

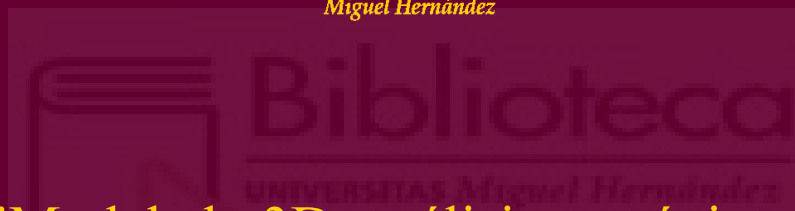
UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAS
Miguel Hernández



"Modelado 3D, análisis mecánico y
modernización del sistema de transmisión de un
torno del siglo XX"

TRABAJO FIN DE GRADO

Junio -2026

AUTOR: Víctor Cerezo Bastida

DIRECTOR/ES: Óscar Cuadrado Sempere

Mi más sincero agradecimiento a mis padres por su apoyo incondicional a lo largo de toda mi formación académica. Gracias por estar siempre a mi lado, por vuestra confianza, esfuerzo y sacrificio, y por animarme a seguir adelante incluso en los momentos más difíciles.

Este logro también es vuestro.

Asimismo, quiero agradecer a mi tutor D. Óscar Cuadrado Sempere, por su orientación en el desarrollo de este trabajo y a D. David Abellán López por su ayuda y asesoramiento durante la realización de este proyecto.

RESUMEN

El torno mecánico, desde sus inicios ha sido una de las máquinas más influyentes en el desarrollo industrial. A lo largo de este proyecto se estudia un torno fabricado a comienzos del siglo XX, una máquina que conserva muchos rasgos característicos de la etapa en la que los talleres transicionaban de las transmisiones por correas a un eje común a la incorporación de motores eléctricos.

Se ha elegido este torno debido a que, pese a su antigüedad, permite observar el diseño original a partir del cual se ha ido evolucionando hasta los tornos mecánicos de hoy en día.

Este trabajo se centra, por una parte, en la realización de un modelo en 3D del torno utilizando Autodesk Inventor. Para ello se han tomado medidas del torno real, intentando respetar al máximo su geometría y sus proporciones.

Por otra parte, se ha estudiado la potencia necesaria del motor que se debería montar en la máquina si se quisiera poner en funcionamiento.

Además del modelado y de los cálculos mecánicos, se recoge un breve recorrido histórico sobre la evolución del torno, se describen sus principales elementos y se incluye un estudio básico de seguridad relacionado con su manejo.

De esta forma, el proyecto ofrece una visión completa, desde su nacimiento hasta su funcionamiento actual.

ABSTRACT

The mechanical lathe has been one of the most influential machines in industrial development since its origins. This project focuses on the study of a lathe manufactured in the early 20th century, a machine that retains many of the characteristic features of a period when workshops were transitioning from belt-driven line shaft systems to the incorporation of electric motors.

This particular lathe was selected because, despite its age, it allows the observation of the original design principles from which modern lathes have evolved.

On the one hand, this work involves the creation of a 3D model of the lathe using Autodesk Inventor. To achieve this, measurements were taken directly from the real machine, with the aim of reproducing its geometry and proportions as accurately as possible.

On the other hand, a study has been carried out to determine the motor power required to operate the machine if it were to be put back into service.

In addition to the 3D modelling and mechanical calculations, the project includes a brief historical overview of the evolution of the lathe, a description of its main components, and a basic safety study related to its operation.

In this way, the project provides a comprehensive overview of the machine, covering its historical origins, design characteristics, and current operating principles.

GLOSARIO

D_{max} :Diámetro máximo de la pieza (mm).	F_{polea} :Fuerza total aplicada en a polea (N).
ap :Profundidad de pasada (mm).	F_{polea x} :Fuerza de la polea en el eje x (N).
f :Velocidad avance (mm/vuelta).	F_{polea y} :Fuerza de la polea en el eje y (N).
Vc :Velocidad de corte (m/min).	M :Momento flector (N/mm).
kc :Fuerza específica de corte (MPa).	D :Diámetro exterior eje (mm).
Fc :Fuerza de corte (N).	d :Diámetro interior eje (mm).
T_h :Par en el husillo (N.m).	r :Radio redondeo cambio de sección (mm).
P_h :Potencia útil en el husillo (W).	I :Momento de inercia (mm ⁴).
η :Rendimiento del sistema de transmisión.	J :Momento de inercia polar (mm ⁴).
P_{motor} :Potencia requerida en el motor (kW).	σ_{máx}^{nom} :Tensión nominal normal máx. (MPa).
V_{motor} :Velocidad de giro del motor (rpm).	τ_{máx}^{nom} :Tensión nominal tangencial máx. (MPa).
S :Coeficiente seguridad potencia del motor.	K_t :Factor geométrico conc. tensión normal.
D_m :Diámetro de la polea del motor (mm).	K_{ts} :Factor geométrico conc. tensión tangencial.
D₁ :Diámetro de la polea de etapa 1 (mm).	K_f :Coeficiente concentración tensión normal.
D₂ :Diámetro de la polea etapa 2 (mm).	K_{fs} :Coeficiente concentración tensión tangencial.
D_h :Polea del husillo (mm).	σ_{máx} :Tensión normal máxima (MPa).
i₁ :Relación de transmisión etapa 1.	τ_{máx} :Tensión tangencial máxima (MPa).
i₂ :Relación de transmisión etapa 2.	q :Factor de sensibilidad a la muesca.
i :Relación de transmisión total.	σ_a :Tensión normal alternante (MPa).
V_{husillo} :Velocidad de giro del husillo (rpm).	σ_m :Tensión normal media (MPa).
T_{avance} :Par transmitido engranaje avance (N.m).	τ_a :Tensión tangencial alternante (MPa).
r_p :Radio primitivo (mm).	τ_m :Tensión tangencial media (MPa).
Ø :Angulo de presión del engranaje (°).	σ'_m :Tensión media de von Mises (MPa).
F_t :Fuerza tangencial del engranaje (N).	σ'_a :Tensión alternante de von Mises (MPa).
F_r :Fuerza radial del engranaje (N).	Se' :Resistencia a fatiga teórico (MPa).
T :Par transmitido por la polea (N.m).	Se :Resistencia a fatiga (MPa).
F_{tirante} :Fuerza aplicada por el ramal tirante (N).	S_{ut} :Resistencia última del material (MPa).
F_{laxo} :Fuerza aplicada por el ramal laxo (N).	C_{carga} :Factor de carga.

C_{tamaño}	:Factor de tamaño.	C	:Distancia entre centros (mm).
C_{superf}	:Factor de superficie.	X_p	:Coeficiente de desplazamiento de perfil.
C_{temp}	:Factor de temperatura.	P_d	:Paso diametral (mm).
C_{conf}	:Factor de confiabilidad.	ρ_p	:Línea de acción del engranaje1 (mm)
N_e	:Coeficiente de seguridad a fatiga.	ρ_g	:Línea de acción del engranaje2 (mm).
P	:Potencia transmitida (kW).	Sf_b'	: Resistencia a fatiga por flexión teórica (MPa).
w	:Velocidad angular (rpm).	K_L	:Factor de vida.
N°	:Número de dientes del engranaje (uds.).	k_R	:Factor de confiabilidad.
m	:Módulo del engranaje (mm).	k_T	:Factor de temperatura.
W_t	:Fuerza tangencial de los dientes (N).	Sf_b	:Resistencia a fatiga por flexión (MPa).
W_r	:Fuerza radial de los dientes (N).	Sf_c'	: Resistencia a fatiga superficial teórica (MPa).
σ_b	:Esfuerzo de flexión del engranaje (MPa).	C_H	:Factor por relación de durezas.
Q_v	:Calidad de fabricación.	Sf_c	:Resistencia a fatiga superficial (MPa).
F	:Tamaño del diente (mm).	N_b	:Coeficiente de seguridad a flexión.
k_a	:Factor de aplicación.	N_c	:Coeficiente de seguridad por fatiga superficial.
k_m	:Factor de distribución de carga.		
k_v	:Factor de velocidad.		
k_s	:Factor de tamaño.		
k_I	:Factor de engranaje.		
k_B	:Factor de aro.		
J	:Factor geométrico.		
σ_c	:Esfuerzos superficiales (MPa).		
C_f	:Factor de acabado superficial.		
C_p	:Coeficiente elástico.		
E	:Módulo de Young (GPa).		
v	:Relación entre deformación.		
I	:Factor geométrico.		
r_p	:Radio primitivo piñón (mm).		
r_r	:Radio primitivo rueda (mm).		

ÍNDICE

1. MEMORIA.....	14
1.1. Memoria descriptiva.....	14
1.1.1. ¿Qué es un torno mecánico?.....	14
1.1.2. Historia del torno.....	15
1.1.3. Datos de partida del proyecto.....	18
1.1.4. Objetivos del proyecto.....	19
1.1.5. Conocimientos previos.....	20
1.1.5.1. Elementos principales del torno.....	20
1.1.5.2. Descripción del sistema de avance del carro.....	26
1.1.6. Descripción de la reforma propuesta.....	33
1.2. Cálculos justificativos.....	38
1.2.1. Dimensionamiento y justificación del motor elegido.....	38
1.2.1.1. Potencia necesaria del motor.....	38
1.2.1.2. Elección del motor.....	42
1.2.1.3. Comprobación del régimen de giro del husillo.....	42
1.2.2. Diseño y verificación del nuevo eje.....	44
1.2.2.1. Condiciones de carga.....	44
1.2.2.2. Reacciones en apoyos.....	49
1.2.2.3. Tensiones.....	50
1.2.2.4. Cálculo del límite de resistencia a fatiga.....	56
1.2.2.5. Cálculo del coeficiente de seguridad a fatiga.....	59
1.2.3. Selección y verificación de rodamientos.....	60
1.2.4. Diseño y verificación del engranaje de avance.....	60
1.3. Planificación.....	68
1.3.1. Fase de análisis inicial.....	68

1.3.2.	Fase de modelación tridimensional.	69
1.3.3.	Fase de cálculos.	69
1.3.4.	Fase de rediseño del eje principal.	69
1.3.5.	Fase de validación mediante modelado CAD.	69
1.3.6.	Fase de fabricación, montaje y puesta en servicio del eje moderno.	70
1.3.6.1.	Fabricación del eje moderno.	70
1.3.6.2.	Montaje del sistema de apoyo.	71
1.3.6.3.	Sistema de lubricación y sellado.	71
1.3.6.4.	Puesta en servicio.	72
1.4.	Estudio de seguridad.	73
1.4.1.	Introducción.	73
1.4.2.	Riesgos identificados y medidas preventivas.	73
1.4.3.	Procedimientos seguros de trabajo.	74
2.	PLANOS.	75
3.	PLIEGO DE CONDICIONES	87
3.1.	Pliego de condiciones generales.	87
3.1.1.	Descripción general del proyecto.	87
3.1.2.	Aspectos legales y administrativos.	88
3.1.3.	Relación de planos.	88
3.2.	Especificaciones de materiales y equipos.	88
3.2.1.	Materiales estructurales.	88
3.2.1.1.	Eje principal.	88
3.2.1.2.	Engranaje.	89
3.2.1.3.	Casquillos interiores.	89
3.2.1.4.	Elementos de fijación.	89
3.2.1.5.	Rodamientos.	89
3.2.1.6.	Sistema de sellado.	90

3.2.1.7.	Lubricación.....	90
3.2.2.	Equipos de taller necesarios.	90
3.2.2.1.	Sierra de cinta.	90
3.2.2.2.	Torno CNC.	90
3.2.2.3.	Fresadora CNC de 3 ejes.	90
3.2.2.4.	Taladro de columna.	90
3.2.2.5.	Prensa hidráulica.....	91
3.2.2.6.	Equipo de pulido y acabado superficial.....	91
3.2.2.7.	Instrumentos de control dimensional.....	91
3.2.3.	Normativa aplicable a materiales y equipos.	91
3.2.3.1.	Normativa sobre materiales.	91
3.2.3.2.	Normativa sobre rodamientos.....	91
3.2.3.3.	Normativa sobre tolerancias y ajustes	92
3.2.3.4.	Normativa sobre equipos de trabajo	92
3.2.3.5.	Normativa sobre sellado y lubricación	92
3.3.	Especificaciones de ejecución.	92
3.3.1.	Preparación.	92
3.3.2.	Corte y preparación de material.....	92
3.3.3.	Operaciones en el eje.....	93
3.3.4.	Tallado del engranaje.....	94
3.3.5.	Montaje del conjunto.	94
3.3.6.	Verificación final.	95
3.3.7.	Limpieza y conservación.	95
3.4.	Pliego de condiciones económicas.	95
3.4.1.	Presupuesto contractual	95
3.4.2.	Forma de pago	96

3.4.3.	Plazo de ejecución	96
3.4.4.	Modificaciones del proyecto	96
3.4.5.	Garantía	97
3.4.6.	Responsabilidades	97
4.	PRESUPUESTO.....	98
4.1.	Mediciones.	98
4.1.1.	Materiales.	98
4.1.2.	Equipos a utilizar.	98
4.2.	Precios unitarios.	99
4.3.	Presupuesto.....	100
5.	CONCLUSIONES.....	102
	BIBLIOGRAFÍA.....	103
	ANEXO A. Especificación técnica SKF.....	104
-	A.1. Rodamientos de bolas de contacto angular (7210).....	104
-	A.2. Rodamientos cónicos (30210).....	106
	ANEXO B. Gráficos generador de componentes de eje.	108
	ANEXO C. Informes de evaluación de rodamientos SKF.	115
-	C.2. Rodamiento cónico.	115
-	C.2. Rodamiento de bolas de contacto angular.....	120
	ANEXO D. Tabla de selección de lubricante para rodamientos.	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Torno del siglo XX del catálogo Niles Bement Company.....	14
Figura 2. Representación en bajorrelieve situado en la tumba egipcia de Petosiris.....	15
Figura 3. Torno de pértiga flexible, museo de Seiffen, Alemania.....	16
Figura 4. Torno de Vaucanson.....	16
Figura 5. Torno de corte de tornillos de Henry Maudslay.....	16
Figura 6. Foto fábrica Niles	17
Figura 7. Torno a partir del cual se ha realizado el modelo 3D.	18
Figura 8. Diseño 3D de la bancada.	20
Figura 9. Diseño 3D cabezal fijo con sistema de bloqueo.	21
Figura 10. Diseño 3D sistema de accionamiento.	21
Figura 11. Diseño 3D plato de garras.....	22
Figura 12. Diseño 3D carro principal	22
Figura 13. Diseño 3D carro transversal con torreta montada.....	23
Figura 14. Diseño 3D eje de cilindrar.	23
Figura 15. Diseño 3D eje de roscar.	24
Figura 16. Diseño 3D contrapunto.....	24
Figura 17. Diseño 3D del torno modelo.....	25
Figura 18. Configuración sentido horario.....	27
Figura 19. Configuración sentido antihorario.....	27
Figura 20. Configuración punto muerto.....	27
Figura 21. Vista en conjunto de el tren de engranajes montado.....	28
Figura 22. Posición de avance longitudinal.	29
Figura 23. Posición de avance transversal.	29
Figura 24. Posición de punto muerto.	29
Figura 25. Sistema piñón cremallera responsable del avance del carro.....	30
Figura 26. Sistema de avance con tuerca partida para roscado.....	31
Figura 27. Montaje sistema de avance transversal.....	32
Figura 28. Montaje eje original con casquillos de bronce.	33
Figura 29. Casquillo partido de bronce ranurado.....	33
Figura 30. Sección apoyo izquierdo.....	34
Figura 31. Sección apoyo derecho.	35
Figura 32. Montaje eje rediseñado.....	37
Figura 33. Representación de fuerzas entre dos engranajes.....	45
Figura 34. Representación de lados tirante y laxo en una transmisión por correa.	47
Figura 35. Mitad superior del casquillo.	68
Figura 36. Eje acoplado en la mitad inferior del casquillo.....	68

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Fuerza de corte específica Mitsubishi materials México S.A. de C.V.....	39
Tabla 2. Modelos de motores ABB.....	42
Tabla 3. Factores de sensibilidad a la muesca para aceros (q).....	52
Tabla 4. Factor geométrico de esfuerzo K_t para un eje en flexión.	53
Tabla 5. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje en torsión...	54
Tabla 6. Coeficiente de tamaño.....	57
Tabla 7. Factor de superficie para varios acabados en acero.	57
Tabla 8. Factor de temperatura.	58
Tabla 9. Factores de confiabilidad	58
Tabla 10. Factor geométrico J para flexión de la AGMA para 20°	62



1. MEMORIA

1.1. Memoria descriptiva

1.1.1. ¿Qué es un torno mecánico?

El torno mecánico es una máquina destinada principalmente al mecanizado de piezas de forma cilíndrica o esférica mediante la rotación de la pieza y el avance de una herramienta de corte.

Su funcionamiento consiste en hacer girar la pieza sobre su propio eje, mientras que la herramienta, sujeta en un carro móvil, arranca el material de manera precisa.

El torno permite realizar operaciones diversas como cilindrado, mandrinado, roscado, entre otras.

Se trata de una de las máquinas más versátiles en el ámbito de la fabricación mecánica y ha tenido un gran impacto histórico.

A continuación, se puede observar un torno del siglo XX del catálogo Niles Bement Company (Figura 1).

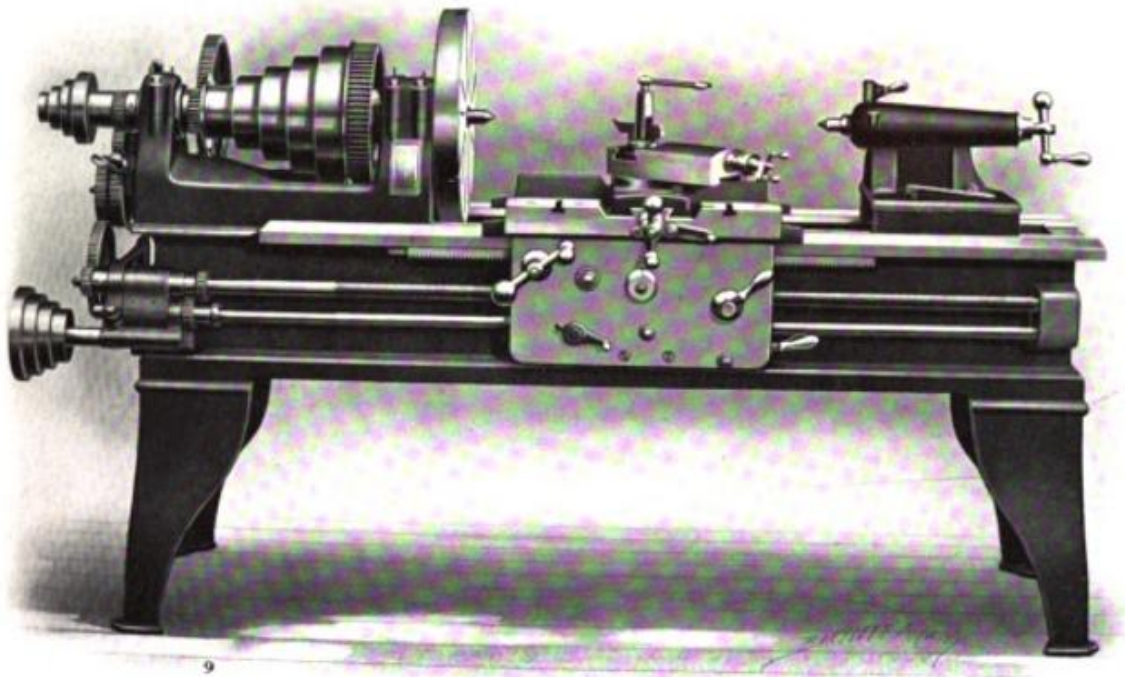


Figura 1. Torno del siglo XX del catálogo Niles Bement Company.

1.1.2. Historia del torno.

El torno se considera una de las máquinas más antiguas desarrolladas por el ser humano. Algunos historiadores sugieren que las primeras máquinas para torneear se inventaron en torno al año 1000 a.C., donde se empleaba un sistema rudimentario para la elaboración de piezas de cerámica, sin embargo, la imagen más antigua conservada de un artefacto para torneear es hallada en Egipto en las paredes de la tumba de Petosiris, en torno al siglo III a.C. (Figura 2).



Figura 2. Representación en bajorrelieve situado en la tumba egipcia de Petosiris.

Con el paso del tiempo, el mecanismo evolucionó hacia modelos más prácticos, como los tornos de pedal y pértiga flexible (Figura 3) de la Edad Media, que permitían mantener un giro continuo de la pieza y facilitaba el trabajo del operario.

La primera representación del torno de pedal y pértiga flexible aparece en la Biblia de San Luis.

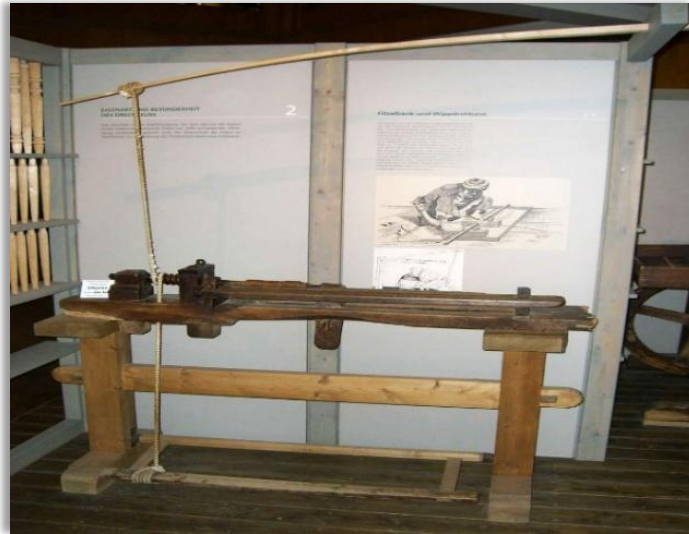


Figura 3. Torno de pértiga flexible, museo de Seiffen, Alemania.



Figura 4. Torno de Vaucanson.

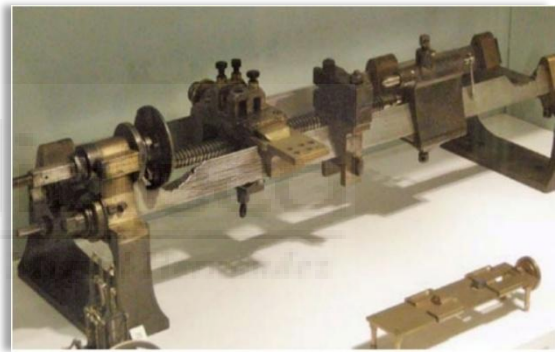


Figura 5. Torno de corte de tornillos de Henry Maudslay.

Durante el Renacimiento, inventores como Leonardo Da Vinci estudiaron y dibujaron diseños que incorporaban sistemas de transmisión más avanzados.

Sin embargo, el verdadero salto tecnológico llegó en el siglo XVIII, en el contexto de la Revolución Industrial.

En 1751, Vaucanson desarrolló un torno metálico con carro desplazable (Figura 4), y a finales del mismo siglo, Henry Maudslay introdujo el torno de precisión con husillo y guías (Figura 5) esto fue considerado uno de los hitos que marcaron el inicio de la mecanización moderna.

Más adelante, otros ingenieros, como Joseph Whitworth perfeccionaron aspectos como la estandarización de las roscas y la mejora de la exactitud del mecanizado.

Ya en las últimas décadas del siglo XIX se incorporaron motores eléctricos y la transmisión mediante correas esto transformó el funcionamiento de estas máquinas aumentando la velocidad de corte y la potencia disponible.

El método que utilizaban las empresas se basaba en la alimentación de la maquinaria a partir de un eje común, accionado normalmente por un motor de vapor (Figura 6). El eje proporcionaba el giro en las máquinas mediante correas.

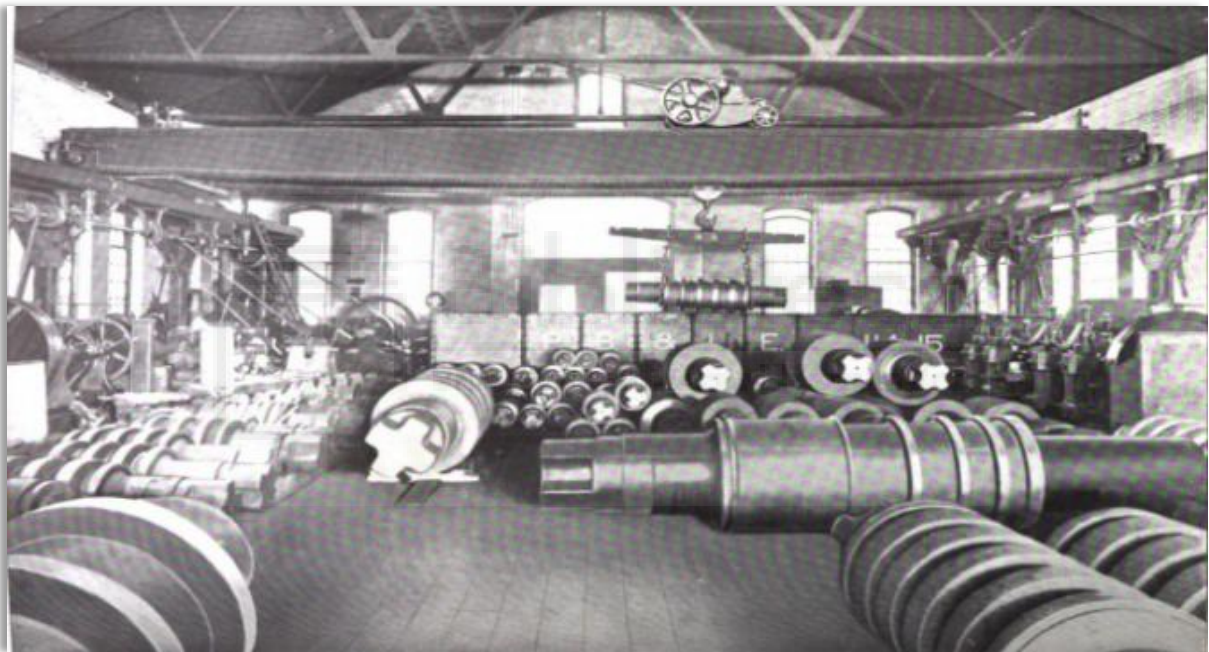


Figura 6. Foto fábrica Niles

El torno de principios del siglo XX, como el que tratamos en este proyecto, representa esa transición entre los sistemas tradicionales y los equipos industriales modernos esto supuso una herramienta esencial en talleres y fábricas en la época.

1.1.3. Datos de partida del proyecto.

El diseño realizado, parte de un torno de principios del siglo XX, al que se le añadió posteriormente un motor que sustituiría a la fuente de alimentación anterior (Figura 7), en la cual la energía se distribuía desde un árbol de transmisión colocado en el techo o en la parte superior del taller, que se movía gracias a una máquina de vapor y, desde ese eje, mediante correas transmitían el movimiento a los tornos.

Por tanto, se trata de una máquina representativa de la transición entre los sistemas de accionamiento tradicionales y la incorporación de motores eléctricos en los talleres.



Figura 7. Torno a partir del cual se ha realizado el modelo 3D.

A partir de la información recopilada y la toma de medidas del torno se ha realizado un modelo en Autodesk Inventor, con las dimensiones principales y con los diferentes componentes.

Este modelo es el que se utilizará para los cálculos posteriores.

1.1.4. Objetivos del proyecto.

- Estudio bibliográfico.

Realizar una revisión de la historia del torno mecánico, sus principales componentes y los conocimientos previos necesarios para el desarrollo del proyecto.

- Diseño en la herramienta Autodesk Inventor para estudiarlo.

Estudio físico del torno mediante el desmontaje de los principales conjuntos, con el fin de comprender su funcionamiento y recopilar la información necesaria para la elaboración del modelo 3D.

- Rediseño y análisis mecánico del eje principal del torno.

Diseñar un eje más moderno, sustituyendo los casquillos de bronce por rodamientos y retenes normalizados, y verificar su correcto funcionamiento mediante los correspondientes cálculos mecánicos.

- Estudio de viabilidad económica.

Evaluar el coste estimado del rediseño.

- Obtención del título de graduado en ingeniería mecánica.

Aplicar los conocimientos adquiridos durante la titulación en el desarrollo de un proyecto de ingeniería completo, cumpliendo los requisitos académicos establecidos para la obtención del título.

1.1.5. Conocimientos previos.

1.1.5.1. Elementos principales del torno.

Antes de pasar al proyecto se considera necesario describir brevemente las principales partes del torno y la función que desempeña cada una de ellas.

- Bancada: constituye la estructura principal del torno y sirve de soporte para el resto de los componentes. Sobre ella se encuentran mecanizadas las guías que permiten el desplazamiento longitudinal del carro principal, garantizando la correcta alineación del cabezal y el contrapunto, este elemento se observa en la Figura 8.



Figura 8. Diseño 3D de la bancada.

- Cabezal: conjunto situado en uno de los extremos de la bancada que alberga el husillo principal y sus elementos de apoyo. Su función es transmitir el movimiento de giro al plato de garras, permitiendo la rotación de la pieza durante el mecanizado. En el torno estudiado, el husillo se apoya sobre casquillos de bronce y recibe el movimiento mediante un sistema de poleas y correas accionado por un motor.

Además, se incluye un sistema de bloqueo manual, cuyo objetivo es el bloqueo de giro del husillo para quitar o poner el plato de garras, este conjunto se puede observar en la siguiente imagen (Figura 9).

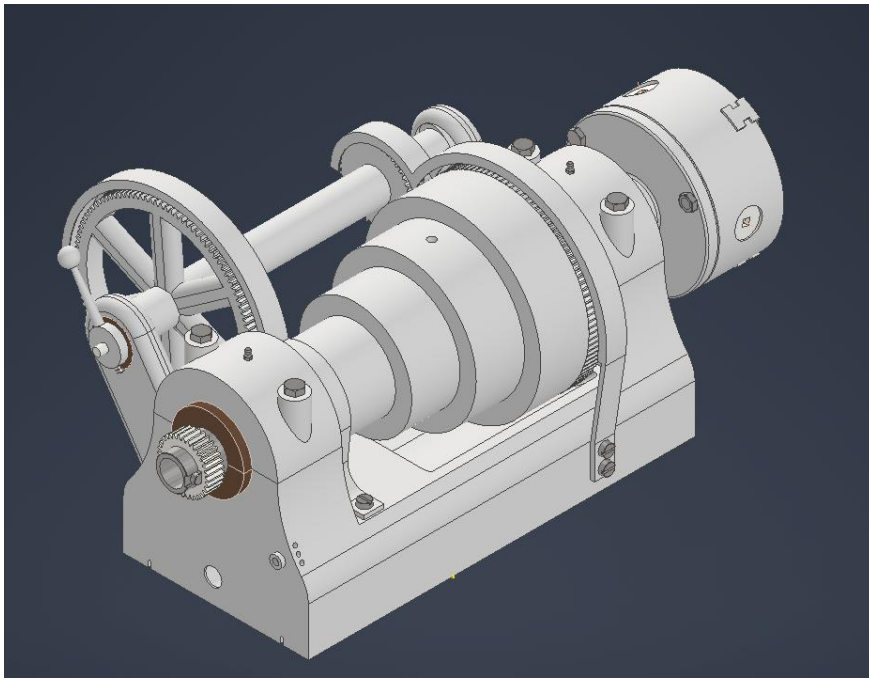


Figura 9. Diseño 3D cabezal fijo con sistema de bloqueo.

- Sistema de accionamiento: conjunto formado por el motor, las correas y las poleas encargadas de transmitir la potencia necesaria al cabezal. Mediante la combinación de las distintas poleas es posible modificar la velocidad de giro del husillo para adaptarla a las necesidades de mecanizado, el conjunto se representa en la Figura 10.

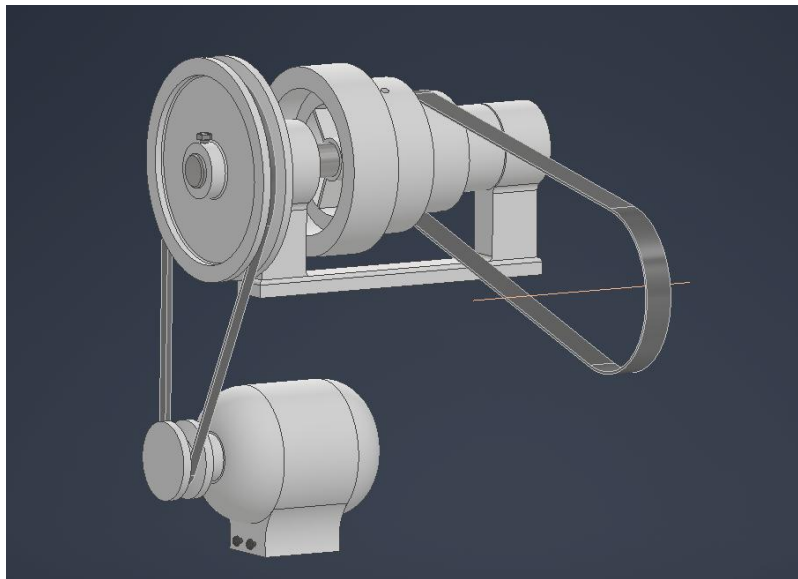


Figura 10. Diseño 3D sistema de accionamiento.

- Plato de garras: elemento encargado de sujetar la pieza durante las operaciones de mecanizado. Montado sobre el husillo principal y transmite a la pieza el movimiento de giro, se puede observar en la siguiente imagen (Figura 11).

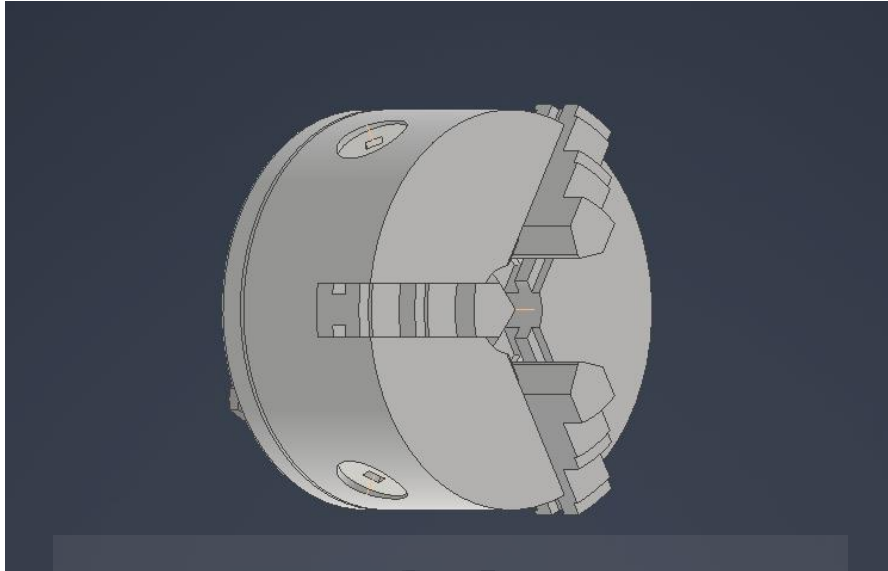


Figura 11. Diseño 3D plato de garras.

- Carro principal: Se desplaza sobre las guías de la bancada permitiendo el avance de la herramienta de forma paralela al eje giro de la pieza, representado en la Figura 12.

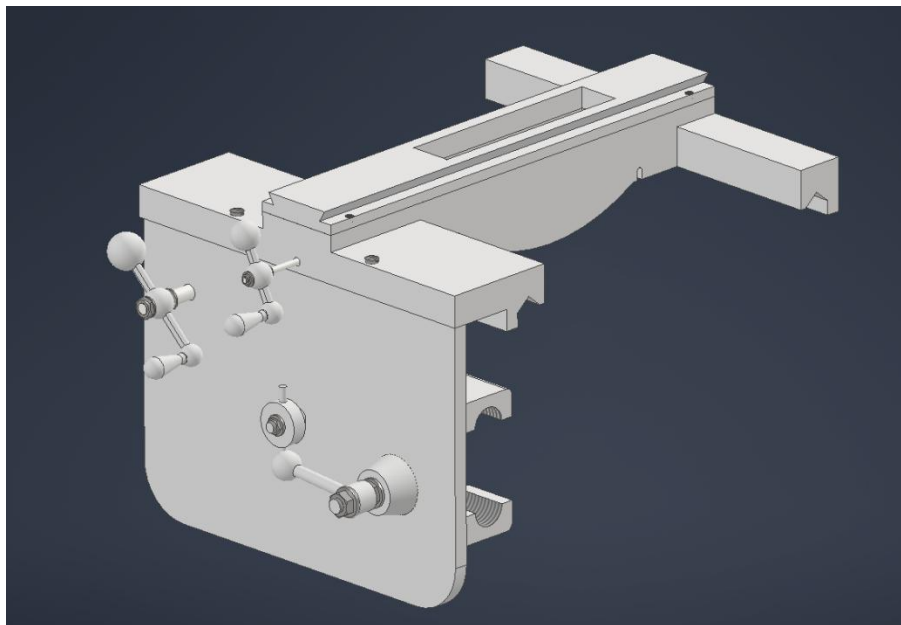


Figura 12. Diseño 3D carro principal

- Carro transversal y torreta: elemento montado sobre el carro principal que permite el desplazamiento de la herramienta en dirección perpendicular al eje de giro de la pieza. Sobre él se encuentra instalada la torreta portaherramientas. El conjunto se muestra en la Figura 13.

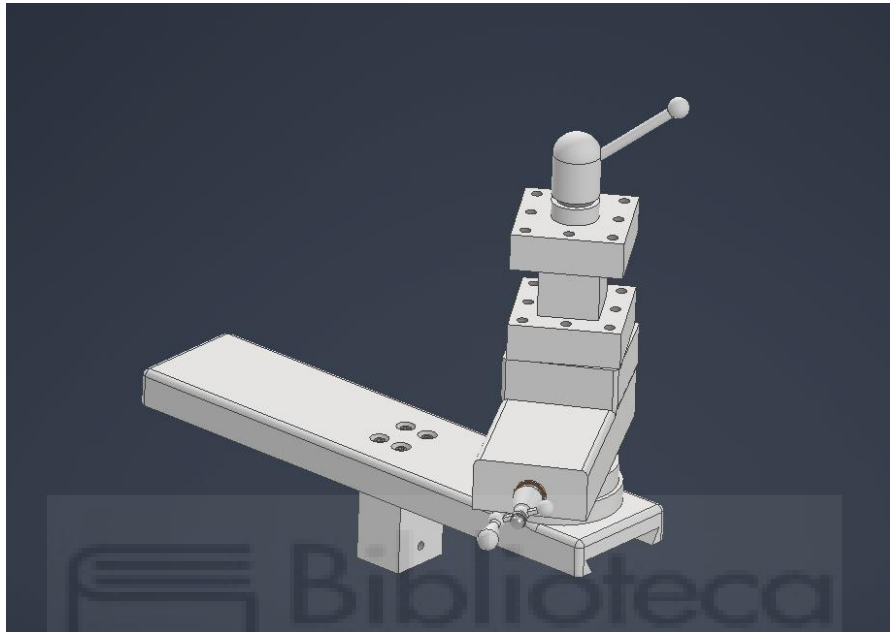


Figura 13. Diseño 3D carro transversal con torreta montada.

- Barra de cilindrar: transmite el movimiento necesario para el avance automático del carro durante las operaciones de cilindrado. Se muestra en la Figura 14.



Figura 14. Diseño 3D eje de cilindrar.

- Tornillo de roscado: permite un avance sincronizado y preciso del carro, utilizado para la realización de roscas. Este elemento se muestra en la Figura 15.

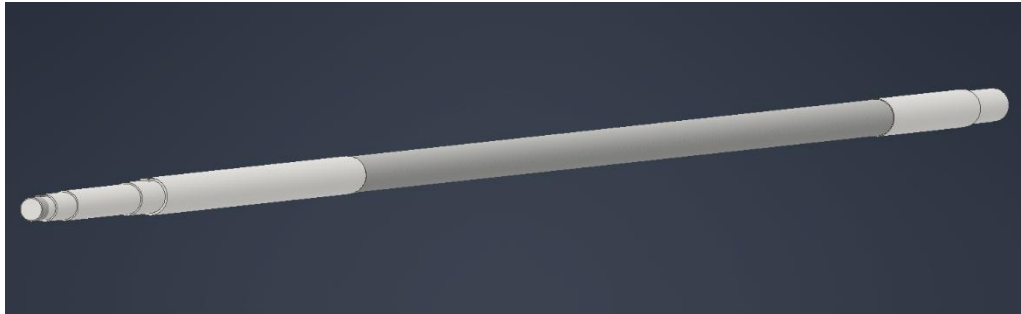


Figura 15. Diseño 3D eje de roscar.

- Contrapunto: situado en el extremo opuesto al cabezal, permite apoyar el extremo libre de la pieza durante el mecanizado. A continuación, se muestra el elemento (Figura 16).



Figura 16. Diseño 3D contrapunto.

En la Figura 17 se muestra la ubicación de los principales elementos del torno descritos anteriormente.



Figura 17. Diseño 3D del torno modelo.

1.1.5.2. Descripción del sistema de avance del carro.

El sistema de avance del carro constituye el mecanismo encargado de transformar el movimiento rotativo del husillo principal en un desplazamiento longitudinal o transversal del carro principal.

Este sistema permite realizar operaciones de torneado automático con velocidad de avance constante, garantizando uniformidad en el mecanizado.

El movimiento se transmite desde el eje principal hacia el sistema de avance mediante un tren de engranajes.

A continuación, se describe el funcionamiento del tren de engranajes y del sistema de avance, tanto longitudinal como transversal.

- Tren de engranajes.

Es el encargado de transmitir el movimiento de rotación desde el husillo principal hasta el tornillo de roscado y a la barra de avance, permitiendo el desplazamiento longitudinal y transversal automático del carro durante las operaciones de mecanizado.

En el torno objeto de este estudio, el sistema está constituido por un conjunto de ocho engranajes principales dispuestos en serie. La transmisión se realiza mediante engranajes cilíndricos rectos, configurados de forma que permiten modificar la relación de transmisión entre husillo y la barra de avance. La variación de esta relación se consigue mediante la sustitución manual de engranajes, seleccionando diferentes combinaciones que determinan la velocidad de avance del carro.

Este sistema es propio de tornos mecánicos anteriores a la generalización de cajas de cambio integradas. En tornos modernos, esta función se realiza habitualmente mediante una caja de Norton, que permite seleccionar distintas velocidades de avance mediante un mecanismo interno de engranajes, sin necesidad de sustituir manualmente los elementos.

Un punto especialmente relevante dentro del tren de engranajes corresponde al segundo y tercer engranaje, los cuales desempeñan un papel fundamental en la transmisión del movimiento hacia la barra de avance. Estos engranajes, están montados sobre un soporte articulado comúnmente denominado “guitarra”, que permite su desplazamiento relativo respecto al resto de conjunto.

Mediante la variación de la posición de esta pieza, es posible modificar la configuración del engrane, permitiendo tres estados de funcionamiento: transmisión del movimiento en el mismo sentido que el husillo, es decir, sentido horario (Figura 18); transmisión en sentido contrario al husillo, es decir, sentido antihorario (Figura 19); o desacoplamiento del sistema, generando una condición de punto muerto en la que no se transmite giro hacia la barra de avance (Figura 20).

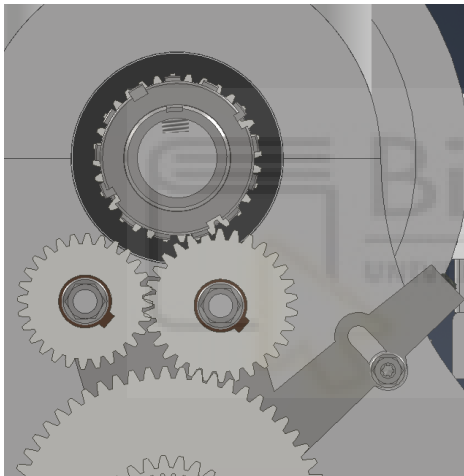


Figura 18. Configuración sentido horario.

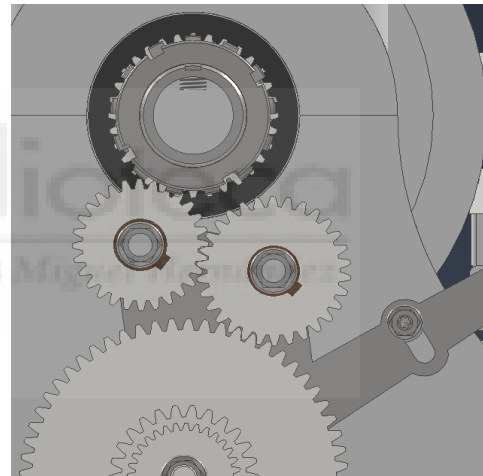


Figura 19. Configuración sentido antihorario.

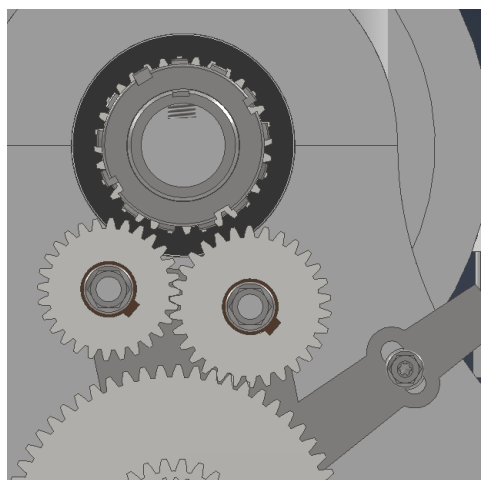


Figura 20. Configuración punto muerto.

Adicionalmente, el sistema dispone de una segunda “guitarra”, cuya función principal es permitir el ajuste de la distancia entre centros de los engranajes que se encuentran en esta. Este elemento resulta fundamental cuando se sustituyen engranajes por otros de distinto diámetro primitivo, con el objetivo de modificar la relación de transmisión y, por tanto, la velocidad de avance. Gracias a este mecanismo se garantiza el correcto engrane entre ruedas dentadas, asegurando el contacto adecuado entre dientes y la transmisión efectiva del movimiento.

Por último, cabe destacar que la disposición constructiva del tren presenta diferentes soluciones de apoyo: algunos engranajes giran sobre ejes fijos mediante casquillos intermedios, mientras que otros se encuentran solidarios a árboles de transmisión.

En la Figura 21, se puede observar el tren de engranajes completo.

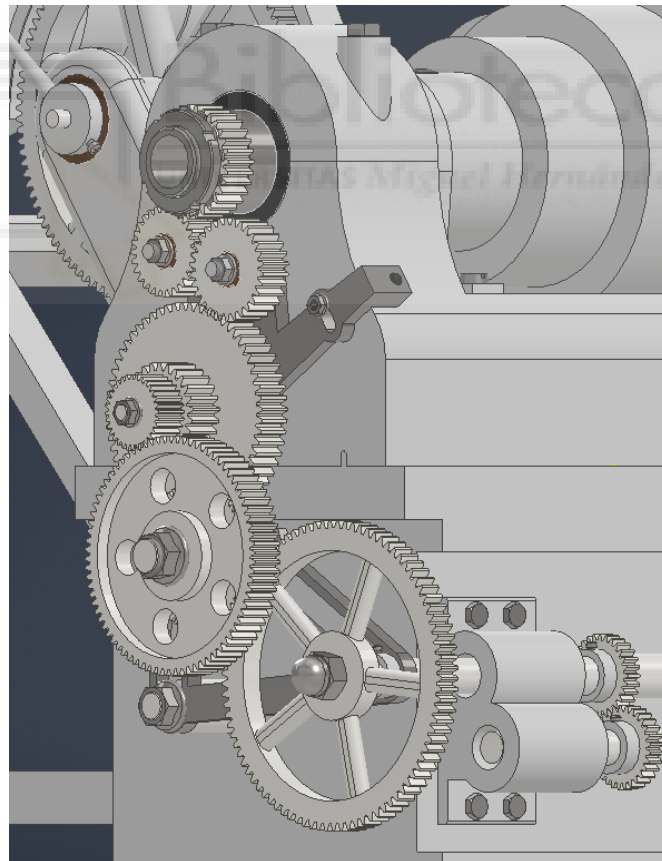


Figura 21. Vista en conjunto de el tren de engranajes montado.

Antes de describir el funcionamiento del avance del carro principal, resulta necesario explicar el mecanismo que permite seleccionar entre el avance longitudinal y el avance transversal. Esta conmutación se realiza mediante un engranaje intermedio móvil, comúnmente denominado engranaje loco.

En función de su posición, puede engranar con el engranaje encargado de transmitir el movimiento al sistema de avance longitudinal (Figura 22), engranar con el correspondiente al avance transversal (Figura 23) o no engranar con ninguno para pasar al modo de avance manual (Figura 24).

El desplazamiento del engranaje loco se realiza mediante una palanca de accionamiento manual situada en el carro. Al modificar su posición, el operador selecciona el modo de avance deseado.

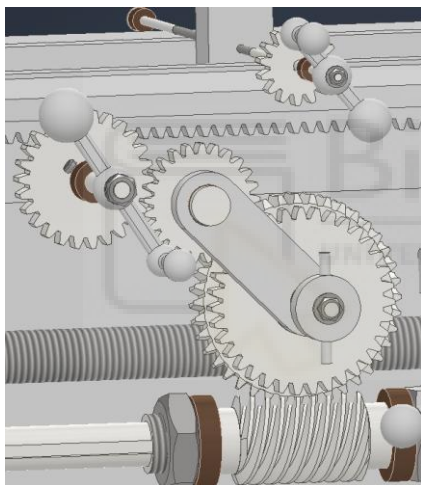


Figura 22. Posición de avance longitudinal.

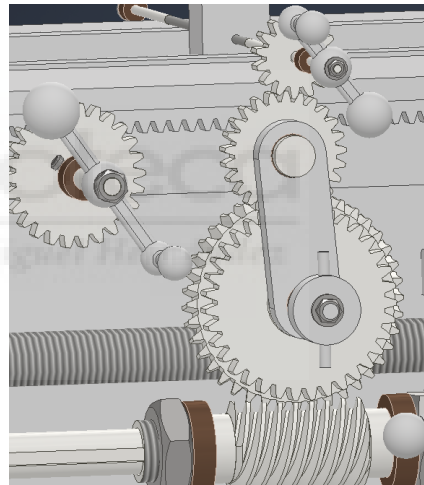


Figura 23. Posición de avance transversal.

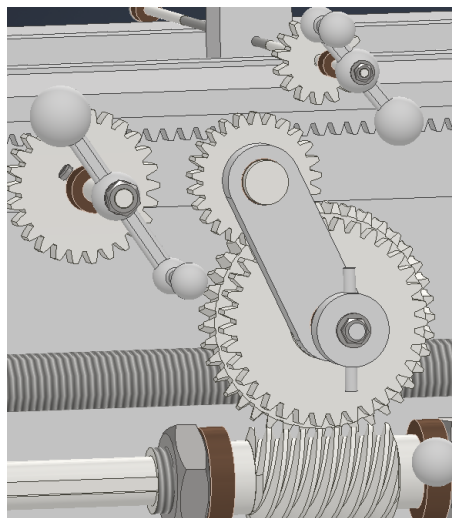


Figura 24. Posición de punto muerto.

- Funcionamiento avance longitudinal.

Como se ha indicado anteriormente, el torno dispone de dos ejes destinados al accionamiento del carro: el eje de cilindrado y el eje de roscado. Ambos permiten el desplazamiento automático del carro, aunque mediante principios de funcionamiento distintos. A continuación, se describen:

- Eje de cilindrado.

En el eje de cilindrado se encuentra acoplado, mediante chaveta, un elemento con geometría de tornillo sin fin. Este componente tiene la particularidad de poder deslizar axialmente sobre la barra, la cual presenta un ranurado longitudinal que permite su guiado y transmisión de par.

El giro del tornillo sin fin se transmite a un engranaje helicoidal solidario al mecanismo interno del carro. A su vez, mediante un engranaje móvil intermedio, el movimiento se comunica a un segundo engranaje que engrana con el sistema encargado del desplazamiento final del carro. Este desplazamiento se realiza a través de un mecanismo de piñón-cremallera, que convierte el movimiento rotativo en movimiento lineal longitudinal (Figura 25).

Este sistema se emplea principalmente para las operaciones de cilindrado, donde se requiere un avance continuo, pero no necesariamente sincronizado con el paso de una rosca.

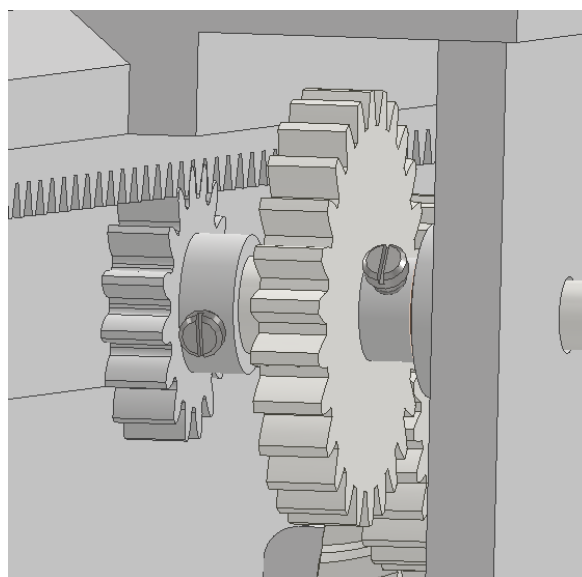


Figura 25. Sistema piñón cremallera responsable del avance del carro.

- Eje de roscado.

El eje de roscado, también denominado tornillo patrón, transmite el movimiento al carro mediante un sistema de tuerca partida. Esta tuerca se acciona mediante una palanca situada en el carro y, al girarla, se cierra abrazando el tornillo roscado (Figura 26).

Cuando el tornillo patrón gira, el acoplamiento de la tuerca convierte el movimiento de rotación en desplazamiento lineal del carro, produciendo un avance perfectamente sincronizado con el giro del husillo. El sentido de desplazamiento dependerá del sentido de giro del tornillo.

Este sistema se utiliza específicamente para operaciones de roscado, ya que garantiza un avance preciso y contante, imprescindible para reproducir el paso exacto de la rosca mecanizada.

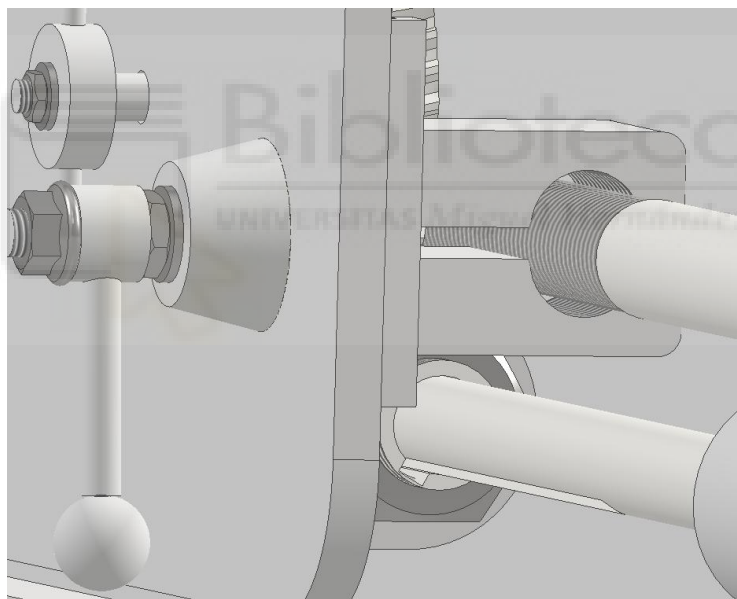


Figura 26. Sistema de avance con tuerca partida para roscado

- Funcionamiento avance transversal.

En lo que respecta al avance transversal, su accionamiento requiere la configuración de engrane descrita previamente (Figura 23), en la cual el engranaje móvil transmite el movimiento de rotación hacia el sistema correspondiente al desplazamiento transversal.

El giro se comunica a un engranaje solidario a un eje roscado, dispuesto en sentido perpendicular al eje principal del torno. Sobre dicho eje se encuentra acoplada una pieza dotada de un orificio roscado interior que actúa como tuerca de desplazamiento.

Cuando el eje roscado gira, la interacción entre la rosca del eje y la rosca interna de la pieza produce su desplazamiento lineal, avanzando o retrocediendo en función del sentido de giro. El carro transversal se encuentra fijado a esta pieza mediante unión atornillada, de modo que su movimiento lineal es solidario al desplazamiento de la misma.

De esta forma, el sistema convierte el movimiento rotativo transmitido por el tren de engranajes en un desplazamiento lineal transversal del carro, permitiendo el mecanizado en dirección radial respecto a la pieza.

En la siguiente imagen se puede observar el montaje del sistema de avance transversal (Figura 27).

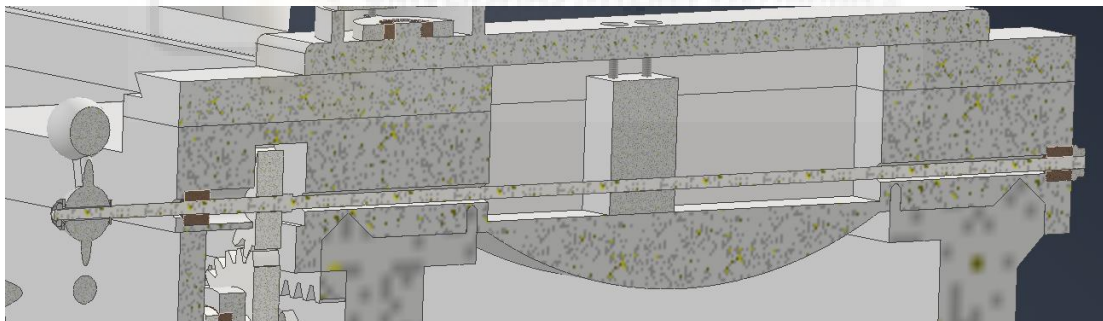


Figura 27. Montaje sistema de avance transversal.

1.1.6. Descripción de la reforma propuesta.

El nuevo diseño busca aumentar la vida útil del conjunto, facilitando además el mantenimiento y la sustitución de componentes.

Al observar el montaje original del torno (Figura 28), se aprecia que el eje apoya directamente en unos casquillos de bronce partidos (Figura 29).

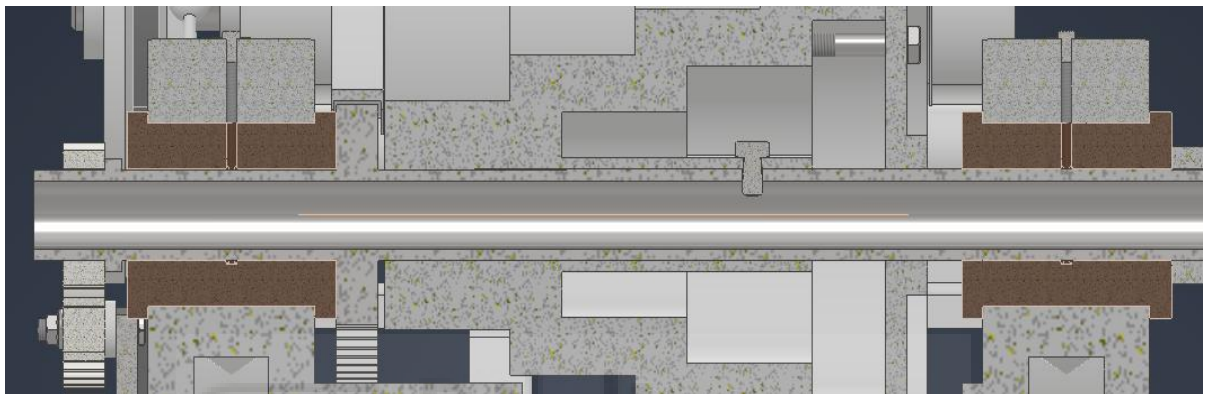


Figura 28. Montaje eje original con casquillos de bronce.

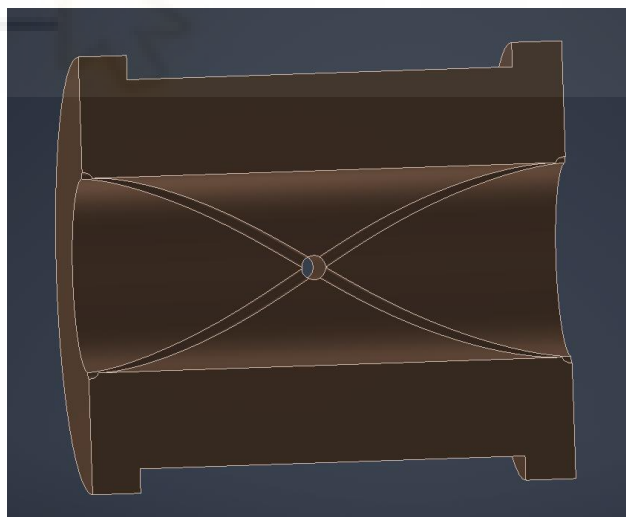


Figura 29. Casquillo partido de bronce ranurado.

En el rediseño realizado se plantea la instalación, en el apoyo izquierdo, de un conjunto de rodamientos angulares de bolas.

Para ello, se ha previsto una pequeña holgura axial con el fin de compensar dilataciones térmicas debidas a variaciones térmicas, sin generar esfuerzos internos adicionales sobre los rodamientos (Figura 30).

Se ha instalado siguiendo las especificaciones técnicas del fabricante. (Anexo A).



Figura 30. Sección apoyo izquierdo.

En cuanto al apoyo derecho, se ha optado por la utilización de dos rodamientos cónicos instalados en X, con el objetivo de soportar el flector y los axiles que produce la sujeción de la pieza (Figura 31). Los rodamientos cónicos presentan elevada capacidad de carga combinada (radial + axial) y mayor rigidez frente a momentos que los rodamientos rígidos de bolas. Por ello, se consideran adecuados para el lado donde se concentran las sollicitaciones más demandantes.

Asimismo, se han seguido las recomendaciones de instalación del fabricante (Anexo A).

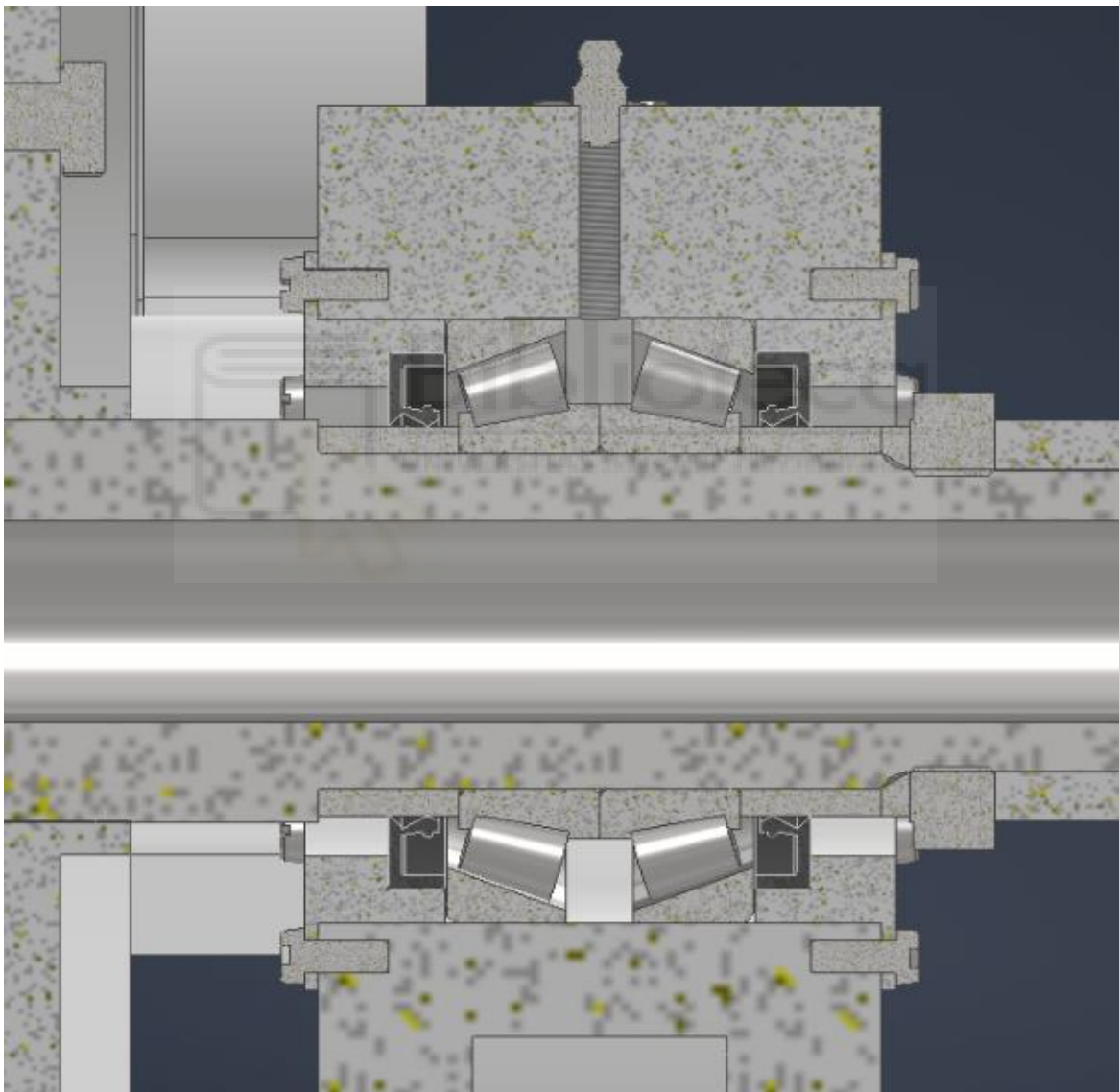


Figura 31. Sección apoyo derecho.

Para la fijación axial, se incorporan casquillos mecanizados en acero al carbono.

También en los extremos de ambos conjuntos se disponen retenes radiales de labio elástico, cuya función es:

- Evitar la entrada de partículas contaminantes.
- Impedir la fuga de lubricante.
- Garantizar la durabilidad del sistema de rodamientos.

Los retenes de labio se encontrarán acoplados a una pieza que posteriormente se atornillará al cabezal, para evitar desplazamientos indeseados de dichos elementos.

El sistema ha sido diseñado para trabajar con lubricación por grasa. Se ha intentado realizar las mínimas operaciones posibles a las piezas originales para el sistema de engrasado.

En cuanto al montaje de los rodamientos, se ha dejado un margen de 1 mm en ambos lados del alojamiento izquierdo, permitiendo una pequeña holgura en caso de producirse dilataciones térmicas.

Por otra parte, se ha diseñado el engranaje de bloqueo del eje como una pieza independiente, ya que el sistema utilizado en el torno original se considera obsoleto. En dicho diseño, el engranaje estaba tallado directamente sobre el eje, lo que obligaba a sustituir el conjunto completo en caso de rotura. Con la nueva solución, el engranaje puede reemplazarse de forma independiente.

Esta remodelación del eje y de sus apoyos facilita tanto el montaje como el desmontaje, así como la sustitución de sus distintos componentes (rodamientos, casquillos y juntas).

En la siguiente imagen se puede apreciar el montaje completo del eje rediseñado (Figura 32).

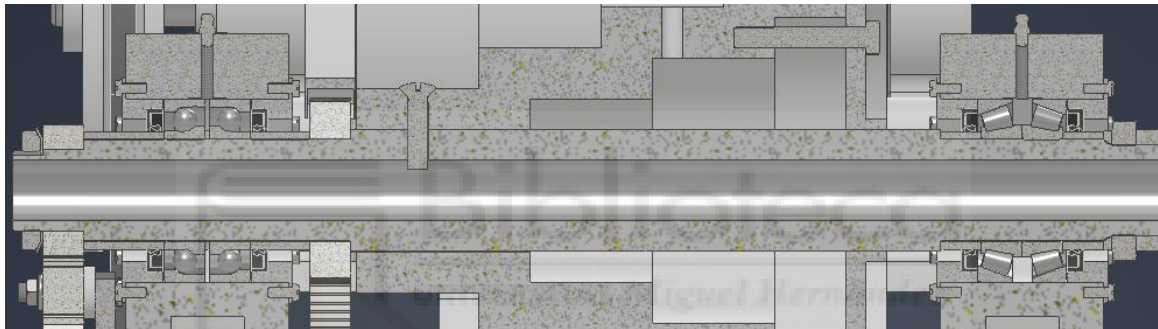


Figura 32. Montaje eje rediseñado.

1.2. Cálculos justificativos.

1.2.1. Dimensionamiento y justificación del motor elegido.

1.2.1.1. Potencia necesaria del motor.

En este apartado se desarrollan los cálculos necesarios para la justificación del motor elegido.

El objetivo es seleccionar el motor eléctrico del torno, de tal forma que sea capaz de soportar la condición de trabajo más desfavorable. Esta situación se produce cuando el torno debe transmitir:

- El máximo par.
- Mayor esfuerzo de corte.
- A baja velocidad de giro del husillo.

La combinación de estas condiciones exige el mayor esfuerzo mecánico a todos los elementos de la máquina y, por tanto, define el motor necesario.

- Datos de partida.

Partimos de un diámetro máximo de pieza de:

$$D_{\max} = 0,2 \text{ m.}$$

En cuanto al material de la pieza, se trata de acero al carbono bajo (muy usado a finales del siglo XIX y principios de XX).

Para el material de la herramienta se ha optado por Acero rápido (HSS).

- Condiciones de corte adoptadas.

En este cálculo, la idea es suponer el caso más desfavorable con el fin de determinar la potencia máxima que podría requerirse.

- Profundidad de pasada: $a_p = 3 \text{ mm}$
- Avance: $f = 0,3 \text{ mm/vuelta}$
- Velocidad de corte: $V_c = 10 \text{ m/min}$

Estos valores representan una condición exigente, pero razonable.

- Fuerza de corte

Para calcular la fuerza de corte para el acero al carbono se necesita el parámetro k_c , que es la fuerza específica de corte. Este parámetro se define como la fuerza necesaria para arrancar una viruta de sección unitaria (1 mm^2) del material.

Se trata de un valor experimental obtenido mediante ensayos de mecanizados. En aceros al bajo carbono, k_c se encuentra en el rango $1500 - 3100 \text{ MPa}$.

Para este estudio se ha tomado el valor, a partir de bibliografía técnica, de $k_c = 2720 \text{ MPa}$, correspondiente al mecanizado de aceros (Tabla 1).

Kc						
Material de Trabajo	Fuerza de tensión (MPa) y dureza	Fuerza de Corte Específica Kc(MPa)				
		0.1 (mm/rev)	0.2 (mm/rev)	0.3 (mm/rev)	0.4 (mm/rev)	0.6 (mm/rev)
Acero Suave	520	3610	3100	2720	2500	2280
Acero Medio	620	3080	2700	2570	2450	2300
Acero Duro	720	4050	3600	3250	2950	2640

Tabla 1. Fuerza de corte específica Mitsubishi materials México S.A. de C.V.

A partir de este parámetro se calcula la fuerza de corte.

$$F_c = k_c \cdot a_p \cdot f = 2720 \cdot 3 \cdot 0,3 = 2448 \text{ N}$$

- Par resistente en el husillo.

El par necesario en el husillo se obtiene aplicando la fuerza al radio máximo de la pieza:

$$T_h = F_c \cdot R$$

$$T_h = 2448 \cdot 0,1 = 244,8 \text{ N.m}$$

- Potencia útil necesaria en el husillo.

En primer lugar, se pasa la velocidad de corte (V_c) a m/s.

$$V_c = \frac{10}{60} = 0,167 \text{ m/s.}$$

La potencia útil en el husillo será:

$$P_h = F_c \cdot V_c$$

$$P_h = 2448 \cdot 0,167 \approx 409 \text{ W}$$

Por tanto:

$$P_h \approx 0,409 \text{ kW}$$

- Rendimiento del sistema de transmisión

Los cálculos anteriores se han realizado suponiendo condiciones ideales. Sin embargo, en la práctica siempre existen pérdidas de energía, por lo que el rendimiento siempre será menor que la unidad.

Para los tornos de esta época con:

- Transmisión por correas.
- Engranajes rectos.
- Casquillos de fricción.

Se adopta un rendimiento global de:

$$\eta = 0,7$$

- Potencia requerida en el motor

Una vez conocido el rendimiento global aproximado, podemos calcular la potencia requerida en el motor.

$$P_{motor} = \frac{Ph}{\eta}$$

$$P_{motor} = \frac{0,409}{0,7} \approx 0,58 \text{ kW}$$

- Margen de seguridad

Por último, resulta necesario aplicar un coeficiente de seguridad que contemple factores como el desgaste de herramientas, sobrecargas puntuales...

Siguiendo los criterios generales de diseño de máquinas, el coeficiente de seguridad no se considera un valor fijo, sino que debe seleccionarse en función de la incertidumbre de las cargas y de las condiciones de servicio.

Por ello, se considera adecuado en este caso aplicar un coeficiente de seguridad de

$$S = 1,3$$

$$P_{motor \text{ diseño}} = 1,3 \cdot 0,58 \approx 0,75 \text{ kW}$$

Este valor garantiza el funcionamiento del torno bajo las condiciones más desfavorables.

1.2.1.2. Elección del motor.

A partir de los datos obtenidos en los cálculos de potencia y par necesarios, se procede a seleccionar un motor que cumpla los requisitos (Tabla 2).

Potencia kW	Tipo de motor	Código de producto	Velocidad r/min	Eficiencia IEC 60034-30-1; 2014			Factor de potencia Cosφ	Corriente		Par			Momento de inercia J = 1/4 GD²kgm²	Peso kg	Nivel de presión acústica L _{pa} dB		
				Plena carga 100%	3/4 de carga 75%	1/2 de carga 50%		I _N A	I _L /I _N	T _N Nm	T _L /T _N	T _B /T _N					
				Diseño CENELEC													
1500 r/min = 4 polos				400 V 50 Hz													
0,06	M2AA 56A 4	3GAA052001---E	1390	52,8	49,6	40,8	0,54	0,3	3,2	0,41	3,2	3,3	0,00019	2,9	47		
0,09	M2AA 56B 4	3GAA052002---E	1400	56,2	52,6	44,8	0,59	0,39	3,1	0,62	2,3	2,8	0,00024	3,2	48		
0,12	M2AA 63A 4	3GAA062001---E	1360	55	51,3	43	0,64	0,49	3,2	0,84	2,4	2,5	0,00027	3,7	51		
0,18	M2AA 63B 4	3GAA062002---E	1370	63,5	61	54,3	0,61	0,67	3,7	1,25	2,8	2,9	0,00034	4,2	54		
0,25	M2AA 71A 4	3GAA072001---E	1365	65,1	66	62,7	0,76	0,72	4	1,74	2	2,1	0,00066	5,2	45		
0,37 ¹⁾	M2AA 71B 4	3GAA072002---E	1375	69,7	71,9	71,1	0,79	0,96	3,8	2,5	2	2,2	0,0008	5,9	45		
0,75 ¹⁾	M2AA 80B 4	3GAA082002---E	1390	73	75,4	73,6	0,73	2	5,1	5,1	2,5	2,6	0,0019	10	50		
1,1	M2AA 90S 4	3GAA092001---E	1420	77,2	78,1	76	0,77	2,6	4,8	7,3	2	2,6	0,0032	13	50		
1,5	M2AA 90L 4	3GAA092002---E	1420	81,3	81,9	80,1	0,75	3,5	5,8	10	2,8	3	0,0043	16	50		

Tabla 2. Modelos de motores ABB.

Se ha seleccionado el motor ABB M2AA 80 B 4, con una potencia nominal de 0,75 kW y una velocidad nominal de 1390 rpm.

Este motor cumple con la potencia de diseño obtenida en los cálculos anteriores y proporciona el par suficiente, tras la reducción por poleas, para vencer el par resistente máximo, lo que garantiza su operación en las condiciones más exigentes de torneado.

1.2.1.3. Comprobación del régimen de giro del husillo.

El movimiento se transmite desde el motor al husillo mediante dos etapas de poleas.

Un punto muy importante es que, para considerar la condición de funcionamiento más desfavorable del sistema de transmisión, esta debe corresponderse a la combinación de poleas que proporcionen la mayor reducción de velocidad, esto es, el acoplamiento del plato de mayor diámetro del husillo, con el de menor diámetro en la polea intermedia.

Esta configuración es la que exige mayor par al motor, y por tanto, resulta determinante para garantizar que la máquina pueda trabajar en cualquier condición de servicio.

Polea del motor:

$$D_m = 55 \text{ mm}$$

Polea intermedia (etapa 1):

$$D_1 = 260 \text{ mm}$$

Polea intermedia (etapa 2):

$$D_2 = 100 \text{ mm}$$

Polea del husillo:

$$D_h = 220 \text{ mm}$$

Primera etapa:

$$i_1 = \frac{D_1}{D_m} = \frac{260}{55} = 4,73$$

Segunda etapa:

$$i_2 = \frac{D_h}{D_2} = \frac{220}{100} = 2,2$$

Relación total:

$$i = i_1 \cdot i_2 = 10,406$$

Por tanto, la velocidad en el husillo en el caso más desfavorable será:

$$v_{\text{husillo}} = \frac{v_{\text{motor}}}{i} = \frac{1390}{10,406} = 133,57 \text{ rpm.}$$

A partir de la velocidad nominal del motor seleccionado y de la relación de transmisión del sistema de poleas se obtiene una velocidad de giro del husillo de aproximadamente 133,6 rpm para la configuración de mayor reducción.

Este valor se considera adecuado para el funcionamiento previsto de la máquina. La variación de la velocidad del husillo se logra mediante el cambio de las correas en las poleas escalonadas, permitiendo adaptar el régimen de giro a las condiciones de corte requeridas.

1.2.2. Diseño y verificación del nuevo eje.

1.2.2.1. Condiciones de carga.

El eje principal constituye el elemento estructural fundamental del sistema de transmisión del torno, siendo el encargado de recibir el par motor procedente del sistema de accionamiento y transmitirlo tanto al proceso de mecanizado como a los mecanismos auxiliares de avance.

Debido a su función, el eje está sometido a un estado de cargas combinadas.

El análisis de esfuerzos resulta imprescindible para garantizar la integridad estructural del nuevo diseño, así como para verificar que las tensiones generadas se mantienen por debajo del límite elástico del material seleccionado, asegurando un coeficiente de seguridad adecuado frente al fallo estático y fatiga.

El eje es soportado mediante 2 apoyos y debe resistir las siguientes solicitaciones:

- Fuerza del engranaje del extremo (tangencial y radial).

Como se ha comentado anteriormente, el eje principal deriva una fracción del par total hacia el sistema de avance del carro mediante un engranaje solidario al propio eje. Esta derivación implica la aparición de fuerzas adicionales de contacto entre dientes, que generan solicitaciones tangenciales y radiales sobre el eje.

Con el fin de modelizar esta situación de forma realista, pero conservadora, se ha estimado que aproximadamente un 5% del par total transmitido por el husillo se destina al accionamiento del mecanismo de avance.

Siendo T_h el par transmitido por el motor al husillo, el par derivado al engranaje de avance será:

$$T_{avance} = 0,05 \cdot T_h = 0,05 \cdot 244,8 = 12,24 \text{ N.m}$$

En el engranaje se dan 2 tipo de fuerzas, una es la fuerza tangencial, responsable directa de la transmisión del movimiento y otra es la fuerza radial, que aparece debido al ángulo de presión del engranaje (Figura 33).

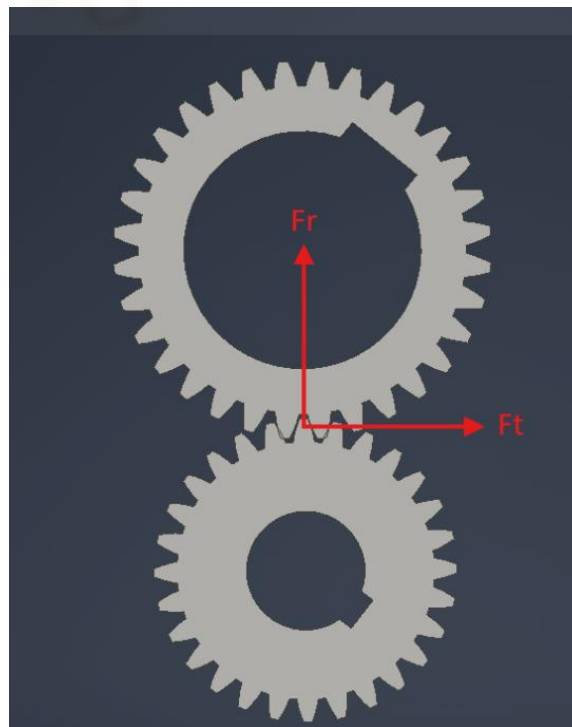


Figura 33. Representación de fuerzas entre dos engranajes.

Una vez obtenido el par transmitido al engranaje, pueden calcularse ambas fuerzas.

El par del engranaje también se puede calcular como:

$$T_{avance} = F_t \cdot r_p$$

$$\text{Donde: } r_p = \frac{N^\circ \text{ dientes} \cdot m}{2} = \frac{32 \cdot 1,875}{2} = 30\text{mm} = 0,03 \text{ m}$$

Despejando se obtiene:

$$F_t = \frac{T_{avance}}{r_p} = \frac{12,24}{0,03} = 408 \text{ N}$$

Una vez obtenida la fuerza tangencial y conociendo el ángulo de presión del engranaje ($\emptyset = 20^\circ$), se puede calcular la fuerza radial:

$$F_r = F_t \cdot \tan \emptyset = 408 \cdot \tan 20 = 148,5 \text{ N}$$

Por tanto, se concluye que el tren de engranajes ejerce sobre el eje una fuerza tangencial de $F_t = 408 \text{ N}$ y una fuerza radial $F_r = 148,5 \text{ N}$.

- Fuerza de la polea.

El movimiento del eje principal se transmite desde el motor mediante un sistema de poleas y correas. Este tipo de transmisión genera sobre el eje una carga radial debida a las tensiones existentes en los ramales de la correa (Figura 34).

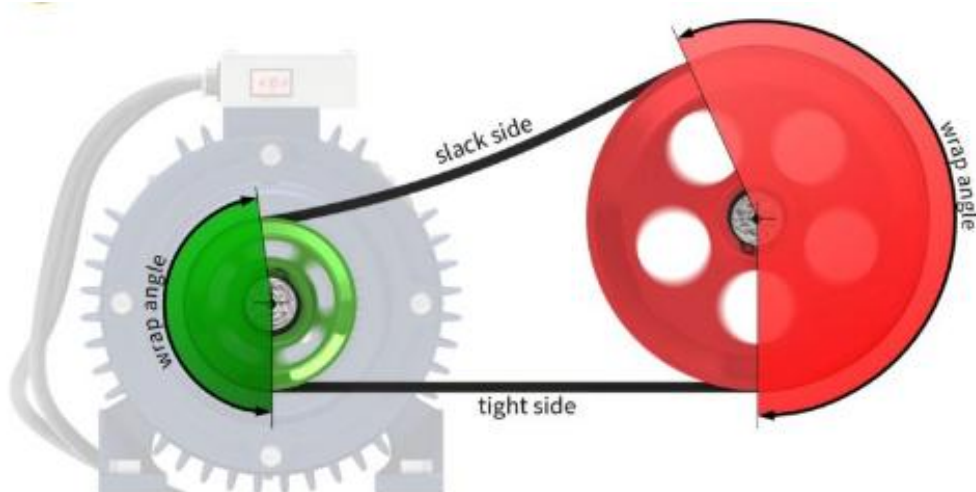


Figura 34. Representación de lados tirante y laxo en una transmisión por correa.

En una transmisión por correa se distinguen dos ramas claramente diferenciadas: el ramal tirante, que soporta la mayor tensión, siendo el responsable principal de la transmisión de potencia, y el ramal laxo, que presenta una tensión inferior. La diferencia entre ambas tensiones, multiplicada por el radio de la polea, determina el par transmitido:

$$T = (F_{\text{tirante}} - F_{\text{laxo}}) \cdot R$$

Se considera que la tensión del ramal laxo equivale aproximadamente al 10 % del ramal tirante:

$$F_{\text{laxo}} = 0,1 \cdot F_{\text{tirante}}$$

Sustituyendo en la ecuación anterior:

$$T = (F_{\text{tirante}} - F_{\text{laxo}}) \cdot R$$

$$T = (F_{\text{tirante}} - 0,1 \cdot F_{\text{tirante}}) \cdot R$$

$$244,8 = (F_{\text{tirante}} - 0,1 \cdot F_{\text{tirante}}) \cdot 0,11$$

$$F_{\text{tirante}} = 2472,8 \text{ N}$$

Una vez obtenido el valor de F_{tirante} , puede calcular el valor de F_{laxo} .

$$F_{\text{laxo}} = 0,1 \cdot F_{\text{tirante}}$$

$$F_{\text{laxo}} = 0,1 \cdot 2472,8$$

$$F_{\text{laxo}} = 247,28 \text{ N}$$

Conocidos el valor de las fuerzas tirante y laxo se calcula la fuerza total aplicada en la polea.

$$F_{\text{polea}} = F_{\text{tirante}} + F_{\text{laxo}}$$

$$F_{\text{polea}} = 2472,8 + 247,28$$

$$F_{\text{polea}} = 2720 \text{ N}$$

Debido a la disposición geométrica de la transmisión por correa, la resultante de las tensiones del ramal tirante y del ramal laxo no actúa en dirección puramente vertical u horizontal, sino que actúa con un ángulo (θ).

En consecuencia, la fuerza radial total ejercida por la correa sobre la polea puede descomponerse en sus componentes mediante:

$$F_{\text{polea } x} = F_{\text{polea}} \cdot \cos \theta$$

$$F_{\text{polea } y} = F_{\text{polea}} \cdot \sin \theta$$

Donde θ es el ángulo que forma la línea de acción de la correa con el eje horizontal.

Según la configuración de la transmisión del torno:

$$\theta = 25^\circ$$

Por tanto:

$$F_{\text{polea } x} = 2465,16 \text{ N}$$

$$F_{\text{polea } y} = 1149,52 \text{ N}$$

- Fuerza de corte aplicada sobre la pieza.

Para el análisis estructural del eje se ha considerado el caso de carga más desfavorable desde el punto de vista resistente. Se ha modelizado el mecanizado de una pieza de la máxima longitud posible sin apoyo mediante el contrapunto, generando una condición de voladizo, que incrementa significativamente los momentos flectores transmitidos al husillo.

Se ha considerado una longitud de pieza de 0,3 metros medida desde el extremo derecho del eje, aplicando en dicho punto la fuerza de corte correspondiente al proceso de torneado.

La fuerza de corte utilizada es la misma que se utilizó en apartados anteriores.

$$F_c = 2448 \text{ N}$$

1.2.2.2. Reacciones en apoyos.

El cálculo de las reacciones en los apoyos del eje se ha realizado mediante el módulo generador de componentes de eje. A partir de las cargas aplicadas y de la geometría del conjunto, la herramienta permite obtener las fuerzas de reacción en los apoyos, así como los diagramas de esfuerzos y momentos del eje (Anexo B).

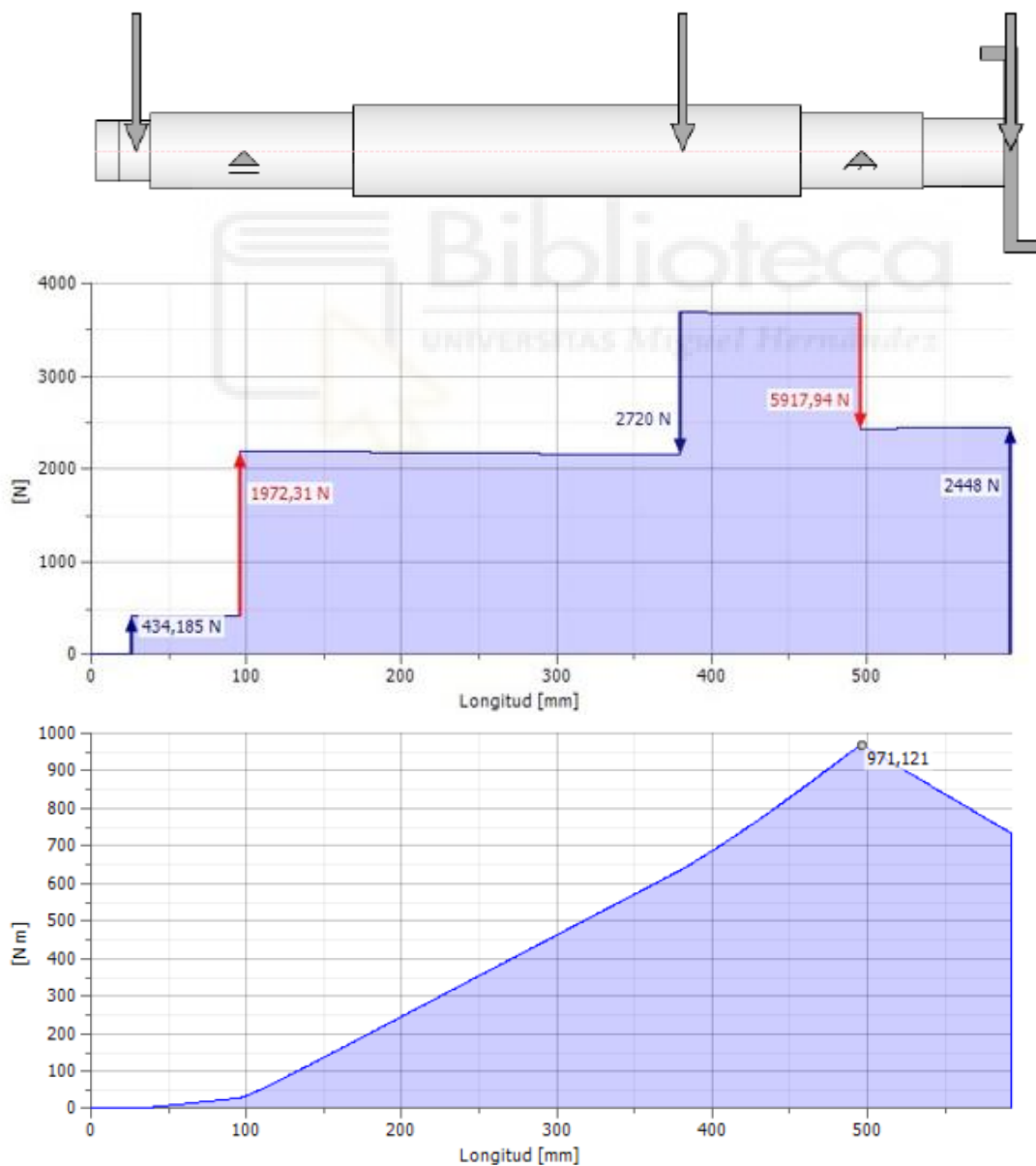
El análisis realizado mediante esta herramienta se centra principalmente en el comportamiento a flexión del eje, complementándose posteriormente con el cálculo analítico de las tensiones combinadas.

Asimismo, se ha realizado adicionalmente una comprobación analítica mediante cálculo manual, con el fin de verificar la coherencia de las reacciones obtenidas en los apoyos y de los esfuerzos presentes en el eje.

1.2.2.3. Tensiones.

Mediante el desarrollo de una hoja de cálculo en Excel, en la que se ha realizado un análisis iterativo de las tensiones a lo largo del eje, y apoyándose en los diagramas obtenidos a partir del generador de componentes de eje (Anexo B), se ha llevado a cabo la evaluación de las tensiones del conjunto.

Este análisis ha permitido identificar que la zona más crítica del eje se corresponde al cambio de sección situado a continuación de los rodamientos cónicos, donde se produce una concentración de tensiones debida a la variación geométrica, coincidiendo además con valores elevados de momento flector.



Por ello, se procede al estudio de tensiones en la sección más desfavorable, conociendo los siguientes datos:

Momento flector: $M = 870000 \text{ N/mm}$	Momento de inercia: $I = 161446 \text{ mm}^4$
Diámetro exterior: $D = 45 \text{ mm}$	Par torsor: $T = 244800 \text{ N.mm}$
Diámetro interior: $d_{\text{int}} = 30 \text{ mm}$	Momento de inercia polar: $J = 322893 \text{ mm}^4$

A partir del momento flector y del momento torsor se calculan las tensiones nominales normal y tangencial máximas.

$$\sigma_{\text{máx}}^{\text{nom}} = \frac{M \cdot r}{I} = \frac{870000 \cdot 22,5}{161446} = 121,25 \text{ MPa}$$
$$\tau_{\text{máx}}^{\text{nom}} = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{244800 \cdot 22,5}{322893} = 17 \text{ MPa}$$

En esta zona, como se ha comentado, existe un cambio de sección que introduce un concentrador de tensiones que afecta a las tensiones nominales. Los factores de concentración de tensiones a fatiga o dinámicos K_f se calculan a partir de los factores de concentración de tensiones estáticos K_t , y la sensibilidad de muescas q .

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

En el caso del concentrador de tensiones para esfuerzos tangenciales, la expresión es la siguiente.

$$K_{fs} = 1 + q (K_{ts} - 1)$$

Las tensiones normales y tangenciales máximas se calculan según las siguientes expresiones.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_f \cdot \sigma_{m\acute{a}x}^{nom}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_{fs} \cdot \tau_{m\acute{a}x}^{nom}$$

Se obtiene el valor de la sensibilidad a las muescas q (Tabla 3).

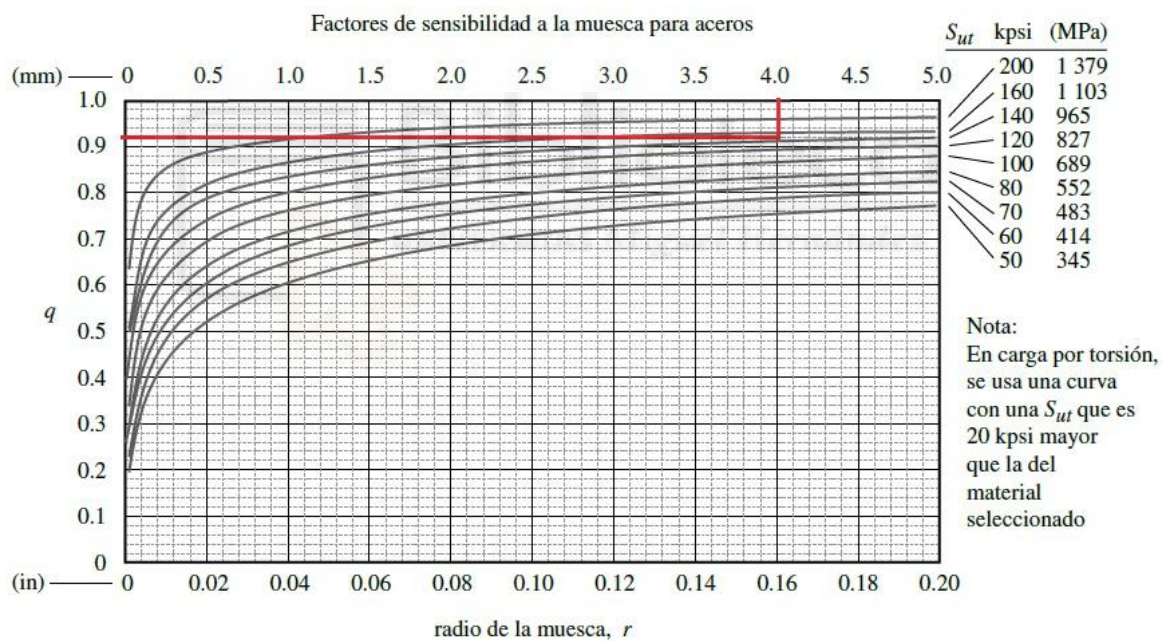


Tabla 3. Factores de sensibilidad a la muesca para aceros (q).

Obteniendo un valor de: $q = 0,92$

Del apéndice G del libro de Norton, obtenemos los valores de los factores geométricos de concentración de esfuerzo.

Conociendo: $r = 4 \text{ mm}$; $D = 50 \text{ mm}$; $d = 45 \text{ mm}$

Para tensiones nominales (Tabla 4):

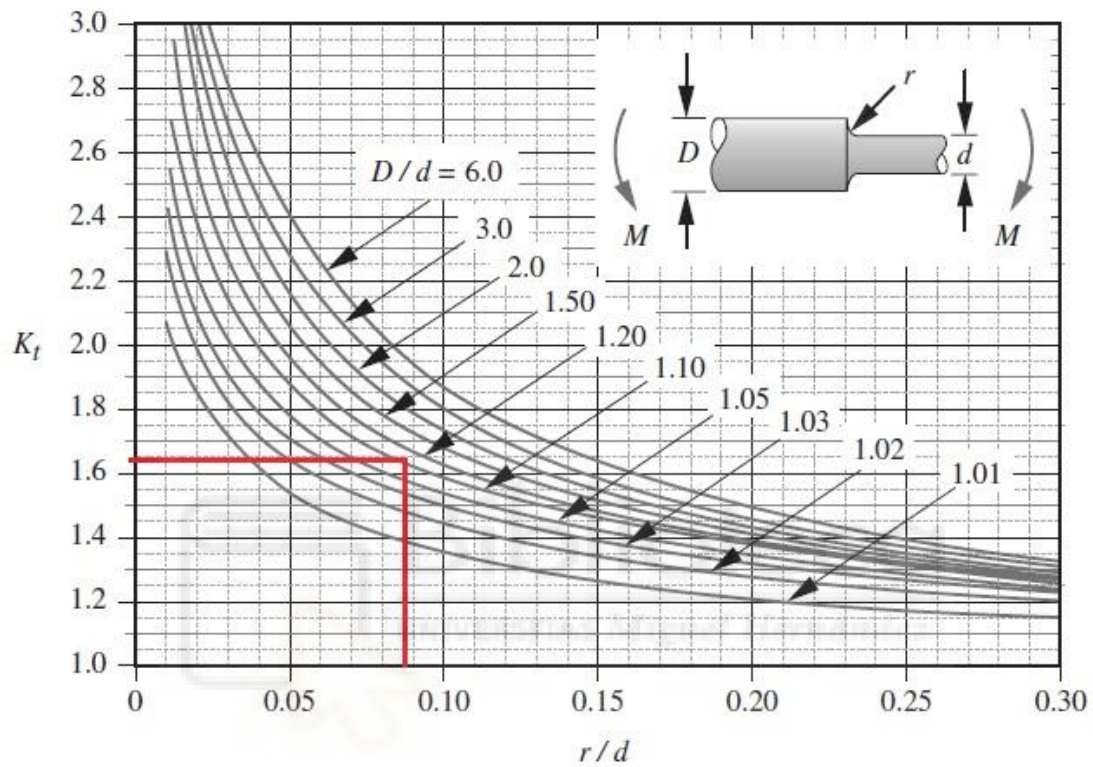


Tabla 4. Factor geométrico de esfuerzo K_t para un eje con filete de hombro en flexión.

Dando lugar a un valor de: $K_t = 1,65$

En cuanto a los esfuerzos tangenciales (Tabla 5):

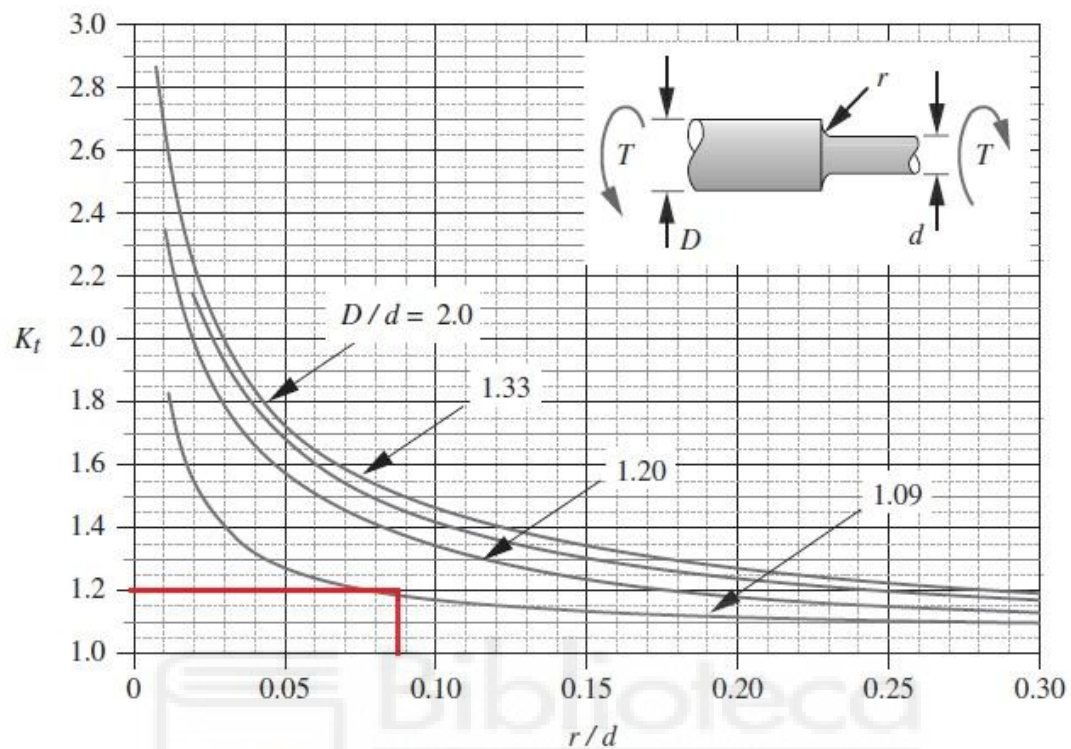


Tabla 5. Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en torsión.

Dando lugar a un valor de $K_{ts} = 1,2$

Conociendo los valores de K_t y K_{ts} , podemos hallar las concentraciones de tensiones nominal y tangencial finales.

$$K_f = 1 + 0,92 (1,65 - 1) = 1,598$$

$$K_{fs} = 1 + 0,92 (1,2 - 1) = 1,184$$

Aplicando los factores de concentración de esfuerzos, las tensiones máximas en la zona de cambio de sección serán:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_f \cdot \sigma_{m\acute{a}x}^{nom} = 1,598 \cdot 121,25 = 193,75 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_{fs} \cdot \tau_{m\acute{a}x}^{nom} = 1,184 \cdot 17 = 20,1 \text{ MPa}$$

A continuación, se calculan las tensiones medias y alternantes, tanto para las tensiones normales como para las tangenciales.

$$\begin{aligned} \sigma_{m\acute{a}x} &= -\sigma_{m\acute{i}n} \\ \sigma_m &= \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = 0 \text{ MPa} \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \sigma_{m\acute{a}x} = 193,75 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Las tensiones tangenciales alternantes y medias:

$$\begin{aligned} \tau_a &= \tau_{m\acute{a}x} = 20,1 \text{ MPa} \\ \tau_m &= \frac{\tau_{m\acute{a}x}}{2} = 10,064 \text{ MPa} \end{aligned}$$

A partir de las componentes medias y alternantes de las tensiones tangenciales y normales se calcula la tensión equivalente de von Mises media y alternante:

$$\begin{aligned} \sigma'_m &= \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = 17,43 \text{ MPa} \\ \sigma'_a &= \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = 196,85 \text{ MPa} \end{aligned}$$

1.2.2.4. Cálculo del límite de resistencia a fatiga.

El siguiente paso consiste en estimar la resistencia a fatiga del eje. Para componentes fabricados en acero, puede utilizarse el límite a vida infinita S_e . (ecuación 4.6 del libro de Norton)

$$S_e = C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{superficie} \cdot C_{temperatura} \cdot C_{confiabilidad} \cdot S_e'$$

El material seleccionado para el eje es acero UNE F-1250 tratado térmicamente mediante temple y revenido. La resistencia última a tracción esperada de este tratamiento es de 1400 MPa. A efectos de cálculo se adopta dicho valor:

$$S_{ut} = 1400 \text{ MPa}$$

Del libro de referencia de Norton se han extraído las siguientes tabla y expresiones con las que obtener los diferentes coeficientes anteriores. El límite de resistencia a fatiga teórico S_e' y la resistencia a fatiga teórica S_f' se puede estimar en función de la resistencia última del material S_{ut} .

Para aceros, según la literatura consultada [Norton. Diseño de máquinas], se considera adecuado para $S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$ que $S_e' \approx 0,5 S_{ut}$.

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut}$$

$$S_e' = 0,5 \cdot 1400 = 700 \text{ MPa}$$

El coeficiente de carga para cargas de flexión y torsión se utiliza un coeficiente de 1.

$$C_{carga} = 1 \quad (4.7a \text{ en libro Norton})$$

El coeficiente de corrección por efectos dimensionales se calcula según (Tabla 6):

$$\begin{aligned} \text{para } d \leq 0.3 \text{ in (8 mm):} & \quad C_{\text{tamaño}} = 1 \\ \text{para } 0.3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in:} & \quad C_{\text{tamaño}} = 0.869d^{-0.097} \\ \text{para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm:} & \quad C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.097} \end{aligned}$$

Tabla 6. Coeficiente de tamaño.

En nuestro caso se utilizará para: $8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm}$

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189 \cdot 45^{-0,097} = 0,814$$

El coeficiente de superficie se selecciona desde la tabla (Tabla 7).

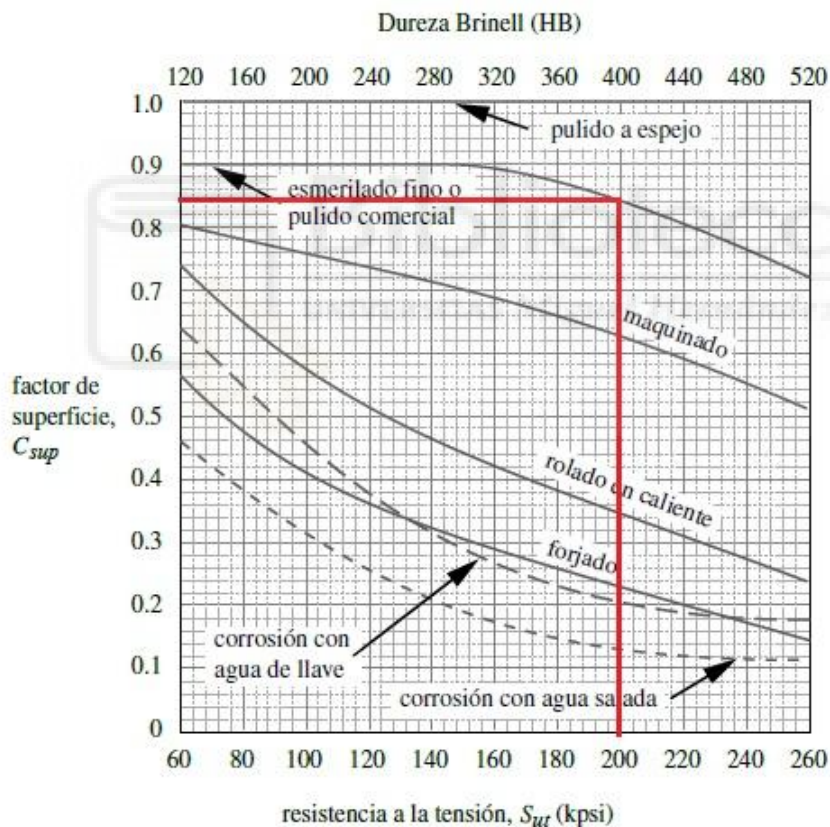


Tabla 7. Factor de superficie para varios acabados en acero.

Sabemos que $S_{ut} = 1400 \text{ MPa} \approx 203 \text{ kpsi}$

Por otro lado, se ha realizado un pulido comercial en las zonas críticas. Por tanto:

$$C_{\text{superficie}} = 0,85$$

El factor de temperatura se calcula según las siguientes fórmulas (Tabla 8).

$$\begin{aligned} \text{para } T \leq 450 \text{ }^{\circ}\text{C (840 }^{\circ}\text{F):} \quad C_{temp} &= 1 \\ \text{para } 450 \text{ }^{\circ}\text{C} < T \leq 550 \text{ }^{\circ}\text{C:} \quad C_{temp} &= 1 - 0.0058(T - 450) \\ \text{para } 840 \text{ }^{\circ}\text{F} < T \leq 1\,020 \text{ }^{\circ}\text{F:} \quad C_{temp} &= 1 - 0.0032(T - 840) \end{aligned}$$

Tabla 8. Factor de temperatura.

En este caso $T < 450^{\circ}$ por lo tanto:

$$C_{temperatura} = 1$$

El factor de confiabilidad con una supuesta desviación estándar del 8% se selecciona en (Tabla 9):

Tabla 4-4
Factores de confiabilidad
para $S_d = 0.08 \mu$

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Tabla 9. Factores de confiabilidad

Tomamos una confiabilidad del 99% por tanto, nuestro valor será:

$$C_{confiabilidad} = 0,814$$

Una vez conocidos todos los coeficientes se puede sustituir en la fórmula de resistencia a fatiga.

$$Se = C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{superficie} \cdot C_{temperatura} \cdot C_{confiabilidad} \cdot Se'$$

$$Se = 1 \cdot 0,814 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 700$$

$$Se = 394,24 \text{ MPa}$$

1.2.2.5. Cálculo del coeficiente de seguridad a fatiga.

Con los datos anteriores, podemos calcular el coeficiente de seguridad a fatiga.

$$Ne = \frac{S_{ut} \cdot Se}{\sigma_a' \cdot S_{ut} + \sigma_m' \cdot Se} = \frac{1400 \cdot 394,24}{196,85 \cdot 1400 + 17,45 \cdot 394,24} = 1,954 > 1$$

Tras el estudio se concluye que el coeficiente de seguridad del árbol será de 1,954 y la zona crítica, es la zona correspondiente al cambio de sección tras los rodamientos cónicos.

Además, se debe tener en cuenta que el cálculo se ha efectuado bajo hipótesis conservadoras, considerando la situación de carga más desfavorable y suponiendo la actuación continuada de dichas cargas durante un elevado número de ciclos. En condiciones reales de funcionamiento, las máximas sollicitaciones únicamente se presentan de forma puntual durante determinadas operaciones de mecanizado, siendo lo más habitual que el eje trabaje bajo cargas inferiores a las consideradas en el diseño.

Finalmente, cabe destacar que aumentar significativamente el coeficiente de seguridad requeriría incrementar el diámetro del eje en la zona crítica o modificar la disposición de los apoyos, actuaciones que afectarían a la geometría original del torno.

1.2.3. Selección y verificación de rodamientos.

Con el fin de comprobar la validez de los rodamientos seleccionados para el nuevo diseño del eje se ha realizado una verificación mediante las herramientas de cálculo proporcionadas por el fabricante SKF.

A partir de las cargas radiales y axiales, la velocidad de giro del eje y la temperatura de funcionamiento, la herramienta permite evaluar la lubricación, fricción, frecuencias... verificando que estos cumplen las condiciones de funcionamiento requeridas para el sistema diseñado.

El informe completo generado mediante la herramienta de SKF se incluye en el Anexo C.

1.2.4. Diseño y verificación del engranaje de avance.

Con el objetivo de garantizar la viabilidad técnica del sistema de transmisión de avance, se ha realizado el dimensionamiento teórico del engranaje cilíndrico recto encargado de derivar el movimiento desde el husillo principal.

Considerando que el 5% del par total del husillo se deriva al engranaje encargado del avance del carro, y siendo dicho par igual a 12,24 N.m a una velocidad de giro de 133,57 rpm, la potencia transmitida resulta:

$$P = \frac{T \cdot n}{9550} = 0,1712 \text{ kW}$$

- Datos de partida del piñón.
 - Velocidad angular: $w = 133,57 \text{ rpm}$
 - N° de dientes: $N^\circ = 28$
 - Módulo: $m = 1,75$
 - El ángulo de presión: $\varnothing = 20^\circ$
 - Potencia a transmitir: 0,1712 kW
 - Par en el engranaje: 12,24 N.m

- Fuerzas en el piñón.

Calculamos el radio primitivo del engranaje:

$$r_p = \frac{d_{p1}}{2} = \frac{N^o \cdot m}{2} = \frac{28 \cdot 1,75}{2}$$

$$r_p = 24,5 \text{ mm}$$

Una vez obtenido el radio primitivo, pueden calcularse las componentes de la fuerza total que actúa sobre los dientes durante la transmisión de potencia.

$$W_t = \frac{T}{r_{p1}} = \frac{12,24}{0,0245} = 499,59 \text{ N}$$

$$W_r = W_t \cdot \tan 20^\circ = 181,83 \text{ N}$$

- Cálculo de esfuerzos de flexión:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{m \cdot F \cdot J} \cdot \frac{k_a \cdot k_m}{K_v} \cdot k_s \cdot k_B \cdot k_I$$

- Se elige una calidad de fabricación $Q_v = 6$
- Se elige (por el momento) tallar el diente sin corrección.
- Realizamos una primera aproximación al tamaño del diente:

$$F = 12 \cdot m = 21 \text{ mm}$$

- Factor de aplicación: suponemos uniforme $k_a = 1$
- Factor de distribución de carga: $F < 50 \text{ mm} \rightarrow k_m = 1,6$
(F: ancho de diente = 21 mm)
- Factor de velocidad:

$$V_t = w \cdot r_p = 133,57 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} \cdot 0,0245 = 0,343 \text{ m/s}$$

Con $Q_v = 6$:

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} = 0,825$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) = 59,77$$

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 \cdot V_t}} \right)^B = 0,898$$

- Factor de tamaño: no es inusualmente grande; $k_s = 1$
- Factor de engranaje: $k_I = 1$ (engranaje normal).
- Factor de aro: $k_B = 1$ (engranaje macizo).
- Factores geométricos:

El cálculo resistente a flexión del diente se ha realizado siguiendo el procedimiento establecido por la normativa AGMA para engranajes cilíndricos rectos de 20° de ángulo de presión, y suponiendo HPSTC debido a la existencia de suficiente calidad en el engranaje.

La elección del factor geométrico se elige por parejas de engranajes, por lo que es necesario el conocimiento del número de dientes del engranaje que estamos estudiando y su contiguo.

En este caso, el engranaje que estamos estudiando consta de 28 dientes y su contiguo de 32.

Para la elección del factor geométrico se ha utilizado la siguiente tabla (Tabla 10).

Tabla 8-9 Factor geométrico J para flexión de la AGMA, para 20°, y dientes de profundidad total con carga del HPSTC																
Dientes en el engrane	Dientes en el piñón															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.33	0.33								
26	U	U	U	U	U	U	0.33	0.35	0.35	0.35						
35	U	U	U	U	U	U	0.34	0.37	0.36	0.38	0.39	0.39				
55	U	U	U	U	U	U	0.34	0.40	0.37	0.41	0.40	0.42	0.43	0.43		
135	U	U	U	U	U	U	0.35	0.43	0.38	0.44	0.41	0.45	0.45	0.47	0.49	0.49

Tabla 10. Factor geométrico J para flexión de la AGMA para 20° .

Dado que los valores de los dientes de los engranajes no coinciden exactamente con los números de dientes tabulados en la tabla, el valor J se ha obtenido mediante interpolación lineal entre los valores correspondientes a 26 y 35 dientes, tanto en filas como en columnas.

Como resultado se obtiene un valor aproximado:

$$J \approx 0,37$$

Con todos los datos conocidos, ya se puede sustituir en la fórmula de esfuerzos a flexión:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{m \cdot F \cdot J} \cdot \frac{k_a \cdot k_m}{K_v} \cdot k_s \cdot k_B \cdot k_I$$

$$\sigma_b = \frac{499,59}{1,75 \cdot 21 \cdot 0,37} \cdot \frac{1 \cdot 1,6}{0,898} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 65,46 \text{ MPa}$$

- Esfuerzos superficiales.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F \cdot I \cdot d} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} \cdot C_s \cdot C_f}$$

Siendo d el más pequeño del contacto (es el que más sufre):

- $C_a = k_a = 1$
- $C_v = k_v = 0,898$
- $C_m = k_m = 1,6$
- $C_s = k_s = 1$

- Factor de acabado superficial:

C_f tiene en consideración el acabado si se ha fabricado con métodos convencionales

$$C_f = 1$$

- Coeficiente elástico (C_p)

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left[\frac{1 \cdot v_p^2}{E_p} + \frac{1 - v_g^2}{E_g} \right]}} = 187 \text{ MPa}^{-0,5}$$

$$\text{Acero} \left\{ \begin{array}{l} E_p = E_g = 200 \text{ GPa} \\ v_p = v_g = 0,3 \end{array} \right.$$

- Factor geométrico (I).

Se calcula por parejas. ($r_p = 24,5 \text{ mm}$; $r_r = 30 \text{ mm}$; $C = 54 \text{ mm}$)

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{(1 + x_p)}{P_d} \right)^2 - (r_p \cdot \cos 20^\circ)^2} - \frac{\pi}{P_d} \cdot \cos 20^\circ$$

Sabiendo que:

$$X_p = 0 \text{ (Diente sin corrección)}$$

$$P_d = \frac{1}{m} = \frac{1}{1,75}$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(24,5 + \frac{(1 + 0)}{1/1,75} \right)^2 - (24,5 \cdot \cos 20^\circ)^2} - \frac{\pi}{1/1,75} \cdot \cos 20^\circ = 7,44 \text{ mm}$$

$$\rho_g = C \cdot \sin 20^\circ - \rho_p$$

$$\rho_g = 54 \cdot \sin 20^\circ - 7,44 = 11$$

Conociendo estos datos, se puede sustituir en la fórmula para hallar el factor geométrico.

$$I = \frac{\cos(20)}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) \cdot d_p}$$

$$I = \frac{\cos(20)}{\left(\frac{1}{7,44} + \frac{1}{11}\right) \cdot 49} = 0,0851$$

- Tensiones en el contacto de los 2 engranajes.

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t}{F \cdot I \cdot d} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} \cdot C_s \cdot C_f}$$

$$\sigma_c = 187 \cdot \sqrt{\frac{499,59}{21 \cdot 0,0851 \cdot 49} \cdot \frac{1 \cdot 1,6}{0,898} \cdot 1 \cdot 1} = 596,2 \text{ MPa}$$

- Cálculo de la resistencia a flexión.

Los engranajes están contruidos con acero endurecido en masa 300HB $\rightarrow S_{f_b}' = 280 \text{ MPa}$

El objetivo es que aguante sin fallo 5 años, trabajando 8h/día 260 días al año.

$$N^{\circ} \text{ ciclos} = 5 \text{ años} \cdot \frac{260 \text{ días}}{\text{año}} \cdot \frac{8 \text{ h}}{\text{día}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{\text{h}} \cdot \frac{133,57 \text{ rev}}{\text{min}} = 8,335 \cdot 10^7 \text{ ciclos}$$

- Factor de vida (K_L):

$$K_L = 1,3558 \cdot (N^{\circ} \text{ ciclos})^{-0,0178} = 0,98$$

- Factor de confiabilidad $\rightarrow k_R = 1$ (Confiabilidad 99%)
- Factor de temperatura $\rightarrow k_T = 1$ ($T^a < 120^{\circ}\text{C}$)

Resistencia a fatiga por flexión:

$$S_{f_b} = \frac{k_L}{k_T \cdot k_R} \cdot S_{f_b}' = 274,4 \text{ MPa}$$

- Cálculo de la resistencia a fatiga superficial.

$$\text{Acero 300 HB} \rightarrow S_{f_c}' = 850 \text{ MPa}$$

- Factor de vida $\rightarrow C_L = 1,4488 \cdot (N^{\circ} \text{ ciclos})^{-0,023} = 0,952$
- Factor de confiabilidad $\rightarrow C_R = k_R = 1$ (Confiabilidad 99%)
- Factor de temperatura $\rightarrow C_T = k_T = 1$ ($T^a < 120^{\circ}\text{C}$)
- Factor por relación de durezas:

Como es el mismo material $HB_g = HB_p$

$$\frac{HB_g}{HB_p} < 1,2 \rightarrow A = 0$$

$$C_H = 1 + A \cdot (i \cdot 1) \rightarrow C_H = 1$$

$$Sf_c = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot Sf_c' = 850 \cdot 0,952 = 809,2 \text{ MPa}$$

- Coeficiente de seguridad a flexión.

$$N_b = \frac{Sf_b}{\sigma_b} = \frac{274,4}{65,46} = 3,78$$

- Coeficiente de seguridad por fatiga superficial.

$$N_c = \left(\frac{Sf_c}{\sigma_c} \right)^2$$

$$N_c = \left(\frac{809,2}{596,2} \right)^2 = 1,842$$



1.3. Planificación.

La planificación del proyecto se ha estructurado siguiendo el orden real de trabajo llevado a cabo durante el desarrollo del TFG. El punto de partida ha sido el análisis directo de una máquina existente, lo que ha permitido aplicar un enfoque de rediseño.

El proyecto se compone de varias fases consecutivas, que abarcan desde el estudio físico del torno original hasta el rediseño del eje principal, aplicando criterios actuales de diseño mecánico.

1.3.1. Fase de análisis inicial.

Como primera etapa del proyecto, se realizó una inspección directa del torno original. En esta fase se incluye la visita a la máquina, la toma de medidas principales y el desmontaje parcial de algunos conjuntos, con el objetivo de comprender su funcionamiento interno.

Durante esta fase se llevaron a cabo las siguientes tareas:

- Medición de dimensiones del torno y de sus componentes principales.
- Observación del sistema de transmisión del movimiento.
- Análisis del sistema original de apoyo del eje principal.

Este análisis permitió identificar las soluciones constructivas de la época, así como las limitaciones asociadas a estas, especialmente en lo relativo al sistema de apoyo del eje mediante casquillos. (Figura 35 y 36).



Figura 35. Mitad superior del casquillo.



Figura 36. Eje acoplado en la mitad inferior del casquillo.

1.3.2. Fase de modelación tridimensional.

Una vez recopilada la información necesaria del torno original, se procedió a la creación del modelo tridimensional del conjunto mediante el software Autodesk Inventor. Este modelo se realizó reproduciendo fielmente la geometría y disposición de los elementos originales, con el objetivo de disponer de una base sólida sobre la que trabajar.

El modelado 3D permitió:

- Visualizar el funcionamiento del conjunto.
- Analizar el montaje y desmontaje de los distintos componentes.
- Servir como soporte para el posterior rediseño de los elementos seleccionados.

1.3.3. Fase de cálculos.

A partir del modelo tridimensional y del conocimiento adquirido sobre el funcionamiento del torno, se procedió a analizar el alcance de los cálculos a realizar.

En esta etapa se valoraron distintas posibilidades de estudio, seleccionándose finalmente el análisis del sistema de accionamiento.

En primer lugar, se realizó el cálculo de la potencia necesaria del motor, considerando las condiciones de trabajo más desfavorables del torno.

Posteriormente, se planteó el rediseño del eje principal con el objetivo de modernizar el conjunto, sustituyendo el sistema original de casquillos de bronce por un sistema de apoyo mediante rodamientos normalizados, casquillos y retenes.

1.3.4. Fase de rediseño del eje principal.

Una vez definido el elemento objeto de estudio se abordó el rediseño del eje principal del torno.

1.3.5. Fase de validación mediante modelado CAD.

Con el rediseño definido, se procedió a su implementación en el modelo tridimensional, integrando el nuevo eje con sus respectivos rodamientos, juntas y casquillos, de tal manera que permitiera la comprobación del correcto montaje y generar los planos necesarios para la fabricación.

1.3.6. Fase de fabricación, montaje y puesta en servicio del eje moderno.

1.3.6.1. Fabricación del eje moderno.

El eje principal rediseñado se plantea para su fabricación a partir de una barra hueca de acero al carbono, en función de los requisitos mecánicos del conjunto se escoge el F-1250.

Dicha fabricación del eje se realizará mediante procesos convencionales de mecanizado habituales en talleres mecánicos industriales.

El proceso de fabricación se desarrollaría siguiendo las siguientes etapas:

- En primer lugar, se realiza el corte del material en bruto a partir de la barra, dejando un sobre espesor suficiente para las operaciones posteriores de mecanizado y acabado.
- A continuación, se realiza el refrentado en ambas caras y el centrado del eje para garantizar la alineación correcta durante el torneado.
- Seguidamente, el eje se mecaniza en un torno paralelo, donde se llevan a cabo las operaciones de torneado exterior para obtener los distintos diámetros y cambios de sección necesarios. Estos escalones permitirán posteriormente el posicionamiento axial de los rodamientos, casquillos y retenes, la fijación de estos y la correcta transmisión de esfuerzos.
- Una vez obtenida la geometría básica se mecaniza el chavetero longitudinal mediante fresadora. También se realiza el taladro transversal roscado, destinado a la fijación del eje con la polea para la transmisión del movimiento mediante el tornillo.
- Posteriormente, se llevan a cabo las operaciones de acabado, incluyendo el chaflanado y redondeo de aristas, la limpieza del eje y la verificación dimensional de las superficies críticas, especialmente las destinadas al montaje de los rodamientos.

- Finalmente, el tallado del engranaje se realiza mediante una fresadora universal con divisor.

1.3.6.2. Montaje del sistema de apoyo.

La primera operación necesaria consiste en el mecanizado destinado a los alojamientos de los rodamientos, que se obtiene mediante una operación de mandrinado realizada en una fresadora, ensamblando previamente las dos mitades del cabezal para garantizar la concentricidad y la correcta alineación del alojamiento.

El sistema de apoyo del eje principal se ha diseñado utilizando rodamientos normalizados, sustituyendo los casquillos originales del torno.

Este rediseño permite aumentar la vida útil del conjunto, mejorar la precisión de giro y reducir las necesidades de mantenimiento.

1.3.6.3. Sistema de lubricación y sellado.

El sistema de lubricación para el conjunto de rodamientos se basa en el empleo de grasa lubricante de base litio, adecuada para aplicaciones con rodamientos sometidos a cargas combinadas y regímenes de giro moderadas.

El tipo de lubricante recomendado por el fabricante de los rodamientos es LGEP 1 para aplicaciones generales en rodamientos radiales y axiales (Anexo C).

Con el objetivo de minimizar modificaciones estructurales en el cabezal del torno se ha decidido reutilizar el conducto de lubricación existente en el diseño original.

Para ello:

- Los rodamientos se disponen axialmente de manera que el canal de lubricación quede alineado con el espacio intermedio entre ellos.
- La grasa introducida a través del conducto se distribuye hacia ambas pistas mediante el volumen interno del alojamiento.

Esta disposición, permite una correcta incorporación del lubricante sin necesidad de mecanizados adicionales.

En cuanto al sistema de sellado, el conjunto incorpora retenes radiales de labio elastomérico en ambos extremos del eje.

1.3.6.4. Puesta en servicio.

Una vez finalizado el proceso de fabricación y montaje del eje rediseñado junto con su sistema de apoyo mediante rodamientos, se procede a la puesta en servicio del conjunto.

En primer lugar, se realiza una inspección visual del montaje con el fin de verificar la correcta colocación de los rodamientos, elementos de fijación, retenes y resto de componentes.

Asimismo, se comprueba que el eje gira libremente sin interferencias ni rozamientos anómalos.

Posteriormente, se procede a la lubricación del sistema mediante la grasa especificada para este tipo de rodamientos, garantizando una adecuada protección frente al desgaste y una correcta disipación del calor durante el funcionamiento.

Finalmente, se realiza una prueba de funcionamiento en vacío, verificando el correcto giro del eje, la ausencia de vibraciones anómalas y el adecuado comportamiento del sistema de transmisión.

Una vez comprobado el correcto funcionamiento del conjunto, este queda preparado para su funcionamiento en condiciones normales de trabajo.

1.4. Estudio de seguridad.

1.4.1. Introducción.

El objetivo de este estudio es identificar los principales riesgos de la utilización del torno mecánico diseñado en este proyecto, así como establecer las medidas preventivas de protección necesarias para evitar accidentes durante su funcionamiento.

1.4.2. Riesgos identificados y medidas preventivas.

Uno de los riesgos más habituales en entornos de taller es la caída al mismo nivel.

La presencia de superficies deslizantes, herramientas u objetos mal ubicados, así como el desorden general puede ocasionar resbalones o tropiezos que deriven en lesiones. Para evitarlo es esencial mantener el área de trabajo ordenada, limpia y libre de obstáculos, garantizando un entorno seguro para el operario.

Proyección de fragmentos y partículas: durante las operaciones de mecanizado es frecuente la expulsión de virutas y pequeñas partículas metálicas, las cuales pueden impactar sobre los operarios y causar lesiones, especialmente en los ojos o la piel. Para minimizar este riesgo, es esencial el uso de los equipos de protección individual (EPIs) como gafas de seguridad, cascos y calzado de seguridad, para proteger a los operarios.

Atrapamientos: se da cuando las manos, prendas sueltas o accesorios entran en contacto con las partes móviles del torno, como el husillo, el plato o los engranajes.

Las herramientas de corte y las piezas recién mecanizadas pueden alcanzar altas temperaturas, generando peligro de quemaduras por contacto térmico.

Es fundamental la utilización de ropa de trabajo ajustada, sin bolsillos en el pecho ni cinturones, evitar el uso de joyas como anillos, que podrían engancharse y una correcta formación en el manejo del torno para evitar estos accidentes.

1.4.3. Procedimientos seguros de trabajo.

Verificaciones previas al mecanizado: antes de iniciar cualquier operación en el torno, es imprescindible comprobar que todos los elementos se encuentren correctamente ajustados y en condiciones seguras de funcionamiento.

Se debe verificar que el plato esté bien fijado, la herramienta de trabajo fija de manera firme y que el área de trabajo esté libre de objetos o herramientas sueltas.

Montaje y desmontaje de mandriles: el proceso de instalación o retirada de mandriles debe realizarse utilizando herramientas apropiadas con movimientos controlados y evitando golpes o esfuerzos innecesarios, previniendo así daños en los componentes del torno como riesgos de lesiones en el operario.

Manipulación y eliminación de virutas: durante el torneado, la formación de virutas es constante y puede implicar riesgo de cortes o quemaduras debido a su temperatura y filo. Por ello, la eliminación debe realizarse únicamente con útiles diseñados para tal fin, como ganchos o cepillos con protección, evitando en todo momento el contacto directo con las manos.

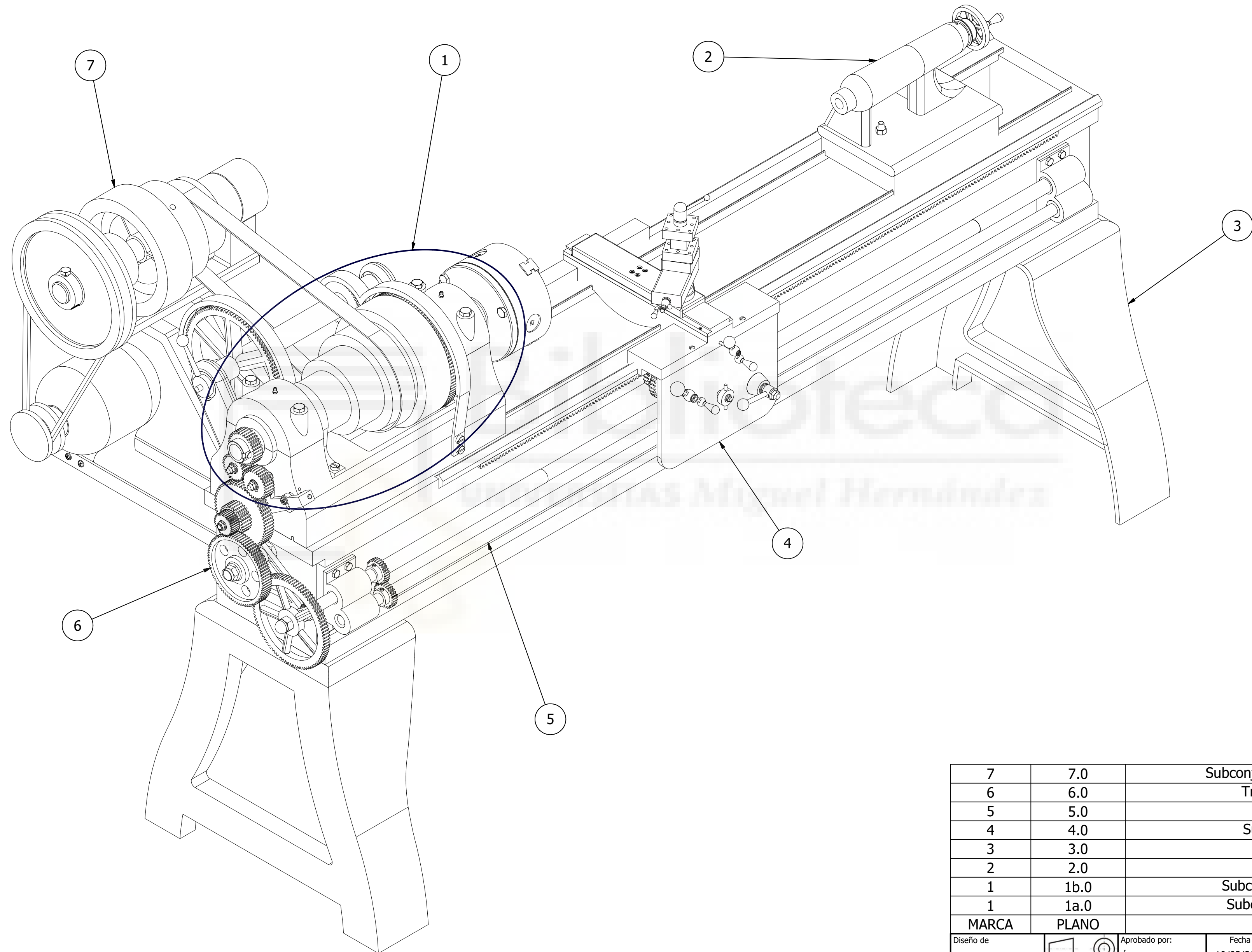
Además, las virutas deben depositarse en contenedores específicos para mantener el entorno limpio.

2. PLANOS

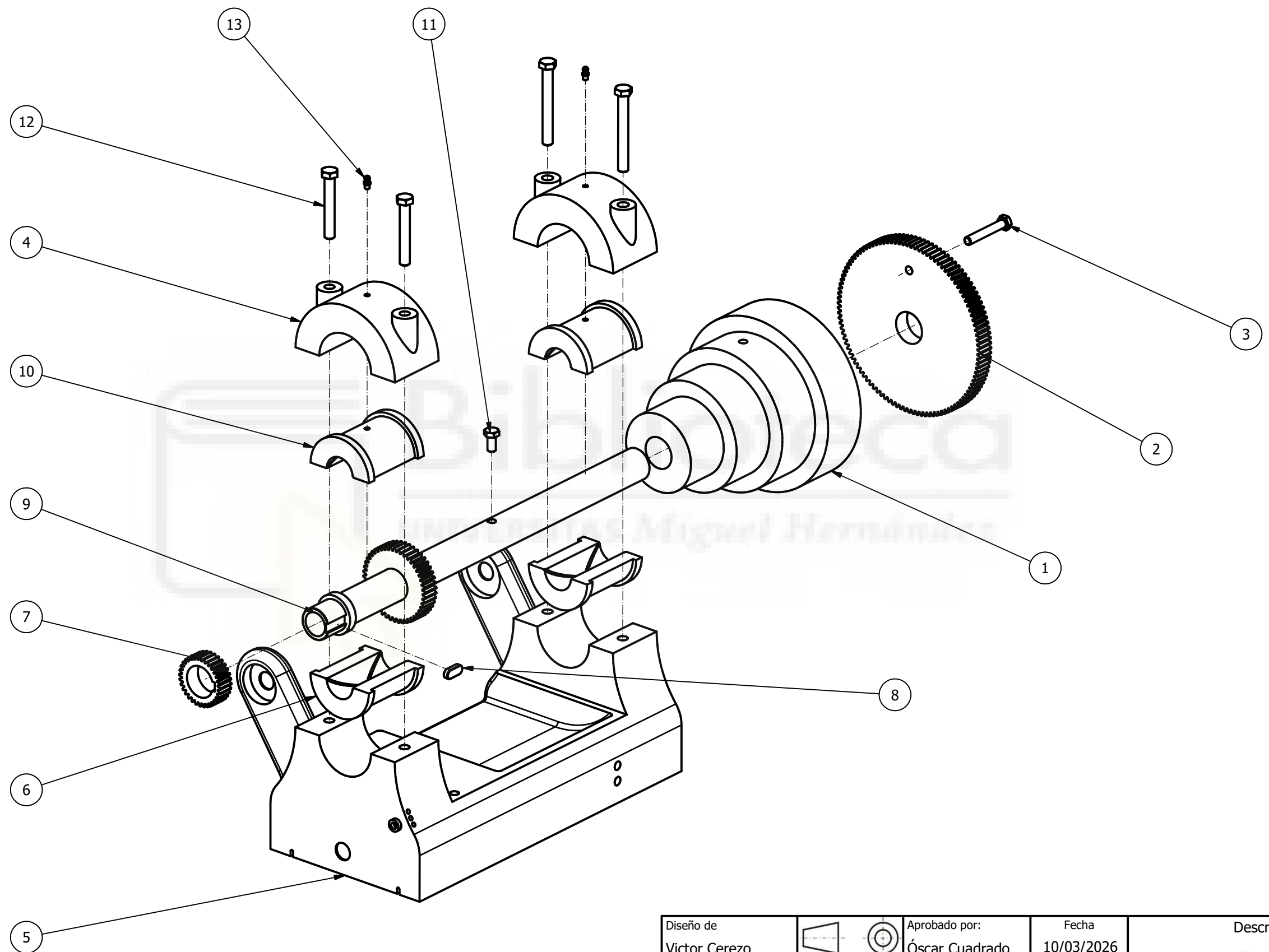
En este apartado se incluyen los planos técnicos correspondientes a los principales elementos desarrollados en el presente documento. Estos planos permiten definir la geometría y características constructivas de los componentes diseñados, constituyendo la documentación necesaria para su fabricación y montaje.

Los planos representados en este apartado son:

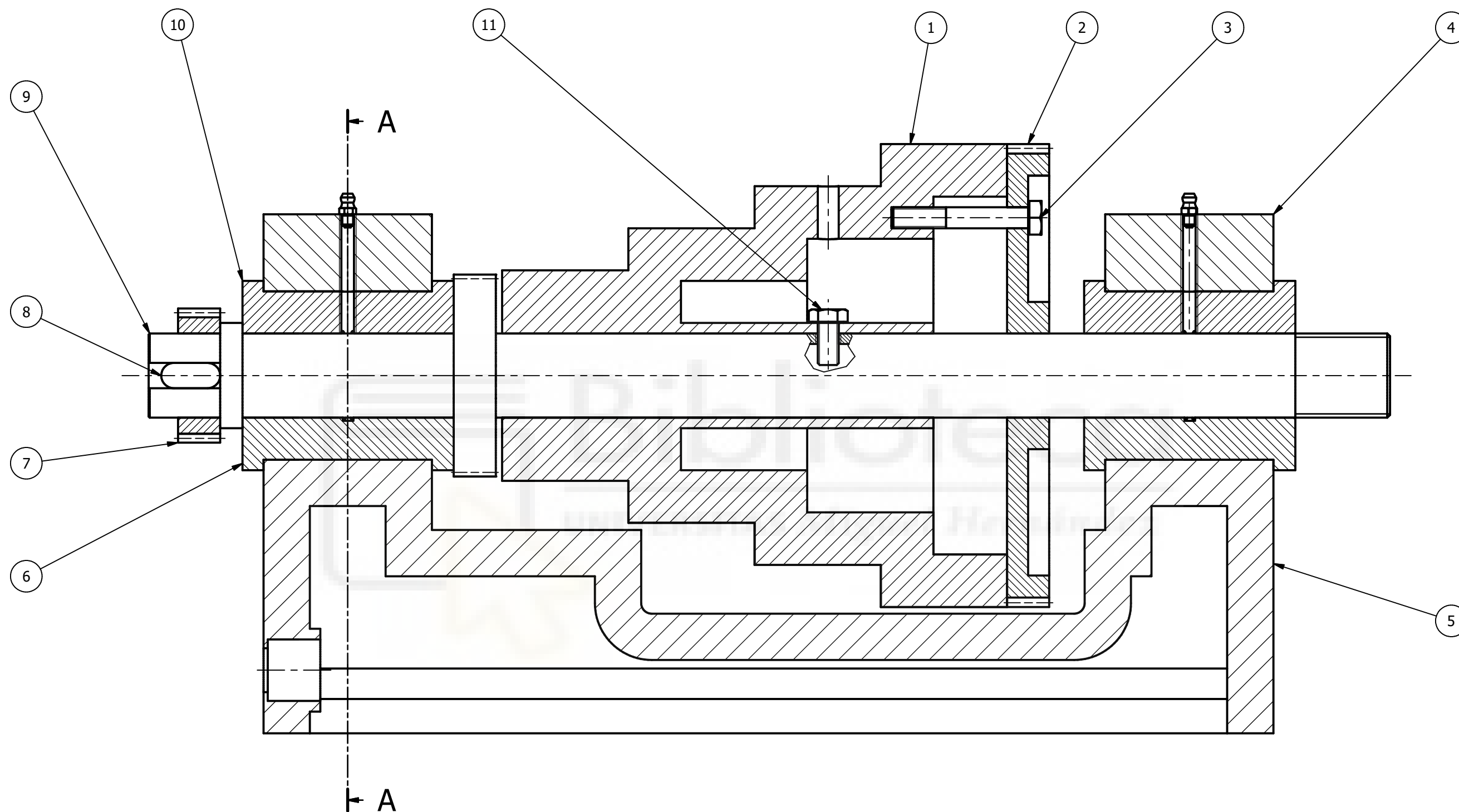
- Plano de emplazamiento del proyecto (Plano 1).
- Plano de explosión del montaje del eje original (Plano 1a.0).
- Plano de conjunto del eje original y lista de elementos (Plano 1a.0).
- Plano del eje original (Plano 1a.7).
- Plano de explosión del montaje del eje rediseñado (Plano 1b.0).
- Plano de conjunto del eje rediseñado con lista de elementos (Plano 1b.0).
- Plano del eje rediseñado (Plano 1b.8).
- Plano del engranaje diseñado central (Plano 1b.14).
- Plano del engranaje diseñado extremo (Plano 1b.10).



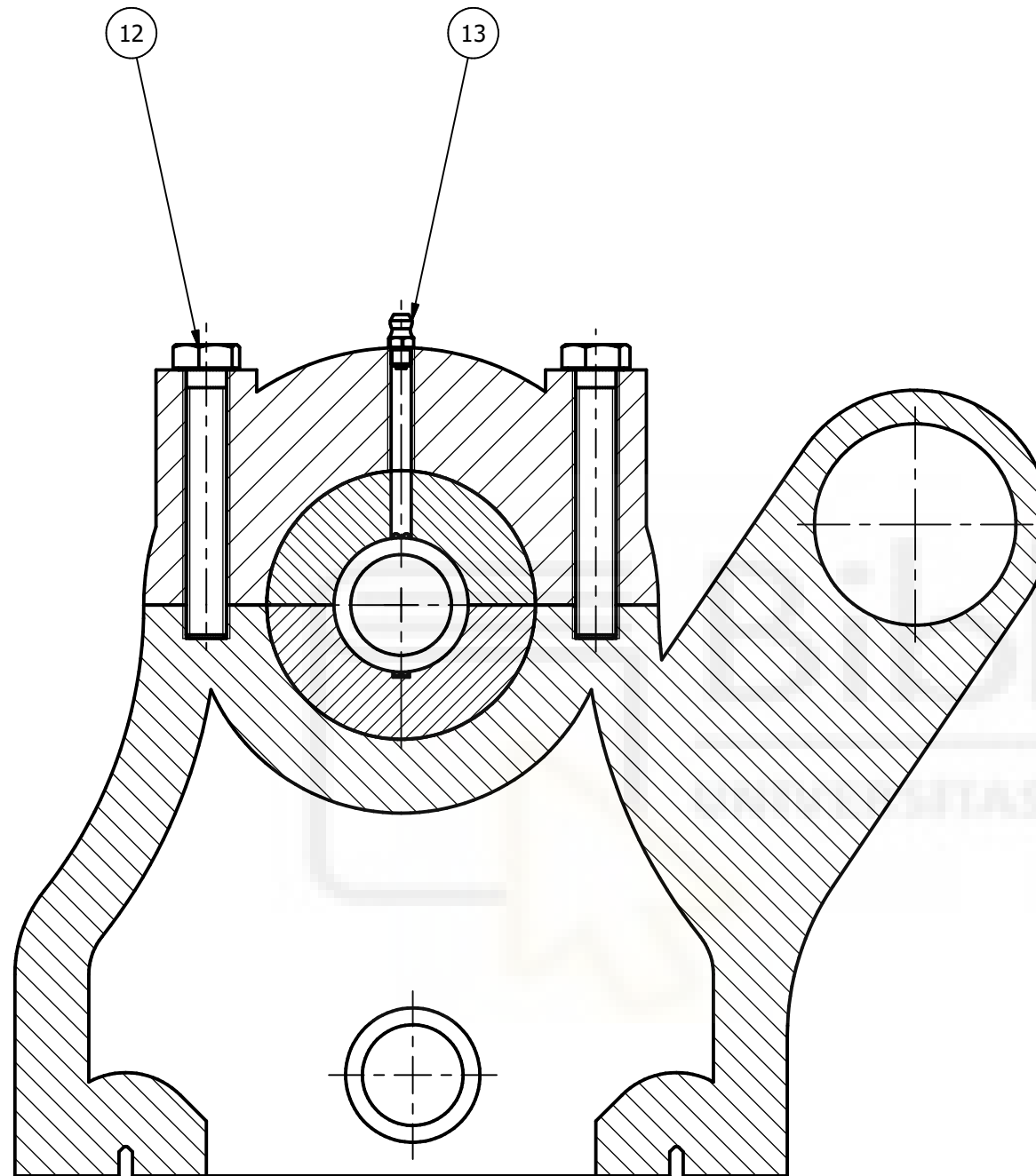
7	7.0	Subconjunto polea transmisora				
6	6.0	Tren de engranajes				
5	5.0	Bancada				
4	4.0	Subconjunto carro				
3	3.0	Patas bancada				
2	2.0	Contrapunto				
1	1b.0	Subconjunto eje moderno				
1	1a.0	Subconjunto eje original				
MARCA	PLANO	DESCRIPCIÓN				
Diseño de Victor Cerezo			Aprobado por: Óscar Cuadrado	Fecha 10/03/2026	Descripción: Plano de emplazamiento del proyecto	
		Universidad Miguel Hernández				
			Escala 1 : 5	Nº Plano 1	Tamaño Hoja A2	Hoja 1 / 1



Diseño de Victor Cerezo	 	Aprobado por: Óscar Cuadrado	Fecha 10/03/2026	Descripción: Eje original (Conjunto explosionado)			
 UNIVERSITAS Miguel Hernández	Universidad Miguel Hernández			Escala	Nº Plano	Tamaño Hoja	Hoja
				1 : 5	1a.0	A3	1 / 3



Diseño de Victor Cerezo		Aprobado por: Óscar Cuadrado	Fecha 10/03/2026	Descripción: Eje original (Conjunto montado)			
	Universidad Miguel Hernández			Escala 1 : 2	Nº Plano 1a.0	Tamaño Hoja A3	Hoja 2 / 3



A-A

13	2	DIN 71412 - AM 6	Boquilla lubricante	Acero
12	2	ISO 4017 - M12 x 80	Perno de cabeza-hex	Acero
11	1	ISO 4017 - M10 x 20	Tornillos de cabeza hexagonal	Acero
10	2	Plano 1a.8	Casquillo partido agujereado	Bronce
9	1	Plano 1a.7	Eje	Acero
8	1	ISO 2491 - A 12 x 6 x 28	Chaveta	Acero
7	1	Plano 1a.6	Engranaje avance	Acero
6	2	Plano 1a.5	Casquillo partido	Bronce
5	1	Plano 1a.4	Soporte eje	Fundición
4	2	Plano 1a.3	Tapa soporte eje	Fundición
3	1	ISO 4014 - M10 x 65	Perno de cabeza hexagonal	Acero
2	1	Plano 1a.2	Engranaje bloqueo	Acero
1	1	Plano 1a.1	Polea escalonada	Fundición
MARCA	CTDAD	Nº PLANO/REFERENCIA NORMALIZADA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL

Diseño de Victor Cerezo		Aprobado por: Óscar Cuadrado	Fecha 10/03/2026	Descripción: Eje original (Conjunto montado)			
	Universidad Miguel Hernández			Escala	Nº Plano	Tamaño Hoja	Hoja
				1 : 2	1a.0	A3	3 / 3

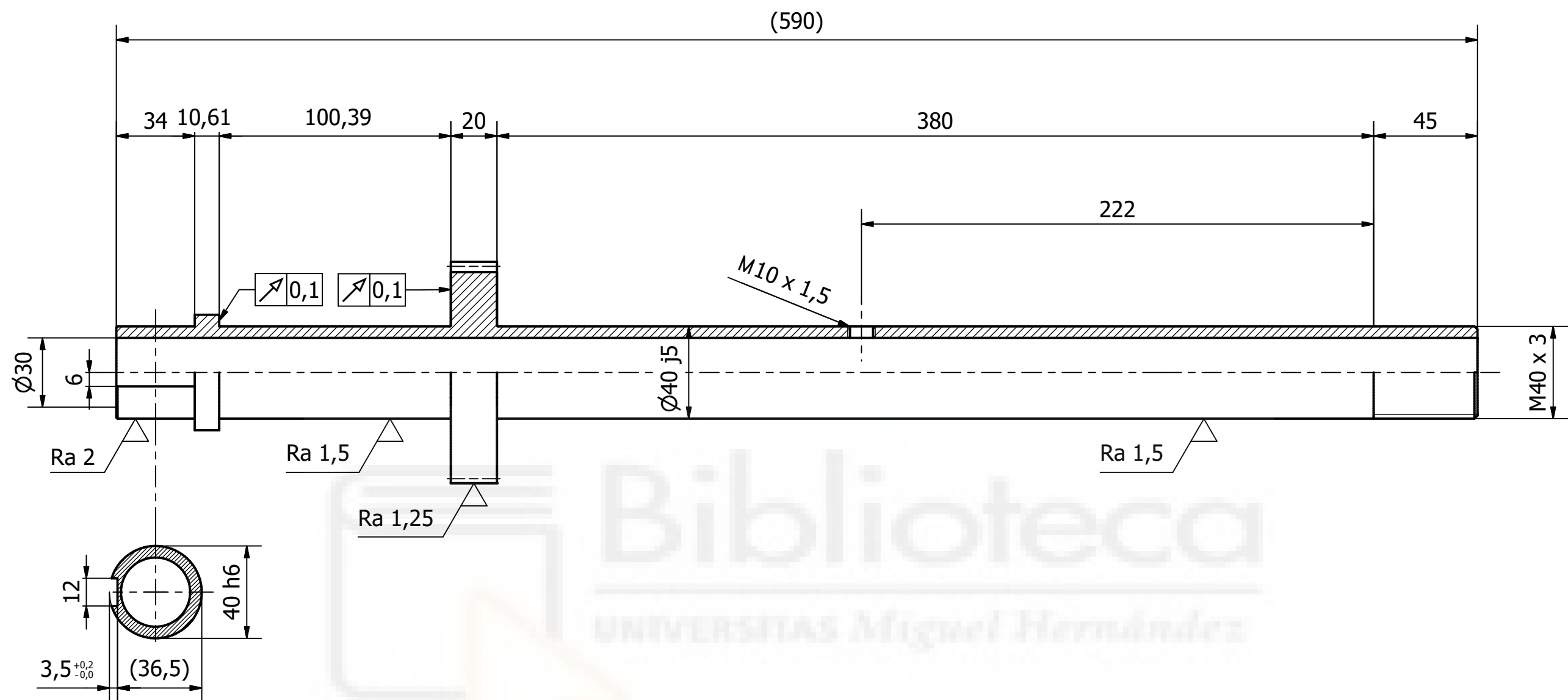
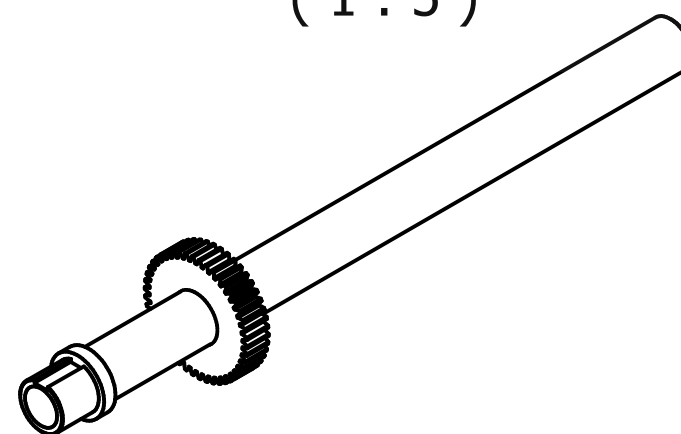


TABLA DE ENGRANE

Módulo	m	2
Nº de dientes	Z1	46
Cremallera tipo	-	UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	92
Distancia entre ejes	C	154
Medida K sobre Y dientes	K	33,76
Rueda conjugada	Z2	108
	Nº plano	8.1

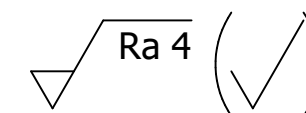
(1 : 5)



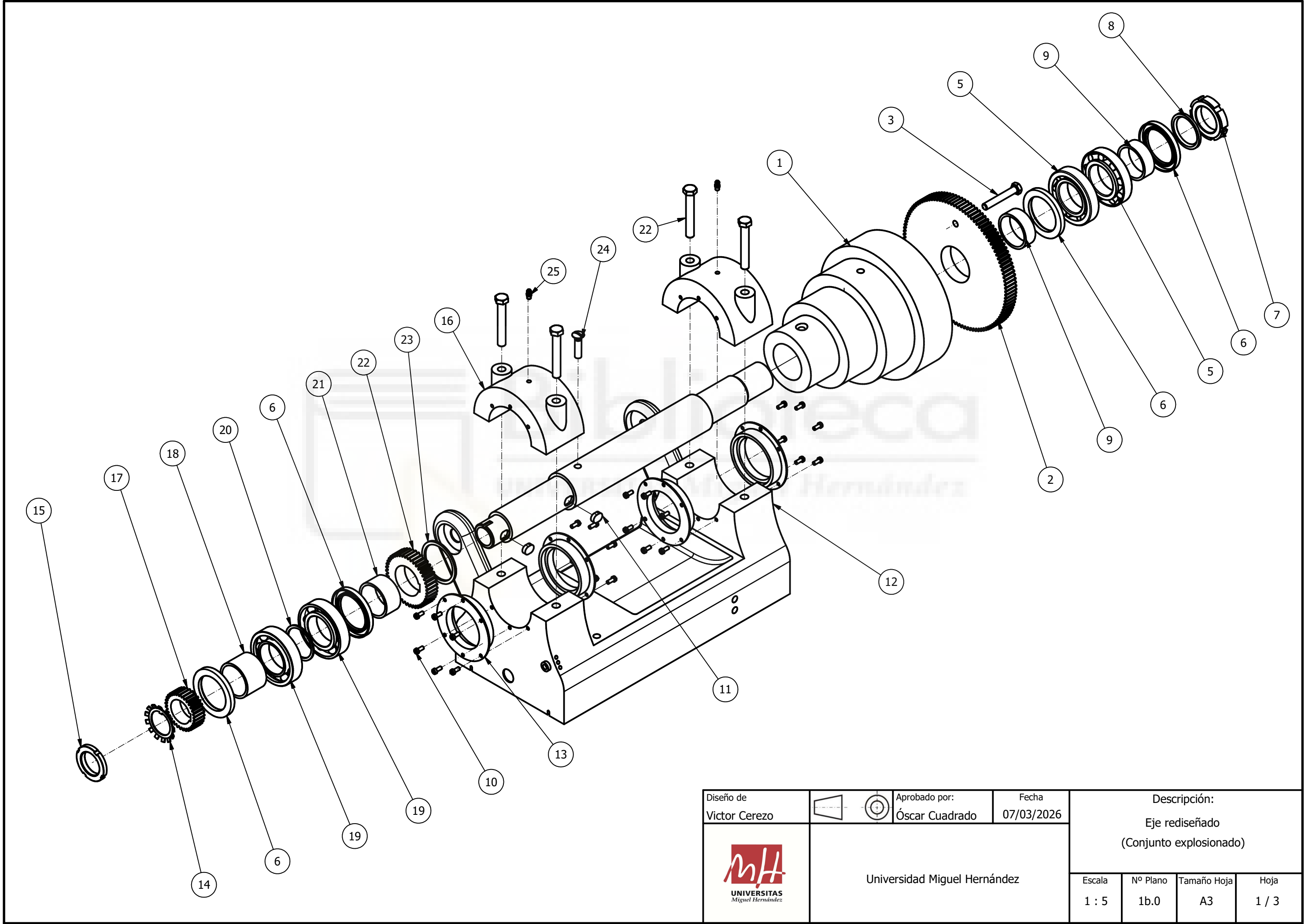
Notas:

Los redondos no acotados son de 0,5

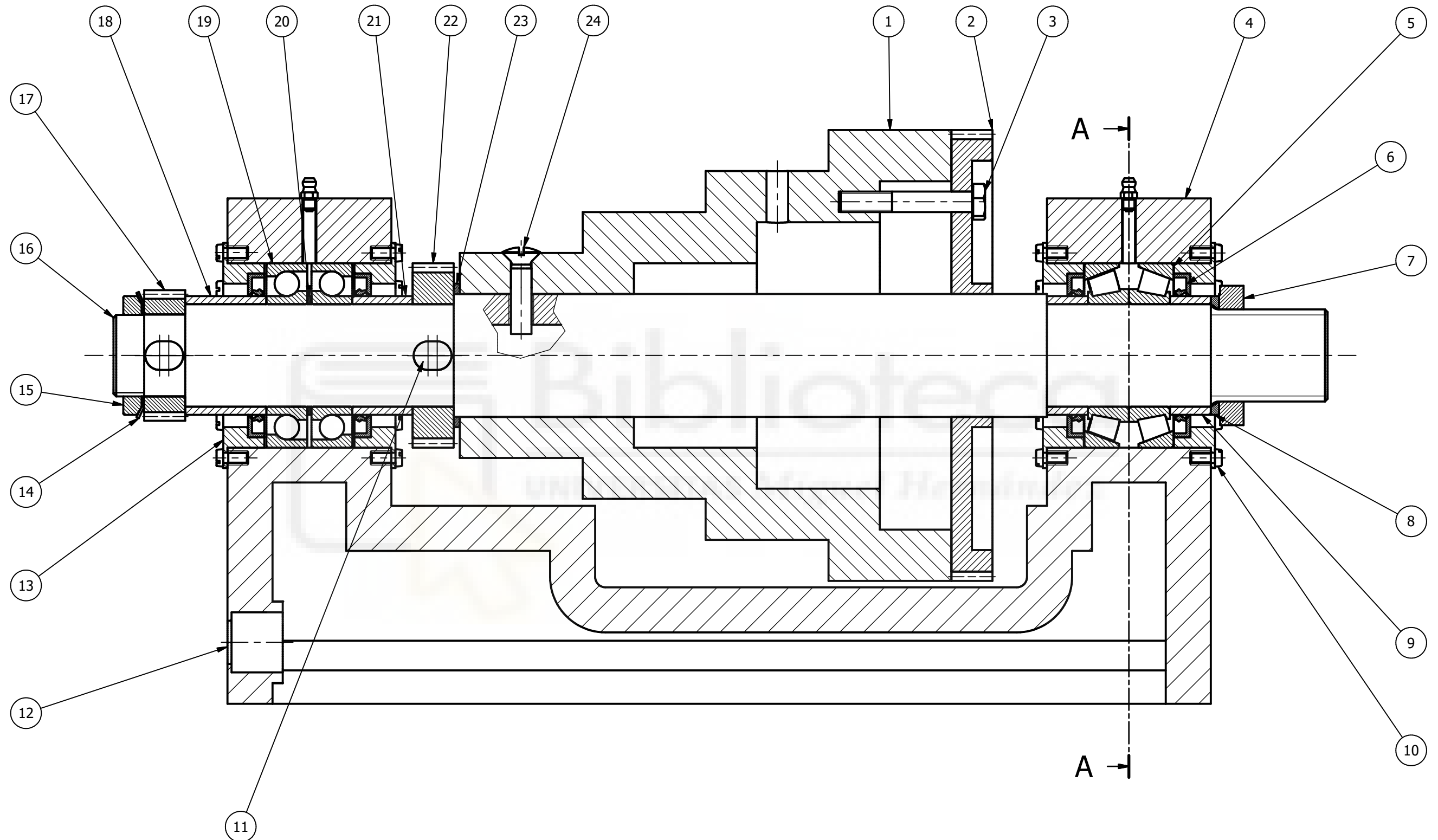
Los chaflanes no acotados son de 0,5x45°



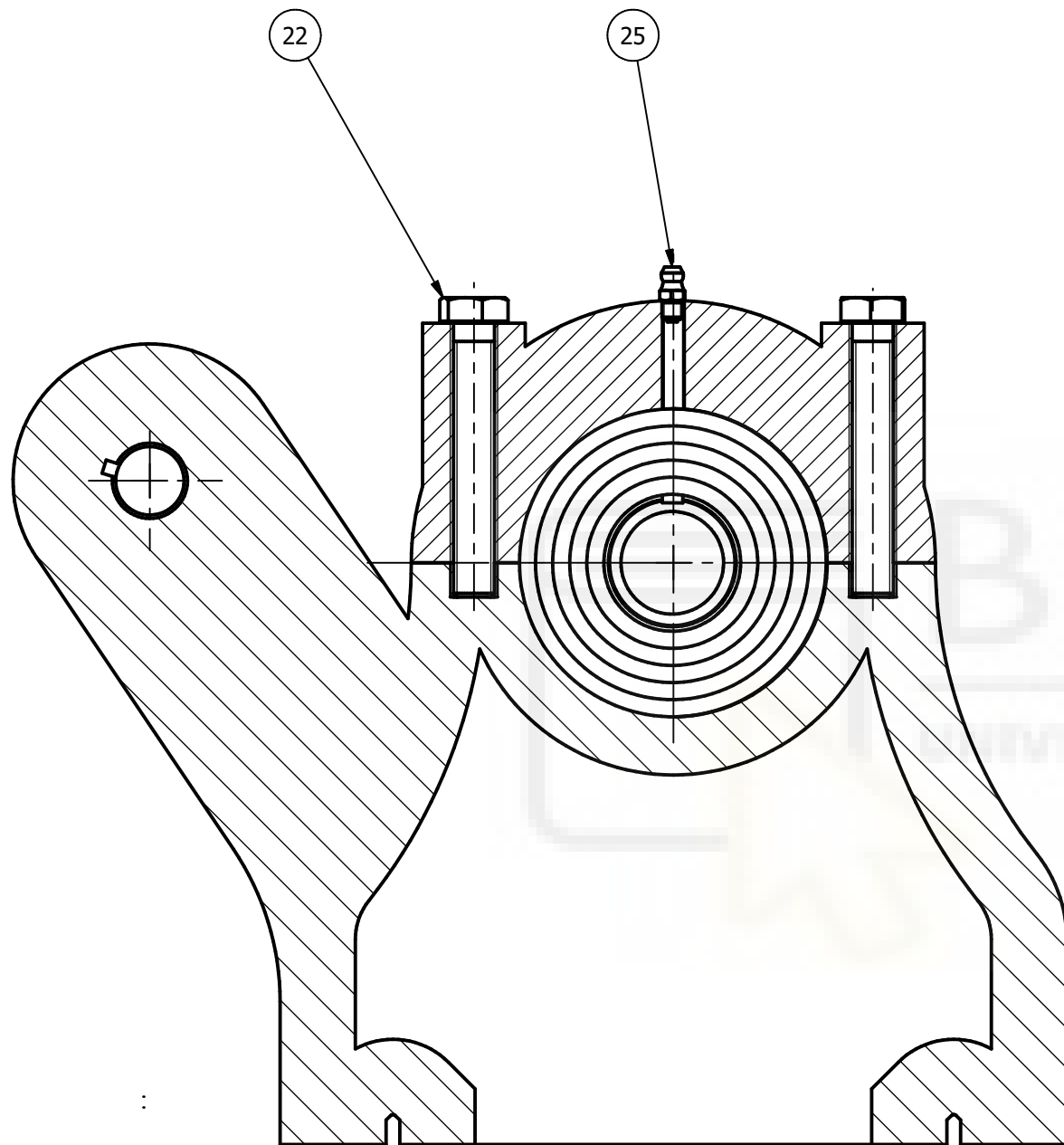
Diseño de Victor Cerezo		Aprobado por: Óscar Cuadrado	Fecha 11/03/2026	Descripción: Plano eje principal del torno			
		Universidad Miguel Hernández		Escala 1:2	Nº Plano 1a.7	Tamaño Hoja A3	Hoja 1 / 1



Diseño de Victor Cerezo	 	Aprobado por: Óscar Cuadrado	Fecha 07/03/2026	Descripción: Eje rediseñado (Conjunto explosionado)			
	Universidad Miguel Hernández			Escala	Nº Plano	Tamaño Hoja	Hoja
				1 : 5	1b.0	A3	1 / 3

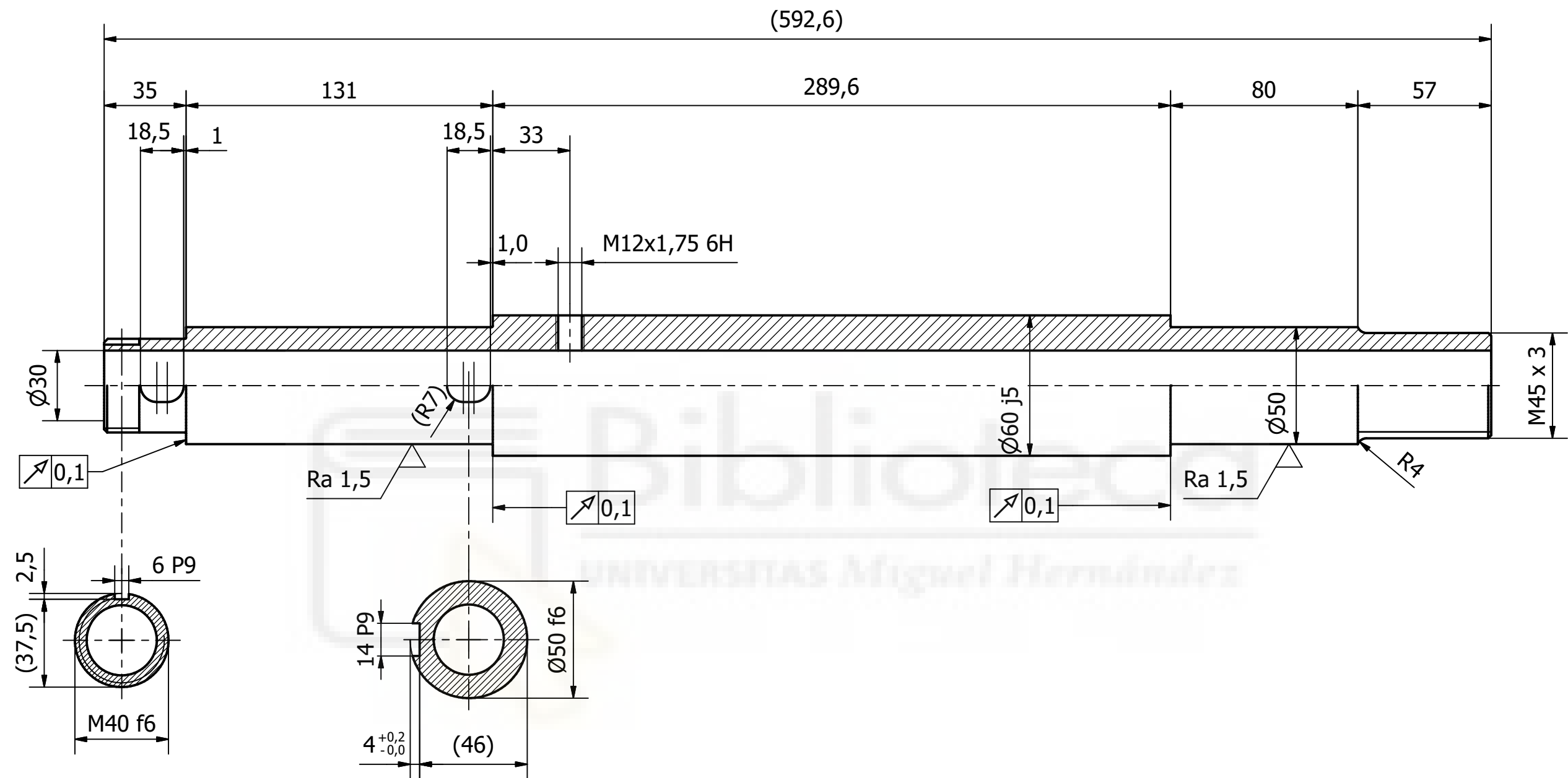


Diseño de Victor Cerezo		Aprobado por: Óscar Cuadrado	Fecha 07/03/2026	Descripción: Eje rediseñado (Conjunto montado)			
	Universidad Miguel Hernández			Escala 1:2	Nº Plano 1b.0	Tamaño Hoja A3	Hoja 2 / 3

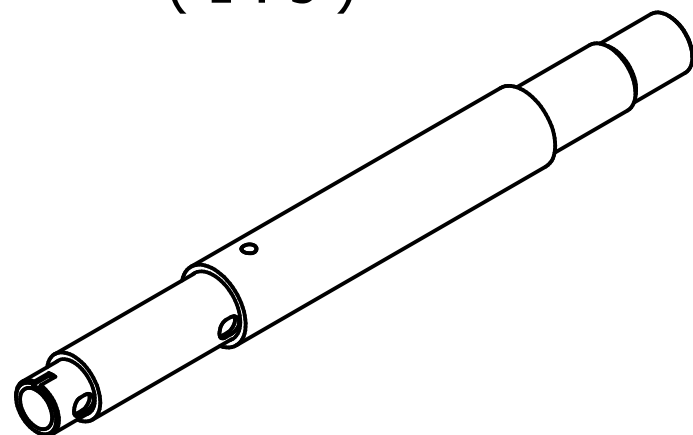


A-A

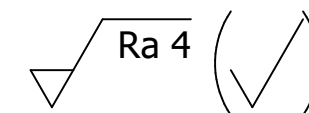
25	2	DIN 71412 - AM 6	Boquilla lubricante	Acero
24	1	DIN EN ISO 2010 - M10x40	Tornillos de cabeza plana avellanada	Acero
23	1	Plano 1b.15	Separador polea	Acero
22	1	Plano 1b.14	Engranaje eje	Acero
21	1	Plano 1b.13	Casquillo contención engranaje	Acero
20	1	Plano 1b.12	Arandela separación rodamientos	Acero
19	2	DIN 628 SKF - SKF 7210 BECBPH	Rodamientos de bolas, contacto angular	Acero
18	1	Plano 1b.11	Casquillo engranaje-rodamiento bolas	Acero
17	1	Plano 1b.10	Engranaje recto	Acero
16	1	Plano 1b.9	Eje moderno	Acero
15	1	DIN 981 - KM 8	Tuerca redonda ranurada	Acero
14	1	DIN 5406 - MB8	Arandela de seguridad	Acero
13	4	Plano 1b.8	Soporte retén	Acero
12	1	Plano 1b.7	Soporte eje	Fundición
11	2	Plano 1b.6	Chaveta engranaje eje moderno	Acero
10	24	NF E25-127 - M5 x 12	Tornillos de cabeza cilíndrica ranurada	Acero
9	2	Plano 1b.5	Casquillo rodamiento conico	Acero
8	1	Plano 1b.4	Retén casquillo	Acero
7	1	DIN 1804 - M45	Tuerca redonda ranurada	Acero
6	4	DIN 3760 - AS - 58 x 80 x 8 - NBR	Junta de estanquidad para eje	Caucho
5	2	DIN 720 - 30210 - 50 x 90 x 21,75	Rodamiento de rodillos cónico	Acero
4	2	Plano 1b.3	Tapa soporte eje	Fundición
3	1	ISO 4014 - M10 x 65	Perno de cabeza hexagonal	Acero
2	1	Plano 1b.2	Engranaje bloqueo	Acero
1	2	Plano 1b.1	Polea escalonada	Fundición
MARCA	CTDAD	Nº PLANO/REFERENCIA NORMALIZADA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
Diseño de Victor Cerezo		 Aprobado por: Óscar Cuadrado		Fecha 07/03/2026
 UNIVERSITAS Miguel Hernández		Universidad Miguel Hernández		Descripción: Eje rediseñado (Conjunto montado)
Escala 1:2	Nº Plano 1b.0	Tamaño Hoja A3	Hoja 3 / 3	



(1 : 5)



Notas:
 Los redondeos no acotados son de 0,5
 Los chaflanes no acotados son de 0,5x45°



Diseño de Victor Cerezo		Aprobado por: Óscar Cuadrado	Fecha 11/03/2026	Descripción: Eje rediseñado			
	Universidad Miguel Hernández			Escala	Nº Plano	Tamaño Hoja	Hoja
				1:2	1b.8	A3	1 / 1

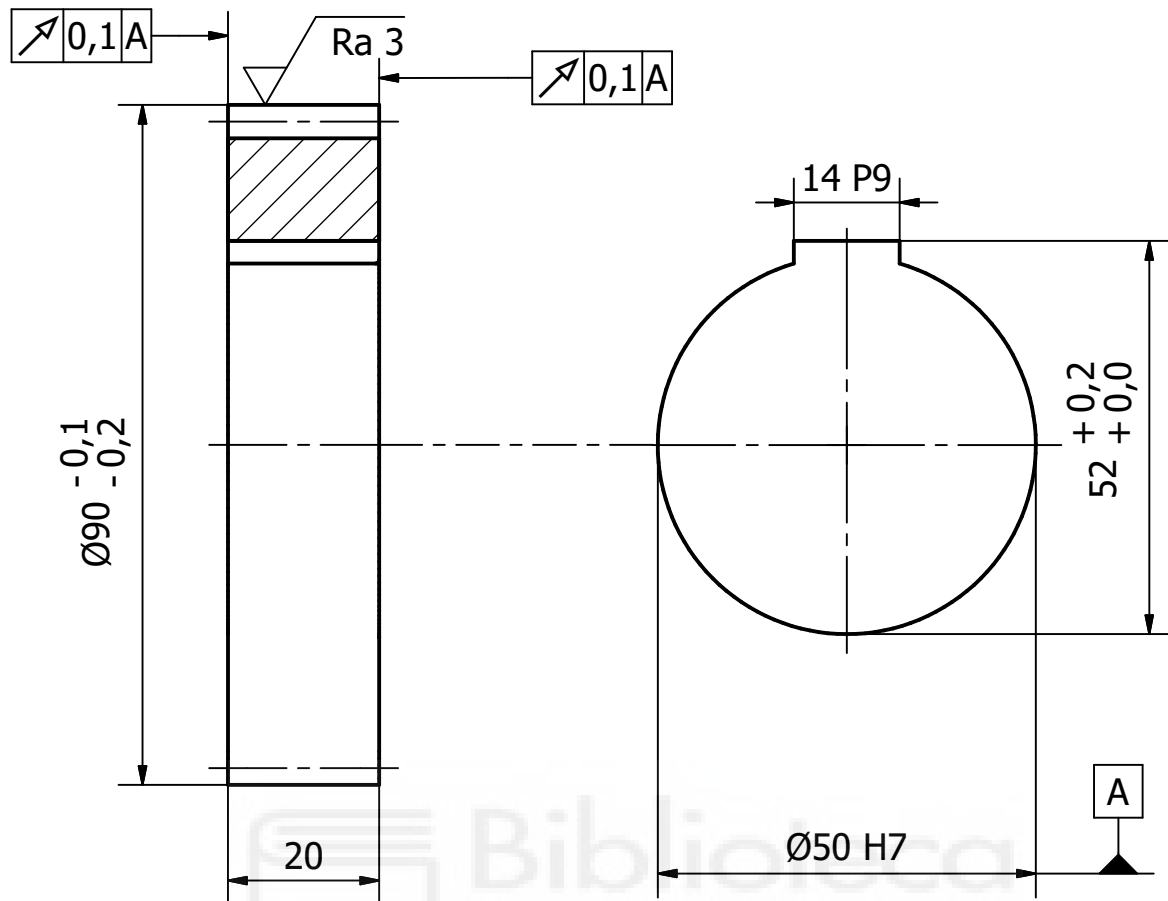


TABLA DE ENGRANE

Módulo	m	2
Nº de dientes	Z1	43
Cremallera tipo	-	UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	86
Distancia entre ejes	C	150
Medida K sobre Y dientes	K	27.77
Rueda conjugada	Z2	111
	Nº plano	9.1

Diseño de
Victor Cerezo



Aprobado por:
Óscar Cuadrado

Fecha
10/03/2026

Descripción:

Plano engranaje central



Universidad Miguel Hernández

Escala
1 : 1

Nº Plano
1b.14

Tamaño Hoja
A4

Hoja
1 / 1

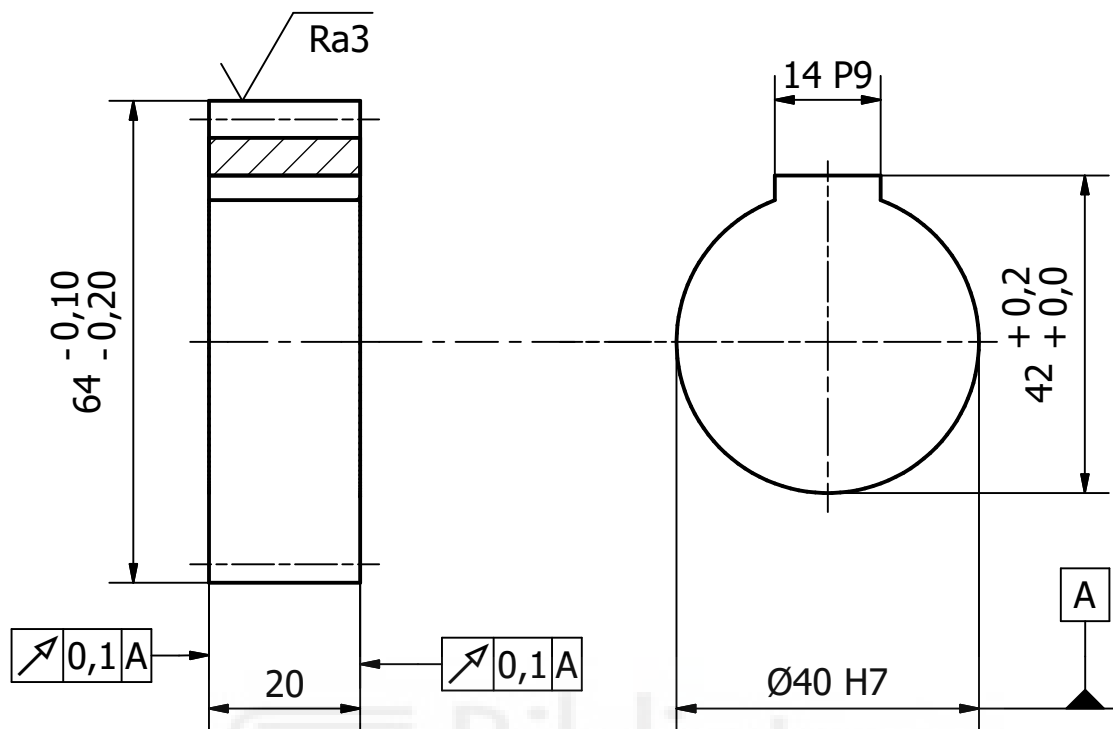


TABLA DE ENGRANE

Módulo	m	2
Nº de dientes	Z1	32
Cremallera tipo	-	UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	60
Distancia entre ejes	C	53,7
Medida K sobre Y dientes	K	21,56
Rueda conjugada	Z2	28
	Nº plano	6.2

Diseño de
Victor Cerezo



Aprobado por:
Óscar Cuadrado

Fecha
10/03/2026

Descripción:

Plano engranaje extremo



Universidad Miguel Hernández

Escala
1 : 1

Nº Plano
1b.10

Tamaño Hoja
A4

Hoja
1 / 1

3. PLIEGO DE CONDICIONES

El presente pliego de condiciones establece los criterios dedicados al estudio, modelado y análisis de un torno de principios del siglo XX.

Basado en el marco en el que se ha llevado a cabo el trabajo y las normativas consideradas.

3.1. Pliego de condiciones generales.

El presente documento recoge las condiciones que regirán la ejecución del proyecto, estableciendo directrices técnicas, administrativas y organizativas que se deben respetar. Su finalidad es que el trabajo se realice de forma segura y ordenada, conforme a la normativa aplicable.

3.1.1. Descripción general del proyecto.

La finalidad principal del proyecto es el diseño y elaboración de un modelo tridimensional del torno, tomando como referencia un torno real fabricado a comienzos del siglo XX.

A partir del modelo, se han realizado los cálculos necesarios para estimar la potencia máxima que podría transmitir el motor encargado de accionar el torno y escoger el motor necesario para ello, además del rediseño del eje y estudio de esfuerzos que soporta.

El trabajo combina el análisis descriptivo e histórico con el estudio técnico del funcionamiento del torno.

El objetivo es la realización de una representación lo más fiel posible desde el punto de vista geométrico y funcional y comprender el comportamiento de la máquina durante las operaciones de torneado.

El proyecto incluye la elaboración de planos, desarrollo y estudio básico de los riesgos asociados al uso de este tipo de máquinas.

3.1.2. Aspectos legales y administrativos.

La ejecución de los elementos descritos deberá realizarse conforme a la normativa técnica vigente aplicable a materiales, fabricación mecánica, seguridad industrial y equipos de trabajo.

Asimismo, durante las operaciones de fabricación, montaje y puesta en servicio deberán cumplirse las disposiciones establecidas en la legislación de prevención de riesgos laborales y en la normativa de seguridad aplicable a máquinas herramienta.

3.1.3. Relación de planos

Los planos incluidos en el presente proyecto constituyen la documentación gráfica necesaria para la correcta fabricación, montaje y comprensión del conjunto diseñado.

3.2. Especificaciones de materiales y equipos.

Todos los materiales y equipos empleados en el presente proyecto deberán cumplir con la normativa técnica vigente aplicable, así como con las especificaciones establecidas por los fabricantes. Los componentes comerciales (rodamientos, retenes, tuercas de fijación, etc.) deberán disponer de certificación CE cuando proceda y cumplir las normas ISO correspondientes.

3.2.1. Materiales estructurales.

3.2.1.1. Eje principal.

El eje principal se fabricará en acero F-1250 tratado térmicamente mediante temple y revenido.

El material deberá suministrarse con una resistencia última mínima de 1400 MPa y una dureza acorde con el tratamiento térmico especificado.

3.2.1.2. Engranaje.

El engranaje en el nuevo eje es una pieza independiente acoplada al eje principal restringida radialmente mediante una chaveta y axialmente mediante el conjunto de casquillos, rodamientos y los elementos de fijación.

Al realizarlo como pieza independiente se permite su sustitución en caso de desgaste sin necesidad de fabricar un nuevo eje.

Se fabricará en acero C45 endurecido en masa hasta una dureza aproximada de 300HB, de tal manera que presente una buena combinación de resistencia mecánica, tenacidad y facilidad de mecanizado.

3.2.1.3. Casquillos interiores.

Los casquillos de posicionamiento axial se fabricarán en acero al carbono C45, conforme a UNE-EN 10083.

Se exige una correcta tolerancia dimensional, una superficie mecanizada y ausencia de rebabas o defecto de mecanizado.

3.2.1.4. Elementos de fijación.

Las tuercas de fijación y arandelas de seguridad deberán cumplir normativa DIN correspondiente:

- Tuercas de fijación: DIN 981 y DIN 1804.
- Arandelas de seguridad: DIN 5406.

3.2.1.5. Rodamientos.

Deberán cumplir la norma DIN y se corresponden con:

- Rodamientos de bolas de contacto angular correspondientes al modelo 7210 BECBJ → DIN 628.
- Rodamientos cónicos correspondientes al modelo SKF 30210 → DIN 720.

3.2.1.6. Sistema de sellado.

Se instalarán retenes radiales de labio elastomérico conformes a DIN 3760.

Cuyas características serán, material NBR adecuado para lubricación por grasa y temperatura de trabajo compatible con régimen previsto.

3.2.1.7. Lubricación.

Se emplea una grasa multipropósito LGEP 1 recomendada por SKF para aplicaciones generales en rodamientos radiales y axiales (Anexo D).

3.2.2. Equipos de taller necesarios.

3.2.2.1. Sierra de cinta.

Para el corte del material en bruto

3.2.2.2. Torno CNC.

Torno dotado de control numérico, capacidad suficiente para el diámetro y longitud del eje y precisión acorde a las tolerancias necesarias.

Se utilizará para las siguientes operaciones:

- Cilindrado exterior tanto del eje como del engranaje
- Escalonamientos del eje
- Roscado del eje

3.2.2.3. Fresadora CNC de 3 ejes.

Para la fabricación del engranaje independiente y del chavetero del eje, será necesaria una fresadora industrial, en este caso, una fresadora CNC de 3 ejes.

Se utilizará también para el mandrinado del cabezal para el alojamiento de rodamientos.

3.2.2.4. Taladro de columna.

Para operaciones auxiliares de taladro y roscado.

3.2.2.5. Prensa hidráulica.

Para montaje controlado de rodamientos.

3.2.2.6. Equipo de pulido y acabado superficial

Utilizado para realizar el pulido comercial a la zona crítica del eje, mejorando el acabado superficial y contribuyendo al aumento de la resistencia a fatiga del eje.

3.2.2.7. Instrumentos de control dimensional

El control dimensional del eje y del engranaje es imprescindible para garantizar el correcto montaje de los rodamientos y la transmisión adecuada del movimiento.

Se emplearán los siguientes instrumentos:

- Micrómetro exterior: para verificar los diámetros de apoyo de los rodamientos y el control de tolerancias de ajuste
- Calibre pie de rey: Para medición preliminar de longitudes y diámetros y verificación general durante el mecanizado.
- Calibres pasa/no pasa: Control rápido de tolerancias en zonas críticas.

Todos los instrumentos deberán encontrarse calibrados conforme a normativa metrológica vigente y disponer de trazabilidad.

3.2.3. Normativa aplicable a materiales y equipos.

El presente proyecto se desarrollará conforme a la normativa técnica vigente aplicable en el ámbito de la ingeniería mecánica.

3.2.3.1. Normativa sobre materiales.

- UNE-EN 10083 → Aceros para temple y revenido.
- ISO 683 → Aceros al carbono y aleados.

3.2.3.2. Normativa sobre rodamientos.

- ISO 15 → Dimensiones principales.
- ISO 281 → Cálculo de vida nominal.
- ISO 492 → Tolerancias dimensionales y de precisión.

3.2.3.3. Normativa sobre tolerancias y ajustes

- ISO 286 → Sistema de tolerancias y ajustes.
- ISO 2768 → Tolerancias generales.

3.2.3.4. Normativa sobre equipos de trabajo

- Directiva 2006/42/CE (Máquinas)
- RD 1215/1997 sobre equipos de trabajo.
- Reglamento de seguridad industrial vigente.

3.2.3.5. Normativa sobre sellado y lubricación

- DIN 3760 → Retenes radiales para ejes rotativos.
- DIN 51825 → Grasas lubricantes.

3.3. Especificaciones de ejecución.

3.3.1. Preparación.

Antes del inicio de los trabajos, se deberán verificar las siguientes condiciones:

- Disponibilidad de planos actualizados del eje y engranaje.
- Confirmación de tolerancias dimensionales y ajustes definidos en el proyecto.
- Disponibilidad de material certificado conforme a la normativa especificada.
- Verificación del correcto estado y calibración de los instrumentos de medición.

Se exigirá que todas las máquinas-herramienta utilizadas estén en correcto estado de funcionamiento y cumplan la normativa de seguridad vigente.

3.3.2. Corte y preparación de material.

El material del eje (acero F-1250) deberá suministrarse en barra con certificado del proveedor.

Antes del mecanizado:

- Se realizará inspección visual para detectar defectos superficiales
- Se comprobará la rectitud del material
- Se verificará el diámetro nominal

El corte del material deberá realizarse garantizando perpendicularidad respecto al eje longitudinal, longitud suficiente para permitir el mecanizado posterior y ausencia de deformaciones térmicas excesivas.

3.3.3. Operaciones en el eje.

El mecanizado del eje deberá realizarse en torno CNC conforme a los planos definidos en el proyecto.

Se deberán respetar las siguientes condiciones:

- Tolerancias:
Las zonas de apoyo de rodamientos deberán cumplir tolerancias según ISO 286.
Las superficies funcionales deberán garantizar ajuste adecuado con rodamientos y casquillos.
- Cambios de sección:
Los radios en escalonamientos deberán ejecutarse conforme al plano para minimizar concentraciones de tensión en el eje.
No se permitirán aristas vivas en zonas sometidas a esfuerzo.
- Chaveteros:
El chavetero del eje deberá mecanizarse conforme a las dimensiones especificadas en el plano.
No se admitirán defectos superficiales que puedan generar concentraciones de tensiones o inicio de fisuración en servicio.

- Acabado superficial de la zona crítica:

Con el objetivo de mejorar la resistencia a fatiga del eje, la zona crítica en el cambio de sección situado tras el apoyo de rodamientos cónicos deberá someterse a una operación de pulido comercial. Este acabado permitirá reducir las irregularidades superficiales y minimizar los efectos de concentración de tensiones.

3.3.4. Tallado del engranaje.

El engranaje deberá mecanizarse asegurando:

- Módulo correcto.
- Ángulo de presión definido
- Concentricidad respecto al diámetro interior.
- Ausencia de rebabas en flancos.

En caso de aplicarse tratamiento térmico posterior, se deberá garantizar que no se produzcan deformaciones fuera de tolerancia.

3.3.5. Montaje del conjunto.

El montaje del sistema de apoyo deberá realizarse en ambiente limpio, evitando la contaminación de los rodamientos.

Se deberán cumplir las siguientes condiciones:

- Montaje de rodamientos aplicando esfuerzo únicamente sobre la pista correspondiente.
- Ajuste axial mediante tuerca de fijación.
- Bloqueo mecánico mediante arandela de seguridad.

Los retenes deberán instalarse asegurando:

- Correcta alineación.
- Ausencia de deformación del labio.
- Compatibilidad con el lubricante empleado.

3.3.6. Verificación final.

Antes de la puesta en servicio se deberán realizar las siguientes comprobaciones:

- Verificación dimensional de diámetros críticos.
- Comprobación de concentricidad del engranaje.
- Comprobación del ajuste axial del conjunto.
- Giro manual completo del eje.

No se aceptará el conjunto si se detectan:

- Vibraciones anómalas.
- Rozamientos internos.
- Fuga de grasas en retenes.

3.3.7. Limpieza y conservación.

Finalizados los trabajos:

- Se eliminarán restos de mecanizado y partículas metálicas.
- Se limpiarán superficies exteriores
- Se protegerán superficies mecanizadas con aceite anticorrosión si procede.

3.4. Pliego de condiciones económicas.

El presente apartado regula las condiciones económicas que rigen la relación entre el propietario del equipo y el contratista responsable de la fabricación y montaje del nuevo eje principal del torno.

3.4.1. Presupuesto contractual

El presupuesto de ejecución material asciende a la cantidad indicada en el apartado de presupuestos de este proyecto.

Este importe incluye:

- Suministro de materiales.
- Fabricación del eje.
- Fabricación del engranaje.
- Suministro de componentes normalizados.
- Mano de obra de montaje.
- Verificación final.

3.4.2. Forma de pago

El abono de los trabajos podrá realizarse conforme al siguiente esquema:

- 40% a la aceptación del encargo.
- 40% tras la fabricación del eje y engranaje.
- 20% tras el montaje y verificación final.

Las condiciones definitivas se establecerán mediante acuerdo entre las partes.

3.4.3. Plazo de ejecución

El plazo estimado para la fabricación y montaje será de 3 a 4 semanas.

El retraso injustificado podrá dar lugar a revisión de condiciones económicas si así se establece contractualmente.

3.4.4. Modificaciones del proyecto

Cualquier modificación técnica que implique variación económica deberá:

- Ser aprobada previamente por el propietario.
- Estar acompañada de valoración económica adicional.

No se admitirán sobrecostes no justificados técnicamente.

3.4.5. Garantía

El contratista garantizará el correcto funcionamiento del conjunto durante un periodo mínimo de 6 meses desde su puesta en servicio, siempre que:

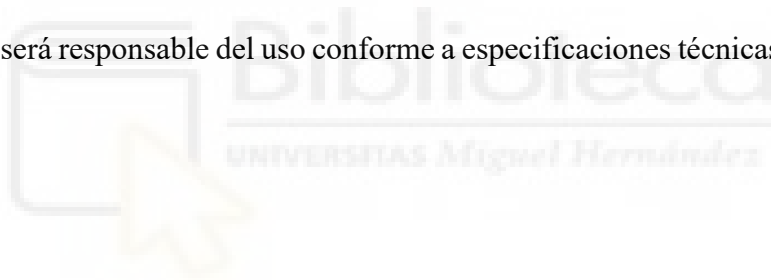
- No exista un uso indebido.
- Se realice mantenimiento adecuado.
- No se superen las condiciones de diseño previstas.

3.4.6. Responsabilidades

El contratista será responsable de:

- Calidad de fabricación.
- Cumplimiento de la normativa.
- Seguridad durante ejecución.

El propietario será responsable del uso conforme a especificaciones técnicas del proyecto.



4. PRESUPUESTO

El presente presupuesto recoge la valoración económica correspondiente a la fabricación e implementación del nuevo eje principal del torno, incluyendo tanto los elementos fabricados como los componentes normalizados adquiridos a proveedor y coste de procesos.

4.1. Mediciones.

4.1.1. Materiales.

- Barra de acero F-1250 hueca Ø60 mm x 595 cm – 1 ud.
- Redondo de acero C45 endurecido en masa 300HB (Ø90 mm x 20 mm) – 1 ud.
- Casquillos separadores acero C45 – 4 uds.
- Rodamientos 7210 BEXBJ – 2 uds.
- Rodamientos SKF 30210 – 2 uds.
- Junta de labios DIN 3760 AS – 4 uds.
- Arandela de seguridad DIN 5406 - tipo MB / MBL – 1 ud.
- Tuerca retenedora DIN 981 – tipo KMB (M40x1) – 1 ud.
- Tuerca retenedora DIN 1804 – M40 – 1 ud.
- Anilla separadora acero C45 (50x20) – 1 ud.
- Anila separadora acero C45 (60x3) – 1 ud.

4.1.2. Equipos a utilizar.

- Sierra de cinta. – 0,3 horas.
- Torno paralelo convencional. – 3 horas.
- Fresadora universal con divisor. – 2,5 horas.
- Taladro de columna. – 0,3 horas.
- Prensa hidráulica. – 0,3 horas.
- Equipo de medición. – 0,5 horas.

4.2. Precios unitarios.

ELEMENTO	UD.	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO
Barra de acero F-1250	€/m	Barra de acero hueca para realizar el eje Ø60 mm × 595 cm	190,00 €
Redondo de acero 300HB	€/kg	Acero endurecido en masa 300HB Ø90 mm x 20 mm para realizar el engranaje	2,00 €
Casquillos separadores acero C45	ud.	Casquillo separador de acero Ø60 mm × 595 cm	22,00 €
Rodamientos 7210 BECBJ	ud.	Rodamiento de una hilera de bolas de contacto angular	158,68 €
Rodamientos SKF 30210	ud.	Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos	39,35 €
Junta de labios DIN 3760 AS	ud.	Junta de labios 58x80x8	5,14 €
Arandela de seguridad DIN 5406 - tipo MB / MBL	ud.	Arandela de seguridad M40	7,00 €
Tuerca retenedora DIN 981 - tipo KM8 (M40x1)	ud.	Tuerca retenedora, rosca M40x1,5	20,00 €
Tuerca retenedora DIN 1804 - M40	ud.	Tuerca ranurada para fijación axial	15,00 €
Anilla separadora acero C45	ud.	Anilla separadora 50x2	20,00 €
Anilla separadora acero C45	ud.	Anilla separadora 60x3	28,00 €
Sierra de cinta	€/h	Para cortar la barra de acero al tamaño adecuado	30,00 €
Torno paralelo convencional	€/h	Para cilindrado, refrentado, mecanizado de escalones y ajustes.	50,00 €
Fresadora universal con divisor	€/h	Para mecanizado de chaveteros y la realización del engranaje.	60,00 €
Taladro de columna	€/h	Para taladros y roscados	35,00 €
Prensa hidráulica	€/h	Destinada al montaje de los rodamientos.	30,00 €
Equipo de medición	€/h	Pié de rey, micrómetro, ...	25,00 €

4.3. Presupuesto.

ELEMENTO	UD.	DESCRIPCIÓN	UDs.	PRECIO	IMPORTE
1. Ingeniería y diseño					
Estudio técnico	-	Inspección del torno, toma de medidas, análisis del eje original e identificación de mejoras	-	-	210,00 €
Diseño conceptual del nuevo eje	-	Configuración con rodamientos, selección del sistema de fijación y selección de sistema de lubricación.	-	-	300,00 €
Modelado CAD 3D	-	Modelado del eje, engranaje e integración de rodamientos.	-	-	420,00 €
Planos de fabricación	-	Elaboración de planos para fabricación.	-	-	250,00 €
Documentación técnica final.	-	Memoria, presupuestos y justificación de normativa.	-	-	300,00 €
2. Materiales					
Barra de acero F-1250	m	Barra de acero hueca para realizar el eje Ø60 mm x 595 cm	0,60	190,00 €	114,00 €
Redondo de acero 300HB	kg	Acero endurecido en masa 300HB Ø90 mm x 20 mm para realizar el engranaje	1,20	2,00 €	2,40 €
Casquillos separadores acero C45	ud.	Casquillo separador de acero Ø60 mm x 595 cm	4,00	22,00 €	88,00 €
Rodamientos 7210 BECBJ	ud.	Rodamiento de una hilera de bolas de contacto angular	2,00	158,68 €	317,36 €
Rodamientos SKF 30210	ud.	Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos	2,00	39,35 €	78,70 €
Junta de labios DIN 3760 AS	ud.	Junta de labios 58x80x8	4,00	5,14 €	20,56 €
Arandela de seguridad DIN 5406 - tipo MB / MBL	ud.	Arandela de seguridad M40	1,00	7,00 €	7,00 €
Tuerca retenedora DIN 981 - tipo KM8 (M40x1)	ud.	Tuerca retenedora, rosca M40x1,5	1,00	20,00 €	20,00 €
Tuerca retenedora DIN 1804 - M40	ud.	Tuerca ranurada para fijación axial	1,00	15,00 €	15,00 €
Anilla separadora acero C45	ud.	Anilla separadora 50x2	1,00	20,00 €	20,00 €
Anilla separadora acero C45	ud.	Anilla separadora 60x3	1,00	28,00 €	28,00 €

ELEMENTO	UD.	DESCRIPCIÓN	UDs.	PRECIO	IMPORTE
3. Fabricación					
Sierra de cinta	h	Para cortar la barra de acero al tamaño adecuado	0,25	30,00 €	7,50 €
Torno paralelo convencional	h	Para cilindrado, refrentado, mecanizado de escalones y ajustes.	3,00	50,00 €	150,00 €
Fresadora universal con divisor	h	Para mecanizado de chaveteros y la realización del engranaje.	2,50	60,00 €	150,00 €
Taladro de columna	h	Para taladros y roscados	0,25	35,00 €	8,75 €
Pulido comercial	h	Pulido para la zona crítica del eje	0,50	30,00 €	15,00 €
Prensa hidráulica	h	Destinada al montaje de los rodamientos.	0,25	30,00 €	7,50 €
Equipo de medición	h	Pié de rey, micrómetro, ...	0,50	25,00 €	12,50 €
4. Montaje y puesta en servicio					
Mano de obra de montaje	h	Montaje general, colocación de rodamientos, ...	3,00	45,00 €	135,00 €
Alineación y ajuste	h	Verificación de concentricidad y comprobación de giro libre	1,00	45,00 €	45,00 €
Lubricación inicial	ud.	Grasa y aplicación inicial	1,00	25,00 €	25,00 €
Prueba de funcionamiento	h	Puesta en marcha, verificación de vibraciones, comprobación de temperatura, ...	2,00	45,00 €	90,00 €
TOTAL					2.836,91 €
IVA (21%)					595,75 €
TOTAL CON IVA					3.432,66 €

El presupuesto total del proyecto asciende a la cantidad de **TRES MIL CUATROCIENTOS TREINTA Y DOS EUROS CON SESENTA Y SEIS CÉNTIMOS** (3.432,66 €), impuestos incluidos, según la valoración detallada en los apartados anteriores.

5. CONCLUSIONES

La realización del presente Trabajo de Fin de Grado ha permitido llevar a cabo el rediseño y verificación del eje principal de un torno mecánico de principios del siglo XX y su sistema de apoyo, desarrollando un estudio completo desde el análisis inicial del sistema hasta la validación final de los componentes seleccionados.

A lo largo del proyecto se ha realizado el diseño del nuevo eje, la selección de materiales y rodamientos, así como el estudio del funcionamiento del torno. Mediante cálculos analíticos y herramientas de simulación como Autodesk Inventor, se han obtenido las reacciones en apoyos, diagramas de esfuerzos y tensiones presentes en el conjunto, identificando la zona más crítica.

El análisis a fatiga realizado sobre el eje ha permitido verificar la validez del diseño, obteniéndose un coeficiente de seguridad de 1,95 en la sección más solicitada. Este valor se considera adecuado para las condiciones previstas y es compatible con las limitaciones geométricas impuestas por el torno original.

Asimismo, se ha comprobado la validez de los rodamientos seleccionados mediante las herramientas de cálculo proporcionadas por SKF, verificando que las condiciones de carga, lubricación y vida útil son adecuadas para el funcionamiento previsto del sistema.

Finalmente, se concluye que el diseño propuesto resulta viable desde el punto de vista mecánico y funcional, cumpliendo las condiciones de resistencia y funcionamiento requeridas para el correcto desempeño del torno.

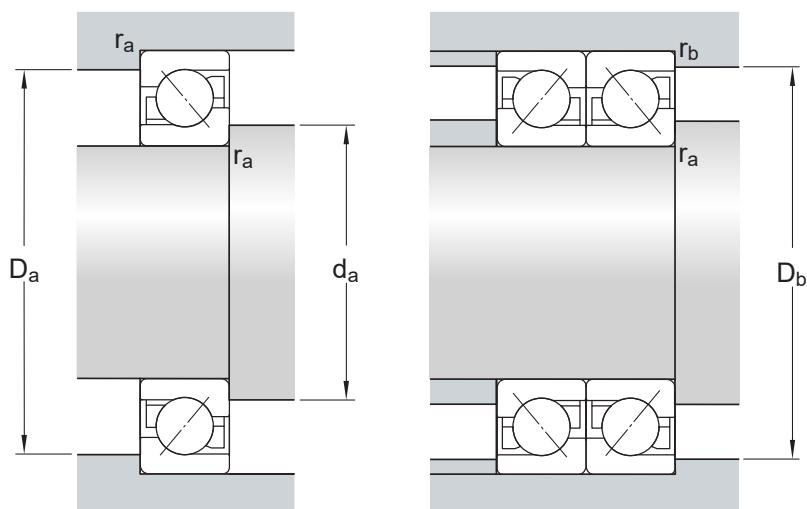
En cuanto a vías futuras, se plantea la materialización de la solución propuesta mediante la fabricación e instalación de los componentes diseñados. De esta forma, sería posible llevar a cabo la reforma del torno original, permitiendo comprobar experimentalmente su funcionamiento y validar los resultados obtenidos durante la fase de diseño y cálculo.

BIBLIOGRAFÍA

1. Norton, Robert L. (2011). Diseño de máquinas. Un enfoque integrado (4ª ed.)
2. Félez Mindán, Jesús.; Martínez, María Luisa Martínez Muneta. (2008) Ingeniería gráfica y diseño
3. Daniel. Gestión de riesgos en el entorno de tornos - P Gaya. P Gaya. Published July 9, 2024. Accessed June 6, 2026. URL: <https://pgyalathes.com/general-en/gestion-de-riesgos-en-el-entorno-de-tornos/>
4. Motores y generadores ABB. Motors and Generators. Published May 7, 2026. URL: <https://new.abb.com/motors-generators/es>
5. Martínez C. Breve historia del torno de carpintero. Tecnitool. Published March 14, 2022. Accessed June 6, 2026. URL: <https://tecnitool.es/historia-del-torno-de-carpintero/>
6. Vaucanson's Lathe - Graces Guide. Gracesguide.co.uk. Published 2024. Accessed June 6, 2026. URL: https://www.gracesguide.co.uk/Vaucanson%27s_Lathe
7. Machine tools / Niles-Bement-Pond Company. HathiTrust. Published 2025. Accessed June 6, 2026. URL: <https://babel.hathitrust.org/cgi/pt?id=nyp.33433087539619&view=1up&seq=9>
8. Potencia de Corte para Torneado - Información Técnica / Fórmula de Corte | MITSUBISHI MATERIALS MÉXICO S.A.DE C.V. MITSUBISHI MATERIALS MÉXICO S.A.DE C.V. Published 2026. Accessed June 6, 2026. URL: https://www.mmc-carbide.com/mx/technical_information/formula/tec_turning_cutting_power_formula
9. SKF Product select. Skf.com. Published 2024. Accessed June 6, 2026. URL: <https://productselect.skf.com/>

ANEXO A. Especificación técnica SKF.

- A.1. Rodamientos de bolas de contacto angular (7210).



Dimensiones de los resaltes

da	min. 57 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	max. 83 mm	Diámetro del resalte del soporte
Db	max. 85.8 mm	Diámetro del resalte del soporte
ra	max. 1 mm	Radio de acuerdo
rb	max. 0.6 mm	Radio de acuerdo

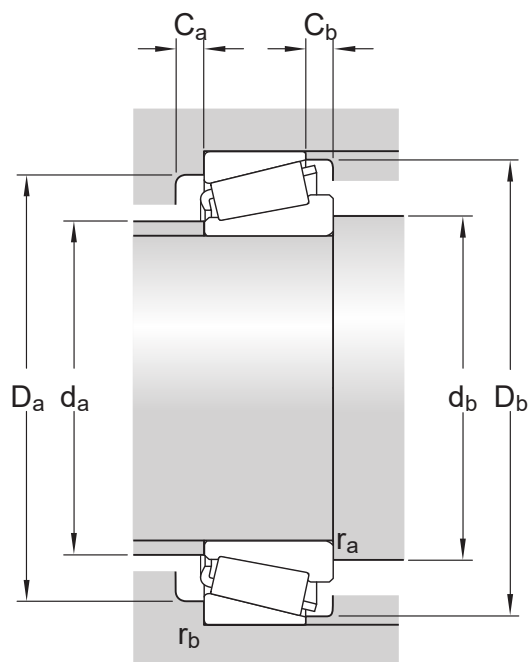
Datos del cálculo

Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer	
Capacidad de carga dinámica básica	C	40 kN
Capacidad de carga estática básica	C0	31 kN
Carga límite de fatiga	Pu	1.32 kN
Velocidad de referencia	9 000 r/min	
Velocidad límite	9 000 r/min	

Factor de carga axial mínima	A	0.01
Factor de carga radial mínima	kr	0.1
Valor límite	e	1.1



- A.2. Rodamientos cónicos (30210).



Dimensiones de los resaltes

d_a	max. 59 mm	Diámetro del resalte del eje
d_b	min. 59 mm	Diámetro del resalte del eje
D_a	min. 79 mm	Diámetro del resalte del soporte
D_a	max. 82 mm	Diámetro del resalte del soporte
D_b	min. 85 mm	Diámetro del resalte del soporte
C_a	min. 3 mm	Ancho mínimo de espacio requerido en el soporte en cara lateral grande
C_b	min. 4.5 mm	Ancho mínimo del espacio requerido en el soporte en la cara lateral pequeña
r_a	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo del eje
r_b	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo del soporte

Datos de cálculo

Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	93.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C0	91.5 kN
Carga límite de fatiga	Pu	10.4 kN
Velocidad de referencia		6 000 r/min
Velocidad límite		7 500 r/min
Valor límite	e	0.43
Factor de cálculo	Y	1.4
Factor de cálculo	Yo	0.8

ANEXO B. Gráficos generador de componentes de eje.

Información de proyecto (iProperties)

Cálculo

Material

Material	Acero
Módulo de elasticidad E	206000 MPa
Módulo de rigidez G	80000 MPa
Densidad	ρ 7860 kg/m ³

Propiedades del cálculo

Incluir		
Sí	Densidad	ρ 7860 kg/m ³
Sí	Coefficiente de desplazamiento cortante β	1,188 su
	Número de divisiones	1000 su
	Modo de tensión reducida	HMH

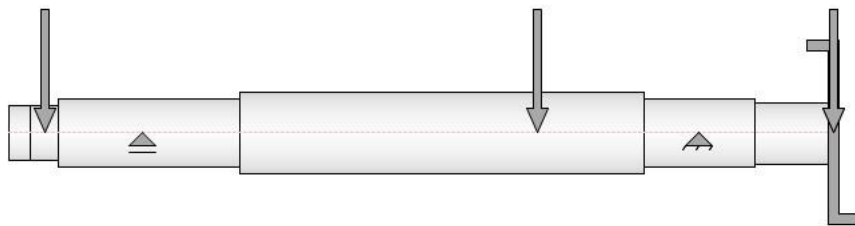
Cargas

Índice	Ubicación	Fuerza radial				Momento flector				Carga continua				Fuerza axial	Par de torsión	Flexión			
		Y	X	Tamaño	Dirección	Y	X	Tamaño	Dirección	Y	X	Tamaño	Dirección			Y	X	Tamaño	Dirección
1	25,5 mm	-148,500 N	-408,000 N	434,185 N	250,00 gr											37,467 μ m	15,931 μ m	40,714 μ m	23,04 gr
2	379,5 mm	-1149,520 N	2465,160 N	2720,002 N	115,00 gr											-71,541 μ m	-22,231 μ m	74,916 μ m	197,26 gr
3	592,5 mm					734,400 N m	734,400 N m									225,947 μ m	21,326 μ m	226,951 μ m	5,39 gr
4	592,5 mm	-2448,000 N		2448,000 N	180,00 gr											225,947 μ m	21,326 μ m	226,951 μ m	5,39 gr

Soportes

Índice	Tipo	Ubicación	Fuerza de reacción				Fuerza axial	Elasticidad	Tipo	Flexión				Ángulo de flexión
			Y	X	Tamaño	Dirección				Y	X	Tamaño	Dirección	
1	Libre	96,12 mm	1958,067 N	236,591 N	1972,309 N	6,89 gr			Usuario	-0,000 μ m	-0,000 μ m	0,000 μ m	205,37 gr	0,03 gr
2	Fijo	495,66 mm	-5630,947 N	1820,569 N	5917,941 N	162,08 gr			Usuario	-0,000 μ m	-0,000 μ m	0,000 μ m	198,72 gr	0,08 gr

Vista preliminar



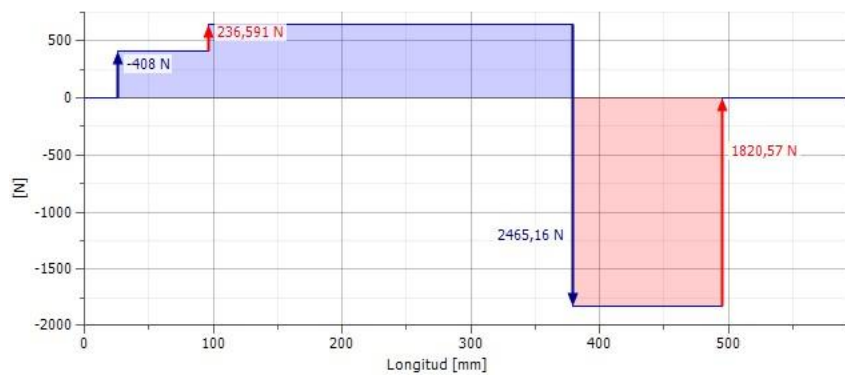
Fuerza de corte



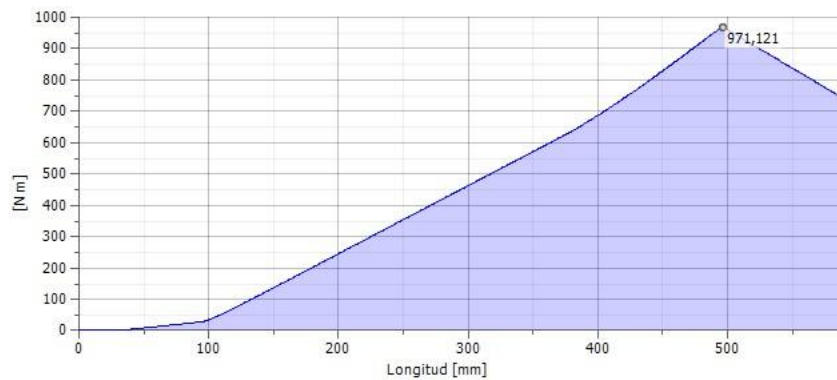
Fuerza de corte, Plano YZ



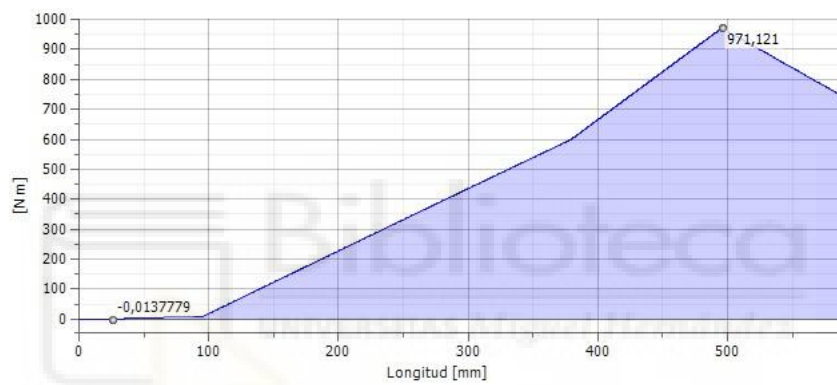
Fuerza de corte, Plano XZ



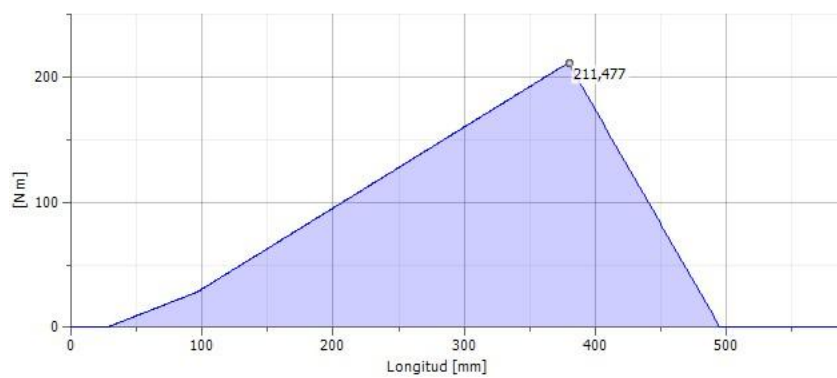
Momento flector



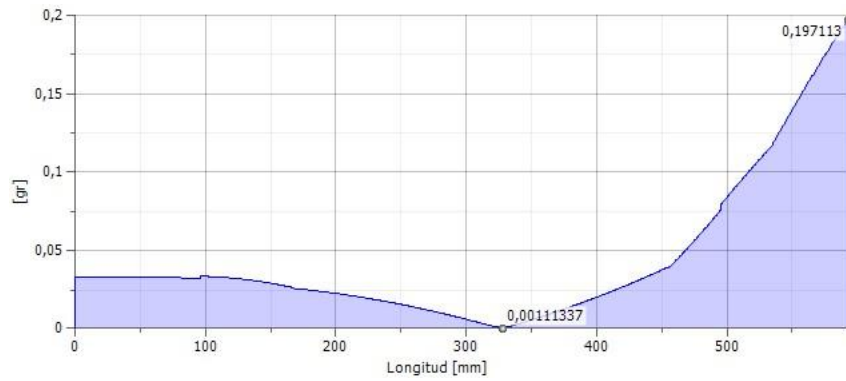
Momento flector, Plano YZ



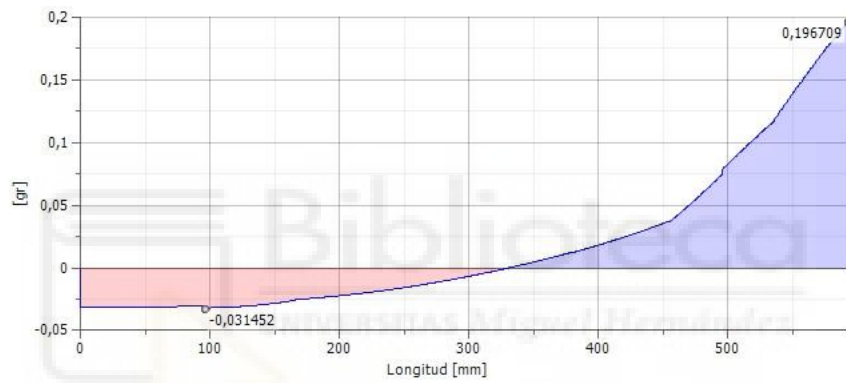
Momento flector, Plano XZ



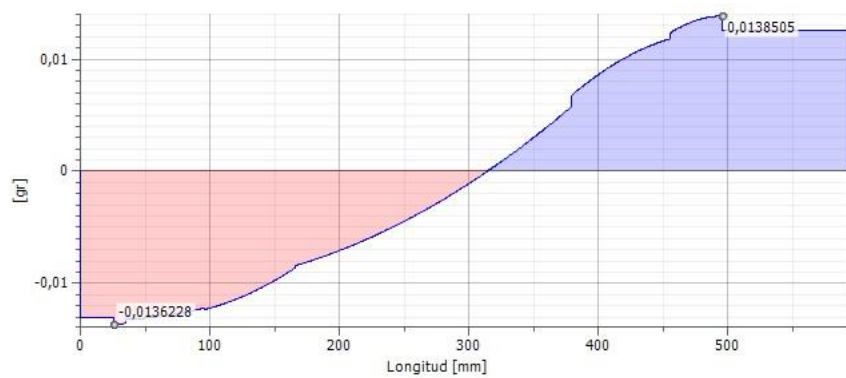
Ángulo de flexión



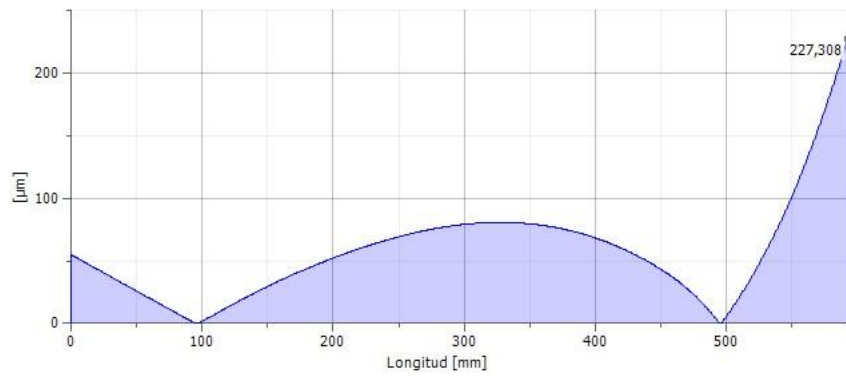
Ángulo de flexión, Plano YZ



Ángulo de flexión, Plano XZ



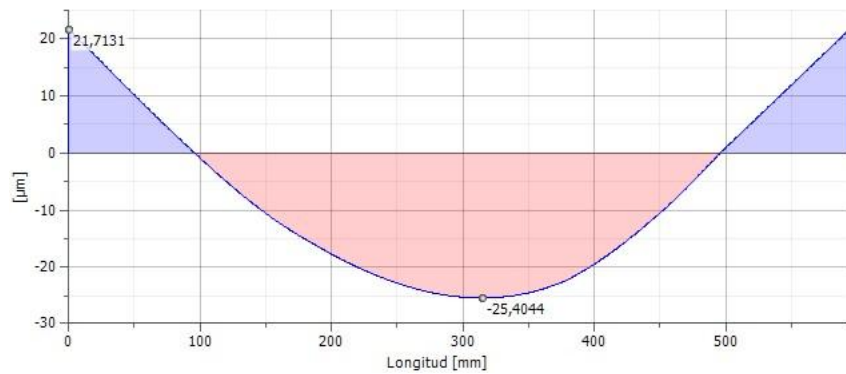
Flexión



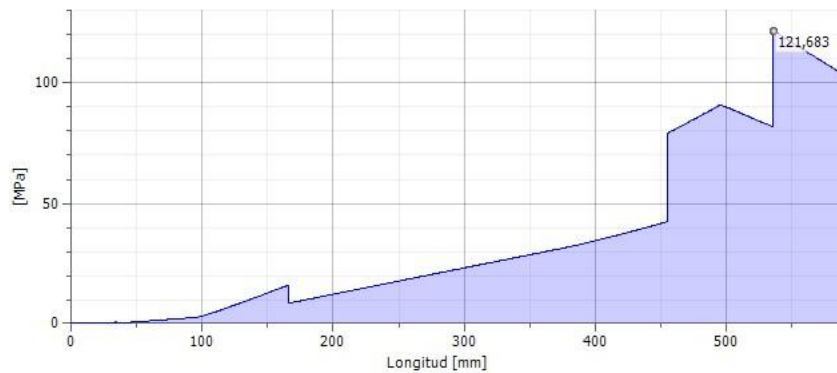
Flexión, Plano YZ



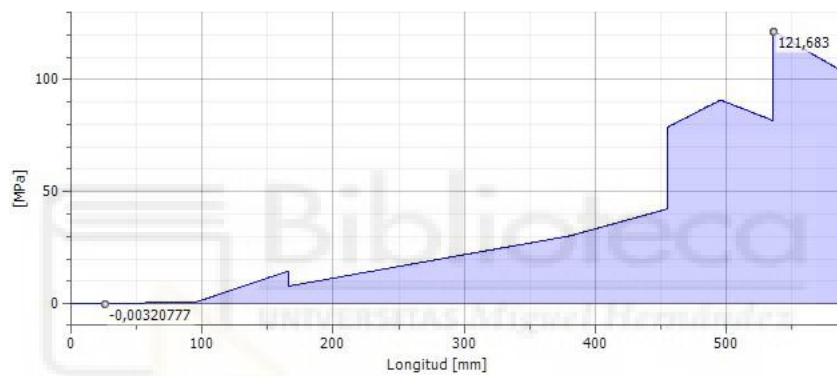
Flexión, Plano XZ



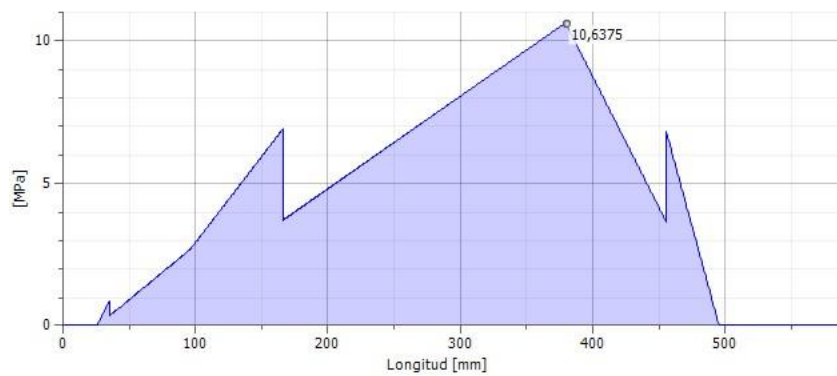
Tensión de plegado



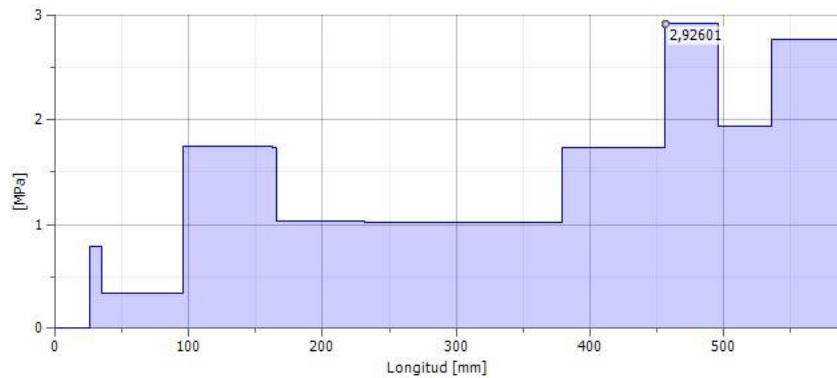
Tensión de plegado, Plano YZ



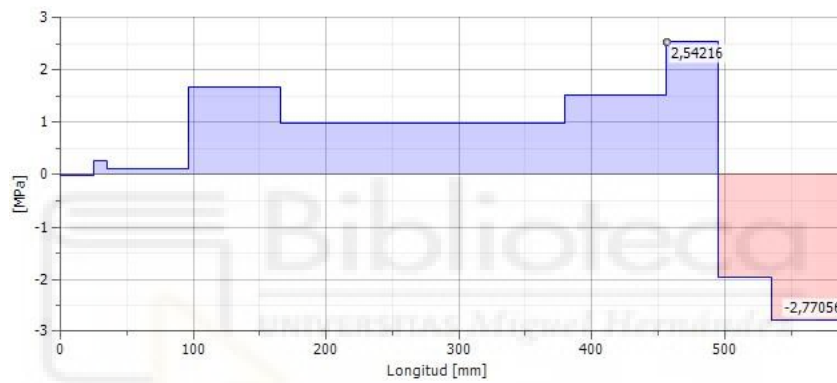
Tensión de plegado, Plano XZ



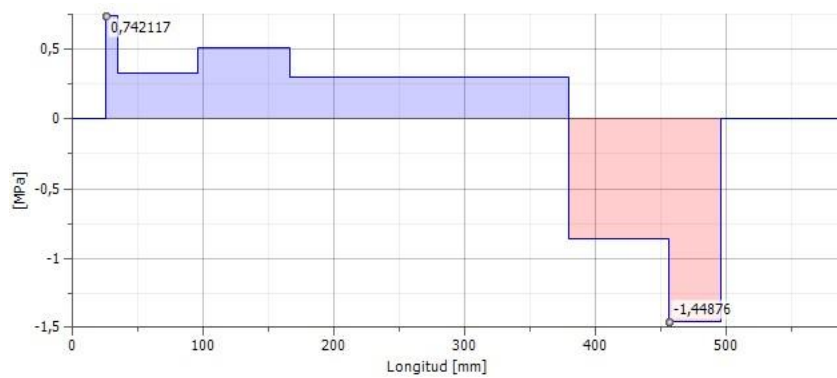
Tensión de corte



Tensión de corte, Plano YZ



Tensión de corte, Plano XZ



ANEXO C. Informes de evaluación de rodamientos SKF.

- C.2. Rodamiento cónico.

Rodamiento conico

Evaluated bearings


30210
Tapered roller bearing

1. Results summary

30210	
SKF rating life, L_{10mh}	[h]
SKF rating life, L_{10h} ($a_{SKF}=1$)	[h]
Relubrication interval, t_f	[h]
Grease quantity	
- Side, G_{p-side}	[g]
	10

Warnings

- LC1 : Low viscosity ratio k, reduced asperity contact. It is recommended to select a higher viscosity lubricant or improve cooling. It is not appropriate to look at basic rating life only. Instead use SKF rating life method. Recommended to use anti-wear (AW) or extreme pressure (EP) additives to reduce wear
- LC1 : For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

Warnings

- LC1 : The grease life / relubrication interval is reduced depending on the contamination level. Higher cleanliness will improve the duration.

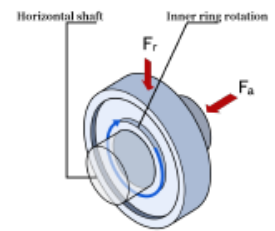
2. Input and settings

2.1 Bearing properties

30210	
	
Bore diameter, d	[mm]
Outer diameter, D	[mm]
Width, B	[mm]
Basic load ratings	
- Dynamic, C	[kN]
- Static, C_0	[kN]
- Fatigue load limit, P_u	[kN]
Limiting speed, n_{lim}	[r/min]
Reference speed, n_{ref}	[r/min]
	50
	90
	21.75
	93.1
	91.5
	10.4
	7500
	6000

2.2 Operating conditions

		LC1
Forces		
- Radial, F_r	[kN]	5.918
- Axial, F_a	[kN]	0.6
Speed		
- Rotational speed	[r/min]	133.57
Temperature		
- Expected at bearing	[°C]	70
Case weight	[-]	1



2.3 Lubrication settings

		30210
Lubricant		
- Type	[-]	Grease
- Method	[-]	SKF grease
- Designation	[-]	LGEP1
Effective EP additives	[-]	False
Contamination		
- Contamination	[-]	Levels
- Bearing cleanliness	[-]	Normal cleanliness

2.4 CO₂ emissions setting

		30210
Input energy mix manually	[-]	False
Geographical location	[-]	European Union
Period of interest [years]	[-]	1
Time operational [%]	[-]	100

3. Results

3.1 Load level

		30210
Equivalent dynamic load, P	[kN]	5.92
Load ratio, C/P	[-]	15.73
Minimum load met?	[-]	Yes
Minimum load radial, F_{rm}	[kN]	1.58

Warnings

- LC1 : The radial load is introducing an axial load that needs to be supported by a second bearing.

3.2 Bearing rating life

30210		
SKF rating life, L_{10mh}	[h]	$> 2 \times 10^5$ ♦
SKF life modification factor, a_{skf}	[-]	2.2
Contamination factor, η_c	[-]	0.31
SKF rating life, L_{10h} ($a_{SKF}=1$)	[h]	$> 2 \times 10^5$ ♦

Warnings

- LC1 : Low viscosity ratio k , reduced asperity contact. It is recommended to select a higher viscosity lubricant or improve cooling. It is not appropriate to look at basic rating life only. Instead use SKF rating life method. Recommended to use anti-wear (AW) or extreme pressure (EP) additives to reduce wear
- LC1 : For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing

3.3 Bearing static safety

30210		
Equivalent static load, P_0	[kN]	5.92
Static safety factor, S_0	[-]	15.5

3.4 Lubrication

30210		
Relubrication interval, t_f	[h]	21600 ♦
Grease quantity		
- Side, G_{p-side}	[g]	10
Viscosity ratio, κ	[-]	0.95
Operating viscosity		
- Actual, v	[mm ² /s]	77
- Rated, v_1	[mm ² /s]	81
Speed factor, nd_m	[mm/min]	9310

Warnings

- LC1 : The grease life / relubrication interval is reduced depending on the contamination level. Higher cleanliness will improve the duration.

3.5 Friction and power loss

30210		
Power loss, P_{loss}	[W]	4.9
Total frictional moment, M	[N-mm]	347
Starting torque, M_{start}	[N-mm]	491
Friction sources		
- Rolling, M_{rr}	[N-mm]	159
- Sliding, M_{sl}	[N-mm]	188
- Seals, M_{seal}	[N-mm]	0
- Drag loss, M_{drag}	[N-mm]	0

3.6 Estimation of CO₂ emissions

30210		
CO ₂ emissions caused by bearing production	[-]	*1.9
CO ₂ emissions during bearing operation - over period of interest (kg of CO ₂)		
- Frictional power loss	[kg]	19.6
- Grease consumption	[kg]	0.1
- Sum of CO ₂ emissions (bearing operation)	[kg]	19.7
Resources consumed during bearing operation - over period of interest		
- Energy use	[kWh]	42.5
- Grease	[kg]	0.02

* Value displayed for this parameter is not designation specific, but based on net weight. [More info](#)

Information

- All calculated values are best estimates resulting from the input data and assumptions, and well-recognized data sources, and well-established calculation methods.
- SKF follows standards and methods suggested by Greenhouse Gas Protocol " "for CO₂ estimates.
- For details about data, methods, and assumptions used, follow the link below.
- If you intend to use these values for decision making, contact SKF for more details and correct interpretation of calculation results.
- The values calculated by SKF Product select should not be compared with values obtained from other tools or sources, unless you are confident about the data sources, methods and assumptions used. [More info](#)

3.7 Speed level

30210		
Adjusted reference speed, n_{ar}	[r/min]	4230
Reference speed adjustment factors		
- Equivalent dynamic load, f_p	[-]	0.94
- Oil viscosity, f_v	[-]	0.75
Speed factor, nd_m	[mm/min]	9310

3.8 Frequencies

30210		
Rotational frequency		
- Inner ring, f_i	[Hz]	2.226
- Outer ring, f_e	[Hz]	0
- Rolling element set and cage, f_c	[Hz]	0.952
- Rolling element about its axis, f_r	[Hz]	7.337
Frequency of over-rolling		
- Point on inner ring, f_{ip}	[Hz]	25.475
- Point on outer ring, f_{ep}	[Hz]	19.048
- Rolling element, f_{rp}	[Hz]	14.674

4.1 Application requirements

30210		
Hollow shaft	[-]	False
Standard fit recommendations	[-]	True
Tolerance Class		
- Shaft	[-]	m5
- Housing	[-]	H8
Load direction rotating ring	[-]	Constant
- Thermal expansion of shaft (impacting housing bore tolerance)	[-]	False
Rotating ring	[-]	Inner
Probable interferences	[-]	True
Includes smoothing	[-]	True

4.2 Recommended tolerances

30210		
Shaft outer diameter		
- Minimum	[μm]	9
- Maximum	[μm]	20
Bearing bore		
- Minimum	[μm]	-12
- Maximum	[μm]	0
Bearing outer diameter		
- Minimum	[μm]	-18
- Maximum	[μm]	0
Housing bore		
- Minimum	[μm]	0
- Maximum	[μm]	54
Smoothing		
- Shaft and bearing bore	[μm]	3
- Bearing outer ring and housing	[μm]	7

4.3 Probable fits

30210		
Shaft		
- Minimum	[μm]	9
- Middle	[μm]	17.3
- Maximum	[μm]	25
Housing		
- Minimum	[μm]	-71
- Middle	[μm]	-42.8
- Maximum	[μm]	-14

- C.2. Rodamiento de bolas de contacto angular.

Evaluated bearings


7210 BECBP
Angular contact ball bearing

1. Results summary

7210 BECBP	
SKF rating life, L_{10mh}	[h]
SKF rating life, L_{10h} ($a_{SKF}=1$)	[h]
Relubrication interval, t_f	[h]
Grease quantity	
- Side, G_{p-side}	[g]
	9

Warnings

- LC1 : Low viscosity ratio k , reduced asperity contact. It is recommended to select a higher viscosity lubricant or improve cooling. It is not appropriate to look at basic rating life only. Instead use SKF rating life method. Recommended to use anti-wear (AW) or extreme pressure (EP) additives to reduce wear
- LC1 : For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

Warnings

- LC1 : The grease life / relubrication interval is reduced depending on the contamination level. Higher cleanliness will improve the duration.

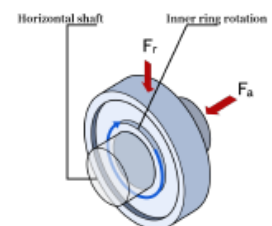
2. Input and settings

2.1 Bearing properties

7210 BECBP	
	
Bore diameter, d	[mm]
Outer diameter, D	[mm]
Width, B	[mm]
Basic load ratings	
- Dynamic, C	[kN]
- Static, C_0	[kN]
- Fatigue load limit, P_u	[kN]
Limiting speed, n_{lim}	[r/min]
Reference speed, n_{ref}	[r/min]

2.2 Operating conditions

LC1	
Forces	
- Radial, F_r	[kN]
- Axial, F_a	[kN]
Speed	
- Rotational speed	[r/min]
Temperature	
- Expected at bearing	[°C]
Case weight	[-]



2.3 Lubrication settings

7210 BECBP	
Lubricant	
- Type	Grease
- Method	SKF grease
- Designation	LGEP1
Effective EP additives	False
Contamination	
- Contamination	Levels
- Bearing cleanliness	Normal cleanliness

2.4 CO₂ emissions setting

7210 BECBP	
Input energy mix manually	False
Geographical location	European Union
Period of interest [years]	1
Time operational [%]	100

3. Results

3.2 Bearing static safety

7210 BECBP	
Equivalent static load, P_0	[kN] 1.97
Static safety factor, S_0	[-] 15.7

3.3 Lubrication

7210 BECBP	
Viscosity ratio, k	[-] 0.95 ♦
Operating viscosity	
- Actual, v	[mm ² /s] 77
- Rated, v_1	[mm ² /s] 80.8
Speed factor, nd_m	[mm/min] 9340

Warnings

- LC1 : Low viscosity ratio k , reduced asperity contact. It is recommended to select a higher viscosity lubricant or improve cooling. It is not appropriate to look at basic rating life only. Instead use SKF rating life method. Recommended to use anti-wear (AW) or extreme pressure (EP) additives to reduce wear [More info](#)

3.4 Frequencies

7210 BECBP	
Rotational frequency	
- Inner ring, f_i	[Hz] 2.226
- Outer ring, f_e	[Hz] 0
- Rolling element set and cage, f_c	[Hz] 0.958
- Rolling element about its axis, f_r	[Hz] 6.017
Frequency of over-rolling	
- Point on inner ring, f_{ip}	[Hz] 19.017
- Point on outer ring, f_{ep}	[Hz] 14.376
- Rolling element, f_{rp}	[Hz] 12.033

ANEXO D. Tabla de selección de lubricante para rodamientos.

SKF bearing grease selection chart

Grease	Description	Application examples	Temperature LTTL ²⁾ °C (°F)	HTPL ²⁾ °C (°F)	Range ²⁾	Speed Range ²⁾	Load Range ²⁾	Base oil	Thickener	NLGI grade	Base oil viscosity 40 °C mm ² /s	100 °C mm ² /s	Vertical shaft	Oscillating movements	Severe vibrations	Rust protection	Water resistance	Frequent start-up
LGMT 2	General purpose industrial and automotive	Wheel bearings, conveyors, fans, small electric motors	-30 (-20)	120 (250)	M	M	L to M	Min	Li	2	110	10	●	●	+	+	+	●
LGMT 3	General purpose industrial and automotive	Vertical shaft, outer ring rotation, wheel bearings	-30 (-20)	120 (250)	M	M	L to M	Min	Li	3	125	12	++	●	++	+	+	●
LGEP 2	Extreme pressure	Heavy industrial applications, vibrating screens	-20 (-5)	110 (230)	M	L to M	H	Min	Li	2	200	16	●	●	+	+	+	++
LGNL 2	General purpose, high load	Heavy duty, conveyors, vibrating machinery	-30 (-20)	110 (230)	M	L to M	H	Min	Ca Anh	2	220	14	●	●	+	+	++	++
LGNL 3	General purpose, high load	Vertical shaft, vibrating screens	-30 (-20)	130 (265)	M	M	H	Min	Ca ₂	3	105	10	++	●	++	+	++	+
LGWA 2	Extreme pressure, wide temperature range	Wheel bearings, fans, electric motors	-30 (-20)	140 (285) ³⁾	M to H	L to M	L to H	Min	Lix	2	250	17	●	—	+	+	+	+
LGGB 2	Biodegradable, low toxicity	Agriculture, construction, water treatment	-40 (-40)	90 (195)	L to M	L to M	M to H	Ester	Li-Ca	2	110	18	●	+	—	●	+	+
LGLT 2	Low temperature, extremely high speed	Machine tool spindles, printing cylinders	-50 (-60)	110 (230)	L to M	M to EH	L	PAO	Li	2	17	3.8	●	—	—	—	+	●
LGWM 1	Extreme pressure, low temperature	Wind turbine main shaft, heavy duty applications	-30 (-20)	110 (230)	L to M	L to M	H	Min	Li	1	200	16	—	+	—	+	+	++
LGEP 1	Extreme pressure, high viscosity	Wind turbine main shaft, heavy duty applications	-20 (-5)	120 (250)	M	VL to M	H to VH	Min	Li-Ca	1	400	25	—	+	—	+	+	++
LGWM 2	High load, wide temperature	Wind turbine main shaft, heavy duty off road or marine applications	-40 (-40)	110 (230)	L to M	L to M	L to H	PAO/Min	CaSx	1-2	80	10	●	++	+	++	++	++
LGEM 2	High viscosity with solid lubricants	Jaw crushers, construction machinery, vibrating machinery	-20 (-5)	120 (250)	M	L to M	H to VH	Min	Li-Ca	2	500	32	+	●	+	+	+	++
LGEV 2	Extremely high viscosity with solid lubricants	Rotary kilns, high pressure grinding rolls, trunnions, rocker arms	-10 (15)	120 (250)	M	VL to L	H to VH	Min	Li-Ca	2	1300	49	●	●	+	+	+	++
LGHB 2	High load, high temperature	Classifiers, work rolls and continuous casters, vibrating screens	-20 (-5)	150 (300)	M to H	VL to M	L to VH	Min	CaSx	2	425	28	●	++	+	++	++	++
LGHC 2	High load, water resistant, high temperature	Classifiers, work rolls and continuous casters, vibrating screens	-20 (-5)	140 (285)	M to H	VL to M	L to VH	Min	CaSx	2	450	31	●	++	+	++	++	++
LGHP 2	High performance, high temperature	Electric motors, high temperature fans	-40 (-40)	150 (300)	M to H	M to H	L to M	Min	PU	2-3	96	10.5	+	—	—	++	++	●
LGHQ 2	Electric motor grease	Electric motors, fans	-30 (-20)	160 (320)	M to H	M to H	L to M	Min	PU	2	110	12	●	—	—	+	++	+
LGET 2	Extreme temperature, extreme condition	Ovens, textile dryers, vacuum pumps	-40 (-40)	260 (500)	VH	L to M	H to VH	PFPE	PTFE	2	400	38	●	—	●	—	+	●
LGFG 2	General purpose, food grade	Conveyors, wrapping machines, bottling machines	-30 (-20)	140 (285)	M	L to H	L to H	Min	CaSx	2	150	16	●	++	+	+	++	+
LGFQ 2	High load, food grade	Pellet presses, mixers, centralized lubrication systems	-40 (-40)	130 (265)	L to H	VL to M	L to VH	PAO/Min	CaSx	1-2	320	30	●	++	●	+	++	++
LGED 2	High temperature, food grade	Baking, vacuum pumps	-30 (-20)	240 (465)	VH	L to M	H to VH	PFPE	PTFE	2	460	42	●	—	●	—	+	●

²⁾ LTTL = low temperature torque limit, HTPL = high temperature performance limit; for details, refer to *The SKF traffic light concept for grease temperature performance* on page [Selecting a suitable grease](#)

²⁾ Refer to Temperature, speed, and load ranges for grease selection on page [Selecting a suitable grease](#)

³⁾ LGWA 2 can withstand peak temperatures of 220 °C (430 °F)

++ - Very suitable
+ - Recommended
● - Suitable
— - Not recommended
-- - Not suitable