



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Diseño de un reductor cicloidal ultracompacto para su aplicación en un brazo articulado IRB4600 de la marca ABB de 4,92 kW y una relación de transmisión de 1:171

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Giner Diaz, Alejandro

Tutor/a: Nadal Soriano, Enrique

Cotutor/a: Montava Jordà, Sergi

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

## RESUMEN

Este trabajo de fin de grado muestra detalladamente el proceso de diseño de un reductor de tipo cicloidal similar al modelo RV 320E de la marca Nabtesco para ser utilizado en el robot industrial IRB 4600 de la marca ABB. Para ello, se han dimensionado los ejes, rodamientos y engranajes según el procedimiento descrito en la normativa vigente y la investigación de Alipiev.

A partir de los datos presentados en los catálogos del reductor RV320E y el robot IRB 4600 se obtienen respectivamente un diseño preliminar y las condiciones de trabajo a las que estará sometidos el reductor a diseñar. Posteriormente se realizan todas las comprobaciones de resistencia pertinentes para garantizar el correcto funcionamiento del producto. Finalmente se modela en el programa de CAD SolidWorks el diseño final y se elabora un presupuesto de fabricación.

**Palabras clave:** reductor, cicloide, SolidWorks, transmisión, robótica.

## ABSTRACT

This final degree project shows in detail the design process of a cycloidal gear drive similar to the RV320E model of the Nabtesco brand used in the IRB 4600 industrial robot of the ABB brand. To do this, the shafts, bearings, and gears have been dimensioned according to the procedure described in current regulations and Alipiev's research.

From the data presented in the catalogs of the RV320E reducer and the IRB 4600 user's manual, a preliminary design, and the working conditions of the gear drive are obtained. Subsequently, all the pertinent resistance checks are carried out to guarantee the correct functioning of the product. Finally, a model is developed in the SolidWorks CAD program and a manufacturing budget is drawn up.

**Key word:** gear drive, cycloid, SolidWorks, transmission, robotics.

## RESUM

Este treball de fi de grau mostra detalladament el procés de disseny d'un reductor de tipus cicloïdal semblant al model RV 320E de la marca Nabtesco per a ser utilitzat en el robot industrial IRB 4600 de la marca ABB. Per a això, s'han dimensionat els eixos, rodaments i engranatges segons el procediment descrit en la normativa vigent i la investigació d'Alipiev. A partir de les dades presentats en els catàlegs del reductor RV320E i el robot IRB 4600 s'obtenen respectivament un disseny preliminar i les condicions de treball a què estarà sotmesos el reductor a dissenyar. Posteriorment es realitzen totes les comprovacions de resistència pertinents per a garantir el funcionament correcte del producte. Finalment es modela en el programa de CAD SolidWorks el disseny final i s'elabora un pressupost de fabricació.

**Paraules clau:** reductor, cicloide, SolidWorks, transmissió, robòtica.

## CONTENIDO

RESUMEN .....	2
ABSTRACT .....	3
RESUM .....	4
DOCUMENTO Nº1: MEMORIA .....	7
1 INTRODUCCIÓN .....	8
2 ESTADO DEL ARTE .....	9
3 CONDICIONES INICIALES DE DISEÑO .....	10
4 ANÁLISIS GENERAL DEL REDUCTOR RV320E .....	13
5 PROCESO DE DISEÑO .....	15
6 DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS COMPONENTES .....	17
7 PROCESO DE ENSAMBLADO .....	26
8 ESTUDIO ECONÓMICO DEL PROTOTIPO .....	28
9 CONCLUSIONES .....	29
10 BIBLIOGRAFIA .....	30
DOCUMENTO Nº2: PLIEGO DE CONDICIONES .....	31
1 INTRODUCCIÓN .....	32
2 DELIMITACIÓN DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS .....	32
3 CONDICIONES ECONÓMICAS .....	33
4 CONDICIONES LEGALES .....	34
5 CONDICIONES GENERALES .....	34
6 CONDICIONES PARTICULARES .....	35
DOCUMENTO Nº3: PRESUPUESTO .....	39
1 PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN .....	40
2 PRESUPUESTO DE DESARROLLO .....	44
DOCUMENTO Nº4: PLANOS .....	48
1 PLANO DE CONJUNTO SELLADO .....	49
2 PLANO DE CONJUNTO REDUCTOR .....	50
3 VISTA EXPLOSIONADA DE CONJUNTO REDUCTOR .....	51
4 CARCASA EXTERIOR .....	52
5 PIN CILCOIDAL .....	53
6 PORTAPLANETAS (SALIDA) .....	54
7 PORTAPLANETAS (ENTRADA) .....	55
8 CICLOIDE 1 .....	56
9 CICLOIDE 2 .....	57

10	EJE INTERMEDIO.....	58
11	RUEDA PRIMERA ETAPA.....	59
12	CASQUILLO SEPARADOR .....	60
13	SEPARADOR 1 .....	61
14	SEPARADOR 2 .....	62
15	TAPA DE ENTRADA .....	63
16	TAPA DE SALIDA .....	64
17	EJE DE ENTRADA.....	65
ANEXO Nº1: CÁLCULOS .....		66
1	INTRODUCCIÓN.....	68
2	ESTUDIO DE ENGRANAJES CICLOIDALES .....	68
3	ESTUDIO CINEMÁTICO DE LA SOLUCIÓN .....	75
4	DIMENSIONADO DE ENGRANAJES EVOLVENTES .....	77
5	DIMENSIONADO DE ENGRANAJE CICLOIDAL .....	84
6	ESFUERZOS SOBRE LOS EJES.....	89
7	CÁLCULO DE DEFLEXIONES Y DEFORMACIONES .....	98
8	CÁLCULO A FATIGA.....	100
9	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS .....	110
10	CÁLCULO DE UNIONES A TORSIÓN .....	113
11	BIBLIOGRAFIA.....	115

# DOCUMENTO Nº1: MEMORIA

1	INTRODUCCIÓN.....	8
1.1	Objetivos del proyecto.....	8
1.2	Alcance del proyecto.....	8
2	ESTADO DEL ARTE .....	9
3	CONDICIONES INICIALES DE DISEÑO.....	10
3.1	Condiciones de contorno mecánicas .....	10
3.2	Condiciones de contorno geométricas .....	10
3.3	Condiciones ambientales .....	11
3.4	Normativa.....	12
4	ANÁLISIS GENERAL DEL REDUCTOR RV320E.....	13
4.1	Elementos básicos.....	13
4.2	Características principales.....	14
4.3	Bases de funcionamiento .....	14
5	PROCESO DE DISEÑO.....	15
6	DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS COMPONENTES.....	17
6.1	Engranajes.....	18
6.1.1	Etapas planetaria .....	18
6.1.2	Etapas cicloidal.....	18
6.2	Ejes .....	19
6.2.1	Eje de entrada .....	19
6.2.2	Eje intermedio .....	20
6.2.3	Eje de salida.....	21
6.3	Carcasa .....	22
6.4	Sellado .....	23
6.4.1	Tapa de entrada .....	23
6.4.2	Tapa de salida.....	24
6.5	Selección de rodamientos .....	25
7	PROCESO DE ENSAMBLADO.....	26
8	ESTUDIO ECONÓMICO DEL PROTOTIPO .....	28
9	CONCLUSIONES .....	29
10	BIBLIOGRAFIA.....	30

# 1 INTRODUCCIÓN

En los últimos años, los elevados estándares de calidad y la creciente demanda han obligado a muchas industrias a optar por soluciones robotizadas en sus procesos de manufactura. Un manipulador robótico ofrece mayor precisión, repetibilidad y velocidad respecto a su análogo humano. Adicionalmente, en función de las labores a realizar, la implementación de operadores robóticos puede suponer una disminución de riesgos laborales al relevar el manejo de material peligroso o el trabajo en condiciones adversas.

Un robot angular o robot antropomórfico consta de una serie de eslabones unidos entre sí por pares de revolución. Controlando la rotación de cada articulación, se modifica la configuración de robot y por consiguiente la posición y orientación del órgano terminal. Dicho esto, cuanto más preciso sea el control de las articulaciones, mayor precisión de movimiento se podrá conseguir en el órgano terminal.

Habitualmente, cada articulación es accionada por un servomotor que por lo general no satisfacen las necesidades articulares en términos de par y velocidad, haciendo imprescindible el uso de un reductor. Aunado a lo anterior, es imprescindible que el reductor empleado presente una rigidez torsional elevada para no afectar a la precisión del movimiento y un diseño compacto y ligero para reducir la inercia de cada eslabón.

Para aplicaciones robóticas o de precisión es habitual el uso de reductores de tipo cicloidal porque cumplen con este requisito y permiten altas relaciones de transmisión con dimensiones compactas. A su vez, por el principio de funcionamiento de este tipo de reductor, presentan un movimiento silencioso y eficiente.

## 1.1 Objetivos del proyecto

El objetivo principal de este proyecto es el diseño de un reductor que cumpla con las condiciones de funcionamiento de la articulación 2 del robot IRB 4600 de la marca ABB.

Obteniendo las especificaciones de trabajo del robot en cuestión, se prevé:

- Ingeniería inversa del reductor empleado en el robot en cuestión
- Diseño de un reductor de 4,94 kW de potencia con una velocidad de entrada de 3.000 rpm y reducción de 171:1

## 1.2 Alcance del proyecto

El carácter de este proyecto es netamente conceptual, limitándose al diseño y cálculo del reductor. Si bien el proyecto considera las tecnologías disponibles para su fabricación, no se contempla la creación de un prototipo.

## 2 ESTADO DEL ARTE

Existen diversas soluciones para fabricar un reductor de velocidad. A continuación, se expondrán algunas de las que se valoraron y finalmente fueron descartadas.

### Ruedas de fricción

Mediante el contacto directo entre las ruedas de fricción comúnmente llamados rodillos se transmite la potencia del eje conductora al eje conducido. Este método a pesar de ser de las alternativas más simples de montar y más baratas, no puede ser utilizada en esta aplicación debido a la baja eficiencia del mismo y la limitación de par que es capaz de transmitir (debido al efecto fusible mecánico).

### Correas

Se transmite la potencia gracias a la fricción entre una correa en tensión y dos rodillos acanalados. Al igual que pasa con las ruedas de fricción, esta solución es de las más económicas, pero está limitado el par que se puede transmitir. Adicionalmente, para lograr relaciones de transmisión como las que exige la aplicación se requerirían poleas de grandes dimensiones.

### Cadenas

Los sistemas de transmisión por cadena se emplean para transmitir movimiento entre dos ejes paralelos que se encuentran alejados entre sí, aunque a diferencia de las correas, su funcionamiento no se basa en la fricción por lo que logra relaciones de transmisión más consistentes. Se ha descartado esta alternativa porque, al igual que las correas, requeriría que las ruedas dentadas sobre las que engrana la cadena fuesen de grandes dimensiones.

### Engranajes

Las transmisiones por engranajes son mecanismos formados por dos ruedas dentadas que se acoplan diente a diente y reciben el nombre de corona (en el caso de la mayor) y piñón (en el caso de la pequeña). En función de la geometría de los engranajes y de la disposición del eje sobre los cuales van montados se distinguen en:

- **Engranajes cónicos y cónicos desplazados:** los dientes son tallados sobre una base cónica por lo que permite la transmisión de potencia entre ejes perpendiculares alcanzando relaciones de transmisión de hasta 1:6. Son descartados por la perpendicularidad de los ejes
- **Tornillo sin fin:** este método de transmisión consiste en el engrane de un cilindro roscado (tornillo) y una rueda dentada permitiendo relaciones de transmisión de hasta 1:100 a costa de un bajo rendimiento (45%). A pesar de las altas relaciones de transmisión, se descarta esta alternativa por la perpendicularidad de los ejes y la baja eficiencia.
- **Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales:** este tipo de engranajes permite la transmisión de potencia entre ejes paralelos con una relación de hasta 1:6 por etapa con una eficiencia desde el 96%. Se ha descartado esta alternativa al requerir de 3 etapas para alcanzar la relación de transmisión especificada.
- **Engranajes cilíndricos de dientes rectos:** este tipo de engranajes permite la transmisión de potencia entre ejes paralelos con una relación de hasta 1:8 por etapa con una

eficiencia desde el 96%. Se ha descartado esta alternativa al requerir de 3 etapas para alcanzar la relación de transmisión especificada.

- **Engranajes cicloidales:** este tipo de engranajes emplea un perfil de diente basado en la curva cicloidal recortada y un eje excéntrico para lograr una mejor distribución de las fuerzas de contacto. A pesar de su mayor complejidad, este tipo de engranaje permite relaciones de transmisión elevadas 1:100 sin sacrificar la eficiencia.

### 3 CONDICIONES INICIALES DE DISEÑO

Para el diseño de un reductor mecánico se deben conocer las condiciones de funcionamiento de este. Se hace la distinción entre condiciones geométricas y condiciones mecánicas, sirviendo estas últimas como punto de partida para el diseño de todos los elementos.

Para este trabajo se han obtenidos todas las condiciones de funcionamiento del “Manual del producto IRB 4600” [1] y las condiciones geométricas del “Precision Reduction Gear RV product showcase” [2]

#### 3.1 Condiciones de contorno mecánicas

Se realiza una investigación preliminar para identificar el motor y la relación de transmisión que utiliza el robot en cuestión. Se ha determinado que el eje de giro estudiado, J2 del robot, es accionado por el motor 3HAC029032-004 con una potencia nominal de 4,92 kW. A falta de más información, se supone que el motor gira a una velocidad de 3.000 rpm. Adicionalmente, se ha identificado que para el eje J2 se emplea el RV 320E en su configuración de relación de transmisión 171.

Definición	Parámetro	Valor	Unidades
Factor de reducción	$i$	171	
Velocidad de giro	$\omega_e$	3.000	rpm
Potencia den el eje de entrada	$P_e$	4.920	W

#### 3.2 Condiciones de contorno geométricas

Para definir la geometría del reductor, se ha realizado un estudio de las dimensiones más significativas del RV 320E para contar así con unos parámetros de partida a la hora de definir discos cicloidales, los elementos de mayor tamaño del ensamblaje.

Se limita el diámetro exterior del reductor para que este coincida con el del RV 320E. De este modo, el diseño aportado al final del trabajo no requerirá de modificaciones en el IRB 4600 para su implementación.

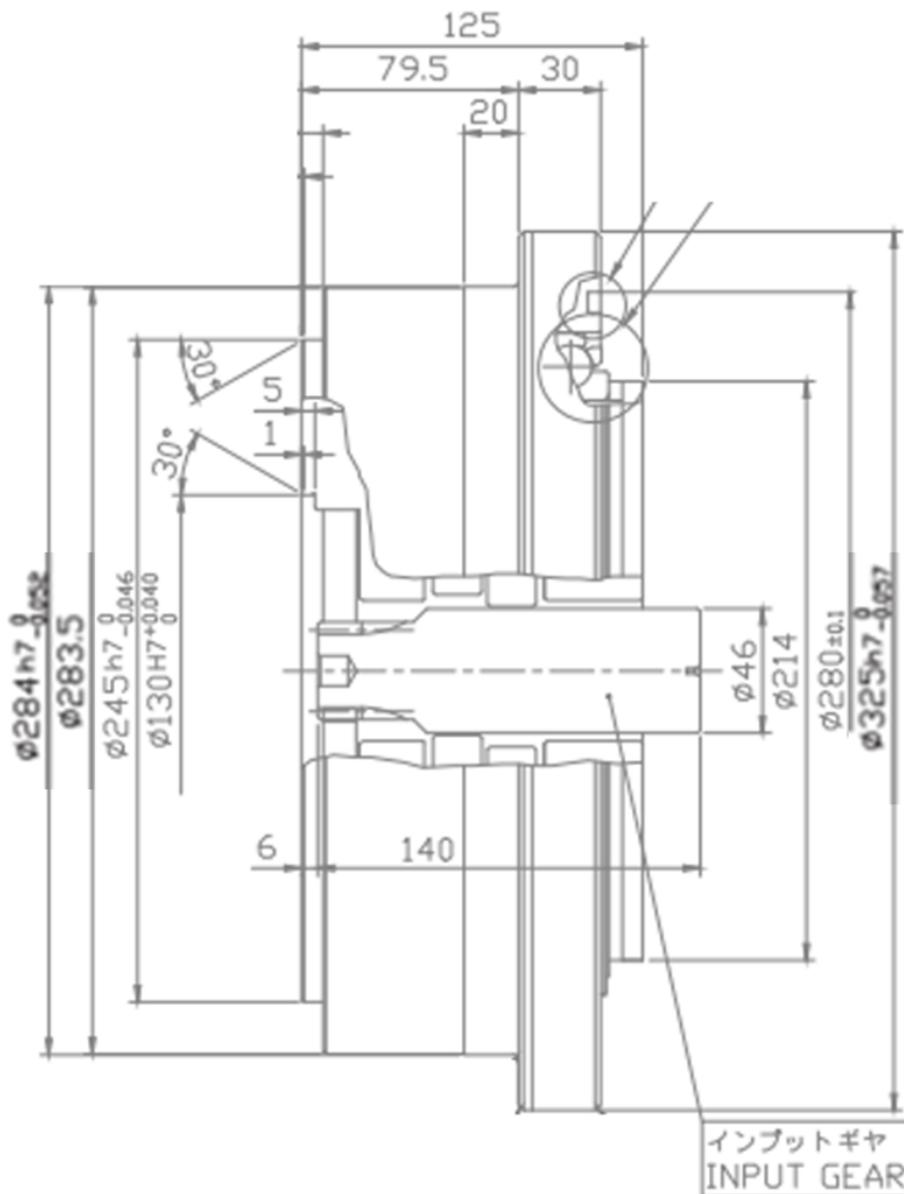


Ilustración 1: Dimensiones generales del RV 320E. Fuente: Nabtesco Corporation

### 3.3 Condiciones ambientales

Un reductor no solo está sometido a las cargas que generen el motor y la máquina arrastrada, adicionalmente se debe tomar en consideración las condiciones ambientales a las que estará expuesta la máquina. En el caso del IRB 4600, el fabricante estipula en el manual de producto que el rango de temperatura de trabajo está comprendido entre 5 y 40 °C. Sin embargo, se estima que la temperatura interna del reductor, debido al movimiento de los componentes, es superior a 45°C.

### 3.4 Normativa

El diseño proporcionado de cumplir con la normativa vigente en temas de cálculo y normalización. Todas las exigencias y límites se establecen en las siguientes normas:

- **ISO 6336:2019**, publicada en noviembre del 2019, en la que se expone el procedimiento de cálculo de capacidad de carga en engranajes cilíndricos y helicoidales. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico ISO/TC 60/SC 2 - *Gear capacity calculation*.
- **UNE 18018:1952**, publicada en abril de 1952, en la que se exponen las exigencias de los árboles para transmisiones. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico CTN 18 Transmisiones, rodamientos y engranajes.
- **UNE 18048:1983**, publicada en febrero de 1983, en la que se establece el sistema de precisión para las ruedas dentadas de perfil evolvente. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico CTN 18 Transmisiones, rodamientos y engranajes.
- **UNE 17102-1:1967**, publicada en noviembre de 1967, en la que se establece la serie normalizada de chavetas paralelas. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico CTN 17 Elementos de fijación.
- **Norma DIN 471 y 472**, en la que se establece la serie normalizada de Arandelas elásticas de seguridad para ejes y agujeros.
- **UNE 18097:1991**, publicada en febrero de 1991, en la que se especifican los métodos de cálculo de capacidad nominal de carga estática equivalente de los rodamientos pertenecientes a las gamas de dimensiones que se dan en las normas UNE. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico CTN 18 Transmisiones, rodamientos y engranajes.
- **ISO 3448:1992**, publicada en setiembre de 1992, en la que se definen las clasificaciones de lubricantes líquidos industriales en función de su viscosidad. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico ISO/TC 28 - *Petroleum and related products, fuels and lubricants from natural or synthetic sources*.
- **UNE 17076:1969**, publicada en enero de 1969, en la que se establecen las medidas normales de los distintos extremos de tornillos, pernos y espárragos cuya nomenclatura figura en la norma UNE 17 051. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico CTN 17 Elementos de fijación.
- **UNE 18066:1961**, publicada en octubre de 1961, en la que se fijan las características y las medidas de los engranajes cilíndricos, con dentado recto o. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico CTN 18 Transmisiones, rodamientos y engranajes.
- **UNE 1149:1990**, publicada en abril de 1990. En la especifica el principio de la relación entre las tolerancias dimensionales (lineales y angulares) y las tolerancias geométricas. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico CTN 82 - Metrología y calibración.
- **UNE 36003:1971**, publicada en febrero de 1998. En la que se definen los distintos tipos de fundición y establecer los principios generales de su designación. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico CTN 36 - Siderurgia.

- **UNE-EN ISO 683-2:2019**, publicada en enero de 2019. Es la versión oficial en español de la Norma Europea EN ISO 683-2:2018 donde se especifican los requisitos técnicos de suministro para productos fabricados a partir de aceros aleados, aceros para tratamiento térmico y aceros de fácil mecanización. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico CTN 36 - Siderurgia.
- **UNE-EN 1561:2012**, publicada en julio de 2012. Es la versión oficial en español de la Norma Europea EN 1561:2011 donde se trata la clasificación de la fundición gris. Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico CTN 78 Industrias de la fundición.
- **Real Decreto 1644/2008**, de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas. *Boletín Oficial del Estado*, 246, de 11 de octubre de 2008.

## 4 ANÁLISIS GENERAL DEL REDUCTOR RV320E

Analizando el reductor empleado por el IRB 4600, el RV320E de la marca Nabtesco, se concluye que combina una primera etapa planetaria de dientes rectos y perfil evolvente con una segunda etapa compuesta por un par de engranajes cicloidales como se observa en la Ilustración 3.

### 4.1 Elementos básicos

Se distinguen en la primera etapa los elementos típicos de un reductor de tipo planetario. Una serie de engranajes de dientes rectos (planetas) giran alrededor de un engranaje central (sol).

Analizando la etapa cicloidal en profundidad, se pueden distinguir tres elementos principales: los ejes intermedios o “cigüeñales”, las coronas de perfil cicloidal y el eje de salida.



Ilustración 2: Renderizado RV320E. Fuente: [3]

**Eje de entrada:** Cuenta con un engranaje tallado al extremo que transmite la potencia a los planetas de la primera etapa, actuando entonces como entrada de potencia al sistema al estar rotando con un par asociado.

Este eje presenta la mayor velocidad de rotación y menor par del sistema.

- **Ejes intermedios o “cigüeñales”:** Alojados tanto las coronas cicloidales como a un engranaje “planeta”, comunicando la primera con la segunda etapa. A diferencia del eje de entrada, este cuenta con una excentricidad en el acople con la corona cicloidal.
- **Corona cicloidal:** Rueda tallada con la forma de una cicloide que engranan con los pines de la carcasa con un movimiento excéntrico.

- **Eje de salida:** eje que comunica la potencia del motor con el elemento arrastrado. Este eje estará sometido al mayor par torsor y menor velocidad de giro.

## 4.2 Características principales

El empleo de coronas cicloidales le otorgan a estos reductores unas características particulares que los diferencian de sus homólogos de perfil de evolvente. A continuación, se exponen algunas de estas características.

- **Resistencia a choque:** los engranajes cicloidales mantienen hasta la mitad de sus dientes en contacto en todo momento, permitiendo así absorber y distribuir mejor las cargas de choque que sus homólogos de perfil de evolvente.
- **Menor ruido y vibraciones:** el perfil del engranaje cicloidal y los pines de engrane están diseñados de forma que no existan discontinuidades de contacto, eliminando así los choques y las vibraciones que estos generan.
- **Reducido backlash:** Al asegurarse el engrane en todo momento, se reduce o elimina la posibilidad de pérdida de movimiento o *backlash*, haciéndolos particularmente atractivos en aplicaciones de precisión o control de movimiento.
- **Mayor reducción por etapa:** gracias a una mejor distribución de la carga, en reductores cicloidales se pueden alcanzar reducciones de hasta 100:1 en una sola etapa a diferencia de los 8:1 habituales de los engranajes evolventes.
- **Tamaño reducido y construcción compacta:** la posibilidad de aplicar mayores reducciones por etapa permite un diseño más compacto para unas mismas condiciones de contorno.

## 4.3 Bases de funcionamiento

En 1922, el alemán Lorenz Konrad Braren se basa en el Obturador Compur (para máquinas fotográficas) para elaborar el diseño del primer reductor cicloidal. Básicamente, el concepto de reductor "Cyclo" consiste en un disco con perfil cicloidal accionado por un eje excéntrico que actúa como leva rodando dentro de un anillo con pivote. [4]

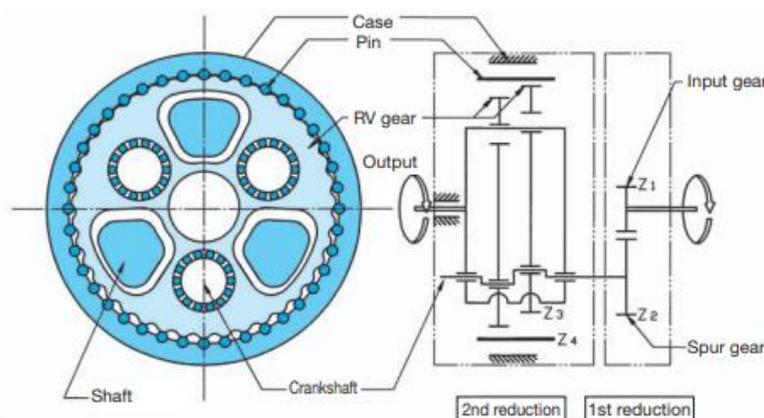


Ilustración 3: Elementos del RV 320E. Fuente: [2]

Al ser accionado, el disco gira a velocidad reducida en sentido opuesto al eje excéntrico y entra en contacto con una serie de pines fijos en la carcasa. Con el fin de balancear las fuerzas generadas por el movimiento excéntrico, es común emplear un segundo disco cicloidal rotado 180° respecto del primero.

En el caso del RV 320E, las coronas cicloidales son accionadas por tres ejes excéntricos de manera simultánea que se conectan una primera etapa planetaria. De este modo, es la etapa cicloidal la que impone la restricción cinemática de la etapa planetaria que usualmente impone una corona dentada exterior, asemejándose entonces los ejes excéntricos un portaplanetas.

## 5 PROCESO DE DISEÑO

Al realizar el diseño de un reductor de múltiples etapas, la selección escogida ha de no solo satisfacer las necesidades de la etapa en cuestión, sino que también condiciona al resto de etapas. De este modo, el perfil seleccionado para el engranaje cicloidal ha de cumplir con las exigencias expuestas por Alipiev, ha de poder soportar las cargas a las que estará sometida y ha de permitir el diseño de una primera etapa igualmente válida.

De este modo, se plantea el proceso de diseño expuesto en la Ilustración 4 para el diseño y comprobación de todos los elementos del reductor. Se comienza entonces por la selección de parámetros de la etapa cicloidal y se derivan el resto de los elementos a partir de ésta.

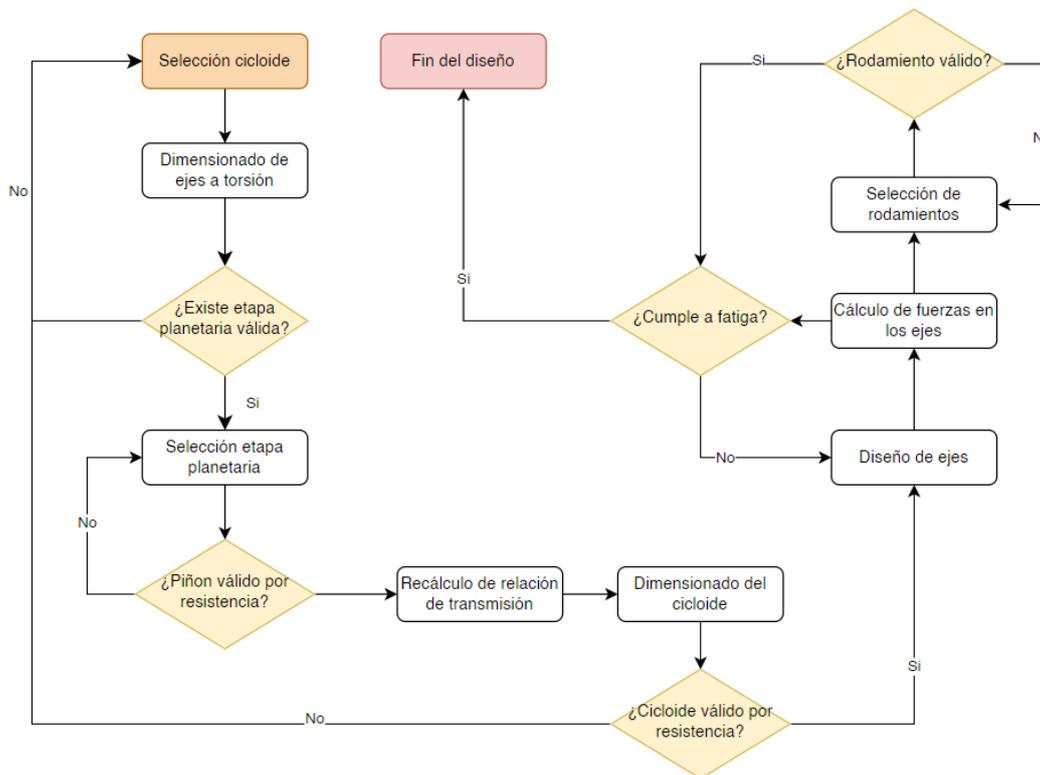


Ilustración 4: Proceso de diseño

Dentro de este proceso, se realizan una serie de comprobaciones para asegurar el correcto funcionamiento del reductor. Estas comprobaciones, representadas en amarillo en la Ilustración 4, son:

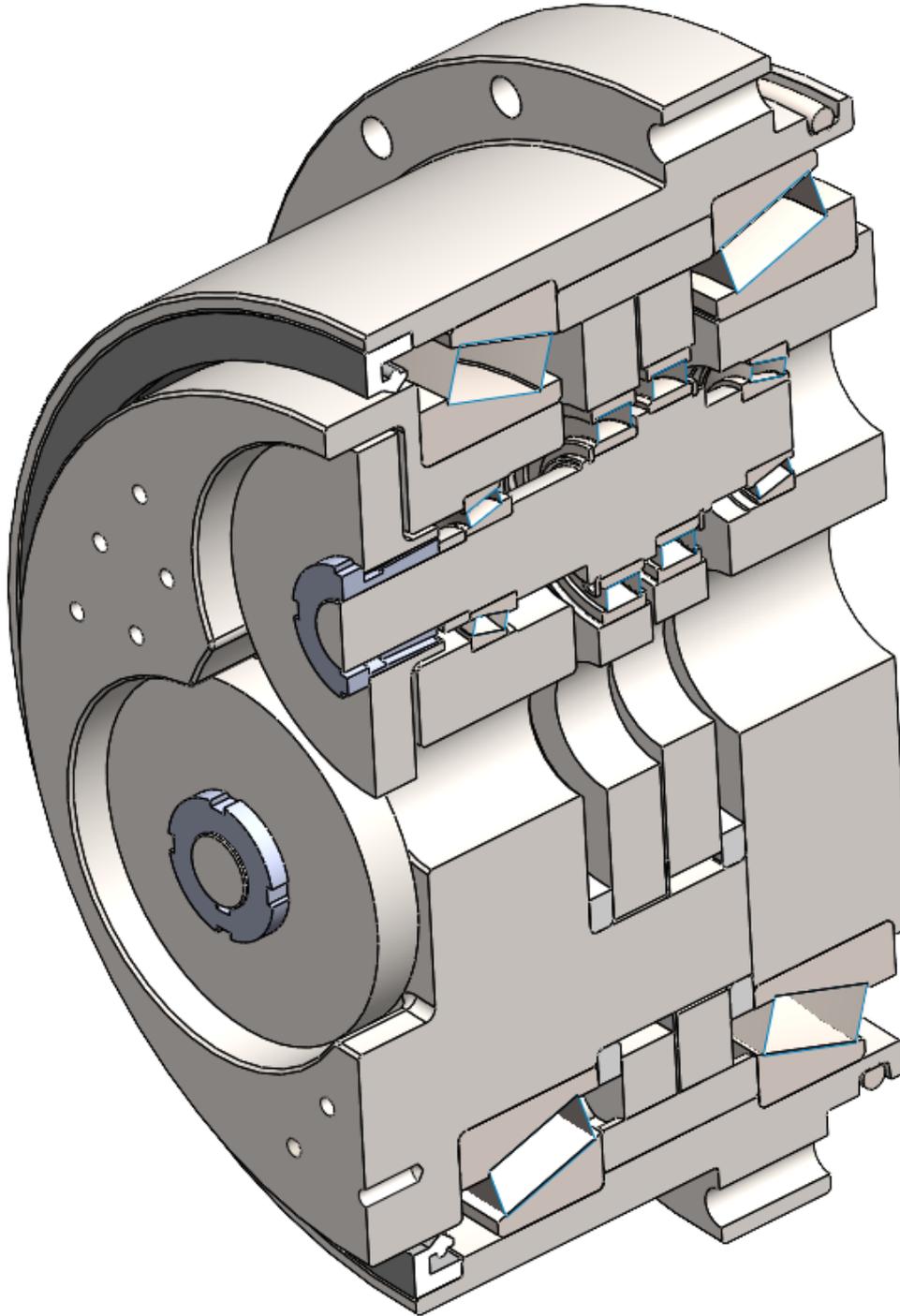
- **Compatibilidad entre las dos etapas (¿Existe etapa planetaria válida?):** para hacer el diseño más compacto, se exige que la etapa planetaria pueda ser contenida en el diámetro primitivo de la etapa cicloidal. A su vez se exige que la etapa planetaria no

presente problemas de interferencia en el piñón (sol) o que la rueda (planeta) no requiera de un número de dientes excesivo.

- **Validación por resistencia del piñón:** se emplea el procedimiento expuesto en las partes 1, 2 y 3 de la norma ISO 6336 para validar que las tensiones experimentadas por el piñón no excedan cierto umbral con un coeficiente de seguridad.
- **Comprobación de tensiones de la corona cicloidal:** empleando las ecuaciones descritas en el anexo I, se calculan las fuerzas y tensiones experimentadas por la cicloide. Al igual que en la validación anterior, se exige que las tensiones no superen cierto umbral con un coeficiente de seguridad. Adicionalmente se exige que el ancho del disco este se encuentre dentro del rango  $[0,1R_z - 0,2R_z]$
- **Comprobación de fatiga de ejes:** habiendo diseñado el eje y la distribución de los elementos en este, se emplea el método del momento área, descrito en Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley y Mischke, ed McGraw-Hill [5], para evaluar la deflexión y el momento flector en cada sección. Posteriormente se realiza un cálculo de resistencia a fatiga suponiendo una vida infinita del elemento.
- **Comprobación de rodamiento:** se emplean las herramientas de cálculo disponibles en la página web de los distintos fabricantes para calcular la vida útil de los rodamientos seleccionados.

Todos los cálculos necesarios para las corporaciones descritas se exponen en el anexo 1: Cálculos.

## 6 DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS COMPONENTES



*Ilustración 5: Solución final*

Como se ha mencionado anteriormente, el reductor consta de dos etapas. Una primera planetaria y una segunda cicloidal. En este apartado se presenta los parámetros de diseño y los parámetros derivados seleccionados para la definición del perfil cicloidal y su etapa planetaria complementaria.

## 6.1 Engranajes

### 6.1.1 Etapa planetaria

Como se observa en la Ilustración 5, el reductor cuenta con tres ruedas (planetas) que engranan y giran alrededor del piñón (sol). Todos los engranajes de esta etapa son de perfil evolvente y dientes rectos. Estos se fabrican por mecanización en acero al carbono C45 (1.1191) al que se le aplica tratamiento superficial de templado por inducción. En las Tabla 1 y Tabla 2 se exponen respectivamente los parámetros de diseño de la etapa planetaria y las características del material empleado.

Tabla 1: Parámetros de la etapa planetaria complementaria

Definición	Parámetro	Valor	Unidades
Módulo	$m_p$	1,25	mm
Ángulo de presión	$\alpha$	20	°
Número de dientes piñón	Z1	18	
Número de dientes rueda	Z2	77	
Ancho del diente	b	13	mm
Distancia entre ejes	Dc	58	mm
Factor de calidad de tallado	$Q_{iso}$	6	
Tipo de ajuste		a	
Factor de seguridad	X	2,1	

Nota:

- Ajuste a: Se montan los engranajes sin ajuste ni rodaje posterior
- Ajuste b: los engranajes se ajustan durante el montaje, por ejemplo, con árboles regulables
- Ajuste c: los engranajes tienen previsto un rodaje en el proceso de fabricación

Tabla 2: Propiedades de C45

C45 (temple por inducción)			
	Parámetro	Valor	Unidades
Módulo elástico	E	206	GPa
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,3	
Densidad	$\rho$	7.800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	Su	590	MPa
Límite elástico	Sy	280	MPa
Dureza	HB	500	
Tensión de contacto	Sh	1.152,5	MPa

### 6.1.2 Etapa cicloidal

Esta etapa consta de dos coronas cicloidales que engranan en los pines alojados en la carcasa. al igual que para la etapa planetaria, las coronas cicloidales y los pines de la corona exterior se fabrican por mecanización en acero al carbono C45 (1.1191) al que se le aplica tratamiento superficial de endurecimiento por llama o inducción. En la Tabla 3 se exponen los parámetros de la corona cicloidal.

Tabla 3: Parámetros de la etapa cicloidal seleccionada

Definición	Parámetro	Valor	Unidades
Módulo	$m_c$	6	mm
Coefficiente de acortamiento	$x$	0,3	
Número de dientes cicloidal	Z3	39	
Número de pines exteriores	Z4	40	
Ancho de la corona	B	17	mm
Factor de seguridad	X	2,06	

## 6.2 Ejes

El reductor consta de 3 tipos de ejes: el eje de entrada, el eje intermedio o eje excéntrico y el eje de salida. Todos los ejes se fabrican del mismo material, el acero al carbono C45 cuyas propiedades especificaciones se describen en el DOCUMENTO N°2: PLIEGO DE CONDICIONES.

### 6.2.1 Eje de entrada

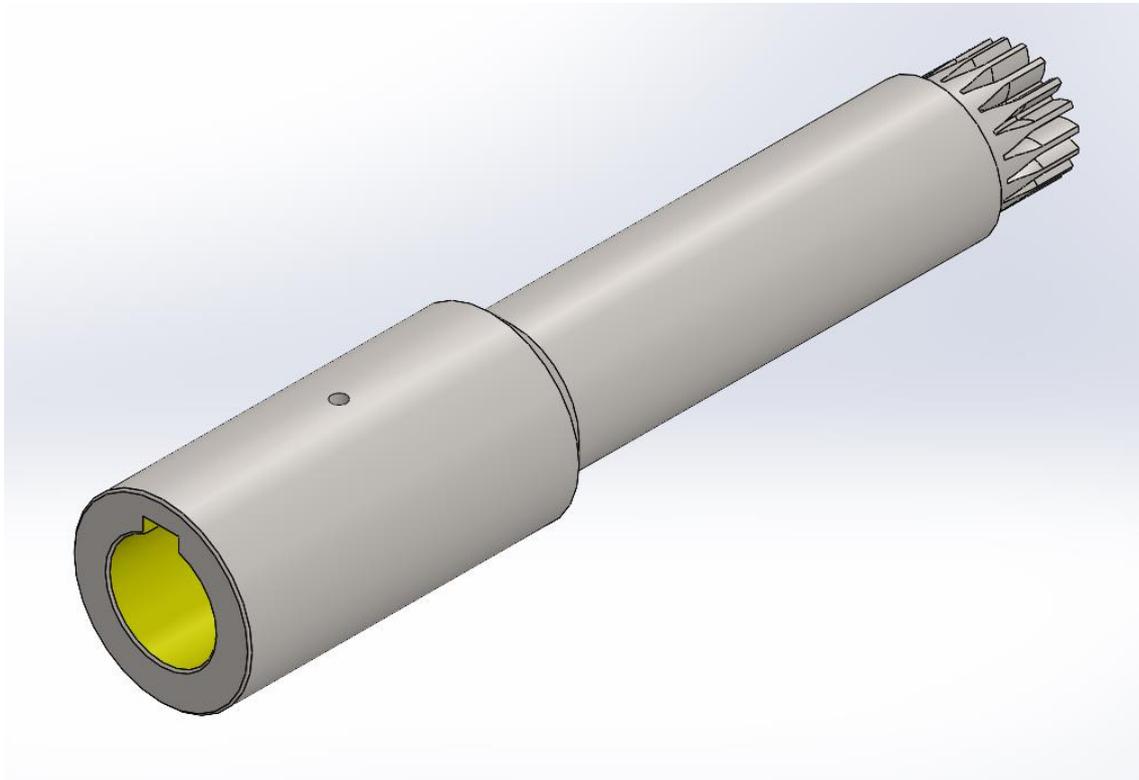
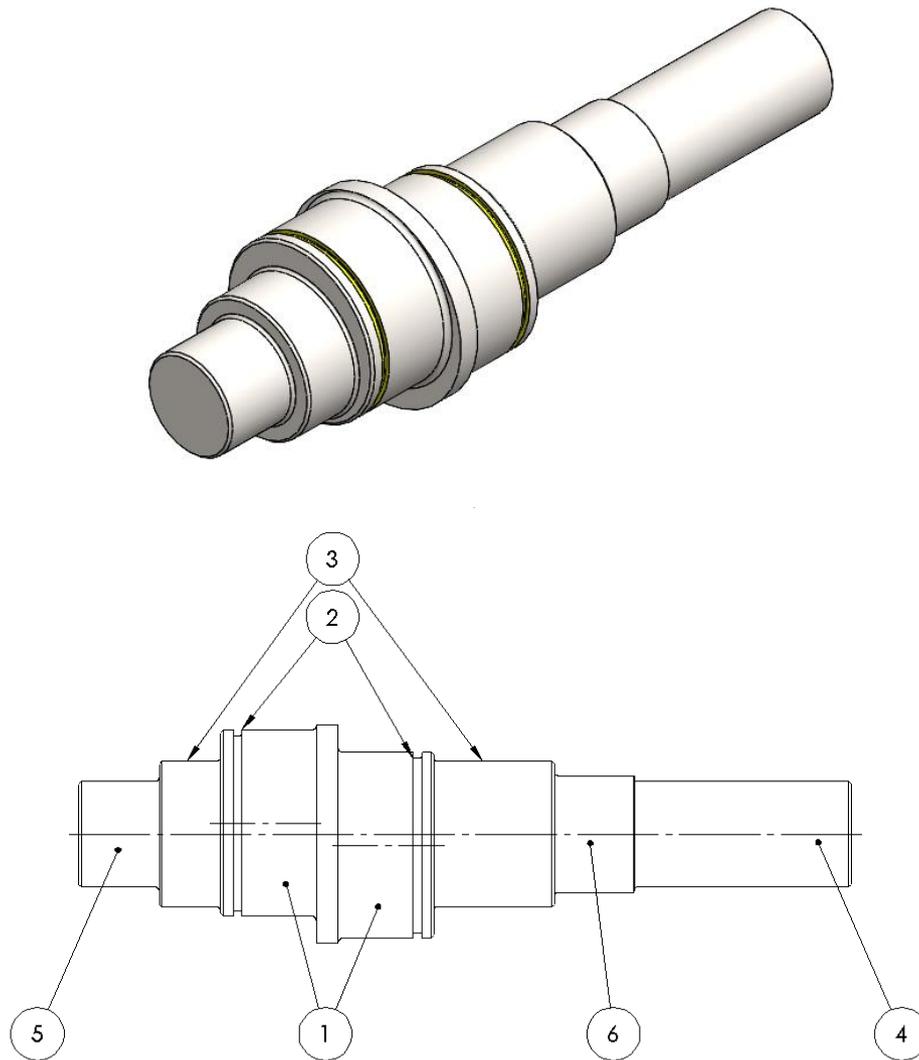


Ilustración 6: Eje de entrada

El eje de entrada se conecta al eje del motor mediante el alojamiento que presenta en el extremo y se fija axialmente con un tornillo prisionero. Para lograr un diseño más compacto, se opta por tallar el piñón de la etapa planetaria en el eje (véase Ilustración 6).

### 6.2.2 Eje intermedio

El reductor contara con tres ejes de este tipo alojados en el portaplanetas o eje de salida y sobre el cual se apoyan las coronas cicloidales.



*Ilustración 7: Eje intermedio*

1. Alojamiento para corona cicloidal
2. Ranura arandela elástica espesor 1,3
3. Cambio de sección
4. Alojamiento rueda primera etapa
5. Alojamiento para rodamiento B
6. Alojamiento para rodamiento A

### 6.2.3 Eje de salida

El eje de salida está compuesto por los dos cuerpos que comprenden el portaplanetas y sobre el cual apoyan los ejes intermedios. Ambos cuerpos se mantienen unidos mediante un conjunto de tornillos DIN 912.

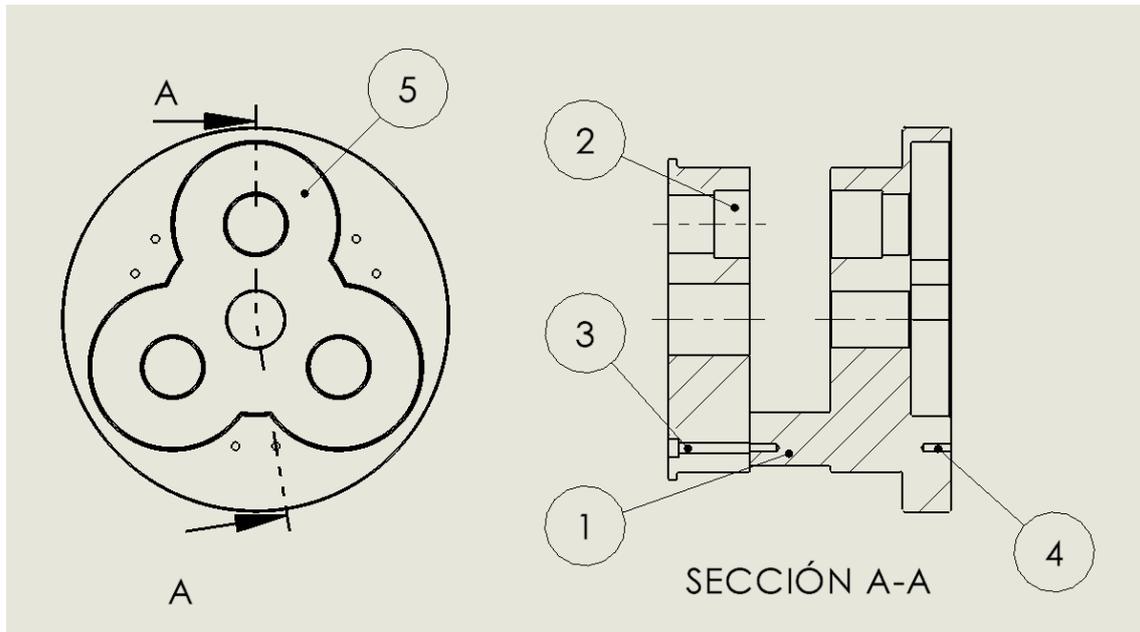
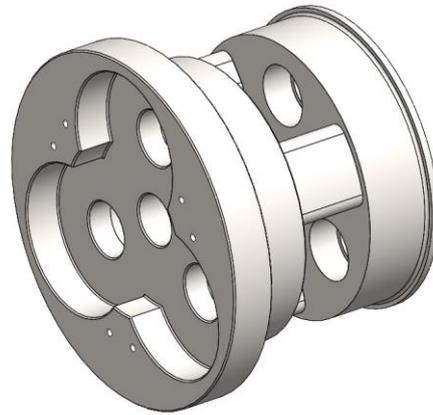


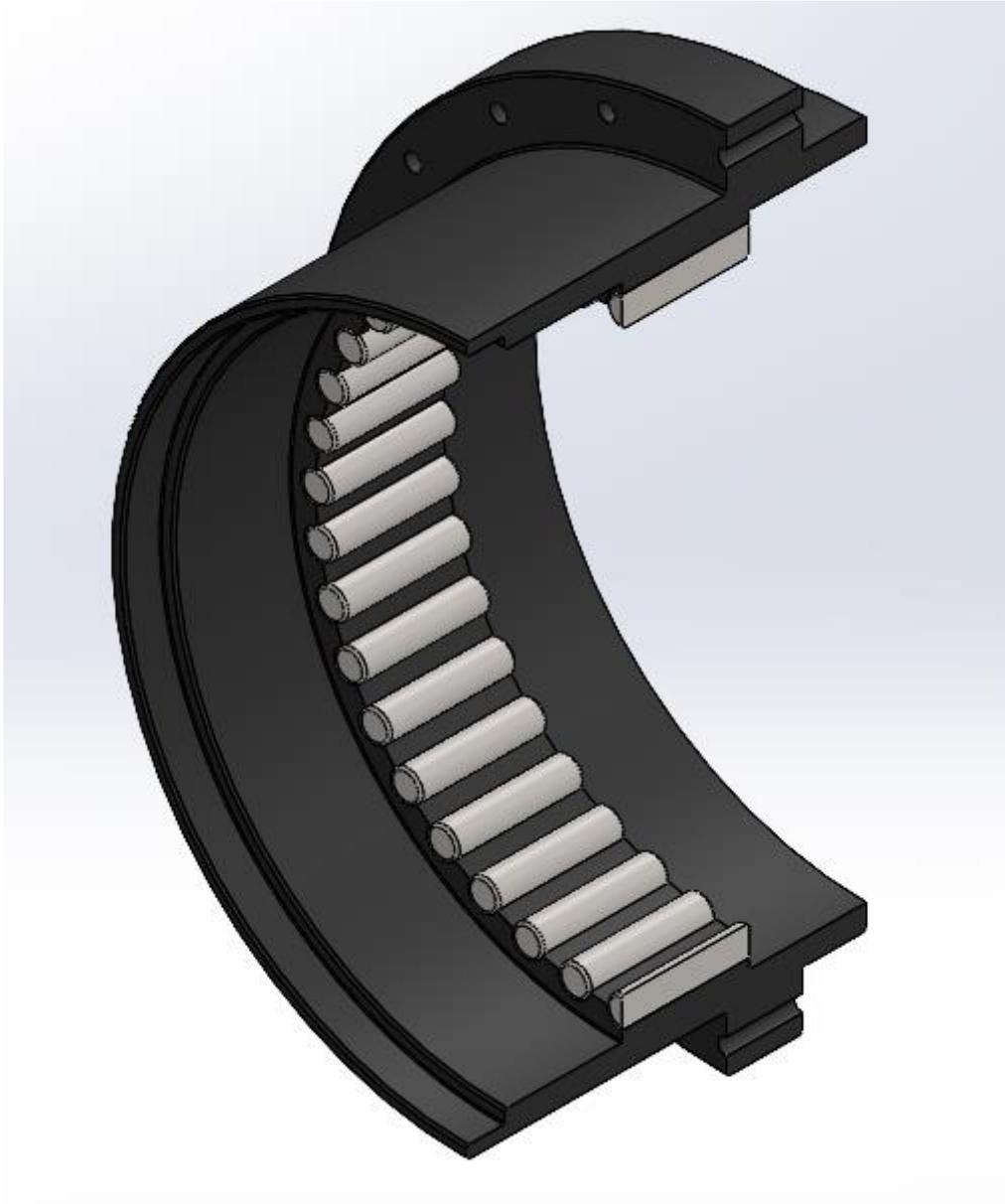
Ilustración 8: Portaplanetas

1. Extrusión de separación entre cuerpos
2. Alojamiento eje intermedio
3. Agujero para DIN 912 (unión entre cuerpos)
4. Agujero roscado
5. Alojamiento etapa planetaria

### 6.3 Carcasa

La carcasa es el núcleo de la estructura sirviendo como soporte y referencia de posicionamiento del resto de elemento del reductor. Adicionalmente, sirve de soporte para los pines con los que engranan las coronas cicloidales para transmitir carga (véase Ilustración 9).

Para abaratar costes se opta por mecanizar la pieza a partir de un bruto de acero estructural ST-52 (S355).



*Ilustración 9: Carcasa exterior*

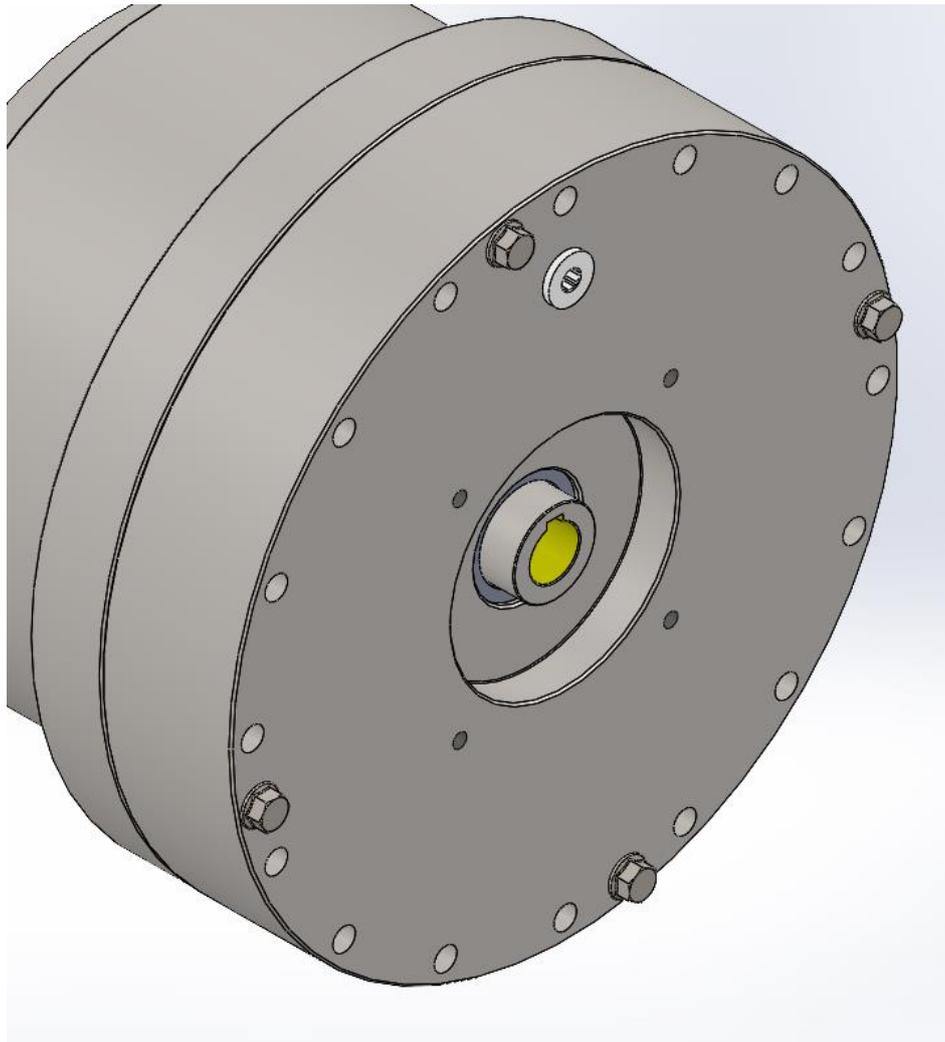
## 6.4 Sellado

Para delimitar el volumen del reductor y así poder contener el lubricante en su interior se dispone de una serie de elementos que impiden el escape de lubricante hacia el exterior. Estos elementos se exponen a continuación.

Al igual que para la carcasa, se opta por mecanizar las piezas de sellado a partir de un bruto de acero estructural ST-52 (S355) para abaratar costes.

### 6.4.1 Tapa de entrada

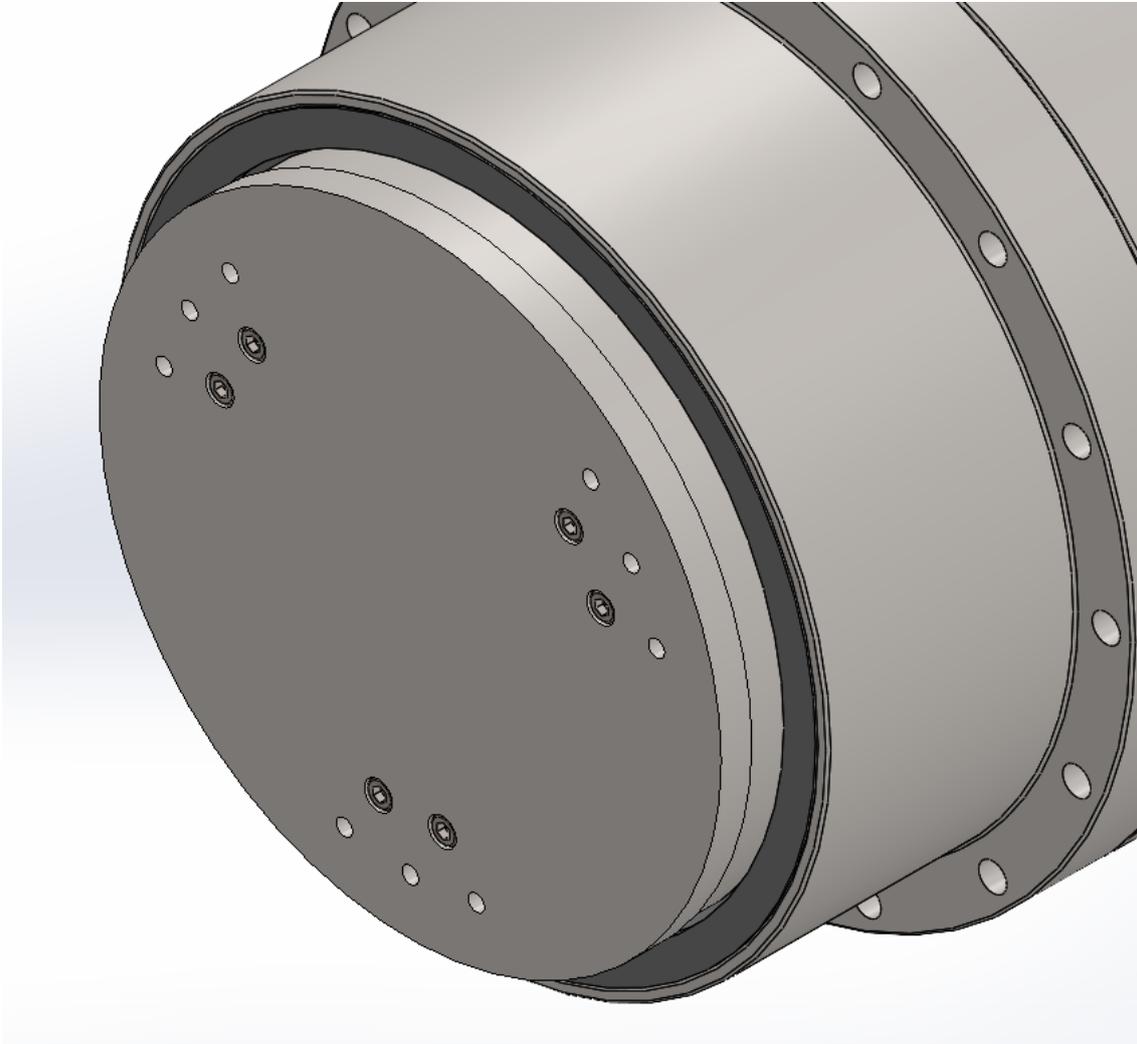
Se diseña una junta que se acopla en la zona de entrada del reductor y sobre la cual se apoya el motor (véase Ilustración 10).



*Ilustración 10: Tapa de entrada*

#### 6.4.2 Tapa de salida

Se diseña una junta que se acopla en la zona de salida del reductor y sobre la cual se han mecanizado una serie de agujeros que permiten la unión entre el reductor y la maquina arrastrada. (véase Ilustración 10)



*Ilustración 11: Tapa de salida*

## 6.5 Selección de rodamientos

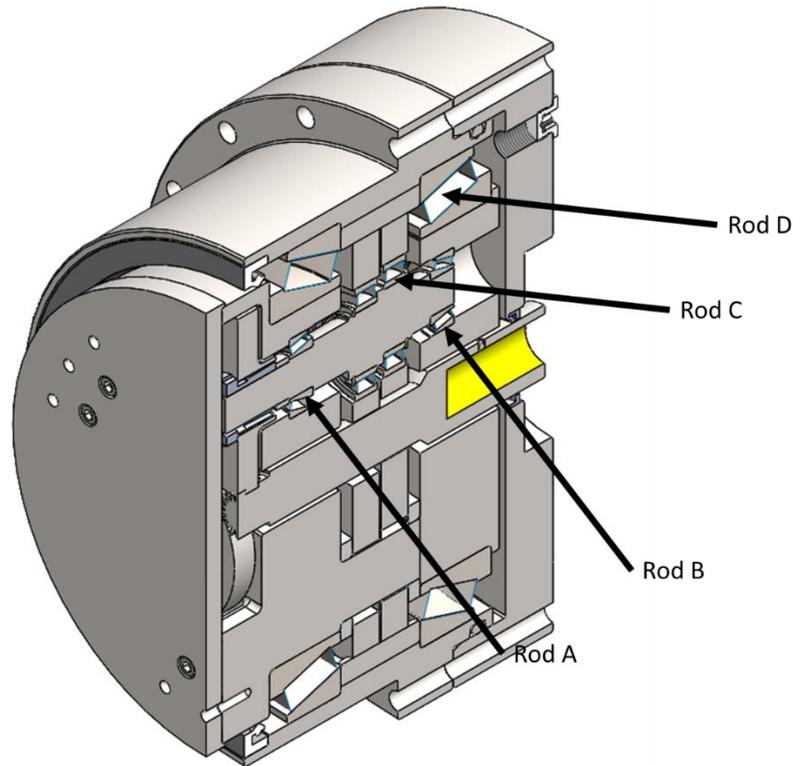


Ilustración 12: Distribución de rodamientos

Dadas las elevadas cargas radiales y la necesidad de un fácil ensamblado axial se eligen rodamientos de rodillo cónicos para A, B y D. Mientras tanto, el rodamiento C será un rodamiento de rodillos cilíndricos. Todos los rodamientos serán lubricados con el mismo aceite que se usará para lubricar los engranajes. Los rodamientos empleados se escogen del catálogo de la empresa SKF, y son los siguientes:

Tabla 4: Rodamientos

		Rod A	Rod B	Rod C	Rod D
<b>Marca</b>		SKF	SKF	SKF	SKF
<b>Modelo</b>		320/22X	32004 X	NU 1007 ECP	32938
<b>Características</b>	<b>d (mm)</b>	22,00	20,00	35,00	190,00
	<b>D (mm)</b>	44,00	42,00	62,00	290,00
	<b>B (mm)</b>	15,00	15,00	14,00	45,00
	<b>C (kN)</b>	30,90	29,70	41,50	443,00
	<b>CO (kN)</b>	29,00	27,00	38,00	465,00
	<b>Pu (kN)</b>	2,85	2,65	4,55	72,00

## 7 PROCESO DE ENSAMBLADO

En este apartado se expone el proceso de ensamblado o montaje del reductor una vez finalizada la fabricación de todos los componentes. Durante todo el proceso se ha de garantizar la seguridad tanto del operario como del producto con un espacio de trabajo adecuado para la tarea en cuestión.

El montaje se puede separar en dos etapas, el ensamblado de la etapa cicloidal y el montaje de este en la carcasa junto con el resto de los elementos.

### Montaje de la etapa cicloidal

1. Se montan los rodamientos NU 1007 ECP en los orificios designados de las coronas cicloidales.
2. Se insertan los ejes intermedios en los agujeros de los rodamientos antes mencionados para la corona que se situara más próxima a la entrada (en adelante cicloide 1).
3. Se fija la posición de la cicloide 1 mediante 3 anillos de fijación DIN 471 35x1,5.
4. Se presentan los separadores de nylon intermedios sobre los agujeros correspondientes. Estos se fijarán posteriormente.
5. Se insertan los ejes intermedios en los agujeros de los rodamientos en la corona que se situara más próxima a la salida (en adelante cicloide 2). Se debe garantizar que los dientes de ambas cicloides presenten un desfase de 180º entre sí.
6. Se fija la posición de la cicloide 2 mediante 3 anillos de fijación DIN 471 35x1,5.
7. Se inserta la pista interior de los rodamientos 32004X en el extremo B de los ejes intermedios y la pista interior del rodamiento 320/22X en el extremo A. La disposición de estos debe ser del tipo espala- espalda.
8. Se insertan los casquillos separadores en el extremo libre de los ejes intermedios.

### Montaje general

1. Se inserta la pista externa del rodamiento 320/22X en los orificios designados de la pieza CG002.
2. Se inserta la pista interna del rodamiento 32938 en CG001.02.
3. Se inserta un primer grupo de separadores de nylon en las extrusiones del CG001.02. Uno por extrusión.
4. Se insertan las extrusiones del CG001.02 en los agujeros correspondientes de la etapa cicloidal antes ensamblada garantizando que los separadores presentados en el paso 4 de dicho montaje sean atravesados a su vez por las extrusiones. En este paso se debe asegurar el correcto ensamblaje de los rodamientos 320/22X.
5. Se inserta un segundo grupo de separadores de nylon en las extrusiones del CG001.02. Uno por extrusión.
6. Se inserta la pista externa de los rodamientos 32938 en la pieza CG001.01.01.
7. Se insertan los pines CG001.01.02 en los alojamientos designados.
8. Se inserta la pista interna del rodamiento 32938 en CG003.
9. Se inserta la pista externa de los rodamientos 32004X presentados en el paso 7 del "Montaje de la etapa cicloidal" en los orificios designados de la pieza CG001.03.
10. Se ensamblan axialmente todo lo anterior y se fija mediante seis tornillos DIN 912 M6x60.

11. Se inserta el sello radial HMS5 240x270x15 en la posición correspondiente en CG001.01.01.
12. Se coloca la junta tórica OR266.07x6.99 en la ranura correspondiente de CG001.01.01.

#### **Sellado**

1. Se inserta el sello radial HMS5 40x52x7 en la posición correspondiente en CG002.
2. Se atornilla la pieza CG002 a la pieza CG001.01.01 mediante 4 tornillos DIN 6921 M6x80.
3. Se acopla el eje CG005 al servomotor con una chaveta y un tornillo prisionero.
4. Se inserta el conjunto eje-motor al cuerpo del reductor y se fija a la pieza CG002.
5. Se fijan las ruedas dentadas CG001.05.02 al extremo libre de los ejes intermedios mediante bujes de fijación SIT-LOCK 13 asegurando el correcto engrane entre estas y el eje CG004.
6. Se atornilla la pieza CG003 a la pieza CG001.02 mediante 6 tornillos DIN 912 M6x30.

## 8 ESTUDIO ECONÓMICO DEL PROTOTIPO

En la Tabla 5 y Tabla 6 se resume el contenido en “DOCUMENTO Nº3: PRESUPUESTO” en lo que a fabricación respecta. En este apartado no se contempla el coste de I+D puesto que busca reflejar solo el coste de fabricación y el precio de venta del reductor. Si se desea conocer los costes de I+D, véase el apartado 2 de “DOCUMENTO Nº3: PRESUPUESTO”.

Tabla 5: Valoración final de ejecución

		Precio unitario	Cantidad	Precio total
<b>Comercial</b>	Rodamiento SKF 32938	827,52 €	2	1.655,04 €
	Rodamiento SKF UN 1007 ECP	67,16 €	6	402,96 €
	Rodamiento SKF 320/22X	89,77 €	3	269,31 €
	Rodamiento SKF 32004X	24,74 €	3	74,22 €
	SITLOCK 13 20x30	15,43 €	3	46,29 €
	SELLO DE ACEITE SKF HM 240x270x15	75,23 €	1	75,23 €
	SELLO DE ACEITE 40x52x7	4,01 €	1	4,01 €
	TORNILLO DIN 912 M6x60	14,40 €	6	86,40 €
	TORNILLO DIN 912 M6x30	0,09 €	6	0,54 €
	TORNILLO DIN 6912 M8x80	0,57 €	4	2,28 €
	JUNTA TORICA 266,07x6,99	8,31 €	1	8,31 €
	ANILLO DE RETENCION DIN 471 35x1,5	19,47 €	6	116,82 €
<b>Fabricado</b>	CG001.01.01	1.015,82 €	1	1.015,82 €
	CG001.001.02	8,56 €	40	342,40 €
	CG001.02	373,41 €	1	373,41 €
	CG001.03	90,39 €	1	90,39 €
	CG001.04	48,85 €	2	97,70 €
	CG001.05.01	40,01 €	3	120,03 €
	CG001.05.03	10,25 €	3	30,75 €
	CG001.06	10,84 €	9	97,56 €
	CG002	302,83 €	1	302,83 €
	CG003	47,69 €	1	47,69 €
CG004	49,56 €	1	49,56 €	
<b>Ensamblaje</b>	Oficial de segunda	11,00 €	0,5	5,50 €
Precio total de fabricación:				5.315,05 €

Tabla 6: Desglose de precio final de venta

Concepto	Precio
Precio total de ejecución	5.315,05 €
Gastos generales	693,14 €
Beneficio industrial	1.063,01 €
Total	7.071,20 €
IVA	1.484,95 €
Precio final:	8.556,15 €

## 9 CONCLUSIONES

Tras finalizar este trabajo, se puede afirmar que los objetivos propuestos en este trabajo se han alcanzado de forma satisfactoria. Se ha cumplido el objetivo principal: “diseño de un reductor de tipo cicloidal que cumpla con las condiciones de funcionamiento de la articulación 2 del robot IRB 4600 de la marca ABB.” Conjuntamente a la consecución del objetivo principal se ha logrado alcanzar objetivos secundarios.

## 10 BIBLIOGRAFIA

- [1] ABB, «Product manual - IRB 4600». 2021. [En línea]. Disponible en: <https://library.e.abb.com/public/f976a5083d8c47ffba5335b8f3d72a2a/3HAC033453%20PM%20IRB%204600-en.pdf>
- [2] NabtescoCorporation, «RV SERIES PRODUCT CATALOG». NabtescoCorporation, 2020. [En línea]. Disponible en: <https://www.nabtescomotioncontrol.com/download/rv-series-product-catalog/>
- [3] Nabtesco Precision Europe GmbH, *The Nabtesco RV principle: reliable and precise cycloidal gears*, (10 de mayo de 2016). Accedido: 18 de junio de 2022. [En línea Video]. Disponible en: [https://www.youtube.com/watch?v=0\\_tclx9nmol](https://www.youtube.com/watch?v=0_tclx9nmol)
- [4] F. J. Rubio, F. J. Valero, J. L. Suñer, y V. Mata, «Tren de engranajes planetarios tipo “Cyclo”». XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, 2010. Accedido: 3 de mayo de 2022. [En línea]. Disponible en: [https://www.academia.edu/23892140/Tren\\_de\\_engranajes\\_planetarios\\_tipo\\_Cyclo\\_](https://www.academia.edu/23892140/Tren_de_engranajes_planetarios_tipo_Cyclo_)
- [5] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 2008. Accedido: 1 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://elibro.net/ereader/elibrodemo/101928>
- [6] I. Picatoste Olloqui, «Cálculo, diseño y prototipo de un reductor tipo cyclo», Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, 2009. [En línea]. Disponible en: [https://polibuscador.upv.es/permalink/34UPV\\_INST/pl454f/cdi\\_csuc\\_recercat\\_oai\\_recercat\\_cat\\_2072\\_41089](https://polibuscador.upv.es/permalink/34UPV_INST/pl454f/cdi_csuc_recercat_oai_recercat_cat_2072_41089)

## DOCUMENTO Nº2: PLIEGO DE CONDICIONES

1	INTRODUCCIÓN.....	32
2	DELIMITACIÓN DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS.....	32
2.1	Director técnico.....	32
2.2	Fabricante /contratista.....	33
3	CONDICIONES ECONÓMICAS .....	33
4	CONDICIONES LEGALES .....	34
5	CONDICIONES GENERALES .....	34
5.1	Materiales .....	34
5.2	Ejecución .....	34
5.3	Control de calidad .....	34
6	CONDICIONES PARTICULARES.....	35
6.1	Condiciones de los materiales.....	35
6.1.1	Condiciones de suministro .....	35
6.1.2	Descripción de los materiales .....	36
6.1.3	Tratamiento superficial .....	36
6.2	Condiciones técnicas.....	37
6.2.1	Fabricación de las piezas.....	37
6.2.2	Elementos comerciales .....	37
6.3	Montaje.....	37

## 1 INTRODUCCIÓN

Este documento establecerá las especificaciones de índole técnica, facultativa y legal que fijan las normas para la ejecución de presente proyecto. La aceptación por parte de las partes contratantes de las especificaciones expuestas en este pliego obliga a su aceptación y cumplimiento.

En caso de que surjan dudas durante la ejecución del proyecto a causa de omisión de detalles relevantes tanto en la documentación escrita como en la gráfica, se han de seguir las normas de buena práctica, buscando maximizar la calidad del producto maximizando así la calidad del producto final.

Si se hallan contradicciones entre los textos de los planos, la memoria y el pliego de condiciones, prevalecerá lo indicado en la memoria y el pliego de condiciones. En caso de haber contradicción la memoria y el pliego de condiciones, tendrá preferencia la memoria en lo que respecta a los cálculos, y por el contrario prevalecerá el pliego de condiciones en caso de que la contradicción se refiera a cualquier otro apartado.

## 2 DELIMITACIÓN DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS

### 2.1 Director técnico

- a) Realizar las comprobaciones necesarias para garantizar una buena calidad de fabricación con arreglo al tipo de proyecto y a la normativa existente. También realizará pruebas y ensayos de materiales, instalaciones y unidades de fabricación, e informará de los resultados al contratista.
- b) Redactar las modificaciones o complementos al proyecto cuya necesidad se haga patente durante su ejecución.
- c) Asistir al proceso de fabricación tantas veces como sea necesario y con el objetivo de resolver los problemas que puedan surgir, así como dar instrucciones complementarias para su correcta realización.
- d) Planificar el control de calidad de la fabricación.
- e) Coordinar la intervención en la fabricación de otros técnicos que, subordinados a la dirección, tienen responsabilidades en la ejecución del proyecto dentro del campo que es de su especialidad particular.
- f) Aprobar las certificaciones parciales, la liquidación final y asesorar al promotor.
- g) Dirigir la ejecución material del proyecto con arreglo a las reglas técnicas, al presente proyecto a y a las reglas de la buena construcción.
- h) Verificar el acople entre el motor y el reductor de velocidad, así como también entre el reductor y la máquina acoplada a su salida en caso de que sea necesario.

## 2.2 Fabricante /contratista

- a) Conocer la normativa aplicable
- b) Conocer el proyecto técnico.
- c) Habilitar un lugar acondicionado para la consulta del proyecto.
- d) La organización de las tareas, así como redactar los planos de fabricación necesarios para la construcción.
- e) Garantizar que se utilizan los materiales con la calidad establecida y rechazar los que no cumplen dichas especificaciones
- f) Controlar el libro de órdenes, llevarlas a cabo y revisar las anotaciones que se realicen durante el proyecto para tenerlas en cuenta.
- g) Disponer de los medios auxiliares necesarios
- h) Facilitar al ingeniero Técnico director los materiales precisos para la ejecución del proyecto, teniendo en cuenta que éstos se deben proporcionar con la antelación adecuada para que la ejecución se dé dentro de unos tiempos de fabricación establecidos.
- i) La suscripción con el promotor de las actas de recepción provisional y definitiva.
- j) El control y previsión de los trabajos no estipulados expresamente
- k) El contratista solo podrá presentar reclamaciones de carácter económico a través del Ingeniero Técnico director. En cambio, las reclamaciones de carácter técnico no serán admitidas por éste.
- l) Las modificaciones realizadas en el proyecto, así como las aclaraciones añadidas e interpretaciones deberán comunicarse por escrito al contratista.
- m) El fabricante no tendrá derecho a rechazar al Ingeniero Técnico director o al personal designado por éste para la supervisión de las operaciones de fabricación.
- n) Se podrá requerir al contratista su cese en casos de desobediencia, negligencia o incompetencia manifiesta.

## 3 CONDICIONES ECONÓMICAS

- a) El contratista depositara una fianza equivalente al 5% del presupuesto establecido a la hora de firmar el contrato a modo de garantía.
- b) El beneficio industrial del contratista no ha de ser superior al 23% del coste del reductor
- c) Se permitirá una variación del precio presupuestado a causa de circunstancias imprevistas. Estas variaciones en el precio han de ser aprobadas por el ingeniero técnico director y no han de superar el 1,5% de la cantidad presupuestada.
- d) Los pagos se realizar según unos plazos previamente establecidos
- e) De producirse aumentos en los precios superiores al 3%, se permitirá una revisión de los precios según lo establecido en el BOE
- f) El contratista debe de suscribirse a un seguro de responsabilidad civil con la finalidad de respaldar cualquier daño al personal, maquinaria o instalaciones que pueda producirse durante la ejecución del proyecto.
- g) El contratista debe de disponer de sistemas de seguridad para prevenir daños o robos causados por el personal ajeno al proyecto.

## 4 CONDICIONES LEGALES

- a) El contratista deberá respetar la ley de Contratos de -trabajo, siendo este responsable de todos los trabajos realizados en el proyecto.
- b) El contratista se compromete a ejecutar los trabajos según lo establecido en la documentación de proyecto y cumplir con los plazos establecidos en el presente documento.
- c) El contratista se compromete a cumplir con la normativa vigente siendo entonces el único responsable en caso de accidentes causados por el incumplimiento de estas y asumiendo todos los gastos que dicha incidencia conlleva.
- d) Se podrá rescindir del contrato en caso de incapacidad, muerte o quiebra del contratista pudiendo los herederos asumir la responsabilidad de continuar el proyecto si ambas partes así lo acuerdan. En ningún caso el contratista tendrá derecho a ninguna indemnización.

## 5 CONDICIONES GENERALES

### 5.1 Materiales

- a) Los materiales empleados en la fabricación son propiedad del contratista, siendo responsable del buen estado de estos.
- b) El técnico acreditativo verificará las características de los materiales previo a su acopio, pudiendo rechazar todo material que no cumpla con las especificaciones establecidas en la documentación del proyecto y/o el contrato compraventa.
- c) Toda materia prima almacenada en las instalaciones deberá de contar con un certificado de calidad emitido por el proveedor de este. Este certificado deberá de contar con la siguiente información:
  - Nombre del laboratorio o entidad
  - Domicilio y fecha de emisión del documento
  - Identificación del material: tipo, lote y número de serie
  - Formato y peso del producto
  - Propiedades mecánicas del producto
  - Composición química

### 5.2 Ejecución

- a) Toda operación realizada al material recibido deberá de cumplir con las especificaciones contenidas en la documentación del proyecto, tanto escrita como gráfica, en términos de geometría, tolerancias y propiedades mecánicas.
- b) Acabado cada proceso de fabricación se realizarán las mediciones pertinentes para comprobar el cumplimiento de lo expuesto en a)

### 5.3 Control de calidad

Habiendo terminado las tareas de fabricación y montaje se realizarán las siguientes operaciones para garantizar el correcto funcionamiento del reductor. En función del resultado de estas se podrá aceptar o rechazar el producto.

Se realizará una prueba de rodaje de 100 horas de rodaje al 50% de la carga nominal, midiendo el nivel de vibraciones, ruido, temperatura y prestaciones del reductor. Acabado el rodaje inicial y tras verificar que las mediciones se encuentran dentro del rango previsto y/o exigido por la normativa, se procederá a cambiar el lubricante y certificar el producto con un sello de calidad.

## **6 CONDICIONES PARTICULARES**

### **6.1 Condiciones de los materiales**

Las características exigidas de los materiales por este documento serán las mínimas necesarias, admitiéndose materiales de características mejores o iguales, pero nunca peores que las aquí especificadas.

#### **6.1.1 Condiciones de suministro**

Las condiciones técnicas generales referidas a indicaciones técnicas del pedido, control y certificación de los productos, derechos y deberes del receptor, número de ensayos y obtención de muestras, criterios de ensayo, análisis químicos, defectos superficiales e internos, tolerancia sobre las dimensiones, sobre la forma y sobre la masa, reclamaciones, interpretación de los resultados de los controles y documentación, vienen especificados por la norma UNE 36007.

Los aceros que se utilicen para la fabricación del reductor deberán cumplir lo especificado en la norma UNE 36076, referida a condiciones de suministro para productos calibrados de acero.

Los aceros aleados para temple y revenido deberán cumplir lo especificado en la norma UNE 36012, que está referida a los mismos.

En cuanto a las medidas y tolerancias de los redondos de acero, árboles de transmisión y ruedas dentadas, éstos vendrán dados por la norma UNE 36541.

Para describir los distintos tipos de tratamientos térmicos que se llevarán a cabo en los materiales, se tomará como referencia la norma UNE 36006. Por otra parte, los ensayos de productos de acero laminado y forjado deberán cumplir con lo estipulado en la norma UNE 7018.

## 6.1.2 Descripción de los materiales

### EN S355:

Tabla 7: Propiedades mecánicas acero S355

Característica	Parámetro	Valor	Unidad
Módulo elástico	E	210	GPa
Coefficiente de poisson	$\nu$	0,3	
Densidad	$\rho$	7800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	Su	470 630	MPa
Límite elástico	Sy	315 355	MPa

Tabla 8: Composición química acero S355

Composición química	Fracción másica (%)
Carbono (C)	≤0,24
Cobre (Cu)	≤0,55
Silicio (Si)	≤0,55
Manganeso (Mn)	≤1,6
Fosforo (P)	≤0,025
Azufre (S)	≤0,025

### C45:

Tabla 9: Propiedades mecánicas acero C45

Característica	Parámetro	Valor	Unidad
Módulo elástico	E	206	GPa
Coefficiente de poisson	$\nu$	0,3	
Densidad	$\rho$	7800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	Su	590	MPa
Límite elástico	Sy	280	MPa

Tabla 10: Composición química acero C45

Composición química	Fracción másica (%)
Carbono (C)	0,42 0,50
Silicio (Si)	< 0,40
Manganeso (Mn)	0,50 0,80
Fosforo (P)	<0,045
Azufre (S)	<0,045
Cromo (Cr)	<0,40

## 6.1.3 Tratamiento superficial

A todas las coronas dentadas, tanto las de perfil evolvente de la primera etapa como las coronas cicloidales se les aplicara un tratamiento térmico de templado por inducción o llama para mejorar sus propiedades. Ambos tratamientos consisten en un temple localizado, calentando la zona de trabajo hasta la temperatura superior a la de austenización y enfriándola rápidamente.

Realizado el proceso de temple, se espera incrementar la dureza superficial de la pieza hasta alcanzar valores superiores a los 500 HB.

## 6.2 Condiciones técnicas

### 6.2.1 Fabricación de las piezas

Las piezas se realizarán según se especifique en los planos. En ellos se indicarán las dimensiones finales que deberán tener, así como los acabados y calidades deseados. En los planos también se indicará los procesos que se deberán realizar en cada pieza, pero será facultad del fabricante realizar los procesos necesarios para conseguir la pieza con las dimensiones exigidas y las especificaciones deseadas en los planos.

Será facultad del Ingeniero Técnico director decidir el proceso de fabricación de cada pieza en función de las especificaciones de esta y de las alternativas viables siempre y cuando se garanticen los mínimos de calidad descritos en la documentación del proyecto.

### 6.2.2 Elementos comerciales

Todo elemento de carácter comercial o para cuya fabricación se subcontrate a otro fabricante deberá estar homologado y cumplir con la normativa vigente que corresponda. En esta categoría se abarcan elementos normalizados como tornillería, anillos de fijación, aros elásticos y rodamientos entre otros.

## 6.3 Montaje

En este apartado se expone el proceso de ensamblado o montaje del reductor una vez finalizada la fabricación de todos los componentes. Durante todo el proceso se ha de garantizar la seguridad tanto del operario como del producto con un espacio de trabajo adecuado para la tarea en cuestión.

El montaje se puede separar en dos etapas, el ensamblado de la etapa cicloidal y el montaje de este en la carcasa junto con el resto de los elementos.

### Montaje de la etapa cicloidal

1. Se montan los rodamientos NU 1007 ECP en los orificios designados de las coronas cicloidales.
2. Se insertan los ejes intermedios en los agujeros de los rodamientos antes mencionados para la corona que se situara más próxima a la entrada (en adelante cicloide 1).
3. Se fija la posición de la cicloide 1 mediante 3 anillos de fijación DIN 471 35x1,5.
4. Se presentan los separadores de nylon intermedios sobre los agujeros correspondientes. Estos se fijarán posteriormente.
5. Se insertan los ejes intermedios en los agujeros de los rodamientos en la corona que se situara más próxima a la salida (en adelante cicloide 2). Se debe garantizar que los dientes de ambas cicloides presenten un desfase de 180º entre sí.
6. Se fija la posición de la cicloide 2 mediante 3 anillos de fijación DIN 471 35x1,5.
7. Se inserta la pista interior de los rodamientos 32004X en el extremo B de los ejes intermedios y la pista interior del rodamiento 320/22X en el extremo A. La disposición de estos debe ser del tipo espala- espalda.
8. Se insertan los casquillos separadores en el extremo libre de los ejes intermedios.

### Montaje general

1. Se inserta la pista externa del rodamiento 320/22X en los orificios designados de la pieza CG002.
2. Se inserta la pista interna del rodamiento 32938 en CG001.02.
3. Se inserta un primer grupo de separadores de nylon en las extrusiones del CG001.02. Uno por extrusión.
4. Se insertan las extrusiones del CG001.02 en los agujeros correspondientes de la etapa ciclodial antes ensamblada garantizando que los separadores presentados en el paso 4 de dicho montaje sean atravesados a su vez por las extrusiones. En este paso se debe asegurar el correcto ensamblaje de los rodamientos 320/22X.
5. Se inserta un segundo grupo de separadores de nylon en las extrusiones del CG001.02. Uno por extrusión.
6. Se inserta la pista externa de los rodamientos 32938 en la pieza CG001.01.01.
7. Se insertan los pines CG001.01.02 en los alojamientos designados.
8. Se inserta la pista interna del rodamiento 32938 en CG003.
9. Se inserta la pista externa de los rodamientos 32004X presentados en el paso 7 del “Montaje de la etapa ciclodial” en los orificios designados de la pieza CG001.03.
10. Se ensamblan axialmente todo lo anterior y se fija mediante seis tornillos DIN 912 M6x60.
11. Se inserta el sello radial HMS5 240x270x15 en la posición correspondiente en CG001.01.01.
12. Se coloca la junta tórica OR266.07x6.99 en la ranura correspondiente de CG001.01.01.

#### **Sellado**

1. Se inserta el sello radial HMS5 40x52x7 en la posición correspondiente en CG002.
2. Se atornilla la pieza CG002 a la pieza CG001.01.01 mediante 4 tornillos DIN 6921 M6x80.
3. Se acopla el eje CG005 al servomotor con una chaveta y un tornillo prisionero.
4. Se inserta el conjunto eje-motor al cuerpo del reductor y se fija a la pieza CG002.
5. Se fijan las ruedas dentadas CG001.05.02 al extremo libre de los ejes intermedios mediante bujes de fijación SIT-LOCK 13 asegurando el correcto engrane entre estas y el eje CG004.
6. Se atornilla la pieza CG003 a la pieza CG001.02 mediante 6 tornillos DIN 912 M6x30.

## DOCUMENTO Nº3: PRESUPUESTO

1	PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN .....	40
1.1	Cuadro de precios .....	40
1.2	Estado de mediciones .....	42
1.3	Precio final de ejecución .....	43
1.4	Precio de venta.....	43
2	PRESUPUESTO DE DESARROLLO.....	44
2.1	Cuadro de precios .....	45
2.2	Cuadro de precios descompuesto.....	45
2.3	Valoración final de I+D .....	47

## 1 PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN

En este apartado se engloba todos los costes referentes la fabricación del reductor. De este modo, se engloban los costes asociados al mecanizado la compra de los elementos comerciales necesarios.

Para el computo de costes de mecanizado se empleó la herramienta “SolidWorks costing” que calcula el precio por el método de tasa de arranque de material, conociendo las características de las maquinas empleadas (véase Tabla 11). Los datos de las maquinas en términos de costes y prestaciones se definen previamente en la plantilla utilizada en base a las alternativas en el mercado. Adicionalmente, la herramienta requiere que se defina el coste del material en  $\frac{\text{precio}}{\text{kg}}$  (véase Tabla 12) y las dimensiones del bruto de partida.

### 1.1 Cuadro de precios

Tabla 11: Tabla de costes y prestaciones de maquinaria

Maquinaria	Coste de maquina (€/h)	Coste de operario (€/h)	RPM máx. (rpm)	Tiempo de carga y descarga (min)	Tiempo de configuración (min)
Fresadora	27	18,5	15000	3	15
Torno	19	18,5	18000	3	15
Taladradora	15	18,5	15000	3	15

Tabla 12: Tabla de costes de material en bruto

Material en bruto	Unidad	Coste unitario (€)
C45 (1.1191)	kg	0,68 €
S355 (1.0570)	kg	0,89 €
Teflón (PTFE)	kg	65,85 €

Tabla 13: Tabla de costes de mano de obra

Cargo	Unidad	Coste unitario (€)
Oficial de segunda	h	11,00 €

Tabla 14: Tabla de costes de elementos comerciales

Elemento	Coste unitario
Rodamiento SKF 32938	827,52 €
Rodamiento SKF UN 1007 ECP	67,16 €
Rodamiento SKF 320/22X	89,77 €
Rodamiento SKF 32004X	24,74 €
SITLOCK 13 20x30	15,43 €
SELLO DE ACEITE SKF HM 240x270x15	75,23 €
SELLO DE ACEITE 40x52x7	4,01 €
TORNILLO DIN 912 M6x60	0,14 €
TORNILLO DIN 912 M6x30	0,09 €
TORNILLO DIN 6912 M8x80	0,57 €
JUNTA TORICA 266,07x6,99	8,31 €
ANILLO DE RETENCION DIN 471 35x1,5	0,19 €

Tabla 15: Costes de mecanizado

Pieza	Coste unitario
CG001.01.01	1.015,82 €
CG001.001.02	8,56 €
CG001.02	373,41 €
CG001.03	90,39 €
CG001.04	48,85 €
CG001.05	51,94 €
CG001.05.01	40,01 €
CG001.05.03	10,25 €
CG001.06	10,84 €
CG002	302,83 €
CG003	47,69 €
CG004	49,56 €

## 1.2 Estado de mediciones

Tabla 16: Estado de mediciones

Pieza	Descripción	Unidades
CG001.01.01	CARCASA EXTERIOR	1
CG001.001.02	PIN CICLOIDAL	40
CG001.02	PORTAPLANETAS (SALIDA)	1
CG001.03	PORTAPLANETAS (ENTRADA)	1
CG001.04	CICLOIDE	2
CG001.05.01	EJE INTERMEDIO	3
CG001.05.03	CASQUILLO	3
CG001.06	SEPARADOR	9
CG002	TAPA DE ENTRADA	1
CG003	TAPA DE SALIDA	1
CG004	EJE DE ENTRADA	1
Rodamiento SKF 32938	RODAMIENTO DE RODILLOS CÓNICOS	2
Rodamiento SKF UN 1007 ECP	RODAMIENTO DE RODILLOS CILINDRICOS	6
Rodamiento SKF 320/22X	RODAMIENTO DE RODILLOS CÓNICOS	3
Rodamiento SKF 32004X	RODAMIENTO SKF 32004X	3
SITLOCK 13 20x30	SITLOCK 13 20x30	3
SELLO DE ACEITE SKF HM 240x270x15	SELLO DE ACEITE SKF HM 240x270x15	1
SELLO DE ACEITE 40x52x7	SELLO DE ACEITE 40x52x7	1
TORNILLO DIN 912 M6x60	TORNILLO DIN 912 M6x60	6
TORNILLO DIN 912 M6x30	TORNILLO DIN 912 M6x30	6
TORNILLO DIN 6912 M8x80	TORNILLO DIN 6912 M8x80	4
JUNTA TORICA 266,07x6,99	JUNTA TORICA 266,07x6,99	1
ANILLO DE RETENCION DIN 471 35x1,5	ANILLO DE RETENCION DIN 471 35x1,5	6

### 1.3 Precio final de ejecución

Tabla 17: valoración final de ejecución

		Precio unitario	Cantidad	Precio total
<b>Comercial</b>	Rodamiento SKF 32938	827,52 €	2	1.655,04 €
	Rodamiento SKF UN 1007 ECP	67,16 €	6	402,96 €
	Rodamiento SKF 320/22X	89,77 €	3	269,31 €
	Rodamiento SKF 32004X	24,74 €	3	74,22 €
	SITLOCK 13 20x30	15,43 €	3	46,29 €
	SELLO DE ACEITE SKF HM 240x270x15	75,23 €	1	75,23 €
	SELLO DE ACEITE 40x52x7	4,01 €	1	4,01 €
	TORNILLO DIN 912 M6x60	14,40 €	6	86,40 €
	TORNILLO DIN 912 M6x30	0,09 €	6	0,54 €
	TORNILLO DIN 6912 M8x80	0,57 €	4	2,28 €
	JUNTA TORICA 266,07x6,99	8,31 €	1	8,31 €
	ANILLO DE RETENCION DIN 471 35x1,5	19,47 €	6	116,82 €
<b>Fabricado</b>	CG001.01.01	1.015,82 €	1	1.015,82 €
	CG001.001.02	8,56 €	40	342,40 €
	CG001.02	373,41 €	1	373,41 €
	CG001.03	90,39 €	1	90,39 €
	CG001.04	48,85 €	2	97,70 €
	CG001.05.01	40,01 €	3	120,03 €
	CG001.05.03	10,25 €	3	30,75 €
	CG001.06	10,84 €	9	97,56 €
	CG002	302,83 €	1	302,83 €
	CG003	47,69 €	1	47,69 €
CG004	49,56 €	1	49,56 €	
<b>Ensamblaje</b>	oficial de segunda	11,00 €	0,5	5,50 €
Precio total de fabricación:				5.315,05 €

### 1.4 Precio de venta

Tabla 18: Desglose de precio final de venta

Concepto	Precio
Precio total de ejecución	5.315,05 €
Gastos generales	693,14 €
Beneficio industrial	1.063,01 €
Total	7.071,20 €
IVA	1.484,95 €
Precio final:	8.556,15 €

El precio al cual se venderá este reductor de velocidad será de: "OCHO MIL QUINIENTOS CINCUENTA Y SEIS EUROS CON QUINCE CENTIMOS"

## 2 PRESUPUESTO DE DESARROLLO

En este apartado se engloba todos los costes referentes al desarrollo del presente proyecto en su etapa de investigación y redacción de la documentación. De este modo, se engloban los costes asociados al personal de investigación, es decir, el Ingeniero Técnico Mecánico (estudiante en prácticas) a cargo del proyecto y el profesorado (Tutor y cotutor) a cargo de la tutela del proyecto y los costes asociados a los medios de investigación y desarrollo empleados (*software* y *hardware*).

### Personal de investigación

Para el cálculo del precio/hora del personal de investigación se han empleado las siguientes fórmulas:

$$\frac{\text{Horas lab}}{\text{año}} = \left[ \frac{\text{dia}}{\text{año}} - \frac{\text{dia}_{\text{vacaciones, festivos}}}{\text{año}} \right] \cdot \left[ \frac{\text{horas lab}}{\text{dia}} \right] = 2568 \text{ h/año} \quad (1)$$

Se considera la regulación vigente (BOE-A-2022-3092 y Art. 38 del ET), definiendo la jornada laboral diaria de 8 h, la existencia de 30 días de vacaciones anuales y 14 días festivos.

$$\frac{\text{Coste personal}}{\text{hora}} = \frac{\text{Retribucion anual total}}{\frac{\text{Horas lab}}{\text{año}}} \quad (2)$$

La retribución anual total se obtiene de las tablas retributivas del PDI correspondientes al ejercicio 2022, siendo 28.658,86 €/año para el caso de un colaborador (cotutor) y 35.983,94 €/año para el caso de un profesor titular (Tutor).

Se considera el Ingeniero Técnico Mecánico como un estudiante en prácticas por lo que se sigue lo estipulado en el RD Ley 592/2014 (BOE-A-2014-7064) y el reglamento de la universidad para el cálculo del precio/hora. En este caso, según el reglamento vigente, toda practica contara con una bolsa económica mínima de 4,3 €/h.

### Medios de investigación

El cálculo de precio/hora de los medios de investigación se realiza función de las características del medio en cuestión. De ser un medio de adquisición única, se calcula mediante el método de amortización lineal según las tablas publicadas por la Agencia tributaria, siempre considerando el coeficiente lineal máximo. Por otra parte, si el medio se adquiere mediante una suscripción, el computo se hace como la división entre el precio de suscripción y el periodo de este.

$$A = \frac{\text{valor inicial} - \text{valor final}}{\text{vida util estimada}} \quad (3)$$

$$A = \frac{\text{precio de suscripción}}{\text{periodo de suscripción}} \quad (4)$$

## 2.1 Cuadro de precios

En el presente apartado se detallan los cuadros de precios de los medios y personal necesarios para el desarrollo del proyecto.

Tabla 19: Cuadro de precios materiales (I+D)

Medio	Unidad	Precio unitario (€)	Equivalencia (€/h)
SolidWorks Profesional (suscripción)	año	3.772,00 €	0,43 €
Microsoft 365 Empresa Básico (suscripción)	mes	5,10 €	0,01 €
ANSYS Workbench (amortización grupo 5)	Ud.	28.584,00 €	0,82 €
Ordenador Windows 10 (amortización grupo 5)	Ud.	1.409,98 €	0,04 €

Tabla 20: Cuadro de precios personal (I+D)

Personal	Unidad	Precio unitario (€)	Equivalencia (€/h)
Profesor titular (Tutor)	año	35.983,94 €	14,01 €
Colaborador (Cotutor)	año	28.658,86 €	11,16 €
Ingeniero Técnico Mecánico (estudiante en prácticas)	h	4,30 €	4,30 €

## 2.2 Cuadro de precios descompuesto

En el presente apartado se detallan los cuadros de precios descompuesto de las diferentes partidas de desarrollo del proyecto (reuniones, estudio bibliográfico, diseño y redacción).

Tabla 21: Coste de reuniones

Reuniones				
Unidad	Descripción	Cantidad	Coste horario (€/h)	Importe (€)
h	Microsoft 365 Empresa Básico	6	0,01 €	0,04 €
h	Ordenador Windows 10	6	0,04 €	0,24 €
h	Profesor titular (Tutor)	6	14,01 €	84,07 €
h	Ingeniero Técnico Mecánico (estudiante en prácticas)	6	4,30 €	25,80 €
h	Colaborador (Cotutor)	6	11,16 €	66,96 €
<b>Coste total de reuniones:</b>				<b>177,12 €</b>

Tabla 22: Coste estudio bibliográfico

Estudio bibliográfico				
Unidad	Descripción	Cantidad	Coste horario (€/h)	Importe (€)
h	Microsoft 365 Empresa Básico	120	0,01 €	0,84 €
h	Ordenador Windows 10	120	0,04 €	4,83 €
h	Ingeniero Técnico Mecánico (estudiante en prácticas)	120	4,30 €	516,00 €
<b>Coste total de reuniones:</b>				<b>521,67 €</b>

Tabla 23: Coste de diseño

Diseño y planimetría				
Unidad	Descripción	Cantidad	Coste horario (€/h)	Importe (€)
h	Microsoft 365 Empresa Básico	110	0,01 €	0,77 €
h	SolidWorks Profesional	240	0,43 €	103,34 €
h	Ordenador Windows 10	320	0,04 €	12,88 €
h	ANSYS Workbench	20	0,82 €	16,31 €
h	Ingeniero Técnico Mecánico (estudiante en prácticas)	320	4,30 €	1.376,00 €
<b>Coste total de reuniones:</b>				<b>1.509,30 €</b>

Tabla 24: Coste de redacción

Redacción				
Unidad	Descripción	Cantidad	Coste horario (€/h)	Importe (€)
h	Microsoft 365 Empresa Básico	100	0,01 €	0,70 €
h	Ordenador Windows 10	100	0,04 €	4,02 €
h	Profesor titular (Tutor)	2	14,01 €	28,02 €
h	Ingeniero Técnico Mecánico (estudiante en prácticas)	100	4,30 €	430,00 €
h	Colaborador (Cotutor)	3	11,16 €	33,48 €
<b>Coste total de reuniones:</b>				<b>496,23 €</b>

### 2.3 Valoración final de I+D

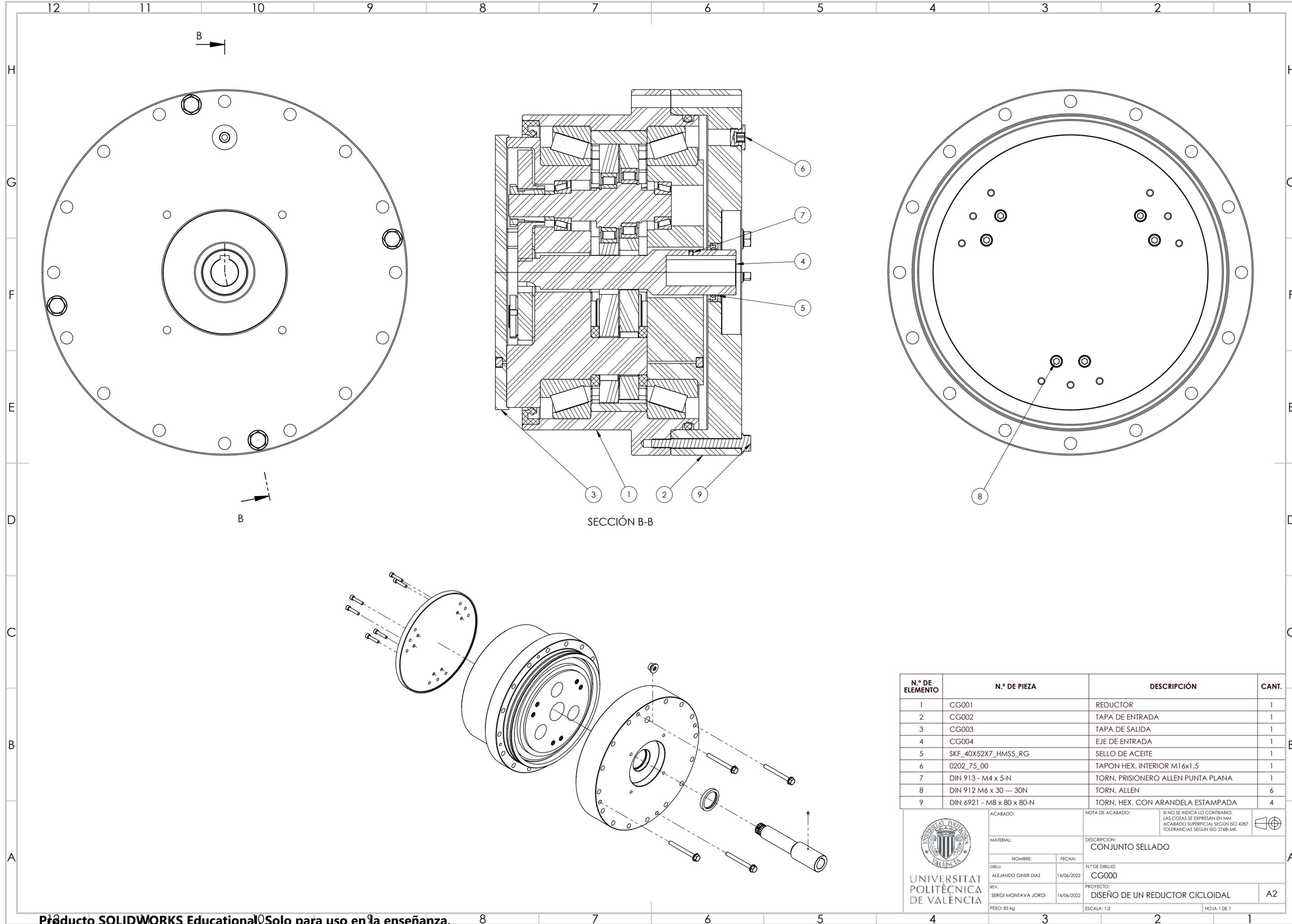
En el presente apartado se resume el presupuesto expuesto en los apartados anteriores.

Tabla 25: Presupuesto total I+D

Total	
Descripción	Importe (€)
Reuniones	177,12 €
Estudio bibliográfico	516,00 €
Diseño y planimetría	1.509,30 €
Redacción	496,23 €
<b>Coste total de I+D:</b>	<b>2.704,31 €</b>

## DOCUMENTO Nº4: PLANOS

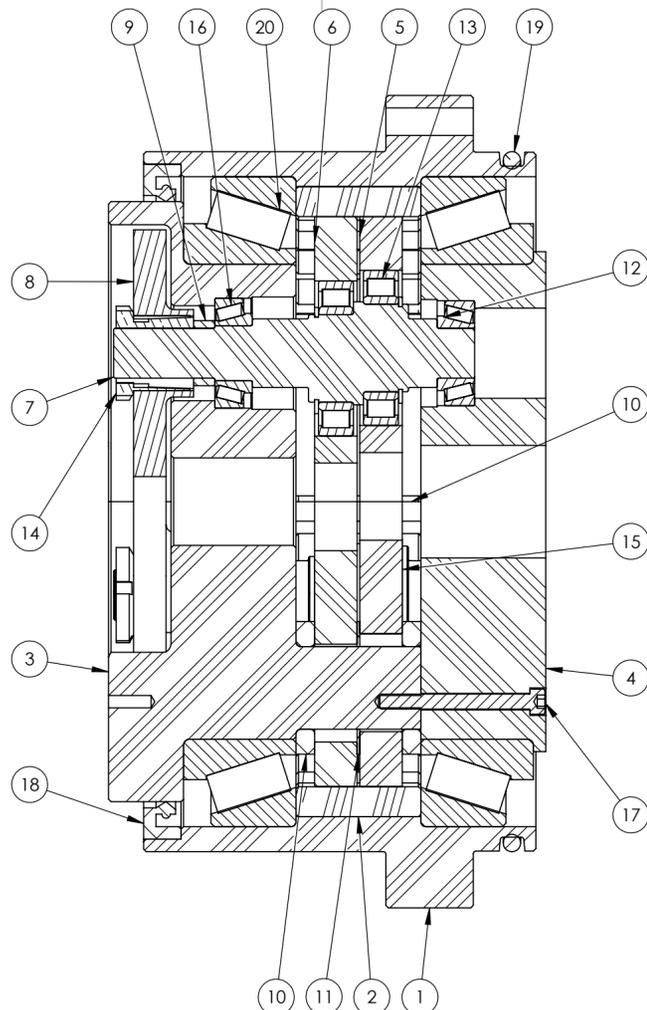
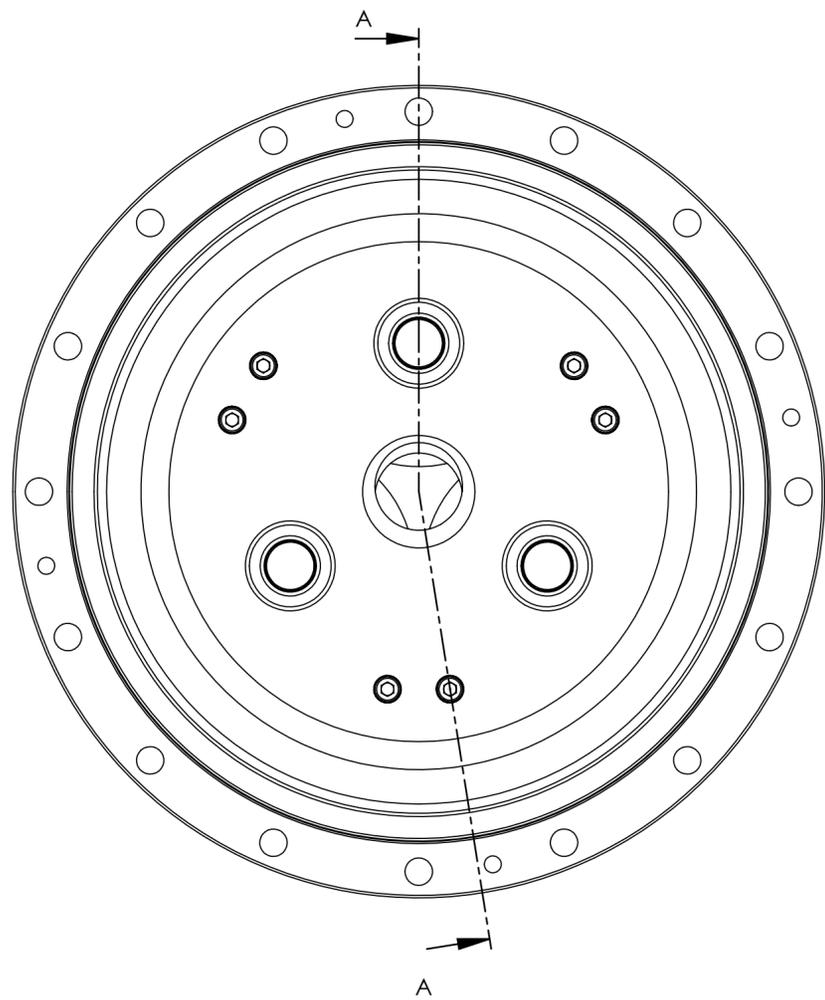
1	PLANO DE CONJUNTO SELLADO.....	49
2	PLANO DE CONJUNTO REDUCTOR .....	50
3	VISTA EXPLOSIONADA DE CONJUNTO REDUCTOR.....	51
4	CARCASA EXTERIOR.....	52
5	PIN CILCOIDAL .....	53
6	PORTAPLANETAS (SALIDA).....	54
7	PORTAPLANETAS (ENTRADA).....	55
8	CICLOIDE 1.....	56
9	CICLOIDE 2.....	57
10	EJE INTERMEDIO.....	58
11	RUEDA PRIMERA ETAPA.....	59
12	CASQUILLO SEPARADOR .....	60
13	SEPARADOR 1.....	61
14	SEPARADOR 2.....	62
15	TAPA DE ENTRADA .....	63
16	TAPA DE SALIDA .....	64
17	EJE DE ENTRADA.....	65



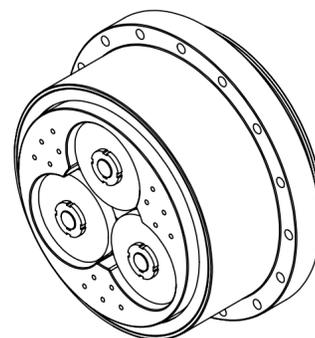
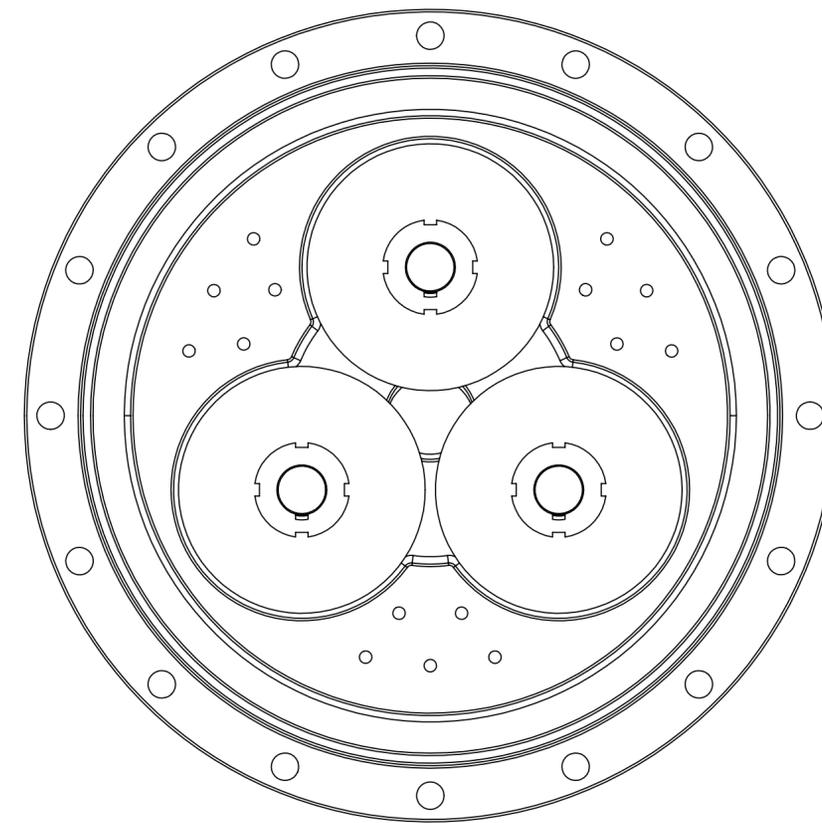
SECCIÓN B-B

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT.
1	CG001	REDUCTOR	1
2	CG002	TAPA DE ENTRADA	1
3	CG003	TAPA DE SALIDA	1
4	CG004	EJE DE ENTRADA	1
5	SKF_40X52X7_HMS5_RG	SELLO DE ACEITE	1
6	0202_75_00	TAPON HEX. INTERIOR M16x1.5	1
7	DIN 913 - M4 x 5-N	TORN. PRISIONERO ALLEN PUNTA PLANA	1
8	DIN 912 M6 x 30 --- 30N	TORN. ALLEN	6
9	DIN 6921 - M8 x 80 x 80-N	TORN. HEX. CON ARANDELA ESTAMPADA	4

<p>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</p>	ACABADO:	NOTA DE ACABADO:	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGÚN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGÚN ISO 2768-MK
	MATERIAL:	DESCRIPCIÓN: CONJUNTO SELLADO	
	NOMBRE:	FECHA:	N.º DE DIBUJO: CG000
	DIBUJ.: ALEJANDO GINER DIAZ	14/06/2022	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL
REV.: SERGI MONTAVA JORDI	14/06/2022	ESCALA: 1:2	A2
PESO: 83 kg		HOJA 1 DE 1	

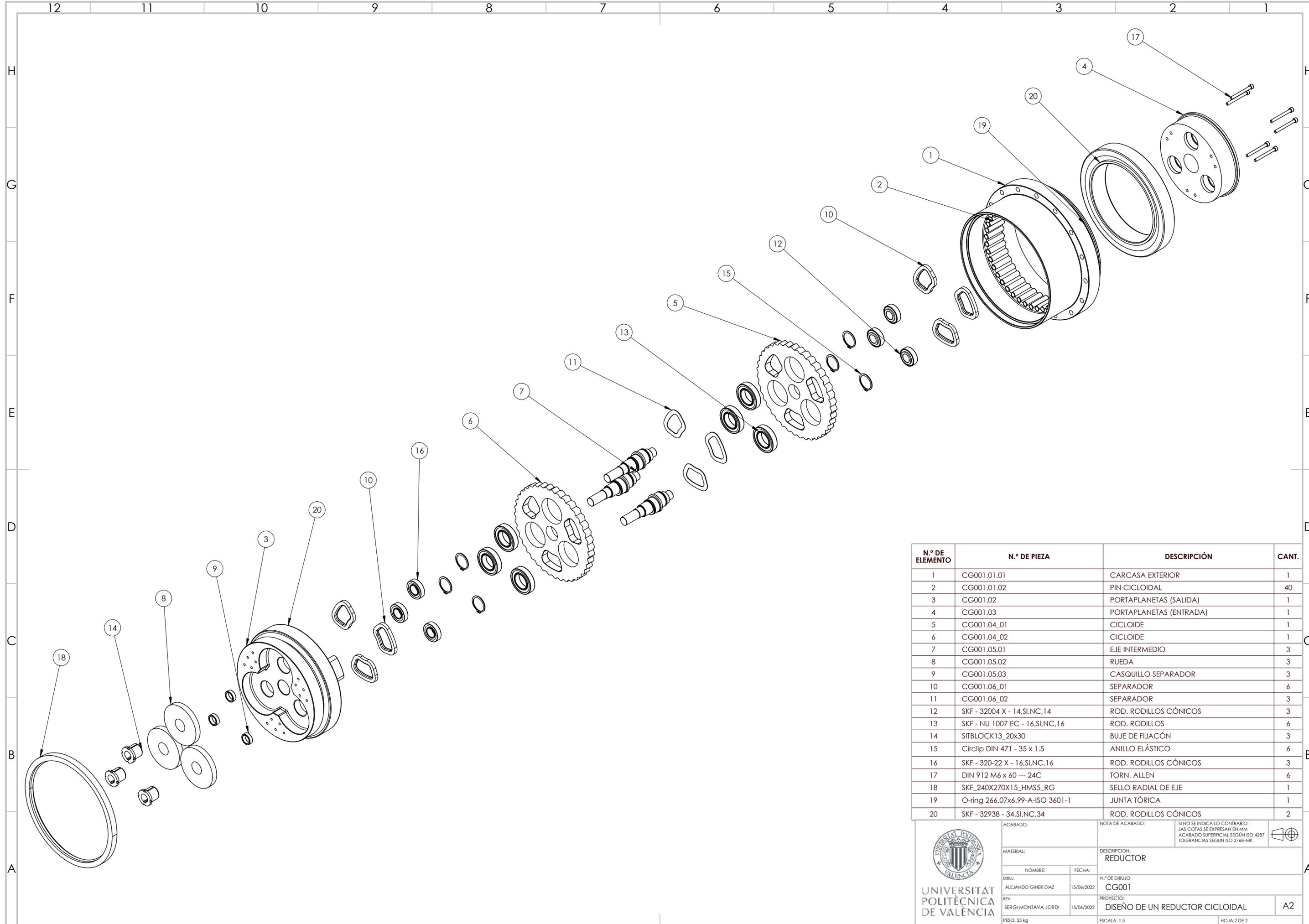


SECCIÓN A-A



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT.
1	CG001.01.01	CARCASA EXTERIOR	1
2	CG001.01.02	PIN CICLOIDAL	40
3	CG001.02	PORTAPLANETAS (SALIDA)	1
4	CG001.03	PORTAPLANETAS (ENTRADA)	1
5	CG001.04_01	CICLOIDE	1
6	CG001.04_02	CICLOIDE	1
7	CG001.05.01	EJE INTERMEDIO	3
8	CG001.05.02	RUEDA	3
9	CG001.05.03	CASQUILLO SEPARADOR	3
10	CG001.06_01	SEPARADOR	6
11	CG001.06_02	SEPARADOR	3
12	SKF - 32004 X - 14,SI,NC,14	ROD. RODILLOS CÓNICOS	3
13	SKF - NU 1007 EC - 16,SI,NC,16	ROD. RODILLOS	6
14	SITBLOCK13_20x30	BUJE DE FIJACIÓN	3
15	Circlip DIN 471 - 35 x 1,5	ANILLO ELÁSTICO	6
16	SKF - 320-22 X - 16,SI,NC,16	ROD. RODILLOS CÓNICOS	3
17	DIN 912 M6 x 60 --- 24C	TORN. ALLEN	6
18	SKF_240X270X15_HMS5_RG	SELLO RADIAL DE EJE	1
19	O-ring 266.07x6.99-A-ISO 3601-1	JUNTA TÓRICA	1
20	SKF - 32938 - 34,SI,NC,34	ROD. RODILLOS CÓNICOS	2

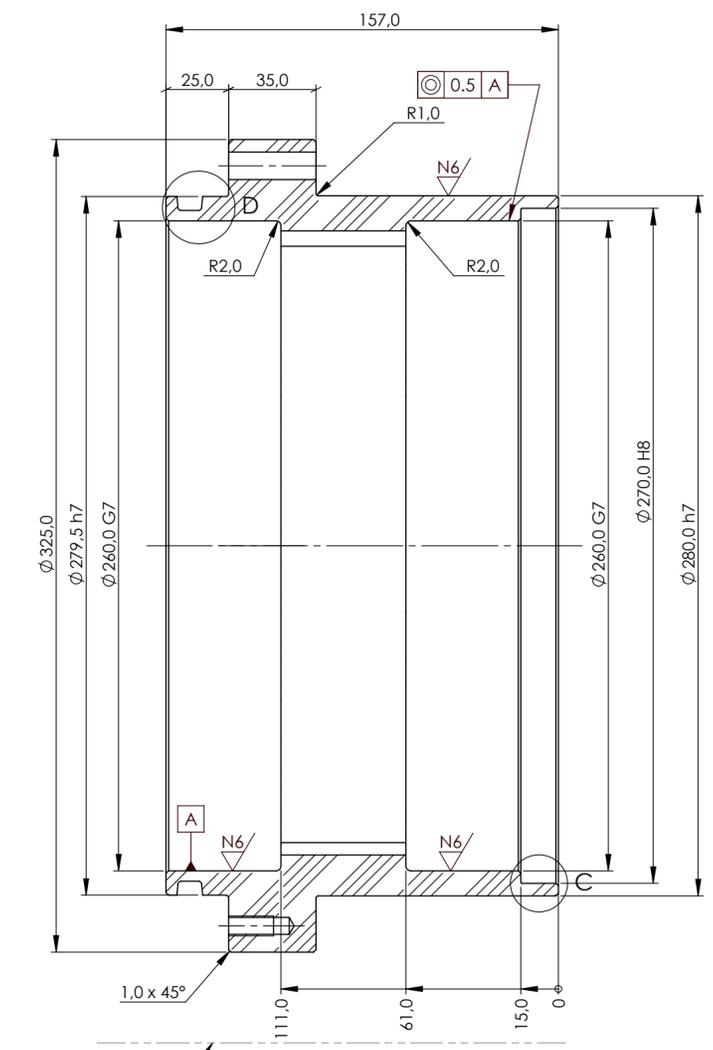
<p>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</p>	ACABADO:	NOTA DE ACABADO:	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGÚN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGÚN ISO 2768-MK
	MATERIAL:	DESCRIPCIÓN: REDUCTOR	
	NOMBRE:	FECHA:	N.º DE DIBUJO: CG001
	DIBUJ.: ALEJANDO GINER DIAZ	15/06/2022	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL
REV.: SERGI MONTAVA JORDI	15/06/2022	ESCALA: 1:2	A2
PESO: 55 kg	HOJA 1 DE 2		



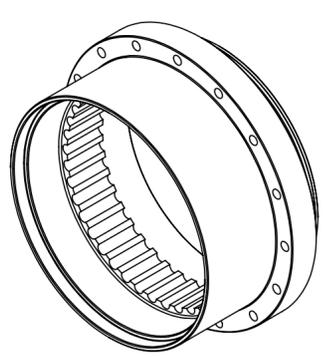
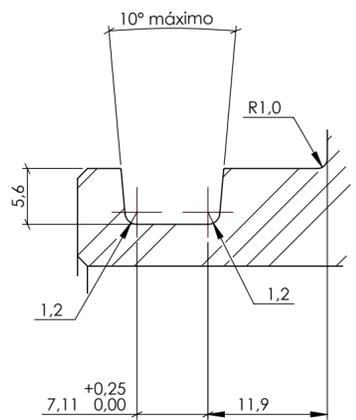
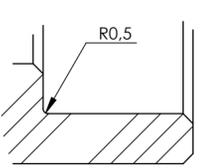
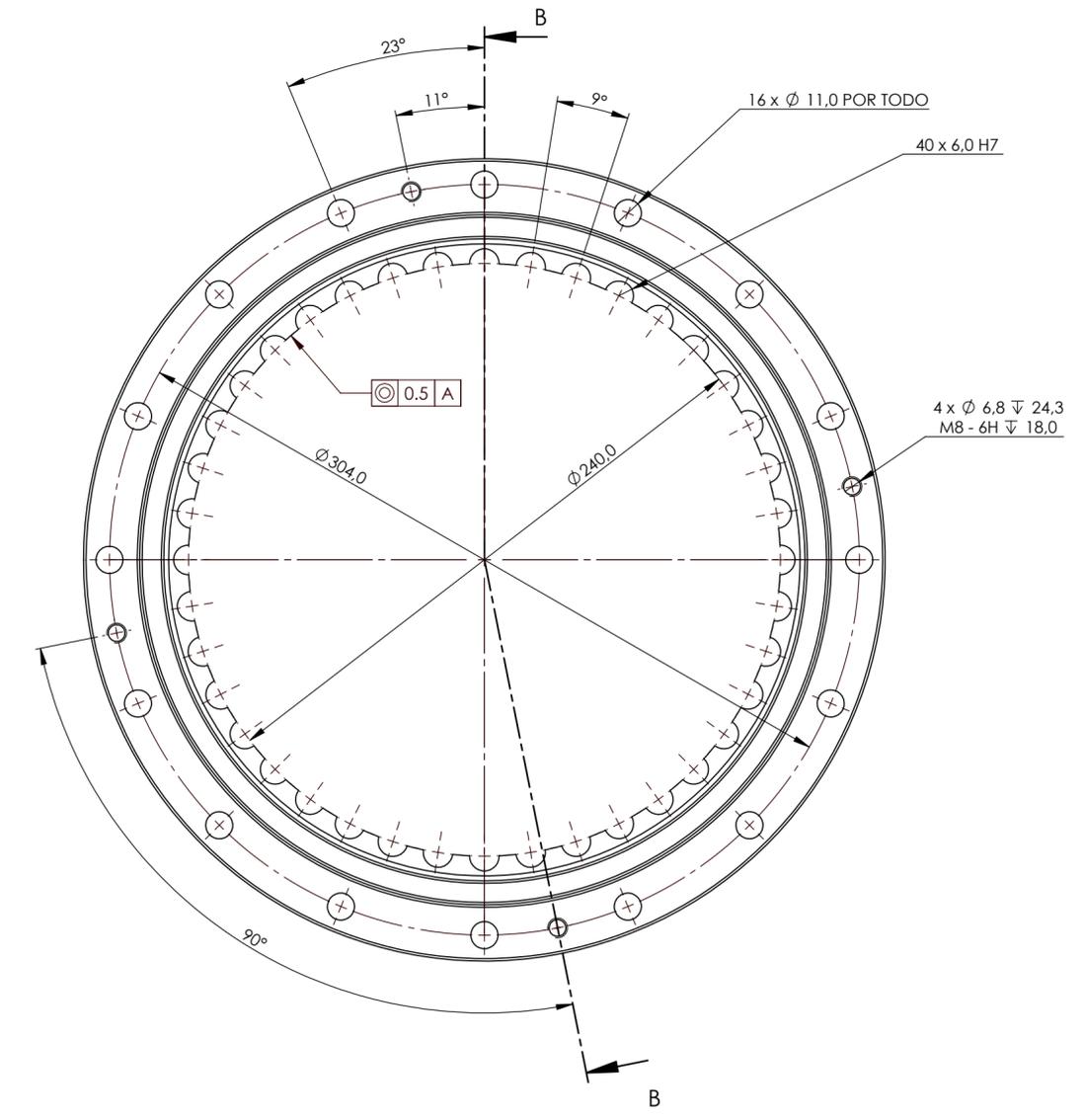
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT.
1	CG001.01.01	CARCASA EXTERIOR	1
2	CG001.01.02	PIN CICLOIDAL	40
3	CG001.02	PORTAPLANETAS (SALIDA)	1
4	CG001.03	PORTAPLANETAS (ENTRADA)	1
5	CG001.04.01	CICLOIDE	1
6	CG001.04.02	CICLOIDE	1
7	CG001.05.01	EJE INTERMEDIO	3
8	CG001.05.02	RUEDA	3
9	CG001.05.03	CASQUILLO SEPARADOR	3
10	CG001.06.01	SEPARADOR	6
11	CG001.06.02	SEPARADOR	3
12	SKF - 32004 X - 14,SI,NC,14	ROD. RODILLOS CÓNICOS	3
13	SKF - NU 1007 EC - 16,SI,NC,16	ROD. RODILLOS	6
14	SITBLOCK13_20x30	BUJE DE FIJACIÓN	3
15	Circlip DIN 471 - 35 x 1,5	ANILLO ELÁSTICO	6
16	SKF - 320-22 X - 16,SI,NC,16	ROD. RODILLOS CÓNICOS	3
17	DIN 912 M6 x 60 --- 24C	TORN. ALLEN	6
18	SKF_240X270X15_HMS5_RG	SELLO RADIAL DE EJE	1
19	O-ring 266.07x6.99-A-ISO 3601-1	JUNTA TÓRICA	1
20	SKF - 32938 - 34,SI,NC,34	ROD. RODILLOS CÓNICOS	2


**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

ACABADO:		NOTA DE ACABADO:		<small>SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGÚN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGÚN ISO 2768-MK</small> 
MATERIAL:		DESCRIPCIÓN:		
NOMBRE:	FECHA:	REDUCTOR		
DIBUJ.: ALEJANDO GINER DIAZ	15/06/2022	N.º DE DIBUJO:	CG001	
REV.: SERGI MONTAVA JORDI	15/06/2022	PROYECTO:	DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL	A2
PESO: 55 kg	ESCALA: 1:5	HOJA 2 DE 2		

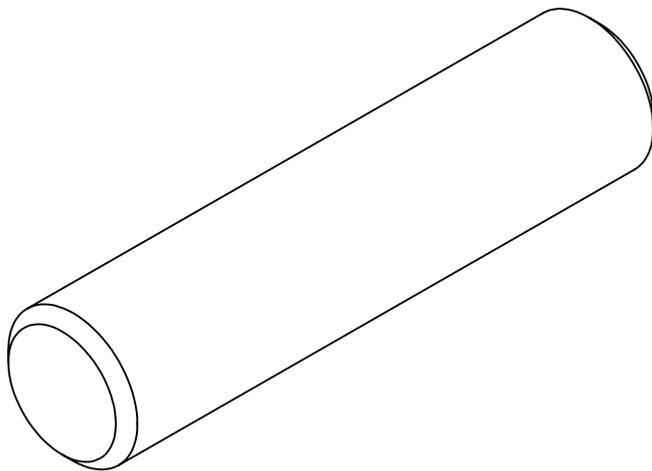
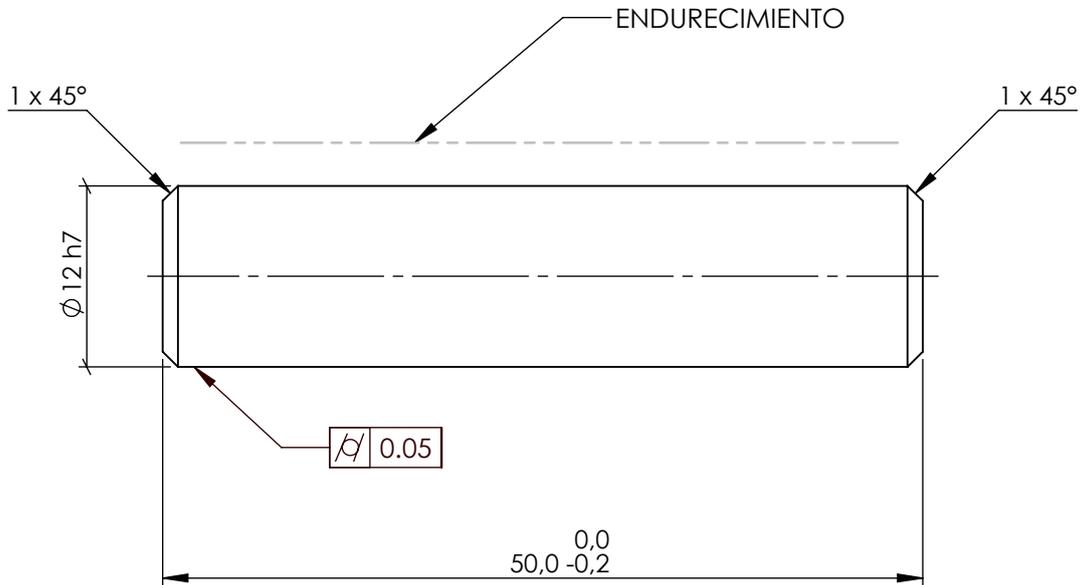


PINTURA EN TODAS LAS CARAS EXTERIORES



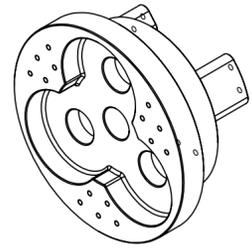
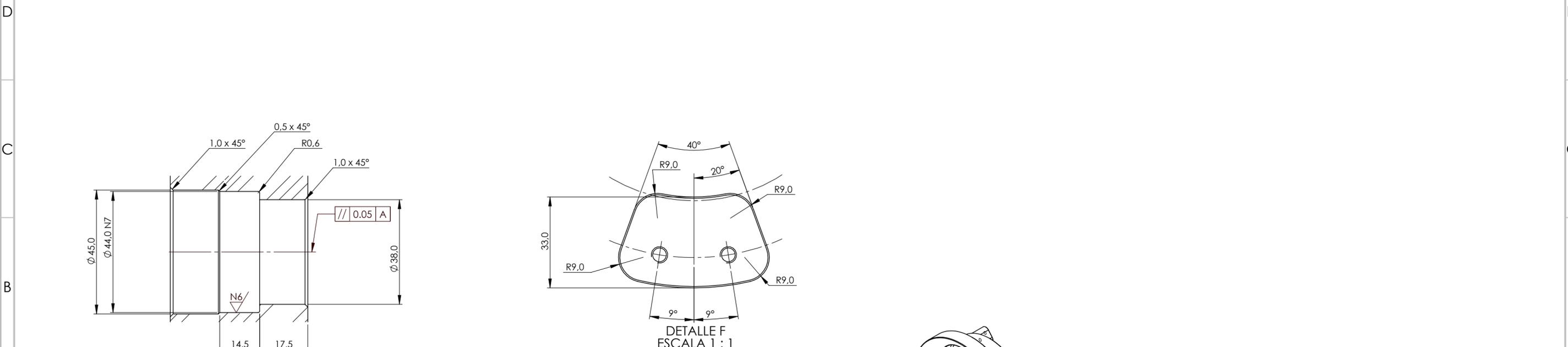
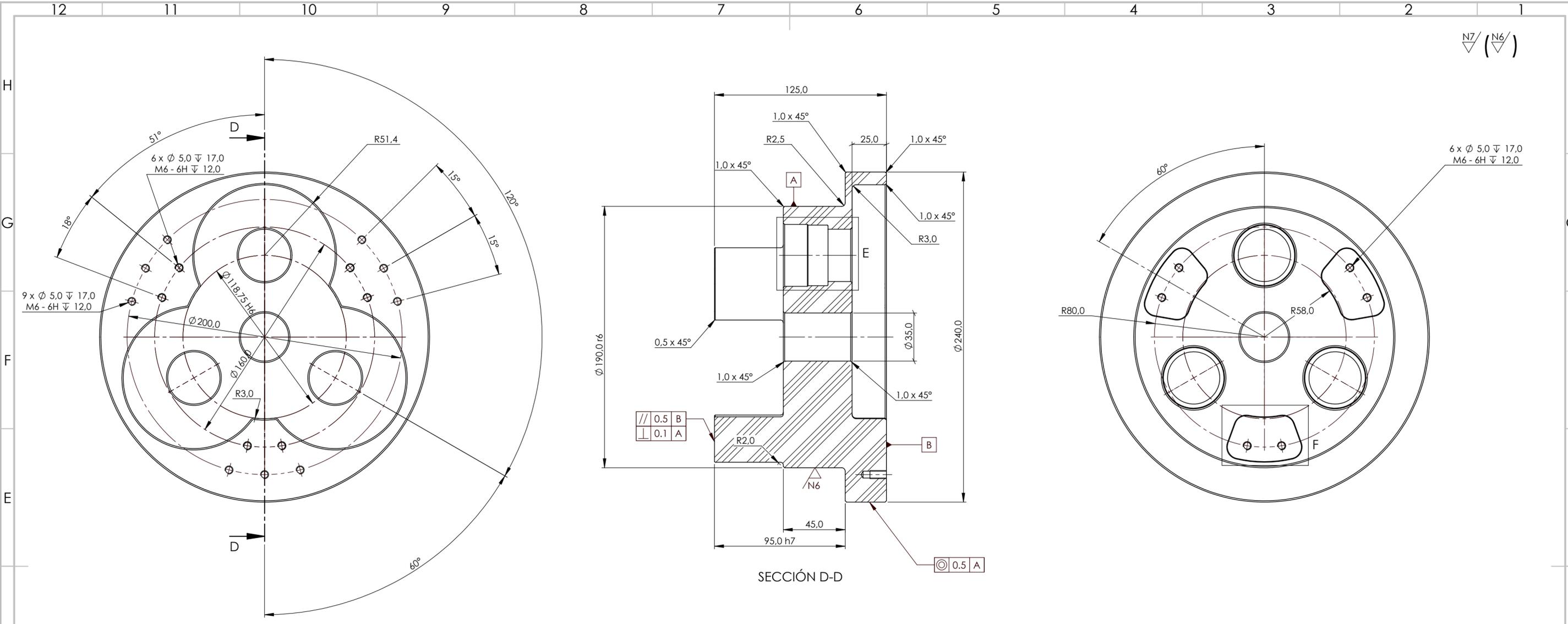
TODOS LOS CHAFLANES NO ACOTADOS DE 1.0 x45°

	ACABADO: PINTURA	NOTA DE ACABADO: RAL 2003 230um C3 ISO 12944	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LINEAL: ±0.2 TOLERANCIA ANGULAR: 12°	
	MATERIAL: 1.0545 (S355N)	DESCRIPCION: CARCASA EXTERIOR		
DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ	NOMBRE: SERGI MONTAVA JORDI	FECHA: 15/06/2022	N.º DE DIBUJO: CG001.01.01	A2
REV. SERGI MONTAVA JORDI	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL		ESCALA: 1:2	
PESO: 17 kg	ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 1	



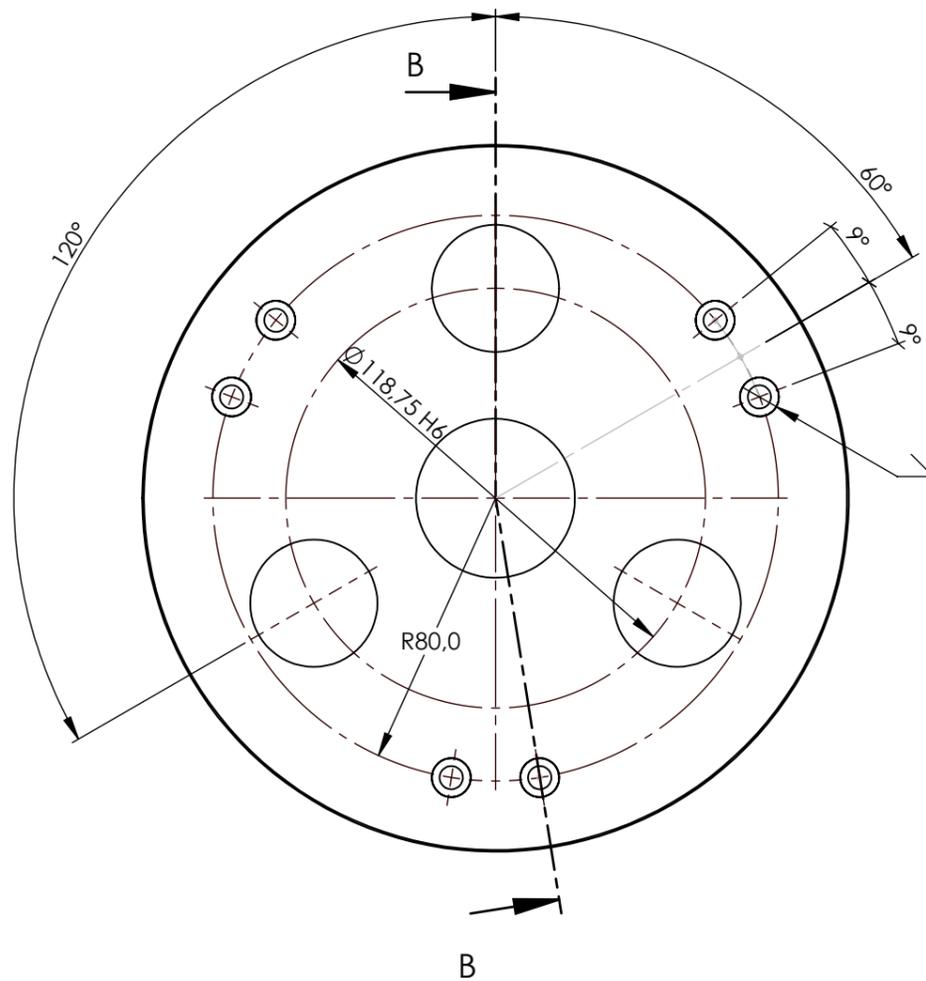
 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>	ACABADO: ENDURECIMIENTO POR INDUCCION		NOTA DE ACABADO: HB > 500	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LIENAL: $\pm 0,2$ TOLERANCIA ANGULAR: $\pm 2^\circ$	
	MATERIAL: 1.0503 (C45)		DESCRIPCION: PIN CICLOIDAL		
	NOMBRE:	FECHA:	N.º DE DIBUJO		A4
	DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ	15/06/2022	CG001.01.02		
	REV. SERGI MONTAVA JORDI	14/06/2022	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL		
PESO: 0 kg		ESCALA: 2:1		HOJA 1 DE 1	

N7 / (N6)

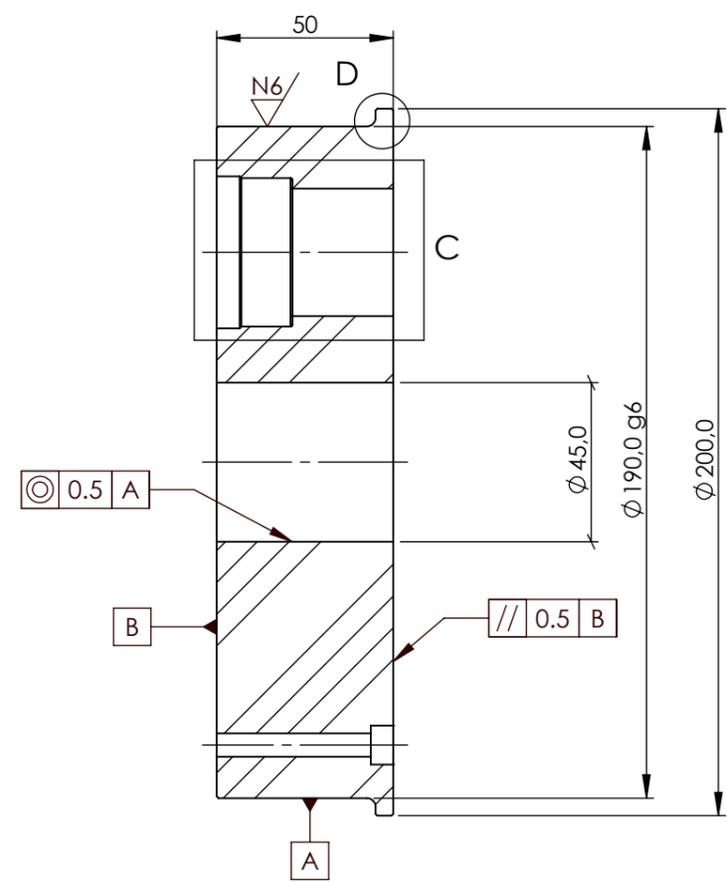


 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>	ACABADO: <b>SIN TRATAMIENTO</b>	NOTA DE ACABADO: SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LINEAL: ±0.2 TOLERANCIA ANGULAR: 12°	
	MATERIAL: <b>1.0503 (C45)</b>	DESCRIPCION: <b>PORTAPLANETAS (SALIDA)</b>	
	NOMBRE: ALEJANDO GINER DIAZ	FECHA: 15/06/2022	N.º DE DIBUJO: <b>CG001.02</b>
	DIBUJ. SERGI MONTAVA JORDI	15/06/2022	PROYECTO: <b>DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL</b>
	PESO: 15 kg	ESCALA: 1:2	<b>A2</b> HOJA 1 DE 1

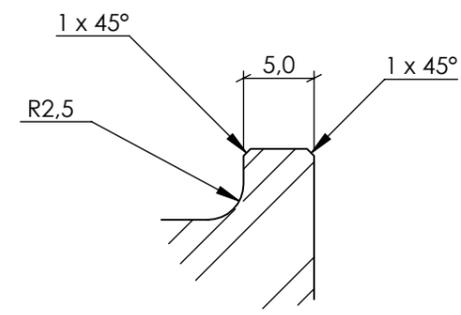
N7/ (N6/)



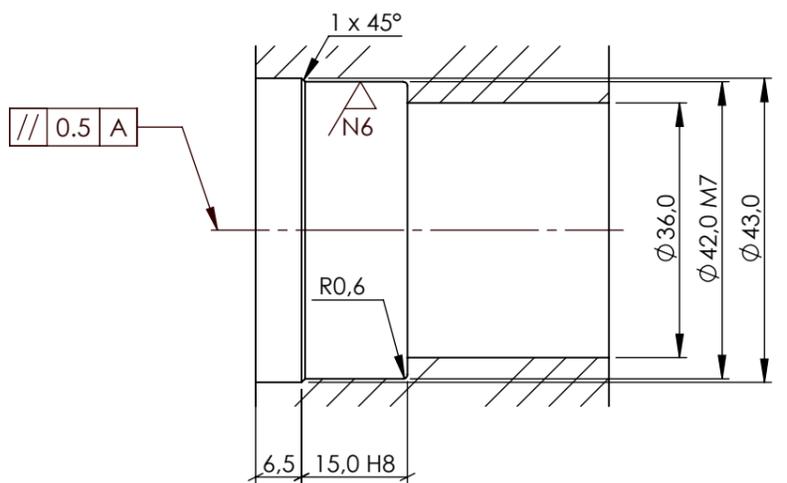
6 x  $\phi$  6,6 POR TODO  
 $\square$   $\phi$  11,0  $\nabla$  6,4  
 $\surd$   $\phi$  11,1 X 90°, Lado cercano



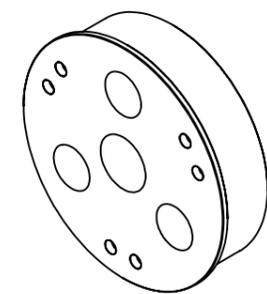
SECCIÓN B-B

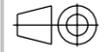


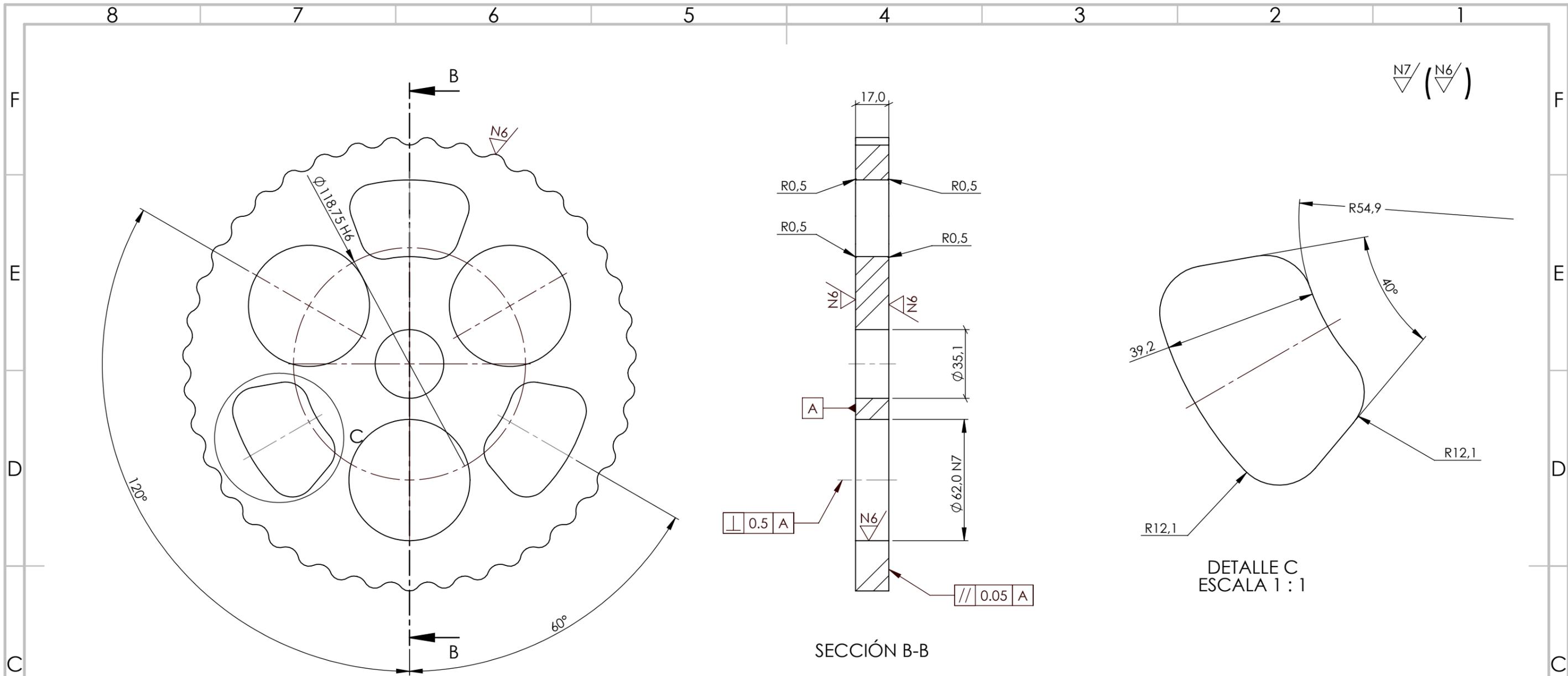
DETALLE D  
 ESCALA 2 : 1



DETALLE C  
 ESCALA 1 : 1

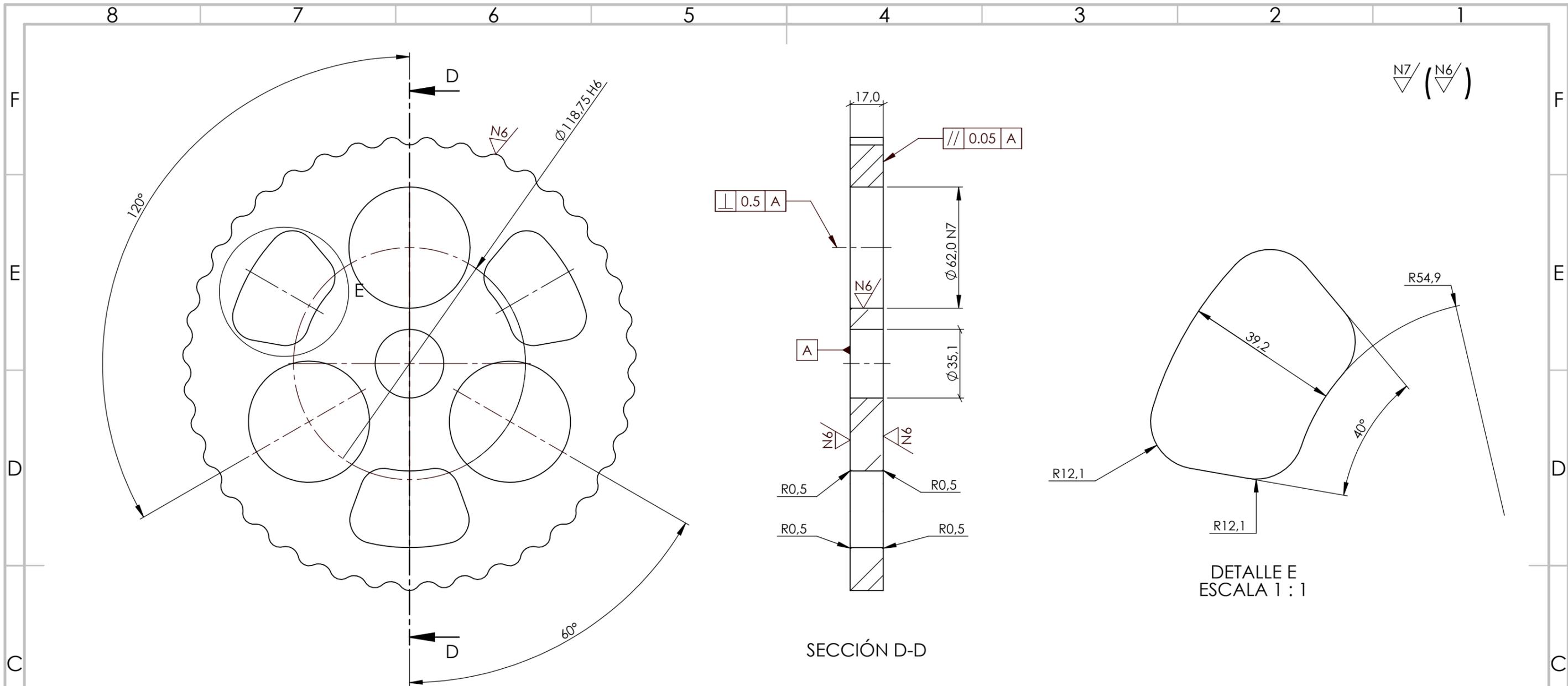


 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	ACABADO: SIN TRATAMIENTO	NOTA DE ACABADO: SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LIENAL: $\pm 0.2$ TOLERANCIA ANGULAR: $\pm 2^\circ$	
	MATERIAL: 1.0545 (S355N)	DESCRIPCION: PORTAPLANETAS (ENTRADA)	
DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ	NOMBRE: SERGI MONTAVA JORDI	FECHA: 14/06/2022	N.º DE DIBUJO CG001.03
REV. ALEJANDO GINER DIAZ	FECHA: 15/06/2022	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL	A3
PESO: 9 kg	ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1	



MÓDULO	6
NÚM. DIENTES	39
COEF. ACORTAMIENTO	0.3
$\varnothing$ PRIMITIVO	234
$\varnothing$ BASE	223.8
$\varnothing$ EXTERIOR	232.2

 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>	ACABADO: ENDURECIMIENTO POR INDUCCION	NOTA DE ACABADO: HB > 500	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LIENAL: $\pm 0.2$ TOLERANCIA ANGULAR: $\pm 2^\circ$	
	MATERIAL: 1.0503 (C45)	DESCRIPCION: CICLOIDE	N.º DE DIBUJO CG001.04_2	
	NOMBRE:	FECHA:		
	DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ	16/06/2022	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL	A3
	REV. SERGI MONTAVA JORDI	15/06/2022	ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 2
	PESO: 3 kg			



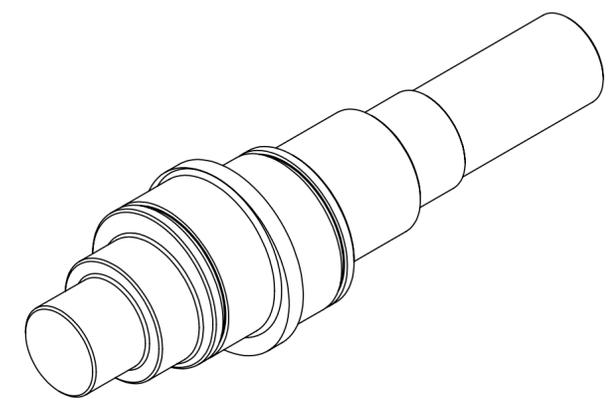
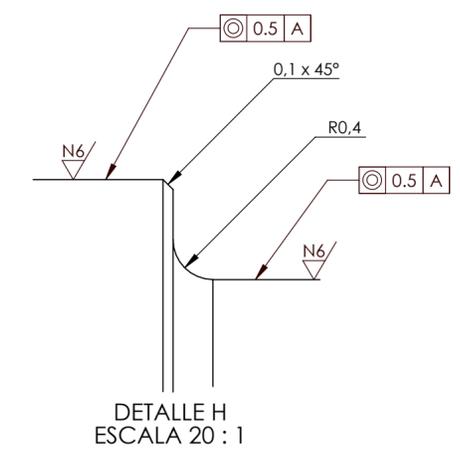
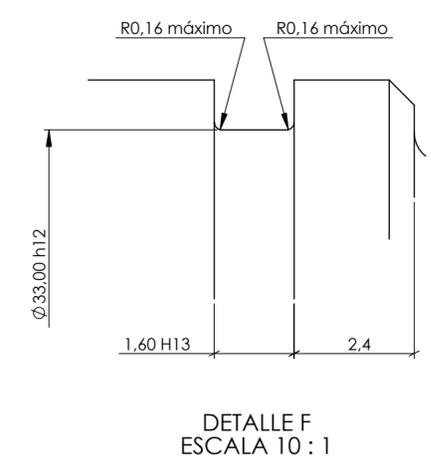
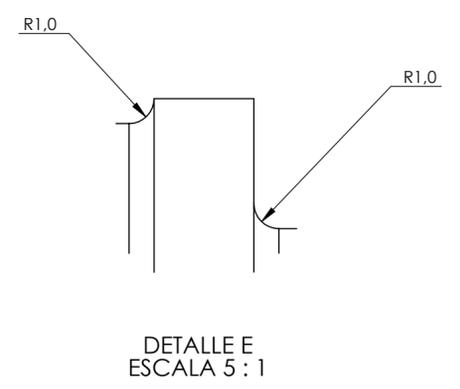
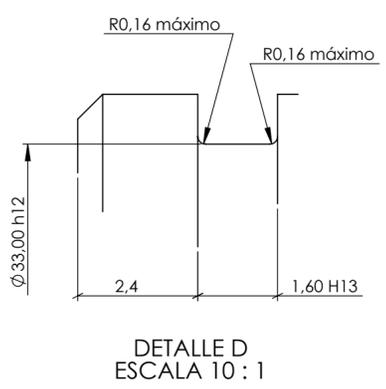
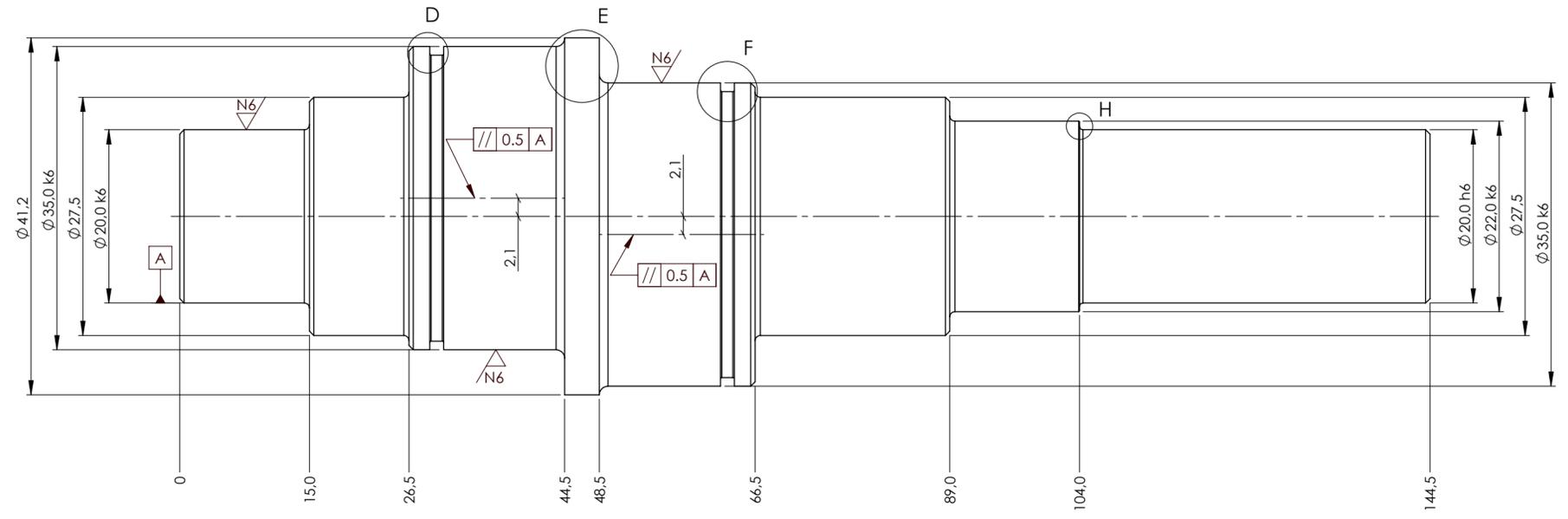
SECCIÓN D-D

DETALLE E  
ESCALA 1 : 1

MÓDULO	6
NÚM. DIENTES	39
COEF. ACORTAMIENTO	0.3
Ø PRIMITIVO	234
Ø BASE	223.8
Ø EXTERIOR	232.2

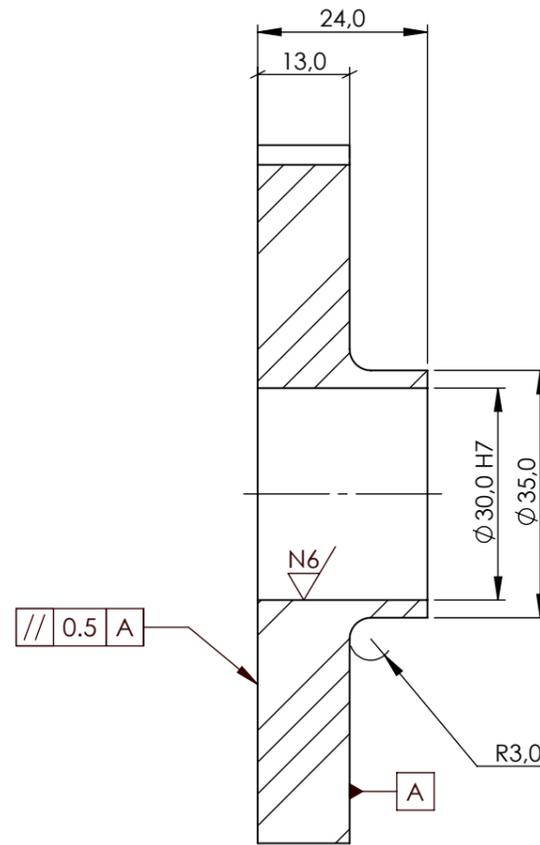
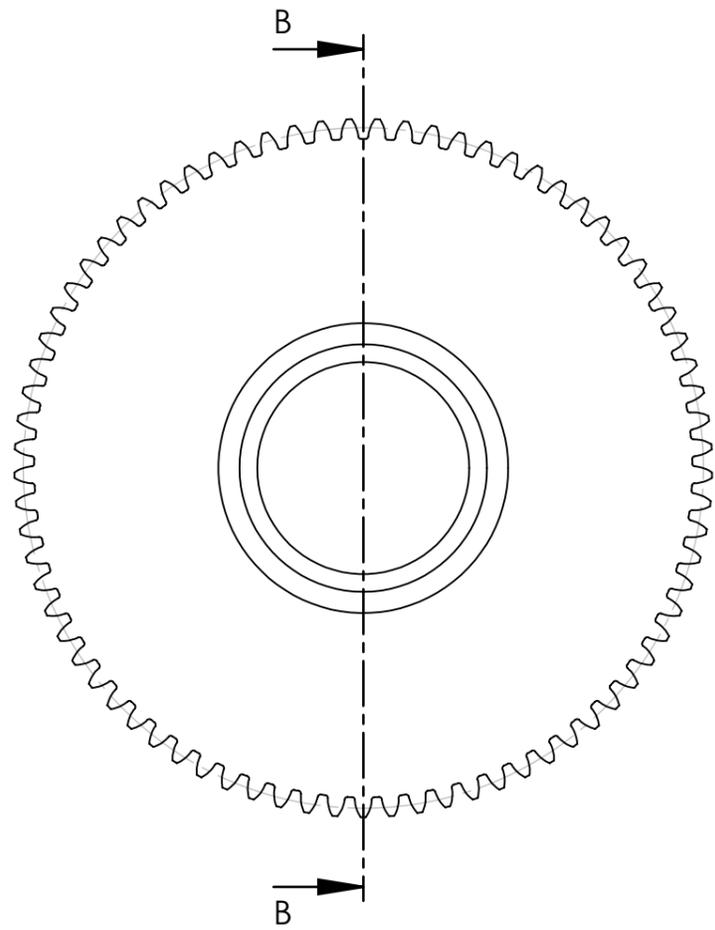
 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>	ACABADO: ENDURECIMIENTO POR INDUCCION	NOTA DE ACABADO: HB > 500	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LIENAL: ±0.2 TOLERANCIA ANGULAR: ±2°	
	MATERIAL: 1.0503 (C45)	DESCRIPCION: CICLOIDE		
	NOMBRE:	FECHA:	N.º DE DIBUJO CG001.04_01	
	DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ	16/06/2022	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL	A3
REV. SERGI MONTAVA JORDI	15/06/2022	ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1	
PESO: 3 kg				

N7/ (N6/)



TODOS LOS CHAFLANES NO ACOTADOS 0,5x45°  
TODOS LOS RADIOS NO ACOTADOS R0,6

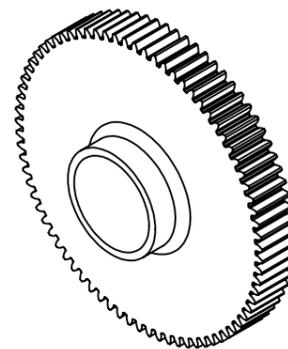
 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>	ACABADO: SIN TRATAMIENTO	NOTA DE ACABADO: SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LINEAL: 0.2 TOLERANCIA ANGULAR: 12°	
	MATERIAL: Acero al carbono no aleado	DESCRIPCION: EJE INTERMEDIO	
	NOMBRE: ALEJANDO GINER DIAZ	FECHA: 16/06/2022	N.º DE DIBUJO: CG001.05.01
	DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ	REV. SERGI MONTAVA JORDI	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL
	PESO: 1 kg	ESCALA: 2:1	A2 HOJA 1 DE 1



SECCIÓN B-B

N8/ (N6/)

MÓDULO	1.25
NÚM. DIENTES	77
ÁNG. PRESION	20°
Ø PRIMITIVO	96.25
Ø BASE	93.125
Ø EXTERIOR	98.75



 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>	ACABADO: ENDURECIMIENTO POR INDUCCION	NOTA DE ACABADO: HB > 500	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LIENAL: ±0.2 TOLERANCIA ANGULAR: ±2°	
	MATERIAL: 1.0503 (C45)	DESCRIPCION: RUEDA M1.25 Z77		
DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ	NOMBRE: ALEJANDO GINER DIAZ	FECHA: 16/06/2022	N.º DE DIBUJO CG001.05.02	
REV. ENRIQUE NADAL SORIANO	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL		A3	
PESO: 1 kg	ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1	

4 3 2 1

N7

F

F

E

E

D

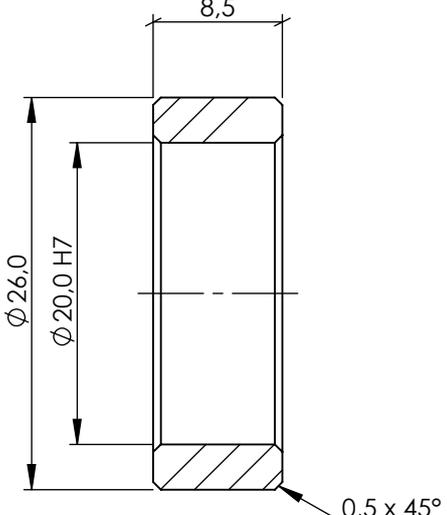
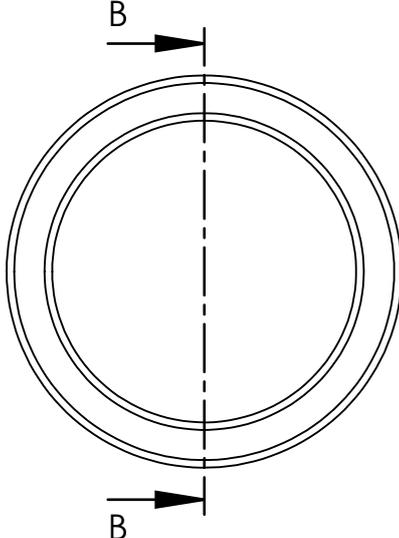
D

C

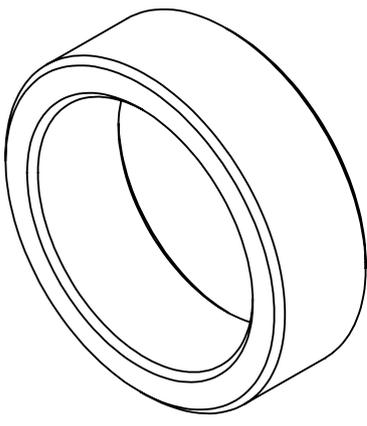
C

B

B



SECCIÓN B-B



TODOS LOS CHAFLANES IGUALES

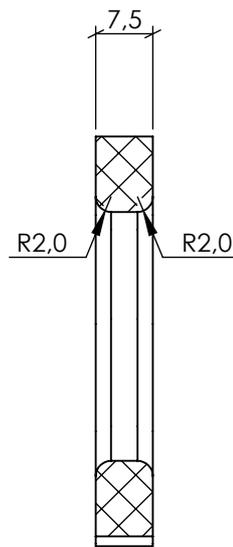
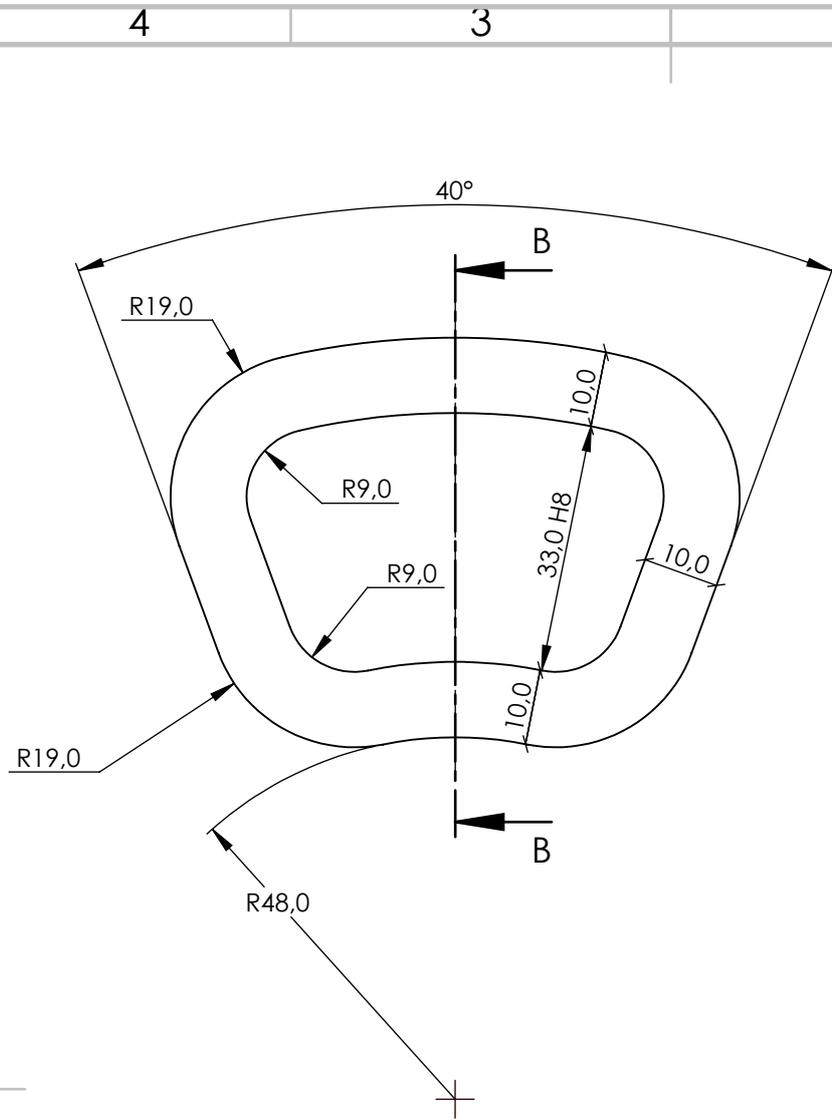
A

A

 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>	ACABADO: SIN TRATAMIENTO		NOTA DE ACABADO:	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LIENAL: ±0.2 TOLERANCIA ANGULAR: ±2°		
	MATERIAL: 1.0545 (S355N)		DESCRIPCION: CASQUILLO SEPARADOR			
	NOMBRE:		FECHA:		N.º DE DIBUJO	
	DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ		18/06/2022		CG001.05.03	
	REV. ENRIQUE NADAL SORIANO		12/05/2022		PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL	
PESO: 0 kg		ESCALA: 2:1		HOJA 1 DE 1		

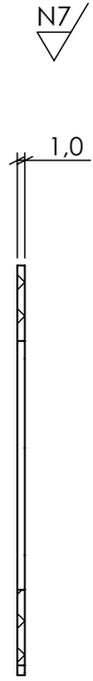
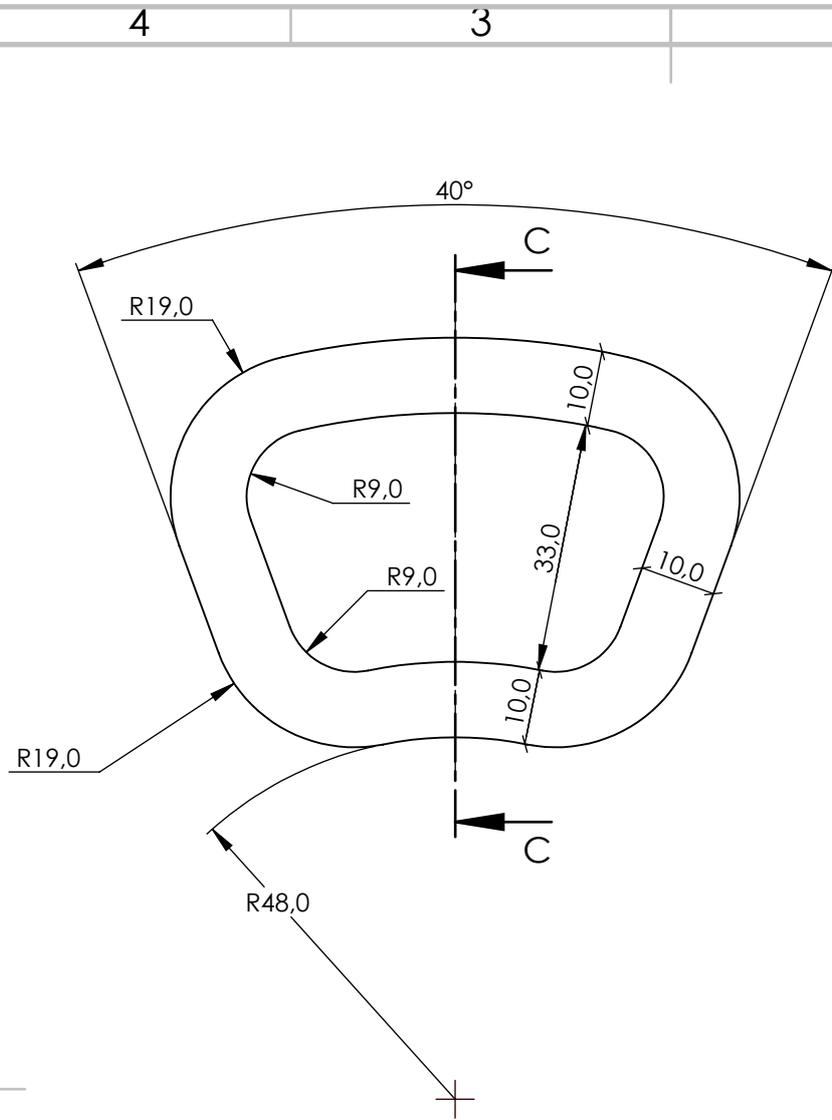
A4

4 3 2 1



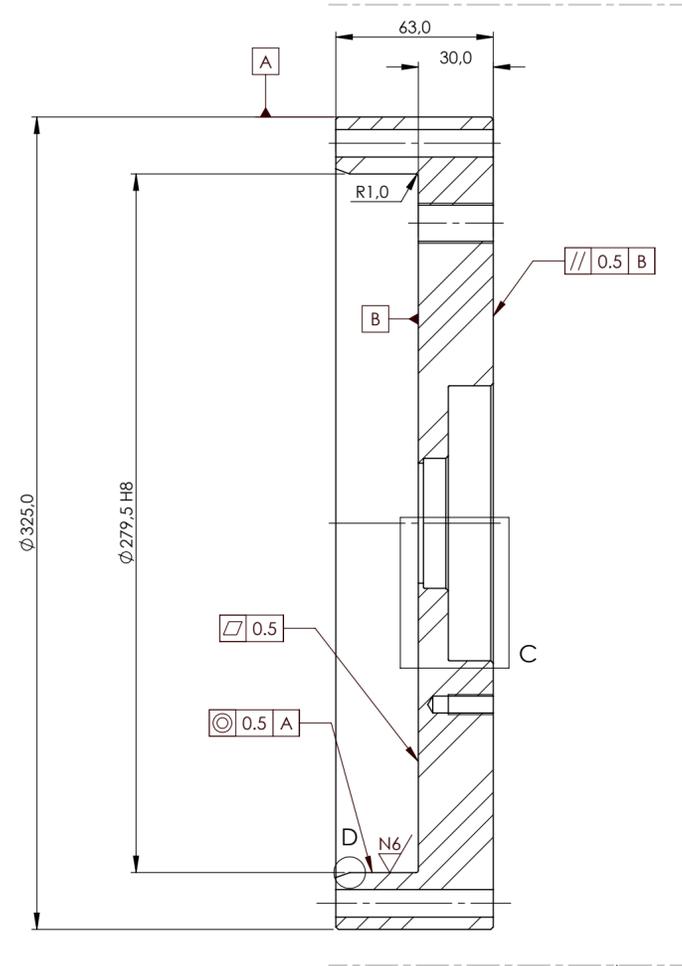
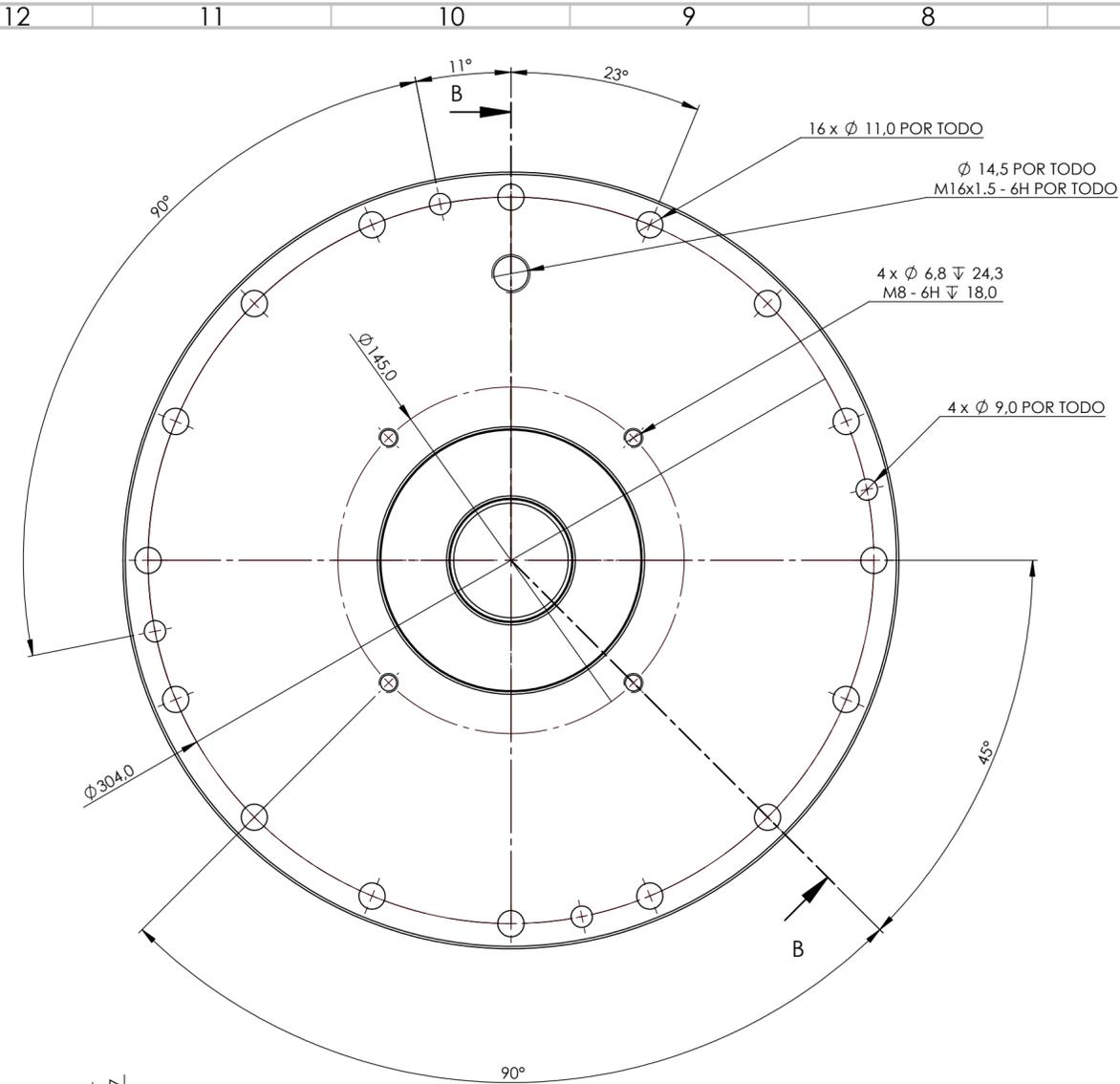
SECCIÓN B-B

 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>	ACABADO: SIN TRATAMIENTO	NOTA DE ACABADO:	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LIENAL: ±0,2 TOLERANCIA ANGULAR: ±2°	
	MATERIAL: PTFE (general)	DESCRIPCION: SEPARADOR		
	NOMBRE:	FECHA:	N.º DE DIBUJO	
	DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ	16/06/2022	CG001.06_01	
	REV. SERGI MONTAVA JORDI	15/06/2022	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL	A4
PESO: 0 kg	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1		

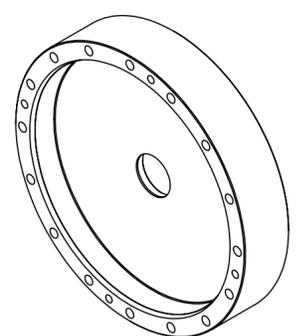
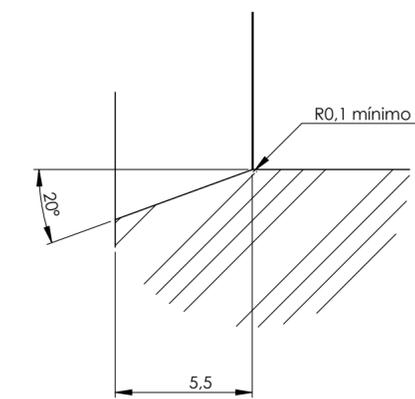
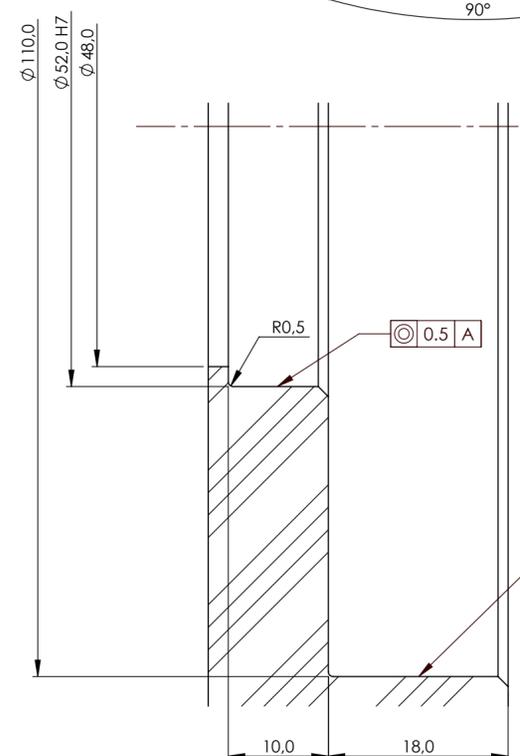


SECCIÓN C-C

 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>	ACABADO: SIN TRATAMIENTO		NOTA DE ACABADO:	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM. ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LIENAL: ±0,2 TOLERANCIA ANGULAR: ±2°	
	MATERIAL: PTFE (general)		DESCRIPCION: SEPARADOR		
	NOMBRE:		FECHA:		N.º DE DIBUJO <b>CG001.06_02</b>
	DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ		16/06/2022		
	REV. SERGI MONTAVA JORDI		15/06/2022		PROYECTO: <b>DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL</b>
PESO: 0 kg		ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1	

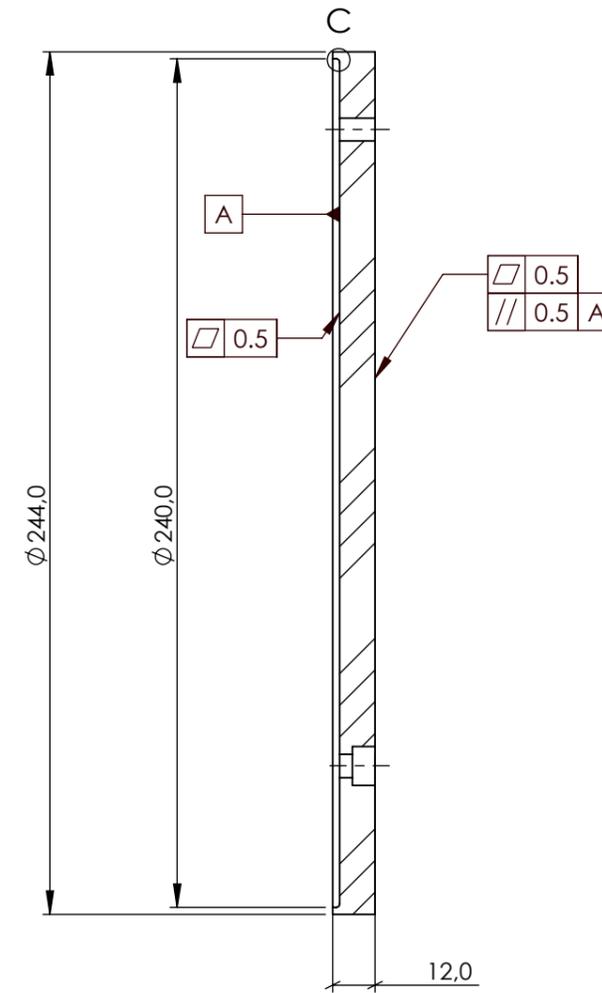
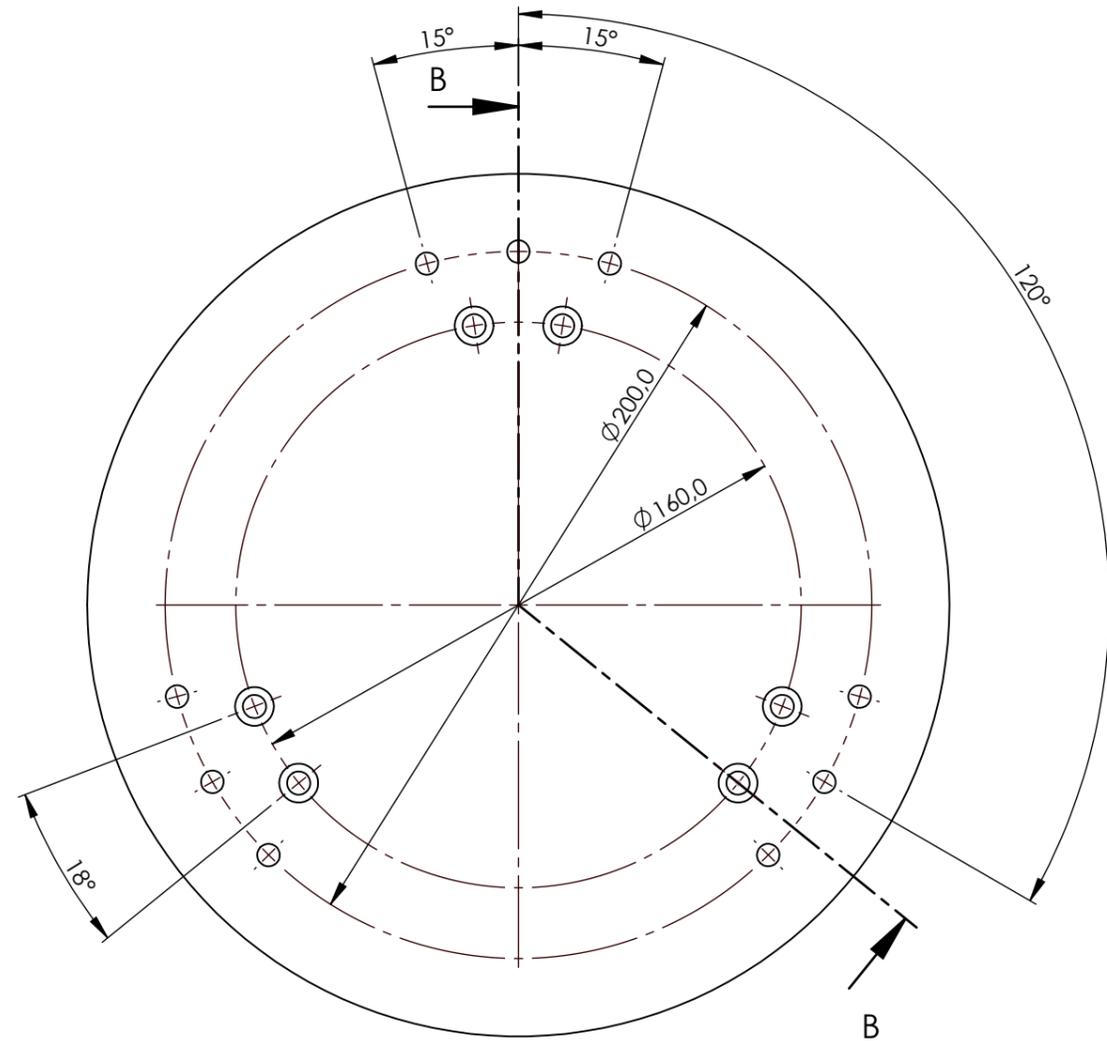


PINTURA EN TODAS LAS CARAS EXTERIORES

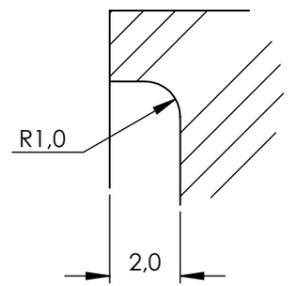


TODOS LOS CHAFLANES NO ACOTADOS  $1.0 \times 45^\circ$

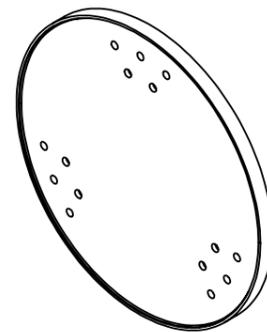
	ACABADO: PINTURA	NOTA DE ACABADO: RAL 2003 230um C3 ISO 12944	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LINEAL: $\pm 0.2$ TOLERANCIA ANGULAR: $12^\circ$	
	MATERIAL: 1.0545 (S355N)	DESCRIPCION: TAPA DE ENTRADA		
DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ	NOMBRE: 16/06/2022	FECHA: 16/06/2022	N.º DE DIBUJO: CG002	A2
REV. ENRIQUE NADAL SORIANO	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL		ESCALA: 1:2	
PESO: 22 kg	ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 1	



SECCIÓN B-B



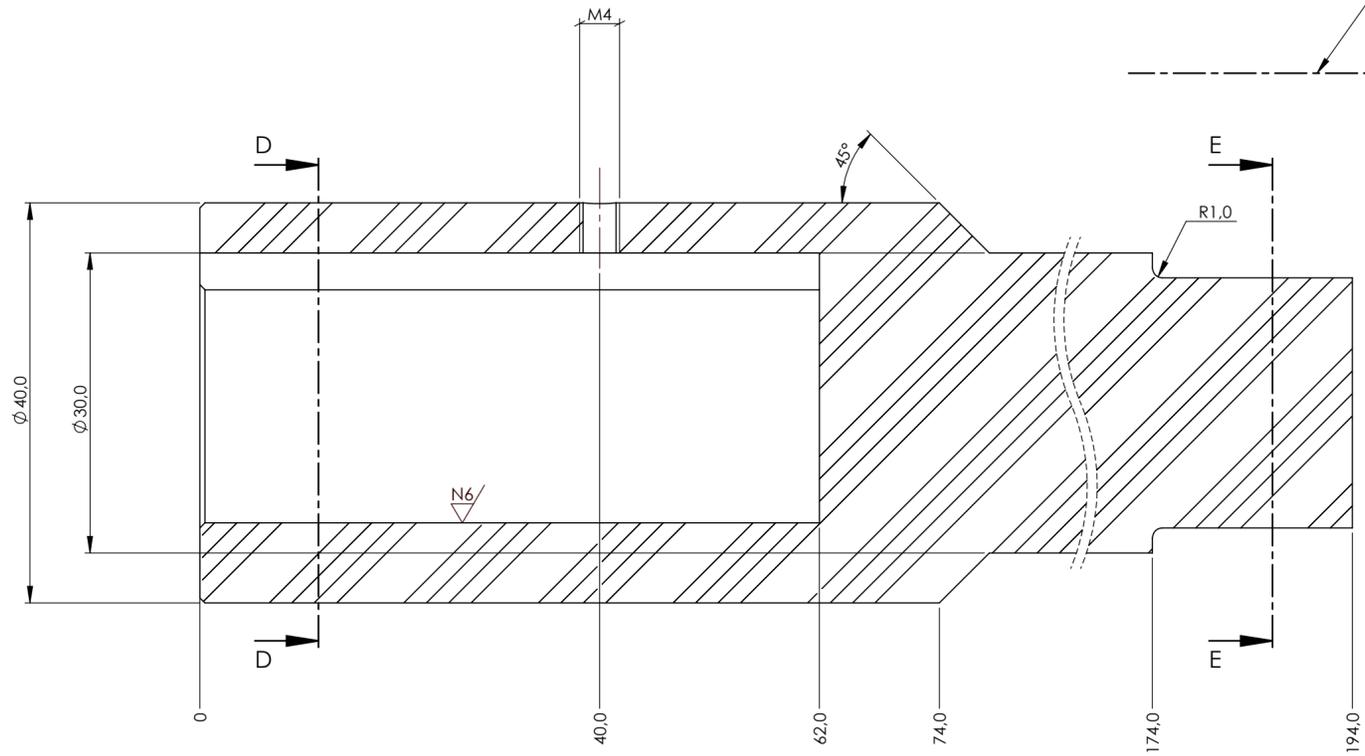
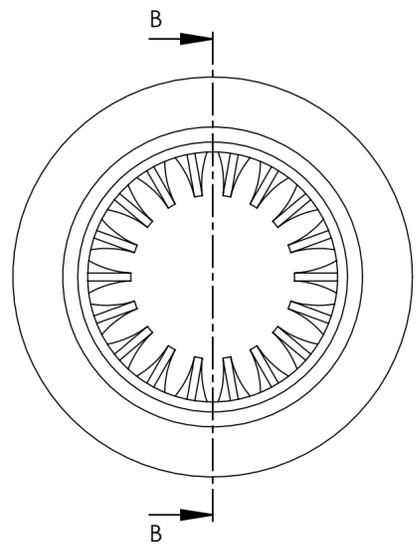
DETALLE C  
ESCALA 5 : 1



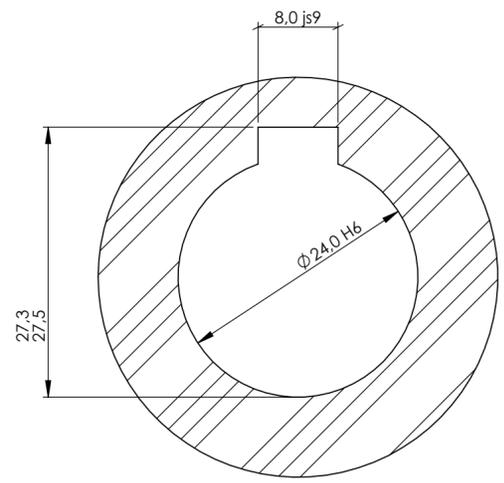
 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>	ACABADO: PINTURA	NOTA DE ACABADO: RAL 2003 230um C3 ISO12944	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LIENAL: ±0.2 TOLERANCIA ANGULAR: ±2°	
	MATERIAL: 1.0545 (S355N)	DESCRIPCION: TAPA DE SALIDA		
DIBUJ. ALEJANDO GINER DIAZ	NOMBRE:	FECHA: 16/06/2022	N.º DE DIBUJO CG003	
REV. SERGI MONTAVA JORDI	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL		A3	
PESO: 4 kg	ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 1	

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

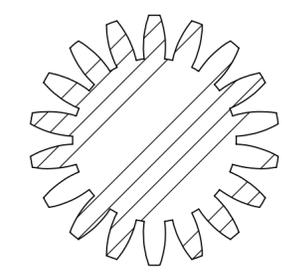
N7/ (N6/)



SECCIÓN B-B



SECCIÓN D-D



SECCIÓN E-E

MÓDULO	1.25
NÚM. DIENTES	18
ÁNG. PRESION	20°
Ø PRIMITIVO	22.5
Ø BASE	19.375
Ø EXTERIOR	25
ANCHO DIENTE	13

<p>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</p>	ACABADO: ENDURECIMIENTO POR INDUCCION	NOTA DE ACABADO: BH > 500	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL SEGUN ISO 4287 TOLERANCIAS SEGUN ISO 2768-MK TOLERANCIA LINEAL: ±0.2 TOLERANCIA ANGULAR: 12°		
	MATERIAL: 1.0503 (C45)	DESCRIPCION: EJE DE ENTRADA			
	NOMBRE: ALEJANDO GINER DIAZ	FECHA: 16/06/2022	N.º DE DIBUJO: CG004		
	REV. ENRIQUE NADAL SORIANO	12/05/2022	PROYECTO: DISEÑO DE UN REDUCTOR CICLOIDAL		A2
PESO: 1 kg	ESCALA: 2:1	HOJA 1 DE 1			

# ANEXO Nº1: CÁLCULOS

1	INTRODUCCIÓN .....	68
2	ESTUDIO DE ENGRANAJES CICLOIDALES .....	68
2.1	Estudio geométrico .....	68
2.1.1	Ecuación de la curva .....	68
2.1.2	Propiedades geométricas del perfil .....	70
2.2	Estudio dinámico .....	72
3	ESTUDIO CINEMÁTICO DE LA SOLUCIÓN .....	75
4	DIMENSIONADO DE ENGRANAJES EVOLVENTES .....	77
4.1	Datos iniciales.....	77
4.2	Estimación del tamaño mínimo de engranajes.....	77
4.2.1	Cálculo previo: diseño de tamaño mínimo del eje por rigidez torsional .....	77
4.2.2	Compatibilidad entre las dos etapas .....	78
4.3	Comprobación de resistencia.....	80
4.3.1	Cálculo de tensión límite .....	81
4.3.2	Cálculo del ancho del diente .....	81
4.4	Comprobación del lubricante.....	83
5	DIMENSIONADO DE ENGRANAJE CICLOIDAL .....	84
5.1	Cálculo del lugar geométrico de los puntos de contacto.....	85
5.2	Cálculo de fuerzas .....	86
5.3	Dimensionado del ancho.....	87
6	ESFUERZOS SOBRE LOS EJES.....	89
6.1	Fuerzas aplicadas.....	89
6.1.1	Etapas planetaria .....	89
6.1.2	Etapas cicloidal.....	91
6.1.3	Fuerzas exteriores .....	91
6.2	Análisis a flexión .....	93
7	CÁLCULO DE DEFLEXIONES Y DEFORMACIONES .....	98
8	CÁLCULO A FATIGA.....	100
8.1	Cálculo de límite de fatiga .....	102
8.2	Cálculo del factor de concentrador de tensiones .....	103
8.3	Eje intermedio .....	104
8.4	Eje 4.....	104
8.4.1	Mallado.....	105

8.4.2	Condiciones de contorno .....	106
8.4.3	Resultados .....	107
9	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS .....	110
10	CÁLCULO DE UNIONES A TORSIÓN .....	113
11	BIBLIOGRAFIA .....	115

# 1 INTRODUCCIÓN

Como se indica en el Documento Nº1: Memoria, en este documento se exponen todos los cálculos realizados para la validación del diseño propuesto, tales como dimensionado de los engranajes, ejes y rodamientos.

## 2 ESTUDIO DE ENGRANAJES CICLOIDALES

### 2.1 Estudio geométrico

Partiendo de las limitaciones geométricas impuestas y empleando la metodología desarrollada por Ognyan Alipiev en 1988, se diseña el perfil del disco cicloidal necesario para obtener el comportamiento mecánico descrito anteriormente. En este apartado, se exponen las ecuaciones del perfil y se estudian sus propiedades cinemáticas y dinámicas para emplear estos datos en el diseño del resto de las piezas del reductor.

En este apartado se describe brevemente las consideraciones expuestas en el trabajo de Alipiev y se expone la metodología para la obtención del perfil teórico y perfil de trabajo de un engranaje cicloidal.

#### 2.1.1 Ecuación de la curva

El perfil de los engranajes cicloidales se basa en las curva epicicloide e hipocicloide, es decir, la curva que describe un punto anclado a una circunferencia que gira respecto a otro sin deslizar. La distinción entre epicicloides e hipocicloide depende de la posición del círculo móvil respecto al fijo, de si esta gira en el interior o exterior del círculo fijo respectivamente (véase Ilustración 13). Adicionalmente, se pueden distinguir tres posibles casos: curva acortada, curva extendida y curva común según la distancia del punto E respecto al centro de la circunferencia móvil sea menor, mayor o igual a su diámetro respectivamente (véase Ilustración 14).

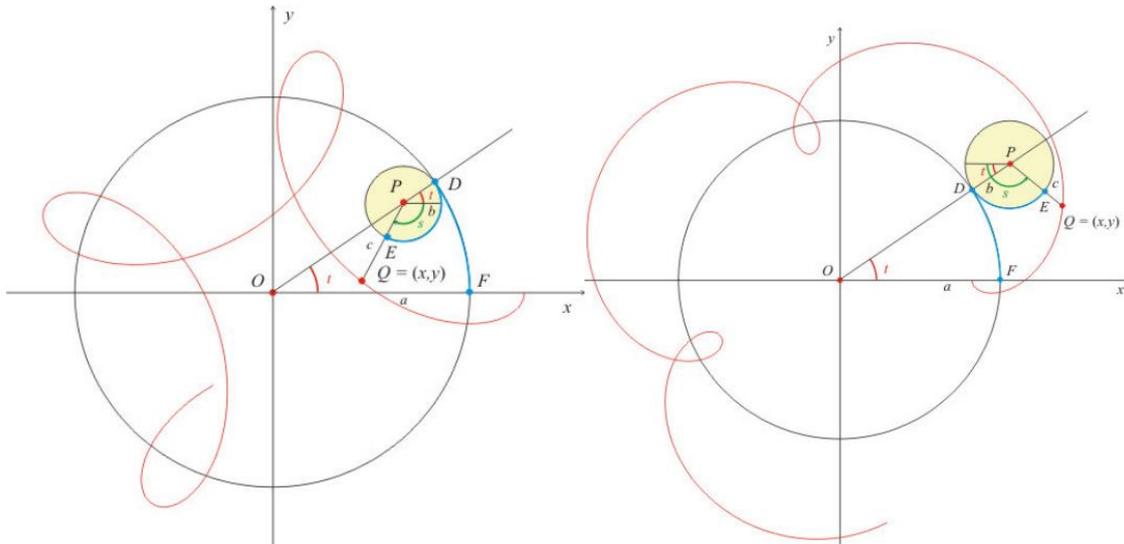


Ilustración 13: Curvas hipocicloide y cicloide extendidas. Fuente: Picatoste Olloqui

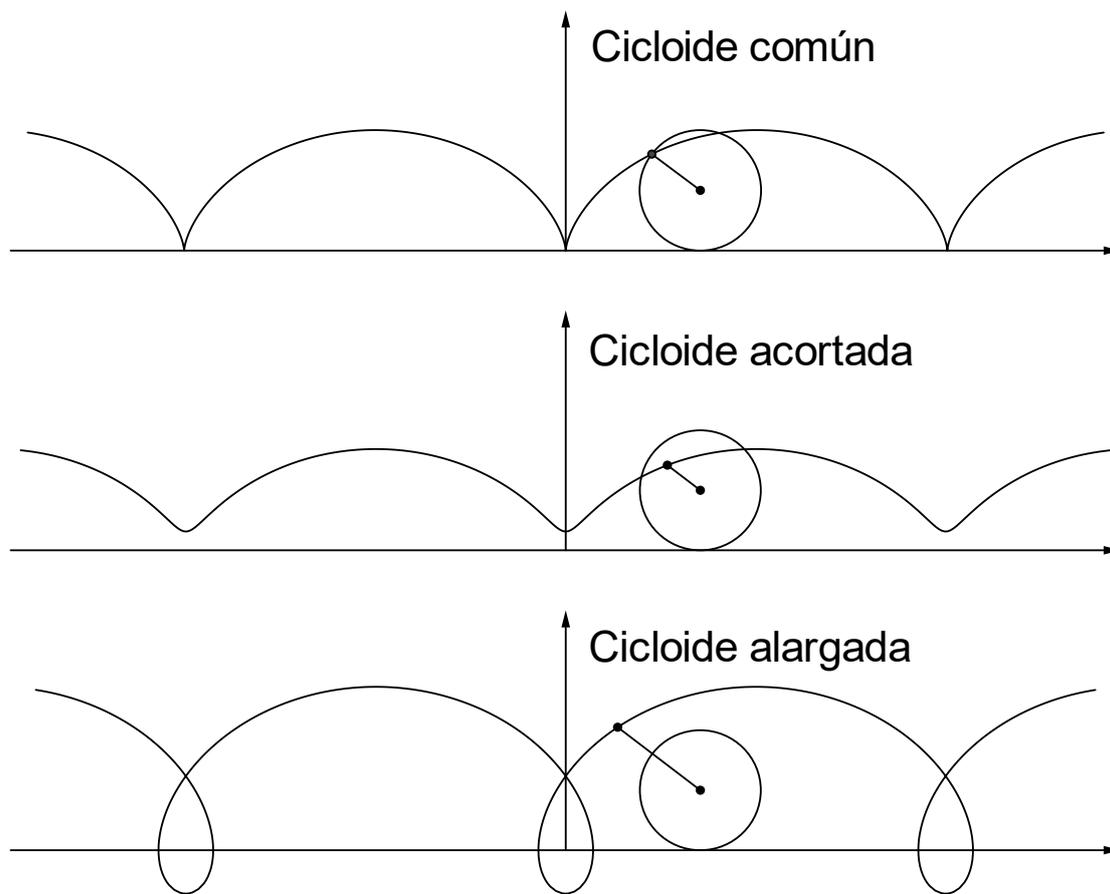


Ilustración 14: Tipos de cicloide en función del punto E. Fuente: Wikipedia, la enciclopedia libre

Sabiendo esto y considerando que la curva descrita solo es de utilidad si es una curva completa, es decir, si en una revolución de la circunferencia móvil la curva queda cerrada, Ognyan Alipiev en 1988 describe una metodología para parametrizar y normalizar las curvas candidatas. En su trabajo desarrolla todas las relaciones geométricas y reduce el número de variables necesarias para describir la curva a tres parámetros característicos de una familia de engranajes.

- Módulo: factor normalizado empleado para escalar la curva cicloidal.
- Número de dientes: número de lóbulos formados en una revolución de la circunferencia móvil.
- Coeficiente de acortamiento: parámetro que toma en consideración la posición del punto E en el desarrollo de una curva acortada.

Ognyan Alipiev describe a su vez los límites admisibles de cada uno de los parámetros para que la curva obtenida cumpla los criterios exigidos para de un engranaje. De este modo, al seguir estas directrices se garantiza que el perfil es continuo y suave minimizado así el desgaste por contacto.

Tabla 26: Ecuaciones características de un engranaje cicloidal

Definición	Parámetro	Formula	Observación
Módulo	m		
Número de dientes cicloidal	Z3		
Coefficiente de acortamiento	x		Rango valido [0,1- 0,49]
Número de pines	Z4	$Z3 + 1$	
Relación de transmisión	i	$\frac{Z3}{Z4 - Z3}$	Las aportaciones de Alipiev son válidas para $Z4-Z3=1$
Radio de distribución pines	Rz	$\frac{m}{2} * Z4$	
Amplitud de acortamiento	$\lambda$	$1 - x$	
excentricidad	e	$\frac{m}{2} * \lambda$	
Radio de los pines de la corona exterior	rz	m	

Las ecuaciones paramétricas de la curva teórica, es decir, la trayectoria del punto E durante la rotación de la circunferencia móvil se define como la suma del desplazamiento de centro de la circunferencia y el desplazamiento relativo del punto E respecto este.

$$\begin{aligned} X(t) &= Rz * \sin(t) - e * \sin(t * Z4) \\ Y(t) &= Rz * \cos(t) - e * \cos(t * Z4) \end{aligned} \quad (5)$$

El perfil del engranaje cicloidal será una curva equidistante a la descrita por la ecuación (5), denominada perfil de trabajo. Esta equidistancia se define matemáticamente mediante la ecuación (6) aunque se pueden emplear las herramientas propias de un software CAD para su trazado a partir del perfil teórico de definición más simple.

$$\begin{aligned} X(t) &= Rz * \sin(t) - e * \sin(t * Z4) - \frac{rz (\sin(t) - \lambda \sin(t * Z4))}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2 \lambda \cos(t * Z3)}} \\ Y(t) &= Rz * \cos(t) - e * \cos(t * Z4) - \frac{rz (\cos(t) - \lambda \cos(t * Z4))}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2 \lambda \cos(t * Z3)}} \end{aligned} \quad (6)$$

### 2.1.2 Propiedades geométricas del perfil

En este apartado se procede a exponer las características que presenta la interacción entre el perfil de trabajo y su perfil análogo. El perfil análogo, como se ha mencionado anteriormente consiste en una serie de pines cilíndricos dispuestos equidistantemente de tal forma que describen una circunferencia de radio Rz. Estos pines engranan con los lóbulos del perfil de trabajo de manera similar al engrane de dientes de perfil de evolvente. Sin embargo, a diferencia del engrane de perfil evolvente, todos los lóbulos (dientes) de perfil de trabajo están en contacto tangencial con uno de los pines.

Al trazar una recta que pase por el centro del pin y el punto de contacto, se observa que todas las líneas de acción se cruzan en un punto P. Este punto gira solidario al eje de entrada del engranaje cicloidal y se ubica en la recta que une los centroides de la corona exterior y el engranaje a una distancia OP descrita por la ecuación (7) como se observa en la Ilustración 15.

$$OP = Rz * \lambda \quad (7)$$

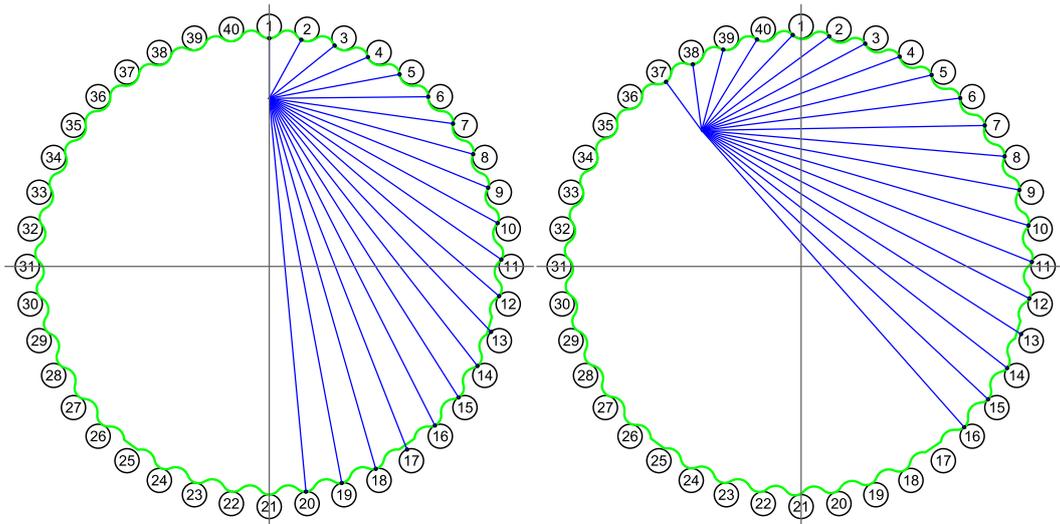


Ilustración 15: Líneas de acción para  $0^\circ$  y  $36^\circ$

Sabiendo los centros de los pines ( $O_i$ ) y la ubicación del punto P se puede definir la posición de los puntos de contacto realizando un estudio geométrico. En la Ilustración 16 se observa el esquema geométrico empleado.

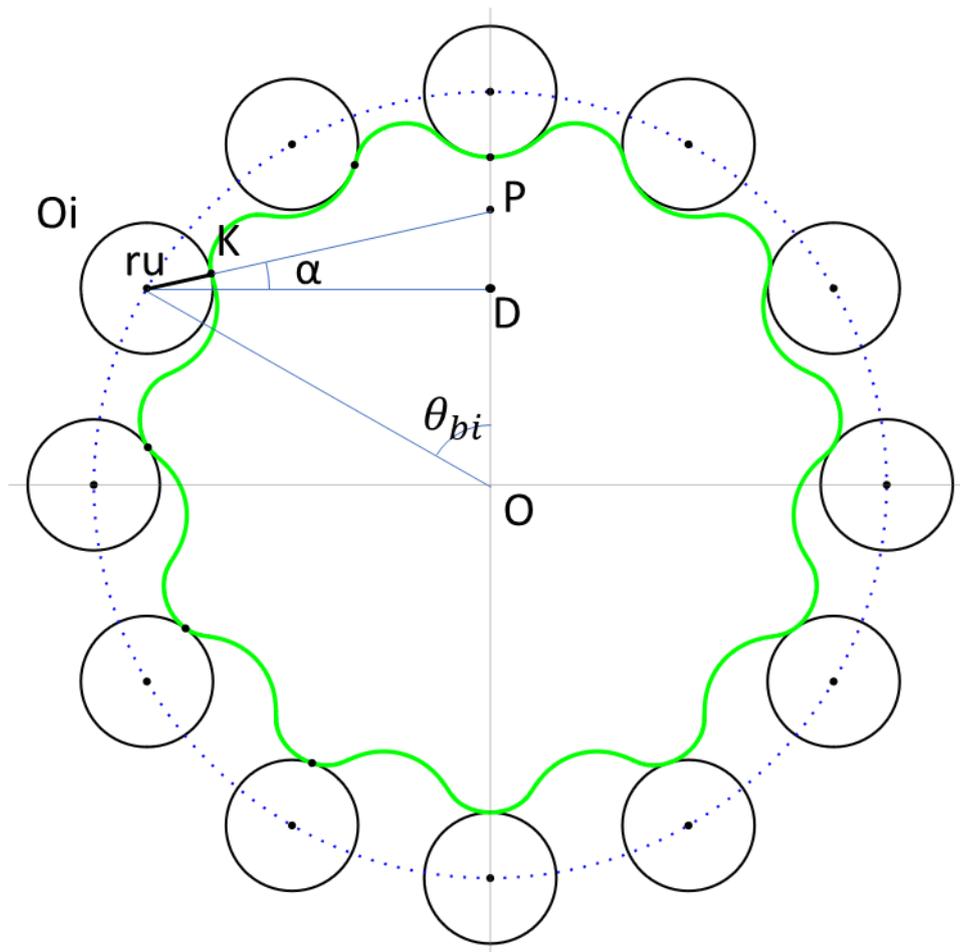


Ilustración 16: Esquema geométrico del disco cicloidal

Aplicando el teorema del coseno se deduce:

$$\overline{OiP}^2 = Rz^2 + \overline{OP}^2 - 2 * Rz * \overline{OP} * \text{Cos}(\theta_{bi}) \quad (8)$$

$$\overline{DP} = \overline{OP} - \overline{OiO} * \text{Cos}(\theta_{bi}) \quad (9)$$

$$\overline{PK} = \overline{OiP} - ru \quad (10)$$

Por trigonometría se deduce el ángulo  $\alpha$  y se define el punto K

$$\text{Sin}(\alpha) = \frac{\overline{DP}}{\overline{OiP}} \quad (11)$$

$$\vec{K} = \vec{Oi} + ru \begin{bmatrix} \text{Cos}(\alpha) \\ \text{Sin}(\alpha) \end{bmatrix} \quad (12)$$

Sustituyendo:

$$\vec{K}_x = \frac{Rz \left( 1 - \frac{rz}{\sqrt{Rz^2 (1 + \lambda^2 - 2 \lambda \text{Cos}(\theta_{bi}))}} \right) \text{Sin}(\theta_{bi})}{\sqrt{(\lambda - \text{Cos}(\theta_{bi}))^2 + (\text{Sin}(\theta_{bi}))^2}} \quad (13)$$

$$\vec{K}_y = \frac{Rz (rz \lambda + \text{Cos}(\theta_{bi}) (-rz + \sqrt{Rz^2 (1 + \lambda^2 - 2 \lambda \text{Cos}(\theta_{bi}))}))}{\sqrt{Rz^2 (1 + \lambda^2 - 2 \lambda \text{Cos}(\theta_{bi}))}}$$

Donde  $\theta_i$  representa el ángulo respecto a la vertical que describe la recta OiO y rz el radio del pin de la corona exterior.

## 2.2 Estudio dinámico

Al aplicarse un par a la corona cicloidal, el contacto entre esta y los pines de la corona exterior genera unas fuerzas aplicadas en el punto de contacto y que siguen la dirección de las líneas de acción descritas en el apartado 2.1.2, como se ve en la Ilustración 17. En 2017, los autores Yaliang, W. y Qijing, C.[1] desarrollan un modelo basado en resultados experimentales y el trabajo de Alipiev para predecir la fuerza de contacto que aparece en cada punto en relación con el par de salida del reductor y parámetros característicos del perfil cicloidal.

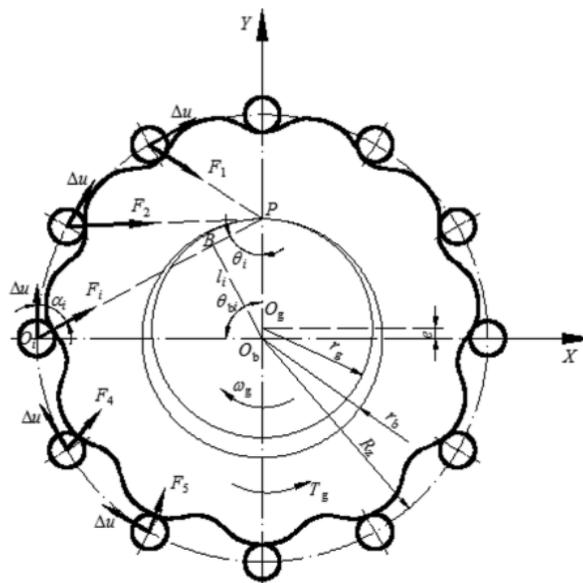


Ilustración 17: Esquema de fuerzas de contacto. Fuente: [1]

Según este modelo, la fuerza aplicada en cada pin es proporcional al seno del ángulo  $\sphericalangle OPOi$

$$F_i = F_{max} \text{Sin}(\theta_i) \quad (14)$$

Aplicando el teorema del seno en el triángulo  $\sphericalangle OPOi$  y considerando que el par de salida se distribuye entre el número de coronas cicloidales

$$\text{Sin}(\theta_i) = \frac{Rz}{OiP} = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2 \lambda \text{Cos}(\theta_{bi})}} \quad (15)$$

$$F_{max} = \frac{4T_g}{\lambda Z3 Rz} = \frac{2,2T_V}{\lambda Z3 Rz} \quad (16)$$

Donde  $T_v$  es el par de salida del reductor.

### Tensiones de Hertz

Uno de los principales fallos de las ruedas dentadas es el fallo por *pitting*. Un fenómeno en el que, por las tensiones de contacto, la superficie se ve dañada. Por consiguiente, para el correcto diseño del engranaje se ha dimensionar de tal manera que se reduzcan las tensiones de contacto hasta cumplir con un criterio de fallo. Habitualmente el modelado de las tensiones de contacto se basa en la formulación de Hertz (20) aplicando coeficientes correctores ensayados empíricamente.

Dada la novedad de esta tecnología, no se cuenta con un código o una serie de normativas donde se expresen los coeficientes correctores previamente mencionados. Es por esto que el estudio de presiones de contacto sigue únicamente la formulación de Hertz como es expresada en [2], asimilando el problema a el contacto entre dos cilindros elásticos y paralelos como se ve en la Ilustración 18.

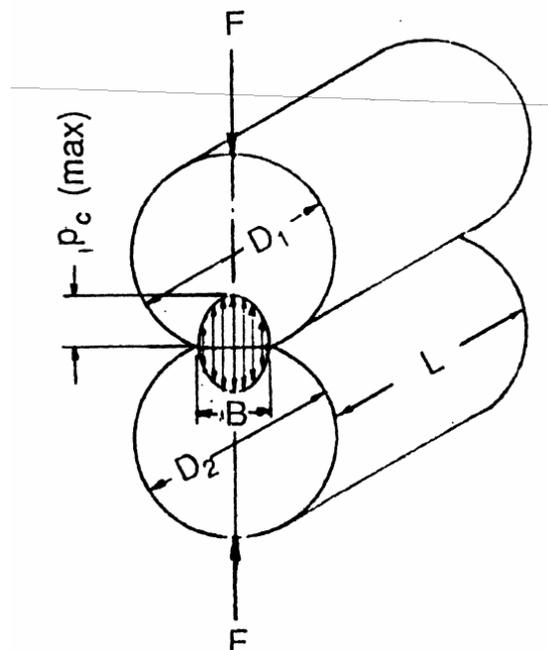


Ilustración 18: Tensiones de contacto entre dos cilindros elásticos paralelos. Fuente: [3]

Según esta teoría, se puede modelar la presión normal máxima que experimentan dos cilindros elásticos paralelos cuando se les aplica una fuerza en dirección perpendicular mediante la siguiente expresión:

$$P_{C_{max}} = \sqrt{\frac{E^* F}{\pi L R^*}} \quad (17)$$

$$R^* = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (18)$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (19)$$

Donde F es la fuerza aplicada, L la longitud de contacto, E1 y E2 el módulo de Young de los materiales en contacto,  $\nu_1$  y  $\nu_2$  el coeficiente de poisson de los materiales en contacto y  $R_1$  y  $R_2$  los radios de curvatura de los cilindros en contacto.

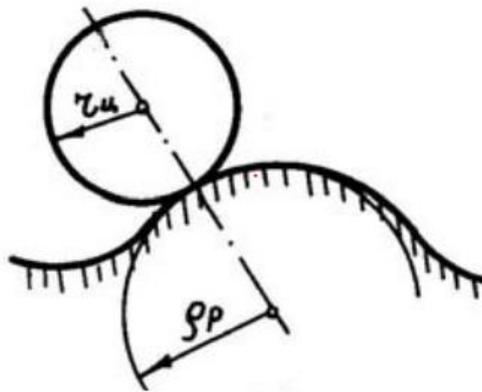


Ilustración 19: Esquema de contacto para engranajes cicloidales

Para aplicar la teoría descrita, se aproxima el perfil de trabajo del engranaje cicloidal a un cilindro de radio igual al radio de curvatura en el punto de estudio (véase Ilustración 19). Según la teoría de cálculo diferencial [4], toda curva paramétrica definida por ecuaciones del tipo  $x = x(t)$ ,  $y = y(t)$  tiene un radio de curvatura definido por la siguiente expresión:

$$\frac{1}{R(t)} = \frac{\|x'y'' - y'x''\|}{((x')^2 + (y')^2)^{\frac{3}{2}}} \quad (20)$$

Donde  $x'$ ,  $x''$ ,  $y'$  e  $y''$  representa la primera y segunda derivada de la función paramétrica de x e y respectivamente.

El radio de curvatura dependerá entonces del parámetro (t) y por consiguiente del punto de estudio. Conocidos los puntos de contacto, y dada la complejidad no linealidad de la ecuación, se emplea un cálculo numérico para determinar el parámetro (t) de la ecuación (6) tal que se cumpla la siguiente igualdad:

$$\begin{aligned} t \setminus X(t) &= \vec{K}_x \\ t \setminus Y(t) &= \vec{K}_y \end{aligned} \quad (21)$$

Conocido ( $t$ ) para el punto de contacto, se calcula el radio de curvatura (20) y posteriormente la tensión de contacto (17) en dicho punto. Como se mencionó en 0, se aplica un criterio de fallo de contacto para el dimensionado del ancho del engranaje cicloidal con factor de seguridad ( $X$ ).

$$\left(\frac{Sh}{Pc_{max}}\right)^2 \geq X \quad (22)$$

Donde  $Sh$  es la tensión de contacto admisible del material.

### 3 ESTUDIO CINEMÁTICO DE LA SOLUCIÓN

Como puede verse en la Ilustración 3 el reductor contara con un eje de entrada conectado a la etapa planetaria y un eje de salida que rotara a la velocidad del portaplanetas. Dicho esto, se procede a hacer un estudio de la cinemática del sistema de manera análoga a el estudio típico de un reductor planetario. En la Ilustración 22 se presenta el esquema cinemático del sistema.



Ilustración 20: Renderizado RV320E. Fuente: Nabtesco Precision Europe GmbH

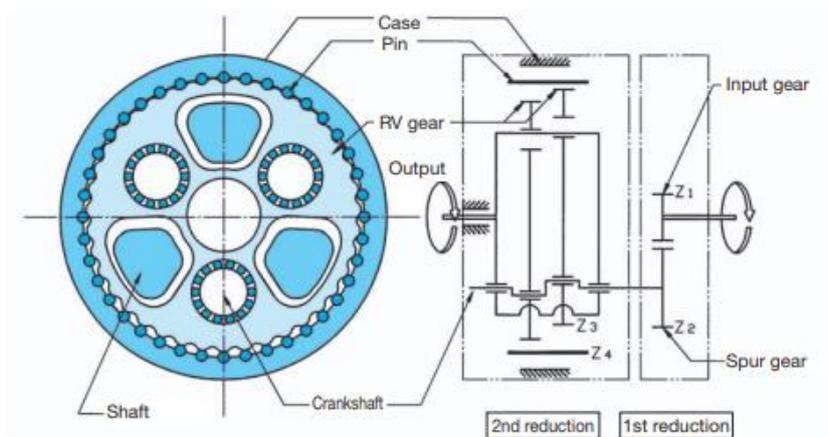


Ilustración 21: Elementos del RV 320E. Fuente: Nabtesco Precision Europe GmbH

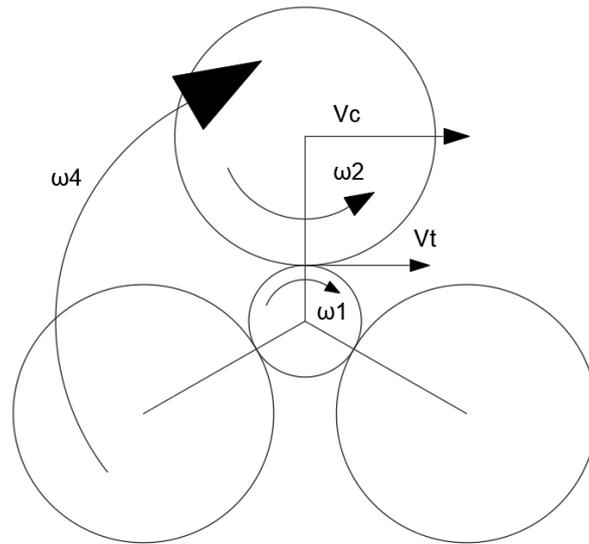


Ilustración 22: Esquema cinemático

Igualando la ecuación de velocidad tangencial ( $V_t$ ) respecto a la rueda 1 y 2 se obtiene:

$$r_1 \omega_1 = V_c - \omega_2 r_2 \quad (23)$$

La velocidad tangencial de portaplanetas ( $V_c$ ) se define como:

$$V_c = \omega_4 (r_2 + r_1) \quad (24)$$

Sabiendo que la velocidad de giro del portaplanetas está restringida por la condición de engrane de la etapa cicloidal, se impone la restricción cinemática (25), se sustituye  $r_i$  por  $Z_i$  y se resuelve para  $\omega_1 / \omega_4$ . Se obtiene así la relación de transmisión del sistema (26).

$$\omega_4 = -\omega_2 Z_3 \quad (25)$$

$$I = \frac{\omega_1}{\omega_4} = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} (1 + Z_3) = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} Z_4 \quad (26)$$

Donde  $Z_1$  y  $Z_2$  representa el número de dientes del eje de entrada y eje intermedio respectivamente y  $Z_4$  el número de pines de la corona exterior.

## 4 DIMENSIONADO DE ENGRANAJES EVOLVENTES

Como se menciona en la memoria, el dimensionado de los engranajes de perfil evolvente que componen la primera etapa se realiza siguiendo las indicaciones expuestas en las partes 1, 2 y 3 de la norma ISO 6336. El proceso de diseño es un proceso iterativo donde se cada parámetro es dependiente de los demás.

### 4.1 Datos iniciales

Tabla 27: Datos iniciales

Definición	Parámetro	Valor	Unidades
Factor de reducción	$i$	$171 \pm 2\%$	
Velocidad de giro	$\omega_1$	3.000	rpm
Potencia den el eje de entrada	P1	4.920	W

Puesto que el reductor consta de dos etapas, se parte de una suposición de la etapa cicloidal. Esto permite obtener mediante la ecuación de relación de transmisión general del sistema los requerimientos de la etapa planetaria y acota sus dimensiones máximas.

Tabla 28: Parámetros de la etapa cicloidal

Definición	Parámetro	Valor	Unidades
Módulo	$m_c$	6	mm
Coefficiente de acortamiento	$x$	0,3	
Número de dientes cicloidal	$Z_3$	39	
Relación de transmisión de etapa cicloidal	$i_c$	39	
Número de pines exteriores	$Z_4$	40	
Radio de distribución de pines	$R_z$	120	mm
Amplitud de acortamiento	$\lambda$	0,7	
Excentricidad	$e$	2,1	mm
Radio de los pines de la corona exterior	$r_z$	6	mm

Despejando de la ecuación (26)

$$I = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} Z_4 \rightarrow \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{I - 1}{Z_4} = 4,25 \quad (27)$$

### 4.2 Estimación del tamaño mínimo de engranajes

Para lograr un diseño más compacto se exige que el piñón de la primera etapa sea los más pequeño posible. Sin embargo, el diámetro de los engranajes está limitado por el diámetro del eje al que este acoplado por lo que se procede a calcular el diámetro mínimo que ha de tener cada eje.

#### 4.2.1 Cálculo previo: diseño de tamaño mínimo del eje por rigidez torsional

Conocido el valor nominal de relación de transmisión de cada etapa se plantea un análisis de potencia para determinar el par al que está sometido cada eje y posteriormente un análisis de deformación torsional.

La deformación torsional por unidad de longitud se calcula como:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32 T}{\pi d^4 G} \quad (28)$$

Donde T es el momento torsor d el diámetro de la sección y G la rigidez torsional del material.

Se aplican dos criterios de diseño se deben cumplir simultáneamente para considerarse valido el diámetro escogido:

- $\frac{\theta}{L} \leq 1,5^\circ/m$
- $\frac{\theta}{20d} \leq 1^\circ/m$

Tabla 29: Predimensionado por deformación torsional

Eje	$\omega(\text{rpm})$	T (N·m)	$\theta/L_{\text{max}}$ (mm)	$\theta/20 d$ (mm)	$d_{\text{elegido}}(\text{mm})$
Entrada (1)	3.000,00	15,72	16,58	13,13	20
Intermedio (2)	705,88	22,28	18,09	14,75	20
Salida (4)	17,54	2.688,89	59,95	72,90	-

#### 4.2.2 Compatibilidad entre las dos etapas

Sabiendo el diámetro del eje, se aplican las expresiones definidas en la norma ISO 6336-3 para el cálculo del diámetro primitivo mínimo que ha de tener el engranaje para no debilitarse por falta de espesor entre el fondo del diente y el eje. Para lograr un diseño más compacto, se opta por tallar el piñón directamente en el eje de entrada, siendo la formulación de diámetro primitivo mínimo la siguiente:

$$d_1 \geq d_{eje} + 2,5 m_n + 2 mm \quad (29)$$

Donde  $m_n$  es el módulo normal del engranaje

Se emplea una hoja de cálculo Excel para calcular el número de dientes necesarios en el piñón para cumplir la inecuación(29) . El estudio se limita a engranajes de ángulo tangente ( $\alpha_T$ ) 20º y dientes rectos. Para elegir el módulo más adecuado para la etapa se aplican los siguientes criterios de diseño:

- La combinación  $z_1 z_2$  no ha de generar interferencia ( $Z_2 \leq Z_{2max}$ )

Tabla 30: Interferencia de dientes rectos

Z1	Z2max
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1.309

- El número de dientes de la rueda ( $z_2$ ) no ha de ser excesivo ( $Z_2 \leq 100$ )
- El número de dientes del piñón ha de ser mayor a un mínimo ( $Z_2 \leq 12$ )

- Las dimensiones de la etapa planetaria han de ser inferiores a las de la etapa cicloidal ( $r_1 + d_2 \leq Rz$ )
- La relación de transmisión obtenida debe estar contenida en el intervalo de aceptación (Tabla 32).

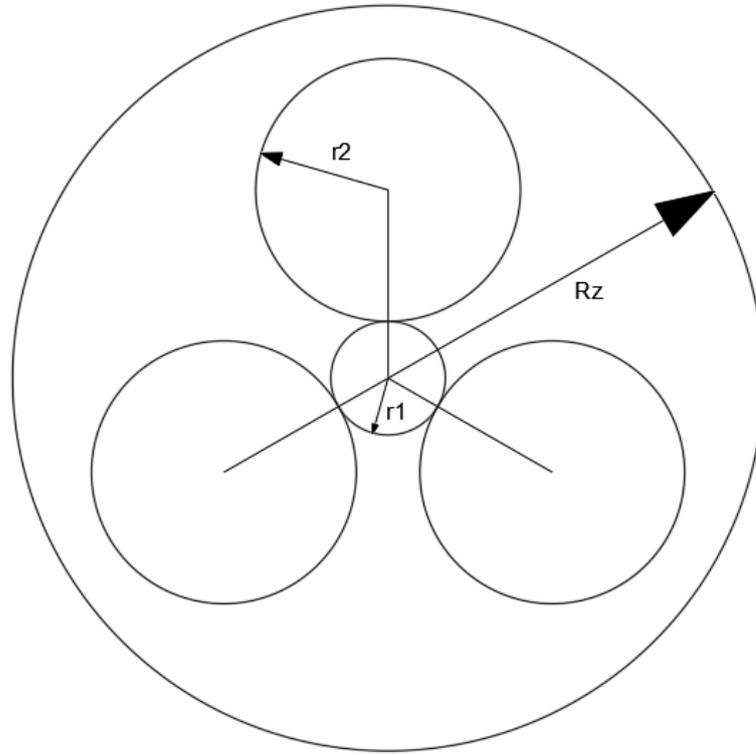


Ilustración 23: Limitación geométrica

Tabla 31: Estudio de compatibilidad

Dimensionado del piñón (tallado)

m	d <sub>piñón</sub> *	z <sub>1</sub>	z <sub>2</sub>	i <sub>real</sub>	Dc (mm)	Interferencia	Sobresale	¿Vale?
0,5	19,83	40	170	4,25	52,5	FALSO	FALSO	MUCHOS D
0,6	20,08	34	145	4,26	53,7	FALSO	FALSO	MUCHOS D
0,8	20,58	26	111	4,27	54,8	FALSO	FALSO	MUCHOS D
1	21,08	22	94	4,27	58,0	FALSO	FALSO	VALE
1,25	21,70	18	77	4,28	59,4	FALSO	FALSO	VALE
1,5	22,33	15	64	4,27	59,3	VERDADERO	FALSO	INTERFERENCIA
2	23,58	12	51	4,25	63,0	VERDADERO	FALSO	INTERFERENCIA
2,5	24,83	10	43	4,30	66,3	FALSO	FALSO	POCOS D

Nótese que existen dos configuraciones que cumplen todos los criterios mencionados. Se selecciona el módulo 1,25 ya que, al no compartir 77 y 18 divisores comunes, se aumenta la vida útil de los engranajes.

Tabla 32: Relación de transmisión resultante

i <sub>min</sub>	i	i <sub>max</sub>
167,6	172,1	174,4

### 4.3 Comprobación de resistencia

Habiendo seleccionado un conjunto piñón – rueda se procede a la comprobación por tensión y dimensionado del ancho del engranaje siguiendo el procedimiento expuesto en la ISO 6336. Para realizar una estimación del ancho que tendrán los dientes de los engranajes, es necesario conocer la viscosidad cinemática del lubricante utilizado y las características del material de las ruedas dentadas. Dicho esto, se preselecciona el material y lubricante y se procede a realizar los cálculos pertinentes.

Para ambos engranajes se elige el acero C45 como material. A ambos componentes se les aplica un tratamiento superficial de endurecimiento por inducción para mejorar las prestaciones a tensión de contacto. En la Tabla 33 se exponen los parámetros del material empleado.

Tabla 33: Propiedades de material C45 endurecido

C45 (temple por inducción)			
	Parámetro	Valor	Unidades
Módulo elástico	E	206	MPa
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,3	
Densidad	$\rho$	7.800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de rotura	Su	590	MPa
Límite elástico	Sy	280	MPa
Dureza superficial	HB	>500	
Tensión de contacto a vida infinita	S <sub>HL</sub>	1.152,5	MPa
Tensión a flexión límite del engranaje de referencia	S <sub>FL</sub>	359,0	MPa

Según la norma ISO 3448 se clasifican los aceites industriales según su viscosidad cinemática. Para determinar la anchura de un engranaje es necesario conocer su viscosidad cinemática a 40°C. Siguiendo las recomendaciones de la industria, se preselecciona el ISO VG 680 como lubricante de la etapa y posteriormente se comprueba que este sea válido para la aplicación.

#### 4.3.1 Cálculo de tensión límite

En primer lugar, se calcula la resistencia superficial ( $S_{HP}$ ) y que se trata de la tensión de contacto máxima admisible para una probabilidad del fallo del 1%. Viene dada por la siguiente expresión:

$$S_{HP} = S_{HL} Z_N Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X \quad (30)$$

Donde  $S_{HL}$  es la tensión límite de contacto del material a vida infinita;  $Z_N$  el coeficiente de duración;  $Z_L$  el coeficiente de viscosidad del lubricante;  $Z_R$  el coeficiente de rugosidad;  $Z_V$  el coeficiente de velocidad;  $Z_W$  el coeficiente de dureza y  $Z_X$  el coeficiente de tamaño.

Tabla 34: Resistencia superficial

Parámetro	Valor	Unidades
$S_{HL}$	1.152,5	MPa
$Z_N$	1,000	
$Z_{L1}$	1,106	
$Z_{V1}$	0,971	
$Z_{R1}$	0,985	
$Z_W$	1	
$S_{HP1}$	1.218,94	MPa

Adicionalmente se calcula la resistencia a rotura por flexión ( $S_{FP}$ ) según la siguiente expresión:

$$S_{FP} = S_{FL} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta rT} Y_{RrT} Y_X \quad (31)$$

Donde  $S_{FL}$  es la tensión a flexión límite del engranaje de referencia para  $3 \cdot 10^3$  ciclos de carga;  $Y_{ST}$  el coeficiente de concentración de tensiones;  $Y_{NT}$  coeficiente de duración;  $Y_{\delta rT}$  el coeficiente de sensibilidad a la entalla;  $Y_{RrT}$  coeficiente de rugosidad relativa y  $Y_X$  el coeficiente de tamaño.

Tabla 35: Tensión a flexión límite

Parámetro	Valor	Unidades
$S_{FL}$	359,0	MPa
$Y_{NT}$	1,000	
$Y_{ST}$	2,000	
$Y_{\delta rT1}$	0,841	
$Y_{RrT1}$	1,076	
$Y_{X1}$	1,000	
$S_{FP1}$	649,54	MPa

#### 4.3.2 Cálculo del ancho del diente

Para determinar el ancho del diente se realiza un cálculo iterativo tomando en consideración los dos criterios de fallo expresados en la ISO 6336, el fallo por tensión superficial (ecuaciones (33) y (34)) y el fallo catastrófico por flexión ((35) y (36)). Para este cálculo es necesario conocer las fuerzas aplicadas en los puntos de engrane. Dado que el piñón de la etapa planetaria engrana simultáneamente con tres ruedas dentadas, se supone que la fuerza tangencial se distribuye equitativamente entre los tres puntos de contacto.

$$F_t = \frac{T_1}{d_1} \frac{1}{3} = 465,91 \text{ N} \quad (32)$$

### Tensión superficial

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\delta Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} \frac{1+i}{i}} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (33)$$

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H}\right)^2 \quad (34)$$

Donde ZH es el coeficiente geométrico; ZE el coeficiente elástico; Zδ el coeficiente de conducción; Zβ el coeficiente de ángulo de hélice; KA el coeficiente de aplicación; Kv el coeficiente dinámico; KHβ el coeficiente de distribución de cargas longitudinal; KHα el coeficiente de distribución de cargas transversal; d1 el diámetro primitivo del piñón; Ft la fuerza tangencial y b el ancho del diente.

### Fallo por flexión

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} Y_{F\alpha} Y_\delta Y_{S\alpha} Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (35)$$

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad (36)$$

Donde YFα es el coeficiente de forma; Yδ el coeficiente de conducción; Ysα el coeficiente de concentración de tensiones; Yβ el factor de inclinación; KA el coeficiente de aplicación; Kv el coeficiente dinámico; KFβ el coeficiente de distribución de cargas longitudinal; KFα el coeficiente de distribución de cargas transversal y mn el módulo normal del engranaje.

Habiendo definido los datos iniciales (Tabla 36) necesarios para el cálculo de los coeficientes de (33), se procede a hacer el cálculo iterativo (Tabla 37).

Tabla 36: Datos iniciales

Datos iniciales			
	Parámetro	Valor	Unidades
Coeficiente de seguridad objetivo	X	2	
Calidad ISO del tallado	Q <sub>iso</sub>	6	
Coeficiente de aplicación	KA	1,5	
Modelo de ajuste	Ajuste	a	
Fuerza tangencial	F <sub>T</sub>	465,91	N
Velocidad tangencial	V <sub>T</sub>	3,53	m/s

Tabla 37: Iteraciones ancho del piñón

bH0	KHβ	KA F <sub>T</sub> /b	Kv	σ (MPa)	X <sub>H</sub>	bH
22,50	1,357	31,06	1,193	692,2	3,1	14,51
14,51	1,203	48,16	1,193	811,4	2,3	12,86
12,86	1,179	54,34	1,193	853,4	2,0	12,61
12,61	1,176	55,44	1,193	860,7	2,0	12,57
12,57	1,175	55,60	1,193	861,7	2,0	12,56
13,00	1,181	53,76	1,193	849,4	2,1	

Para facilitar la etapa de diseño, se redondea el ancho del engranaje al múltiplo entero inmediatamente superior.

Habiendo obtenido un ancho de diente satisfactorio según (33) y (34), se procede a comprobar mediante (35) y (36) si la solución cumple con la siguiente inecuación:

$$X_F \geq X_H \geq X \quad (37)$$

Tabla 38: Comprobación fallo por flexión

b	N <sub>F</sub>	K <sub>Fβ</sub>	Y <sub>β</sub>	σ <sub>F</sub> piñón	σ <sub>F</sub> rueda	X <sub>F</sub>
13,00	0,7917	0,904	1,00	156,33	140,42	<b>4,15</b>

Vistos los resultados, se da por buena la solución al cumplir con el criterio expresado por (37)

#### 4.4 Comprobación del lubricante

Se comprueba la validez del lubricante para esta aplicación mediante el método empírico “United”. Se considera válido el lubricante seleccionado si la viscosidad de este es superior a la viscosidad calculada mediante la ecuación (38). En caso contrario habrá que seleccionar otro.

Se calcula la tensión de Hertz en el punto primitivo

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i + 1}{i} \cdot K_A \quad (38)$$

Donde K<sub>A</sub> es el coeficiente de aplicación; F<sub>T</sub> la fuerza tangencial; i la relación de transmisión; b el ancho del engranaje en mm; d<sub>1</sub> el diámetro primitivo del piñón en mm.

De cumplirse las siguientes condiciones:

- Temperatura ambiente ∈ [10,25] °C
- $2,5 \cdot 10^{-3} \leq \frac{K}{V_T} \leq 20$

Se calcula la viscosidad mínima mediante la siguiente ecuación:

$$\log(v_{38}) = -0,028 \left( \log \left( \frac{K}{V_T} \right) \right)^3 - 0,025 \left( \log \left( \frac{K}{V_T} \right) \right)^2 + 0,46 \left( \log \left( \frac{K}{V_T} \right) \right) + 2,593 \quad (39)$$

Donde v<sub>38</sub> es la viscosidad mínima teórica a 38°C en mm/s y V<sub>T</sub> la velocidad tangencial en m/s.

Siguiendo las indicaciones del método, “Para temperatura ambiente superior a 25°C, se aumenta la viscosidad un 10% por cada tramo de 2,5 °C de incremento”. De este modo y considerando que el reductor ha de operar en un ambiente industrial que suele alcanzar los 40°C, se aplica la corrección pertinente.

$$\frac{40^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}}{2,5^\circ\text{C}} = 6 \text{ tramos de } 2,5^\circ\text{C} \quad (40)$$

Tabla 39: Comprobación del lubricante

FT (N)	b(mm)	d1(mm)	i	KA	VT(m/s)	K	LOG v 38	v 38 teo (mm/s)	v 38 corr (mm/s)
465,9	13,0	22,5	4,3	1,5	3,5	2,9	2,6	360,3	638,2

Obtenemos que 638.2 mm/s<sup>2</sup> < 680 mm/s<sup>2</sup>, por lo que el aceite inicialmente escogido “ISO VG 680” es ideal y cumple los requisitos del método United.

A continuación, se presenta una tabla resumiendo todas las dimensiones de la primera etapa.

Tabla 40: Resumen dimensiones primera etapa

Definición	Parámetro	Valor	Unidades
Módulo	$m_p$	1,25	mm
Ángulo de presión	$\alpha$	20	$^{\circ}$
Número de dientes piñón	Z1	18	
Número de pines exteriores	Z2	77	
Ancho del diente	b	13	mm
Distancia entre ejes	Dc	59,375	mm

## 5 DIMENSIONADO DE ENGRANAJE CICLOIDAL

Para el dimensionado de engranajes cicloidales no se tiene una normativa como es el caso de los engranajes de perfil evolvente y la ISO 6336. Sin embargo, estudios proponen el uso de una metodología similar al cálculo de tensiones de contacto de Hertz para el dimensionado del acho de la corona cicloidal.

Para la formulación de Hertz se ha de conocer las características de los elementos en contacto. Dicho esto, tanto para la corona como para los pines se elige el acero C45 como material. A ambos componentes se les aplica un tratamiento de endurecimiento superficial de inducción para mejorar las prestaciones a tensión de contacto (véase Tabla 33).

Conocidas las características de la primera etapa y empleado la ecuación (27), se calculan las sollicitaciones que experimenta la corona cicloidal en términos de par y velocidad.

Tabla 41: Corrección condiciones de salida

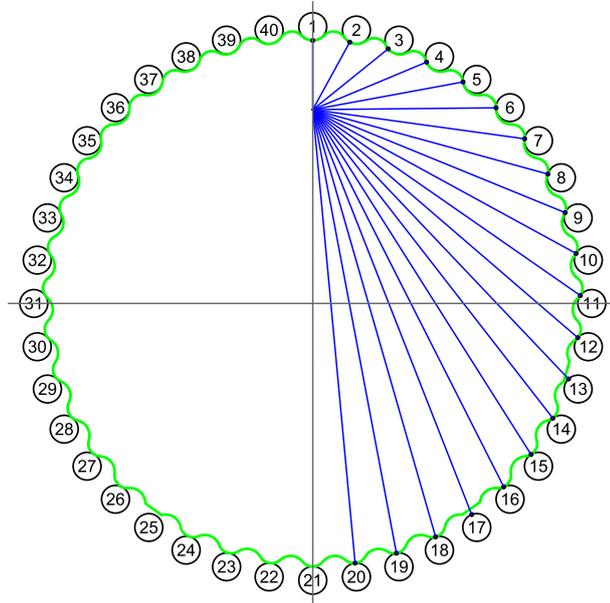
Definición	Parámetro	Valor	Unidades
Par de salida	T4	2.706,36	N·m
Velocidad de giro	$\omega_4$	17,54	rpm

### 5.1 Cálculo del lugar geométrico de los puntos de contacto

Se emplea la ecuación (13) para determinar la ubicación de los puntos de contacto y se resuelve numéricamente para obtener el parámetro  $t$  de la curva en ese punto.

Tabla 42: Puntos de contacto

Pin	X [mm]	Y [mm]	t
1	0,00	111,90	0,00
2	15,91	111,15	0,16
3	32,43	108,24	0,31
4	48,95	102,49	0,47
5	64,63	93,89	0,63
6	78,85	82,69	0,79
7	91,14	69,26	0,94
8	101,14	53,98	1,10
9	108,58	37,26	1,26
10	113,27	19,57	1,41
11	115,08	1,34	1,57
12	113,99	-16,94	1,73
13	110,01	-34,82	1,88
14	103,25	-51,83	2,04
15	93,89	-67,55	2,20
16	82,16	-81,59	2,36
17	68,36	-93,59	2,51
18	52,83	-103,25	2,67
19	35,98	-110,33	2,83
20	18,22	-114,65	2,98
21	0,00	-116,10	3,14



## 5.2 Cálculo de fuerzas

Se emplea las ecuaciones (14), (15) y (16) para determinar las fuerzas de contacto aplicadas en cada punto (Tabla 43). Posteriormente se calcula la magnitud y dirección de la fuerza total resultante (Tabla 44).

Tabla 43: Fuerzas de contacto

Pin	F [N]	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]
1	0,00	0,00	0,00
2	789,28	-377,05	-693,40
3	1.282,36	-995,29	-808,61
4	1.522,94	-1.403,75	-590,60
5	1.624,53	-1.597,29	-296,25
6	1.652,15	-1.652,07	-16,60
7	1.636,57	-1.621,05	224,85
8	1.592,64	-1.535,20	423,87
9	1.528,14	-1.413,37	581,04
10	1.447,51	-1.268,15	697,91
11	1.353,56	-1.108,88	776,22
12	1.248,30	-943,12	817,79
13	1.133,26	-777,30	824,67
14	1.009,75	-617,10	799,24
15	878,92	-467,55	744,25
16	741,88	-333,12	662,89
17	599,68	-217,66	558,79
18	453,37	-124,40	435,96
19	303,96	-55,92	298,77
20	152,49	-14,07	151,84
21	0,00	0,00	0,00

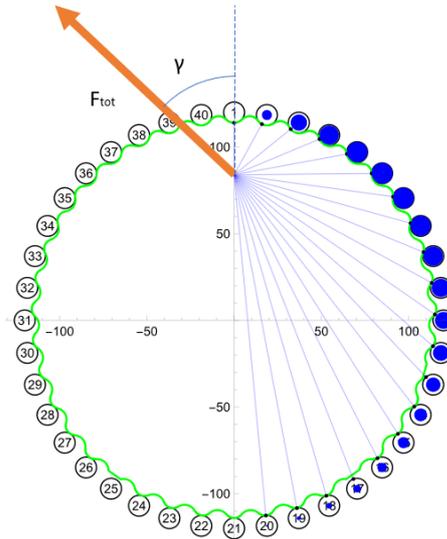


Tabla 44: Fuerza total resultante de la etapa cicloidal

F (N)	$\gamma$ (°)
17.443,2	71,3

### 5.3 Dimensionado del ancho

Mediante la formulación de Hertz y aplicando un criterio de fallo por tensión superficial se dimensiona el ancho del engranaje. Se exige que el ancho del disco este comprendido entre 0,1 Rz y 0,2 Rz y cuente con un factor de seguridad superior a 2 según (34).

Despejando de la ecuación (22) obtenemos la ecuación (41).

$$B \geq \frac{X \frac{E^* F}{\pi R^*}}{S_{HL}^2} \quad (41)$$

Mediante la Tabla 45 se haya el punto de máxima tensión (máxima F / R\*) para emplear la ecuación (41) para dimensionar el ancho de la corona. En la Tabla 46 se presentan los resultados obtenidos.

Tabla 45: Cálculo de Hertz

Pin	F [N]	t	R eq [mm]	R* [mm]	F / R*
1	0,00	0,00	6,4	3,1	0,0
2	789,28	0,16	6,5	3,1	252,2
3	1.282,36	0,31	7,1	3,3	393,6
4	1.522,94	0,47	8,9	3,6	425,3
5	1.624,53	0,63	15,8	4,3	373,6
6	1.652,15	0,79	132,7	5,7	287,8
7	1.636,57	0,94	11,5	3,9	414,7
8	1.592,64	1,10	6,5	3,1	509,8
9	1.528,14	1,26	5,1	2,8	553,0
10	1.447,51	1,41	4,7	2,6	551,0
11	1.353,56	1,57	4,6	2,6	520,2
12	1.248,30	1,73	4,7	2,6	474,5
13	1.133,26	1,88	4,9	2,7	422,3
14	1.009,75	2,04	5,1	2,7	367,9
15	878,92	2,20	5,3	2,8	313,4
16	741,88	2,36	5,5	2,9	259,5
17	599,68	2,51	5,6	2,9	206,4
18	453,37	2,67	5,8	2,9	154,1
19	303,96	2,83	5,9	3,0	102,4
20	152,49	2,98	5,9	3,0	51,1
21	0,00	3,14	6,0	3,0	0,0

Tabla 46: Dimensionado ancho de cicloide

<b>Bmax [mm]</b>	24
<b>Bmin [mm]</b>	12
<b>B [mm]</b>	16,47
<b>Round(B) [mm]</b>	17
<b>σhmax [MPa]</b>	802,10
<b>X</b>	2,06

A continuación, se presenta una tabla resumiendo todas las dimensiones de la etapa cicloidal.

Tabla 47: Resumen etapa cicloidal

Definición	Parámetro	Valor	Unidades
Módulo	$m_c$	6	mm
Coefficiente de acortamiento	$x$	0,3	
Número de dientes de la corona cicloidal	$Z_3$	39	
Relación de transmisión de etapa cicloidal	$i_c$	39	
Número de pines exteriores	$Z_4$	40	
Radio de distribución de pines	$R_z$	120	mm
Amplitud de acortamiento	$\lambda$	0,7	
Excentricidad	$e$	2,1	mm
Radio de los pines de la corona exterior	$r_z$	6	mm
Ancho del disco	$B$	17	
Coefficiente de seguridad	$X$	2,06	

## 6 ESFUERZOS SOBRE LOS EJES

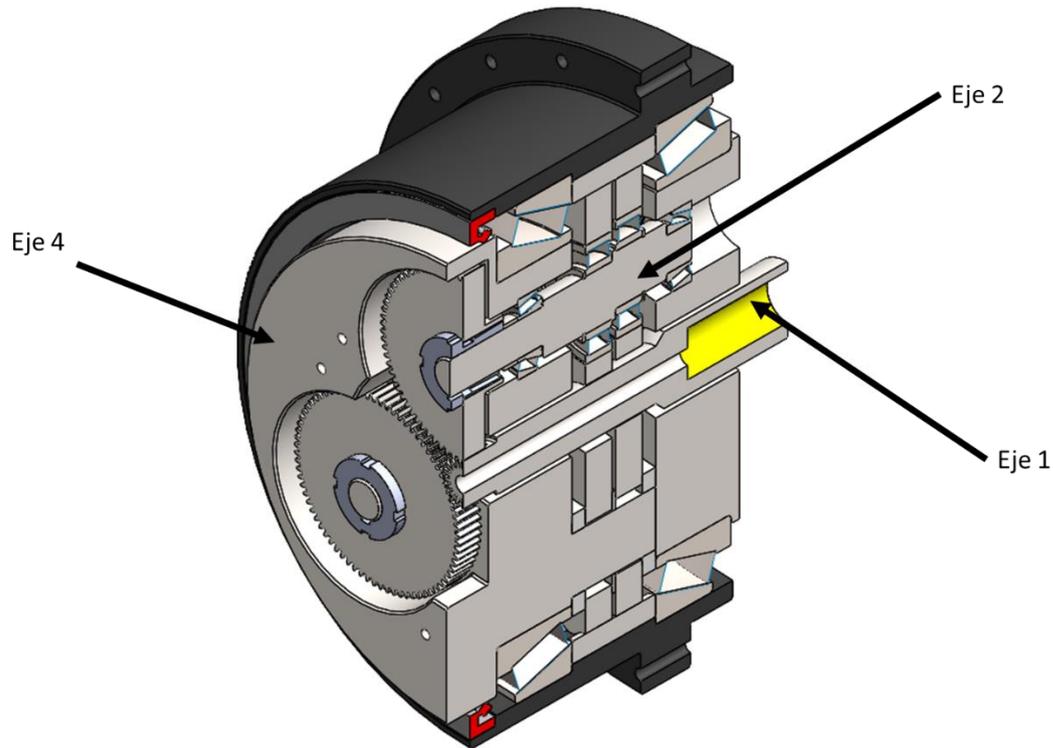


Ilustración 24: Esquema constructivo del reductor

Las fuerzas ejercidas por los engranajes, tanto cicloidales como evolventes, se transmiten al eje al que estén acoplados generando así una serie de sollicitaciones. Estas fuerzas transmitidas están contenidas en dos planos perpendiculares entre sí como se puede ver en la Ilustración 26: DSL eje 2.

Dadas las características constructivas del reductor, se limita a el estudio del eje 2. El eje 1 no está sometido a esfuerzos en los planos mencionados ya que las fuerzas radiales que aplican los engranajes planetarios se cancelan entre sí.

### 6.1 Fuerzas aplicadas

#### 6.1.1 Etapa planetaria

Las fuerzas que aparecerán en los engranajes como resultado de la transmisión de potencia se calcularán para el caso más desfavorable posible. En el caso de nuestro reductor es caso más desfavorable es en el que el motor suministra la potencia máxima a una velocidad de 3.000 rpm, resultando en un par de entrada igual a 15,72 N·m.

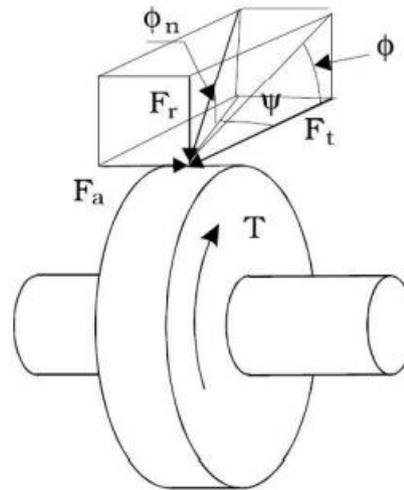


Ilustración 25: Fuerzas características de un engranaje

Como se muestra en la Ilustración 25: Fuerzas características de un engranaje, la fuerza que aparece en los engranajes tendrá siempre una componente tangencial ( $F_t$ ), una componente radial ( $F_r$ ) y una componente axial ( $F_a$ ) que dependen de la geometría de la rueda dentada y del par ( $T$ ) ejercido. Cabe hacer la acotación de que se usa una diferente formulación dependiendo de si se trata de engranajes evolventes o cicloidales aunque la idea permanece la misma.

En el caso de los engranajes evolventes, las tres componentes se calculan como:

$$F_T = \frac{T}{d/2} \quad (42)$$

$$F_r = F_T \cdot \tan \alpha_t \quad (43)$$

$$F_a = F_T \cdot \tan \beta \quad (44)$$

Donde  $d$  es el diámetro primitivo del engranaje,  $T$  el par en el eje,  $\alpha_t$  el ángulo de presión tangente y  $\beta$  el ángulo de inclinación de la hélice.

Con los datos de la Tabla 40, se calculan las fuerzas ejercidas sobre las ruedas (planetas) de la primera etapa. Estas fuerzas se transmitirán posteriormente a los ejes.

Tabla 48: Fuerzas primera etapa

T2 [N·m]	d2 [mm]	$\alpha$ [°]	$\beta$ [°]
22,28	96,25	20,00	0,00

Ft [N]	462,9
Fr [N]	168,5
Fa [N]	0,0

### 6.1.2 Etapa cicloidal

A continuación, se muestra el diagrama sólido libre del eje 2. De este se derivan las ecuaciones necesarias para la definición de la fuerza ejercida por el engrane cicloidal mediante un análisis estático del momento torsor (dirección z de la Ilustración 26: DSL eje 2).

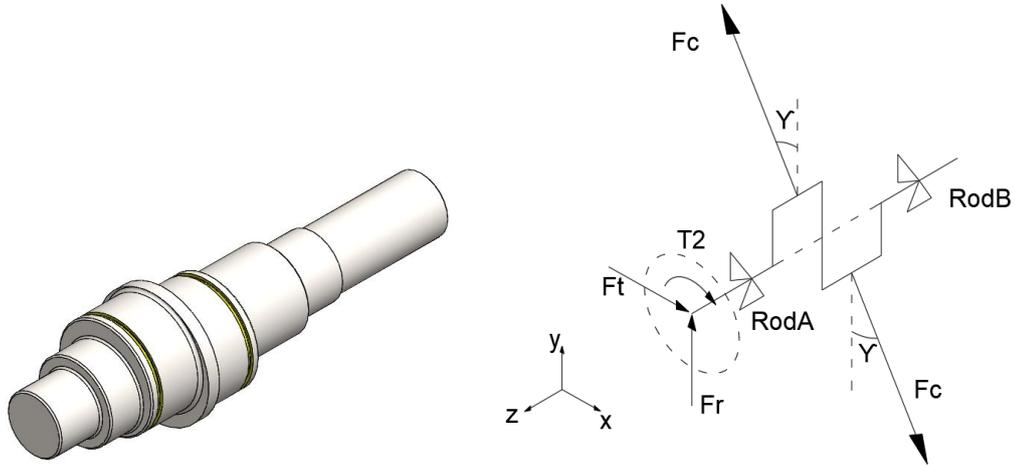


Ilustración 26: DSL eje 2

Si se derivan las ecuaciones de estática para el momento torsor (dirección z) se obtiene la siguiente ecuación:

$$T_2 = 2 \cdot F_c \cdot e \cdot \sin \gamma \quad (45)$$

Donde e es la excentricidad del disco cicloidal, Fc es la fuerza que ejerce la cicloide en el eje y  $\gamma$  el ángulo respecto al cigüeñal de la fuerza resultante calculada en el apartado 5.2. Nótese que en el apartado 5.2 se calcula también Fc. Sin embargo, en el método de cálculo de dicho apartado se mayoran las cargas ligeramente para el cálculo de tensiones por lo que no representa la verdadera magnitud de la fuerza a la que está sometida el eje.

### 6.1.3 Fuerzas exteriores

Para el diseño de un reductor se ha de tener en cuenta las fuerzas ejercidas por las máquinas acopladas a la entrada y salida del reductor. A priori, estos datos son desconocidos por lo que se recurre a una suposición para obtener valores aproximados.

En el caso del eje de entrada se supone la fuerza radial impuesta por el motor es igual a la fuerza necesaria para que, aplicada en la periferia del eje, genere el par del eje. Mientras que la fuerza axial, se supone que está representada un 20% de la fuerza radial antes calculada. Por otro lado, conociendo las características del robot IRB 4600 (máquina arrastrada) se hace una estimación más precisa de las cargas a las que está sometida el eje de salida.

Se sabe que el peso total del manipulador es de 445 kg y que es capaz de cargar 60 kg en el órgano terminal. A falta más información se supone que el 60% del peso del manipulador está comprendido en los eslabones posteriores al eje de rotación 2 (eje de estudio). Suponiendo que ese 60% está equitativamente distribuido y que los centros de gravedad se ubican según la Ilustración 27, se obtiene la fuerza cortante y el par flector que estos generan sobre el eje del reductor.

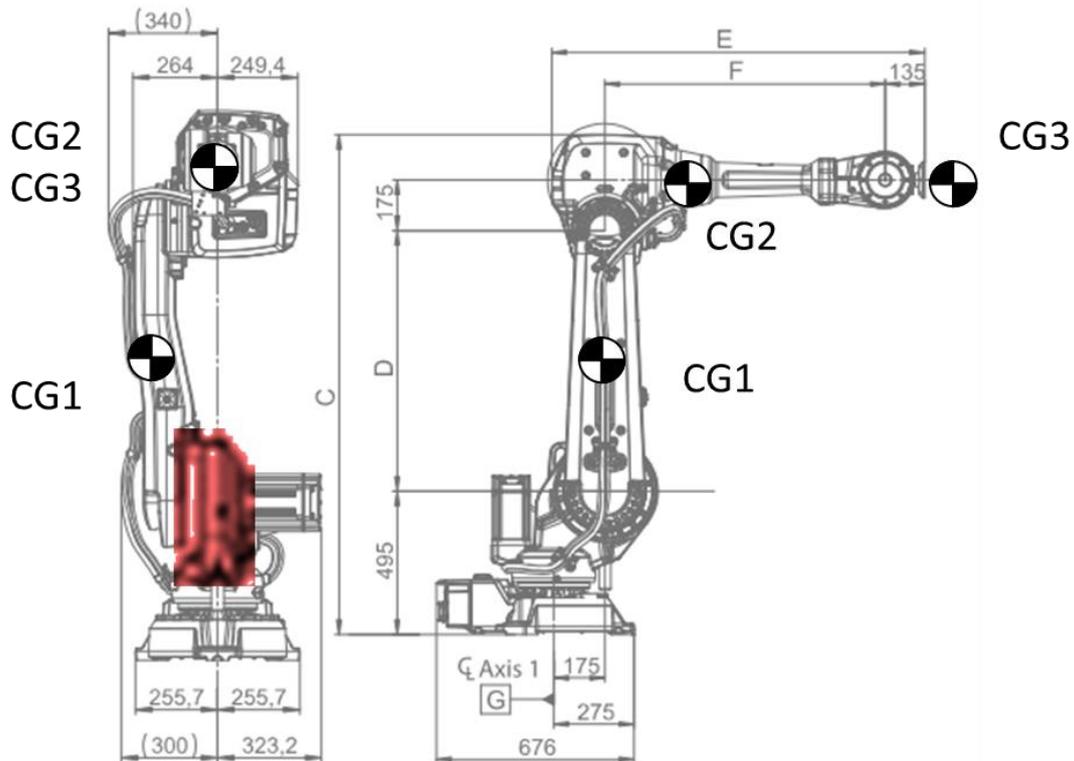


Ilustración 27: DCL IRB 4600. Fuente: Product manual - IRB 4600

Tabla 49: Fuerzas externas

	Eje de entrada	Eje de salida
Fuerza radia ( $F_r$ )	1.310,1 N	3.204,6 N
Fuerza axial ( $F_a$ )	262,1 N	
Momento flector ( $M_f$ )		334,5 N·m

## 6.2 Análisis a flexión

Analizando las proyecciones en el plano XZ y ZY de la Ilustración 26 se derivan las ecuaciones de momento flector para cada uno y se obtienen las reacciones en cada uno de los soportes. Al existir fuerzas en ambos planos, el cálculo de momento resultante será la suma vectorial de estos dos.

Este proceso se repite para los tres ejes intermedios dado que las proyecciones XZ y ZY de las fuerzas ejercidas por el engranaje planetario varían en función de la posición del eje respecto al sol (véase Ilustración 29 y Tabla 50). Cabe destacar que los ejes XYZ se definen de tal modo que el plano ZY contenga los ejes de la excentricidad.

Dada la geometría excéntrica del eje 2, se simplifica el modelo asumiendo una sección constante en la zona. Se supone una sección circular cuyo diámetro es igual a la menor distancia respecto al eje.

En la Ilustración 28 se muestra la geometría del eje y las cotas de las diferentes secciones que presenta. Se consideran secciones independientes aquellas donde exista un cambio de geometría o un cambio en las fuerzas aplicadas. De este modo las secciones 1 y 9 se consideran independientes por la aparición de las fuerzas de reacción en los apoyos y las secciones 5, 6 y 12 por las fuerzas que ejercen respectivamente las coronas cicloidales y la rueda de la primera etapa.

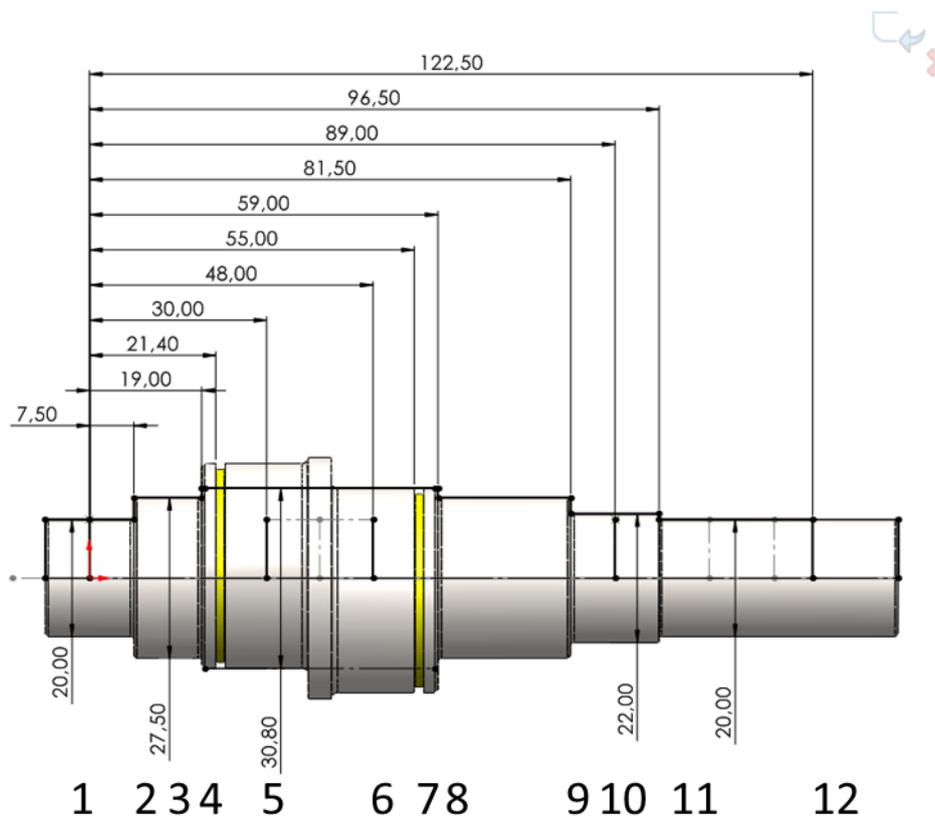


Ilustración 28: Eje 2 (detalle de excentricidad)

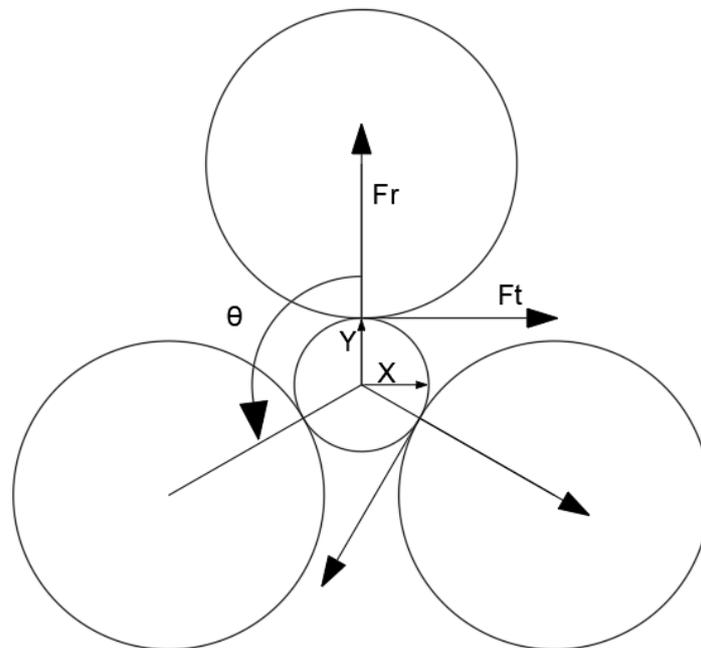


Ilustración 29: Diagrama de fuerzas ejercidas por la etapa planetaria

Tabla 50: Proyecciones de fuerzas radial y tangencial sobre los ejes X e Y

$\theta$ (°)	0,0	120,0	240,0
$F_x$ (N)	465,9	-379,8	-86,1
$F_y$ (N)	169,6	318,7	-488,3

#### Cálculo de momentos y obtención de reacciones

Conocidas las dimensiones del eje, se utiliza la hoja de cálculo proporcionada por el departamento de mecánica de la UPV para el cálculo de momentos flectores y reacciones en los apoyos para los tres casos de carga. Esta hoja de cálculo emplea el método del momento área, descrito en Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley y Mischke, Ed McGraw-Hill. Se plantean los tres casos de carga posibles (Tabla 51, Tabla 52 y Tabla 53) según la posición del eje respecto a el engranaje central (según  $\theta$  en la Ilustración 29).

Tabla 51: Caso de carga 1 (0°)

Sección (i)	Cotas de Secciones (mm)	Diámetro entre i e i+1 (mm)	XZ		YZ	
			Fuerza (N)	Momento (N·m)	Fuerza (N)	Momento (N·m)
1	0,00	20,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	7,50	27,50	0,00	0,00	0,00	0,00
3	19,00	30,80	0,00	0,00	0,00	0,00
4	21,40	30,80	0,00	0,00	0,00	0,00
5	30,00	30,80	5.303,90	0,00	-1.700,54	0,00
6	48,00	30,80	-5.303,90	0,00	1.700,54	0,00
7	55,00	30,80	0,00	0,00	0,00	0,00
8	59,00	27,50	0,00	0,00	0,00	0,00
9	81,50	22,00	0,00	0,00	0,00	0,00
10	89,00	22,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11	96,50	20,00	0,00	0,00	0,00	0,00
12	122,50	20,00	465,91	0,00	169,58	0,00

Tabla 52: Caso de carga 2 (120°)

Sección (i)	Cotas de Secciones (mm)	Diámetro entre i e i+1 (mm)	XZ		YZ	
			Fuerza (N)	Momento (N·m)	Fuerza (N)	Momento (N·m)
1	0,00	20,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	7,50	27,50	0,00	0,00	0,00	0,00
3	19,00	30,80	0,00	0,00	0,00	0,00
4	21,40	30,80	0,00	0,00	0,00	0,00
5	30,00	30,80	5.303,90	0,00	-1.700,54	0,00
6	48,00	30,80	-5.303,90	0,00	1.700,54	0,00
7	55,00	30,80	0,00	0,00	0,00	0,00
8	59,00	27,50	0,00	0,00	0,00	0,00
9	81,50	22,00	0,00	0,00	0,00	0,00
10	89,00	22,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11	96,50	20,00	0,00	0,00	0,00	0,00
12	122,50	20,00	-379,81	0,00	318,70	0,00

Tabla 53: Caso de carga 3 (240°)

Sección (i)	Cotas de Secciones (mm)	Diámetro entre i e i+1 (mm)	XZ		YZ	
			Fuerza (N)	Momento (N·m)	Fuerza (N)	Momento (N·m)
1	0,00	20,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	7,50	27,50	0,00	0,00	0,00	0,00
3	19,00	30,80	0,00	0,00	0,00	0,00
4	21,40	30,80	0,00	0,00	0,00	0,00
5	30,00	30,80	5.303,90	0,00	-1.700,54	0,00
6	48,00	30,80	-5.303,90	0,00	1.700,54	0,00
7	55,00	30,80	0,00	0,00	0,00	0,00
8	59,00	27,50	0,00	0,00	0,00	0,00
9	81,50	22,00	0,00	0,00	0,00	0,00
10	89,00	22,00	0,00	0,00	0,00	0,00
11	96,50	20,00	0,00	0,00	0,00	0,00
12	122,50	20,00	-86,10	0,00	-488,28	0,00

Obtenidas las reacciones en los apoyos para los tres casos de carga en los planos XZ y ZY, se calcula la reacción total (RA y RB) como la suma vectorial de los dos planos para cada apoyo. Adicionalmente se calcula la fuerza combinada de los tres casos de carga puesto que esta será la fuerza aplicada sobre el eje 4 (véase Tabla 54).

Tabla 54: Resultante en los apoyos

$\theta$ (°)	0	120	240	Total
RA X (N)	431,4	1.595,5	1.191,2	3.218,1
RB X (N)	-897,3	-1.215,7	-1.105,1	-3.218,1
RA Y (N)	-577,3	-782,6	328,1	-1.031,8
RB Y (N)	407,8	463,9	160,1	1.031,8
RA (N)	720,7	1.777,1	1.235,6	3.379,5
RB (N)	985,6	1.301,2	1.116,6	3.379,5

Obtenido el flector en el eje para los tres casos de carga en los planos XZ y ZY, se calcula el flector total como la suma vectorial de los dos planos (véase Ilustración 30).

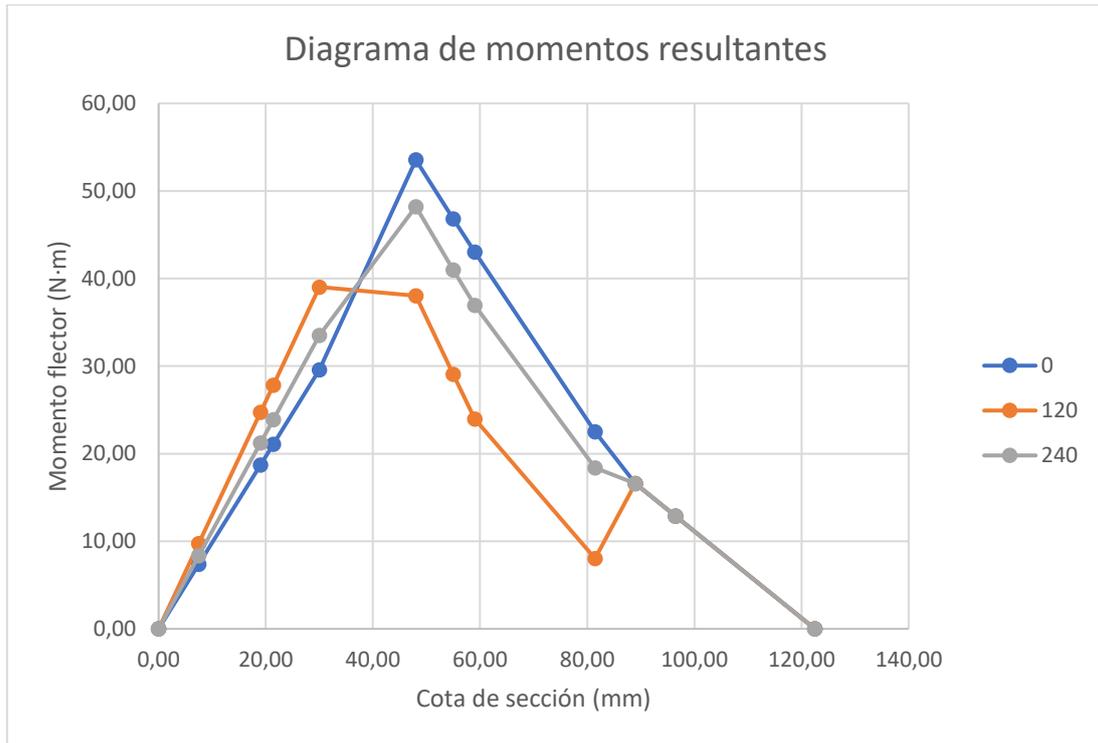


Ilustración 30: Diagrama de momentos resultantes

## 7 CÁLCULO DE DEFLEXIONES Y DEFORMACIONES

La deflexión y la deformación angular de los ejes deben estar limitadas tanto en la sección central de los engranajes como en los rodamientos. Puesto que en este trabajo los engranajes son cilíndricos de dientes rectos, y los rodamientos son de rodillos cónicos, los límites de deflexión y deformación angular máximos serán los siguientes:

- En ejes con engranajes cilíndricos de dientes rectos es conveniente una separación menor de  $0,01 \cdot m_n$ , siendo  $m_n$  el módulo en mm, y la mitad de ese valor si se trata de engranajes de dientes helicoidales. ( $\delta_{max}$ )
- En engranajes cilíndricos la pendiente ha de ser menor de 0,0005 rad. ( $\theta_{e,max}$ )
- En rodamientos rígidos de bolas: pendiente menor de 0,002 rad. ( $\theta_{rb,max}$ )
- En rodamientos de rodillos cilíndricos: pendiente menor de 0,001 rad. ( $\theta_{cil,max}$ )
- En rodamientos de rodillos cónicos: pendiente menor de 0,0008 rad. ( $\theta_{con,max}$ )

Se emplea la hoja de cálculo proporcionada por el departamento de ingeniería mecánica para calcular las deflexiones y deformaciones angulares en los planos XZ y XY. Posteriormente se calculan las deformaciones resultantes como la suma vectorial de ambos planos.

$$\theta_{res} = \sqrt{\theta_{XY}^2 + \theta_{XZ}^2} \quad (46)$$

$$\delta_{res} = \sqrt{\delta_{XY}^2 + \delta_{XZ}^2} \quad (47)$$

Tabla 55: Deflexiones resultantes para caso de carga 1 (0°)

0							
Sección (i)	Cotas de Secciones (mm)	XZ		ZY		Total	
		Angular (rad)	Deflexión (m)	Angular (rad)	Deflexión (m)	Angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	-1,15E-05	0,000E+00	-1,93E-05	0,00E+00	2,25E-05	0,00E+00
2	7,50	-2,68E-05	-1,242E-07	-1,24E-05	-1,28E-07	2,95E-05	1,78E-07
3	19,00	-4,99E-05	-5,460E-07	-1,83E-06	-2,18E-07	5,00E-05	5,88E-07
4	21,40	-5,46E-05	-6,713E-07	3,01E-07	-2,20E-07	5,46E-05	7,06E-07
5	30,00	-7,60E-05	-1,228E-06	1,00E-05	-1,78E-07	7,67E-05	1,24E-06
6	48,00	-5,13E-05	-2,605E-06	1,12E-05	8,07E-08	5,25E-05	2,61E-06
7	55,00	-1,41E-05	-2,831E-06	3,92E-06	1,32E-07	1,47E-05	2,83E-06
8	59,00	4,98E-06	-2,849E-06	7,48E-07	1,41E-07	5,04E-06	2,85E-06
9	81,50	1,29E-04	-1,200E-06	-6,75E-06	8,21E-09	1,29E-04	1,20E-06
10	89,00	1,88E-04	0,000E+00	6,14E-06	0,00E+00	1,88E-04	0,00E+00
11	96,50	2,31E-04	1,576E-06	2,18E-05	1,07E-07	2,32E-04	1,58E-06
12	122,50	3,26E-04	9,230E-06	5,66E-05	1,28E-06	3,31E-04	9,32E-06

Tabla 56: Deflexiones resultantes para caso de carga 2 (120°)

120							
Sección (i)	Cotas de Secciones (mm)	XZ		ZY		Total	
		Angular (rad)	Deflexión (m)	Angular (rad)	Deflexión (m)	Angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	4,95E-05	0,000E+00	-3,01E-05	0,00E+00	5,79E-05	0,00E+00
2	7,50	2,88E-05	3,195E-07	-2,22E-05	-2,06E-07	3,63E-05	3,80E-07
3	19,00	-2,63E-06	4,960E-07	-1,02E-05	-4,02E-07	1,05E-05	6,38E-07
4	21,40	-8,99E-06	4,822E-07	-7,75E-06	-4,23E-07	1,19E-05	6,42E-07
5	30,00	-3,80E-05	2,874E-07	3,30E-06	-4,45E-07	3,81E-05	5,30E-07
6	48,00	-3,73E-05	-6,043E-07	8,71E-06	-2,72E-07	3,83E-05	6,63E-07
7	55,00	-1,25E-05	-7,750E-07	3,64E-06	-2,30E-07	1,30E-05	8,08E-07
8	59,00	-1,24E-06	-8,018E-07	1,84E-06	-2,20E-07	2,22E-06	8,31E-07
9	81,50	3,72E-05	-2,016E-07	9,40E-06	-1,68E-07	3,84E-05	2,62E-07
10	89,00	1,18E-05	0,000E+00	3,72E-05	0,00E+00	3,90E-05	0,00E+00
11	96,50	-2,33E-05	-4,837E-08	6,66E-05	3,94E-07	7,05E-05	3,97E-07
12	122,50	-1,01E-04	-2,002E-06	1,32E-04	3,26E-06	1,66E-04	3,82E-06

Tabla 57: Deflexiones resultantes para caso de carga 3 (240°)

240							
Sección (i)	Cotas de Secciones (mm)	XZ		ZY		Total	
		Angular (rad)	Deflexión (m)	Angular (rad)	Deflexión (m)	Angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	2,83E-05	0,000E+00	2,81E-05	0,00E+00	3,99E-05	0,00E+00
2	7,50	9,50E-06	1,654E-07	3,08E-05	2,18E-07	3,23E-05	2,73E-07
3	19,00	-1,91E-05	1,342E-07	3,50E-05	5,93E-07	3,98E-05	6,08E-07
4	21,40	-2,48E-05	8,161E-08	3,58E-05	6,78E-07	4,36E-05	6,82E-07
5	30,00	-5,12E-05	-2,389E-07	3,96E-05	1,00E-06	6,47E-05	1,03E-06
6	48,00	-4,22E-05	-1,299E-06	2,20E-05	1,64E-06	4,76E-05	2,09E-06
7	55,00	-1,31E-05	-1,489E-06	5,17E-06	1,73E-06	1,41E-05	2,28E-06
8	59,00	9,23E-07	-1,513E-06	-4,09E-06	1,73E-06	4,19E-06	2,30E-06
9	81,50	6,90E-05	-5,482E-07	-7,80E-05	7,85E-07	1,04E-04	9,57E-07
10	89,00	7,29E-05	0,000E+00	-1,31E-04	0,00E+00	1,50E-04	0,00E+00
11	96,50	6,50E-05	5,157E-07	-1,76E-04	-1,16E-06	1,87E-04	1,27E-06
12	122,50	4,73E-05	-5,482E-07	-2,76E-04	7,85E-07	2,80E-04	9,57E-07

A continuación, se recopilan los valores máximos de deflexión y pendiente para su análisis.

Tabla 58: Resumen de comprobación

Sección (i)	Total máx.		Límite	
	Angular (rad)	Deflexión (m)	Angular (rad)	Deflexión (m)
1	5,79E-05	0,00E+00	8,00E-04	
2	3,63E-05	3,80E-07		
3	5,00E-05	6,38E-07		
4	5,46E-05	7,06E-07		
5	7,67E-05	1,24E-06		
6	5,25E-05	2,61E-06		
7	1,47E-05	2,83E-06		
8	5,04E-06	2,85E-06	8,00E-04	
9	1,29E-04	1,20E-06		
10	1,88E-04	0,00E+00		
11	2,32E-04	1,58E-06		
12	3,31E-04	9,32E-06	5,00E-04	0,0125

Como se puede observar en la Tabla 58, se cumple con todas las exigencias expuestas al inicio del apartado.

## 8 CÁLCULO A FATIGA

El momento flector calculado en el apartado 6.2 somete al eje a un estado tensional alternante que propicia la aparición de microgrietas y el fallo por fatiga. De este modo, en este apartado se presentan los cálculos pertinentes para la comprobación del eje en las secciones críticas según el criterio de fallo de Goodman. Dado que el cálculo a fatiga tiene más incertidumbres, se exige un coeficiente de seguridad más alto (3) así como una buena confiabilidad (99%) para el cálculo del límite de fatiga del material del eje.

Según el criterio de fallo de Goodman, se define la tensión estática equivalente como:

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + \frac{S_u}{S_N} \cdot \sigma_a = \frac{S_u}{X} \quad (48)$$

Donde  $\sigma_m$  es la tensión media en la sección,  $\sigma_a$  la tensión alternante,  $S_u$  la tensión última del material,  $S_N$  la resistencia a fatiga para  $N$  ciclos y  $X$  el factor de seguridad.

En un caso general, la tensión media puede estar producida por una fuerza axial constante o un momento flector generado por una fuerza que gire a la misma velocidad que el eje mientras la tensión alternante esta causado por un momento flector constante combinado con la rotación del eje o un torsor alternante.

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 M_m}{\pi \cdot d^3} \quad (49)$$

$$\sigma_a = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_a}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot T_a}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \quad (50)$$

Como puede verse en la Ilustración 26: DSL eje 2, el eje no está sometido a fuerzas axiales salvo las generadas por los rodamientos cónicos A y B. Esta fuerza axial, dadas la orientación de los

rodamientos, sometería al eje a compresión por lo que se desprecia su efecto en el cálculo a fatiga. Adicionalmente, se observa que no está sometido ni a momento flector medio ni a torsor alternante por lo que la expresión puede reducirse de la siguiente manera:

$$X = \frac{d^3 \cdot \pi \cdot S_N}{32 \cdot M_a} \quad (51)$$

Considerando que el eje se diseña para que cuente con vida infinita, la expresión final es:

$$X = \frac{d^3 \cdot \pi \cdot S_e}{32 \cdot M_a} \quad (52)$$

Dada la existencia de múltiples casos de carga y en busca de una manera simplificada de cálculo no se opta por la Palmgren-Miner, sino que se considera el momento flector máximo alcanzable por la sección en cualquiera de los tres estados.

### 8.1 Cálculo de límite de fatiga

Para calcular el límite de fatiga de un punto crítico concreto del eje se empleará la siguiente expresión:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_e \cdot \frac{S'_e}{k_f} \tag{53}$$

Donde  $S'_e$  es el límite de fatiga de la probeta;  $k_a$  el factor de superficie;  $k_b$  el factor de tamaño;  $k_e$  el factor de confiabilidad y  $k_f$  depende del concentrador de tensiones.

Cada uno de estos factores se calculará de la siguiente manera:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_u \tag{54}$$

Para aceros con  $S_u \leq 1400 \text{ MPa}$  como es el caso del material del eje (C45)

$$k_a = a \cdot S_u^b \tag{55}$$

Donde los parámetros  $a$  y  $b$  se obtienen de la tabla adjunta en función del proceso de mecanizado y si se aplica algún rectificado la superficie.

Tabla 59: 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

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} \text{ para } 2,79 \leq d \leq 51 \tag{56}$$

Tabla 60: 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

## 8.2 Cálculo del factor de concentrador de tensiones

El factor  $k_f$  presente en la ecuación (52) depende en gran medida del tipo de concentrador de tensiones presente en la sección. Considerando el caso más común, un cambio de sección con redondeo, el factor  $k_f$  viene definido por dos parámetros: el factor de sensibilidad de la entalla ( $q$ ) y el factor de concentrador de tensiones teórico ( $k_t$ ). Este último se toma de gráficos con datos empíricos por la complejidad del problema.

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad (57)$$

Donde  $\alpha$  es una constante del material y  $\rho$  el radio de la entalla

$$\alpha = 0,025 \cdot \left(\frac{2070 \text{ MPa}}{S_u}\right)^{1,8} \text{ [mm]} \quad (58)$$

Valido para aceros con  $S_u \geq 550 \text{ MPa}$

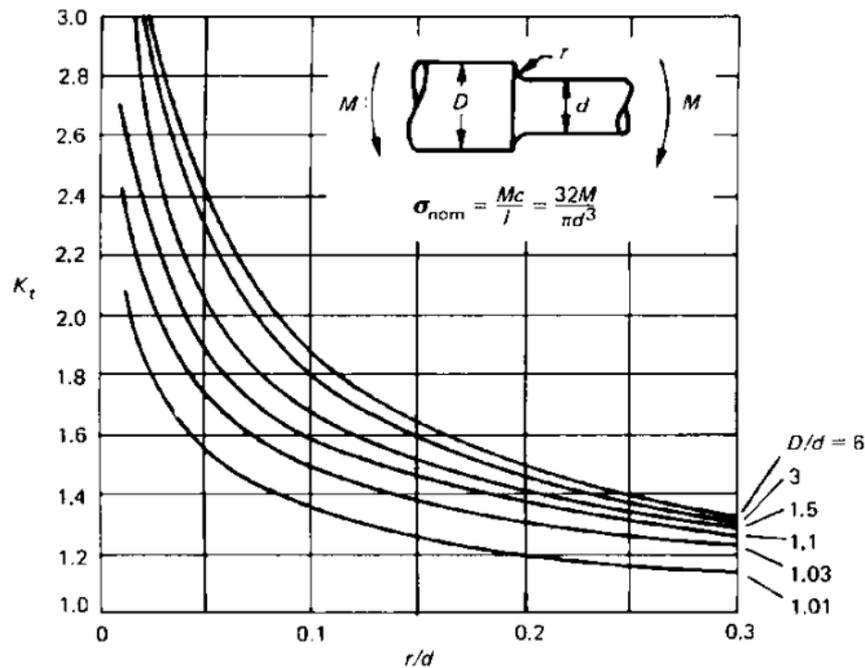


Ilustración 31: Factor de concentrador de tensiones  $k_t$  en ejes

Para otros concentradores de tensiones más concretos como la ranura de una arandela elástica o un chavetero se asigna el valor  $k_f$  recomendado.

Tabla 61: Factores de concentrador de tensiones en fatiga  $k_f$

		kf flexión	kf torsión
arandela elástica		2,2	1,8
Acero Recocido (<200HB)	Chavetero perfilado	1,6	1,3
	Chavetero tipo patín	1,3	1,3
Acero templado (>200HB)	Chavetero perfilado	2	1,6
	Chavetero tipo patín	1,6	1,6

### 8.3 Eje intermedio

<b>Su</b>	590	MPa
<b>S'e</b>	295	MPa
<b>Ka</b>	0,869	(Mecanizado)
<b>Ke</b>	0,814	(99%)

M TOTAL	Díámetro	Ma	$\sigma_a$				X
	entre i e i+1						anterior
Sección (i)	(m)	(N·m)	(MPa)	Kb	Kf	Se	(N·m)
1	0,020	0,000	0,000	0,902	1,000	180,10	$\infty$
2	0,028	9,759	4,780	0,902	1,840	97,88	20,48
3	0,031	24,722	8,619	0,872	1,911	91,09	10,57
4	0,031	27,845	9,707	0,861	2,200	78,17	8,05
5	0,031	39,035	13,608	0,861	1,000	171,97	12,64
6	0,031	53,548	18,668	0,861	1,000	171,97	9,21
7	0,031	46,838	16,328	0,861	2,200	78,17	4,79
8	0,028	43,030	21,075	0,861	1,911	89,99	4,27
9	0,022	22,491	21,515	0,872	1,911	91,09	4,23
10	0,022	16,610	15,88892	0,893	1	178,27	11,22
11	0,020	12,891	16,41349	0,893	1,83	97,42	5,94
12	0,020	0,000	0,00000	0,902	1	180,10	$\infty$

Se considera como válida la solución al superar en todas las secciones el coeficiente de seguridad mínimo requerido (3).

### 8.4 Eje 4

Dada la complejidad geométrica del eje 4 se plantea su resolución mediante el método de elementos finitos. El modelo se encuentra apoyado en los rodamientos D, como se muestra más adelante en la Ilustración 40, y se le aplican las resultantes de los apoyos de los ejes intermedios (RAtotal y RBtotal de la Tabla 54), las fuerza del eje de salida calculadas en la Tabla 49 y el par de salida del reductor calculado en la Tabla 41 como se muestra en la Ilustración 32.

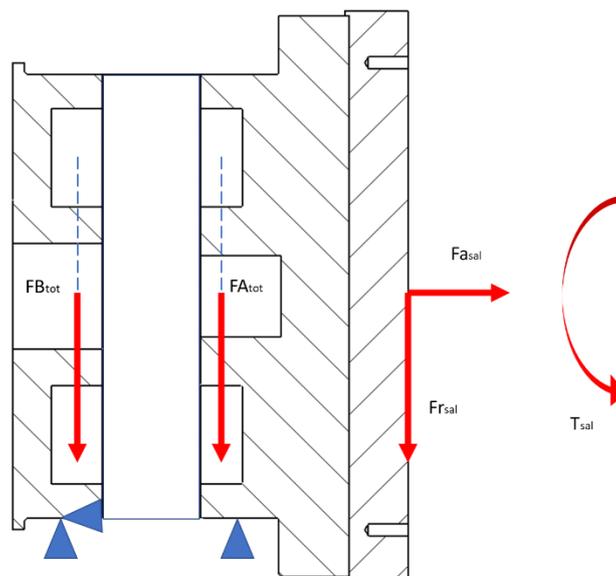


Ilustración 32: DSL eje 4

Como se ve al inicio del apartado 8, las fuerzas radiales a las que está sometida el eje generan un momento flector que a su vez genera a su vez un estado de tensiones normales máximo en los puntos más alejados a la fibra neutra. Al girar el eje y si el momento flector es estacionario, todos los puntos del eje soportan un ciclo de tensiones alcanzando los valores máximos (tracción) y mínimo (compresión) cada vez que se produce un giro completo. Por otro lado, una fuerza axial o un par torsor generan un estado tensional que no varía con el giro del eje. de este modo se pueden clasificar las cargas aplicadas en función de si el estado tensional que generan varia o no con el giro, es decir, si producen un estado de tensiones alternantes o medias respectivamente.

Se consideran cargas alternantes las fuerzas generadas por los apoyos de los ejes intermedios y las fuerzas inerciales generada por el movimiento de los eslabones del robot. Sin embargo, estas últimas no han sido consideradas por simplicidad de cálculo, incrementándose el factor de seguridad exigido para la pieza ( $X > 4$ ). Por otro lado, se consideran cargas medias el momento flector y fuerza radial generadas por la maquina arrastrada.

Tabla 62: Clasificación de cargas aplicadas al eje 4

	carga	Valor	unidad
<b>Tensiones medias</b>	Fr	3.204,6	N
	Mf	334,5	N·m
<b>Tensiones alternantes</b>	RA (0)	720,7	N
	RA (120)	1.777,1	N
	RA (240)	1.235,6	N
	RB (0)	985,6	N
	RB (120)	1.301,2	N
	RB (240)	1.116,6	N

Se importa el modelo CAD generado en SolidWorks al *software* de elementos finitos ANSYS Workbench y se generan los dos estados de carga antes mencionados. Con la herramienta se calcula la tensión equivalente de Von mises en cada estado para posteriormente combinar ambos resultados según la ecuación (48).

#### 8.4.1 Mallado

- Se genera un mallado de elementos tetraédricos cuadráticos y de tamaño máximo 12mm en ambos cuerpos del eje 4. De forma puntual, se exige un mallado mucho más fino (0,8mm) en las zonas de concentración de tensiones, tales como cambios de sección y redondeos (véase Ilustración 33 e Ilustración 34).
- Para simular la rigidez que aportan los ejes intermedios, se añaden elementos lineales de sección circular (*circular beam*) igual a la menor sección del eje (20mm) entre ambos cuerpos del eje 4.

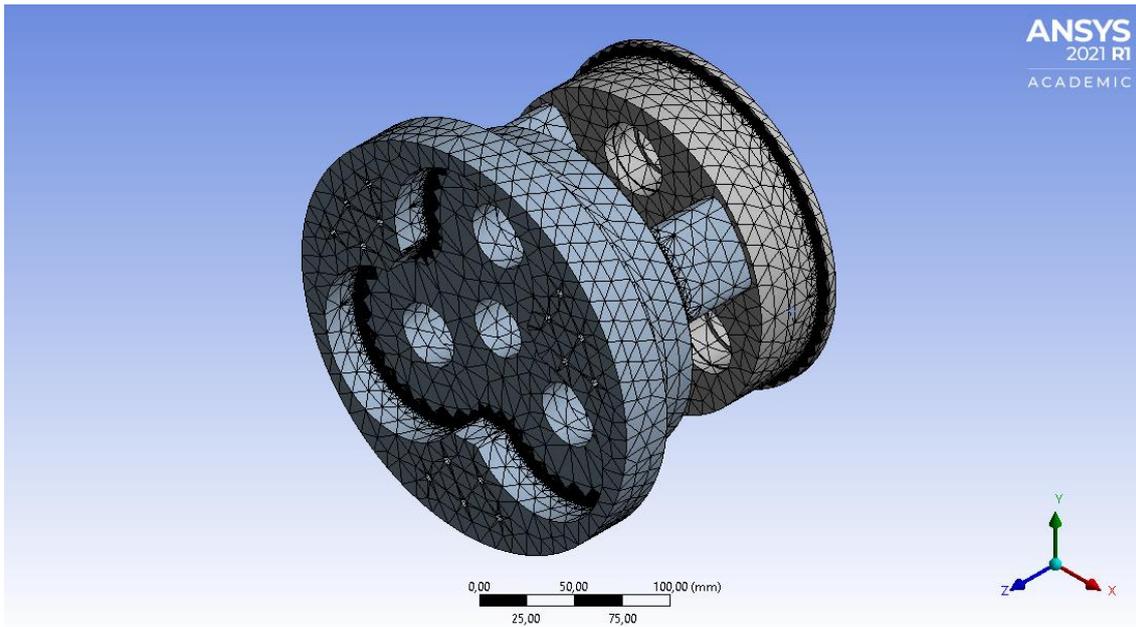


Ilustración 33: Mallado eje 4 (isométrica 1)

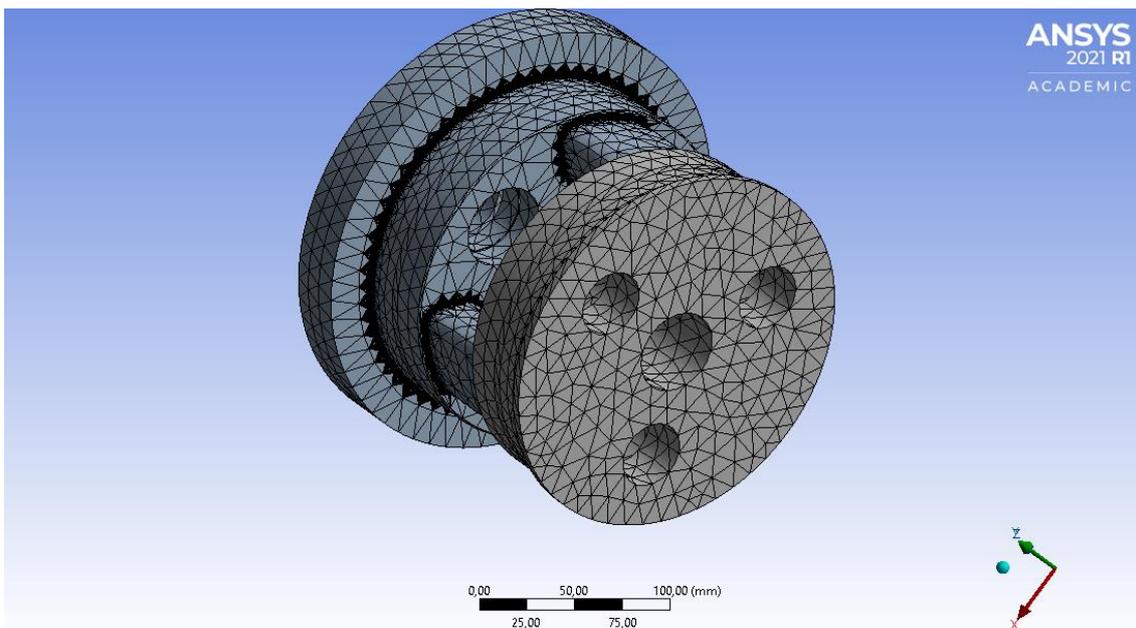


Ilustración 34: Mallado eje 4 (isométrica 2)

#### 8.4.2 Condiciones de contorno

- Para evitar contaminación de los resultados por la presencia de condiciones de contorno cercana a las zonas de estudio, se limita el área afectada por las restricciones de los rodamientos D a las franjas azules de la Ilustración 35. El soporte a la entrada limita los movimientos radiales y axiales mientras el soporte a la salida limita solo los movimientos radiales.
- Se impone una restricción de giro a la cara de salida del reductor simulando la situación de bloqueo.

- Las cargas se aplican según los dos estados antes descritos
  - a. **Tensión media:** ambas cargas se aplican sobre la cara de salida del reductor.
  - b. **Tensión alternante:** se aplica la carga en el alojamiento correspondiente.

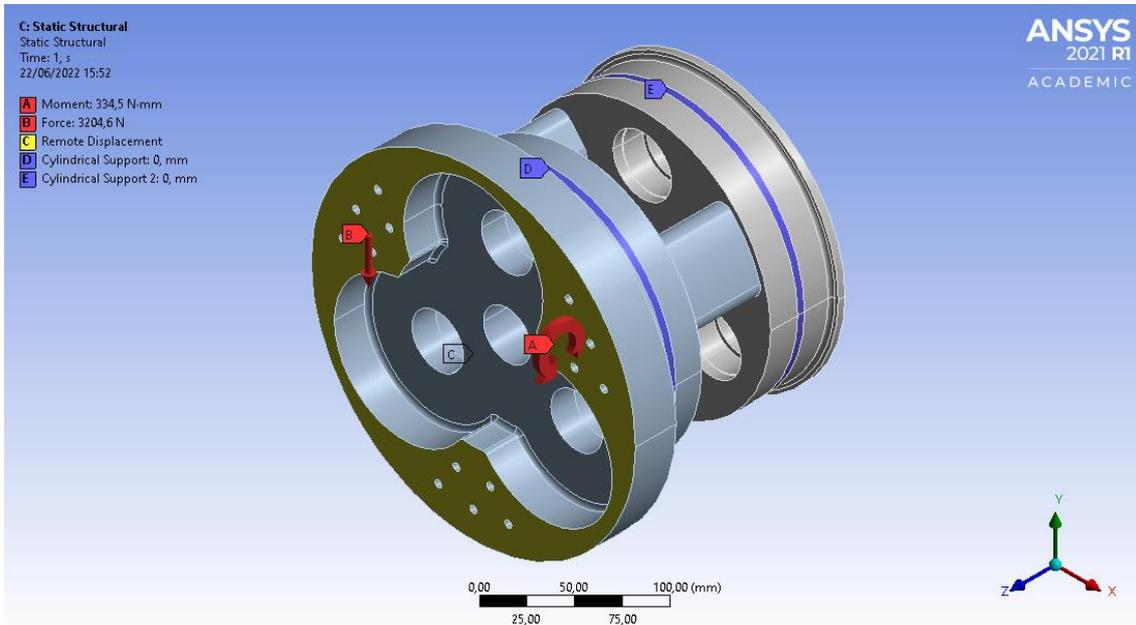


Ilustración 35: Condiciones de contorno para el estado de carga de tensiones medias

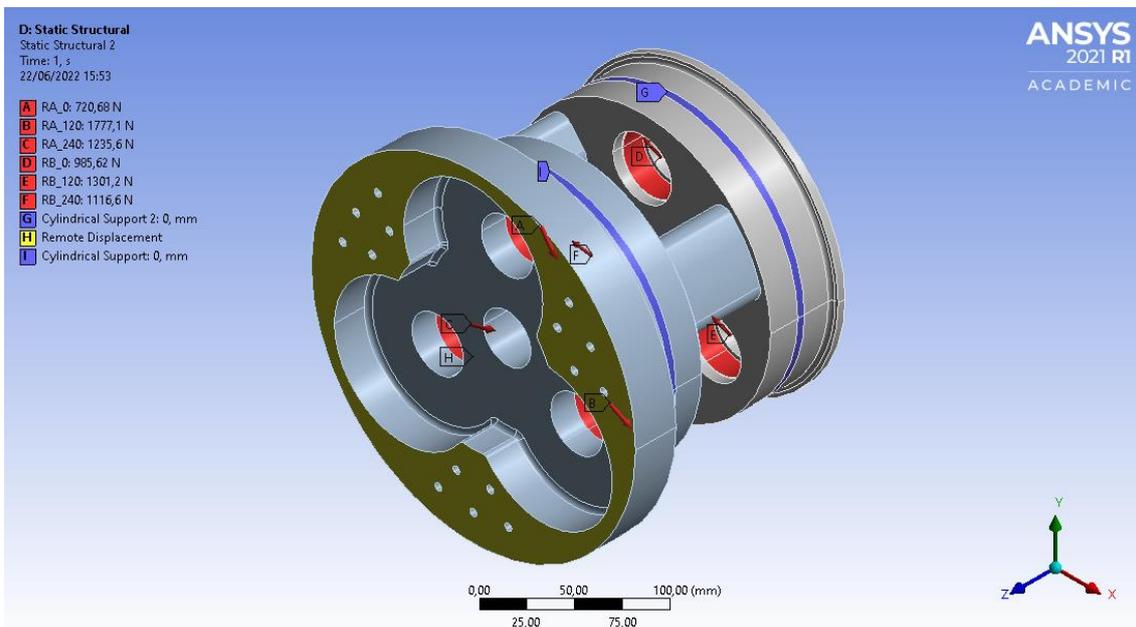


Ilustración 36: Condiciones de contorno para el estado de carga de tensiones alternantes

### 8.4.3 Resultados

Resolviendo ambos estados de carga y combinando las tensiones de Von Mises según la ecuación (48) se obtiene los siguientes resultados.

<b>Su</b>	590,0	MPa
<b>S'e</b>	295,0	MPa
<b>Ka</b>	0,869	(Mecanizado)
<b>Ke</b>	0,814	(99%)
<b>Se</b>	199,5	MPa
<b>Su / Se</b>	2,956	
<b><math>\sigma_{eq}</math></b>	7,49	MPa
<b>X</b>	26,64	

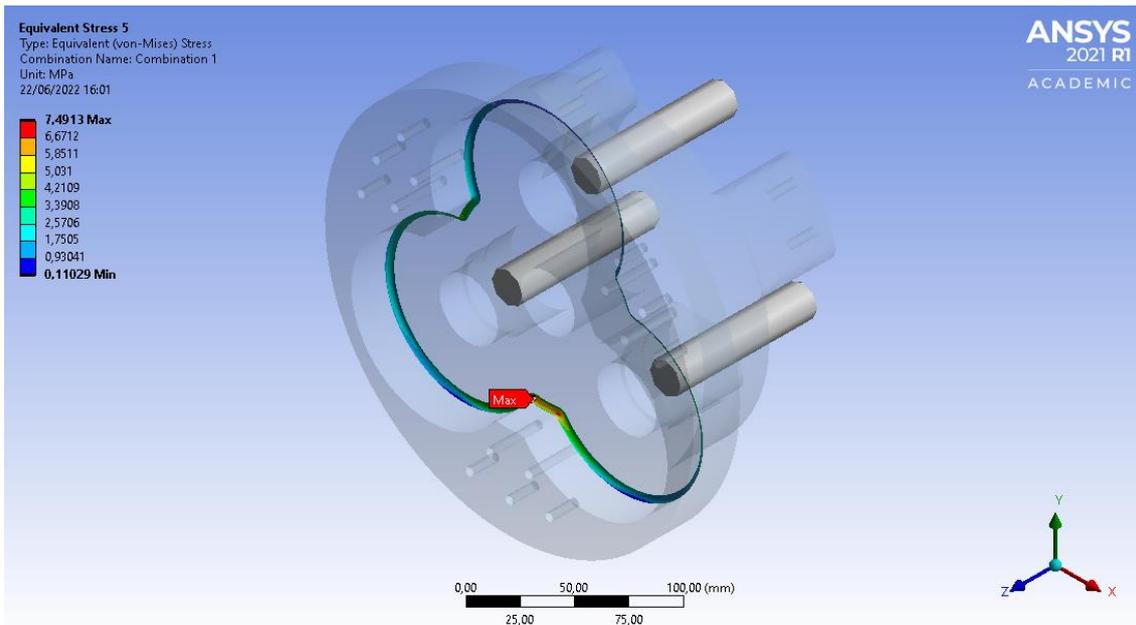


Ilustración 37: Tensiones combinadas de Von Mises (alojamiento engranajes)

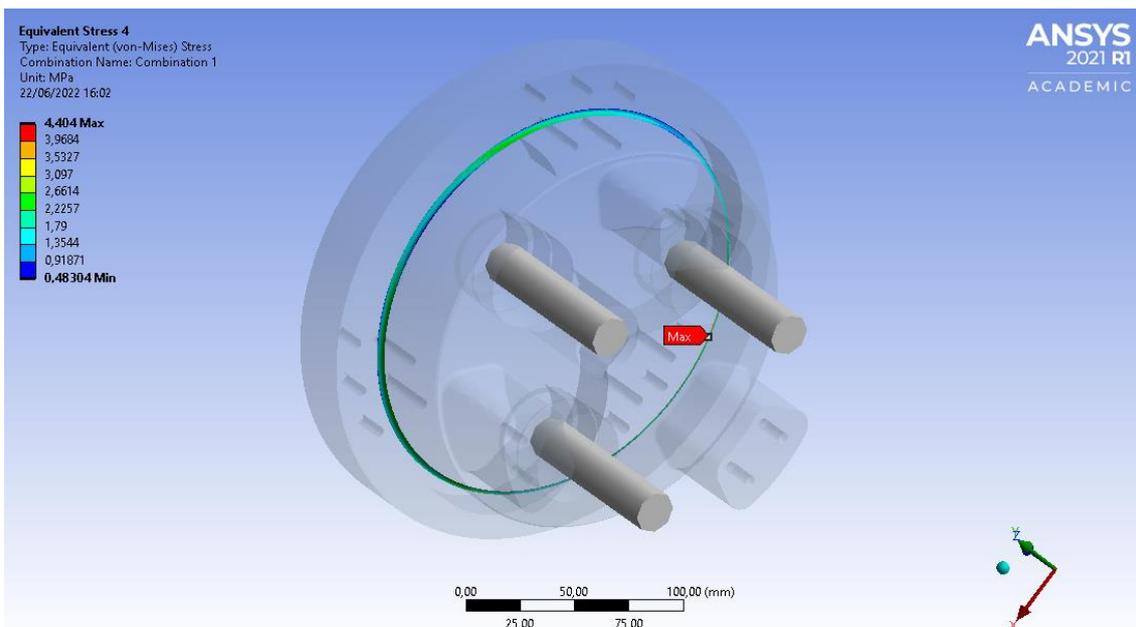


Ilustración 38: Tensiones combinadas de Von Mises (Cambio de sección)

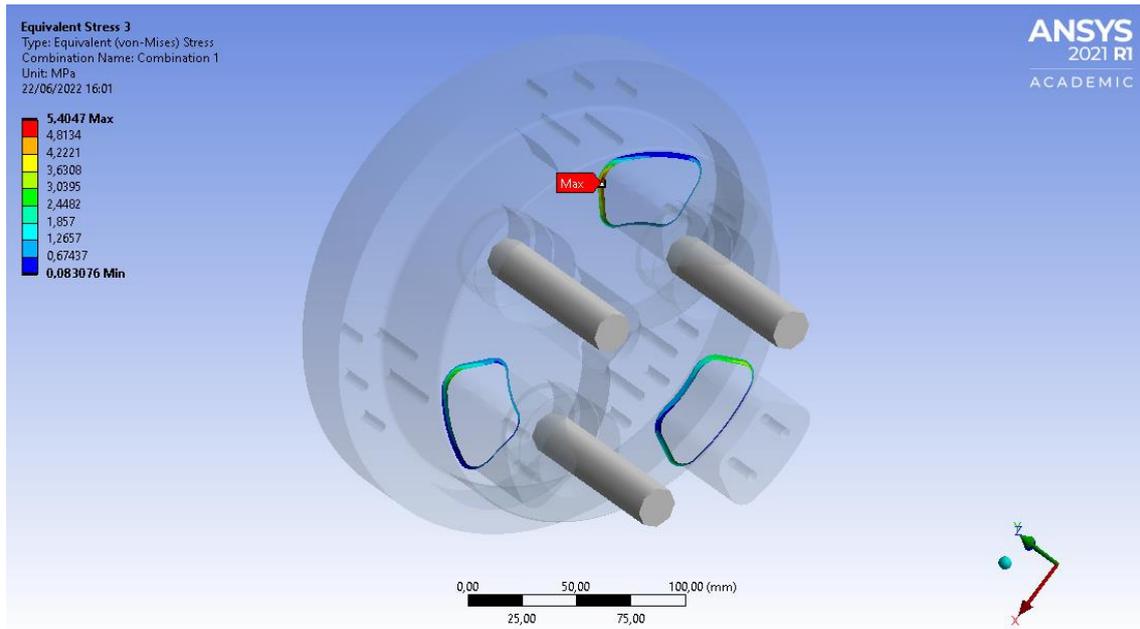
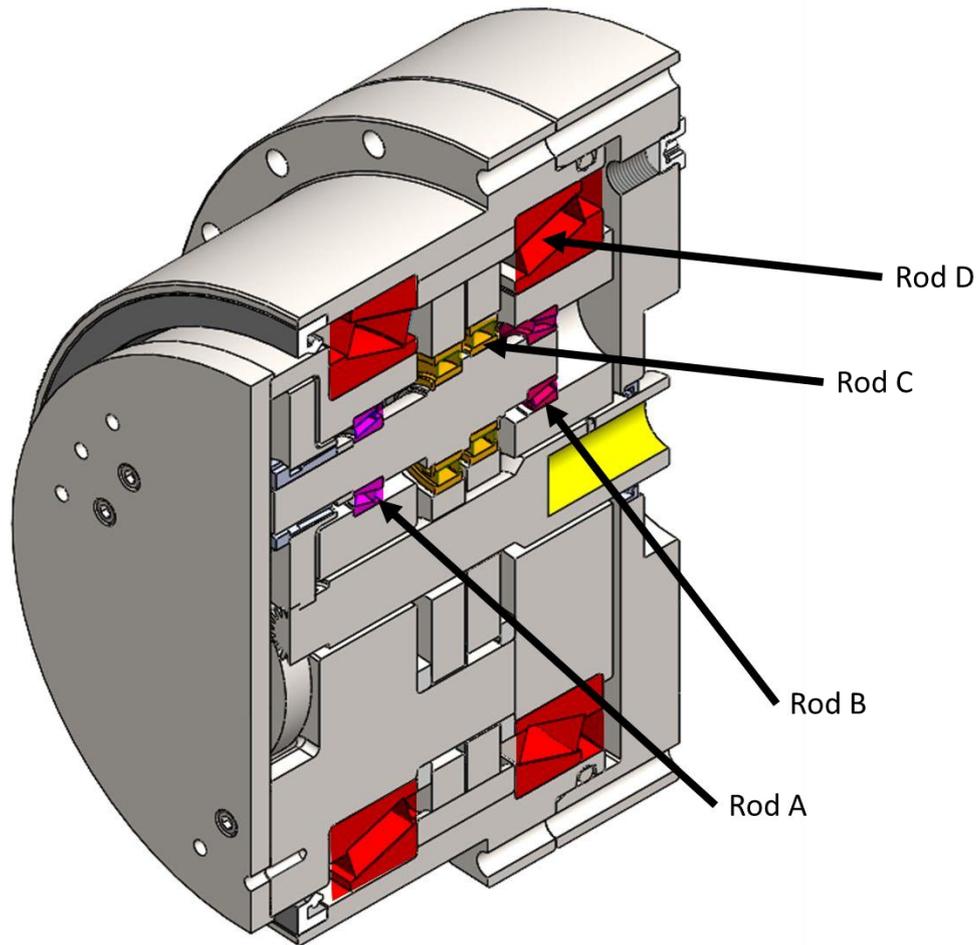


Ilustración 39: Tensiones combinadas de Von Mises (redondeo extrusión)

Se determina entonces que el diseño es válido por contar con un coeficiente de seguridad mayor al exigido (4) en toda la geometría.

## 9 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS



*Ilustración 40: Distribución de rodamientos*

Conocidas las fuerzas aplicadas en los ejes y las reacciones que aplican los apoyos, se procede a la selección de los rodamientos sobre los cuales reposa el eje. Este proceso de selección es un proceso iterativo donde se preselecciona un rodamiento de catálogo y se comprueba si es capaz de soportar las cargas aplicadas. De no ser así, se incrementa el ancho del rodamiento hasta encontrar el más pequeño que cumpla con las exigencias. Se exige que todos los rodamientos cumplan con las recomendaciones de vida útil y coeficiente de seguridad estática expuestas en la Tabla 63 y Tabla 64 respectivamente.

Tabla 63: Recomendaciones de vida útil del rodamiento según la aplicación

Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio corto o intermitente, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las que su funcionamiento fiable sea de gran importancia.	8 - 14
Máquinas con servicios de 8 h que no se usan siempre a plena carga.	14 - 20
Máquinas con servicios de 8 h que se usan a plena carga.	20 - 30
Máquinas de servicio continuo las 24 h	50 - 60
Máquinas de servicio continuo las 24 h, en las que el funcionamiento fiable sea de extrema importancia	100 - 200

Tabla 64: Recomendaciones de coeficiente de seguridad estática del rodamiento según la aplicación

Condiciones de funcionamiento	Coeficiente de seguridad estática $X_0$	
	Rodillos	Bolas
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos poco severos para la suavidad de marcha	$\geq 1.0$	$\geq 0.5$
Carga uniforme, bajas vibraciones, con requisitos más elevados para la suavidad de marcha	$\geq 2.0$	$\geq 1.0$
Funcionamiento con considerables cargas de impacto o choques	$\geq 3.0$	$\geq 2.0$
Rodadura con elevados requisitos de precisión de rotación y suavidad de marcha	$\geq 4.0$	$\geq 3.0$

Los rodamientos se comprueban empleando las herramientas de selección proporcionadas sus respectivos fabricantes<sup>12</sup>, tomando particular interés en los dos modos de fallo: fallo estático y vida útil. Para esta comprobación no solo se definen las condiciones de trabajo en términos de cargas aplicadas y velocidad de giro, también se define el lubricante y la temperatura de operación. Cabe destacar que, por simplicidad del sistema de lubricación, se emplea el mismo aceite definido en el apartado 4.4.

Dadas las características constructivas del reductor, se exige que el rodamiento A, B sea de fácil ensamble axial. De este modo se opta por el uso de rodamientos de contacto angular o de rodillos cónicos sobre sus homólogos de hileras de bolas. Mientras que para el acople entre las coronas cicloidales y el eje 2 (rodamiento C) se opta por rodamientos cilíndricos ya que son capaces de soportar mejor las cargas radiales.

<sup>1</sup> [www.skfbearingselect.com](http://www.skfbearingselect.com)

<sup>2</sup> <https://koyo.jtekt.co.jp/en/products/search/?calc=life>

Para determinar las fuerzas aplicadas sobre los rodamientos D se realiza un diagrama de sólido libre del eje 4 (véase Ilustración 24) considerándolo todo como un único sólido al estar rígidamente unido el cuerpo a la entrada y el cuerpo a la salida. En este diagrama figuran la suma de las reacciones calculadas en la Tabla 54 y las fuerzas externas ejercidas por la máquina acoplada a la salida calculadas en el apartado 6.1.3.

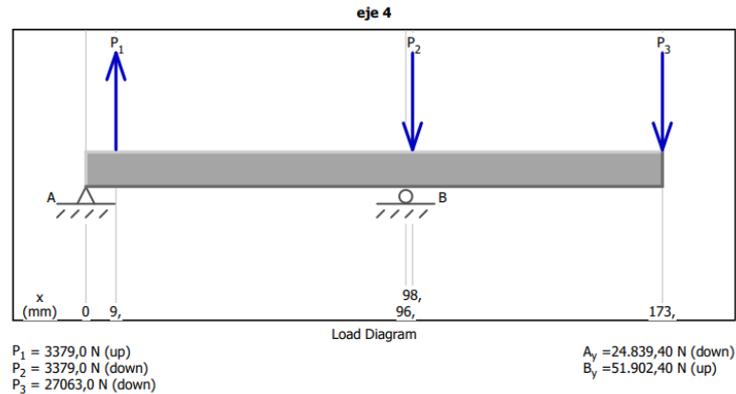


Ilustración 41: Diagrama de cargas eje 4

Para los rodamientos A y B, debido a las variaciones de carga que experimentan al rotar alrededor del sol, se realiza un cálculo de vida bajo tres casos de carga. Se supone que cada caso de carga estará vigente 1/3 de la vida del rodamiento, ponderado se así con un peso del 33%.

Tabla 65: Rodamientos

		Rod A	Rod B	Rod C	Rod D
<b>Marca</b>		SKF	SKF	SKF	SKF
<b>Modelo</b>		320/22X	32004 X	NU 1007 ECP	32938
<b>Condiciones de trabajo</b>	<b>n (rpm)</b>	701,30	701,30	701,30	17,52
	<b>Fa (kN)</b>	0,00	0,00	0,00	5,41
	<b>Fr (kN)</b>	0,72 / 1,77 / 1,24	0,98 / 1,30 / 1,12	6,79	51,86
<b>Características</b>	<b>d (mm)</b>	22,00	20,00	35,00	190,00
	<b>D (mm)</b>	44,00	42,00	62,00	290,00
	<b>B (mm)</b>	15,00	15,00	14,00	45,00
	<b>C (kN)</b>	30,90	29,70	41,50	443,00
	<b>CO (kN)</b>	29,00	27,00	38,00	465,00
	<b>Pu (kN)</b>	2,85	2,65	4,55	72,00
<b>Criterios de fallo</b>	<b>S0</b>	>20	>20	6,79	14,70
	<b>L10 (h)</b>	> 2·10 <sup>5</sup>	> 2·10 <sup>5</sup>	163000	> 2·10 <sup>5</sup>

## 10 CÁLCULO DE UNIONES A TORSIÓN

Habitualmente se utilizan chavetas normalizadas para la fijación de los engranajes al eje. Sin embargo, dadas las características y necesidades de este reductor, una unión de este tipo no es posible. Dicho esto, se decide unir los engranajes planetarios mediante un buje de fijación SIT-LOCK®, específicamente el SIT-LOCK® 13 20x30. En este apartado se expresan todos los cálculos pertinentes.

Para este tipo de elementos de fijación y siguiendo las indicaciones de catálogo, se ha de comprobar que el par transmitido no exceda las limitaciones del componente y que las dimensiones del alojamiento sean las indicadas. Adicionalmente, se recomienda que el acabado superficial de los elementos en contacto sea:  $Ra \leq 3,2\mu\text{m} - Rt \leq 16\mu\text{m}$

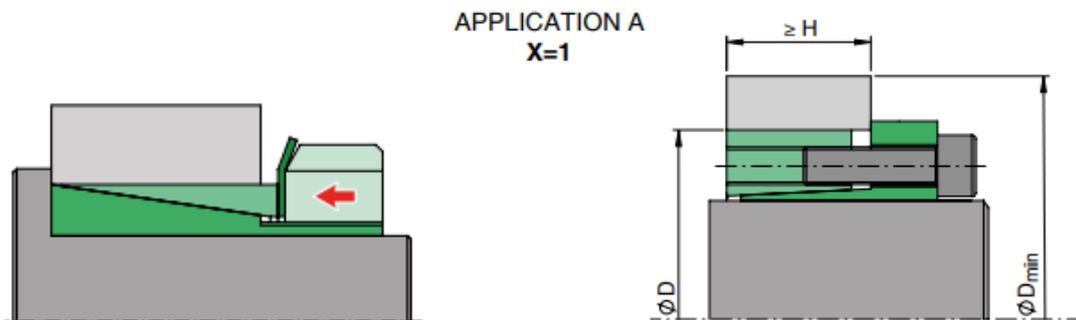


Ilustración 42: Características del SIT-LOCK 13

Según las indicaciones del catálogo, el diámetro exterior mínimo, necesario para una correcta distribución de presiones, se calcula como:

$$\text{Ø}D_{\text{min}} = D \cdot K \quad (59)$$

Donde D es el diámetro del alojamiento y K un coeficiente obtenido de catalogo

Dimensions [mm]					Ring nut		Ring nut tightening torque	Values with tolerances for shaft h8/hub H8			
d x D	D <sub>1</sub>	H	H <sub>1</sub>	X	Type	Thread	M <sub>s</sub> [Nm]	M <sub>t</sub> [Nm]	F <sub>ax</sub> [kN]	P <sub>w</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]	P <sub>n</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]
14 x 25	32	23	31	3	KM4	M20x1	95	66	9,2	87	50
15 x 25	32	23	31	3	KM4	M20x1	95	72	9,2	82	50
18 x 30	38	24	33	3	KM5	M25x1,5	160	103	11,4	82	50
19 x 30	38	24	33	3	KM5	M25x1,5	160	108	11,4	77	50
<b>20 x 30</b>	<b>38</b>	<b>24</b>	<b>33</b>	<b>3</b>	<b>KM5</b>	<b>M25x1,5</b>	<b>160</b>	<b>115</b>	<b>11,4</b>	<b>73</b>	<b>50</b>
24 x 35	45	29	38	4	KM6	M30x1,5	220	183	15,2	67	45
25 x 35	45	29	38	4	KM6	M30x1,5	220	190	15,2	62	45
28 x 40	52	34	44	4	KM7	M35x1,5	340	257	18,3	57	40
30 x 40	52	34	44	4	KM7	M35x1,5	340	275	18,3	53	40
32 x 45	58	34	45	4	KM8	M40x1,5	480	360	22,5	62	45
35 x 45	58	34	45	4	KM8	M40x1,5	480	393	22,5	57	45
40 x 50	65	35	46	5	KM9	M45x1,5	680	534	26,7	57	45
45 x 55	70	35	47	5	KM10	M50x1,5	870	700	31	62	50
48 x 60	75	35	47	5	KM11	M55x2	970	863	36	62	50
50 x 60	75	35	47	5	KM11	M55x2	970	898	36	60	50
55 x 65	80	36	48	5	KM12	M60x2	1.100	1.055	38,5	62	55
60 x 70	85	36	50	5	KM13	M65x2	1.300	1.398	46,6	67	60

M<sub>s</sub> Screw tightening torque  
M<sub>t</sub> Transmissible torque  
F<sub>ax</sub> Transmissible axial force  
P<sub>w</sub> Pressure on shaft  
P<sub>n</sub> Pressure on hub

Nm  
Nm  
kN  
N/mm<sup>2</sup>  
N/mm<sup>2</sup>

Ilustración 43: Parámetros del SITLOCK13 20x30

### Table of coefficient K

Pressure on hub $P_n$ [N/mm <sup>2</sup> ]	X factor  Application type	Elastic load of hub material $\sigma_{0,2}$ [N/mm <sup>2</sup> ]											
		150	180	200	220	250	270	300	350	400	450	500	600
		Hub material										Tempering steels	
		GG20	GG25	GG30	GS45	GGG40	St50-2	GGG50	GGG60	GGG70			
			GS38	GTS35	St37-2	GS52	C35	St60-2	St70-2	C60			
50	A X=1	1,41	1,33	1,29	1,26	1,22	1,21	1,18	1,15	1,13	1,12	1,11	1,09
	B X=0,8	1,31	1,25	1,22	1,20	1,18	1,16	1,14	1,12	1,11	1,09	1,08	1,07
	C X=0,6	1,22	1,18	1,16	1,15	1,13	1,12	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05
55	A X=1	1,47	1,37	1,33	1,29	1,25	1,23	1,20	1,17	1,15	1,13	1,12	1,10
	B X=0,8	1,35	1,28	1,25	1,22	1,19	1,18	1,16	1,13	1,12	1,10	1,09	1,08
	C X=0,6	1,25	1,20	1,18	1,16	1,14	1,13	1,12	1,10	1,09	1,08	1,07	1,06
60	A X=1	1,53	1,41	1,36	1,32	1,28	1,25	1,22	1,19	1,16	1,14	1,13	1,11
	B X=0,8	1,39	1,31	1,28	1,25	1,21	1,20	1,18	1,15	1,13	1,11	1,10	1,08
	C X=0,6	1,28	1,22	1,20	1,18	1,16	1,14	1,13	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06
65	A X=1	1,59	1,46	1,40	1,36	1,30	1,28	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14	1,11
	B X=0,8	1,44	1,35	1,30	1,27	1,24	1,22	1,19	1,16	1,14	1,12	1,11	1,09
	C X=0,6	1,30	1,25	1,22	1,20	1,17	1,16	1,14	1,12	1,10	1,09	1,08	1,07
70	A X=1	1,66	1,51	1,44	1,39	1,33	1,30	1,27	1,22	1,19	1,17	1,15	1,12
	B X=0,8	1,48	1,38	1,33	1,30	1,26	1,23	1,21	1,18	1,15	1,13	1,12	1,10
	C X=0,6	1,33	1,27	1,24	1,21	1,18	1,17	1,15	1,13	1,11	1,10	1,09	1,07
75	A X=1	1,73	1,56	1,48	1,43	1,36	1,33	1,29	1,24	1,21	1,18	1,16	1,13
	B X=0,8	1,53	1,41	1,36	1,32	1,28	1,25	1,22	1,19	1,16	1,14	1,13	1,11
	C X=0,6	1,36	1,29	1,26	1,23	1,20	1,18	1,16	1,14	1,12	1,11	1,09	1,08
80	A X=1	1,81	1,61	1,53	1,46	1,39	1,36	1,31	1,26	1,22	1,20	1,18	1,14
	B X=0,8	1,58	1,45	1,39	1,35	1,30	1,27	1,24	1,20	1,18	1,15	1,14	1,11
	C X=0,6	1,39	1,31	1,28	1,25	1,21	1,20	1,18	1,15	1,13	1,11	1,10	1,08
85	A X=1	1,90	1,67	1,57	1,50	1,42	1,39	1,34	1,28	1,24	1,21	1,19	1,15
	B X=0,8	1,63	1,49	1,42	1,38	1,32	1,29	1,26	1,22	1,19	1,16	1,15	1,12
	C X=0,6	1,42	1,34	1,30	1,27	1,23	1,21	1,19	1,16	1,14	1,12	1,11	1,09
	A X=1	2,00	1,73	1,62	1,54	1,46	1,41	1,36	1,30	1,26	1,22	1,20	1,16

Ilustración 44: Tablas de características SIT-LOCK

Tabla 66: Calculo alojamiento SIT-LOCK

D	K	Dmin
30	1,09	32,61

## 11 BIBLIOGRAFIA

- [1] Y. Wang, Q. Qian, G. Chen, S. Jin, y. Chen, «Multi-objective optimization design of cycloid pin gear planetary reducer», *Adv. Mech. Eng.*, vol. 9, p. 168781401772005, sep. 2017, doi: 10.1177/1687814017720053.
- [2] V. L. Popov, *Contact mechanics and friction: physical principles and applications*, English ed. Heidelberg ; New York: Springer, 2010.
- [3] G. M. Maitra, *Handbook of gear design*, 2. ed. New Delhi: Tata McGraw-Hill, 1994.
- [4] Svirin, «Curvature and Radius of Curvature», *Math24*, 2022. <https://math24.net/curvature-radius.html> (accedido 10 de mayo de 2022).