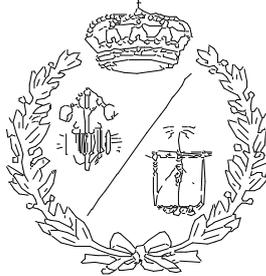


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**Diseño de un banco de ensayos para
engranajes plásticos con recirculación
mecánica de potencia**

**Design of a mechanical back-to-back test bench
for plastic gears**

Para acceder al Título de

**GRADUADO EN INGENIERÍA EN
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

**Autor: Pedro López Peláez
Director: Javier Sánchez Espiga**

Junio - 2024

RESUMEN

En este proyecto se plantea el diseño de un banco de ensayo para engranajes plásticos, este tipo de engranajes son cada vez mas comunes debido a sus importantes ventajas con respecto a los tradicionales metálicos.

El banco en concreto se basará en el estándar VDI 2736 sobre ensayos en engranajes plásticos y contará con un sistema de recirculación de potencia mecánica mediante dos ejes paralelos y un par de ruedas de engranajes metálicas, de forma que sea más eficiente. Se moverá mediante un servomotor controlado por un variador de frecuencia y el par será aplicado mediante un actuador lineal neumático.

En los diversos documentos del proyecto se expondrán los distintos componentes y sistemas con los que cuenta el banco, así como los cálculos y los planos de dichos elementos y también un pliego de condiciones y un presupuesto para la fabricación.

ABSTRACT

This project proposes the design of a test bench for plastic gears, this kind of gears is increasingly common due to their advantages over the traditional metallic ones.

The bench will be based on the VDI 2736 standard for plastic gear testing and will have a mechanical power recirculation system through two parallel axles and a pair of metal gear wheels, making it more efficient. It will be moved by a servomotor controlled by a frequency converter and the torque will be applied by a pneumatic linear actuator.

The various project documents will present the different components and systems in the test rig, as well as the calculations and designs for these elements as well as a specification and a budget for manufacturing.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO I: MEMORIA

DOCUMENTO II: ANEXO DE CÁLCULOS

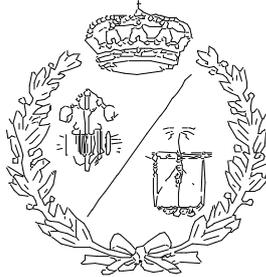
DOCUMENTO III: PLANOS

DOCUMENTO IV: PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO V: PRESUPUESTO

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO I: MEMORIA

Autor: Pedro López Peláez

Director: Javier Sánchez Espiga

Junio - 2024

ÍNDICE

1.	OBJETO Y ALCANCE DEL PROYECTO	1
2.	ANTECEDENTES	2
2.1	Engranajes plásticos	2
2.1.1	Propiedades mecánicas de los polímeros.....	2
2.1.2	Ventajas y desventajas de los engranajes plásticos	3
2.1.3	Materiales poliméricos para engranajes	5
2.1.4	Métodos de fabricación	6
2.1.5	Tipos de fallo	8
2.2	Bancos de ensayo	10
2.2.1	Bancos de ensayo tipo simulación.....	11
2.2.2	Bancos de ensayo tipo engranaje	12
3.	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y REQUISITOS DE DISEÑO	16
4.	ANÁLISIS DE LAS SOLUCIONES	18
5.	SOLUCIÓN ADOPTADA	21
5.1	Motor.....	22
5.2	Cadenas de torsión.....	24
5.2.1	Ejes.....	25
5.2.2	Rodamientos	25
5.2.3	Junta cardan.....	26
5.2.4	Acople eje-motor	27
5.3	Sensores.....	27
5.3.1	Tacómetro.....	27
5.3.2	Cámara térmica.....	28
5.4	Cajas de engranajes	29



5.5	Estructura de soporte.....	30
5.6	Actuador y circuito neumático	31
5.7	Materiales	34
5.7.1	Acero AISI 1045 Q&T (390 HB).....	34
5.7.2	Acero AISI 1040	35
5.7.3	Acero inoxidable 309	35
6.	PRESUPUESTO	37
7.	CONCLUSIONES.....	38
8.	REFERENCIAS	39



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama tensión-deformación y valores característicos [1].....	3
Figura 2: Fallo por fusión [1].....	8
Figura 3: Fallo por rotura de la base [1]	9
Figura 4: Fallo por rotura del flanco [1].....	9
Figura 5: Fallo por picadura [1]	9
Figura 6: Fallo por desgaste [1].....	10
Figura 7: Fallo por deformación [1].....	10
Figura 8: Máquina de 4 bolas [3].....	12
Figura 9: Banco sin recirculación de potencia [4].....	13
Figura 10: Banco con recirculación de potencia eléctrica [4]	13
Figura 11: Banco con recirculación de potencia mecánica [4]	14
Figura 12: Banco de tipo pulsante [4].....	15
Figura 13: Diagrama de un banco con recirculación de potencia [1].....	16
Figura 14: Banco de Bader [4]	18
Figura 15: Banco completo	21
Figura 16: Variador de frecuencia [6]	22
Figura 17: Motor [6].....	22
Figura 18: Curva de par del motor [7].....	24
Figura 19: Cadena de torsión.....	24
Figura 20: Eje mecanizado.....	25
Figura 21: Rodamientos SKF 4205 ANT9 [10].....	25
Figura 22: Junta cardan doble telescópica [11].....	26
Figura 23: Acople flexible eje-motor [12].....	27
Figura 24: Tacómetro [13]	28
Figura 25: Caja de engranajes fija	29



Figura 26: Caja de engranajes pivotante.....	30
Figura 27: Estructura.....	31
Figura 28: Actuador lineal neumático [14].....	32
Figura 29: Rótula de conexión[14]	32
Figura 30: Compresor [15]	33



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características del sistema de potencia.....	23
Tabla 2: Características de los rodamientos	26
Tabla 3: Características de la junta cardan	26
Tabla 4: Características del acoplamiento eje-motor	27
Tabla 5: Características del tacómetro.....	28
Tabla 6: Características de la cámara térmica.....	29
Tabla 7: Características del actuador.....	32
Tabla 8: Características del compresor.....	33
Tabla 9: Características del sensor.....	34
Tabla 10: Composición química del acero AISI 1045.....	34
Tabla 11: Características mecánicas del acero AISI 1045.....	35
Tabla 12: Composición química del acero AISI 1040.....	35
Tabla 13: Características mecánicas del acero AISI 1040.....	35
Tabla 14: Composición química del acero inoxidable 309	35
Tabla 15: Características mecánicas del acero inoxidable 309.....	36

1. OBJETO Y ALCANCE DEL PROYECTO

Los engranajes son el componente más básico para aplicaciones mecánicas que requieran una transmisión de movimiento y potencia entre distintos elementos. Se trata de un campo muy importante que está en constante evolución y es objeto de un gran número de estudios y avances. Los engranajes fabricados con materiales poliméricos son uno de estos importantes avances, estos presentan una serie de ventajas con respecto a los tradicionales: son más ligeros, tienen una menor inercia, son mucho más silenciosos, pueden no requerir lubricación, son resistentes a la corrosión y, por último, tienen un coste mucho menor de fabricación. Estos engranajes plásticos se pueden producir mediante distintas técnicas, principalmente moldeado por inyección, mecanizado e impresión 3D.

Los materiales poliméricos que se pueden emplear en los engranajes plásticos son muchos y muy diversos, entre ellos los más usuales son el nylon, el acetal o el polietileno. Sin embargo, también son muy utilizadas combinaciones de polímeros (en las que alguno de ellos funciona como lubricante) o con otros materiales como fibra de carbono o vidrio para hacerlos más resistentes. Todo esto da lugar a un enorme abanico de soluciones posibles con comportamientos muy distintos ante las diversas cargas y condiciones de uso a las que deben de ser sometidos estos componentes. Por esto es clave conocer las características de cada material y poder prever como se comportará en una aplicación dada y de esta manera poder seleccionar el más adecuado en cada caso. Esto se consigue mediante el ensayo de los engranajes bajo diversas condiciones, en este punto es donde son imprescindibles los bancos de ensayo.

El objetivo de este proyecto es hacer una revisión de los distintos materiales poliméricos usados para crear engranajes, los distintos tipos de ensayos a realizar a estos, los principales tipos de bancos de pruebas que existen y, principalmente proponer y desarrollar (con los consiguientes cálculos y ensayos) un banco de ensayo para engranajes plásticos que permita obtener datos precisos sobre su comportamiento bajo distintas condiciones.

2. ANTECEDENTES

2.1 Engranajes plásticos

Como se ha comentado en la introducción los materiales poliméricos son una excelente alternativa a los engranajes de acero tradicionales, estos se suelen utilizar en aplicaciones que requieran poco trabajo (ya que estos materiales tienen una menor resistencia), pero con los nuevos avances del campo cada vez se desarrollan polímeros más resistentes y consistentes.

Por lo tanto, las aplicaciones de estos engranajes son muy distintas, destacan la industria automotriz, alimentaria, química y petróleo y gas, entre otras, ya que sus características de resistencia, durabilidad y precisión los hacen ideales para controlar el correcto funcionamiento de la maquinaria y los equipos. Cada material tiene una serie de características únicas que le hacen adecuado para unas ciertas aplicaciones, por lo tanto, es imprescindible seleccionar cuidadosamente el material a utilizar en cada aplicación.

2.1.1 Propiedades mecánicas de los polímeros

En la norma VDI 2736 sobre ensayos en engranajes plásticos [1] se indica que las propiedades mecánicas de los materiales poliméricos no dependen solo del material, sino que también lo hacen en gran medida de las condiciones de uso y de producción. Las siguientes propiedades son aquellas que son relevantes en el caso del dimensionamiento de los engranajes:

- Limite elástico (σ_Y): punto en el cual se produce el primer aumento en la deformación sin producirse un aumento en la tensión. Esto es, el punto en el que la tensión y la deformación dejan de ser proporcionales (se produce deformación plástica en vez de elástica).
- Resistencia a la tracción (σ_M): punto de máxima tensión que puede alcanzar la pieza ensayada.
- Limite elástico compensado en X% (σ_X): punto de tensión en el que la curva tensión deformación varía en un X% de su forma original de línea recta (se utiliza en materiales que no tienen un límite elástico pronunciado).
- Tensión de rotura (σ_B): tensión en el punto de rotura de la pieza ensayada.

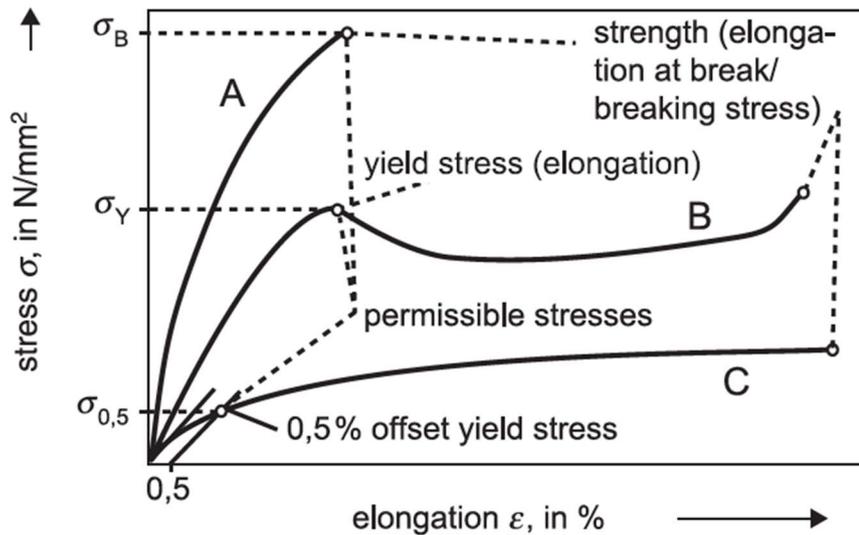


Figura 1: Diagrama tensión-deformación y valores característicos [1]

Estos valores se obtienen mediante el ensayo de los distintos materiales. Sin embargo, factores como la temperatura, el tipo y la duración del esfuerzo, las condiciones de fabricación y la humedad absorbida por la pieza pueden influenciar estos valores. Por lo tanto, es clave controlarlos durante los ensayos para conocer cómo se comportarán los distintos materiales en cada caso.

2.1.2 Ventajas y desventajas de los engranajes plásticos

Las principales ventajas de los engranajes plásticos son las siguientes:

- **Poco peso:** los engranajes fabricados en materiales poliméricos son mucho más ligeros que los tradicionales engranajes metálicos, su densidad es unas 5 veces menor. Esto es una ventaja clave ya que por una parte permite ahorrar peso en aplicaciones en las que este sea un factor determinante (como puede ser la industria aeroespacial o automotriz) y, por otra parte, los esfuerzos dinámicos de inercia y fuerzas centrífugas serán mucho menores, esto permite una mejor respuesta del sistema.

Según L. Snyder [2] el uso de engranajes plásticos en aplicaciones en la industria automotriz significa una reducción de masa del 70% y esta reducción de la inercia da lugar a una mejora del 80% en la eficiencia de la transmisión, lo que implica un 9% menos de energía consumida para hacer funcionar al sistema.



- **Bajo ruido y vibración y resistencia a los impactos:** una de las características de los engranajes poliméricos es que permiten absorber esfuerzos de impacto y vibraciones, además esto da lugar a una amortiguación del ruido, de forma que cuando están funcionando son mucho más silenciosas que las tradicionales (que emiten un sonido de metal contra metal). Se trata de una ventaja clave para aplicaciones en industrias como la medicina donde es clave la precisión y lo silencioso de la transmisión.
- **Libertad de diseño y bajo coste:** los engranajes plásticos pueden ser fabricados mediante un amplio abanico de tecnologías, según la norma VDI 2736 sobre los engranajes termoplásticos estas son 3: moldeo por inyección, moldeo y mecanizado. [1]. En general son procesos menos costosos que los utilizados para engranajes metálicos tradicionales (los gastos de producción se reducen entre un 50% y un 90%).

Estos procesos permiten una mayor personalización y control sobre el producto final. La fabricación de engranajes con geometrías complejas (como engranajes internos o sistemas de piñón cremallera) que se adapten a condiciones específicas (como puede ser el espacio reducido para la aplicación) son inviables en materiales metálicos debido a su alto precio, sin embargo, son mucho más asequibles si son fabricados en material polimérico. Otra opción que se puede variar fácilmente es el color del producto final.

- **Resistencia a la corrosión y ambientes hostiles:** la corrosión de las ruedas es uno de los grandes problemas de los engranajes metálicos, como los polímeros no son afectados por este tipo de fenómenos, son excelentes alternativas para su uso en aplicaciones en las que se encuentren expuestos a químicos corrosivos o condiciones ambientales adversas (algunos ejemplos son las industrias química y marina).
- **No necesidad de lubricación:** la lubricación en engranajes metálicos es clave y muy utilizada, ya que de esta manera se reduce la fricción entre los dientes y se disminuye la probabilidad de desgaste. En los engranajes plásticos normalmente esto no es necesario ya que estos materiales tienen una capacidad lubricante inherente (en ocasiones incluso se mezclan varios polímeros para obtener estas características) lo que les permite funcionar en condiciones secas. Se trata de un factor importante ya que existen ciertas



aplicaciones en las que la lubricación de las ruedas no es una opción (como puede ser la industria alimenticia o sanitaria, ya que los lubricantes pueden actuar como campo de cultivo de ciertas bacterias).

Las principales desventajas de los engranajes plásticos son las siguientes:

- **Peor resistencia a altas temperaturas:** los polímeros son unos materiales relativamente sensibles a la temperatura, esto se debe a que las fuerzas de unión entre sus partículas se debilitan a medida que aumenta la temperatura, reduciendo su rigidez y propiedades mecánicas. Por lo tanto, el rendimiento y la durabilidad de los engranajes se ve reducido en aplicaciones a altas temperaturas. En la actualidad este es uno de los campos en los que se están desarrollando nuevas tecnologías y haciendo avances para resolver estos problemas.
- **Desgaste:** los engranajes plásticos son también más susceptibles al desgaste que los metálicos, esto se debe también a las propiedades de los materiales, ya que la resistencia del acero es mucho mayor que la de los polímeros. De nuevo, si los engranajes están expuestos a altas temperaturas o ambientes húmedos, esto puede dar lugar a un comportamiento aún peor (debido a la merma de las propiedades al que dan lugar). El problema del desgaste es que los engranajes perderán su forma y deberán de ser reemplazados más frecuentemente.
- **Inestabilidad dimensional:** debido a que los polímeros tienen un mayor coeficiente de expansión térmica y de absorción de humedad, los engranajes plásticos sufren de unas inestabilidades mayores con respecto al tamaño durante la producción. Esto implica que se necesitan tolerancias mayores, que traen consigo procesos más complejos y caros (como por ejemplo moldes muy precisos).

2.1.3 Materiales poliméricos para engranajes

La norma VDI 2736 [1] define hasta 17 materiales poliméricos distintos que pueden ser utilizados para fabricar engranajes. Sin embargo, según Hribersek [3], los más comunes y adecuados para este uso son los siguientes:



- Poliamidas (PA46, PA66, PA12, and PA6): La poliamida es un tipo de polímero que contiene enlaces de tipo amida, se pueden encontrar en la naturaleza, pero las más comunes son sintéticas, como el nylon o el Kevlar
- Polioximetileno (POM): también conocido como acetal,3 poliacetal y poliformaldehído, es un termoplástico de ingeniería utilizado en piezas de precisión que requieren alta rigidez, baja fricción y excelente estabilidad dimensional
- Tereftalato de polibutileno (PBT): es un polímero termoplástico de ingeniería (semi) cristalino y un tipo de poliéster. El PBT es resistente a los solventes, se encoge muy poco durante la formación, es mecánicamente fuerte, resistente al calor y puede tratarse para que no sea inflamable.
- Polietileno de alta densidad (HDPE): es un polímero termoplástico producido a partir del monómero etileno, tiene una alta relación resistencia-densidad.

Además, para mejorar las características propias de estos materiales, es común añadir a estos ciertos aditivos como son: la fibra de vidrio o de carbono o fibras de aramida. Estas mejoran las capacidades mecánicas de los engranajes al tener una mayor capacidad de carga. Para conseguir una mayor resistencia a las temperaturas y, por lo tanto, una vida útil mayor se utilizan aditivos lubricantes como el: politetrafluoroetileno (PTFE), siliconas, grafito o el nitruro de boro.

2.1.4 Métodos de fabricación

Existen muchos y muy diversos métodos para la fabricación de piezas con materiales poliméricos, desde la extrusión a técnicas más modernas como la impresión 3D. Sin embargo la norma VDI 2736 [1] establece 3 métodos: el principal es el moldeo por inyección, pero también se recogen el moldeo y el mecanizado.

- **Moldeo por inyección:** este método se basa en pellets del material termoplástico seleccionado, estos se funden y se introducen a gran presión (se inyectan) en una cavidad. Cuando el material se solidifica asume la forma de la cavidad. Se utilizan máquinas con un husillo interior que distribuye el material en la zona del calefactor para conseguir un fundido uniforme. Por esta razón es muy indicada para fabricar engranajes con formas y dimensiones precisas.



Se trata de un proceso muy económico si se cuenta con alto número de piezas para producir, también permite mucha libertad geométrica en cuanto a la forma o diseño de las piezas.

Sin embargo, el gran problema de este método es que las piezas pueden encoger debido a la expansión de los polímeros con el calor, esto implica que cambios en la temperatura del compuesto fundido, la temperatura de los moldes o incluso en la presión de inyección pueden dar lugar a variaciones de tamaño en las piezas. Por lo tanto, en algunos casos en los que se requiera gran precisión para la aplicación puede ser necesaria una segunda operación de mecanizado para dar a la pieza un mejor acabado.

Otro problema de este método es que para grandes espesores se pueden producir puntos heterogéneos (como agujeros o deformaciones) que afectan a las propiedades, por esto este método no se recomienda para espesores mayores de 10 mm. Para evitar este problema se debe buscar una presión homogénea en todo el molde.

- **Moldeo:** en este caso los materiales poliméricos fundidos se vierten en un molde a presión normal y una vez se solidifica se obtiene la pieza deseada. Este método es usado para piezas grandes (de más de 1 kg de peso), pero tiene como gran inconveniente que con este tamaño de las piezas el problema de contracción se hace más evidente (los polímeros se pueden contraer en un porcentaje de entre el 1% y el 4% según el material). Esto da lugar a superficies no uniformes en las caras de los dientes y por lo tanto es necesario realizar alguna operación de procesado posterior (normalmente mecanizado) para rectificar las superficies.

Existen otras opciones para eliminar la necesidad de este proceso: utilizar un material al que le afecte menos este fenómeno (los elastómeros tipo PUR como el poliuretano, por ejemplo), la fundición centrifugada también reduce la expansión, pero es necesario calentar los moldes. En general se usan moldes metálicos, pero se requiere una gran producción para justificar su coste, en tiradas menores se pueden usar moldes de arena o de plástico.

- **Mecanizado:** en este proceso las piezas se fabrican a partir de un bloque de material utilizando herramientas de corte como fresas y tornos (generalmente controlados por ordenador para aumentar la precisión). De esta manera se

obtienen unos perfiles muy precisos y con tolerancias muy bajas, otra ventaja es que el coste de producción y mantenimiento suele ser menor que en los otros dos si se fabrican pocas unidades.

Se trata del mismo proceso que se usa para fabricar engranajes metálicos, por lo que si ya se dispone de la herramienta no es necesario cambiar nada (solo comprobar que las cabezas están correctamente afiladas), además al tener que aplicar fuerzas más bajas normalmente es suficiente con hacer una pasada por lo que también es un método rápido. El principal problema es la limitación para generar superficies complejas (como las que se utilizan en aplicaciones de reducción de ruido)

2.1.5 Tipos de fallo

Se entiende por fallo el fenómeno que da lugar a que los engranajes no puedan realizar la función para la que fueron diseñados, ya sea total (fallo catastrófico) o parcial (deformaciones). Es clave conocer y poder identificar las formas de fallo de los engranajes para poder prevenirlas, se trata de una de las partes principales del diseño de estos elementos. La norma VDI 2736 [1] establece 5 tipos de fallos para engranajes plásticos: por fusión, por rotura de la base del diente, por rotura del flanco, por picaduras, por desgaste y por deformación.

- **Fallo por fusión:** se produce cuando se alcanzan las temperaturas críticas de operación (estas dependen del material y de las condiciones de trabajo). En los engranajes metálicos estas temperaturas son muy elevadas y nunca se alcanzan en operación, pero para materiales poliméricos son mucho más bajas. De acuerdo con la norma VDI 2736 [1] los

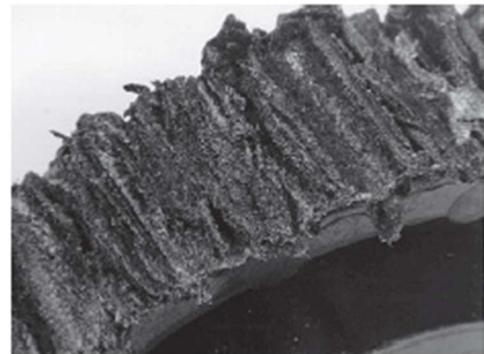


Figura 2: Fallo por fusión [1]

fallos térmicos por fusión en engranajes plásticos suelen venir inducidos por el calor generado en los contactos por el rozamiento entre ruedas, además en estos materiales el ratio al cual se calienta la pieza aumenta con la temperatura, por lo que se llega al fallo de manera más rápida y sin variar la frecuencia o el par. Este tipo de fallo se puede observar en la Figura 2.

- Fallo por rotura de la base:** se produce al someter a los dientes de las ruedas a unos esfuerzos excesivos de cortante o flexión. Salvo en casos extremos no es una rotura directa, sino que es producto de la fatiga a la que se somete a la pieza debido a los continuos golpes y cambios en el contacto. Estos esfuerzos de fatiga producen microfisuras en la base de los dientes, que con los ciclos de carga continuados se extienden y terminan por romper el diente. Este tipo de fallo se puede observar en la Figura 3.

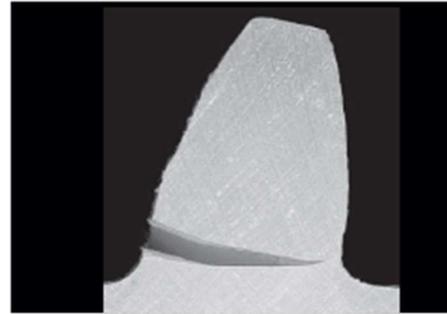


Figura 3: Fallo por rotura de la base [1]

- Fallo por rotura del flanco:** el proceso es el mismo que en el caso anterior, pero en vez de producirse la rotura en la base del diente, se da en el flanco. En este caso las fuerzas hertzianas (de contacto entre superficies) también se deben tener en cuenta en el proceso de fatiga (aparición de la fisura y su propagación). Este tipo de fallo se puede observar en la Figura 4.

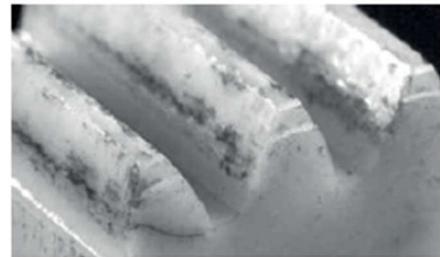


Figura 4: Fallo por rotura del flanco [1]

- Fallo por picadura:** la picadura es un fenómeno que se produce en el contacto entre las ruedas de los engranajes, este ocurre cuando se forman pequeñas cavidades en la superficie debido al estrés repetido. De nuevo los principales esfuerzos que causan este fenómeno son el cortante, el flector y los esfuerzos hertzianos de contacto. Este tipo de fallo se puede observar en la Figura 5.

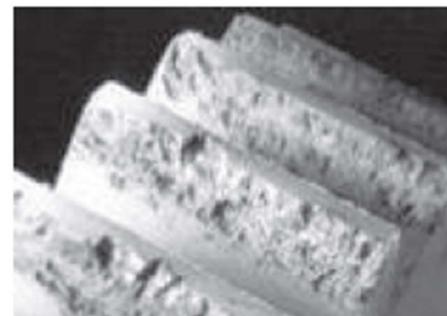


Figura 5: Fallo por picadura [1]

- Fallo por desgaste:** se distinguen dos tipos de desgaste en engranajes plásticos. El desgaste abrasivo se produce cuando algún agente externo o contaminante se introduce entre las ruedas y queda atrapado en el contacto entre dientes desgastando las superficies de estos. El desgaste adhesivo es propio de los materiales plásticos, ya que su baja temperatura de fusión permite pequeñas soldaduras (de tamaño microscópico) entre las 2 caras de las ruedas que al separarse arrancan partes del material de estas. El resultado en ambos casos es una reducción en el grosor de los dientes lo que los hace mucho más débiles y puede afectar al contacto entre ellos. Este tipo de fallo se puede observar en la Figura 6.

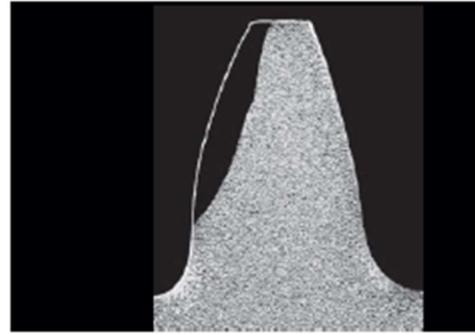


Figura 6: Fallo por desgaste [1]

- Fallo por deformación:** se produce al someter a los dientes a esfuerzos que sobrepasan el límite elástico del material, dando lugar a deformaciones plásticas (permanentes). Estos sobreesfuerzos suelen ser producidos por sobrecargas debidas a golpes o choques entre los dientes o esfuerzos cíclicos cercanos al citado limite. Este tipo de fallo se puede observar en la Figura 7.



Figura 7: Fallo por deformación [1]

2.2 Bancos de ensayo

Los engranajes se usan en multitud de aplicaciones de transmisión de potencia y movimiento en las más diversas situaciones, su fallo puede dar lugar al colapso de estos sistemas con las consecuencias que esto pueda dar lugar (desde pérdidas económicas hasta la muerte, en casos extremos). Por esta razón es muy importante estudiar estos fallos, con el objetivo de prevenirlos y evitarlos en las aplicaciones. Es clave poder conocer con exactitud como suceden estos fallos y para ello se necesita reproducir las condiciones y regímenes de explotación en las que trabajan.



Para esto resulta de gran utilidad contar con bancos de ensayo, que permitan simular estas condiciones y que permitan prever el comportamiento esperado de estos elementos. Según J. M. Rodríguez et al. [4] los bancos de pruebas permiten:

- Evaluar la capacidad de carga portante de engranajes y lubricantes, ante diferentes modos de fallas.
- Explorar e investigar los límites de durabilidad o resistencia, de engranajes sometidos a tensiones de contacto y tensiones de flexión, con diferentes combinaciones de materiales y tratamientos térmicos.
- Investigar la influencia que provocan sobre los fenómenos de fallas, aspectos tales como: tipo y viscosidad del lubricante, aditivos, correcciones en la geometría del diente, entre otros.
- Determinar la eficiencia en transmisiones por engranajes con diferentes geometrías o perfiles del diente.
- Elaborar bases de datos, que sirvan de soporte al desarrollo de programas, para optimizar los procesos de diseño, análisis y elaboración de engranajes.
- Perfeccionar el diseño de materiales y la vida de componentes, mediante un mejor conocimiento de los mecanismos de fatiga.
- Mejorar la seguridad, fiabilidad y vida útil de las transmisiones por engranajes.
- Reducir el peso y el nivel de vibraciones y de ruido, en los sistemas de transmisiones.
- Evaluar el comportamiento del apareamiento entre dos engranajes obtenidos mediante diferentes procesos de elaboración y/o con diferentes tratamientos superficiales

Según el tipo de ensayo que se lleve a cabo y la geometría de los elementos que se ensayen se distinguen 2 tipos de bancos de ensayo: de tipo simulación y de tipo engranaje.

2.2.1 Bancos de ensayo tipo simulación

Se utilizar para estudiar el contacto entre superficies y observar cómo afectan a este distintas condiciones, como pueden ser fuerzas, temperaturas o la presencia de lubricantes. Para esto se ensayan geometrías simples como cilindros o bolas. Se trata de las primeras formas de estudio de contacto y se desarrollaron a partir del descubrimiento del comportamiento hidrodinámico de la lubricación (a principios del

siglo XVIII). Uno de los primeros ejemplos es la máquina de 4 bolas desarrollada por Beek, Givens y Smith en 1940 para estudiar la capa límite del lubricante en el contacto entre 3 bolas estáticas y una que rota sobre ellas y a la que se le aplica una cierta fuerza.

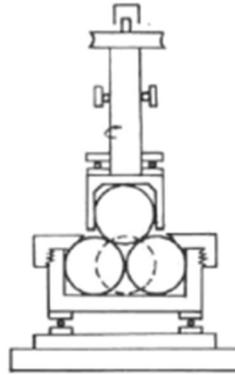


Figura 8: Máquina de 4 bolas [3]

2.2.2 Bancos de ensayo tipo engranaje

Aunque las máquinas tipo simulación son muy útiles para conocer los comportamientos en el contacto entre superficies, con estas no se puede comprender completamente el contacto en engranajes. Para una reproducción más fiable se usan bancos de ensayo tipo engranaje, que utilizan los propios engranajes como especímenes de ensayo, estos pueden ser engranajes reales cuya forma, dimensiones y material estén normalizados o pueden ser alterados para evaluar específicamente determinados requerimientos de servicio que se deseen.

Según la forma en la que se distribuya la potencia y los tipos de ensayos que se realizan la norma VDI 2736 [1] distingue tres tipos de bancos de ensayo: sin recirculación de potencia, con recirculación de potencia y de tipo pulsante.

Sin recirculación de potencia

Se trata de la forma más básica de someter a un par de engranajes a torsión, se conecta uno de ellos a un motor y el otro a un freno. Se trata de un diseño simple, robusto y asequible.

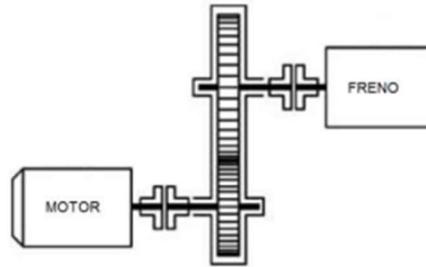


Figura 9: Banco sin recirculación de potencia [4]

Sin embargo, tiene dos inconvenientes principales:

- El motor debe suministrar toda la potencia necesaria para garantizar la carga de ensayo a la cual se desean probar los engranajes.
- Alto costo de instalación y alto consumo de energía.

Con recirculación de potencia

Estos inconvenientes se pueden solucionar fácilmente creando un circuito o lazo cerrado de potencia, de forma que la única potencia que debe de aportar el motor es la de las pérdidas del sistema (mucho menor). Esto se puede conseguir de 2 maneras: con recirculación eléctrica o mecánica.

Un banco de ensayo con recirculación eléctrica utiliza como freno un generador eléctrico que retroalimenta energéticamente al sistema. El gran inconveniente de este sistema es el gran tamaño que suelen tener los motores.

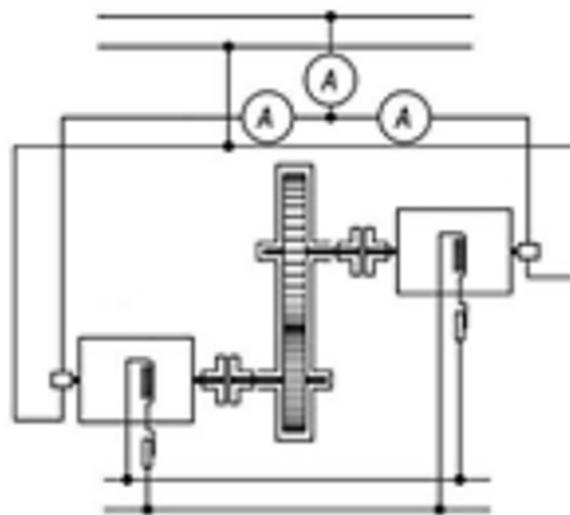


Figura 10: Banco con recirculación de potencia eléctrica [4]

El otro sistema y en el que nos centraremos en este proyecto es el de recirculación mecánica (también conocido como back-to-back o four square en inglés). En este, los engranajes a ensayar se colocan en el mismo extremo de 2 ejes paralelos y se coloca un segundo par de engranajes (metálicos) con la misma relación de transmisión en el otro extremo de los ejes, a uno de estos ejes se le aplicará el par con un motor externo y se colocará un sistema para generar un cierto par resistente en los ejes.

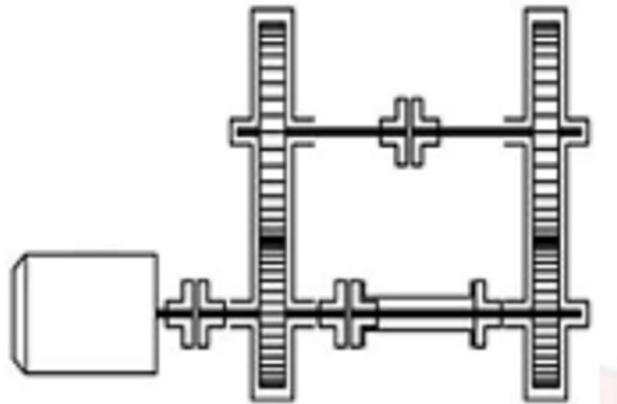


Figura 11: Banco con recirculación de potencia mecánica [4]

Dicho par resistente se consigue mediante la torsión de los ejes. El mecanismo utilizado para generar el torsor puede tener diversas formas, una de las más conocidas es la utilizada en el banco tipo FZG (desarrollada por la Universidad Técnica de Munich, Alemania): se utiliza un acoplamiento que permite aplicar un torque al eje mediante una palanca y un contrapeso en el extremo. Sin embargo, existen muchas opciones más, que van desde actuadores hidráulicos hasta complejos sistemas de engranajes planetarios.

De tipo pulsante

En este tipo de bancos se ensaya solo un engranaje, que no tiene movimiento. Se fija entre las dos placas de presión de una prensa (normalmente hidráulica) y se le aplican distintos ciclos de carga. Esto permite determinar la resistencia de la base del diente a la rotura y deformación. Al igual que en los casos anteriores es clave tener un control y unas medidas precisas sobre las fuerzas aplicadas y sobre la temperatura.

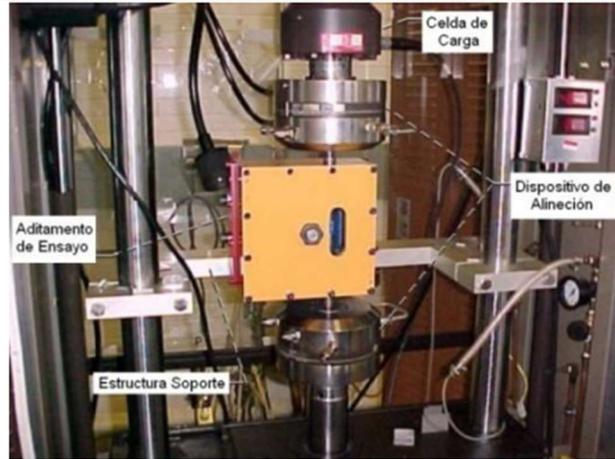


Figura 12: Banco de tipo pulsante [4]

3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y REQUISITOS DE DISEÑO

Para este proyecto se propuso el diseño, mediante cálculos y simulaciones de un banco de ensayos con recirculación mecánica de potencia, de forma que en algún momento pudiera ser construido para su uso en el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Cantabria. Este banco deberá permitir realizar el mayor número de ensayos posibles en engranajes plásticos, contando siempre con un control sobre las distintas variables de entrada (velocidad de los ejes, par aplicado, temperatura, etc.).

Según la norma VDI 2736 [1], un banco de ensayos con recirculación de potencia debe de tener:

- Dos cajas de engranajes, una de ensayo con los engranajes plásticos y otra con unos metálicos más resistentes.
- Dos ejes que unan estos engranajes y que permitan introducir un cierto par en el sistema.
- Medida y control de la velocidad de los ejes.
- Medida y control del par aplicado en los ejes.
- Medida y control de la temperatura en los engranajes de ensayo, que se encuentran en una cámara aislada del exterior (puede llevar lubricación).
- Un ordenador, que funciona como aparato de control y como receptor de las medidas de los diferentes sensores.

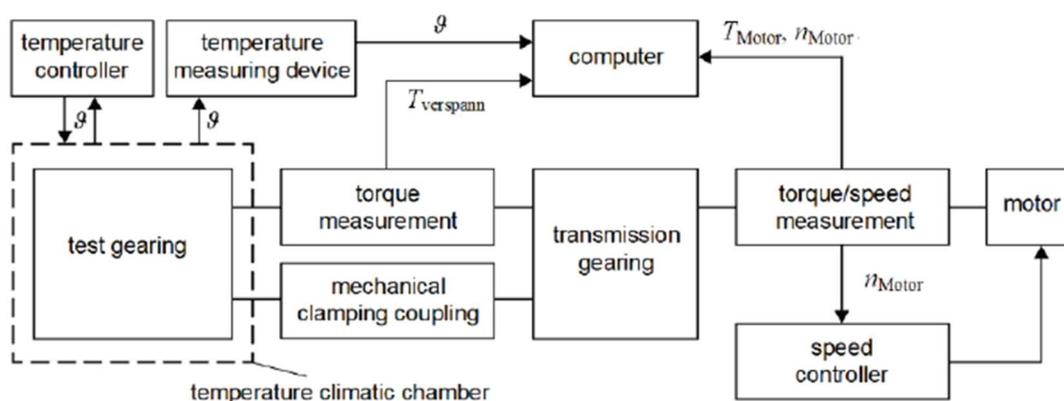


Figura 13: Diagrama de un banco con recirculación de potencia [1]



Además, debe de cumplir las siguientes condiciones, para que el banco sea lo más flexible posible:

- Tamaño lo más compacto posible (de forma que se pueda instalar fácilmente en un laboratorio).
- Distancia entre centros de los engranajes variable (de forma que se puedan ensayar distintas configuraciones con el mismo banco).
- Se buscará que los ensayos realizables con el banco sean lo más diversos posibles, con posibilidad de aplicar velocidades y pares variables durante el ensayo.

4. ANÁLISIS DE LAS SOLUCIONES

En una primera iteración se planteó la idea de utilizar el modelo básico de los bancos FZG, con un sistema de carga mediante un acoplamiento especial y un brazo de carga que introduzca el par. Sin embargo, a pesar de que se trata de una solución ampliamente utilizada en laboratorios de tribología, tiene ciertas limitaciones. Principalmente la dificultad y poca precisión del sistema de carga, así como el tiempo necesario para realizar esta operación, y la imposibilidad de someter a los engranajes a ensayos de carga dinámica (con variaciones en la carga).

Debido a esto se optó por una solución según la alternativa introducida por A. Bader [5], en esta configuración el torque del ensayo se aplica mediante la rotación de una de las cajas de engranajes (la que tiene los engranajes de ensayo). Se rota sobre un eje paralelo al árbol de la transmisión, además los árboles deben de estar formados por juntas universales (para permitir dicho giro). Otra característica importante es que los árboles deben de tener un elemento de longitud variable para que se pueda dar este giro libremente y no se dé un sobre esfuerzo en las juntas.

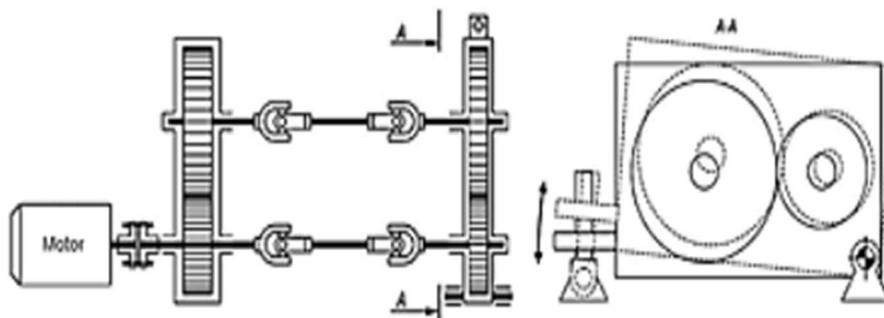


Figura 14: Banco de Bader [4]

Esta solución tiene ciertas ventajas sobre la anterior, en primer lugar, es más rápido y sencillo aplicar el par de torsión y este se puede variar durante la operación ya que solo hay que variar la fuerza aplicada a la caja, de forma que cambie el ángulo en el que está girada. En particular se optó por una solución en la que el par sea aplicado por un actuador lineal, en vez de un brazo con pesos como propuso Mao [6]. De esta forma se pueden aplicar cargas dinámicas de forma mucho más precisa y controlar el par aplicado en todo momento de forma rápida, sencilla y precisa, sin embargo, se deberá de instalar un circuito neumático que alimente dicho actuador (este se detallará posteriormente).



Otra ventaja importante es que el par aplicado se mantiene constante durante toda la duración del ensayo, aunque los dientes se desgasten (esto no ocurre en otras configuraciones) y además se puede medir fácilmente este desgaste controlando el ángulo de giro de la caja que rota. Esto es particularmente interesante en el caso de engranajes plásticos ya que como se explicó anteriormente, este es un fenómeno muy importante en dichos elementos.

Esta configuración puede también evitar la necesidad de colocar sistemas de medición del torque en los ejes, ya que si se conoce la magnitud de la fuerza de rotación aplicada a la caja es sencillo obtener el par en estos. Esto es importante ya que los sensores de torque son aparatos caros y complejos. De acuerdo con Mao [6] el torque en los dos ejes es igual y la suma de ambos equivale a la magnitud del par aplicado externamente (fuerza por distancia del punto de aplicación al pivote). Esto se debe a que, aun cuando no se considere el caso ideal de contacto sin pérdidas, y se tengan en cuenta los efectos del rozamiento en los engranajes estos serán prácticamente iguales en ambos casos (ya que giran a velocidades iguales y soportan cargas muy similares) y tendrán direcciones de giro opuestas. En conclusión, las pérdidas de un eje contrarrestan las del otro.

Siendo T_1 y T_2 los torsosres en los ejes 1 y 2 respectivamente, F la fuerza aplicada, L la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y el pivote y T el par que soportan los engranajes:

$$F \cdot L = T_1 + T_2 = (T + \Delta T) + (T - \Delta T) = 2T \Rightarrow T = \frac{F \cdot L}{2} \quad (1)$$

Se observa que, aunque el par en los ejes varía ligeramente en las 2 ruedas es igual y muy sencillo de calcular.

Sin embargo, se debe de tener en cuenta el efecto del peso del propio banco, que también dará lugar a un cierto par en oposición al de la fuerza aplicada. Por lo tanto, antes de comenzar el ensayo se debe de determinar cuánto contribuye el peso. Para ello se utilizará un dinamómetro (lo suficientemente preciso) que se colocará en el extremo donde se aplica la fuerza. Por lo tanto, la ecuación anterior se transformará en la siguiente:

$$(F - P) \cdot L = T_1 + T_2 = (T + \Delta T) + (T - \Delta T) = 2T \Rightarrow$$

$$T = \frac{(F - P) \cdot L}{2} \quad (2)$$

Además, otra característica clave de este banco es que permite medir de forma sencilla y sin interrumpir el ensayo un parámetro clave en el fallo de engranajes plásticos como es el desgaste. Si se mantiene la fuerza de giro aplicada constante, se puede obtener el desgaste de los dientes de los engranajes midiendo el ángulo que desciende caja pivotante.

Por último, dado que el banco tendrá posibilidad de ajuste del parámetro de distancia entre centros se podrá también ensayar los efectos que produce el desalineamiento de tipo radial. Este es uno de los mayores problemas de desalineamiento a los que se enfrentan los engranajes plásticos, ya que según su metodología de fabricación su tamaño puede variar de forma importante debido a las variaciones de temperatura en dicho proceso, lo que da lugar a inconsistencias en las distancias entre centros.

5. SOLUCIÓN ADOPTADA

La solución final adoptada es la que se observa a continuación:



Figura 15: Banco completo

Sus parámetros son los siguientes:

- Par: 0-50 Nm
- Velocidad: 0-4000 rpm
- Distancia entre centros: 60-100 mm
- Temperatura en los engranajes: hasta 80 °C

Para que estos valores sean adecuados para el ensayo de engranajes plásticos se han tenido en cuenta los datos recogidos en la norma VDI 2736 [1] y la experiencia del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Cantabria, que trabaja frecuentemente con este tipo de ensayos.

5.1 Motor

Hay muchas opciones a la hora de seleccionar un motor que accione el banco de pruebas, existen diversos ejemplos que utilizan motores tanto de corriente continua como de corriente alterna y con diferentes sistemas de regulación de velocidad. Inicialmente se planteó utilizar un motor asíncrono trifásica junto con una transmisión por correa que tuviera distintas ruedas con diámetros diferentes para poder mover el sistema a la velocidad deseada. Sin embargo, este sistema presentaba varios problemas: el banco solo podría realizar ensayos a unas ciertas velocidades (limitadas por la existencia o no de una transmisión adecuada) y estas no se podrían variar durante un ensayo, ya que el cambio de la rueda de transmisión requeriría desmontar parte del banco.

Finalmente se optó por un servomotor de corriente alterna de jaula de ardilla, controlado mediante un variador de frecuencia. De esta manera se podrá tener un control mucho mayor y más preciso sobre la velocidad a la que opera el banco, así como regularla de forma mucho más sencilla, rápida y sin necesidad de detener el ensayo.

El modelo seleccionado es el modelo 1FT2205-2AH00-0SA0 de la marca Siemens (Figura 17), un servomotor síncrono diseñado para su control mediante variador de frecuencia, el variador de frecuencia seleccionado es el modelo 6SL3210-5HB10-8UF0 de la misma marca (Figura 16), según recomendación del propio fabricante. La



Figura 16: Variador de frecuencia [6]



Figura 17: Motor [6]



interconexión de ambos aparatos se realiza mediante un cable 6FX5002-8QN08-1AC0 (de la misma marca). Las principales características de la instalación son las siguientes (Tabla 1):

Tabla 1: Características del sistema de potencia

Pot. Asignada	Corriente asignada	Par máximo	Vel. Máxima	Peso
0,82 kW	3,5 A	10,80 Nm	4.150 rpm	3,8 kg

En la Figura 18, se puede observar que el par de arranque máximo que puede entregar el motor (10,8 Nm) es inferior al máximo al que trabaja el banco (50 Nm). Esto se debe a que el motor que sería necesario para vencer dicho par resultaría demasiado voluminoso y costoso, la solución a la que se ha llegado es la de en caso de sobrepasarse un valor de par de arranque de 10 Nm, en primer lugar, se arrancará el banco en vacío o con un par inferior al nominal (sin par aplicado) y una vez a velocidad nominal se aplicará el par, ya que una vez funcionando debido a la recirculación de potencia mecánica el motor solo deberá aportar las pérdidas del sistema que serán mínimas.

Por último, otro momento en el que se va a requerir que el motor entregue un par elevado va a ser en los momentos de aceleración o deceleración. Tomando el par mínimo que puede entregar el motor (6 Nm a 4000 rpm) y habiendo calculado el momento de inercia del sistema en total (del propio motor y de las cadenas de torsión) de 19012 Kg mm², se puede calcular la aceleración máxima que puede entregar el motor:

$$\begin{aligned} \sum M = I_{sist} \cdot \alpha_{max} \Rightarrow \alpha_{max} &= \frac{M}{I_{sist}} = \frac{6 \text{ Nm}}{0,019012 \text{ Kg m}^2} = 315,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \\ &= 50,23 \frac{\text{rev}}{\text{s}^2} \end{aligned} \quad (3)$$

Por lo tanto, no se deberá de solicitar al sistema una aceleración mayor a esta más un factor de seguridad de 1,5. Esto es la aceleración máxima que se debe de solicitar es de 33,5 $\frac{\text{rev}}{\text{s}^2}$.

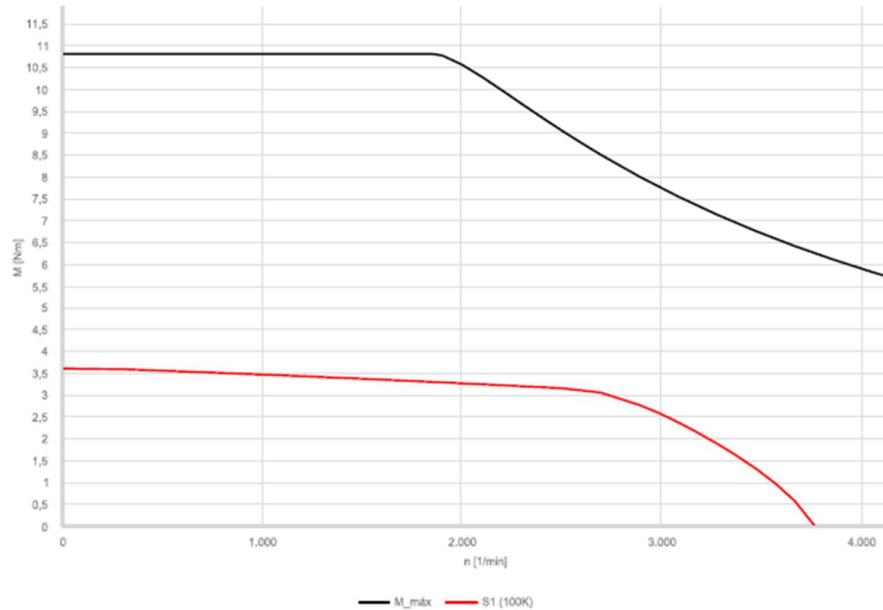


Figura 18: Curva de par del motor [7]

5.2 Cadenas de torsión

Según J. M. Rodríguez et al.[4], una cadena de torsión consta de uno o más elementos de transmisión de torque (como son los engranajes) y un elemento que permita transmitir dicho torque. El banco consta de 2 cadenas de torsión simétricas que están formadas por:

1. Dos ejes escalonados
2. Dos rodamientos
3. Una junta cardan doble telescópica
4. Dos chavetas de unión (entre los ejes y la junta)
5. Dos engranajes (uno plástico de ensayo y el otro metálico de transmisión)

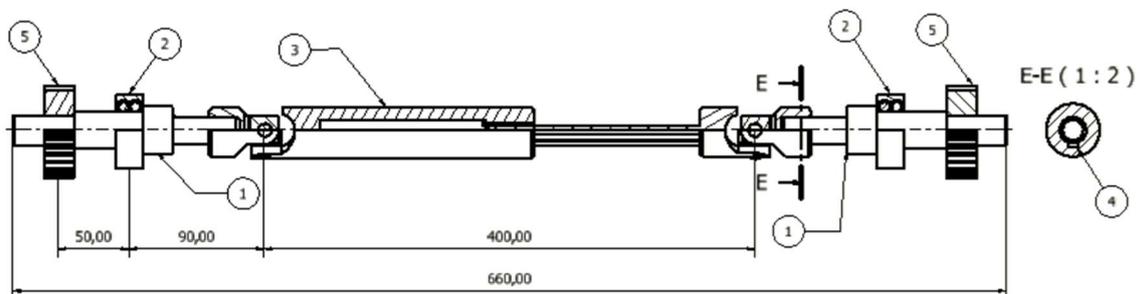


Figura 19: Cadena de torsión

5.2.1 Ejes

Los ejes se fabricarán en acero AISI 1045 QyT. Reciben el par a través de los engranajes o del acoplamiento del motor (en el caso del eje de entrada) y la torsión aparece debido al giro de la caja de engranajes de ensayo. El par lo transmiten a la junta cardan mediante chavetas modelo DIN 6885-1A (6X6X14). Se apoyan en un rodamiento rígido de dos hileras de bolas SKF 4205 ATN9. Las dimensiones (calculadas según los libros de Shigley [8] y Niemann [9]) se pueden observar en la siguiente figura:

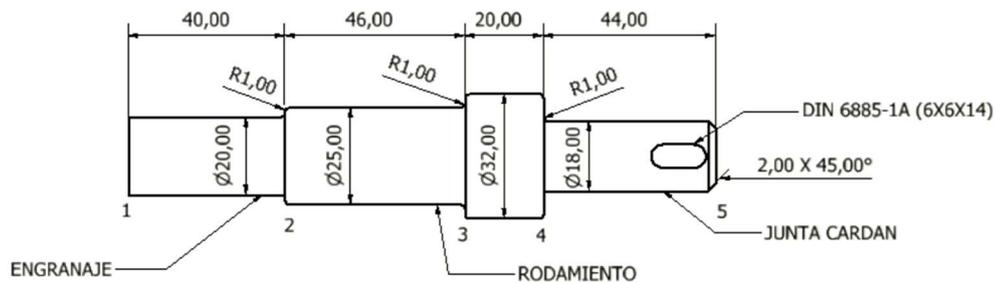


Figura 20: Eje mecanizado

5.2.2 Rodamientos

Se utilizarán un total de 4 rodamientos del modelo SKF 4205 ATN9 del fabricante SKF (dos por cadena de torsión). Estos se colocarán sobre los ejes en la posición especificada anteriormente y se fijarán por ajuste con interferencia (apriete) tanto al eje como a las cajas de engranajes. En la figura a continuación se observan las piezas que forman el engranaje y en la Tabla 2 sus principales características funcionales:

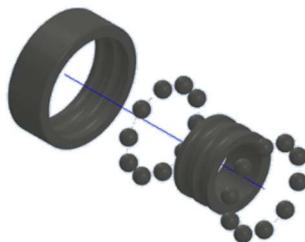


Figura 21: Rodamientos SKF 4205 ANT9 [10]

Tabla 2: Características de los rodamientos

Diam. interior	Diam. exterior	Anchura	Co	C	Peso	Vel. Máxima
25 mm	52 mm	18 mm	14,6 kN	19 kN	161 g	11.000 rpm

5.2.3 Junta cardan

La parte principal de cada cadena de torsión es una doble junta cardan telescópica, se trata del modelo 2HA2 de la marca Lenze (según la norma DIN 808). Estas juntas tienen dos objetivos principales, permitir la transmisión de par y movimiento entre los engranajes cuando los dos ejes no están alineados (al girar la caja de engranajes de ensayo) y al poder variar su longitud evitan la aparición de esfuerzos adicionales en dirección axial al producirse dicho giro (la distancia entre los 2 ejes varía ligeramente y un eje rígido no permitiría dicho movimiento). En la Figura 22 a continuación se observan las piezas que forman la junta y en la Tabla 3 sus principales características funcionales:

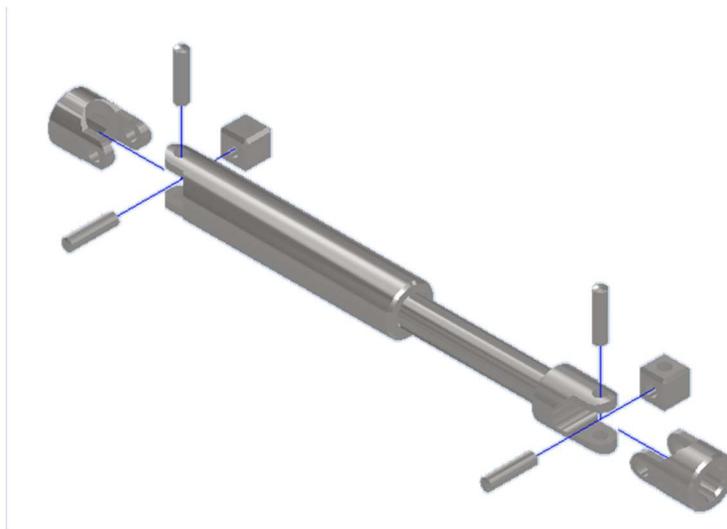


Figura 22: Junta cardan doble telescópica [11]

Tabla 3: Características de la junta cardan

Type	Design	Dimensions [mm]										Weight [kg]	
		d	D	L2	C	Lmin	Lmax	Stroke	a	b	D1		Shaft
2HA2	2HA2 2C	18	36	74	17	290	400	110	6	20.8	37	18 x 22 Z6	1.66

5.2.4 Acople eje-motor

La unión entre el motor y el eje de entrada debe de permitir transmitir tanto el par máximo que desarrollará el motor (10,8 Nm), como la velocidad máxima a la que funcionará este (4000 rpm). Además, se ha seleccionado un acoplamiento flexible, esto es, que permite cierto desalineamiento entre los ejes para evitar que las deformaciones que aparecerán en los ejes debidas a las cargas afecten al correcto funcionamiento del motor. El modelo seleccionado es el MDS-50C (Figura 23), con un eje de entrada de 14 mm (del motor) y un eje de salida de 20 mm (del banco). Sus propiedades son las siguientes (Tabla 4):



Figura 23: Acople flexible eje-motor [12]

Tabla 4: Características del acoplamiento eje-motor

Par nominal	Par máximo	Frec. Máxima	Desalineamiento angular max.	Desalineamiento axial max.	Peso
9 Nm	18 Nm	12.000 rpm	0,7°	+/- 0,2 mm	140 g

5.3 Sensores

5.3.1 Tacómetro

Es necesario conocer la velocidad de ambas cadenas de torsión en cada instante, de esta manera se podrá determinar el error de transmisión del sistema (esto es la diferencia de velocidad mínima que se dará entre ambas cadenas debida a distintos errores y pérdidas). En la cadena de entrada se podrá determinar directamente mediante el servomotor (ya que este controla tanto la posición como la velocidad), sin embargo, en la cadena de recirculación se deberá de instalar un tacómetro para

controlar dichos parámetros. El modelo escogido es el encoder incremental programable EB200E de la marca Baumer [13].

Como se puede observar en la Figura 24 este modelo cuenta con una parte que irá fija al eje (en la zona de diámetro 18 mm, donde las deformaciones serán menores y no se producirán movimientos por el pivote de la caja) y una fija que se situará en un añadido de la base preparado para ello (debe de estar a menos de 1 mm de distancia). Las características del sensor se pueden observar en la Tabla 5.



Figura 24: Tacómetro [13]

Tabla 5: Características del tacómetro

Vel. máxima	Distancia max. al eje	Diámetro del eje	Método	Voltaje	Intensidad max.
6.000 rpm	1,0 mm	18 mm	Magnético	8-30 VDC	25 mA

5.3.2 Cámara térmica

Una de las características clave del banco es que permite monitorizar en todo momento la temperatura de los distintos elementos de ensayo, principalmente de los engranajes y del lubricante (si le hubiera). Esto se consigue mediante la colocación de una cámara térmica de forma frontal a la caja pivotante (en la que se encuentran los engranajes de ensayo), que permite esta medición ya que los engranajes tienen un cerramiento de metacrilato. La cámara seleccionada es el modelo C3-X de la marca Flir, y se montará en una zona de la base creada con dicho objetivo, en cuanto a sus características son las siguientes (Tabla 6):

Tabla 6: Características de la cámara térmica

Resolución	Sensibilidad	Rango de temperaturas	Campo de visión
80 x 60	< 0,07 °C	-20 °C / 400 °C	55° x 43°

5.4 Cajas de engranajes

Las cajas de engranajes cumplen las siguientes funciones: son el punto de fijación de los rodamientos, proporcionando una sujeción estable y resistente a los esfuerzos del sistema, aíslan los engranajes del exterior, evitando la contaminación con partículas del ambiente y posibilitando la lubricación (mediante orificios diseñados para ello); y, por último, permiten la variación de la distancia entre centros de los engranajes ensayados mediante un montaje con un apoyo para rodamientos deslizante (que se ajusta mediante el giro de un par de tornillos sin fin). Las cajas de engranajes, así como sus soportes estarán fabricados en acero 1040 (según la norma AISI).

La primera caja de engranajes es la del lado de la transmisión de engranajes metálicos, esta estará fija a la bancada mediante 4 tornillos pasantes. Se puede observar en la Figura 25.

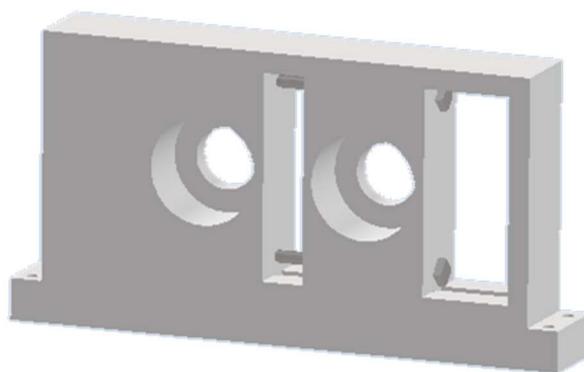


Figura 25: Caja de engranajes fija

La segunda caja es la que contiene los engranajes de ensayo, esta tiene un grado de libertad, gira alrededor de un pivote colocado en uno de los extremos y en el extremo opuesto se coloca el actuador neumático. Se puede observar en la Figura 26.

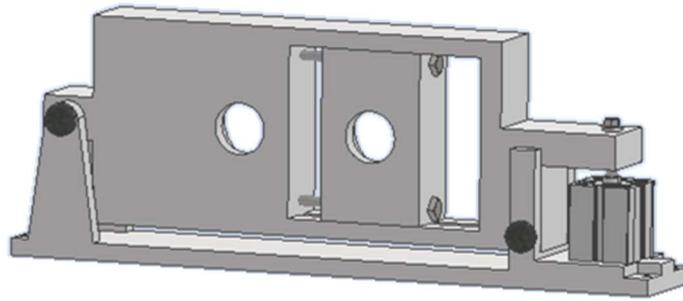


Figura 26: Caja de engranajes pivotante

El sistema de ajuste de la distancia entre centros es igual en ambas cajas de engranajes. Mientras una de las posiciones de los rodamientos es fija, la otra se encuentra en una pieza que encaja con las guías que hay en la estructura de la caja y su posición se puede regular mediante el giro de un par de tornillos que unen la parte móvil con la fija. Estos tornillos son de métrica ISO M10, que tienen un paso fijo de 1,5 mm, esto es, por cada vuelta que se da al tornillo la posición de la caja varía 1,5 mm. Adicionalmente, se colocarán unas medidas en la parte fija de la caja y una muesca en el centro de la pieza móvil para tener un control más preciso de la distancia exacta entre centros y para comprobar que ambas piezas móviles estén alineadas.

5.5 Estructura de soporte

El banco estará colocado sobre una plancha de acero de dimensiones 1000x500x20 mm, que actuará como base y que tendrá una serie de agujeros o canales en los que se fijarán (mediante uniones atornilladas) los distintos elementos. En el caso de la caja pivotante su posición se podrá variar ya que estará colocada sobre unos canales (el hecho de que las juntas sean telescópicas también permiten esto). Además, contará con soportes, para fijar en su posición tanto el motor como el elemento fijo del tacómetro. Estará fabricada en el mismo acero AISI 1040 que las cajas de engranajes.

Esta plancha se colocará sobre una estructura de tubos metálicos de acero de dimensiones 30X20X1,5, como se ve en la Figura 27, a una altura de 1,50 m del suelo. Se valoró la opción de utilizar perfiles de aluminio (por ser más baratos y de montaje más sencillo) pero se descartó por la baja resistencia del material.

El montaje final de la estructura será el que se puede observar en la Figura 27 a continuación:



Figura 27: Estructura

5.6 Actuador y circuito neumático

Un actuador neumático consiste en un embolo cuyo extremo se encuentra en el interior de una cámara con dos cavidades aisladas. Variando la presión en cada una de dichas cámaras (mediante el uso de una válvula) se puede controlar la posición de dicho embolo, así como la fuerza que este ejercerá. Esta variación puede ser realmente rápida y precisa por lo que es ideal para este banco. Otras opciones como actuadores eléctricos (más lentos y sin un control preciso de la fuerza aplicada) o actuadores hidráulicos (más complejos y diseñados para cargas más altas) fueron descartados.

El actuador seleccionado es el modelo ADN-S-25-20-I-P-A de la marca FESTO. Un actuador compacto con cámara cilíndrica según la norma ISO 21287. En la Figura 28 a continuación se observan las piezas que forman el engranaje y en la Tabla 7 sus principales características funcionales:



Figura 28: Actuador lineal neumático [14]

Tabla 7: Características del actuador

Diámetro del embolo	Carrera	Presión de funcionamiento	Fuerza teórica de avance	Fuerza teórica de retorno
25 mm	20 mm	0,6 – 10 bar	295 N	247 N

La carrera máxima del actuador es de 20 mm, esto da lugar a un giro máximo de 5° en la caja pivotante. El actuador se fijará a la bancada y su conexión con la caja pivotante se realizará mediante un acople especial con una rótula, que permite cierto desalineamiento entre el eje del actuador y el de la carga (como ocurrirá en este caso al pivotar la caja de engranajes). Este acople es el modelo FK-M8 de Festo, que permite un desalineamiento de hasta 4°, se puede observar en la imagen a continuación:



Figura 29: Rótula de conexión[14]

Para la regulación de la presión en el actuador este llevará dos válvulas de estrangulación y antirretorno, una de entrada y otra de salida. Según las recomendaciones del fabricante estas serán una válvula de entrada GRLZ, modelo GRLZ-M5-QS-4-D (con una conexión M5) y una válvula de salida (o escape) GRLA, modelo GRLA-M5-QS-4-D (también con una conexión M5). El circuito neumático se cerrará mediante tubos plásticos de diámetro exterior 4 mm e interior 2,4mm (modelo PUN-H-4X0,75-NT), que soportan hasta los 10 bares nominales del actuador, en los extremos de unión con las válvulas llevarán unos racores modelo QSM-M5-4, que permitan la conexión del tubo con la entrada M5.

En cuanto al compresor, este debe de proporcionar hasta 10 bar de presión para el correcto funcionamiento del actuador. En muchos laboratorios como el del departamento de Ingeniería Mecánica de la UC hay instalaciones de aire comprimido para llevar a cabo diferentes ensayos (por lo que no sería necesario instalar un compresor). En caso de que esta instalación no existiese se debería de utilizar un compresor como el siguiente: el compresor de tornillo rotativo L02 – 230V de la marca Compair. En la Figura 30 a continuación se observan las piezas que forman el engranaje y en la Tabla 8 sus principales características funcionales:



Figura 30: Compresor [15]

Tabla 8: Características del compresor

Presión máxima	Caudal máximo	Peso	Dimensiones	Motor
10 bar	0,18 m ³ /min	151 kg	600x650x1100 mm	2,2 kW

Por último, el actuador también llevará un sensor de posición. Se trata de uno de los complementos propuestos por la marca y permitirá conocer la posición del embolo (y por lo tanto de la caja pivotante en todo momento). Como se indicó anteriormente esto es clave ya que permite medir el desgaste que sufren las caras de los dientes durante la operación al tener en cuenta el ángulo que desciende la caja. Se trata del modelo SMT-8M-A-PS-24V-E-0,3-M8D de Festo y se monta directamente sobre el actuador, que tiene una ranura destinada para ello, sus características son las siguientes (Tabla 9):

Tabla 9: Características del sensor

Principio de medición	Precisión de repetición	Frec. de conmutación max.	Corriente de salida max.	Potencia max.
Magneto resistivo	0,2 mm	130 Hz	100 mA	2,8 W

5.7 Materiales

5.7.1 Acero AISI 1045 Q&T (390 HB)

Se trata de un acero al carbono de alta resistencia, las siglas Q&T hacen referencia al tratamiento de templado al que se ha sometido al material, de forma que su dureza alcance un valor de 390 HB en la escala de Brinell. Su composición química es la que se observa en la Tabla 10.

Tabla 10: Composición química del acero AISI 1045

C	Fe	Mn	P	S
0,42-0,50 %	98,51-98,98 %	0,60-0,90 %	<= 0.040 %	<= 0.050 %

Este acero será utilizado en los elementos mecanizados de los ejes, debido a que estos deben soportar grandes esfuerzos con deformaciones mínimas. Las propiedades mecánicas de este material son las que aparecen en la Tabla 11.



Tabla 11: Características mecánicas del acero AISI 1045

Dureza (Brinell)	Tensión de rotura	Tensión de fluencia	Módulo elástico	Coefficiente de Poisson
390	1343 MPa	842 MPa	206 GPa	0,29

5.7.2 Acero AISI 1040

Es un acero de resistencia media-alta que es adecuado para ser mecanizado. Su composición es la de la Tabla 12.

Tabla 12: Composición química del acero AISI 1040

C	Fe	Mn	P	S
0,37-0,44 %	98,60-99,00 %	0,60-0,90 %	<= 0.040 %	<= 0.050 %

Se utilizará este material en el resto de los elementos mecanizados del banco, esto es todos los elementos de las cajas de engranajes y sus bases, así como la plancha metálica de la estructura sobre la que se fija el banco. Sus propiedades mecánicas son las siguientes:

Tabla 13: Características mecánicas del acero AISI 1040

Dureza (Brinell)	Tensión de rotura	Tensión de fluencia	Módulo elástico	Coefficiente de Poisson
201	620 MPa	415 MPa	200 GPa	0,29

5.7.3 Acero inoxidable 309

Se trata del acero utilizado por normativa (DIN 808) en las juntas cardan telescópicas de la serie HA. Es un material de resistencia media-alta, con contenido en Cr y Ni, su composición es la siguiente:

Tabla 14: Composición química del acero inoxidable 309

C	Cr	Fe	Mn	Ni	P	Si	S
<= 0,20 %	23 %	60 %	<= 2,00 %	14 %	<= 0,045 %	<= 1,00 %	<= 0.050 %

Se utilizará exclusivamente en las juntas, sus propiedades mecánicas son las de la Tabla 15:

Tabla 15: Características mecánicas del acero inoxidable 309

Tensión de rotura	Tensión de fluencia	Módulo elástico	Coefficiente de Poisson
620 MPa	290 MPa	200 GPa	0,30

6. PRESUPUESTO

El coste total de la fabricación del banco de ensayos, teniendo en cuenta el coste de los materiales, los componentes y la mano de obra, así como otros factores como los gastos generales y el beneficio industrial, es de: **diecisiete mil doscientos diecinueve con treinta euros (17.219,30 €)**.

Este cálculo se detallará con mayor precisión en el documento 5 anexo (Presupuesto).

7. CONCLUSIONES

El objetivo de este proyecto era el diseño de un banco de ensayos con recirculación de potencia mecánica que se adaptara a los ensayos realizados a los engranajes de materiales plásticos.

El diseño al que se ha llegado cumple con dicha función permitiendo además una extensa variedad de ensayos posibles (velocidad, par aplicado y distancia entre centros variable) al mismo tiempo que se obtienen datos experimentales precisos sobre la velocidad, el torque o la temperatura de los elementos de ensayo, que se podrán monitorizar y controlar mediante un ordenador.

Para llegar a la solución final se estableció un primer diseño y se ha seguido un proceso iterativo en el que se han modificado los distintos elementos que componen el banco. Se han hecho diversos cálculos resistivos tanto utilizando formulas obtenidas en la bibliografía como mediante software (realizando un modelo con CAD y ensayándole mediante el método de elementos finitos). Estos han permitido establecer que los distintos elementos soportarán los esfuerzos a los que serán sometidos en condiciones tanto estáticas como de fatiga, siendo las tensiones que aparecen en el material inferiores a los límites de rotura, elástico y de fatiga y las deformaciones inferiores a lo recomendado en este tipo de sistemas. Por último, también se comprobó que no se producirán fenómenos de resonancia durante su uso.

8. REFERENCIAS

- [1] VDI 2736, Thermoplastic gear wheels Materials, material selection, production methods, production tolerances, form design. 2016.
- [2] L. Snyder, «At the “PEEK” of the Polymer Food Chain», jun. 2010, [En línea]. Disponible en: <https://www.geartechnology.com/ext/resources/issues/0610x/victrex.pdf?1633054859>
- [3] M. Hribersek, M. Erjavec, G. Hlebanja, y S. Kulovec, «Durability testing and characterization of POM gears», Eng. Fail. Anal., vol. 124, p. 105377, jun. 2021, doi: 10.1016/j.engfailanal.2021.105377.
- [4] J. M. Rodríguez et al., «“ Bancos de prueba para el ensayo de transmisiones por engranajes” 10.13140/RG.2.1.3870.7688.» 2014.
- [5] A. Bader, «Stress test rig and method of manufacturing a gearbox», DE102006014237B4, 17 de julio de 2014 Accedido: 11 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://patents.google.com/patent/DE102006014237B4/en>
- [6] K. Mao, D. G. Chetwynd, y M. Milson, «A New Method for Testing Polymer Gear Wear Rate and Performance». 2020.
- [7] SIEMENS, «SINAMICS S210 servo drive», siemens.com Global Website. Accedido: 22 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.siemens.com/global/en/products/drives/sinamics/low-voltage-converters/servo-converter/sinamics-s210.html>
- [8] R. G. Budynas, K. J. Nisbett, J. K. Nisbett, y J. E. Shigley, Shigley’s mechanical engineering design, 10. ed. in SI units. en McGraw-Hill series in mechanical engineering. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015.
- [9] M. S. G. Dandeu, «Elementos de máquinas Vol. 1 - G. Niemann», Accedido: 3 de julio de 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.academia.edu/39165956/Elementos_de_m%C3%A1quinas_Vol_1_G_Niemann
- [10] SKF, «Proceso de selección de rodamientos | SKF | SKF». Accedido: 12 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process>
- [11] LENZE, «Catalogue Lenze Selection Universal joints». 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.lenze-selection.com/fileadmin/lenze-selection/documents/en/catalogue/Catalogue_Lenze_Selection_Universal_joints_EN.pdf
- [12] MISUMI, «Rotary Shafts - Both Ends Double Stepped | MISUMI | MISUMI». Accedido: 11 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://us.misumi-ec.com/vona2/detail/110300088320/>
- [13] BAUMER, «EB200E.IR-FN.8L2C2.008L». Accedido: 26 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.baumer.com/es/es/p/45205>
- [14] FESTO, «Cilindro compacto ADN-S-25-20-I-P-A | Festo ES». Accedido: 22 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.festo.com/es/es/a/8076356/?q=%7E%3AsortByCoreRangeAndSp2>



020%7E%3ACC_Theoretical_force_advane_stroke_FoX_MYCH_3045_C_FP_
GLOBAL%7E%3A%255B17%252C%255D%7E%3ACC_Piston_diameter_mm_
C_FP_GLOBAL%7E%3A25.0

[15] COMPAIR, compair. Accedido: 22 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en:
<https://www.compair.com/es-es/rotary-screw-air-compressors/2-5kw>

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO II: ANEXO DE CÁLCULOS

**Autor: Pedro López Peláez
Director: Javier Sánchez Espiga**

Junio - 2024



ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN.....	1
2.	IDENTIFICACIÓN Y CÁLCULO DE FUERZAS EN EL SISTEMA.....	2
3.	CÁLCULO DE LAS CADENAS DE TORSIÓN	3
3.1	Cálculo resistente de los ejes	3
3.2	Cálculo a fatiga de los ejes	6
3.3	Cálculo de otros componentes de las cadenas.....	11
3.3.1	Rodamientos	11
3.3.2	Juntas Cardan telescópicas	15
3.3.3	Chavetas.....	17
3.3.4	Comprobación mediante software de elementos finitos.....	19
4.	Cálculo del resto de elementos del banco.....	22
4.1	Pasadores y tornillos.....	22
4.2	Calculo resistente mediante software de elementos finitos	23
5.	ANÁLISIS MODAL.....	26
5.1	Simplificaciones para el mallado y condiciones de contorno	27
5.2	Resultados	27
6.	REFERENCIAS	30

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Cadena de torsión	3
Figura 2: Fuerzas en engranajes	4
Figura 3: Elementos mecanizados	4
Figura 4: Esquema fuerzas en los extremos de las cadenas de torsión	5
Figura 5: S'e en aceros [2]	7
Figura 6: Valores de Kb [2].....	8
Figura 7: Valores de Kc [2].....	9
Figura 8: Gráficas de q y Kt [2].....	10
Figura 9: Gráfica de selección de juntas	16
Figura 10: Características de la junta 2HA2.....	17
Figura 11: Datos del acero AISI 1045	19
Figura 12: Datos del acero inoxidable 309	19
Figura 13: Propiedades del acero AISI 1040.....	20
Figura 14: Mallado de la cadena de torsión	20
Figura 15: Condiciones de contorno de la cadena de torsión	21
Figura 16: Tensiones en la cadena de torsión	21
Figura 17: Deformaciones en la cadena de torsión.....	22
Figura 18: Mallado de la caja pivotante.....	23
Figura 19: Condiciones caja pivotante	24
Figura 20: Tensiones caja pivotante.....	24
Figura 21: Deformaciones caja pivotante	25
Figura 22: Mallado de la caja fija.....	25
Figura 23: Condiciones de la caja fija.....	25
Figura 24: Tensiones en la caja fija.....	26



Figura 25: Deformaciones en la caja fija	26
Figura 26: Mallado para análisis modal.....	27
Figura 27:Frecuencias naturales del sistema.....	28
Figura 28: Modo de vibración 1	29
Figura 29: Modo de vibración 2.....	29
Figura 30: Modo de vibración 4.....	29
Figura 31: Modo de vibración 3.....	29
Figura 32: Modo de vibración 5.....	29
Figura 33: Modo de vibración 6.....	29

ÍNDICE DE FIGURAS

Tabla 1: Valores de a y b [2]	8
Tabla 2: Valores de K_e [2].....	9
Tabla 3: Valores de K_t en chavetas [2].....	11
Tabla 4: Valores de a_1 [4]	14
Tabla 5: Especificaciones técnicas del rodamiento [4]	15
Tabla 6: Dimensiones de chavetas [6]	17



1. INTRODUCCIÓN

La intención de este anexo es la de detallar todos los cálculos hechos para comprobar que el diseño del banco cumple con las condiciones de diseño establecidas. Estos están hechos tanto a mano como utilizando distintos softwares para mayor precisión.

Vamos a dividir este anexo según el tipo de cálculos realizados, en orden cronológico y lógico de la evolución de diseño de elementos en cualquier proyecto industrial:

El primer paso es el de identificar todas las fuerzas o cargas que debe soportar nuestro sistema y hacer un estudio resistente estático de dichas cargas. Para este tipo de cálculos se utilizarán ecuaciones de diseño mecánico y el software de elementos finitos Ansys.

Una vez hecho esto tendremos una geometría básica y debemos comprobar que será capaz de soportar dichos esfuerzos a fatiga, si esto no fuera así se harán los cambios pertinentes al diseño.

Por último, se hará un estudio modal de las frecuencias naturales del sistema para evitar que su uso produzca fenómenos de resonancia que puedan ser fatales, de nuevo si se detecta algún problema este será solucionado modificando el modelo. En este caso usaremos el software de nuevo.

2. IDENTIFICACIÓN Y CÁLCULO DE FUERZAS EN EL SISTEMA

Como el banco de pruebas tiene ciertos parámetros variables, las fuerzas que aparecerán en el sistema dependerán de estos (velocidad, par aplicado, etc.). Por lo tanto, deberemos de estudiar el caso límite, esto es la posición más desfavorable en la que se van a encontrar los distintos elementos.

Este caso límite se da para la siguiente configuración: la velocidad más alta (4000 rpm), el mayor par (50 Nm) y la menor distancia entre centros (60 mm). En este caso las fuerzas que soportan tanto los engranajes, como los ejes y el propio banco son máximas.

Considerando el banco completo los esfuerzos que debe de soportar son la rotación y el par introducido por el motor y la fuerza que el actuador ejerce sobre la caja pivotante. Sin embargo, es muy complejo el análisis de todo el conjunto simultáneamente, por esto analizaremos particularmente cada pieza para comprobar que resiste a los esfuerzos que aparecerán durante su uso.

El primer paso será determinar la geometría de los ejes y sus componentes, es decir, las juntas cardan telescópicas y los rodamientos. Una vez hecho esto se analizarán el resto de los componentes y el conjunto.

3. CÁLCULO DE LAS CADENAS DE TORSIÓN

Las cadenas de torsión son los elementos encargados de transferir el par y el movimiento de un juego de engranajes a otro. Tienen la siguiente disposición:

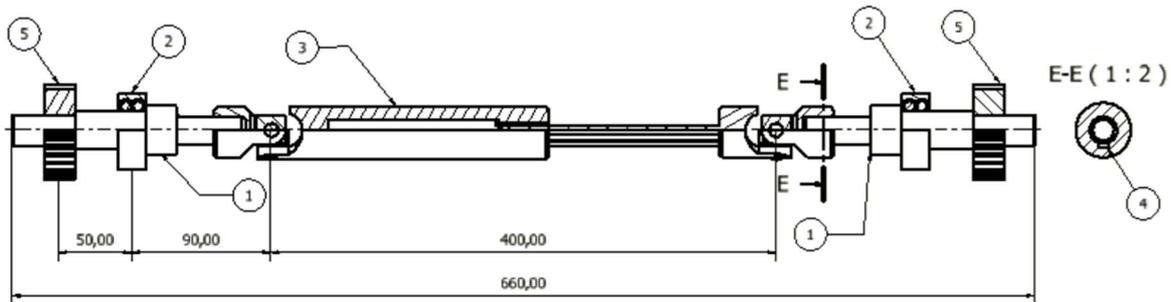


Figura 1: Cadena de torsión

Como se puede observar, gran parte de la cadena de torsión está formada por la junta doble cardan telescópica (3) y para completarla en los extremos se colocan dos ejes escalonados (1), estos se unen mediante unas chavetas (4). Sobre dichos ejes se sitúan los rodamientos (2) y los dos engranajes (5), uno de ensayo y otro de transmisión.

3.1 Cálculo resistente de los ejes

El primer paso para el cálculo de los ejes es conocer los esfuerzos que actúan sobre ellos, para ello hay que conocer los esfuerzos que se dan en los engranajes en el caso límite. La fuerza de contacto entre dos engranajes se divide en fuerza radial y fuerza tangencial, que se obtienen utilizando las expresiones siguientes:

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{T}{\frac{D}{2}} = \frac{50 \text{ Nm}}{\frac{60}{2 \cdot 1000} \text{ m}} = 1666,67 \text{ N} \quad (1)$$

$$F_n = F_t \cdot \tan(\alpha) = 2057,14 \cdot \tan(20^\circ) = 606,62 \text{ N} \quad (2)$$

Si combinamos ambas obtendremos la fuerza total:

$$F_{bt} = \sqrt{F_t^2 + F_n^2} = 1773,68 \text{ N} \quad (3)$$

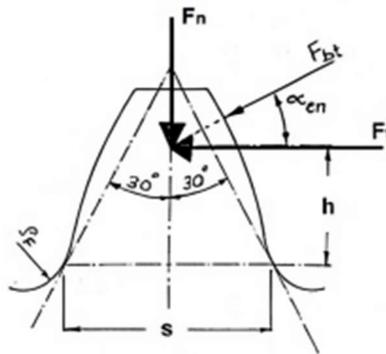


Figura 2: Fuerzas en engranajes

Estas fuerzas se transmitirán a las cadenas de torsión, que están apoyadas en los 2 rodamientos quedando los engranajes en voladizo según el esquema a continuación:

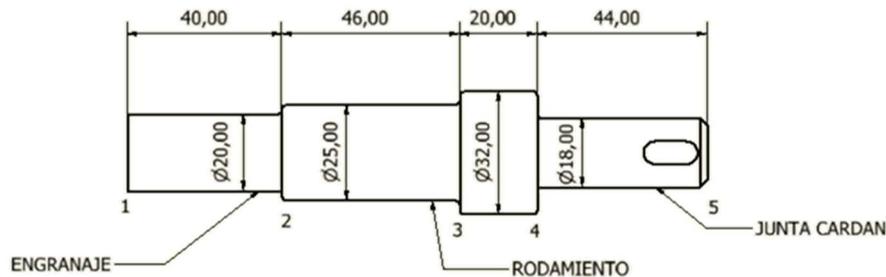


Figura 3: Elementos mecanizados

Se puede ver que el eje se divide en 4 tramos, en el primero se colocará el engranaje (con fijación mediante tuerca), en el segundo el rodamiento y en el cuarto la junta cardan (mediante unión con chaveta). En cuanto a las distancias entre estos elementos, hay 50 mm entre el punto medio del engranaje y el punto medio del rodamiento y 90 mm desde este a la articulación de la junta cardan.

Para obtener los diámetros de cada tramo del eje, utilizaremos la expresión de dimensionamiento según la Teoría de Cortadura Máxima, o teoría de Tresca (que es compatible con la norma ANSI B106.1M – 1985). La cual considera solo momento torsor y flector (el resto de los esfuerzos son despreciables), por lo que la tensión

máxima se alcanzará en un punto de la periferia de la sección. Según Tresca la tensión cortante máxima vendrá dada por la ecuación 4:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (4)$$

En un eje de sección circular macizo:

$$\sigma = \frac{Mr}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \tau = \frac{Tr}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (5)$$

Tomando un coeficiente de seguridad N y según la tensión de rotura S_{yp} del material obtendremos el diámetro (D) según la ecuación 6:

$$\frac{0.5 \cdot S_{yp}}{N} \geq \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (6)$$

Para esto debemos de obtener los diagramas de momento flector y de momento torsor en los ejes. El primer paso es el cálculo de las reacciones en los rodamientos, que se obtienen mediante las ecuaciones del equilibrio estático: cada rodamiento debe de soportar un esfuerzo radial de 1773,63 N y un momento de 88,68 Nm (estos datos también serán relevantes para el cálculo de los rodamientos adecuados). Al ser los esfuerzos en ambos extremos iguales y actuar los puntos pivotantes de las juntas cardan como rotulas solo hay esfuerzos en los extremos formados por los ejes mecanizados y la parte final de las juntas (que son simétricos), como se observa en la Figura 4:

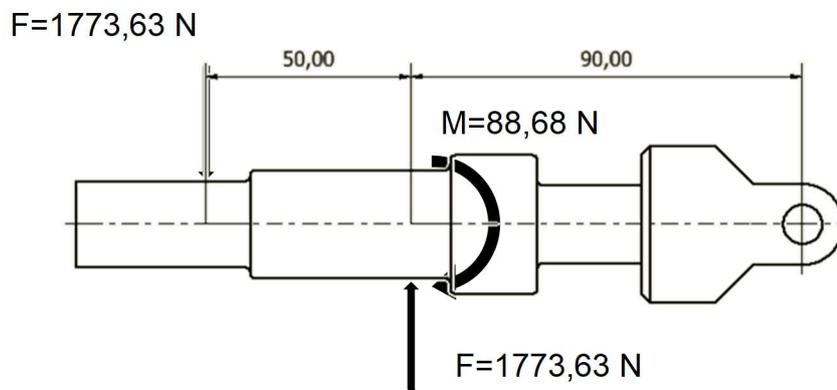


Figura 4: Esquema fuerzas en los extremos de las cadenas de torsión

De este estudio podemos obtener los diagramas de momento en los ejes. El torsor, que tiene un valor continuo de 50 Nm entre los 2 engranajes. Y el flector que crece linealmente desde un valor nulo en los engranajes a su máximo en los rodamientos, volviendo a cero tras estos.

Una vez tenemos estos datos, podemos obtener los diámetros mínimos de cada sección de los ejes. Utilizaremos un coeficiente de seguridad de $N=2$ y, según el acero seleccionado, el valor del límite de rotura es de 1353 MPa. Obtenemos los siguientes valores de diámetro de cada tramo: Tramo 1, 3 y 4: $D = 10,66$ mm; Tramo 2: $D = 13,51$ mm.

Sin embargo, salvo que la aplicación lo requiera, no se deben establecer valores tan precisos de diámetros, se debe de utilizar una medida normalizada para reducir costes y tiempo de fabricado. Una vez normalizados, según [1], los diámetros son de: Tramo 1, 3 y 4: $D=12$ mm; Tramo 2: $D=14$ mm.

3.2 Cálculo a fatiga de los ejes

La rotura por fatiga se da cuando una pieza se somete a cargas cíclicas, debido a irregularidades internas del material o concentradores de tensiones (agujeros, chaveteros, etc.) se generan grietas microscópicas que se van expandiendo hasta la rotura. Estas tensiones pueden ser inferiores a las que producirían el fallo estático y de igual manera, debido a su repetición con el tiempo producirá la rotura. En el caso de los ejes, la presencia de engranajes da lugar a unas cargas cíclicas que es importante tener en cuenta, estos dan lugar a un torsor constante y a un flector alternante (con valor medio nulo) entre $-M$ y M .

Para este estudio de fatiga se seguirá el procedimiento indicado en [2], que combina la ecuación 6 anterior de Tresca con la curva de Soderberg para un material dúctil. Se deben de obtener las tensiones estáticas equivalentes:

$$\sigma_{estática eq.} = \sigma_m + k_f \frac{S_{yp}}{S_e} \sigma_r$$

$$\tau_{estática eq.} = \tau_m + k_{fs} \frac{S_{Syp}}{S_{Se}} \tau_r$$
(7)



Sustituyendo en la fórmula de tensión cortante máxima y utilizando los valores equivalentes de los momentos:

$$M_{eq.} = M_m + k_f \frac{S_{yp}}{S_e} M_r \quad T_{eq.} = T_m + k_{fs} \frac{S_{Syp}}{S_{Se}} T_r \quad (8)$$

Despejando el diámetro y simplificando, teniendo en cuenta que M_m y T_r son nulos:

$$\frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{\left(M_m + k_f \cdot \frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_r\right)^2 + \left(T_m + k_{fs} \cdot \frac{S_{Syp}}{S_{Se}} \cdot T_r\right)^2} \quad (9)$$

$$D = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{S_{yp}}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

Se puede observar que además de los parámetros que ya se definieron sobre el material utilizado (límite elástico: S_y y límite de rotura S_{ut}), aparece uno nuevo S_e . Este se conoce como límite de fatiga, y es el valor máximo de tensión para el cual se puede considerar que la pieza tiene una vida infinita a fatiga, esto para aceros se considera a partir de 10^6 ciclos y se obtiene según la siguiente expresión (basada en resultados experimentales):

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{1}{K_f} \cdot S_e' \quad (11)$$

$$S_e' = \begin{cases} 0.5 \cdot \sigma_u, & \sigma_u \leq 1400MPa \\ 700MPa, & \sigma_u > 1400MPa \end{cases}$$

Figura 5: S_e en aceros [2]

Todos los factores son coeficientes modificativos que dependen de las características que afectan al comportamiento a fatiga en las piezas, estos son: superficie, tamaño, carga, temperatura, confiabilidad y concentración de tensiones.

El cálculo de diámetro de los ejes a fatiga es un proceso iterativo, se toma como primera iteración el valor obtenido en el caso estático y se obtiene un nuevo valor según el límite de fatiga obtenido. Como este nuevo valor de diámetro cambiará el



valor de ciertos coeficientes (y por tanto del límite de fatiga) se calculará un nuevo valor. Se repetirá este proceso hasta que el valor del diámetro converja (los valores que aparecen a continuación son los de la última iteración, con los diámetros finales)

Factor de superficie (Ka):

Depende del proceso de fabricación de la pieza y del acabado superficial que se le dé, se obtiene según:

$$K_a = a(S_{ut})^b \tag{12}$$

Tabla 1: Valores de a y b [2]

Surface finish	a	b
Ground	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	4.51	-0.265
Hot-rolled	57.7	-0.718
As-forged	272	-0.995

Donde a y b son coeficientes que se obtienen en la Tabla 1, como nuestros ejes se fabricarán mediante mecanizado (machined) los valores que obtenemos son: a=4,51 y b=-0,265.

Por lo tanto, Ka tendrá un valor de $K_a = 4,51(1343)^{-0,265} = 0.67$

Factor de tamaño (Kb)

Depende no solo del tamaño de la sección, sino de su forma y las cargas aplicadas. Para una sección circular maciza y carga de flexión y torsión, se obtiene según las expresiones:

$$K_b = \begin{cases} 1.24 \cdot d^{-0.107}, & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51 \cdot d^{-0.157}, & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura 6: Valores de Kb [2]

Como depende del diámetro obtenemos diferentes valores para cada sección:

Seccion1: Kb=0,90 / Seccion2: Kb=0,88 / Seccion3: Kb=0,86 / Seccion4: Kb=0,91



Factor de carga (Kc)

Depende del tipo de carga que se aplique a la pieza y del punto de aplicación, estos son los valores para los esfuerzos típicos en ejes, en nuestro caso se da flexión (bending) y torsión (torsion):

$$Kc = \begin{cases} 1, & \text{bending} \\ 0.85, & \text{axial} \\ 0.59, & \text{torsion} \end{cases}$$

Figura 7: Valores de Kc [2]

Además según Shigley [2], si el torsor se da combinado con cualquier otro tipo de esfuerzo (como en nuestro caso), el valor de este coeficiente es siempre 1, por lo tanto este coeficiente no afectará en nuestros cálculos, Kc=1.

Factor de temperatura (Kd)

Depende de la temperatura a la que se vaya a producir el uso de la pieza, para aceros no afecta salvo que se vaya a trabajar a temperaturas elevadas, del orden de 200 °C. Por lo tanto, teniendo en cuenta que, aunque no tengamos los datos exactos sobre temperaturas de funcionamiento del banco, las temperaturas en el laboratorio nunca deberían alcanzar dichos valores, no tendremos en cuenta este factor y lo tomaremos como Kd=1.

Factor de confiabilidad (Ke)

La distribución de resistencias a fatiga es una distribución normal, si se toma el valor medio solo se tendría una confiabilidad del 50%, en este caso se ha tomado una confiabilidad del 99%, Ke=0,814. El valor de Ke se obtiene de la siguiente tabla:

Tabla 2: Valores de Ke [2]

Reliability (%)	50	90	95	99	99.9	99.99	99.999	99.9999
Ke	1.000	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702	0.659	0.620

Factores de concentración de tensiones (Kf)

Los concentradores de tensión son aquellos puntos de la geometría de las piezas en los que un cambio repentino de la pieza produce un aumento de la tensiones con respecto al resto de puntos que la rodean. Su efecto en cargas estáticas no es

importante, pero es uno de los fenómenos más problemáticos en las roturas por fatiga. Los puntos críticos de los ejes son los cambios de sección, que tienen un radio de 0,2 mm, según las especificaciones de los rodamientos (se verá más adelante) y la chaveta del tercer tramo (con la que se produce la unión con la junta cardan).

Para los cambios de sección los valores de K_f para flector y torsor se calculan según las expresiones:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (13)$$

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

Como se vio anteriormente el momento torsor es constante (no tiene componente alterna) y en la ecuación para determinar los diámetros solo se utilizan los coeficientes modificativos del flector, así que solo calcularemos K_f (que es el que se relaciona con este esfuerzo). Los valores de K_t y q se obtienen gráficamente a partir de las siguientes gráficas:

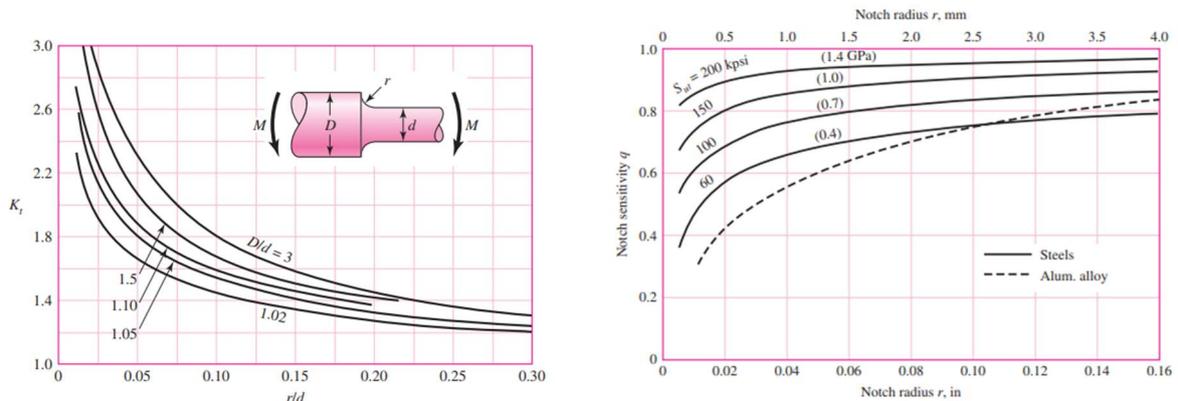


Figura 8: Gráficas de q y K_t [2]

Por lo tanto, su valor será distinto en los 3 cambios de sección que tienen los ejes:

En el primero será: $K_t=2$; $q=0,9$; $K_f = 1 + 0,9(2 - 1) = 1,9$

En el segundo: $K_t=2,1$; $q=0,9$; $K_f = 1 + 0,9(2,1 - 1) = 1,99$

Y en el tercero: $K_t=2,1$; $q=0,9$; $K_f = 1 + 0,9(2,1 - 1) = 1,99$

En cuanto al chavetero, según [2] el coeficiente K_f depende del tipo de chaveta utilizado (en este caso es un chavetero perfilado) y de la dureza Brinell de acero empleado (para acero 1045, 450). Se obtiene de la Tabla 3:

Tabla 3: Valores de K_t en chavetas [2]

Acero	Factor de fatiga por concentración de esfuerzo, K_f			
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido (menos de 200 Bhn)	1.3	1.3	1.6	1.3
Enfriado bruscamente y estirado (más de 200 Bhn)	1.6	1.6	2.0	1.6

Por lo tanto, en la tercera sección del eje se utilizará un coeficiente K_f de 2,0. Como en el dicho tramo hay dos posibles valores de K_f , se debe de escoger el coeficiente mayor, que dará lugar al valor más restrictivo.

3.3 Cálculo de otros componentes de las cadenas

3.3.1 Rodamientos

Para la selección de los rodamientos adecuados para este caso, se utilizará la guía del fabricante SKF [3]. Según esta guía se deben de seguir los siguientes pasos:

Requisitos de rendimiento y condiciones de funcionamiento

Es importante definir las condiciones en las que trabajará el rodamiento para poder determinar cuáles han de ser sus dimensiones y características. Los parámetros de funcionamiento más importantes son:

- La carga: soportarán un esfuerzo máximo radial de 1773,63 N y un momento de 88,68 Nm
- La velocidad: la velocidad máxima será de 4000 rpm

- La temperatura: se considerarán temperaturas de hasta 80 °C en los aros interior y exterior.

Tipo de rodamiento y disposición

Existen muy diversos tipos de rodamientos (de bolas, de rodillos, de agujas, etc.) y cada cual es más adecuado para ciertas aplicaciones. Por lo tanto, es calve escoger aquellos que se adecuen mejor a los requerimientos de cada instalación. Se utilizarán rodamientos rígidos de bolas en los 2 extremos del eje, ya que estos pueden resistir cargas radiales (y axiales en caso de que aparecieran) así como ciertas cargas de momento y además son los más comunes por lo que hay una gran oferta, disponibilidad y son baratos. En particular serán rodamientos de 2 hileras de bolas, ya que resisten mejor cargas de momento (como la que tiene el sistema) y además tienen una mayor resistencia (clave ya que los rodamientos de una sola hilera dan lugar a una vida nominal demasiado baja, se verá a continuación).

Tamaño del rodamiento

El tamaño de un rodamiento debe ser suficiente para asegurar que sea lo suficientemente fuerte como para ofrecer la vida útil requerida/esperada en las condiciones de funcionamiento definidas. Se utilizan dos criterios para determinar el tamaño adecuado del rodamiento:

- Selección del tamaño basada en la vida nominal: Esta se basa en la vida útil requerida del rodamiento, tiene en cuenta los posibles efectos de la fatiga y requiere el cálculo de la vida nominal para el rodamiento en las condiciones de funcionamiento esperadas.
- Selección del tamaño basada en la carga estática: Esta se basa en la carga estática que puede soportar el rodamiento, teniendo en cuenta los posibles efectos de la deformación permanente, y requiere el cálculo del factor de seguridad estática s_0 .

La segunda opción se utiliza cuando los rodamientos funcionan a velocidades muy bajas o que se utilizan en condiciones de muy mala lubricación, están fijos o en las que se producen cargas máximas ocasionales. En cambio, la primera es para aplicaciones en las que los rodamientos funcionan en condiciones de funcionamiento

típicas, como el caso a estudiar, por lo tanto, utilizaremos la selección del tamaño basada en la vida nominal.

Se llama vida nominal a la vida útil a fatiga alcanzada o superada por el 90 % de los rodamientos idénticos de un grupo suficientemente representativo, que funciona en idénticas condiciones, para calcularla (en revoluciones) se utiliza la siguiente expresión:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (14)$$

Y dado que se conoce la velocidad de funcionamiento máxima, se puede calcular en horas mínimas:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10} \quad (15)$$

Siendo:

- C: capacidad de carga dinámica básica (kN)
- P: carga dinámica equivalente del rodamiento (kN)

Que se calcula como: $P = X \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial}$; consideraremos la carga radial máxima que debe soportar el rodamiento (1,773 kN) y una parte de componente axial (0,5 kN) por si se instalaran engranajes helicoidales o apareciera alguna fuerza en dicha dirección. La carga resultante es de $P = 2,16$ kN

- n: velocidad de giro (rpm)
- p: exponente de la ecuación de la vida útil (3 para los rodamientos de bolas)

Sin embargo, para los rodamientos de alta calidad modernos, la vida nominal básica calculada puede desviarse significativamente de la vida útil real en una aplicación determinada, ya que depende de muchos otros factores externos. Para tener esos factores en cuenta [3], propone el cálculo de la vida nominal SKF (de acuerdo con la norma ISO 281), que también se puede expresar en horas conocida la velocidad:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \tag{16}$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm}$$

Siendo:

- a_1 : factor de ajuste de la vida útil para mayor confiabilidad (Tabla 4), valores según la norma ISO 281)

Tabla 4: Valores de a_1 [4]

Confiabilidad	Probabilidad de falla (n)	Vida nominal (Ln)	Factor (a1)
90 %	10%	L10	1
95%	5%	L5	0,64
96%	4%	L4	0,55
97%	3%	L3	0,47
98%	2%	L2	0,37
99%	1%	L1	0,25

Se tomará una confiabilidad del 90%, por lo tanto, un factor de 1.

- a_{SKF} : factor de modificación de la vida útil, que se calcula según las condiciones de contaminación, carga y viscosidad del lubricante. Para el cálculo se consideran unas condiciones normales de suciedad, que el rodamiento utiliza como lubricante una grasa LGMT2 (según recomendaciones del fabricante) y se establecen como temperaturas máximas de operación 80 °C. El valor obtenido de este coeficiente es de 5,2.

Existen diferentes tamaños de rodamientos de 2 hileras de bolas rígidas para el diámetro interior que debe de tener nuestro eje (25 mm) y el seleccionado es el

modelo 4205 ATN9. Este da lugar a una vida nominal de 4370 h y una vida nominal SKF de 22700 h (con los esfuerzos y velocidades máximas).

Especificaciones técnicas

Por último, a la hora de establecer la geometría alrededor del rodamiento (que servirá para colocarlo y mantenerlo en su lugar) es importante respetar los parámetros indicados en el apartado de las especificaciones técnicas. En este caso son las que se observan en la tabla siguiente. De aquí se obtiene el diámetro del tercer tramo del eje, que es de 32 mm para cumplir con estos parámetros. De la misma forma se limitará el radio de acuerdo en los cambios de sección a 1 mm.

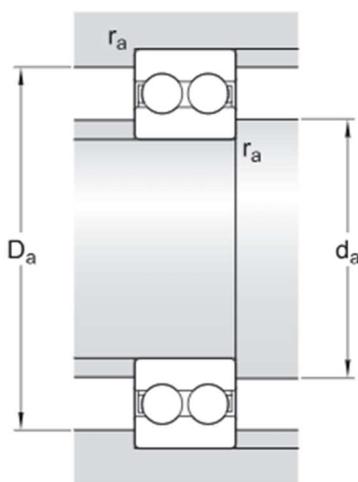


Tabla 5: Especificaciones técnicas del rodamiento [4]

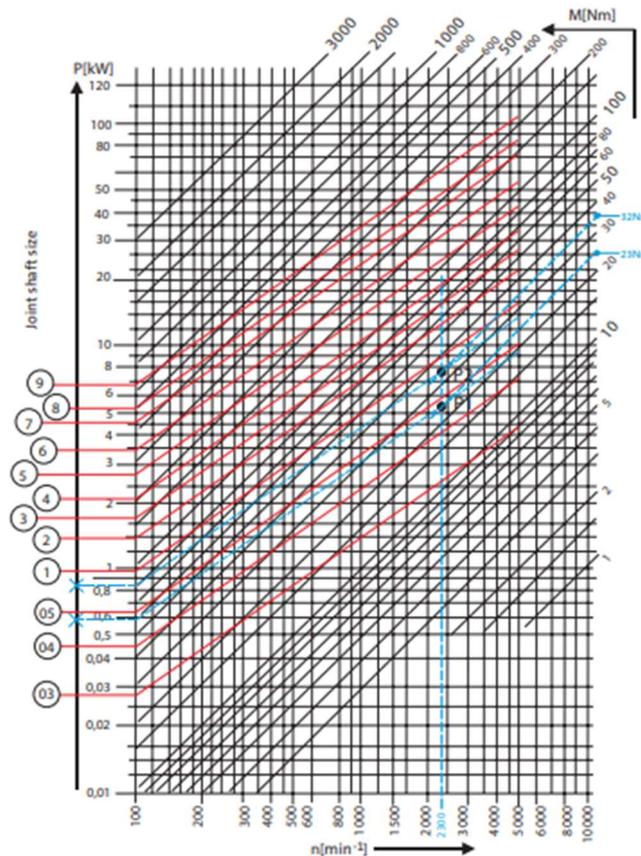
Da	da	ra
Diámetro de resalte del eje	Diámetro de resalte del soporte	Radio del eje o acuerdo del soporte
Min. 30,6 mm	Max. 46,4 mm	Max. 1 mm

3.3.2 Juntas Cardan telescópicas

Según el documento técnico de Lenze [5], el primer paso para seleccionar una junta cardan adecuada para la aplicación, es seleccionar la clase de junta que se adapta mejor a las condiciones de ensayo, ya que según la tecnología utilizada tendrán unas características u otras. En este caso la mejor opción son las juntas de clase H, ya que

pueden alcanzar velocidades de hasta 4000 rpm (frente a las 1000 rpm de las tradicionales) gracias a sus rodamientos de agujas. En particular utilizaremos una junta doble telescópica de la clase HA, ya que es clave que exista en nuestros ejes un elemento que pueda variar su longitud (para adaptarse al giro de la caja de engranajes).

Una vez seleccionada la clase se debe de determinar el tamaño que ha de tener según los esfuerzos y ángulos máximos que ha de soportar, esto se obtiene de la gráfica de la Figura 9, en la que se debe introducir el momento torsor a soportar por la junta (con un factor de corrección según el ángulo) y la velocidad de trabajo:



Angle	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
Correction factor	0.8	1.0	1.1	1.25	1.4	2.0	2.5	3.3	4.0

Figura 9: Gráfica de selección de juntas

Tomaremos como ángulo máximo de funcionamiento 10° (aunque en la realidad será menor). Para el caso límite tendremos un momento de 50 Nm y una velocidad de

4000 rpm, obtenemos que el tamaño mínimo debe de ser el de la serie 2 (diámetro interior de 18 mm) y esta será la clase escogida, en particular el modelo 2HA2, que tiene una distancia máxima variable entre 290 y 400 mm (lo que concuerda con los cálculos anteriores). De aquí se obtiene el valor del diámetro final del tramo 4 (de 18 mm). Las características geométricas de la junta son las siguientes:

Type	Design 	Dimensions [mm]										Weight [kg]	
		d	D	L2	C	Lmin	Lmax	Stroke	a	b	D1		Shaft
2HA2	2HA2 2C	18	36	74	17	290	400	110	6	20.8	37	18 x 22 Z6	1.66

Figura 10: Características de la junta 2HA2

3.3.3 Chavetas

La unión entre el eje mecanizado y la junta cardan se realizará mediante una chaveta, ya que por normativa la salida de la junta es mediante este elemento. Por otra parte, también servirán como ‘fusibles’ del sistema, esto es, el elemento que falla en primer lugar en caso de producirse una sobrecarga y que evita que se produzca la rotura en otro elemento (más caro y complejo).

Según las normas UNI 6604-69 y DIN 6885 (de unificación de chavetas) [6], la dimensión de la chaveta se toma de la siguiente tabla:

Tabla 6: Dimensiones de chavetas [6]

Campo de aplicación	Chaveta				Chavetero																				
	Sección		Toleran sobre		Dim. nom. b	Tolerancia sobre b						Profundidad													
	Diámetro eje d	Dimen normal b x h	b*	h*		Por eje			Por cubo			Eje		Cubo											
						H9	N9	P9	D10	Js9	P9	Nom t1	Tol.	Nom t2	Tol.										
De 6	8	2x2	0	0	2	+0,025	-0,004	-0,006	+0,060	±0,012	-0,006	1,2		1											
Más de 8	10	3x3	-0,025	-0,025	3	0	0	-0,031	+0,020		-0,031	1,8		1,4											
Más de 10	12	4x4	-0,030	-0,030	4	+0,030	0	-0,012	+0,078	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1										
Más de 12	17	5x5			5											0	-0,030	-0,042	+0,030		-0,042	3		2,3	
Más de 17	22	6x6			6																		3,5		3,5
Más de 22	30	8x7	0		8	+0,036	0	-0,015	+0,098	±0,018	-0,015	5		3,3											
Más de 30	38	10x8	-0,036	10	0											-0,036	-0,051	+0,040		-0,051	5		3,3		

Se utilizarán chavetas empotradas, que tendrán una anchura de 6 mm y 6 mm de altura.

Además, se debe realizar un estudio resistente para comprobar que no se sobrepasan los valores de tensión normal y cortante admisibles:

$$\sigma_{adm} \approx \frac{1}{2} / \frac{2}{3} \cdot \sigma_{yp} \quad (17)$$

$$\tau_{adm} \approx \frac{1}{2} \cdot \sigma_{adm}$$

Suponiendo que se fabrican con el mismo acero que las cajas de engranajes (acero AISI 1040), obtenemos los siguientes valores: $\sigma_{adm} = 310 \text{ MPa}$ y $\tau_{adm} = 155 \text{ MPa}$

El primer paso es calcular la fuerza aplicada según el par máximo que soporta el eje:

$$F = 2 \frac{M}{D} = 2 \frac{36 \text{ Nm}}{0,018 \text{ m}} = 4.000 \text{ N} \quad (18)$$

La tensión de aplastamiento será:

$$\sigma = \frac{F}{L \cdot \frac{h}{2}} \quad (19)$$

Y la de cortadura:

$$\tau = \frac{F}{W \cdot L} \quad (20)$$

En general:

$$F = \tau_{adm} \cdot W \cdot L = \frac{\sigma_{yp}}{4} \cdot W \cdot L \Rightarrow L_{necesaria \text{ cortadura}} = \frac{4F}{\sigma_{yp} \cdot W} \quad (21)$$

$$F = \sigma_{adm} \cdot \frac{h}{2} \cdot L = \frac{\sigma_{yp}}{4} \cdot h \cdot L \Rightarrow L_{necesaria \text{ cortadura}} = \frac{4F}{\sigma_{yp} \cdot h}$$

Por lo tanto, la longitud debe de ser de al menos 8,6 mm para la cortadura y de la misma longitud para el aplastamiento. Se utilizarán chavetas de 14 mm de longitud, esto es, un CS aproximado de 1,6.

3.3.4 Comprobación mediante software de elementos finitos

El último paso en el cálculo de los ejes es una comprobación utilizando un software de análisis de tensiones y deformaciones mediante el método de elementos finitos. Este método se utiliza para describir fenómenos físicos como la mecánica de fluidos, la difusión de calor y la elasticidad lineal utilizando modelos matemáticos. Estos modelos consisten en ecuaciones en derivadas parciales (EDP) que representan el comportamiento del sistema estudiado. El software que utilizaremos es Ansys.

Preprocesado

Para ello una vez construido el modelo de las cadenas de torsión en Inventor se exportó la geometría a Ansys. Una vez tenemos la geometría adecuada, se definen los parámetros de los 2 materiales utilizados, esto es, el acero AISI 1045 de los ejes mecanizados (Figura 11) y el acero inoxidable 309 de la junta (Figura 12) y el acero AISI 1040 de las chavetas (Figura 13) y se aplican a los elementos correspondientes.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7,85	g cm ⁻³	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4	Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	
5	Derive from	Young'...			
6	Young's Modulus	206	GPa	<input type="checkbox"/>	
7	Poisson's Ratio	0,29			<input type="checkbox"/>
8	Bulk Modulus	1,6349E+11	Pa		<input type="checkbox"/>
9	Shear Modulus	7,9845E+10	Pa		<input type="checkbox"/>

Figura 11: Datos del acero AISI 1045

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	8	g cm ⁻³	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4	Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	
5	Derive from	Young'...			
6	Young's Modulus	200	GPa	<input type="checkbox"/>	
7	Poisson's Ratio	0,3			<input type="checkbox"/>
8	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		<input type="checkbox"/>
9	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		<input type="checkbox"/>

Figura 12: Datos del acero inoxidable 309

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7,845	g cm ⁻³	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4	Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	
5	Derive from	Young'...			
6	Young's Modulus	200	GPa	<input type="checkbox"/>	
7	Poisson's Ratio	0,29			<input type="checkbox"/>
8	Bulk Modulus	1,5873E+11	Pa	<input type="checkbox"/>	
9	Shear Modulus	7,7519E+10	Pa	<input type="checkbox"/>	

Figura 13: Propiedades del acero AISI 1040

En cuanto a la geometría se han dividido las caras de los sólidos correspondientes a las zonas de los elementos mecanizados en las que se colocan los engranajes y los rodamientos, para poder implementar correctamente las condiciones de contorno en dichas zonas. Una vez hecho esto se procede al mallado de la geometría, utilizando un mallado más fino en las zonas de interés (los elementos mecanizados, donde las tensiones y deformaciones serán más importantes) como se observa en la Figura 14.

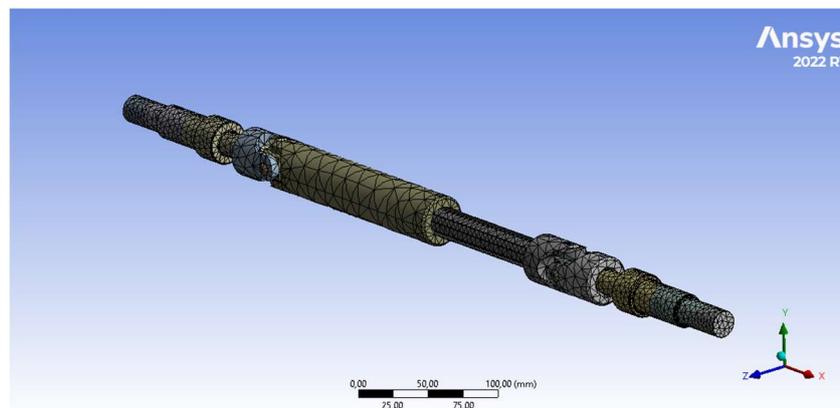


Figura 14: Mallado de la cadena de torsión

Una vez hecho esto ya se pueden situar las condiciones de contorno, esto es, los apoyos (o restricciones) y las cargas. Estos son: restricciones de contacto sin fricción en las superficies en contacto con los engranajes (ya que aunque exista cierto rozamiento esta es la suposición que dará lugar a mayores esfuerzos en el eje) y las fuerzas que producen los engranajes en las superficies que ocupan estos (las fuerzas

tangencial y separadora calculadas anteriormente y el momento torsor). Esto se puede ver en la Figura 15.

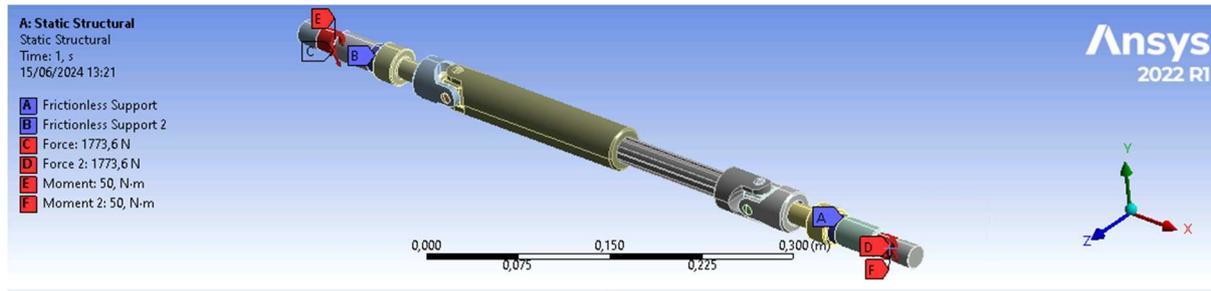


Figura 15: Condiciones de contorno de la cadena de torsión

Postprocesado y resultados

Una vez terminada la configuración de todos los parametros anteriores se procede con la simulacion y la obtencion de resultados. Los dos parametros principales a obtener son las tensiones y las deformaciones.

En cuanto a las tensiones obtendremos el valor de tensión normal equivalente de Von Mises, se deben de obtener valores menores que el límite de rotura y que estén a su vez por debajo del límite de fluencia. Como se puede apreciar en la Figura 16, la tensión máxima se obtiene en la unión mediante chaveta entre la pieza mecanizada y la junta cardan, su valor es de 276,28 MPa. Siendo las tensiones admisible y de fluencia de 310 y 415 MPa el valor que hemos obtenido es aceptable.

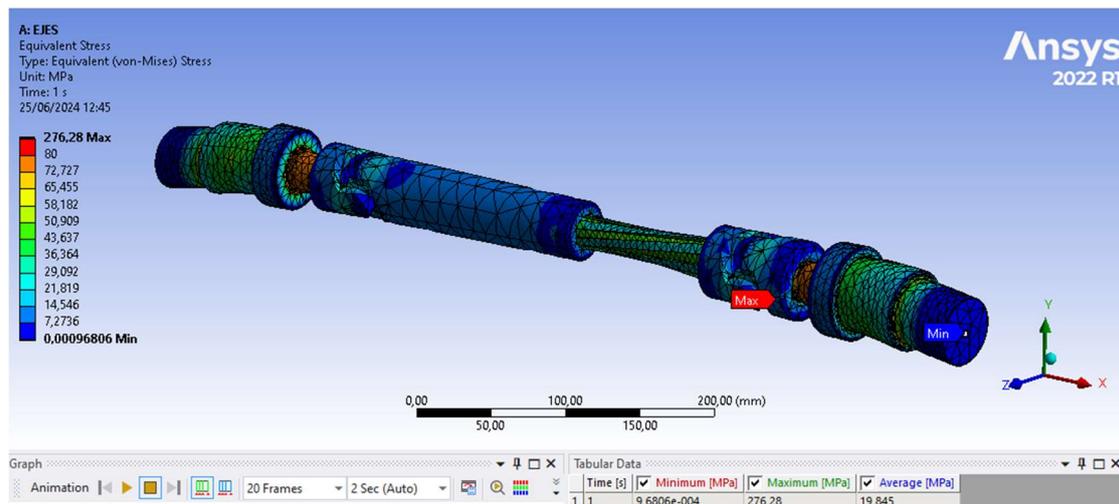


Figura 16: Tensiones en la cadena de torsión

En cuanto a las deformaciones, para una mayor precisión en los resultados de los ensayos y que se puedan apreciar mejor los efectos de las irregularidades que se pudieran producir en los engranajes. Se suelen buscar precisiones del orden de las

centésimas de micrómetro. En este caso la deformación máxima es de 102 micrómetros, que se puede considerar aceptable.

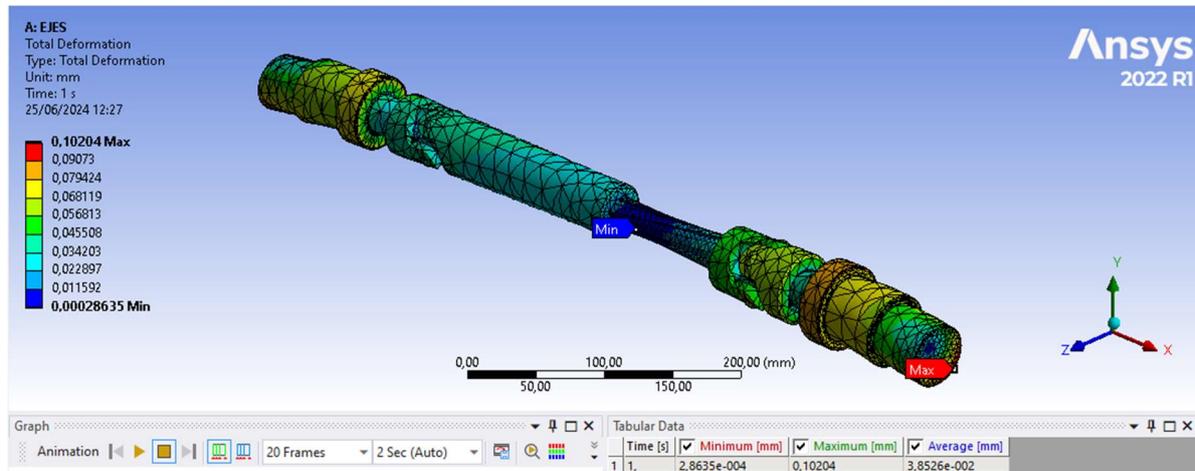


Figura 17: Deformaciones en la cadena de torsión

4. Cálculo del resto de elementos del banco

4.1 Pasadores y tornillos

Los últimos elementos que restan por calcular son los pasadores y tornillos que se utilizarán en la fijación de los distintos elementos de las cajas de engranajes. Uno de los pasadores será fijo y servirá como punto de pivote entre la caja y la base, y el segundo se colocará en el extremo opuesto (donde se encuentra el actuador) y servirá para fijar la posición de reposo en caso de que no se necesite aplicar ningún par. En cuanto a los tornillos hay de dos tipos: los que unen la parte móvil de la caja con la fija y permiten ajustar la distancia entre centros y los que unen las bases con la estructura. Todos estos elementos tendrán un diámetro de 10 mm (los tornillos son de métrica M10) y estarán fabricados en el mismo acero AISI 1040 utilizado en las cajas (según la normativa ISO 2341 B).

Se define P^* como el esfuerzo máximo que deben de soportar los elementos, el caso límite en nuestro banco será que la fuerza ejercida en los rodamientos se transmita solamente a uno de ellos, esto es 3548 N. Se tienen en cuenta 3 posibles fallos

a) **Tensión de tracción en la sección neta de la chapa:**

$$\sigma^* = \frac{P^*}{S_n} = 5,9 \text{ MPa}$$

P^* = Esfuerzo ponderado solicitante. S_n = Sección neta de la chapa.

b) Tensión cortante en el roblón o tornillo:

$$\tau^* = \frac{P^*}{S} = 45,17 \text{ MPa}$$

S = Área de la sección del agujero para el roblón o área de la sección de la caña para los tornillos

c) Tensión de aplastamiento entre el elemento de unión y chapas:

$$\sigma^* = \frac{P^*}{S} = \frac{P^*}{e \cdot d} = 59,77 \text{ MPa}$$

d = Diámetro del roblón o tornillo. e = Espesor de la chapa o chapas que sufren la presión del roblón.

Siendo la tensión admisible del acero AISI 1040 de 310 MPa (calculada anteriormente), se comprueba que los pasadores y tornillos resistirán los esfuerzos a los que serán sometidos.

4.2 Calculo resistente mediante software de elementos finitos

Existen en el banco otros elementos que deben de soportar ciertos esfuerzos, por lo que es necesario ensayar dichos elementos para comprobar que las tensiones que aparecen en estos no supera los límites que podrían dar lugar a un fallo en el funcionamiento. Estos son las dos cajas de engranajes (así como sus bases), ambas fabricadas en acero 1040 según la norma AISI, de tensión de rotura de 620 MPa (por lo que su tensión admisible será de 310 MPa).

Caja pivotante

El proceso será similar al utilizado en el análisis de las cadenas de torsión, una vez importada la geometría al software Ansys, se procederá al mallado de los 6 sólidos (la caja, con el elemento sólido, el deslizante y los dos tornillos, la base y el pasador) como se ve en la Figura 19: Condiciones caja pivotante

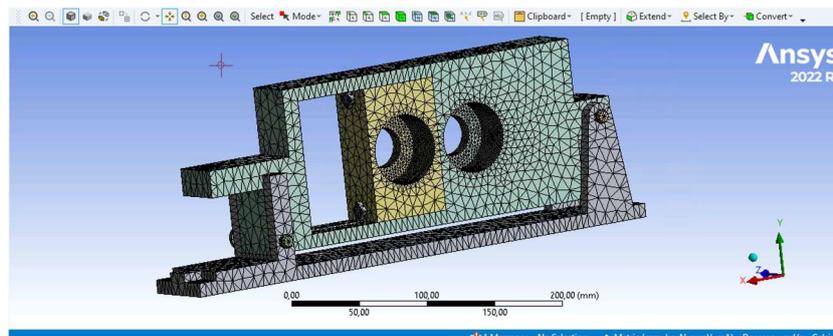


Figura 18: Mallado de la caja pivotante

Posteriormente se definen las restricciones y cargas, estas son: un empotramiento en la superficie inferior del apoyo, cargas del tipo rodamiento en las superficies en las que se colocan dichos elementos (con las fuerzas trasversal y separadora calculadas) y la fuerza máxima de 222 N que puede aportar el actuador neumático.

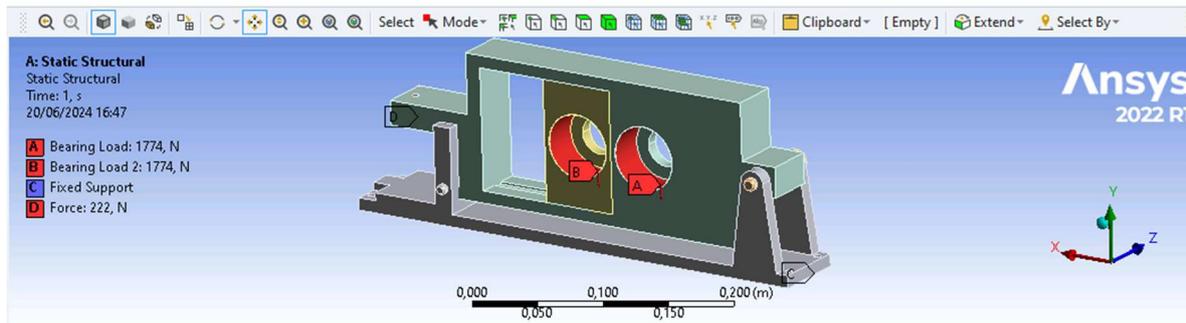


Figura 19: Condiciones caja pivotante

Una vez simulado estudiamos de nuevo tensiones y deformaciones.

En cuanto a las tensiones máximas se alcanzan en el pivote de la base de la caja y tienen un valor de 69 MPa, que queda por debajo de la tensión admisible.

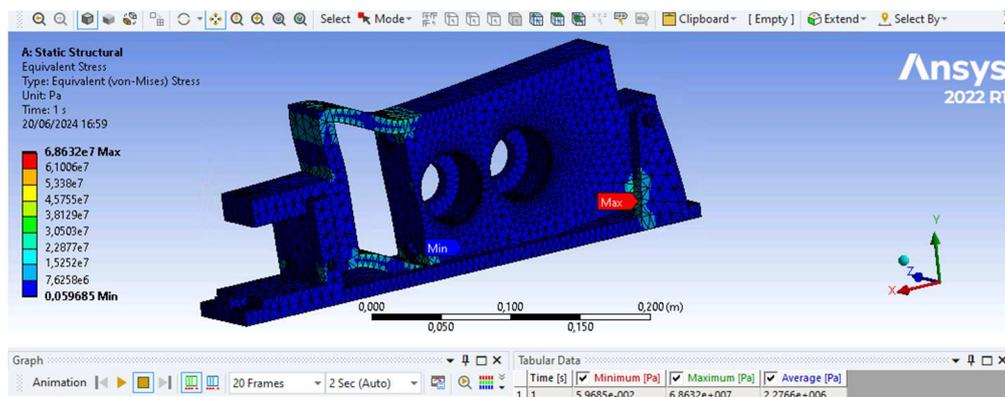


Figura 20: Tensiones caja pivotante

Con respecto a las deformaciones, de nuevo es importante que sean lo más pequeñas posibles para no afectar en los ensayos. En este caso la deformación máxima se da en la parte superior de la caja y tiene un valor de 30 micrómetros (aceptable).

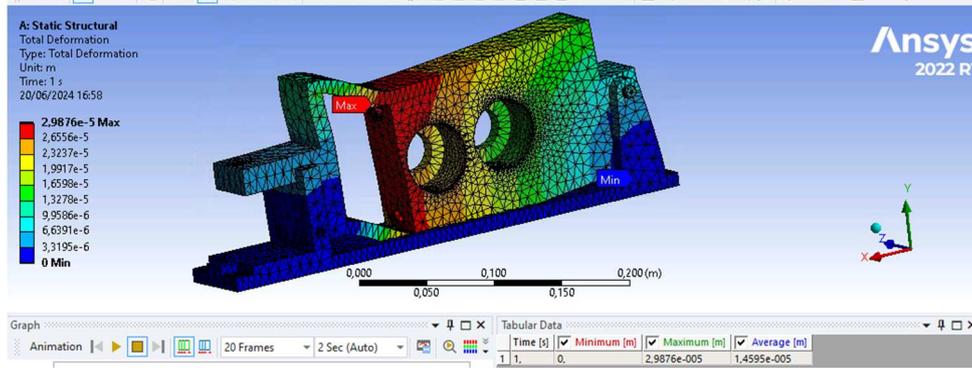


Figura 21: Deformaciones caja pivotante

Caja fija

De nuevo se procederá al mallado de la geometría (en este caso serán 4 sólidos: la parte fija, la deslizante y los 2 tornillos), al igual que el caso anterior se realizará una operación de control del tamaño en las zonas de los rodamientos para mayor precisión:

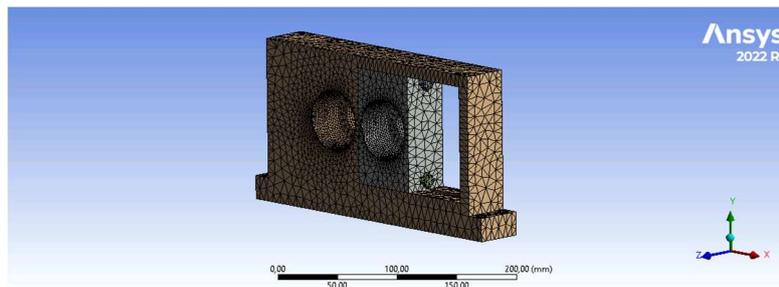


Figura 22: Mallado de la caja fija

Las cargas son también similares en los rodamientos, pero en este caso no hay fuerzas exteriores, el empotramiento de la superficie inferior también se mantiene:

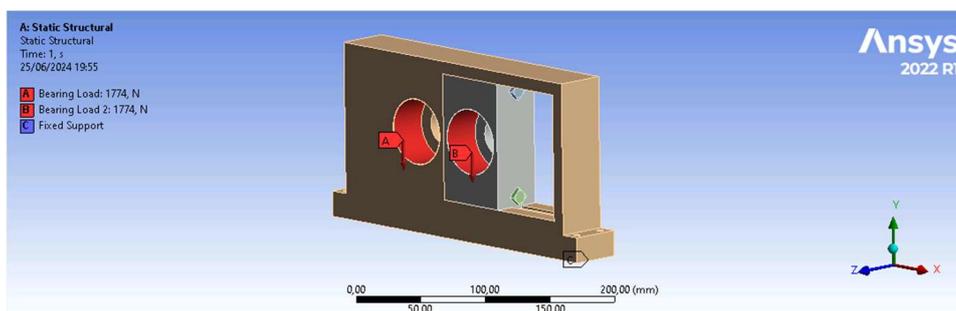


Figura 23: Condiciones de la caja fija

En cuanto a las tensiones, la máxima se alcanza en la parte inferior de la parte móvil y tiene un valor de 1,93 MPa (muy inferior a los límites admisible y de fluencia).

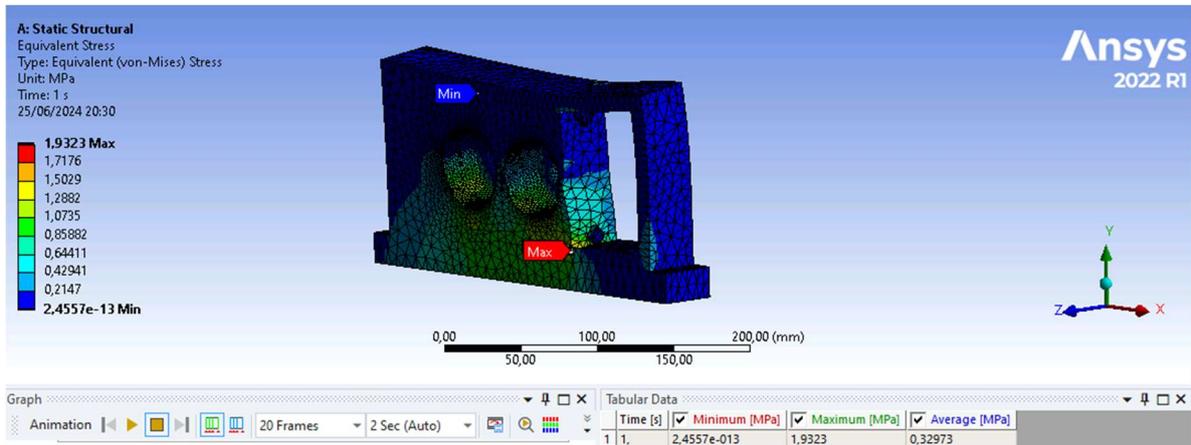


Figura 24: Tensiones en la caja fija

Y la máxima deformación se produce en la parte superior, con un valor de 0,6 micrómetros (Figura 25).

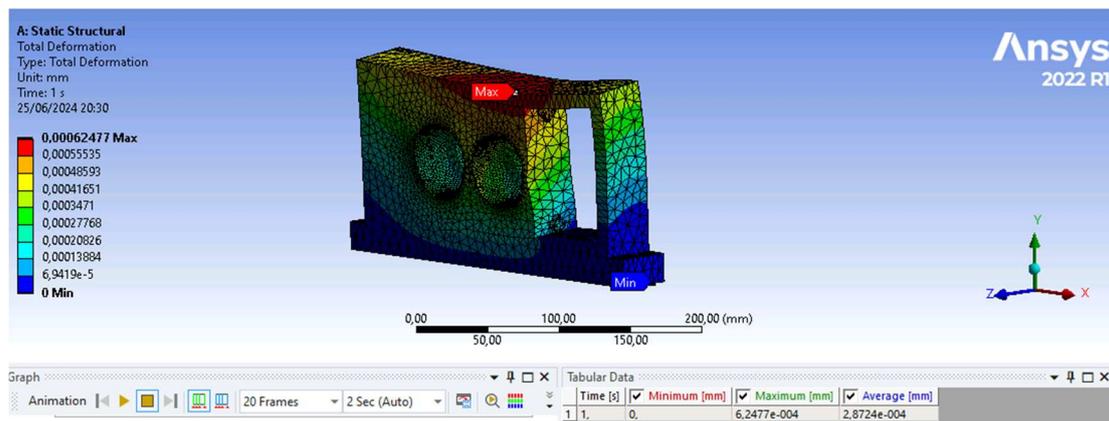


Figura 25: Deformaciones en la caja fija

5. ANÁLISIS MODAL

El análisis modal es un método utilizado para obtener los parámetros que describen el comportamiento dinámico de estructuras o sistemas. Este análisis permite obtener las frecuencias naturales (frecuencias a las que vibra el sistema sin excitaciones externas) y los modos de vibración (las formas en las que vibra el sistema en dichas frecuencias). Se trata de unos cálculos realmente complejos, por lo que es necesario el uso de una herramienta software del tipo de elementos finitos. Se utilizará ANSYS de nuevo:

5.1 Simplificaciones para el mallado y condiciones de contorno

Debido a que la versión del software utilizada tiene una licencia de estudiante, el rendimiento de ciertos apartados es limitado. Entre ellos el número de elementos del mallado, por lo que realizar un mallado adecuado en todo el sistema es imposible. Debido a esto se han realizado ciertas operaciones para conseguir una geometría a estudiar más simple y adecuada para su mallado, principalmente se han retirado tanto la base como la estructura (siendo reemplazados mediante una restricción de empotramiento en las caras inferiores de las cajas de engranajes) y también los rodamientos (que han sido reemplazados por los esfuerzos que estos transmitían tanto a los ejes como a las cajas, que fueron calculados anteriormente). Estas operaciones se pueden observar en la Figura 26 junto con el mallado.

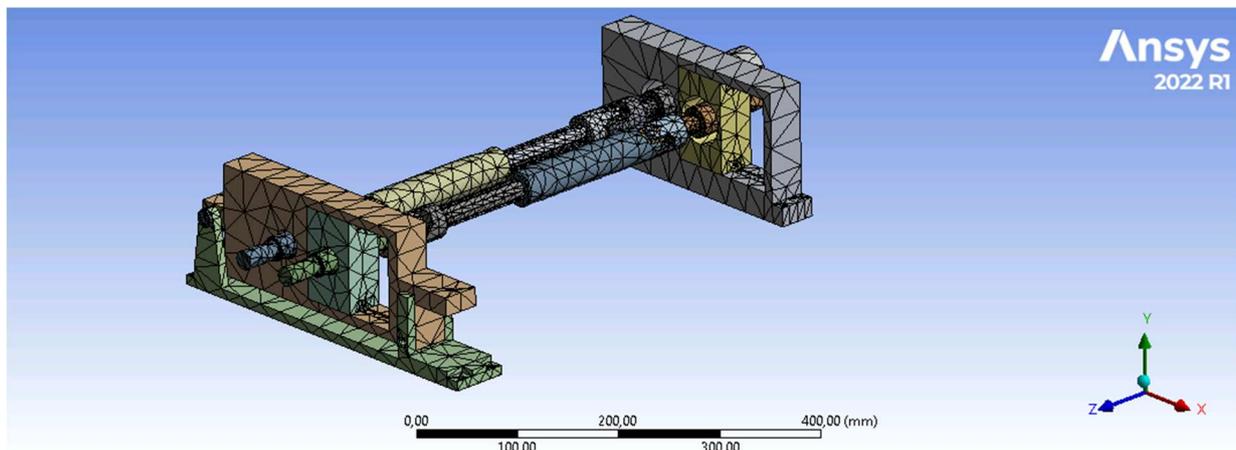


Figura 26: Mallado para análisis modal

5.2 Resultados

Las frecuencias naturales obtenidas para el sistema se pueden observar en la Figura 27 y los 6 primeros modos de vibración de la Figura 28 a la Figura 33, que se corresponden con los 4 primeros modos de flexión de cada cadena de torsión (modos 1 a 4), el primer modo de flexión de la caja móvil (modo 5) y el primer modo de compresión de la cadena de torsión de entrada (modo 6).

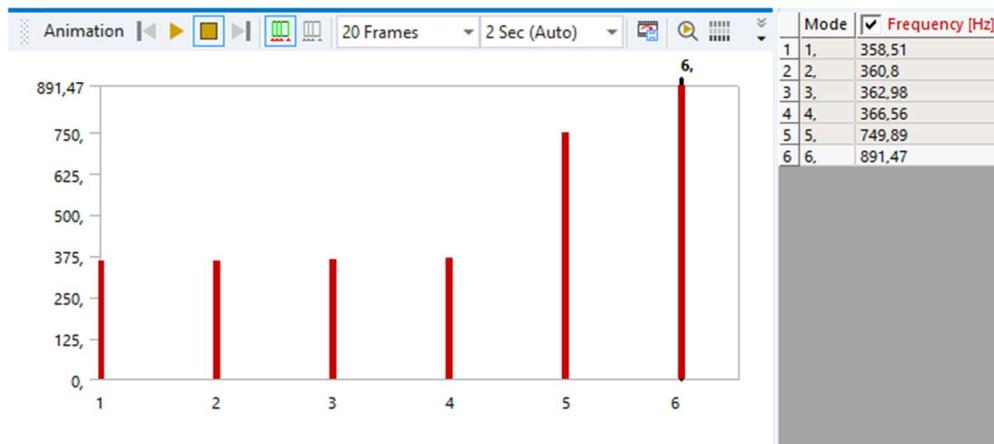


Figura 27: Frecuencias naturales del sistema

Se puede observar que la frecuencia natural más baja es de 358,51 Hz. Según Shigley [2], no se debe de excitar el sistema con una frecuencia mayor de un tercio de la frecuencia natural menor. En este caso la frecuencia máxima aceptable sería de 119,5 Hz, como la velocidad máxima a la que se plantea el uso del banco es de 4.000 rpm, esto implicaría una frecuencia de 66,67 Hz, lo que cumple con la condición anterior.

Otro efecto que se debe de considerar es el de la frecuencia de los contactos entre los distintos dientes de los engranajes, esta es una fuerza mucho menor pero que se puede volver significativa debido a efectos dinámicos. El número máximo de dientes de un engranaje a ensayar se ha calculado en 34 dientes (diámetro 100 mm y módulo 3 mm), lo que daría lugar a unos 2.267 impactos por segundo a 4.000 rpm. Esto son 2.267 Hz, un valor mayor al límite establecido anteriormente. En este caso la solución es pasar por la zona de frecuencias lo más rápido posible, con una aceleración alta de forma que los efectos dinámicos no tengan tiempo suficiente para desarrollarse.

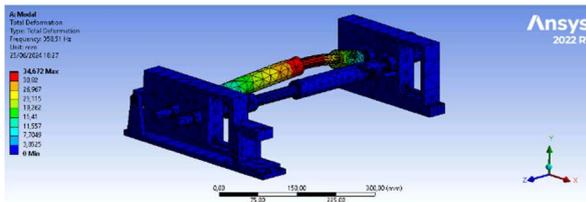


Figura 28: Modo de vibración 1

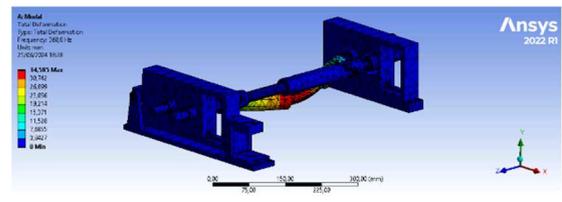


Figura 29: Modo de vibración 2

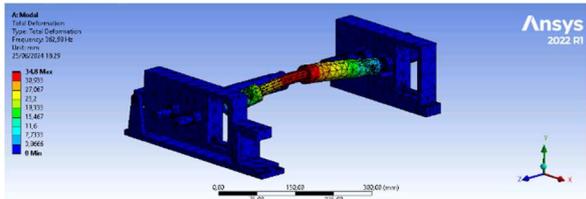


Figura 31: Modo de vibración 3

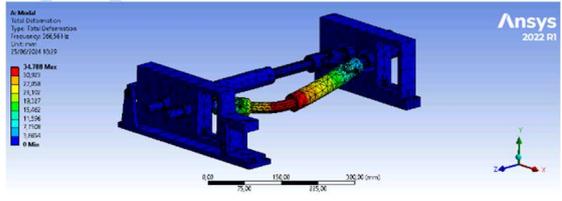


Figura 30: Modo de vibración 4

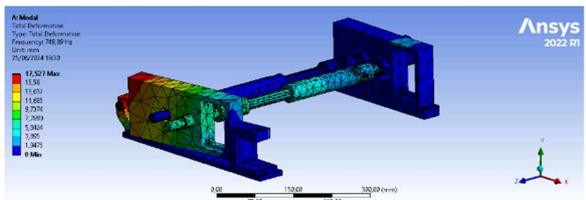


Figura 32: Modo de vibración 5

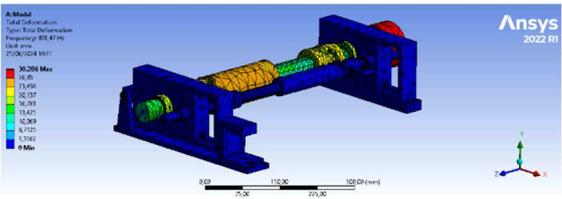


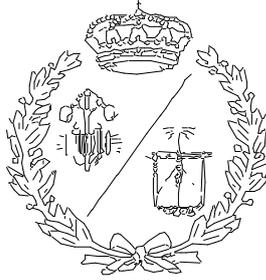
Figura 33: Modo de vibración 6

6. REFERENCIAS

- [1] MISUMI, «Rotary Shafts - Both Ends Double Stepped | MISUMI | MISUMI». Accedido: 11 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://us.misumi-ec.com/vona2/detail/110300088320/>
- [2] R. G. Budynas, K. J. Nisbett, J. K. Nisbett, y J. E. Shigley, *Shigley's mechanical engineering design*, 10. ed. in SI units. en McGraw-Hill series in mechanical engineering. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015.
- [3] SKF, «Proceso de selección de rodamientos | SKF | SKF». Accedido: 12 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process>
- [4] «4205 ATN9 - Rodamientos rígidos de bolas | SKF». Accedido: 26 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-4205%20ATN9>
- [5] LENZE, «Catalogue Lenze Selection Universal joints». 2024. [En línea]. Disponible en: https://www.lenze-selection.com/fileadmin/lenze-selection/documents/en/catalogue/Catalogue_Lenze_Selection_Universal_joints_EN.pdf
- [6] UNI 6604-69 / DIN 6885, «Tabla de chavetas y chaveteros con medidas ▷ Proveedor industrial». Accedido: 2 de julio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://chavetasvarillas.com/blog/tabla-chavetas-medidas/>

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO III: PLANOS

Autor: Pedro López Peláez

Director: Javier Sánchez Espiga

Junio - 2024

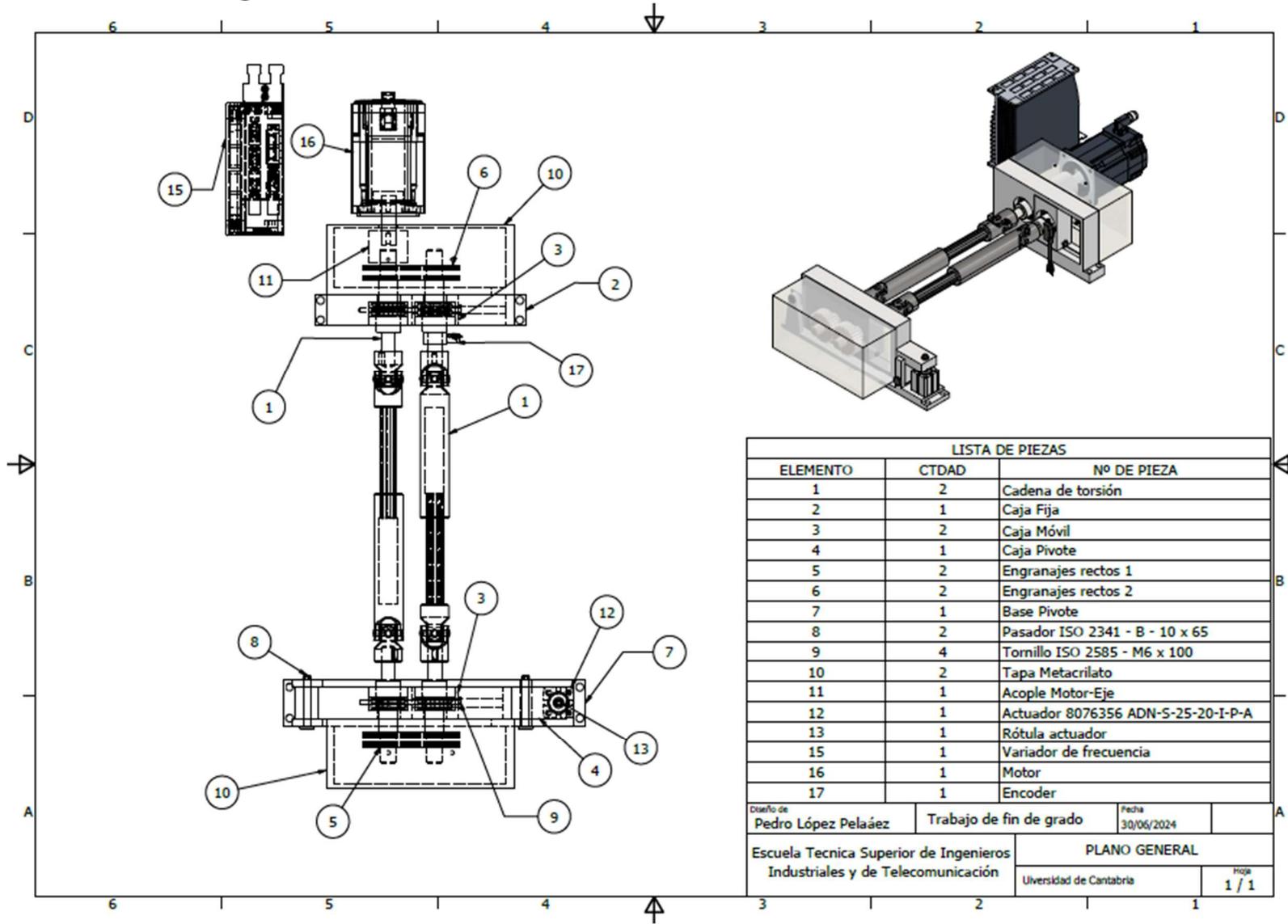


ÍNDICE

PLANO I:	Plano general	1
PLANO II:	Base y estructura	2
PLANO III:	Cadena de torsión.....	3
PLANO IV:	Eje mecanizado	4
PLANO V:	Ensamblaje de caja fija de engranajes.....	5
PLANO VI:	Caja de engranajes fija	6
PLANO VII:	Pieza móvil de las cajas de engranajes	7
PLANO VIII:	Ensamblaje de caja pivotante de engranajes	8
PLANO IX:	Caja de engranajes pivotante.....	9
PLANO X:	Base de la caja pivotante	10
PLANO XI:	Tapa de metacrilato	11



PLANO I: Plano general

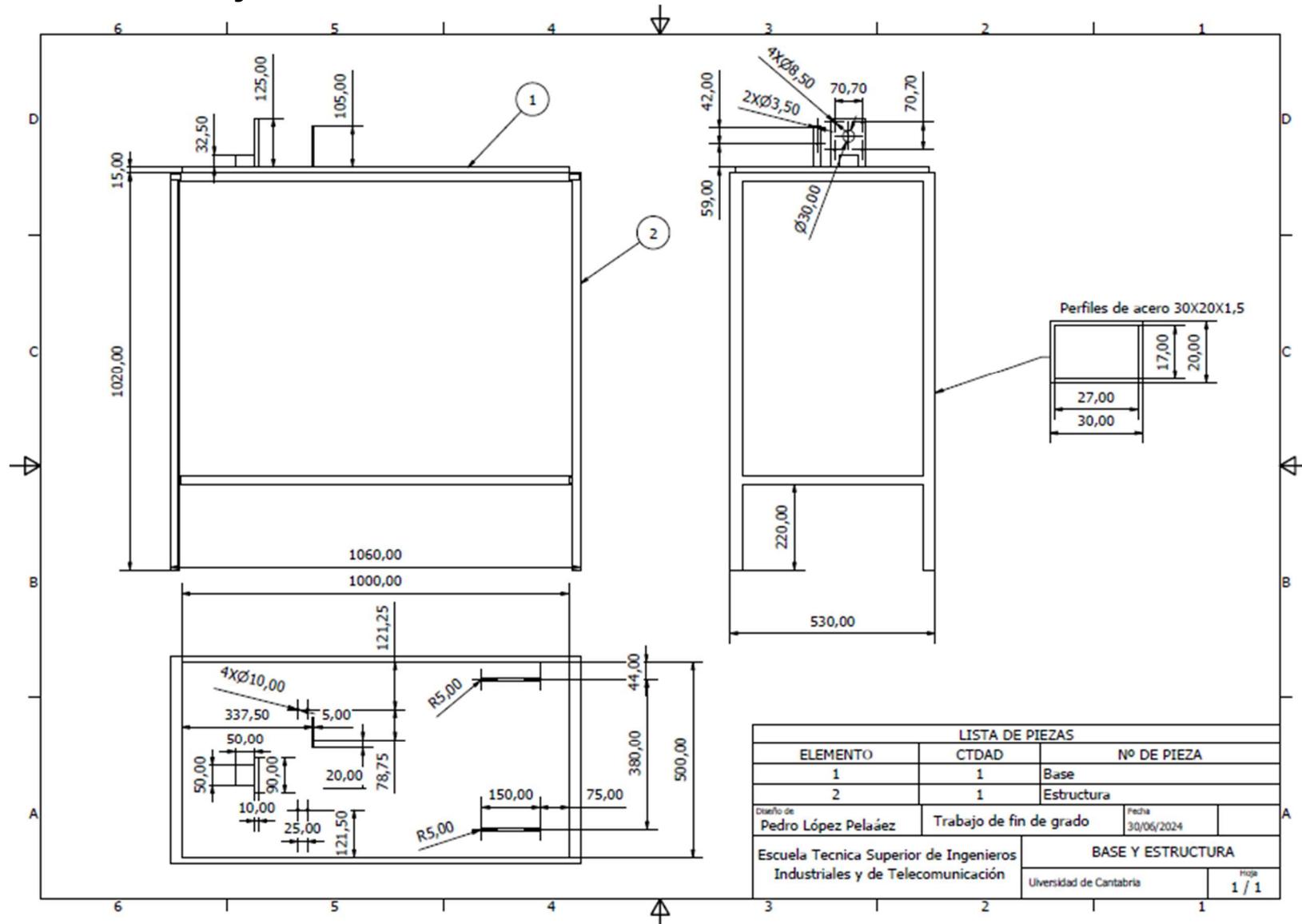


LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	2	Cadena de torsión
2	1	Caja Fija
3	2	Caja Móvil
4	1	Caja Pivote
5	2	Engranajes rectos 1
6	2	Engranajes rectos 2
7	1	Base Pivote
8	2	Pasador ISO 2341 - B - 10 x 65
9	4	Tornillo ISO 2585 - M6 x 100
10	2	Tapa Metacrilato
11	1	Acople Motor-Eje
12	1	Actuador 8076356 ADN-S-25-20-I-P-A
13	1	Rótula actuador
15	1	Variador de frecuencia
16	1	Motor
17	1	Encoder

Diseño de Pedro López Pelaéz	Trabajo de fin de grado	Fecha 30/06/2024	
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		PLANO GENERAL	
		Universidad de Cantabria	Hoja 1 / 1

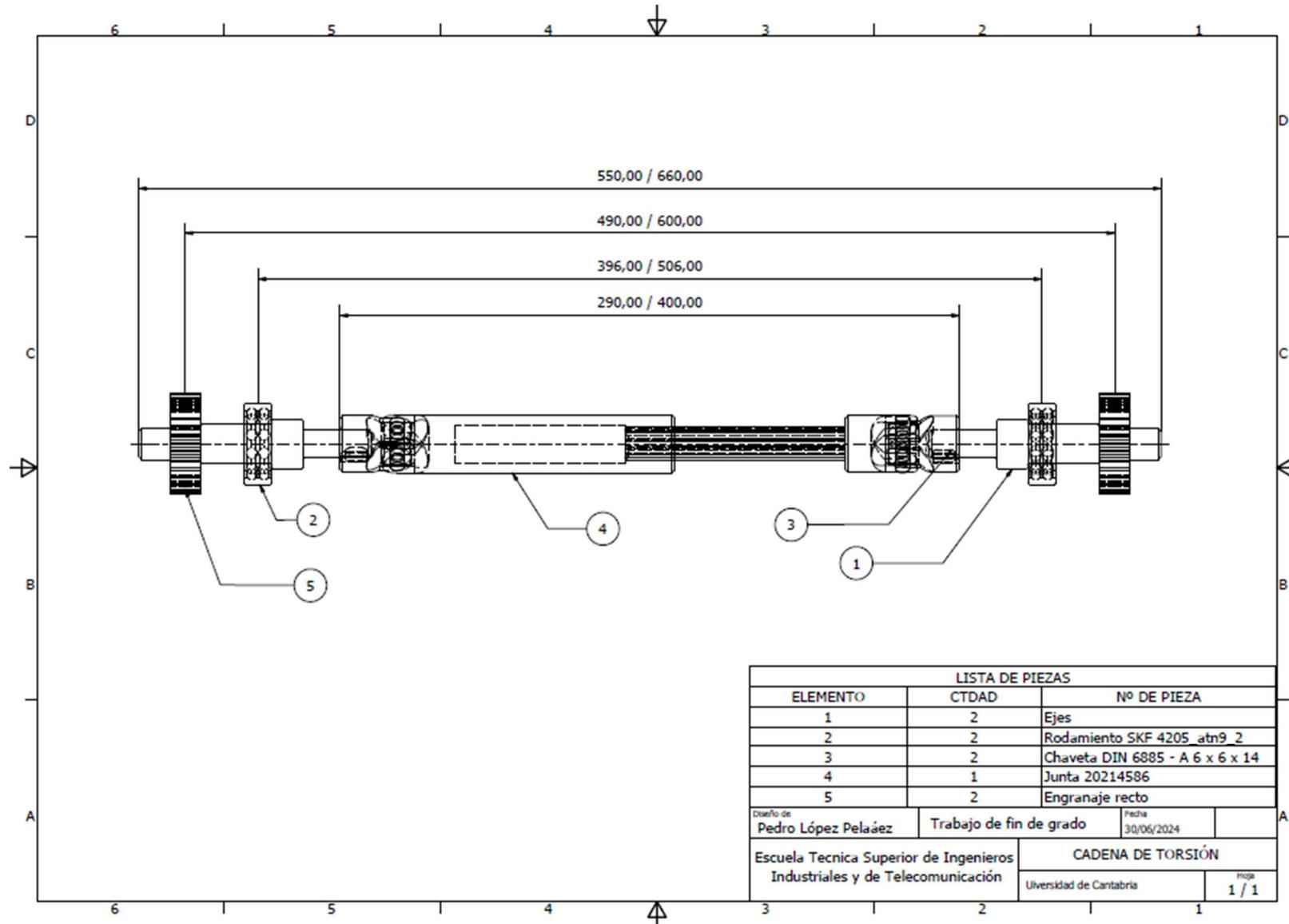


PLANO II: Base y estructura



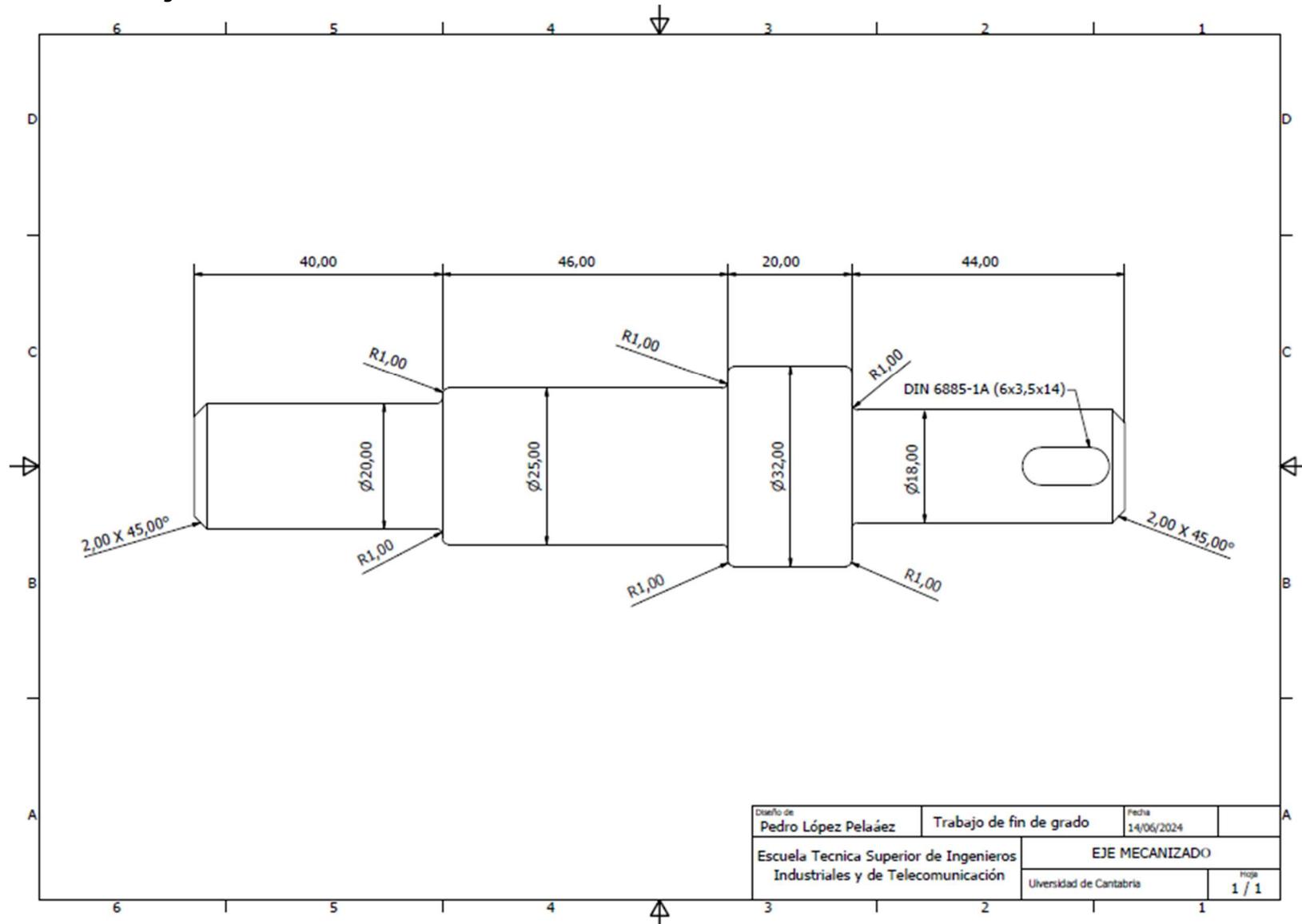


PLANO III: Cadena de torsión

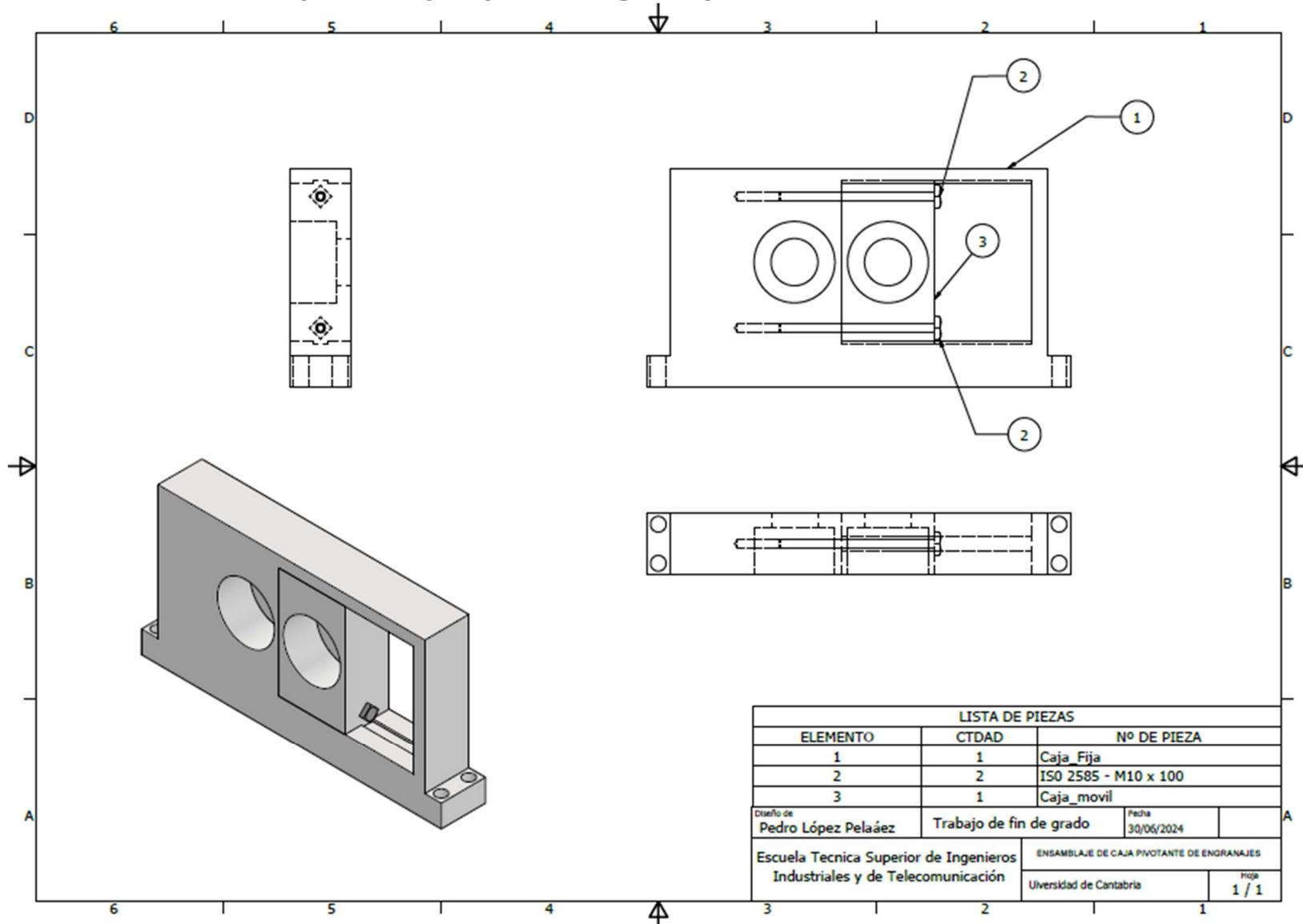




PLANO IV: Eje mecanizado

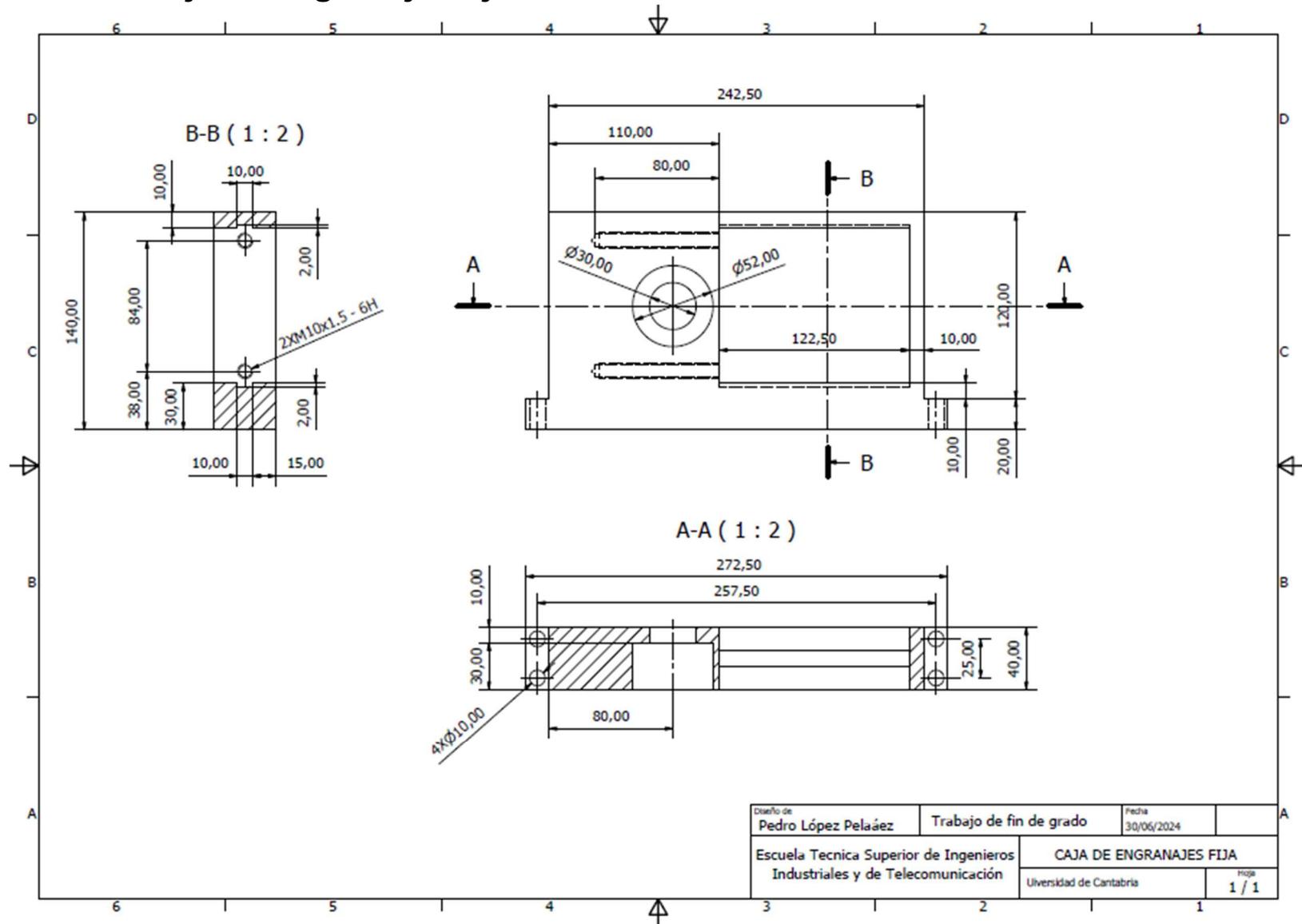


PLANO V: Ensamblaje de caja fija de engranajes





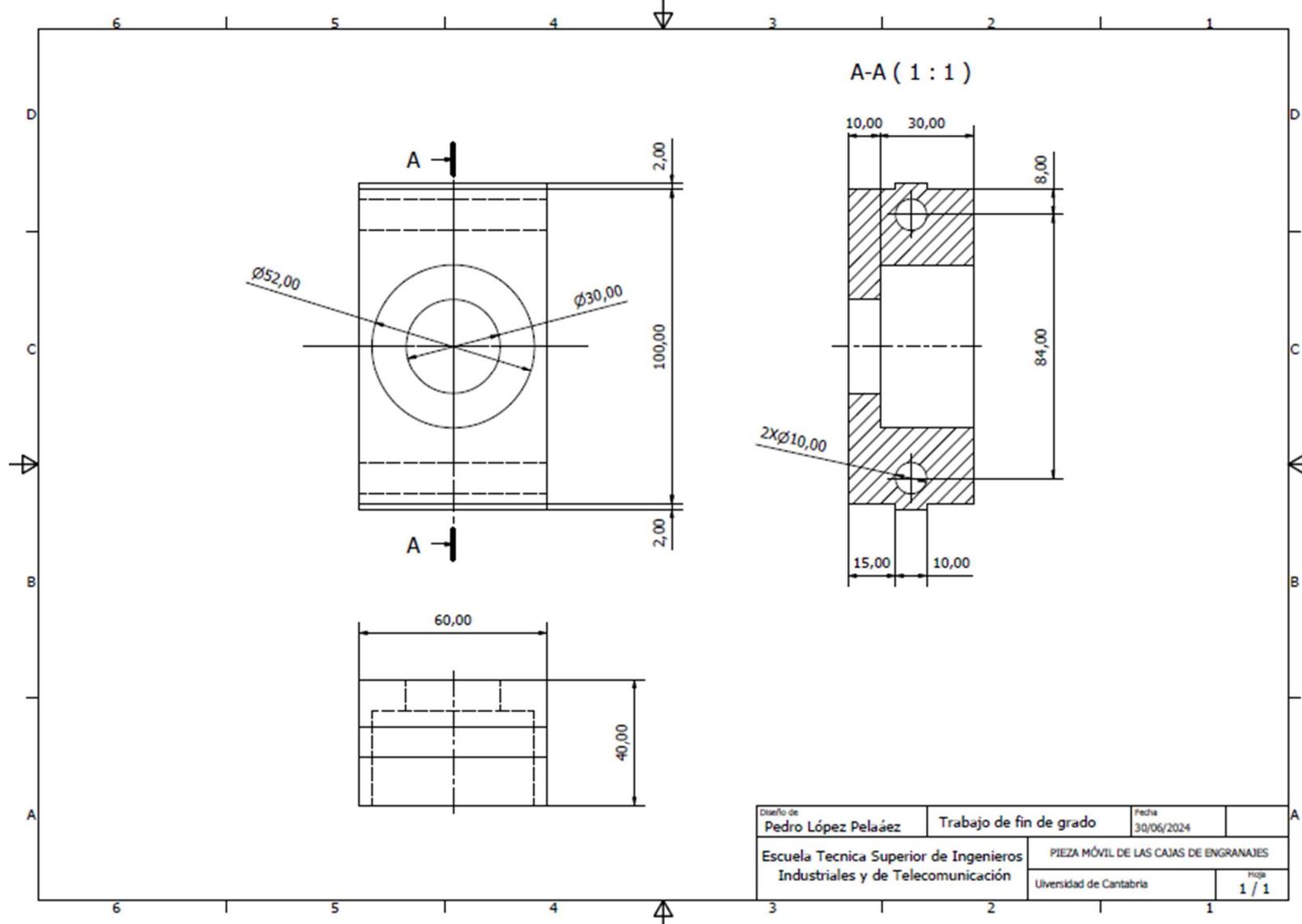
PLANO VI: Caja de engranajes fija



Diseño de Pedro López Peláez	Trabajo de fin de grado	Fecha 30/06/2024	
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		CAJA DE ENGRANAJES FIJA	
		Hoja Universidad de Cantabria	1 / 1

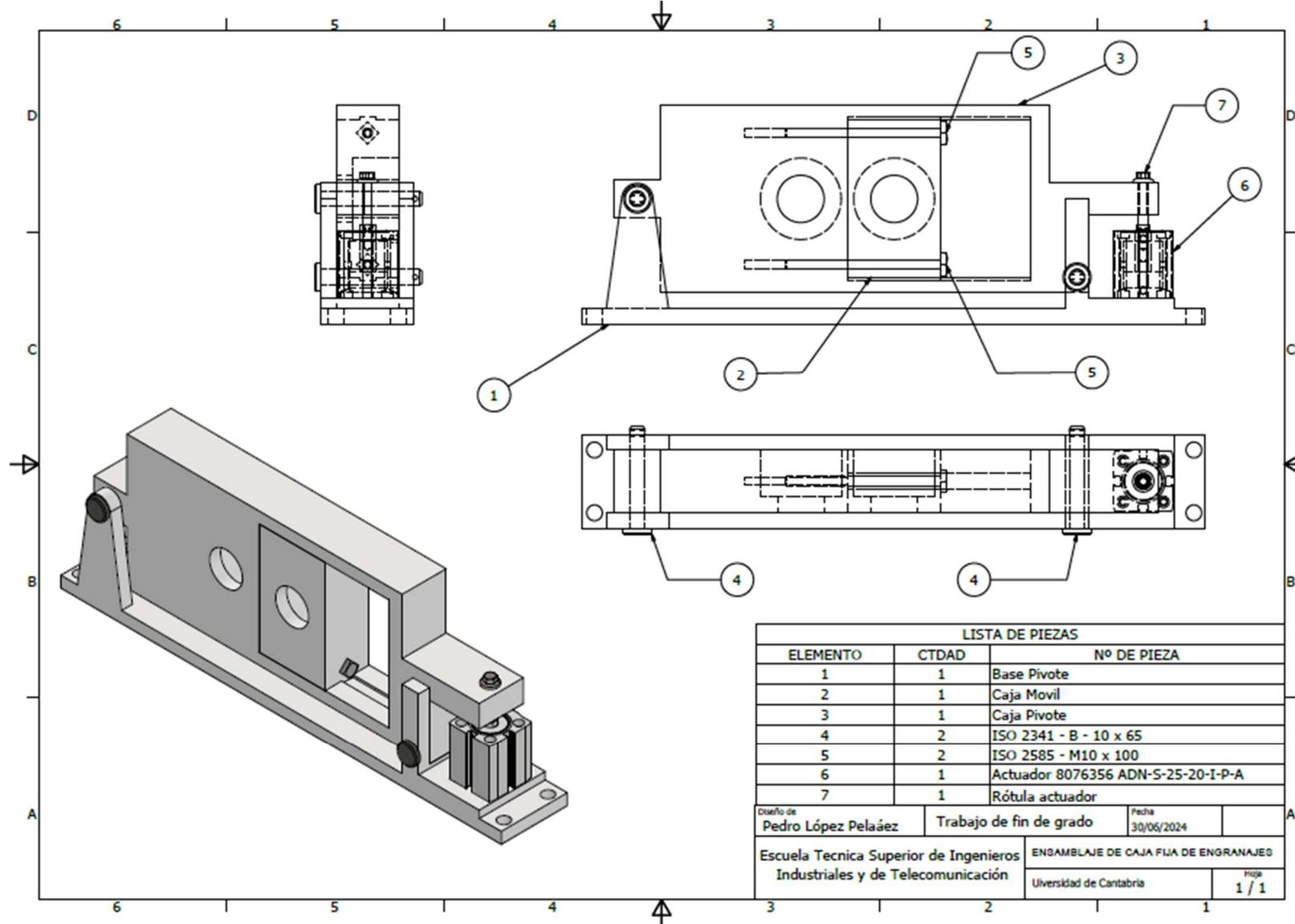


PLANO VII: Pieza móvil de las cajas de engranajes



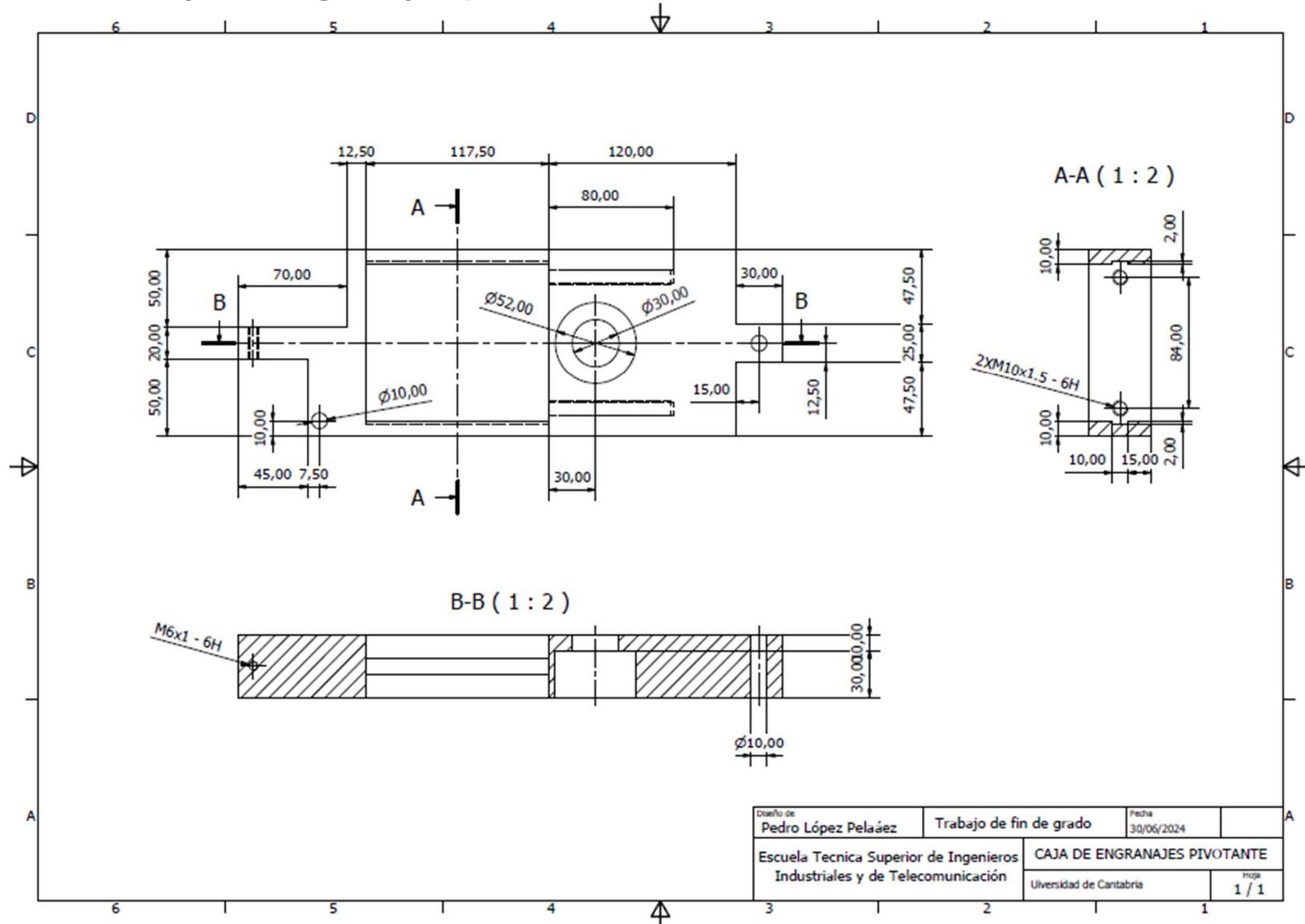


PLANO VIII: Ensamblaje de caja pivotante de engranajes





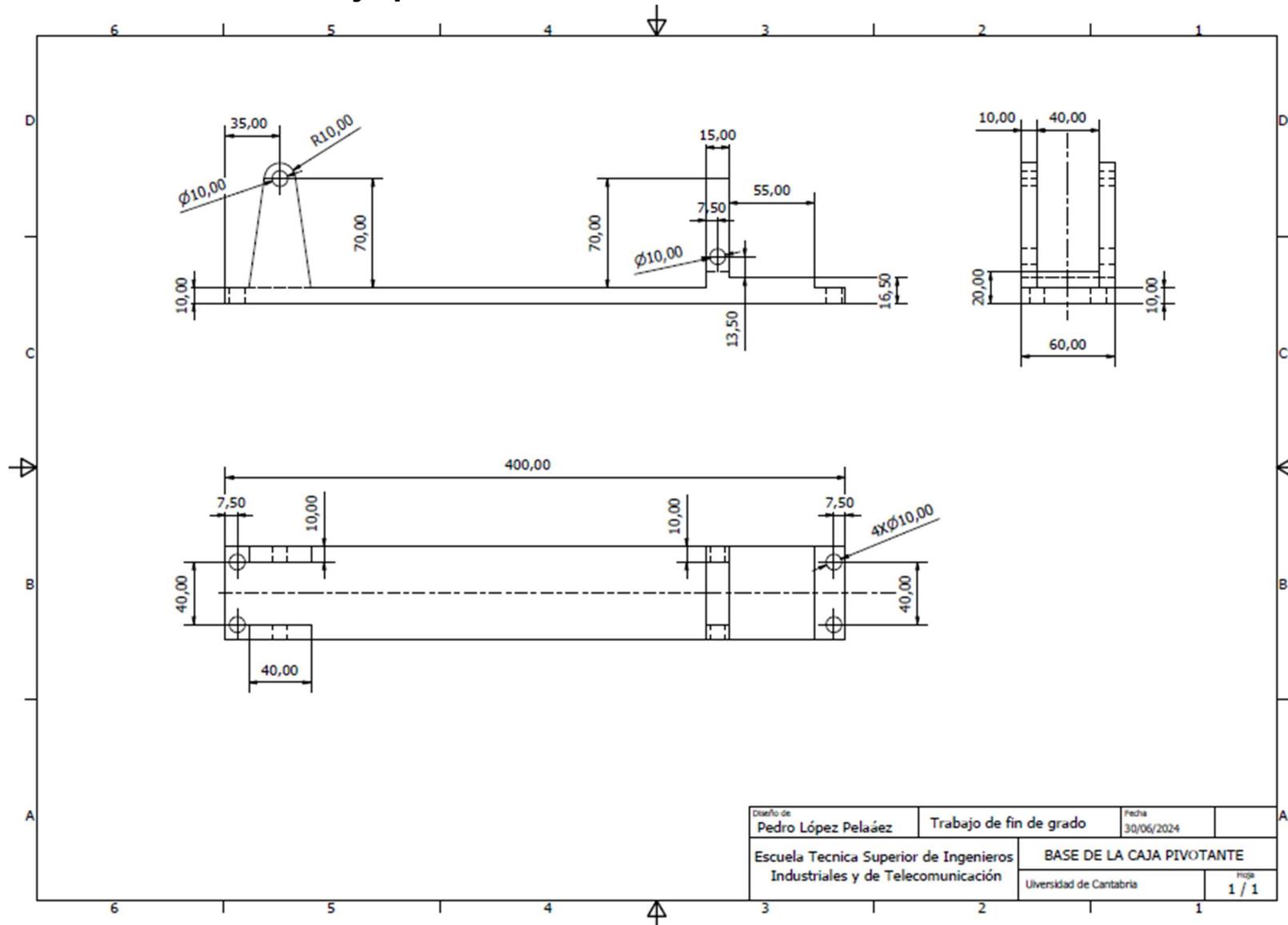
PLANO IX: Caja de engranajes pivotante



Diseño de Pedro López Pelaáez	Trabajo de fin de grado	Fecha 30/06/2024	
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		CAJA DE ENGRANAJES PIVOTANTE	
Universidad de Cantabria		Hoja 1 / 1	

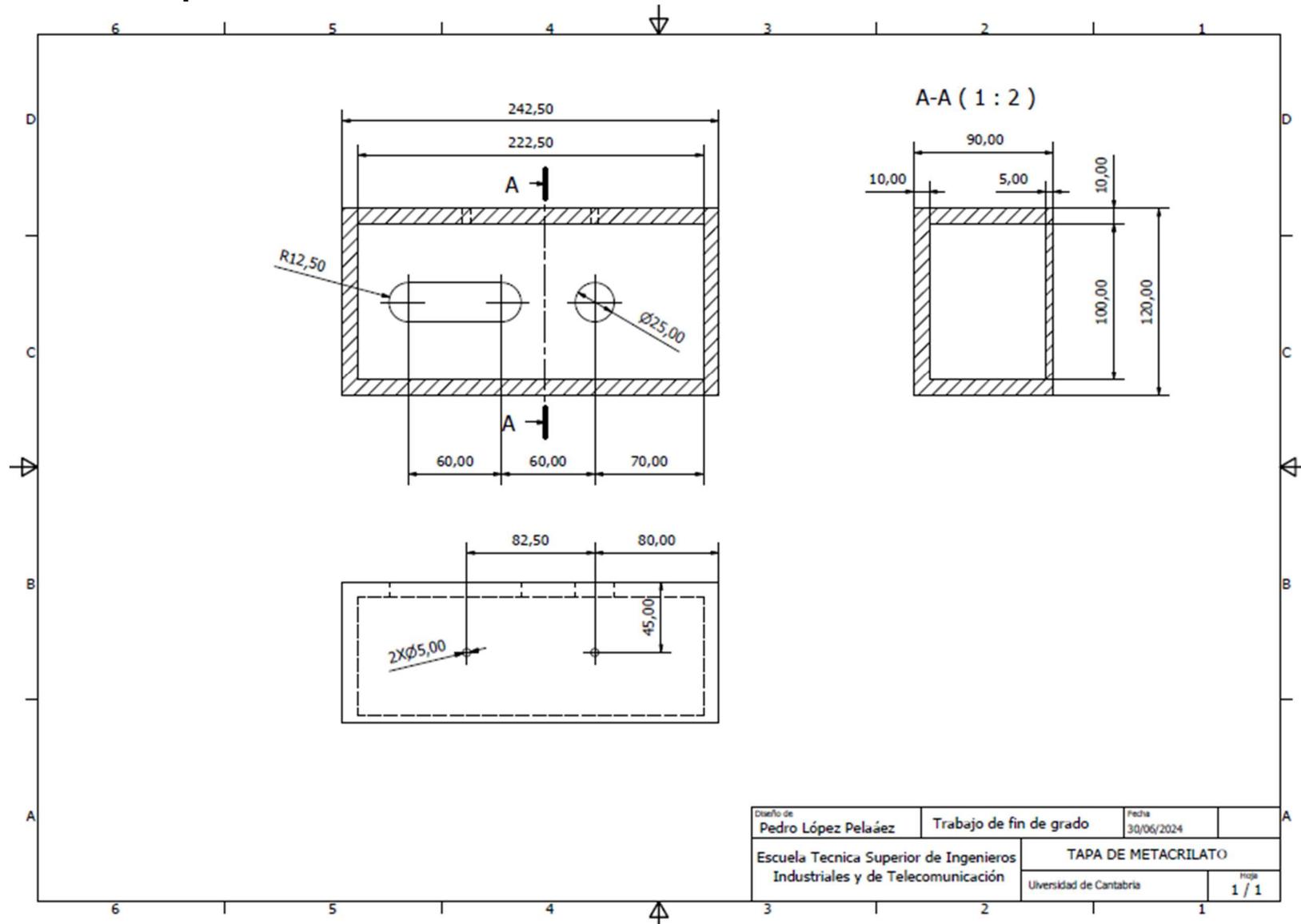


PLANO X: Base de la caja pivotante





PLANO XI: Tapa de metacrilato



**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO IV: PLIEGO DE CONDICIONES

**Autor: Pedro López Peláez
Director: Javier Sánchez Espiga**

Junio - 2024

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN Y OBJETIVO.....	1
2.	FASES QUE COMPONEN EL PROYECTO.....	2
3.	ESPECIFICACIONES SOBRE LOS COMPONENTES, MATERIALES Y FABRICACIÓN.....	3
3.1	Componentes comerciales.....	3
3.2	Materiales	3
3.3	Fabricación	4
4.	CLÁUSULAS ECONÓMICAS.....	5
4.1	Evaluación financiera detallada	5
4.2	Compromiso y cobertura de garantía.....	5
5.	PREVENCIÓN DE RIESGOS DE SEGURIDAD	6

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVO

El presente proyecto se centra en el diseño teórico y cálculo de un banco de ensayos para engranajes plásticos con recirculación mecánica de potencia. Se ha planteado como un proyecto de producción de un único producto, sin embargo, se podría convertir en una fabricación en serie con unas ligeras modificaciones.

En cualquier caso, si se pretende utilizar este proyecto para la fabricación de un banco, se deberá de seguir este Pliego de Condiciones como marco de guías y estándares que se deben de seguir durante el proceso de fabricación.

En este pliego intervienen distintas partes: en primer lugar, la propiedad (aquella persona que recibirá el producto final, el comprador); después el técnico (ingeniero que redacta el proyecto, realiza los cálculos y diseña el producto); y, por último, el operario u operarios (que fabrican el producto final).

Este documento se dividirá en los siguientes apartados:

- Fases que componen el proyecto
- Especificaciones sobre los componentes materiales, materiales y fabricación
- Clausulas económicas
- Prevención de riesgos de seguridad

2. FASES QUE COMPONEN EL PROYECTO

La fabricación del banco de ensayo deberá de pasar por las siguientes fases:

1. Encargo y compra de los materiales y componentes necesarios.
2. Fabricación de los elementos mecanizados de los ejes.
3. Fabricación de los cajas de engranajes y sus bases.
4. Fabricación de la base de montaje y de la estructura.
5. Ensamblaje de las cadenas de torsión primaria y secundaria.
6. Ensamblaje de todos los elementos mecánicos del sistema.
7. Montaje del motor y su sistema de control.
8. Montaje del actuador y el sistema neumático.
9. Montaje final del banco, integrando los componentes citados, los sensores y los componentes auxiliares.
10. Interconexión de todos los sistemas con un elemento de control (computador).
11. Comprobación del correcto funcionamiento del sistema.

3. ESPECIFICACIONES SOBRE LOS COMPONENTES, MATERIALES Y FABRICACIÓN

Tanto los componentes comerciales como los materiales utilizados en la fabricación de las distintas piezas del sistema deben de estar en concordancia con los descritos en los documentos anteriores de Memoria (Documento 1) y Cálculos (Documento 2).

La compra de materiales, componentes y aparatos necesarios tendrá que realizarse con el tiempo necesario para que estén disponibles en el momento que comience el ensamblaje del banco.

3.1 Componentes comerciales

Entre los componentes comerciales necesarios para la ejecución del proyecto se encuentran los elementos de las cadenas de torsión (juntas cardan, rodamientos y acople), los elementos del sistema del motor, los elementos del sistema neumático, los sensores y los elementos auxiliares de montaje (como tornillos, tuercas y pasadores).

Todos estos elementos deben de tener al menos las características que se indican en los documentos anteriores en caso de que no se utilice exactamente el modelo que fue definido en un principio.

3.2 Materiales

En cuanto a los materiales a utilizar en piezas fabricadas se debe de respetar la utilización de los materiales designados para cada pieza, ya que estos fueron escogidos por sus propiedades particulares tanto de resistencia, como de dureza o densidad. El acero AISI 1045 es utilizado por su gran resistencia en los componentes que soportan unos mayores esfuerzos y deben de sufrir deformaciones menores, mientras que el acero AISI 1040 se utiliza en elementos más robustos y menos solicitados debido a sus buenas prestaciones y disponibilidad.

Sin embargo, en caso de no poder fabricarse las piezas en el material seleccionado, se deberá optar por otro acero que exhiba propiedades mecánicas y composición igual o incluso más ventajosas que las del original.



3.3 Fabricación

Toda pieza que sea mecanizada para utilizar en el banco de pruebas debe de respetar las tolerancias indicadas en la normativa pertinente. Este mecanizado se llevará a cabo mediante herramientas de Control Numérico por Computadora (CNC) que utilicen software CAD-CAM para una mayor precisión. El proceso se ejecutará utilizando herramientas de carburo de tungsteno de alta calidad, con velocidades de corte y avance optimizadas para lograr acabados superficiales superiores.

La inspección se realizará mediante un sistema de medición láser, y los resultados serán registrados en un informe de control de calidad para documentar la conformidad con las especificaciones. Esta aproximación técnica y minuciosa asegura tanto el funcionamiento preciso según el diseño como unas mediciones adecuadas en el banco.

4. CLÁUSULAS ECONÓMICAS

Dentro del proceso de transformación mediante la fabricación y ensamblaje de las mejoras, se establecerá una visión clara de los aspectos financieros entre la entidad propietaria y el fabricante. Estas disposiciones, plasmadas en un acuerdo contractual, buscan asegurar una colaboración efectiva y transparente en cada etapa.

4.1 Evaluación financiera detallada

Con el propósito de brindar claridad en todo el proceso, se presentará un desglose minucioso de los costos relacionados con cada fase de manufactura. El desembolso económico tendrá lugar únicamente después de culminada la implementación de las mejoras y de confirmarse la correspondencia plena entre el trabajo realizado y los estándares predefinidos.

4.2 Compromiso y cobertura de garantía

El plazo de vigencia de la garantía será establecido con precisión en el contrato. En este lapso, el fabricante adquiere un compromiso integral en relación con posibles defectos derivados de la manufactura y ensamblaje del producto. Esta responsabilidad abarca desde los materiales requeridos hasta las destrezas aplicadas en la ejecución.



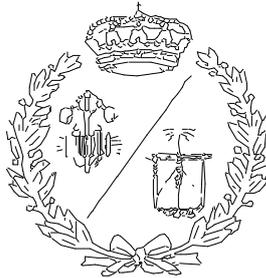
5. PREVENCIÓN DE RIESGOS DE SEGURIDAD

A lo largo de todas las etapas relacionadas con la fabricación y el ensamblaje del banco, cada operación se ejecutará con rigurosa adherencia a las regulaciones vigentes, en particular a la Ley 31/1995. Esta legislación establece las pautas para abordar la prevención de riesgos en el entorno empresarial, delineando los principios de la acción preventiva y las responsabilidades tanto de los trabajadores como de los empleadores.

En paralelo, la actuación estará alineada con lo establecido en el Real Decreto 1215/1997. Este decreto establece las bases mínimas para garantizar la seguridad y la salud de los trabajadores en el uso de equipos de trabajo, en concordancia con los más elevados estándares de seguridad.

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO V: PRESUPUESTO

**Autor: Pedro López Peláez
Director: Javier Sánchez Espiga**

Junio - 2024



ÍNDICE

1. DISTRIBUCIÓN DEL PRESUPUESTO	1
2. COSTE DE MATERIALES.....	2
3. COSTE DE COMPRA DE COMPONENTES.....	3
4. COSTE DE MANO DE OBRA.....	4
5. PRESUPUESTO TOTAL	5



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Costes de materiales.....	2
Tabla 2: Coste de componentes comerciales	3
Tabla 3: Costes de mano de obra	4
Tabla 4: Resumen de costes.....	5



1. DISTRIBUCIÓN DEL PRESUPUESTO

A la hora de elaborar el presupuesto para la fabricación del banco de ensayos se va a dividir por una parte todos los elementos comerciales (aquellos que se adquirirán de terceros), por otra los elementos específicos del banco (que serán fabricados específicamente mediante mecanizado u otros procesos similares) y, por último, la parte de horas de trabajo (tanto de operarios como de diseño).

2. COSTE DE MATERIALES

Los materiales necesarios para la fabricación del banco son 3: el acero AISI 1045 de los elementos de los ejes; el acero AISI 1040 de las cajas de engranajes, la base y las chavetas; los perfiles de acero utilizados en la estructura; y el metacrilato utilizado en las tapas de las cajas de engranajes. En la Tabla 1 se detallan estos costes:

Tabla 1: Costes de materiales

Material	Precio unitario	Cantidad	Total
AISI 1045 (kg)	5,20 €	2	10,40 €
AISI 1040 (kg)	3,40 €	19	64,60 €
Perfil acero 30X20X1,5 (m)	1,82 €	13	23,60 €
Metacrilato (kg)	40,50 €	2,5	101,25 €
TOTAL			199,85 €

3. COSTE DE COMPRA DE COMPONENTES

En cuanto a los costes de componentes, estos hacen referencia a todos los elementos comerciales que se utilizarán en el banco. Se añade además el coste de fabricación de los engranajes metálicos de la caja principal y el coste de 10 unidades de engranajes poliméricos para ensayar. Estos costes se detallan en la Tabla 2:

Tabla 2: Coste de componentes comerciales

Elemento	Precio unitario	Cantidad	Total
Junta cardan telescópica	230,00 €	2	460,00 €
Rodamientos	32,00 €	4	128,00 €
Acoplamiento eje-motor	105,76 €	1	105,76 €
Motor	700,00 €	1	700,00 €
Variador de frecuencia	1.000,00 €	1	1.000,00 €
Cable	250,00 €	1	250,00 €
Cámara térmica	579,00 €	1	579,00 €
Actuador neumático	50,59 €	1	50,59 €
Rótula de conexión	22,76 €	1	22,76 €
Válvula GRLZ	16,66 €	1	16,66 €
Válvula GRLA	16,34 €	1	16,34 €
Tubo de plástico (50 m)	0,77 €	1	0,77 €
Racor	2,57 €	2	5,14 €
Sensor de posición	33,22 €	1	33,22 €
Compresor	2.000,00 €	1	2.000,00 €
Tornillos ajuste posición	2,24 €	4	8,96 €
Tornillos base	2,90 €	8	23,20 €
Tuercas y arandelas antivibraciones	1,15 €	12	13,80 €
Pasadores	4,25 €	2	8,50 €
Engranajes metálicos	134,16 €	2	268,32 €
Engranajes poliméricos	131,02 €	10	1.310,20 €
TOTAL			7.001,22 €

4. COSTE DE MANO DE OBRA

En este apartado se tendrá en cuenta las horas de trabajo que será necesario invertir por parte de los trabajadores en las distintas operaciones necesarias para obtener el producto final. Se pueden observar en la Tabla 3:

Tabla 3: Costes de mano de obra

Tarea	Precio unitario	Cantidad	Total
Mecanizado (h)	30,00 €	50	1.500,00 €
Ensamblaje (h)	25,00 €	15	375,00 €
Diseño (h)	35,00 €	80	2.800,00 €
TOTAL			4.675,00 €

5. PRESUPUESTO TOTAL

Una vez se han tenido en cuenta todos los costes que se producirán en la fabricación del banco se deben de añadir otros factores adicionales como son: los impuestos, beneficio industrial y costos de administración y gestión, que son esenciales en cualquier presupuesto de un proyecto industrial. Se obtendrá un importe total por el que se debería de vender el producto final:

Tabla 4: Resumen de costes

Concepto	Precio
Costes de elementos comerciales	7.001,22 €
Costes de materiales	199,85 €
Costes de salarios	4.675,00 €
Gastos directos totales	11.876,07 €
Gastos generales (15 %)	1.781,41 €
Beneficio industrial (6 %)	712,56 €
Coste total	14.370,04 €
IVA (21 %)	3.017,71 €
Importe total	17.387,75 €

Por lo tanto, el importe total será de **diecisiete mil doscientos diecinueve con treinta euros (17.219,30 €)**.