



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Análisis, diseño y fabricación de un sistema de transmisión
(multi-stage) para el molinete de una cosechadora
agrícola.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Pérez Raya, Víctor

Tutor/a: Santiago Praderas, Víctor Manuel

CURSO ACADÉMICO: 2022/2023



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Diseño, análisis y fabricación de un sistema de transmisión (multi-stage) para un molinete de una cosechadora agrícola

Proyecto Fin de Grado
Grado en Ingeniería Mecánica

Autor:

Víctor Pérez Raya

Tutor:

D. Víctor Manuel Santiago Praderas

Dep. de Ingeniería Gráfica

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Universitat Politècnica de València

Valencia, 2023

DEDICATORIA

Este Trabajo Fin de Grado se lo dedico...

A mis padres, que gracias a su apoyo y amor incondicional puedo ser quien soy.

A mi hermano, uno de los mayores pilares en mi vida.

A mis abuelos, Pilar y Juan, que me transmitís vuestra energía para seguir ampliando conocimientos.

A mis amigos, en especial a Carlos y Miguel, quienes han hecho más amena esta etapa de mi vida.

A mis profesores, por compartir todo lo que sabéis.

Y, por último, a mi tutor, que sin tenerlo todo de cara me has dado el apoyo de hacer este trabajo posible.

RESUMEN

El siguiente trabajo final de grado está destinado al análisis, diseño y fabricación de un sistema de transmisión (multi-stage) para el molinete de una cosechadora agrícola, con el fin de mostrar claramente los elementos constituyentes, así como el funcionamiento de los mismos.

Para el desarrollo, se estudiarán las variables relevantes de la misma para después dimensionarla de acuerdo con las premisas existentes. Por último, se realizará un modelado 3D de los componentes, para poder imprimir diferentes vistas del conjunto y el correspondiente explosionado de los elementos.

Por último, se presenta la composición y el funcionamiento del modelo realizado en un pliego de condiciones. Además, se expondrá un presupuesto para su posible realización e implementación en una cosechadora agrícola.

Finalmente, se exponen las posibles relaciones del trabajo en los Objetivos de Desarrollo Sostenible para 2030 (ODS).

SUMMARY

The next final degree project is aimed at the analysis, design and manufacture of a transmission system (multi-stage) for the windlass of an agricultural harvester, in order to clearly show the constituent elements, as well as their operation.

For the development, the relevant variables of the same will be studied and then dimensioned according to the existing premises. Finally, a 3D modeling of the components will be carried out, in order to print different views of the assembly and the corresponding explosion of the elements.

Lastly, the composition and operation of the model made in a specification is presented. In addition, a budget will be presented for its possible realization and implementation in an agricultural harvester.

Finally, the possible relationships of work in the Sustainable Development Goals for 2030 (SDGs) are exposed.

RESUM

El següent treball final de grau està destinat a l'anàlisi, disseny i fabricació d'un sistema de transmissió (multi-stage) per al molinet d'una recol·lectora agrícola, per tal de mostrar clarament els elements constituents, així com el funcionament dels mateixos.

Per al desenvolupament, s' estudiaran les variables rellevants de la mateixa per després dimensionar-la d' acord amb les premisses existents. Finalment, es realitzarà un modelatge 3D dels components, per poder imprimir diferents vistes del conjunt i el corresponent explosionat dels elements.

Per finalitzar, es presenta la composició i el funcionament del model realitzat en un plec de condicions. A més, s' exposarà un pressupost per a la seva possible realització i implementació en una recol·lectora agrícola.

Finalment, s'exposen les possibles relacions del treball en els Objectius de Desenvolupament Sostenible per a 2030 (ODS).

ÍNDICE

DEDICATORIA	4
RESUMEN	5
SUMMARY	6
RESUM.....	7
ÍNDICE.....	9
1. MEMORIA	16
1.1. OBJETO.....	17
1.2 ESTUDIO DE NECESIDADES	18
1.2.1 CLIENTE	18
1.2.2 NORMATIVA	22
1.2.3 ANTECEDENTES.....	24
1.3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	27
1.3.1 DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES GENERALES DE LAS SOLUCIONES ALTERNATIVAS	27
1.3.2. ANÁLISIS INDIVIDUAL DE LAS SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	30
1.3.3. DESCRIPCIÓN Y COMPARACIÓN DE LAS SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	33
1.4 DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA	35
1.4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL.....	35
1.4.2 DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS COMPONENTES.....	36
1.4.2.1. Descripción de los engranajes:	36
1.4.2.2. Descripción de los ejes:	40
1.4.2.3. Descripción del portador de planetas:	41
1.4.2.4. Descripción de los rodamientos:	42
1.4.2.5. Descripción de la carcasa:	44
1.4.2.6. Descripción de los tapones:.....	45
1.4.2.7. Descripción del embrague:.....	46
1.4.2.8. Descripción de los anillos seeger:	47
1.4.2.9. Descripción de las tuercas y arandelas de fijación:	47
1.4.2.10. Descripción de los retenes y arandelas de sellado:	48
1.5. BIBLIOGRAFÍA	50
1.6. ANEXOS	56
ANEXO I. CÁLCULOS DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA	58
Introducción.....	59
Cálculo del sistema de transmisión de engranajes cónicos:	59
Cálculo del sistema de transmisión de engranajes rectos:	68
ANEXO II. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	80
1. Selección rodamientos eje de entrada:	81
2. Selección rodamientos del eje solar:	85
3. Selección rodamientos eje planetario:.....	88
4. Selección rodamientos del eje de salida:	92
ANEXO III. PROCEDIMIENTO DE MONTAJE DE LOS RODAMIENTOS	97

ANEXO IV. DATOS TÉCNICOS	102
1. Rodamiento 30206.....	103
2. Rodamiento 32013 X.....	104
3. Rodamiento 32914.....	105
4. Rodamiento 6309.....	106
5. Rodamiento 30215.....	107
6. Tapón de entrada del lubricante 28022.....	109
7. Tapón de salida del lubricante 28024	110
8. Tuerca, arandela de fijación y llave asociada del eje de entrada	111
9. Tuerca, arandela de fijación y llave asociada del eje solar	113
10. Tuerca, arandela de fijación y llave asociada del eje planetario.....	115
11. Tuerca, arandela de fijación y llave asociada del eje de salida.....	117
12. Catálogo de anillos Seeger.....	119
13. Alicates con limitador de extensión para anillos seeger	121
14. Catálogo embragues de sobrecarga	122
15. Retén 75X95X10 HMS5 RG.....	123
16. Retén 11050.....	124
17. Arandela de sellado Z 001	125
ANEXO V. OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE (ODS).....	126
1. Conocimientos previos:	127
2. La agenda 2030 y los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS).....	128
3. La implementación de los ODS en el sistema de transmisión para el molinete de una cosechadora agrícola.....	129
2. PLANOS.....	132
0. PLANO GENERAL	135
1. EJE DE ENTRADA CON PIÑÓN	136
2.1. RUEDA	137
2.2. RUEDA	138
3. SOPORTE RUEDA.....	139
4. ANILLO 1	140
5. ANILLO 2	141
6.1. EJE SOLAR CON ENGRANAJE	142
6.2. EJE SOLAR CON ENGRANAJE	143
7. PLANETA 1.....	144
8. PLANETA 2.....	145
9. EJE PLANETARIO.....	146
10. CORONA	147
11.1. PORTADOR DE PLANETAS 1	148
11.2. PORTADOR DE PLANETAS 1	149
12.1. PORTADOR DE PLANETAS 2	150
12.2. PORTADOR DE PLANETAS 2	151
12.3. PORTADOR DE PLANETAS 2	152
13. PORTADOR DE PLANETAS 3	153
14. EJE DE SALIDA.....	154
15. CARCASA DE SUJECCIÓN DEL EJE DE ENTRADA.....	155
16.1. CARCASA DE SUJECCIÓN DEL EJE DE SALIDA	156
16.2. CARCASA DE SUJECCIÓN DEL EJE DE SALIDA	157
17. CARCASA LATERAL IZQUIERDA.....	158
18. CARCASA SUPERIOR.....	159
19. CARCASA INFERIOR.....	160
20. APOYO CARCASA SUPERIOR	161

21. APOYO CARCASA INFERIOR	162
22. CARCASA LATERAL DERECHA	163
3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	164
ÍNDICE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	165
3.1. OBJETO	166
3.2. CONDICIONES TÉCNICAS	166
3.2.1 CONDICIONES DE LOS MATERIALES	166
3.2.1.1 Engranajes	166
3.2.1.2 Ejes	167
3.2.1.3 Otras piezas	167
3.2.1.4 Carcasa	168
3.2.1.5 Tornillería y otros elementos	169
3.2.1.6 Rodamientos	170
3.2.2. CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN	170
2.2.1. Eje de entrada con piñón	170
2.2.2. Rueda	171
2.2.3. Soporte de la rueda	172
2.2.4. Anillo 1	172
2.2.5. Anillo 2	173
2.2.6. Eje solar con engranaje	173
2.2.7. Planeta 1	174
2.2.8. Planeta 2	175
2.2.9. Eje planetario	176
2.2.10. Corona	176
2.2.11. Portador de planetas 1	177
2.2.12. Portador de planetas 2	178
2.2.13. Portador de planetas 3	179
2.2.14. Eje de salida	179
2.2.15. Carcasa de sujeción del eje de entrada	180
2.2.16. Carcasa de sujeción del eje de salida	181
2.2.16. Apoyo de la carcasa superior	181
2.2.17. Apoyo de la carcasa superior	182
3.2.3 CONDICIONES DE ENSAMBLAJE	183
3.2.3 PRUEBA DE SERVICIO	185
4. PRESUPUESTO	188
4.1. PRECIOS ELEMENTALES	189
4.1.1. Materiales	189
4.1.2. Componentes	189
4.1.3. Maquinaria	190
4.1.4. Mano de obra	190
4.1.5. Ingeniería	191
4.2. PRECIOS DESCOMPUESTOS	191
4.3. PRECIOS UNITARIOS	197
4.4. COMPONENTES	207
4.5. COSTE NETO	208
4.6. PRESUPUESTO TOTAL	209

Índice de Ilustraciones:

ILUSTRACIÓN 1: COSECHADORA INDUSTRIAL LEXION 770. FUENTE: CLASS.COM	17
ILUSTRACIÓN 2: ESQUEMA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA ACCIONAR EL MOLINETE UNA COSECHADORA AGRÍCOLA (VISTA LATERAL). FUENTE: ADME	18
ILUSTRACIÓN 3: CORTE AL CUARTO DE UNA CAJA REDUCTORA DE VELOCIDAD. FUENTE: NEUGART.COM	24
ILUSTRACIÓN 4: CORTE DE LA CAJA DE CAMBIOS JOHN DEERE 3350. FUENTE: TRACTORESMAQUINAS.COM.....	25
ILUSTRACIÓN 5: CORTE DE LA CAJA DE CAMBIOS DE UN AUDI EN EL FZG DE LA TUM. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.	26
ILUSTRACIÓN 6: SECCIÓN AL CUARTO DE UN CONJUNTO SIMILAR AL DEL EJE DE ENTRADA. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA. ...	27
ILUSTRACIÓN 7: CONJUNTO SIMILAR AL DEL EJE SOLAR CON LA RUEDA Y EL SOL. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.	28
ILUSTRACIÓN 8: ACCIONAMIENTO DE ENGRANAJES PLANETARIOS. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.	29
ILUSTRACIÓN 9: EMBRAGUE DE SOBRECARGA MULTIDISCO. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.....	29
ILUSTRACIÓN 10: REPRESENTACIÓN 2D A MANO ALZADA DE LA SOLUCIÓN ALTERNATIVA 1. FUENTE: ELISA IGOA VIGURIA, 2022.	30
ILUSTRACIÓN 11: REPRESENTACIÓN 2D A MANO ALZADA DE LA SOLUCIÓN ALTERNATIVA 2. FUENTE: MARIO ESCRIG GRESA, 2022.	31
ILUSTRACIÓN 12: REPRESENTACIÓN 2D A MANO ALZADA DE LA SOLUCIÓN ALTERNATIVA 3. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.32	
ILUSTRACIÓN 13: DISEÑO DEL PORTADOR DE PLANETAS DE DOS PIEZAS. FUENTE: ADME.	42
ILUSTRACIÓN 14: DISEÑO ESTRUCTURAL DE LA CARCASA. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.....	45
ILUSTRACIÓN 15: DISCOS DE FRICCIÓN DEL EMBRAGUE MULTIDISCO. FUENTE: TRW.COM.....	46
ILUSTRACIÓN 16: PLACAS DE EMBRAGUE DEL EMBRAGUE MULTIDISCO. FUENTE: TRW.COM.....	46
ILUSTRACIÓN 17: RESORTES REFORZADOS PARA DEL EMBRAGUE MULTIDISCO. FUENTE: TRW.COM	47
ILUSTRACIÓN 18: REPRESENTACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LA TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES CÓNICOS. FUENTE: ADME. 63	
ILUSTRACIÓN 19: REPRESENTACIÓN DE LAS FUERZAS DE LA TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES CÓNICOS. FUENTE: ADME	65
ILUSTRACIÓN 20: REPRESENTACIÓN DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS: ADENDO, DEDENDO Y ALTURA DEL DIENTE. FUENTE: ADME.	66
ILUSTRACIÓN 21: REPRESENTACIÓN DE UN MODELO GENERAL DE SISTEMA PLANETARIO. FUENTE: ADME.	72
ILUSTRACIÓN 22: REPRESENTACIÓN CINEMÁTICA DEL MODELO CON EL ENGRANAJE CORONA FIJO A LA CAJA. FUENTE: ADME.	73
ILUSTRACIÓN 23: DISTRIBUCIÓN ESTÁTICA DE LAS FUERZAS. FUENTE: ADME.	75
ILUSTRACIÓN 24: VISTA EXPLOSIONADA DE LAS PARTES DEL RODAMIENTO DE RODILLOS CÓNICOS. FUENTE: SKF.COM	81
ILUSTRACIÓN 25: SELECCIÓN DEL TIPO Y DISPOSICIÓN DE RODAMIENTOS DEL EJE SOLAR. FUENTE: SKF.COM	82
ILUSTRACIÓN 26: FILTROS PARA LA SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS. FUENTE: SKF.COM.....	82
ILUSTRACIÓN 27: REQUERIMIENTOS PARA LA SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS. FUENTE: SKF.COM	83
ILUSTRACIÓN 28: CASO DE CARGA DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE ENTRADA. FUENTE: SKF.COM.....	83
ILUSTRACIÓN 29: RODAMIENTOS SELECCIONABLES EJE DE ENTRADA. FUENTE: SKF.COM	84
ILUSTRACIÓN 30: REQUISITOS DE AJUSTE PARA LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE ENTRADA. FUENTE: SKF.COM	84
ILUSTRACIÓN 31: REPRESENTACIÓN DE LA FUERZA AXIAL QUE EJERCE LA RUEDA EN EL EJE SOLAR. FUENTE: ADME	85
ILUSTRACIÓN 32: TIPO Y DISPOSICIÓN DE RODAMIENTOS DEL EJE SOLAR. FUENTE: SKF.COM.....	86
ILUSTRACIÓN 33: FILTROS PARA LA SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS. FUENTE: SKF.COM.....	86
ILUSTRACIÓN 34: REQUERIMIENTOS DE LOS RODAMIENTOS EN EL EJE SOLAR. FUENTE: SKF.COM	86
ILUSTRACIÓN 35: CASO DE CARGA DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE SOLAR. FUENTE: SKF.COM	87
ILUSTRACIÓN 36: RODAMIENTOS SELECCIONABLES EJE SOLAR. FUENTE: SKF.COM	87
ILUSTRACIÓN 37: REQUISITOS DE AJUSTE DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE SOLAR. FUENTE: SKF.COM	88
ILUSTRACIÓN 38: VISTA DE CONJUNTO Y EXPLOSIONADA DE LAS PARTES DEL RODAMIENTO DE RODILLOS CÓNICOS. FUENTE: PORTALELECTROMECHANICO.ORG	89
ILUSTRACIÓN 39: SELECCIÓN DEL TIPO Y DISPOSICIÓN DE RODAMIENTOS DEL EJE PLANETARIO. FUENTE: SKF.COM	89
ILUSTRACIÓN 40: FILTROS PARA LA SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE PLANETARIO. FUENTE: SKF.COM	90
ILUSTRACIÓN 41: REQUERIMIENTOS PARA LA SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE PLANETARIO. FUENTE: SKF.COM ...	90
ILUSTRACIÓN 42: CASO DE CARGA DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE PLANETARIO. FUENTE: SKF.COM	91

ILUSTRACIÓN 43: RODAMIENTOS SELECCIONABLES EJE PLANETARIO. FUENTE: SKF.COM	91
ILUSTRACIÓN 44: REQUISITOS DE AJUSTE PARA LOS RODAMIENTOS DEL EJE PLANETARIO. FUENTE: SKF.COM	92
ILUSTRACIÓN 45: TIPO Y DISPOSICIÓN DE RODAMIENTOS DEL EJE DE SALIDA. FUENTE: SKF.COM.....	93
ILUSTRACIÓN 46: FILTROS PARA LA SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE SALIDA. FUENTE: SKF.COM	93
ILUSTRACIÓN 47: REQUERIMIENTOS PARA LA SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE SALIDA. FUENTE: SKF.COM.....	94
ILUSTRACIÓN 48: CASO DE CARGA DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE SALIDA. FUENTE: SKF.COM	94
ILUSTRACIÓN 49: RODAMIENTOS SELECCIONABLES EJE DE SALIDA. FUENTE: SKF.COM	95
ILUSTRACIÓN 50: REQUISITOS DE AJUSTE PARA LOS RODAMIENTOS DEL EJE DE SALIDA. FUENTE: SKF.COM	95
ILUSTRACIÓN 51: LOS 17 OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE. FUENTE: UN.ORG.....	129
ILUSTRACIÓN 52: LOGO DEL OBJETIVO DE DESARROLLO SOSTENIBLE 9. FUENTE: UN.ORG	130
ILUSTRACIÓN 53: METAS DEL OBJETIVO 9 DE LOS ODS. FUENTE: UN.ORG	131
ILUSTRACIÓN 54: LOCALIZACIÓN DE LA PISTA DE PRUEBAS PARA COSECHADORAS DE GRIMME. FUENTE: MAQUINAC.COM..	186

Índice de Tablas:

TABLA 1: DATOS PROPORCIONADOS POR EL CLIENTE. FUENTE: ADME.....	20
TABLA 2: CARACTERÍSTICAS DE LOS RODAMIENTOS. FUENTE: ELABORACIÓN PROPIA.....	44
TABLA 3: FÓRMULAS Y DATOS PARA EL DIMENSIONADO DE LOS EJES. FUENTE: MASCHINELEMENTE 1, P. 742 IM. 17.3.....	61

1. MEMORIA

1.1. OBJETO

El presente trabajo está enfocado en la aplicación de la ingeniería, para el análisis, la fabricación y el diseño de un sistema de transmisión, el cual será usado para transmitir la potencia producida y generar el movimiento del molinete de una cosechadora agrícola.

En primera instancia, se analizarán las necesidades mecánicas y de diseño, teniendo en cuenta los datos principales que nos indican las características más importantes. Posteriormente a raíz de los mismos se calculará el resto de información que se deberá conocer para poder realizar el diseño del conjunto.

En segundo lugar, se utilizarán los datos que nos proporciona el cliente, junto con los resultados obtenidos en los cálculos, realizados mediante hojas de cálculos, para la producción del sistema de transmisión de la cosechadora.

La elección para el modelaje será utilizar los softwares de diseño de Autodesk Inventor y AutoCAD. A partir de esta aplicación, se realizarán los planos, incluyendo una vista del conjunto, y las vistas de las distintas piezas que forman parte del sistema de transmisión para su mejor comprensión a la hora del ensamblado, excluyendo cualquier pieza que podrá ser adquirida a distintos proveedores.

A continuación, se procederá a redactar unas especificaciones técnicas para detallar las condiciones técnicas de los materiales con sus respectivos controles de calidad, y las condiciones de ejecución, redactando el procedimiento de montaje de las piezas. Para finalizar este apartado, se incluyen dos tipos de pruebas de servicio a realizar para verificar el buen comportamiento del sistema de transmisión.

Por último, se realizará un presupuesto para determinar el precio de mercado antes y después de impuestos. Para ello se analizarán los precios descompuestos de cada pieza junto con el material a usar, y los componentes suministrados por proveedores.

Así mismo, exponer ante los organismos competentes que dicho proyecto cumple con las condiciones y garantías exigidas por la reglamentación vigente.



Ilustración 1: Cosechadora industrial Lexion 770. Fuente: Class.com

1.2 ESTUDIO DE NECESIDADES

1.2.1 CLIENTE

Durante la estancia Erasmus+ en el “Politecnico di Milano” (PoliMi), el Prof. Dr. Ing. Karsten Stahl, responsable de la asignatura “Advance Design of Macchine Elements” (ADME), y director del Instituto de Elementos de Máquinas, del Centro de Investigación de Engranajes (FZG) de la Universidad Técnica de Múnich (TUM), nos solicitó como ejercicio final la realización de un diseño a mano en papel A1 correspondiente a un sistema de transmisión para el molinete una cosechadora agrícola, que perfectamente pueda ser de la empresa alemana Claas.

Fundada en 1913, y con sede en Harsewinkel, Alemania. Dicha compañía se dedica a la fabricación de maquinaria agrícola, destacando en productos como tractores, cosechadoras, picadoras, máquinas de recolección de forraje, empacadoras, y cargadoras.

Concretamente, el profesor nos indicó que el sistema de transmisión estaría preparado para montar en las cosechadoras LEXION 8900-7400, siendo adaptable a otras series como la LEXION 6900-5300, o la TRION.

Además, necesitará atender a un esquema y unas necesidades específicas (o datos), las cuáles han sido facilitadas por el cliente:

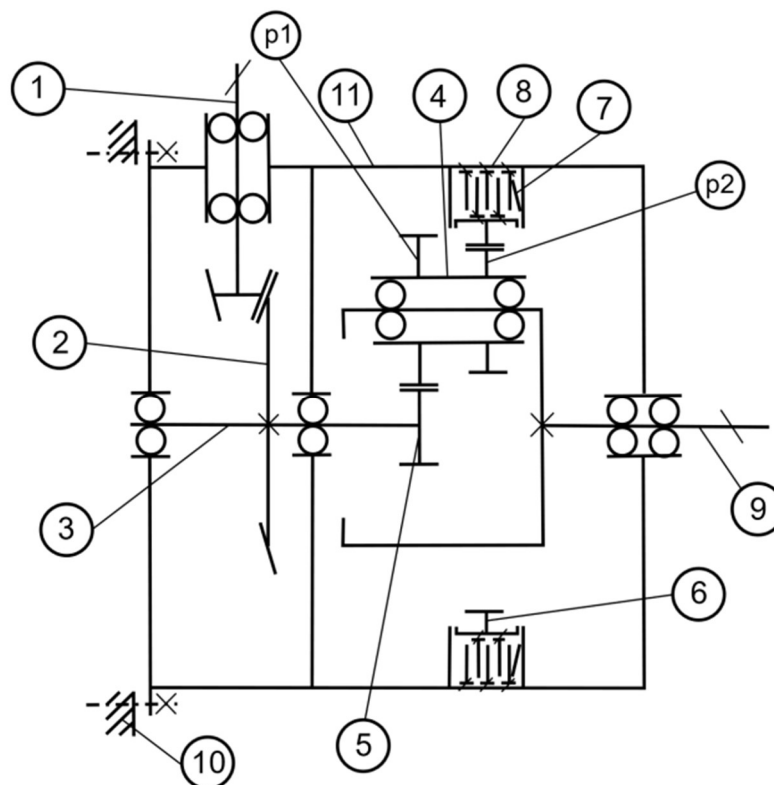


Ilustración 2: Esquema del sistema de transmisión para accionar el molinete una cosechadora agrícola (vista lateral).
Fuente: ADME

Leyenda - Figura 2:

1. Eje de entrada
 2. Rueda dentada cónica
 3. Eje sola
 4. Tres engranajes planetarios
 5. Sol
 6. Corona
 7. Resorte de placa
 8. Embrague de sobrecarga
 9. Eje de salida.
 10. Placa base
 11. Carcasa
- p1. Planeta 1
- p2. Planeta 2

Descripción funcional de las necesidades del cliente:

La entrada se realiza mediante un eje de toma de fuerza (el cual no está plasmado en el esquema), que está conectado al eje de entrada con el piñón (1), siendo la dirección de la carga constante.

El torque se transfiere a través de la rueda dentada cónica (2) al engranaje solar (5). Los tres engranajes planetarios (p1, p2), que están equitativamente distribuidos a lo largo de la circunferencia, son engranajes de dientes rectos y engranan con el planeta (5) y la corona (6).

El embrague de sobrecarga (8) está cerrado, y el par de salida se puede transmitir a través del portador de planetas (4) al eje de salida (9). En sobrecarga, el embrague (8) patina, lo que evita que el sistema de transmisión tenga un par elevado inadmisible y evita los impulsos de par.

Los discos múltiples en el lado exterior son a prueba de torque y están axialmente conectados a la carcasa, así como los discos múltiples en el lado interior a la corona dentada (6). La pretensión del plato de resorte (7) tiene que poder ser ajustable sin desmontar el embrague de discos múltiples (8).

Datos:

Datos generales:	Símbolos		Unidades
Potencia máxima de entrada	P_1	10	KW
Revoluciones de entrada	n_1	1500	min^{-1}
Rendimiento global	η	1	-
Vida nominal	L_{h10}	12000	h

Transmisión de engranajes cónicos			
Módulo	m_{mn}	3,6	mm
Ángulo de presión normal	α_n	20	°
Ángulo de hélice en mitad del diente	β_m	30	°
Anchura engranaje	b	35	mm
Número de dientes:			
Piñón (1)	z_1	15	-
Rueda (2)	z_2	48	-
Diámetros de referencia a mitad del diente			
Piñón (1)	d_{m1}	54	mm
Rueda (2)	d_{m2}	172,8	mm
Fuerzas del diente en el piñón	F_{ax1}	$0,69 \times F_{u1}$	
	F_{rad1}	$0,22 \times F_{u1}$	

Etapas de engranaje planetario			
Módulo	m_{mn}	2,75	mm
Anchura del engranaje	b	60	mm
Ángulo de presión	α	20	°
Ángulo de hélice	β	0	°
Número de dientes;			
Sol (5)	z_{sol}	26	-
Planetas (4)			
Planeta 1 (p1)	z_{p1}	33	-
Planeta 2 (p2)	z_{p2}	25	-
Corona (6)	z_{corona}	84	-
Circunferencias primitivas:			
Sol (5)	$d_{w,sol}$	71,5	mm
Planetas (4)			
Planeta 1 (p1)	$d_{w,p1}$	90,75	mm
Planeta 2 (p2)	$d_{w,p2}$	68,75	mm
Corona (6)	$d_{w,anillo}$	231	mm

Tabla 1: Datos proporcionados por el cliente

Como se puede observar en la tabla, los datos proporcionados por el cliente serán el punto de partida para el análisis y el diseño del proyecto.

En concreto se dividen en tres grupos, datos generales, transmisión de engranajes cónicos y sistema de engranajes planetarios.

En el primer conjunto se puede ver que la potencia máxima será de 10KW, ya que se trata de una máquina de dimensiones medias y, por tanto, deberá tener dicha capacidad de trabajo. Por otro lado, se darán las revoluciones en el eje de entrada, siendo las mismas de 1500rpm, una cifra admisible ya que, para máquinas más pequeñas, las revoluciones están comprendidas entre 1000-1200rpm.

A continuación, tendremos un rendimiento o factor de eficiencia igual a 1, debido a que, al tratarse de un problema teórico, será mejor para el desarrollo de la solución. Además, la vida nominal de los rodamientos o la vida a fatiga que alcanza o supera el 90% de los mismos será de 12000 horas.

Continuamos con un conjunto de datos que se proporcionarán de la transmisión de engranajes cónicos, entre los que destacan el módulo, los ángulos de presión y hélice, la anchura, y para finalizar, el número de dientes de cada engranaje (piñón y rueda), y los diámetros de los mismos; Además se proporcionará de las fuerzas (axiales y radiales) de los dientes del piñón. Dichos datos de entrada serán útiles para calcular el dimensionado del eje, adendo, dedendo, y demás cálculos, que podrán ser observados en el Anexo I.

Por otra parte, se proporcionará otro conjunto de datos, esta vez del sistema planetario. Al igual que en los engranajes cónicos, se dará el módulo, la anchura, y los ángulos de presión y de hélice, que serán para todos los engranajes los mismos. Después se proporcionarán los números de dientes de cada engranaje, y los respectivos diámetros de las circunferencias primitivas.

1.2.2 NORMATIVA

Criterios para la elaboración de la memoria:

- **UNE 157001:2014** - Criterios generales para la elaboración formal de documentos que constituyen un proyecto técnico.

Tolerancias dimensionales:

- **UNE-EN ISO 2203:1998** - Dibujos técnicos. Signos convencionales para engranajes.
- **ISO 2768-1:1989** - Tolerancias generales. Tolerancias para dimensiones lineales y angulares sin indicaciones de tolerancia individuales.
- **UNE-EN ISO 286:2011** - Especificación geométrica de productos (GPS). Sistema de codificación ISO para las tolerancias en dimensiones lineales.
- **DIN 13** - Rosca métrica ISO y rosca fina métrica ISO.
- **VDI 2230** - Valores aproximados para roscas gruesas métricas.

Engranajes:

- **ANSI/AGMA** - Dimensionado de los engranajes.
- **UNE 18004:1993** - Vocabularios y definiciones geométricas.
- **UNE 18066:1961** - Rectos y helicoidales.
- **UNE 18068:1978** - Cilíndricos. Datos que deben figurar en los planos.
- **UNE-EN ISO 2203:1998** - Dibujos técnicos. Signos convencionales.
- **DIN 3990 y ISO 6336**- Cálculo de la capacidad de carga de los engranajes.
- **ISO 6336-20** - Marcas de desgaste en engranajes: Método de temperatura integral.
- **API/GL-4** - Lubricación para engranajes.

Rodamientos:

- **UNE-EN ISO 8826:1998** - Dibujos técnicos.
- **UNE-EN ISO 2909:2002** – Metodología de cálculo para obtener el índice de viscosidad.
- **UNE 18113:1983** - Capacidad de carga dinámica y vida útil. Métodos de cálculo.
- **UNE 18097:1991** - Capacidad de carga estática.
- **ISO R773:2491** - Tipos de rodamientos.
- **DIN 625 1/3** - Rodamiento rígido de bolas.
- **DIN 628 parte 1** - Rodamiento angular de bolas simple.
- **DIN 628 parte 4** - Rodamiento de contacto de cuatro puntos.
- **DIN 5412 parte 1** - Rodamiento de rodillos cilíndricos de una hilera (NJ, NUP, NJ + ángulo del anillo, HJ).

- **DIN 617** - Rodamiento de rodillos de agujas.
- **DIN 720 y ISO 355** - Rodamiento de rodillos cónicos.
- **DIN 711** - Rodamiento de empuje de bola de ranura profunda.
- **DIN 722** - Rodamiento de empuje de bola de ranura profunda.
- **DIN ISO 76** - Cálculo de la capacidad de carga estática estandarizada de rodamientos.
- **DIN ISO 281** - Método de cálculo que asume que cada sobre balanceo contribuye a la fatiga (regla de Palmgren-Miner).
- **DIN ISO 281** - Métodos de cálculo de la vida útil del rodamiento.

Eje estriado:

- **DIN 5480** - Información general sobre el eje estriado con perfil de flanco involutivo y variables de entrada para dimensionamiento.
- **DIN ISO 14 y DIN 5481** - Conexión de eje estriado.

Lubricación:

- **DIN 3760** - Sistemas de sellado de lubricante para movimiento rotativo y sellos de eje.
- **DIN 3760/3761** - Diferentes sistemas de sellado con y sin borde protector.
- **DIN 51509** - Criterios de selección de lubricantes: Aplicación dependiendo de la velocidad circunferencial.
- **UNE 51046:1964** – Contaminación con materias sólidas en aceites lubricantes.

Chavetas:

- **DIN 6885** - Conexión de chavetas.

Perfil poligonal:

- **DIN 32711 y DIN 32712** - Perfiles poligonales.

1.2.3 ANTECEDENTES

Antes de plantear las bases del proyecto, se realizó un estudio para poder tener en cuenta algunos ejemplos de sistemas de engranajes planetarios o transmisiones de engranajes cónicos. Dichos prototipos se usarán para contrastar y comprobar los componentes de algunos modelos que se podrán apreciar en el mercado, y poder contemplar las mejores soluciones para el producto final.

➤ **NEUGART**



Ilustración 3: Corte al cuarto de una caja reductora de velocidad. Fuente: Neugart.com

En el primer ejemplo se puede ver una caja reductora de velocidad con un sistema planetario epicicloidal de Neugart, fabricante alemán de reductores de velocidad.

En dicho modelo se deberá prestar atención tanto a la zona de los engranajes planetarios, como a la forma de ensamblaje de los rodamientos y otras piezas, observándose una eficiente composición de la vista de conjunto con algunas piezas explosionadas en el margen derecho.

➤ **John Deere**

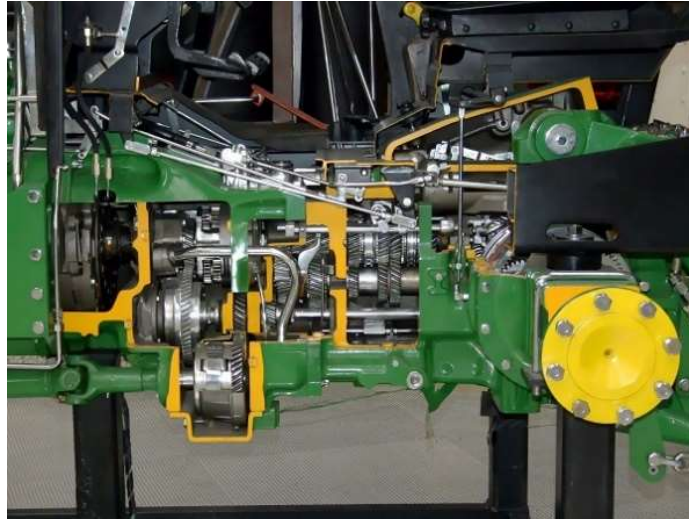


Ilustración 4: Corte de la caja de cambios John Deere 3350. Fuente: tractoresymaquinas.com

En este se ha encontrado una caja de cambios de la marca John Deere. Observando con detenimiento dicho modelo, se apreciará cómo tiene un sistema planetario, como se solicitó en el esquema del cliente.

Como aspecto negativo, no se aprecia con exactitud los engranajes cónicos que también nos han sido requeridos, por lo que de este antecedente procederemos a asimilar la parte mencionada anteriormente.

➤ FZG

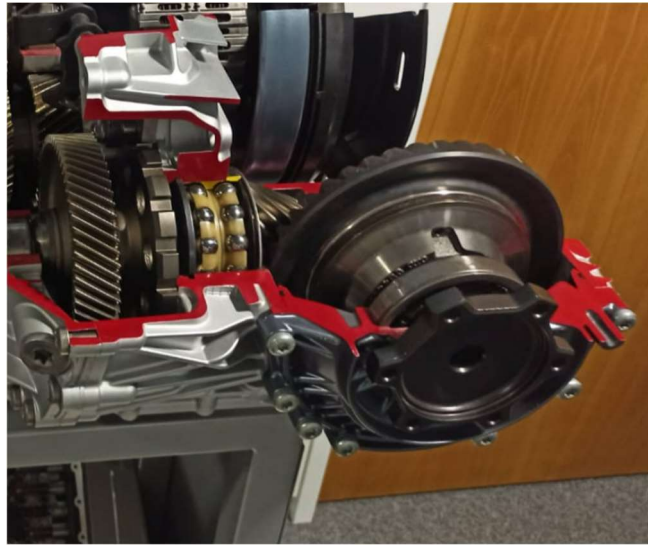


Ilustración 5: Corte de la caja de cambios de un Audi en el FZG de la TUM. Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se muestra la caja de cambios de un Audi, expuesta en las dependencias del FZG. La parte que nos interesa es aquella a la que se hace zoom, pudiendo observar un sistema de engranajes cónicos.

A pesar de que no es posible obtener otro ángulo de la foto mostrada, se puede apreciar ligeramente la forma del piñón y los rodamientos de grandes dimensiones. Junto al engranaje mencionado, se podrá ver la rueda, de la que se apreciará la forma del engranaje. Finalmente, se verá el conjunto y la manera de ensamblaje del mismo.

1.3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Previamente se han seleccionado un total de tres soluciones diferentes con su correspondiente esquema requerido de una representación 2D del proyecto, las cuales han sido evaluadas, para poder comenzar a desarrollar el proyecto final.

En primer lugar, se comentarán las partes generales, y posteriormente se analizarán individualmente las soluciones alternativas:

1.3.1 DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES GENERALES DE LAS SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Comenzamos la descripción general de las partes en común de las soluciones por el eje de entrada, el cual tiene en una de sus terminaciones el piñón, que ensambla con la rueda. En él se sitúan dos rodamientos de rodillos cónicos apareados espalda a espalda (o con disposición en O), que han sido sujetados mediante una pieza, desde la parte superior de la carcasa hasta el final del último rodamiento para su correcta sujeción. En el mismo eje, por la parte de entrada de la potencia, se localizará un cierre con una tuerca de fijación y un anillo seeger, para dejar fijado todo el conjunto.

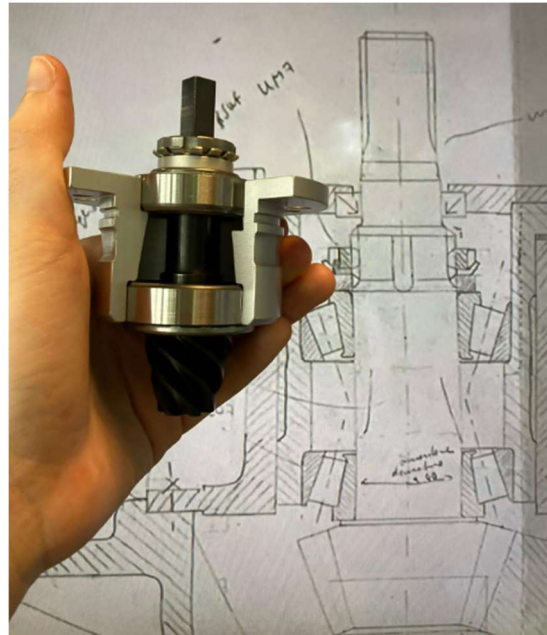


Ilustración 6: Sección al cuarto de un conjunto similar al del eje de entrada. Fuente: Elaboración propia.

A continuación, tendremos el otro engranaje cónico, la rueda. Esta consta de dos piezas unidas por un tornillo de una métrica a determinar, para que sea mejor su fabricación. La primera pieza se refiere a la compuesta por el engranaje cónico, y la segunda, la parte que se une al eje solar.

En el eje solar, habrá un total de dos rodamientos de rodillos cónicos apareados espalda a espalda, al igual que en el eje anterior. Ambos se unirán a la carcasa por su parte exterior, y al eje solar por el interior, para una correcta sujeción. Además, en la parte derecha del eje solar, se situará el engranaje sol.

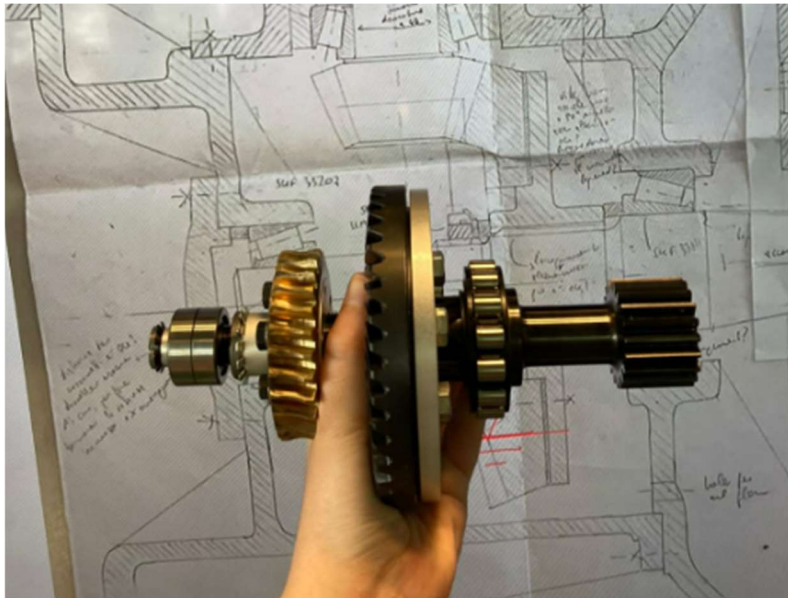


Ilustración 7: Conjunto similar al del eje solar con la rueda y el sol. Fuente: Elaboración propia.

Al engranaje sol se ensamblarán tres planetas 1, mientras que los tres planetas 2 estarán engranados con la corona. Por tanto, habrá tres ejes planetarios donde estarán situados los respectivos planetas. En cada extremo del eje, se situarán dos rodamientos de bolas, y después del rodamiento, se acoplará el correspondiente cierre mediante la tuerca y arandela de fijación y un anillo seeger.

Otro punto genérico será que el portador de planetas conectará el eje planetario con el eje de salida, llegando a estar por la parte izquierda unido con la ayuda de un tornillo de métrica pequeña aún por determinar.

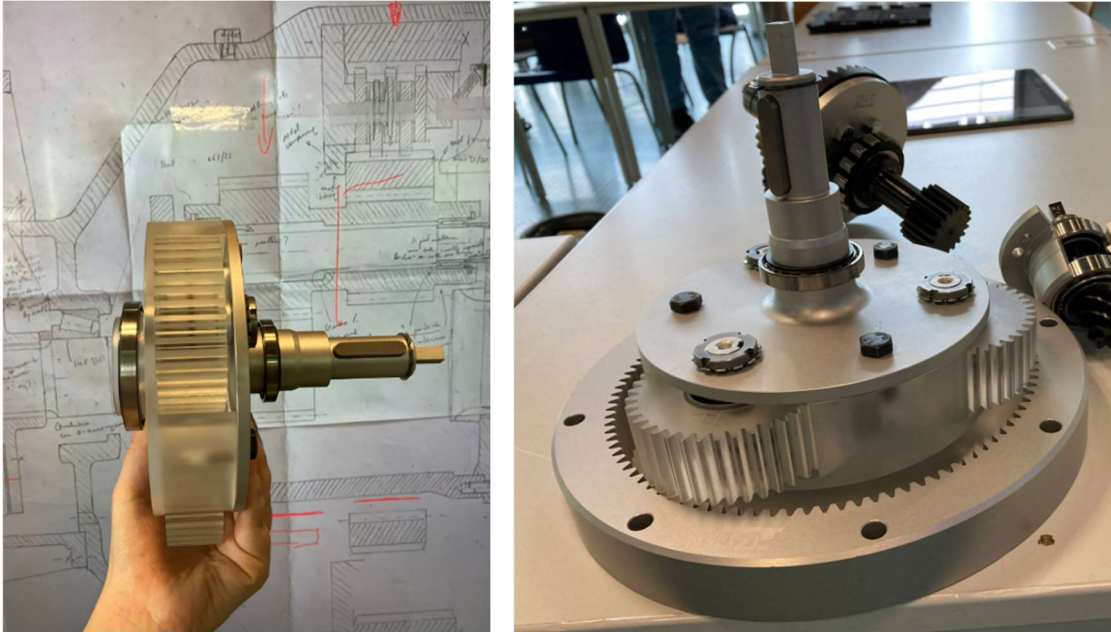


Ilustración 8: Accionamiento de engranajes planetarios. Fuente: Elaboración propia.

En la parte superior e inferior del engranaje corona, se situarán dos embragues de sobrecarga multidisco (por lo que ambos constarán con más de dos discos). Ambos conjuntos serán idénticos, estarán cerrados, y se unirán a la carcasa axialmente.

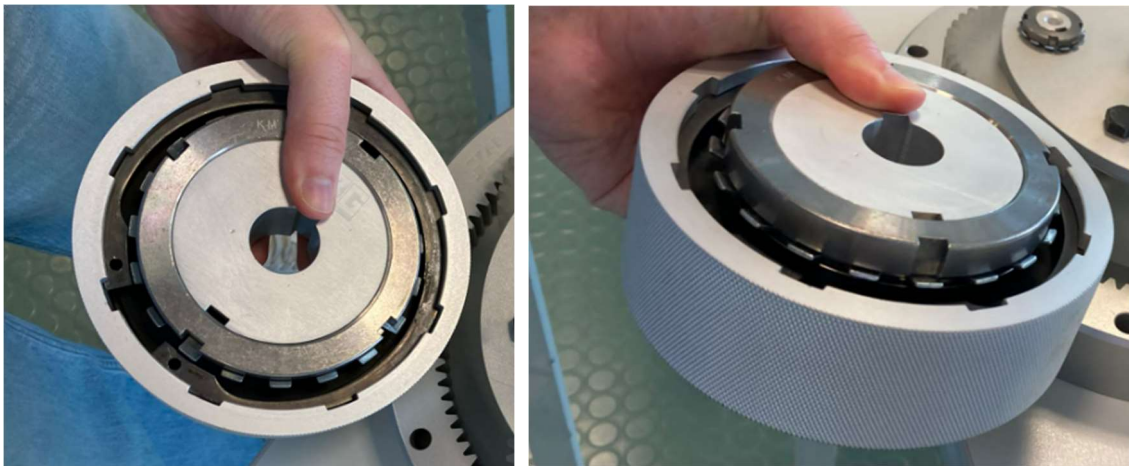


Ilustración 9: Embrague de sobrecarga multidisco. Fuente: Elaboración propia.

En última instancia, el eje de salida tendrá una forma casi idéntica al eje de entrada, excepto por las medidas, ya que éstas serán mayores y además este eje no contará con un piñón en uno de sus extremos. Sobre él habrá situados dos rodamientos de rodillos cónicos apareados espalda a espalda, con una disminución del eje lineal entre ellos. Al igual que hemos comentado anteriormente, la parte externa del rodamiento estará cerrada con una estructura simétrica y cilíndrica, la cual estará unida a la carcasa mediante un tornillo de

métrica a determinar. Por último, se cerrará el eje de salida con una tuerca de fijación y otro seeger.

Finalmente, la carcasa deberá estar cerrada, y anclada en los extremos superior e inferior de la parte izquierda de la misma para dejarla fijada a la placa base.

1.3.2. ANÁLISIS INDIVIDUAL DE LAS SOLUCIONES

ALTERNATIVAS

A continuación, se muestran tres soluciones alternativas que se han propuesto, y que tendrán en común las partes mencionadas en la descripción general, modificando algunas partes que hacen variar en gran medida el diseño del proyecto, y por tanto influirán en la decisión final del mismo.

Solución alternativa 1:

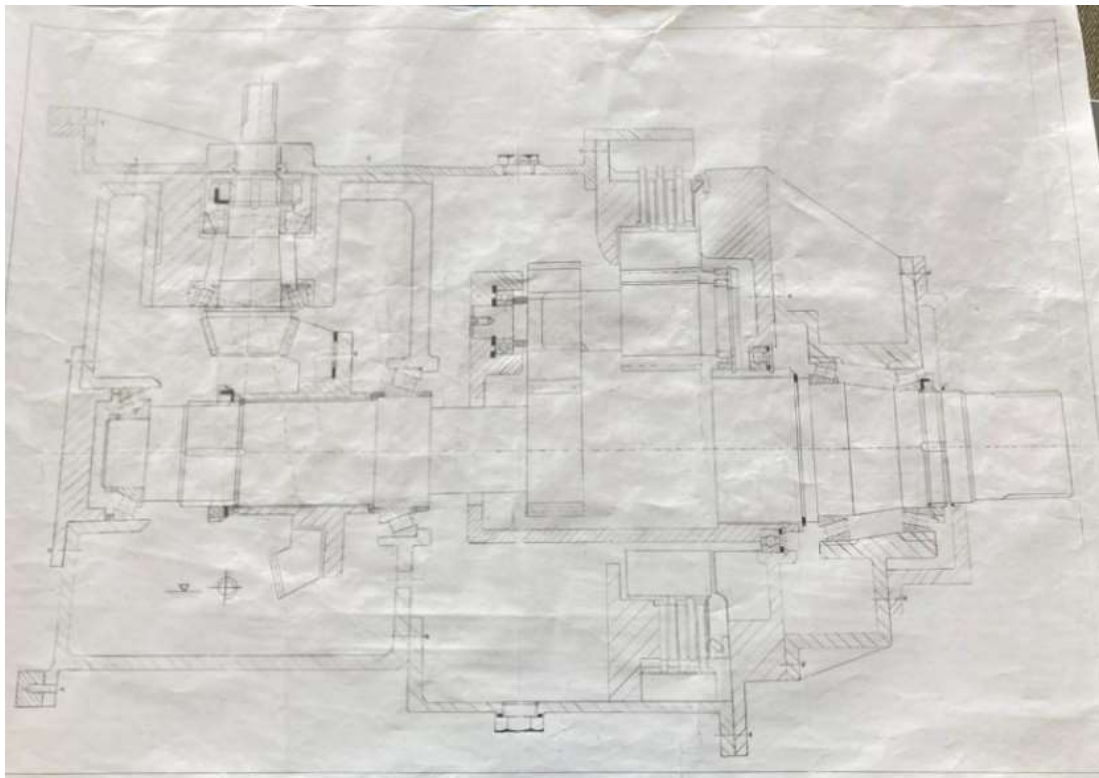


Ilustración 10: Representación 2D a mano alzada de la solución alternativa 1. Fuente: Elisa Igoa Viguria, 2022.

Análisis de la solución 1:

- Grosor de 4mm en algunas partes, y 7mm en otras.
- La carcasa se sujetará a la placa base con tornillos.
- 2 tapones para la entrada y salida del lubricante.

- Punto indicativo del lubricante.
- Cierre del eje solar en el extremo izquierdo del eje gracias al uso de un anillo de presión, y en la parte limítrofe de la rueda (siendo la misma la pieza que no contiene los dientes), mediante un anillo seeger y un anillo de sujeción.
- Planetas ensamblados con un estriado en el eje planetario.
- Grosor de 3-4mm en el brazo del portador de planetas.
- Cierre con anillo seeger de la parte de unión del eje de salida y el portador de planetas.
- Muros y pantallas en la carcasa para repartir las fuerzas que se puedan generar en puntos clave.

Solución alternativa 2:

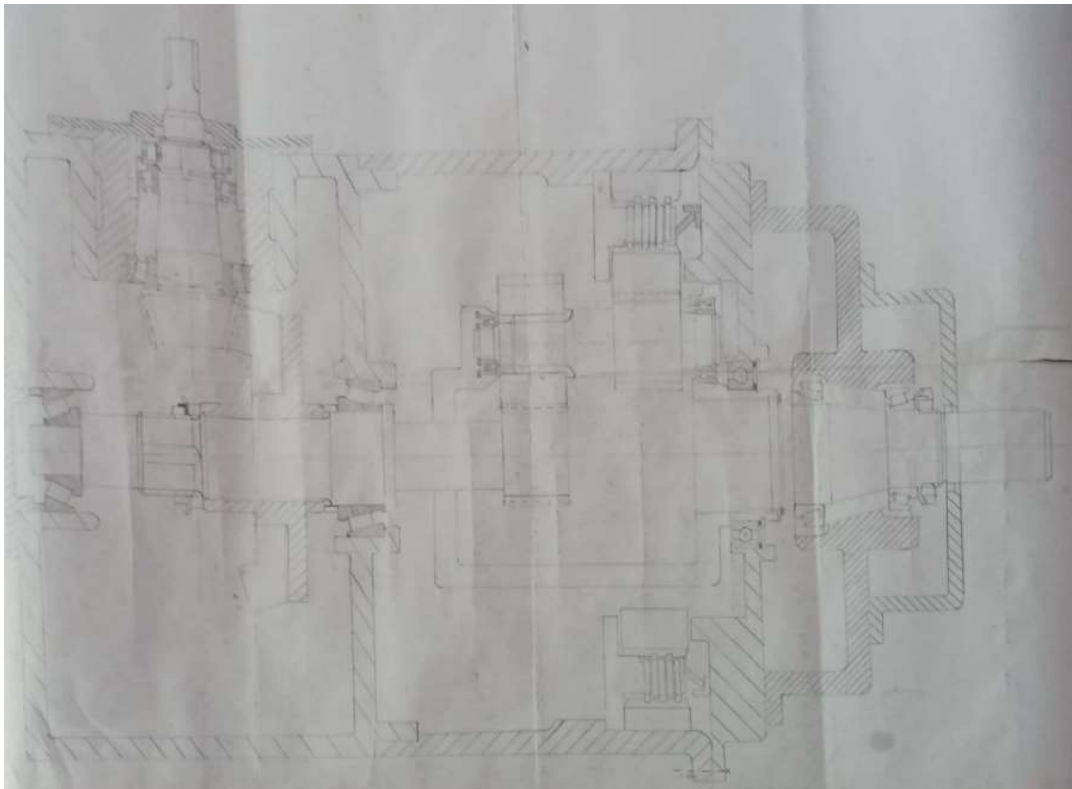


Ilustración 11: Representación 2D a mano alzada de la solución alternativa 2. Fuente: Mario Escrig Gresa, 2022.

Análisis de la solución 2:

- Grosor de la carcasa es de 7mm a 10mm en otras zonas.
- Implementa anillos de cierre impermeable en algunos puntos.
- Cierre del eje solar con tuercas de fijación, y un anillo seeger en la parte izquierda del eje.
- Parte estriada en el eje solar para encajar la segunda pieza de la rueda.
- Ensamblaje de los planetas en el eje planetario con la ayuda de un carril estriado.

- Brazo del portador de planetas realizado en una sola pieza, y unido al eje de salida con un anillo de presión.

Solución alternativa 3:

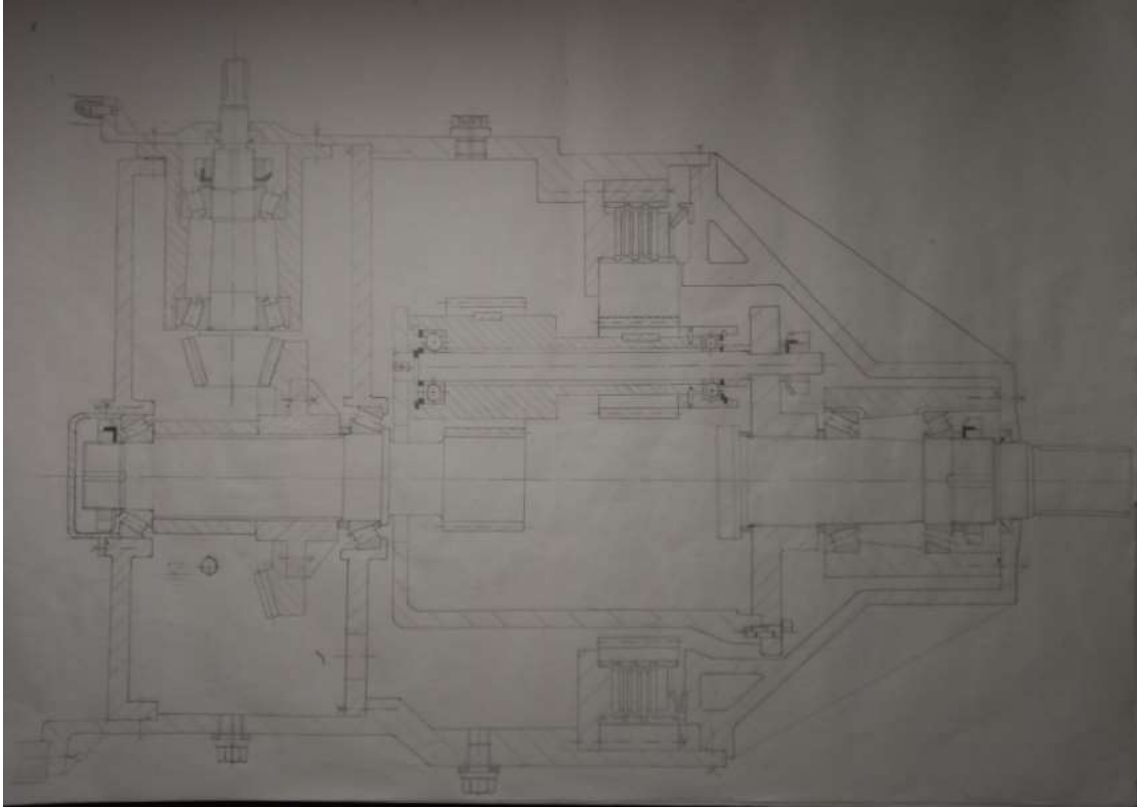


Ilustración 12: Representación 2D a mano alzada de la solución alternativa 3. Fuente: Elaboración propia.

Análisis de la solución 3:

- Grosor de la carcasa entre 7mm y 12mm.
- La carcasa se sujetará a la placa base con tornillos.
- Se han situado anillos impermeables.
- 1 tapón de entrada, y 2 de salida en distintas zonas de la carcasa.
- Se contemplan zonas huecas en la carcasa para reducción de material, y se han situado muros o contrafuertes en algunas zonas.
- Cierre del eje solar con una tuerca de fijación y un anillo seeger después del rodamiento.
- Zonas con estrías en el eje solar y tuercas y arandelas de fijación para el ensamblaje.
- El portador de planetas está compuesto de dos piezas.
- Posición del límite de lubricante por encima de los dientes en la parte inferior de la rueda.
- Incorporación de chavetas como unión de los planetas con el eje planetario.
- Placa de resorte del embrague de sobrecarga no ajustable.

1.3.3. DESCRIPCIÓN Y COMPARACIÓN DE LAS SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Una vez analizadas las distintas propuestas individualmente, se procederá a una descripción de las mismas comparando todas las opciones, ya que como se ha podido comprobar visualmente son muy similares (figuras 10, 11 y 12), pero igualmente, dichas soluciones incorporan aspectos diferentes a las demás.

Carcasa:

En primer lugar, se tratará la carcasa, ya que según el análisis se determinarán distintos grosores para las paredes de la misma, dándose en la alternativa 1 unos valores entre 4 a 7 mm y para las otras soluciones 2 y 3, unos valores respectivamente de 7 a 10 mm y de 7 a 12 mm, por lo que en la primera alternativa se buscarán unas paredes más finas respecto a las otras dos opciones.

También, al observar las alternativas 1 y 3, se verá cómo se incorporan muros de apoyo, siendo los mismos de unos grosores menores a los de la carcasa que cumplen funciones similares a un contrafuerte, haciendo la pieza más compacta y resistente a roturas, mientras que en la opción 2 no se llegan a apreciar.

Tapones:

Otro componente con distintos puntos de vista en el diseño de las tres alternativas es la incorporación de tapones, para la entrada y salida del lubricante. En la primera solución se incorporarán dos, uno de salida y otro de entrada. En la segunda opción no se llega a apreciar ningún elemento mencionado, y en la tercera alternativa se incorporarán tres en total, uno de entrada y dos de salida situados en distintas zonas de la parte inferior.

Sellos o Retenes:

Ahora nos fijaremos en otro elemento analizado en alguna de las alternativas para evitar fugas, los sellos o también conocidos como retenes, consiguen que el lubricante del interior del sistema de transmisión no se salga fuera del recipiente, en nuestro caso de la carcasa. Dicho elemento se apreciará en las alternativas 2 y 3 en los puntos clave de conexión de la carcasa con los ejes (de entrada, solar y salida), ya que es ahí donde se pueden provocar fugas.

Límite del lubricante:

Tratando el lubricante, se observará como se indican distintos límites de llenado del recipiente, siendo el más bajo en la alternativa 1, ya que se sitúa por la parte inferior de los dientes de la rueda, y el más alto en la solución 3, situándose dicho punto en la parte

superior de los dientes de la rueda. En la alternativa 2 no se llega a apreciar ningún límite de llenado de lubricante.

Cierre del eje solar:

A continuación, si nos fijamos en el eje solar, se podrá ver como en las soluciones 1 y 2, se realiza un cierre con una tuerca de fijación y el anillo seeger justo a continuación de la rueda en la parte izquierda, mientras que en la alternativa 3, se cerrará el conjunto justo después del rodamiento de rodillos cónicos de la parte izquierda, incorporando las mismas piezas con las que se podrá sujetar y ajustar el eje.

Portador de planetas:

Otro punto de disconformidad es el portador de planetas, ya que se observarán dos formas del mismo. En las alternativas 1 y 2, se realizará en una sola pieza, mientras que en la opción 3, se realizará con dos piezas, uniendo las mismas mediante un tornillo.

Eje planetario:

Entre las soluciones alternativas se pueden apreciar dos modelos de diseño del eje. En las opciones 1 y 2, se aprecia un ensamblaje de los engranajes y otros elementos mediante un eje estriado, mientras que en la alternativa 3 se ensambla cada engranaje con el uso de chavetas.

1.4 DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

Tras el análisis de todas las soluciones alternativas, se procederá a describir y justificar la solución de diseño que se llevará a cabo del sistema de transmisión del molinete de una cosechadora.

La solución final adoptada será un sistema de transmisión multi-stage con un accionamiento de engranajes cónicos, un sistema planetario de engranajes con dientes rectos, y dos embragues de sobrecarga multidisco.

1.4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

Engranajes:

Una vez estudiados todos los casos, y bajo las necesidades y el esquema del cliente, estamos ante dos sistemas de transmisión de engranajes distintos.

En el primero de ellos, se tendrá a la entrada un sistema de transmisión de engranajes cónicos. Este tipo se ha seleccionado por su alto rendimiento, alta fiabilidad, bajo mantenimiento y alta duración.

Después del sistema mencionado se tendrá un accionamiento planetario de engranajes rectos, con un sol, tres planetas 1, otros tres planetas 2, y por último una corona.

Ejes:

Igual que con los engranajes, habrá que fijarse en la figura 2 para poder visualizar los ejes requeridos por el cliente. En primer lugar, se podrá observar un eje de entrada en posición vertical, el cual tendrá en su extremo inferior el engranaje piñón, y sobre el mismo se pueden distinguir dos rodamientos.

Posteriormente, se verá un eje horizontal con otro engranaje en uno de sus extremos, en este caso en el derecho, siendo este el engranaje sol, y por al mismo se le conocerá a este como eje solar, el cual poseerá otros dos rodamientos sobre el mismo.

A continuación, se encontrará el eje planetario, que en verdad serán tres ejes iguales ya que sobre el engranaje sol habrá tres planetas 1 transmitiendo la potencia. Dicho eje también incorporará dos rodamientos sobre el mismo.

Por último, estará el eje de salida, que será casi idéntico al eje de entrada, excepto por dimensiones, ya que este será más grande que el mencionado, y porque en este eje no se situará un engranaje en ninguno de sus extremos.

Rodamientos:

Como se puede ver en la figura 2, cada rodamiento está representado con dos círculos donde el punto de tangencia entre ambos se sitúa en la línea que representa al eje. La selección dependerá de las fuerzas ejercidas, y la vida nominal, dando lugar a otros factores como la capacidad de carga, las cuales serán valores muy altos.

Se ha llevado a cabo un estudio para seleccionar cada rodamiento y así mismo comprobar que se cumplen los criterios impuestos por el cliente (mirar Tabla 1). Dicho estudio se podrá ver en el Anexo II. Selección de los rodamientos.

Dicho elemento se fabricará externamente, por lo que se comprará para su correcto ensamblaje en el sistema de transmisión.

Embragues:

Se seleccionarán dos embragues de sobrecarga multidisco iguales, ya que son una buena opción para suspender el flujo de par cuando la carga crítica es excedida porque el embrague patina, consiguiendo una protección simple contra la sobrecarga.

Carcasa:

Se fabricará mediante fundición en moldes de arena y contará con tapas para cada retén de goma en los ejes de entrada y salida, en las uniones diferenciadas de distintas partes del conjunto de la carcasa mediante el uso de tornillos. Además, incorporará unos espacios para albergar los correspondientes tapones de llenado y vaciado del lubricante. Las aristas de la carcasa se redondearán para evitar cantos vivos por seguridad en la manipulación, y se añadirán muros en las partes visiblemente más débiles para evitar la rotura por alguna de esas partes.

1.4.2 DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS COMPONENTES

Para poder describir y justificar los componentes correctamente, se ha desarrollado el A Anexo I, donde poder comprobar los cálculos del diseño del dimensionado, y otros datos de los componentes mencionados a continuación.

1.4.2.1. Descripción de los engranajes:

Sistema de transmisión Multi-Stage:

El sistema de transmisión del molinete para una cosechadora combinará dos etapas de transmisión de engranajes los cuales son usados comúnmente en aplicaciones de control

de movimiento para cambiar la velocidad de salida y el par de un motor a un componente accionado.

Por tanto, un sistema de transmisión multi-stage simplemente combina dos o más pares, o etapas, de engranajes, con la salida de una etapa conectada a la entrada de la siguiente, siendo la relación de transmisión resultante el producto de las relaciones de transmisión de cada etapa.

En nuestro caso, se hará uso de dos tipos distintos de engranajes, combinando los engranajes cónicos en la primera etapa, con los rectos del sistema planetario en la segunda. Este tipo de sistemas generalmente están diseñados para tener una relación de transmisión más alta en la entrada y más baja a la salida.

Otro punto importante de los sistemas multi-stage es que en cada etapa se invierte la dirección de rotación entre la entrada y la salida, con la excepción de la etapa de engranajes planetarios, en la que la rotación se mantiene la misma.

Por último, aclarar que se usará este tipo de sistemas multi-stage ya que ofrece relaciones de transmisión más altas que las que podrían lograrse con la mayoría de los diseños de engranajes con solo una etapa. Y esto es logrado en un conjunto compacto que se ha optimizado para lograr la mejor combinación de capacidad de transferencia, de par, de baja inercia y una alta eficiencia.

Sistema de transmisión de engranajes cónicos:

Según nos proporciona el cliente, en esta etapa se usarán engranajes cónicos (piñón-rueda) con una relación de transmisión de 3,2.

La posición axial del piñón y de la rueda será ajustable, para configurar el patrón de contacto correcto, mientras que la carga resultante de fuerzas radiales y a veces fuerzas axiales muy elevadas, requerirán una disposición rígida del rodamiento.

A continuación, se ofrecen las características de los engranajes:

PIÑÓN:

El piñón cónico será parte del eje de entrada, siendo ambas partes una pieza única.

- Módulo $m_{mn} = 3,6 \text{ mm}$
- Número de dientes $z_1 = 48$
- Diámetro primitivo $d_{m1} = 172,8 \text{ mm}$
- Ángulo de presión $\alpha_n = 20^\circ$
- Ángulo de hélice $\alpha_m = 30^\circ$
- Ancho $b = 35 \text{ mm}$
- Adendo $h_a = 3,6 \text{ mm}$
- Dedendo $h_f = 4,5 \text{ mm}$
- Altura del diente $\text{Altura diente} = 8,1 \text{ mm}$

RUEDA:

Constará de dos piezas diferenciadas para un mejor ajuste axial de la rueda. Ambas piezas estarán conectadas mediante ocho tornillos de métrica 8 y longitud 30 distribuidos uniformemente sobre la pieza.

- Módulo $m_{mn} = 3,6 \text{ mm}$
- Número de dientes $z_1 = 15$
- Diámetro primitivo $d_{m1} = 54,0 \text{ mm}$
- Ángulo de presión $\alpha_n = 20^\circ$
- Ángulo de hélice $\alpha_m = 30^\circ$
- Ancho $b = 35 \text{ mm}$
- Adendo $h_a = 3,6 \text{ mm}$
- Dedendo $h_f = 4,5 \text{ mm}$
- Altura del diente $\text{Altura diente} = 8,1 \text{ mm}$

El cliente, nos habrá proporcionado dichos datos sabiendo que estos parámetros cumplen los fallos a flexión y por presión superficial.

El material usado es un acero estructural de grado 16MnCr5, clasificado como acero especial aleado. Este tipo de material suele ser muy utilizado para la fabricación de engranajes, ejes y otras áreas de la construcción de máquinas, ya que la calidad es especialmente apropiada para piezas que se someten a mucho desgaste.

Sistema de transmisión planetario de engranajes rectos:

Un engranaje planetario o epicicloidal es un sistema de trenes de engranajes formado por engranajes externos o planetas, que giran sobre un engranaje central o sol.

En nuestro caso se tendrá solo un planeta conectado al sol, mientras que el otro se unirá a la corona (la cual estará conectada a la carcasa mediante los embragues de sobrecarga). A tener en cuenta también que la fórmula de Willis será válida para todos los engranajes planetarios, siendo i_{12} la relación de transmisión entre el eje solar (i_1) y la corona (i_2):

$$n_1 - i_{12} \times n_2 - (1 - i_{12}) \times n_s = 0$$

Además, debido a los diferentes diámetros de los planetas, las fuerzas son distintas, por lo que aplicaremos la siguiente fórmula para el cálculo de las distintas fuerzas dependiendo del planeta:

$$|F_{p1}| = |F_{p2}| \times \frac{d_{p1}}{d_{p2}}$$

A continuación, se muestran las características de los distintos engranajes que componen el Sistema planetario:

SOL:

- Módulo $m_{mn} = 2,75 \text{ mm}$
- Número de dientes $z_{sol} = 26$
- Diámetro primitivo $d_{m1} = 71,5 \text{ mm}$
- Ángulo de presión $\alpha_n = 20^\circ$
- Ángulo de hélice $\alpha_m = 0^\circ$
- Ancho $b = 60 \text{ mm}$
- Adendo $ha = 2,75 \text{ mm}$
- Dedendo $hf = 3,43 \text{ mm}$
- Altura del diente $\text{Altura diente} = 6,18 \text{ mm}$

PLANETA 1:

- Módulo $m_{mn} = 2,75 \text{ mm}$
- Número de dientes $z_{p1} = 33$
- Diámetro primitivo $d_{w, p1} = 90,75 \text{ mm}$
- Ángulo de presión $\alpha_n = 20^\circ$
- Ángulo de hélice $\alpha_m = 0^\circ$
- Ancho $b = 60 \text{ mm}$
- Adendo $ha = 2,75 \text{ mm}$
- Dedendo $hf = 3,43 \text{ mm}$
- Altura del diente $\text{Altura diente} = 6,18 \text{ mm}$

PLANETA 2:

- Módulo $m_{mn} = 2,75 \text{ mm}$
- Número de dientes $z_{p2} = 25$
- Diámetro primitivo $d_{w, p2} = 68,75 \text{ mm}$
- Ángulo de presión $\alpha_n = 20^\circ$
- Ángulo de hélice $\alpha_m = 0^\circ$
- Ancho $b = 60 \text{ mm}$
- Adendo $ha = 2,75 \text{ mm}$
- Dedendo $hf = 3,43 \text{ mm}$
- Altura del diente $\text{Altura diente} = 6,18 \text{ mm}$

CORONA:

- Módulo $m_{mn} = 2,75 \text{ mm}$
- Número de dientes $z_{corona} = 84$
- Diámetro primitivo $d_{m1} = 231,0 \text{ mm}$
- Ángulo de presión $\alpha_n = 20^\circ$
- Ángulo de hélice $\alpha_m = 0^\circ$
- Ancho $b = 60 \text{ mm}$
- Adendo $ha = 2,75 \text{ mm}$

- Dedendo $hf = 3,43 \text{ mm}$
- Altura del diente $\text{Altura diente} = 6,18 \text{ mm}$

Igual que ocurrió con los engranajes cónicos, el cliente nos ha entregado estos datos sabiendo que cumplen los de fallos a flexión y por presión superficial.

El material usado será también el mismo que en los otros engranajes, un acero estructural de grado 16MnCr5, clasificado como acero especial aleado. Este tipo de material suele ser muy utilizado para la fabricación de engranajes, ejes y otras áreas de la construcción de máquinas, ya que la calidad es especialmente apropiada para piezas que se someten a mucho desgaste.

1.4.2.2. Descripción de los ejes:

El presente sistema de transmisión consta de 3 ejes principales, y otros 3 secundarios que forman parte del accionamiento planetario. Dichos ejes se han dimensionado según la documentación ofrecida en la Tabla 1, y conociendo que según el cliente cumplen los criterios de rigidez torsional, deflexión lateral y fallo a fatiga, por lo que solo se deberá atender a las necesidades del dimensionado de los mismo para su posterior diseño.

Eje de Entrada:

Es el encargado de recibir el torque (par) y la velocidad desarrollada en el motor eléctrico y transmitirla a través del piñón situado en su otro extremo.

Características:

- Velocidad $w = 1500 \text{ rpm}$
- Torque $t = 63,61 \text{ Nm}$
- Diámetro mínimo $d = 28,3 \text{ mm}$

El material a usar será el acero estructural 16MnCr5 con una resistencia del material (σ_w) de 360 N/mm^2 , con la que obtendremos la tensión del material permisible que será igual a 72 N/mm^2 .

Eje Solar:

Dicho eje será el encargado de recibir el torque y velocidad del eje de entrada transmitidas del piñón a la rueda, y transferir la potencia al sistema planetario mediante el engranaje sol al planeta 1.

Se ha diseñado para permitir la flexión-flexibilidad (con diámetro cónico del eje hasta el mínimo necesario que resista el momento torsional) haciendo que esta flexibilidad permita que el engranaje solar compense las fallas de fabricación y las situaciones de sobrecarga. Además, al transmitirse el par, se otorga una distribución uniforme de la carga a los engranajes de los planetas.

Características:

- Velocidad $w = 468,75$ rpm
- Torque $t = 203,718$ Nm
- Diámetro mínimo $d = 41,66$ mm

El material a usar será el acero estructural 16MnCr5 con una resistencia del material (σ_w) de 360 N/mm², con la que obtendremos la tensión del material permisible que será igual a 72 N/mm².

Eje Planetario:

En realidad, no será un eje, sino tres iguales en los que se situarán ambos engranajes planetas (1 y 2). Este eje tiene la función de soportar los engranajes y transmitir la potencia al portador de planetas el cual estará unido al eje de salida, seleccionaremos la potencia transmitida más alta para el dimensionado del diámetro mínimo, siendo esta la del planeta 2.

Características:

- Velocidad $w = 534,6$ rpm
- Torque $t = 183,440$ Nm
- Diámetro mínimo $d = 40,2$ mm

El material a usar será el acero estructural 16MnCr5 con una resistencia del material (σ_w) de 360 N/mm², con la que obtendremos la tensión del material permisible que será igual a 72 N/mm².

Eje de Salida:

Dicho eje será el encargado de recibir el torque y la velocidad del portador de planetas y transmitirla al molinete de la cosechadora para su función correspondiente.

Características:

- Velocidad $w = 534,6$ rpm
- Torque $t = 1071,8$ Nm
- Diámetro mínimo $d = 72,46$ mm

El material a usar será el acero estructural 16MnCr5 con una resistencia del material (σ_w) de 360 N/mm², con la que obtendremos la tensión del material permisible que será igual a 72 N/mm².

1.4.2.3. Descripción del portador de planetas:

Una parte importante del sistema planetario es el portador de planetas, una pieza que conectará los ejes planetarios con el de salida, y que se fabricará mediante fundición. Debe ser capaz de proporcionar una alta rigidez, para lo que se utilizará un diseño de

dos piezas unidas mediante un tornillo, ya que el diseño con una pieza generará grandes esfuerzos durante el proceso de fundición. Además, el diseño seleccionado será más fácil en el proceso de ensamblado.

Se utilizará un modelo como el que se aprecia a continuación:

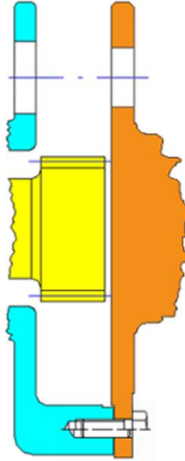


Ilustración 13: Diseño del portador de planetas de dos piezas. Fuente: ADME.

1.4.2.4. Descripción de los rodamientos:

En el presente apartado se tratará sobre los rodamientos a usar, los cuales tendrán la función de soportar todas las piezas giratorias. Dependiendo del eje, se han seleccionado debidamente un tipo de rodamientos u otro del catálogo de rodamientos de SKF, como bien se explica debidamente en el Anexo II. Selección de los rodamientos. Además, se deberá mirar dicho documento para conocer

Como bien se comenta en dicho apartado, se han seleccionado dichos rodamientos comprobando que cumplen el criterio de vida nominal que nos solicita el cliente (mirar Tabla 1 para mayor información).

Todas las piezas giratorias están soportadas por rodamientos de elementos rodantes.

Así pues, se exponen a continuación los rodamientos escogidos para cada eje (consultar Anexo IV para conocer sus datos técnicos):

- Eje de entrada:

Se utilizarán dos rodamientos iguales de rodillos cónicos de una sola hilera, con disposición espalda a espalda.

- Rodamiento inferior: 30206
- Rodamiento superior: 30206

- Eje solar:
Se utilizarán dos rodamientos distintos de rodillos cónicos de una sola hilera, con disposición espalda a espalda.
 - Rodamiento izquierdo: 32013 X
 - Rodamiento derecho: 32914

- Eje planetario:
Se utilizarán dos rodamientos iguales de rodillos cónicos de una sola hilera, con disposición espalda a espalda.
 - Rodamiento izquierdo: 6309
 - Rodamiento derecho: 6309

- Eje de salida:
Se utilizarán dos rodamientos iguales de rodillos cónicos de una sola hilera, con disposición espalda a espalda.
 - Rodamiento izquierdo: 30215
 - Rodamiento derecho: 30215

A continuación, se mostrará una tabla con algunos de los datos de los rodamientos seleccionados, teniendo los parámetros el siguiente significado:

- D: diámetro exterior
- d: diámetro interior
- B: ancho
- C: Capacidad de carga dinámica
- Co: Capacidad de carga estática
- Pu: Carga límite de fatiga

Tipos de Rodamientos	D (mm)	d (mm)	B (mm)	C ₀ (kN)	C (kN)	Pu (kN)
30206	62	30	17,25	44	50	4,8
32013 X	100	65	23	127	103	14
32914	100	70	20	112	85,8	12,7
6309	100	45	25	31,5	55,3	1,34
30215	130	75	27,25	176	171	20,4

Tabla 2: Características de los rodamientos.

1.4.2.5. Descripción de la carcasa:

La carcasa es la estructura que ayudará a asentar, aislar y proteger a los componentes internos de los agentes externos que pueden provocar el fallo del mismo.

Deberá ser adecuada para su fundición en moldes de arena, sin posibilidad de separación en el plano axial, ya que no sería compatible con la fundición si no fuese de dicho modo. Además, se buscará una división de los planos normales respecto a los ejes, con un diseño con cilindros de intersección, tendiendo la posibilidad de que los diámetros de las columnas puedan crecer desde dentro hacia afuera.

Otro punto importante para el diseño de la carcasa, por motivos de seguridad será el redondeo de las aristas, evitando la presencia de cantos vivos. Por otro lado, se usarán una especie de muros o contrafuertes con unas dimensiones entre 3-5 mm. para evitar posibles roturas en el conjunto.

Mientras que para los muros se usarán unos grosores entre 3-5 mm, para las paredes de la carcasa no podrán ser muy gruesas ni muy finas, ya que el peso del conjunto no puede llegar a ser excesivo, pero debe de seguir cumpliendo su objetivo de aislar sin llegar a tener ningún problema por roturas. Por lo tanto, el grosor de las paredes de la carcasa será entre 5-15 mm, ya que dependiendo de la zona se aplicarán tamaños distintos.

Sobre la lubricación de la caja de cambios se tendrá que tener en cuenta que la transmisión está lubricada por inmersión por lo que la carcasa debe estar sellada frente a

fugas de aceite y entrada de contaminación, debiendo estar el límite del líquido por encima de los dientes de la rueda, para que se lubriquen todos los engranajes del sistema. Además, se situará una apertura para un tapón en la parte superior de la carcasa para poder introducir correctamente el lubricante, mientras que en la parte inferior serán dos las que se colocarán para un mejor vaciado, y no tener una parte de líquido estancado en algunas zonas. Aclarar que también será una solución más eficiente el tener dos, ya que el vaciado se realizará en un menor tiempo.

A continuación, se muestra una representación 2D a seguir sobre el diseño de la carcasa, con las correspondientes separaciones:

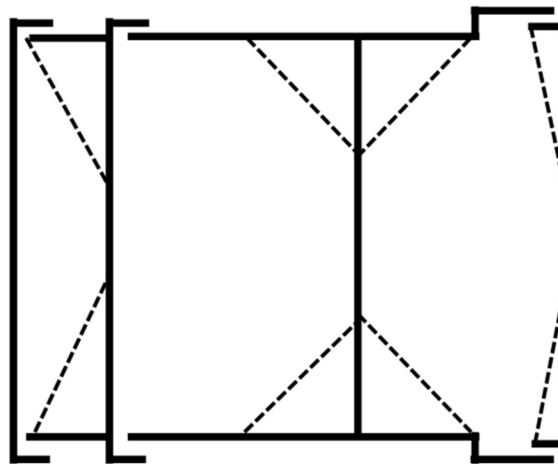


Ilustración 14: Diseño estructural de la carcasa. Fuente: Elaboración propia.

1.4.2.6. Descripción de los tapones:

Para facilitar las labores de llenado y sustitución del lubricante sin tener que desmontar el conjunto.

Se instalará en la carcasa un tapón de llenado en la parte superior para facilitar el llenado, haciendo que esta acción sea cómoda, accesible y segura. El tapón incorporará un agujero para mantener en todo momento la presión interior constante, evitando que se produzcan sobrepresiones que puedan afectar a los retenes radiales. El modelo seleccionado es el 28022-33018 del suministrador Norelem.

En la parte inferior en localizaciones distintas, se instalarán dos tapones de vaciado para un vaciado completo del lubricante, incorporando el mismo un imán para atraer algunas partículas metálicas de tamaño reducido que se hayan podido desprender de la carcasa o del propio mecanismo y retirarlas correctamente. El modelo seleccionado es el 28024-201415 del suministrador Norelem.

1.4.2.7. DESCRIPCIÓN DEL EMBRAGUE:

Se seleccionará un embrague de sobrecarga multidisco, el cual será el RLO 30, suministrado por TRW y HEID (consultar Anexo IV para conocer sus datos técnicos). Con esto se conseguirá que estando en el estado de sobrecarga, el embrague patine y suspenda el flujo de par cuando la carga crítica es excedida, consiguiendo una protección simple contra la sobrecarga.

El embrague se acoplará por fricción, y estará formado por un tipo de placas fabricadas con los materiales más duraderos y con un alto contenido en carbono para maximizar la seguridad y el rendimiento, pudiéndose lubricarse con aceite para una mejor liberación del calor.



Ilustración 15: Discos de fricción del embrague multidisco. Fuente: TRW.com

Además, contará con unas placas de embrague incorporadas entre cada placa de fricción, las cuales serán fabricadas con acero no corrosivo de alta calidad para ofrecer el máximo rendimiento preciso.



Ilustración 16: Placas de embrague del embrague multidisco. Fuente: TRW.com

Por último, se seleccionará el resorte reforzado para el embrague, que tiene una fuerza aumentada de más de un 10% en comparación con otros muelles.

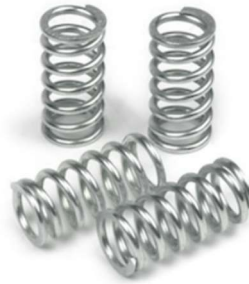


Ilustración 17: Resortes reforzados para el embrague multidisco. Fuente: TRW.com

1.4.2.8. Descripción de los anillos seeger:

Uno de los elementos que se usarán para limitar el movimiento a lo largo del eje será el anillo seeger. Este componente de acero se ha seleccionado del catálogo de OTIA, seleccionando el modelo que cumple con la normativa.

A continuación, se detalla la referencia exacta de cada uno de los anillos seeger para los distintos ejes (consultar Anexo IV para conocer sus datos técnicos):

- Eje de entrada:
 - Anillo Seeger: E29.

- Eje solar:
 - Anillo Seeger: E65.

- Eje planetario:
 - Anillo seeger: E41.

- Eje de salida:
 - Anillo seeger: E72.

Anotar que para el proceso de montaje de la tuerca se deberá hacer uso de unos alicates con limitador de extensión para un correcto ensamblaje.

1.4.2.9. Descripción de las tuercas y arandelas de fijación:

Además del anillo seeger, se incorporará una tuerca de fijación con su correspondiente arandela de fijación, ya que son unos elementos de fijación sencillos, estables y confiables para conseguir un compacto cierre de los ejes.

Este dispositivo se depositará sobre una parte del eje estriada para su correcta instalación y desmontaje, por lo que depende del diámetro sobre la que establecerá se seleccionará una tuerca distinta.

A continuación, se muestran las tuercas y arandelas seleccionadas para los distintos ejes (consultar Anexo IV para conocer sus datos técnicos):

- Eje de entrada:
 - Tuerca de fijación: KM 6
 - Arandela: MB 6
 - Llave asociada: HN 5-6

- Eje solar:
 - Tuerca de fijación: KM 13
 - Arandela: MB 13
 - Llave asociada: HN 12-13

- Eje planetario:
 - Tuerca de fijación: KM 8
 - Arandela: MB 8
 - Llave asociada: HN 8-9

- Eje de salida:
 - Tuerca de fijación: KM 14
 - Arandela: MB 14
 - Llave asociada: HN 14

Indicar que el tercer punto mostrado consiste en la llave asociada a cada tuerca para el proceso de montaje de la tuerca.

1.4.2.10. Descripción de los retenes y arandelas de sellado:

Para el mejor funcionamiento del sistema de transmisión, es necesario que tenga una óptima lubricación para evitar el desgaste de las piezas que están en movimiento. Al tener una lubricación por inmersión será necesario cubrir bien las partes de la carcasa por donde se pueda salir el líquido viscoso.

Se procederán a usar retenes o sellos industriales, y las arandelas de sellado del suministrador SKF, para dos lugares distintos, los cuales son los que hemos visto que es necesario la implementación, siendo los mismos la conexión del eje de entrada con la carcasa, y la del eje de salida con la carcasa. Además, se usarán unas arandelas de sellado planas e impermeable para proteger las superficies donde se sitúan los tornillos de la carcasa y conseguir evitar fugas de lubricante por dichas zonas.

Los retenes a utilizar serán: (consultar Anexo IV para conocer sus datos técnicos)

- Retén eje de entrada: 11050
- Retén eje de salida: 75x95x10 HMS5 RG

Las arandelas de sellado a utilizar serán: (consultar Anexo IV para conocer sus datos técnicos):

- Arandelas de sellado: Z001 Ø10
- Arandelas de sellado: Z001 Ø12

1.5. BIBLIOGRAFÍA

Referencias más importantes para la realización del proyecto:

- NIEMANN, WINTER, HÖHN, & STAHL (2019). *Maschinenelemente Band 1*. Springer Verlag 5.

- GEAR RESEARCH CENTER (FZG), TECHNICAL UNIVERSITY OF MUNICH (TUM). (2022). Subject documents: Advance Design of Machine Elements (ADME). Milano: Politecnico di Milano.

- SKF.
[<https://www.skf.com/es>](https://www.skf.com/es)
[Consulta: 5 de julio de 2023].

Información sobre el desarrollo básico del proyecto:

- DAVID, P. (2022). Partes y funcionamiento de una cosechadora. Nauler.
[<https://www.nauler.com/partes-y-funcionamiento-de-una-cosechadora>](https://www.nauler.com/partes-y-funcionamiento-de-una-cosechadora)
[Consulta: 9 de julio de 2023].

- DOES, D. [@DIEHLDOES]. (2018). John Deere gearbox repairs.
[<https://www.youtube.com/watch?v=tLKOW-hyNYA>](https://www.youtube.com/watch?v=tLKOW-hyNYA)
[Consulta: 2 de julio de 2023].

- AGRODOCTOR.EU (AGRODOCTOR-PL SP. Z O.O.). Header pickup reel (3.9 m) combine CLAAS Lexion (s/f).
[<https://agrodoctor.eu/en/chart/161-header-pickup-reel-39-m-combine-claas-lexion>](https://agrodoctor.eu/en/chart/161-header-pickup-reel-39-m-combine-claas-lexion)
[Consulta: 6 de junio de 2023].

- FRANQUESA, M. (2016). Cómo funciona una cosechadora de cereal.
<<https://www.agroptima.com/es/blog/como-funciona-una-cosechadora-de-cereal/>>
[Consulta: 22 de junio de 2023].
- DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MATERIALES (DIMM). (2022). Apuntes de la asignatura: Diseño de Máquinas I. Valencia: UPV.
- DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MATERIALES (DIMM). (2022). Apuntes de la asignatura: Diseño de Máquinas II. Valencia: UPV.
- GEAR RESEARCH CENTER (FZG), TECHNICAL UNIVERSITY OF MUNICH (TUM). (2022). Subject documents: Advance Design of Machine Elements (ADME). Milano: Politecnico di Milano.
- DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA GRÁFICA. (2022). Apuntes de la asignatura: Oficina Técnica. Valencia: UPV.

Información relacionada con los antecedentes:

- OMR – OFFICINE MECCANICHE RUBIN. Riduttore epicicloidale serie 1500 (s/f).
<<http://www.omrubin.it/en/omr-home-en/>>
- BORHO, S. (2020). Was ist eigentlich ein Ritzel-Getriebe.
<<https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/was-ist-eigentlich-ein-ritzel-getriebe-a-9c2fc5799eefbf9b5147ce86f00603ca/>>
[Consulta: 3 de julio de 2023].
- GARCÍA, D. L. R. (2019). Las Cajas de Cambio en los Tractores: Guía completa con todos los tipos. Tractores y Máquinas.
<<https://www.tractoresymaquinas.com/cajas-de-cambio-tractor/>>
[Consulta: 9 de julio de 2023].

- REG 1500 – OMR. (2023).
<<https://www.omrubin.it/it/prodotti/reg-1500/>>
[Consulta: 5 de julio de 2023].

Información relacionada con las soluciones alternativas

- IGOA VIGURIA, E. (2022). Diseño 2D de un sistema de transmisión (Diseño a mano en papel A1).
- ESCRIG GRESA, M. (2022). Diseño 2D de un sistema de transmisión (Diseño a mano en papel A1). IGOA VIGURIA, E. (2022). Diseño 2D de un sistema de transmisión (Diseño a mano en papel A1).
- ESCRIG GRESA, M. (2022). Diseño 2D de un sistema de transmisión (Diseño a mano en papel A1).

Información acerca de los rodamientos:

- SKF. (2023).
<<https://www.skf.com>>
[Consulta: 5 de julio de 2023].
- PÉREZ, J. (2023). Partes que conforman un rodamiento (s/f).
<http://www.portalelectromecanico.org/CURSOS/rodamientos/partes_que_conforman_un_rodamiento.html>
[Consulta: 6 de julio de 2023].

Información del cambio/ montaje de rodamientos:

- SKF. Instrucciones montaje rodamientos rodillos cónicos (s/f).
<<https://www.skf.com>>
- SKF. Instrucciones montaje rodamientos de bolas (s/f).
<<https://www.skf.com>>

Trabajos fin de grado que se han tomado como referencia:

- PASCUAL, M. B. (2015). Diseño de una Caja de Cambios utilizando la herramienta desing accelerator de inventor (Autodesk). Valencia: UPV.
- CANA, C. J. J. (2019). Aplicación de ingeniería inversa para el estudio, diseño y comprobación de una reductora de engranajes planetarios. Valencia: UPV.

Información sobre sistemas de transmisión Multi-stage:

- MOTIONCONTROLTIPS. What are multi-stage gearboxes and when are they used? (s/f)

<<https://www.motioncontroltips.com>>

[Consulta: 30 de junio de 2023].

Análisis de fuerzas de la transmisión de engranajes cónicos:

- PRESENT5.COM. Bevel Gearsbevel Gearsgeometry of Bevel Bearsgeometry of Bevel (s/f).

<<https://present5.com/bevel-gearsbevel-gearsgeometry-of-bevel-gearsgeometry-of-bevel/>>

[Consulta: 11 de julio de 2023].

- DUATO, A. (2015). Qué es el engranaje epicicloidal y sus aplicaciones. Blog de SEAS. SEAS. Estudios Superiores Abiertos.

<https://www.seas.es/blog/disenio_mecanico/el-engranaje-epicicloidal-y-aplicaciones/>

[Consulta: 29 de junio de 2023].

Otros:

- UNION FERRETERA. Alicata seeger curvo para anillos interiores. Wiha Magic Tips (s/f).

<<https://www.unionferretera.com/mecanica/herramienta-manual-industrial/alicate-seeger-curvo-para-anillos-interiores-wiha-magic-tips.html>>

[Consulta: 6 de julio de 2023].

- MORAN, M. (2016). *La Agenda para el Desarrollo Sostenible*.
<<https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/development-agenda/>>

- CICA.ES. La evolución del concepto de desarrollo sostenible (s/f).
<https://huespedes.cica.es/gimadus/23/09_la_evolucion_del_concepto_de_desarrollo_sost.html>

[Consulta: 6 de julio de 2023].

1.6. ANEXOS

ANEXO I. CÁLCULOS DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

Introducción

En este apartado hemos realizado el estudio de cálculo de las características más importantes a tener en cuenta de la solución adoptada. Entre los cálculos más destacables están el dimensionado del diámetro mínimo a usar en cada eje para evitar el desgaste apresurado, el fallo en su uso, o sobre todo, para mantener la seguridad de la pieza.

La estructura principal de cada punto será en primer lugar, mediante la introducción de una tabla de datos donde se comentarán los símbolos que se usarán en el apartado, y posteriormente el desarrollo de aquello a lo que se proceda.

Separamos los cálculos en dos, los cálculos del sistema de transmisión de engranajes cónicos, y el de engranajes rectos:

Cálculo del sistema de transmisión de engranajes cónicos:

Este apartado de los cálculos sobre el cálculo de engranajes cónicos está destinado a la primera parte del problema, que como se puede ver en la Ilustración 2, estará compuesto por un piñón unido al eje de entrada, y una rueda, que se acoplará finalmente al eje de salida.

A continuación, se muestra extraída de la Tabla 1, sobre el apartado a calcular:

Transmisión de engranajes cónicos			
Módulo	m_{mn}	3,6	mm
Ángulo de presión normal	α_n	20	°
Ángulo de hélice en mitad del diente	β_m	30	°
Anchura engranaje	b	35	mm
Número de dientes:			
Piñón (1)	z_1	15	-
Rueda (2)	z_2	48	-
Diámetros de referencia a mitad del diente			
Piñón (1)	d_{m1}	54	mm
Rueda (2)	d_{m2}	172,8	mm
Fuerzas del diente en el piñón			
	F_{ax1}	$0,69 \times F_{u1}$	
	F_{rad1}	$0,22 \times F_{u1}$	

Etapas de engranaje planetario			
Módulo	m_{mn}	2,75	mm
Anchura del engranaje	b	60	mm
Ángulo de presión	α	20	°
Ángulo de hélice	β	0	°
Número de dientes;			
Sol (5)	Z_{sol}	26	-
Planetas (4)			
Planeta 1 (p1)	Z_{p1}	33	-
Planeta 2 (p2)	Z_{p2}	25	-
Corona (6)	Z_{corona}	84	-
Circunferencias primitivas:			
Sol (5)	$d_{w,sol}$	71,5	mm
Planetas (4)			
Planeta 1 (p1)	$d_{w,p1}$	90,75	mm
Planeta 2 (p2)	$d_{w,p2}$	68,75	mm
Corona (6)	$d_{w,anillo}$	231	mm

Se comenzará calculando el torque, o par, del eje de entrada:

Datos generales:	Símbolos		Unidades
Potencia máxima de entrada	P_1	10	KW
Torque eje de entrada	t_1		Nmm
Revoluciones a la entrada	n_1	1500	min^{-1}

Despejamos y calculamos el torque del eje de entrada:

$$P_1 = t_1 \cdot n_1 = t_1 \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_1) / 60$$

$$t_1 = P_1 \cdot 60 / ((n_1 \cdot 2 \cdot \pi) / 60)$$

$$= 10000000 / ((1500 \cdot 2 \cdot \pi) / 60)$$

$$63661,97724 \text{ Nmm}$$

Una vez obtenido se iniciará el cálculo del dimensionado aproximado de la flexión y torsión del eje de entrada. Para ello se usarán las fórmulas de dimensionado de los diámetros que se pueden encontrar en la Tabla 2, extraída del libro Maschinelemente 1, el cual fue de obligado uso según el cliente para el desarrollo de los cálculos.

Bauart	Durchmesser	zulässige Spannung
Ruhende Achsen	aus $\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \sigma_{b,zul}$ $W_b = \frac{\pi}{32} d^3$ $d = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_{b,zul}}}$	$\sigma_{b,zul} = 90^{1)} \dots 150^{2)} \text{ N/mm}^2$ für Achsen aus E295 oder $\sigma_{b,zul} = \underbrace{\sigma_w / (2 \dots 1,2)}^{1,2)}$ Sicherheit
Umlaufende Achsen		$\sigma_{b,zul} = 45 \dots 100 \text{ N/mm}^2$ ³⁾ für Achsen aus E295 oder $\sigma_{b,zul} = \underbrace{\sigma_w / (4 \dots 1,8)}^{3)}$ Sicherheit
Wellen	aus $r_t = \frac{T}{W_t} \leq r_{t,zul}$ ⁵⁾ $W_t = \frac{\pi}{16} d^3$ $d = 1,72 \sqrt[3]{\frac{T}{r_{t,zul}}}$ ⁵⁾	<i>Reine Torsion:</i> Für abgesetzte Wellen aus E295: $r_{t,zul} = 30 \dots 60 \text{ N/mm}^2$ ³⁾ oder (mit Umrechnung von r aus σ , Abschn. 3.6.2) $r_{t,zul} = \underbrace{\sigma_w / (6 \dots 3)}$ Sicherheit
	aus $\sigma_b = \frac{M_v}{W_b} \leq \sigma_{b,zul}$ $W_b = \frac{\pi}{32} d^3$ $M_v = 1,2 \dots 2,5 \cdot T^{4), 5), 6)}$ $d = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b,zul}}}$	<i>Torsion und Biegung:</i> Für abgesetzte Wellen aus E295: $\sigma_{b,zul} = 45 \dots 100 \text{ N/mm}^2$ ³⁾ oder $\sigma_{b,zul} = \underbrace{\sigma_w / (5 \dots 3)}^{3)}$ Sicherheit

- 1) Für Laufradachsen, schwerer Betrieb [17.3-2].
2) Für Rollen und Trommelachsen, leichter Betrieb [17.3-2].
1,2) Für große Abmessungen (d > 180 mm) kleinere Festigkeitswerte.
3) Kleinere Festigkeitswerte bzw. höhere Sicherheiten für schweren Betrieb, größere Durchmesser, ungünstige Gestaltung (z. B. kleine Ausrundungen, Sicherungsring unter ca. 30 % ... 50 %); größere Festigkeitswerte bzw. kleinere Sicherheiten für leichten Betrieb, kleinere Durchmesser (30 ... 40 mm), günstige Gestaltung.
4) Kleinere Werte bei kompakter Bauweise, größere Werte bei großen Lagerabständen.
5) Für T einzusetzen: Ausschlagmoment T_d (Torsion dynamisch) bzw. $0,7 \cdot T$ (Torsion statisch).
6) $M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,4 \cdot T^2}$; wenn Abmessungen bekannt; Wellenwerkstoff: Walzstahl, Torsion: statisch bzw. schwellend, Biegung: wechselnd.

Abb. 17.3. Überschlägige Dimensionierung von Achsen und Wellen mit Voll-Kreisquerschnitt

Tabla 1: Fórmulas y datos para el dimensionado de los ejes. Fuente: Maschinenelemente 1, p. 742 im. 17.3.

En la tabla anterior se podrá observar las fórmulas para el cálculo del dimensionado de los diámetros de los ejes del sistema de transmisión.

Usando los dos últimos recuadros de la parte inferior de la tabla, y con una resistencia del material (16MnCr5) de 360 N/mm^2 , como se podrá ver en el Pliego de Condiciones, se llegará al siguiente procedimiento para conseguir el dimensionado de los ejes:

Como se indica en la tabla, se indicará una seguridad igual a 5 (según el documento mostrado dicha cifra de seguridad podrá rondar entre 3 y 5, cuando se conozca la resistencia del material), por lo que hemos seleccionado la cifra más alta para asegurarnos de que el eje no sufre roturas bajo ningún sentido. Debido a ello, los diámetros deberán ser superiores al número correspondiente para que el eje no se dañe.

Cálculo del dimensionado del eje de entrada:

Datos generales:	Símbolos	Unidades
Torque eje de entrada	t_1	63661,97724 Nmm
Momento de Comparación	M_v	Nmm
Diámetro de referencia eje entrada	d_1	mm
Tensión del material	σ_w	360 N/mm ²
Tensión del diámetro permisible	$\sigma_{b,zul}$	N/mm ²

Calculamos M_v :

$$M_v = 2,5 * t_1$$

$$= 2,5 * 63661,97724$$

$$159154,9431 \text{ Nmm}$$

Calculamos $\sigma_{b,zul}$:

$$\sigma_{b,zul} = \sigma_w / 5$$

$$= 360 / 5$$

$$72 \text{ N/mm}^2$$

Calculamos el diámetro del eje de entrada:

$$d_1 = 2,17 * (M_v / \sigma_{b,zul})^{(1/3)}$$

$$= 2,17 * (159154,9431 / 72)^{(1/3)}$$

$$28,27 \text{ mm}$$

Para que el eje no rompa, el diámetro del mismo deberá ser mayor que 28,3 mm.

Una vez obtenido el diámetro mínimo del eje de salida, se calcularán los parámetros geométricos de los engranajes cónicos, que a su vez son representados algunos de ellos en la Ilustración 18, para mayor comprensión de los mismos, y saber qué es lo que se está calculando en cada momento. Entre los cálculos a realizar se encuentra la relación de transmisión entre el piñón y la rueda, y los ángulos de referencia:

Datos generales:	Símbolos	Unidades
Relación de transmisión	i_1	
Ancho piñón	b_1 35	mm
Ancho rueda	b_2 35	mm
Diámetro piñón	d_{m1} 54	mm
Diámetro rueda	d_{m2} 172,8	mm
Ángulo del cono de referencia piñón (para ejes-ángulo 90°)	δ_1	°
Ángulo del cono de referencia rueda (para ejes-ángulo 90°)	δ_2	°
Ángulo de Presión	α 20	°
Ángulo de hélice	β 30	°
Número de dientes:		
Piñón (1)	Z_1 15	-
Rueda (2)	Z_2 48	-
Fuerza tangencial en el piñón	F_{u1}	
Torque	t_1	N
Fuerza axial en el piñón	F_{ax1}	N
Fuerza radial en el piñón	F_{rad1}	N
Radio piñón	r_1	mm
Módulo	m_n 3,6	
Adendo	h_a	mm
Dedendo	h_f	mm
Diámetro mínimo del eje de entrada	d_1 28,3	mm

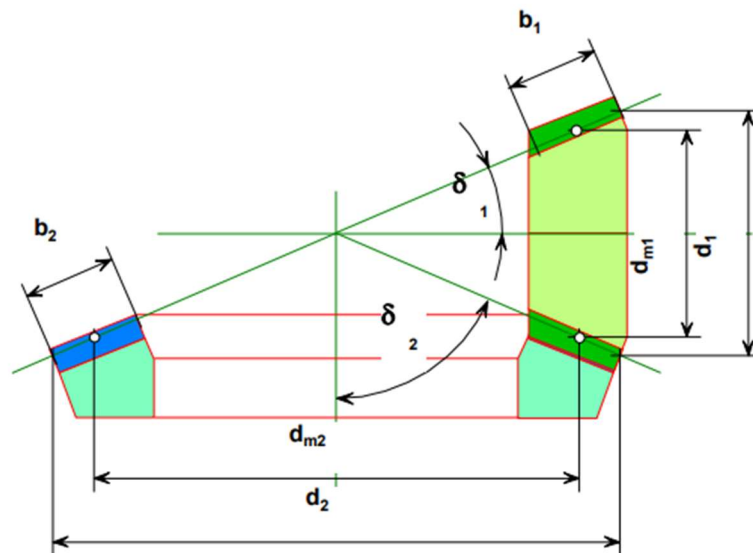


Ilustración 1: Representación de los parámetros de la transmisión de engranajes cónicos. Fuente: ADME.

Cálculo de la relación de transmisión:

$$i_1 = z_2 / z_1$$

$$= 48 / 15$$

$$3,2$$

La anchura será igual para ambos engranajes:

$$b_1 = b_2 = 35 \text{ mm}$$

Diámetro del piñón:

$$d_{m1} = 1 / i * d_{m2}$$

$$= 1 / 3,2 * 172,8$$

$$54 \text{ mm}$$

Ángulo del cono de referencia del piñón:

$$\delta_1 = \text{Arctan}(z_1 / z_2)$$

$$= \text{ATAN}(15 / 48)$$

$$0,30288 \text{ rad}$$

$$= 0,30288 * 180 / \text{PI}()$$

$$17,3537^\circ$$

Ángulo del cono de referencia de la rueda:

$$\delta_2 = \text{Arctan}(z_2/z_1)$$

$$= \text{ATAN}(48/15)$$

$$1,26791 \text{ rad}$$

$$= 1,26791 * 180/\text{PI}()$$

$$72,6458^\circ$$

Posteriormente, se procederá al cálculo de las fuerzas de dichos engranajes, viéndose en la Ilustración 19 como van a ser las mismas, para poder ser aplicadas en la selección de rodamientos, que se puede apreciar en el Anexo II.

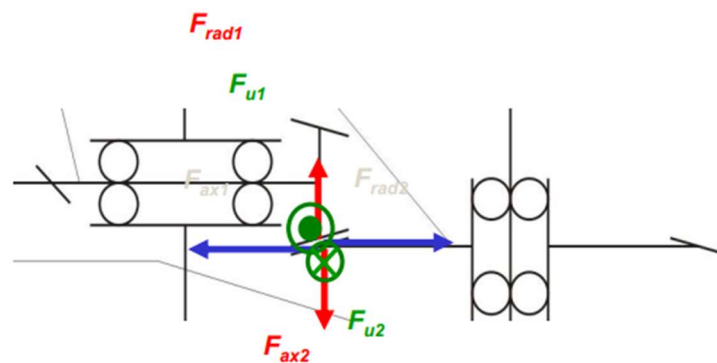


Ilustración 2: Representación de las fuerzas de la transmisión de engranajes cónicos. Fuente: ADME

Análisis de fuerzas de los Engranajes cónicos (Piñón):

$$F_{u1} = 2 * t_1 / d_{m1} \quad \text{o} \quad F_{u1} = t_1 / r_1$$

$$= 2 * 63661,97724 / 54$$

$$2357,851 \text{ N}$$

$$F_{ax1} = F_{u1} * (\tan \alpha * \sin \delta + \sin \beta * \cos \delta) / \cos \beta$$

$$F_{rad1} = F_{u1} * (\tan \alpha * \cos \delta - \sin \beta * \sin \delta) / \cos \beta$$

(El cliente nos da la fórmula a usar para el cálculo de las fuerzas axiales y radiales)

$$F_{ax1} = F_{u1} * 0,69$$

$$= 2357,851 * 0,69$$

$$1626,91719 \text{ N}$$

$$F_{rad1} = F_{u1} * 0,22$$

$$= 2357,851 * 0,22$$

$$518,7272 \text{ N}$$

Se sabe que para ejes de 90°:

$$|F_{u1}| = |F_{u2}|$$

$$|F_{ax1}| = |F_{rad2}|$$

$$|F_{rad1}| = |F_{ax2}|$$

Una vez calculadas las fuerzas, se procederá al cálculo otros aspectos generales, como son el adendo, el dedendo, o la altura que tendrán los dientes. Todos los elementos nombrados podrán ser visualizados en la Ilustración que se aprecia a continuación:

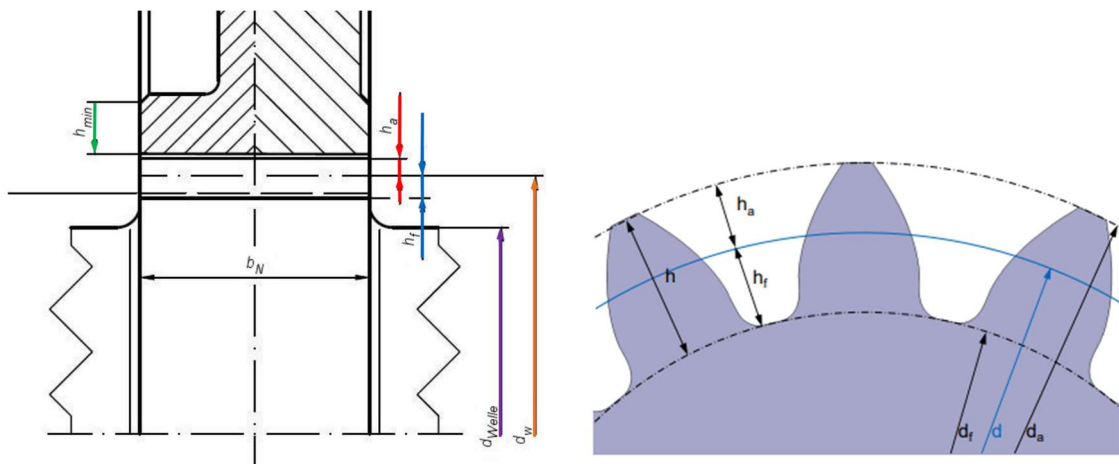


Ilustración 3: Representación de los parámetros geométricos: adendo, dedendo y altura del diente. Fuente: ADME.

Adendo:

$$h_a \approx m_n$$

$$3,6 \text{ mm}$$

Dedendo:

$$h_f \approx 1,25 \cdot m_n$$

$$= 1,25 \cdot 3,6$$

$$4,5 \text{ mm}$$

Altura del diente:

$$\text{Altura diente} \approx 2,25 \cdot m_n$$

$$= 2,25 \cdot 3,6$$

$$8,1 \text{ mm}$$

Por último, se comprueban las fuerzas de la rueda, de la siguiente manera:

Datos generales:	Símbolos		Unidades
Torque eje solar	t_2	203718,327	Nmm
Diámetro rueda	d_{m2}	172,8	mm
Radio rueda	r_2	86,4	mm

Análisis de fuerzas de los Engranajes cónicos (Rueda):

Como se expone anteriormente,
se sabe que para ejes de 90°:

$$|F_{u1}| = |F_{u2}|$$

$$|F_{ax1}| = |F_{rad2}|$$

$$|F_{rad1}| = |F_{ax2}|$$

$$F_{u2} = 2 \cdot t_2 / d_{m2} \quad \text{o} \quad F_{u2} = t_2 / r_2$$

$$= 2 \cdot 203718,327 / 172,8$$

$$2357,851 \text{ N}$$

$$F_{ax2} = 518,7272 \text{ N}$$

$$F_{rad2} = 1626,91719 \text{ N}$$

Cálculo del sistema de transmisión de engranajes rectos:

A partir de este punto, se analizará el cálculo de engranajes rectos, los cuales están representados como se puede ver en la Ilustración 2, ligeramente a la derecha del sistema, mediante un sistema planetario con dos planetas, estando cada uno de ellos ensamblado al sol, si hablamos del planeta 1, o a la corona, si hablamos del planeta 2. En dicho sistema planetario, se estará ante un caso donde la corona será la parte fija del mismo.

A continuación, igual que en el cálculo de engranajes cónicos, se muestra una extracción sobre los datos de los engranajes de dientes rectos, obtenida de la Tabla 1:

Datos

Etapas de engranaje planetario			
Módulo	m_{mn}	2,75	mm
Anchura del engranaje	b	60	mm
Ángulo de presión	α	20	°
Ángulo de hélice	β	0	°
Número de dientes;			
Sol (5)	Z_{sol}	26	-
Planetas (4)			
Planeta 1 (p1)	Z_{p1}	33	-
Planeta 2 (p2)	Z_{p2}	25	-
Corona (6)	Z_{corona}	84	-
Circunferencias primitivas:			
Sol (5)	$d_{w,sol}$	71,5	mm
Planetas (4)			
Planeta 1 (p1)	$d_{w,p1}$	90,75	mm
Planeta 2 (p2)	$d_{w,p2}$	68,75	mm
Corona (6)	$d_{w,anillo}$	231	mm

Se continuará calculando el torque, o par, del eje de entrada:

Datos generales:	Símbolos	Unidades
Torque eje de entrada	t_1	63661,977 Nmm
Torque eje solar	t_2	Nmm
Relación de transmisión engranajes cónicos	i_1	3,2 -
Revoluciones de entrada (piñón)	n_1	1500 min^{-1}
Revoluciones de la rueda	n_2	min^{-1}
Rendimiento global	η	1 -

Despejamos y calculamos el torque del eje solar:

$$\eta = (t_2 \cdot n_2) / (t_1 \cdot n_1)$$

donde

$$i_1 = n_1 / n_2$$

$$\eta = t_2 / (t_1 \cdot i_1)$$

$$t_2 = \eta \cdot t_1 \cdot i_1$$

$$= 1 \cdot 63661,9772 \cdot 3,2$$

$$203718,327 \text{ Nmm}$$

Una vez obtenido el par del eje solar, se procederá a calcular el dimensionado del eje solar, de la misma manera que se ha procedido con el eje de entrada:

Datos generales:	Símbolos	Unidades
Torque eje solar	t_2	203718,327 Nmm
Momento de Comparación	M_v	Nmm
Diámetro de referencia eje solar	d_2	mm
Tensión del material	σ_w	360 N/mm ²
Tensión del diámetro permisible	$\sigma_{b,zul}$	N/mm ²

Calculamos M_v :

$$M_v = 2,5 \cdot t_2$$

$$= 2,5 \cdot 203718,327$$

$$509295,8175 \text{ Nmm}$$

Calculamos $\sigma_{b,zul}$:

$$\sigma_{b,zul} = \sigma_w / 5$$

$$= 360 / 5$$

$$72 \text{ N/mm}^2$$

Calculamos el diámetro del eje solar:

$$d_2 = 2,17 * (M_v / \sigma_{b,zul})^{1/3}$$

$$= 2,17 * (509295,8175 / 72)^{1/3}$$

41,66 mm

Para que no se rompa el eje, el diámetro mínimo deberá ser mayor que 41,66 mm, y redondeándolo quedaría en 41,7 mm.

A continuación, se procederá a realizar los cálculos de los parámetros geométricos del sistema planetario, para lo que usaremos una denotación diferente a lo anterior, por lo que se mostrará después de los datos generales:

Datos generales:	Símbolos		Unidades
Torque Sol	M ₁	203718,32	Nmm
Torque Corona	M ₂		Nmm
Torque Portador de planetas	M _s		Nmm
Módulo	m _{mn}	2,75	mm
Anchura del engranaje	b	60	mm
Ángulo de presión	α	20	º
Ángulo de hélice	β	0	º
Número de dientes:			
Sol	z ₁	26	-
Planetas			
Planeta 1	z _{p1}	33	-
Planeta 2	z _{p2}	25	-
Corona	z ₂	84	-
Radios de paso:			
Sol	r ₁	35,75	mm
Portador de planetas	r _s		mm

Planetas	r_p		mm
Corona	r_2	115,5	mm
Relaciones de Transmisión:			
Sol-Corona	i_{12}		-
Sol-Portador de planetas	i_{1s}		-
Corona-Portador de planetas	i_{2s}		-
Potencia máxima de entrada	P_1	10	KW
Potencia máxima de salida	P_2		KW
Revoluciones Sol	n_1		min^{-1}
Revoluciones corona	n_2		min^{-1}
Revoluciones portador de planetas	n_s		min^{-1}
Rendimiento global	η	1	-
Velocidad Sol	v_1		m/s
Velocidad portador de planetas	v_s		m/s
Número de engranajes planetas	N	3	-
Fuerza en los dientes del engranaje:			
Sol	F_1		N
Corona	F_2		N
Planetas del portador de planetas	F_s		N

Denotación en la transmisión de engranajes planetarios:

Indices:

1,2	Engranaje Sol, Engranaje Corona
s	Portaplanetas
p	Engranaje Planeta

Cantidades:

M_1, M_2, M_s	Torques	Nm
n_1, n_2, n_s	Revoluciones	min^{-1}
$i_{12}, i_{1s}, i_{2s}, \dots$	Transmisión	-
z_1, z_2, z_p	Número de dientes	-
d_1, d_2, d_p	Diámetros de referencia	mm
d_{w1}, d_{w2}, d_{wp}	Diámetros de paso	mm

NOTA: Valores negativos debidos al sentido antihorario.

A continuación, se muestra una figura representativa sobre un sistema planetario sencillo, del cual nos basaremos para plantear el que se solicita. Justo después, se comenzará como se comentaba anteriormente con los cálculos de los parámetros geométricos como la

relación de transmisión de todo el sistema, y por separado, los torques en cada momento, o las revoluciones del portador de planetas, y otros elementos:

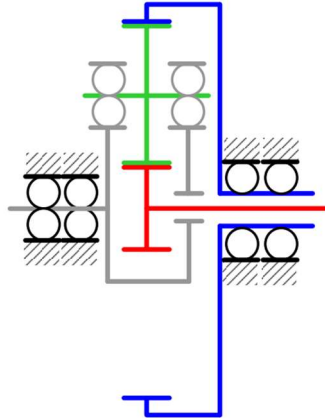


Ilustración 4: Representación de un modelo general de sistema planetario. Fuente: ADME.

Calculamos la relación de transmisión i_{12} :

$$i_{12} = -(z_{p1} \cdot z_2) / (z_1 \cdot z_{p2})$$

$$= -(33 \cdot 84) / (26 \cdot 25)$$

$$-4,26$$

En estático, habrá un Grado de Libertad igual a 1. (GdL=1)

Calculamos los Torques en la transmisión del sistema planetario:

Debe cumplir: $M_1 + M_2 + M_s = 0$

$$M_2 = -M_1 \cdot i_{12}$$

$$= -203718,32 \cdot -4,26$$

$$867840,0432 \text{ Nmm}$$

$$M_s = -M_1 - M_2$$

$$= +203718,327 - 867840,0432$$

$$-1071558,37 \text{ Nmm}$$

En movimiento (cinemática), habrá un Grado de Libertad igual a 2. (GdL=2)

Al ser el engranaje Corona fijo:

En nuestro caso estamos ante un modelo de trabajo donde el engranaje Corona será fija.

$$n_2=0$$

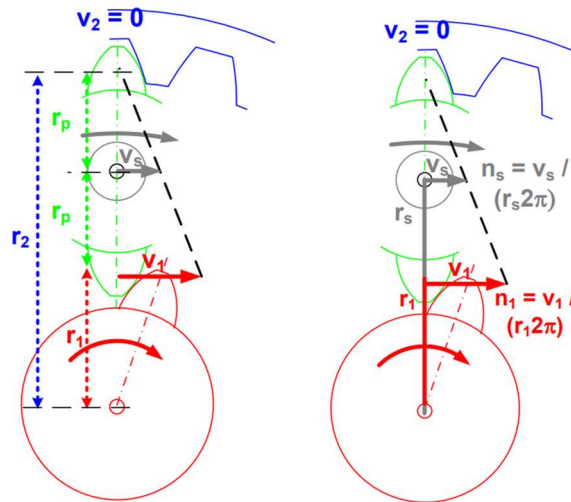


Ilustración 5: Representación cinemática del modelo con el engranaje Corona fijo a la caja. Fuente: ADME.

Calculamos las revoluciones del portador de planetas (siendo las revoluciones de salida):

$$\eta = P_2/P_1 \rightarrow P_2 = P_1 = 10 \text{ KW}$$

$$n_s = P_1 E_6 / M_s$$

$$= 10000000 / 1071558,37$$

$$= 9,33 \text{ rad/s}$$

$$= 9,33 * (180 / \pi)$$

$$= 534,5696 \text{ rpm}$$

Calculamos las revoluciones del engranaje Sol:

$$n_1 = n_s * i_{1s} = n_s * (1 - i_{12})$$

$$= 534,5696 * (1 - (-4,26))$$

$$= 2811,836 \text{ rpm}$$

$$= 2811,836 * (\pi / 180)$$

$$= 49,075 \text{ rad/s}$$

Cálculo relación de transmisión Sol-Planetas:

$$i_{1s}=1-i_{12}$$

$$=1-(-4,26)$$

$$5,26$$

A continuación, se calcularán las dimensiones representadas en la Figura 22, respecto a las distancias entre los planetas:

Determinamos r_p y r_s :

$$2*r_p+r_1=|r_2|$$

$$r_p=(|r_2|-r_1)/2$$

$$=((231/2)-(71,5/2))/2$$

$$39,875 \text{ mm}$$

$$r_s=r_1+r_p=(|r_2|-r_1)/2$$

$$=(71,5/2)+39,875$$

$$75,625 \text{ mm}$$

Calculamos la velocidad del portador de planetas:

$$v_s/r_p=v_1/(2*r_p) \rightarrow v_s=v_1/2$$

$$n_s=v_s/(2*\pi*r_s)$$

$$v_s=n_s*2*\pi*r_s$$

$$=-9,33*2*\pi()*0,075625$$

$$-4,33 \text{ m/s}$$

El portador de planetas girará a 4,43 m/s.

Ambos engranajes girarán en el mismo sentido (antihorario).

A continuación, se muestra una Ilustración donde se verán representadas las fuerzas estáticas que actúan en cada momento en el sistema planetario, ya que será el próximo punto a calcular. Dependiendo del color, corresponderá a uno u otro engranaje, siendo el

color rojo para el sol, el azul para la corona, el verde para los planetas, y el gris para el portador de planetas.

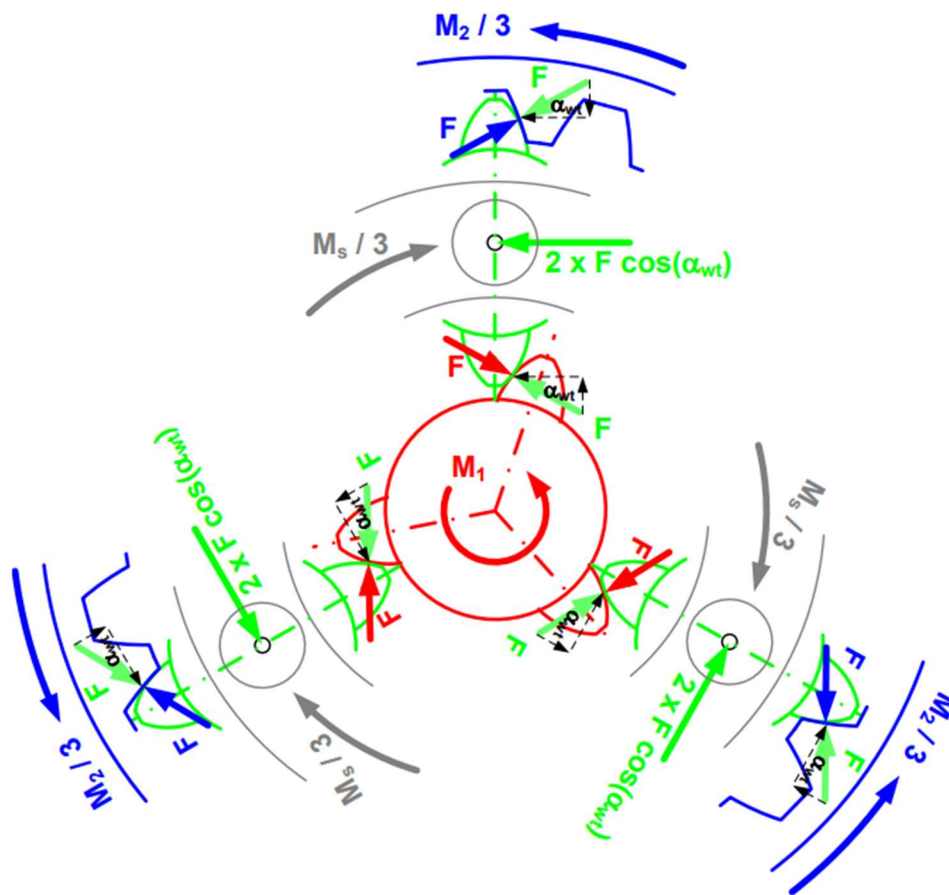


Ilustración 6: Distribución estática de las Fuerzas. Fuente: ADME.

Distribución estática de fuerzas:

N será 3, siendo igual la distribución de carga en cada planeta.
Distribución uniforme de la carga a los engranajes del planeta.

$$M_1/N = \cos(\alpha) * F_1 * r_1$$

$$F_1 = F_{p1} = M_1 / (N * \cos(\alpha) * r_1)$$

$$= (203718,327/3) / (\cos(20 * (\pi/180)) * (71,5/2))$$

$$2021,3754 \text{ N}$$

$$F_{radp1} = 0,22 * F_{p1}$$

$$= 0,22 * 2021,3754$$

ANEXO I.

 $444,7025 \text{ N}$ $F_{\text{exp1}} = 0 \text{ N}$ $|F_{p1}| = |F_{p2}| \cdot d_{p2}/d_{p1}$ $F_{p2} = F_{p1} \cdot (d_{p1}/d_{p2})$ $= 2021,3754 \cdot (90,75/68,75)$ $2668,2155 \text{ N}$ $F_{\text{radp2}} = 0,22 \cdot F_{p2}$ $= 0,22 \cdot 2668,2155$ $587,007 \text{ N}$ $F_{\text{exp2}} = 0 \text{ N}$ $F_2 = F_{tp2} \cdot d_{wp2}$ $= 2668,2 \cdot 68,75$ $183438,75 \text{ N}$

Una vez realizados los cálculos de las fuerzas, se usará la Fórmula de Willlys para la comprobación final, viendo como se aprecia a continuación que están bien calculadas ya que el resultado será muy aproximado a 0:

Comprobación Fórmula de Willis: $n_1 - i_{12} \cdot n_2 - (1 - i_{12}) \cdot n_s = 0$ $= -2811,83 - (-4,26) \cdot 0 - (1 - (-4,26)) \cdot -534,569$ $0,00294 \approx 0$

Posteriormente, se calculará el adendo, dedendo y altura del diente, viendo si fuese necesario la Ilustración 20 para mayor información relativa a estos conceptos:

<p>Adendo:</p> <p>$h_a \approx m_n$</p> <p>2,75 mm</p>

<p>Dedendo:</p> <p>$h_f \approx 1,25 * m_n$</p> <p>$= 1,25 * 2,75$</p> <p>3,4375 mm</p>

<p>Altura del diente:</p> <p>Altura diente $\approx 2,25 * m_n$</p> <p>$= 2,25 * 2,75$</p> <p>6,1875 mm</p>

A continuación, se procederá al dimensionado del eje de salida para hallar el diámetro mínimo requerido.

Para ello se iniciará calculando el torque de salida:

Datos generales:	Símbolos	Unidades
Torque eje de salida	t_s	Nmm
Torque portador de planetas	M_s	Nmm
Revoluciones portador de planetas	n_s	3,2
Potencia máxima a la salida	P_2	10 KW

Cálculo del torque de salida:

$$t_s = P_2 / n_s \quad *P_2 \text{ en W}$$

$$t_s = M_s$$

Al igualarlo será negativo, por lo que girará en sentido antihorario (aunque se evaluará en sentido horario).

$$= 10000000 / 9,33$$

$$1071811,361 \text{ Nmm}$$

Cálculo del dimensionado del eje de salida:

Datos generales:	Símbolos	Unidades
Torque portador de planetas	$t_{port.}$ 1072498,639	Nmm
Revoluciones portador de planetas	n_s 9,32	rad/s
Momento de Comparación	M_v	Nmm
Diámetro de referencia eje salida	d_3	mm
Tensión del material	σ_w 360	N/mm ²
Tensión del diámetro permisible	$\sigma_{b,zul}$	N/mm ²

$$\text{Torque Portador de planetas } (M_s) = \text{Torque Eje de salida } (t_s)$$

Las revoluciones del portador de planetas serán negativas, como se ha calculado anteriormente. Se indica en positivo para dejar los cálculos más claros, pero sabiendo que girará en sentido antihorario.

Calculamos M_v :

$$M_v = 2,5 * t_s$$

$$= 2,5 * 1072498,639$$

$$2681246,598 \text{ Nmm}$$

Calculamos $\sigma_{b,zul}$:

$$\sigma_{b,zul} = \sigma_w / 5$$

$$= 360 / 5$$

$$72 \text{ N/mm}^2$$

Calculamos el diámetro del eje de salida:

$$d_3 = 2,17 * (M_v / \sigma_{b,zul})^{1/3}$$

$$= 2,17 * (2681246,598 / 72)^{1/3}$$

72,46 mm

Para que el eje no rompa, el diámetro del mismo deberá ser mayor que 72,5 mm.

Por último, se desarrollará el cálculo del dimensionado del eje planetario:

Datos generales:	Símbolos		Unidades
Torque eje solar	t_1	183440	Nmm
Revoluciones portador de planetas	n_s	9,32	rad/s
Momento de Comparación	M_v		Nmm
Diámetro de referencia eje salida	d_3		mm
Tensión del material	σ_w	360	N/mm^2
Tensión del diámetro permisible	$\sigma_{b,zul}$		N/mm^2

Calculamos M_v :

$$M_v = 2,5 * t_1$$

$$= 2,5 * 183440$$

458599,6 Nmm

Calculamos $\sigma_{b,zul}$:

$$\sigma_{b,zul} = \sigma_w / 5$$

$$= 360 / 5$$

72 N/mm^2

Calculamos el diámetro del eje de salida:

$$d_3 = 2,17 * (M_v / \sigma_{b,zul})^{1/3}$$

$$= 2,17 * (458599,6 / 72)^{1/3}$$

40,2 mm

Para que el eje no rompa, el diámetro del mismo deberá ser mayor que 40,2 mm.

ANEXO II. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

ANEXO II. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

En este apartado se realizará la selección y análisis de los rodamientos que irán en cada lugar indicado en la figura 2.

Para todo el apartado referido a rodamientos, se usará a petición del cliente, el proveedor SKF, una empresa multinacional sueca fundada en 1907 dedicada al diseño y fabricación de rodamientos y sellos industriales.

Dicha empresa posee una herramienta de selección de rodamientos en su página web, en la que se muestra todo su catálogo.

1. Selección rodamientos eje de entrada:

Procedemos a seleccionar los dos primeros rodamientos, que serán aquellos que se encuentran sobre el eje de entrada. Al ser un eje que recibe fuerza axial y radial se hará uso de rodamientos de rodillos cónicos ya que podrán adaptarse mejor a la velocidad, carga, contaminación, temperatura o condiciones de vibración específicas. Además, este tipo de rodamientos se utilizan normalmente en soluciones en las que es necesario aumentar el rendimiento, reducir la fricción o aumentar la densidad de potencia en las aplicaciones.



Ilustración 1: Vista explosionada de las partes del rodamiento de rodillos cónicos. Fuente: SKF.com

Una vez conocemos el tipo de rodamiento que se usará, procedemos con la herramienta de selección de rodamientos para elegir el más apropiado.

Comenzamos seleccionando el tipo y la disposición de los rodamientos:

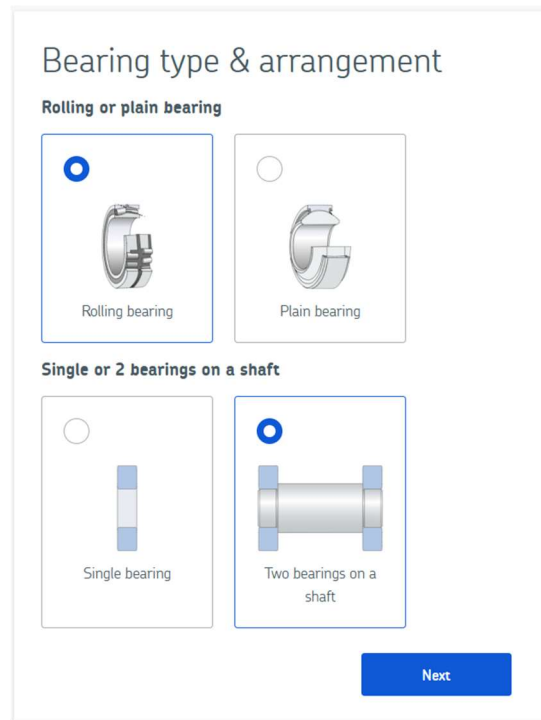


Ilustración 2: Selección del tipo y disposición de rodamientos del eje solar. Fuente: SKF.com

En este caso, se seleccionará el recuadro de rodamientos rodantes, y el que se aprecian dos rodamientos en un eje, ya que será así como los situaremos.

Se continuará completando todos los campos que se requieran, como se puede apreciar en la siguiente figura.

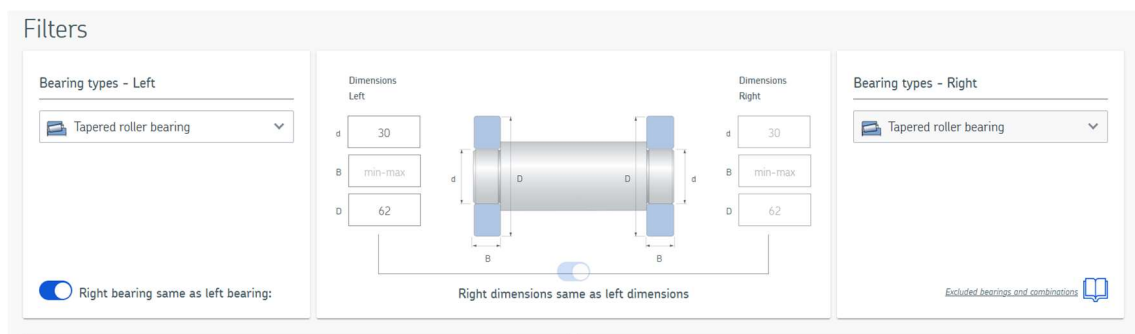


Ilustración 3: Filtros para la selección de los rodamientos. Fuente: SKF.com

Teniendo los parámetros el siguiente significado:

- d: diámetro interior
- D: diámetro exterior
- B: ancho

A continuación, se indicarán las exigencias del sistema para poder realizar los cálculos.

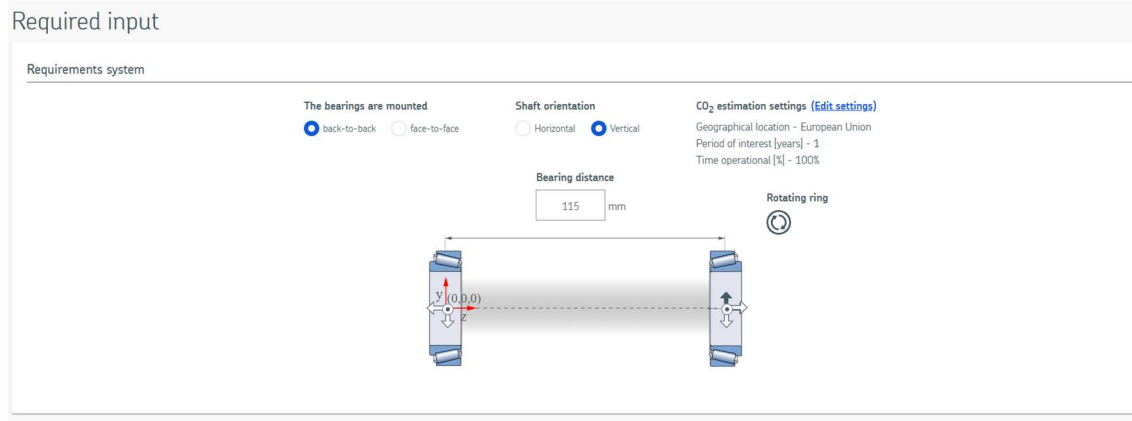


Ilustración 4: Requerimientos para la selección de los rodamientos. Fuente: SKF.com

En este caso, estaremos ante un rodamiento con disposición espalda a espalda (back to back), con una orientación del eje vertical, una rotación del aro interno, y una distancia entre rodamientos de 115 mm.

En la parte inferior de la pestaña, se encontrará otro apartado donde se escribirán las fuerzas de carga en las unidades solicitadas, para poder así hacer un caso con las fuerzas máximas que pueda soportar el rodamiento, comprobando si cumplen.

En este caso, rellenaremos los campos observando los resultados de las fuerzas del eje de entrada en el Anexo 1. El apartado de temperatura no se tendrá en cuenta, y en el apartado de velocidad se introducirán las revoluciones por minuto que nos aportan como dato (mirar Tabla 1).

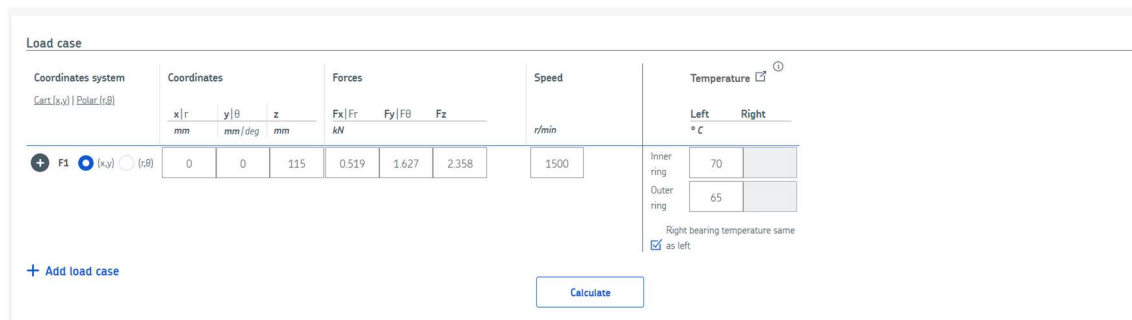


Ilustración 5: Caso de carga de los rodamientos del eje de entrada. Fuente: SKF.com

Posteriormente, se obtendrá una tabla para la selección de los rodamientos posibles, y cómo podemos escoger todos, ya que ninguna superará los criterios de selección, se seleccionará el de menor dimensiones.

Search designation

Principal dimensions			Basic load ratings		Designation
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	
30	62	25	79.7	76.5	■ 33206
30	62	42.5	106	116	■ 32206/DF
30	62	17.25	50	44	■ 30206
30	62	21.25	61.8	57	■ 32206

■ = SKF Explorer - Higher load levels and extended service life with associated benefits

1 - 4 of 4 < >

Search designation

Principal dimensions			Basic load ratings		Designation
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	
30	62	25	79.7	76.5	■ 33206
30	62	42.5	106	116	■ 32206/DF
30	62	17.25	50	44	■ 30206
30	62	21.25	61.8	57	■ 32206

■ = SKF Explorer - Higher load levels and extended service life with associated benefits

1 - 4 of 4 < >

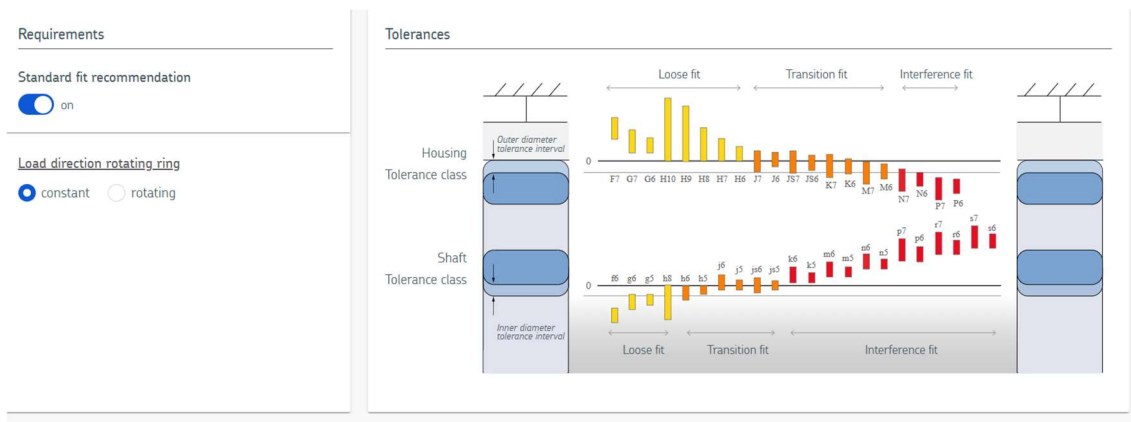
Il·lustració 6: Rodamientos seleccionables eje de entrada. Fuente: SKF.com

Teniendo los parámetros el siguiente significado:

- d: diámetro interior
- D: diámetro exterior
- B: ancho
- C: Capacidad de carga dinámica
- Co: Capacidad de carga estática

En función de estos parámetros y las distintas posibilidades que disponemos, todas serán válidas, ya que tanto las capacidades de carga como las velocidades límites son lo suficientemente altas (las cuales no vamos a alcanzar) como para que no nos supongan ningún problema. Por lo que se podrá llegar a seleccionar cualquiera de dichos rodamientos.

Una vez completado el paso anterior se indicarán las tolerancias o requisitos de ajuste, siendo seleccionado en nuestro caso el apartado de recomendación de ajuste estándar, y posteriormente se marcará la casilla “constante”, ya que el anillo de dirección de carga será el mismo.



Il·lustració 7: Requisitos de ajuste para los rodamientos del eje de entrada. Fuente: SKF.com

Por último, se obtendrá un informe con la información completada y los cálculos realizados por la herramienta.

Se revisará el informe, prestando atención a que cumplan todos los parámetros, destacando la vida nominal en base 10, la cual deberá ser superior a la requerida en los datos (mirar Tabla 1).

2. Selección rodamientos del eje solar:

Procedemos a seleccionar los dos rodamientos, que serán aquellos que se encuentran sobre el eje solar. Esta vez, igual que en el caso anterior, se tendrán que tener en cuenta las fuerzas axiales y radiales que se recibirán, ya que, al estar la rueda situada sobre el eje, esta ejerce una inclinación que supone una alta fuerza axial, por lo que además de ser recomendable una distancia entre los rodamientos ($0,7 * d_{\text{rueda}}$), se hará uso de rodamientos de rodillos, por el mismo motivo comentado en los rodamientos del eje de entrada.

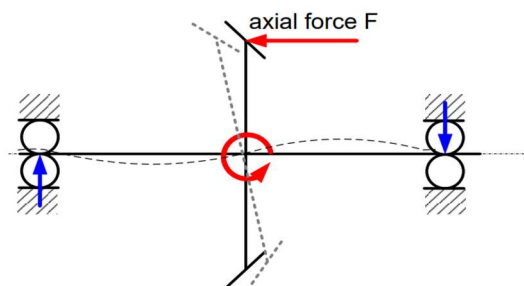


Ilustración 8: Representación de la fuerza axial que ejerce la rueda en el eje solar. Fuente: ADME

Comenzamos seleccionando el tipo y la disposición de los rodamientos:

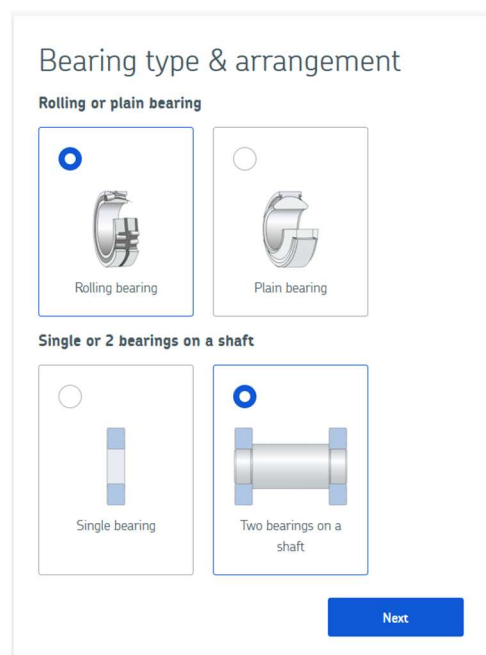


Ilustración 9: Tipo y disposición de rodamientos del eje solar. Fuente: SKF.com

En este caso, se seleccionará el recuadro de rodamientos rodantes, y el que se aprecian dos rodamientos en un eje, ya que será así como los situaremos.

Se continuará completando todos los campos para la selección de los rodamientos:

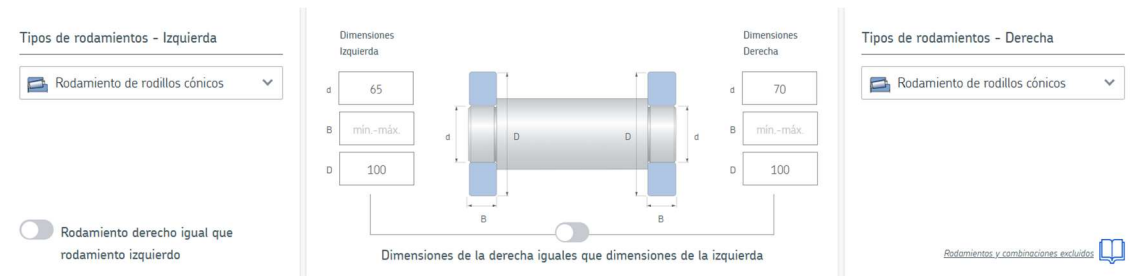


Ilustración 10: Filtros para la selección de los rodamientos. Fuente: SKF.com

Teniendo los parámetros el siguiente significado:

- d: diámetro interior
- D: diámetro exterior
- B: ancho

A continuación, se indicarán las exigencias del sistema para poder realizar los cálculos.

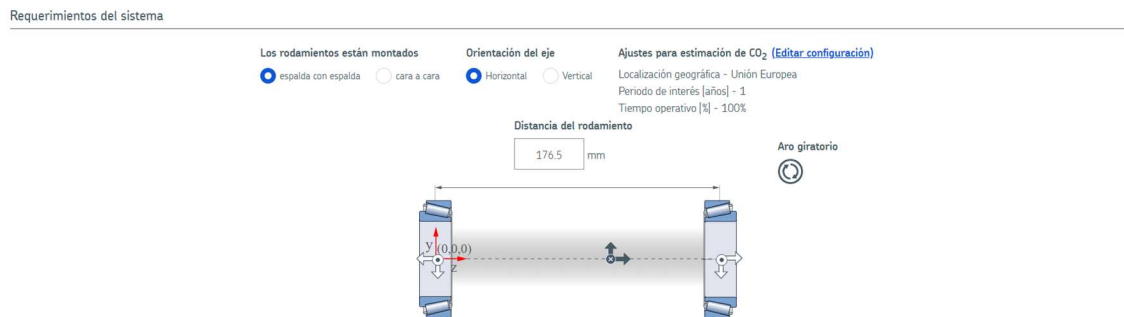


Ilustración 11: Requerimientos de los rodamientos en el eje solar. Fuente: SKF.com

En este caso, estaremos ante un rodamiento con disposición espalda a espalda (back to back), con una orientación del eje horizontal, una rotación del aro interno, y una distancia entre rodamientos de 176,5 mm.

Se introducirán los datos para el caso de carga del eje de salida:

Caso de carga

Sistema de coordenadas Carrito (x,y) Polar (r,θ)	Coordenadas			Fuerzas			Velocidad r/min	Temperatura [⊕] °C		
	x r mm	y θ mm deg	z mm	Fx Fr kN	Fy Fθ	Fz		Izquierda	Derecha	
<input checked="" type="radio"/> F1 <input type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	0	0	0	2.357	1.626	2.357	1500	Aro interior	70	70
								Aro exterior	65	65

Temperatura del rodamiento
 derecho igual que el izquierdo

+ Agregar caso de carga

Calcular

Ilustración 12: Caso de carga de los rodamientos del eje solar. Fuente: SKF.com

En este caso, rellenaremos los campos observando los resultados de las fuerzas del eje de entrada en el Anexo I. El apartado de temperatura no se tendrá en cuenta, y en el apartado de velocidad se supondrán las mismas revoluciones por minuto que nos dan como dato (mirar Tabla 1).

Posteriormente, se obtendrá una tabla con los posibles rodamientos para su posible selección.

Buscar designación					
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Designación
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	
65	100	23	103	127	■ 32013 X
65	100	27	119	153	■ 33013

Buscar designación					
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Designación
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	
70	100	20	85.8	112	■ 32914

■ = SKF Explorer - Mayores niveles de carga y vida útil más prolongada con beneficios asociados

Ilustración 13: Rodamientos seleccionables eje solar. Fuente: SKF.com

Teniendo los parámetros el siguiente significado:

- d: diámetro interior
- D: diámetro exterior
- B: ancho
- C: Capacidad de carga dinámica
- Co: Capacidad de carga estática

En función de estos parámetros y las distintas posibilidades que disponemos, todas serán válidas, ya que tanto las capacidades de carga como las velocidades límites son lo suficientemente altas (las cuales no vamos a alcanzar) como para que no nos supongan

ningún problema. Por lo que se podrá llegar a seleccionar cualquiera de dichos rodamientos.

Una vez completado el paso anterior se indicarán las tolerancias o requisitos de ajuste, marcando en nuestro caso el apartado de recomendación de ajuste estándar, y después se seleccionará el apartado, constante, ya que el anillo de dirección de carga no variará.

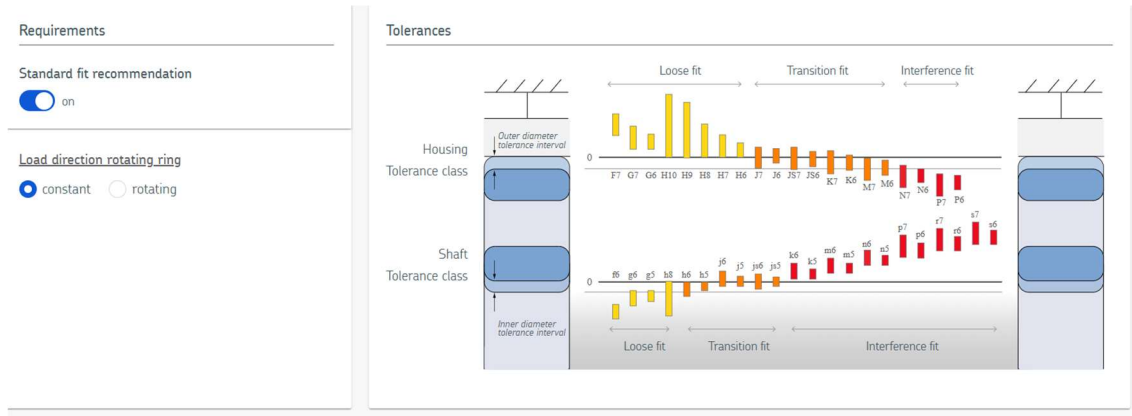


Ilustración 14: Requisitos de ajuste de los rodamientos del eje solar. Fuente: SKF.com

Por último, se obtendrá un informe con la información completada y los cálculos realizados por la herramienta.

Se revisará el informe, prestando atención a que cumplen todos los parámetros, destacando las clasificaciones de velocidad de referencia y limitante, la carga límite de fatiga y la vida nominal o a fatiga, la cual deberá ser superior a la requerida en los datos (mirar Tabla 1).

3. Selección rodamientos eje planetario:

Procedemos a seleccionar los dos rodamientos del eje planetario. Al ser un eje que recibe fuerza radial, pudiéndose considerar teóricamente la fuerza axial como 0, se hará uso de rodamientos rígidos de bolas, aunque decir que este tipo de rodamientos también puede soportar fuerza radial, pero en menor medida que los anteriores. Además, se usarán ya que podrán adaptarse mejor a la velocidad, carga, contaminación, temperatura o condiciones de vibración específicas al ser especialmente versátiles.

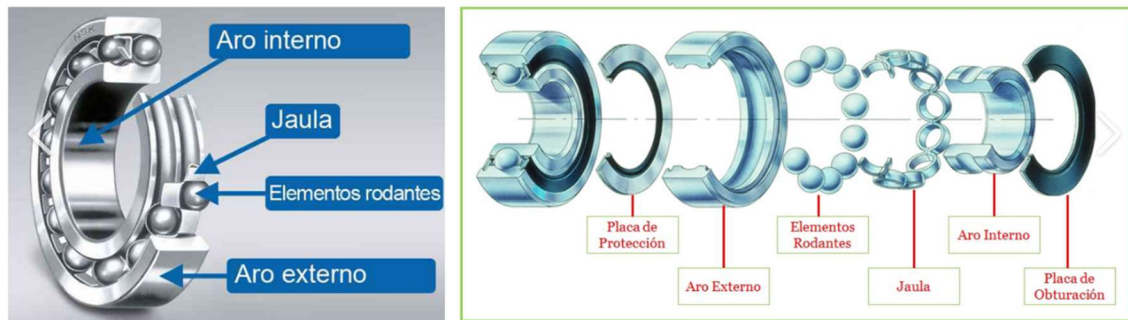


Ilustración 15: Vista de conjunto y explosionada de las partes del rodamiento de rodillos cónicos. Fuente: portalelectromecanico.org

Una vez conocemos el tipo de rodamiento que se usará, procedemos con la herramienta de selección de rodamientos para elegir el más apropiado.

Comenzamos seleccionando el tipo y la disposición de los rodamientos:

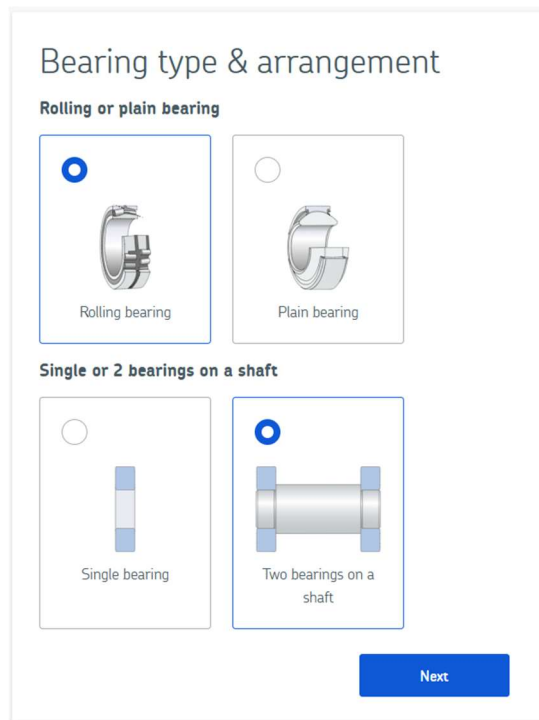


Ilustración 16: Selección del tipo y disposición de rodamientos del eje planetario. Fuente: SKF.com

En este caso, se seleccionará el recuadro de rodamientos rodantes, y el que se aprecian dos rodamientos en un eje, ya que será así como los situaremos.

Se continuará completando todos los campos que se requieran, como se puede apreciar en la siguiente figura.

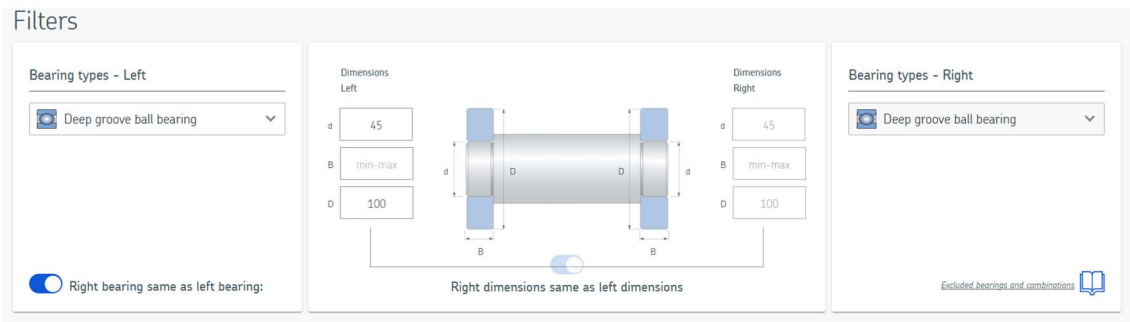


Ilustración 17: Filtros para la selección de los rodamientos del eje planetario. Fuente: SKF.com

Teniendo los parámetros el siguiente significado:

- d: diámetro interior
- D: diámetro exterior
- B: ancho

A continuación, se indicarán las exigencias del sistema para poder realizar los cálculos.

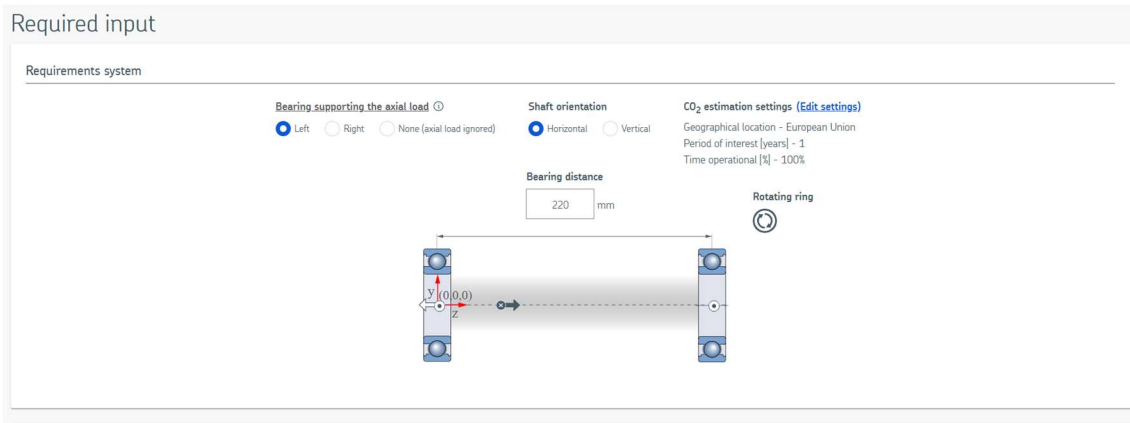


Ilustración 18: Requerimientos para la selección de los rodamientos del eje planetario. Fuente: SKF.com

En este caso, estaremos ante un rodamiento con disposición espalda a espalda (back to back), con una orientación del eje vertical, una rotación del aro interno, y una distancia entre rodamientos de 220 mm.

En la parte inferior de la pestaña, se encontrará otro apartado donde se escribirán las fuerzas de carga en las unidades solicitadas, para poder así hacer un caso con las fuerzas máximas que pueda soportar el rodamiento, comprobando si cumplen.

En este caso, rellenaremos los campos observando los resultados de las fuerzas del eje de entrada en el Anexo 1. El apartado de temperatura no se tendrá en cuenta, y en el apartado de velocidad se introducirán las revoluciones por minuto que nos aportan como dato (mirar Tabla 1).

Load case

Coordinates system Cart. (x,y) Polar (r,θ)	Coordinates			Forces			Speed r/min	Temperature [⊕]	
	x r mm	y θ mm/deg	z mm	Fx Fr kN	Fy Fθ	Fz		Left °C	Right
<input checked="" type="radio"/> F1 <input type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	0	0	50	0.445	0	2.021	534	Inner ring Outer ring	70 65

Right bearing temperature same as left

+ Add load case Calculate

Ilustración 19: Caso de carga de los rodamientos del eje planetario. Fuente: SKF.com

Posteriormente, se obtendrá una tabla para la selección de los rodamientos posibles, y cómo podemos escoger todos ellos, se seleccionará en este caso el de menor coste, siendo el 6309 por muy poco respecto a los otros.

Search designation						
Principal dimensions			Basic load ratings		Designation	
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	Co (kN)		
45	100	25	55.3	31.5	■	6309-RS1
45	100	25	55.3	31.5	■	6309 N
45	100	25	55.3	31.5	■	6309 NR
45	100	25	55.3	31.5	■	6309
45	100	25	55	44		309 NR
45	100	25	55.3	31.5	■	6309-ZZ
45	100	25	55	44		309-ZNR

■ = SKF Explorer - Higher load levels and extended service life with associated benefits 8 - 14 of 20 < >

Search designation						
Principal dimensions			Basic load ratings		Designation	
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	Co (kN)		
45	100	25	55.3	31.5	■	6309-RS1
45	100	25	55.3	31.5	■	6309 N
45	100	25	55.3	31.5	■	6309 NR
45	100	25	55.3	31.5	■	6309
45	100	25	55	44		309 NR
45	100	25	55.3	31.5	■	6309-ZZ
45	100	25	55	44		309-ZNR

■ = SKF Explorer - Higher load levels and extended service life with associated benefits 8 - 14 of 20 < >

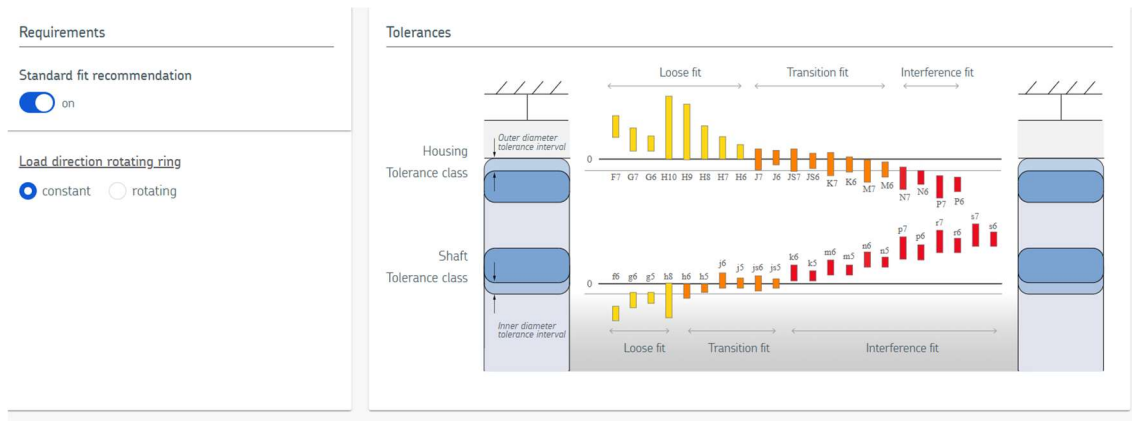
Ilustración 20: Rodamientos seleccionables eje planetario. Fuente: SKF.com

Teniendo los parámetros el siguiente significado:

- d: diámetro interior
- D: diámetro exterior
- B: ancho
- C: Capacidad de carga dinámica
- Co: Capacidad de carga estática

En función de estos parámetros y las distintas posibilidades que disponemos, todas serán válidas, ya que tanto las capacidades de carga como las velocidades límites son lo suficientemente altas (las cuales no vamos a alcanzar) como para que no nos supongan ningún problema. Por lo que se podrá llegar a seleccionar cualquiera de dichos rodamientos.

Una vez completado el paso anterior se indicarán las tolerancias o requisitos de ajuste, siendo seleccionado en nuestro caso el apartado de recomendación de ajuste estándar, y posteriormente se marcará la casilla “constante”, ya que el anillo de dirección de carga será el mismo.



Il·lustració 21: Requisitos de ajuste para los rodamientos del eje planetario. Fuente: SKF.com

Por último, se obtendrá un informe con la información completada y los cálculos realizados por la herramienta.

Se revisará el informe, prestando atención a que cumplen todos los parámetros, destacando la vida nominal en base 10, la cual deberá ser superior a la requerida en los datos (mirar Tabla 1).

4. Selección rodamientos del eje de salida:

Procedemos a seleccionar los dos rodamientos, que serán aquellos que se encuentran sobre el eje de salida. Igual que en el caso anterior, estaremos antes un eje que recibe fuerza axial y radial, por lo que se hará uso de rodamientos de rodillos, por el mismo motivo comentado en los rodamientos del eje de entrada.

Comenzamos seleccionando el tipo y la disposición de los rodamientos:

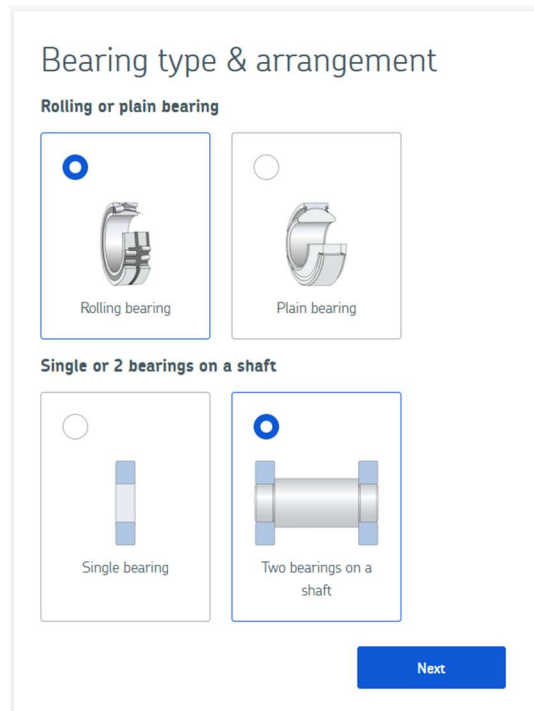


Ilustración 22: Tipo y disposición de rodamientos del eje de salida. Fuente: SKF.com

En este caso, se seleccionará el recuadro de rodamientos rodantes, y el que se aprecian dos rodamientos en un eje, ya que será así como los situaremos.

Se continuará completando todos los campos que se requieran, como se puede apreciar en la siguiente figura.

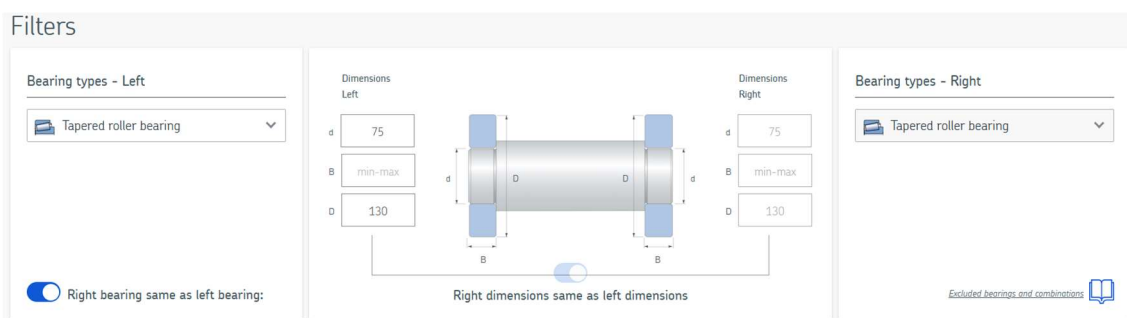


Ilustración 23: Filtros para la selección de los rodamientos del eje de salida. Fuente: SKF.com

Teniendo los parámetros el siguiente significado:

- d: diámetro interior
- D: diámetro exterior
- B: ancho

A continuación, se indicarán las exigencias del sistema para poder realizar los cálculos.

Required input

Requirements system

The bearings are mounted: back-to-back face-to-face

Shaft orientation: Horizontal Vertical

CO₂ estimation settings ([Edit settings](#)):
 Geographical location - European Union
 Period of interest [years] - 1
 Time operational [%] - 100%

Bearing distance: 120 mm

Rotating ring:

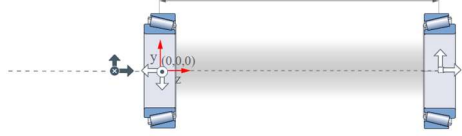


Ilustración 24: Requerimientos para la selección de los rodamientos del eje de salida. Fuente: SKF.com

En este caso, estaremos ante un rodamiento con disposición espalda a espalda (back to back), con una orientación del eje vertical, una rotación del aro interno, y una distancia entre rodamientos de X.

En la parte inferior de la pestaña, se encontrará otro apartado donde se escribirán las fuerzas de carga en las unidades solicitadas, para poder así hacer un caso con las fuerzas máximas que pueda soportar el rodamiento, comprobando si cumplen.

En este caso, rellenaremos los campos observando los resultados de las fuerzas del eje de entrada en el Anexo 1. El apartado de temperatura no se tendrá en cuenta, y en el apartado de velocidad se introducirán las revoluciones por minuto que nos aportan como dato (mirar Tabla 1).

Load case

Coordinates system Cart.(x,y) Polar.(r,θ)	Coordinates			Forces			Speed r/min	Temperature [⊕]	
	x r mm	y θ mm/deg	z mm	Fx Fr kN	Fy Fθ	Fz		Left °C	Right
<input checked="" type="radio"/> F1 <input type="radio"/> (x,y) <input type="radio"/> (r,θ)	0	0	-20	0.587	0	1.834	534	Inner ring: 70	
								Outer ring: 65	

Right bearing temperature same as left:

+ Add load case

Calculate

Ilustración 25: Caso de carga de los rodamientos del eje de salida. Fuente: SKF.com

Posteriormente, se obtendrá una tabla para la selección de los rodamientos posibles, y cómo podemos escoger todos, ya que ninguna superará los criterios de selección, se seleccionará el de menor dimensiones.

Search designation					
Principal dimensions			Basic load ratings		Designation
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	Co (kN)	
75	130	41	255	300	■ 33215
75	130	27.25	171	176	■ 30215
75	130	33.25	197	212	■ 32215
75	130	66.5	337	425	■ 32215/DF

■ = SKF Explorer - Higher load levels and extended service life with associated benefits 1 - 4 of 4 < >

Ilustración 26: Rodamientos seleccionables eje de salida. Fuente: SKF.com

Teniendo los parámetros el siguiente significado:

- d: diámetro interior
- D: diámetro exterior
- B: ancho
- C: Capacidad de carga dinámica
- Co: Capacidad de carga estática

En función de estos parámetros y las distintas posibilidades que disponemos, todas serán válidas, ya que tanto las capacidades de carga como las velocidades límites son lo suficientemente altas (las cuales no vamos a alcanzar) como para que no nos supongan ningún problema. Por lo que se podrá llegar a seleccionar cualquiera de dichos rodamientos.

Una vez completado el paso anterior se indicarán las tolerancias o requisitos de ajuste, siendo seleccionado en nuestro caso el apartado de recomendación de ajuste estándar, y posteriormente se marcará la casilla “constante”, ya que el anillo de dirección de carga será el mismo.

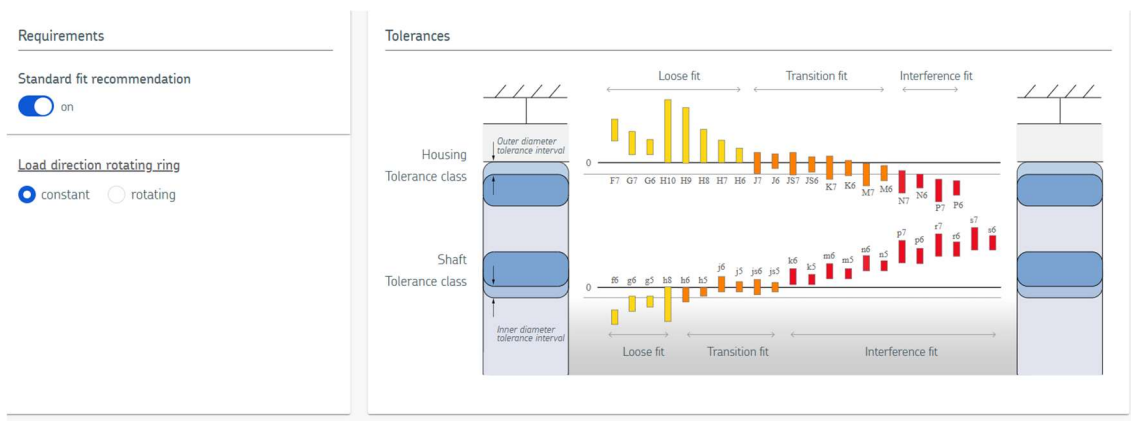


Ilustración 27: Requisitos de ajuste para los rodamientos del eje de salida. Fuente: SKF.com

Por último, se obtendrá un informe con la información completada y los cálculos realizados por la herramienta.

Se revisará el informe, prestando atención a que cumplen todos los parámetros, destacando la vida nominal en base 10, la cual deberá ser superior a la requerida en los datos (mirar Tabla 1).

ANEXO III. PROCEDIMIENTO DE MONTAJE DE LOS RODAMIENTOS

Este documento ha sido extraído de la web de SKF, por lo que se deberá seguir en todo momento el procedimiento que se comenta para una correcta colocación de los mismos, no llegando a influir el tipo de rodamiento en la forma de montaje:

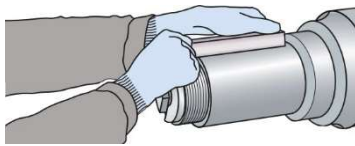
Método De Montaje: Montaje en caliente

Preparación para el montaje:

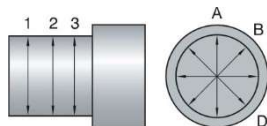
- Monte el rodamiento en un entorno limpio, o tome medidas para proteger el rodamiento y la posición de montaje de contaminantes como polvo, suciedad y humedad. Compruebe los soportes, ejes y otros componentes de la disposición de rodamientos para asegurarse de que estén limpios y no estén dañados.
- Los rodamientos deben permanecer en sus embalajes originales hasta el momento del montaje para evitar que se ensucien.



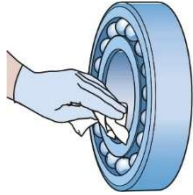
- Compruebe las tolerancias dimensionales y geométricas de todos los componentes que estarán en contacto con el rodamiento.



- Normalmente, el diámetro de los asientos de ejes cilíndricos se comprueba mediante un micrómetro en cuatro posiciones, en tres planos. Utilice el formulario que se proporciona aquí, o uno similar, para registrar las mediciones antes del montaje y para futuros propósitos de aseguramiento de la calidad.



- Lea atentamente todas las instrucciones antes de empezar a trabajar. Las instrucciones pueden contener herramientas y métodos de medición alternativos. Las ilustraciones no siempre respetan las proporciones y no siempre muestran el diseño exacto. Las instrucciones son válidas únicamente para los rodamientos SKF. Cuando se hacen recomendaciones de herramientas, compruebe las dimensiones reales con respecto al rodamiento y a cualquier otro componente que pueda dificultar el uso de la herramienta.
- El montaje y desmontaje de los rodamientos puede implicar la manipulación de cargas pesadas, el uso de herramientas y otros dispositivos, y el uso de aceite a alta presión. Para evitar accidentes, lesiones o daños materiales, siga cuidadosamente los métodos especificados.
- Limpie el agente protector del agujero y del diámetro exterior del rodamiento.

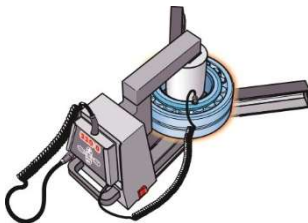


Si el rodamiento se va a lubricar con grasa y va a funcionar a temperaturas muy bajas o muy altas, o si la grasa no es compatible con el agente protector, lave y seque cuidadosamente el rodamiento.

- Recubra la superficie del agujero del rodamiento con una ligera capa de aceite fino.

Procedimiento de montaje

1. Caliente el rodamiento.



- Se puede utilizar el calentador de inducción [SKF TMBH 1](#).
- Se puede utilizar el calentador de inducción [SKF TIH 030m](#).
- Se puede utilizar una placa de calentamiento, p. ej., [SKF 729659 C](#).

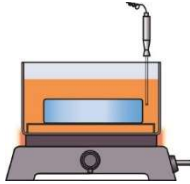


Normalmente, una temperatura del rodamiento de entre 80 y 90 °C (entre 145 y 160 °F) por encima de la temperatura del eje es suficiente para realizar el montaje.

No caliente los rodamientos a una temperatura superior a 125 °C (260 °F) y nunca los caliente con llama directa.



Por razones económicas, medioambientales y de seguridad, ya no se recomiendan los baños de aceite como método de calentamiento. Sin embargo, cuando no pueda evitarse este método, utilice aceite limpio con un punto de inflamabilidad superior a 250 °C (480 °F) y un recipiente limpio con un termostato ajustable. Además, el rodamiento nunca debe estar en contacto directo con el recipiente. Utilice una tapa en el recipiente de aceite para proteger el rodamiento. Se debe filtrar el aceite y se debe limpiar el recipiente cuidadosamente antes de su uso.

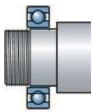


Se puede utilizar un horno eléctrico. Coloque el rodamiento sobre soportes para permitir el libre flujo de aire alrededor del rodamiento.

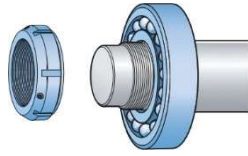
Use guantes de protección limpios cuando manipule el rodamiento caliente.



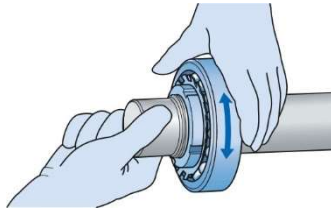
2. Empuje el rodamiento sobre el eje y a lo largo de este hasta su resalte y mantenga el rodamiento en posición hasta que se agarre.



3. Fije el dispositivo de fijación.



4. Compruebe que el eje o el aro exterior puedan girar libremente.



Otras recomendaciones

Normalmente, el rodamiento debe llenarse completamente con grasa, a menos que deba funcionar a altas velocidades, en cuyo caso el espacio libre en el soporte debe llenarse con grasa solo parcialmente (30 a 50%). En las aplicaciones no vibratorias, en las que los rodamientos deben funcionar a velocidades muy bajas y donde es necesario contar con una buena protección contra los contaminantes, SKF recomienda llenar hasta el 90% del espacio libre del soporte con grasa.

Para obtener información sobre la selección de una grasa adecuada, teniendo en cuenta las condiciones reales de funcionamiento, consulte la sección [Guía de selección rápida de grasas SKF](#).

Si el rodamiento debe lubricarse con aceite, utilice la cantidad suficiente del aceite correcto.

Si el rodamiento debe lubricarse con grasa, agregue la grasa ahora.

Si el rodamiento se monta en el eje y en el soporte al mismo tiempo, considere aplicar la grasa en una etapa anterior.

Si los calentadores recomendados no son adecuados para calentar este rodamiento, la mejor opción puede ser un calentador T IH especial. Comuníquese con info.mapro@skf.com para obtener más información

ANEXO IV. DATOS TÉCNICOS

1. Rodamiento 30206



30206

SKF®

Single row tapered roller bearing

Single row tapered roller bearings are designed to accommodate combined radial and axial loads and provide low friction during operation. The inner ring, with rollers and cage, can be mounted separately from the outer ring. These separable and interchangeable components facilitate mounting, dismounting and maintenance. By mounting one single row tapered roller bearing against another and applying a preload, a rigid bearing application can be achieved.

- High radial and axial load carrying capacity
- Accommodate axial loads in one direction
- Low friction and long service life
- Separable and interchangeable components

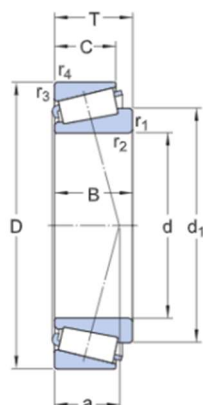
Performance

Basic dynamic load rating	50 kN
Basic static load rating	44 kN
Reference speed	9 000 r/min
Limiting speed	11 000 r/min
SKF performance class	SKF Explorer

Properties

Bearing part	Complete bearing
Number of rows	1
Locating feature, bearing outer ring	None
Bore type	Cylindrical
Cage	Sheet metal
Arrangement of contact angle (double-row bearing)	Not applicable
Matched arrangement	No
Coating	Without
Sealing	Without
Lubricant	None

Dimensions



d	30 mm	Bore diameter
D	62 mm	Outside diameter
T	17.25 mm	Total width
d ₁	≈ 45.3 mm	Shoulder diameter of inner ring
B	16 mm	Width of inner ring
C	14 mm	Width of outer ring
r _{1,2}	min. 1 mm	Chamfer dimension of inner ring
r _{3,4}	min. 1 mm	Chamfer dimension of outer ring
a	13.65 mm	Distance side face to pressure point

2. Rodamiento 32013 X



32013 X



Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos

Los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos están diseñados para admitir cargas radiales y axiales combinadas, y proporcionar una baja fricción durante el funcionamiento. El aro interior, con rodillos y jaula, puede montarse por separado del aro exterior. Estos componentes desmontables e intercambiables facilitan el montaje, el desmontaje y el mantenimiento. Al montar un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos contra otro y aplicar una precarga, se puede conseguir una aplicación de rodamiento rígida.

- Alta capacidad de carga radial y axial
- Soportan cargas axiales en un sentido
- Baja fricción y larga vida útil
- Componentes desmontables e intercambiables

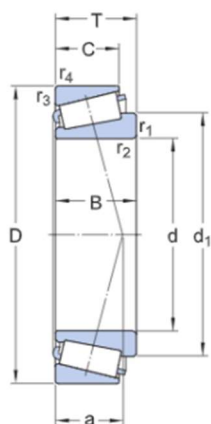
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	103 kN
Capacidad de carga estática básica	127 kN
Velocidad de referencia	5 000 r/min
Velocidad límite	6 000 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

Propiedades

Pieza del rodamiento	Rodamiento completo
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición del ángulo de contacto (rodamiento de dos hileras)	No aplica
Disposición ajustada	No
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin

Dimensiones



d	65 mm	Diámetro interno
D	100 mm	Diámetro exterior
T	23 mm	Ancho total
d_1	≈ 83.3 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	23 mm	Ancho del aro interior
C	17.5 mm	Ancho del aro exterior
$r_{1,2}$	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
$r_{3,4}$	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	22.12 mm	Distancia de la cara lateral al punto de presión

3. Rodamiento 32914



32914

SKF®

Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos

Los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos están diseñados para admitir cargas radiales y axiales combinadas, y proporcionar una baja fricción durante el funcionamiento. El aro interior, con rodillos y jaula, puede montarse por separado del aro exterior. Estos componentes desmontables e intercambiables facilitan el montaje, el desmontaje y el mantenimiento. Al montar un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos contra otro y aplicar una precarga, se puede conseguir una aplicación de rodamiento rígida.

- Alta capacidad de carga radial y axial
- Soportan cargas axiales en un sentido
- Baja fricción y larga vida útil
- Componentes desmontables e intercambiables

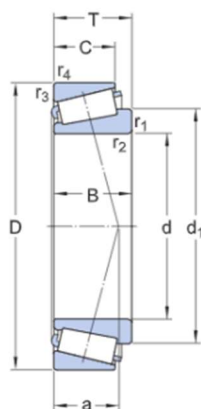
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	85.8 kN
Capacidad de carga estática básica	112 kN
Velocidad de referencia	5 000 r/min
Velocidad límite	6 000 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

Propiedades

Pieza del rodamiento	Rodamiento completo
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición del ángulo de contacto (rodamiento de dos hileras)	No aplica
Disposición ajustada	No
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin

Dimensiones



d	70 mm	Diámetro interno
D	100 mm	Diámetro exterior
T	20 mm	Ancho total
d_1	≈ 84.7 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	20 mm	Ancho del aro interior
C	16 mm	Ancho del aro exterior
$r_{1,2}$	min. 1 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
$r_{3,4}$	min. 1 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	17.6 mm	Distancia de la cara lateral al punto de presión

4. Rodamiento 6309



6309



Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

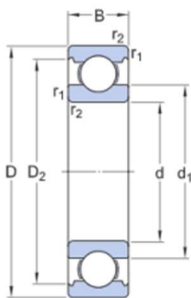
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	55.3 kN
Capacidad de carga estática básica	31.5 kN
Velocidad de referencia	15 000 r/min
Velocidad límite	9 500 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

Propiedades

Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin
Lubricante	Ninguna
Característica de relubricación	Sin

Dimensiones



d	45 mm	Diámetro interno
D	100 mm	Diámetro exterior
B	25 mm	Ancho
d ₁	≈ 62.18 mm	Diámetro del resalte
D ₂	≈ 86.7 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán

5. Rodamiento 30215



30215

SKF®

Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos

Los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos están diseñados para admitir cargas radiales y axiales combinadas, y proporcionar una baja fricción durante el funcionamiento. El aro interior, con rodillos y jaula, puede montarse por separado del aro exterior. Estos componentes desmontables e intercambiables facilitan el montaje, el desmontaje y el mantenimiento. Al montar un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos contra otro y aplicar una precarga, se puede conseguir una aplicación de rodamiento rígida.

- Alta capacidad de carga radial y axial
- Soportan cargas axiales en un sentido
- Baja fricción y larga vida útil
- Componentes desmontables e intercambiables

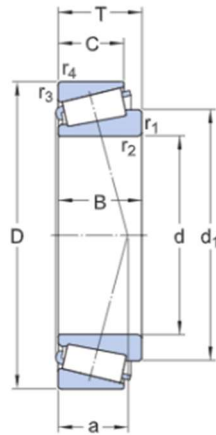
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	171 kN
Capacidad de carga estática básica	176 kN
Velocidad de referencia	4 000 r/min
Velocidad límite	5 000 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

Propiedades

Pieza del rodamiento	Rodamiento completo
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición del ángulo de contacto (rodamiento de dos hileras)	No aplica
Disposición ajustada	No
Recubrimiento	Sin
Sellado	Sin

Dimensiones



d	75 mm	Diámetro interno
D	130 mm	Diámetro exterior
T	27.25 mm	Ancho total
d_1	≈ 99.83 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	25 mm	Ancho del aro interior
C	22 mm	Ancho del aro exterior
$r_{1,2}$	min. 2 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
$r_{3,4}$	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	24.75 mm	Distancia de la cara lateral al punto de

6. Tapón de entrada del lubricante 28022

28022 Tapones



Descripción del artículo/Imágenes del producto



Descripción

Material:

Carcasa de poliamida termoplástica 66, cubierta de poliamida 66. Filtro de aire de poliuretano (espuma PU), junta tórica de goma (NBR).

Versión:

Carcasa negra, cubierta roja. Finura de filtro 50 µm.

Rango de temperatura:

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C.

Indicación sobre el dibujo:

Forma A: sin ventilación

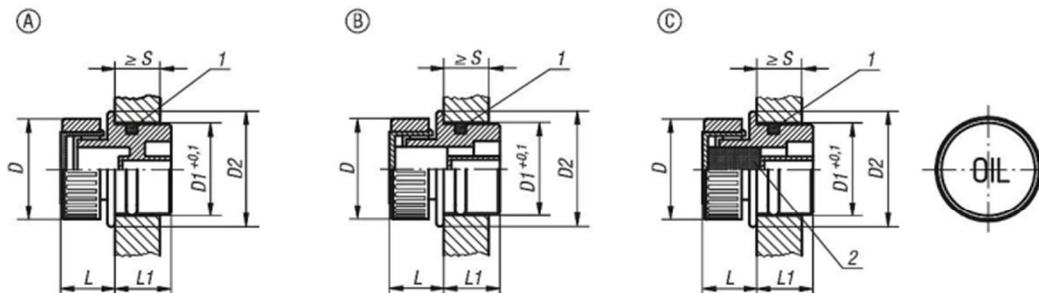
Forma B: con ventilación

Forma C: con ventilación y filtro de aire

1) Junta tórica

2) Filtro de aire solo con forma C

Planos



Nuestros productos

Referencia Forma A	Referencia Forma B	Referencia Forma C	D	D1	D2	L	L1	S min.
28022-13018	28022-23018	28022-33018	30	18	23	14	14	8
28022-13020	28022-23020	28022-33020	30	20	24	14	15,5	8
28022-13026	28022-23026	28022-33026	30	26	30	14	16,5	9,5
28022-13030	28022-23030	28022-33030	30	30	34	14	17	9,5

7. Tapón de salida del lubricante 28024

28024 Tornillos tapón con imán



Descripción del artículo/Imágenes del producto



Descripción

Material:

Termoplástico, poliamida 66. Imán permanente de ferrita.

Versión:

Negro. Junta plana sin asbesto.

Indicación:

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

El montaje de los tornillos tapón cerca del suelo ayuda a evitar daños en los componentes mecánicos, como las bombas.

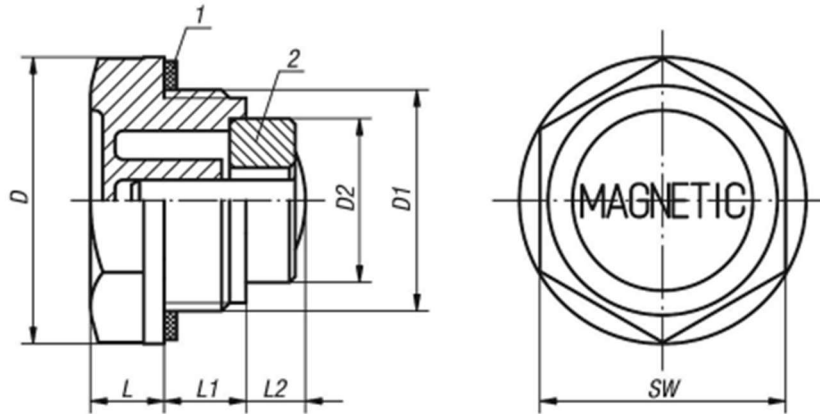
Rango de temperatura:

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C.

Indicación sobre el dibujo:

- 1) Junta plana
- 2) Imán

Planos



Nuestros productos

Referencia	D	D1	D2	L	L1	L2	SW
28024-20014	20	G1/4	8	7	9	5	17
28024-22038	22	G3/8	13	7,5	10	10	18
28024-27012	27	G1/2	13	8	11	9	24
28024-34034	34	G3/4	19,6	9	11	6,5	30
28024-42100	42	G1	19,6	10,5	12	14	35
28024-201415	20	M14X1,5	8	7	9	5	17

8. Tuerca, arandela de fijación y llave asociada del eje de entrada



KM 6

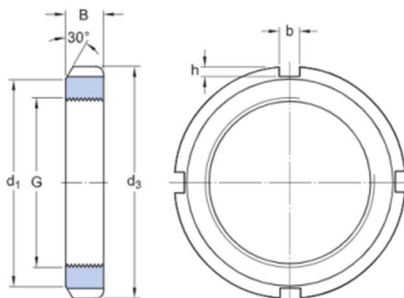


Tuerca de fijación KM(L), con roscas métricas, fija en el eje con arandela de fijación MB(L) o MB .. A

Las tuercas de fijación KM(L) con roscas métricas se usan para fijar los rodamientos sobre el eje. Tienen cuatro ranuras igualmente espaciadas situadas alrededor de su circunferencia para admitir una llave de impacto. Estas tuercas de fijación se fijan en el eje con arandelas de fijación MB(L). Las tuercas de fijación KM pueden utilizar alternativamente la arandela de fijación MB .. A, que es más fuerte. Las tuercas de fijación KM pueden reutilizarse, siempre que no estén dañadas.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Los diámetros de rosca van de 10 a 200 mm
- Disponible para rosca M 10x0,75 a M 200x3 (tamaños de 0 a 40)

Especificación técnica



Dimensiones

G	M30x1.5	Rosca
d ₃	45 mm	Diámetro exterior
B	7 mm	Ancho
d ₁	38 mm	Diámetro de la cara lateral de fijación
b	5 mm	Ancho de la ranura de fijación
h	2 mm	Profundidad de la ranura de fijación



MB 6

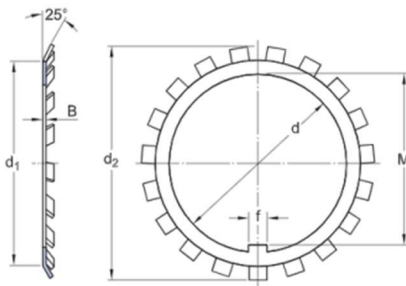


Arandela de fijación MB(L)

Las arandelas de fijación MB y MBL son dispositivos de fijación que se utilizan para asegurar las tuercas de fijación KM, KML y HM .. T en un eje o manguito de fijación y evitar que se aflojen involuntariamente. La MB .. A es una versión más resistente de la arandela MB. Las arandelas de fijación encajan en un chavetero del eje o de la rosca del manguito de fijación. Fijan la tuerca en su posición cuando una de las lengüetas de la arandela se dobla hacia una de las ranuras del diámetro exterior de la tuerca de fijación. Una arandela de fijación nueva debe utilizarse cada vez que se instala la tuerca de fijación correspondiente.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Usado para tuercas de fijación KM(L) y HM .. T (algunos tamaños)

Especificación técnica



Dimensiones

d	30 mm	Diámetro interno
d ₁	38 mm	Diámetro de la cara lateral
d ₂	49 mm	Diámetro exterior
B	1.25 mm	Espesor del material
f	5 mm	Ancho de la lengüeta interior
M	27.5 mm	Dimensión interior debajo de la lengüeta interior

HN 5-6



Llave de gancho SKF, tamaño 5- 6



La llave inglesa SKF, tamaño 5-6, está diseñada para facilitar el apriete y afloje de tuercas de bloqueo. Se utilizan para asegurar y ajustar rodamientos en ejes cónicos, manguitos adaptadores y manguitos de extracción. Se adaptan a una variedad de tuercas de bloqueo con diámetro(s) exterior(es) de 38 a 45 mm. Para ser más específicos, para las tuercas de bloqueo: KM 5, KM 6, KMK 5, KMK 6, KMFE 5, KMFE 6, KMT 3, KMT 4, KMT 5, N 05, N 06 y M22x1,5, M24x1,5, M26x1,5 (DIN 1804).

- Diseño optimizado que permite su uso en espacios reducidos manteniendo la máxima fuerza
- Manija resistente de plástico que es resistente al aceite, suciedad y grasa para proporcionar un mejor agarre
- agujero perforado para un almacenamiento fácil colgando
- designación grabada con láser para una identificación sencilla
- Se ajustan a una variedad de tuercas de bloqueo con diámetro exterior(es) de 38 a 45 mm. Disponible como parte del juego HN 4-16/SET, suministrado en una práctica caja de herramientas.

9. Tuerca, arandela de fijación y llave asociada del eje solar



KM 13

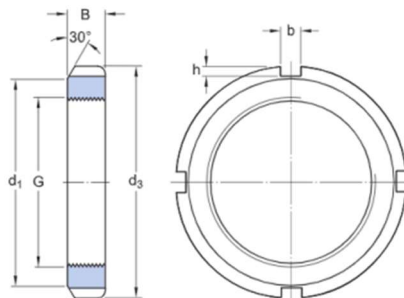


Tuerca de fijación KM(L), con roscas métricas, fija en el eje con arandela de fijación MB(L) o MB .. A

Las tuercas de fijación KM(L) con roscas métricas se usan para fijar los rodamientos sobre el eje. Tienen cuatro ranuras igualmente espaciadas situadas alrededor de su circunferencia para admitir una llave de impacto. Estas tuercas de fijación se fijan en el eje con arandelas de fijación MB(L). Las tuercas de fijación KM pueden utilizar alternativamente la arandela de fijación MB .. A, que es más fuerte. Las tuercas de fijación KM pueden reutilizarse, siempre que no estén dañadas.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Los diámetros de rosca van de 10 a 200 mm
- Disponible para rosca M 10x0,75 a M 200x3 (tamaños de 0 a 40)

Especificación técnica



Dimensiones

G	M65x2	Rosca
d ₃	85 mm	Diámetro exterior
B	12 mm	Ancho
d ₁	79 mm	Diámetro de la cara lateral de fijación
b	7 mm	Ancho de la ranura de fijación
h	3 mm	Profundidad de la ranura de fijación



MB 13

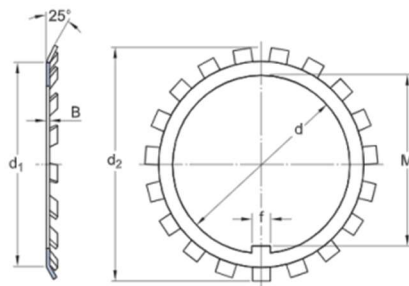


Arandela de fijación MB(L)

Las arandelas de fijación MB y MBL son dispositivos de fijación que se utilizan para asegurar las tuercas de fijación KM, KML y HM .. T en un eje o manguito de fijación y evitar que se aflojen involuntariamente. La MB .. A es una versión más resistente de la arandela MB. Las arandelas de fijación encajan en un chavetero del eje o de la rosca del manguito de fijación. Fijan la tuerca en su posición cuando una de las lengüetas de la arandela se dobla hacia una de las ranuras del diámetro exterior de la tuerca de fijación. Una arandela de fijación nueva debe utilizarse cada vez que se instala la tuerca de fijación correspondiente.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Usado para tuercas de fijación KM(L) y HM .. T (algunos tamaños)

Especificación técnica



Dimensiones

d	65 mm	Diámetro interno
d ₁	79 mm	Diámetro de la cara lateral
d ₂	92 mm	Diámetro exterior
B	1.5 mm	Espesor del material
f	8 mm	Ancho de la lengüeta interior
M	62.5 mm	Dimensión interior debajo de la lengüeta interior

HN 12-13



Llave de gancho SKF, tamaño 12- 13



La llave inglesa SKF, tamaño 12-13, está diseñada para facilitar el apriete y afloje de tuercas de bloqueo. Se utilizan para asegurar y ajustar rodamientos en ejes cónicos, manguitos adaptadores y manguitos de extracción. Se adaptan a una variedad de tuercas de bloqueo con diámetro(s) exterior(es) de 80 a 90 mm. Para ser más específicos, para las tuercas de bloqueo: KM 12, KM 13, KMK 12, KMK 13, KMFE 12, KMFE 13, KMT 11, KMT 12, N 12, N 13 and M52x1,5, M55x1,5, M58x1,5, M60x1,5 (DIN 1804).

- Diseño optimizado que permite su uso en espacios reducidos manteniendo la máxima fuerza
- Manija resistente de plástico que es resistente al aceite, suciedad y grasa para proporcionar un mejor agarre
- agujero perforado para un almacenamiento fácil colgando
- designación grabada con láser para una identificación sencilla
- Se ajustan a una variedad de tuercas de bloqueo con diámetro exterior(es) de 80 a 90 mm. Disponible como parte del juego HN 4-16/SET, suministrado en una práctica caja de herramientas.

10. Tuerca, arandela de fijación y llave asociada del eje planetario

KM 8

SKF®

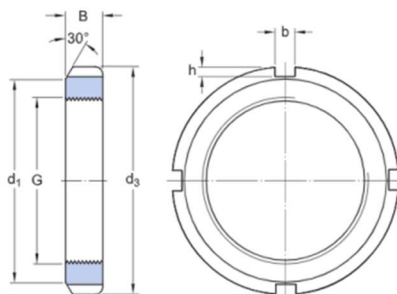


Tuerca de fijación KM(L), con roscas métricas, fija en el eje con arandela de fijación MB(L) o MB .. A

Las tuercas de fijación KM(L) con roscas métricas se usan para fijar los rodamientos sobre el eje. Tienen cuatro ranuras igualmente espaciadas situadas alrededor de su circunferencia para admitir una llave de impacto. Estas tuercas de fijación se fijan en el eje con arandelas de fijación MB(L). Las tuercas de fijación KM pueden utilizar alternativamente la arandela de fijación MB .. A, que es más fuerte. Las tuercas de fijación KM pueden reutilizarse, siempre que no estén dañadas.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Los diámetros de rosca van de 10 a 200 mm
- Disponible para rosca M 10x0,75 a M 200x3 (tamaños de 0 a 40)

Especificación técnica



Dimensiones

G	M40x1.5	Rosca
d ₃	58 mm	Diámetro exterior
B	9 mm	Ancho
d ₁	50 mm	Diámetro de la cara lateral de fijación
b	6 mm	Ancho de la ranura de fijación
h	2.5 mm	Profundidad de la ranura de fijación



MB 8

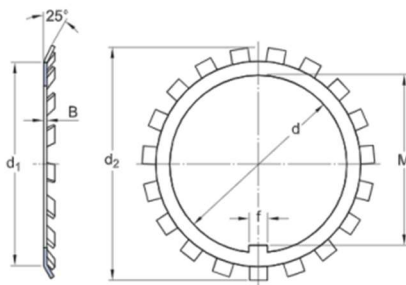


Lock washer for metric lock nuts

MB and MBL lock washers are locking devices, used to secure KM, KML and HM .. T lock nuts onto a shaft or adapter sleeve and prevent unintentional loosening. MB .. A is a stronger version of the MB washer. The lock washers engage a keyway in the shaft or adapter sleeve thread. They lock the nut in position when one of the washer tabs is bent into one of the slots in the outside diameter of the lock nut. A new lock washer should be used each time the corresponding lock nut is installed.

- Simple, stable and reliable fastening element
- Easy to install and remove
- Used for KM, KML, and HM .. T lock nuts

Technical Specification



Dimensions

d	40 mm	Bore diameter
d ₁	50 mm	Side face diameter
d ₂	62 mm	Outside diameter
B	1.25 mm	Thickness material
f	6 mm	Width inner tab
M	37.5 mm	Inside dimension under inner tab

HN 8-9



SKF Hook spanner, size 8-9



The SKF Hook spanner, size 8 - 9, is designed for easy tightening and loosening of lock nuts. They are used to secure and adjust bearings on tapered journals, adapter sleeves and withdrawal sleeves. They fit on a variety of lock nuts with outer diameter(s) 58 - 65 mm. To be more specific for locknuts: KM 8, KM 9, KMK 8, KMK 9, KMFE 8, KMFE 9, KMT 8, N 08, N 09 and M38x1,5, M40x1,5, M42x1,5 (DIN 1804).

- Optimised design allow use in narrow spaces while maintaining maximum force
- Sturdy plastic handle that is oil, dirt and grease resistant to provide a better grip
- Drilled hole for easy hanging storage
- Laser-engraved designation for easy identification
- They fit on a variety of locknuts with outer diameter(s) 58 - 65mm
- Available as part of the set HN 4-16/SET, supplied in a handy tool case

11. Tuerca, arandela de fijación y llave asociada del eje de salida



KM 14

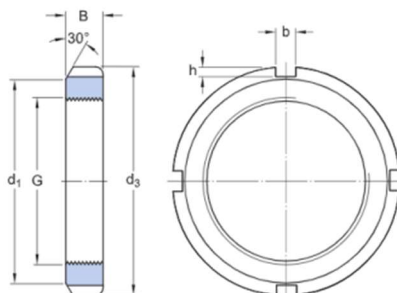
SKF®

Tuerca de fijación KM(L), con roscas métricas, fija en el eje con arandela de fijación MB(L) o MB .. A

Las tuercas de fijación KM(L) con roscas métricas se usan para fijar los rodamientos sobre el eje. Tienen cuatro ranuras igualmente espaciadas situadas alrededor de su circunferencia para admitir una llave de impacto. Estas tuercas de fijación se fijan en el eje con arandelas de fijación MB(L). Las tuercas de fijación KM pueden utilizar alternativamente la arandela de fijación MB .. A, que es más fuerte. Las tuercas de fijación KM pueden reutilizarse, siempre que no estén dañadas.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Los diámetros de rosca van de 10 a 200 mm
- Disponible para rosca M 10x0,75 a M 200x3 (tamaños de 0 a 40)

Especificación técnica



Dimensiones

G	M70x2	Rosca
d ₃	92 mm	Diámetro exterior
B	12 mm	Ancho
d ₁	85 mm	Diámetro de la cara lateral de fijación
b	8 mm	Ancho de la ranura de fijación
h	3.5 mm	Profundidad de la ranura de fijación



MB 14

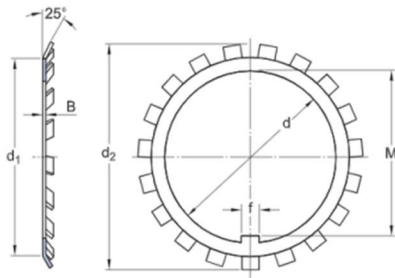


Arandela de fijación MB(L)

Las arandelas de fijación MB y MBL son dispositivos de fijación que se utilizan para asegurar las tuercas de fijación KM, KML y HM .. T en un eje o manguito de fijación y evitar que se aflojen involuntariamente. La MB .. A es una versión más resistente de la arandela MB. Las arandelas de fijación encajan en un chavetero del eje o de la rosca del manguito de fijación. Fijan la tuerca en su posición cuando una de las lengüetas de la arandela se dobla hacia una de las ranuras del diámetro exterior de la tuerca de fijación. Una arandela de fijación nueva debe utilizarse cada vez que se instala la tuerca de fijación correspondiente.

- Elemento de fijación sencillo, estable y confiable
- Fácil de instalar y desmontar
- Usado para tuercas de fijación KM(L) y HM .. T (algunos tamaños)

Especificación técnica



Dimensiones

d	70 mm	Diámetro interno
d ₁	85 mm	Diámetro de la cara lateral
d ₂	98 mm	Diámetro exterior
B	1.5 mm	Espesor del material
f	8 mm	Ancho de la lengüeta interior
M	66.5 mm	Dimensión interior debajo de la lengüeta interior

HN 14



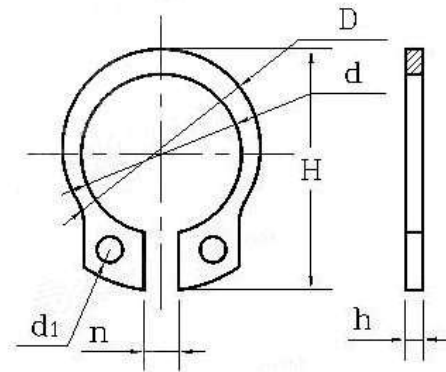
Llave de gancho SKF, tamaño 14



La llave inglesa SKF, tamaño 14, está diseñada para facilitar el apriete y afloje de las contratuercas. Se utilizan para asegurar y ajustar rodamientos en ejes cónicos, manguitos adaptadores y manguitos de extracción. Se adaptan a una variedad de tuercas de bloqueo con diámetro(s) exterior(es) de 92 mm. Para ser más específicos, para las tuercas de bloqueo: KM 14, KMK 14, KMFE 14 y N 14.

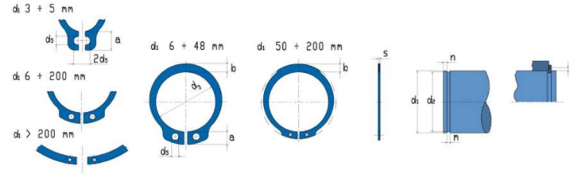
- Diseño optimizado que permite su uso en espacios reducidos manteniendo la máxima fuerza
- manija resistente de plástico que es resistente al aceite, suciedad y grasa para proporcionar un mejor agarre
- agujero perforado para un almacenamiento fácil colgando
- designación grabada con láser para una identificación sencilla
- se ajustan a una variedad de tuercas de bloqueo con diámetro exterior(es) de 92 mm
- disponible como parte del conjunto HN 4-16/SET, suministrado en una práctica caja de herramientas.

12. Catálogo de anillos Seeger



Unit : mm

	d		h		d1 min	The weight of 1000 products ≈kg		d		h		d1 min	The weight of 1000 products ≈kg
	max	min	max	min				max	min	max	min		
3	2.74	2.55	0.4	0.35	1	0.017	65	61.26	59.7	2.5	2.43	3	18.2
4	3.74	3.55	0.4	0.35	1	0.022	68	63.96	62.4	2.5	2.43	3	21.8
5	4.74	4.55	0.6	0.55	1	0.066	70	65.96	64.4	2.5	2.43	3	22.0
6	5.64	5.45	0.7	0.65	1.2	0.084	72	67.96	66.4	2.5	2.43	3	22.5
7	6.56	6.32	0.8	0.75	1.2	0.121	75	70.96	69.4				24.6
8	7.46	7.22	0.8	0.75	1.2	0.158	78	73.96	72.4				26.2
9	8.46	8.22	1	0.94	1.2	0.300	80	74.96	73.4				27.3
10	9.4	8.94	1	0.94	1.5	0.340	82	76.96	75.4	3	2.92	3.5	31.2
11	10.3	9.84	1	0.94	1.5	0.410	85	79.96	78.4				36.4
12	11.1	10.64	1	0.94	1.7	0.500	88	83.04	81.2				41.2
13	12	11.54	1	0.94	1.7	0.530	90	85.04	83.2				44.5
14	13	12.54	1	0.94	1.7	0.640	95	90.04	88.2	49			
15	13.9	13.44	1	0.94	1.7	0.670	100	95.04	93.2	53.7			
16	14.8	14.34	1	0.94	1.7	0.700	105	98.54	96.7	80			
17	15.8	15.34	1	0.94	1.7	0.820	110	103.54	101.7	82			
18	16.6	16.14	1.2	1.14	2	1.11	115	108.54	106.7	84			
19	17.6	17.14	1.2	1.14	2	1.22	120	113.54	111.7	86			
20	18.63	18.08	1.2	1.14	2	1.30	125	118.51	116.7	90			
21	19.63	19.08	1.2	1.14	2	1.42	130	123.63	121.5	100			
22	20.63	20.08	1.2	1.14	2	1.60	135	128.63	126.5	104			
24	22.41	21.78	1.2	1.14	2	1.77	140	133.63	131.5	110			
25	23.41	22.78	1.2	1.14	2	1.90	145	138.63	136.5	115			
26	24.41	23.78	1.2	1.14	2	1.96	150	142.63	140.5	120			
28	26.11	25.48	1.5	1.44	2	2.92	155	146.63	144.5	135			
29	27.11	26.48	1.5	1.44	2	3.2	160	151.63	149.5	150			
30	28.11	27.48	1.5	1.44	2	3.31	165	156.13	154	160			
32	29.81	29.18	1.5	1.44	2.5	3.54	170	161.13	159	170			
34	31.75	31	1.5	1.44	2.5	3.8	175	166.13	164	180			
35	32.45	31.7	1.5	1.44	2.5	4.00	180	171.13	168	190			
36	33.45	32.7	1.75	1.69	2.5	5.00	185	176.13	173	200			
38	35.45	34.7	1.75	1.69	2.5	5.62	190	181.22	178.8	210			
40	36.89	35.6	1.75	1.69	2.5	6.03	195	186.22	183.8	220			
42	38.89	37.6	1.75	1.69	2.5	6.50	200	191.22	188.8	230			
45	41.89	40.6	1.75	1.69	2.5	7.50	210	198.72	196.3	248			
48	44.89	43.6	1.75	1.69	2.5	7.90	220	208.72	206.3	265			
50	46.19	44.9	2	1.93	2.5	10.2	230	218.72	216.3	290			
52	48.19	46.9	2	1.93	2.5	11.1	240	228.72	226.3	310			
55	51.26	49.7	2	1.93	2.5	11.4	250	238.72	236.3	335			
56	52.26	50.7	2	1.93	2.5	11.8	260	245.72	243.3	355			
58	54.26	52.7	2	1.93	2.5	12.6	270	255.81	253	375			
60	56.26	54.7	2	1.93	2.5	12.9	280	265.81	263	398			
62	58.26	56.7	2	1.93	2.5	14.3	290	275.81	273	418			
63	59.26	57.7	2	1.93	2.5	15.9	300	285.81	283	440			



MEDIDA	MEDIDAS DEL ANILLO								MEDIDAS DEL ASIENTO				DATOS COMPLEMENTARIOS					PESO	PINZAS			
	d1	S	tol	d3	tol	a max	b ≈	d5 min	d2	tol	m H13	n min	FN kN	FR kN	g	FRg kN	nabl min ⁻¹		Kg/1000	recta	curva	
26	1.20	0	-0.06	24.2	0.21	-0.42	4.5	3.1	2.0	24.9	0	-0.21	1.30	1.7	7.34	16.10	1.5	3.70	24.000	2.011	A2	A21
27	1.20	0	-0.06	24.9	0.21	-0.42	4.6	3.1	2.0	25.6	0	-0.21	1.30	1.7	9.60	16.40	1.5	3.80	22.000	2.132	A2	A21
28	1.50	0	-0.06	25.9	0.21	-0.42	4.7	3.2	2.0	26.6	0	-0.21	1.60	2.1	10.00	32.10	1.5	7.50	21.200	2.900	A2	A21
29	1.50	0	-0.06	26.9	0.21	-0.42	4.8	3.4	2.0	27.6	0	-0.21	1.60	2.1	10.37	31.80	1.5	7.45	20.000	3.180	A2	A21
30	1.50	0	-0.06	27.9	0.21	-0.42	5.0	3.5	2.0	28.6	0	-0.21	1.60	2.1	10.73	32.10	1.5	7.65	18.900	3.200	A2	A21
31	1.50	0	-0.06	28.6	0.21	-0.42	5.0	3.5	2.5	29.3	0	-0.25	1.60	2.6	13.40	31.50	2.0	5.60	18.000	3.370	A2	A21
32	1.50	0	-0.06	29.6	0.21	-0.42	5.2	3.6	2.5	30.3	0	-0.25	1.60	2.6	13.85	31.20	2.0	5.55	16.900	3.520	A2	A21

MEDIDA	MEDIDAS DEL ANILLO								MEDIDAS DEL ASIENTO				DATOS COMPLEMENTARIOS					PESO	PINZAS			
	d1	S	tol	d3	tol	a max	b ≈	d5 min	d2	tol	m H13	n min	FN kN	FR kN	g	FRg kN	nabl min ⁻¹		Kg/1000	recta	curva	
38	1.75	0	-0.06	35.2	0.25	-0.50	5.8	4.2	2.5	36.0	0	-0.25	1.85	3.0	19.30	49.50	2.0	9.10	13.600	5.750	A2	A21
39	1.75	0	-0.06	36.0	0.39	-0.90	5.9	4.3	2.5	37.0	0	-0.25	1.85	3.8	19.90	49.80	2.0	9.25	15.000	6.050	A2	A21
40	1.75	0	-0.06	36.5	0.39	-0.90	6.0	4.4	2.5	37.5	0	-0.25	1.85	3.8	25.30	51.00	2.0	9.50	14.300	6.220	A3	A31
41	1.75	0	-0.06	37.5	0.39	-0.90	6.2	4.5	2.5	38.5	0	-0.25	1.85	3.8	26.00	50.10	2.0	9.40	14.000	6.590	A3	A31
42	1.75	0	-0.06	38.5	0.39	-0.90	6.5	4.5	2.5	39.5	0	-0.25	1.85	3.8	26.70	50.00	2.0	9.45	13.000	6.670	A3	A31
43	1.75	0	-0.06	39.5	0.39	-0.90	6.5	4.5	2.5	40.5	0	-0.25	1.85	3.8	27.30	49.10	2.0	9.30	12.500	6.840	A3	A31
44	1.75	0	-0.06	40.5	0.39	-0.90	6.6	4.6	2.5	41.5	0	-0.25	1.85	3.8	28.00	48.50	2.0	9.20	12.000	7.190	A3	A31

MEDIDA	MEDIDAS DEL ANILLO								MEDIDAS DEL ASIENTO				DATOS COMPLEMENTARIOS					PESO	PINZAS			
	d1	S	tol	d3	tol	a max	b ≈	d5 min	d2	tol	m H13	n min	FN kN	FR kN	g	FRg kN	nabl min ⁻¹		Kg/1000	recta	curva	
62	2.00	0	-0.07	57.8	0.46	-1.10	7.5	6.0	2.5	59.0	0	-0.30	2.15	4.5	47.50	69.30	2.5	11.45	7.240	12.740	A3	A31
63	2.00	0	-0.07	58.8	0.46	-1.10	7.6	6.2	2.5	60.0	0	-0.30	2.15	4.5	48.30	70.20	2.5	11.60	7.050	12.990	A3	A31
65	2.50	0	-0.07	60.8	0.46	-1.10	7.8	6.3	3.0	62.0	0	-0.30	2.65	4.5	49.80	135.60	2.5	22.70	6.640	19.880	A3	A31
67	2.50	0	-0.07	62.5	0.46	-1.10	7.9	6.4	3.0	64.0	0	-0.30	2.65	4.5	51.30	136.00	2.5	23.00	6.800	20.650	A3	A31
68	2.50	0	-0.07	63.5	0.46	-1.10	8.0	6.5	3.0	65.0	0	-0.30	2.65	4.5	52.20	135.90	2.5	23.10	6.910	20.430	A3	A31
70	2.50	0	-0.07	65.5	0.46	-1.10	8.1	6.6	3.0	67.0	0	-0.30	2.65	4.5	53.80	134.20	2.5	23.00	6.530	20.570	A3	A31
72	2.50	0	-0.07	67.5	0.46	-1.10	8.2	6.8	3.0	69.0	0	-0.30	2.65	4.5	55.30	131.80	2.5	22.80	6.190	21.440	A3	A31

MEDIDA	MEDIDAS DEL ANILLO								MEDIDAS DEL ASIENTO				DATOS COMPLEMENTARIOS					PESO	PINZAS			
	d1	S	tol	d3	tol	a max	b ≈	d5 min	d2	tol	m H13	n min	FN kN	FR kN	g	FRg kN	nabl min ⁻¹		Kg/1000	recta	curva	
67	2.50	0	-0.07	62.5	0.46	-1.10	7.9	6.4	3.0	64.0	0	-0.30	2.65	4.5	51.30	136.00	2.5	23.00	6.800	20.650	A3	A31
68	2.50	0	-0.07	63.5	0.46	-1.10	8.0	6.5	3.0	65.0	0	-0.30	2.65	4.5	52.20	135.90	2.5	23.10	6.910	20.430	A3	A31
70	2.50	0	-0.07	65.5	0.46	-1.10	8.1	6.6	3.0	67.0	0	-0.30	2.65	4.5	53.80	134.20	2.5	23.00	6.530	20.570	A3	A31
72	2.50	0	-0.07	67.5	0.46	-1.10	8.2	6.8	3.0	69.0	0	-0.30	2.65	4.5	55.30	131.80	2.5	22.80	6.190	21.440	A3	A31
75	2.50	0	-0.07	70.5	0.46	-1.10	8.4	7.0	3.0	72.0	0	-0.30	2.65	4.5	57.60	130.00	2.5	22.80	5.740	22.870	A3	A31
77	2.50	0	-0.07	72.5	0.46	-1.10	8.5	7.2	3.0	74.0	0	-0.30	2.65	4.5	59.30	131.00	3.0	19.70	5.600	23.180	A3	A31
78	2.50	0	-0.07	73.5	0.46	-1.10	8.6	7.3	3.0	75.0	0	-0.30	2.65	4.5	60.00	131.30	3.0	19.75	5.450	23.160	A3	A31

13. Alicates con limitador de extensión para anillos seeger



Alicate seeger curvo Wiha Magic Tips para anillos interiores, indicado para el montaje y el desmontaje de arandelas de seguridad en el interior de orificios.
Longitud: 185 mm, para anillos de 19 - 60 mm.

Características del alicate seeger Wiha para anillos exteriores.

Fabricado en acero al cromo-vanadio-molibdeno de alta calidad, bonificado.
DIN ISO 5254.

Wiha MagicTips®: puntas de precisión instaladas de gran capacidad de carga del mejor acero para rodamientos.

Gran resistencia al desgaste gracias al endurecimiento adicional de las puntas.
Cabeza de los alicates estrecha para un acceso óptimo y una buena visión de la pieza.

Protegido en el muelle de la articulación, imperdible.
Cabezal curvo/acodado.

14. Catálogo embragues de sobrecarga

03-2019

HEID·ANTRIEBSTECHNIK
GMBH & CO KG

RLO/RLO-S

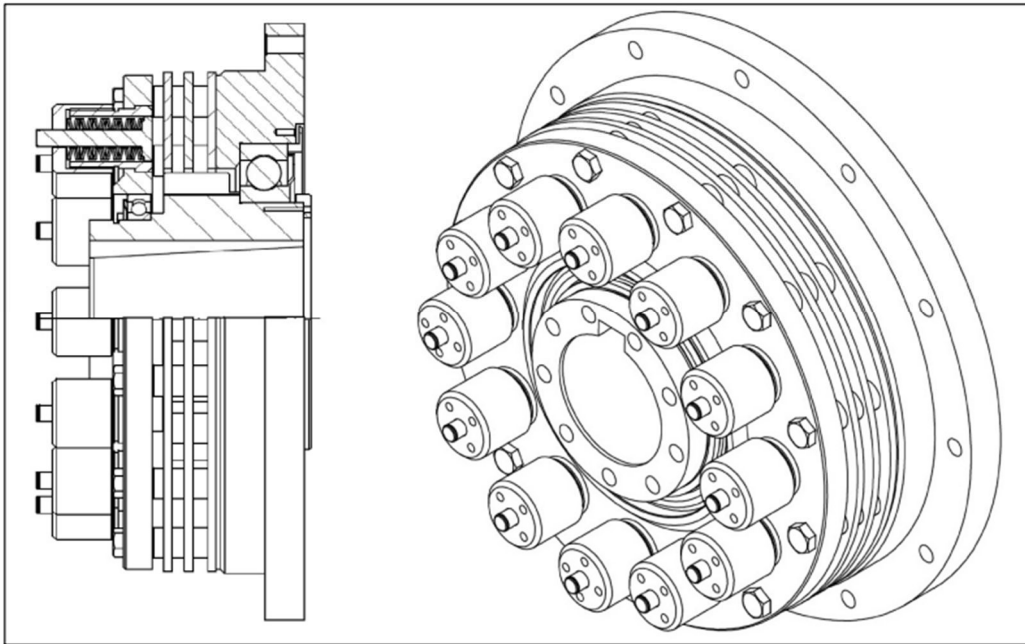
Multi disc - safety clutch

Clutch for adjustable torque-limit of start-up and overload applications for oil and dry-running.

◆ **Operation as safety clutch**
The clutch is used to protect machinery equipment or handling and lifting devices against damage through collision or other inconvenient overload situations.

◆ **Operation as start-up clutch**
The clutch is limiting the start-up torque of the drive engine on the output side. Due to the limited start-up torque the acceleration of the driven side is smooth and avoids overload on the engine.

This data sheet provides a summary of the performance and features of this clutch type.
The clutch can be customized exactly regarding to the present torque requirements and the installation situation!



RLO

Data and Dimensions		RLO 30	RLO 50	RLO 70	RLO 110	RLO 200	RLO 315
Lowest adjustable torque	Nm	10	20	40	60	150	220
Highest adjustable torque	Nm	50	80	100	160	250	410
Speed maximum	min ⁻¹	6100	5100	4400	3700	3100	3000
Outer diameter	mm	62	74	86	103	124	153
Overall length	mm	66	72	77	81	95,5	124

RLO-S

Data and Dimensions		RLO-S 63	RLO-S 80	RLO-S 160	RLO-S 5000	RLO-S 6500	RLO-S 8000
Lowest adjustable torque	Nm	400	630	100	20000	25000	30000
Highest adjustable torque	Nm	750	1200	1800	50000	65000	85000
Speed maximum	min ⁻¹	3800	3500	3400	80	70	50
Outer diameter	mm	172	207	212	700	700	710
Overall length	mm	172	195	207	319	335	365

15. Retén 75X95X10 HMS5 RG



75X95X10 HMS5 RG



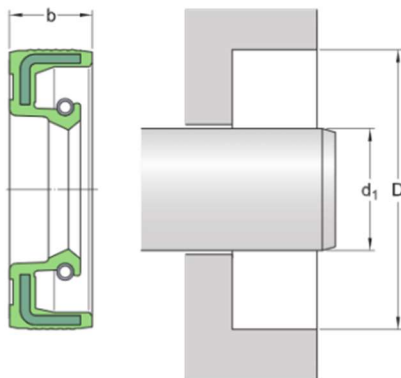
Sello radial del eje con diámetro exterior de caucho y labio de sello simple, para aceite o grasa, métrico

Los sellos radiales del eje se usan entre los componentes giratorios y fijos de la máquina, o entre componentes en un movimiento relativo. Los sellos HMS5 están diseñados con un diámetro exterior de caucho. Tienen un labio de sello convencional de elastómero o termoplástico con un muelle toroidal para mantener la carga radial correcta.

- Alta velocidad de bombeo
- Con muelle toroidal
- Admiten desalineación

Especificación técnica

Tipo de diámetro exterior	Reforzado con metal y caucho
Material del labio	Caucho de nitrilo (NBR)
Diseño de los sellos	HMS5
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194, DIN 3760



Dimensiones

d_1	75 mm	Diámetro del eje
D	95 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	10 mm	Ancho del sello

Rendimiento

Maximum operating temperature	100 °C
Minimum operating temperature	-40 °C
Permissible circumferential speed	9.48 m/s
Rotational speed	2 400 r/min

Propiedades

Diseño	HMS5
Labio auxiliar	No
Material del labio de sello	Caucho de nitrilo (NBR)
Type of outside diameter	Reforzado con metal y caucho
Sistema de medición métrico/en pulgadas	Sistema métrico

16. Retén 11050



11050



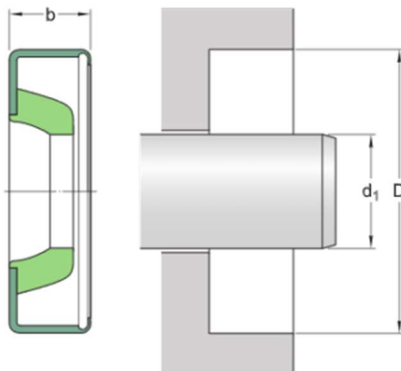
Sello radial del eje con carcasa metálica y labio de sello simple, para grasa, métrico

Los sellos radiales del eje se usan entre los componentes giratorios y fijos de la máquina, o entre componentes en un movimiento relativo. Los sellos HM14 están diseñados con una carcasa metálica revestida con sellador. Tienen un labio de sello simple convencional de elastómero. Las aplicaciones típicas incluyen las maquinarias agrícolas lubricadas con grasa.

- Maximizan la exclusión de la contaminación
- Admiten baja velocidad
- Fácil instalación

Especificación técnica

Tipo de diámetro exterior	Con carcasa metálica
Material del labio	Caucho de nitrilo (NBR)
Diseño de los sellos	HM14



Dimensiones

d_1	28.575 mm	Diámetro del eje
D	34.93 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	3.175 mm	Ancho del sello

Rendimiento

Maximum operating temperature	100 °C
Minimum operating temperature	-40 °C
Permissible circumferential speed	5.57 m/s
Rotational speed	3 723 r/min

Propiedades

Diseño	HM14
Labio auxiliar	No
Material del labio de sello	Caucho de nitrilo (NBR)
Type of outside diameter	Con carcasa metálica
Sistema de medición métrico/en pulgadas	Pulgada

17. Arandela de sellado Z 001



Z 001

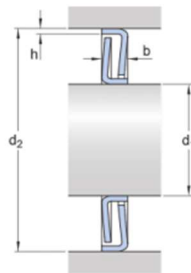
SKF®

Arandela selladora

Las arandelas de sellado SKF del tipo Z forman sellos laberínticos eficaces que pueden utilizarse en una amplia variedad de aplicaciones. Se recomiendan, principalmente, para disposiciones de rodamientos sencillas, y ofrecen soluciones económicas a muchos problemas de sellado. La eficacia del sellado depende del diseño de la arandela (diseño estándar o F) y de la cantidad de arandelas utilizadas.

- Rentables
- Soluciones de sellado de apoyo

Especificación técnica



Dimensiones

d_1	12 mm	Diámetro interno
d_2	28 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	4 mm	Ancho
h	1 mm	Espesor del material (soporte) de arandela

ANEXO V. OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE (ODS)

1. Conocimientos previos:

1.1. Conceptos de desarrollo sostenible, sostenibilidad y sus dimensiones:

Desarrollo Sostenible:

Según las Naciones Unidas:

El desarrollo sostenible se ha definido como el desarrollo capaz de satisfacer las necesidades del presente sin comprometer la capacidad de las futuras generaciones para satisfacer sus propias necesidades. Éste exige esfuerzos concentrados en construir un futuro inclusivo, sostenible y resiliente para las personas y el planeta.

Para alcanzar el desarrollo sostenible, es fundamental armonizar tres elementos básicos: el crecimiento económico, la inclusión social y la protección del medio ambiente. Estos elementos están interrelacionados y son todos esenciales para el bienestar de las personas y las sociedades.

La erradicación de la pobreza en todas sus formas y dimensiones es una condición indispensable para lograr el desarrollo sostenible. A tal fin, debe promoverse un crecimiento económico sostenible, inclusivo y equitativo, que cree mayores oportunidades para todos, que reduzca las desigualdades, mejores los niveles de vida básicos, fomente el desarrollo social y equitativo y promueva la ordenación integrada y sostenible de los recursos naturales y los ecosistemas.

Sostenibilidad:

Según las Naciones Unidas:

Es un concepto acuñado por primera vez en el Informe de Brundtland en 1987, para las Naciones Unidas donde se refiere al consumo responsable de los recursos actuales, pero asegurando los que sean necesarios para el futuro.

La sostenibilidad en simples palabras, es gestionar los recursos para satisfacer las necesidades actuales, sin poner en riesgo las necesidades del futuro. Esto considerando el desarrollo social, económico y el cuidado del medioambiente. Sin descuidar ningún aspecto, es solo alcanzable si tres aspectos se encadenan a través de prácticas empresariales, legislación y políticas públicas que favorezcan su cuidado.

1.2. Historia y evolución de los conceptos de desarrollo sostenible.

El origen del concepto de desarrollo sostenible se remonta a mediados de los años sesenta. Estos fueron los tiempos en que las diferentes colonias europeas en Asia y África recuperaron su independencia y, con ello, la soberanía completa sobre sus recursos naturales.

Entre estos estaban las reservas de caza mayor establecidos en el curso de las décadas por los gobiernos coloniales como fuente de ingresos de la explotación de los derechos de caza para el turismo internacional de alto nivel. Este hecho, unido a la necesidad de los nuevos gobiernos nacionales, de asegurar una valiosa fuente de ingresos de divisas, llevó a la formación del concepto de desarrollo sostenible.

Es por ello que el término “desarrollo sostenible” hace su primera aparición en un documento oficial en el texto de acuerdo firmado por treinta y tres países africanos en 1969, bajo los auspicios de la Unión Internacional para la Conservación de la Naturaleza. Aunque fue esta la primera forma de aplicación concreta de este concepto

Dos aspectos como fueron la ley que constituyó la NEPA (National Environmental Policy Act) y el libro del filósofo Alfredo Oriani donde esbozó la base de los principios de igualdad y solidaridad entre las generaciones que son la base del desarrollo sostenible, dieron paso a poder caracterizar el llamado “Informe Brundtland” conocido también como (“Our Common Future”).

El informe elaborado por la Comisión de Naciones Unidas encabezada por Gro Brundtland, publicado en 1987 después de varios años de estudios, debates y reuniones, fue, aunque no pueda reclamarse el derecho de primogenitura, el Informe que sin duda ha tenido el mérito de traer a primer plano y con mayor fuerza a la opinión pública en todo el mundo de los problemas de desarrollo económico e industrial.

2. La agenda 2030 y los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS)

2.1. El proceso de construcción de la Agenda 2030 para el desarrollo sostenible

Los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) constituyen un llamamiento universal a la acción para poner fin a la pobreza, proteger el planeta y mejorar las vidas y las perspectivas de las personas en todo el mundo. En 2015, todos los Estados Miembros de las Naciones Unidas aprobaron 17 Objetivos como parte de la Agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible, en la cual se establece un plan para alcanzar los Objetivos en 15 años.

Actualmente, se está progresando en muchos lugares, pero, en general, las medidas encaminadas a lograr los Objetivos todavía no avanzan a la velocidad ni en la escala necesarias.

2.2. Los 17 Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS).

Los Objetivos de desarrollo sostenible son el plan maestro para conseguir un futuro sostenible para todos. Se interrelacionan entre sí e incorporan los desafíos globales a los que nos enfrentamos día a día, como la pobreza, la desigualdad, el clima, la degradación ambiental, la prosperidad, la paz y la justicia.



Ilustración 1: Los 17 Objetivos de Desarrollo sostenible. Fuente: UN.org

3. La implementación de los ODS en el sistema de transmisión para el molinete de una cosechadora agrícola.

Dentro de los 17 objetivos se podría encontrar uno de ellos donde incluir la propuesta de este trabajo final de grado, ya que en algunos otros se podría llegar a inscribir, pero no sería tan relevante como en el que se ha seleccionado. El objetivo más viable es:



Ilustración 2: Logo del Objetivo de Desarrollo Sostenible 9. Fuente: UN.org

- Objetivo 9: Industria, Innovación e Infraestructuras.

La industrialización inclusiva y sostenible, junto con la innovación y la infraestructura, pueden dar rienda suelta a las fuerzas económicas dinámicas y competitivas que generan el empleo y los ingresos. Estas desempeñan un papel clave a la hora de introducir y promover nuevas tecnologías, facilitar el comercio internacional y permitir el uso eficiente de los recursos.

La innovación y el progreso tecnológico son claves para descubrir soluciones duraderas para los desafíos económicos y medioambientales, como el aumento de la eficiencia energética y de recursos. A nivel mundial, la inversión en investigación y desarrollo (I+D), como porcentaje del PIB, aumentó de un 1,5 % en el 2000 a un 1,7 % en el 2015, y continuó casi en el mismo nivel en el 2017. Sin embargo, en las regiones en desarrollo fue inferior al 1 %.

Con la innovación del sistema de transmisión del molinete de una cosechadora se invertiría en I+D, llegando a aportar un sistema más moderno y eficiente que ayude a regiones de desarrollo, ya que se podría plantear reducir los beneficios al mínimo para aportar en la industrialización de países en vías de desarrollo el producto comentado en este trabajo.

Con esta aportación se cumplirían metas como la 9.1, 9.3 o 9.5.

Datos destacables

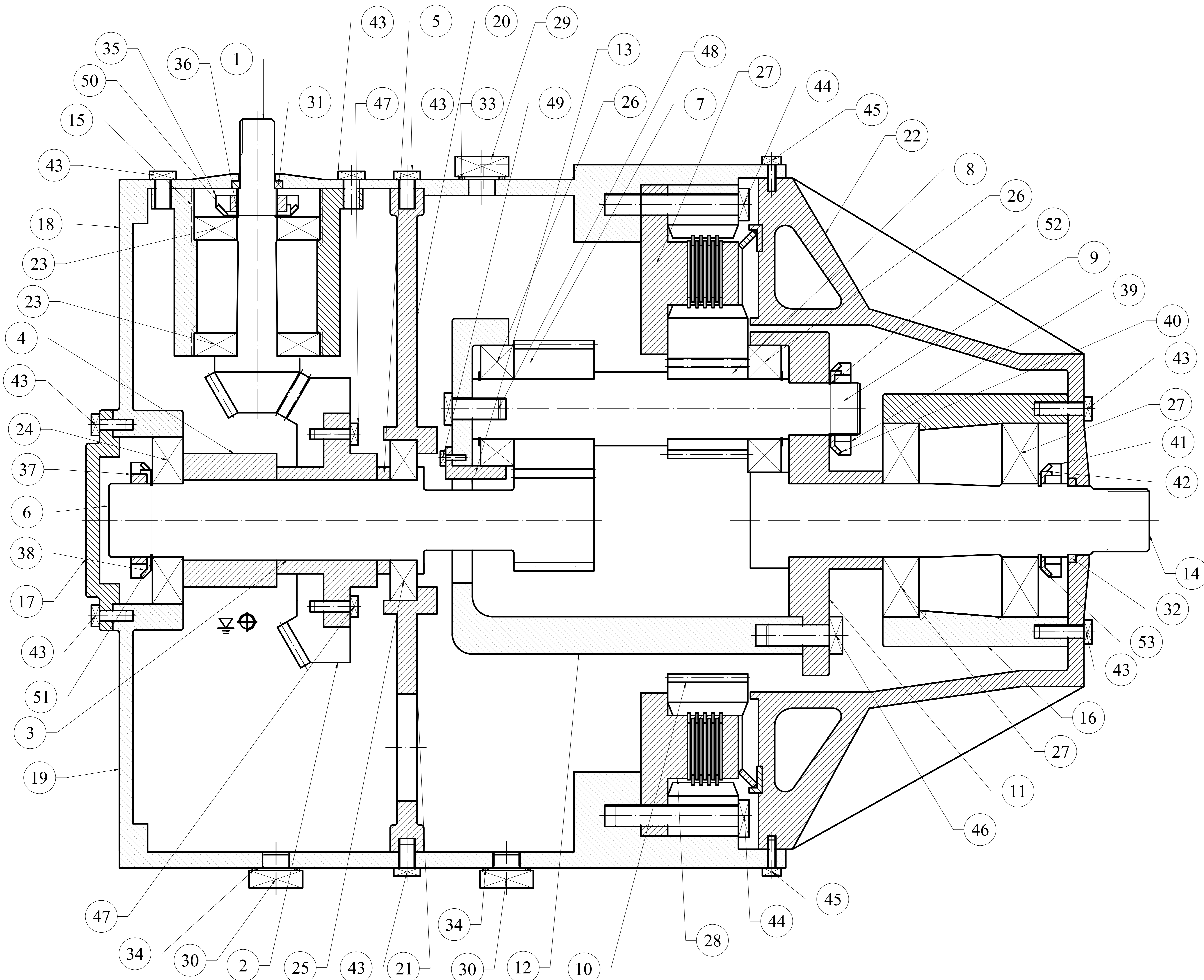
Metas del objetivo 9

Enlaces

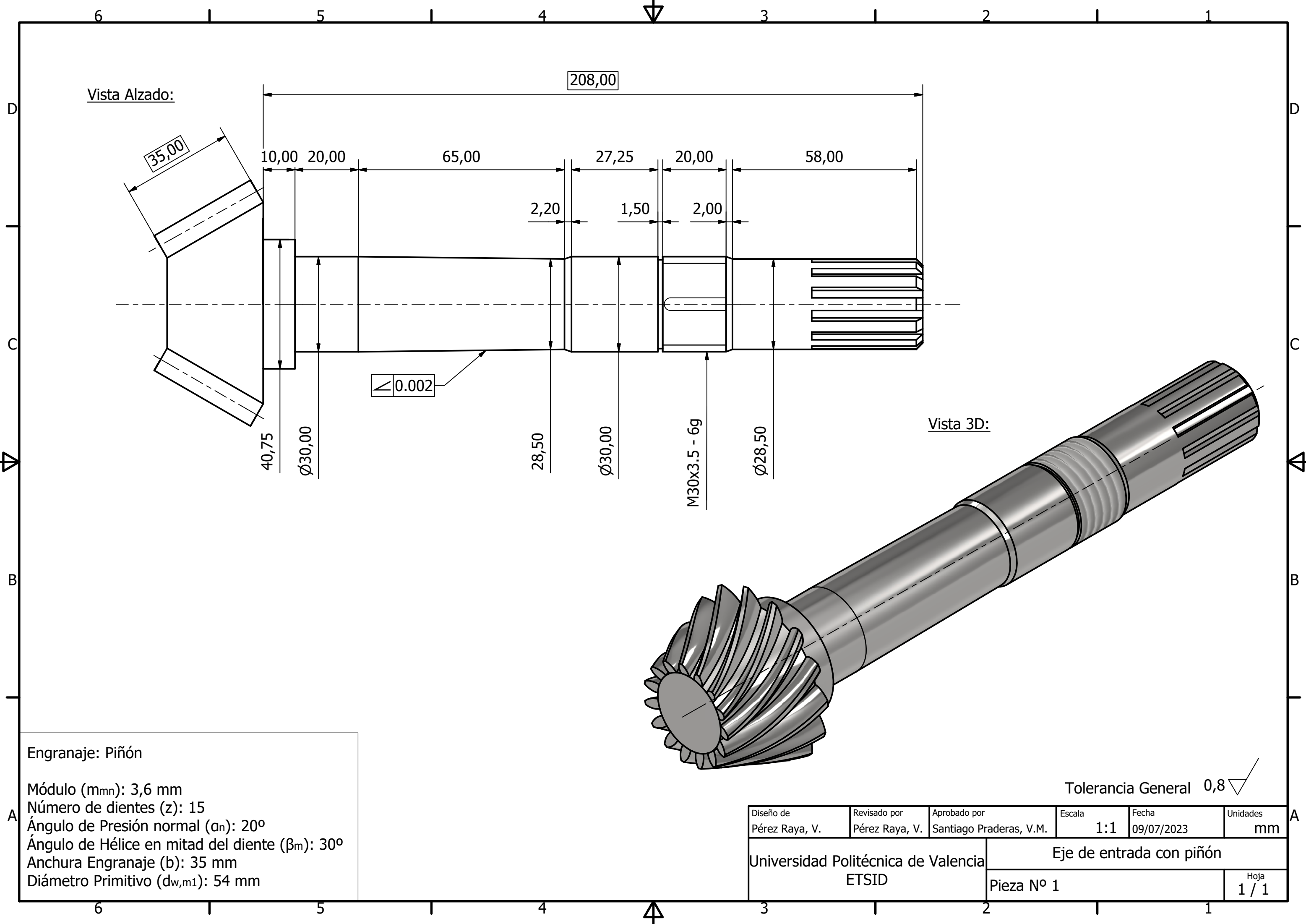
- 9.1** Desarrollar infraestructuras fiables, sostenibles, resilientes y de calidad, incluidas infraestructuras regionales y transfronterizas, para apoyar el desarrollo económico y el bienestar humano, haciendo especial hincapié en el acceso asequible y equitativo para todos
- 9.2** Promover una industrialización inclusiva y sostenible y, de aquí a 2030, aumentar significativamente la contribución de la industria al empleo y al producto interno bruto, de acuerdo con las circunstancias nacionales, y duplicar esa contribución en los países menos adelantados
- 9.3** Aumentar el acceso de las pequeñas industrias y otras empresas, particularmente en los países en desarrollo, a los servicios financieros, incluidos créditos asequibles, y su integración en las cadenas de valor y los mercados
- 9.4** De aquí a 2030, modernizar la infraestructura y reconvertir las industrias para que sean sostenibles, utilizando los recursos con mayor eficacia y promoviendo la adopción de tecnologías y procesos industriales limpios y ambientalmente racionales, y logrando que todos los países tomen medidas de acuerdo con sus capacidades respectivas
- 9.5** Aumentar la investigación científica y mejorar la capacidad tecnológica de los sectores industriales de todos los países, en particular los países en desarrollo, entre otras cosas fomentando la innovación y aumentando considerablemente, de aquí a 2030, el número de personas que trabajan en investigación y desarrollo por millón de habitantes y los gastos de los sectores público y privado en investigación y desarrollo
- 9.a** Facilitar el desarrollo de infraestructuras sostenibles y resilientes en los países en desarrollo mediante un mayor apoyo financiero, tecnológico y técnico a los países africanos, los países menos adelantados, los países en desarrollo sin litoral y los pequeños Estados insulares en desarrollo

Ilustración 3: Metas del objetivo 9 de los ODS. Fuente: UN.org

2. PLANOS



LISTA DE PIEZAS		
Nº	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
1	1	Eje de entrada con piñón
2	1	Rueda 1
3	1	Soporte rueda
4	1	Anillo 1
5	1	Anillo 2
6	1	Eje solar y engranaje
7	3	Planeta 1
8	3	Planeta 2
9	3	Eje Planetario
10	1	Corona
11	1	Portador de planetas 1
12	1	Portador de planetas 2
13	3	Portador de planetas 3
14	1	Eje de salida
15	1	Carcasa de sujeción del eje de entrada
16	1	Carcasa de sujeción del eje de salida
17	1	Carcasa lateral izquierda
18	1	Carcasa superior
19	1	Carcasa inferior
20	1	Apoyo carcasa superior
21	1	Apoyo carcasa inferior
22	1	Carcasa lateral derecha
23	2	Rodamiento SKF 30206
24	1	Rodamiento SKF 32013 X
25	1	Rodamiento SKF 32914
26	2	Rodamiento SKF 6309
27	2	Rodamiento SKF 30215
28	2	Embrague de sobrecarga multidisco
29	1	Tapón llenado 28022-33018
30	2	Tapón vaciado 28024-201415
31	1	Retén eje de entrada 11050
32	1	Retén eje de salida HMS5 RG
33	1	Arandela de sellado Z001 Ø12
34	1	Arandela de sellado Z001 Ø10
35	1	Tuerca de fijación SKF KM 6
36	1	Arandela de fijación SKF MB 6
37	1	Tuerca de fijación SKF KM 13
38	1	Arandela de fijación SKF MB 13
39	1	Tuerca de fijación SKF KM 8
40	1	Arandela de fijación SKF MB 8
41	1	Tuerca de fijación SKF KM 14
42	1	Arandela de fijación SKF MB 14
43	60	Tornillo M10x18
44	2	Tornillo M16x100
45	34	Tornillo M6x24
46	3	Tornillo M16x50
47	8	Tornillo M8x25
48	3	Tornillo M16x35
49	3	Tornillo M8x12
50	1	Anillo seeger DIN 471 29
51	1	Anillo seeger DIN 471 65
52	1	Anillo seeger DIN 471 41
53	1	Anillo seeger DIN 471 72



Vista Alzado:

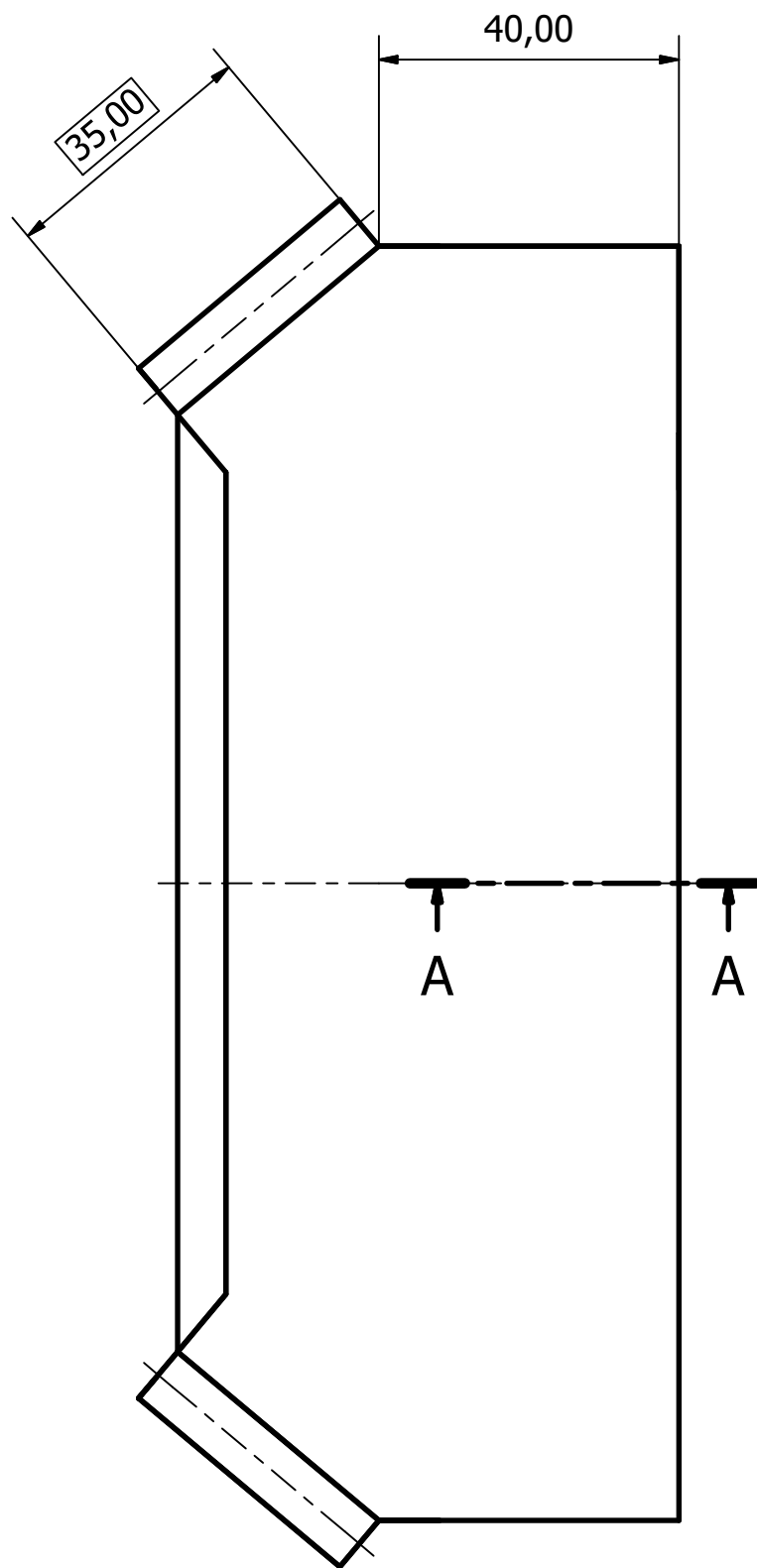
Vista 3D:

Engranaje: Piñón
 Módulo (m_{mn}): 3,6 mm
 Número de dientes (z): 15
 Ángulo de Presión normal (α_n): 20°
 Ángulo de Hélice en mitad del diente (β_m): 30°
 Anchura Engranaje (b): 35 mm
 Diámetro Primitivo ($d_{w,m1}$): 54 mm

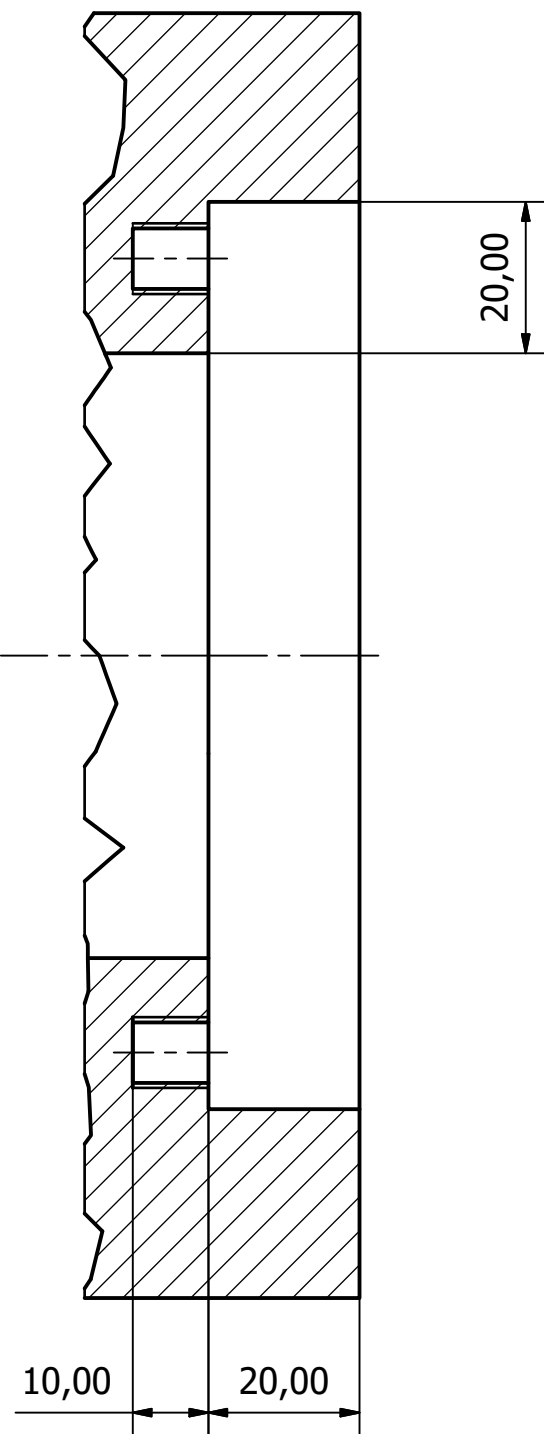
Tolerancia General 0,8

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 09/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Eje de entrada con piñón		
Pieza Nº 1				Hoja 1 / 1	

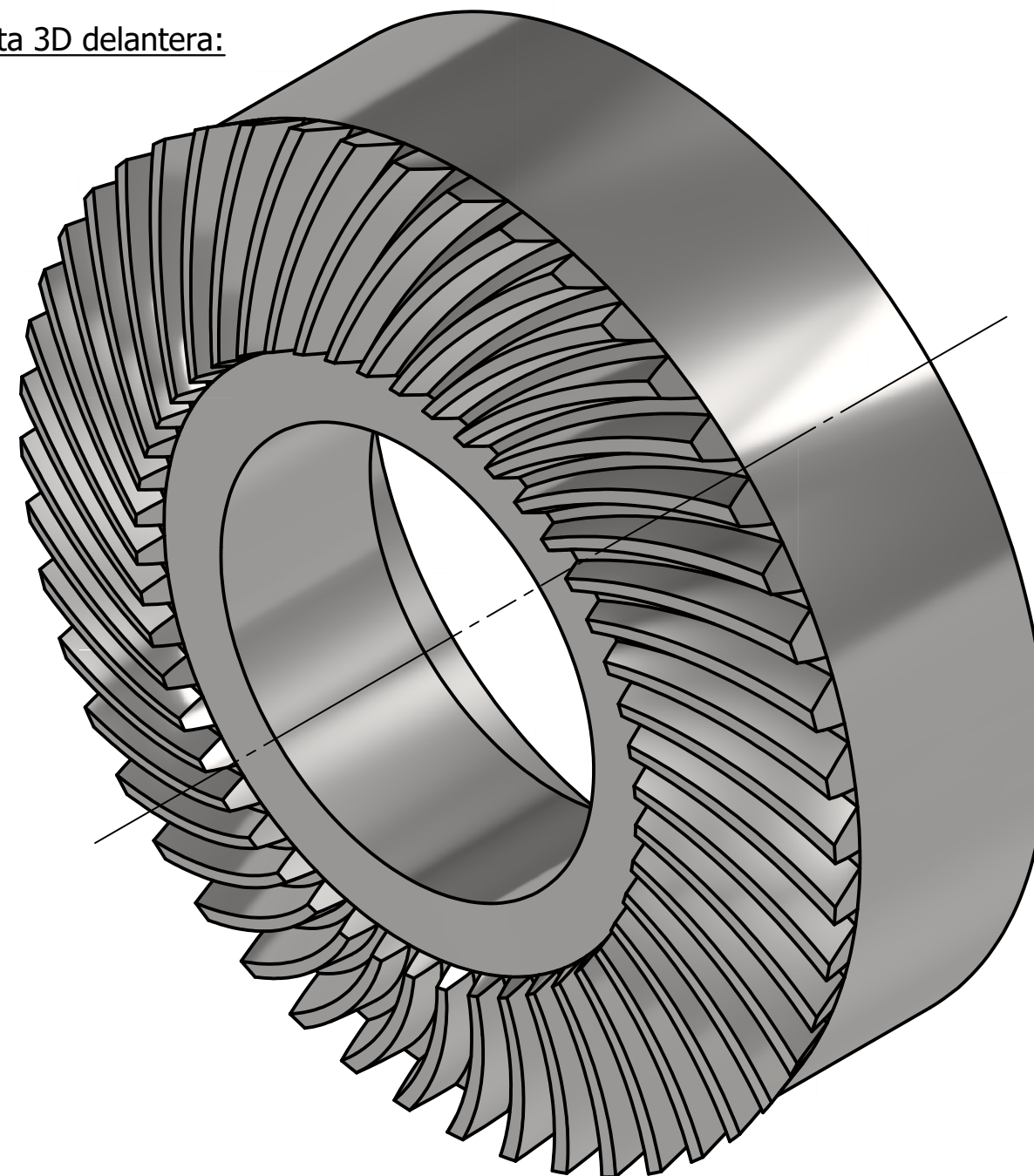
Vista perfil izquierdo:



A-A



Vista 3D delantera:



Engranaje: Rueda

Módulo (m_{mn}): 3,6 mm

Número de dientes (z): 48

Ángulo de presión (α_n): 20°

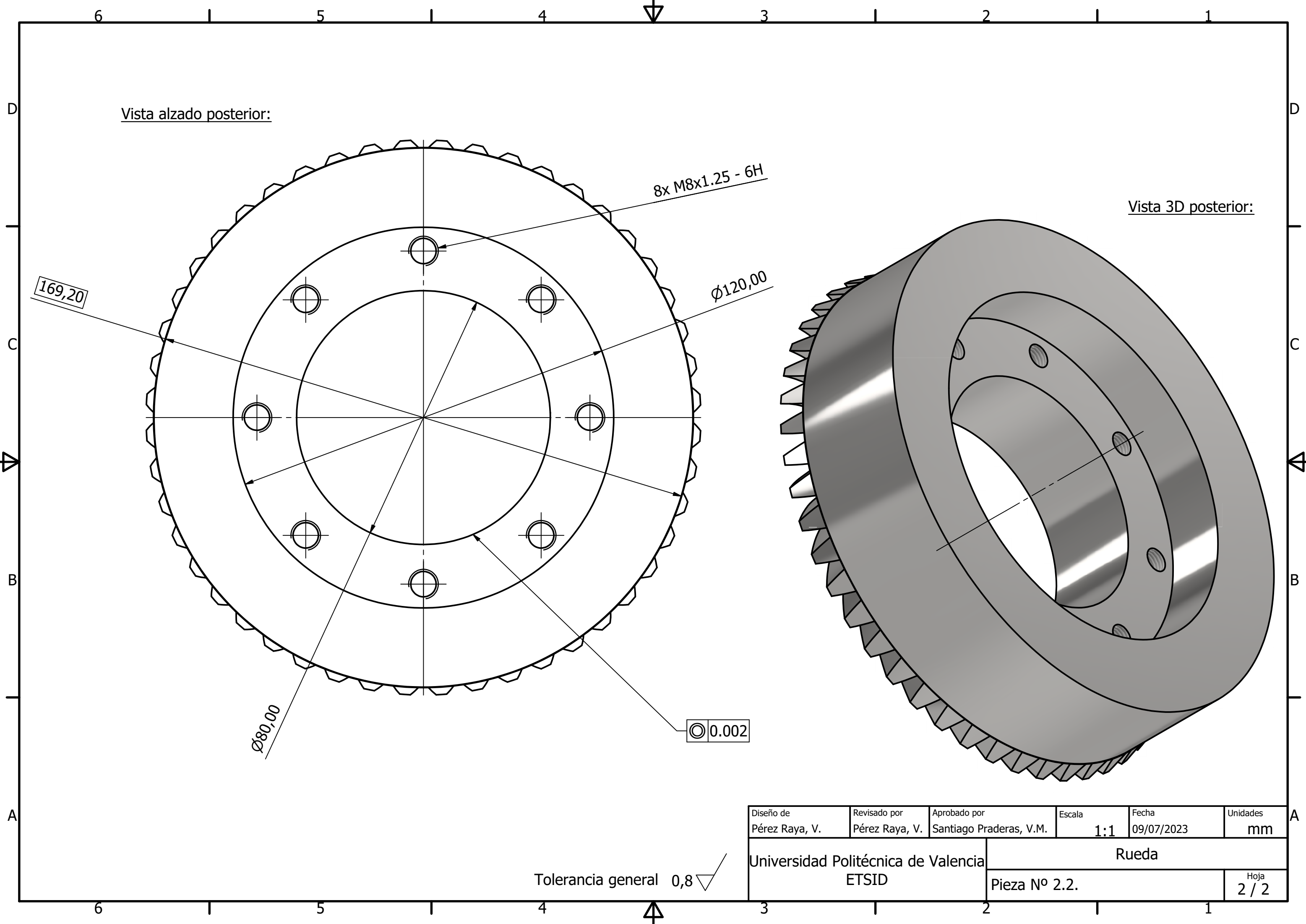
Ángulo de Hélice (β_m): 30°

Anchura Engranaje (b): 35 mm

Diámetro Primitivo ($d_{w,m2}$): 172,8 mm

Tolerancia general 0,8

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 09/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Rueda		
Pieza Nº 2.1.				Hoja 1 / 2	



Vista alzado posterior:

Vista 3D posterior:

169,20

8x M8x1.25 - 6H

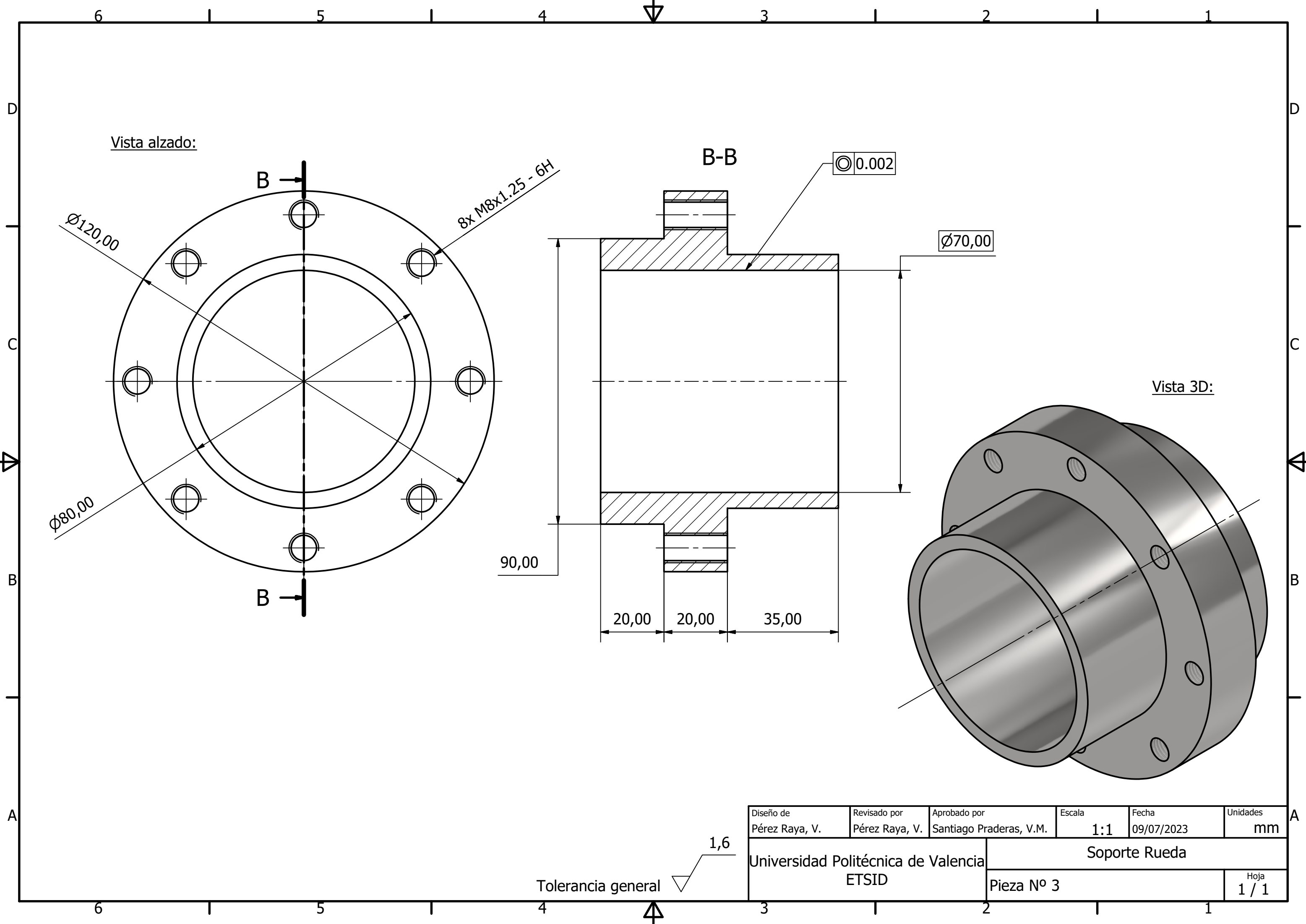
Ø120,00

Ø80,00

Ⓞ 0.002

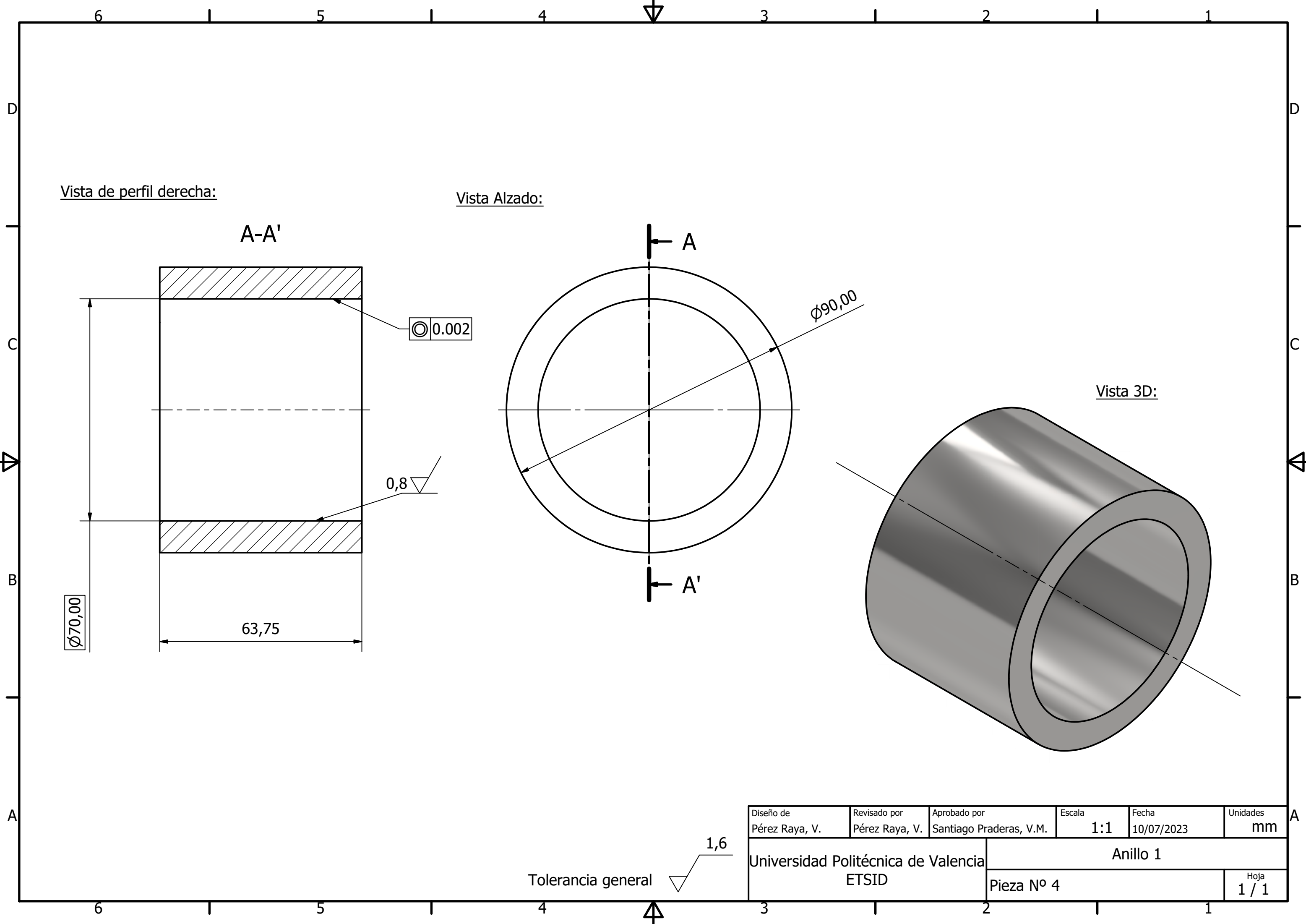
Tolerancia general 0,8

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 09/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Rueda		
Pieza Nº 2.2.				Hoja 2 / 2	

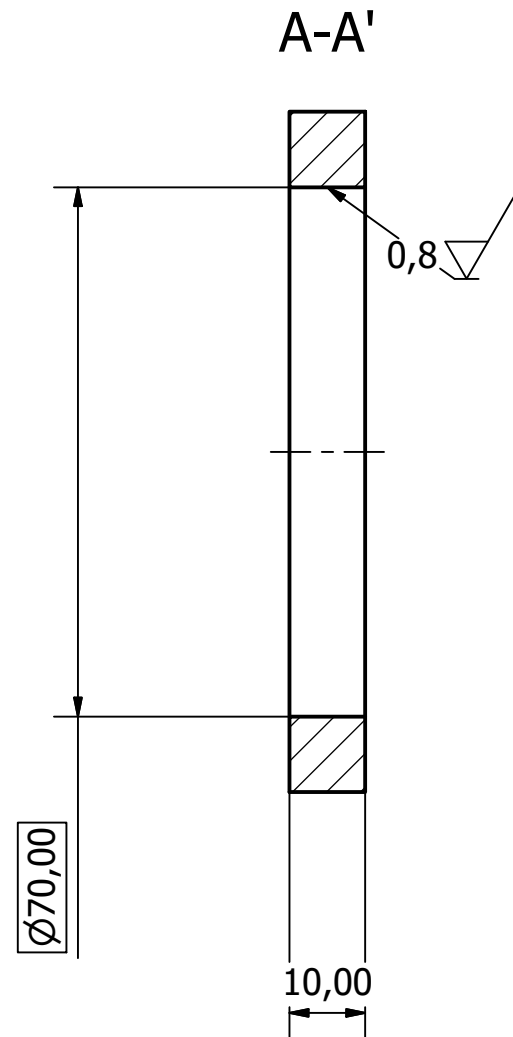


Tolerancia general ∇ 1,6

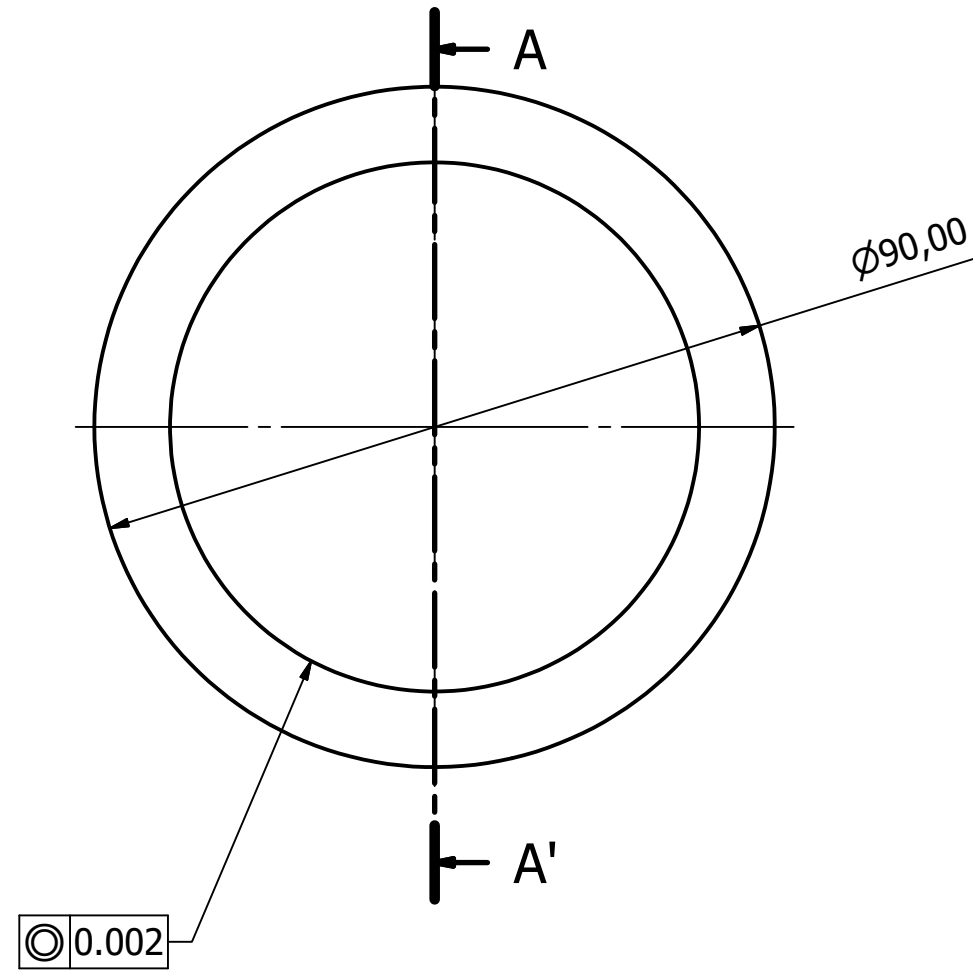
Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 09/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Soporte Rueda		
Pieza Nº 3				Hoja 1 / 1	



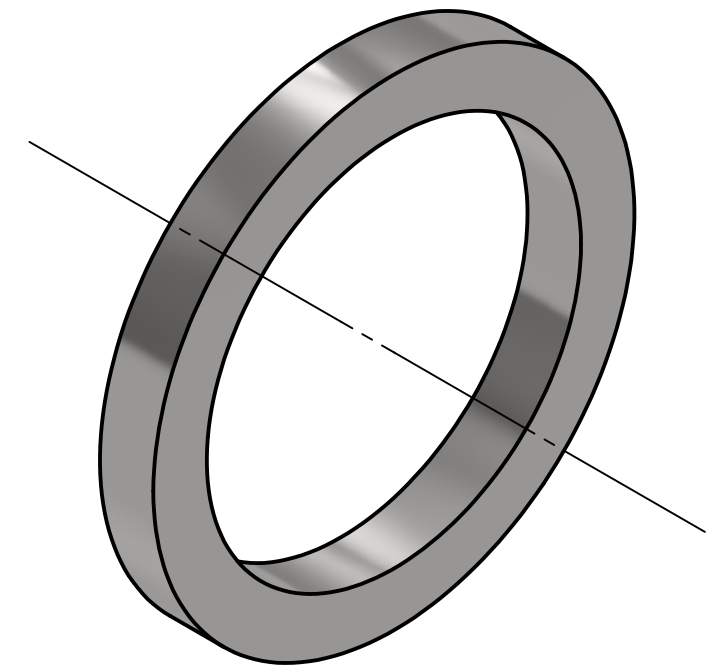
Vista de perfil derecha:



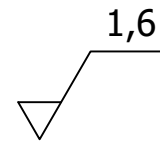
Vista Alzado:



Vista 3D:

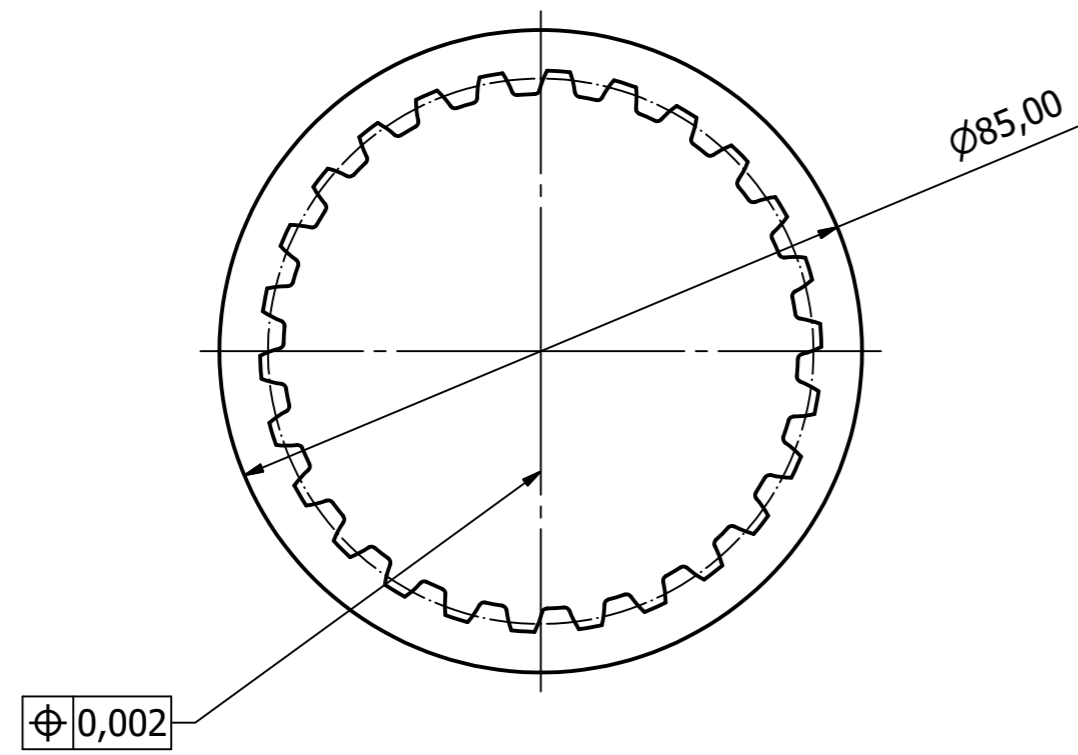


Tolerancia general

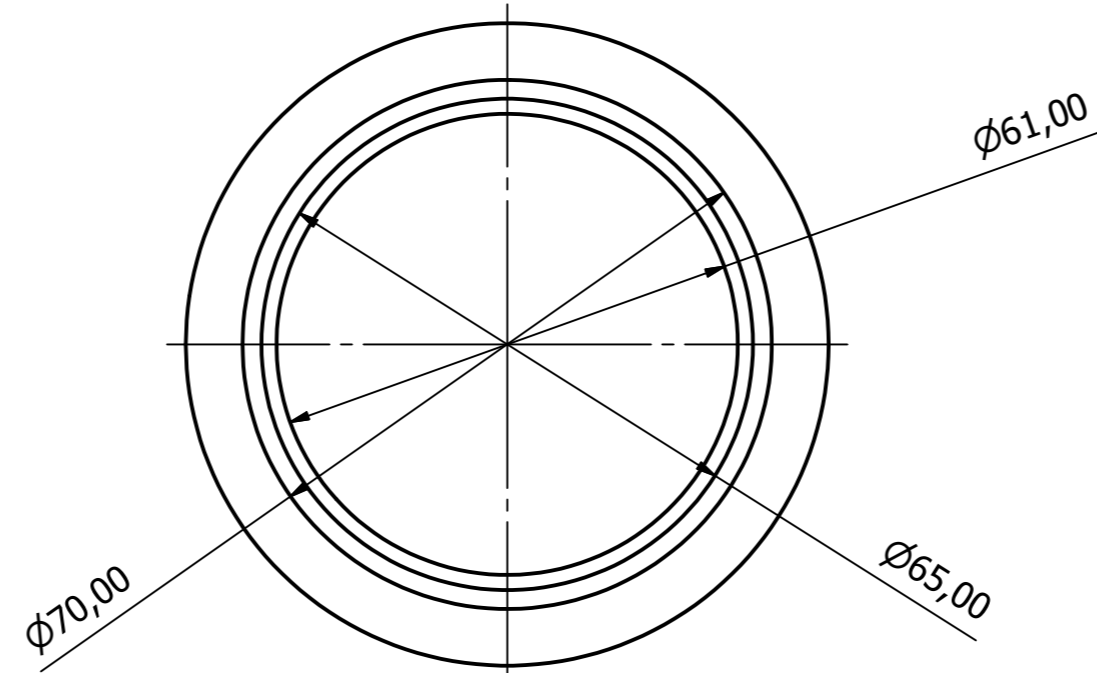


Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 10/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Anillo 2		
Pieza Nº 5				Hoja 1 / 1	

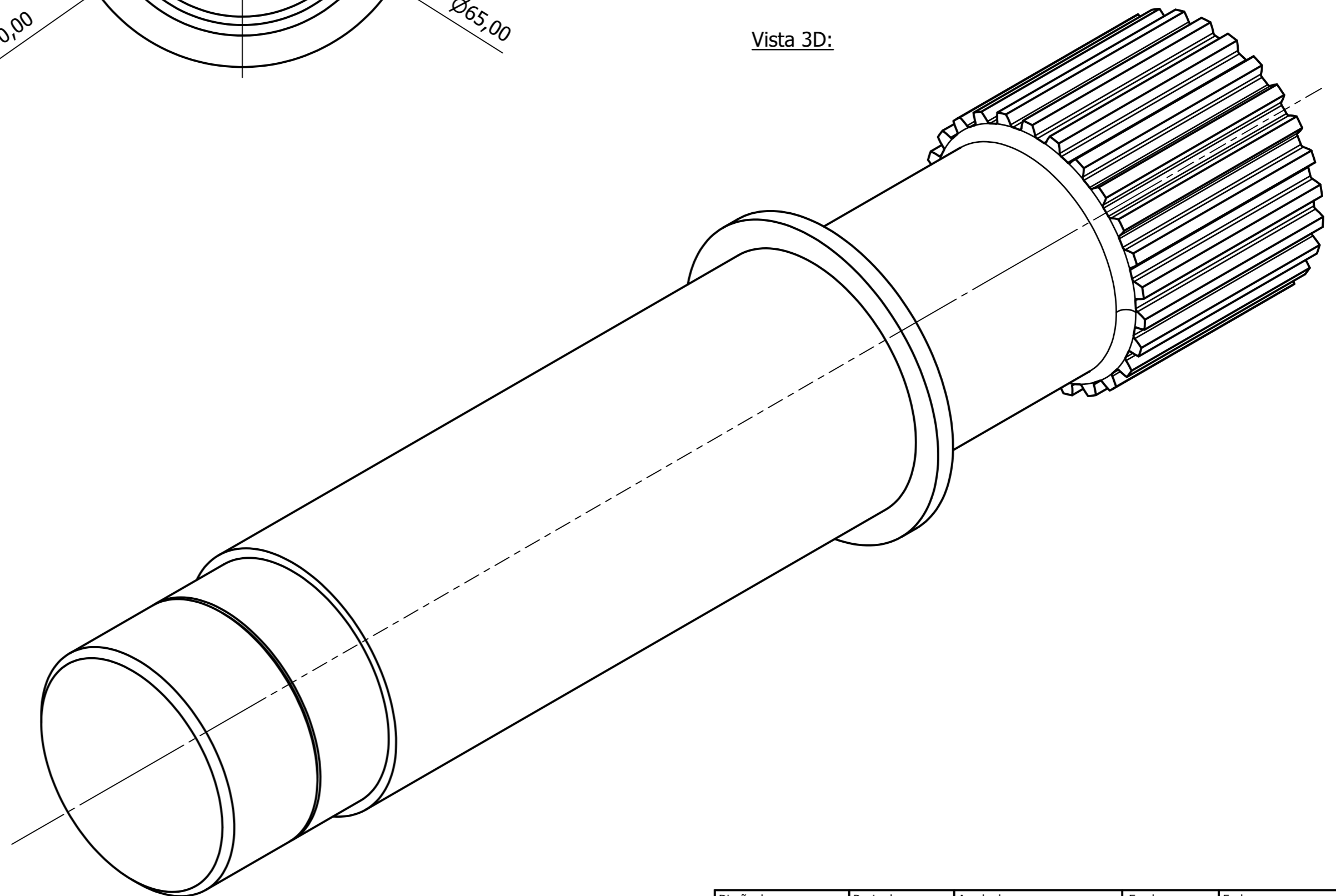
Vista de perfil derecha:



Vista de perfil izquierda:



Vista 3D:



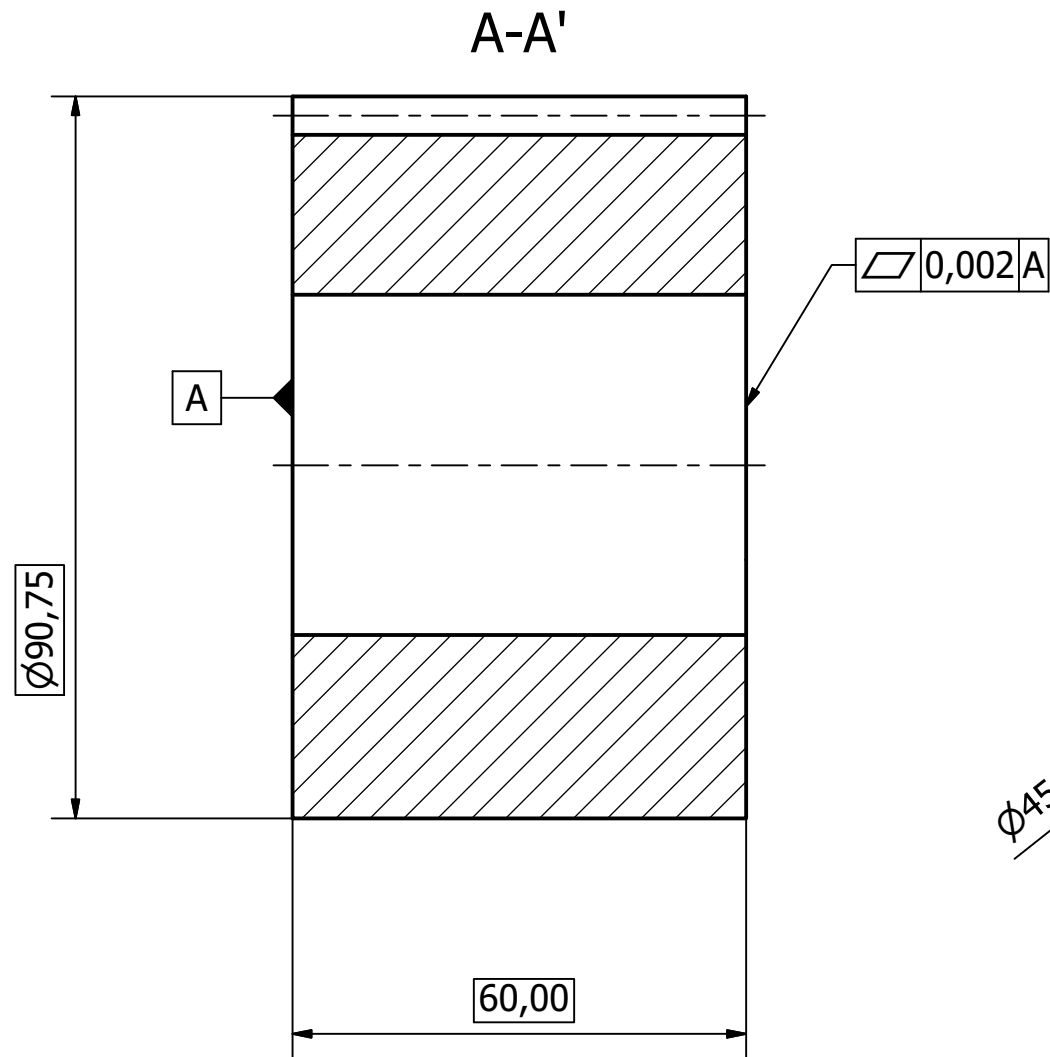
Engranaje: Sol

Módulo (m_{mn}): 2,75 mm
 Número de dientes (z): 26
 Ángulo de Presión (α): 20°
 Ángulo de Hélice (β): 0°
 Anchura Engranaje (b): 60 mm
 Diámetro Primitivo ($d_{w,sol}$): 71,5 mm

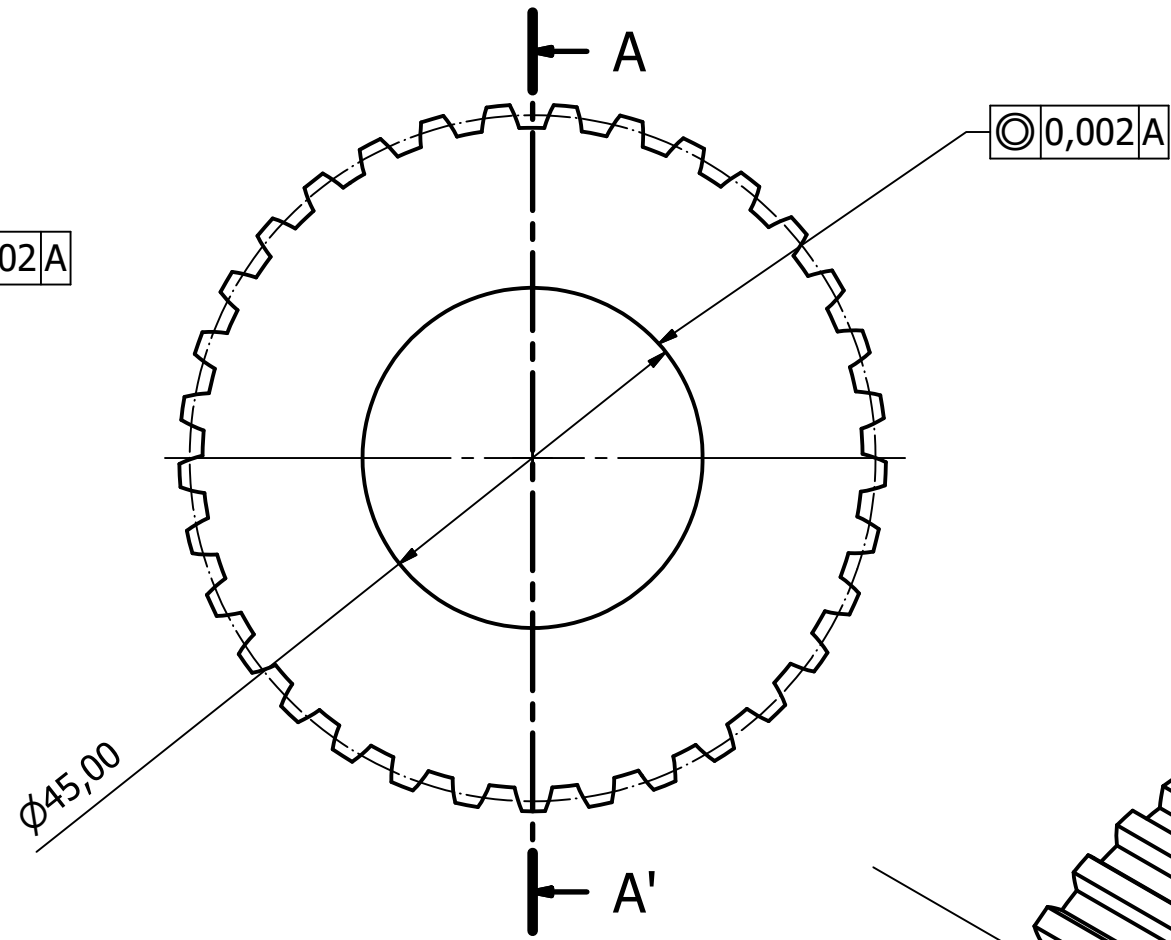
Tolerancia general 0,8

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 10/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETISD			Eje solar con engranaje		
Pieza Nº 6.2.				Hoja 2 / 2	

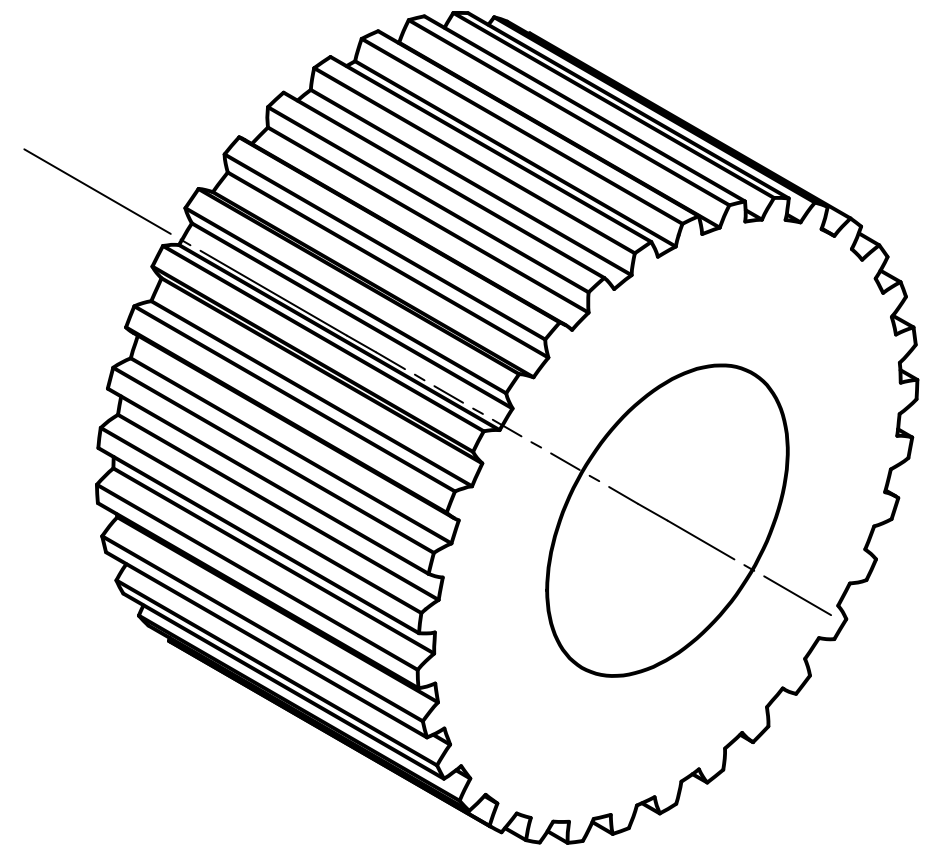
Vista de corte :



Vista alzado:



Vista 3D:



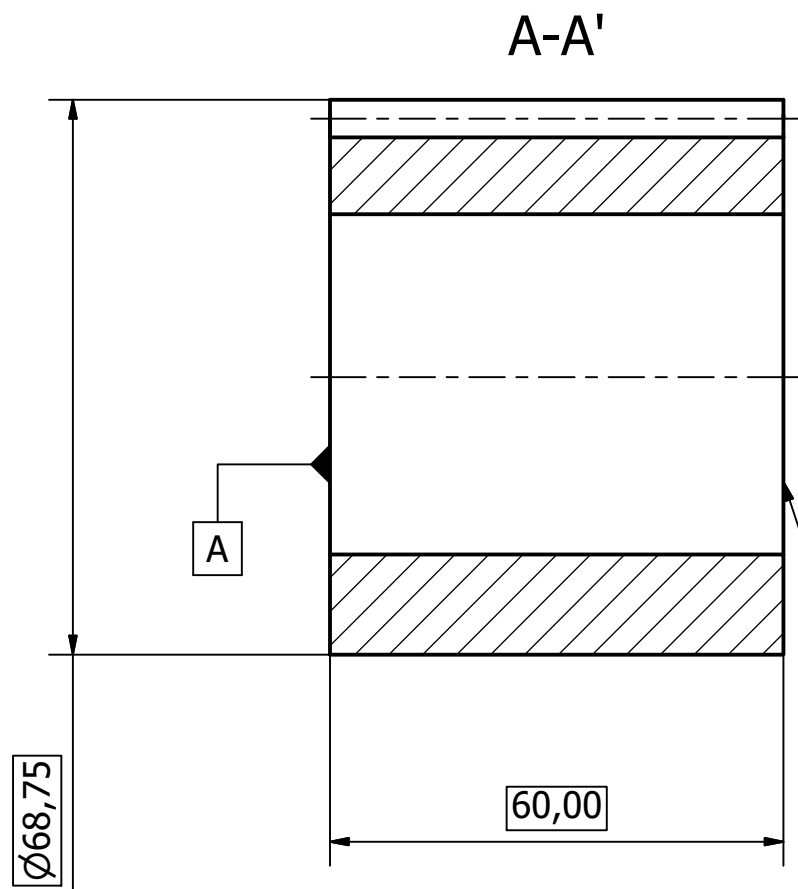
Engranaje: Planeta 1

Módulo (mmn): 2,75 mm
 Número de dientes (z): 33
 Ángulo de Presión (α): 20°
 Ángulo de Hélice (β): 0°
 Anchura Engranaje (b): 60 mm
 Diámetro Primitivo (dw,p1): 90,75 mm

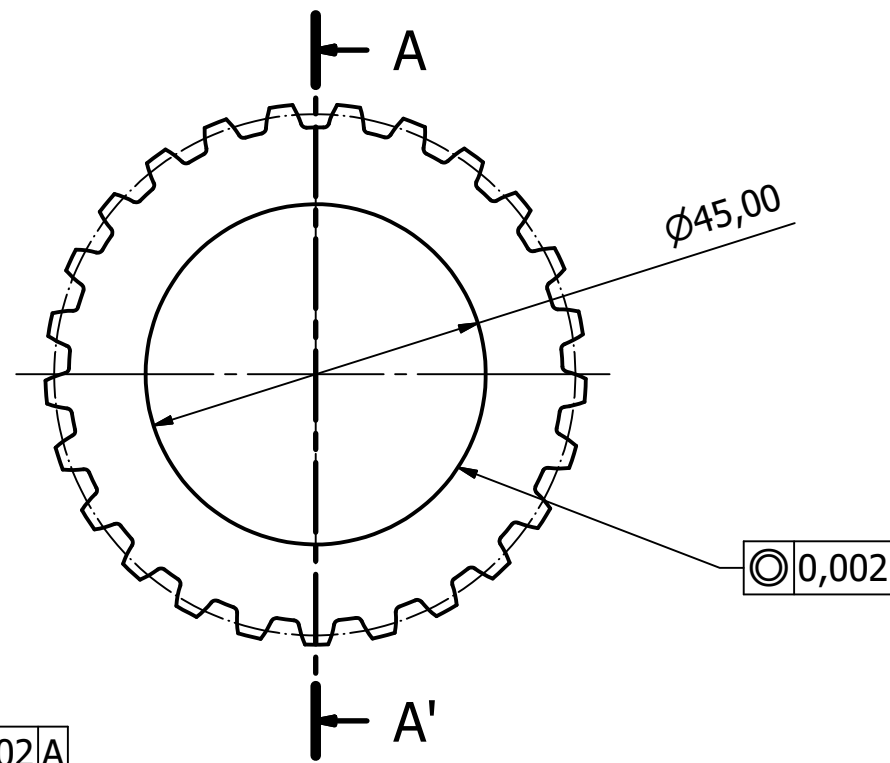
Tolerancia general 0,8

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 10/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Planeta 1		
Pieza Nº 7				Hoja 1 / 1	

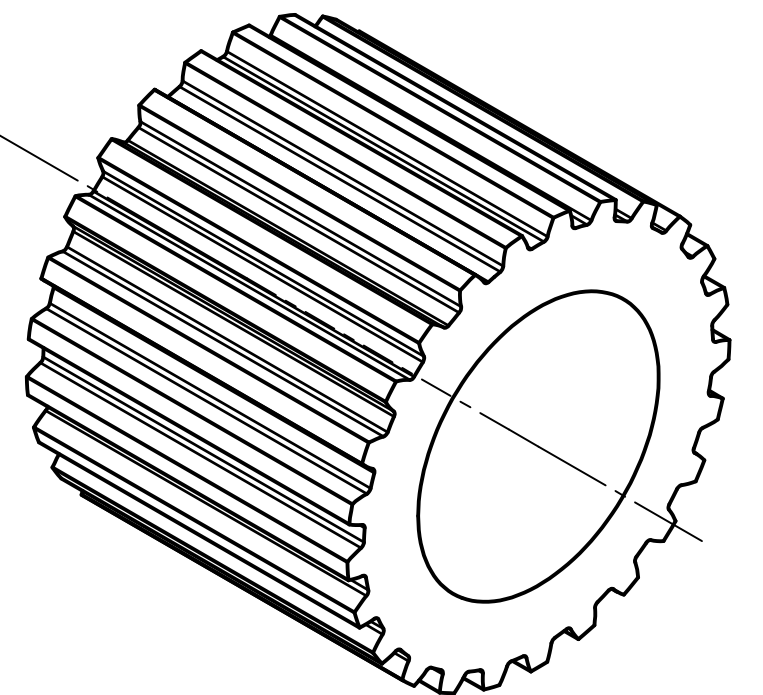
Vista de corte:



Vista alzado:



Vista 3D:



Engranaje: Planeta 2

Módulo (m_{mn}): 2,75 mm

Número de dientes (z): 25

Ángulo de Presión (α): 20°

Ángulo de Hélice (β): 0°

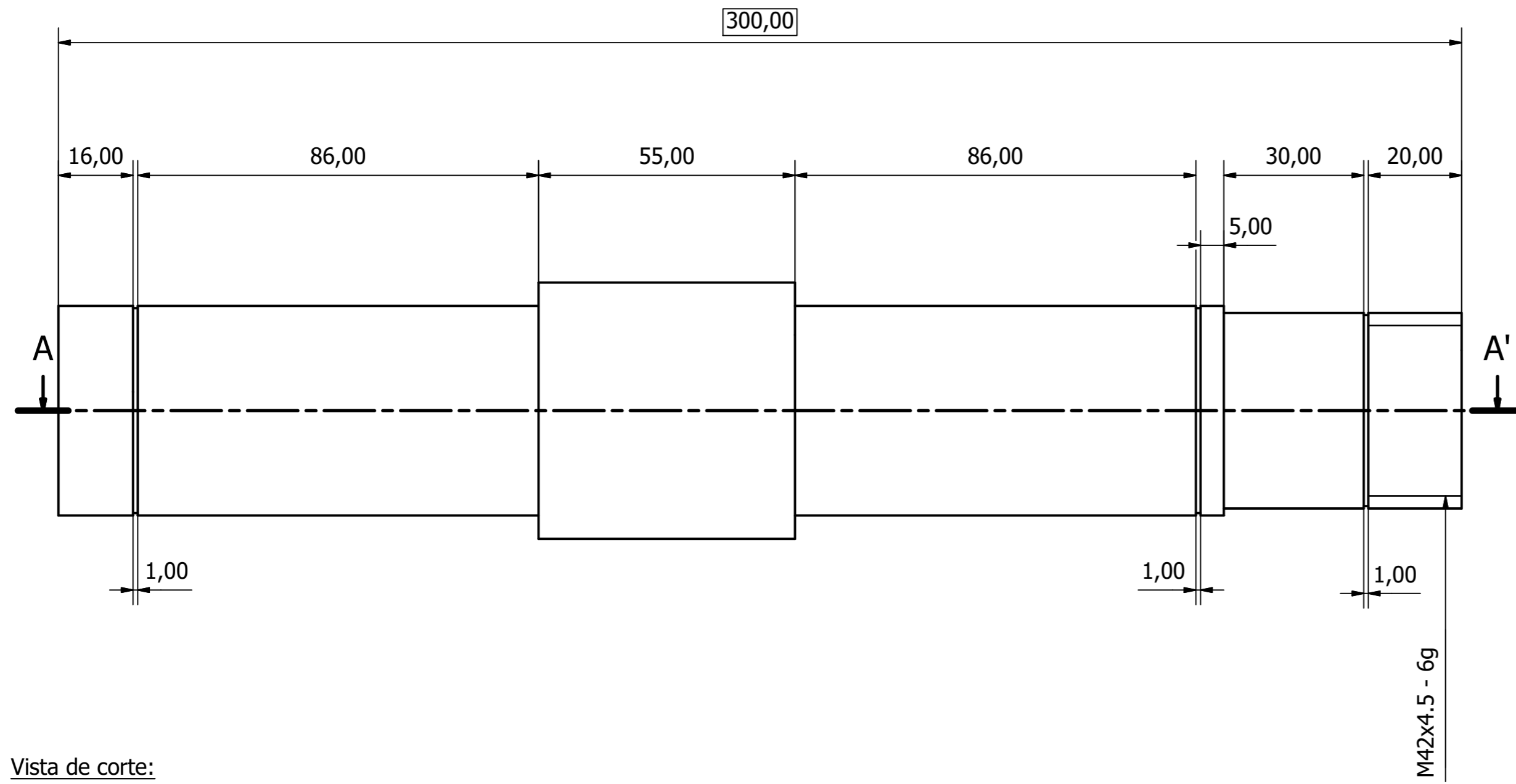
Anchura Engranaje (b): 60 mm

Diámetro Primitivo ($d_{w,p2}$): 68,75 mm

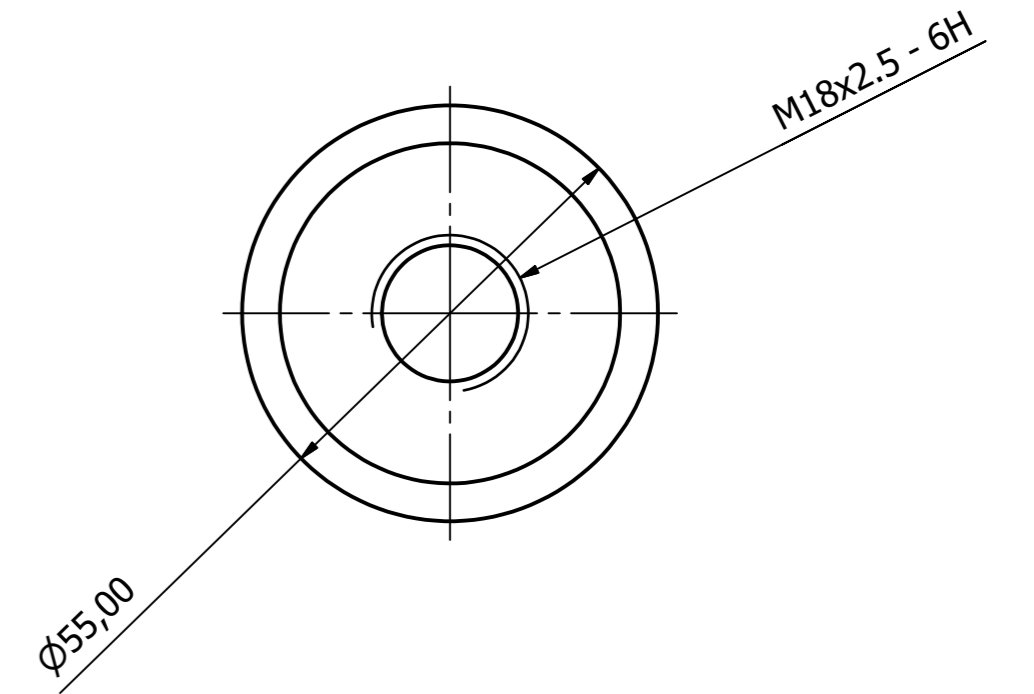
Tolerancia general 0,8

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 10/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Planeta 2		
Pieza N° 8				Hoja 1 / 1	

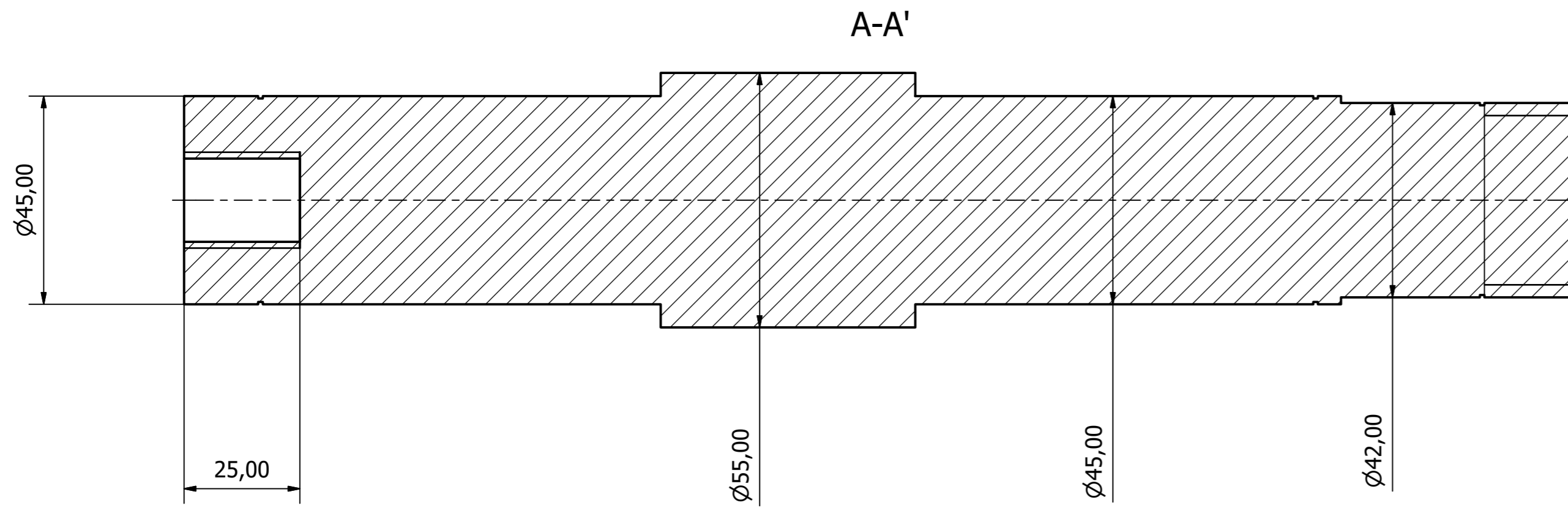
Vista alzado:



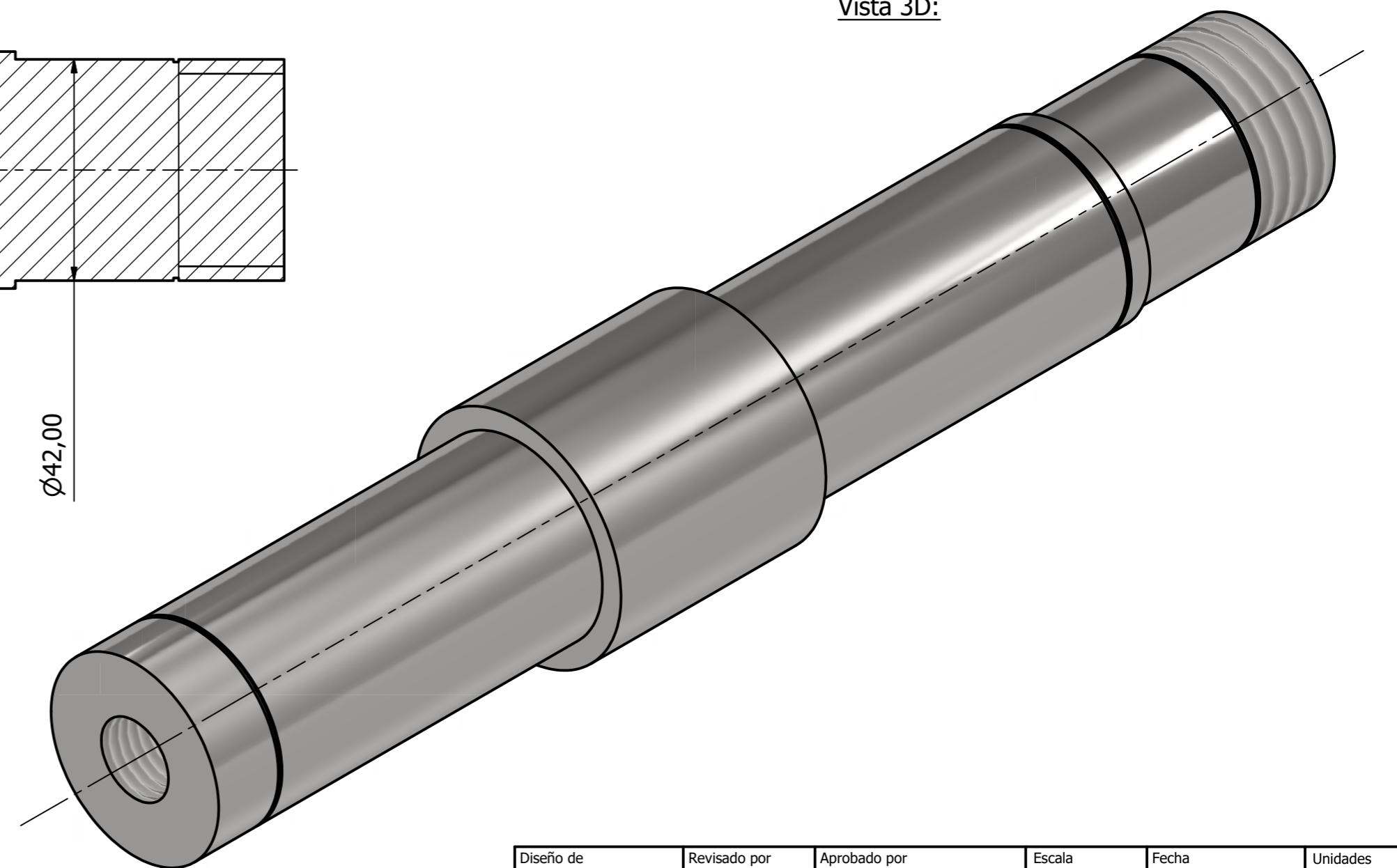
Vista de perfil izquierda:



Vista de corte:



Vista 3D:



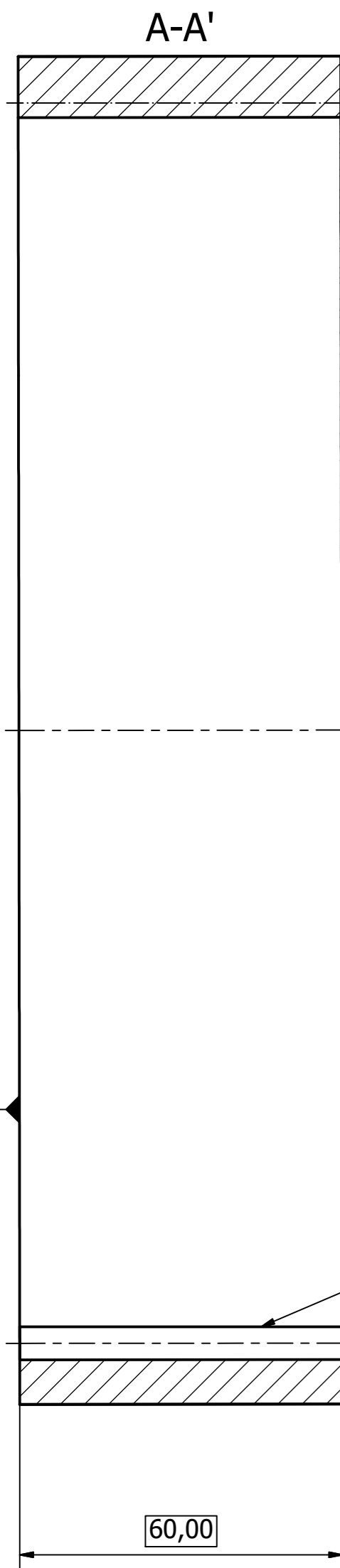
Tolerancia general 0,8

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 10/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Eje planetario		
Pieza Nº 9				Hoja 1 / 1	

Vista de corte:

Vista alzado:

Vista 3D:

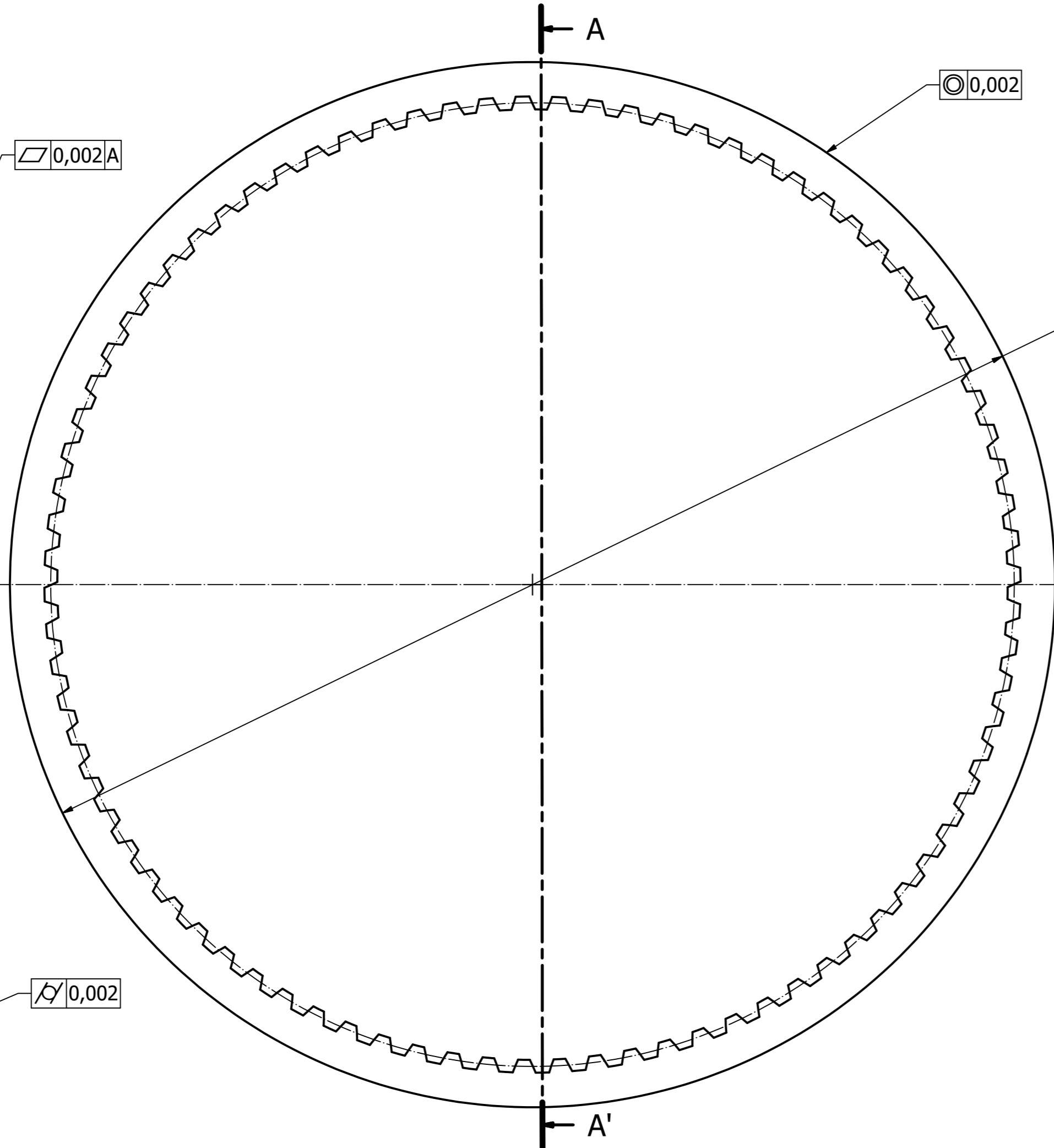


$\nabla 0,002A$

$\nabla 0,002$

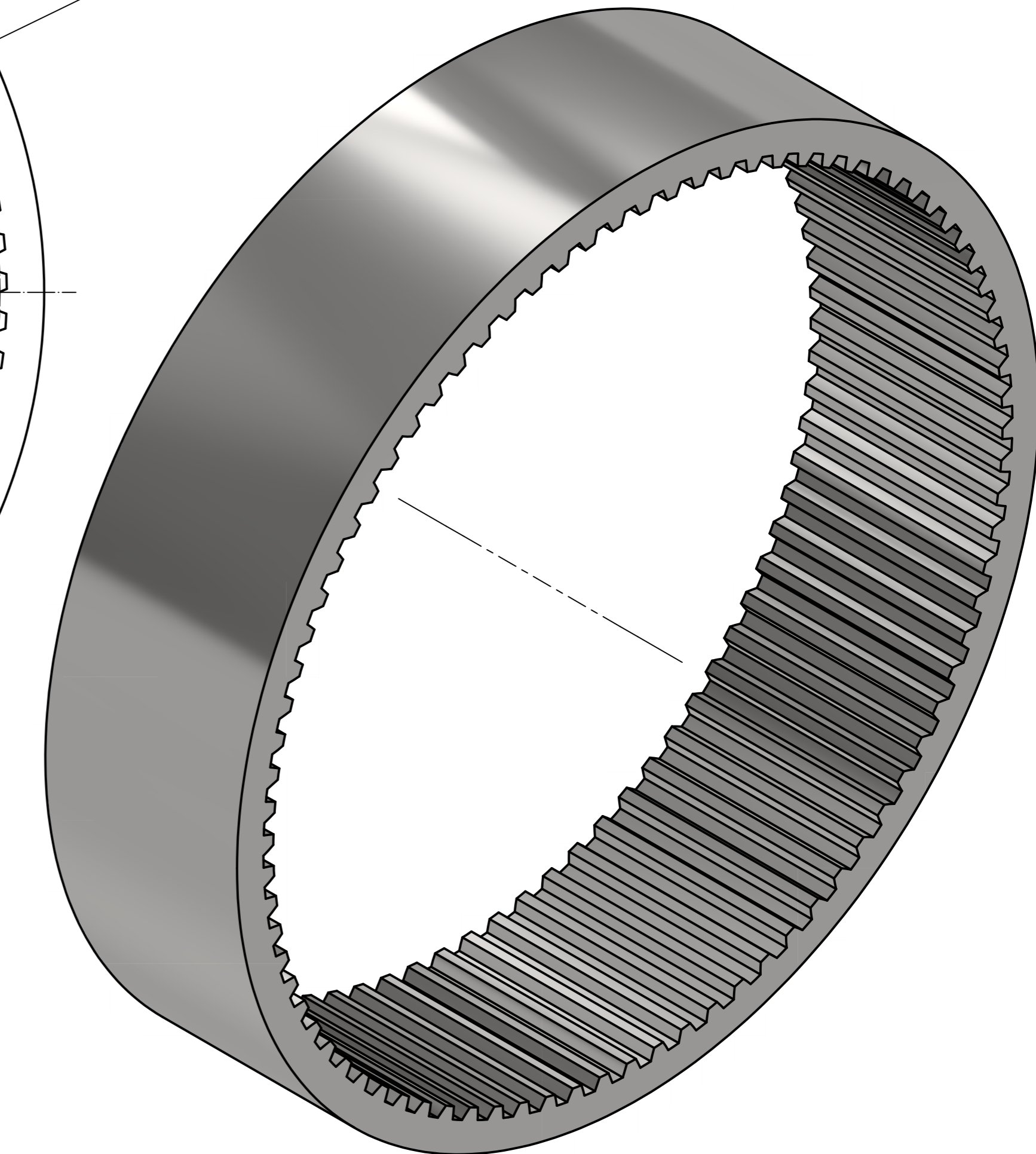
60,00

Engranaje: Corona
 Módulo (mmn): 2,75 mm
 Número de dientes (z): 84
 Ángulo de Presión (α): 20°
 Ángulo de Hélice (β): 0°
 Anchura Engranaje (b): 60 mm
 Diámetro Primitivo (d_w , corona): 231 mm



$\odot 0,002$

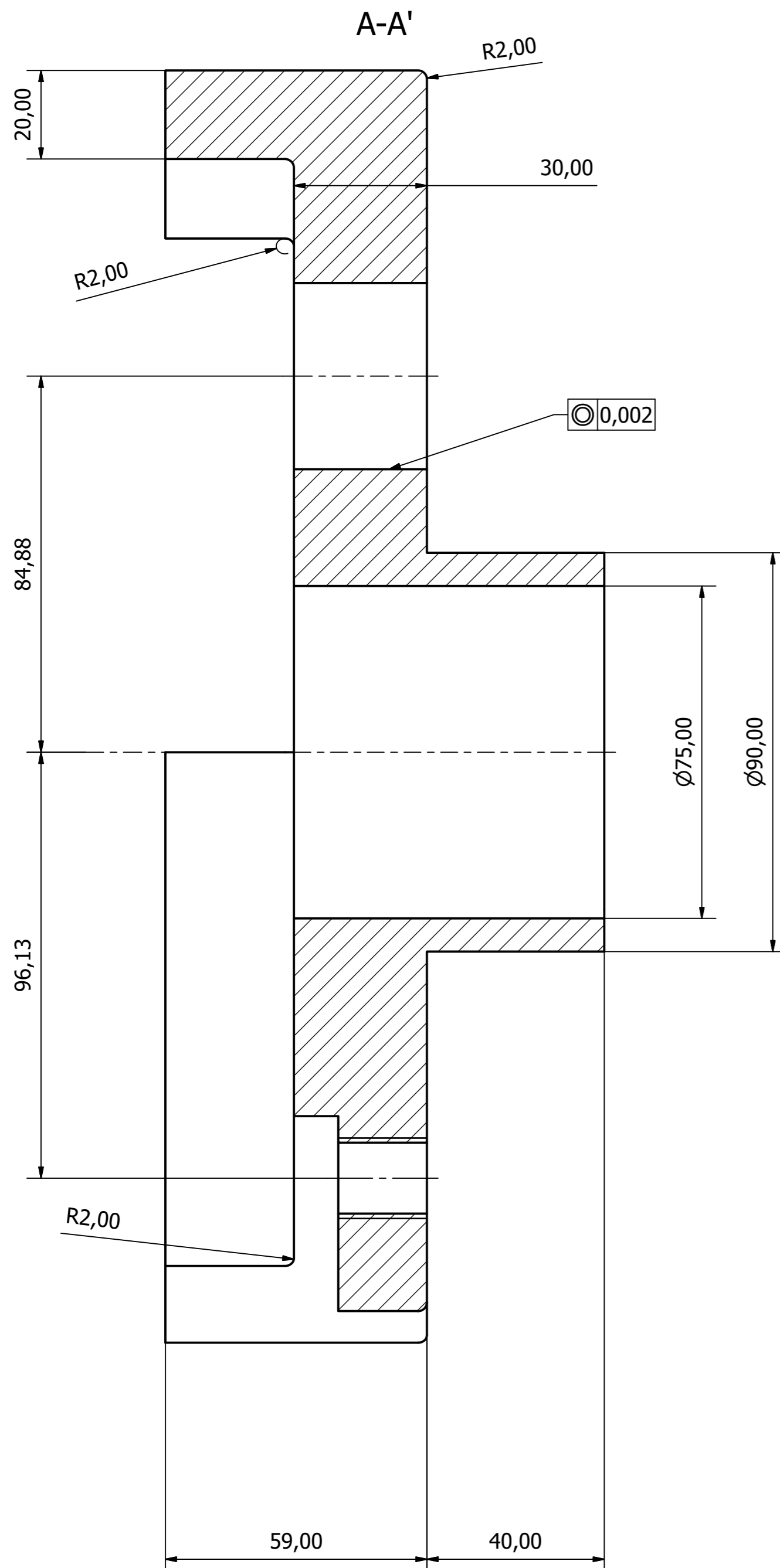
$\phi 251,00$



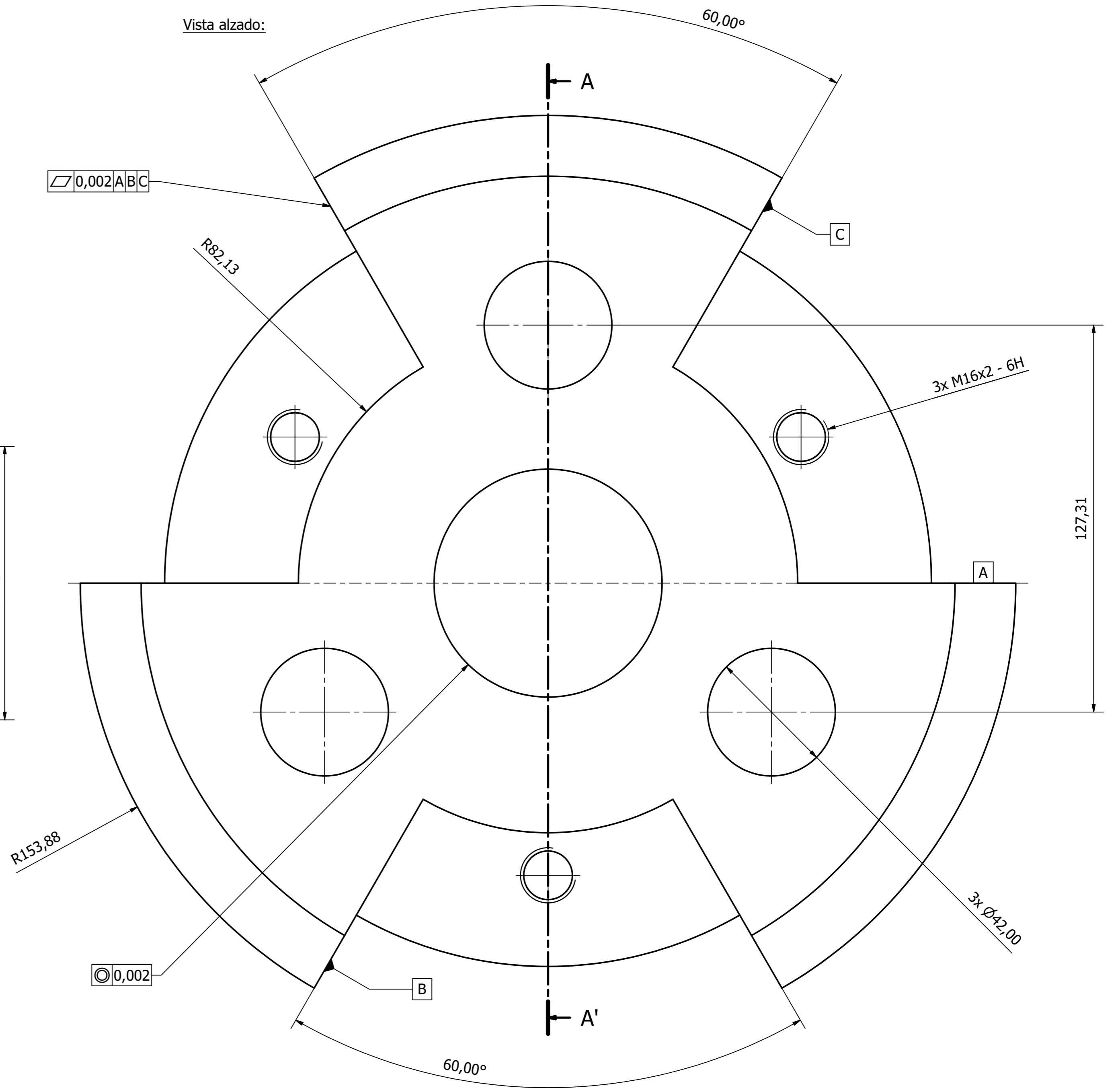
Tolerancia general 0,8 ∇

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 13/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID		Corona			Hoja 1 / 1
Pieza Nº 10					

Vista de corte:



Vista alzado:



Ⓢ0,002

∠0,002ABC

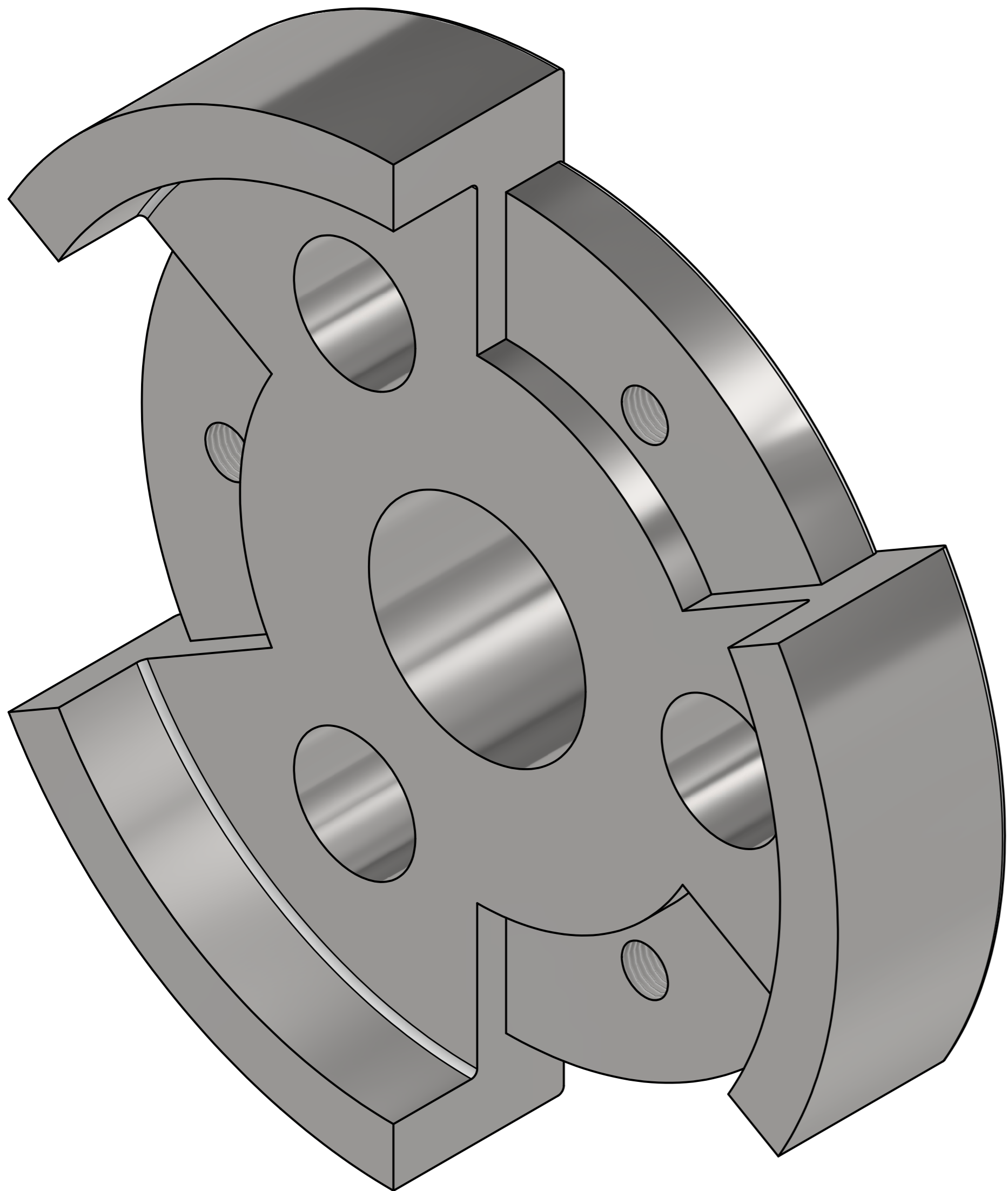
Ⓢ0,002

1,6

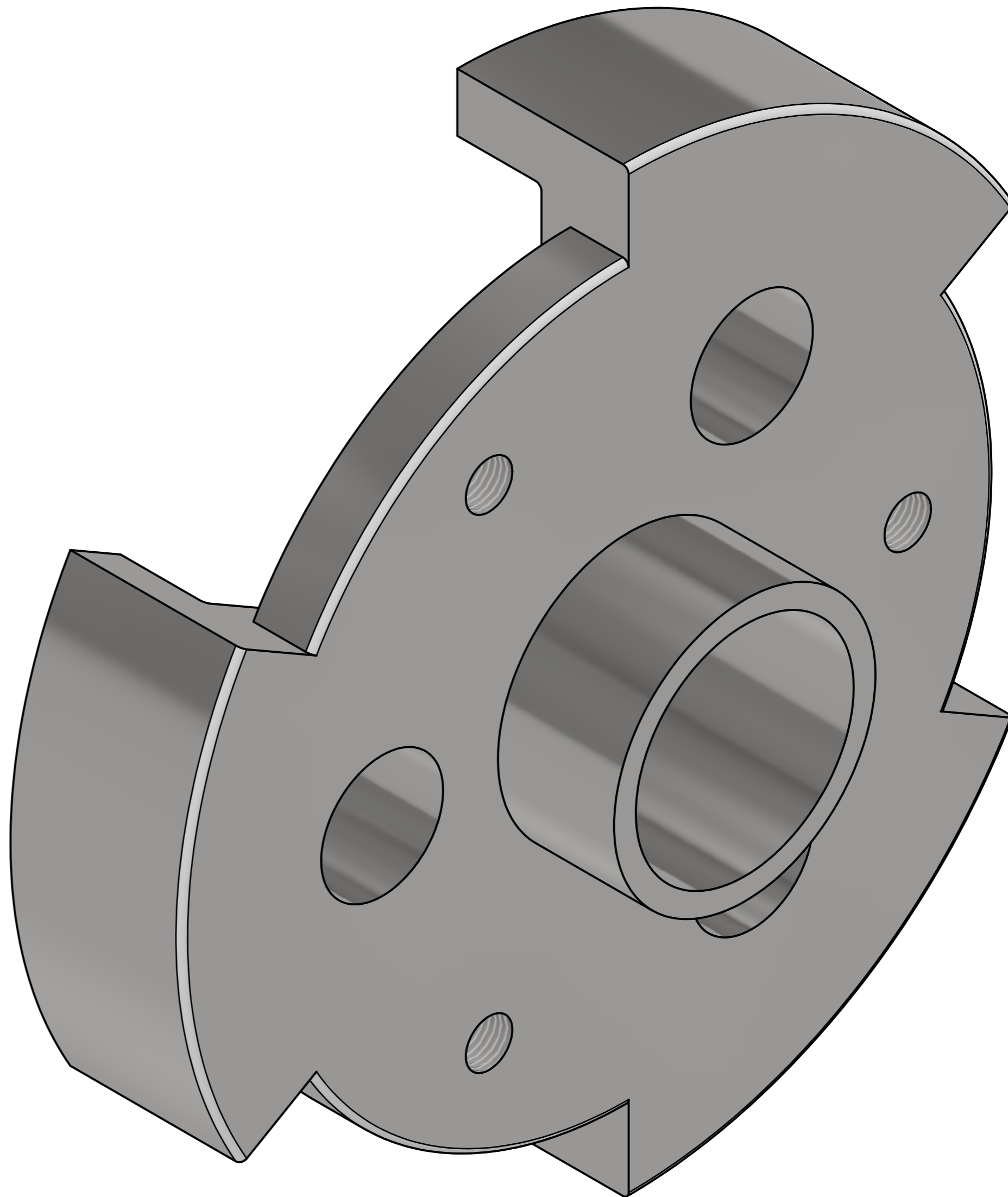
Tolerancia general

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 12/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Portador de planetas - Parte 1		
Pieza Nº 11.1.				Hoja 1 / 2	

Vista 3D delantera:

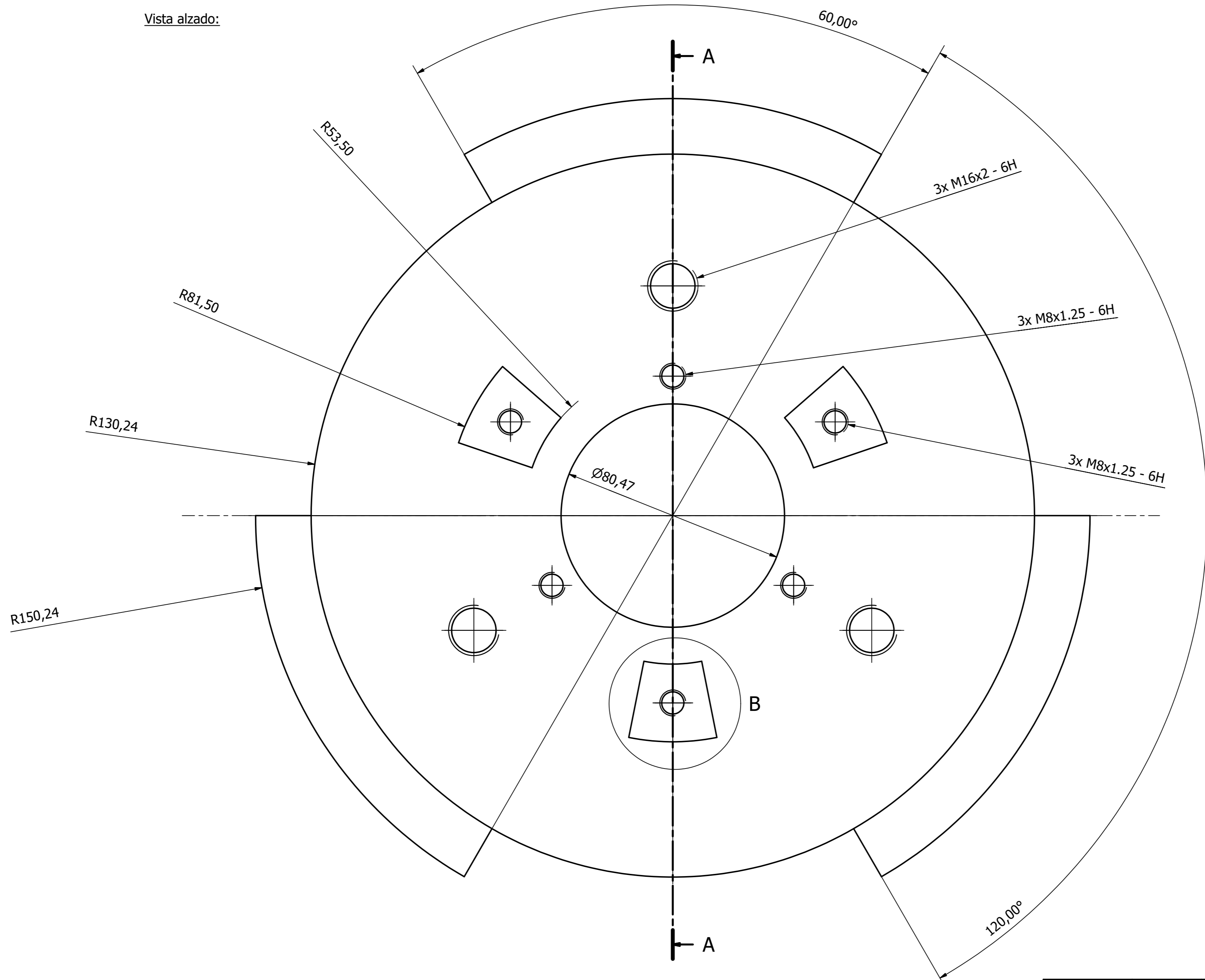


Vista 3D trasera:

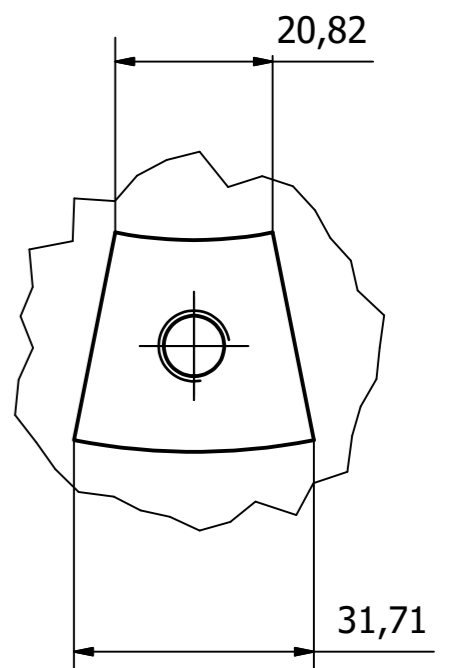


Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 12/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Portador de planetas - Parte 1		
Pieza Nº 11.2.				Hoja 2 / 2	

Vista alzado:

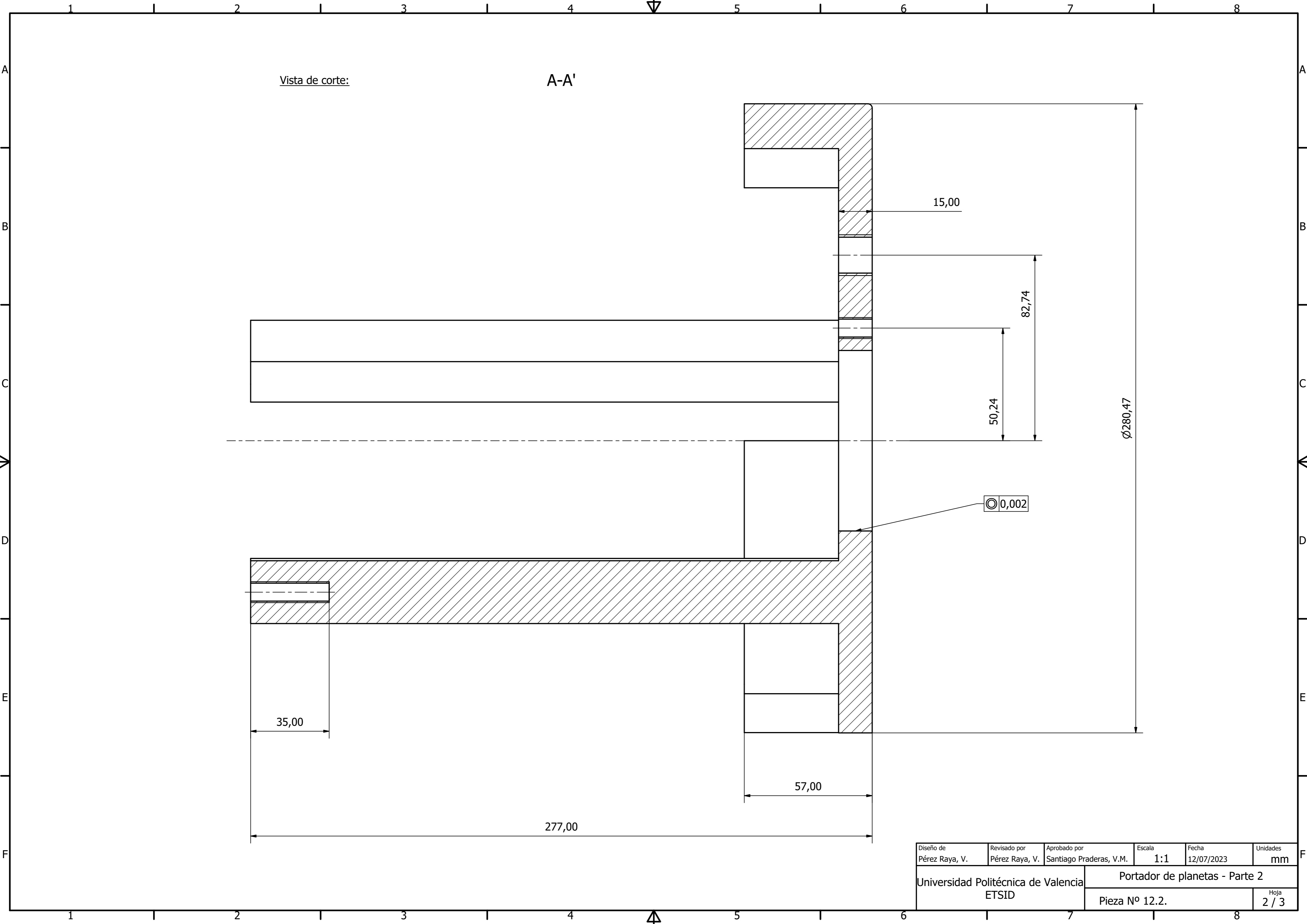


Vista de detalle: B (1:1)



Tolerancia general: 1,6

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 12/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Portador de planetas - Parte 2		
Pieza Nº 12.1.				Hoja 1 / 3	



Vista de corte:

A-A'

15,00

82,74

50,24

Ø280,47

Ⓞ 0,002

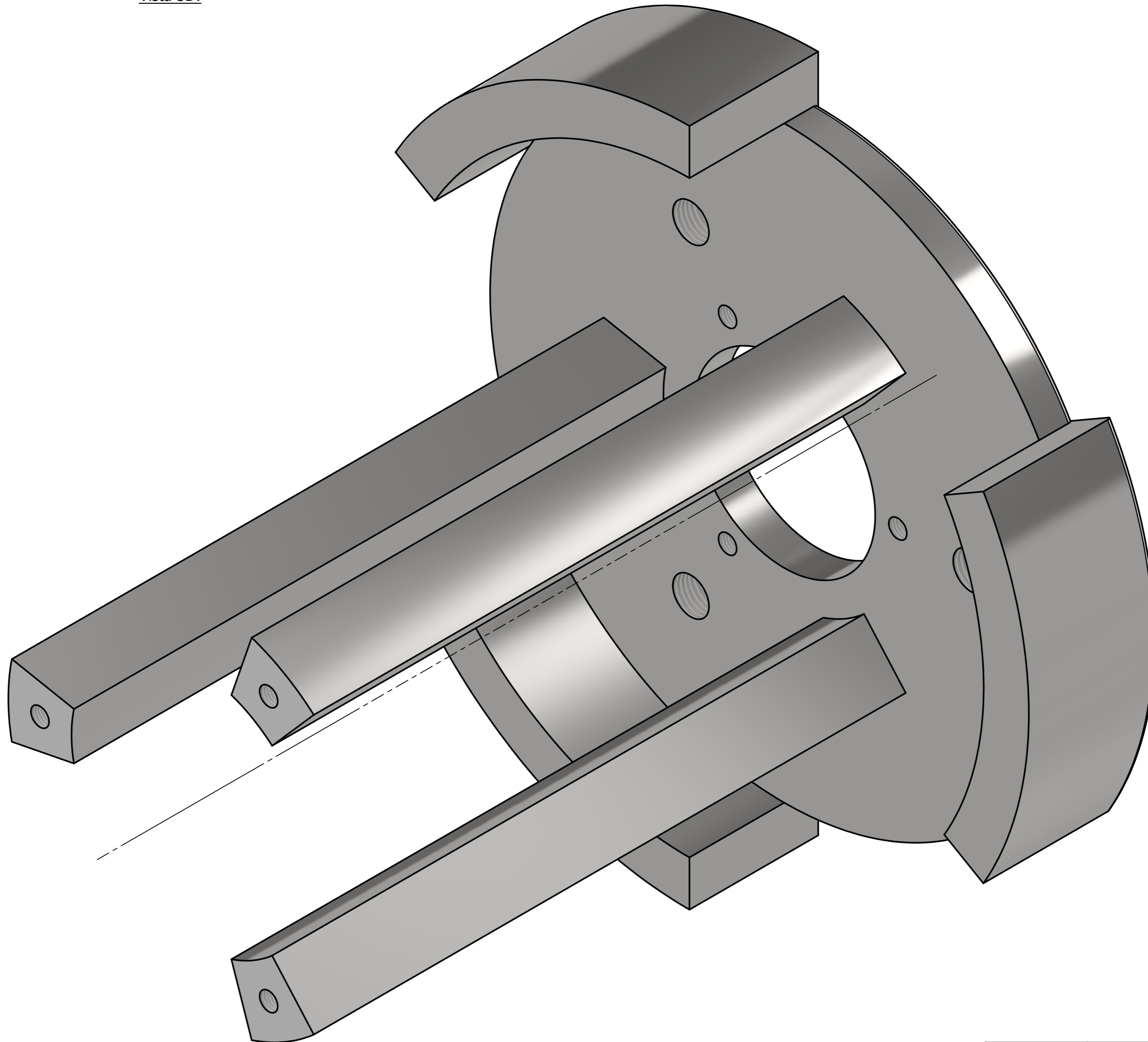
35,00

57,00

277,00

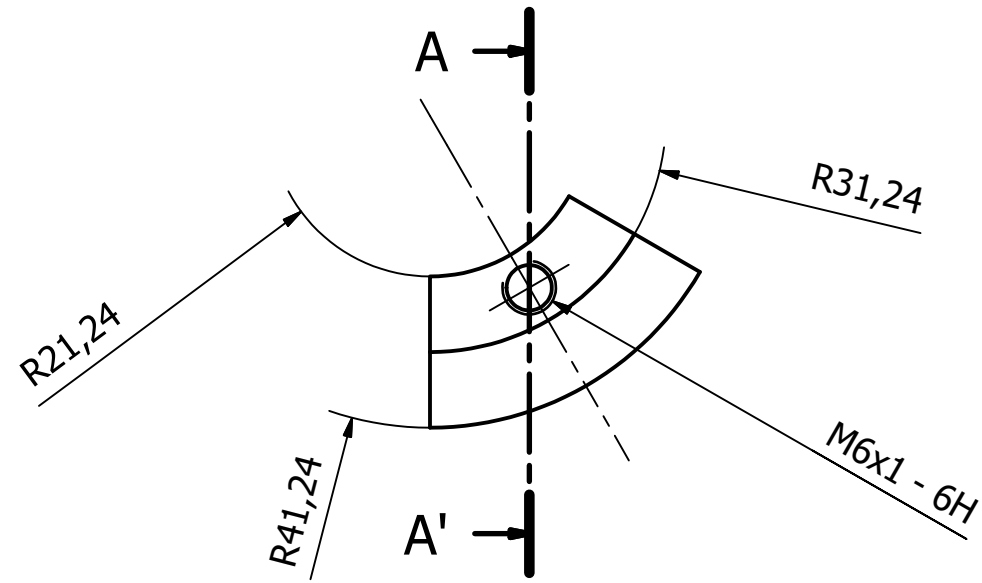
Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 12/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID		Portador de planetas - Parte 2			
Pieza Nº 12.2.				Hoja 2 / 3	

Vista 3D:

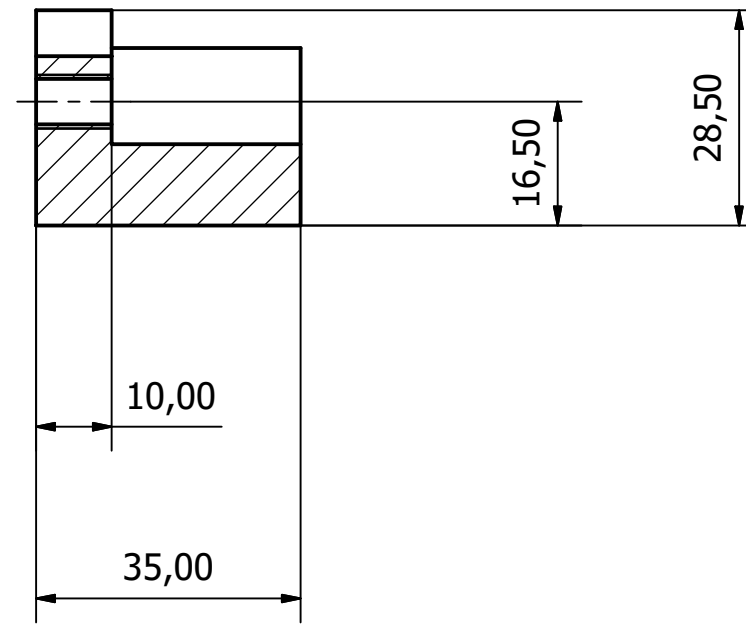


Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 12/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Portador de planetas - Parte 2		
Pieza Nº 12.3.				Hoja 3 / 3	

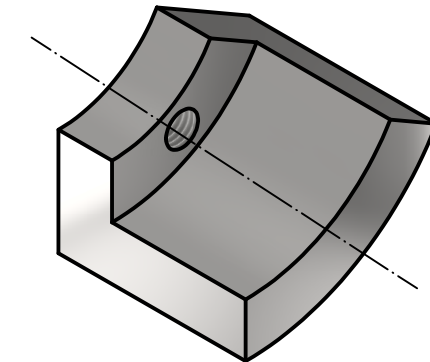
Vista alzado:



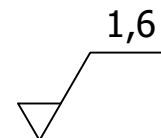
Vista de corte: A-A'



Vista 3D:

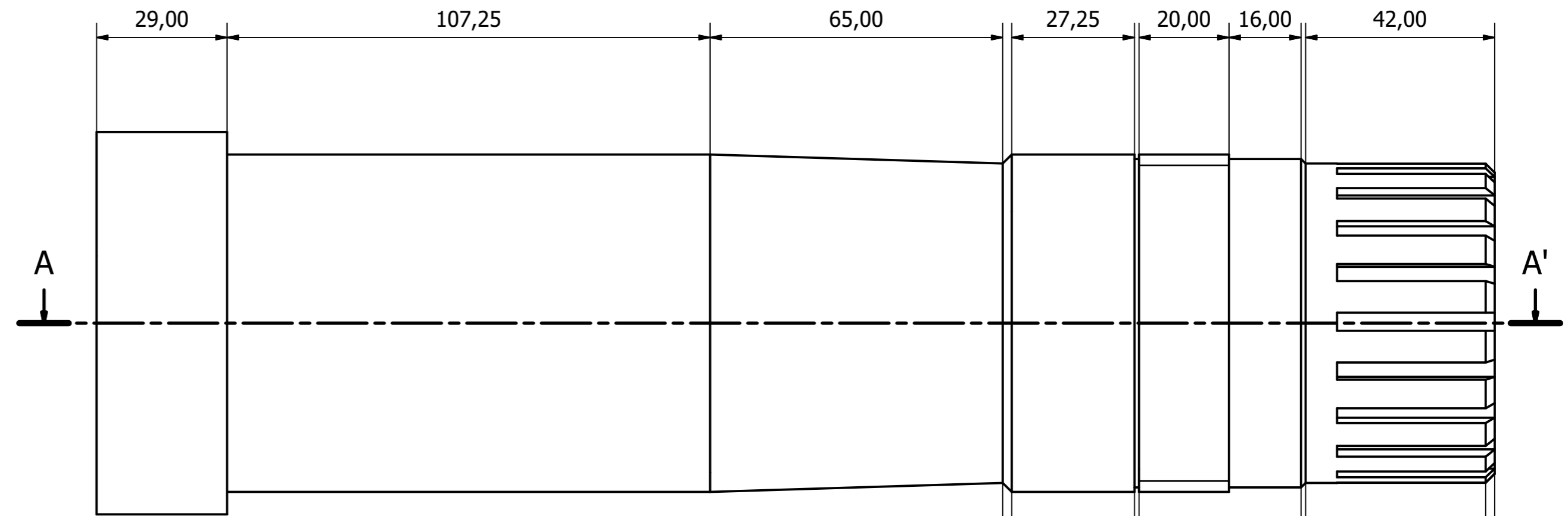


Tolerancia general

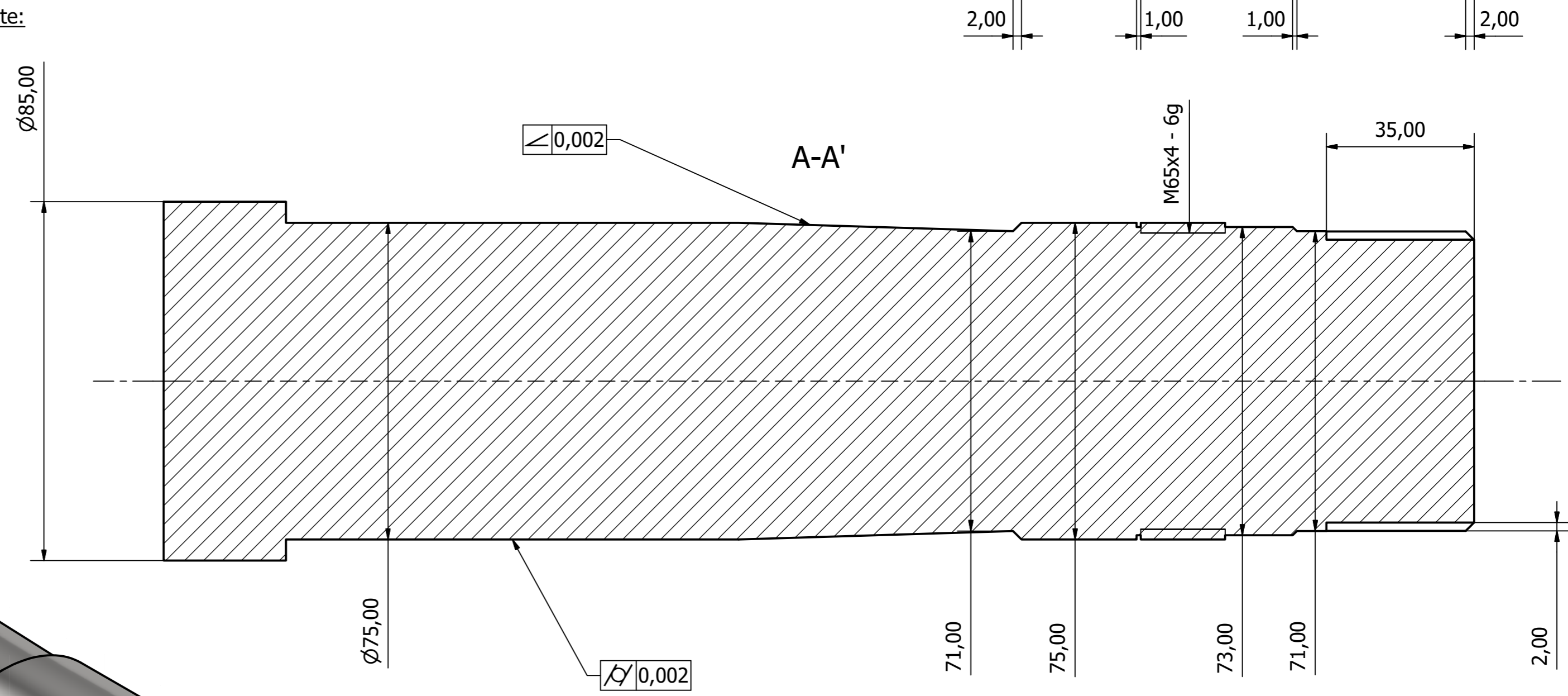


Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 12/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Portador de planetas - Parte 3		
Pieza Nº 13				Hoja 1 / 1	

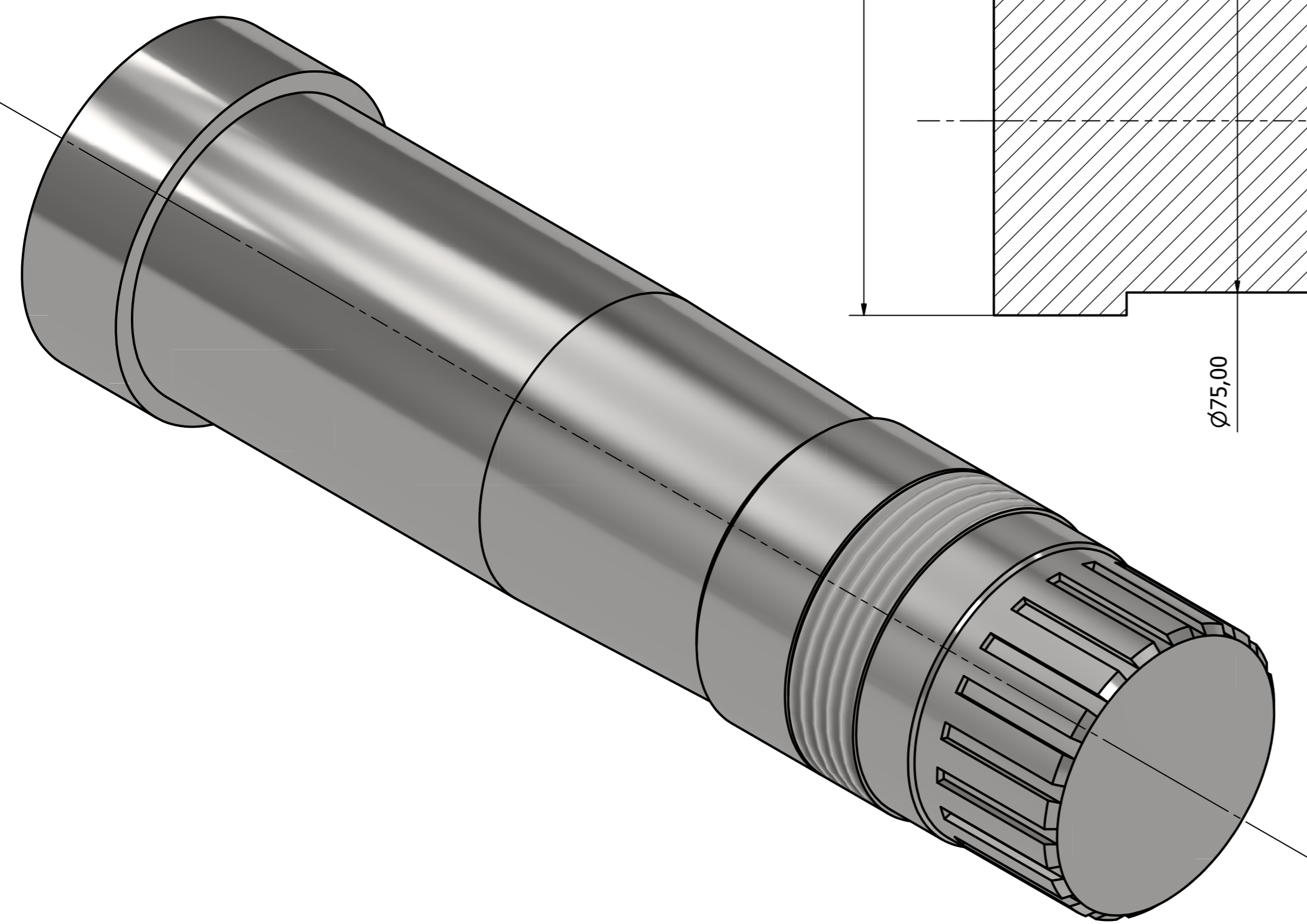
Vista alzado:



Vista de corte:



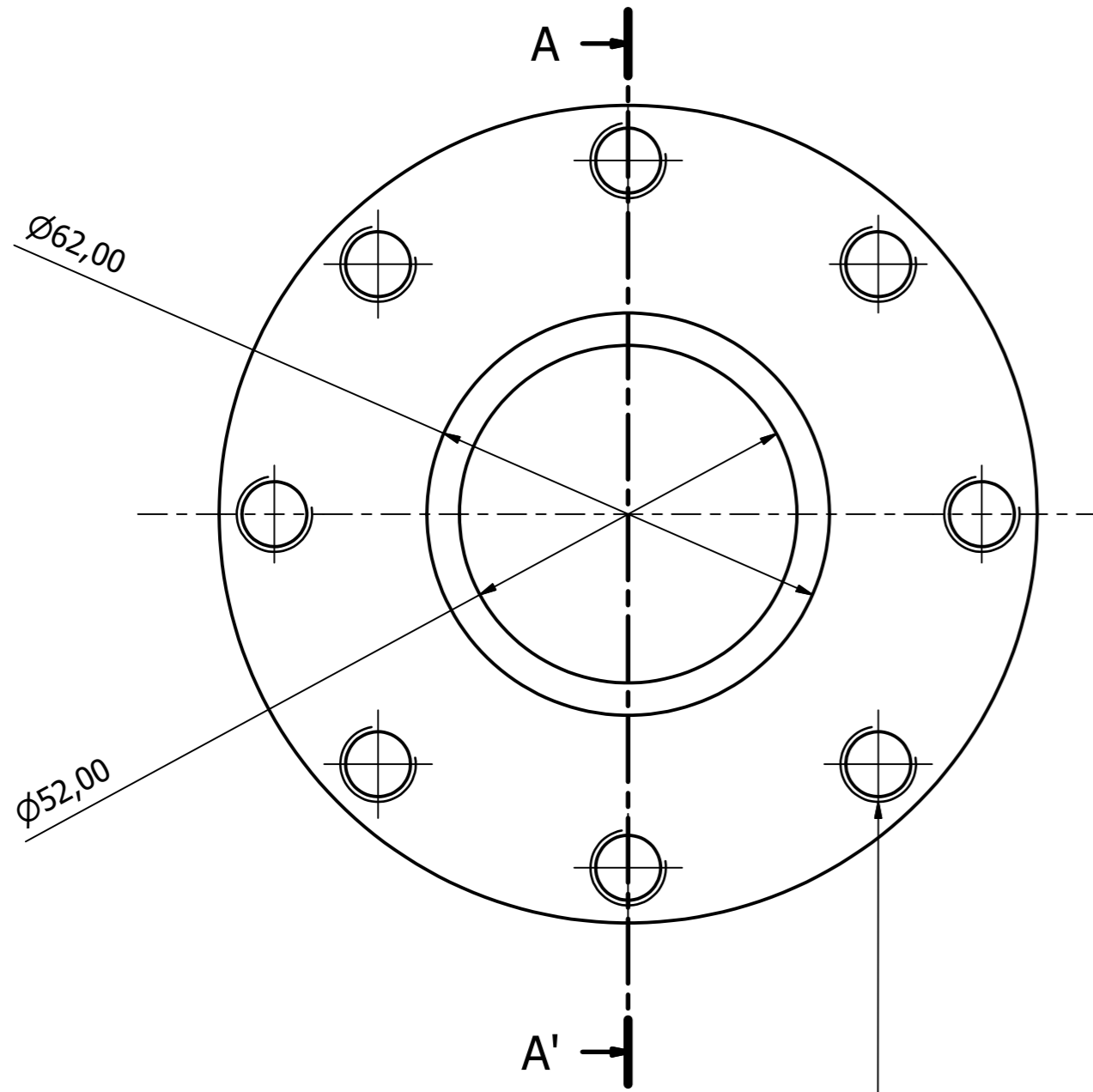
Vista 3D:



Tolerancia general 0,8

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 12/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Eje de salida		
Pieza Nº 14				Hoja 1 / 1	

Vista alzado

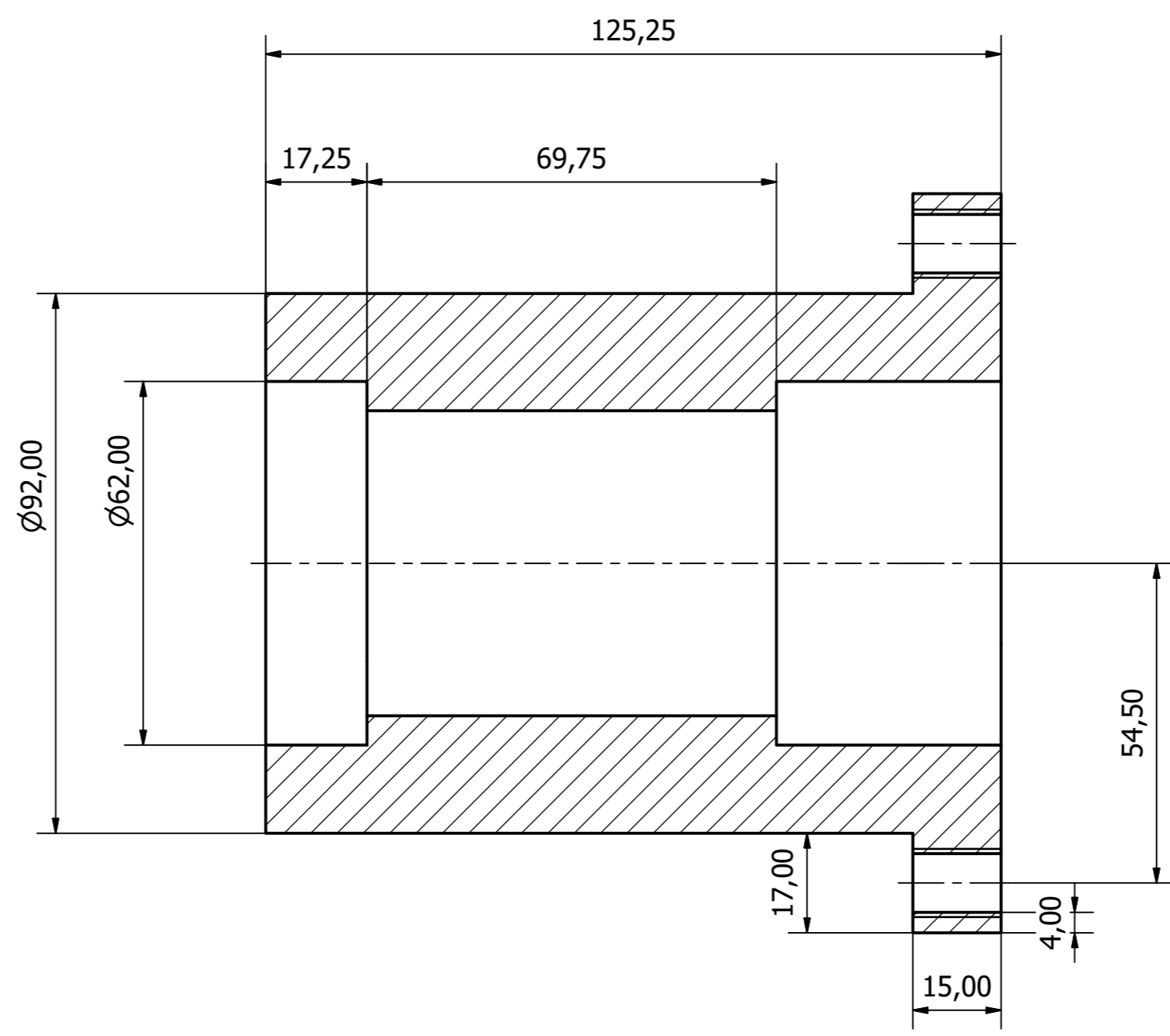


$\varnothing 62,00$

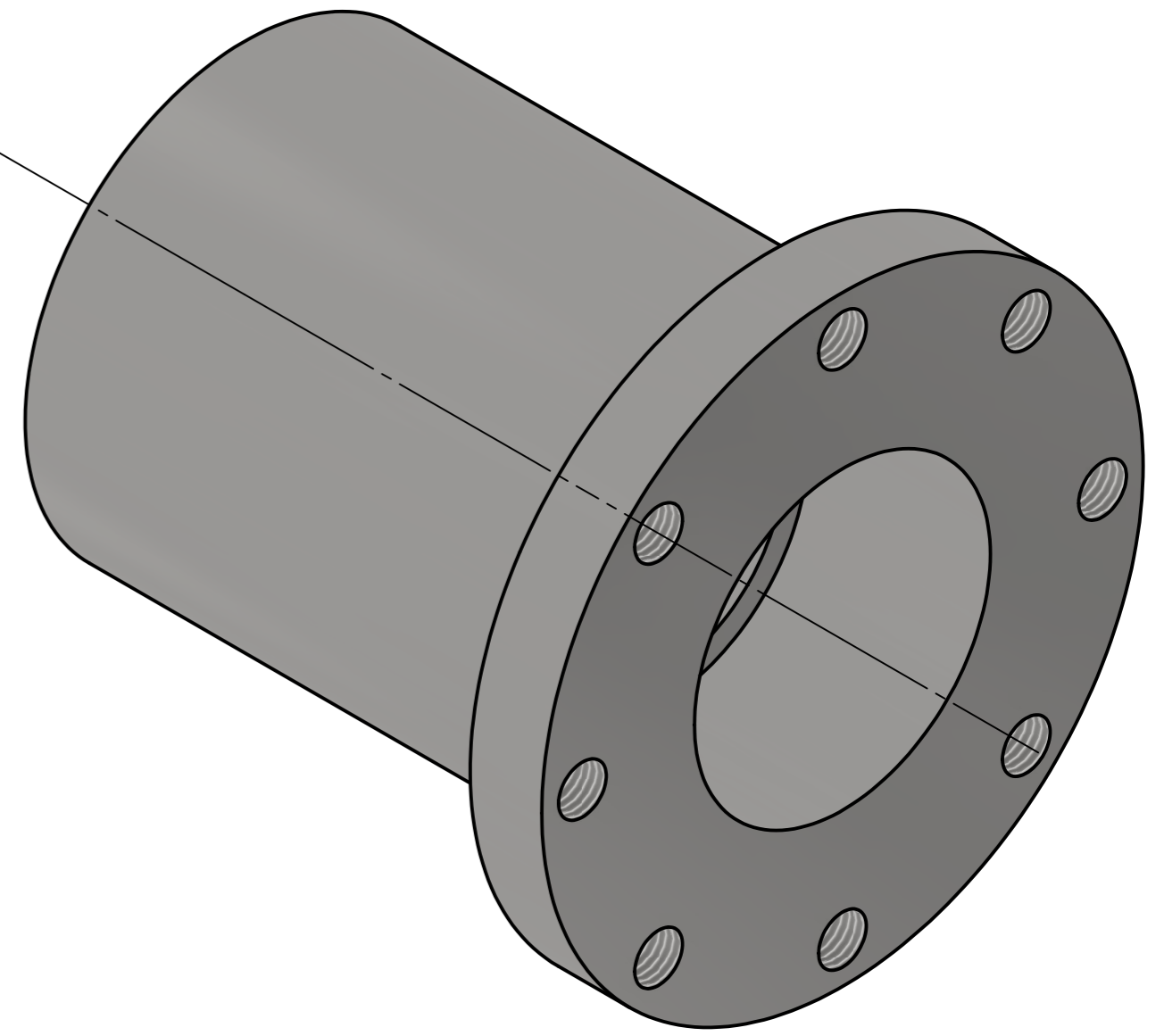
$\varnothing 52,00$

8x M10x1.5 - 6H

Vista corte: A-A'



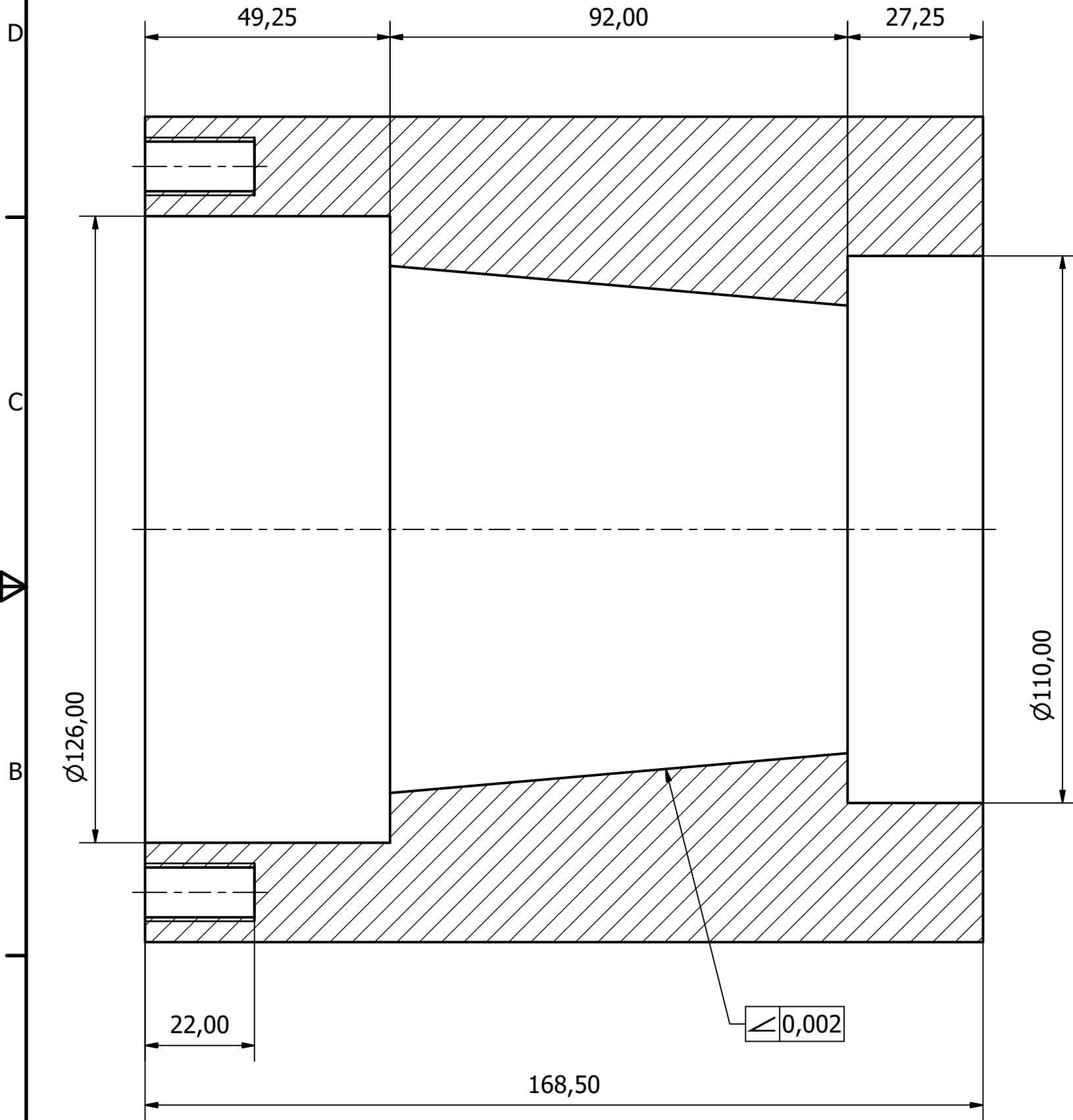
Vista 3D:



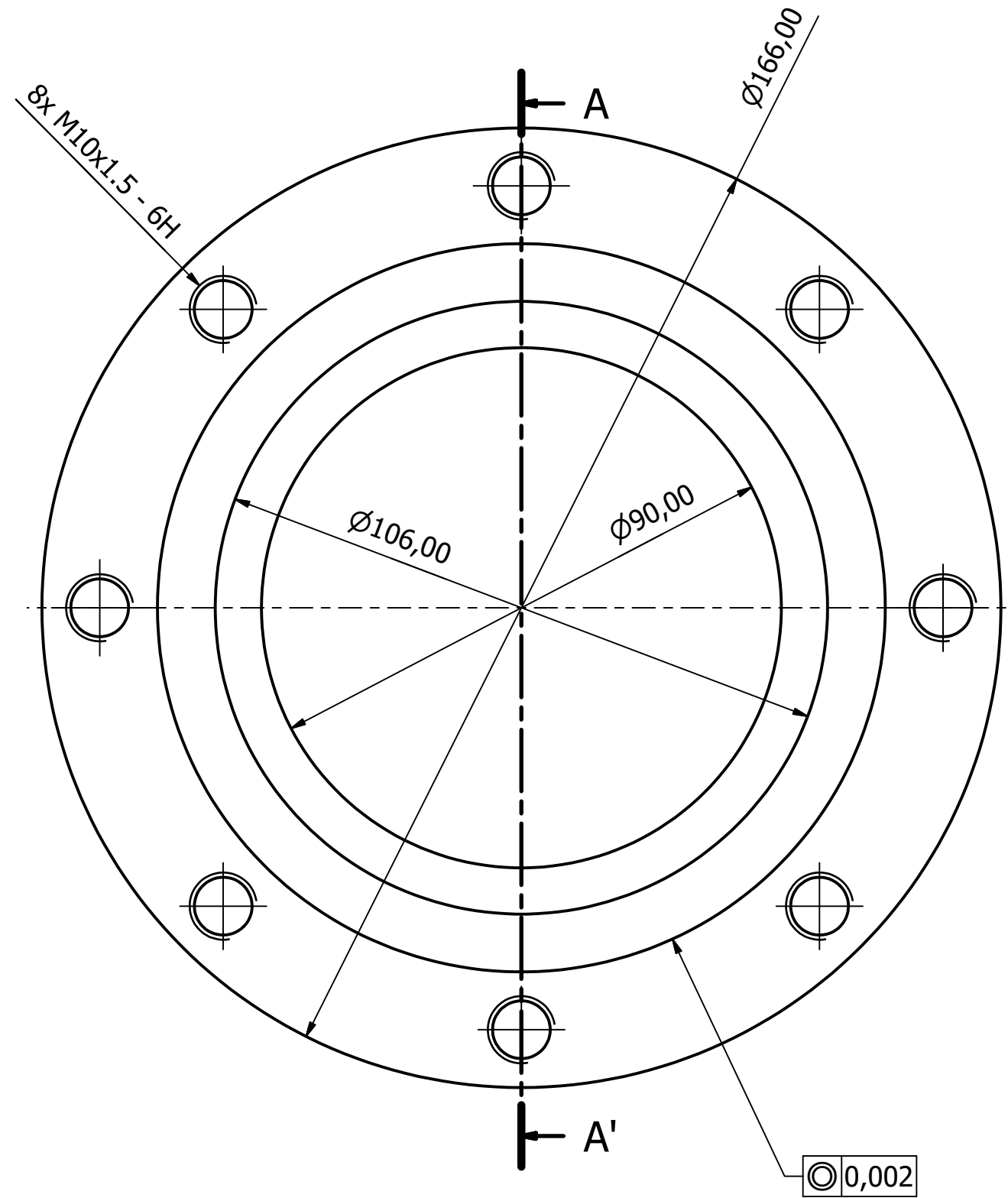
Tolerancia general ∇ 1,6

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 14/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Carcasa de sujeción del eje de entrada		
Pieza Nº15				Hoja 1 / 1	

Vista de corte: A-A'



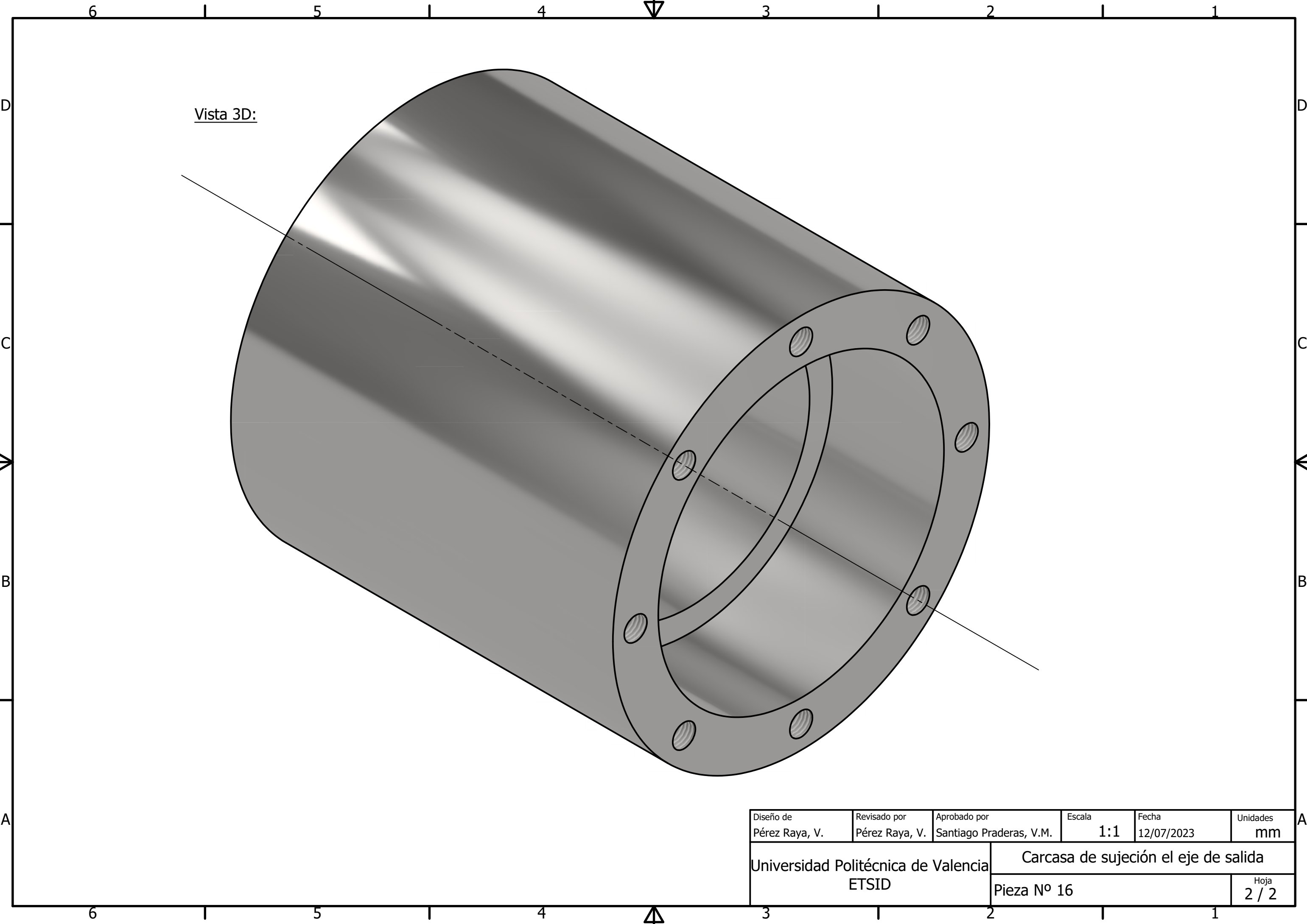
Vista alzado:



Tolerancia general

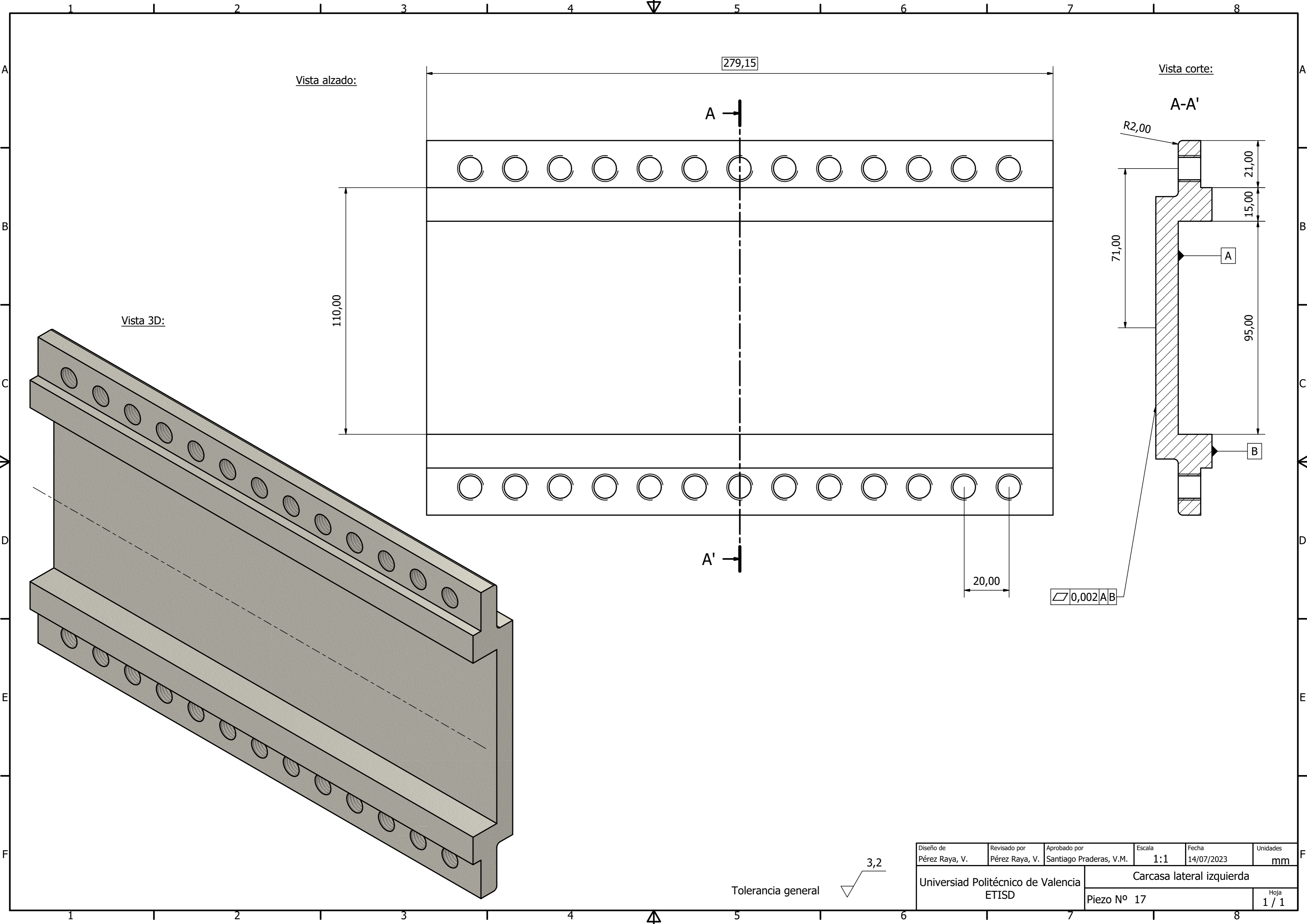
1,6

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 12/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Carcasa de sujeción el eje de salida		
Pieza Nº 16				Hoja 1 / 2	



Vista 3D:

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 12/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Carcasa de sujeción el eje de salida		
Pieza Nº 16				Hoja 2 / 2	



Vista alzado:

Vista corte:

Vista 3D:

279,15

110,00

R2,00

A-A'

21,00

15,00

71,00

95,00

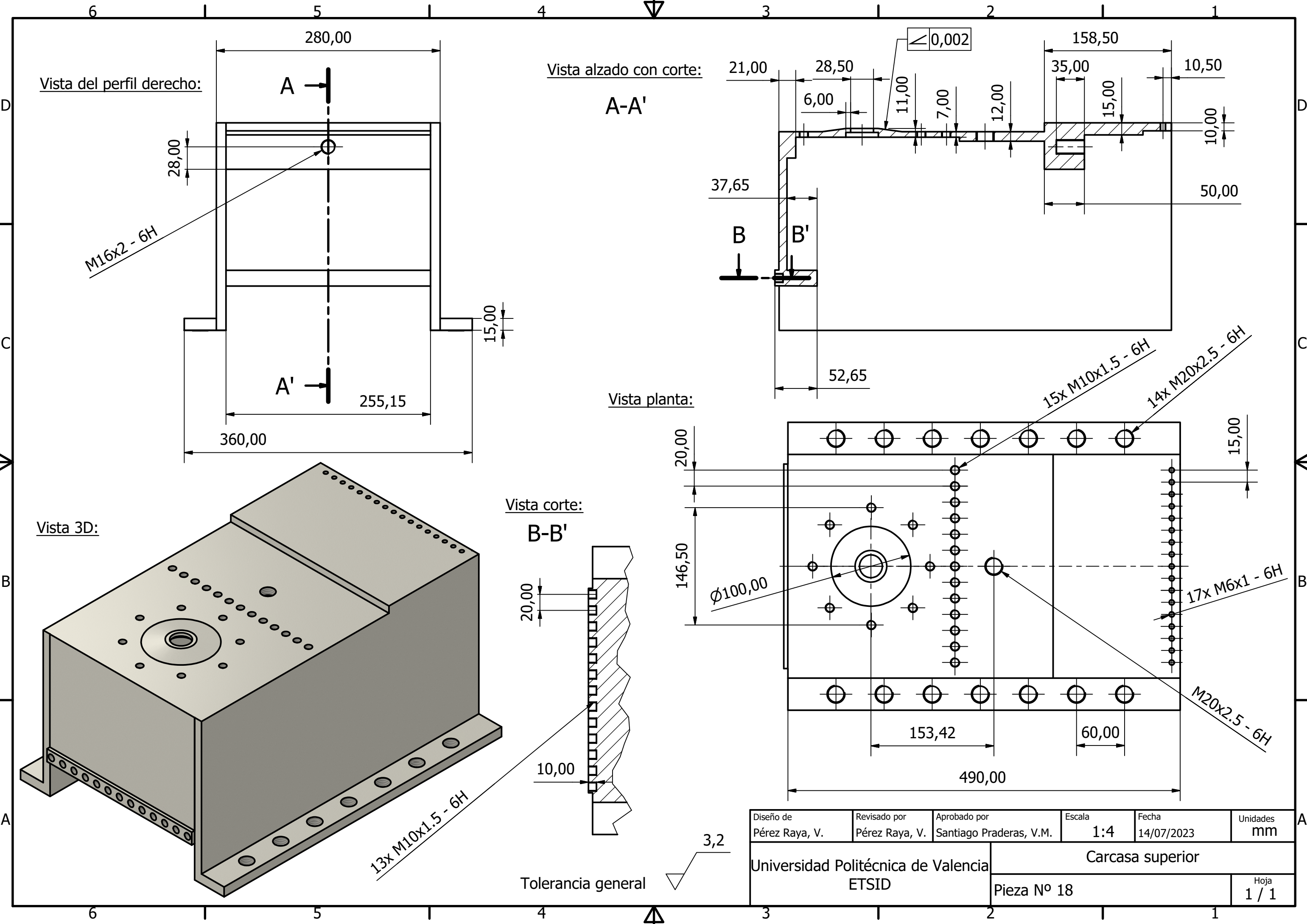
20,00

0,002 A/B

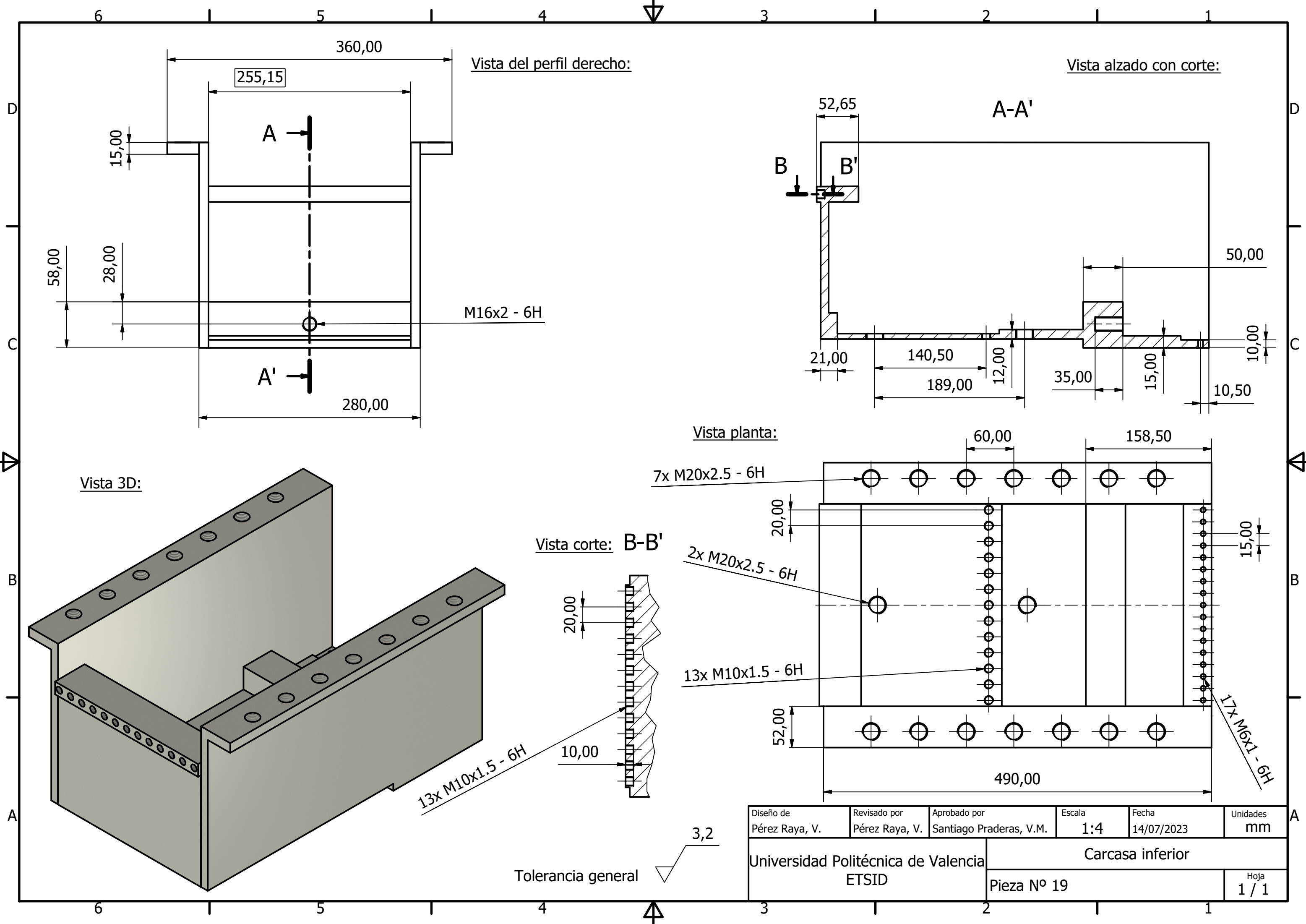
3,2

Tolerancia general

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:1	Fecha 14/07/2023	Unidades mm
Universiad Politécnico de Valencia ETISD			Carcasa lateral izquierda		
Piezo Nº 17				Hoja 1 / 1	

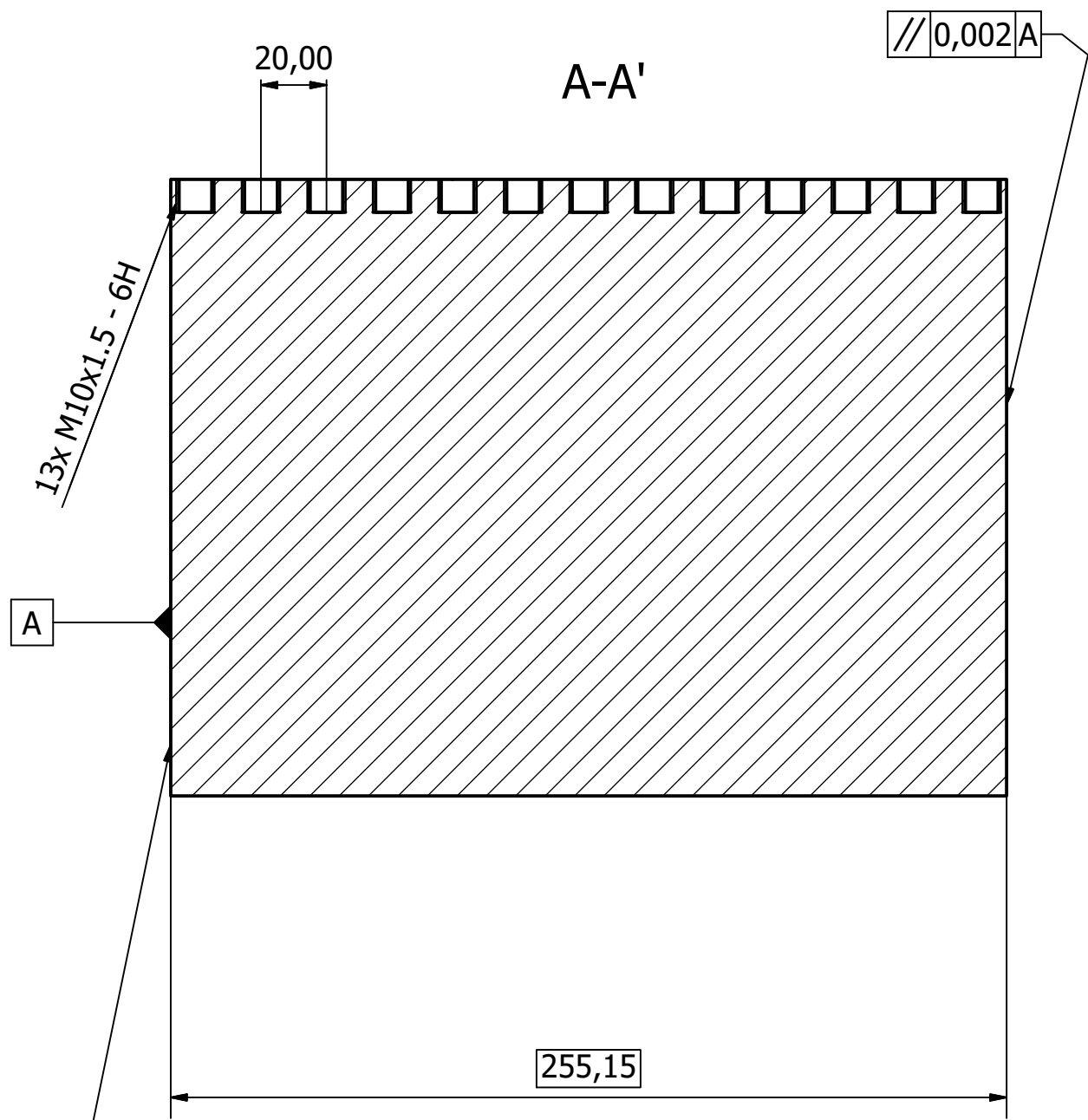


Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:4	Fecha 14/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Carcasa superior		
Pieza Nº 18				Hoja 1 / 1	

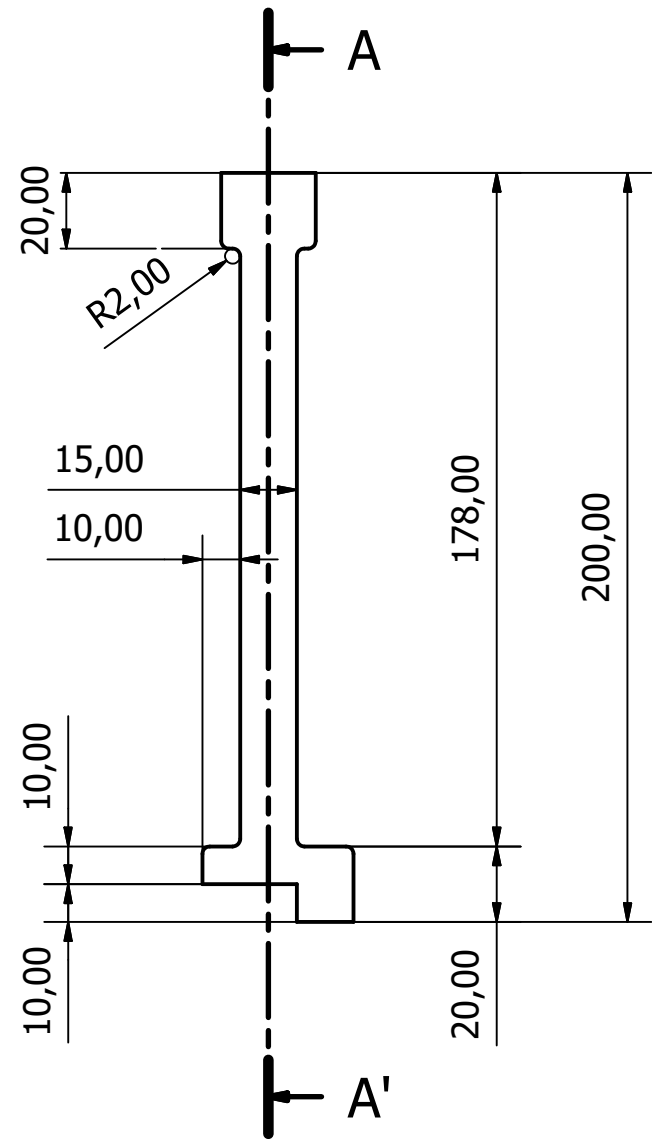


Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:4	Fecha 14/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Carcasa inferior		
Pieza Nº 19				Hoja 1 / 1	

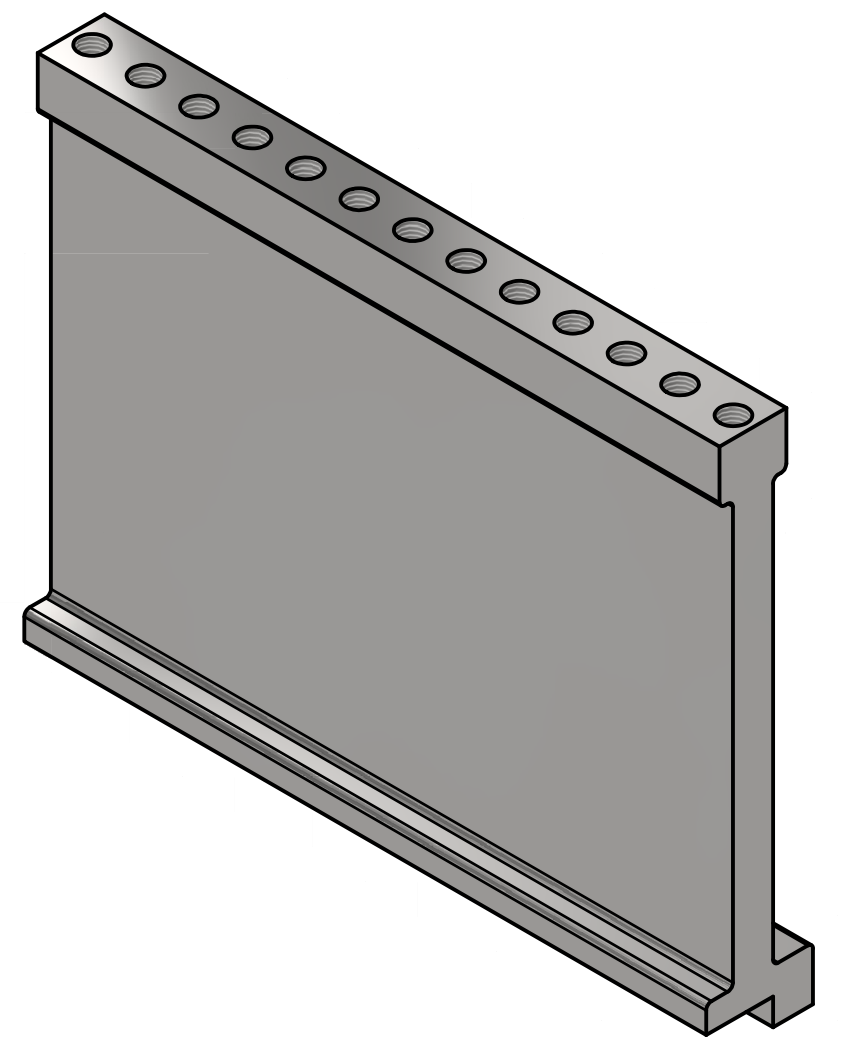
Vista de corte:



Vista alzado:



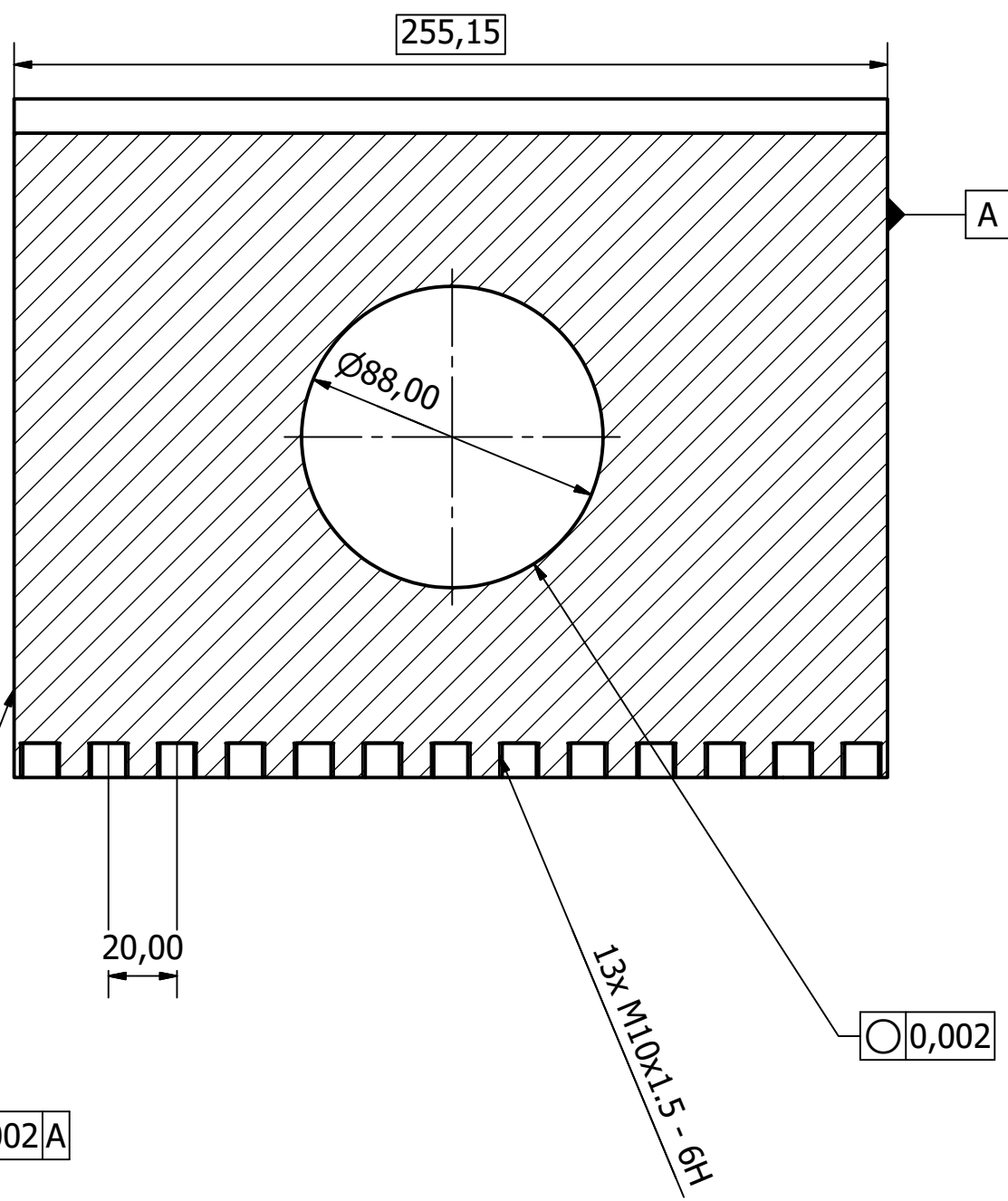
Vista 3D:



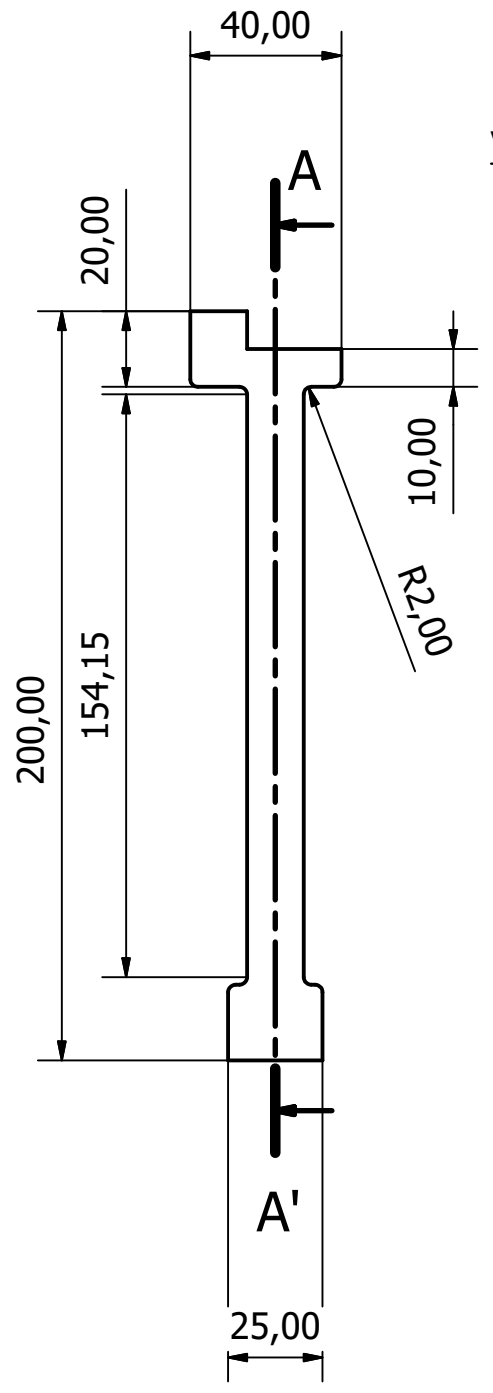
Tolerancia general 3,2

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:2	Fecha 14/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Apoyo carcasa superior		
Pieza Nº 20				Hoja 1 / 1	

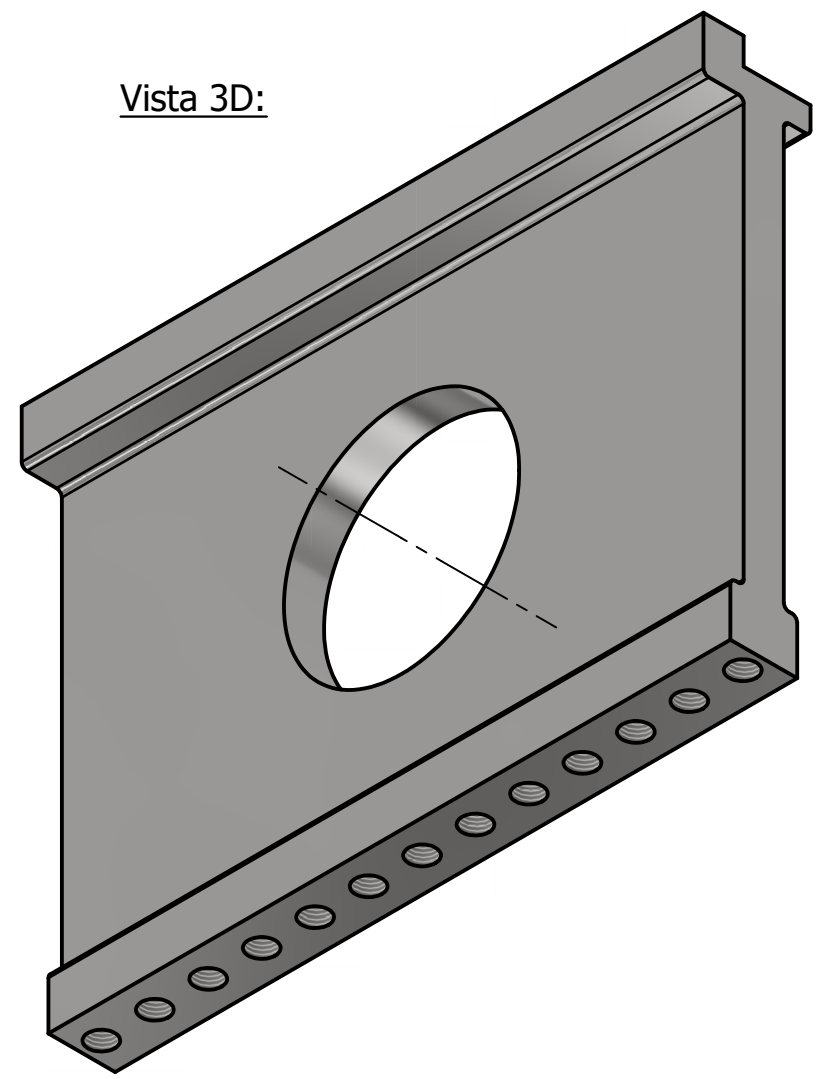
Vista de corte: A-A'



Vista alzado:



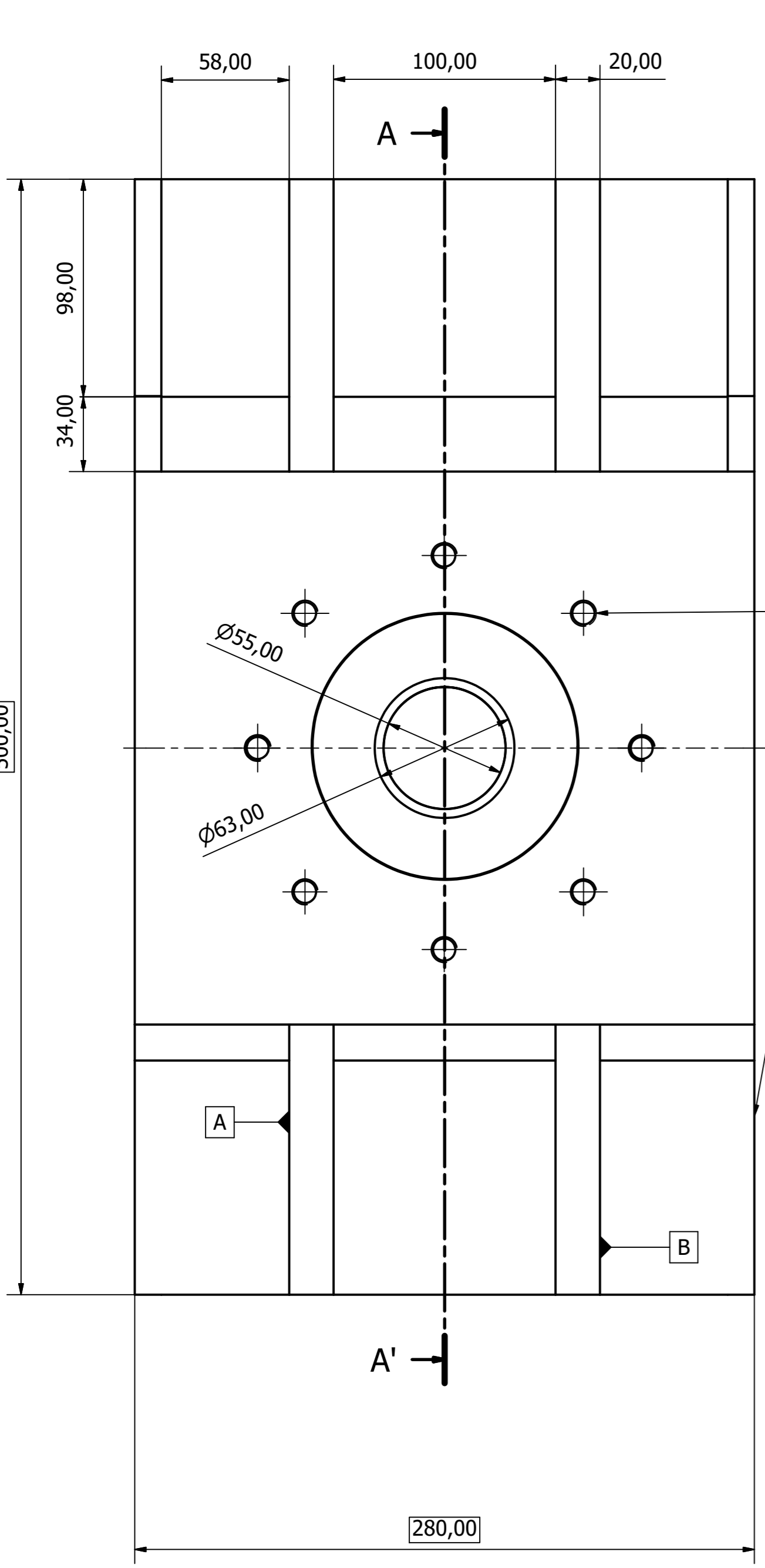
Vista 3D:



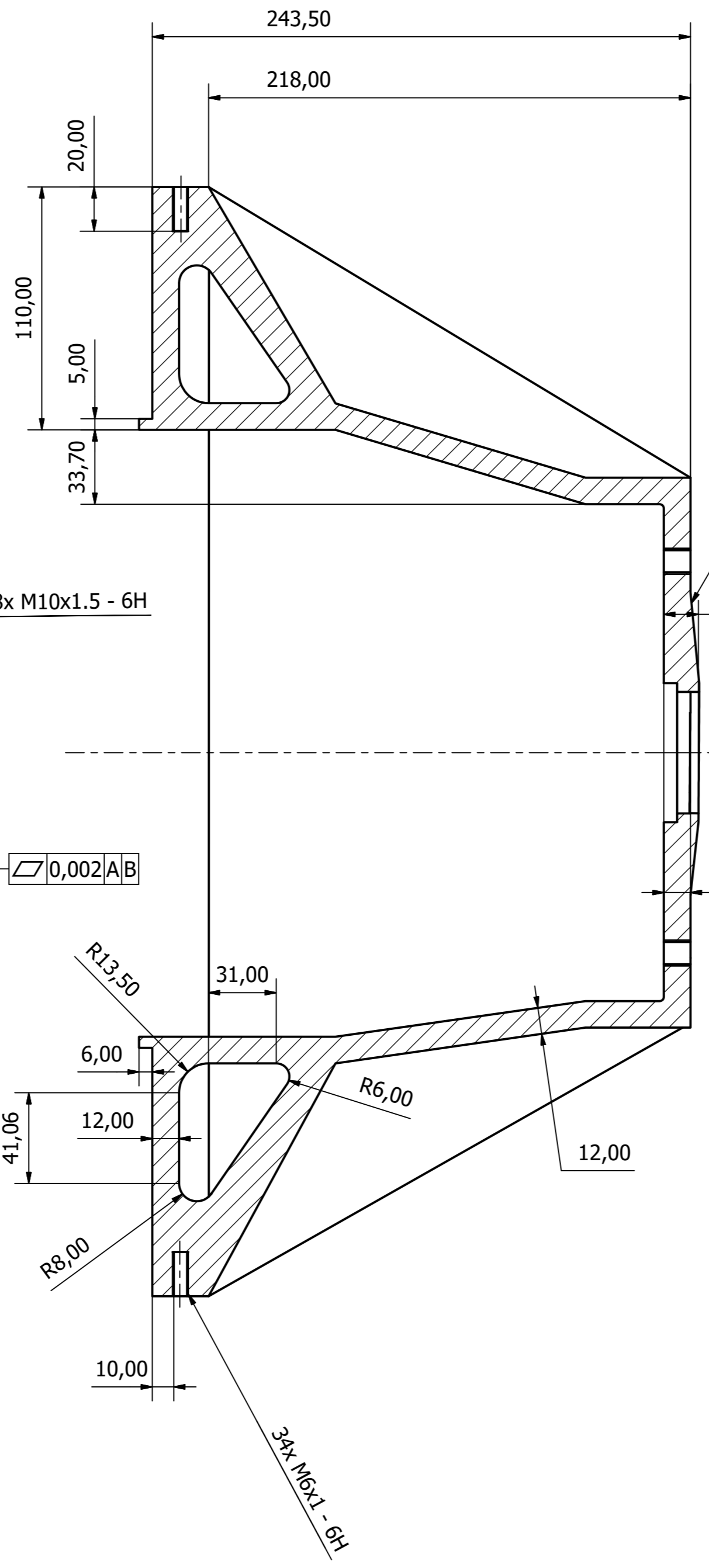
Tolerancia general ∇ 3,2

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:2	Fecha 14/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Apoyo carcasa inferior		
Pieza Nº 21				Hoja 1 / 1	

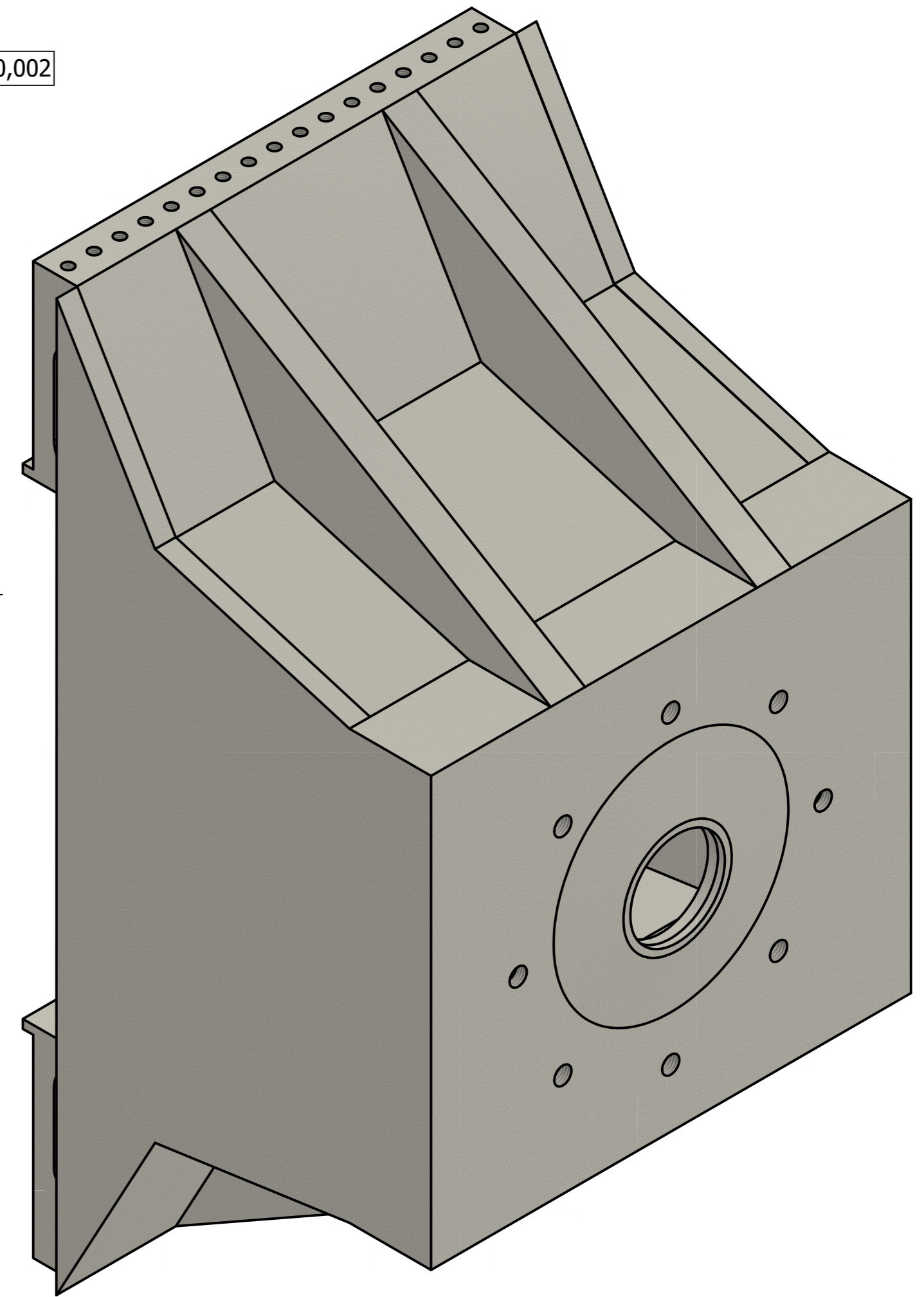
Vista alzado:



A-A'



Vista corte perfil izquierdo:



Vista 3D:

Diseño de Pérez Raya, V.	Revisado por Pérez Raya, V.	Aprobado por Santiago Praderas, V.M.	Escala 1:2	Fecha 14/07/2023	Unidades mm
Universidad Politécnica de Valencia ETSID			Carcasa lateral derecha		
Pieza Nº 22				Hoja 1 / 1	

Tolerancia general $\nabla 3,2$

3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

ÍNDICE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	164
ÍNDICE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	165
3.1. OBJETO.....	166
3.2. CONDICIONES TÉCNICAS.....	166
3.2.1 CONDICIONES DE LOS MATERIALES.....	166
3.2.1.1 Engranajes.....	166
3.2.1.2 Ejes.....	167
3.2.1.3 Otras piezas.....	167
3.2.1.4 Carcasa.....	168
3.2.1.5 Tornillería y otros elementos.....	169
3.2.1.6 Rodamientos.....	170
3.2.2. CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN.....	170
2.2.1. Eje de entrada con piñón.....	170
2.2.2. Rueda.....	171
2.2.3. Soporte de la rueda.....	172
2.2.4. Anillo 1.....	172
2.2.5. Anillo 2.....	173
2.2.6. Eje solar con engranaje.....	173
2.2.7. Planeta 1.....	174
2.2.8. Planeta 2.....	175
2.2.9. Eje planetario.....	175
2.2.10. Corona.....	176
2.2.11. Portador de planetas 1.....	177
2.2.12. Portador de planetas 2.....	178
2.2.13. Portador de planetas 3.....	178
2.2.14. Eje de salida.....	179
2.2.15. Carcasa de sujeción del eje de entrada.....	180
2.2.16. Carcasa de sujeción del eje de salida.....	181
2.2.16. Apoyo de la carcasa superior.....	181
2.2.17. Apoyo de la carcasa superior.....	182
3.2.3 CONDICIONES DE ENSAMBLAJE.....	183
3.2.4 PRUEBA DE SERVICIO.....	185

3.1. OBJETO

El presente proyecto comprende la fabricación de un sistema de transmisión (multi-stage) para el molinete de una cosechadora agrícola. En este documento se especificarán las condiciones técnicas y los pasos a seguir durante su producción para que el producto final cumpla con lo establecido en el diseño y análisis del mismo.

3.2. CONDICIONES TÉCNICAS

3.2.1 CONDICIONES DE LOS MATERIALES

A continuación, se comentarán los materiales empleados para la fabricación de cada una de las distintas piezas del sistema de transmisión.

3.2.1.1 Engranajes

Para la fabricación de los engranajes, ya sean cónicos [Planos 1, 2.1, y 2.2] o rectos [Piezas 6.1, 6.2, 7, 8 y 10], se empleará el acero estructural 16MnCr5, según la norma BS EN ISO 683-3 (antes EN 10084).

Especificaciones del material:

- Clasificación: Acero especial aleado.
- Características:
 - Densidad: 7850 Kg/cm³
 - Resistencia a esfuerzos externos (σ_w): 360 N/mm²
 - Resistencia a tracción: 650-800 MPa
 - Dureza: 187-229 HB
 - Alta resistencia al desgaste
 - Resistencia al calor
 - Resistencia a la corrosión
- Usos: Dicho material se utiliza ampliamente para fabricar ejes, engranajes, ruedas dentadas, pernos, palancas y otras piezas de transporte e ingeniería.
- Soldabilidad: Admite bien la soldadura, existiendo la posibilidad a largo plazo se formen grietas a lo largo del cordón de soldadura.
- Composición química:

C	Si	Mn	P	S	Cr
0.14-0.19	≤0.40	1.00-1.30	≤0.025	≤0.035	0.80-1.10

Control de calidad:

Previamente a la fabricación de las piezas, se verificará que las características del material que ha sido proporcionado cumplen con las exigencias específicas según la norma BS EN ISO 683-3. Para ello se realizará un análisis químico con una muestra del lote del material, teniendo que dar los resultados muy similares a los que se muestran en las especificaciones del material.

3.2.1.2 Ejes

Para la fabricación de los ejes [Planos 1, 6.1, 6.2, 9 y 14] se empleará el acero estructural 16MnCr5, según la norma BS EN ISO 683-3 (antes EN 10084).

Especificaciones del material:

- Clasificación: Acero especial aleado.
- Características:
 - Densidad: 7850 Kg/cm³
 - Resistencia a esfuerzos externos (σ_w): 360 N/mm²
 - Resistencia a tracción: 650-800 MPa
 - Dureza: 187-229 HB
 - Alta resistencia al desgaste
 - Resistencia al calor
 - Resistencia a la corrosión
- Usos: Dicho material se utiliza ampliamente para fabricar ejes, engranajes, ruedas dentadas, pernos, palancas y otras piezas de transporte e ingeniería.
- Soldabilidad: Admite bien la soldadura, existiendo la posibilidad de a largo plazo se formen grietas a lo largo del cordón de soldadura.
- Composición química:

C	Si	Mn	P	S	Cr
0.14-0.19	≤0.40	1.00-1.30	≤0.025	≤0.035	0.80-1.10

Control de calidad:

Previamente a la fabricación de las piezas, se verificará que las características del material que ha sido proporcionado cumplen con las exigencias específicas según la norma BS EN ISO 683-3. Para ello se realizará un análisis metalográfico y un análisis químico con una muestra del lote del material.

3.2.1.3 Otras piezas

Para la fabricación de los anillos [Planos 4 y 5], el soporte de la rueda [Planos 3], el portador de planetas [Planos 11.1, 11.2, 12.1, 12.2, 12.3, y 13], las carcasas de sujeción de los ejes de entrada y salida [Planos 15, 16.1 y 16.2] y los apoyos de la carcasa [Planos

20 y 21] se empleará el acero estructural 16MnCr5, según la norma BS EN ISO 683-3 (antes EN 10084).

Especificaciones del material:

- Clasificación: Acero especial aleado.
- Características:
 - Densidad: 7850 Kg/cm³
 - Resistencia a esfuerzos externos (σ_w): 360 N/mm²
 - Resistencia a tracción: 650-800 MPa
 - Dureza: 187-229 HB
 - Alta resistencia al desgaste
 - Resistencia al calor
 - Resistencia a la corrosión
- Usos: Dicho material se utiliza ampliamente para fabricar ejes, engranajes, ruedas dentadas, pernos, palancas y otras piezas de transporte e ingeniería.
- Soldabilidad: Admite bien la soldadura, existiendo la posibilidad de a largo plazo se formen grietas a lo largo del cordón de soldadura.
- Composición química:

C	Si	Mn	P	S	Cr
0.14-0.19	≤0.40	1.00-1.30	≤0.025	≤0.035	0.80-1.10

Control de calidad:

Previamente a la fabricación de las piezas, se verificará que las características del material que ha sido proporcionado cumplen con las exigencias específicas según la norma BS EN ISO 683-3. Para ello se realizará un análisis metalográfico y un análisis químico con una muestra del lote del material.

3.2.1.4. Carcasa

Para la fabricación de la carcasa [Planos 17, 18, 19, 20, 21 y 22] se utilizará el material de fundición gris con denominación EN-GJL-250 de acuerdo con la norma ENE-EN 1561:2012.

Especificaciones del material:

- Clasificación: Fundición gris.
- Características:
 - Densidad: 7,200 g/cm³
 - Resistencia a tracción: 250-350 MPa
 - Resistencia a compresión: 900 N/mm²
 - Rango de la dureza superficial: 190-240 HB

- Límite elástico: Sin requisitos.
- Usos: Dicho material se utiliza normalmente para fabricar componentes de trenes, camiones o vehículos, y piezas de maquinaria agrícola y minera.
- Composición química:

C	Si	Mn	P	S
2.8-3.3	1.2-1.7	0.8-1.2	≤0.15	≤0.12

Control de calidad:

Previamente a la fabricación de las piezas, se verificará que las características del material que ha sido proporcionado cumplen con las exigencias específicas según la norma BS EN ISO 683-3. Para ello se realizará un análisis metalográfico y un análisis químico con una muestra del lote del material.

3.2.1.5. Tornillería y otros elementos

Especificaciones del material:

Para la tornillería se emplearán tornillos, tuercas de fijación, arandelas de fijación y anillos seeger de diferentes métricas. Además, se comentarán las especificaciones de los retenes y tapones.

Para los tonillos se usarán las métricas M6, M8, M10 y M16 según la norma, siendo todos de cabeza hexagonal. La longitud de los tonillos es variable en función del uso y su grado será DIN/ISO 5,8 (consultar el Plano General para las distintas longitudes de los mismos).

Las arandelas de sellado serán las Z001, de goma, (del proveedor SKF) de distintos diámetros en función del uso, teniendo un espesor máximo de 1 mm

Las tuercas de fijación serán de acero inoxidable y tendrán la nomenclatura KM 6, KM 13, KM 8 y KM 14 (del proveedor SKF). Las arandelas de fijación serán del mismo material que las tuercas, que serán proporcionadas por el mismo proveedor, utilizando por tanto las mismas dimensiones respectivamente.

Los anillos seeger serán de acero inoxidable AISI 420, de distintos diámetros internos, siendo sus métricas: E29, E65, E41, y E72 según la norma DIN 471.

Los retenes serán de caucho de nitrilo, de diámetros en función de su uso, y según las normas ISO 6194 y DIN 3760.

El tapón de entrada será de poliamida termoplástica 66 con una cubierta de poliamida 66, un filtro de aire de poliuretano y la junta tórica de goma, mientras que el tapón de salida será de termoplástico con poliamida 66 e incorporará un imán permanente de ferrita.

Para obtener una mayor información sobre las condiciones de los materiales mencionados en este punto consultar el Anexo IV.

3.2.1.6. Rodamientos

Especificaciones del material:

Como rodamientos presentes en el proyecto encontramos cinco denominaciones. Dentro de las mismas encontramos dos tipos siendo los rodamientos 30206, 32013 F, 32914 y 30215 de rodillos cónicos, y el rodamiento 6309 de bolas.

Todos los rodamientos estarán lubricados y sellados, de modo que permitan una gran suavidad de movimiento con el menor ruido posible.

Para obtener una mayor información sobre las condiciones de los materiales mencionados en este punto consultar el Anexo IV.

3.2.2. CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN

En este apartado se procederá a explicar los diferentes procesos de fabricación para lograr las piezas necesarias para nuestro sistema de transmisión.

2.2.1. Eje de entrada con piñón

Para la fabricación del eje de entrada con el piñón se empleará una pieza cilíndrica de 80 mm de diámetro y una longitud de 240 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Se comenzará realizando la parte del eje en el torno, para no dañar posteriormente el engranaje, ya que no habría ninguna zona para un correcto agarre de la pieza, y se seguirán los siguientes pasos:

1. *Refrentado de las caras.*
2. *Cilindrado inicial de diámetro 42 mm de 208 de longitud, en varias pasadas.*
3. *Cilindrado con un diámetro de 31 mm de longitud 188 mm.*
4. *Cilindrado con un diámetro de 29,5 mm en las zonas indicadas en el plano 1, prestando mucha atención al realizar la inclinación del eje de mayor a menor diámetro.*
5. *Ranurado con un diámetro de 29 mm y un espesor de 1,5 mm.*
6. *Roscado con un diámetro de 30 mm de longitud 20 mm, como se aprecia en el plano 1.*
7. *Estriado del eje de diámetro 28, y espesor 35 mm, como se aprecia en el plano 1.*

Las operaciones de torneado se realizarán un total de dos veces, siendo la primera de desbaste, y la otra destinada al acabado.

La parte del eje donde irán alojados los rodamientos deberá tener una tolerancia de ajuste de K6.

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la fresadora:

1. *Tallado de los dientes, como se aprecia en el plano 1.*

Una vez finalizada la fabricación de la pieza, se le aplicará un proceso de nitruración mediante un baño refrigerante para incrementar principalmente la dureza superficial de la pieza. Además, aumentará la resistencia a la corrosión y a la fatiga

Con ello se tendrá el eje de entrada con piñón completado para su montaje.

2.2.2. Rueda

Para la fabricación de la rueda se empleará una pieza cilíndrica de 135 mm de diámetro y una longitud de 75 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Para la realización de dicha pieza se usará el torno, siguiendo las siguientes indicaciones:

1. *Refrentado de las caras.*

2. *Cilindrado interior de diámetro 80 mm.*

3. *Cilindrado exterior de diámetro 170 mm.*

4. *Taladrado de las roscas de métrica 8 y longitud 10 mm, como se aprecia en el plano 2.2.*

5. *Cilindrado interior de diámetro 120 y longitud 20 mm.*

Las operaciones de torneado se realizarán un total de dos veces, siendo la primera de desbaste, y la otra destinada al acabado.

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la fresadora:

1. *Tallado de los dientes, como se aprecia en el plano 2.1.*

Una vez finalizada la fabricación de la pieza, se le aplicará un proceso de nitruración mediante un baño refrigerante para incrementar principalmente la dureza superficial de la pieza. Además, aumentará la resistencia a la corrosión y a la fatiga

Con ello se tendrá la rueda completada para su montaje.

2.2.3. Soporte de la rueda

Para la fabricación del soporte de la rueda se empleará una pieza cilíndrica de 125 mm de diámetro y una longitud de 80 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Para la realización de dicha pieza se usará el torno, siguiendo las siguientes indicaciones:

1. *Refrentado de las caras.*
2. *Cilindrado exterior de diámetro 80 mm.*
3. *Cilindrado interior de diámetro 70 mm.*
4. *Cilindrado por una parte de la pieza de diámetro 80 y longitud 35 mm y por el otro lado, diámetro 90 mm y longitud 20 mm.*
5. *Taladrado de las roscas de métrica 8 y longitud 20 mm.*

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Con ello se tendrá el soporte de la rueda completado para su montaje.

2.2.4. Anillo 1

Para la fabricación del anillo 1 se empleará una pieza cilíndrica de 100 mm de diámetro y una longitud de 70 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Para la realización de dicha pieza se usará el torno, siguiendo las siguientes indicaciones:

1. *Refrentado de las caras.*
2. *Cilindrado exterior de diámetro 90 mm.*
3. *Cilindrado interior de diámetro 70 mm.*

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Con ello se tendrá el anillo 1 completado para su montaje.

2.2.5. Anillo 2

Para la fabricación del anillo 2 se empleará una pieza cilíndrica de 100 mm de diámetro y una longitud de 15 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Para la realización de dicha pieza se usará el torno, siguiendo las siguientes indicaciones:

1. *Refrentado de las caras.*
2. *Cilindrado exterior de diámetro 90 mm.*
3. *Cilindrado interior de diámetro 70 mm.*

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Con ello se tendrá el anillo 2 completado para su montaje.

2.2.6. Eje solar con engranaje

Para la fabricación del solar con un engranaje de dientes rectos (sol) se empleará una pieza cilíndrica de 75 mm de diámetro y una longitud de 370 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Se comenzará realizando la parte del eje en el torno, para no dañar posteriormente el engranaje, ya que no habría ninguna zona para un correcto agarre de la pieza, y se seguirán los siguientes pasos:

1. *Refrentado de las caras, con cambio de longitud necesario si la pieza lo requiere.*
2. *Cilindrado inicial de diámetro 85 mm de 208 de longitud, en varias pasadas.*
3. *Cilindrado con un diámetro de 70 mm de longitud 226 mm.*

4. *Cilindrado con un diámetro de 61,5 mm de longitud 70 por el otro extremo.*
5. *Ranurado con un diámetro de 64 mm y un espesor de 1 mm.*
6. *Roscado con un diámetro de 65 mm de longitud 20 mm, como se aprecia en el plano 6.1.*

Las operaciones de torneado se realizarán un total de dos veces, siendo la primera de desbaste, y la otra destinada al acabado.

La parte del eje donde irán alojados los rodamientos deberá tener una tolerancia de ajuste de K6.

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la fresadora:

1. *Tallado de los dientes, como se aprecia en el plano 6.*

Una vez finalizada la fabricación de la pieza, se le aplicará un proceso de nitruración mediante un baño refrigerante para incrementar principalmente la dureza superficial de la pieza. Además, aumentará la resistencia a la corrosión y a la fatiga

Con ello se tendrá el eje solar con engranaje completado para su montaje.

2.2.7. Planeta 1

Para la fabricación del planeta 1 se empleará una pieza cilíndrica de 95 mm de diámetro y una longitud de 65 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Para la realización de dicha pieza se usará el torno, siguiendo las siguientes indicaciones:

1. *Refrentado de las caras.*
2. *Cilindrado interior de diámetro 45 mm.*
3. *Cilindrado exterior de diámetro 93,5 mm.*

Las operaciones de torneado se realizarán un total de dos veces, siendo la primera de desbaste, y la otra destinada al acabado.

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la fresadora:

1. *Tallado de los dientes, como se aprecia en el plano 7.*

Una vez finalizada la fabricación de la pieza, se le aplicará un proceso de nitruración mediante un baño refrigerante para incrementar principalmente la dureza superficial de la pieza. Además, aumentará la resistencia a la corrosión y a la fatiga

Con ello se tendrá el planeta 1 completado para su montaje.

2.2.8. Planeta 2

Para la fabricación del planeta 2 se empleará una pieza cilíndrica de 75 mm de diámetro y una longitud de 65 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Para la realización de dicha pieza se usará el torno, siguiendo las siguientes indicaciones:

1. *Refrentado de las caras.*
2. *Cilindrado interior de diámetro 45 mm.*
3. *Cilindrado exterior de 71,5 mm.*

Las operaciones de torneado se realizarán un total de dos veces, siendo la primera de desbaste, y la otra destinada al acabado.

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la fresadora:

1. *Tallado de los dientes.*

Una vez finalizada la fabricación de la pieza, se le aplicará un proceso de nitruración mediante un baño refrigerante para incrementar principalmente la dureza superficial de la pieza. Además, aumentará la resistencia a la corrosión y a la fatiga

Con ello se tendrá el planeta 2 completado para su montaje.

2.2.9. Eje planetario

Para la fabricación del eje planetario se empleará una pieza cilíndrica de 60 mm de diámetro y una longitud de 310 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Se realizará en el torno y se seguirán los siguientes pasos:

1. *Refrentado de las caras.*
2. *Cilindrado inicial de diámetro 55 mm de 300 de longitud, en varias pasadas.*
3. *Cilindrado con un diámetro de 45 mm de longitud 102 mm, por un lado.*
4. *Cilindrado con un diámetro de 45 mm de longitud 143 mm por el otro extremo.*
5. *Cilindrado con un diámetro de 42 mm de longitud 51 mm por el mismo extremo del punto 4.*
5. *Ranurado con un diámetro de 44 mm y un espesor de 1 mm.*
6. *Roscado con un diámetro de 42 mm de longitud 20 mm, como se aprecia en el plano 9.*
7. *Taladrado de métrica 16 por el extremo del punto 3 con una longitud de 25 mm.*

La parte del eje donde irán alojados los rodamientos deberá tener una tolerancia de ajuste de K6.

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Una vez finalizada la fabricación de la pieza, se le aplicará un proceso de nitruración mediante un baño refrigerante para incrementar principalmente la dureza superficial de la pieza. Además, aumentará la resistencia a la corrosión y a la fatiga

Con ello se tendrá el eje planetario completado para su montaje.

2.2.10. Corona

Para la fabricación de la corona se empleará una pieza cilíndrica de 255 mm de diámetro y una longitud de 65 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Para la realización de dicha pieza se usará el torno, siguiendo las siguientes indicaciones:

1. *Refrentado de las caras.*

2. *Cilindrado interior de diámetro 228,25 mm.*

3. *Cilindrado exterior de diámetro 251 mm.*

Las operaciones de torneado se realizarán un total de dos veces, siendo la primera de desbaste, y la otra destinada al acabado.

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la fresadora:

1. *Tallado de los dientes, como se aprecia en el plano 10.*

Una vez finalizada la fabricación de la pieza, se le aplicará un proceso de nitruración mediante un baño refrigerante para incrementar principalmente la dureza superficial de la pieza. Además, aumentará la resistencia a la corrosión y a la fatiga

Con ello se tendrá la corona completada para su montaje.

2.2.11. Portador de planetas 1

Para la fabricación de la primera pieza del portador de planetas se empleará una pieza cilíndrica de 160 mm de diámetro y una longitud de 105 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Se realizará en el torno y se seguirán los siguientes pasos:

1. *Refrentado de las caras.*

2. *Cilindrado exterior de diámetro 100 mm.*

3. *Cilindrado interior de diámetro 75 mm.*

4. *Cilindrado de diámetro 134 mm por uno de los extremos.*

5. *Cilindrado de diámetro 90 mm, a realizar por el otro lado y en varias pasadas.*

6. *Al dividir la pieza en 6, se realizarán 3 cilindrados sin continuidad entre ellos de diámetro 82 mm y longitud 20 mm, como se aprecia en el plano 11.1.*

7. *Taladrado en el punto medio de cada zona realizadas en el punto 6 de métrica M16.*

8. *Taladrado en el punto medio de las otras zonas de métrica M22, y posterior mandrinado de longitud 30 mm.*

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Con ello se tendrá la primera pieza del portador de planetas completada para su montaje.

2.2.12. Portador de planetas 2

Para la fabricación de la segunda pieza del portador de planetas, se empleará una pieza cilíndrica de 290 mm de diámetro y una longitud de 285 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Se realizará en el torno y se seguirán los siguientes pasos:

1. *Refrentado de las caras.*
2. *Cilindrado exterior de diámetro 150,24 mm.*
3. *Cilindrado interior de diámetro 80,47 mm.*
4. *Cilindrado exterior de diámetro 81,5 mm y longitud 262 mm.*
5. *Cilindrado de diámetro 53,5 mm y longitud 262 mm.*
6. *Al dividir la pieza en 6, se realizarán 3 cilindrados exteriores sin continuidad entre ellos de diámetro 53,5 mm y longitud 262 mm, siendo este el proceso más complicado, por lo que se realizará a una velocidad de paso más baja que el resto.*
7. *Taladrados de métricas M8, M16, y M8, como se aprecia en el plano 12.1.*

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Con ello se tendrá la segunda pieza del portador de planetas completada para su montaje.

2.2.13. Portador de planetas 3

Para la fabricación de la tercera pieza del portador de planetas, se empleará una pieza cilíndrica de 45 mm de diámetro y una longitud de 40 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material. De cada barra de las dimensiones mencionadas será posible la extracción de cuatro piezas para el ahorro de material.

Se realizará en el torno y se seguirán los siguientes pasos:

1. *Corte de la pieza en cuatro partes iguales.*
2. *Refrentado de las caras.*
3. *Cilindrado exterior de diámetro 41,24 mm.*
4. *Cilindrado interior de diámetro 21,24 mm.*
5. *Cilindrado de diámetro 31,24 mm y longitud 25 mm.*
6. *Taladrado de métrica M6 en el centro del cuarto, como se aprecia en el plano 13.*

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Con ello se tendrá la tercera pieza del portador de planetas completada para su montaje.

2.2.14. Eje de salida

Para la fabricación del eje de salida se empleará una pieza cilíndrica de 90 mm de diámetro y una longitud de 380 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Se realizará en el torno y se seguirán los siguientes pasos:

1. *Refrentado de las caras.*
2. *Cilindrado inicial de 85 mm de 373,5 de longitud.*
3. *Cilindrado con un diámetro de 75 mm de longitud 284,5 mm.*
4. *Cilindrado con un diámetro de 75 a 71 mm de longitud 65 mm, prestando mucha atención a la inclinación producida, como se aprecia en el plano 14.*
5. *Cilindrado con un diámetro de 73 mm de longitud 58 mm.*
6. *Cilindrado con un diámetro de 71 mm de longitud 42 mm.*
7. *Ranurado con un diámetro de 74 mm y un espesor de 1 mm.*
8. *Roscado con un diámetro de 75 mm de longitud 20 mm, como se aprecia en el plano 14.*
7. *Estriado del eje de diámetro 70, y espesor 35 mm, como se aprecia en el plano 14.*

La parte del eje donde irán alojados los rodamientos deberá tener una tolerancia de ajuste de K6.

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Una vez finalizada la fabricación de la pieza, se le aplicará un proceso de nitruración mediante un baño refrigerante para incrementar principalmente la dureza superficial de la pieza. Además, aumentará la resistencia a la corrosión y a la fatiga

Con ello se tendrá el eje de salida completado para su montaje.

2.2.15. Carcasa de sujeción del eje de entrada

Para la fabricación de la carcasa que sujeta todos los componentes del eje de entrada, se empleará una pieza cilíndrica de 100 mm de diámetro y una longitud de 130 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Se realizará en el torno y se seguirán los siguientes pasos:

1. *Refrentado de las caras, con cambio de longitud necesario si la pieza lo requiere.*
2. *Cilindrado exterior de diámetro 92 mm y longitud 110,25 mm.*
3. *Cilindrado interior de diámetro 62 mm.*
4. *Cilindrado interior por un lado de diámetro 62 mm y longitud 17,25 mm.*
5. *Cilindrado interior por el lado contrario al punto 4 de diámetro 62 mm y longitud 38,25 mm.*
6. *Taladrado de métricas M10, como se aprecia en el plano 15.*

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Con ello se tendrá la carcasa de sujeción del eje de entrada completada para su montaje.

2.2.16. Carcasa de sujeción del eje de salida

Para la fabricación de la carcasa que sujeta todos los componentes del eje de salida, se empleará una pieza cilíndrica de 170 mm de diámetro y una longitud de 175 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Se realizará en el torno y se seguirán los siguientes pasos:

- 1. Refrentado de las caras, con cambio de longitud necesario si la pieza lo requiere.*
- 2. Cilindrado exterior de diámetro 166 mm.*
- 3. Cilindrado interior de diámetro 90 mm.*
- 4. Cilindrado interior por un lado de diámetro 126 mm y longitud 17,25 mm.*
- 5. Cilindrado interior por el lado contrario al punto 4 de diámetro 62 mm y longitud 92 mm.*
- 6. Mandrinado para realizar la inclinación de diámetro 106 mm a 90 mm con una longitud de 92 mm, como se aprecia en el plano 16.1.*
- 7. Taladrado de métricas M10, como se aprecia en el plano 16.1.*

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

- 1. Acabado de la pieza.*

Con ello se tendrá la carcasa de sujeción del eje de salida completada para su montaje.

2.2.16. Apoyo de la carcasa superior

Para la fabricación del apoyo que sujeta la carcasa y el y el rodamiento del eje solar más cercano al engranaje, se empleará una pieza rectangular de 260x205 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Se realizará en la fresadora y se seguirán los siguientes pasos:

- 1. Fresado frontal-periférico en la parte derecha de la pieza 20 de longitud 200 mm.*
- 2. Fresado frontal-periférico en la parte derecha de longitud 160 mm y espesor 20 mm respecto al eje.*
- 3. Fresado frontal-periférico en la parte izquierda de la pieza 20 de longitud 200 mm.*

4. *Fresado frontal-periférico en la parte izquierda de longitud 160 mm y espesor 20 mm respecto al eje.*
5. *Fresado periférico en la parte inferior de la pieza 20 de longitud 25 mm desde la parte izquierda y espesor 10 mm.*
6. *Taladrado de métricas M10, como se aprecia en el plano 20.*

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Con ello se tendrá la carcasa de sujeción del eje de salida completada para su montaje.

2.2.17. Apoyo de la carcasa superior

Para la fabricación del apoyo que sujeta la carcasa y el y el rodamiento del eje solar más cercano al engranaje, se empleará una pieza rectangular de 260x205 mm en bruto. Se partirá de unas medidas superiores para evitar cualquier imperfección superficial que se pudiese dar en el material.

Se realizará en la fresadora y se seguirán los siguientes pasos:

1. *Fresado frontal-periférico en la parte derecha de la pieza 20 de longitud 200 mm.*
2. *Fresado frontal-periférico en la parte derecha de longitud 160 mm y espesor 20 mm respecto al eje.*
3. *Fresado frontal-periférico en la parte izquierda de la pieza 20 de longitud 200 mm.*
4. *Fresado frontal-periférico en la parte izquierda de longitud 160 mm y espesor 20 mm respecto al eje.*
5. *Fresado periférico en la parte inferior de la pieza 20 de longitud 25 mm desde la parte izquierda y espesor 10 mm.*
6. *Taladrado de diámetro 88 mm en el centro de la pieza.*
7. *Taladrado de métricas M10, como se aprecia en la pieza 20.*

Realizadas las operaciones citadas, se empleará la rectificadora:

1. *Acabado de la pieza.*

Con ello se tendrá la carcasa de sujeción del eje de salida completada para su montaje.

2.2.18. Carcasa

La estructura de la carcasa en conjunto estará formada por cuatro piezas distintas: la carcasa superior [Plano 18], la carcasa inferior [Plano 19], la carcasa lateral izquierda y la carcasa lateral derecha [Plano 22].

Para su fabricación se empleará el proceso de fundición de colada con moldes de arena, utilizando cuatro modelos de moldes diferentes, uno para cada pieza.

Una vez obtenidas todas las piezas, se realizará un planeado de las superficies que se encuentran en contacto de ambas partes de la carcasa y de los lugares donde se asientan los rodamientos, asegurando un buen contacto y una reducción del ruido.

Posteriormente, se mecanizarán mediante taladros de métricas distintas, mencionadas en el apartado 2.1.5 Tornillería de las Especificaciones Técnicas, el roscado de los alojamientos para los diferentes tornillos. Por último, se realizará el roscado de los alojamientos para los tapones de llenado y vaciado de lubricante.

Las partes de la carcasa en la que irán alojados los rodamientos tendrán una tolerancia de K6.

3.2.3 CONDICIONES DE ENSAMBLAJE

A continuación, se detallan los puntos para el montaje final del producto. Para ello, se nombrarán todas las piezas y componentes como se aprecia en el Plano 0.

I. Se comenzará el proceso de ensamblaje por el eje de entrada (1). Se introducirá en primer lugar uno de los rodamientos 30206 (23), para luego colocar la carcasa de cierre del eje de entrada (15). Introducir el otro rodamiento 30206 (23) y cerrar el eje mediante el anillo seeger (50), con el uso de los alicates (Anexo 3. Apartado 13.), la tuerca (35) y la arandela de fijación (36), con el uso de la llave de gancho (Anexo 3. Apartado 8).

II. Se realizará la unión de la rueda (2) y el soporte de la rueda (3) mediante ocho tornillos (47)

III. Se realizará el proceso de ensamblaje del eje de entrada (6). Para ello se irán introduciendo las piezas y componentes según se nombra a continuación: Rodamiento 32914 (25); Anillo 2 (5); Conjunto unido en el punto II de las condiciones de ensamblaje; Anillo 1 (4); Rodamiento 32013 X (24). Finalmente se cerrará el eje mediante el anillo seeger (51), con el uso de los alicates (Anexo 3. Apartado 13.), la tuerca (37) y la arandela de fijación (38), con el uso de la llave de gancho (Anexo 3. Apartado 9).

IV. Se montarán los ejes planetarios (9), introduciendo por la parte derecha, como se aprecia en el Plano 0, el planeta 1 (7) y el rodamiento 6309 (26). Se procederá al cierre de esta parte mediante un anillo seeger (65). Por la parte izquierda, se situará el planeta 2 (8), y el otro rodamiento 6309 (26). Los ejes se introducirán en la primera pieza del portador de planetas (11) y se cerrará esta parte mediante el anillo seeger (52), con el uso de los alicates (Anexo 3. Apartado 13.), la tuerca (39) y la arandela de fijación (40), con el uso de la llave de gancho (Anexo 3. Apartado 10).

V. Se introducirá el eje de salida (14) por el agujero correspondiente para ello como se aprecia en el Plano 0. Posteriormente, el portador de planetas 1 (11), junto con todos los componentes del punto IV se ensamblará al portador de planetas 2 (12). Se hará pasar el engranaje sol (6) por el hueco correspondiente del portador de planetas 2 (12), debiendo prestar mucha atención para no dañar ninguno de los dientes del engranaje. Una vez introducido, se fijará el portador de planetas 2 (12) al portador de planetas 1 (11), haciendo uso de tres tornillos (48). Finalmente se situará el portador de planetas 3 (13) mediante un tornillo (49) al portador de planetas 2 (12).

VI. Se soldarán los embragues de sobrecarga (27) a la corona (10), y se fijarán mediante un tornillo (44) a la carcasa superior (18) y a la inferior (19).

VII. A continuación, se procederá a ensamblar el eje de salida, colocando todo el conjunto del punto V. En este punto, tendremos al eje de salida (14) introducido por el agujero del portador de planetas (11), por lo que se procederá a introducir uno de los rodamientos 30215 (27) en el eje, se colocará la carcasa de cierre del portador de planetas (16), y se situará el otro rodamiento 30215 (27). Una vez esté bien encajado, se cerrará dicha parte mediante un anillo seeger (53), con el uso de los alicates (Anexo 3. Apartado 13.), y la tuerca (40) y la arandela de fijación (41), con el uso de la llave de gancho (Anexo 3. Apartado 11).

VIII. Una vez estén todas las piezas situadas, se comenzará introduciendo el conjunto del eje de salida con todos los elementos del punto VII en la carcasa lateral derecha (22). Se situarán los ocho los tornillos correspondientes (43).

IX. A continuación, se colocarán los apoyos de la carcasa superior (20) en la carcasa superior (18) haciendo uso de tornillos (43), y el apoyo inferior (21) en la carcasa inferior (19).

X. A continuación se situará todo el conjunto que engloba el eje solar, sistema planetario, y eje de salida junto con la carcasa lateral derecha sobre la carcasa inferior (19), prestando atención a que los rodamientos correspondientes se asientan bien sobre la misma. Posteriormente se situarán los tornillos (45) que sujetan la carcasa inferior (19) con la carcasa lateral derecha (22).

XI. Se fijará la carcasa lateral izquierda (17) mediante tornillos (43) a la carcasa inferior.

XII. Por último, se introducirá el eje de entrada (1) por el hueco de la carcasa superior (18), y se ensamblarán los dientes del piñón (1) y la rueda (2), y los de la corona (10) y el planeta 2 (8). Se situará la carcasa en su posición estándar, como se aprecia en el

Plano 0, y se fijará la carcasa lateral izquierda (17) y derecha (22) con sus tornillos (43) (45) correspondientemente.

XIII. Para finalizar, se colocarán los tapones de llenado (29) y vaciado (30) en las partes superior (18) e inferior (19) de la carcasa respectivamente.

3.2.4 PRUEBA DE SERVICIO

Una vez que se haya completado el proceso se procederá a realizar la prueba de servicio. Se realizará el ensamblaje completo de un sistema de transmisión y cuando se le haya introducido el lubricante necesario, se procede a la misma utilizando para ello el motor Mercedes-Benz OM 473 LA, de seis cilindros en línea con 15,6 litros de cilindrada, el cual se utilizará para dar potencia al sistema de transmisión, llegando a ponerlo a máximo rendimiento, siendo este de 430 kW.

Prueba de funcionamiento regular:

Antes de montar el sistema de transmisión, se verificarán las posibles vibraciones que se podrían producir dentro de este. Este proceso, se realizará mediante un analizador de vibraciones PCE-VT 204, ya que éste es capaz de detectar los parámetros importantes (velocidades de vibración, desplazamiento y aceleración del conjunto), colocando su palpador en cada uno de los diferentes apoyos que tendría cuando estuviese montado en el molinete de la cosechadora.

Por otro lado, antes de proceder a la prueba anterior, se introducirá un termopar de tipo J (rango de temperaturas entre 0 °C y 760 °C) donde se deberá verificar que en cada instante del funcionamiento de la caja de cambios no se supere la temperatura de 75 °C.

En caso de que la prueba mencionada obtenga un resultado negativo, se procederá a la revisión de un segundo producto del mismo lote, para verificar que no se trata de un error en la producción del lote, sino de un problema esporádico que se haya dado en la unidad fabricada. Si se dudase del resultado de la segunda verificación, o esta tampoco llegase a alcanzar dicha cifra, se analizará el 50% del lote producido, escogiendo las unidades de forma aleatoria.

Prueba de funcionamiento prolongado:

Dicha prueba se realizará en caso de que la prueba de funcionamiento regular haya sido apta para el sistema.

En esta prueba, se comprobará que el sistema de transmisión funciona a las revoluciones requeridas en los datos del cliente, con la unidad de potencia especificada. Este ensayo consistiría en el uso prolongado de la misma, debiéndose mantener activo el sistema de transmisión junto con el motor por 24 horas consecutivas en un banco de pruebas, para

verificar nuevamente el estado de las piezas viendo que no se generan grietas ni roturas en las mismas, poniendo especial atención a los ejes y dientes de los engranajes, comprobar la calidad y niveles de lubricante pasado ese tiempo, y confirmar que no se generan fugas de líquido de la carcasa debido a grietas o fisuras superficiales.

Una vez realizada la prueba anterior, se someterá una cosechadora con el sistema de transmisión al que se le esté realizando la prueba de servicio a un test en la pista de pruebas de cosechadoras de Grimme, ubicada en Rieste, en el estado de Baja Sajonia, Alemania.



Ilustración 1: Localización de la pista de pruebas para cosechadoras de Grimme. Fuente: maquinac.com

Para dicha prueba, se situará el sistema en su sitio correspondiente en la cosechadora, y se le colocarán los palpadores del analizador de vibraciones PCE-VT 204, en cada uno de los diferentes apoyos que tendría cuando estuviese montado en el molinete de la cosechadora.

Se iniciará la marcha en la pista realizando cinco vueltas para habitar el sistema de transmisión, haciendo que éste entre en temperatura. Una vez realizadas, se hará pasar la cosechadora por zonas situadas en la pista con distintos niveles de superficies para evaluar las vibraciones cuando se pasa por encima de los mismos. De los cinco niveles que hay en la pista se usarán los tres últimos, dando cinco pasadas por cada tramo.

4. PRESUPUESTO

4.1. PRECIOS ELEMENTALES

En primer lugar, se observará la guía de precios elementales. En ella se podrán encontrar todos los conceptos simples de cada una de las partidas, como son los materiales, los componentes, la mano de obra y la maquinaria, donde se incluirá el mantenimiento, amortización y consumo de la misma.

4.1.1. Materiales

4.1.1.1. Acero 16MnCr5

Precio del Kg	5,25 €
Número de Kg	94,44 Kg

4.1.1.2. Fundición gris EN-GJL-250

Precio del Kg	0,89 €
Número de Kg	146,674 Kg

4.1.1.3. Molde de la carcasa

Precio de la unidad	675 €/Ud.
---------------------------	-----------

4.1.2. Componentes

Rodamiento SKF 30206	17,10 €
Rodamiento SKF 32013 X	47,94 €
Rodamiento SKF 32914	77 €
Rodamiento SKF 6309	27,95 €
Rodamiento SKF 30215	63,13 €
Embrague de sobrecarga multidisco.....	320 €
Tapón llenado 28022-33018.....	1,56 €
Tapón vaciado 28024-201415	1,97 €
Retén eje de entrada 11050.....	1,52 €
Retén eje de salida HMS5 RG.....	3,21 €
Arandela de sellado Z001 Ø12	1,73 €

Arandela de sellado Z001 Ø10	1,73 €
Tuerca de fijación SKF KM 6	9,16 €
Arandela de fijación SKF MB 6	1,09 €
Tuerca de fijación SKF KM 13	18,59 €
Arandela de fijación SKF MB 13	2,20 €
Tuerca de fijación SKF KM 8	10,71 €
Arandela de fijación SKF MB 8	1,31 €
Tuerca de fijación SKF KM 14	21,49 €
Arandela de fijación SKF MB 14	2,48 €
Tornillo ISO 4017 M10x18	0,54 €
Tornillo ISO 4017 M16x100	2,67 €
Tornillo ISO 4017 M6x24	0,33 €
Tornillo ISO 4017 M16x50	2,78 €
Tornillo ISO 4017 M8x25	0,79 €
Tornillo ISO 4017 M16x35	1,54 €
Tornillo ISO 4017 M8x12	0,68 €
Anillo seeger DIN 471 29	0,26 €
Anillo seeger DIN 471 65	0,45 €
Anillo seeger DIN 471 41	0,34 €
Anillo seeger DIN 471 72	0,53 €

4.1.3. Maquinaria

Fresadora CNC	25,8 €/h
Torno CNC	25,5 €/h
Rectificadora CNC	24,7 €/h
Método térmico	75 €/h
Taladrado	21.85 €/h

4.1.4. Mano de obra

Programador cnc	180 €/h
-----------------------	---------

Mecanizado.....	12 €/h
Ensamblaje	12 €/h

4.1.5. Ingeniería

Diseño del producto.....	26 €/h
Desarrollo del producto	18 €/h
Control de calidad.....	16 €/h

4.2. PRECIOS DESCOMPUESTOS.

A continuación, procederemos a exponer cada un proceso necesario para realizar nuestro proyecto. Entre los mismos se diferencian tres máquinas y un proceso de tratamiento del material; torno, fresadora, rectificadora y nitruración.

Dentro de las máquinas se pueden encontrar procesos como son: refrentado, cilindrado, ranurado, roscado, tallado de dientes y estriado.

Aportando una descripción básica para efectuar su valoración.

EJE DE ENTRADA CON PIÑÓN

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,2	5,10
Torneado-ranurado	25,5	0,1	2,55
Torneado-roscado	25,5	0,1	2,55
Fresadora-tallado de dientes	25,8	0,4	10,32
Fresadora-estriado	25,8	0,2	5,16
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			403,23

RUEDA

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,2	5,10
Torneado-taladrado	25,5	0,2	5,10
Fresadora-tallado de dientes	25,8	0,4	10,32
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			398,07

SOPORTE RUEDA

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,3	7,65
Torneado-taladrado	25,5	0,2	5,10
Rectificadora-acabado	25,5	0,2	5,10
Total			20,40

ANILLO 1

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,2	5,10
Rectificadora- acabado	24,7	0,2	4,94
Total			12,59

ANILLO 2

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,2	5,10
Rectificadora-acabado	24,7	0,2	4,94
Total			12,59

EJE SOLAR Y ENGRANAJE

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,3	7,65
Torneado-ranurado	25,5	0,1	2,55
Torneado-roscado	25,5	0,1	2,55
Fresadora-tallado de dientes	25,8	0,4	10,32
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			400,62

PLANETA 1

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,2	5,10
Fresadora-tallado de dientes	25,8	0,4	10,32
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			392,97

PLANETA 2

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,2	5,10
Fresadora-tallado de dientes	25,8	0,4	10,32
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			390,42

EJE PLANETARIO

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,4	10,20
Torneado-ranurado	25,5	0,1	2,55
Torneado-roscado	25,5	0,1	2,55
Torneado-taladrado	25,5	0,2	5,10
Rectificado-acabado	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			402,89

CORONA

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,2	5,10
Fresadora-tallado de dientes	25,8	0,4	10,32
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			392,97

PORTADOR DE PLANETAS 1

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,5	12,75
Torneado-taladrado	25,5	0,4	10,20
Rectificadora-acabado	24,8	0,2	4,96
Total			30,46

PORTADOR DE PLANETAS 2

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,5	12,75
Torneado-taladrado	25,5	0,1	2,55
Rectificadora-acabado	24,8	0,2	4,96
Total			22,81

PORTADOR DE PLANETAS 3

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,3	7,65
Torneado-taladrado	25,5	0,1	2,55
Rectificadora-acabado	24,8	0,2	4,96
Total			17,71

EJE DE SALIDA

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,5	12,75
Torneado-ranurado	25,5	0,1	2,55
Torneado-roscado	25,5	0,1	2,55
Fresadora-estriado	25,8	0,2	5,16
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			400,56

CARCASA DE SUJECIÓN DEL EJE DE ENTRADA

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,4	10,20
Torneado-taladrado	25,5	0,1	2,55
Rectificadora-acabado	24,8	0,2	4,96
Total			20,26

CARCASA DE SUJECIÓN DEL EJE DE SALIDA

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torneado-refrentado	25,5	0,1	2,55
Torneado-cilindrado	25,5	0,4	10,20
Torneado-taladrado	25,5	0,1	2,55
Torneado-mandrinado	25,5	0,2	4,96
Rectificadora-acabado	24,8	0,2	4,96
Total			25,22

APOYO CARCASA SUPERIOR

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Fresado-frontal/periférico	25,5	0,5	12,75
Fresado-taladrado	25,5	0,1	2,55
Rectificadora-acabado	24,8	0,2	4,96
Total			20,26

APOYO CARCASA INFERIOR

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Fresado-frontal/periférico	25,5	0,5	12,75
Fresado-taladrado	25,5	0,2	2,55
Rectificadora-acabado	24,8	0,2	4,96
Total			20,26

4.3. PRECIOS UNITARIOS

Seguidamente, se procederá a indicar los precios unitarios.

Primero, se podrá observar un cuadro con el precio del material usado en cada pieza en kilogramos, obtenido mediante el programa de diseño Autodesk Inventor, y posteriormente se encontrará el precio de cada pieza descompuesto en las horas de maquinaria empleada y con sus respectivos precios. Por último, se indicará el coste total de la pieza:

EJE DE ENTRADA CON PIÑÓN

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	1,512	1,51
Total			1,51

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,5	12,75
Fresadora	25,8	0,6	15,48
Rectificadora	24,7	0	0,00
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			403,23

Coste	403,23
--------------	---------------

RUEDA

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	5,878	5,88
Total			5,88

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0	0,00
Fresadora	25,8	0	0,00
Rectificadora	24,7	0	0,00
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			375,00

Coste 380,88

SOPORTE RUEDA

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	1,827	1,83
Total			1,83

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,6	15,30
Fresadora	25,8	0	0,00
Rectificadora	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	0	0,00
Total			20,24

Coste 22,07

ANILLO 1

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	1,258	1,26
Total			1,26

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,3	7,65
Fresadora	25,8	0	0,00
Rectificadora	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	0	0,00
Total			12,59

Coste 13,85

ANILLO 2

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	0,1927	1,01
Total			1,01

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,3	7,65
Fresadora	25,8	0,2	5,16
Rectificadora	24,7	0	0,00
Tratamiento térmic	75	0	0,00
Total			12,81

Coste 13,82

EJE SOLAR Y ENGRANAJE

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnC	5,25	10,421	10,42
Total			10,42

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,6	15,30
Fresadora	25,8	0,4	10,32
Rectificadora	24,7	0	0,00
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			400,62

Coste 411,04

PLANETA 1

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	2,27	2,27
Total			2,27

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,3	7,65
Fresadora	25,8	0,4	10,32
Rectificadora	24,7	0	0,00
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			392,97

Coste 395,24

PLANETA 2

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	0,98	0,98
Total			0,98

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,3	7,65
Fresadora	25,8	0,4	10,32
Rectificadora	24,7	0	0,00
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			392,97

Coste 393,95

EJE PLANETARIO

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	3,963	3,96
Total			3,96

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,9	22,95
Fresadora	25,8	0	0,00
Rectificadora	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			402,89

Coste 406,85

CORONA

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	3,489	3,49
Total			3,49

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,3	7,65
Fresadora	25,8	0,4	10,32
Rectificadora	24,7	0	0,00
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			392,97

Coste	396,46
--------------	---------------

PORTADOR DE PLANETAS 1

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	14,065	14,07
Total			14,07

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	1	25,50
Fresadora	25,8	0	0,00
Rectificadora	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	0	0,00
Total			30,44

Coste	44,51
--------------	--------------

PORTADOR DE PLANETAS 2

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	14,053	14,05
Total			14,05

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,7	17,85
Fresadora	25,8	0	0,00
Rectificadora	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	0	0,00
Total			22,79

Coste 36,84

PORTADOR DE PLANETAS 3

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	0,124	0,12
Total			0,12

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,2	5,10
Fresadora	25,8	0	0,00
Rectificadora	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	0	0,00
Total			10,04

Coste 10,16

EJE DE SALIDA

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	10,701	10,70
Total			10,70

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,8	20,40
Fresadora	25,8	0,2	5,16
Rectificadora	24,7	0	0,00
Tratamiento térmico	75	5	375,00
Total			400,56

Coste 411,26

CARCASA DE SUJECIÓN DEL EJE DE ENTRADA

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	4,669	4,67
Total			4,67

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,6	15,30
Fresadora	25,8	0	0,00
Rectificadora	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	0	0,00
Total			20,24

Coste 24,91

CARCASA DE SUJECIÓN DEL EJE DE SALIDA

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	8,205	8,21
Total			8,21

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0,8	20,40
Fresadora	25,8	0	0,00
Rectificadora	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	0	0,00
Total			25,34

Coste 33,55

APOYO CARCASA SUPERIOR

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	6,774	6,77
Total			6,77

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0	0,00
Fresadora	25,8	0,6	15,48
Rectificadora	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	0	0,00
Total			20,42

Coste 27,19

APOYO CARCASA INFERIOR

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Acero 16MnCr5	5,25	6,058	6,06
Total			6,06

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	0	0,00
Fresadora	25,8	0,7	18,06
Rectificadora	24,7	0,2	4,94
Tratamiento térmico	75	0	0,00
Total			23,00

Coste 29,06

CARCASA

Material	Coste (€/kg)	Cantidad (kg)	Total (€)
Fundición gris EN-GJL-250	0,87	146,944	127,84
Molde carcasa	675	1	675,00
Total			802,84

Proceso	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Vertido	16	0,5	8,00
Desmolde	16	1,2	19,20
Desbarbado	18,5	1,6	29,60
Total			56,80

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	3,2	81,60
Taladrado	21,85	1,9	41,52
Total			123,12

Coste 982,76

4.4. COMPONENTES

A continuación, se detallarán los precios de todos los componentes que serán solicitados a proveedores, al igual que el precio final de todos ellos:

COMPONENTE	PRECIO UNITARIO (€)	CANTIDAD (Uds.)	PRECIO TOTAL (€)
Rodamiento SKF 30206	17,10	2	34,20
Rodamiento SKF 32013 X	47,94	1	47,94
Rodamiento SKF 32914	77,00	1	77,00
Rodamiento SKF 6309	27,95	2	55,90
Rodamiento SKF 30215	63,13	2	126,26
Embrague de sobrecarga multidisco	320,00	2	640,00
Tapón llenado 28022-33018	1,56	1	1,56
Tapón vaciado 28024-201415	1,97	2	3,94
Retén eje de entrada 11050	1,52	1	1,52
Retén eje de salida HMS5 RG	3,21	1	3,21
Arandela de sellado Z001 Ø12	1,73	1	1,73
Arandela de sellado Z001 Ø10	1,73	1	1,73
Tuerca de fijación SKF KM 6	9,16	1	9,16
Arandela de fijación SKF MB 6	1,09	1	1,09
Tuerca de fijación SKF KM 13	18,59	1	18,59
Arandela de fijación SKF MB 13	2,20	1	2,20
Tuerca de fijación SKF KM 8	10,71	1	10,71
Arandela de fijación SKF MB 8	1,31	1	1,31
Tuerca de fijación SKF KM 14	21,49	1	21,49
Arandela de fijación SKF MB 14	2,48	1	2,48
Tornillo M10x18	0,54	60	32,40
Tornillo M16x100	2,67	2	5,34
Tornillo M6x24	0,33	34	11,22
Tornillo M16x50	2,78	3	8,34
Tornillo M8x25	0,79	8	6,31
Tornillo M16x35	1,54	3	4,62
Tornillo M8x12	0,68	3	2,04
Anillo seeger DIN 471 29	0,26	1	0,26
Anillo seeger DIN 471 65	0,45	1	0,45
Anillo seeger DIN 471 41	0,34	1	0,34
Anillo seeger DIN 471 72	0,53	1	0,53
TOTAL			1.133,87

4.5. COSTE NETO

Se procederá a mostrar una tabla con el coste neto del sistema de transmisión, desglosado en el cálculo de todas las piezas, los componentes, y los costes indirectos que comprenderán los gastos que no podemos identificar de un modo directo o relacionarlos directamente con el producto final. Esta cantidad respaldará la mano de obra indirecta.

CONCEPTO	PRECIO
Eje de entrada con piñón	403,23 €
Rueda	380,88 €
Soporte rueda	22,07 €
Anillo 1	13,85 €
Anillo 2	13,82 €
Eje solar con engranaje	411,04 €
Planeta 1	395,24 €
Planeta 2	393,95 €
Eje planetario	406,85 €
Corona	396,46 €
Portador de planetas 1	36,84 €
Portador de planetas 2	44,51 €
Portador de planetas 3	10,16 €
Eje de salida	411,26 €
Carcasa de sujeción del eje de entrada	33,55 €
Carcasa de sujeción del eje de salida	24,91 €
Apoyo carcasa superior	27,19 €
Apoyo carcasa inferior	29,06 €
Carcasa	982,76 €
Componentes	1.133,87 €
Ingeniería	1.200,00 €
Mano de obra	1.128,33 €
Montaje	96,00 €
TOTAL	7.995,83 €

4.6. PRESUPUESTO TOTAL

Para finalizar, se presentará al cliente el presupuesto total con el precio de mercado del sistema de transmisión antes y después de impuestos, destinando unos porcentajes del producto como vienen siendo los beneficios, la ingeniería, y los gastos generales que se muestran a continuación:

CONCEPTO	%	PRECIO
Coste Neto Producto		7.995,83 €
Beneficio industrial	18%	1.439,25 €
Gastos Generales	14%	1.119,42 €
Subtotal		10.554,50 €
I.V.A.	21%	2.216,44 €
PRECIO DE VENTA		12.770,94 €

Por lo tanto, el coste PRECIO de VENTA será: **12.770,94 (€)**

