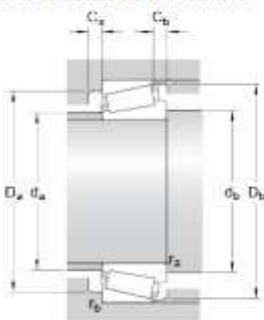


d	85	mm
D	120	mm
T	23	mm
d ₁	101,8	mm
B	23	mm
C	18	mm
r _{1,2}	min. 1,5	mm
r _{3,4}	min. 1,5	mm

Dimensions

a	21,01	mm
---	-------	----

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 93	mm
d _b	min. 94,5	mm
D _a	min. 111	mm
D _a	max. 111	mm
D _b	min. 115	mm
C _a	min. 4	mm
C _b	min. 5	mm
r _a	max. 1,5	mm
r _b	max. 1,5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	115	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	156	kN
Carga límite de fatiga	P _u	17,6	kN
Velocidad de referencia		4000	r/min
Velocidad límite		5000	r/min
Factor de cálculo	e	0,33	
Factor de cálculo	Y	1,8	
Factor de cálculo	Y ₀	1	

Masa

Rodamiento de masa	0,78	kg
--------------------	------	----

19.- ANEXO 19: ANILLOS DE EJE

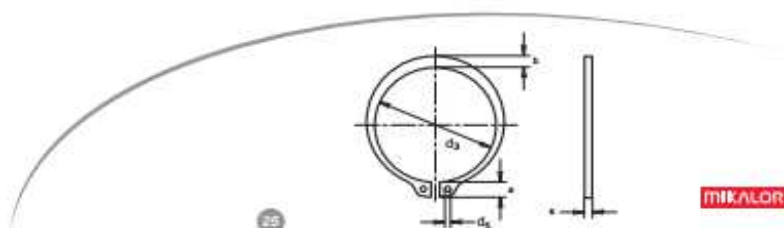
Anillo de Seguridad para Ejes DIN 471-E											
Diámetro nom.	Referencia DIN 471-E	s	a máx.	b=	d ₁	Recubrimiento	d ₅ min.	Envase	Embalaje		
3	01090013	0,4	-0,05	1,9	0,8	2,7	+0,04/-0,15	A	1	1000	84000
4	01090021	0,4	-0,05	2,2	0,9	3,7	+0,04/-0,15	F	1	5000	160000
5	01090030	0,6	-0,05	2,5	1,1	4,7	+0,04/-0,15	F	1	2500	160000
6	01090048	0,7	-0,05	2,7	1,3	5,6	+0,04/-0,15	F	1,2	2500	80000
7	01090056	0,8	-0,05	3,1	1,4	6,5	+0,06/-0,18	F	1,2	1500	48000
8	01090064	0,8	-0,05	3,2	1,5	7,4	+0,06/-0,18	F	1,2	4000	32000
9	01090072	1	-0,06	3,3	1,7	8,4	+0,06/-0,18	F	1,2	2000	32000
10	01090080	1	-0,06	3,3	1,8	9,3	+0,10/-0,36	F	1,2	1500	24000
11	01090099	1	-0,06	3,3	1,8	10,2	+0,10/-0,36	F	1,5	1500	12000
12	01090101	1	-0,06	3,3	1,8	11	+0,10/-0,36	F	1,5	1000	16000
13	01090128	1	-0,06	3,4	2	11,9	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	16000
14	01090136	1	-0,06	3,5	2,1	12,8	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	8000
15	01090144	1	-0,06	3,6	2,2	13,8	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	8000
16	01090152	1	-0,06	3,7	2,2	14,7	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	8000
17	01090160	1	-0,06	3,8	2,3	15,7	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	8000
18	01090179	1,2	-0,06	3,9	2,4	16,5	+0,10/-0,36	F	1,7	1000	8000
19	01090187	1,2	-0,06	3,9	2,5	17,5	+0,10/-0,36	F	2	1000	8000
20	01090195	1,2	-0,06	4	2,6	18,5	+0,13/-0,42	F	2	1000	8000
21	01090208	1,2	-0,06	4,1	2,7	19,5	+0,13/-0,42	F	2	1000	8000
22	01090216	1,2	-0,06	4,2	2,8	20,5	+0,13/-0,42	F	2	500	4000
24	01090232	1,2	-0,06	4,4	3	22,2	+0,21/-0,42	F	2	500	4000
25	01090240	1,2	-0,06	4,4	3	23,2	+0,21/-0,42	F	2	500	4000
26	01090259	1,2	-0,06	4,5	3,1	24,2	+0,21/-0,42	F	2	500	4000
27	01090849	1,2	-0,06	4,6	3,1	24,9	+0,21/-0,42	F	2	500	2000
28	01090267	1,5	-0,06	4,7	3,2	25,9	+0,21/-0,42	F	2	250	2000
29	01090275	1,5	-0,06	4,8	3,4	26,9	+0,21/-0,42	F	2	250	2000
30	01090283	1,5	-0,06	5	3,5	27,9	+0,21/-0,42	F	2	250	2000
32	01090304	1,5	-0,06	5,2	3,6	29,6	+0,21/-0,42	F	2,5	250	2000
33	01090873	1,5	-0,06	5,2	3,7	30,5	+0,25/-0,5	F	2,5	250	2000
34	01090312	1,5	-0,06	5,4	3,8	31,5	+0,25/-0,5	F	2,5	250	2000
35	01090320	1,5	-0,06	5,6	3,9	32,2	+0,25/-0,5	F	2,5	250	2000
36	01090339	1,75	-0,06	5,6	4	33,2	+0,25/-0,5	A	2,5	100	1600
38	01090347	1,75	-0,06	5,8	4,2	35,2	+0,25/-0,5	A	2,5	100	800
40	01090355	1,75	-0,06	6	4,4	36,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
42	01090363	1,75	-0,06	6,5	4,5	38,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	1600
44	01090881	1,75	-0,06	6,6	4,6	40,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
45	01090371	1,75	-0,06	6,7	4,7	41,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
46	01090857	1,75	-0,06	6,7	4,8	42,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
47	01090865	1,75	-0,06	6,8	4,9	43,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
48	01090380	1,75	-0,06	6,9	5	44,5	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
50	01090398	2	-0,07	6,9	5,1	45,8	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
Diámetro nom.	Referencia DIN 471-E	s	a máx.	b=	d ₁	Recubrimiento	d ₅ min.	Envase	Embalaje		
52	01090400	2	-0,07	7	5,2	47,8	+0,39/-0,9	A	2,5	100	800
55	01090419	2	-0,07	7,2	5,4	50,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	800
56	01090427	2	-0,07	7,3	5,5	51,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	400
58	01090435	2	-0,07	7,3	5,6	53,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	400
60	01090443	2	-0,07	7,4	5,8	55,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	800
62	01090451	2	-0,07	7,5	6	57,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	400
63	01090460	2	-0,07	7,6	6,2	58,8	+0,46/-1,1	A	2,5	100	400
65	01090478	2,5	-0,07	7,8	6,3	60,8	+0,46/-1,1	A	3	75	300
68	01090486	2,5	-0,07	8	6,5	63,5	+0,46/-1,1	A	3	75	300
70	01090494	2,5	-0,07	8,1	6,6	65,5	+0,46/-1,1	A	3	75	300
72	01090507	2,5	-0,07	8,2	6,8	67,5	+0,46/-1,1	A	3	75	600
75	01090515	2,5	-0,07	8,4	7	70,5	+0,46/-1,1	A	3	75	600
78	01090531	2,5	-0,07	8,6	7,3	73,5	+0,46/-1,1	A	3	75	600
80	01090540	2,5	-0,07	8,6	7,4	74,5	+0,46/-1,1	A	3	75	600
82	01090558	2,5	-0,07	8,7	7,6	76,5	+0,46/-1,1	A	3	75	600
85	01090566	3	-0,07	8,7	7,8	79,5	+0,46/-1,1	A	3,5	50	400
90	01090582	3	-0,07	8,8	8,2	84,5	+0,54/-1,08	A	3,5	50	400
92	01090910	3	-0,08	9	8,4	86,5	+0,54/-1,3	A	3,5	50	800
95	01090590	3	-0,07	9,4	8,6	89,5	+0,54/-1,08	A	3,5	50	400
100	01090603	3	-0,07	9,6	9	94,5	+0,54/-1,08	A	3,5	50	400
105	01090611	4	-0,07	9,9	9,3	98	+0,54/-1,08	A	3,5	40	160
110	01090620	4	-0,07	10,1	9,6	103	+0,54/-1,08	A	3,5	40	160
115	01090638	4	-0,07	10,6	9,8	108	+0,54/-1,08	A	3,5	40	160
120	01090646	4	-0,07	11	10,2	113	+0,54/-1,08	A	3,5	40	160
125	01090654	4	-0,07	11,4	10,4	118	+0,54/-1,08	A	4	40	160
130	01090662	4	-0,07	11,6	10,7	123	+0,63/-1,26	A	4	40	160
135	01090670	4	-0,07	11,8	11	128	+0,63/-1,26	A	4	40	160
140	01090689	4	-0,07	12	11,2	133	+0,63/-1,26	A	4	40	160
145	01090697	4	-0,07	12,2	11,5	138	+0,63/-1,26	A	4	40	160
150	01090700	4	-0,07	13	11,8	142	+0,63/-1,26	A	4	40	160
160	01090726	4	-0,1	13,3	12,2	151	+0,63/-1,5	A	4	40	40
170	01090742	4	-0,1	13,5	12,9	160,5	+0,63/-1,5	A	4	40	40
175	01090750	4	-0,1	13,5	12,9	165,5	+0,63/-1,5	A	4	40	40
180	01090769	4	-0,1	14,2	13,6	176,5	+0,63/-1,5	A	4	40	40
185	01090777	4	-0,1	14,2	13,5	175,5	+0,63/-1,5	A	4	40	40
190	01090785	4	-0,1	14,2	14	180,5	+0,72/-1,7	A	4	40	40
195	01090793	4	-0,1	14,2	14	185,5	+0,72/-1,7	A	4	40	40
200	01090806	4	-0,1	14,2	14	190,5	+0,72/-1,7	A	4	40	40

Materiales:

ACERO PARA MUELLES
 < e49 HRc 47-54 (HV 470-580)
 > e60 HRc 44-51 (HV 435-530)

Acabados:

A = Acabado Antioxidante
 F = Fosfatado



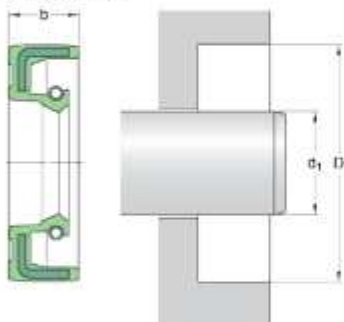
20.- ANEXO 20: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA



40x50x8 HMS5 V

Número de referencia para EE. UU.	563421
Diseño	HMS5
Material del labio	V
Muelle tioridal flexible de acero inoxidable	

Dimensiones



d_1	40	mm
D	50	mm
b	8	mm

Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	200	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	220	°C
Velocidad de giro	max.	6685	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	14	m/s

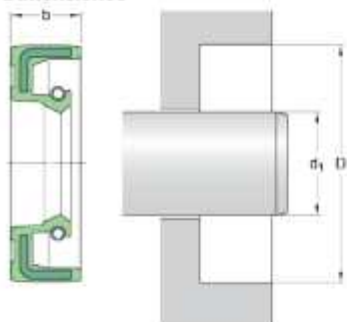
21.- ANEXO 21: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA



100x120x10 HMS5 V

Número de referencia para EE. UU.	562786
Diseño	HMS5
Material del labio	V
Muelle tiroidal flexible de acero inoxidable	

Dimensiones



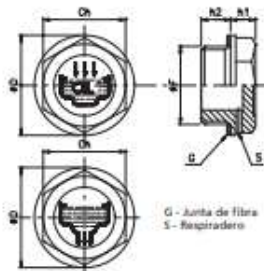
d_1	100	mm
D	120	mm
b	10	mm

Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	200	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	220	°C
Velocidad de giro	max.	2674	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	14	m/s

22.- ANEXO 22: TAPÓN DE LLENADO

480032 TAPÓN CARGA ACEITE TCN / TCNS Y DE DESCARGA TSN

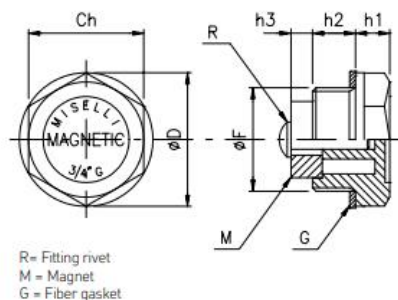


Código carga sin respiradero	Código carga con respiradero	Código descarga	F	Ch	D	h2	h1	P (Nm)
48003206011	48003206021	48003206031	G 1/4"	17	19,5	9	7	5
48003209011	48003209021	48003209031	G 3/8"	18	22	10	7,5	8
48003212011	48003212021	48003212031	G 1/2"	23	28	11	7,5	9
48003219011	48003219021	48003219031	G 3/4"	30	34	11	9	11
48003225011	48003225021	48003225031	G 1"	35	42	12	10,5	20
48003231011	48003231021	48003231031	G 1 1/4"	42	51	13,5	12	-
48003237011	48003237021	48003237031	G 1 1/2"	50	58	16	10	-
48003250011	48003250021	48003250031	G 2"	64	74	16	12	-
48003210011	48003210021	-	M 10x1,5	17	19,5	9	7	5
48003211011	48003211021	-	M 12x1,5	17	19,5	9	7	5
48003214011	48003214021	48003214031	M 14x1,5	17	19,5	9	7	5
48003216011	48003216021	48003216031	M 16x1,5	18	21	10	7,5	6
48003218011	48003218021	48003218031	M 18x1,5	21	26	10	7,5	7
48003220011	48003220021	48003220031	M 20x1,5	24	28	10	8	8
48003222011	48003222021	48003222031	M 22x1,5	24	28	11	8	10
48003240011	48003240021	48003240031	M 40x1,5	42	52	13	10	-

Tapón roscado de cabeza hexagonal realizada en material termoplástico PA66 de óptima resistencia mecánica a bajas y altas temperaturas (máx. 100°C), excelente estabilidad dimensional y muy buena resistencia al impacto.
 Arandela plana de retención en fibra exenta de amianto. FASIT 202 (Sobre encargo se puede suministrar con goma NBR)
 Color negro. Sobre encargo y para cantidades adecuadas, disponible en color rojo.
 Los tapones de carga de aceite se suministran con el símbolo de carga y la inscripción OIL.
 El tapón de descarga se suministra simplemente con el símbolo de descarga.
 El respiradero de un Ø de 2 a 3,5 mm, está ubicado en la cabeza hexagonal.
 Nm = Par de apriete máx. para el montaje.

23.- ANEXO 23: TAPÓN DE VACIADO

TM - DRAIN PLUGS WITH MAGNET (PLASTIC)



-Thermoplastic hex plug with magnet

-The plug is fitted to the bottom of the transmission or tank, to be used as drain plug; the magnet attract ferrous metal parts, preventing damage to gears and other moving components

-Production colour black, marked MAGNETIC on the hex surface.

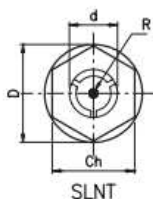
-Oil resistant asbestos-free seal

-In larger quantities, these plugs are available with threads other than those shown, ie M16-18-20-22.

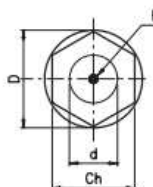
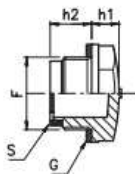
Code	F	Ch	D	h2	h1	h3
TM-14	G 1/4"	17	20	9	7	5
TM-38	G 3/8"	18	22	10	7.5	10
TM-12	G 1/2"	24	27	11	8	9
TM-34	G 3/4"	30	34	11	9	6.5
TM-1	G 1"	35	42	12	10.5	14
TM-1415	M14X15	17	20	9	7	5

24.- ANEXO 24: VISOR NIVEL DE ACEITE

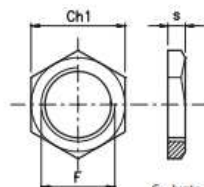
480021-480023 VISOR SIMPLEX SLN CON REFLECTOR Y SIN REFLECTOR



SLNT



SLNS



GF

Para el montaje en paredes de menos de 5 mm. de grosor, se necesita una tuerca de latón GF.

G - Junta de fibra
R - Punto rojo
S - Reflector

Código sin reflector	Código con reflector	Ch	F	D	d	h1	h2	P (Nm)	Ch1	s
48002301014	-	17	G 1/4"	20,5	12	8	8,5	8	-	-
48002303038	48002103038	18	G 3/8"	22	12	6,5	12	12	19	5
48002304012	48002104012	24	G 1/2"	28	16	8	12	16	27	5
48002305034	48002105034	30	G 3/4"	36	21	8,5	13,5	21	32	6
48002307001	48002107001	36	G 1"	42	30	9	14	24	36	6
48002309114	48002109114	42	G 1 1/4"	51	32	10	17	-	46	6
48002310112	48002110112	50	G 1 1/2"	58	39	10	21	-	-	-
48002311002	48002111002	64	G 2"	74	48	12	20	-	-	-
48002301415	-	17	M14x1,5	20	12	7,5	8	8	-	-
48002301615	48002116000	18	M16x1,5	22	12	6,5	12,5	12	-	-
48002301815	48002118000	21	M18x1,5	25,5	14	6	12,5	12	-	-
48002302015	48002120000	24	M20x1,5	28	16	7,5	12	16	-	-
48002322000	48002122000	24	M22x1,5	28	16	7,5	12,5	16	-	-
48002326000	48002126000	30	M26x1,5	36	21	8,5	13,5	21	-	-
48002327000	48002127000	30	M27x1,5	36	21	8,5	13,5	21	-	-
48002340000	48002140000	42	M40x1,5	51	32	10	17	-	-	-

Material: Resina poliamídica de gran transparencia. Óptima resistencia mecánica a alta y baja temperatura, gran estabilidad dimensional y muy buena resistencia al aceite y gasolina. Evitar el contacto con alcohol, líquidos anticongelantes a altas temperaturas y agua a más de 80°C. El modelo con reflector mejora la visualización del nivel de aceite.

Arandela plana de retención en fibra exenta de amianto (sobre encargo se puede suministrar en goma sintética NBR 70).

Presión de trabajo hasta 1 bar. Temperatura máx. de trabajo: 100°C

Nm - Par de apriete max. para el montaje.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DOCUMENTO N^o:4

PRESUPUESTO

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad para el accionamiento de una cinta transportadora de mineral de litio.

PRESENTADO POR:

Adrián Fernández Calvo

DIRIGIDO POR:

Francisco J. Rubio Montoya

37.- INTRODUCCIÓN

El presupuesto define los costes de cada uno de los componentes del reductor de velocidad. Se van a definir costes para material y para los procesos de fabricación. Para los elementos que han sido utilizados y se encuentran previamente manufacturados se elaborará una tabla resumen con los precios de cada componente y el número de estos que han adquirido.

Finalmente se mostrarán los cuadros resúmenes con los precios de cada apartado y el precio final del reductor de velocidad, incluyendo los impuestos y el beneficio.

38.- ENGRANAJES.

El precio de la mano de obra está incluido en los distintos procesos.

38.1.- PIÑÓN PRIMERA ETAPA.

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Acero F-127 (34CrNiMo6)	Kg	1,51	3,45	5,21
Torneado	h	0,60	25,00	15,00
Fresado	h	0,25	30,00	7,50
Taladrado	h	0,10	15,00	1,50
Mecanizar dientes	h	1,40	38,00	53,20
Rectificado	h	0,20	40,00	8,00
TOTAL				90,41 €

38.2.- RUEDA PRIMERA ETAPA.

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Acero F-127 (34CrNiMo6)	Kg	11,83	3,45	40,81
Torneado	h	0,95	25,00	23,75
Fresado	h	0,75	30,00	22,50
Taladrado	h	0,10	15,00	1,50
Mecanizar dientes	h	2,30	38,00	87,40
Rectificado	h	0,23	40,00	9,20
TOTAL				185,16 €

38.3.- PIÑÓN SEGUNDA ETAPA.

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Acero F-127 (34CrNiMo6)	Kg	4,86	3,45	16,77
Torneado	h	0,65	25,00	16,25
Fresado	h	0,35	30,00	10,50
Taladrado	h	0,10	15,00	1,50
Mecanizar dientes	h	1,55	38,00	58,90
Rectificado	h	0,20	40,00	8,00
TOTAL				111,92 €

38.4.- RUEDA SEGUNDA ETAPA.

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Acero F-127 (34CrNiMo6)	Kg	39,15	3,45	135,07
Torneado	h	1,15	25,00	28,75
Fresado	h	0,89	30,00	26,70
Taladrado	h	0,10	15,00	1,50
Mecanizar dientes	h	2,53	38,00	96,14
Rectificado	h	0,23	40,00	9,20
TOTAL				297,36 €

39.- EJES.

El precio de la mano de obra está incluido en los distintos procesos.

39.1.- EJE DE ENTRADA.

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Acero F-127 (34CrNiMo6)	Kg	5,50	3,45	18,98
Torneado	h	0,26	25,00	6,50
Cilindrado	h	1,63	30,00	48,90
Ranurado	h	0,24	15,00	3,60
Avellanado	h	0,10	38,00	3,80
Fresado chavetero	h	0,15	40,00	6,00
TOTAL				87,78 €

39.2.- EJE INTERMEDIO.

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Acero F-127 (34CrNiMo6)	Kg	8,98	3,45	30,98
Torneado	h	0,35	25,00	8,75
Cilindrado	h	2,62	30,00	78,60
Ranurado	h	0,24	15,00	3,60
Avellanado	h	0,10	38,00	3,80
Fresado chavetero	h	0,20	40,00	8,00
TOTAL				133,73 €

39.3.- EJE DE SALIDA.

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Acero F-127 (34CrNiMo6)	Kg	27,74	3,45	95,70
Torneado	h	0,50	25,00	12,50
Cilindrado	h	5,80	30,00	174,00
Ranurado	h	0,28	15,00	4,20
Avellanado	h	0,10	38,00	3,80
Fresado chavetero	h	0,30	40,00	12,00
TOTAL				302,20 €

40.- CARCASA Y TAPAS.

En este apartado contabilizaremos la parte superior e inferior de la carcasa del reductor

El precio de la mano de obra está incluido en los distintos procesos.

40.1.- CARCASA

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Fundición gris FG-25	Kg	100,00	0,95	95,00
Moldeo y desbarbado	Ud.	1,00	85,00	85,00
Fresado	h	2,40	30,00	72,00
Taladro	h	1,20	15,00	18,00
Roscado	h	0,80	38,00	30,40
Fresado chavetero	h	0,15	10,00	1,50
TOTAL				301,90

40.2.- TAPA EJE DE ENTRADA.

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Fundición gris FG-25	Kg	0,15	0,95	0,14
Torneado	h	0,15	25,00	3,75
Taladro	h	0,10	15,00	1,50
Roscado	h	0,10	38,00	3,80
Rectificado	h	0,10	40,00	4,00
TOTAL				13,19 €

40.3.- TAPA EJE DE SALIDA.

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Fundición gris FG-25	Kg	0,30	0,95	0,29
Torneado	h	0,32	25,00	8,00
Taladro	h	0,22	15,00	3,30
Roscado	h	0,24	38,00	9,12
Rectificado	h	0,18	40,00	7,20
TOTAL				27,91 €

40.4.- TAPÓN LLENADO DE LUBRICANTE.

Materiales y procesos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Fundición gris FG-25	Kg	0,40	0,95	0,38
Torneado	h	0,30	25,00	7,50
Taladro	h	0,20	15,00	3,00
Roscado	h	0,15	38,00	5,70
Rectificado	h	0,16	40,00	6,40
TOTAL				22,98 €

41.- ELEMENTOS NORMALIZADOS

Descripción	Referencia	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio Total(€)
Rodamiento	SKF-33110	1,00	49,95	49,95
Rodamiento	SKF-32910	1,00	37,46	37,46
Rodamiento	SKF-33113	1,00	58,44	58,44
Rodamiento	SKF-32013	1,00	34,23	34,23
Rodamiento	SKF-32017X	1,00	70,78	70,78
Rodamiento	SKF-32917	1,00	100,24	100,24
Junta	Carcasa	1,00	4,50	4,50
Junta	Tapas	4,00	2,30	9,20
Tornillo	M6 x 20	8,00	0,12	0,96
Tornillo	M6 x 18	40,00	0,11	4,40
Casquillo	ø55x23,1	1,00	0,55	0,55
Casquillo	ø70x15,09	1,00	0,68	0,68
Casquillo	ø70x30,49	1,00	0,72	0,72
Casquillo	ø90x65,94	1,00	1,15	1,15
Arandela elástica	ø50x2	2,00	0,30	0,60
Arandela elástica	ø65x2,5	2,00	0,35	0,70
Arandela elástica	ø85x3	2,00	0,38	0,76
Chaveta	30x10x16	1,00	1,35	1,35
Chaveta	30x12x20	1,00	1,53	1,53
Chaveta	60x12x20	1,00	2,15	2,15
Chaveta	60x14x25	1,00	2,30	2,30
Reten	55x72x8 HMS5 V	1,00	12,04	12,04
Reten	90x110x10 HMS5 V	1,00	24,77	24,77
Pintura	Comercial	5L	4,95	24,75
Aceite	VG-320	25L	5,83	145,84
TOTAL				590,05 €

42.- PRESUPUESTO DE LA EJECUCIÓN MATERIAL.

Descripción	Precio Total(€)
Engranajes	684,85
Ejes	523,71
Carcasa	301,90
Tapas	80,44
Tapón	22,98
Rodamiento	351,10
Juntas	13,70
Tornillos	5,36
Casquillos	3,10
Arandelas elásticas	2,06
Chavetas	7,33
Retenes	36,81
Pintura	24,75
Lubricante	145,84
Mano de obra	114,25
TOTAL	2.318,17 €

43.- PRESUPUESTO DE CONTRATA.

Descripción	Precio Total(€)
Presupuesto ejecución material	2.318,17
15% Gastos generales	347,73
6% Beneficio industrial	139,09
TOTAL	2.804,99 €

44.- PRESUPUESTO TOTAL.

Descripción	Precio Total(€)
Presupuesto base contrata	2.804,99
21% IVA	589,05
TOTAL	3.394,03 €



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DOCUMENTO N°5:
DISEÑO DEL REDUCTOR EN
SOLIDWORKS

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad para el accionamiento de una cinta transportadora de mineral de litio.

PRESENTADO POR:

Adrián Fernández Calvo

DIRIGIDO POR:

Francisco J. Rubio Montoya

1.- DISEÑO DE UN REDUCTOR EN SOLIDWORKS

1.1.- INTRODUCCION

Durante los apartados anteriores se ha ido calculando y diseñando el reductor de velocidad, empezando por su parte mas teórica y continuando por unos planos que hacen más fácil la tarea de visualizar sus formas, dimensiones y el reparto de los distintos elementos dentro del reductor. Y en este último punto del diseño del reductor es donde vamos a profundizar ya que las posibilidades del software hoy en día permiten su diseño en 3D al completo y su posterior puesta en movimiento tanto de los engranajes, como una vista donde el conjunto se desmonta y se vuelve a montar para visualizar la situación de las distintas piezas.

Durante los siguientes subapartados se va a ir desgranando las distintas partes del reductor y se hará una breve explicación del proceso utilizado para diseñar el elemento.

2.- PIEZAS

2.1.- EJES

Para el diseño de los ejes en SolidWorks se ha partido de una vista lateral del eje cogiendo solo la parte superior de la simetría y a continuación se le ha aplicado el comando “revolución de saliente” para conseguir el volumen final. El eje de rotación de esta operación es el eje interno de la pieza.

Una vez realizada la operación de revolución se procede a ejecutar la operación para conseguir los chaveteros, se dibuja un croquis con la forma final del chavetero para luego aplicar la operación de “extrusión con corte” para profundizar dentro del eje a una medida previamente calculada.

2.1.1.- Eje de entrada

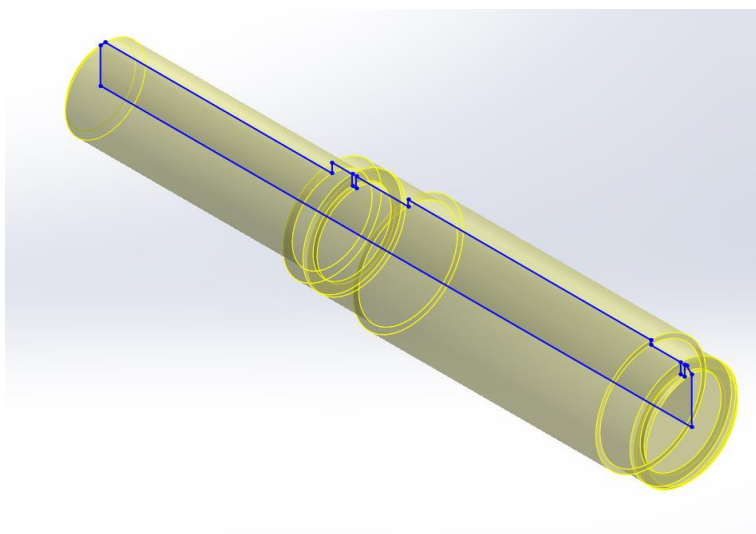


Fig.1.Operación de revolución eje de entrada.

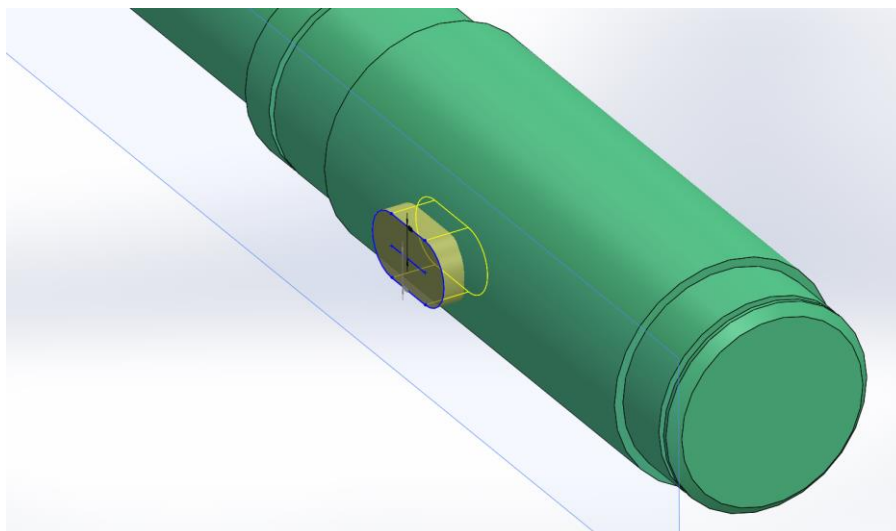


Fig.2.Operación de "extrusión con corte" para realizar el chavetero.

2.1.2.- Eje intermedio

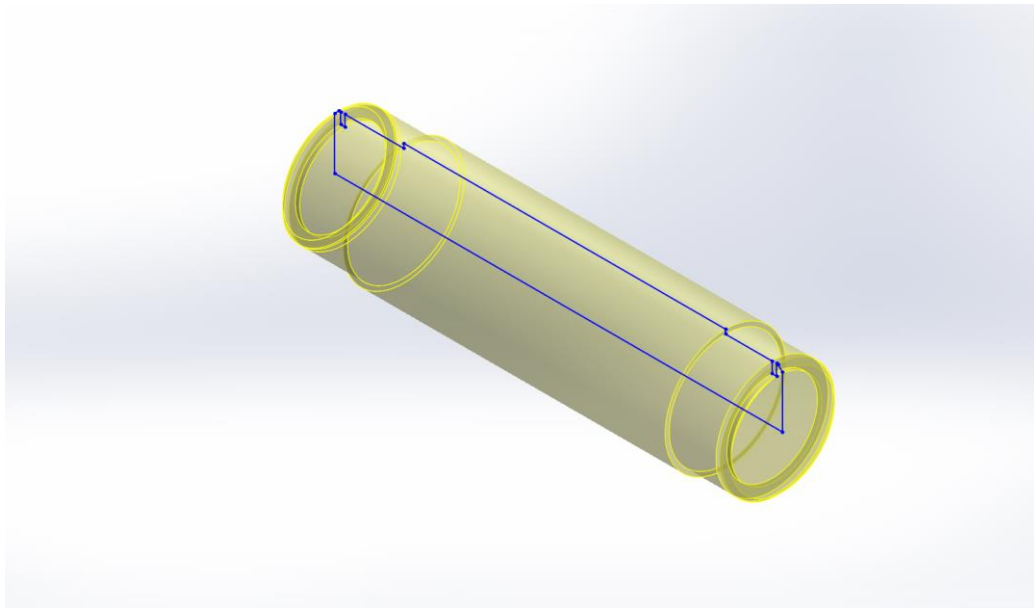


Fig.3.Operación de "revolución" eje de intermedio.

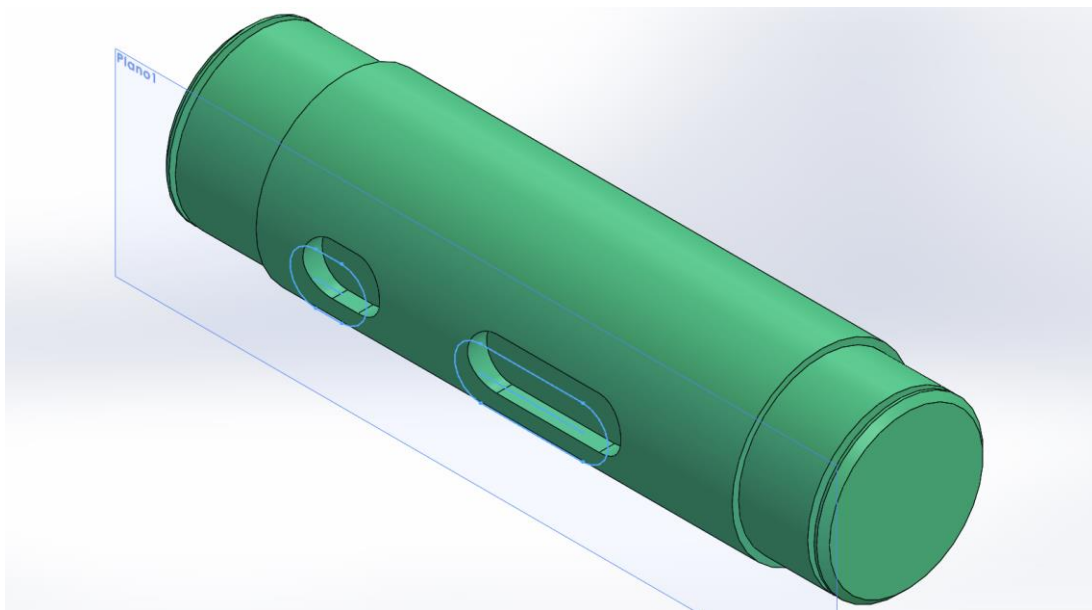


Fig.4.Detalle de los dos chaveteros del eje intermedio.

2.1.3.- Eje de salida

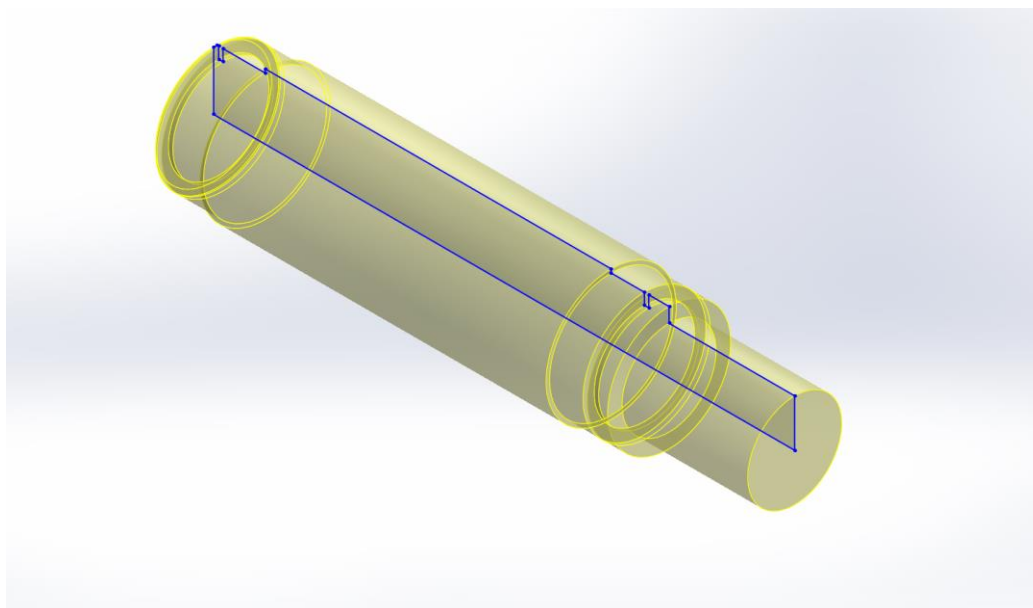


Fig.5.Operación de “revolución” eje de salida.

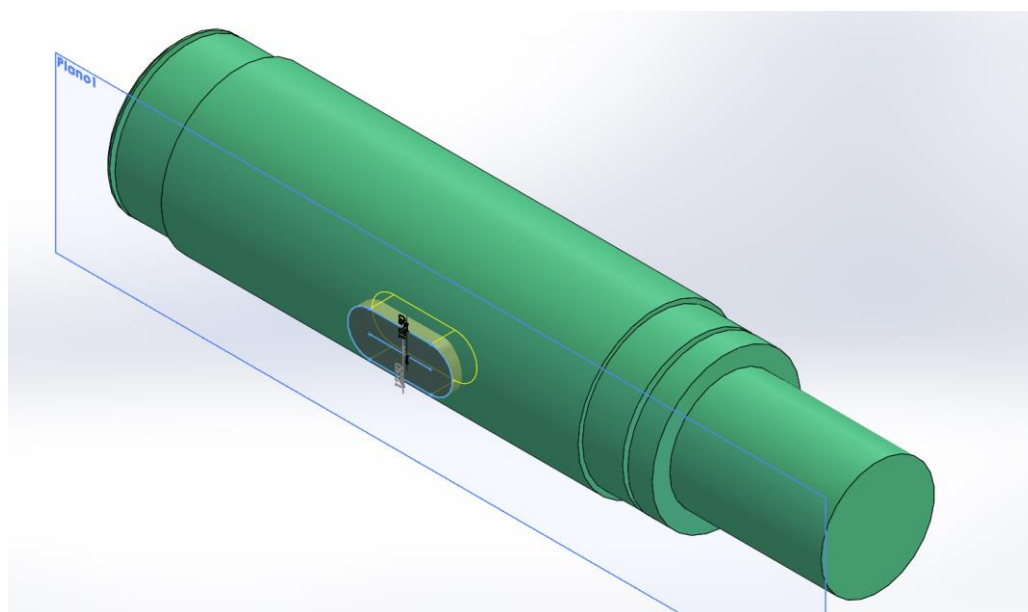


Fig.6.Operación de “extrusión con corte” para realizar el chavetero.

2.2.- ENGRANAJES

Los engranajes al tratarse de elementos previamente calculados y normalizados se han extraído de las librerías “Toolbox” que ofrece SolidWorks. Estas librerías ofrecen todo tipo de elementos normalizados para las distintas homologaciones, en este caso se han utilizado elementos de la norma ISO.

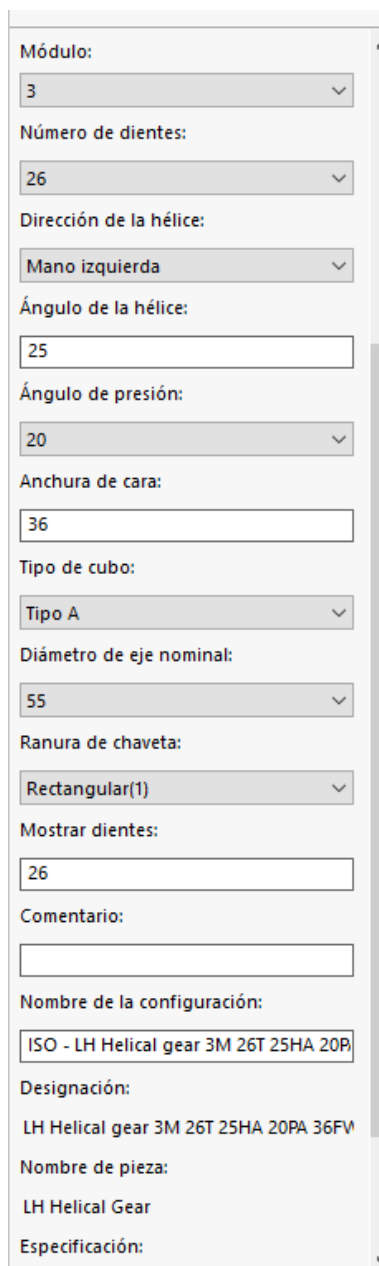


Fig.7. Distintas normas dentro del entorno “Toolbox”.



Fig.8. Proceso para insertar engranajes helicoidales.

Las librerías mencionadas ofrecen la configuración total del elemento utilizado, en este caso los engranajes. A continuación, se puede ver las distintas opciones que ofrece el programa.



The image shows a vertical configuration panel for a gear in SolidWorks. It contains the following fields and options:

- Módulo:** 3
- Número de dientes:** 26
- Dirección de la hélice:** Mano izquierda
- Ángulo de la hélice:** 25
- Ángulo de presión:** 20
- Anchura de cara:** 36
- Tipo de cubo:** Tipo A
- Diámetro de eje nominal:** 55
- Ranura de chaveta:** Rectangular(1)
- Mostrar dientes:** 26
- Comentario:** (empty text box)
- Nombre de la configuración:** ISO - LH Helical gear 3M 26T 25HA 20P
- Designación:** LH Helical gear 3M 26T 25HA 20PA 36FV
- Nombre de pieza:** LH Helical Gear
- Especificación:** (empty text box)

Fig.9.Características de los engranajes.

2.2.1.- Piñón primera etapa

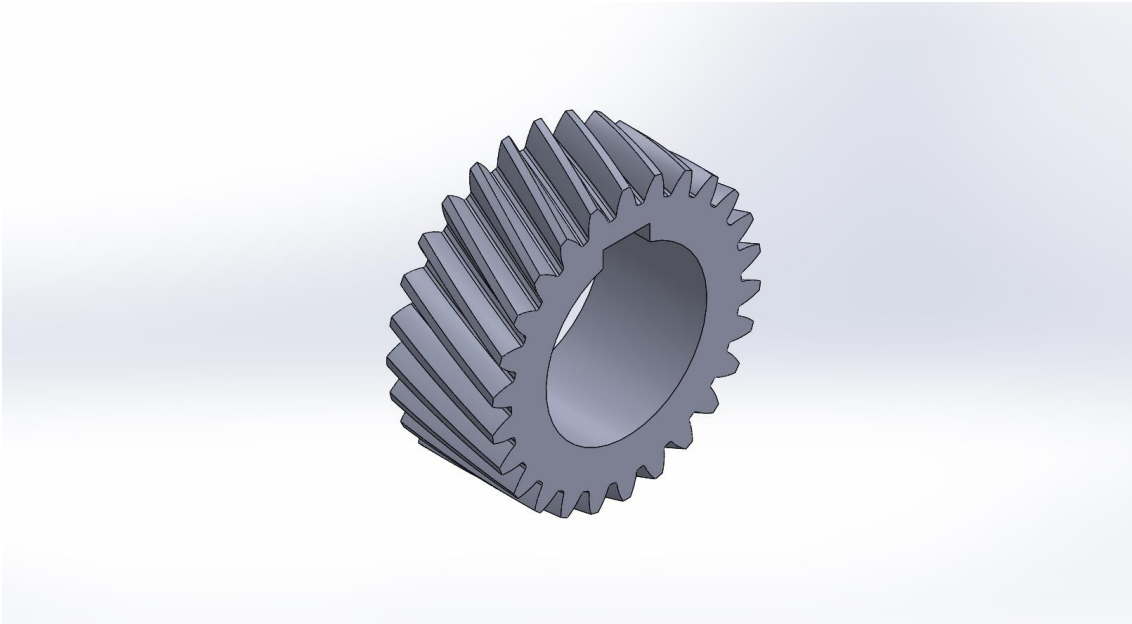


Fig.10.Detalle piñón primera etapa.

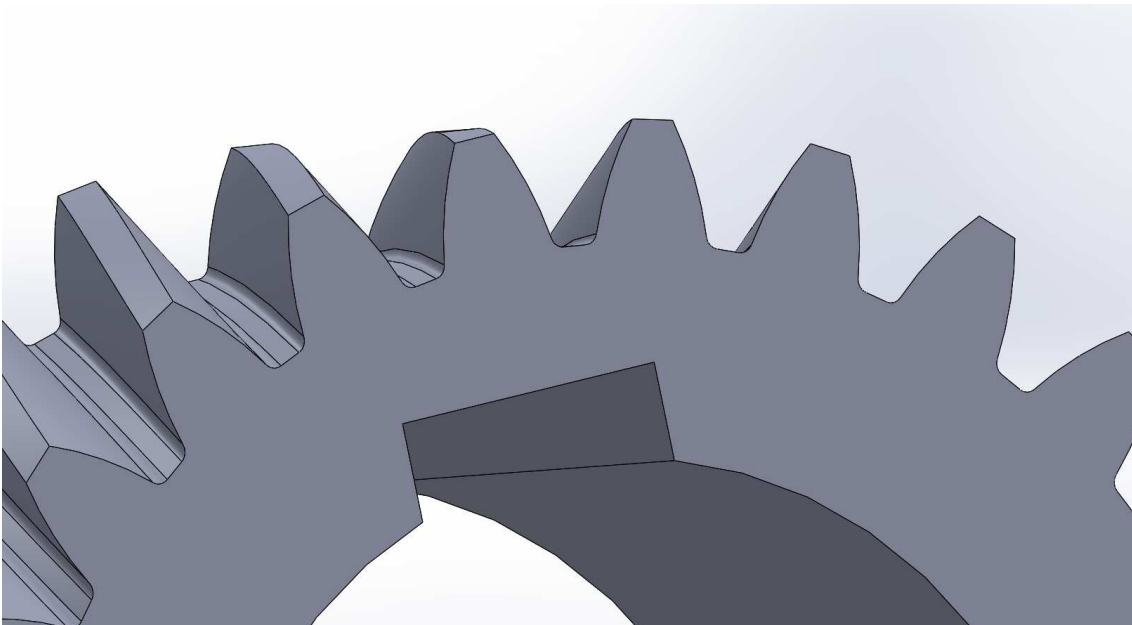


Fig.11.Detalle dientes piñón primera etapa.

2.2.2.- Rueda primera etapa

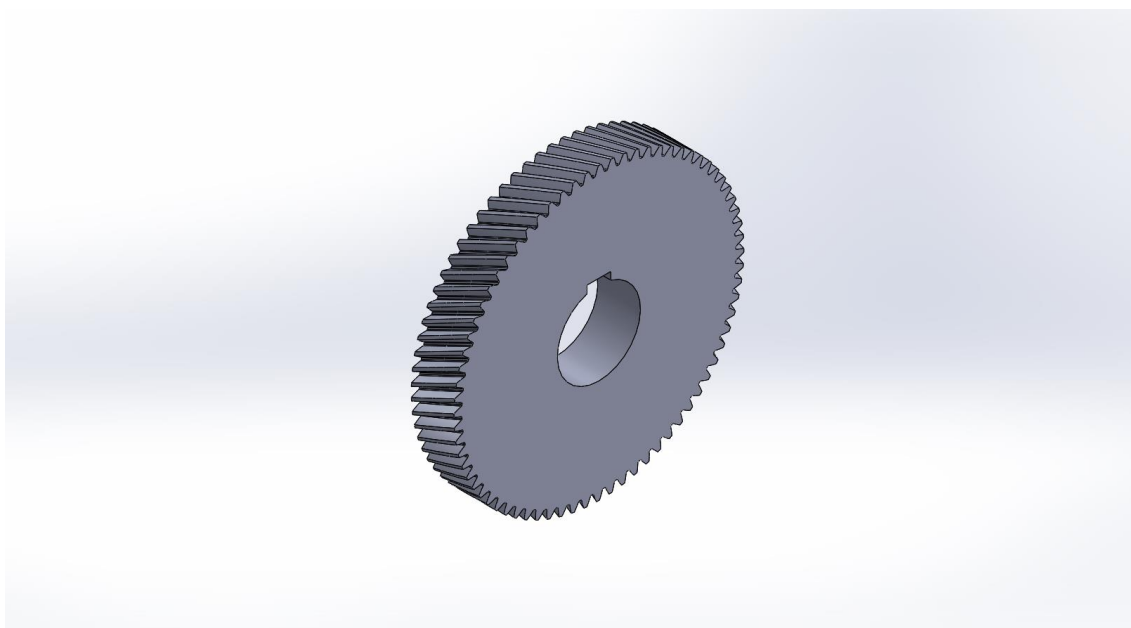


Fig.12.Detalle rueda primera etapa.

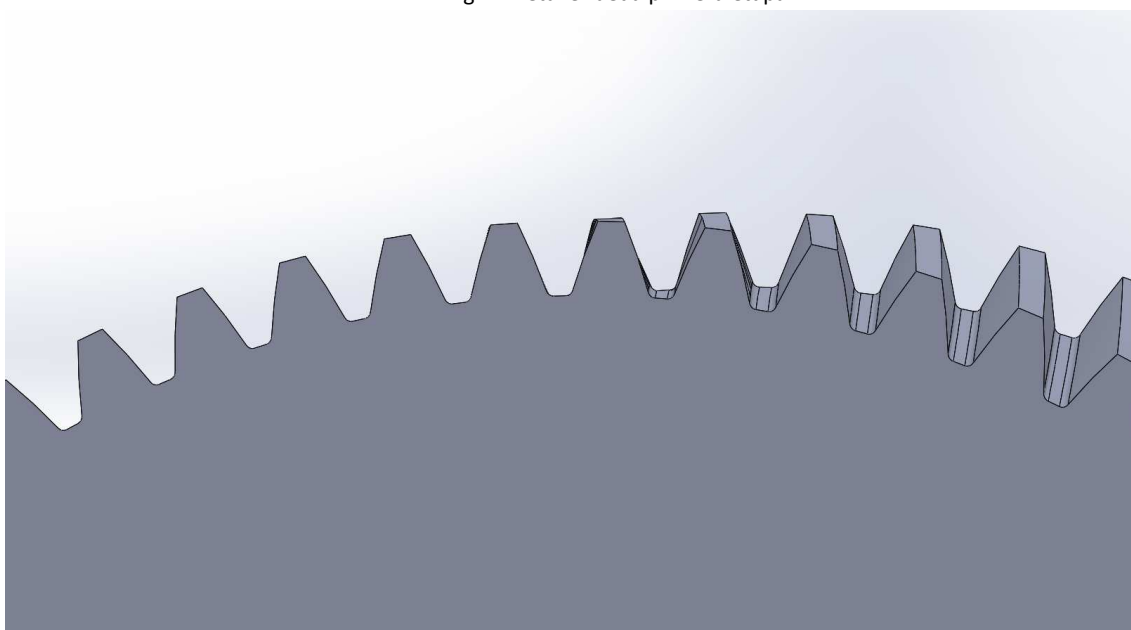


Fig.13.Detalle dientes rueda primera etapa.

2.2.3.- Piñón segunda etapa

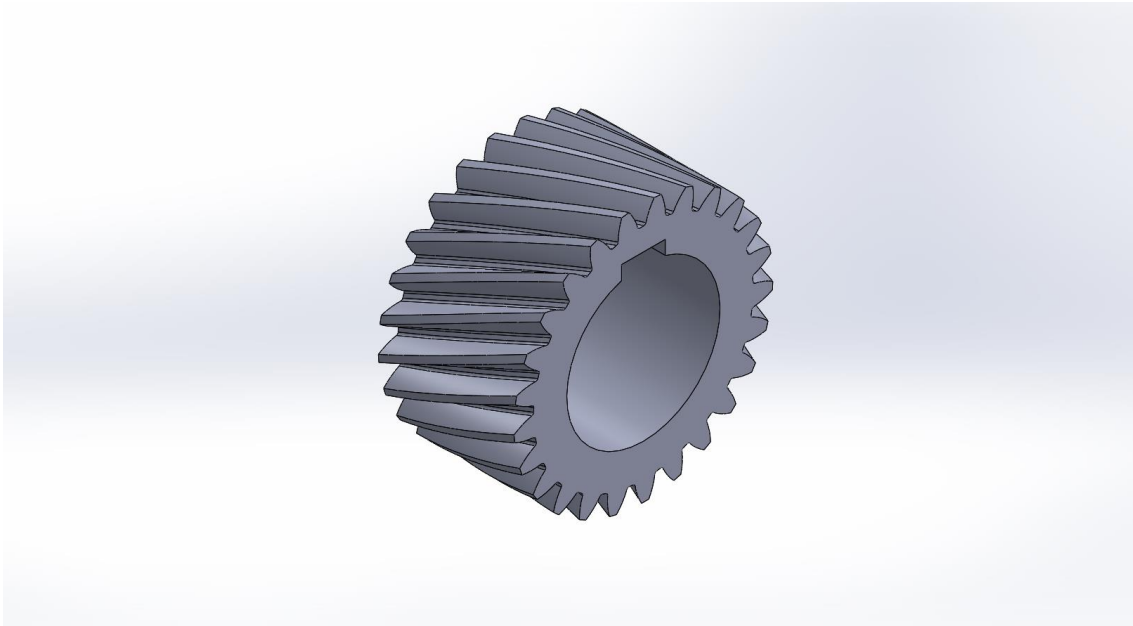


Fig.14.Detalle piñón segunda etapa.

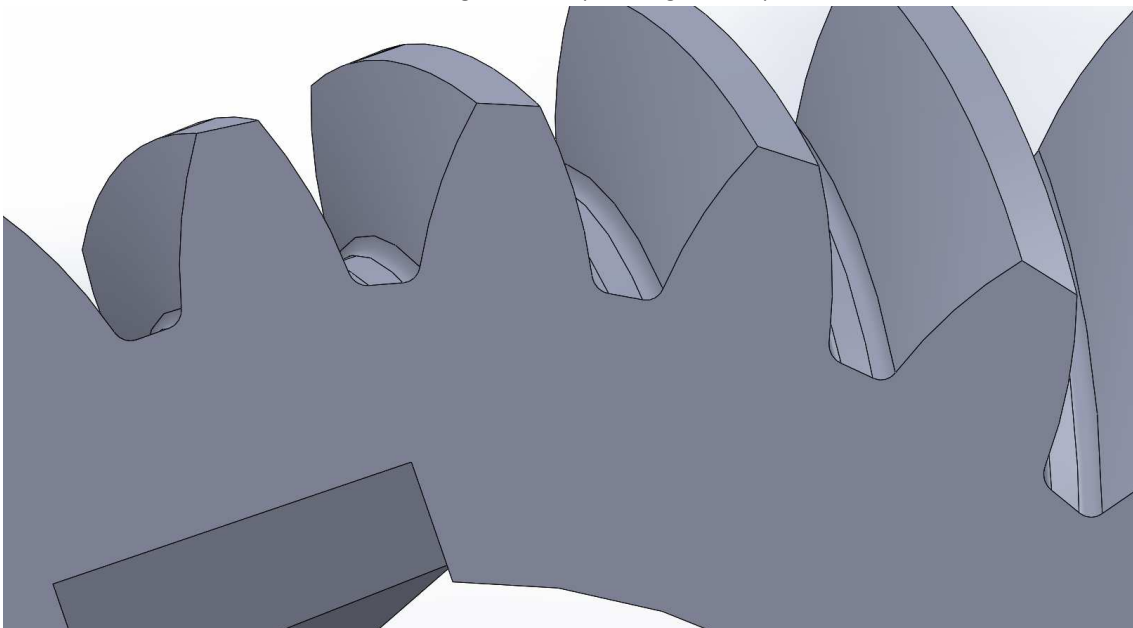


Fig.15.Detalle dientes piñón segunda etapa.

2.2.4.- Rueda segunda etapa

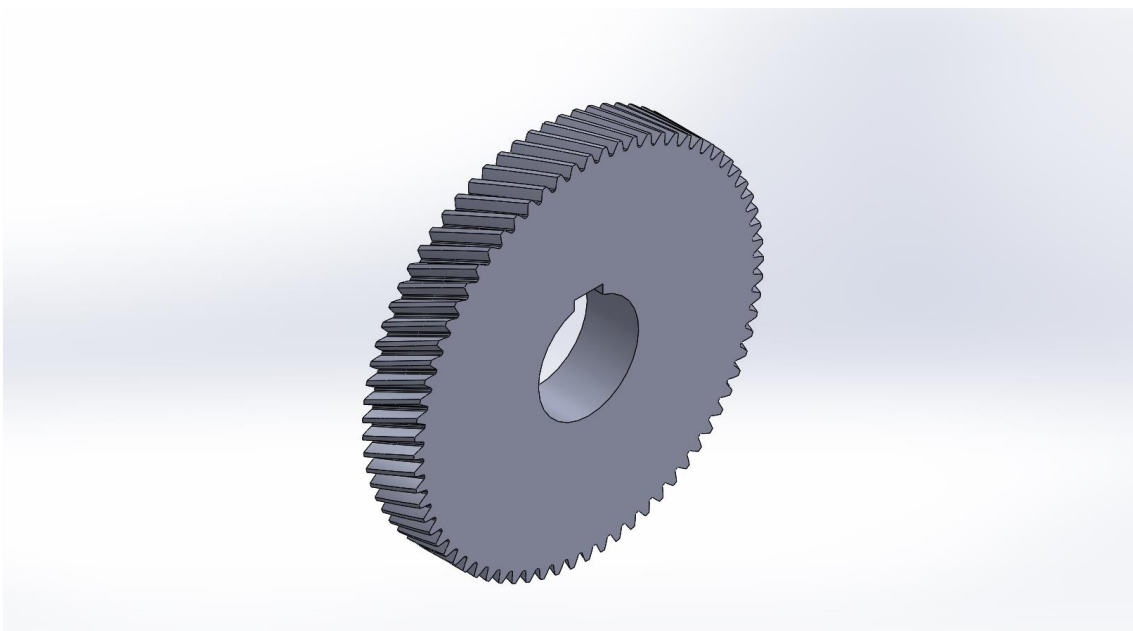


Fig.15.Detalle rueda segunda etapa.

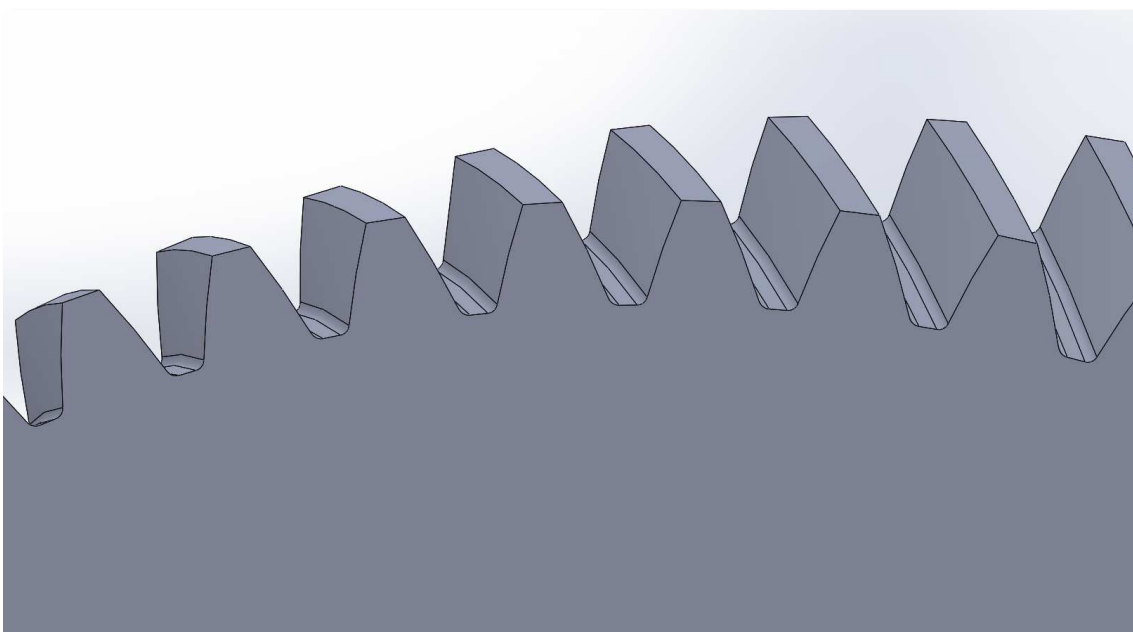


Fig.16.Detalle dientes rueda segunda etapa.

2.3.- CARCASA

La carcasa es sin duda el elemento mas complejo de todo el conjunto, esta ha sido dividida en dos partes ya en su etapa de diseño teórica para favorecer el montaje final.

Cada una de las partes de la carcasa además de la estructura exterior tiene muchas otras operaciones, entre estas se encuentran los asientos para los rodamientos, los agujeros para el eje de entrada y de salida, agujeros para sujeción de las tapas de los ejes de entrada y de salida, orificios para los distintos tapones y orificios para la tornillería que sujetara el carter con la tapa superior.

Para comenzar con su diseño se parte de una vista superior y a partir de esta se ha ido trabajando los distintos volúmenes para conseguir la pieza final, por ultimo se han realizado los distintos taladros para la tornillería, a continuación, se puede ver algunos detalles tanto del carter como de la tapa superior.

2.3.1.- Carter

El carter es la parte inferior del conjunto de la carcasa, es el encargado de mantener el contacto con el suelo o la superficie de apoyo, sobre él se montarán el resto de las piezas del reductor y además hace la funcion de recoger el lubricante.

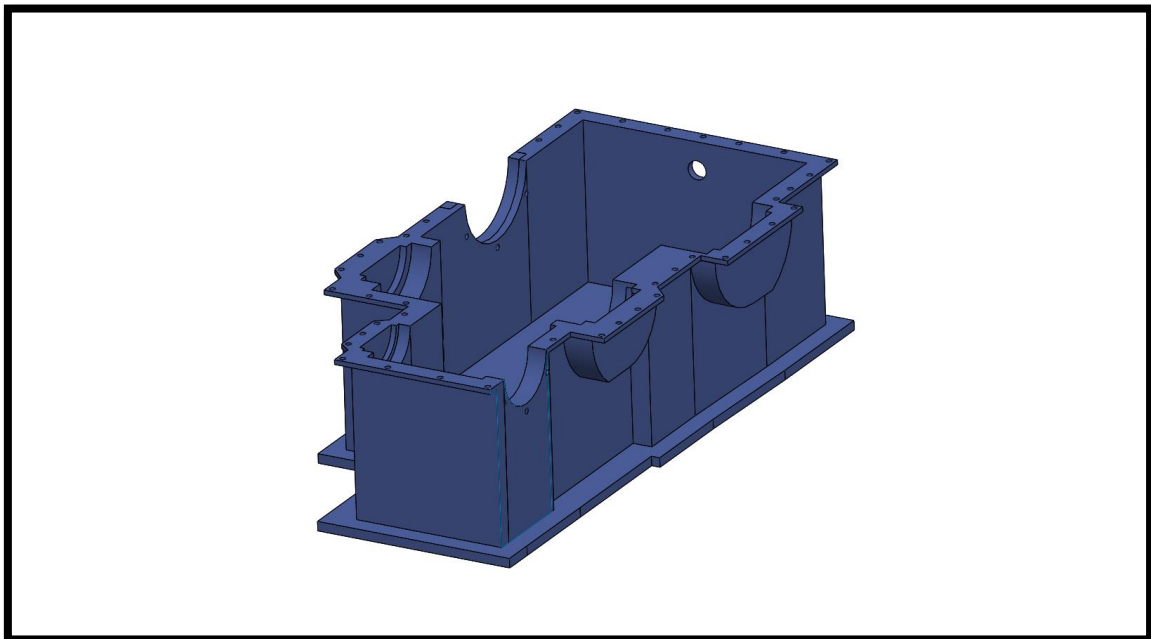


Fig.17.Vista global del carter.

En la siguiente imagen se pueden apreciar los asientos de los rodamientos, así como los orificios para el tapón de vaciado y el tapón de inspección de nivel de aceite

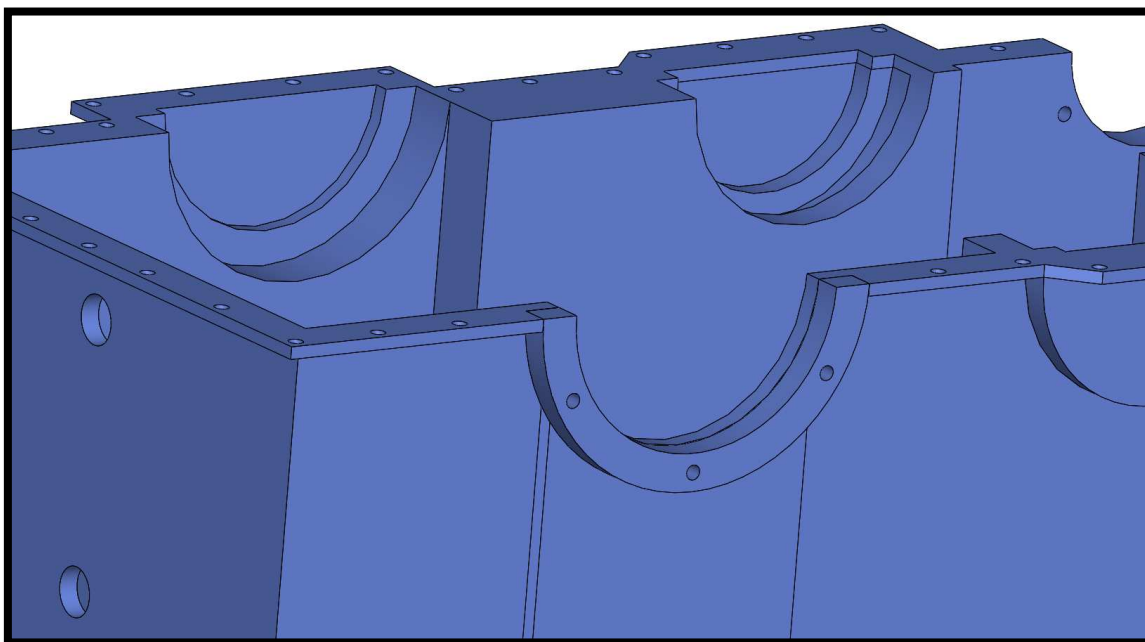


Fig.18.Vista de detalle del carter.

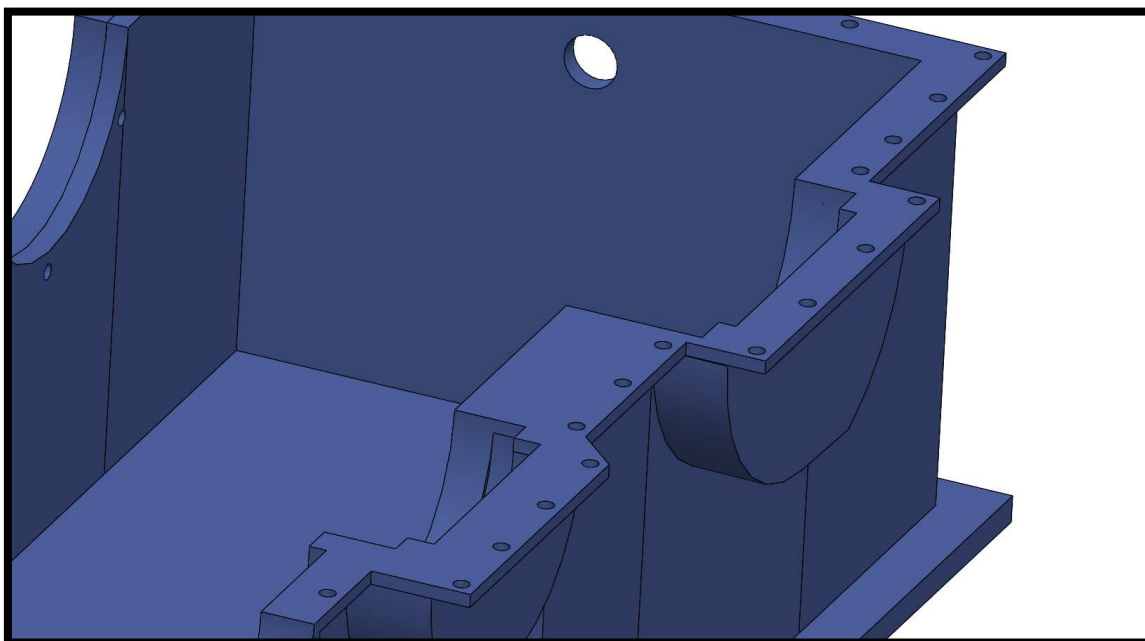


Fig.19.Vista de detalle de los orificios para la tornillería.

2.3.2.- Tapa de la carcasa.

Es el elemento encargado de cerrar por la parte superior el conjunto, igual que el carter sirve también para apoyo de los rodamientos, dispone de un orificio por donde se llenará el lubricante y dispone de una serie de orificios para la tornillería que posibilitan el cierre del conjunto con sus correspondientes tornillos.

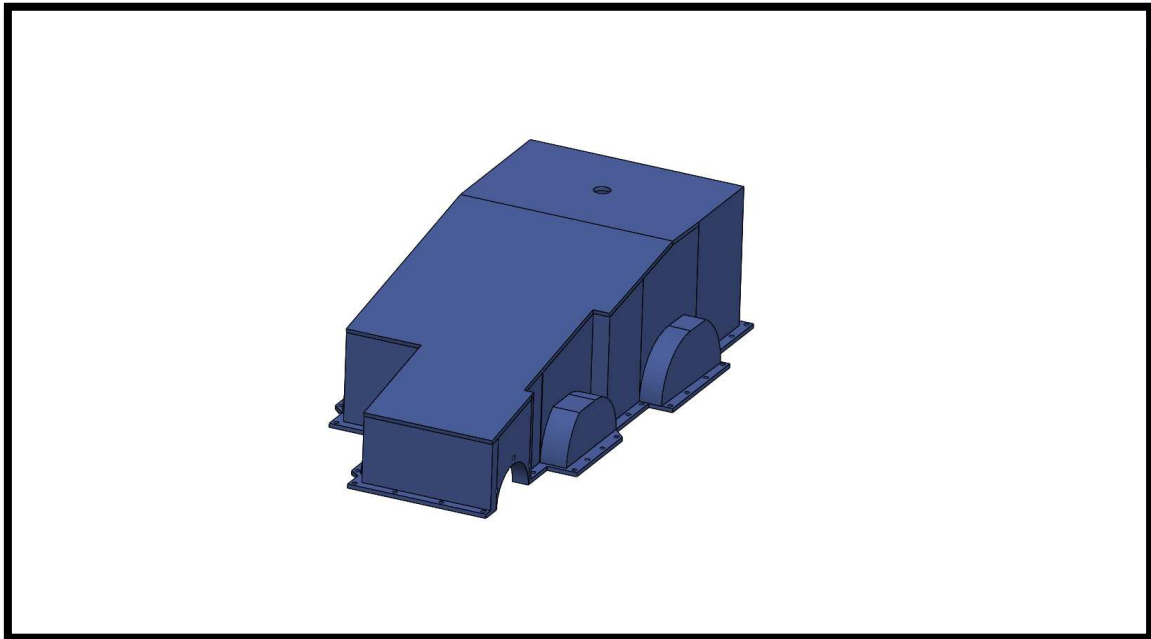


Fig.20.Vista global de la tapa.

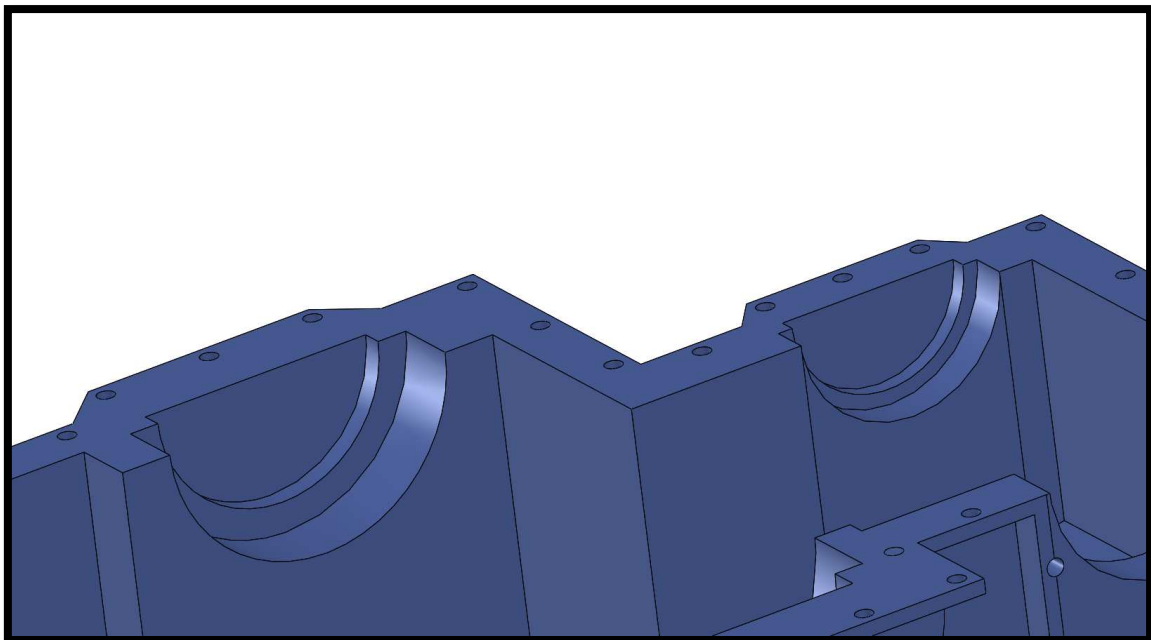


Fig.21.Vista detalle de la tapa.

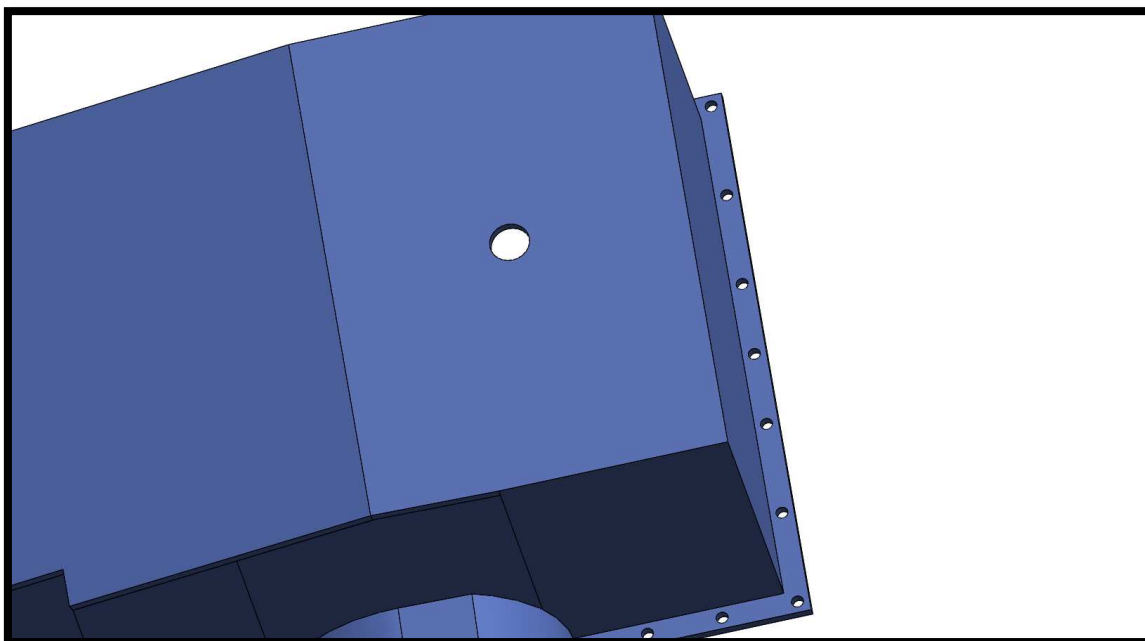


Fig.22.Orificio de llenado y orificios para la tornillería.

2.4.- TAPAS DEL EJE DE ENTRADA Y DE SALIDA

Las tapas han sido diseñadas partiendo de una vista frontal y aplicando distintas operaciones tanto de “extrusión” como “extruir corte” para los orificios.

2.4.1.- Tapa eje de entrada

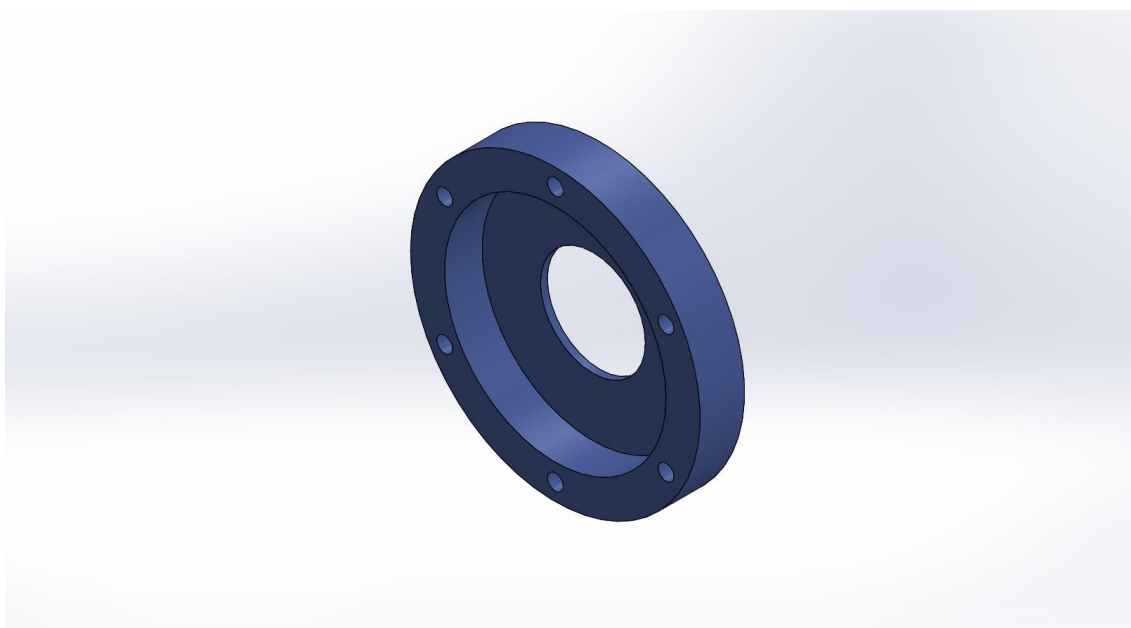


Fig.23.Vista general tapa eje de entrada.

2.4.2.- Tapa eje de salida

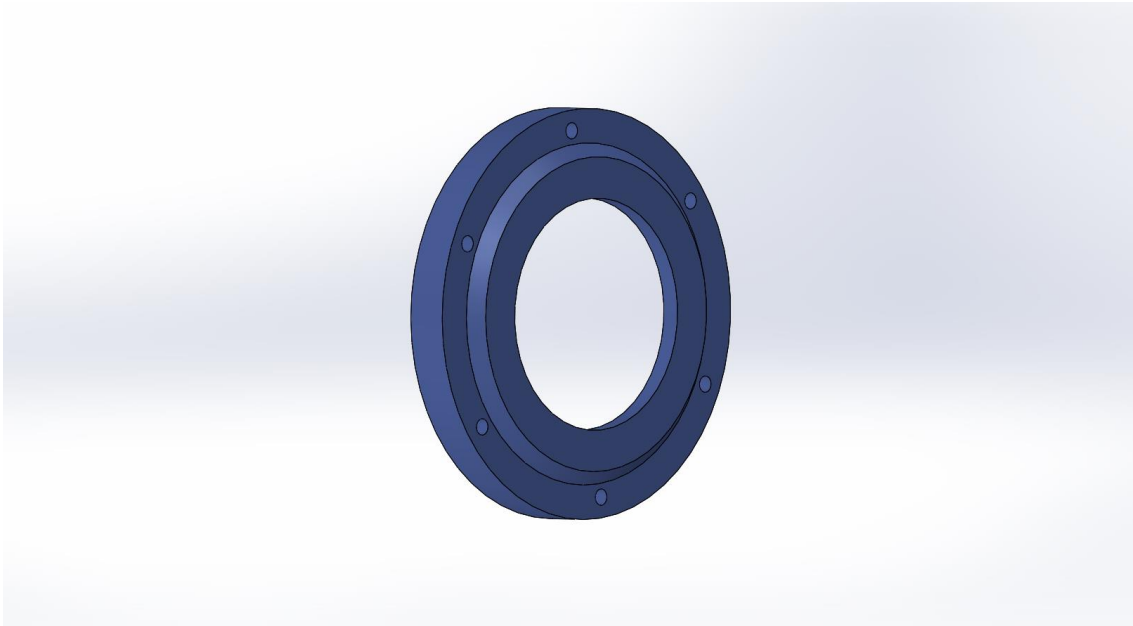


Fig.24.Vista general tapa eje de salida.

2.5.- CHAVETAS

Estas al ser de unas medidas no normalizadas se ha tenido que diseñar directamente en SolidWorks , partiendo de una vista frontal con las medidas requeridas, se ha aplicado una “extrusión” para dar volumen a la pieza.

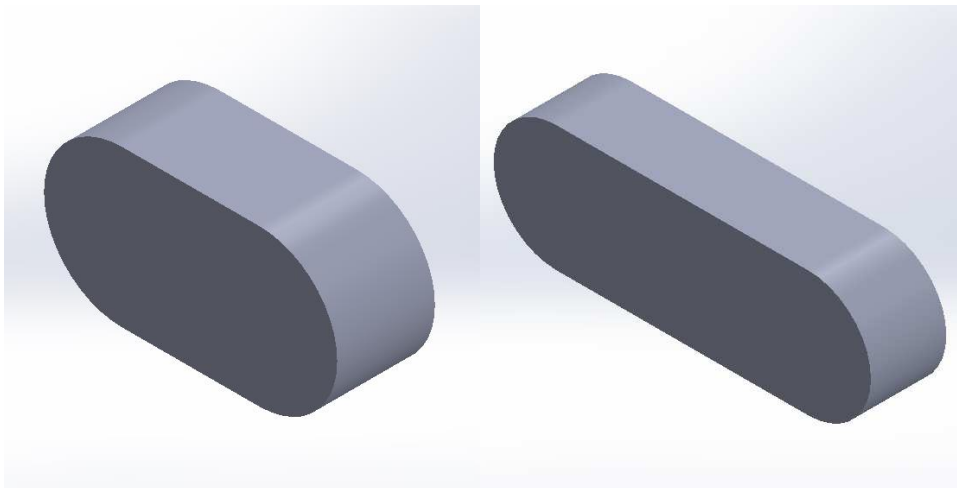


Fig.25.Vista general de las chavetas.

2.6.- CASQUILLOS

Este elemento ha sido muy sencillo de diseñar puesto que se trata de un cilindro hueco, se parte de unas circunferencias concretas a las cuales se les aplica una “extrusión” para darle volumen. En la siguiente foto se puede apreciar el proceso. Se ha realizado exactamente el mismo proceso en los cuatro casquillos.

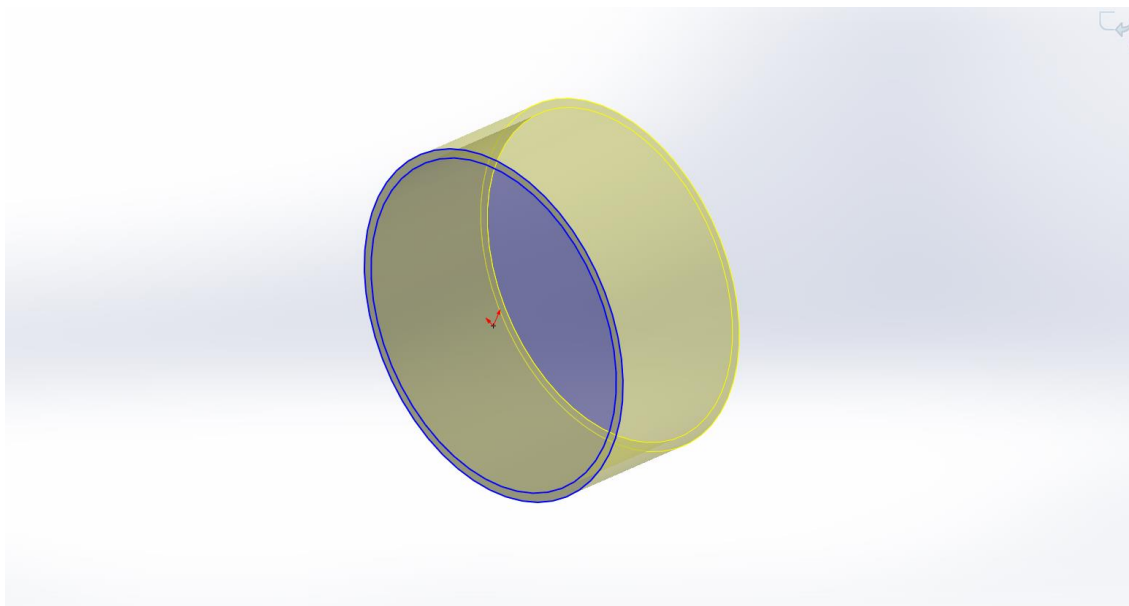


Fig.26.Detalle de la realización de un casquillo.

2.7.- TAPONES Y VISOR

Se parte de un hexágono al cual se le aplica una “extrusión” para dotarlo de volumen y será la cabeza del tornillo y del visor. A continuación, se realizan unas pocas operaciones sencillas para obtener el volumen final. Para el visor lo que se ha hecho es darle una apariencia transparente al tapón. El mismo elemento se aprovecha para los dos tapones y el visor.

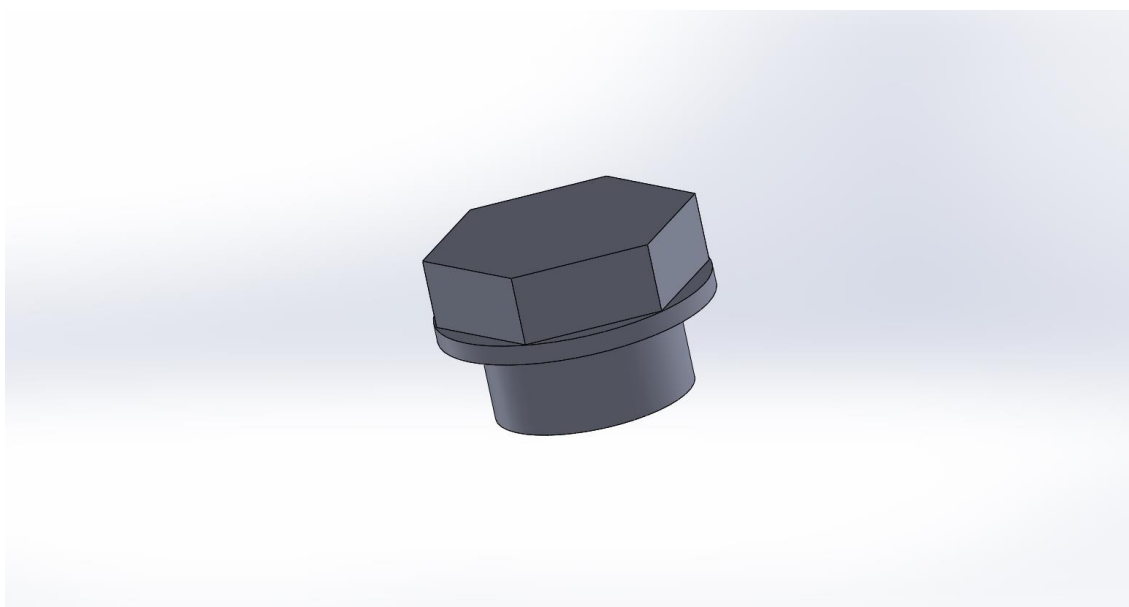


Fig.26.Vista general del tapón.

2.8.- ELEMENTOS NORMALIZADOS

Como ocurre con los engranajes, hay ciertos elementos que no son necesarios diseñarlos desde cero ya que al ser piezas normalizadas existe la posibilidad de importarlos a través de la librería “Toolbox” integrada en SolidWorks.

Dentro de estos elementos normalizados tenemos los rodamientos, las arandelas elásticas, la tornillería y las tuercas.

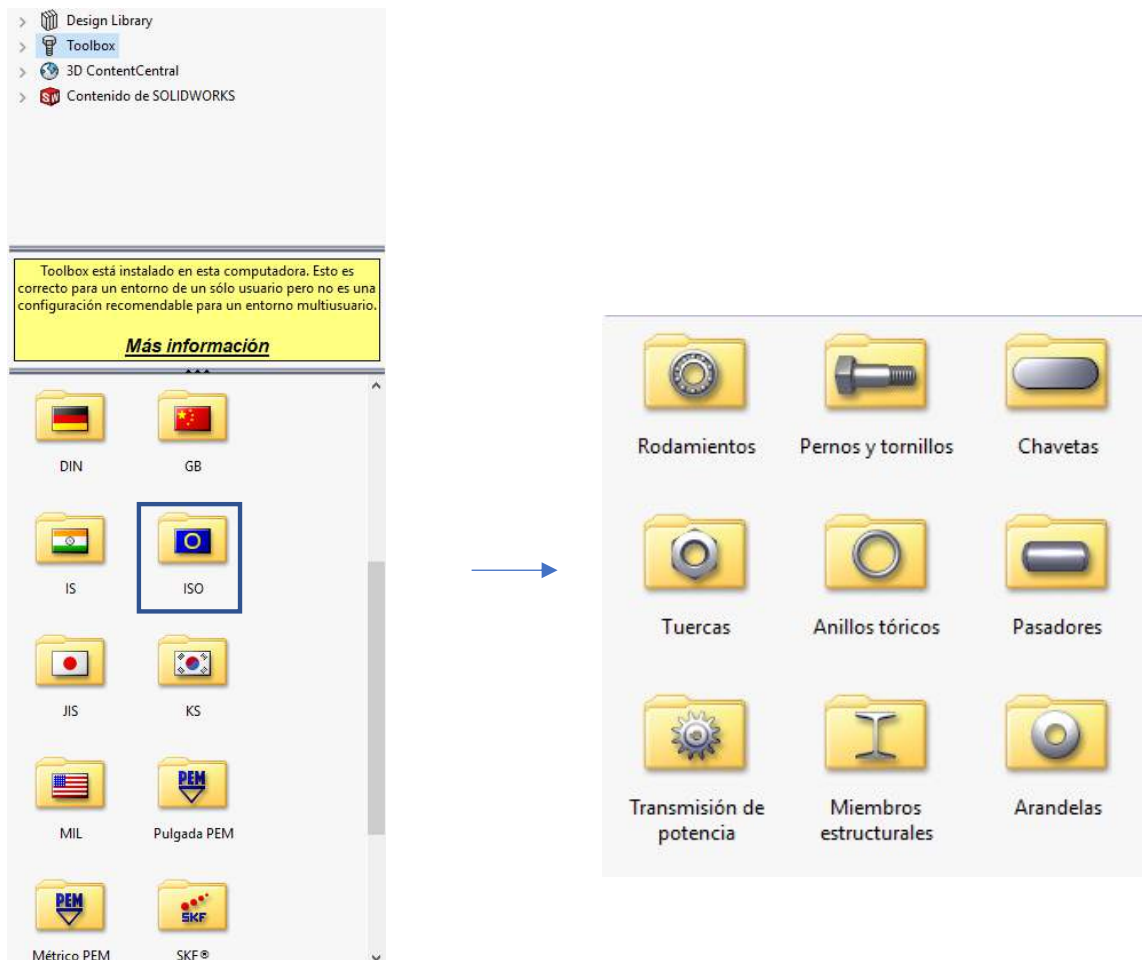


Fig.27.Librería de elementos normalizados.

3.- CONJUNTO

Para poder ensamblar el conjunto de piezas en SolidWorks se ha utilizado la herramienta “relaciones de posición” que sirve para decirle al programa como se deben comportar dos piezas la una respecto a la otra, ya sea creando caras paralelas, coincidentes, agujeros concéntricos, etc...

A continuación, se puede ver las distintas opciones:

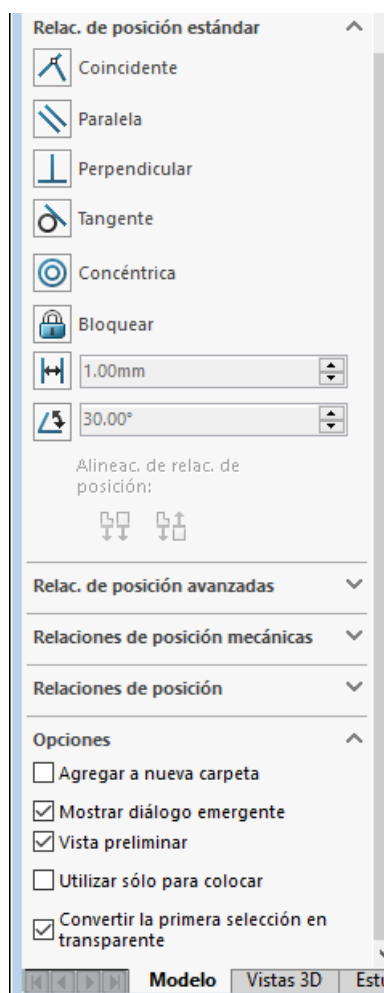


Fig.28.Distintas opciones para la herramienta “relación de posición”.

Sería imposible describir todas las operaciones de este tipo realizadas a lo largo del reductor, la más importante a destacar sería la relación de posición mecánica aplicada entre los distintos ejes la cual nos permitirá que aplicando un giro en el eje de entrada este se transmita a través de los dientes de los engranajes hasta el eje de salida.

En las siguientes imágenes se puede ver el conjunto del reductor con sus distintas piezas.

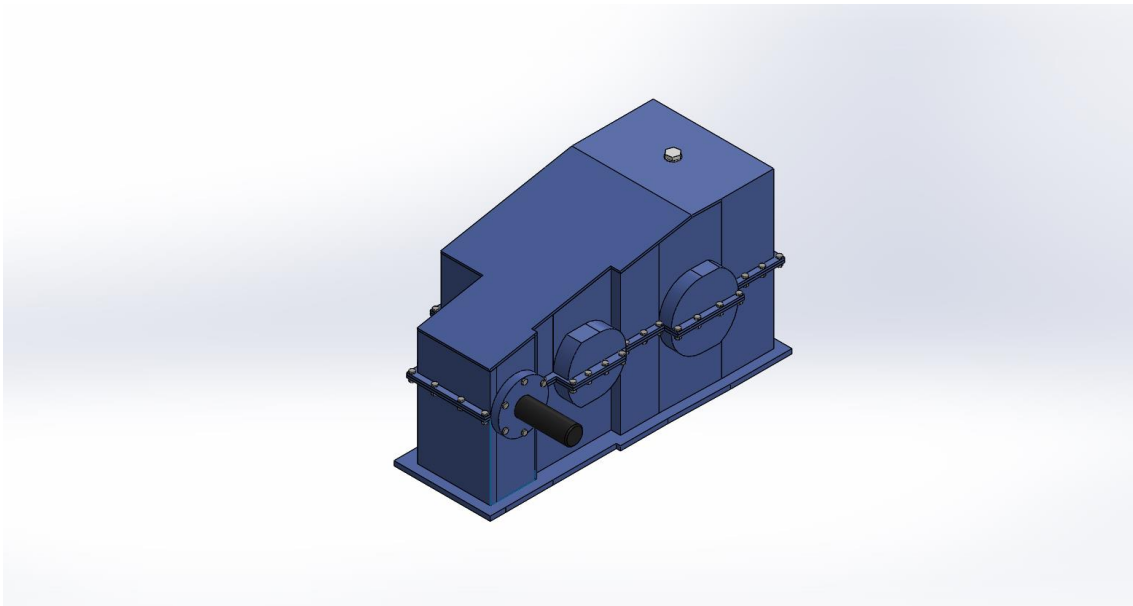


Fig.29.Vista general del reductor.

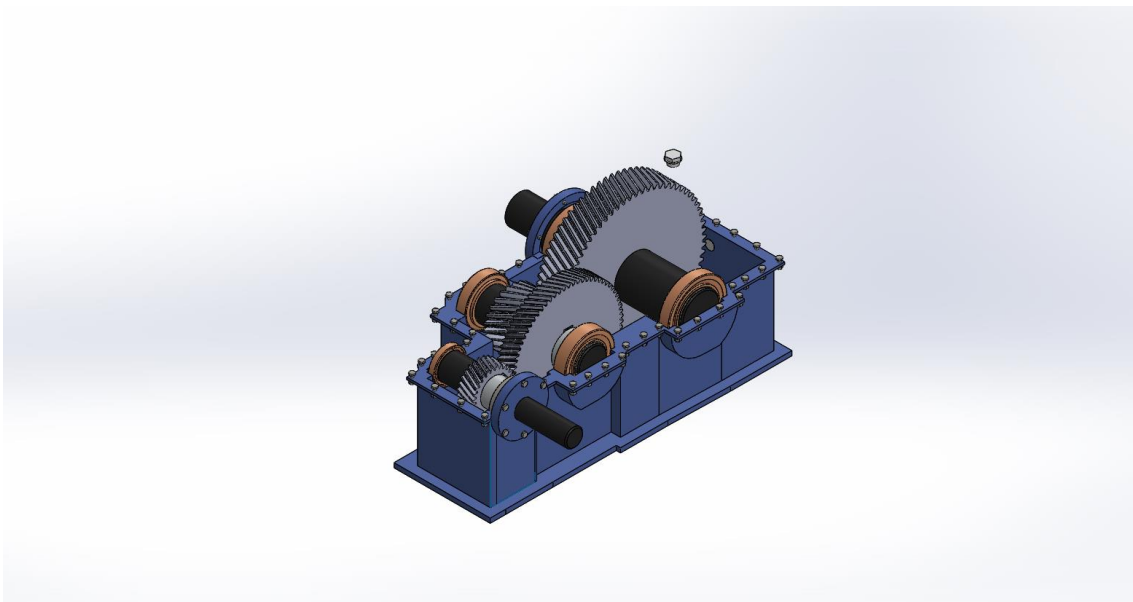


Fig.30.Vista general del reductor sin tapa superior.

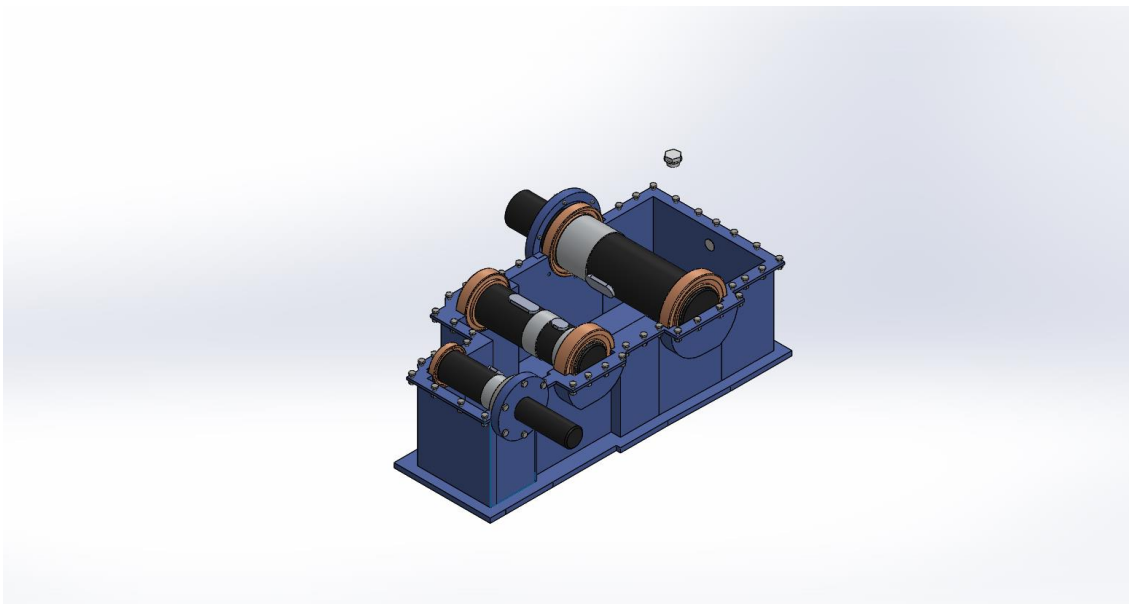


Fig.30.Vista detalle del reductor

El programa nos permite crear vistas explosionadas del ensamblaje donde se puede apreciar la posición de cada una de las partes, además como se puede ver en el video adjunto en el CD de presentación, este tipo de vistas se pueden animar para ver una representación del proceso de montaje del reductor.

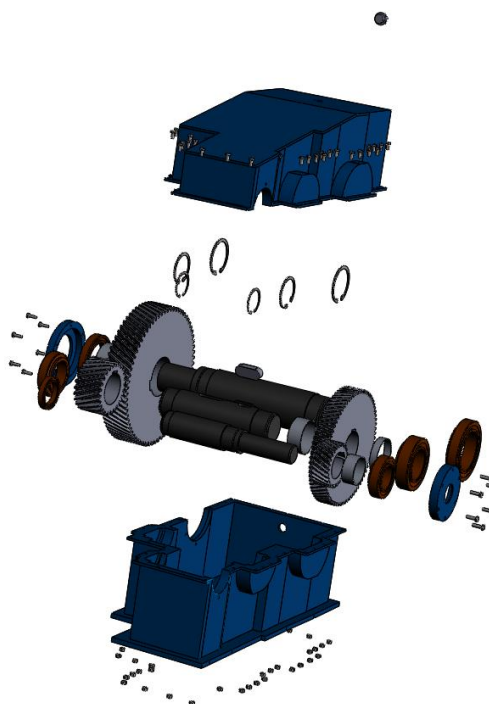


Fig.31.Vista explosionada del reductor.

4.- VIDEOS

Se han generado tres tipos de videos distintos que se puede encontrar en el CD.

Inicialmente se ha creado un video que es una visión global del reductor para hacerse una idea de las formas y sus dimensiones.

Un segundo video donde se ve una animación donde el reductor se “desmonta” y se vuelve a “montar”, esto dentro de SolidWorks se denomina explosionar o contraer el conjunto.

Por ultimo se ha generado un video donde se ve detalladamente el giro de los engranajes para ver el funcionamiento real del reductor y así corroborar que todo encaja a la perfección y se mueve como había sido previsto inicialmente en el diseño



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DOCUMENTO N^o:6

PLANOS

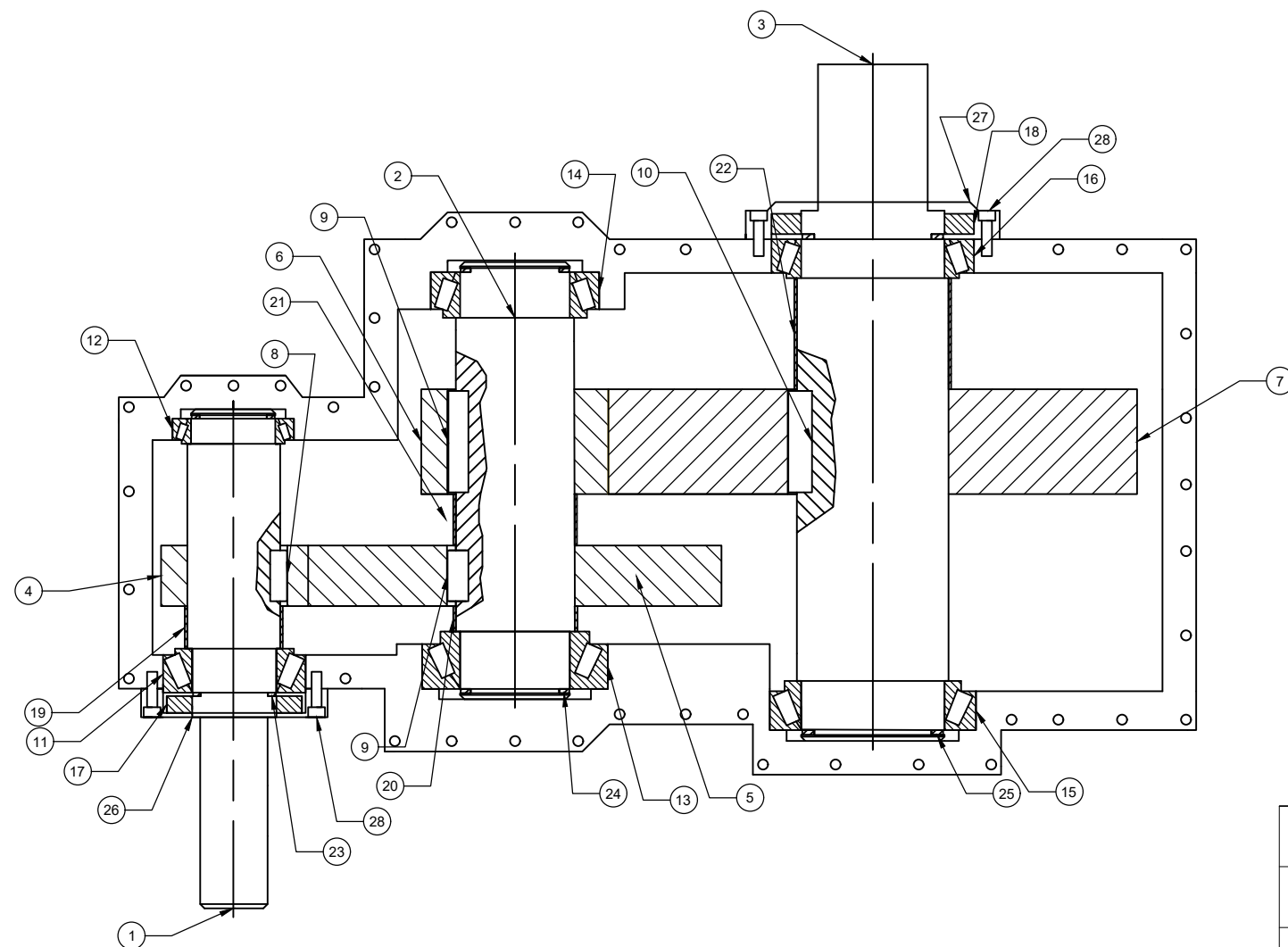
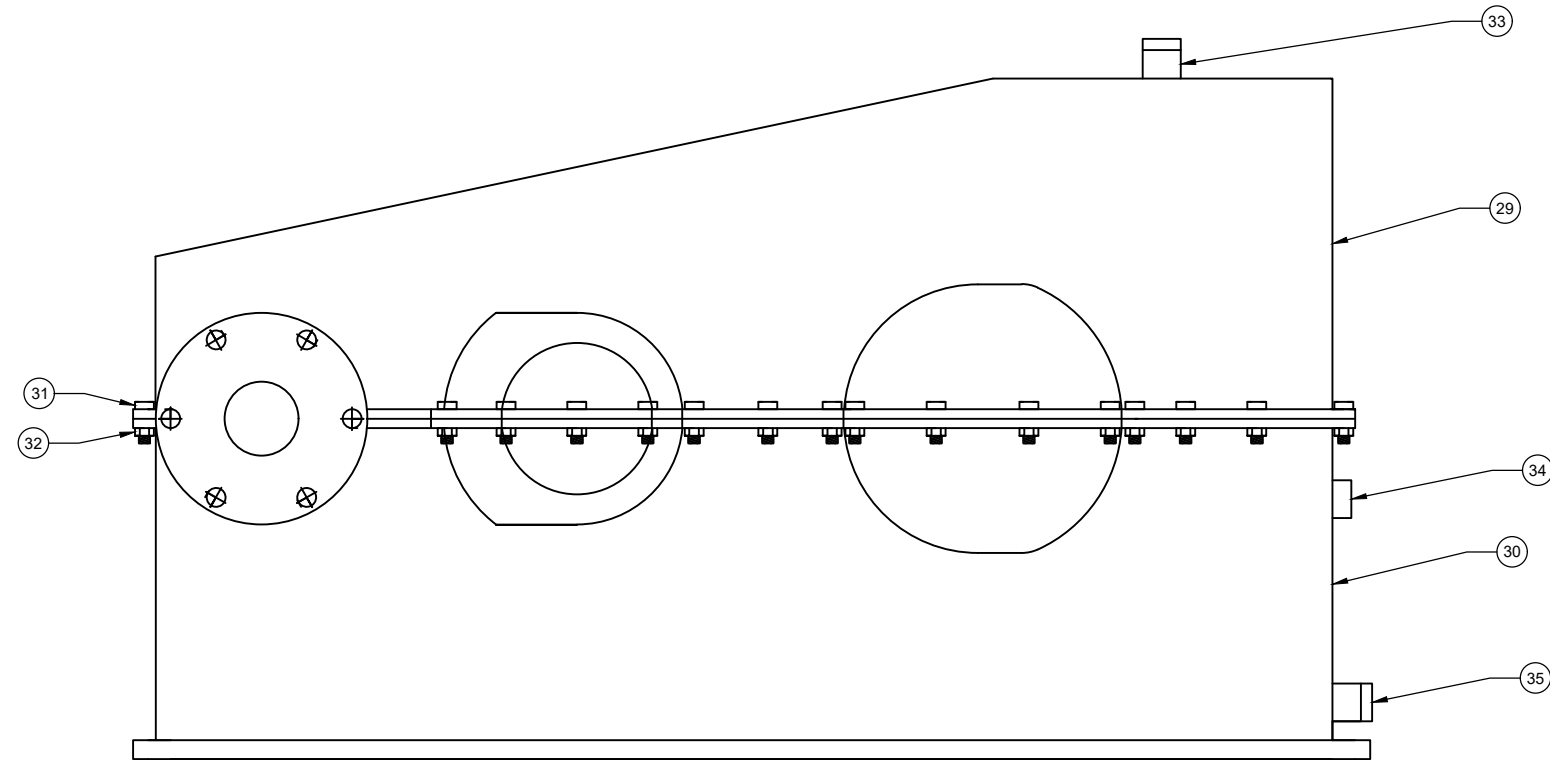
Diseño y cálculo de un reductor de velocidad para el accionamiento de una cinta transportadora de mineral de litio.

PRESENTADO POR:

Adrián Fernández Calvo

DIRIGIDO POR:

Francisco J. Rubio Montoya



LISTA DE PIEZAS

Nº	CTDAD	TÍTULO
1	1	EJE DE ENTRADA
2	1	EJE INTERMEDIO
3	1	EJE DE SALIDA
4	1	PIÑÓN PRIMERA ETAPA
5	1	RUEDA PRIMERA ETAPA
6	1	PIÑÓN SEGUNDA ETAPA
7	1	RUEDA SEGUNDA ETAPA
8	1	CHAVETA EJE DE ENTRADA
9	2	CHAVETA EJE INTERMEDIO
10	1	CHAVETA EJE DE SALIDA
11	1	RODAMIENTO SKF 33110
12	1	RODAMIENTO SKF 32910
13	1	RODAMIENTO SKF 33113
14	1	RODAMIENTO SKF 32013
15	1	RODAMIENTO SKF 32017X
16	1	RODAMIENTO SKF 32917
17	1	SELLO RADIAL SKF 50X80X8 HMS5 V
18	1	SELLO RADIAL SKH 85X120X12 HMS5 V
19	1	CASQUILLO PERMAGLIDE
20	1	CASQUILLO PERMAGLIDE
21	1	CASQUILLO PERMAGLIDE
22	1	CASQUILLO PERMAGLIDE
23	2	ANILLO ELASTICO 01090398
24	2	ANILLO ELASTICO 01090478
25	2	ANILLO ELASTICO 01090566
26	1	TAPA EJE DE ENTRADA
27	1	TAPA EJE DE SALIDA
28	12	TORNILLO M6X20
29	1	TAPA SUPERIOR
30	1	CARTER
31	40	TORNILLO M6X13
32	40	TUERCA M6
33	1	VISON NIVEL
34	1	TAPÓN DE LLENADO
35	1	TAPÓN DE VACIADO

Autor: Adrián Fernández Calvo

Tutor: Rubio Montoya, Francisco José

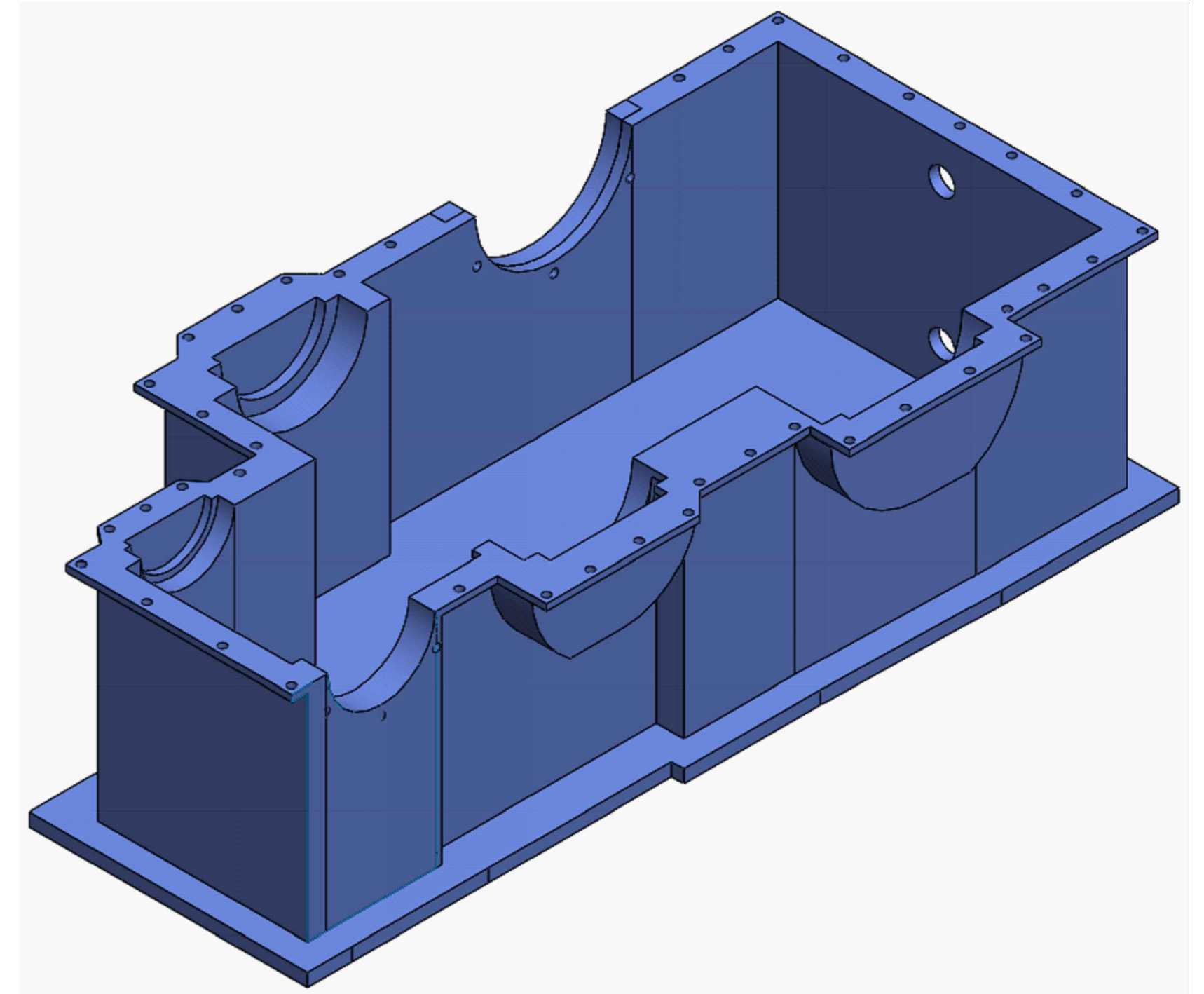
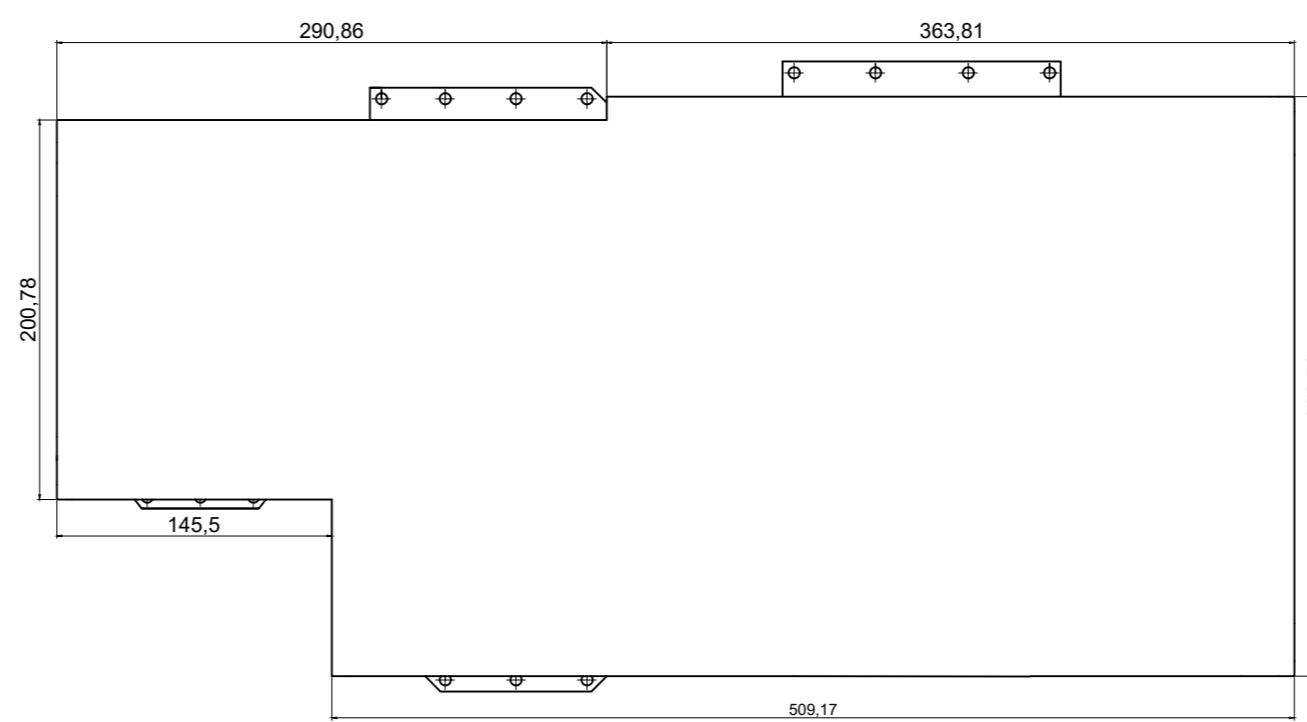
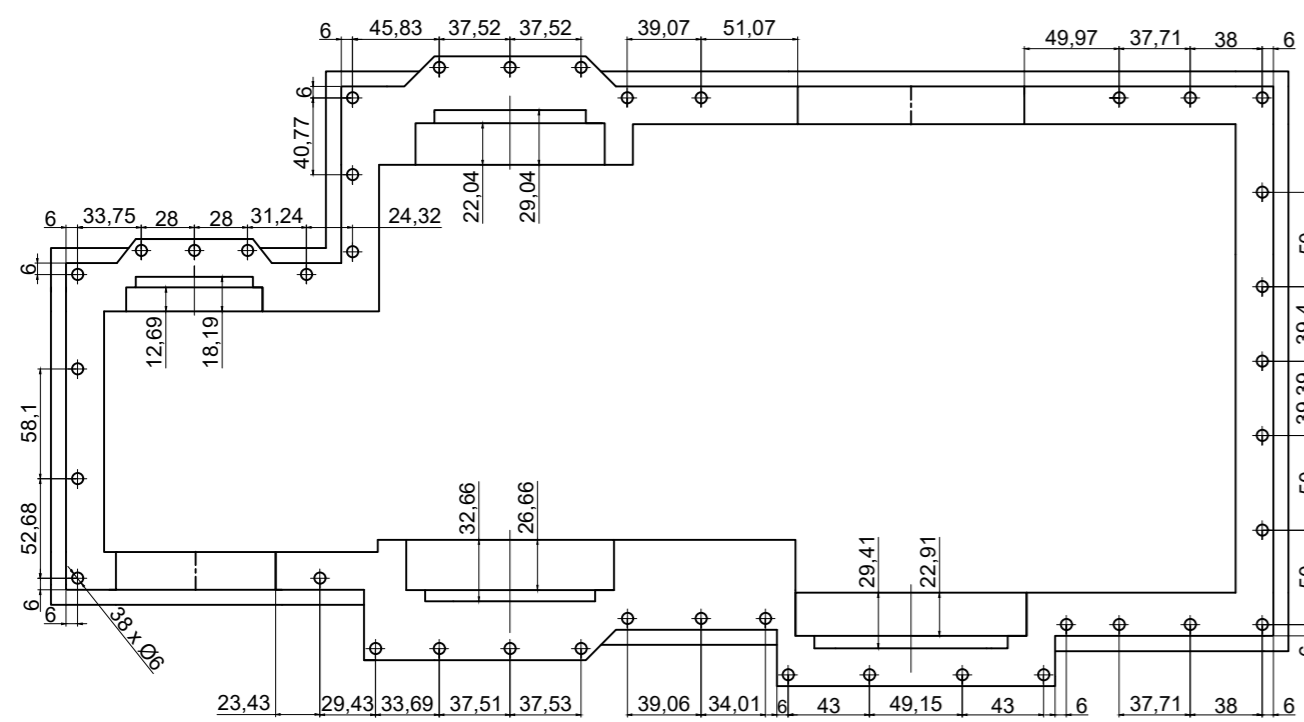
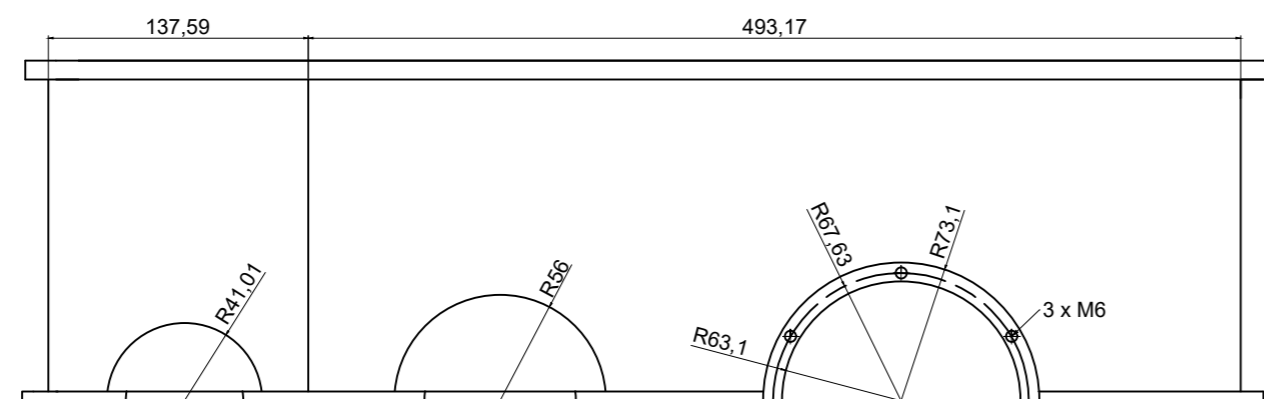
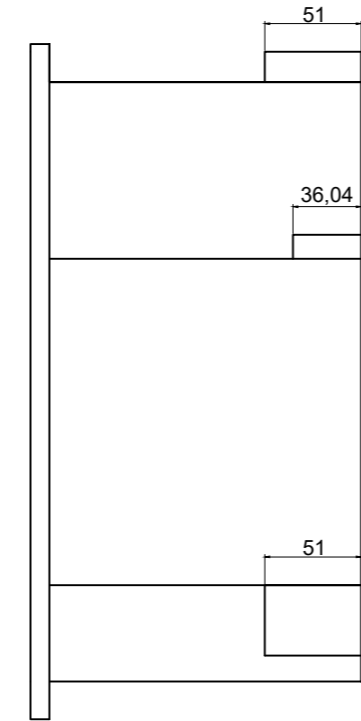
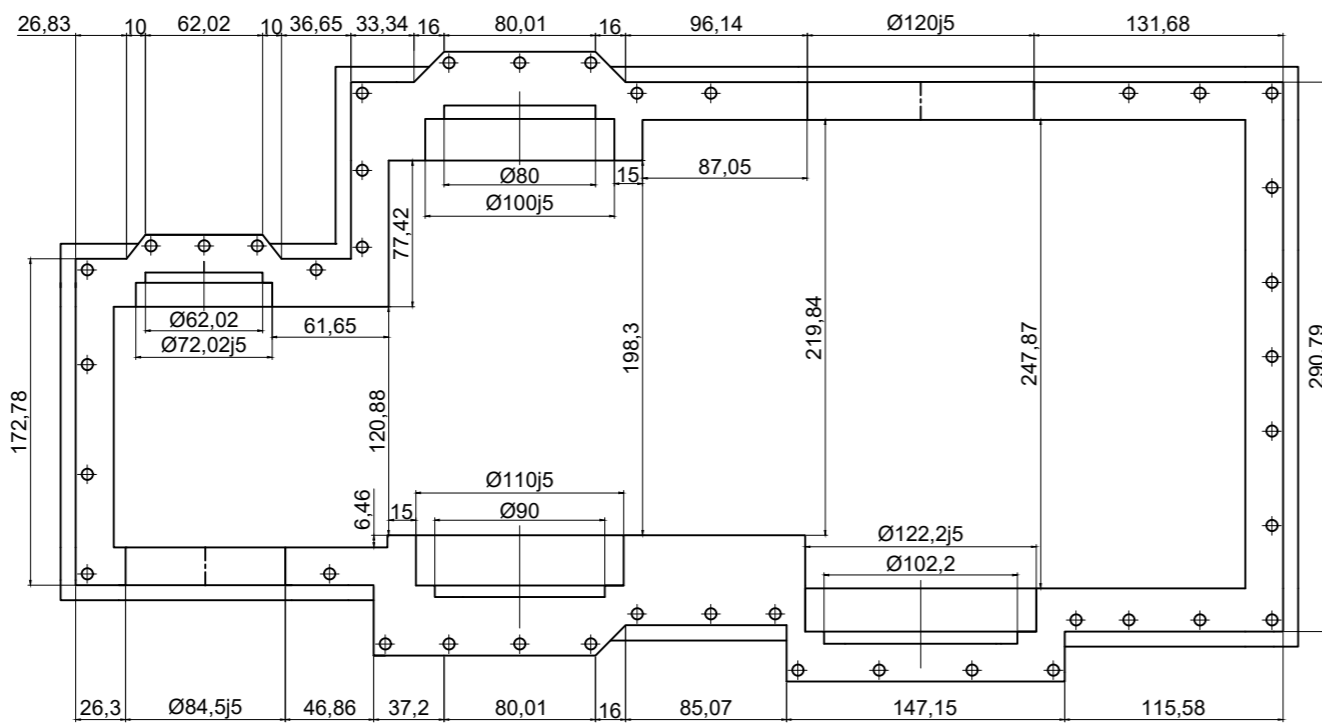
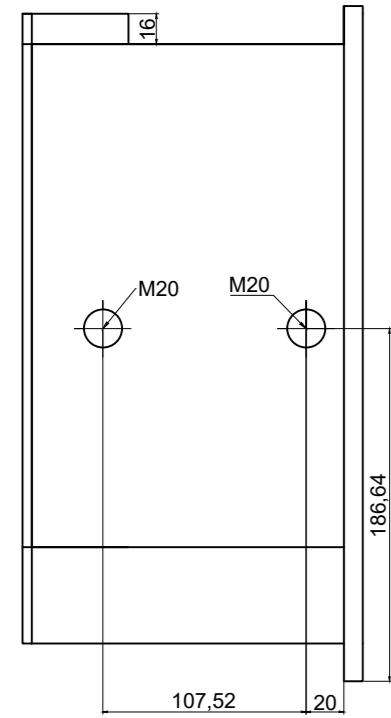
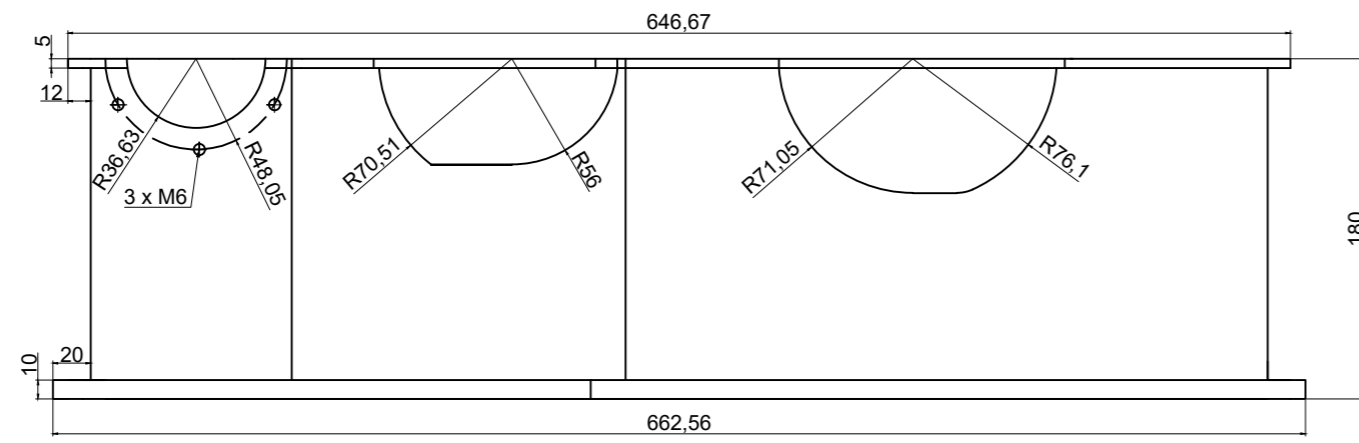
E.T.S.I.D
Diseño y cálculo de un reductor de
velocidad

Escala
1:4

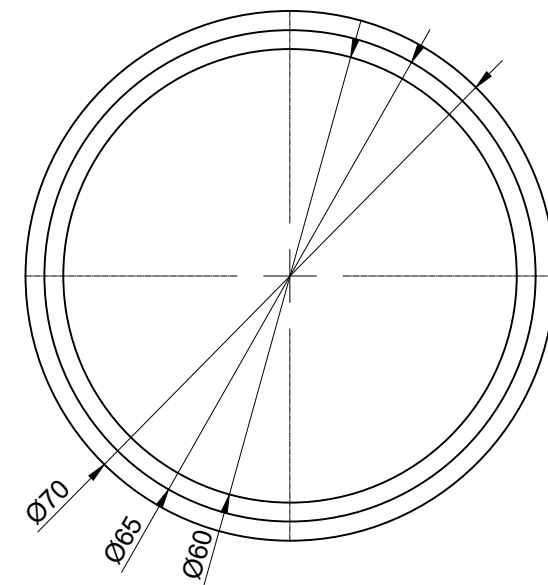
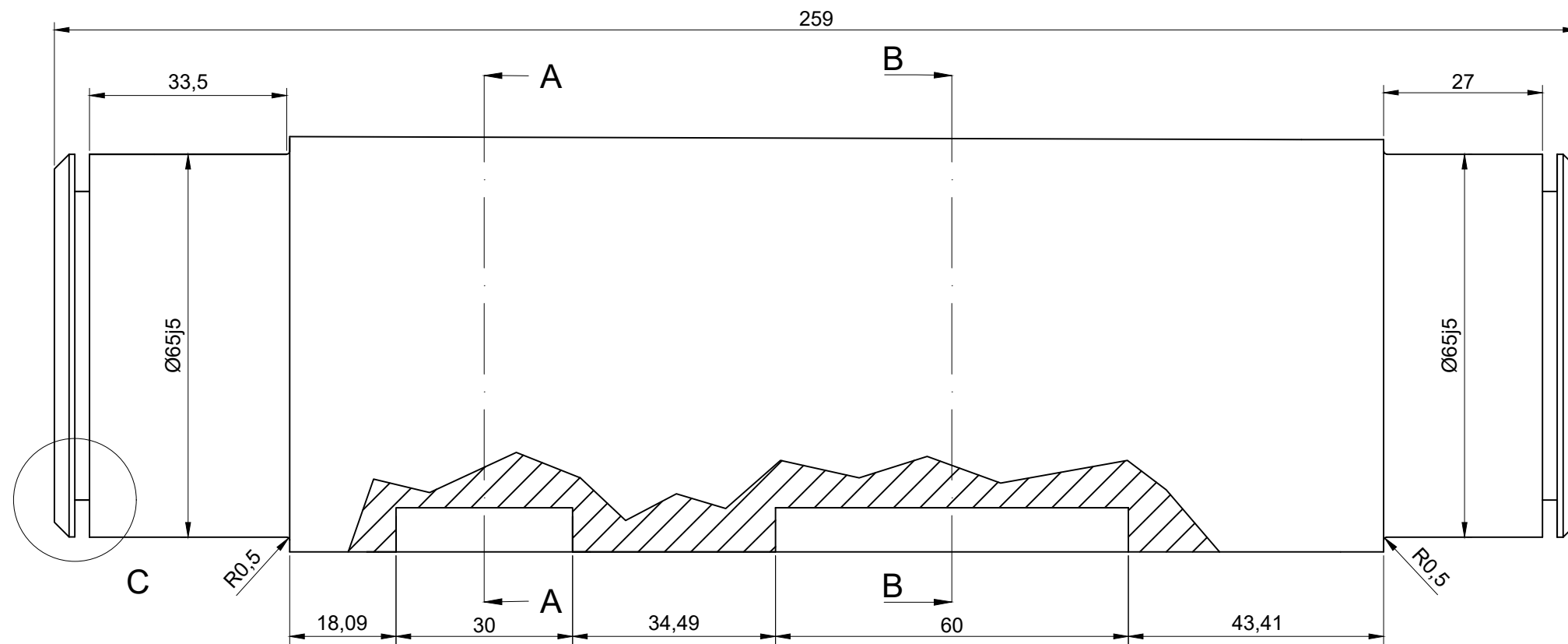
CONJUNTO

Fecha: 04/06/2018

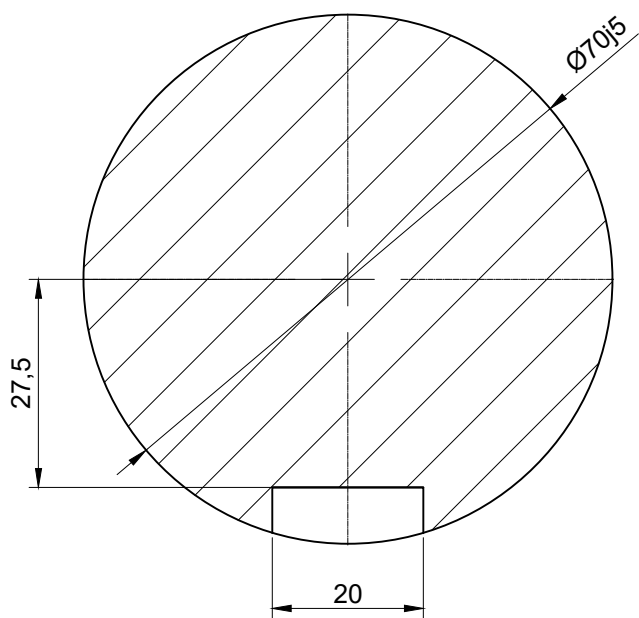
Nº plano: 1/12



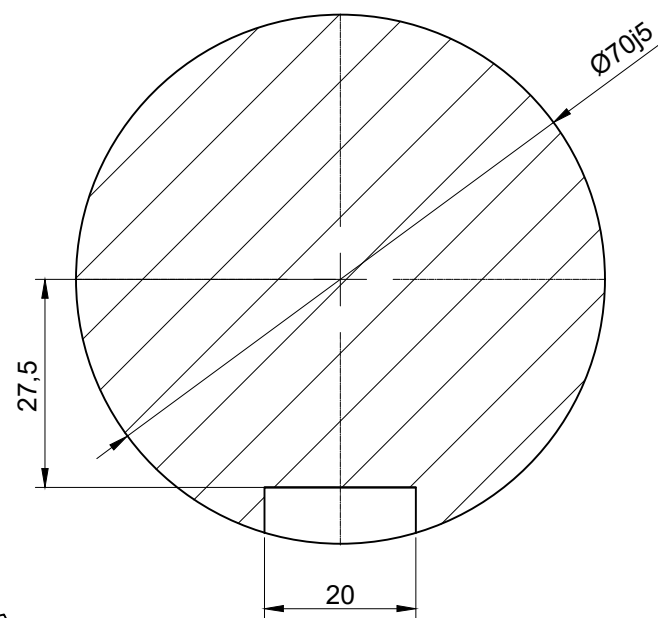
Autor: Adrián Fernández Calvo		E.T.S.I.D
Tutor: Rubio Montoya, Francisco José		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala	CARTER	Fecha: 04/06/2018
1:4		N° plano: 2/12



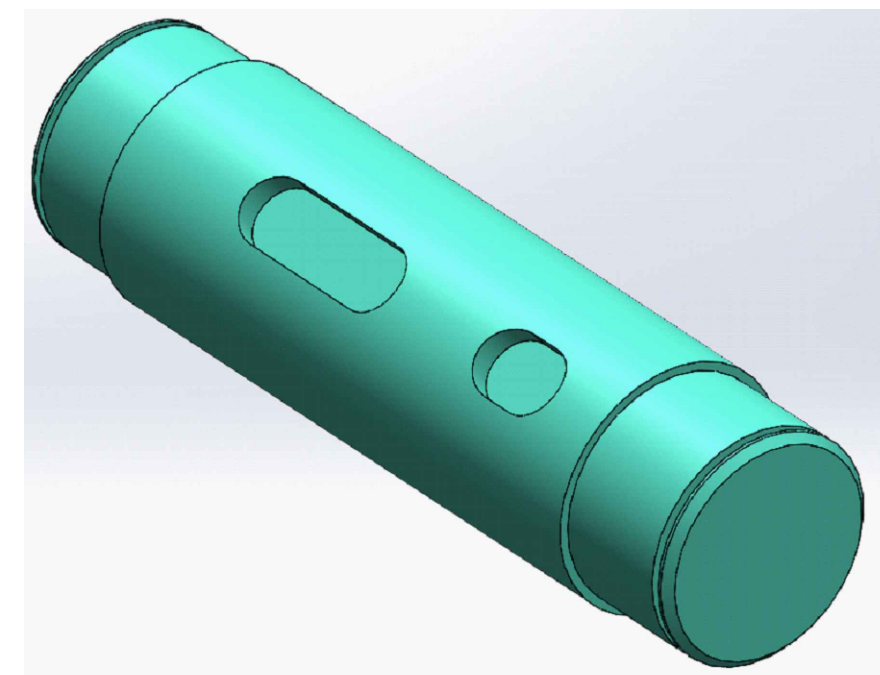
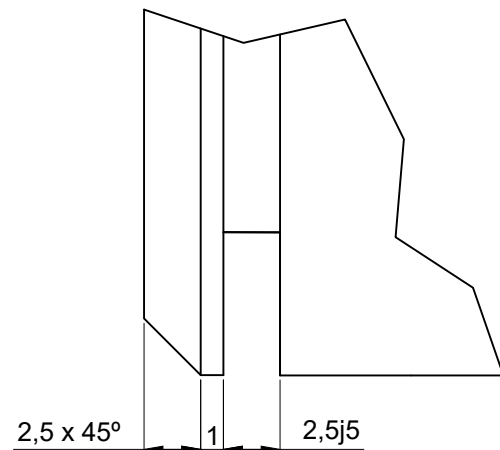
A-A (1:1)



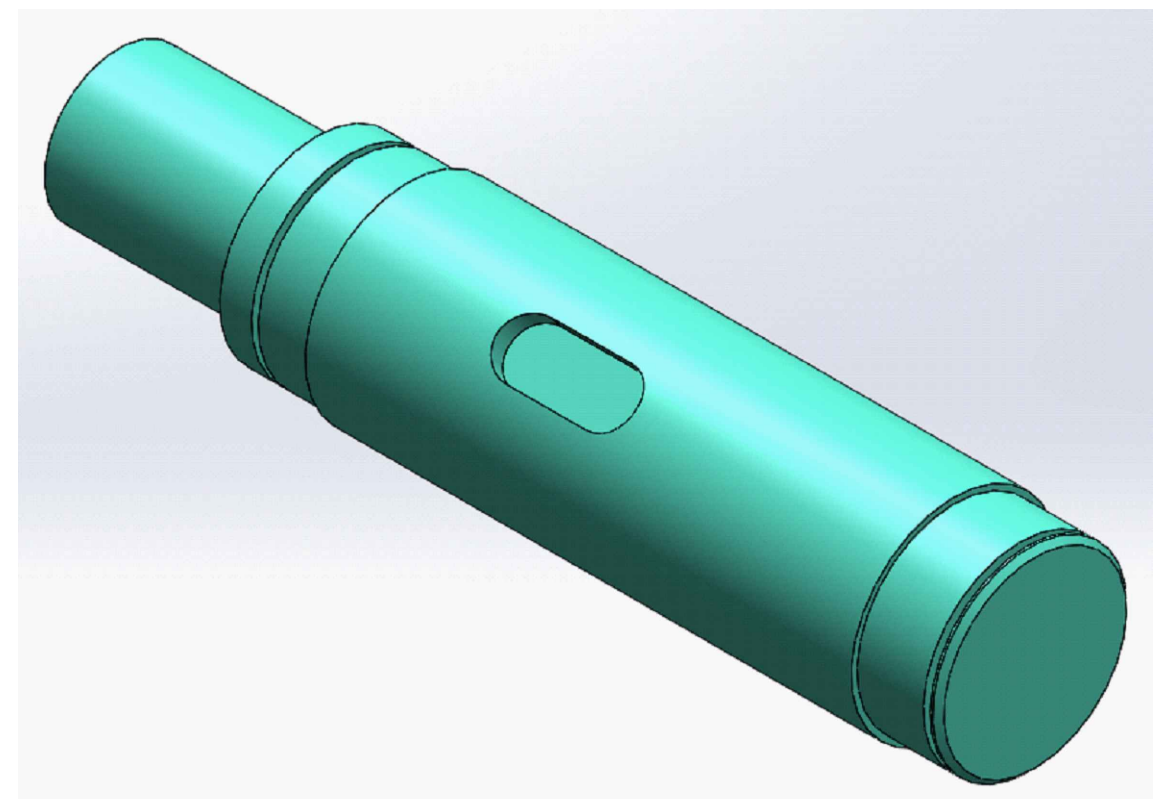
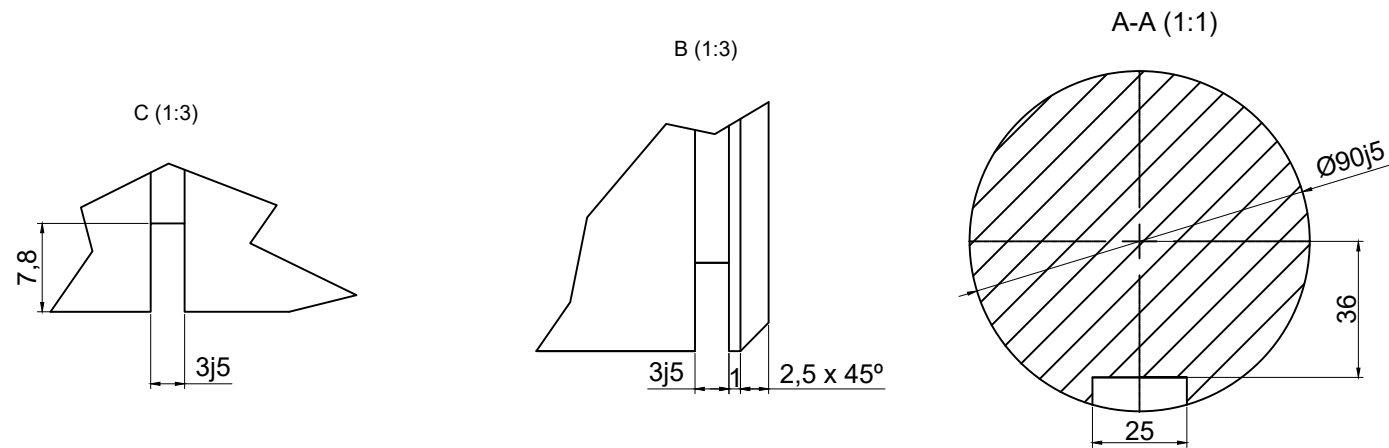
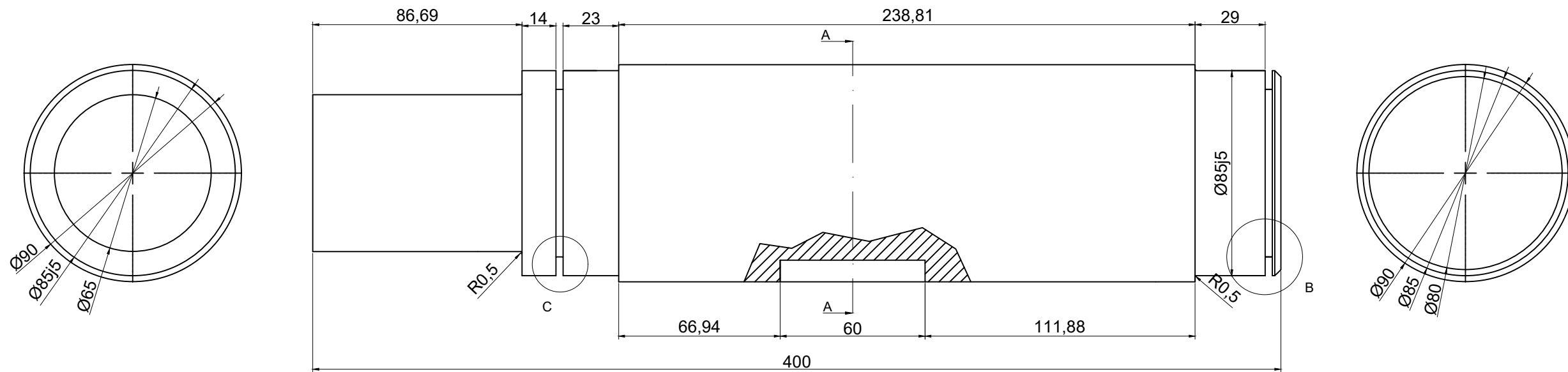
B-B (1:1)



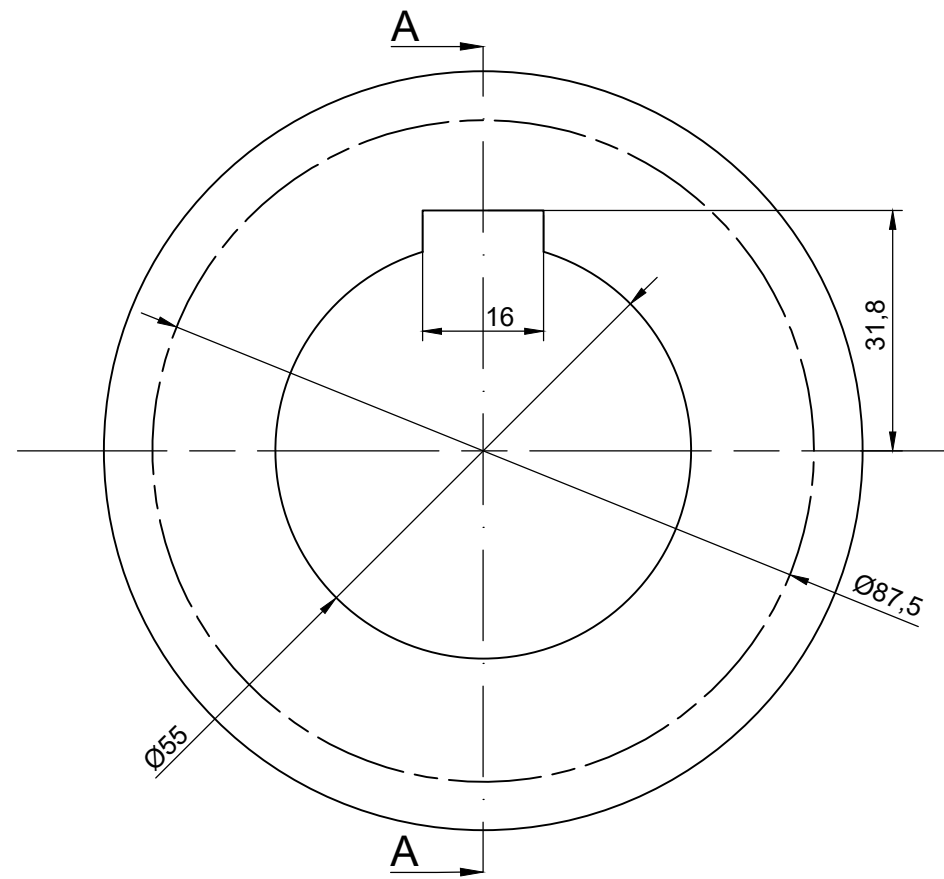
C (3:1)



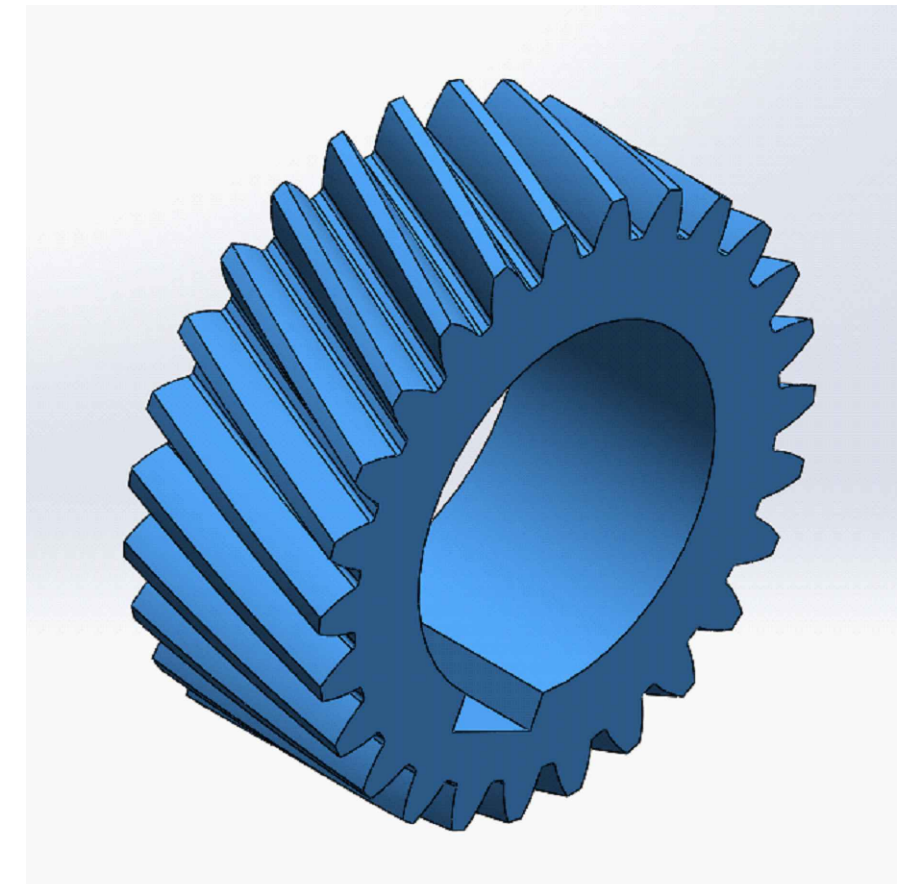
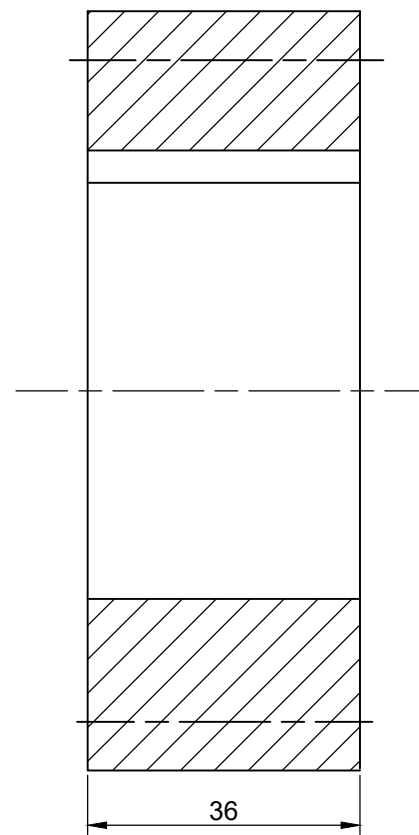
Autor: Adrián Fernández Calvo		E.T.S.I.D	
Tutor: Rubio Montoya, Francisco José		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala	EJE INTERMEDIO	Fecha: 14/06/2018	
1:1		N° plano: 5/12	



Autor: Adrián Fernández Calvo		E.T.S.I.D	
Tutor: Rubio Montoya, Francisco José		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala	EJE DE SALIDA	Fecha: 14/06/2018	
1:2		Nº plano: 6/12	

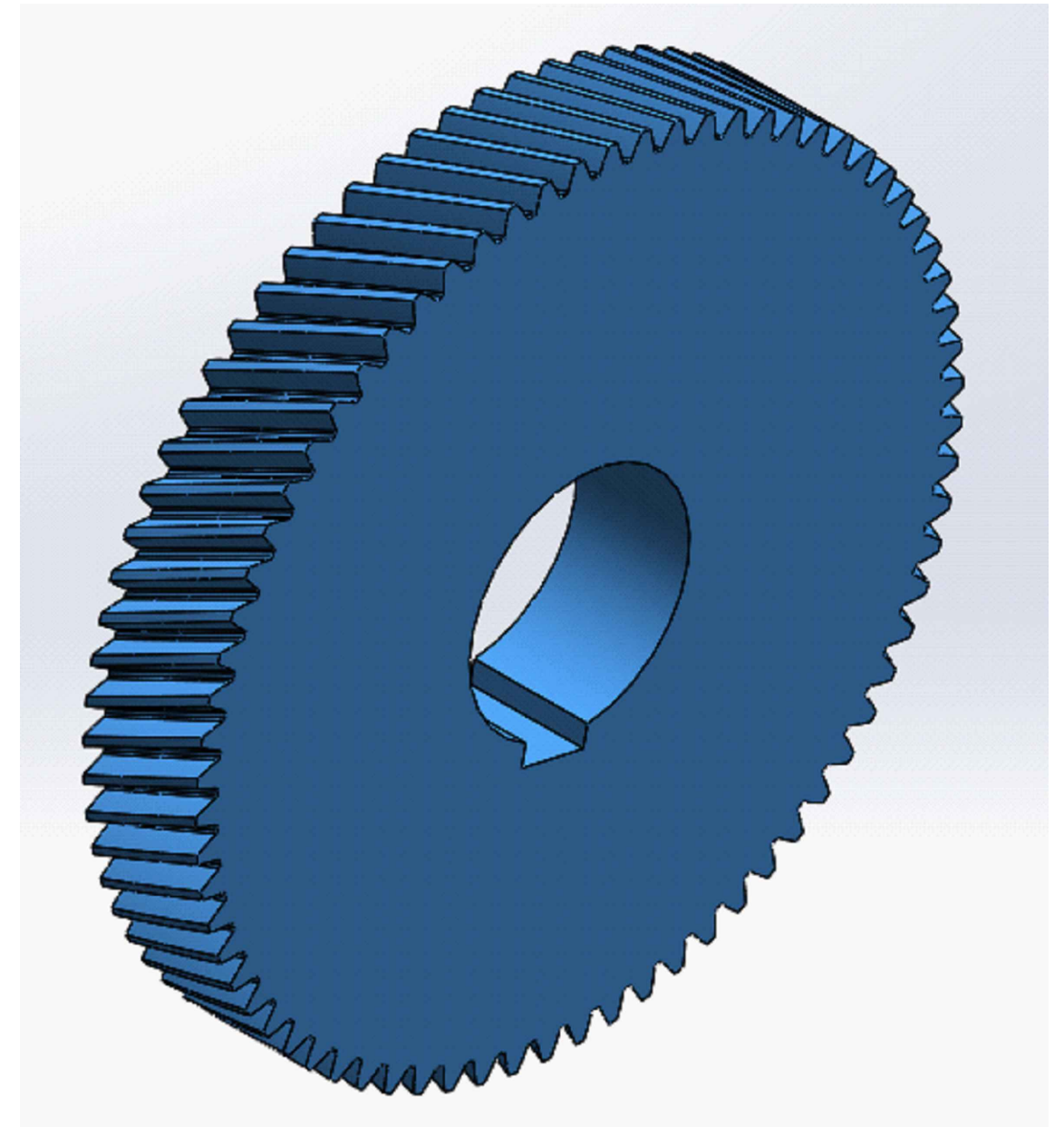
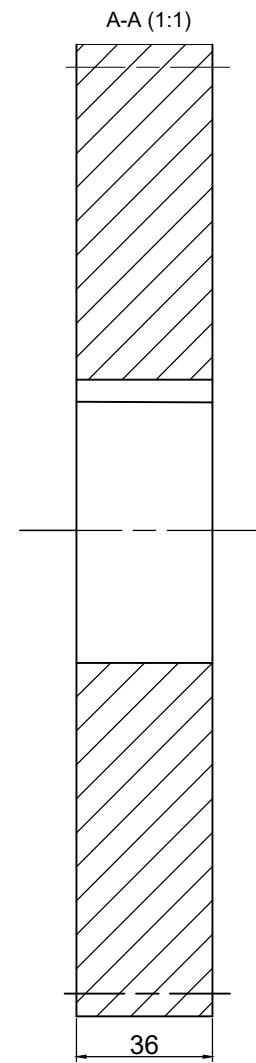
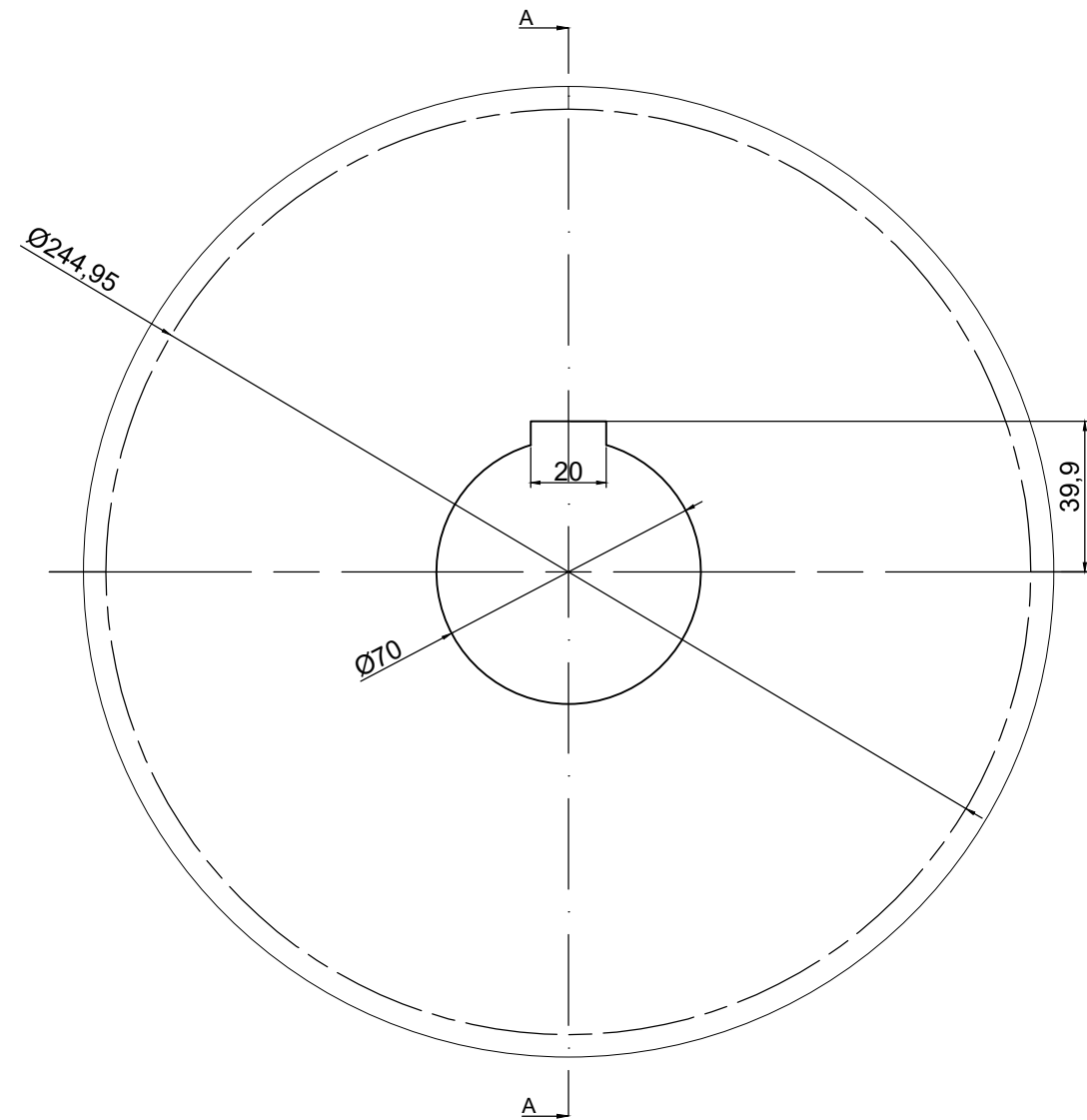


A-A (1:1)



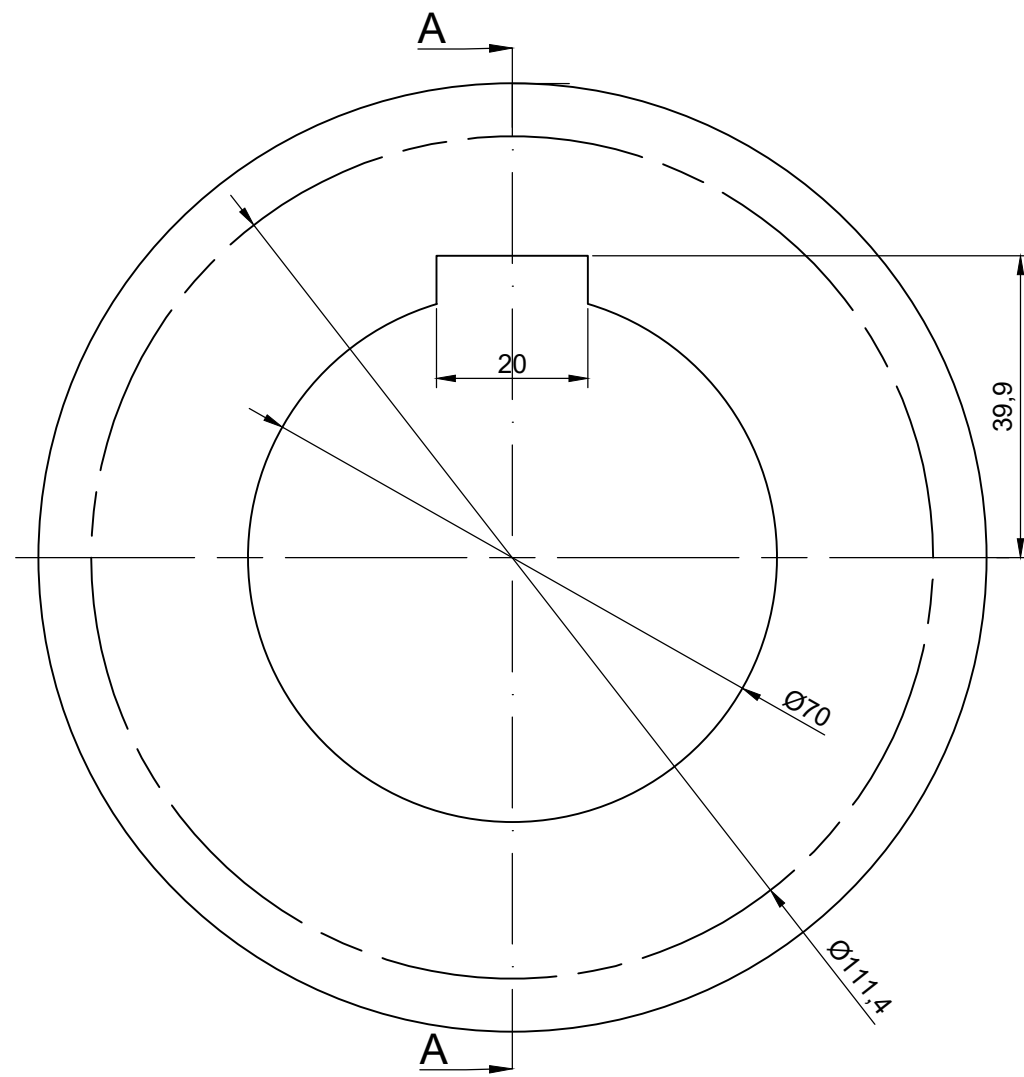
ESPECIFICACIONES	
Nº DE DIENTES	27
MÓDULO	3
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
INCLINACIÓN DEL DIENTE	25°
DIÁMETRO PRIMITIVO	87.50mm

Autor: Adrián Fernández Calvo		E.T.S.I.D	
Tutor: Rubio Montoya, Francisco José		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala	PIÑON PRIMERA ETAPA	Fecha: 16/06/2018	
1:1		Nº plano: 7/12	

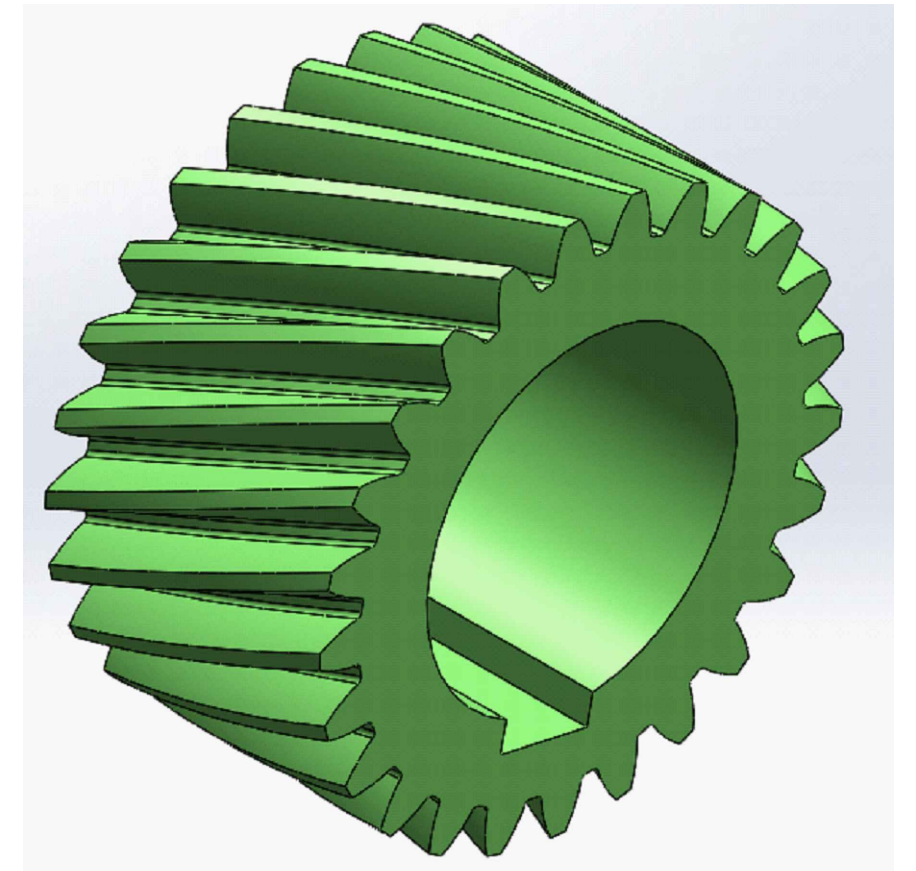
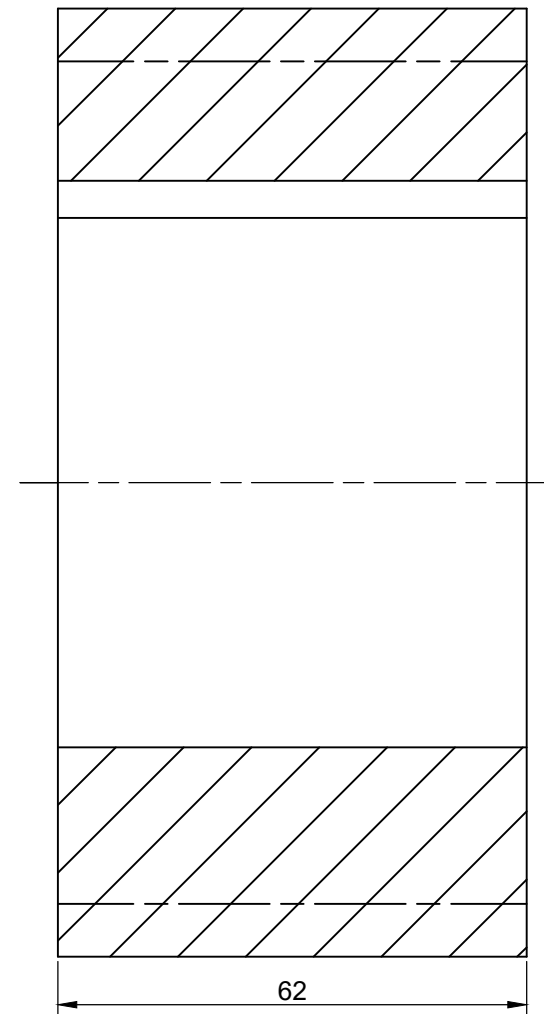


ESPECIFICACIONES	
Nº DE DIENTES	76
MÓDULO	3
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
INCLINACIÓN DEL DIENTE	25°
DIÁMETRO PRIMITIVO	244.95mm

Autor: Adrián Fernández Calvo		E.T.S.I.D	
Tutor: Rubio Montoya, Francisco José		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala	1:2 RUEDA PRIMERA ETAPA	Fecha: 15/06/2018	
		Nº plano: 8/12	



A-A (1:1)



ESPECIFICACIONES	
Nº DE DIENTES	26
MÓDULO	4
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
INCLINACIÓN DEL DIENTE	25°
DIÁMETRO PRIMITIVO	111.40mm

Autor: Adrián Fernández Calvo

Tutor: Rubio Montoya, Francisco José

Escala

1:1

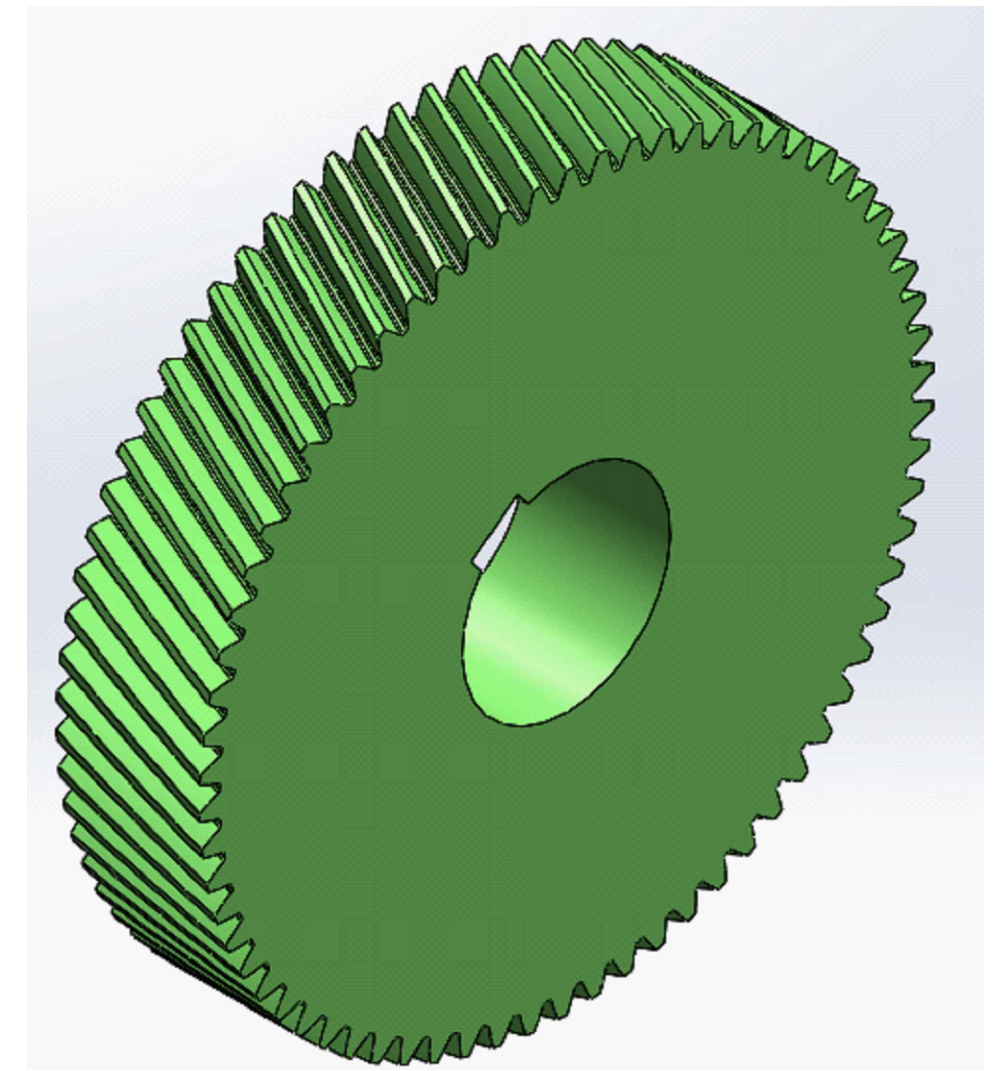
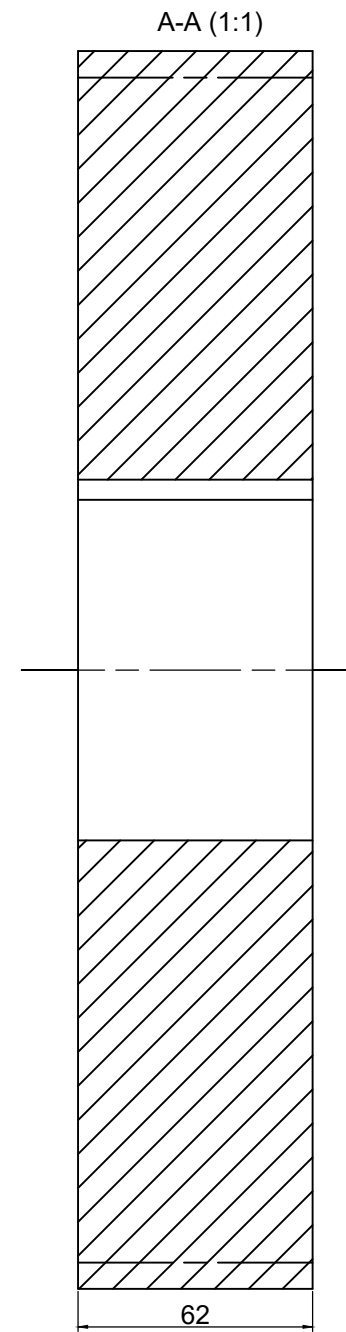
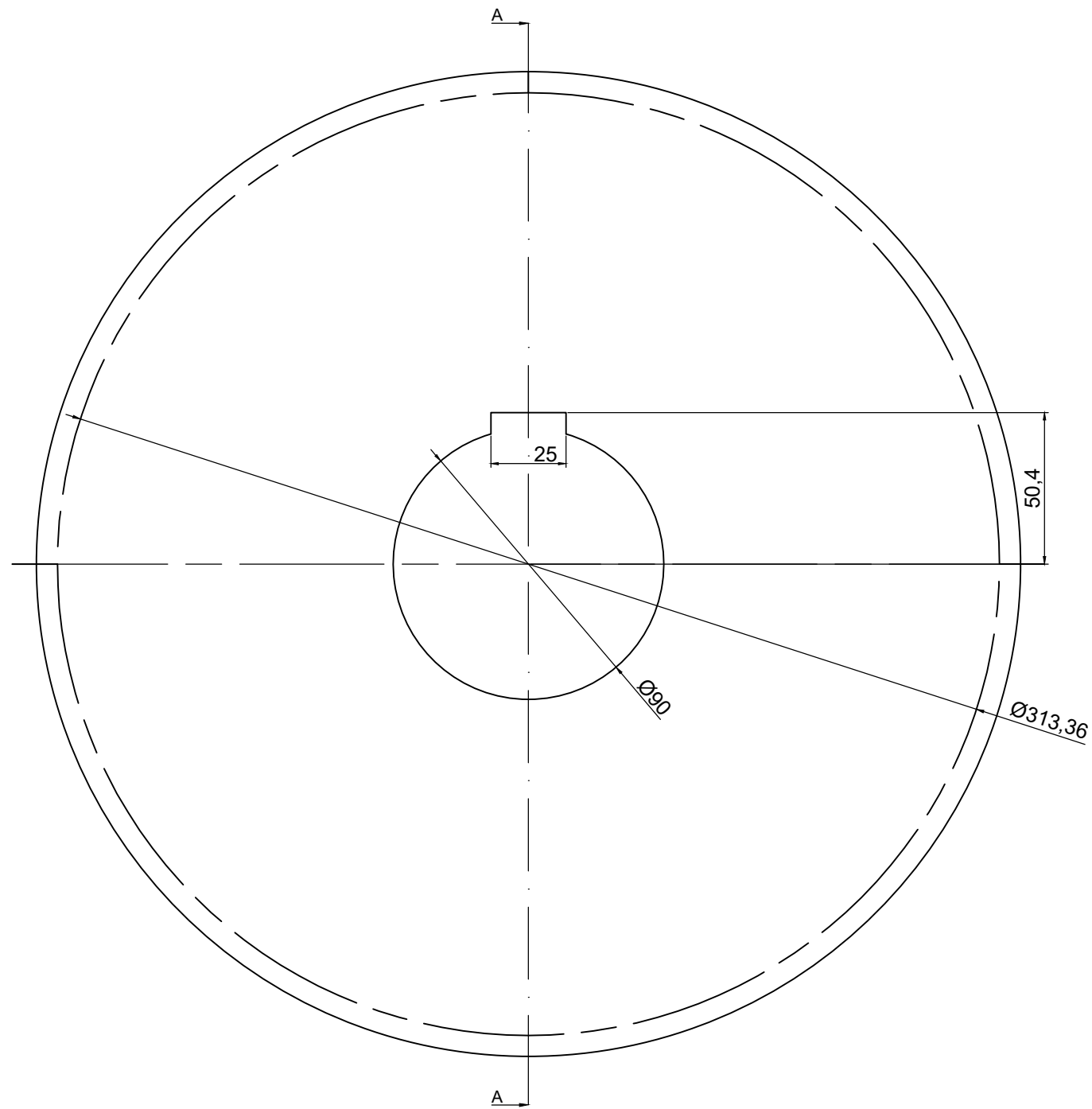
PIÑÓN SEGUNDA ETAPA

E.T.S.I.D

Diseño y cálculo de un reductor de velocidad

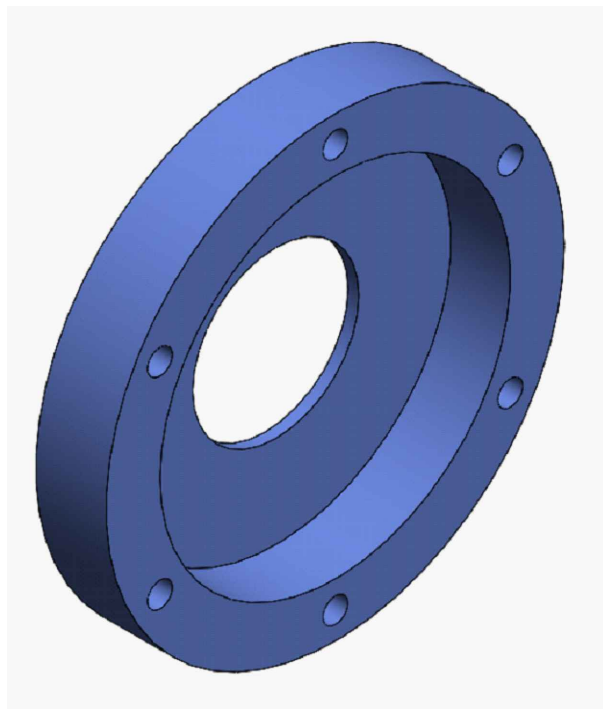
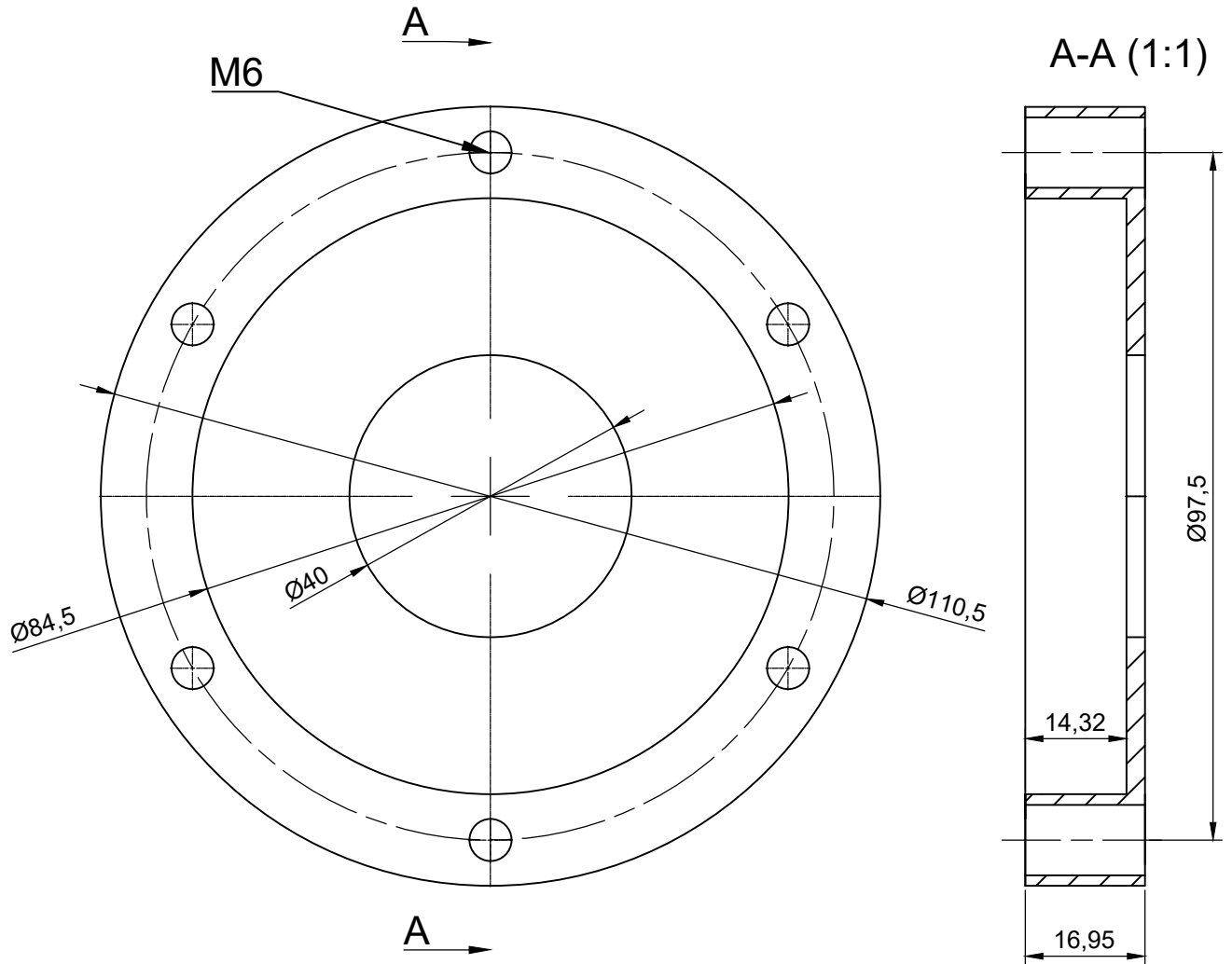
Fecha: 15/06/2018

Nº plano: 9/12

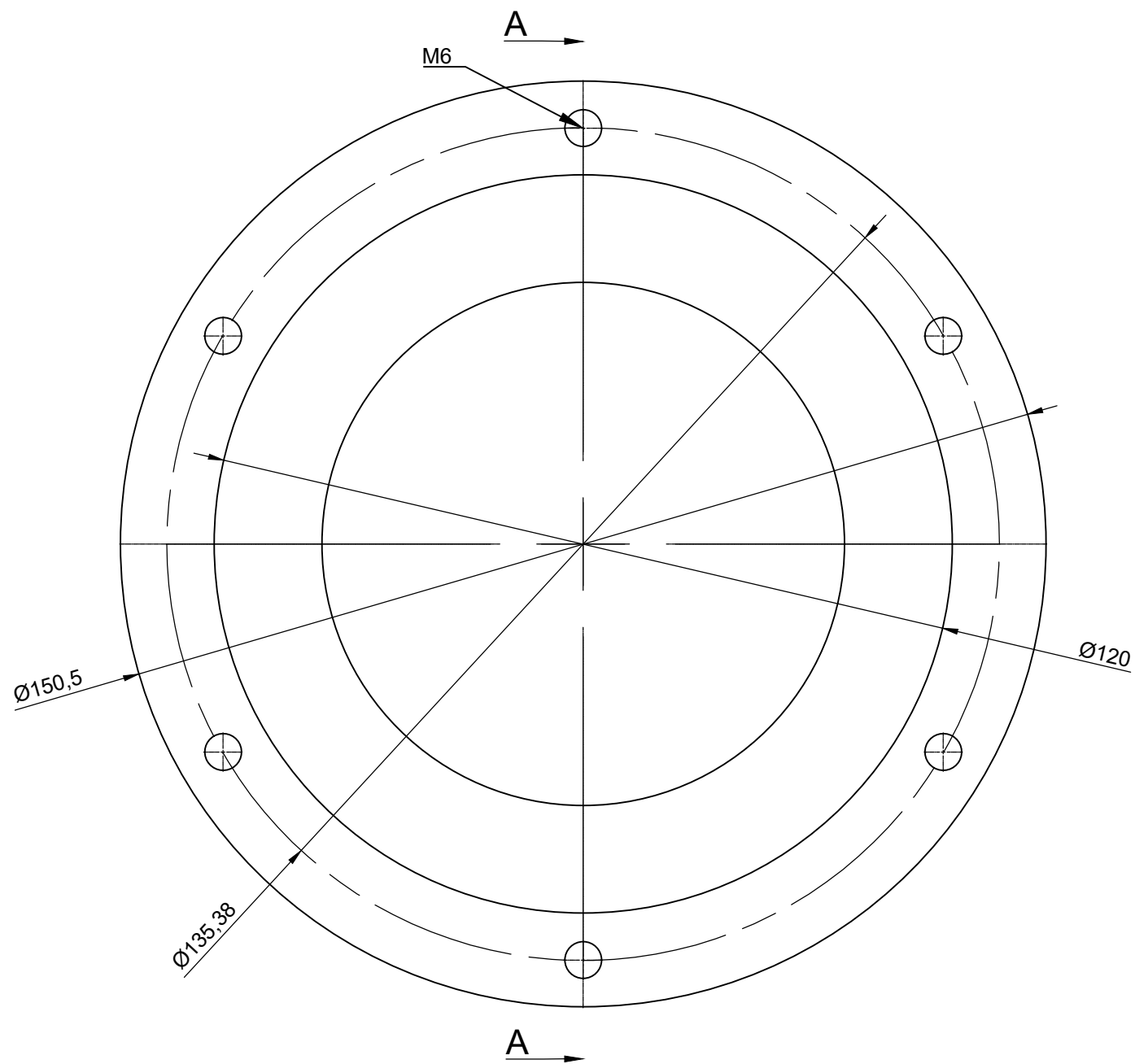


ESPECIFICACIONES	
Nº DE DIENTES	71
MÓDULO	4
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
INCLINACIÓN DEL DIENTE	25°
DIÁMETRO PRIMITIVO	313.36mm

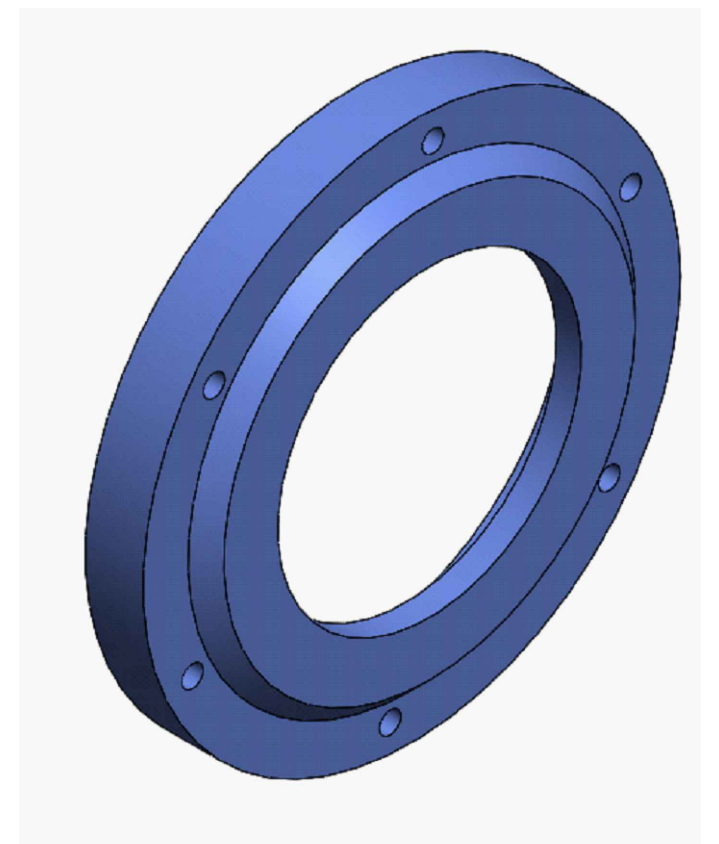
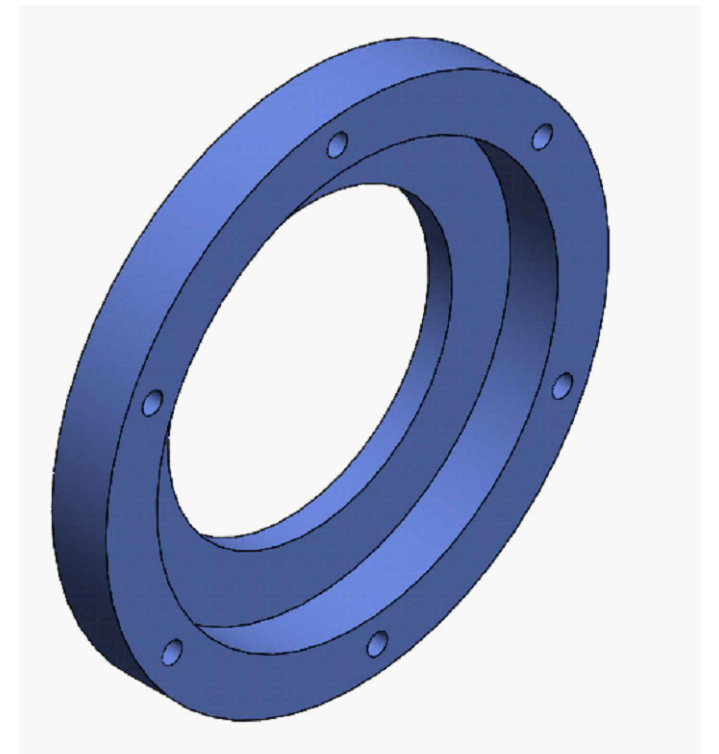
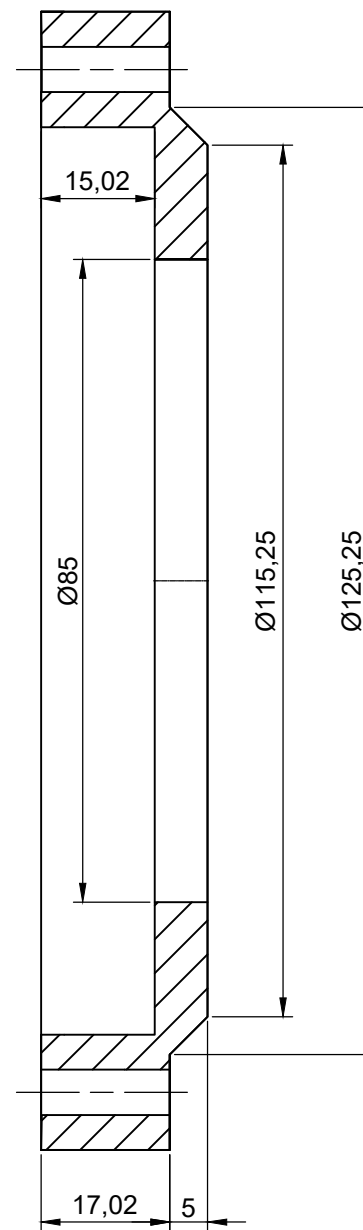
Autor: Adrián Fernández Calvo		E.T.S.I.D	
Tutor: Rubio Montoya, Francisco José		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala	RUEDA SEGUNDA ETAPA	Fecha: 04/06/2018	
1:2		Nº plano: 10/12	



Autor: Adrián Fernández Calvo		E.T.S.I.D Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Tutor: Rubio Montoya, Francisco José		
Escala 1:1	TAPA EJE DE ENTRADA	Fecha: 15/06/2018
		Nº plano: 11/12



A-A (1:1)



Autor: Adrián Fernández Calvo		E.T.S.I.D	
Tutor: Rubio Montoya, Francisco José		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala	TAPA EJE DE SALIDA	Fecha: 15/06/2018	
1:1		N° plano: 12/12	