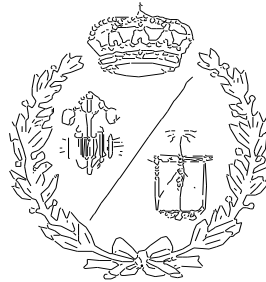


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**RECONVERSIÓN DE UN BANCO DE
ENSAYOS DE ENGRANAJES
HELICOIDALES**

**REDESIGN OF A HELICAL GEAR TEST
BENCH**

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Fernando González Ursueguía

Junio - 2017

ÍNDICE GENERAL

1. DOCUMENTO N° 1: MEMORIA
2. DOCUMENTO N° 2: ANEXOS
3. DOCUMENTO N° 3: PLANOS
4. DOCUMENTO N° 4: PLIEGO DE CONDICIONES
5. DOCUMENTO N° 5: PRESUPUESTO

DOCUMENTO N°1: MEMORIA

ÍNDICE

ÍNDICE.....	2
1. INTRODUCCIÓN	4
1.1 OBJETO DEL PROYECTO.....	4
1.1.1 Justificación	4
1.1.2 Objetivo	4
1.1.3 Alcance.....	5
1.2 TIPOLOGÍAS Y CLASIFICACIÓN DE LOS BANCOS DE ENSAYOS	5
1.2.1 Disposiciones directas	5
1.2.2 Disposiciones con recuperación de energía.....	6
2. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS.....	8
2.1 DISPOSICIÓN Y FUNDAMENTOS DE DISEÑO DEL BANCO	8
2.1.1 Disposición del banco de ensayos	8
2.1.2 Características generales del banco	9
2.2 LIMITACIONES DE DISEÑO	10
2.2.1 Fenómeno Stick-slip	11
2.3 DATOS DE LOS ELEMENTOS DEL BANCO	13
2.3.1 Datos sobre ejes y engranajes.....	13
2.3.2 Características del motor	13
2.3.3 Características del sistema de frenado	15
2.3.4 Características del soporte del banco	16
2.3.5 Seguridad y protección ante riesgos	17
3. PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	18
3.1 DISPOSICIÓN DIRECTA CON FRENADO POR RALENTIZADOR ELÉCTRICO.....	18
3.1.1 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO	18
3.1.2 SELECCIÓN DEL RALENTIZADOR	19
3.1.3 CONCLUSIONES	22

3.2	RECIRCULACIÓN DE POTENCIA MECÁNICA.....	23
3.2.1	Descripción de la alternativa	23
3.2.2	Principios de funcionamiento	23
3.2.3	Adaptación del diseño al banco de ensayos	25
3.2.4	Conclusiones	27
4.	DESARROLLO DE LA ALTERNATIVA	29
4.1	DISEÑO DEL TREN DE REENVÍO. SELECCIÓN DE OPCIONES	29
4.1.1	Opción N° 1: Ejes alineados, reutilizando el piñón G1	30
4.1.2	Opción N° 2: Ejes desplazados, reutilizando los piñones G3 y G4.....	31
4.1.3	Opción N° 3: Ejes alineados, reutilizando la corona G2	32
4.1.4	Opción N° 4: Ejes alineados, sin reaprovechamiento de ruedas	34
4.2	SELECCIÓN DE OPCIONES Y CONCLUSIONES	35
4.3	SELECCIÓN DEL ELEMENTO ENCARGADO DE INTRODUCIR LA CARGA AXIAL	35
5.	BIBLIOGRAFÍA.....	37

1. INTRODUCCIÓN

Pese al gran avance que se ha producido en las últimas décadas en materia de análisis y simulación, la experimentación en el campo de los engranajes continúa siendo de vital importancia. Los requerimientos cada vez más altos de eficiencia, resistencia, tamaño y coste relacionados con las transmisiones de engranajes modernas precisan de la planificación de ensayos experimentales que permitan simular los distintos modelos de fallo que pueden aparecer bajo condiciones de carga elevadas, como rotura de dientes, pitting, abrasión o galling.

Algunos de estos fallos no pueden reproducirse de forma aislada y requieren llevar a cabo un test con la máquina completa. Otros, sin embargo, pueden ser ensayados de forma separada en un entorno controlado, que permita establecer unas condiciones de funcionamiento precisas y que facilite la toma de datos. Para llevar a cabo estos experimentos se emplean los bancos de ensayos, que permiten operar a los engranajes bajo unas condiciones de carga y velocidad preestablecidas.

1.1 OBJETO DEL PROYECTO

1.1.1 Justificación

El proyecto nace de la necesidad de rediseñar el banco de ensayos de engranajes helicoidales perteneciente al Departamento de Ingeniería Estructural y Mecánica de la Universidad de Cantabria. En su diseño original, el banco presenta una serie de limitaciones de uso susceptibles de mejora.

Debido a la actividad investigadora del grupo de Ingeniería Mecánica en el campo de los engranajes, se hace necesario llevar a cabo una reconversión del banco de ensayos que permita no sólo recuperar la funcionalidad original del mismo, sino también expandir sus posibilidades permitiendo así aumentar los conocimientos del Departamento en materia de engranajes, análisis de vibraciones, fallos y ruido.

1.1.2 Objetivo

El objetivo del proyecto es la definición de distintas alternativas de diseño para la mejora del banco de ensayos, su selección y justificación atendiendo a criterios técnicos y económicos,

con la finalidad de establecer una mejora tanto en la carga total que puede soportar el mismo como en el actual sistema de frenado.

1.1.3 Alcance

En el presente proyecto, se desarrollará el diseño del banco de ensayos prestando especial atención al sistema de frenado. Se plantearán varias alternativas que permitan subsanar las limitaciones de diseño y se seleccionará y desarrollará, de forma justificada, aquella que mejor se ajuste a las exigencias del Departamento de Ingeniería Estructural y Mecánica.

En función de la alternativa escogida se estudiará el valor de la carga máxima de ensayo y se realizarán los cálculos y el dimensionado de los elementos que componen el banco, tanto los ya existentes para comprobar que cumplen con las nuevas condiciones de funcionamiento, como los de nuevo diseño que integran la reconversión.

Se incluyen también las especificaciones técnicas y los planos de las piezas que integran el conjunto.

1.2 TIPOLOGÍAS Y CLASIFICACIÓN DE LOS BANCOS DE ENSAYOS

Previo al análisis y la selección de alternativas para el rediseño del banco, se debe hacer especial énfasis en diferenciar entre las distintas tipologías de bancos de ensayos que existen.

1.2.1 Disposiciones directas

En las disposiciones directas el elemento a ensayar se sitúa entre el motor, encargado de suministrar la potencia requerida para el ensayo y un freno, que disipa esta energía en forma de calor. El freno puede ser de disco, magnético o de tipo hidráulico. Presentan la ventaja de ser fácilmente adaptables a la hora de ensayar diferentes tipos de elementos, debido en gran parte a su simplicidad [2], [7].

Sin embargo, estos sistemas presentan una serie de inconvenientes:

- El motor debe suministrar toda la potencia requerida en el ensayo.

- El freno debe encargarse de disipar esa energía en calor, lo que a menudo puede resultar complicado. Suele hacerse necesaria la refrigeración del mismo.
- Al no recuperarse la energía disipada, el consumo energético es muy elevado.

Debido a esta serie de desventajas, la implementación de este tipo de sistemas es limitada y se suele optar por alternativas que permitan recuperar parte de la energía empleada.

1.2.2 Disposiciones con recuperación de energía

Los bancos de ensayos para engranajes con recuperación de energía permiten aumentar la eficiencia energética formando un ciclo de potencia cerrado. Su principio de funcionamiento puede ser eléctrico, mecánicos o hidráulico.

- **Bancos con recuperación de energía eléctricos:** Emplean un motor eléctrico para producir el par necesario. El lugar del freno lo ocupa un generador que recircula la energía de vuelta al motor. De esta forma, el consumo energético se reduce sustancialmente. Tienen una disposición similar a los bancos directos, de modo que comparten las ventajas de éstos, con el añadido de una mayor eficiencia energética. Tienen, sin embargo, la contrapartida de emplear motores y generadores de gran tamaño para poder suplir las demandas de potencia requeridas.
- **Bancos con recuperación de energía mecánicos (four-square):** Tienen un diseño distinto a los anteriores. Están compuestos por dos ejes paralelos que forman un lazo cerrado, unidos por dos pares de engranajes idénticos. Se introduce un par en uno de los ejes, por ejemplo, por medio de una palanca, quedando así todo el sistema cargado. De este modo, el motor únicamente tendría que proporcionar la potencia asociada a las pérdidas de energía durante el ensayo. Las ventajas son varias: Reducción de costes al prescindir del sistema de frenado, ahorro energético y simplicidad de diseño. Otra ventaja de este tipo de bancos es que permiten determinar la eficiencia de los engranajes simplemente midiendo la velocidad angular y el par proporcionado por el motor [5], [6].

- **Bancos con recuperación de energía hidráulicos:** Su principio de funcionamiento es similar al de los bancos eléctricos. El espécimen de ensayo se intercala entre un motor y una bomba hidráulicos. El motor proporciona la potencia necesaria y la bomba recircula parte de la potencia hidráulica de vuelta al motor. Para suministrar la potencia asociada a las pérdidas de energía se emplea un motor auxiliar. Además de un reducido consumo energético, presentan la opción de introducir vibraciones mecánicas en los engranajes de ensayo, procedentes de la bomba y el motor hidráulico. [11], [6].

2. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS

2.1 DISPOSICIÓN Y FUNDAMENTOS DE DISEÑO DEL BANCO

2.1.1 Disposición del banco de ensayos

El banco de ensayos (Ilustración 1) presenta actualmente una disposición de tipo directa. En este tipo de bancos, los engranajes a ensayar se sitúan entre un motor, encargado de suministrar la potencia requerida para el ensayo, y un freno cuyo objetivo es disipar la energía en forma de calor. La elección de este diseño se debe tanto a su sencillez como a su fácil adaptación para ensayar diferentes tipos de elementos. Al no disponer de un sistema de recirculación de energía, la complejidad del banco y los costes económicos se reducen. Del mismo modo, presenta una gran flexibilidad constructiva a la hora de realizar diversos tipos de ensayos.

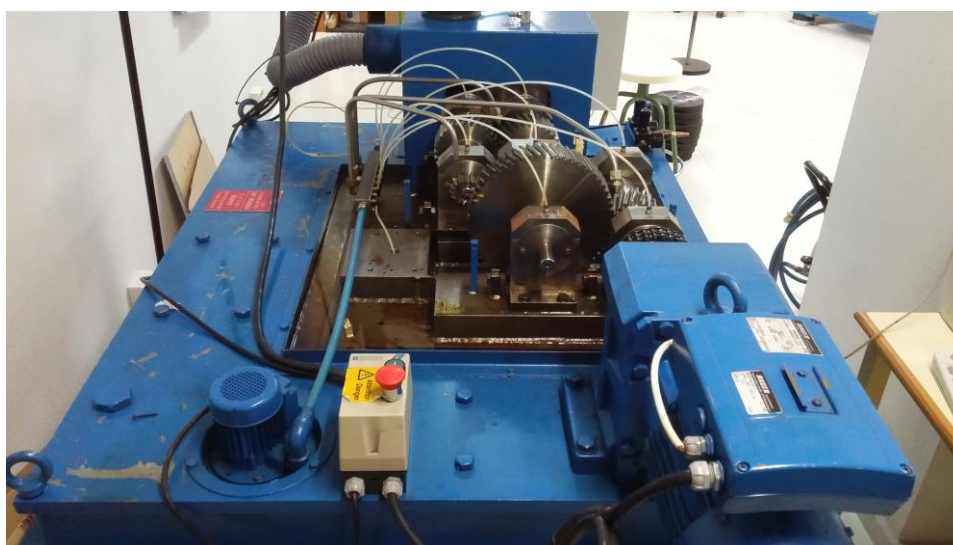


Ilustración 1. Banco de ensayos del DIEM.

No obstante, también presenta serios inconvenientes como un elevado consumo energético, debido a que no es posible recuperar la energía disipada en el freno, y una alta generación de calor, que puede ocasionar un funcionamiento deficiente del mismo.

2.1.2 Características generales del banco

A continuación, se abordarán los fundamentos de diseño del banco, desde sus condiciones de funcionamiento hasta sus detalles constructivos.

En la Ilustración 2 se detalla la cadena cinemática del banco de ensayos, indicando los elementos que lo componen.

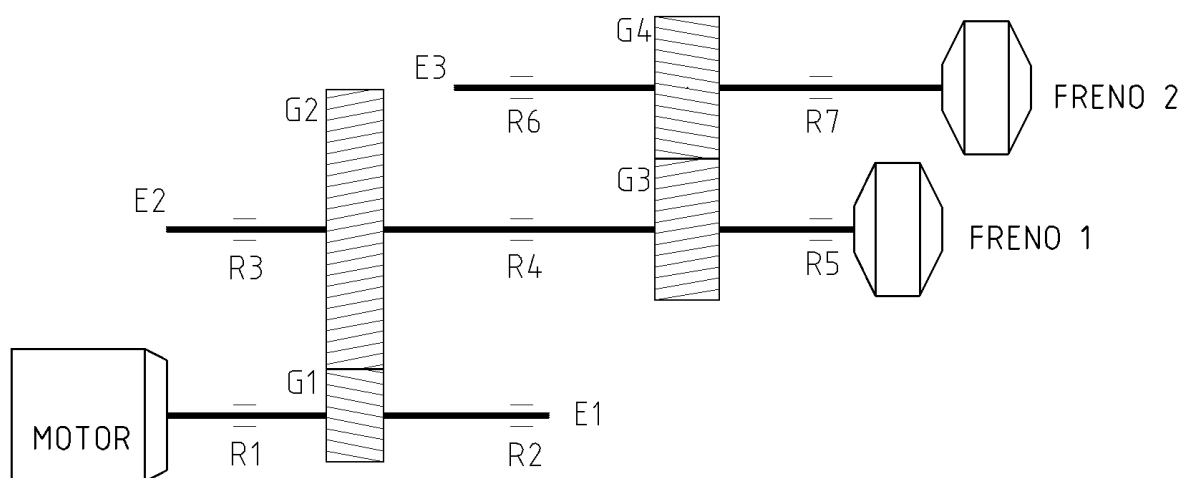


Ilustración 2. Esquema general del banco de ensayos.

El banco está compuesto de tres ejes (uno de entrada y dos de salida) y dos pares de ruedas dentadas helicoidales. El tercer eje dispone de un piñón cónico situado en uno de sus extremos, que actualmente se encuentra en desuso.

En la Ilustración 3 se detallan las dimensiones más representativas del tren de engranajes y la disposición de los elementos que lo integran.

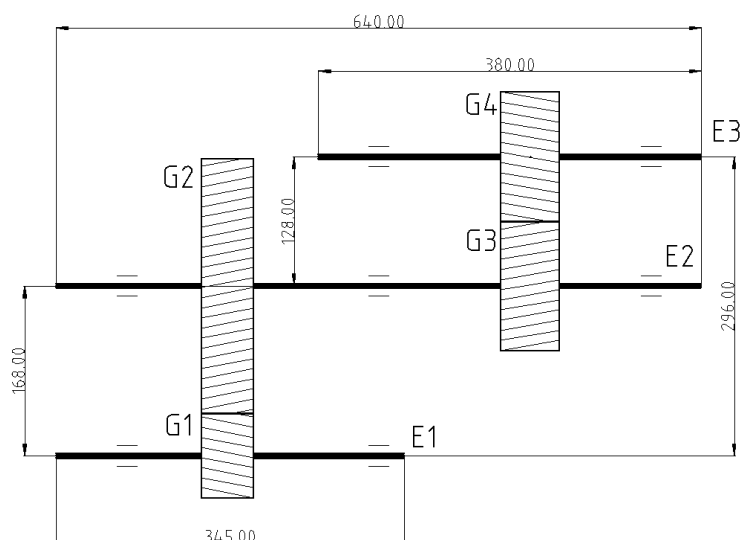


Ilustración 3. Dimensiones del tren de engranajes.

Los soportes de los ejes disponen de orificios para la lubricación de los cojinetes y permiten la colocación de acelerómetros para realizar mediciones de vibraciones y esfuerzos en los apoyos.

La recirculación del aceite se realiza mediante una bomba, que lo recoge de un depósito en el fondo de la bancada y lo envía directamente a los cojinetes y a las zonas de contacto entre engranajes. Para este último caso, es posible variar la orientación de la boquilla por la que se vierte el aceite, en función de la zona que se desee lubricar.

Las condiciones generales de funcionamiento son; una velocidad de giro de 2,94 rad/s con un par de 373,67 Nm en el eje de entrada 1, y de 0,98 rad/s con un par de 1200 Nm en los ejes de salida 2 y 3. La relación de transmisión del reductor es de 1:3 y la eficiencia del mismo se estima en torno al 95%.

2.2 LIMITACIONES DE DISEÑO

La necesidad de reconvertir el banco de ensayos viene motivada por un funcionamiento deficiente del sistema de frenado del mismo. Conformado por dos frenos de disco situados en paralelo, se ideó en principio como un método económico y de ejecución sencilla con el fin de poner el banco de ensayos en uso en un periodo corto de tiempo. Sin embargo, la elevada magnitud de la carga durante el ensayo y la baja velocidad de giro del tren de

engranajes pusieron en evidencia una serie de defectos durante la operación del sistema de frenado.

- Funcionamiento irregular y vibraciones, provocado por el fenómeno stick-slip
- Alta generación térmica, debido a la gran cantidad de energía disipada en el freno, que hace necesario el uso de refrigerante.
- Emisiones de humo y gases procedentes del aceite refrigerante que necesitan ser evacuados mediante un sistema de refrigeración.
- Desgaste prematuro de las pastillas del freno, que puede ocasionar daños en el disco al dejar al descubierto los bulones metálicos que las sujetan.
- Consumo energético elevado, debido a que no es posible recuperar la energía que se disipa en el freno.
- Par máximo durante el ensayo limitado por la potencia del motor

Debido a esta serie de inconvenientes el banco no puede operar de forma efectiva. Se hace necesaria la búsqueda de una nueva configuración que permita eliminar dichos problemas y que incorpore, si es posible, nuevas funcionalidades que permitan ampliar las posibilidades de funcionamiento del banco.

2.2.1 Fenómeno Stick-slip

La irregularidad en el funcionamiento del sistema de frenado y las vibraciones y sacudidas producidas durante el mismo son consecuencia directa del fenómeno stick-slip.

Este fenómeno se produce cuando dos objetos en contacto deslizan y se adhieren, de forma alternativa, debido a un cambio en la magnitud del coeficiente de fricción, ya que de

forma general, el coeficiente de fricción estático es mayor que el coeficiente de fricción dinámico.

Una forma sencilla de modelizar el fenómeno stick-slip aplicado a los frenos de disco se lleva a cabo mediante un sistema simplificado (véase Ilustración 4) de un grado de libertad con amortiguamiento, que desliza sobre una plataforma móvil.

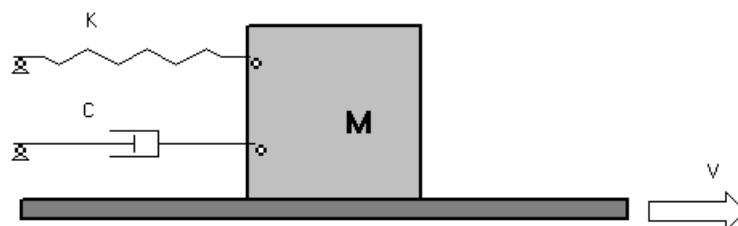


Ilustración 4. Modelo simplificado pastilla-disco.

La masa M representa la pastilla del freno, que desliza sobre el disco de freno representado por la plataforma móvil.

Al aplicar una fuerza de magnitud suficiente para vencer el rozamiento estático a uno de los objetos, éste se acelera súbitamente. El objeto comienza a deslizar y el coeficiente de rozamiento disminuye hasta alcanzar el valor dinámico. A medida que el objeto desliza, disminuye también la fuerza aplicada hasta un valor en el cual ya no es capaz de vencer la fricción dinámica y se produce la parada del objeto, volviendo al punto de partida.

Como resultado, el frenado no se produce de forma suave y a velocidad constante, sino que origina vibraciones, sacudidas y puede provocar ocasionalmente la parada completa del tren de engranajes, pudiendo ocasionar daños en el motor eléctrico.

2.3 DATOS DE LOS ELEMENTOS DEL BANCO

2.3.1 Datos sobre ejes y engranajes

En la Tabla 1 y Tabla 2 se recoge información detallada sobre los ejes y los engranajes que integran el banco de ensayos. La Tabla 2 ofrece, además, información sobre las ruedas de repuesto que se encuentran disponibles.

Tabla 1. Datos de funcionamiento de los ejes [4].

EJES	T (Nm)	POTENCIA (W)	VEL. ANGULAR (Rad/s)
E1	373,67	1100	2,94
E2	1121,00	1100	0,98
E3	1121,00	1100	0,98

Tabla 2. Datos sobre las ruedas del tren de engranajes [4].

Rueda	Nº de ruedas de repuesto disponibles	Diámetro primitivo D_P (mm)	Nº Dientes z	Módulo m (mm)	Ángulo hélice β (°)	Ángulo presión α (°)	Tallado	Ancho (mm)
G1	1	84	20	4	17,7527	20	Derechas	52
G2	0	264	60	4	17,7527	20	Izquierdas	52
G3	1	128	31	4	14,3615	20	Izquierdas	58
G4	1	128	31	4	14,3615	20	Derechas	58

2.3.2 Características del motor

El banco de ensayos se encuentra equipado con un conjunto moto-reductor trifásico del fabricante Danfoss Bauer, cuyas características se detallan en la Tabla 3.

Tabla 3. Características técnicas del motor [4].

	MOTO-REDUCTOR
FABRICANTE	Danfoss Bauer
MODELO	BG-50/11D09SA4-TF-K311
POTENCIA NOMINAL	1,1 kW
VELOCIDAD DE ENTRADA (MOTOR)	1400 r.p.m
VELOCIDAD DE SALIDA (REDUCTOR)	30 r.p.m
PAR TORSOR	350 N·m
TENSIÓN DE CONEXIÓN	400 V Y
REDUCCIÓN TOTAL	47,02

El motor incorpora un variador de frecuencia para regular la velocidad de giro del mismo (véase Tabla 4). El control del variador de frecuencia se puede llevar a cabo a través de un PC mediante el software VLT-Dialog, proporcionado por el fabricante Danfoss. La conexión del variador de frecuencia al ordenador se realiza por medio de un convertidor de RS-232 a RS-485.

Tabla 4. Características técnicas del variador de frecuencia.

	VARIADOR DE FRECUENCIA
MODELO	EtaDrive K311
FRECUENCIA DE RED	50 Hz
TENSIÓN DE CONEXIÓN	3 x 380 ÷ 480 ± 10% V AC
INTENSIDAD DE CONEXIÓN	2,5 ÷ 2,0 A
PAR CONSTANTE	260 Nm
INTENSIDAD DE CARGA	2,7 A

El acoplamiento entre el motor y el eje de entrada del banco se realiza por medio de una cadena dentada, que posibilita la transmisión de potencia tras introducir desalineamientos o excentricidades en los ejes.

2.3.3 Características del sistema de frenado

Debido a su simplicidad y bajo coste, el frenado se realiza por medio de dos frenos de disco situados en los dos ejes de salida, de manera que el par torsor se reparte uniformemente entre ambos (Ilustración 5).



Ilustración 5. Sistema de frenado del banco.

Cada freno se acciona neumáticamente. Introduciendo aire a presión en una cámara, se consigue desplazar un pistón equipado con tres pastillas de freno, presionando el disco solidario al eje de salida. Este disco es a su vez presionado por su cara posterior por otras tres pastillas, fijas al chasis del propio freno, de modo que existe fricción en las dos caras del disco (Ilustración 6).

La estanqueidad entre el cilindro y la cámara se garantiza por medio de una junta tórica convenientemente lubricada. Las pastillas se fijan al cilindro y al bastidor del freno mediante bulones.

Al ser el espacio entre los dos ejes de salida limitado, los dos frenos no se sitúan a la misma altura, sino uno desplazado respecto del otro, de modo que no interfieran entre sí.

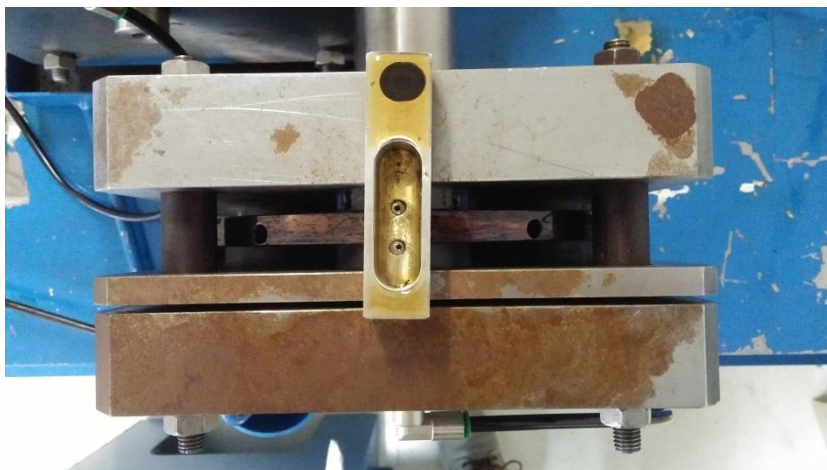


Ilustración 6. Detalle del freno de disco.

Debido a la alta generación de calor, se hace necesaria la refrigeración del freno mediante aceite. De este modo, el conjunto se encuentra enclaustrado en una cubierta que evita las fugas de aceite y permite la evacuación, por medio de un extractor, de los humos y gases derivados de las altas temperaturas de funcionamiento. El acoplamiento de los frenos a cada eje de salida incorpora sendas barreras térmicas, para evitar la transmisión de calor al conjunto reductor del banco de ensayos.

2.3.4 Características del soporte del banco

El soporte sobre el cual se sustenta el banco, ver Ilustración 7, está realizado en acero St-37. Presenta cierta flexibilidad, permitiendo realizar cambios en el diseño del banco de forma relativamente sencilla. Incorpora además, un soporte extra para la colocación del motor a la entrada del engranaje cónico.



Ilustración 7. Soporte del banco de ensayos.

Como se ha comentado anteriormente, su interior se encuentra hueco y alberga el depósito de aceite que forma parte del circuito de recirculación de lubricante.

Para evitar la propagación de vibraciones, como consecuencia del funcionamiento del banco, la bancada se encuentra convenientemente aislada del suelo.

2.3.5 Seguridad y protección ante riesgos

El banco de ensayos presenta peligros inherentes de tipo mecánico derivados de la existencia de elementos rotativos y móviles, que pueden provocar atrapamientos, golpes y diversas lesiones en el operario. Para minimizar en la medida de lo posible estos riesgos, tanto el tren de engranajes como los frenos se encuentran encerrados mediante sendas carcasas de acero y metacrilato que cumplen la función de pantallas protectoras.

3. PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1 DISPOSICIÓN DIRECTA CON FRENADO POR RALENTIZADOR ELÉCTRICO

3.1.1 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO

El ralentizador eléctrico, o freno de inducción, es un dispositivo que disipa la energía de frenado generando corrientes parásitas o de Foucault. Se utiliza, de forma general, en vehículos pesados como un sistema de apoyo a los frenos convencionales.

Se compone de dos partes principales:

- El estator, es la parte fija y cumple el papel de inductor. Está formado por varias bobinas, que producen campos electromagnéticos cuando las atraviesa una corriente eléctrica.
- El rotor, es la parte móvil y cumple la función de inducido. Está construido con un material conductor. En él se generan corrientes parásitas cuando lo atraviesan los campos magnéticos generados, por el estator, mientras se está en movimiento. Su función es la de disipar la energía cinética en forma de calor.

Las corrientes parásitas aparecen cuando un conductor se encuentra bajo la influencia de un campo magnético variable. En el ralentizador eléctrico, la variación en dicho campo magnético se produce debido al movimiento de los rotores. Estas corrientes originan la aparición de fuerzas que se oponen a la rotación del rotor, lo que se traduce en un par de frenado. La energía se disipa en forma de calor, que aumenta gradualmente a medida que se produce el frenado.

La principal ventaja del ralentizador eléctrico es que opera sin rozamiento, lo que se traduce en un desgaste prácticamente nulo y una operación más silenciosa. No precisa mantenimiento y sus dimensiones permiten colocar varios ralentizadores en tándem, pudiendo aprovechar la disposición actual, en el banco de ensayos, de los frenos de disco.

Su uso se extiende también a los bancos de ensayos de vehículos, ya que permite una medición de la potencia de manera estable, regulando la carga variando la corriente que circula por las bobinas [8], [9].

3.1.2 SELECCIÓN DEL RALENTIZADOR

Antes de proceder a la selección del ralentizador, para el banco de ensayos, deben estudiarse las distintas alternativas de diseño adecuadas a la disposición actual del mismo.

- **Frenado en un único eje.** Se emplearía únicamente un ralentizador situado en el eje de salida nº 3. Deberá generar un par de 1200 Nm a 0,98 rad/s. Pese a que las condiciones de trabajo son más exigentes, esta alternativa presenta la ventaja de no estar sujeta a restricciones de espacio, ya que no interfiere con ningún elemento del banco.
- **Frenado en dos ejes.** La carga se introduciría en el sistema por medio de dos ralentizadores, situados cada uno en los ejes nº 2 y 3 del banco. Al trabajar de forma paralela, cada uno de ellos deberá proporcionar la mitad del par máximo total, es decir, 600 Nm a 0,98 rad/s. Para optimizar el espacio disponible se colocan en tándem, desplazado axialmente uno respecto del otro. De esta forma, es posible además aprovechar la distribución actual de los frenos de disco, que presentan esta misma característica.

Como principal desventaja están las restricciones de espacio. El radio máximo del ralentizador deberá ser inferior a la distancia entre los ejes nº 2 y 3, o de otra forma interferirá con ellos.

En resumen, los requisitos principales que se deberán cumplir son:

1. Par máximo en torno a los 600 – 1200 Nm.
2. Velocidad de funcionamiento $\approx 0,98$ rad/s
3. Dimensiones inferiores a la distancia entre ejes ≈ 162 mm. (Únicamente en el caso de frenado en ambos ejes).

Teniendo en cuenta los requerimientos anteriores, escogemos un ralentizador del fabricante Frenelsa modelo F16-GR EL cuyas características se recogen en la Tabla 5:

Tabla 5. Características técnicas del ralentizador [8].

Fabricante	FRENELSA		Modelo	F16-GR EL	
Características eléctricas		Características mecánicas		Peso	
Tensión nominal	192 V	Par máximo transmisible	1700/2300 mkg	Peso de los rotores	124 Kg
Resistencia total	8,8 Ω	Velocidad de giro máxima	5000 rpm	Peso del estátor	281 Kg
Consumo total	22 A	Inercia del rotor	4,80 Kgm²	Peso total	405 Kg

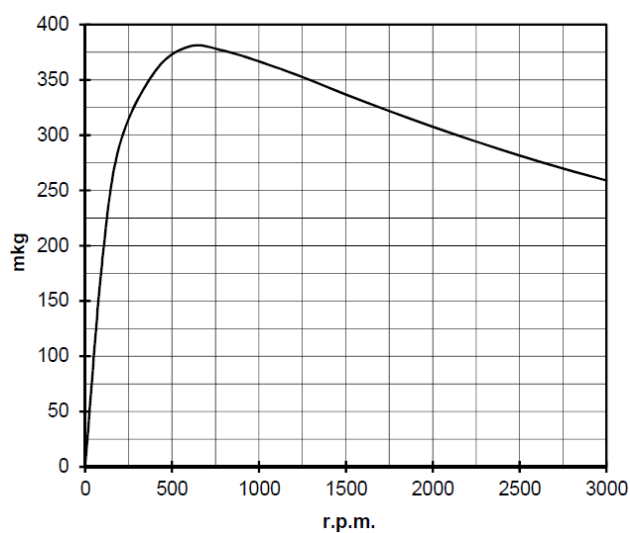


Ilustración 8. Curva de par-revoluciones [8].

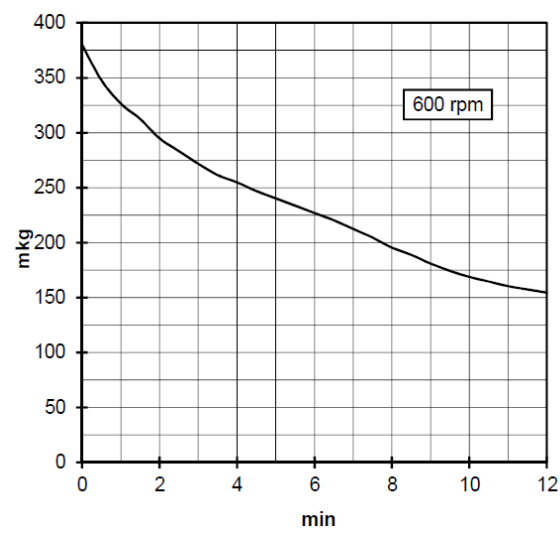


Ilustración 9. Curva de par-tiempo [8].

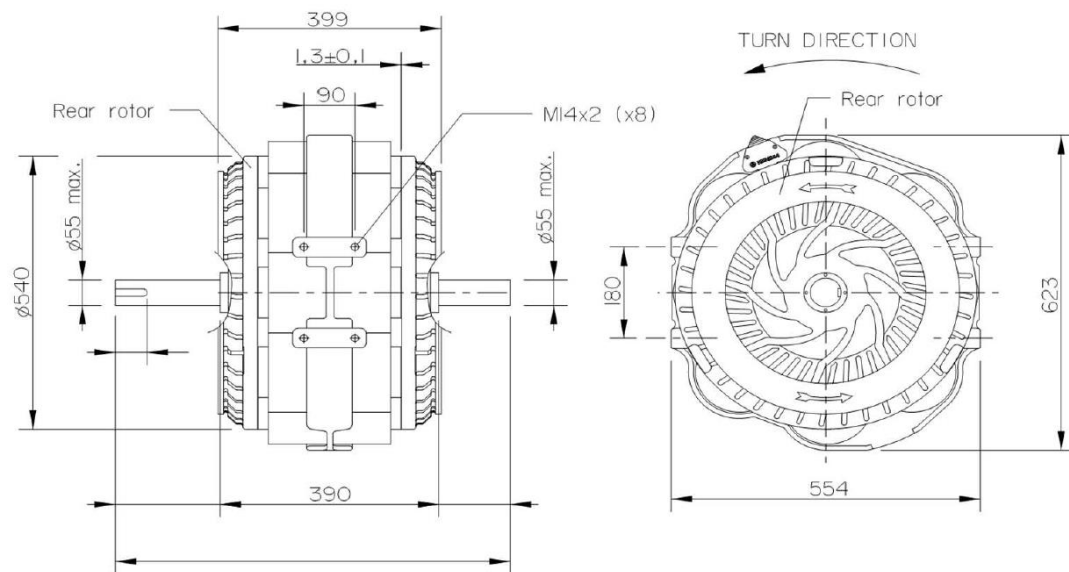


Ilustración 10. Dimensiones del ralentizador [8].

3.1.3 CONCLUSIONES

Tras escoger el modelo de ralentizador que más se adecua a los requisitos de diseño y evaluar sus características, llegamos a las siguientes conclusiones:

- Pese a que la exigencia de potencia es baja comparada con la capacidad del ralentizador, la solicitud de par en el banco de ensayos se produce a muy bajas revoluciones. El ralentizador puede generar un par máximo de 3800 Nm a 600 rpm, no obstante el fabricante estima que a la velocidad de funcionamiento del banco (9,358 rpm) el par generado se encuentra en torno a los 300 Nm.
- Se debe tener en cuenta el calentamiento de las bobinas del estator debido a la corriente que las atraviesa, lo que dará lugar a que el par vaya disminuyendo desde el inicio del ensayo. Al hacerse necesaria la refrigeración, no ofrece una ventaja frente al disco de freno en este apartado.
- Las elevadas dimensiones y el peso del ralentizador suponen un serio inconveniente a la hora de plantear el montaje y la instalación del mismo en el banco, ya que supondría una reconstrucción completa de la bancada. Por este mismo motivo, se descarta la disposición de dos ralentizadores en paralelo.

Al no cumplir los requerimientos de par y exceder en dimensiones y peso los requisitos de diseño planteados en un inicio, se desechará la alternativa de reconversión del banco de ensayos mediante disposición directa con frenado por ralentizador eléctrico.

3.2 RECIRCULACIÓN DE POTENCIA MECÁNICA

3.2.1 Descripción de la alternativa

Los bancos de ensayos de engranajes con recirculación de energía mecánica se agrupan dentro de las disposiciones con recuperación de energía y están compuestos, al menos, por dos ejes paralelos formando un circuito cerrado, unidos por dos pares de engranajes con la misma relación de transmisión. El sistema se carga introduciendo un par torsor en uno de los ejes, ya sea por medios mecánicos o hidráulicos. Frente al diseño actual del banco estudiado, de disposición directa, la reconversión del mismo a un sistema con recirculación de energía eliminaría los problemas derivados del sistema de frenado, de disco, aumentaría la capacidad de carga del banco y al no depender ésta de la potencia del motor reduciría significativamente el consumo energético y los costes de operación.

Uno de los diseños para bancos ensayos de engranajes con recirculación de energía mecánica más empleados en la actualidad es el banco de ensayos de Ryder [1]. Es más simple que los sistemas hidráulicos, precisa un menor mantenimiento y por consiguiente, supone una alternativa más económica. Debido a esta serie de ventajas, se desarrollará como alternativa para la reconversión de nuestro banco.

3.2.2 Principios de funcionamiento

El diseño planteado para la reconversión del banco de ensayos del Departamento de Ingeniería Estructural y Mecánica está basado en el sistema de E. A. Ryder. Concebido en 1946 como nuevo método para ensayar engranajes de alta velocidad, en el campo de la aeronáutica, basado en la disposición four-square, introduce una serie de cambios que permiten reproducir diferentes condiciones de funcionamiento en los especímenes en ensayo, pudiendo provocar fallos debidos tanto a la resistencia mecánica del material (rotura de dientes, pitting) como a los efectos debidos al contacto entre superficies (abrasión, galling, scoring). Permite evaluar, además, la influencia de la lubricación en la resistencia a fatiga de los engranajes en función de la viscosidad, el flujo y temperatura del aceite.

El banco de ensayos de Ryder está formado por dos pares de engranajes con la misma relación de transmisión, unidos entre sí mediante dos ejes, formando un lazo de potencia cerrado. El par de engranajes a ensayar son de pequeñas dimensiones y dientes rectos,

mientras que el par de engranajes helicoidales y de mayor tamaño forman parte del banco y son irremplazables (tren de reenvío).

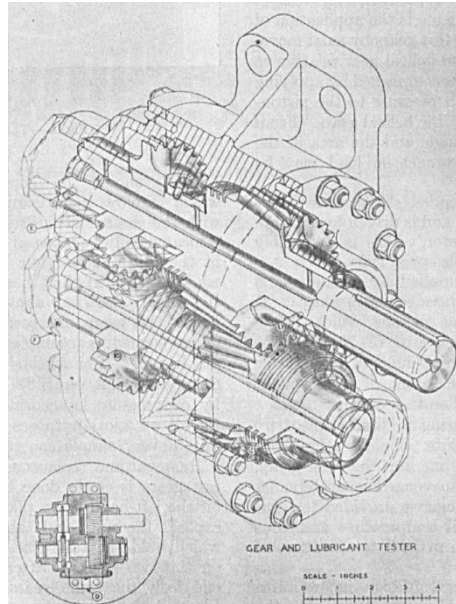


Ilustración 11. Banco de ensayos de Ryder. [1]

El momento torsor de ensayo se introduce desplazando una de las ruedas helicoidales en la dirección axial por medio presión hidráulica, quedando de esta forma el sistema cargado, y es posible variarlo durante el ensayo controlando la magnitud de la fuerza axial.

De esta forma, el motor debe proporcionar únicamente la potencia necesaria para suplir las pérdidas por rozamiento, y la carga tangencial en los engranajes puede calcularse con precisión suficiente a partir del ángulo de hélice, la presión hidráulica y el área de aplicación de la misma.

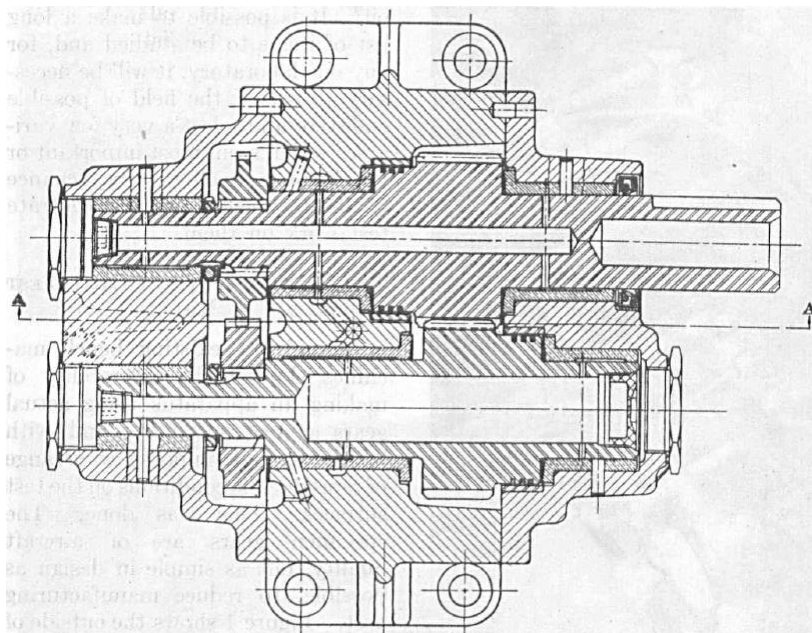


Ilustración 12. Ibidem Ilustración 7.

Durante los ensayos de fatiga, el desgaste superficial de los engranajes se determina deteniendo el banco de ensayos a intervalos regulares e inspeccionando con un microscopio, a través de unos orificios practicados para tal fin, la severidad del desgaste por pitting en los dientes. Las ruedas se giran manualmente y la magnitud del daño en cada diente se compara visualmente con una muestra de referencia.

Debido su sencillez de diseño y versatilidad, el banco de ensayos de Ryder continúa siendo empleado hoy día.

3.2.3 Adaptación del diseño al banco de ensayos

3.2.4 Tanto el sistema de Ryder como la mayoría de bancos de ensayos basados en la disposición four-square están compuestos por dos ejes y dos pares de ruedas, con relación de transmisión. Este diseño simplificado, véase

Ilustración **13**, permite ensayar únicamente uno de los pares de engranajes, cumpliendo el otro la función de tren de reenvío.

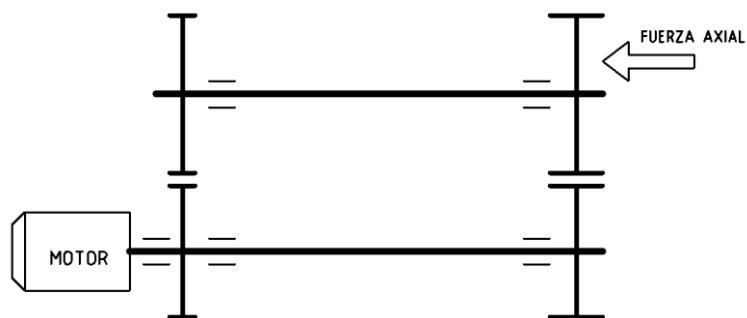


Ilustración 13. Esquema simplificado de un diseño con recirculación de energía.

Sin embargo, el banco del DIEM, véase Ilustración 14, se compone de tres ejes y dos pares de engranajes con distinta relación de transmisión. Se busca, además, someter a ensayo a ambos pares de engranajes, de modo que para crear un lazo de potencia cerrado se deberá diseñar un tren de engranajes de reenvío que conecte los ejes 1 y 3.

Dicho tren de reenvío deberá tener la misma relación de transmisión que el tren de engranajes original. Estará compuesto por tres ruedas dentadas helicoidales, dos de ellas fijas a los ejes 1 y 3 y con un número de dientes proporcional a G_1 y G_2 . El tercer piñón cumple la función de rueda intermedia y permite, mediante la aplicación de una fuerza axial en la misma, introducir la carga en el sistema tal y como ocurre en el banco de ensayos de Ryder.

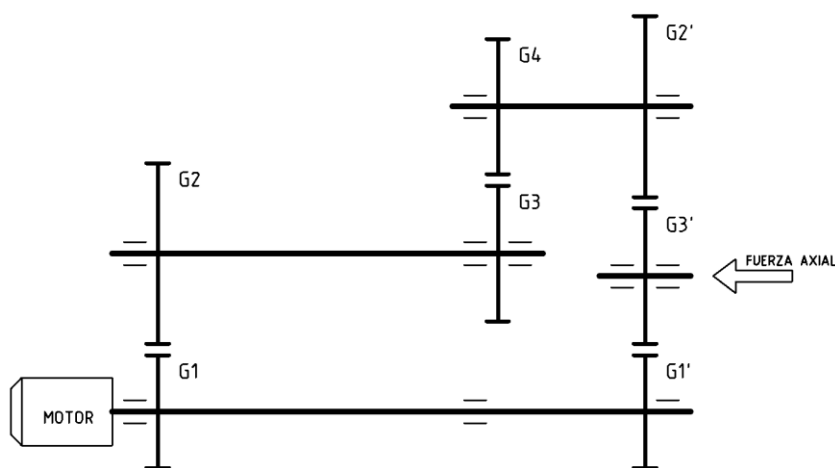


Ilustración 14. Adaptación del diseño con recirculación de energía a nuestro banco.

De esta forma, las ruedas G1 a G4 serían los especímenes de ensayo y las ruedas G1' a G3' formarían parte del tren de reenvío. Mediante este diseño es posible adaptar nuestro banco de ensayos al diseño de Ryder, sin modificar sustancialmente el tren de engranajes existente y pudiendo aprovechar el espacio actualmente ocupado por los frenos de disco para situar el tren de engranajes de reenvío.

Se deberán dimensionar las ruedas de reenvío a efecto de que resistan la carga de ensayo sin sufrir daños, ya que estas son irremplazables y forman parte del propio banco de ensayos. De forma inversa, se comprobará la capacidad resistente de las ruedas de ensayo a fin de que puedan presentar daños sin tener que aplicar una carga excesiva, ya que el objetivo del banco es simular los defectos y fallos que pueden ocasionarse en una transmisión de engranajes de estas características.

3.2.5 Conclusiones

Tras analizar la alternativa propuesta y estudiar su adaptabilidad a nuestro banco de ensayos, podemos llegar a las siguientes conclusiones:

- El diseño con recirculación de potencia mecánica permite aumentar la carga de ensayo hasta valores teóricos muy elevados, ya que el motor eléctrico solamente deberá aportar la energía asociada a las pérdidas. Cumplimos, de esta forma, el objetivo de aumentar el par de ensayo. El límite para la carga máxima real vendrá determinado por la resistencia de los elementos del banco.
- Debido a que la energía aportada por el motor es mucho menor, se consigue un ahorro energético que va a permitir operar el banco de forma más económica.
- Al prescindir del sistema de frenado de disco se eliminan todos los problemas derivados del mismo, como son la alta generación térmica o la irregularidad de funcionamiento. El sistema de extracción de humos y la refrigeración por aceite resultan innecesarios. De este modo, hemos cumplido con el objetivo de eliminar los problemas producidos por el freno de disco.

- Como contrapartida, es necesario diseñar y construir un tren de engranajes de reenvío que conecte los ejes E1 y E3, así como un montaje que permita desplazar la rueda intermedia G3' e introducir la carga en el sistema.

Teniendo esto en cuenta, se puede concluir que el sistema con recirculación de potencia mecánica no sólo cumple con los requisitos marcados sino que además, aporta una serie de ventajas que lo hacen idóneo para acometer la reconversión de nuestro banco de ensayos. Por lo tanto, se seleccionará esta alternativa y se desarrollará a lo largo del proyecto.

4. DESARROLLO DE LA ALTERNATIVA

4.1 DISEÑO DEL TREN DE REENVÍO. SELECCIÓN DE OPCIONES

Una vez fijados los requisitos de diseño, se procede a dimensionar el tren de engranajes de reenvío (ver Ilustración 15). Para evitar una elevada carga axial que dificulte el desplazamiento de la rueda intermedia, se deberá escoger un valor de ángulo de hélice no demasiado elevado. De lo contrario, el empuje a aplicar podría ser excesivo. Se estudiará también la posibilidad de colocar el piñón intermedio con su eje desplazado respecto de los ejes E1 y E2.

En resumen, se trabajará con las siguientes condiciones:

- Distancia entre ejes: 296 mm.
- Relación de transmisión: $i = 1:3$
- Reenvío con tres ruedas, para invertir el sentido de giro.
- Número límite de dientes $Z \approx 18$
- Diámetro máximo de la rueda ≈ 310 mm.

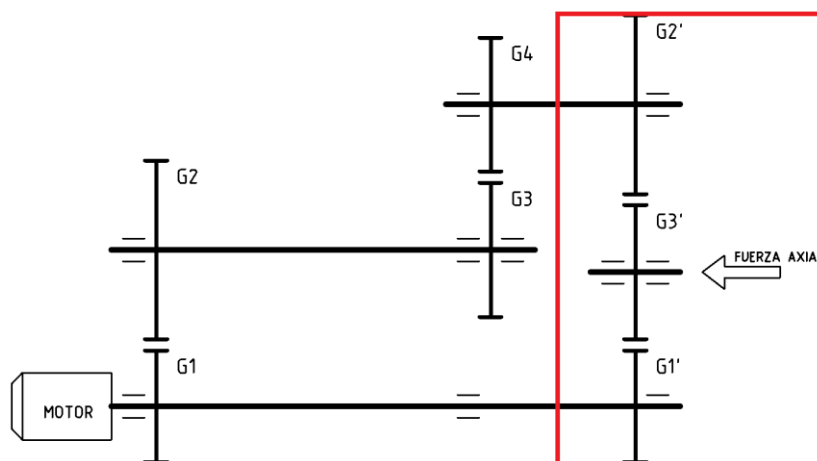


Ilustración 15. Esquema del tren de reenvío planteado.

A continuación, se detallan las alternativas propuestas en función de los requisitos anteriores. Siendo G1' y G2' el piñón y la corona respectivamente, y G3' el piñón intermedio. Se han propuesto varias opciones de diseño con el fin de estudiar el aprovechamiento de las ruedas de repuesto que se encuentran disponibles.

4.1.1 Opción N° 1: Ejes alineados, reutilizando el piñón G1

Este diseño permite el aprovechamiento del piñón de repuesto G1 como G1'. Es necesario construir las ruedas G2' y G3', con el mismo ángulo de hélice que G1, véase Ilustración 16. Como contrapartida, este ángulo de hélice puede resultar demasiado elevado e inducir una fuerza axial demasiado alta en la rueda intermedia. Los datos se encuentran contenidos en la Tabla 6.

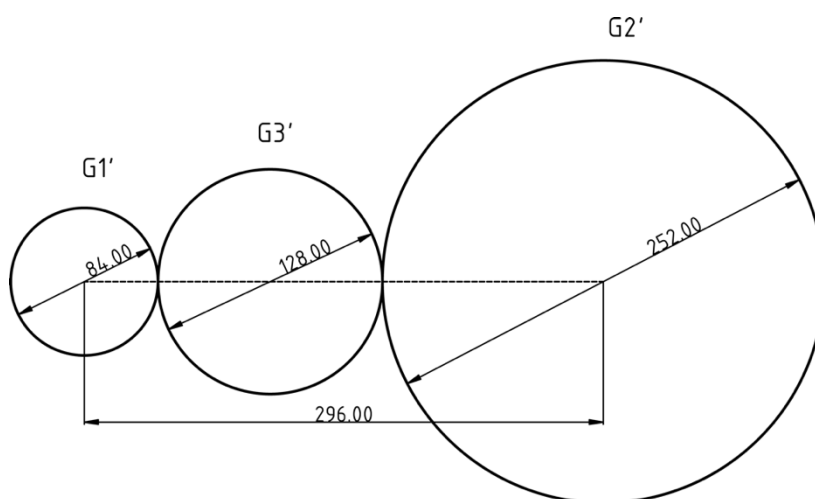


Ilustración 16. Dimensiones del tren de engranajes para la Opción N° 1.

Tabla 6. Datos de engranajes para la Opción N° 1.

	N° de dientes Z	Módulo m (mm)	Ángulo de hélice β	Diámetro primitivo D_p (mm)	Tallado de los dientes
G1'	20	4	17,75	84	Derechas
G2'	60	4	17,75	252	Derechas
G3'	31	4	17,75	128	Izquierdas

4.1.2 Opción N° 2: Ejes desplazados, reutilizando los piñones G3 y G4

El diseño permite aprovechar los piñones de repuesto G3 y G4 que se encuentran disponibles, a modo de G1' y G3'. Únicamente será necesario construir la rueda G2', con el mismo ángulo de hélice que G3. La rueda intermedia G3' se encuentra desplazada verticalmente respecto de G1' y G2' para mantener la distancia entre ejes exigida, véase Ilustración 17.

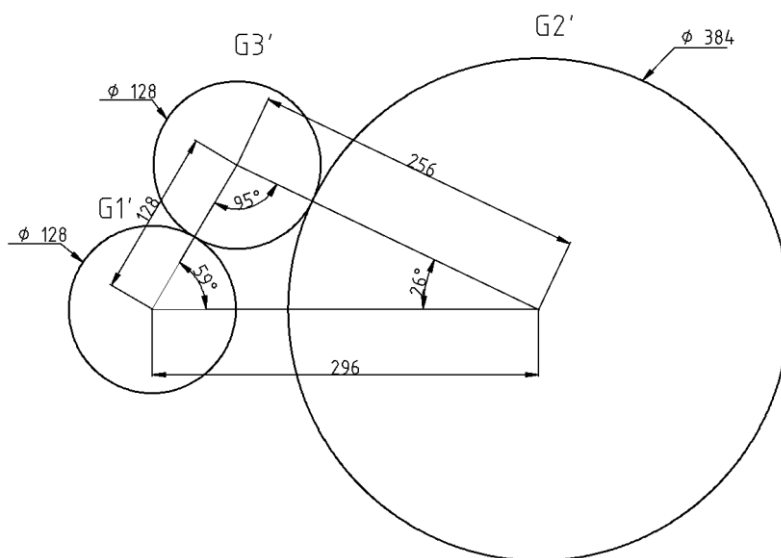


Ilustración 17. Dimensiones del tren de engranajes para la Opción N° 3.

Pese a que esta alternativa es ventajosa desde el punto de vista económico al reutilizar dos de los piñones disponibles, presenta como desventaja el elevado diámetro de la rueda G2', que puede interferir con otros elementos del banco de ensayos. Los datos se recogen en la Tabla 7.

Tabla 7. Datos de engranajes para la Opción N° 2.

	N° de dientes Z	Módulo m (mm)	Ángulo de hélice β	Diámetro primitivo D_p (mm)	Tallado de los dientes
G1'	31	4	14,36	128	Izquierdas
G2'	60	4	14,36	384	Izquierdas
G3'	31	4	14,36	128	Derechas

4.1.3 Opción N° 3: Ejes alineados, reutilizando la corona G2

Similar a la opción n° 1, este diseño emplea la corona G2, instalada actualmente en el banco, a modo de G2'. Será necesario construir las ruedas G1' y G3', así como una nueva corona G2 como rueda de ensayo, véase Ilustración 18

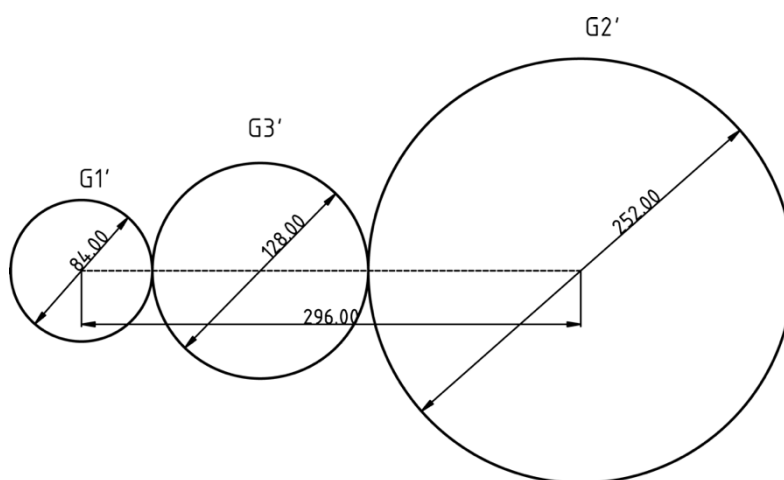


Ilustración 18. Dimensiones del tren de engranajes para la Opción N° 3.

Esta alternativa tiene sentido únicamente si se tiene previsto sustituir las ruedas G1 a G4 por otras de menor resistencia, a efectos de poder reproducir fallos y defectos en las mismas durante el ensayo. De nuevo, el ángulo de hélice puede resultar excesivo ya que generaría una fuerza axial demasiado elevada. Los datos se recogen en la Tabla 8.

Tabla 8. Datos de engranajes para la Opción N° 3.

	N° de dientes Z	Módulo m (mm)	Ángulo de hélice β	Diámetro primitivo D_p (mm)	Tallado de los dientes
G1'	20	4	17,75	84	Izquierdas
G2'	60	4	17,75	252	Izquierdas
G3'	31	4	17.75	128	Derechas

4.1.4 Opción N° 4: Ejes alineados, sin reaprovechamiento de ruedas

Este diseño no utiliza ninguna de las ruedas que se encuentran disponibles actualmente, por lo que sería necesario construir el tren de reenvío de forma íntegra. Sin embargo, tiene la ventaja de que permite escoger los parámetros de diseño (módulo, ángulo de hélice, etc.) de forma libre, al no depender de ningún piñón ya existente.

Se escoge un ángulo de hélice $\beta=14^\circ$, para reducir los esfuerzos axiales en la rueda intermedia.

Para las ruedas G1' y G2', se ha escogido un número de dientes distinto al de las ruedas de G1 y G2, véase Tabla 9, con el fin de sus frecuencias de engrane no coincidan con las de los engranajes de ensayo, lo que dificultaría la toma de datos y la medida de vibraciones. Como consecuencia, su diámetro es sensiblemente superior pero dentro de los límites exigidos.

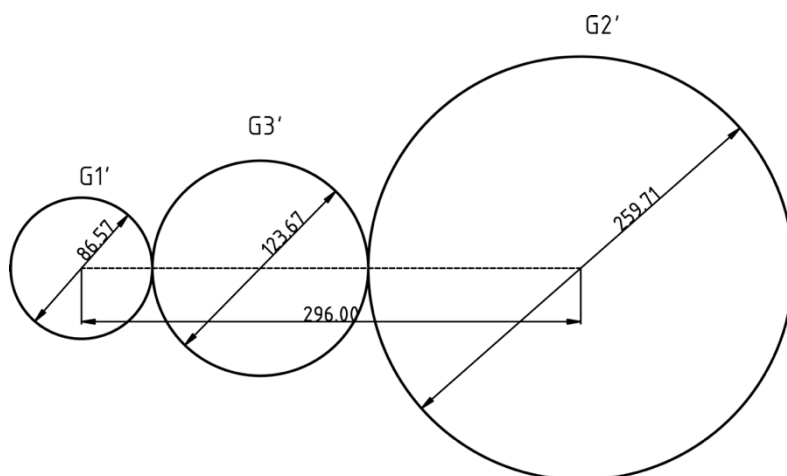


Ilustración 19. Dimensiones del tren de engranajes para la Opción N° 4.

Tabla 9. Datos de engranajes para la Opción N° 4.

	N° de dientes Z	Módulo m (mm)	Ángulo de hélice β	Diámetro primitivo D_p (mm)	Tallado de los dientes
G1'	21	4	14	86,57	Derechas
G2'	63	4	14	259,71	Derechas
G3'	30	4	14	123,67	Izquierdas

4.2 SELECCIÓN DE OPCIONES Y CONCLUSIONES

Tras plantear cuatro diseños diferentes para acometer el dimensionado del tren de reenvío y teniendo en cuenta los requisitos planteados al inicio, se ha procedido a escoger la alternativa nº4. Los motivos expuestos son los siguientes:

- Libertad a la hora de escoger los parámetros de diseño, al no estar sujetos a ninguna rueda ya existente.
- Posibilidad de variar el número de dientes del piñón y la corona para que sus frecuencias de engrane no coincidan con las de sus ruedas análogas de ensayo, G1 y G2.
- Se estima que los costes de fabricación del tren de reenvío completo no son elevados en comparación a los costes derivados de fabricar únicamente dos de las ruedas y reutilizar la restante.

4.3 SELECCIÓN DEL ELEMENTO ENCARGADO DE INTRODUCIR LA CARGA AXIAL

Para introducir la carga axial en la rueda intermedia G3' se ha optado por un gato del fabricante ZINKO, modelo ZMJ 5-P, de baja altura y con capacidad de cinco toneladas.

Tabla 10. Características del gato hidráulico. [14]

	Gato Hidráulico
Fabricante	ZINKO
Modelo	ZMJ 5-P
Carga máxima (T)	5
Altura mínima (mm)	635
Altura máxima (mm)	889
Peso (kg)	3,18

La elección de este elemento viene justificada por los siguientes motivos:

- Sus dimensiones son compactas y permiten su instalación en el banco de forma simple.
- Está equipado con un manómetro diferencial, permitiendo así medir la carga aplicada.
- Puede operar en posición horizontal.
- Su operación es manual, por lo que no precisa de un aporte externo de energía.
- Permite aplicar cargas elevadas para pequeños desplazamientos.

5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] DECKER, K. H. 1975. Elementos de Máquinas. Traducido del alemán por Enrique De Miguel Uñon. 7ª ed. Bilbao: URMO S.A. De Ediciones,
- [2] MIHAILIDIS, A. & NERANTZIS, I. 2005. A New System For Testing Gears Under Variable Torque And Speed. Thessaloniki: Department of Mechanical Engineering, Aristotle University of Thessaloniki.
- [3] RYDER, E. A. 1947. A Gear and Lubricant Tester - Measures Tooth Strength or Surface Effects. ASTM Bulletin, pp 69-73. ISSN 0365-7205.
- [4] SALCINES GARCÍA, O. 2001. Banco de Ensayos para la Simulación de Averías en Reductores de baja Velocidad. A. Fernandez del Rincón (dir.). Trabajo fin de grado, Universidad de Cantabria.
- [5] LÓPEZ PÉREZ, C. A. 2010. Diseño de un Banco de Ensayo de Engranajes Planetarios: Design of a Planetary Gear Test Bench. A. Fernandez del Rincón, F. Viader Rueda (dirs.). Trabajo fin de grado, Universidad de Cantabria. Disponible en: <http://catalogo.unican.es/cgi-bin/abnetopac/O7419/ID15f85c01?ACC=161>
- [6] CRESPO GUTIÉRREZ, A. 2008. Diseño de un Banco de Ensayos de Engranajes: Design of a Gears Test Machine. A. Fernandez del Rincón (dir.). Trabajo fin de grado, Universidad de Cantabria. Disponible en: <http://catalogo.unican.es/cgi-bin/abnetopac/O7491/ID23df020f?ACC=161>
- [7] MOYA RODRÍGUEZ, J. L. & ABREU RUANO, G. 2014. Bancos de Prueba para el Ensayo de Transmisiones por Engranajes. Santa Clara: Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas.
- [8] FRENELSA Retarders. 2016. [Consulta: 8 marzo 2017]. Disponible en: <http://frenelsa.es/es/index.asp>
- [9] TELMA Emission-Free Braking. 2017. [Consulta: 8 marzo 2017]. Disponible en: <http://es.telma.com/produits/fonctionnement>
- [10] THYSSENKRUPP Materiales Ibérica: Aceros de Construcción. 2013. [Consulta: 6 junio 2017]. Disponible en: http://www.thyssen-iberica.es/htm/tabla_construccion.htm

- [11] SWEENEY, P. J. 1995. Transmission Error Measurement and Analysis. R. B. Randall, C. A. Joachim (dirs.). Tesis doctoral. School of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of New South Wales. [Consulta: 15 marzo 2017].
- [12] A. L. CASILLAS. 2009. Máquinas. Cálculos de Taller. Ed. 40. Casillas. ISBN-10: 8440072163
- [13] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARIZATION. 2006. ISO 6336: Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears. Genève: ISO.
- [14] ZINKO Hydraulic Jack. 2017. [Consulta: 15 junio 2017]. Disponible en: <http://zinkojack.com/>

DOCUMENTO N°2: ANEXOS

ÍNDICE

ÍNDICE.....	2
1. ANEXO DE CÁLCULOS	4
1.1 Parámetros geométricos del tren de reenvío.....	4
1.2 Grado de recubrimiento de los engranajes	6
1.3 DETERMINACIÓN DEL PAR MÁXIMO TEÓRICO	8
1.4 DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS EN LOS ENGRANAJES.....	9
1.5 CÁLCULO RESISTENTE DE LAS CHAVETAS	10
1.6 CÁLCULO RESISTENTE DE LOS EJES.....	12
1.6.1 Cálculo del eje E1.....	15
1.6.2 Cálculo del eje E2.....	18
1.6.3 Cálculo del eje E3.....	23
1.6.4 Cálculo del eje del tren de reenvío E3'	26
1.7 CÁLCULO RESISTENTE DE LOS RODAMIENTOS	30
1.8 CÁLCULO RESISTENTE DE LOS ENGRANAJES.....	33
1.8.1 Obtención de la carga en los dientes	33
1.8.2 Resistencia a flexión en el pie del diente	35
1.8.3 Resistencia a la presión en los flancos	40
2. INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS Y DETERMINACIÓN DEL PAR MÁXIMO DE ENSAYO	43
2.1 Identificación del elemento crítico del banco	44
2.2 Cálculo del par máximo de ensayo	44
2.3 Recomprobación de los elementos del banco bajo carga máxima de ensayo.....	45
2.4 Cálculo de la carga axial a aplicar.....	46
2.5 Conclusiones	47
3. EXTRACTOS DE LA HOJA DE CÁLCULO EXCEL	48
2.6 HOJA 1: ENTRADA DE DATOS	48

2.7	HOJA 2: CÁLCULOS	49
-----	------------------------	----

1. ANEXO DE CÁLCULOS

1.1 Parámetros geométricos del tren de reenvío

A continuación, se incluyen los cálculos relativos al dimensionado del tren de reenvío.

Los datos de partida, fijados en la memoria, son:

- $Z_2' = 2 \times Z_1'$
- $Z_1' = 21$
- Distancia entre ejes $b = 296 \text{ mm}$
- Ángulo de hélice $\beta = 14^\circ$
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$
- Módulo $m_n = 4 \text{ mm}$

Para calcular el número de dientes de la rueda intermedia $G3'$, Z_3 , trabajaremos con la ecuación (1).

$$b = \frac{m_n}{2 \cdot \cos(\beta)} \cdot (Z_1' + Z_2' + 2 \cdot Z_3') \quad (1)$$

Siendo:

- b en mm: distancia entre ejes;
- β en °: ángulo de hélice;
- m_n en mm: módulo normal;
- Z_1', Z_2', Z_3' nº de dientes de las ruedas $G1', G2'$ y $G3'$.

Para los valores de b , β , Z_1' , Z_2' y m_n especificados, nos resulta $Z_3' = 29,80 \approx 30$ dientes.

Para el cálculo de los diámetros de los círculos primitivos Dp_1' , Dp_2' y Dp_3' haremos uso de la ecuación (2).

$$Dp = \frac{m_n \cdot Z}{\cos(\beta)} \quad (2)$$

Siendo:

- Dp en mm: diámetro del círculo primitivo;
- m_n en mm: módulo normal;
- Z número de dientes.

El resto de parámetros geométricos se calculan con las ecuaciones (3) a (7).

Altura de cabeza del diente h_a :

$$h_a = m_n \quad (3)$$

Altura del pie del diente h_f :

$$h_f = 1,2 \cdot m_n \quad (4)$$

Diámetro del círculo de cabeza D_{ta} :

$$D_{ta} = D_p + 2 \cdot h_a \quad (5)$$

Diámetro del círculo de pie D_{tf} :

$$D_{tf} = D_p - 2 \cdot h_f \quad (6)$$

Diámetro del círculo base D_{tb} :

$$D_{tb} = D_p \cdot \cos(\alpha) \quad (7)$$

Para el ancho de las ruedas, se ha escogido un valor de 62 mm, con el fin de asegurar su resistencia. Más adelante se comprobará si este valor es adecuado.

Los resultados obtenidos para cada rueda se recogen en la Tabla 1.

Tabla 1. Parámetros geométricos de los engranajes de tren de reenvío.

	m_n (mm)	D_p (mm)	α (°)	β (°)	Z	h_a (mm)	h_f (mm)	D_{ta} (mm)	D_{tf} (mm)	D_{tb} (mm)	B (mm)
G1'	4	86,57	20	14	21	4	4,8	94,57	76,97	81,35	62
G2'	4	259,71	20	14	63	4	4,8	267,71	250,11	244,05	62
G3'	4	123,67	20	14	30	4	4,8	131,67	114,07	116,21	62

1.2 Grado de recubrimiento de los engranajes

Para calcular el grado de recubrimiento ε_y de los engranajes del banco, debemos calcular previamente una serie de parámetros, que se especifican en las ecuaciones (8) a (15).

Segmento de retroceso U_r :

$$U_r = \sqrt{[(Dp_{piñon}/2) + m_n]^2 - [(Dp_{piñon}/2) \cdot \cos(\alpha)]^2} - (Dp_{piñon}/2) \cdot \sin(\alpha) \quad (8)$$

Segmento de aproximación U_a :

$$U_a = \sqrt{[(Dp_{corona}/2) + m_n]^2 - [(Dp_{corona}/2) \cdot \cos(\alpha)]^2} - (Dp_{corona}/2) \cdot \sin(\alpha) \quad (9)$$

Segmento total U_t :

$$U_t = U_r + U_a \quad (10)$$

Ángulo total ζ_t :

$$\zeta_t = \frac{U_t}{(Dp_{piñon}/2) \cdot \cos(\alpha)} \quad (11)$$

Arco total q_t :

$$q_t = \zeta_t \cdot (Dp_{piñon}/2) \quad (12)$$

Recubrimiento como engranajes de dientes rectos ε_α :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{q_t}{\pi \cdot m_n} \quad (13)$$

Recubrimiento debido al ángulo de hélice ε_β :

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_n} \quad (14)$$

Grado de recubrimiento total ε_y :

$$\varepsilon_y = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (15)$$

Siendo:

- $Dp_{\text{piñón}}, Dp_{\text{corona}}$ en mm: diámetros primitivos del piñón y la corona;
- m_n en mm; módulo normal;
- α en °: ángulo de presión;
- β en °: ángulo de hélice;
- b en mm: ancho del engranaje.

Los valores del recubrimiento calculados para cada par de engranajes se encuentran recogidos en la Tabla 2.

Tabla 2. Grado de recubrimiento de cada par de engranajes.

G1 & G2	U_r (mm)	9,265	G1' & G3'	U_r (mm)	9,31
	U_a (mm)	10,582		U_a (mm)	10,61
	U_t (mm)	19,846		U_t (mm)	19,92
	ζ_t (rad)	0,503		ζ_t (rad)	0,49
	q_t (mm)	21,120		q_t (mm)	21,20
	ε_α	1,681		ε_α	1,69
	ε_β	1,262		ε_β	1,16
	ε_y	2,942		ε_y	2,84
G3 & G4	U_r (mm)	9,846	G3' & G2'	U_r (mm)	9,80
	U_a (mm)	9,846		U_a (mm)	10,61
	U_t (mm)	19,692		U_t (mm)	20,41
	ζ_t (rad)	0,327		ζ_t (rad)	0,35
	q_t (mm)	20,956		q_t (mm)	21,72
	ε_α	1,668		ε_α	1,73
	ε_β	1,145		ε_β	1,19
	ε_y	2,812		ε_y	2,92

1.3 DETERMINACIÓN DEL PAR MÁXIMO TEÓRICO

Antes de proceder al cálculo resistente de los diversos elementos que integran el banco de ensayos, se debe fijar un valor de carga máxima teórica en función del rendimiento del mismo. Debido a que el diseño planteado forma un lazo de potencia cerrado, el motor deberá suministrar únicamente la potencia relacionada con las pérdidas de energía en el banco. Conociendo el rendimiento del mismo y la potencia del motor es posible hallar el par máximo teórico.

Para el rendimiento del banco de ensayos en su conjunto, se ha estimado un valor de $\eta = 0,95$.

La potencia máxima del motor, modelo Danfoss Bauer BG-50/11D09SA4-TF-K311, recogida en la Tabla 3 tiene un valor $W_{LOSS} = 1100 \text{ W}$.

Tabla 3. Características del motor.

	MOTO-REDUCTOR
FABRICANTE	Danfoss Bauer
MODELO	BG-50/11D09SA4-TF-K311
POTENCIA NOMINAL	1,1 kW

A partir de la fórmula del rendimiento, podemos determinar la potencia máxima teórica con la que puede operar el banco tomando asumiendo como pérdidas energéticas la potencia del motor.

$$\eta = \frac{W_{MAX} - W_{LOSS}}{W_{MAX}} \cdot 100 = 95\% \quad (16)$$

Resultando $W_{MAX} = 22000 \text{ W}$

Para el cálculo del par máximo teórico en los ejes E1, E2 y E3 se dividirá W_{MAX} entre las velocidades angulares de cada eje.

Para E1, con $\omega_1 = 2,94 \text{ rad/s}$:

$$T_{MAX1} = \frac{W_{MAX}}{\omega_1} \quad (17)$$

Resultando $T_{MAX1} = 7842,99 \text{ Nm}$

Para E2, con $\omega_2 = 0,98 \text{ rad/s}$:

$$T_{MAX2} = \frac{W_{MAX}}{\omega_2} \quad (18)$$

Resultando $T_{MAX2} = 22448,98 \text{ Nm}$

Para E3, con $\omega_3 = 2,98 \text{ rad/s}$:

$$T_{MAX3} = \frac{W_{MAX}}{\omega_3} \quad (19)$$

Resultando $T_{MAX2} = 22448,98 \text{ Nm}$

Los valores obtenidos se encuentran recogidos en la Tabla 4.

Tabla 4. Carga máxima teórica, en función del rendimiento.

Carga máxima teórica (Nm)	Ejes 2 y 3	22448,98
	Eje 1	7482,99

Obtenidos los valores de carga máxima teórica en cada eje, estamos en disposición de calcular la resistencia de los elementos que integran el banco.

1.4 DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS EN LOS ENGRANAJES

Como paso previo a cálculo resistente de ejes, chavetas, rodamientos, etc. es necesario determinar los esfuerzos que produce el par tursor máximo en cada uno de los engranajes del banco, tanto los de ensayo como los pertenecientes al tren de reenvío.

En los engranajes helicoidales, la fuerza que incide sobre cada diente se descompone a su vez en una componente tangencial F_t , una componente axial F_a y una componente

separadora, en la dirección radial, F_s . Para determinar estas fuerzas, hacemos uso de las ecuaciones (20), (21) y (22).

$$F_t = \frac{T_{MAX}}{R} \quad (20)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta_a) \quad (21)$$

$$F_s = F_t \cdot \frac{\sin(\alpha)}{\cos(\beta) \cdot \cos(\alpha_a)} \quad (22)$$

Siendo:

- T_{MAX} en Nm: par máximo;
- R en mm: radio del círculo primitivo;
- β en °: ángulo de hélice;
- β_a en °: ángulo de hélice aparente;
- α en °: ángulo de presión;
- α_a en °: ángulo de presión aparente.

A efectos de cálculo, la diferencia entre ángulos aparentes y reales es despreciable, de modo que trabajaremos con los últimos.

Aplicando las ecuaciones (20), (21) y (22), obtenemos los siguientes resultados para cada par de engranajes, recogidos en la Tabla 5.

	G1 & G2	G3 & G4	G1' & G3'	G3' & G4'
F_t (kN)	178,17	350,76	172,88	172,88
F_a (kN)	57,04	89,81	43,10	43,10
F_s (kN)	68,09	131,79	64,85	64,85

Tabla 5. Esfuerzos en los engranajes.

1.5 CÁLCULO RESISTENTE DE LAS CHAVETAS

En la Tabla 6 se detallan los datos referentes a las chavetas del banco que se utilizarán para llevar a cabo los cálculos. No se ha incluido chaveta de acoplamiento del piñón cónico del eje E3 al encontrarse éste en desuso.

Tabla 6. Datos de las chavetas.

	Chaveta 1	Chaveta 2	Chaveta 3	Chaveta 4	Chaveta 5	Chaveta 6	Chaveta 7	Chaveta 8
Longitud L (mm)	40	50	40	50	80	40	80	40
Ancho b (mm)	8	10	8	14	12	8	14	8
Altura h (mm)	8	4,5	8	10	9	8	10	8
Longitud portante l_t (mm)	32	40	32	36	68	32	66	32
Diámetro del eje D (mm)	25	35	25	48	42	29	50	29

Para proceder al cálculo de las chavetas se trabaja únicamente con la presión en los flancos. Se desprecian los esfuerzos de apriete de las caras superior e inferior de las chavetas con el eje y el cubo, ya que estos esfuerzos son indeterminados y dependen en gran medida de la metrología y las tolerancias de la mecanización. La presión en los flancos se obtiene de la fórmula (23).

$$p = \frac{F_u}{0,5 \cdot h \cdot l_t \cdot i} \quad (23)$$

Siendo:

- p en N/mm²: presión tangencial
- F_u en kN: fuerza tangencial;
- h en mm: altura de la chaveta;
- l_t en mm: longitud portante de la chaveta;
- i número de chavetas.

En la Tabla 7 se encuentran recogidas la fuerza tangencial y la presión resultante de cálculo para cada chaveta, así como el coeficiente de seguridad para un acero ST 60-2 con tensión de rotura $\sigma_b = 700$ MPa.

Tabla 7. Tensiones en las chavetas.

	Chaveta 1	Chaveta 2	Chaveta 3	Chaveta 4	Chaveta 5	Chaveta 6	Chaveta 7	Chaveta 8
Fuerza tangencial F_u (kN)	598,64	427,59	1795,92	935,37	1068,99	1548,21	897,96	1548,21
Presión en los flancos p (MPa)	4676,87	4751,11	14030,61	5196,52	3493,46	12095,36	2721,09	12095,36
cs	0,150	0,147	0,050	0,135	0,200	0,058	0,257	0,058

Pese a que chaveta 3 sería la más solicitada, no se tiene en cuenta ya que el acoplamiento con el motor se realiza actualmente a través de la chaveta 1 del eje E1. No obstante, se ha incluido su cálculo para futuras referencias.

Teniendo esto en cuenta, llegamos a la conclusión de que las chavetas más desfavorables son la 6 y la 8.

1.6 CÁLCULO RESISTENTE DE LOS EJES

Para realizarlos cálculos de resistencia de los ejes, se ha considerado a los mismos como vigas apoyadas en dos o tres puntos (en función del número de soportes de cada eje). Los engranajes helicoidales originan fuerzas tanto en la dirección axial (F_a) como perpendiculares al eje (F_t y F_s). Los ejes se encuentran sometidos también al momento torsor de ensayo (T_{MAX}).

Para el cálculo, se determinarán las reacciones en los apoyos de cada eje, se hallarán las leyes de axiles y momentos flectores y torsores y se calcularán las tensiones de comparación en las secciones críticas de cada eje.

El material de los ejes es un acero F-127 tratado con equivalencia DIN 34CrNiMo6 y límite elástico $\sigma_Y \approx 900 \sim 800$ MPa (en función del diámetro).

Para calcular la resistencia a fatiga σ_G haremos uso de la ecuación (24):

$$\sigma_G = \frac{\sigma_W \cdot b_0}{\beta_{kb} \cdot (1 - R)} \leq k \cdot \sigma_W \quad (24)$$

Siendo:

- σ_G en N/mm^2 : resistencia a la fatiga en la sección de cálculo;
- σ_W en N/mm^2 : resistencia a fatiga del material, ver Tabla 8;
- b_0 factor de acabado superficial;
- β_{kb} coeficiente de entalladura;
- R grado de reposo;
- k límite de resistencia a fatiga, de valor $\approx 2,1$ para tramos con esfuerzo de flexión.

El factor de entalladura se calcula según la ecuación (25):

$$\beta_{kb} = \frac{\alpha_{kb}}{1 + \sqrt{\rho^* \cdot X}} \quad (25)$$

Siendo:

- α_{kb} coeficiente de forma de entalladura, según la figura ();
- ρ^* en mm: radio de entalladura equivalente, según Tabla 8;
- X en mm^{-1} : caída de tensión sufrida, según la ecuación ().

Tabla 8. Resistencia a fatiga del material σ_W y radio ρ^* en función de la tensión de rotura σ_b del acero.

σ_b (N/mm^2)	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
σ_W (N/mm^2)	140	170	190	210	230	270	320	360	410	450	500	550	600
ρ^* (mm)	0,2	0,15	0,12	0,09	0,08	0,06	0,04	0,03	0,025	0,02	0,02	0,015	0,01

La caída de tensión X se calcula según la ecuación (26):

$$X = 2/d + 2/\rho \quad (26)$$

Siendo:

- X en mm^{-1} : caída de tensión sufrida;
- d en mm: diámetro de la sección;
- ρ en mm: radio de redondeo de la base de la entalladura.

Para el cálculo del coeficiente de forma α_{kb} se hace uso de la Ilustración 1.

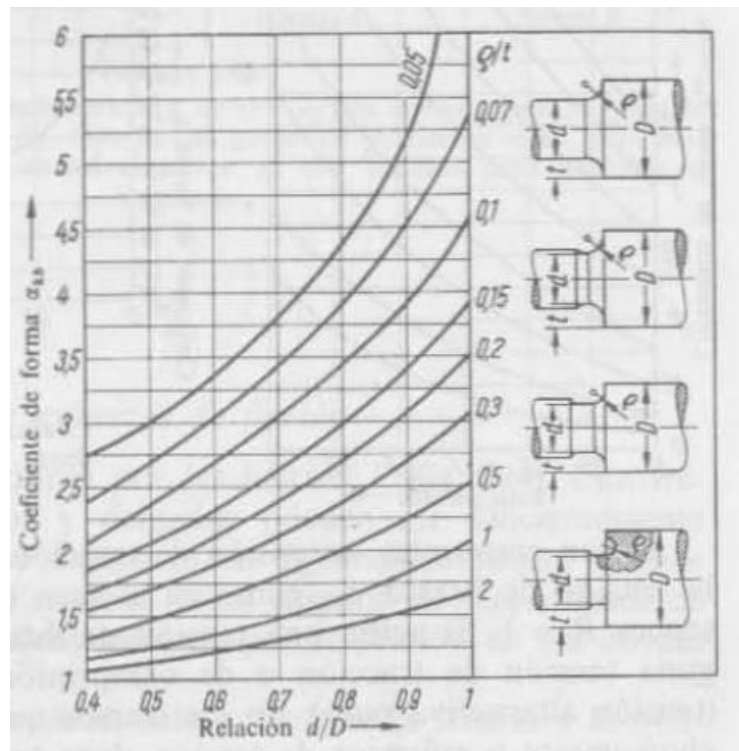


Ilustración 1. Factor α_{kb} en función de d/D y p/t

El grado de reposo R toma el valor indicado por la ecuación (27):

$$R = \sigma_m / \sigma_0 \quad (27)$$

Siendo:

- R grado de reposo;
- σ_0 en N/mm^2 : tensión superior del ciclo de carga;
- σ_m en N/mm^2 : tensión media del ciclo de carga.

La seguridad contra la rotura por fatiga se calcula según la ecuación (28):

$$S_D = \sigma_G / \sigma_V \quad (28)$$

1.6.1 Cálculo del eje E1

El eje E1 se compone de tres soportes y una rueda helicoidal, por lo que se puede asimilar a una viga continua con dos apoyos móviles y uno fijo. Los esfuerzos producidos por el engranaje G1 se encuentran resumidos en la Tabla 9.

Tabla 9. Cargas sobre el eje E1.

	F_{a1} (kN)	F_{t1} (kN)	F_{s1} (kN)	T (Nm)
E1	57,04	178,17	68,09	7482,99

Las reacciones en los apoyos están recogidas en la Tabla 10.

Tabla 10. Reacciones en los apoyos del eje E1.

	F_x (kN)	F_y (kN)	F_z (kN)
Apoyo A	57,04	91,93	35,13
Apoyo B	-	101,20	38,68
Apoyo B'	-	-14,97	-5,72

Para el cálculo de las leyes de esfuerzos, los valores de x positivos se han tomado a partir del apoyo A.

1.6.1.1 Leyes de esfuerzos en el plano XY

- **Para $0 \leq x \leq 100$ (mm)**

$$Q = 91,93 \text{ kN}$$

$$M = 91,93 \cdot x \text{ kNm}$$

$$N = 57,04 \text{ kN}$$

$$T = 7,48 \text{ kNm}$$

- **Para $100 \leq x \leq 250$ (mm)**

$$Q = -86,24 \text{ kN}$$

$$M = 91,93 \cdot x - 178,17 \cdot (x - 0,1) \text{ kNm}$$

$$N = 57,04 \text{ kN}$$

$$T = 7,48 \text{ kNm}$$

- **Para $250 \leq x \leq 500 \text{ (mm)}$**

$$Q = 14,97 \text{ kN}$$

$$M = 14,97 \cdot (0,5 - x) \text{ kNm}$$

$$N = 57,04 \text{ kN}$$

$$T = 7,48 \text{ kNm}$$

1.6.1.2 Leyes de esfuerzos en el plano XZ

- **Para $0 \leq x \leq 100 \text{ (mm)}$**

$$Q = 35,13 \text{ kN}$$

$$M = 35,13 \cdot x \text{ kNm}$$

$$N = 57,04 \text{ kN}$$

$$T = 7,48 \text{ kNm}$$

- **Para $100 \leq x \leq 250 \text{ (mm)}$**

$$Q = -32,97 \text{ kN}$$

$$M = 35,13 \cdot x - 68,09 \cdot (x - 0,1) \text{ kNm}$$

$$N = 57,04 \text{ kN}$$

$$T = 7,48 \text{ kNm}$$

- **Para $250 \leq x \leq 500 \text{ (mm)}$**

$$Q = 5,72 \text{ kN}$$

$$M = 5,72 \cdot (0,5 - x) \text{ kNm}$$

$$N = 57,04 \text{ kN}$$

$$T = 7,48 \text{ kNm}$$

1.6.1.3 Determinación de la tensión de comparación en el plano más solicitado del eje E1

La zona más solicitada corresponde con el plano situado a 426 mm del apoyo A.

Para hallar el cortante y momento flector totales, aplicamos las ecuaciones (29) y (30).

$$Q_{1TOTAL} = \sqrt{Q_y^2 + Q_z^2} \quad (29)$$

$$M_{1TOTAL} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad (30)$$

Siendo:

- M_{1TOTAL} en kNm: momento flector total en la sección de cálculo;
- Q_{1TOTAL} en kN: cortante total en la sección de cálculo;
- M_y, M_z en kNm: momentos en las direcciones Y y Z en la sección de cálculo;
- Q_y, Q_z en kN: cortante en las direcciones Y y Z en la sección de cálculo.

Calculamos las tensiones de tracción-compresión debidas a la flexión (31) y al axil (32), así como las tensiones de cortadura debido al cortante (33) y a la torsión (34).

$$\sigma_{b1} = \frac{M_{1TOTAL}}{W_{B1}} \quad (31)$$

$$\sigma_{c1} = \frac{N_1}{A_1} \quad (32)$$

$$\tau_{v1} = \frac{Q_{1TOTAL}}{A_1} \quad (33)$$

$$\tau_{t1} = \frac{T_1}{W_{t1}} \quad (34)$$

Siendo:

- σ_{B1}, σ_{C1} en N/mm^2 : Tensiones de tracción-compresión debido a momento flector y axil en la sección crítica del eje E1;
- τ_{V1}, τ_{t1} en N/mm^2 : Tensiones de cortadura debido a cortante y torsión en la sección crítica del eje E1;
- W_{b1} en mm^3 : momento resistente de la sección a flexión ($W_b \approx 0,1d^3$);
- W_{t1} en mm^3 : momento resistente de la sección a torsión ($W_t \approx 0,2d^3$);
- A_1 en mm^2 : área de la sección ($A = \pi d^2/4$).

Calculamos la tensión de comparación σ_{v1} según el criterio de rotura de Von Mises, a partir de la expresión (35).

$$\sigma_{v1} = \sqrt{(\sigma_{b1} + \sigma_{c1})^2 + 0,48 \cdot (\tau_{v1} + \tau_{t1})^2} \quad (35)$$

Los valores de tensión calculados, así como la tensión de comparación σ_{v1} y el coeficiente de seguridad S_{D1} se recogen en la Tabla 11.

Tabla 11. Tensiones de cálculo y seguridad a fatiga en la sección crítica del eje E1.

Tensiones en la sección crítica del eje E1										
σ_{B1} (N/mm ²)	σ_{C1} (N/mm ²)	τ_{V1} (N/mm ²)	τ_{t1} (N/mm ²)	σ_{v1} (N/mm ²)						
1735,27	59,28	95,96	872,53	1915,89						
Parámetros del cálculo a fatiga										
σ_w (N/mm ²)	b0 (mm)	ρ (mm)	α_{kb}	ρ^* (mm)	X (mm ⁻¹)	β_{kb}	R	K	t (mm)	d/D
600	0,9	2	2,25	0,01	1,057	2,04	0,03	2,1	7,5	0,7
Resistencia a fatiga σ_{g1} (N/mm ²)										
274,02										
Seguridad contra fatiga S_{d1}										
0,14										

1.6.2 Cálculo del eje E2

El eje E2 se compone de tres soportes y dos ruedas helicoidales, por lo que se puede asimilar a una viga continua con dos apoyos móviles y uno fijo. Los esfuerzos producidos por los engranajes G2 y G3 se encuentran resumidos en la Tabla 12.

Tabla 12. Esfuerzos en el eje E2.

	F_{a2} (kN)	F_{t2} (kN)	F_{s2} (kN)	F_{a3} (kN)	F_{t3} (kN)	F_{s3} (kN)	T_2 (Nm)
E2	57,04	178,17	68,09	89,81	350,77	131,79	22448,98

Las reacciones en los apoyos están recogidas en la Tabla 13

Tabla 13. Reacciones en los apoyos del eje E2.

	F_x (kN)	F_y (kN)	F_z (kN)
Apoyo C	-	62,84	46,20
Apoyo D	146,55	300,43	-36,18
Apoyo E	-	166,03	-73,72

Para el cálculo de las leyes de esfuerzos, los valores de x positivos se han tomado a partir del apoyo C.

1.6.2.1 Leyes de esfuerzos en el plano XY

- **Para $0 \leq x \leq 100$ (mm)**

$$Q = 62,48 \text{ kN}$$

$$M = 62,48 \cdot x \text{ kNm}$$

$$N = 0 \text{ kN}$$

$$T = 0 \text{ kNm}$$

- **Para $100 \leq x \leq 250$ (mm)**

$$Q = -115,68 \text{ kN}$$

$$M = 62,48 \cdot x - 178,17 \cdot (x - 0,1) \text{ kNm}$$

$$N = 57,04 \text{ kN}$$

$$T = 22,45 \text{ kNm}$$

- **Para $250 \leq x \leq 400$ (mm)**

$$Q = 184,75 \text{ kN}$$

$$M = 62,48 \cdot x - 178,17 \cdot (x - 0,1) + 166,03 \cdot (x - 0,25) \text{ kNm}$$

$$N = 89,81 \text{ kN}$$

$$T = 22,45 \text{ kNm}$$

- **Para $400 \leq x \leq 500$ (mm)**

$$Q = -166,03 \text{ kN}$$

$$M = 166,03 \cdot (0,5 - x) \text{ kNm}$$

$$N = 0 \text{ kN}$$

$$T = 0 \text{ kNm}$$

1.6.2.2 Leyes de esfuerzos en el plano XZ

- **Para $0 \leq x \leq 100$ (mm)**

$$Q = 46,20 \text{ kN}$$

$$M = 46,20 \cdot x \text{ kNm}$$

$$N = 0 \text{ kN}$$

$$T = 0 \text{ kNm}$$

- **Para $100 \leq x \leq 250$ (mm)**

$$Q = -21,9 \text{ kN}$$

$$M = 46,20 \cdot x - 68,10 \cdot (x - 0,1) \text{ kNm}$$

$$N = 57,04 \text{ kN}$$

$$T = 22,45 \text{ kNm}$$

- **Para $250 \leq x \leq 400$ (mm)**

$$Q = -58,05 \text{ kN}$$

$$M = 46,20 \cdot x - 68,10 \cdot (x - 0,1) - 73,72 \cdot (x - 0,25) \text{ kNm}$$

$$N = 89,81 \text{ kN}$$

$$T = 22,45 \text{ kNm}$$

- **Para $400 \leq x \leq 500$ (mm)**

$$Q = 73,72 \text{ kN}$$

$$M = 73,72 \cdot (0,5 - x) \text{ kNm}$$

$$N = 0 \text{ kN}$$

$$T = 0 \text{ kNm}$$

1.6.2.3 Determinación de la tensión de comparación en el plano más solicitado del eje E2

La zona más solicitada corresponde con el plano situado a 358,5 mm del apoyo C.

Para hallar el cortante y momento flector totales, aplicamos las ecuaciones () y ().

$$Q_{2TOTAL} = \sqrt{Q_y^2 + Q_z^2} \quad (36)$$

$$M_{2TOTAL} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad (37)$$

Siendo:

- M_{2TOTAL} en kNm: momento flector total en la sección de cálculo;
- Q_{2TOTAL} en kN: cortante total en la sección de cálculo;
- M_y, M_z en kNm: momentos en las direcciones Y y Z en la sección de cálculo;
- Q_y, Q_z en kN: cortante en las direcciones Y y Z en la sección de cálculo.

Calculamos las tensiones de tracción-compresión debidas a la flexión (38) y al axil (39), así como las tensiones de cortadura debido al cortante (40) y a la torsión (41).

$$\sigma_{b2} = \frac{M_{2TOTAL}}{W_{B2}} \quad (38)$$

$$\sigma_{C2} = \frac{N_2}{A_2} \quad (39)$$

$$\tau_{V2} = \frac{Q_{2TOTAL}}{A_2} \quad (40)$$

$$\tau_{t2} = \frac{T_2}{W_{t2}} \quad (41)$$

Siendo:

- σ_{B2}, σ_{C2} en N/mm^2 : Tensiones de tracción-compresión debido a momento flector y axil en la sección crítica del eje 2;
- τ_{V2}, τ_{t2} en N/mm^2 : Tensiones de cortadura debido a cortante y torsión en la sección crítica del eje 2;
- W_{b2} en mm^3 : momento resistente de la sección a flexión ($W_b \approx 0,1d^3$);
- W_{t2} en mm^3 : momento resistente de la sección a torsión ($W_t \approx 0,2d^3$);
- A_2 en mm^2 : área de la sección ($A = \pi d^2/4$).

Calculamos la tensión de comparación σ_{v2} según el criterio de rotura de Von Mises, a partir de la expresión (42).

$$\sigma_{v2} = \sqrt{(\sigma_{b2} + \sigma_{c2})^2 + 0,48 \cdot (\tau_{V2} + \tau_{t2})^2} \quad (42)$$

Los valores de tensión calculados, así como la tensión de comparación σ_{v2} y el coeficiente de seguridad S_{D2} se recogen en la Tabla 14.

Tabla 14. Tensiones de cálculo y seguridad a fatiga en la sección crítica del eje E2.

Tensiones en la sección crítica del eje E2										
σ_{B2} (N/mm ²)	σ_{C2} (N/mm ²)		τ_{V2} (N/mm ²)		τ_{t2} (N/mm ²)		σ_{v2} (N/mm ²)			
1436,67	41,17		139,77		1514,95		1870,38			
Parámetros del cálculo a fatiga										
σ_w (N/mm ²)	b0 (mm)	ρ (mm)	α_{kb}	ρ^* (mm)	X (mm ⁻¹)	β_{kb}	R	K	t (mm)	d/D
600	0,9	2	2,3	0,01	1,047	2,08	0,02	2,1	9	0,7
Resistencia a fatiga σ_{g2} (N/mm ²)										
266,49										
Seguridad contra fatiga S_{d2}										
0,14										

1.6.3 Cálculo del eje E3

Al igual que ocurre con el eje E1, para el eje E3 trabajaremos con una viga isostática biapoyada. Los esfuerzos provocados por la rueda G4 y las reacciones provocadas en los apoyos F y G quedan recogidos en la Tabla 15 y Tabla 16.

Tabla 15. Cargas sobre el eje E3.

	F_{a4} (kN)	F_{t4} (kN)	F_{s4} (kN)	T_1 (Nm)
E3	89,81	350,77	131,79	22448,98

Tabla 16. Reacciones en los apoyos del eje E3.

	F_x (kN)	F_y (kN)	F_z (kN)
Apoyo F	-	140,31	57,72
Apoyo G	89,81	210,46	79,07

Para el cálculo de las leyes de esfuerzos, tomamos valores de x positivos a partir del apoyo F.

1.6.3.1 Leyes de esfuerzos en el plano XY

- **Para $0 \leq x \leq 100$ (mm)**

$$Q = 140,31 \text{ kN}$$

$$M = 140,31 \cdot x \text{ kNm}$$

$$N = 89,81 \text{ kN}$$

$$T = 0 \text{ kNm}$$

- **Para $100 \leq x \leq 250$ (mm)**

$$Q = -210,46 \text{ kN}$$

$$M = -210,46 \cdot (0,25 - x) \text{ kNm}$$

$$N = 0 \text{ kN}$$

$$T = 22,45 \text{ kNm}$$

1.6.3.2 Leyes de esfuerzos en el plano XZ

- **Para $0 \leq x \leq 100$ (mm)**

$$Q = 57,72 \text{ kN}$$

$$M = 57,72 \cdot x \text{ kNm}$$

$$N = 89,81 \text{ kN}$$

$$T = 0 \text{ kNm}$$

- **Para $100 \leq x \leq 250$ (mm)**

$$Q = -79,07 \text{ kN}$$

$$M = 79,07 \cdot (0,25 - x) \text{ kNm}$$

$$N = 0 \text{ kN}$$

$$T = 22,45 \text{ kNm}$$

1.6.3.3 Determinación de la tensión de comparación en el plano más solicitado del eje E3

En este caso, estudiamos el plano más solicitado del eje, que corresponde con el plano situado a 250 mm del apoyo F, sobre el apoyo G.

Para hallar el cortante y momento flector totales, aplicamos las ecuaciones (43) y (44).

$$Q_{3TOTAL} = \sqrt{Q_y^2 + Q_z^2} \quad (43)$$

$$M_{3TOTAL} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad (44)$$

Siendo:

- M_{3TOTAL} en kNm: momento flector total en la sección de cálculo;
- Q_{3TOTAL} en kN: cortante total en la sección de cálculo;
- M_y, M_z en kNm: momentos en las direcciones Y y Z en la sección de cálculo;
- Q_y, Q_z en kN: cortante en las direcciones Y y Z en la sección de cálculo.

Calculamos las tensiones de tracción-compresión debidas a la flexión (45) y al axil (46), así como las tensiones de cortadura debido al cortante (47) y a la torsión (48).

$$\sigma_{b3} = \frac{M_{3TOTAL}}{W_{B3}} \quad (45)$$

$$\sigma_{C3} = \frac{N_3}{A_3} \quad (46)$$

$$\tau_{V3} = \frac{Q_{3TOTAL}}{A_3} \quad (47)$$

$$\tau_{t3} = \frac{T_3}{W_{t3}} \quad (48)$$

Siendo:

- σ_{B3}, σ_{C3} en N/mm^2 : Tensiones de tracción-compresión debido a momento flector y axil en la sección crítica del eje 3;
- τ_{V3}, τ_{t3} en N/mm^2 : Tensiones de cortadura debido a cortante y torsión en la sección crítica del eje 3;
- W_{b3} en mm^3 : momento resistente de la sección a flexión ($W_b \approx 0,1d^3$);
- W_{t3} en mm^2 : momento resistente de la sección a torsión ($W_t \approx 0,2d^3$);
- A_3 en mm^2 : área de la sección ($A = \pi d^2/4$).

Calculamos la tensión de comparación σ_{v3} según el criterio de rotura de Von Mises, a partir de la expresión (49).

$$\sigma_{v3} = \sqrt{(\sigma_{b3} + \sigma_{C3})^2 + 3 \cdot (\tau_{V3} + \tau_{t3})^2} \quad (49)$$

Los valores de tensión calculados, así como la tensión de comparación σ_{v3} y el coeficiente de seguridad cs_3 se recogen en la Tabla 17.

Tabla 17. Tensiones de cálculo y seguridad a fatiga en la sección crítica del eje E3.

Tensiones en la sección crítica del eje E3										
σ_{B3} (N/mm ²)	σ_{C3} (N/mm ²)	τ_{V3} (N/mm ²)		τ_{t3} (N/mm ²)		σ_{v3} (N/mm ²)				
832,95	127,00	318,70		4157,00		3245,44				
Parámetros del cálculo a fatiga										
σ_w (N/mm ²)	b0 (mm)	ρ (mm)	α_{kb}	ρ^* (mm)	X (mm ⁻¹)	β_{kb}	R	K	t (mm)	d/D
600	0,9	2	1,75	0,01	1,067	1,58	0,15	2,1	2,5	0,85
Resistencia a fatiga σ_{g3} (N/mm ²)										
401,75										
Seguridad contra fatiga S_{d3}										
0,12										

1.6.4 Cálculo del eje del tren de reenvío E3'

Debido a que los tres ejes de reenvío, E1', E2', y E3' son idénticos, calcularemos únicamente el eje E3', ya que se encuentra sometido a cargas mayores. Como simplificación, trabajaremos con una viga isostática biapoyada. Los esfuerzos provocados por la rueda G2' y las reacciones provocadas en los apoyos quedan recogidos en la Tabla 18 y Tabla 19.

Tabla 18. Cargas sobre el eje E3'.

	$F_{a3'}$ (kN)	$F_{t3'}$ (kN)	$F_{s3'}$ (kN)	$T_{3'}$ (Nm)
E3'	43,10	172,88	64,85	22448,98

Tabla 19. Reacciones en los apoyos del eje E3'.

	F_x (kN)	F_y (kN)	F_z (kN)
Apoyo 1	-	82,81	31,06
Apoyo 2	-	90,07	33,79

Para el cálculo de las leyes de esfuerzos, tomamos valores de x positivos a partir del apoyo 1.

1.6.4.1 Leyes de esfuerzos en el plano XY

- **Para $0 \leq x \leq 101,5$ (mm)**

$$Q = 82,81 \text{ kN}$$

$$M = 82,81 \cdot x \text{ kNm}$$

$$N = 43,10 \text{ kN}$$

$$T = 22,48 \text{ kNm}$$

- **Para $101,5 \leq x \leq 195$ (mm)**

$$Q = 90,07 \text{ kN}$$

$$M = 90,07 \cdot (0,25 - x) \text{ kNm}$$

$$N = 43,10 \text{ kN}$$

$$T = 22,48 \text{ kNm}$$

1.6.4.2 Leyes de esfuerzos en el plano XZ

- **Para $0 \leq x \leq 101,5$ (mm)**

$$Q = 31,06 \text{ kN}$$

$$M = 31,06 \cdot x \text{ kNm}$$

$$N = 43,10 \text{ kN}$$

$$T = 22,48 \text{ kNm}$$

- **Para $101,5 \leq x \leq 195$ (mm)**

$$Q = 33,79 \text{ kN}$$

$$M = 33,79 \cdot (0,25 - x) \text{ kNm}$$

$$N = 43,10 \text{ kN}$$

$$T = 22,48 \text{ kNm}$$

1.6.4.3 Determinación de la tensión de comparación en el plano más solicitado del eje E3'

El plano más solicitado del eje corresponde con el plano situado a 42,5 mm del apoyo 1. Para hallar el cortante y momento flector totales, aplicamos las ecuaciones () y ().

$$Q_{3'TOTAL} = \sqrt{Q_y^2 + Q_z^2} \quad (50)$$

$$M_{3'TOTAL} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad (51)$$

Siendo:

- $M_{3'TOTAL}$ en kNm: momento flector total en la sección de cálculo;
- $Q_{3'TOTAL}$ en kN: cortante total en la sección de cálculo;
- M_y, M_z en kNm: momentos en las direcciones Y y Z en la sección de cálculo;
- Q_y, Q_z en kN: cortante en las direcciones Y y Z en la sección de cálculo.

Calculamos las tensiones de tracción-compresión debidas a la flexión (52) y al axil (53), así como las tensiones de cortadura debido al cortante (54) y a la torsión (55).

$$\sigma_{b3'} = \frac{M_{3'TOTAL}}{W_{B3'}} \quad (52)$$

$$\sigma_{c3'} = \frac{N_{3'}}{A_3} \quad (53)$$

$$\tau_{V3'} = \frac{Q_{3'TOTAL}}{A_{3'}} \quad (54)$$

$$\tau_{t3'} = \frac{T_{3'}}{W_{t3'}} \quad (55)$$

Siendo:

- $\sigma_{B3'}$, $\sigma_{C3'}$ en N/mm^2 : Tensiones de tracción-compresión debido a momento flector y axil en la sección crítica del eje E3';
- $\tau_{V3'}$, $\tau_{t3'}$ en N/mm^2 : Tensiones de cortadura debido a cortante y torsión en la sección crítica del eje E3';
- $W_{b3'}$ en mm^3 : momento resistente de la sección a flexión ($W_b \approx 0,1d^3$);
- $W_{t3'}$ en mm^3 : momento resistente de la sección a torsión ($W_t \approx 0,2d^3$);
- $A_{3'}$ en mm^2 : área de la sección ($A = \pi d^2/4$).

Calculamos la tensión de comparación $\sigma_{v3'}$ según el criterio de rotura de Von Mises, a partir de la expresión (56).

$$\sigma_{v3'} = \sqrt{(\sigma_{b3'} + \sigma_{c3'})^2 + 0,48 \cdot (\tau_{V3'} + \tau_{t3'})^2} \quad (56)$$

Los valores de tensión calculados, así como la tensión de comparación $\sigma_{v2'}$ y el coeficiente de seguridad $S_{d3'}$ se recogen en la Tabla 20.

Tabla 20. Tensiones de cálculo y seguridad a fatiga en la sección crítica del eje E3'.

Tensiones en la sección crítica del eje E3'										
$\sigma_{B3'}$ (N/mm ²)	$\sigma_{C3'}$ (N/mm ²)		$\tau_{V3'}$ (N/mm ²)		$\tau_{t3'}$ (N/mm ²)		$\sigma_{v3'}$ (N/mm ²)			
861,17	44,78		91,95		2617,66		2048,44			
Parámetros del cálculo a fatiga										
σ_w (N/mm ²)	b0 (mm)	ρ (mm)	α_{kb}	ρ^* (mm)	X (mm ⁻¹)	β_{kb}	R	K	t (mm)	d/D
600	0,9	2	2,2	0,01	1,057	1,995	0,049	2,1	7,5	0,7
Resistencia a fatiga $\sigma_{g3'}$ (N/mm ²)										
284,75										
Seguridad contra fatiga $S_{d3'}$										
0,14										

1.7 CÁLCULO RESISTENTE DE LOS RODAMIENTOS

Se llevará a cabo el cálculo de los rodamientos sometidos a carga combinada, es decir, aquellos solicitados tanto a carga tanto axial como radial, asumiendo que serán los más propensos a la rotura por fatiga. Los datos de los rodamientos del banco se encuentran en la Tabla 21.

A causa de las tolerancias y dilataciones térmicas en los ejes sólo es posible montar un cojinete fijo en la dirección axial. Dicho cojinete absorberá las fuerzas radiales o axiales, en una o ambas direcciones, el resto de cojinetes del eje, llamados también cojinetes sueltos, permiten obtener un desplazamiento axial libre.

Tabla 21. Datos de los rodamientos.

Rodamiento	D _{EXTERIOR} (mm)	D _{INTERIOR} (mm)	Denominación
R1	25	52	SFK 22205 cc/w33
R2	25	52	SFK 22205 cc/w33
R3	30	62	SFK 22206 cc/w33
R4	60	110	SFK 22212 cc/w33
R5	30	62	SFK 22206 cc/w33
R6	30	62	SFK 22206 cc/w33
R7	30	62	SFK 22206 cc/w33

Los rodamientos más solicitados, tanto a carga axial como a carga radial, son R1, R4 y R6. Los parámetros de cálculo se obtienen a través del fabricante. Debido a que los rodamientos 22205 cc/w33, 22206 cc/w33, y 22212 cc/w33 se encuentran descatalogados y han sido reemplazados por los modelos 22205 E, 22206 E, y 22212 E, trabajaremos con los datos de estos últimos. En la Tabla 22 se recogen los parámetros necesarios para el cálculo.

Tabla 22. Parámetros de cálculo de los rodamientos.

	C (kN)	C ₀ (kN)	e	Y ₀	Y ₁	Y ₂	n _g (r.p.m)	f _h
R1	49,9	44	0,35	1,8	1,9	2,9	17000	1
R4	159	163	0,24	2,8	2,8	4,2	7500	1
R6	66,1	58,5	0,31	2,2	2,2	3,3	14000	1

Los esfuerzos en cada rodamiento, obtenidos a partir del cálculo de los ejes, están recogidos en la Tabla 23. Los esfuerzos radiales F_R se obtienen combinando las fuerzas F_Z y F_Y , según la ecuación (57).

$$F_R = \sqrt{F_Z^2 + F_Y^2} \quad (57)$$

Siendo:

- F_r en kN: esfuerzo radial combinado;
- F_z en kN: esfuerzo radial en la dirección Z;
- F_y en kN: esfuerzo radial en la dirección Y.

Tabla 23. Esfuerzos en los rodamientos críticos.

	F_Z (kN)	F_Y (kN)	F_r (kN)	F_a (kN)	F_a/F_r
R1	40,85	106,89	114,43	57,04	0,49
R4	36,18	300,43	302,60	146,85	0,46
R6	57,72	140,31	151,72	89,81	0,59

Al cumplirse $F_a/F_r > e$ en todos los casos, la expresión de la carga equivalente F tiene la forma expresada en la ecuación. Además, debido a que el par torsor se introduce en el banco por medios auxiliares, sin necesidad de que el mismo se encuentre en movimiento, las cargas estáticas y dinámicas son idénticas (ver ecuaciones (58) y (59)). Por lo tanto, $F_{r0} = F_0$ y $F_{a0} = F_a$.

$$F = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (58)$$

$$F_0 = F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0} \quad (59)$$

Siendo:

- F en kN: carga equivalente;
- F_0 en kN: carga estática equivalente;
- F_r en kN: fuerza radial;
- F_a en kN: fuerza axial

- F_{r0} en kN: fuerza radial estática;
- F_{a0} en kN: fuerza axial estática;
- Y_2 factor axial;
- Y_0 factor radial estático.

La Tabla 24 contiene los valores los valores obtenidos de carga equivalente dinámica F (58), carga equivalente estática F_0 (59), duración nominal en servicio L (60), duración nominal L_h (61) y factor de esfuerzo estático f_s (62).

$$L = 10^6 \times \left(\frac{f_h \times C}{F} \right)^{10/3} \quad (60)$$

$$L_h = \frac{L}{n \cdot 60} \quad (61)$$

$$f_s = C_0 / F_0 \quad (62)$$

Siendo:

- L en rev.: duración nominal en servicio ;
- f_h factor de dureza a las temperaturas de servicio, vale 1 para $T \leq 150^\circ\text{C}$;
- C en kN: factor de carga dinámica;
- F en kN: carga equivalente;
- L_h en h: duración nominal;
- n en r.p.m.: velocidad de giro;
- f_s factor de esfuerzo estático;
- C_0 en kN: factor de carga estática;
- F_0 en kN: carga estática equivalente.

Tabla 24. Valores de resistencia y duración de los rodamientos críticos.

	F (kN)	F₀ (kN)	L (rev.)	L_h (h)	f_s
R1	242,08	217,10	5173	3,07	0,20
R4	819,51	713,78	4228	7,53	0,23
R6	398,03	349,30	2517,4	4,48	0,17

1.8 CÁLCULO RESISTENTE DE LOS ENGRANAJES

Los cálculos de resistencia a la rotura de los engranajes, tanto debido a la flexión en el pie del diente como a la presión en los flancos y las picaduras (pitting), se realizan según lo dispuesto en la norma DIN 3990.

1.8.1 Obtención de las carga en los dientes

Para simplificar los cálculos se trabajará con la fuerza por unidad de ancho de los dientes w (63).

$$w = \frac{F_t}{b} \cdot K_1 \quad (63)$$

Siendo:

- w en N/mm: fuerza específica de trabajo;
- F_t en kN: fuerza tangencial al diente en el círculo primitivo;
- b en mm: ancho del diente;
- K_1 factor de trabajo.

El factor de trabajo se obtiene de la Tabla 25.

Tabla 25. Factor de trabajo en función del tipo de máquina.

Máquinas de trabajo	Máquinas de fuerza		
	Electromotores	Turbinas, máquinas de émbolo	Máquinas de émbolo monocilíndricas
Generadores de corriente, engranajes de avance, cintas transportadoras, montacargas, agitadores y mezcladores.	1	1,25	1,5
Accionamientos de máquinas herramientas, montacargas pesados, bombas de émbolos.	1,25	1,5	1,75
Estampadoras, cizalladoras, máquinas de siderurgia, excavadoras de cuchara.	1,75	2	2,25

Los esfuerzos dinámicos adicionales producidos por errores de mecanizado en los dientes son dependientes de la velocidad y se tienen en cuenta según la expresión (64).

$$w_t = w \cdot K_v \quad (64)$$

$$K_v = 1 + \left(1 + \frac{C_q}{w}\right) \cdot C_f \cdot v \quad (65)$$

Siendo:

- w_t en N/mm: fuerza específica de carga;
- w en N/mm: fuerza específica de trabajo;
- K_v factor dinámico, según ecuación (65);
- C_q en N/mm: índice de fuerza en relación con la calidad del dentado;
- C_f coeficiente de carga;
- v en m/s: velocidad periférica del círculo primitivo.

Los factores de cálculo C_q y C_f se obtienen de la Tabla 26.

Tabla 26. Factores C_q y C_f .

Calidad del dentado		4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Cq (N/mm)		13	17	22	29	37	48	63	81	106	
W + Cq (N/mm)	Cf para v en m/s										
	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
50	0,057	0,056	0,046	0,046	0,034	0,029	0,026	0,021	0,019	0,019	0,016
100	0,05	0,049	0,041	0,041	0,034	0,03	0,027	0,024	0,021	0,019	0,08
200	0,038	0,038	0,03	0,03	0,027	0,025	0,024	0,023	0,022	0,021	0,02
300	0,033	0,03	0,024	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,021
400	0,031	0,029	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,022	0,022
500	0,03	0,029	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
1000	0,03	0,029	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
1200	0,029	0,028	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023

1.8.2 Resistencia a flexión en el pie del diente

A efectos resistentes, podemos suponer que el diente se comporta como una viga empotrada con uno de sus extremos en voladizo. El esfuerzo máximo en el pie del diente se producirá cuando la fuerza tangencial actúe sobre el borde de la cabeza del diente, produciendo tensiones de tracción y compresión en la base del mismo. Debido a que la fuerza tangencial actúa en un periodo corto de tiempo sobre cada diente, podemos determinar que se trata de un esfuerzo pulsatorio.

Para determinar la tensión en la base del diente, partimos de la fuerza w_t , empleando la ecuación (66).

$$w_{Ft} = w_t \cdot K_{Fa} \quad (66)$$

Siendo:

- w_{ft} en N/mm: fuerza periférica específica;
- w_t en N/mm: fuerza específica de carga;
- K_{fa} factor de distribución de carga.

Para hallar K_{fa} , en primer lugar hallamos el error de paso de engrane f_{pe} , en μm , de la Tabla 27.

Tabla 27. Factor de distribución de carga K_{fa} .

d o d_t (mm)		m o m_n (mm)		Calidad								
sobre	hasta	sobre	hasta	4	5	6	7	8	9	10	11	12
50	100	0,6	1,6	3,5	5	7	10	14	20	32	50	80
		1,6	4	4	5,5	8	11	16	22	36	56	90
		4	10	4,5	7	10	14	20	28	45	71	110
100	200	0,6	1,6	4	5,5	8	11	16	22	36	56	90
		1,6	4	4,5	6	9	12	18	25	40	63	100
		4	10	5,5	8	11	16	22	32	50	80	125
200	400	0,6	1,6	5	7	9	12	18	25	40	63	100
		1,6	4	5	7	10	14	20	28	45	71	110
		4	10	6	9	12	18	25	36	56	90	140

A continuación, con el valor de f_{pe} y el material de las ruedas, se calcula el error de engrane f_e según la Tabla 28.

Tabla 28. Factor f_e .

Aparejamiento	St o GS contra						GGG contra		GG contra
	St, Gs	GGG	GG	CuSn 8	GTS	Tejido endurecido	GGG	GG	GG
$f_e (\mu\text{m})$	$1f_{pe}$	$0,9f_{pe}$	$0,75f_{pe}$	$0,7f_{pe}$	$0,6f_{pe}$	$0,075f_{pe}$	$0,85f_{pe}$	$0,7f_{pe}$	$0,6f_{pe}$

Con el valor de f_e obtenido y la carga por ancho del diente F_t/b calculamos, según la Tabla 29, el factor q_L para, a continuación, con ese mismo valor y el grado de recubrimiento ε_y , obtener el valor de K_{fa} (Tabla 30).

Tabla 29. Factor q_L .

f_e (μm)	Factor q_L para F_t/b en N/mm																		
	30	50	70	100	140	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000
4	0,66	0,56	0,52	<0,5															
5	0,80	0,64	0,57	0,52	<0,5														
6	0,93	0,72	0,63	0,56	0,51	<0,5													
7	>1	0,80	0,68	0,60	0,54	0,50													
8		0,88	0,75	0,64	0,57	0,52													
9		0,96	0,80	0,68	0,60	0,54	<0,5												
10		>1	0,86	0,72	0,63	0,56	0,50	<0,5											
12			0,97	0,80	0,69	0,60	0,53	0,50											
14			>1	0,88	0,74	0,64	0,56	0,52	<0,5										
16				0,96	0,80	0,68	0,59	0,54	0,51	<0,5									
18				>1	0,86	0,72	0,62	0,56	0,53	0,51	<0,5								
20					0,91	0,76	0,64	0,58	0,54	0,52	0,50	<0,5							
24					>1	0,84	0,69	0,62	0,58	0,55	0,53	0,51	>0,5	<0,5					
28						0,92	0,75	0,66	0,61	0,58	0,55	0,53	0,52	0,50	<0,5				
32						1,00	0,80	0,70	0,64	0,60	0,57	0,55	0,53	0,52	0,50				
36						>1	0,85	0,74	0,68	0,63	0,60	0,57	0,55	0,53	0,52	<0,5			
40							0,90	0,78	0,71	0,65	0,62	0,59	0,57	0,55	0,53	0,51	<0,5	<0,5	
50							>1	0,88	0,78	0,72	0,68	0,64	0,62	0,59	0,56	0,53	0,52	0,51	<0,5
60								0,98	0,86	0,78	0,73	0,69	0,66	0,63	0,59	0,57	0,55	0,53	0,52
70								>1	0,94	0,85	0,78	0,74	0,70	0,67	0,63	0,59	0,57	0,55	0,54
80									>1	0,92	0,85	0,79	0,75	0,72	0,66	0,63	0,60	0,58	0,56
90										0,98	0,90	0,84	0,79	0,75	0,69	0,65	0,62	0,60	0,58
100										>1	0,96	0,88	0,84	0,79	0,72	0,68	0,64	0,62	0,60

Tabla 30. Factor K_{fa} .

q_L	Factor K_{fa} para ε_y en mm														
	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
$\leq 0,5$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0,55	1	1	1	1	1	1	1	1	1,04	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15
0,60	1	1	1	1	1	1	1	1,08	1,14	1,20	1,22	1,24	1,26	1,28	1,30
0,65	1	1	1	1	1	1,03	1,10	1,17	1,24	1,30	1,33	1,36	1,39	1,42	1,54
0,70	1	1	1	1	1,04	1,11	1,19	1,26	1,32	1,40	1,44	1,48	1,52	1,56	1,60
0,75	1	1	1	1,05	1,11	1,20	1,27	1,34	1,42	1,50	1,55	1,60	1,65	1,70	1,75
0,80	1	1	1,04	1,11	1,20	1,28	1,36	1,44	1,51	1,60	1,66	1,72	1,78	1,84	1,90
0,85	1	1,02	1,10	1,19	1,28	1,37	1,44	1,52	1,61	1,70	1,77	1,84	1,91	1,98	2,05
0,90	1	1,09	1,18	1,27	1,35	1,44	1,52	1,61	1,70	1,80	1,88	1,96	2,04	2,12	2,20
0,95	1,04	1,14	1,23	1,33	1,42	1,51	1,61	1,70	1,80	1,90	1,99	2,08	2,17	2,26	2,35
≥ 1	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,30	2,40	2,50

Una vez hallado el valor de w_{ft} estamos en condiciones de calcular los valores de la tensión en el pie del diente, tanto de la corona como del piñón, según las ecuaciones (67) y (68).

$$\sigma_{F1} = \frac{w_{Ft}}{m_n} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \quad (67)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \quad (68)$$

Donde:

- σ_{F1}, σ_{F2} en N/mm^2 : tensión de flexión en el pie del diente del piñón y la corona;
- w_{FT} en N/mm : fuerza periférica específica;
- Y_{F1}, Y_{F2} factor de forma del diente para el piñón y la corona;
- Y_ε factor de carga parcial, igual a $1/\varepsilon_y$;
- Y_β factor de inclinación angular, según la Tabla 31.

Tabla 31. Factor de inclinación angular Y_β .

β	0°	5°	10°	15°	20°	25°	$\geq 30^\circ$
Y_β	1	0,96	0,92	0,88	0,84	0,79	0,75

Los valores de seguridad contra la rotura por fatiga en el pie del diente se obtienen de las ecuaciones (69) y (70).

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FD1} \cdot Z_{R1} \cdot Y_s}{\sigma_{F1}} \quad (69)$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FD2} \cdot Z_{R2} \cdot Y_s}{\sigma_{F2}} \quad (70)$$

Siendo:

- S_{F1} seguridad contra la rotura por fatiga para el piñón;
- S_{F2} seguridad contra la rotura por fatiga para la corona;
- σ_{F1} en N/mm^2 : tensión de flexión en el pie del diente del piñón;
- σ_{F2} en N/mm^2 : tensión de flexión en el pie del diente de la corona;

σ_{FD1} en N/mm^2 : resistencia a fatiga por flexión del material, para el piñón, según la

- ;
- σ_{FD2} en N/mm^2 : resistencia a fatiga por flexión del material, para la corona, según la Tabla 32;
- Z_{R1}, Z_{R2} factores de seguridad en función de la calidad superficial, en función de la Tabla 33;
- Y_s factor de entalladura, ver Tabla 33.

Tabla 32. Resistencia a fatiga en función del material.

Grupos de materiales	Símbolos según DIN	Tratamiento	Valores de dureza		Valores de resistencia a fatiga		Resistencia estática en el pie del diente σ_B (N/mm^2)
			Núcleo	Superficie	σ_{HD} (N/mm^2)	σ_{FD} (N/mm^2)	
Aceros para bonificación, según DIN 17100	Ck 22	Bonificado	HV 10 = 140	HV 10 = 140	440	170	600
	Ck 45	Normalizado	HV 10 = 185	HV 10 = 185	590	200	800
	Ck 60	Bonificado	HV 10 = 210	HV 10 = 210	620	220	900
	34 Cr 4	Bonificado	HV 10 = 260	HV 10 = 260	650	260	900
	37 Cr 4	Bonificado	HV 10 = 260	HV 10 = 260	650	270	950
	42 Cr Mo 4	Bonificado	HV 10 = 280	HV 10 = 280	670	290	1100
	34 Cr Ni	Bonificado	HV 10 =	HV 10 =	770	320	1300

	mo 6		310	310			
Aceros para bonificación, según DIN 17100 templados por llama o inducción	Ck 45	Templados periféricamente, incluida la base del diente	HV 10 = 220	HV 10 = 560	1100	270	1000
	37 Cr 4		HV 10 = 270	HV 10 = 610	1280	310	1150
	42 Cr Mo 4		HV 10 = 275	HV 10 = 650	1360	350	1300

Tabla 33. Factores de seguridad en función de la calidad superficial.

	Acabado fino	Rectificado	Desbastado y acabado a una pasada	Desbastado	Ruedas de GG
Z_R	1	0,95	0,9	0,8	1

Una vez recogidos todos los parámetros necesarios, procedemos al cálculo de la resistencia a flexión en el pie del diente de cada par de engranajes. Los valores obtenidos se encuentran en la Tabla 34 y la Tabla 35.

Tabla 34. Resistencia de cálculo a flexión de las ruedas G1 & G2.

G1 & G2	$F_t (N)$	178166,51	Factores de cálculo	K_1	1,25
	$w (N/mm)$	4282,85		K_v	1,00
	$w_t (N/mm)$	4282,85		$K_{F\alpha}$	1,00
	$w_{ft} (N/mm)$	4282,85		Y_{F1}	2,91
	$\sigma_{F1} (N/mm^2)$	914,91		Y_{F2}	2,32
	$\sigma_{F2} (N/mm^2)$	729,41		Y_e	0,34
	S_{F1}	0,29		Y_b	0,86
	S_{F2}	0,36		Z_{r1}	0,90
Tensión de comparación	$\sigma_{FD1} (N/mm^2)$	290		Z_{r2}	0,90
	$\sigma_{FD2} (N/mm^2)$	290		Y_s	1,00

Tabla 35. Resistencia de cálculo a flexión de las ruedas G3 & G4.

G3 & G4	F_t (N)	350765,31	Factores de cálculo	K_1	1,25
	w (N/mm)	7559,60		K_v	1,00
	w_t (N/mm)	7559,60		$K_{F\alpha}$	1,00
	w_{ft} (N/mm)	7559,60		Y_{F3}	2,59
	σ_{F3} (N/mm²)	1545,98		Y_{F4}	2,59
	σ_{F4} (N/mm²)	1545,98		Y_e	0,36
	S_{F3}	0,17		Y_b	0,89
	S_{F4}	0,17		Z_{r3}	0,90
Tensión de comparación	σ_{FD3} (N/mm²)	290		Z_{r4}	0,90
	σ_{FD4} (N/mm²)	290		Y_s	1,00

1.8.3 Resistencia a la presión en los flancos

Debido a las características elásticas de los materiales, el contacto en los dientes durante el engrane no se produce en una línea, sino en una superficie. Si la tensión en esta superficie sobrepasa los valores admisibles pueden producirse picaduras (pitting) y desprendimiento del material de los flancos.

Para determinar la tensión máxima producida debido al contacto de los flancos, se recurre a la teoría de la presión de Hertz.

Como paso previo para el cálculo de la presión de Hertz, partimos de la fuerza periférica específica w_{Ht} , según la ecuación (71).

$$w_{Ht} = w_t \cdot K_{H\alpha} \quad (71)$$

Siendo:

- w_{Ht} en N/mm: fuerza periférica específica en el círculo primitivo por ancho del diente;
- w_t en N/mm: fuerza de carga específica (ecuación ());
- $K_{H\alpha}$ factor de distribución de carga frontal.

El reparto no uniforme de la carga sobre los dientes que engranan se tiene en cuenta mediante el factor $K_{H\alpha}$. Para hallarlo, en primer lugar se obtiene el factor de recubrimiento

Z_ϵ , a partir de la Tabla 36, en función del grado de recubrimiento ϵ_α , el recubrimiento de perfil ϵ_β y el ángulo de hélice β .

Tabla 36. Factor de recubrimiento Z_ϵ .

ϵ_α	Factor de recubrimiento Z_ϵ para $\beta =$							
	0°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
	$\gamma \epsilon_\beta \geq 1$							
1,0	1	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86
1,5	0,82	0,80	0,79	0,78	0,76	0,75	0,73	0,70
2,0	0,71	0,70	0,69	0,68	0,67	0,65	0,63	0,61
2,5	0,63	0,62	0,61	0,60	<0,6			

Con este factor y el valor q_L obtenido durante el cálculo a de la resistencia a rotura en el pie de diente, podemos obtener el factor de distribución de carga frontal K_{Ha} de la

.

Tabla 37. Factor de distribución de carga frontal K_{Ha} .

q_L	factor de distribución de carga frontal K_{Ha} para $Z_\epsilon =$																
	≤0,6	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	1,0
≤0,5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0,55	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,13	1,12	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,02	1
0,60	1,36	1,33	1,30	1,27	1,23	1,20	1,18	1,16	1,15	1,13	1,1	1,09	1,07	1,05	1,04	1,03	1
0,65	1,52	1,48	1,42	1,40	1,34	1,30	1,28	1,25	1,22	1,20	1,18	1,15	1,14	1,12	1,09	1,08	1
0,70	1,70	1,64	1,58	1,51	1,47	1,42	1,38	1,33	1,29	1,26	1,23	1,20	1,17	1,14	1,12	1,10	1
0,75	1,89	1,80	1,71	1,64	1,58	1,51	1,46	1,41	1,37	1,32	1,28	1,24	1,21	1,18	1,14	1,12	1
0,80	2,06	1,96	1,86	1,77	1,70	1,62	1,56	1,49	1,43	1,39	1,33	1,29	1,25	1,21	1,18	1,14	1
0,85	2,24	2,10	2,00	1,90	1,80	1,72	1,65	1,58	1,50	1,45	1,40	1,34	1,29	1,25	1,20	1,17	1
0,90	2,40	2,27	2,15	2,03	1,92	1,84	1,73	1,67	1,58	1,50	1,45	1,38	1,33	1,28	1,23	1,19	1
0,95	2,50	2,43	2,30	2,17	2,04	1,93	1,83	1,74	1,66	1,58	1,50	1,43	1,38	1,32	1,26	1,20	1
≥1	2,50	2,50	2,43	2,29	2,15	2,03	1,92	1,82	1,72	1,63	1,55	1,48	1,41	1,34	1,29	1,23	1

Una vez hemos obtenido el valor de la fuerza periférica específica w_{Ht} , estamos en condiciones de calcular la presión de Hertz en el punto de rodadura de los flancos, que viene determinada por la expresión (72).

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{D p_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \quad (72)$$

Donde:

- σ_H en N/mm^2 : presión de Hertz;
- w_{Ht} en N/mm : fuerza periférica específica en el círculo primitivo por ancho del diente;
- Dp_1 en mm : diámetro primitivo de la rueda pequeña;
- u relación del número de dientes;
- Z_H factor de forma de los flancos, Tabla 38;
- Z_M en $\sqrt{\text{N/mm}^2}$: factor del material. Si las dos ruedas son de acero, toma un valor de $272 \sqrt{\text{N/mm}^2}$;
- Z_ϵ factor de recubrimiento.

Tabla 38. Factor de forma de los flancos Z_H .

Factor de forma de los flancos Z_H , para $\beta =$									
0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
1,77	1,76	1,74	1,72	1,68	1,63	1,57	1,51	1,44	1,36

La seguridad contra *pitting* se obtiene de las ecuaciones (73) y (74).

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{HD1} \cdot K_L \cdot Z_{R1}}{\sigma_H} \quad (73)$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{HD2} \cdot K_L \cdot Z_{R2}}{\sigma_H} \quad (74)$$

Donde:

- S_{H1}, S_{H2} seguridad contra *pitting* en el piñón y la corona;
- $\sigma_{HD1}, \sigma_{HD2}$ en N/mm^2 : valor de la resistencia a fatiga para *pitting* en el piñón y la corona;
- σ_H presión de Hertz;
- Z_{R1}, Z_{R2} factores de rugosidad, 1 para acabado fino y 0,95 para otros casos;
- K_L factor de lubricante, toma el valor de 1 si la lubricación es correcta.

Los valores obtenidos para presión en los flancos y la seguridad contra *pitting* se encuentran recogidos en la Tabla 39 y la Tabla 40.

Tabla 39, Resistencia de cálculo a pitting de las ruedas G1 & G2.

G1 & G2	w_{ht}	4282,85	Factores de cálculo	$K_{H\alpha}$	1
	σH (N/mm2)	1738,07		u	3
	S_{H1}	0,39		Z_H	1,25
	S_{H2}	0,39		Z_M	272
		Z_ε		0,62	
Tensión de comparación	σ_{HD1} (N/mm2)	670		K_L	1
	σ_{HD2} (N/mm2)	670		Z_{R1}	1

Tabla 40. Resistencia de cálculo a pitting de las ruedas G3 & G4.

G3 & G4	w_{ht}	7559,60	Factores de cálculo	$K_{H\alpha}$	1
	σ_H (N/mm2)	2291,03		u	1
	S_{H3}	0,29		Z_H	1,25
	S_{H4}	0,29		Z_M	272
		Z_ϵ		0,62	
Tensión de comparación	σ_{HD3} (N/mm2)	670		K_L	1
	σ_{HD4} (N/mm2)	670		Z_{R3}	1

1.9 INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS Y DETERMINACIÓN DEL PAR MÁXIMO DE ENSAYO

Tras calcular el par máximo teórico con el que puede trabajar el banco en función de la potencia del motor y habiendo evaluado la resistencia de cada uno de sus componentes bajo esas condiciones de carga, estamos en condiciones de determinar cuál es el elemento más solicitado con el fin de fijar un valor de par de ensayo con el cual el banco pueda operar sin que se produzca la rotura de ninguno de sus elementos.

1.9.1 Identificación del elemento crítico del banco

Tras realizar una comparación entre los coeficientes de seguridad de los distintos componentes del banco, se llega a la conclusión de que los elementos más solicitados son las chavetas 6 y 8, con un coeficiente de seguridad $cs = 0,058$.

1.10 Cálculo del par máximo de ensayo

Realizando el cálculo inverso, con la ecuación (23), determinamos el par máximo de ensayo con el que puede operar el banco sin que se produzca su fallo, aplicando un coeficiente de seguridad $cs = 1,4$ sobre la tensión de rotura del acero de las chavetas $\sigma_b = 700$ MPa.

Para realizar estas operaciones, nos apoyaremos en la hoja de cálculo Excel para simplificar el trabajo.

Los resultados se recogen en la Tabla 41.

El cálculo de los elementos que componen el banco se ha realizado por medio de una hoja de cálculo Excel, permitiendo evaluar distintas situaciones de carga sin tener que repetir manualmente todos los cálculos.

Tabla 41. Carga máxima de ensayo.

Carga máxima de ensayo (Nm)	Ejes 2 y 3	928,00
	Eje 1	309,33

En la Tabla 42 se incluyen, a modo de comparación, los valores con los que operaba el banco antes de acometer su reconversión.

Tabla 42. Carga máxima de ensayo inicial.

Carga máxima de ensayo inicial (Nm)	Ejes 2 y 3	≈ 500
	Eje 1	≈ 160

Como puede observarse, se ha aumentado el par de ensayo en un 86%, aproximadamente.

Volviendo a las chavetas 6 y 8, puede verse que el valor de su coeficiente de seguridad bajo las condiciones de carga teórica es muy inferior al del resto de componentes, valiendo aproximadamente la mitad que el coeficiente de seguridad del siguiente elemento, el eje E3 ($S_{D3} = 0,12$).

Es sencillo deducir que se podrá aumentar aún más la carga máxima de ensayo si se mejora la resistencia de estos dos elementos. Tallando una segunda chaveta en los gorriones de los ejes E2 y E3, situada a 180° de las chavetas 6 y 8, se consigue doblar el coeficiente de seguridad y por lo tanto, multiplicar por dos el valor de la carga máxima de ensayo. Para dejar suficiente margen de seguridad en los ejes, no se llegará a doblar la carga pero sí se aumentará su valor, según lo dispuesto en la Tabla 43.

Tabla 43. Carga máxima de ensayo definitiva.

Carga máxima de ensayo definitiva (Nm)	Ejes 2 y 3	1300,00
	Eje 1	433,33

Con respecto a la carga máxima de ensayo inicial, se ha conseguido un aumento del 160%, cumpliendo con el objetivo de aumentar el par de ensayo.

1.11 Recomprobación de los elementos del banco bajo carga máxima de ensayo

Se debe volver a comprobar que bajo estas condiciones de carga resistan todos los elementos del banco salvo los engranajes de ensayo, ya que el objetivo del banco es provocar roturas y fallos en los mismos.

Para no tener que desarrollar los cálculos de nuevo, se trabajará con la hoja de cálculo Excel y los resultados de seguridad para cada elemento quedarán recogidos en la Tabla 44.

Tabla 44. Seguridad contra la rotura bajo carga máxima de ensayo de chavetas, eje y engranajes.

Chavetas	Chaveta 1	c.s.	2,58
	Chaveta 2		2,54
	Chaveta 3		2,58
	Chaveta 4		2,33

	Chaveta 5		3,46
	Chaveta 6		2,00
	Chaveta 7		4,44
	Chaveta 8		2,00
Ejes	Eje 1	c.s.	2,42
	Eje 2		2,42
	Eje 3		2,07
	Eje 3'		2,42
Engranajes (Flexión en el pie del diente)	G1 & G2	S _F	5,44
			6,82
	G3 & G4		3,22
			3,22
	G1' & G3'		6,83
			7,54
	G3' & G2'		21,28
			23,95
Engranajes (pitting)	G1 & G2	S _H	1,35
			1,35
	G3 & G4		1,01
			1,01
	G1' & G3'		2,31
			2,31
	G3' & G2'		3,01
			3,01

1.12 Cálculo de la carga axial a aplicar

A continuación, es preciso determinar la carga axial Fa_{TOTAL} que debe aplicarse sobre la rueda intermedia G3' para introducir el par máximo de ensayo en el banco. Aplicando las ecuaciones (20) y (21) y partiendo de los datos para G1' y G2' de la Tabla 1, obtenemos:

$$Fa = 2496,06 \text{ kN}$$

Para calcular $F_{a_{TOTAL}}$, deberemos multiplicar por dos la fuerza F_a , ya que hay que sumar las componentes axiales de las dos ruedas, G1' y G2' sobre G3'. De este modo, resulta:

$$F_{a_{TOTAL}} = 2 \cdot F_a = 4992,12 \text{ N}$$

Para introducir la carga axial, se empleará un gato hidráulico con capacidad de 5 toneladas, cumpliendo holgadamente con los requisitos de carga previstos.

1.13 Conclusiones

Analizando los valores, se puede observar que resisten holgadamente todos los elementos del banco. Para provocar la rotura de las ruedas de ensayo G1, G2, G3 y G4 se deberá aminorar su resistencia, ya sea disminuyendo su espesor o construyendo unas nuevas de módulo inferior.

Se observa también que tanto los engranajes como los ejes del tren de reenvío presentan una seguridad contra la rotura elevada, por lo que se encuentran correctamente dimensionados.

Se puede concluir añadiendo que la reconversión del banco a un sistema con recirculación de potencia mecánica no solo es viable, sino que cumple con los requisitos de carga planteados.

1.14 EXTRACTOS DE LA HOJA DE CÁLCULO EXCEL

A continuación, se adjuntan una serie de ilustraciones que recogen el proceso de cálculo mediante la hoja Excel.

1.14.1 HOJA 1: ENTRADA DE DATOS

Datos de entrada del banco					
Potencia del motor (W)	1100				
Rendimiento banco (%)	95				
Datos de los engranajes					
			α	20	
G1	Dp (mm)	84,00	G1'	Dp (mm)	86,57
	Z	20,00		Z	21
	m	4,00		m	4
	β	17,75		β	14
	Ancho (mm)	52,00		Ancho (mm)	60
G2	Dp (mm)	252	G2'	Dp (mm)	259,71
	Z	60		Z	63
	m	4		m	4
	β	17,753		β	14
	Ancho (mm)	52		Ancho (mm)	62
G3 & G4	Dp (mm)	128	G3'	Dp (mm)	123,67
	Z	31		Z	30
	m	4		m	4
	β	14,362		β	14
	Ancho (mm)	58		Ancho (mm)	62

Ilustración 2. Datos de entrada: Potencia, rendimiento t datos de los engranajes.

Datos de las chavetas							
Eje 1	Chaveta del acoplamiento al motor (1)	L (mm)	40	Eje 2	Chaveta del acoplamiento al motor (3)	L (mm)	40
		b (mm)	8			b (mm)	8
		h (mm)	8			h (mm)	8
		Lt (mm)	32			Lt (mm)	32
		d (mm)	25			d (mm)	25
	Chaveta piñón G1 (2)	L (mm)	50		Chaveta piñón G2 (4)	L (mm)	50
		b (mm)	10			b (mm)	14
		h (mm)	4,5			h (mm)	10
		Lt (mm)	40			Lt (mm)	36
		d (mm)	35			d (mm)	48
Eje 3	Chaveta piñón G1 (7)	L (mm)	80	Eje 2	chaveta piñón G4 (5)	L (mm)	80
		b (mm)	14			b (mm)	12
		h (mm)	10			h (mm)	9
		Lt (mm)	66			Lt (mm)	68
		d (mm)	50			d (mm)	42
	Chaveta acoplamiento al freno (8)	L (mm)	40		Chaveta del acoplamiento al freno (6)	L (mm)	40
		b (mm)	8			b (mm)	8
		h (mm)	8			h (mm)	8
		Lt (mm)	32			Lt (mm)	32
		d (mm)	29			d (mm)	29

Ilustración 3. Datos de entrada: Datos de las chavetas.

1.14.2 HOJA 2: CÁLCULOS

Esfuerzos en los engranajes						
Carga máxima (Nm)		Ejes 2 y 3		1.300,00		
		Eje 1		433,33		
G1	F _t (N)	10.317,46		G1'	F _t (N)	10.011,17
	F _a (N)	3.303,18			F _a (N)	2.496,06
	F _s (N)	3.943,01			F _s (N)	3.755,32
G2	F _t (N)	10.317,46		G2'	F _t (N)	10.011,17
	F _a (N)	3.303,18			F _a (N)	2.496,06
	F _s (N)	3.943,01			F _s (N)	3.755,32
G3 & G4	F _t (N)	20.312,50		G3'	F _t (N)	10.011,17
	F _a (N)	5.200,82			F _a (N)	2.496,06
	F _s (N)	7.631,63			F _s (N)	3.755,32

Ilustración 4. Cálculo de los esfuerzos en los engranajes.

Grado de recubrimiento					
G1 & G2	U _r Seg. Retroceso (mm)	9,26	G1' & G3'	U _r Seg. Retroceso (mm)	9,31
	U _s Seg. Aproximación (mm)	10,58		U _s Seg. Aproximación (mm)	10,61
	U _t Seg. Total (mm)	19,85		U _t Seg. Total (mm)	19,92
	ζ _t Ángulo total (rad)	0,50		ζ _t Ángulo total (rad)	0,49
	q _t Arco total (mm)	21,12		q _t Arco total (mm)	21,20
	ε _α dientes rectos	1,68		ε _α dientes rectos	1,69
	ε _β debido a la hélice	1,26		ε _β debido a la hélice	1,16
	ε _γ total	2,94		ε _γ total	2,84
G3 & G4	U _r Seg. Retroceso (mm)	9,85	G3' & G2'	U _r Seg. Retroceso (mm)	9,80
	U _s Seg. Aproximación (mm)	9,85		U _s Seg. Aproximación (mm)	10,61
	U _t Seg. Total (mm)	19,69		U _t Seg. Total (mm)	20,41
	ζ _t Ángulo total (rad)	0,33		ζ _t Ángulo total (rad)	0,35
	q _t Arco total (mm)	20,96		q _t Arco total (mm)	21,72
	ε _α dientes rectos	1,67		ε _α dientes rectos	1,73
	ε _β debido a la hélice	1,14		ε _β debido a la hélice	1,19
	ε _γ total	2,81		ε _γ total	2,92

Ilustración 5. Cálculo del grado de recubrimiento.

Rendimiento					
G1 & G2	0,99	G1' & G2'	0,99	TOTAL	0,98
G3 & G4	0,99	G3' & G2'	1,00		

Ilustración 6. Cálculo del rendimiento del tren de engranajes.

Tensiones en las chavetas					
Chaveta 1	Presión (N/mm ²)	270,83	Coef. De seguridad	Chaveta 1	2,58
Chaveta 2	Presión (N/mm ²)	275,13		Chaveta 2	2,54
Chaveta 3	Presión (N/mm ²)	270,83		Chaveta 3	2,58
Chaveta 4	Presión (N/mm ²)	300,93		Chaveta 4	2,33
Chaveta 5	Presión (N/mm ²)	202,30		Chaveta 5	3,46
Chaveta 6	Presión (N/mm ²)	350,22		Chaveta 6	2,00
Chaveta 7	Presión (N/mm ²)	157,58		Chaveta 7	4,44
Chaveta 8	Presión (N/mm ²)	350,22		Chaveta 8	2,00

Ilustración 7. Cálculo de las tensiones y seguridad en las chavetas.

Resistencia a flexión de los engranajes					
G1 & G2	F_t (N)	10.317,46	Factores de cálculo	K_1	1,25
	w (N/mm)	248,02		K_v	1,00
	w_t (N/mm)	248,02		$K_{F\alpha}$	1,00
	w_{ft} (N/mm)	248,02		Y_{F1}	2,91
	σ_{F1} (N/mm ²)	52,98		Y_{F2}	2,32
	σ_{F2} (N/mm ²)	42,24		Y_e	0,34
	SF_1	5,44		Y_b	0,86
	SF_2	6,82		Z_{r1}	0,90
Tensión de comparación	σ_{FD1} (N/mm ²)	320,00		Z_{r2}	0,90
	σ_{FD2} (N/mm ²)	320,00		Y_s	1,00
G3 & G4	F_t (N)	20.312,50	Factores de cálculo	K_1	1,25
	w (N/mm)	437,77		K_v	1,00
	w_t (N/mm)	437,77		$K_{F\alpha}$	1,00
	w_{ft} (N/mm)	437,77		Y_{F3}	2,59
	σ_{F3} (N/mm ²)	89,53		Y_{F4}	2,59
	σ_{F4} (N/mm ²)	89,53		Y_e	0,36
	SF_3	3,22		Y_b	0,89
	SF_4	3,22		Z_{r3}	0,90
Tensión de comparación	σ_{FD3}	320,00		Z_{r4}	0,90
	σ_{FD4}	320,00		Y_s	1,00
G1' & G3'	F_t (N)	10.011,17	Factores de cálculo	K_1	1,25
	w (N/mm)	208,57		K_v	1,00
	w_t (N/mm)	208,57		$K_{F\alpha}$	1,00
	w_{ft} (N/mm)	208,57		$Y_{F1'}$	2,87
	$\sigma_{F1'}$ (N/mm ²)	46,87		$Y_{F3'}$	2,60
	$\sigma_{F3'}$ (N/mm ²)	42,46		Y_e	0,35
	SF_1'	6,83		Y_b	0,89
	SF_3'	7,54		$Z_{r1'}$	1,00
Tensión de comparación	$\sigma_{FD1'}$	320,00		$Z_{r3'}$	1,00
	$\sigma_{FD3'}$	320,00		Y_s	1,00
G3' & G2'	F_t (N)	10.011,17	Factores de cálculo	K_1	1,25
	w (N/mm)	201,84		K_v	1,00
	w_t (N/mm)	201,84		$K_{F\alpha}$	1,00
	w_{ft} (N/mm)	201,84		$Y_{F3'}$	2,60
	$\sigma_{F3'}$ (N/mm ²)	15,04		$Y_{F2'}$	2,31
	$\sigma_{F2'}$ (N/mm ²)	13,36		Y_e	0,34
	SF_3'	21,28		Y_b	0,34
	SF_2'	23,95		$Z_{r3'}$	1,00
Tensión de comparación	$\sigma_{FD3'}$	320,00		$Z_{r2'}$	1,00
	$\sigma_{FD2'}$	320,00		Y_s	1,00

Ilustración 8. Cálculo de la resistencia a flexión en el pie del diente de los engranajes.

Resistencia a pitting de los engranajes					
G1 & G2	wht	248,02	Factores de cálculo	KH _a	1,00
	σ_H (N/mm ²)	568,83		u	3,00
	SH1	1,35		Z _h	1,70
	SH2	1,35		Z _m	272,00
Tensión de comparación	σ_{HD1}	770,00		Z _e	0,62
	σ_{HD2}	770,00		KI	1,00
G3 & G4	wht	437,77	Factores de cálculo	Z _{r1}	1,00
	σ_H (N/mm ²)	760,38		KH _a	1,00
	SH3	1,01		u	1,00
	SH4	1,01		Z _h	1,72
Tensión de comparación	σ_{HD3}	770,00		Z _m	272,00
	σ_{HD4}	770,00		Z _e	0,62
G1' & G3'	wht	208,57	Factores de cálculo	KI	1,00
	σ_H (N/mm ²)	588,38		Z _{r1}	1,00
	SH1'	2,31		u	1,43
	SH3'	2,31		Z _h	1,72
Tensión de comparación	$\sigma_{HD1'}$	1.360,00		Z _m	272,00
	$\sigma_{HD3'}$	1.360,00		Z _e	0,62
G3' & G2'	wht	201,84	Factores de cálculo	KI	1,00
	σ_H (N/mm ²)	451,27		Z _{r1}	1,00
	SH3'	3,01		u	2,10
	SH2'	3,01		Z _h	1,72
Tensión de comparación	$\sigma_{HD3'}$	1.360,00		Z _m	272,00
	$\sigma_{HD2'}$	1.360,00		Z _e	0,62

Ilustración 9. Cálculo de la resistencia a pitting de los engranajes.

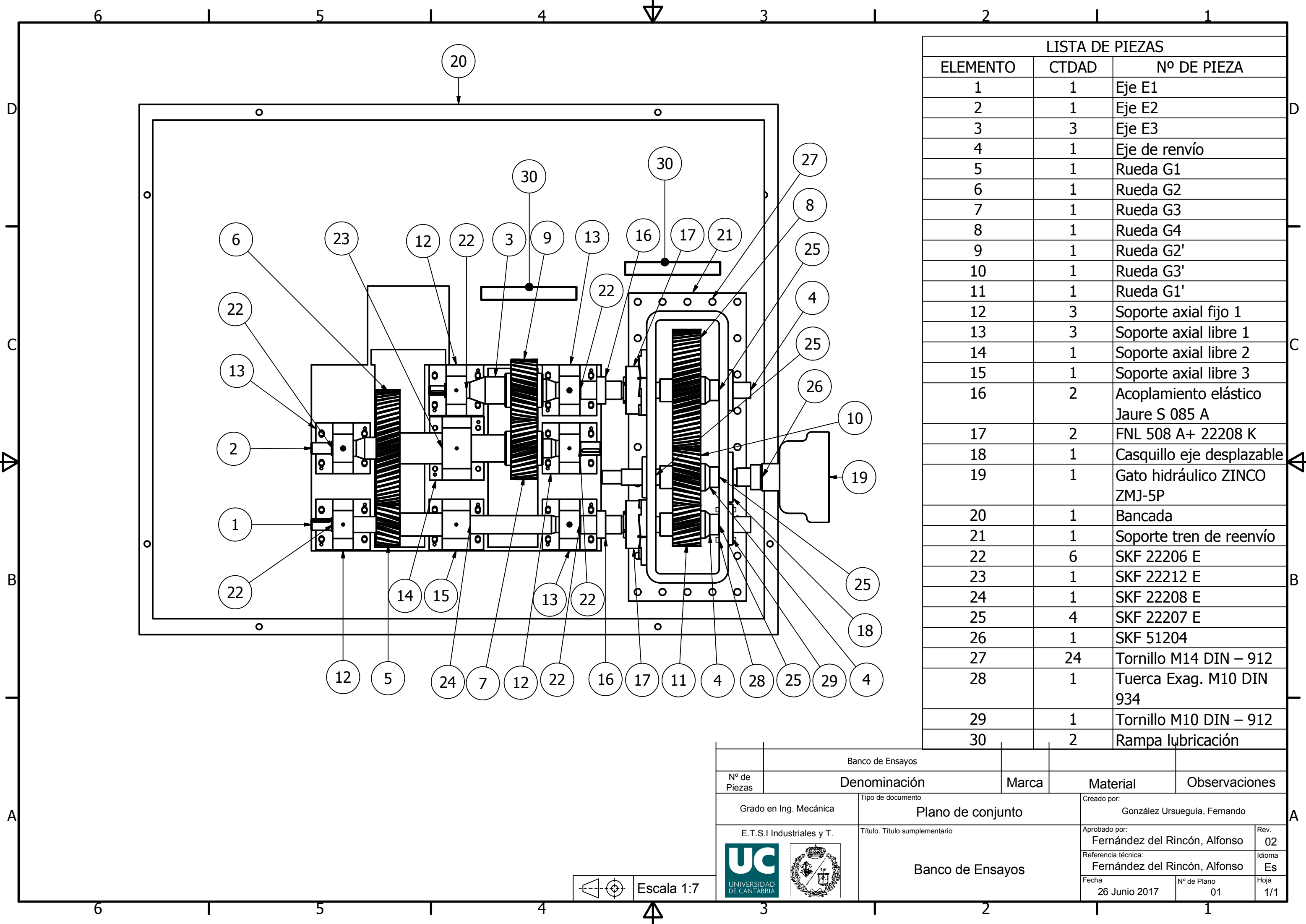
Resistencia de los ejes (basado en los cálculos adicionales)		
C.S.	Eje E1	2,42
	Eje E2	2,42
	Eje E3	2,07
	Eje E2'	2,42

Ilustración 10. Cálculo de los coeficientes de seguridad en los ejes.

DOCUMENTO N°3: PLANOS

ÍNDICE

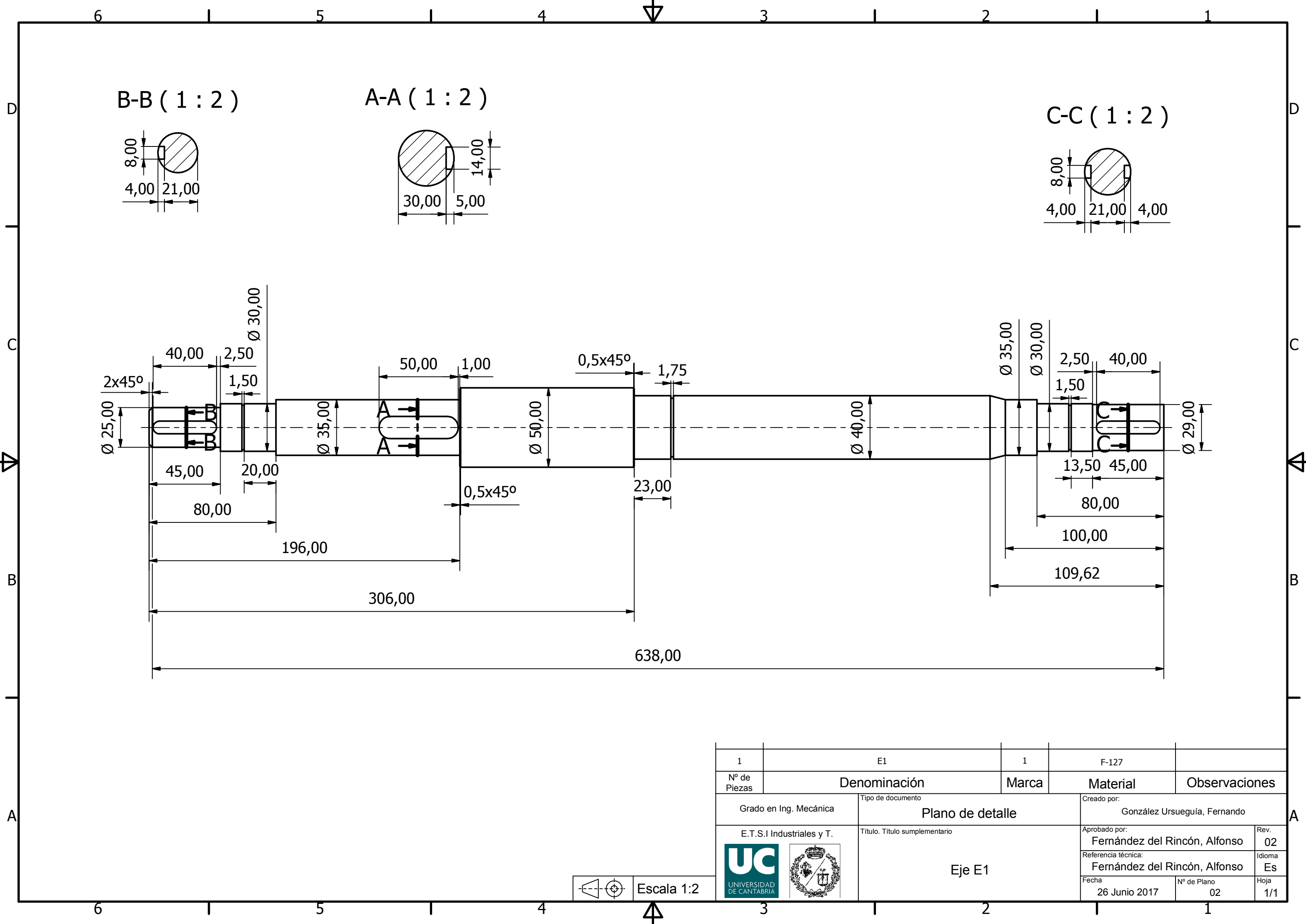
1. PLANO DE CONJUNTO
2. PLANO DEL EJE E1
3. PLANO DEL EJE E2
4. PLANO DEL EJE E3
5. PLANO DEL EJE DE REENVÍO
6. PLANO DE LA RUEDA G1
7. PLANO DE LA RUEDA G2
8. PLANO DE LA RUEDA G3
9. PLANO DE LA RUEDA G4
10. PLANO DE LA RUEDA G2'
11. PLANO DE LA RUEDA G3'
12. PLANO DE LA RUEDA G1'
13. PLANO DEL SOPORTE AXIAL FIJO 1
14. PLANO DEL SOPORTE AXIAL LIBRE 1
15. PLANO DEL SOPORTE AXIAL LIBRE 2
16. PLANO DEL SOPORTE AXIAL LIBRE 3
17. PLANO DEL CASQUILLO DEL EJE DESPLAZABLE
18. PLANO DE LA BANCADA
19. PLANO DEL SOPORTE DEL TREN DE REENVÍO



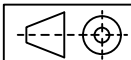
LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Eje E1
2	1	Eje E2
3	3	Eje E3
4	1	Eje de renvío
5	1	Rueda G1
6	1	Rueda G2
7	1	Rueda G3
8	1	Rueda G4
9	1	Rueda G2'
10	1	Rueda G3'
11	1	Rueda G1'
12	3	Soporte axial fijo 1
13	3	Soporte axial libre 1
14	1	Soporte axial libre 2
15	1	Soporte axial libre 3
16	2	Acoplamiento elástico Jaure S 085 A
17	2	FNL 508 A+ 22208 K
18	1	Casquillo eje desplazable
19	1	Gato hidráulico ZINCO ZMJ-5P
20	1	Bancada
21	1	Soporte tren de reenvío
22	6	SKF 22206 E
23	1	SKF 22212 E
24	1	SKF 22208 E
25	4	SKF 22207 E
26	1	SKF 51204
27	24	Tornillo M14 DIN – 912
28	1	Tuerca Exag. M10 DIN 934
29	1	Tornillo M10 DIN – 912
30	2	Rampa lubricación

	Banco de Ensayos				
Nº de Piezas	Denominación		Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica		Tipo de documento		Creado por:	
		Plano de conjunto		González Ursueguía, Fernando	
E.T.S.I Industriales y T.		Título. Título suplementario		Aprobado por:	
 		Banco de Ensayos		Fernández del Rincón, Alfonso	
				Referencia técnica:	
				Fernández del Rincón, Alfonso	
		Fecha		Nº de Plano	Hoja
		26 Junio 2017		01	1/1

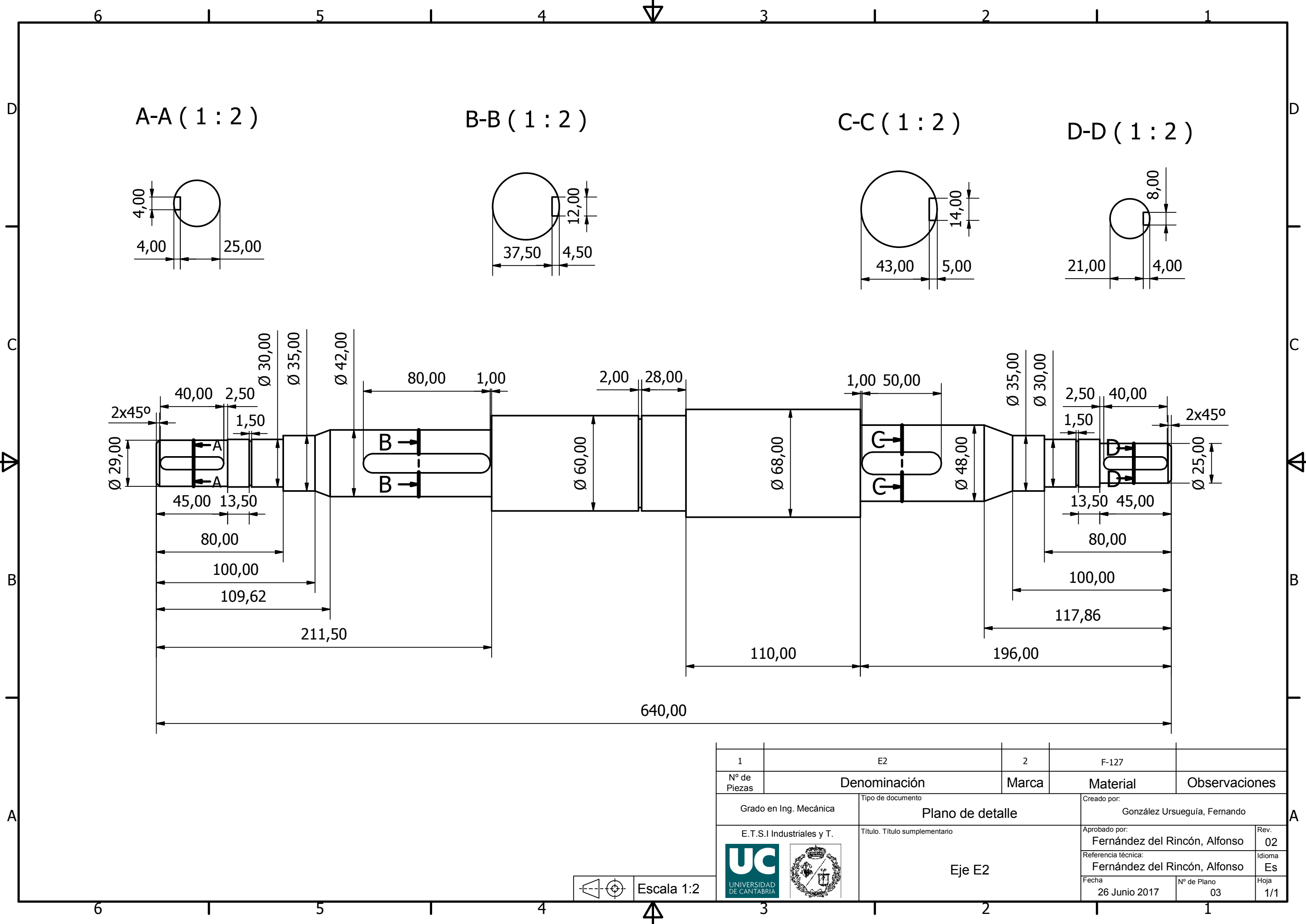
Escala 1:7



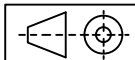
1	E1	1	F-127	
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica	Tipo de documento Plano de detalle		Creado por: González Ursueguía, Fernando	
E.T.S.I Industriales y T.	Título. Título suplementario Eje E1		Aprobado por: Fernández del Rincón, Alfonso	Rev. 02
 			Referencia técnica: Fernández del Rincón, Alfonso	Idioma Es
			Fecha 26 Junio 2017	Nº de Plano 02 Hoja 1/1



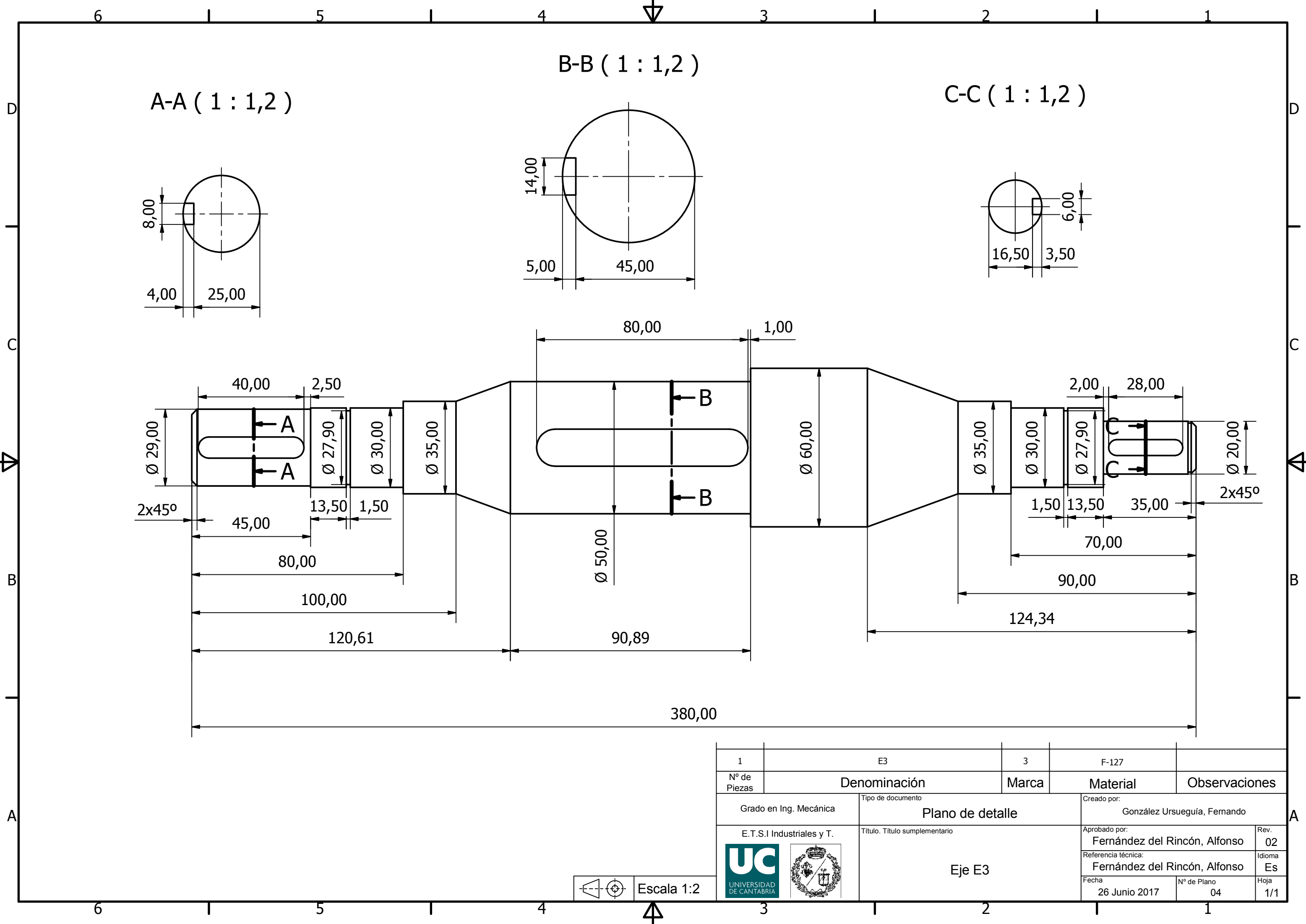
Escala 1:2



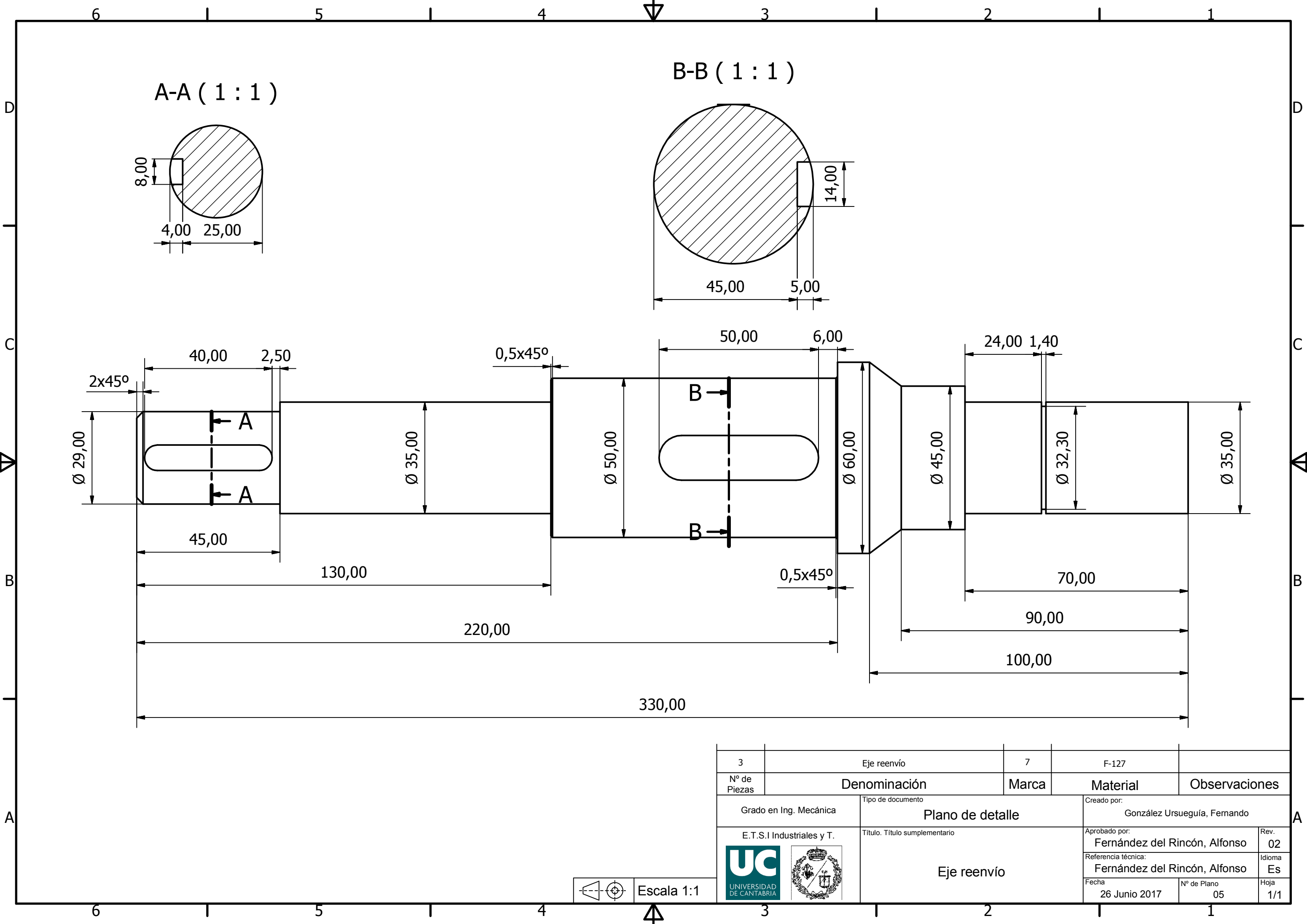
1	E2	2	F-127	
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica	Tipo de documento Plano de detalle		Creado por: González Ursueguía, Fernando	
E.T.S.I Industriales y T.  	Título. Título suplementario Eje E2		Aprobado por: Fernández del Rincón, Alfonso	Rev. 02
			Referencia técnica: Fernández del Rincón, Alfonso	Idioma Es
			Fecha 26 Junio 2017	Nº de Plano 03
				Hoja 1/1



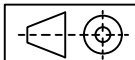
Escala 1:2



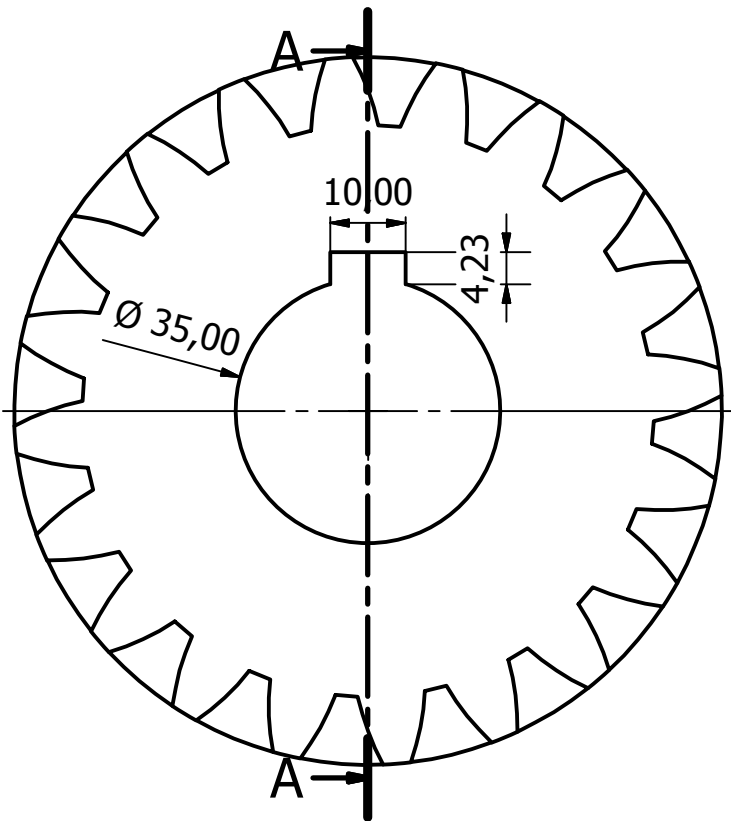
1	E3	3	F-127	
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica	Plano de detalle		Creado por: González Ursueguía, Fernando	
E.T.S.I Industriales y T.	Título. Título suplementario		Aprobado por: Fernández del Rincón, Alfonso	Rev. 02
 	Eje E3		Referencia técnica: Fernández del Rincón, Alfonso	Idioma Es
			Fecha 26 Junio 2017	Nº de Plano 04
				Hoja 1/1



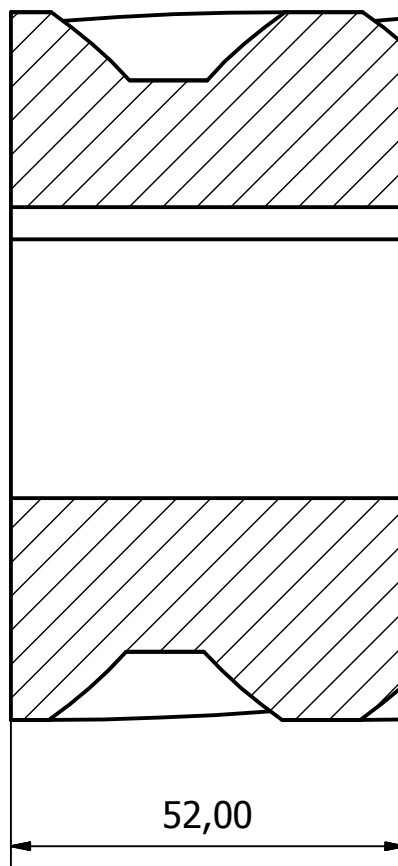
3	Eje reenvío		7	F-127	
Nº de Piezas	Denominación		Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica		Tipo de documento		Creado por:	
E.T.S.I Industriales y T.		Plano de detalle		González Ursueguía, Fernando	
 		Título. Título suplementario		Aprobado por:	Rev.
				Fernández del Rincón, Alfonso	02
				Referencia técnica:	Idioma
		Eje reenvío		Fernández del Rincón, Alfonso	Es
				Fecha	Hoja
				26 Junio 2017	1/1
				Nº de Plano	
				05	



Escala 1:1

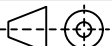


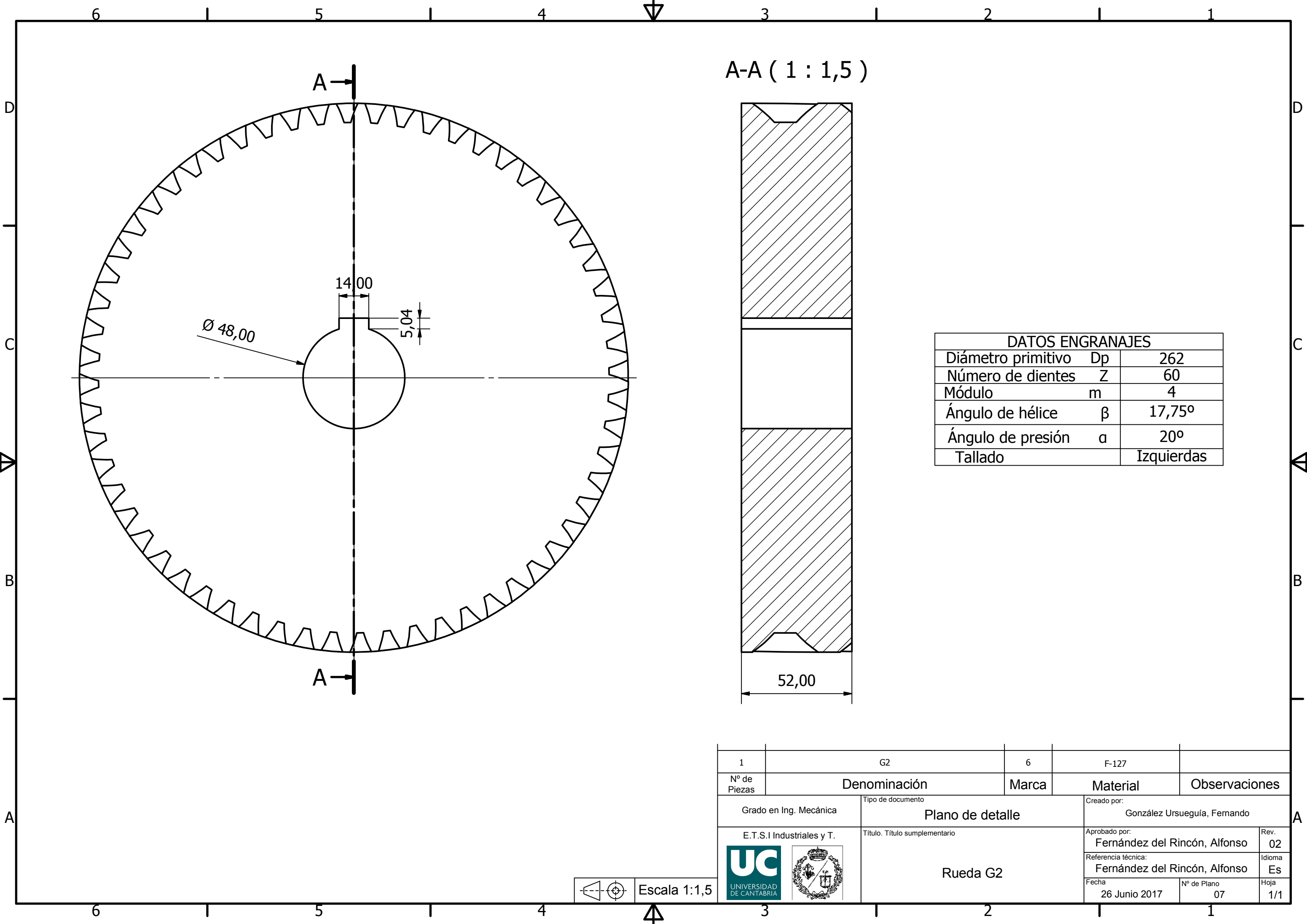
A-A (1 : 1)

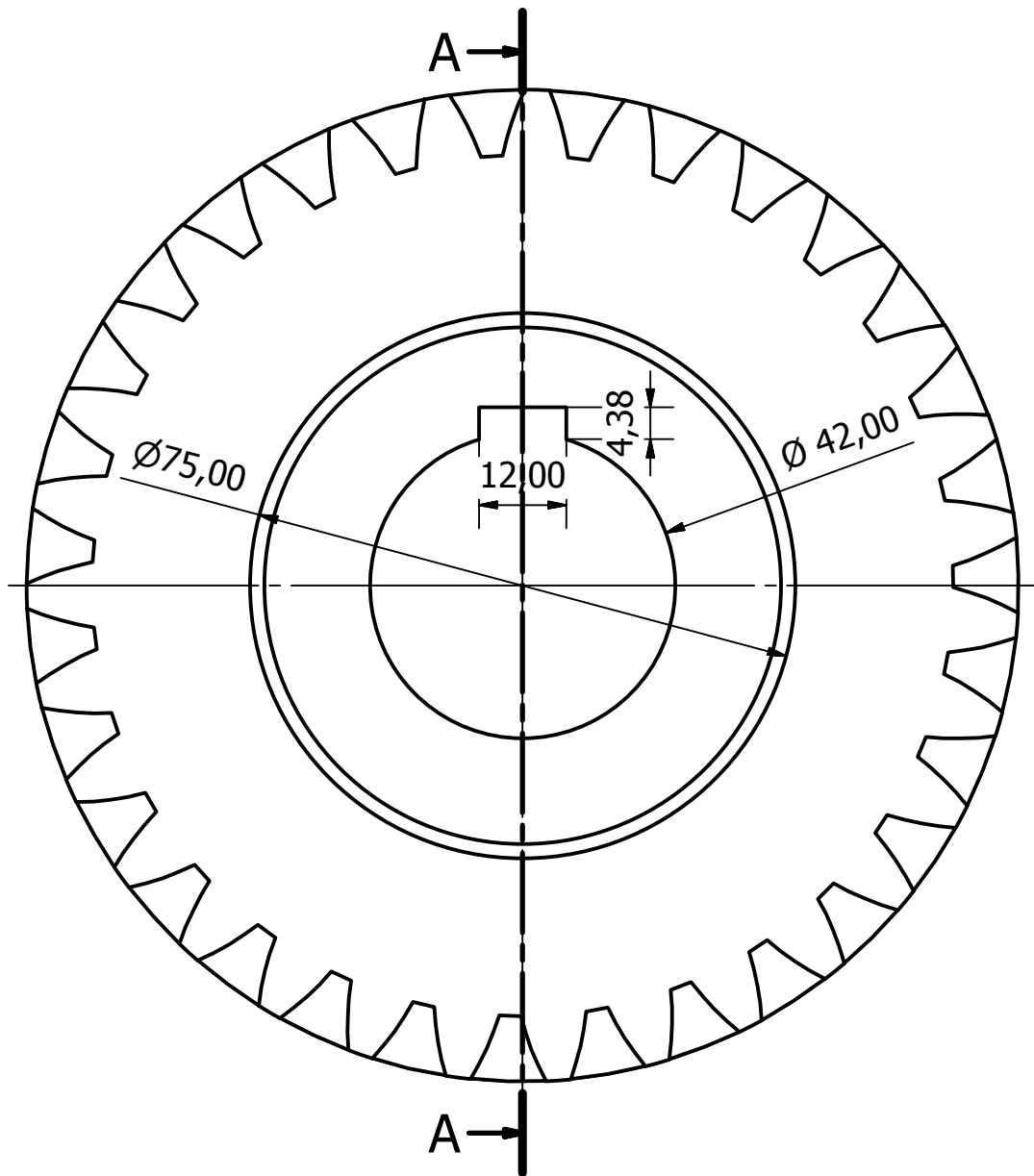


DATOS ENGRANAJE		
Diámetro primitivo	Dp	84
Número de dientes	Z	20
Módulo	m	4
Ángulo de hélice	β	17,75°
Ángulo de presión	α	20°
Tallado	Derechas	

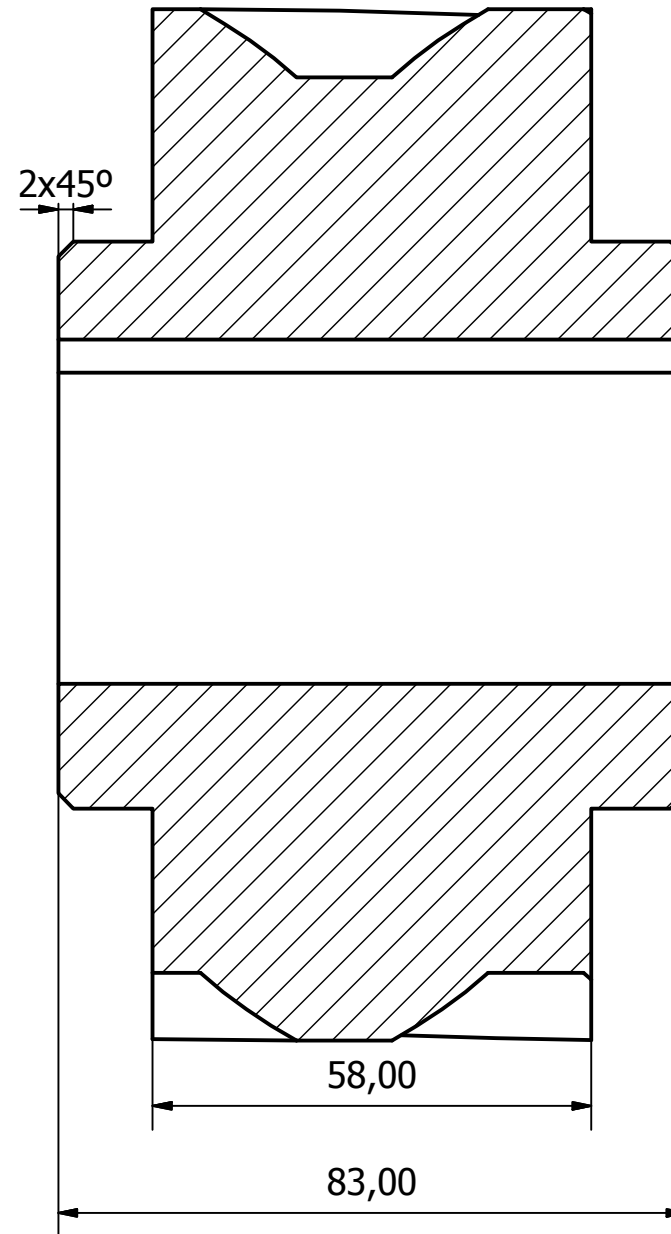
1	G1	5	F-128	
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica	Plano de detalle		Creado por: González Ursueguía, Fernando	
E.T.S.I Industriales y T.	Título. Título suplementario		Aprobado por: Fernández del Rincón, Alfonso	Rev. 02
 	Rueda G1		Referencia técnica: Fernández del Rincón, Alfonso	Idioma Es
			Fecha 26 Junio 2017	Nº de Plano 06
				Hoja 1/1

Escala 1:1



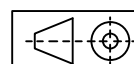


A-A (1 : 1)

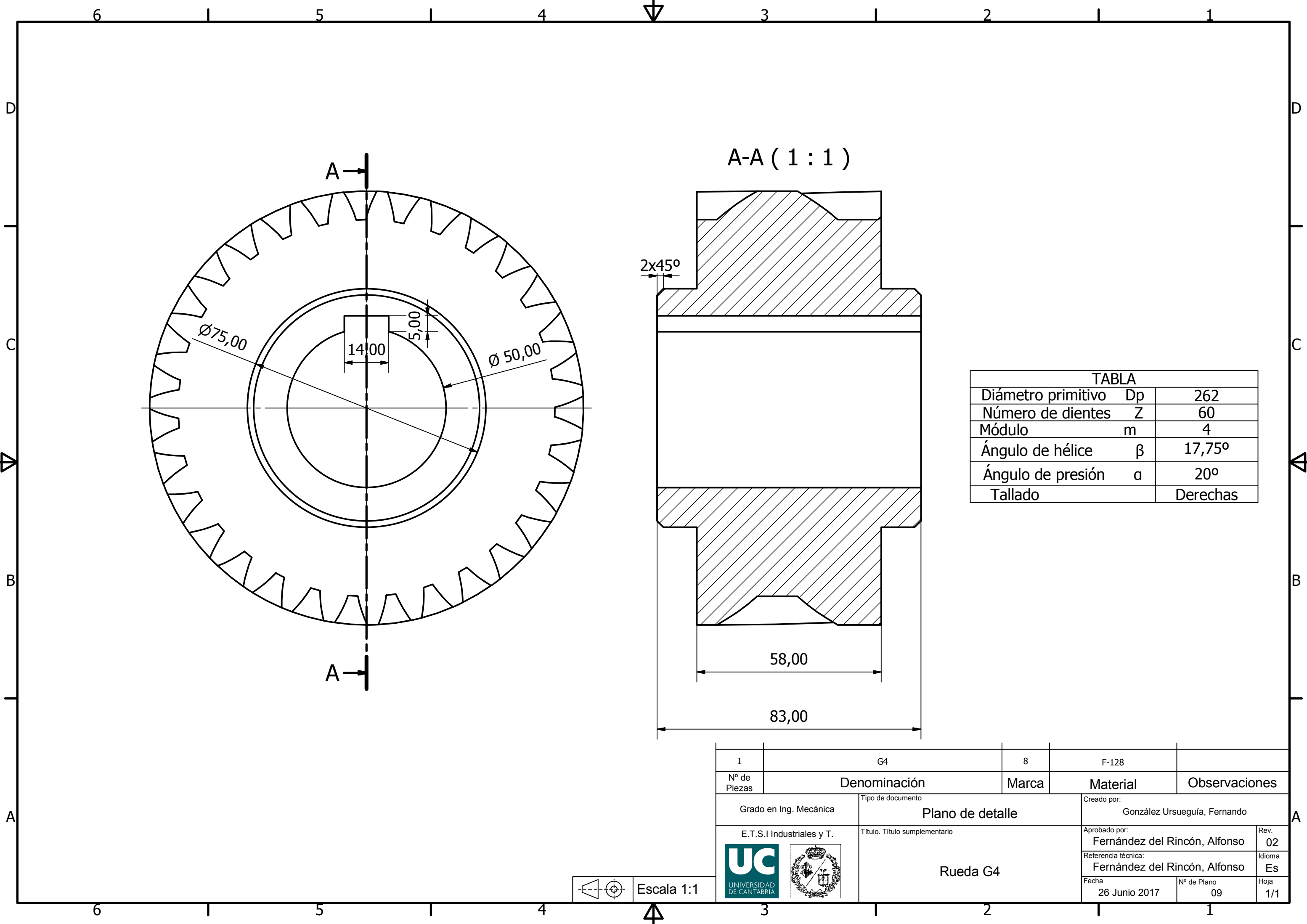


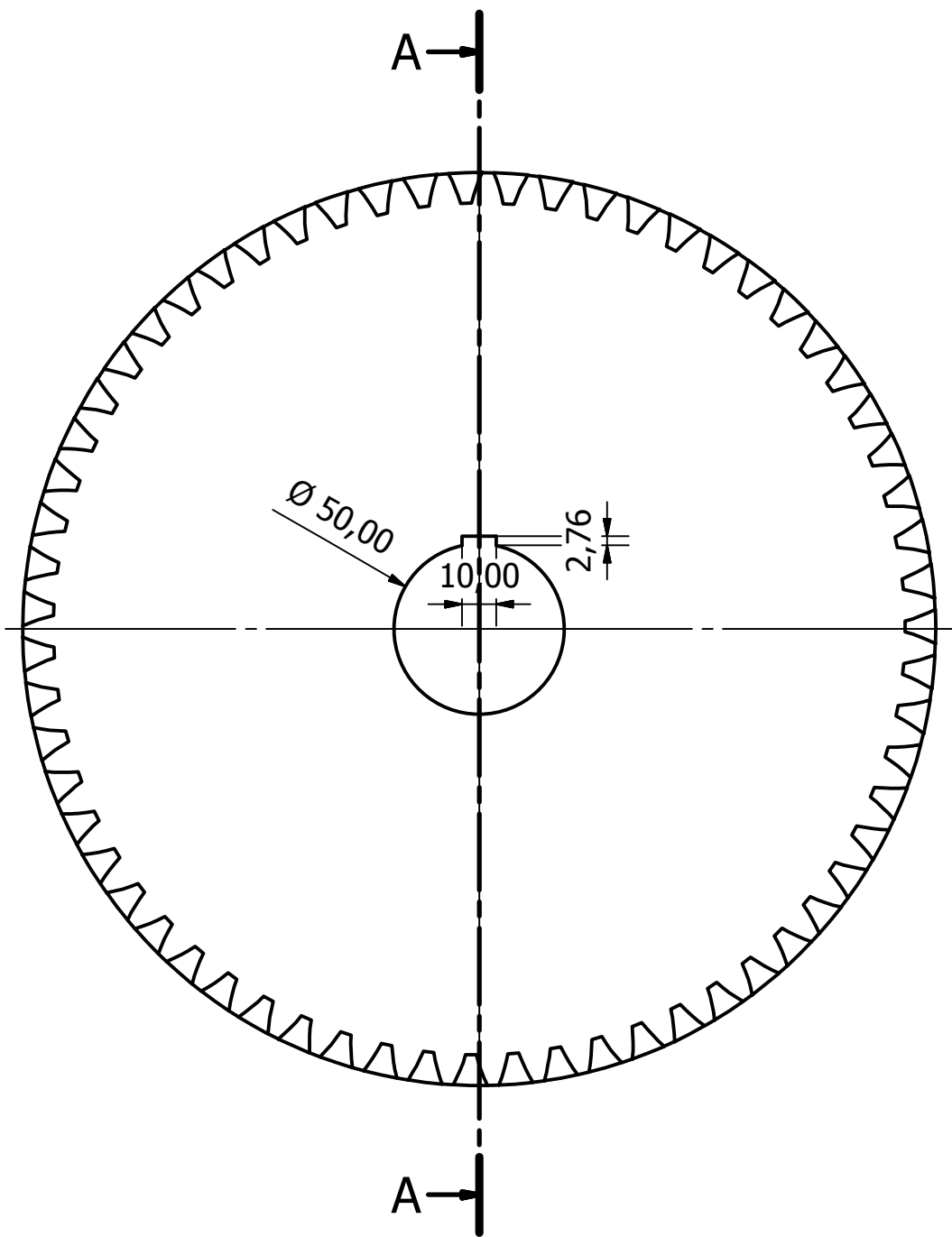
DATOS ENGRANAJE		
Diámetro primitivo	Dp	128
Número de dientes	Z	31
Módulo	m	4
Ángulo de hélice	β	14,36°
Ángulo de presión	α	20°
Tallado	Izquierdas	

1	G3	7	F-128	
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica	Tipo de documento		Creado por:	
	Plano de detalle		González Ursueguía, Fernando	
E.T.S.I Industriales y T.	Título. Título suplementario		Aprobado por:	Rev.
 	Rueda G3		Fernández del Rincón, Alfonso	02
			Referencia técnica:	Idioma
			Fernández del Rincón, Alfonso	Es
		Fecha	Nº de Plano	Hoja
		26 Junio 2017	08	1/1

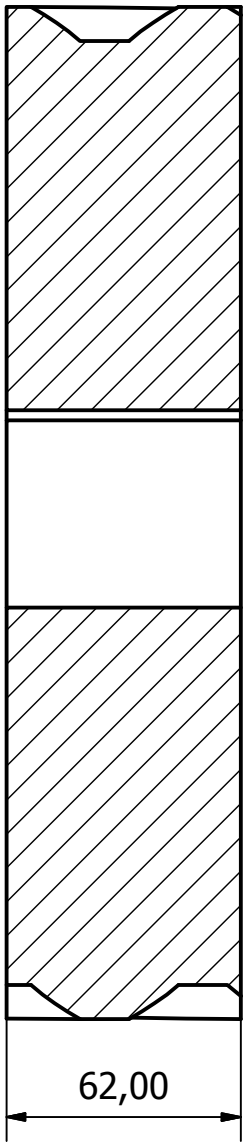


Escala 1:1



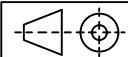


A-A (1 : 2)

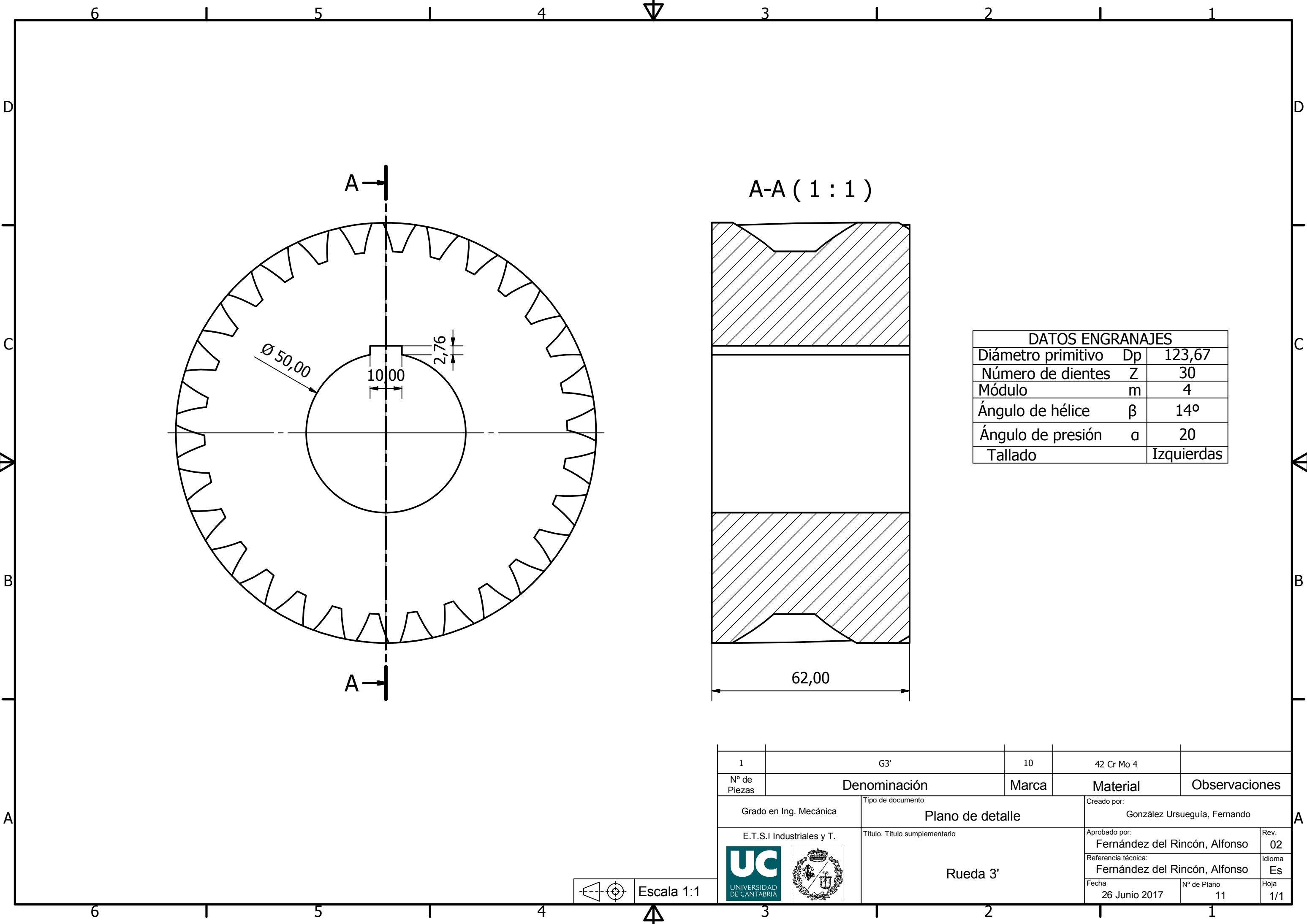


DATOS ENGRANAJES		
Diámetro primitivo	Dp	259,71
Número de dientes	Z	63
Módulo	m	4
Ángulo de hélice	β	14º
Ángulo de presión	α	20º
Tallado	Derechas	

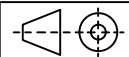
1	G2'	9	42 Cr Mo 4		
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones	
Grado en Ing. Mecánica	Tipo de documento Plano de detalle		Creado por: González Ursueguía, Fernando		
E.T.S.I Industriales y T.	Título. Título suplementario Rueda G2'		Aprobado por: Fernández del Rincón, Alfonso	Rev. 02	
 			Referencia técnica: Fernández del Rincón, Alfonso	Idioma Es	
			Fecha 26 Junio 2017	Nº de Plano 10	Hoja 1/1



Escala 1:2



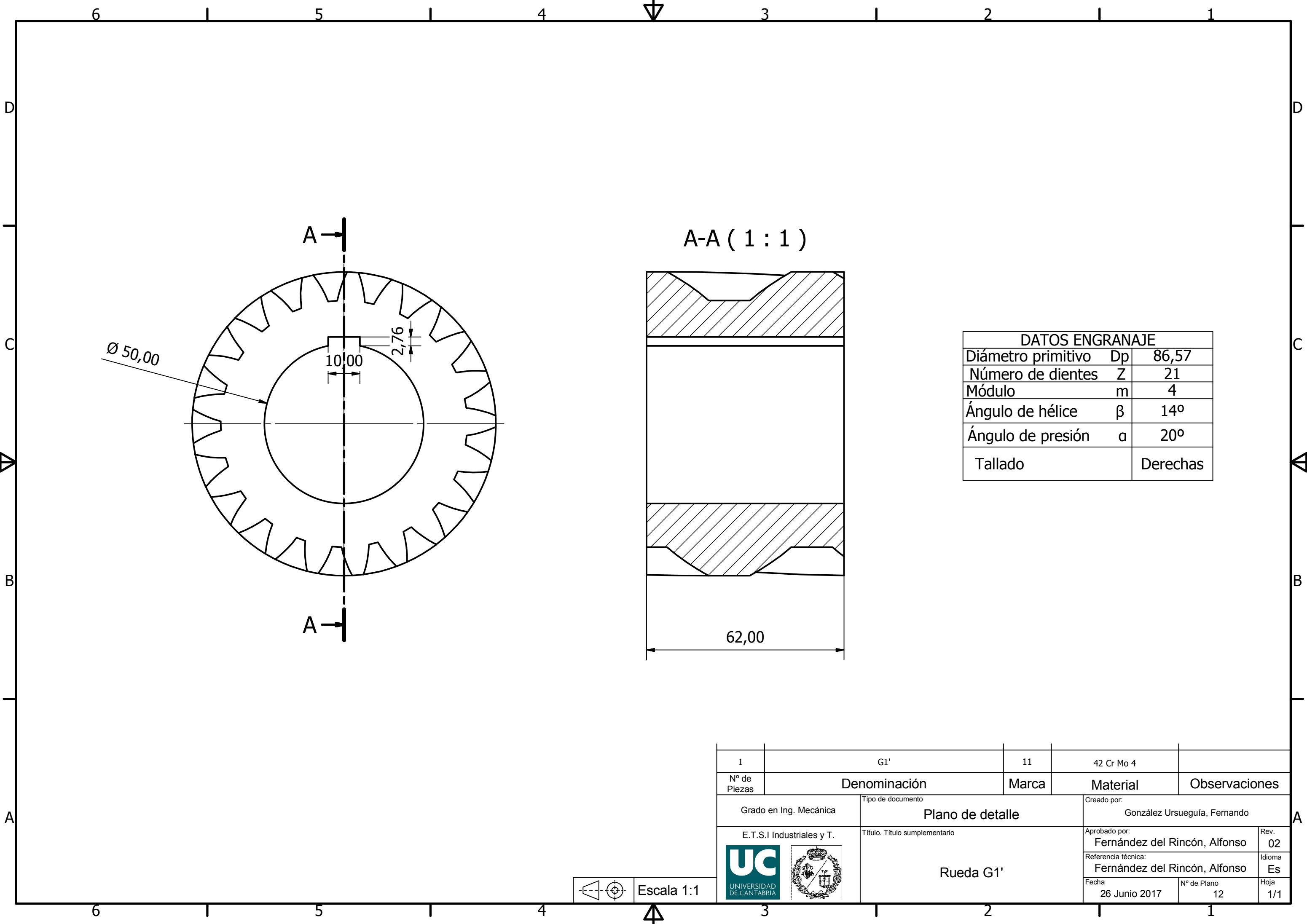
1	G3'	10	42 Cr Mo 4	
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica	Tipo de documento		Creado por:	
E.T.S.I Industriales y T.	Plano de detalle		González Ursueguía, Fernando	
 	Título. Título suplementario		Aprobado por:	Rev.
			Fernández del Rincón, Alfonso	02
			Referencia técnica:	Idioma
			Fernández del Rincón, Alfonso	Es
		Fecha	Nº de Plano	Hoja
		26 Junio 2017	11	1/1

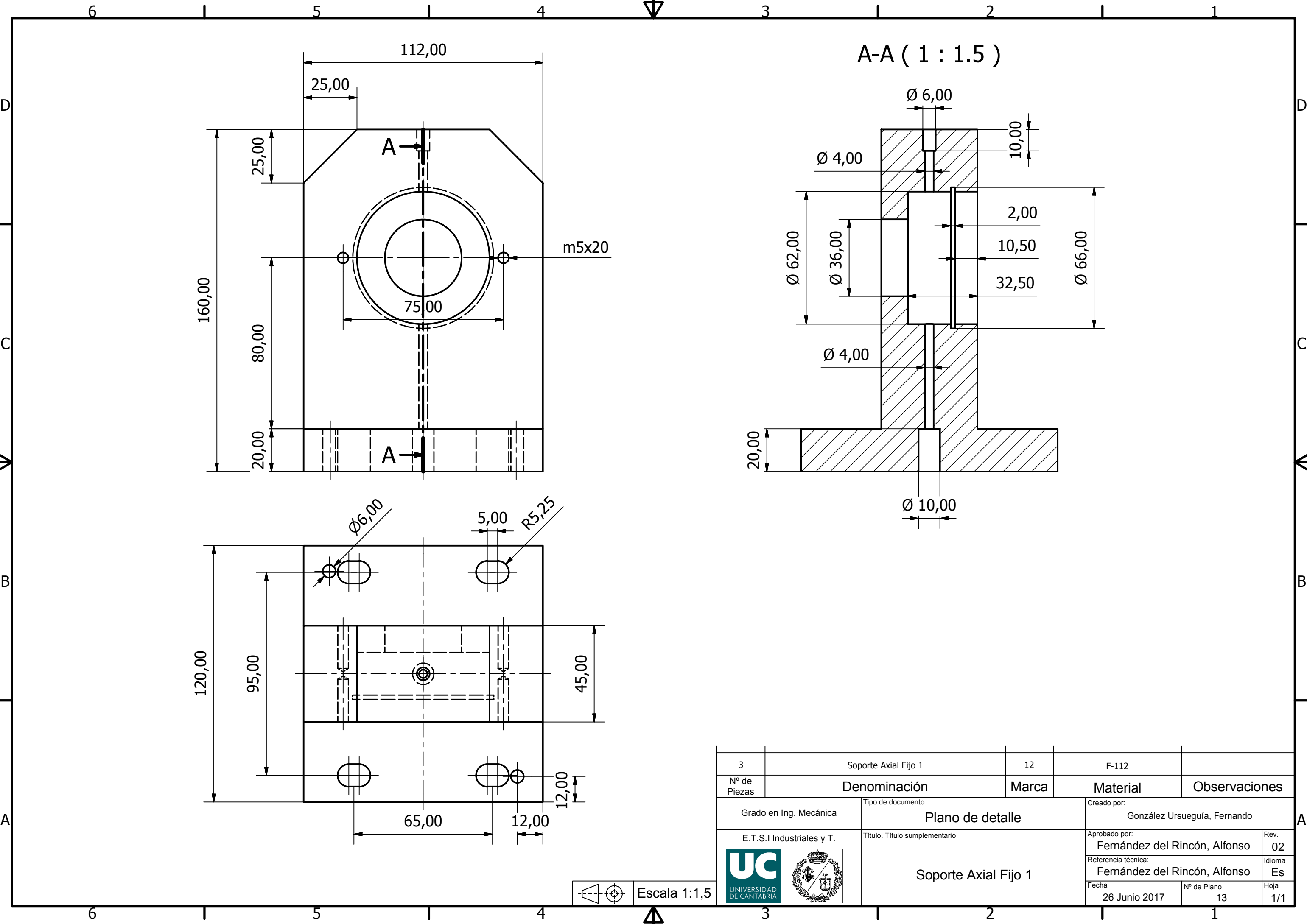


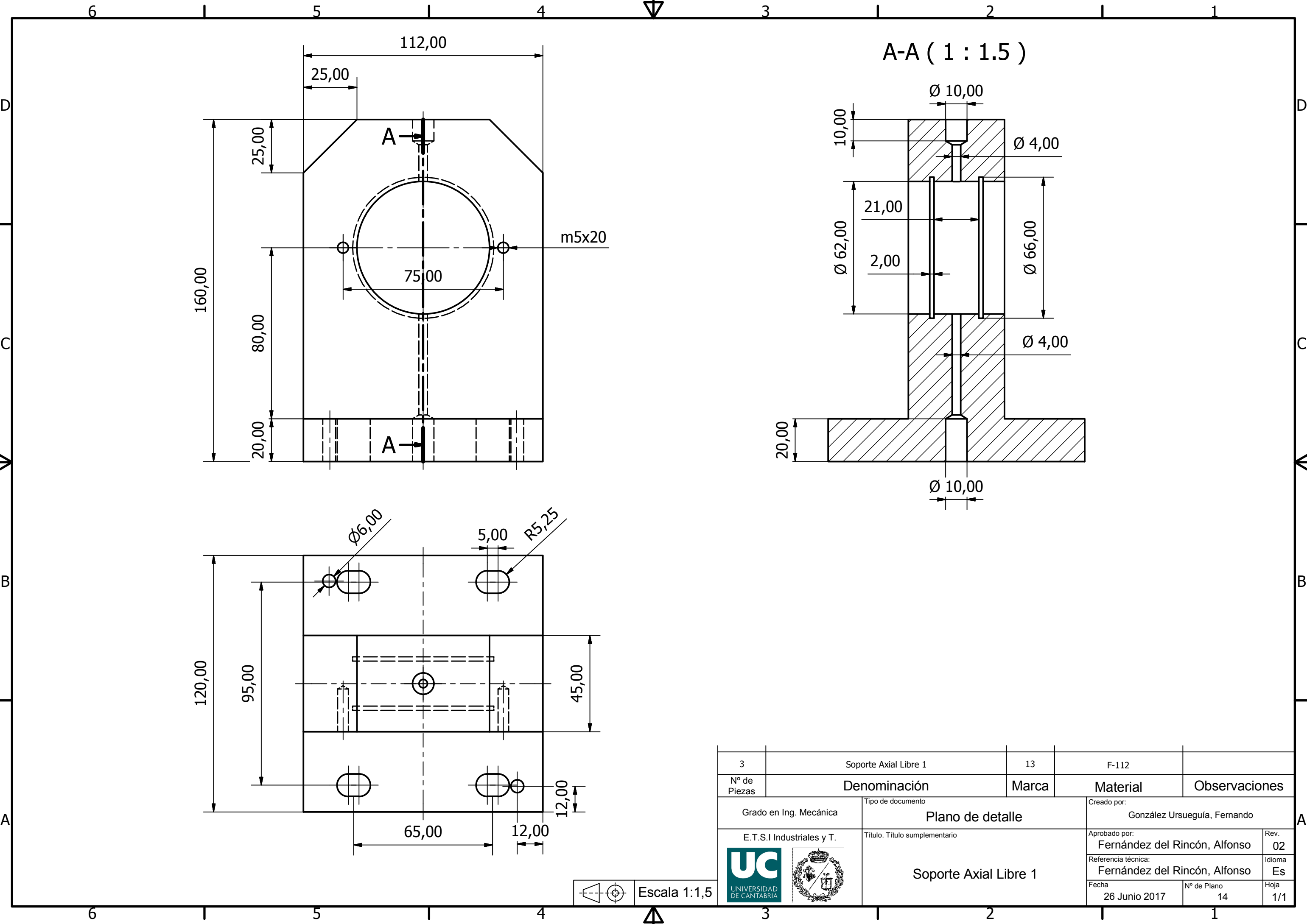
Escala 1:1

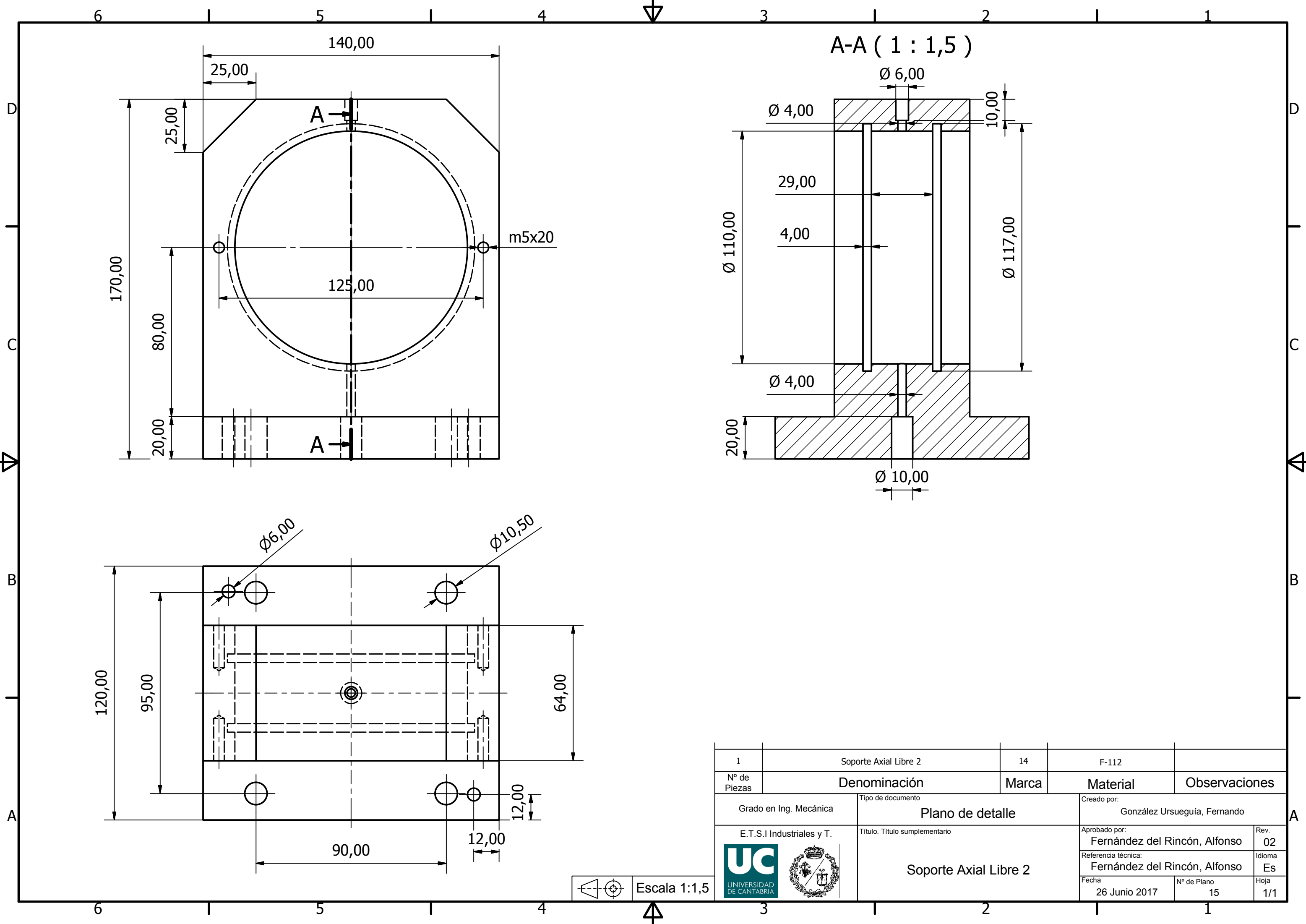


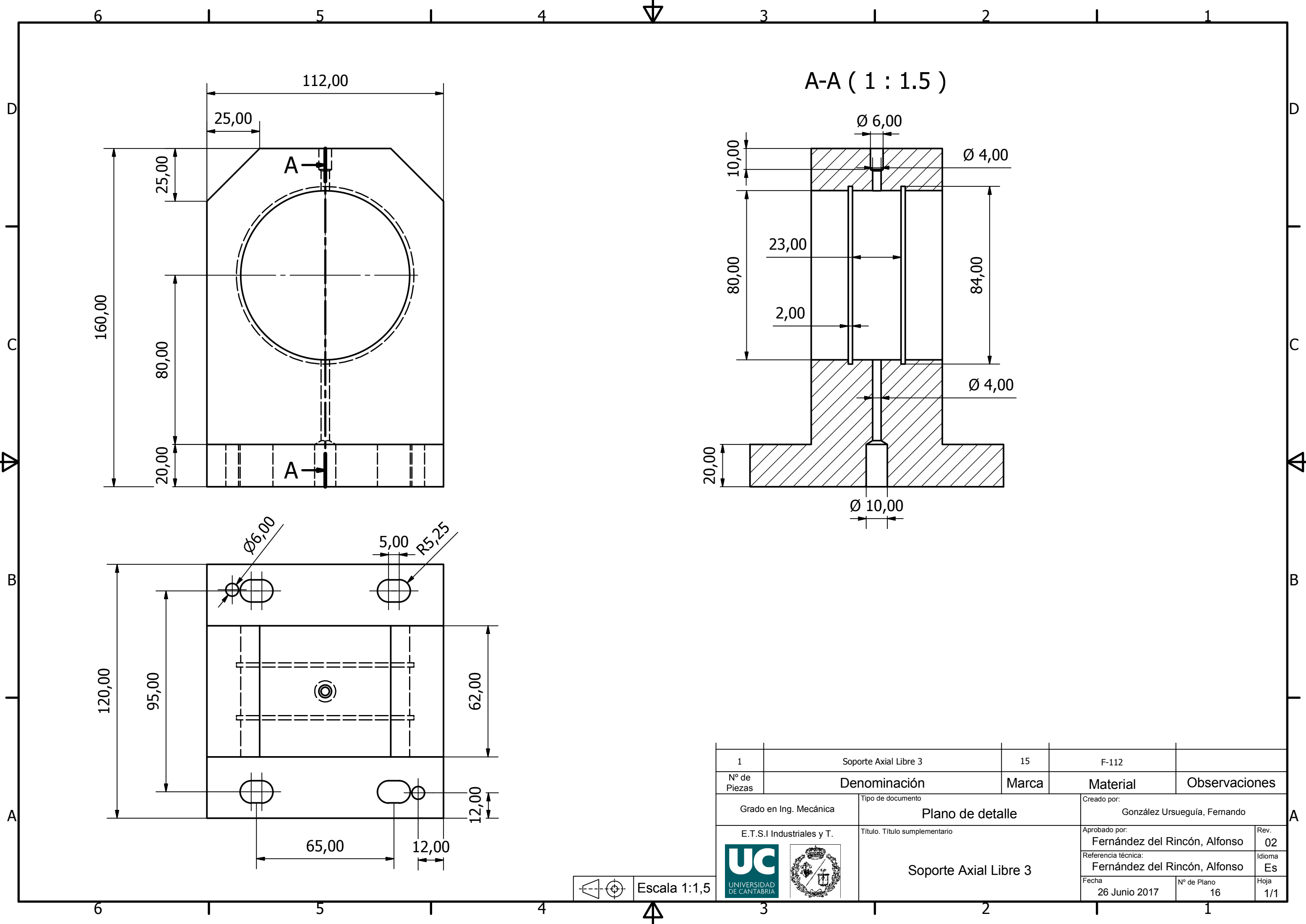
Rueda 3'



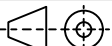


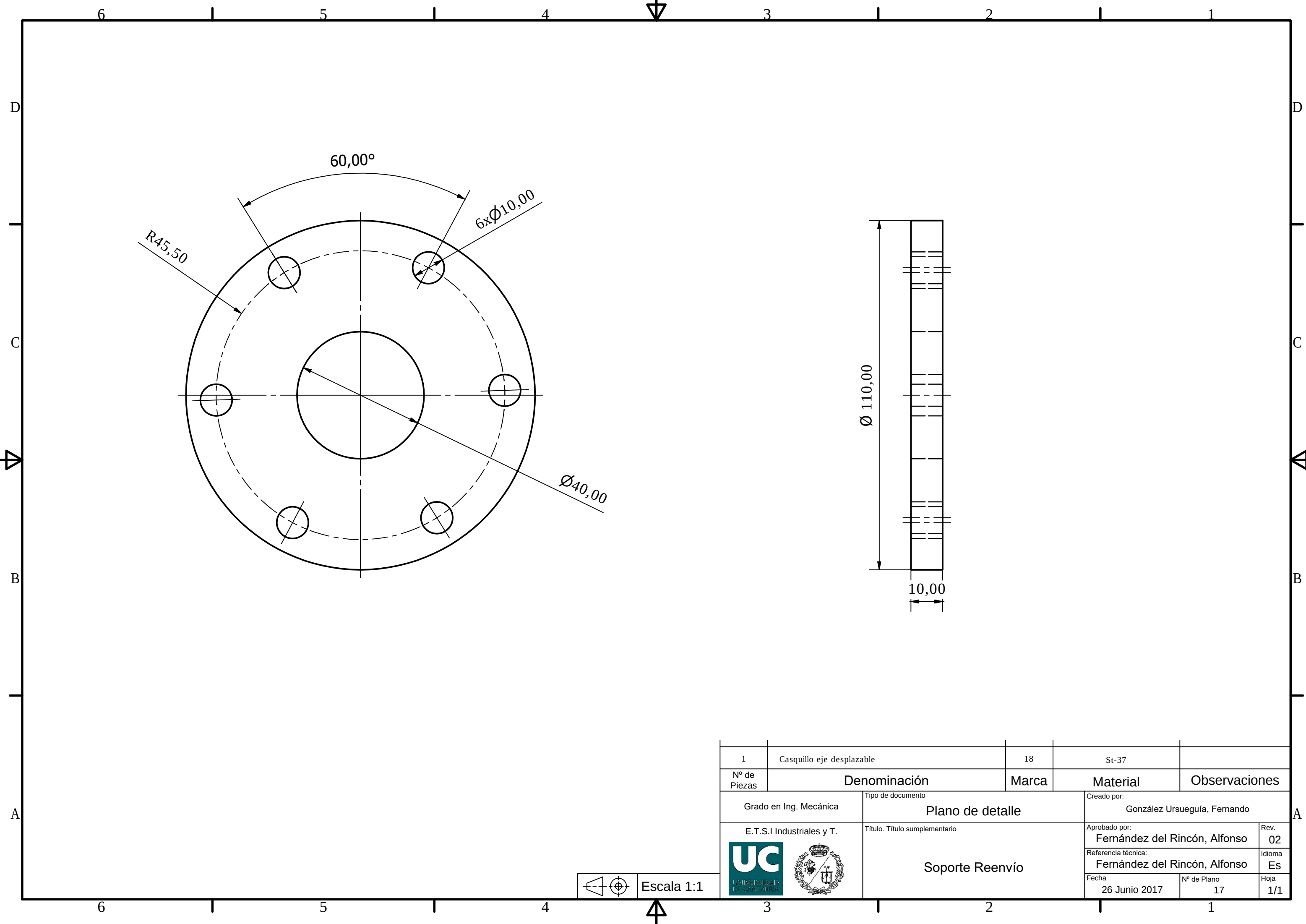




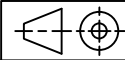


1	Soporte Axial Libre 3	15	F-112	
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica	Plano de detalle		Creado por: González Ursueguía, Fernando	
E.T.S.I Industriales y T.	Título. Título suplementario		Aprobado por: Fernández del Rincón, Alfonso	Rev. 02
 	Soporte Axial Libre 3		Referencia técnica: Fernández del Rincón, Alfonso	Idioma Es
			Fecha 26 Junio 2017	Nº de Plano 16 Hoja 1/1

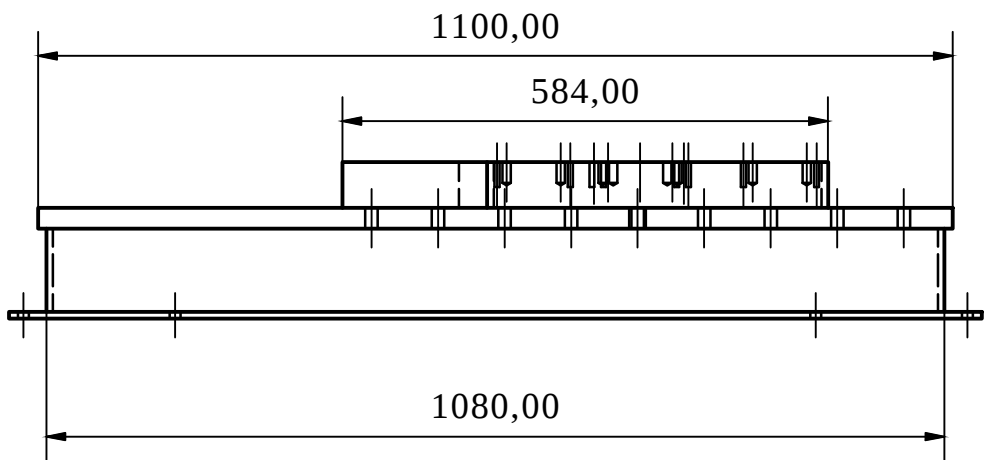
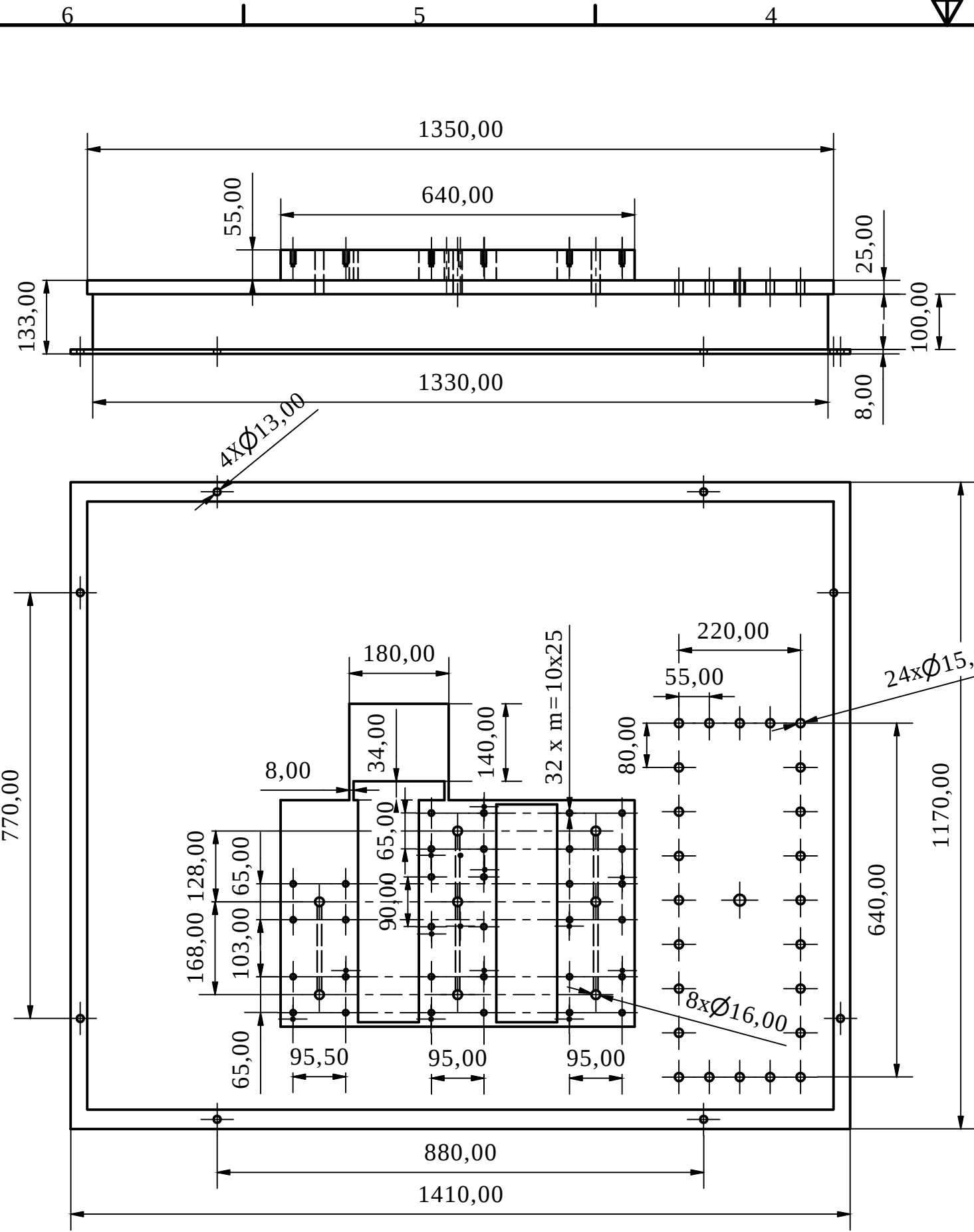
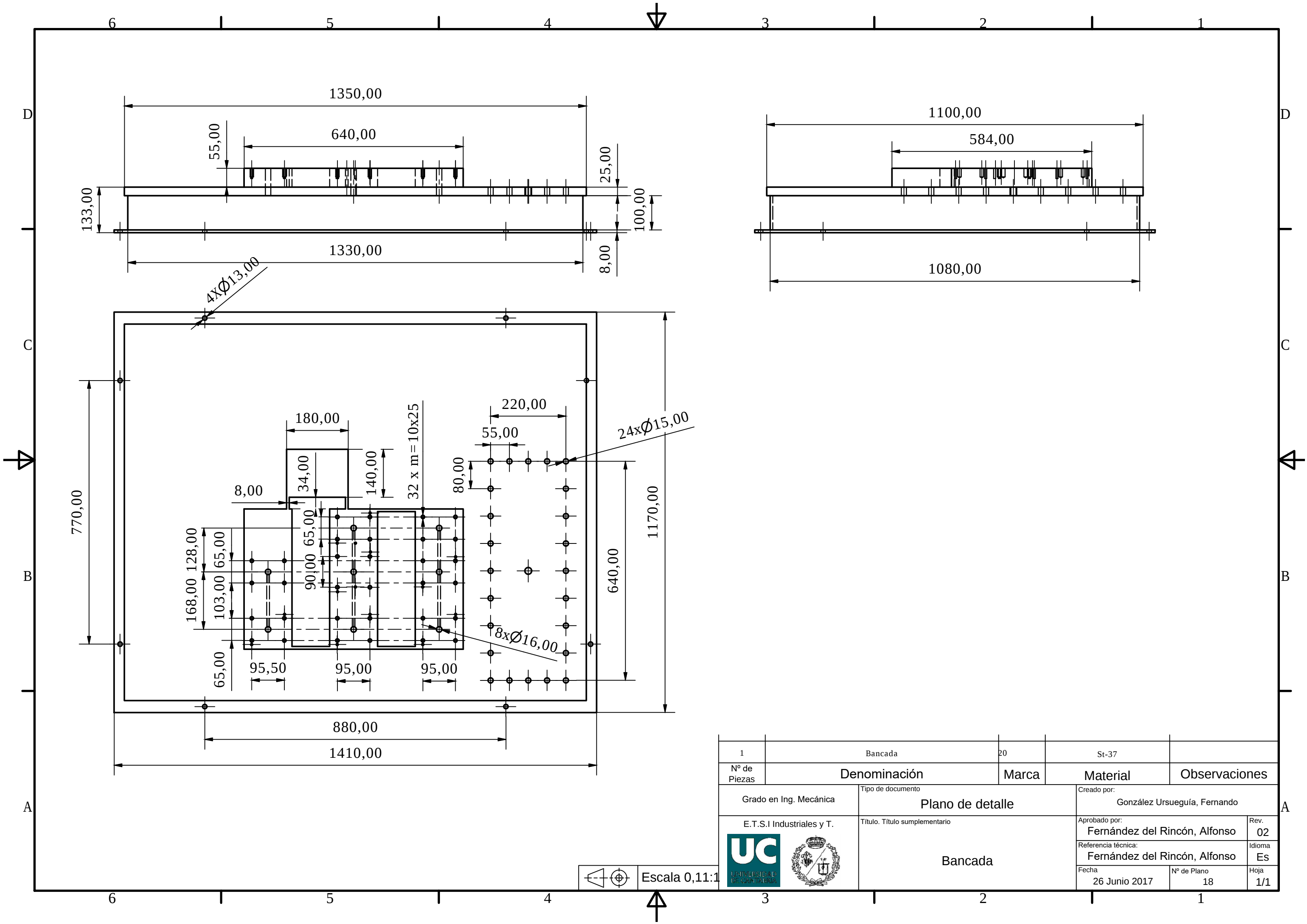
 Escala 1:1,5



1	Casquillo eje desplazable	18	St-37	
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica	Tipo de documento Plano de detalle		Creado por: González Ursueguía, Fernando	
E.T.S.I Industriales y T.	Título. Título suplementario Soporte Reenvío		Aprobado por: Fernández del Rincón, Alfonso	Rev. 02
 			Referencia técnica: Fernández del Rincón, Alfonso	Idioma Es
			Fecha 26 Junio 2017	Nº de Plano 17 Hoja 1/1

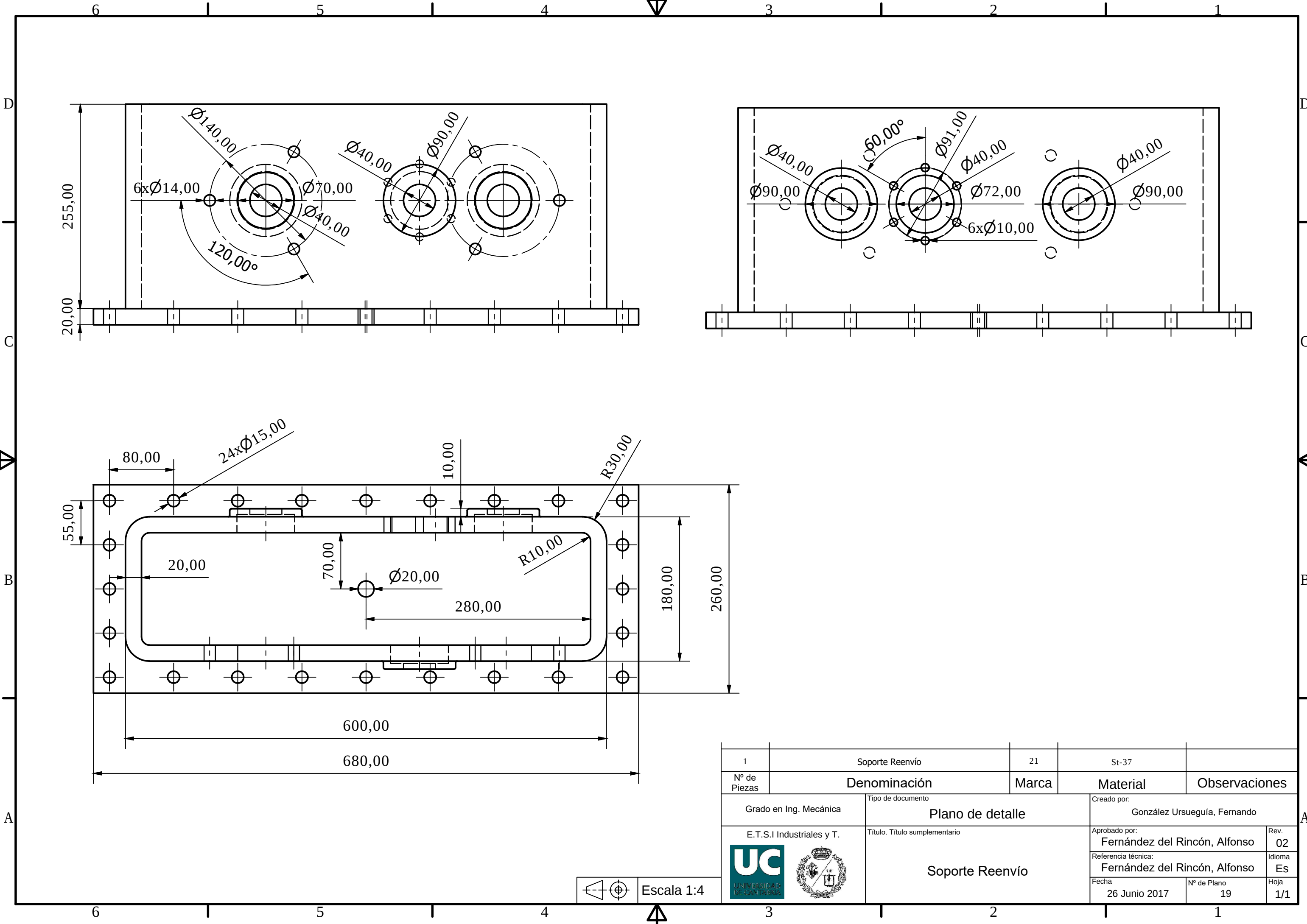


Escala 1:1

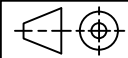


1	Bancada	20	St-37	
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica	Tipo de documento		Creado por:	
	Plano de detalle		González Ursueguía, Fernando	
E.T.S.I Industriales y T.	Título. Título suplementario		Aprobado por:	Rev.
Fernández del Rincón, Alfonso			02	
Referencia técnica:			Idioma	
Fernández del Rincón, Alfonso			Es	
 	Bancada		Fecha	Nº de Plano
			26 Junio 2017	18
				Hoja
				1/1

Escala 0,11:1



1	Soporte Reenvío	21	St-37	
Nº de Piezas	Denominación	Marca	Material	Observaciones
Grado en Ing. Mecánica	Tipo de documento		Creado por:	
E.T.S.I Industriales y T.	Plano de detalle		González Ursueguía, Fernando	
 	Título. Título suplementario		Aprobado por:	Rev.
			Fernández del Rincón, Alfonso	02
			Referencia técnica:	Idioma
Soporte Reenvío		Fernández del Rincón, Alfonso		Es
		Fecha	Nº de Plano	Hoja
		26 Junio 2017	19	1/1



Escala 1:4

DOCUMENTO N°4: PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

ÍNDICE.....	2
1 ALCANCE DE ESTE DOCUMENTO.....	1
1.1 CAPACIDAD DE TRABAJO.....	1
1.2 REQUISITOS DE INSTALACIÓN.....	1
1.2.1 Restricciones de ubicación.....	1
1.2.2 Servicios disponibles.....	1
2 MATERIALES.....	2
2.1 MATERIAL PARA EJES.....	2
2.2 MATERIAL PARA ENGRANAJES.....	2
2.2.1 Material para engranajes del tren de reenvío.....	2
2.2.2 Material para engranajes bajo ensayo.....	2
2.3 MATERIAL PARA LA BANCADA.....	3
2.3.1 Materiales de Oxicorte.....	3
2.4 MATERIAL SUBCONTRATADO.....	3
2.4.1 Materiales.....	3
2.4.1.1 Responsabilidad de suministro.....	3
2.4.1.2 Inspección.....	4
2.4.1.3 Identificación.....	4
2.4.1.4 Penalizaciones.....	4
2.4.1.5 Condiciones económicas.....	4
2.4.1.5.1 Facturación.....	4
2.4.1.5.2 Forma de pago.....	5
3 MEDIO AMBIENTE Y SEGURIDAD.....	6
3.1 SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO.....	6
3.2 CONDICIONES ACUSTICAS.....	6
3.3 OTRAS CONDICIONES SOCIALES.....	6

1 ALCANCE DE ESTE DOCUMENTO

En el presente documento se describen, claramente, los materiales a emplear y las condiciones de mecanizado y otras a aplicar a la fabricación de los elementos que sirvan para la reconversión del banco de ensayos, en lo sucesivo el banco, objeto del presente proyecto.

1.1 CAPACIDAD DE TRABAJO

El banco se concebido para que pueda funcionar, a plena capacidad, veinticuatro horas al día, siete días a la semana probado engranajes hasta su falla, sin que en ningún caso sufra deterioro el conjunto de los elementos que le forman, exceptuando los engranajes bajo ensayo.

1.2 REQUISITOS DE INSTALACIÓN.

1.2.1 Restricciones de ubicación.

Los componentes proyectados se incorporarán al banco preexistente por lo que las limitaciones de ubicación vienen marcadas por su bancada y el espacio disponible en el laboratorio donde se ubica. Eventualmente si por razones de diseño fuese necesario se rediseñaría la bancada, pero esta opción escapa al alcance del presente proyecto.

1.2.2 Servicios disponibles.

A efectos de instalación en el laboratorio se dispone de los siguientes servicios:

- Alimentación: 240V 3 fases 50 ciclos $\pm 10\%$ RMS.
- Aire comprimido: 10 bar Oil Free

2 MATERIALES.

En este apartado se especifican los materiales a emplear en la construcción de los elementos objeto de proyecto así como las condiciones a cumplir por los subcontratados y comerciales.

2.1 MATERIAL PARA EJES.

Para construir los ejes se empleará acero F-127 al cromo-níquel-molibdeno, DIN 40NiCrMo7, de gran tenacidad, preconizado para la fabricación de ejes, cigüeñales, bielas o husillos sometidos a grandes esfuerzos de fatiga, torsión, flexión, etcétera... Es de gran templabilidad y alta resistencia a la fluencia.

Al material a emplear se le dará un tratamiento térmico de bonificación para aumentar su resistencia mecánica y tenacidad.

2.2 MATERIAL PARA ENGRANAJES.

En este apartado distinguiremos el material para el tren de reenvío y los engranajes bajo ensayo, para garantizarnos la durabilidad del tren de reenvío.

2.2.1 Material para engranajes del tren de reenvío.

Para la fabricación de los engranajes del tren de reenvío se optará por un acero F-1252 al cromo-molibdeno, DIN 42CrMo4, de gran tenacidad, y alta templabilidad, preconizado para piezas sometidas a sollicitaciones elevadas.

Con objeto de mejorar su resistencia a fatiga se le someterá a templado periférico, por llama o inducción.

Se mecanizarán mediante arranque de viruta con fresa madre. Los ejes deberán estar rectificadas en las zonas de trabajo.

2.2.2 Material para engranajes bajo ensayo.

Los engranajes de ensayo se construirán con acero F-128 al cromo-níquel-molibdeno, DIN 34CrNiMo6, de gran templabilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga. Preconizado para la fabricación de piezas que exijan una buena combinación entre dureza y tenacidad como tornillería de alta resistencia, engranajes, árboles o discos de freno.

Su maquinabilidad es relativamente moderada y se encuentra en estado bonificado.

2.3 MATERIAL PARA LA BANCADA.

Ya se ha expresado que el tren de reenvío no precisa de modificación de la bancada del banco de ensayos pero en el caso que por razones de diseño fuese preciso incorporar nuevas piezas se utilizará en su fabricación acero al carbono St-37-2, S235JR DIN 10025, de uso general, no aleado y con una resistencia a la tracción mínima de 37 N/mm². Presenta una alta soldabilidad, lo que lo hace adecuado para el montaje de las diversas chapas y pletinas que la integran.

2.3.1 Materiales de Oxicorte.

Todos los materiales de oxicorte se entregarán debidamente rebarbados y con bordes mecanizados.

2.4 MATERIAL SUBCONTRATADO.

En este apartado se recogen los requisitos exigibles a los productos individuales, o subconjuntos, fabricados por terceros, por necesidades de producción o características especiales, que se incorporaran al presente proyecto.

2.4.1 Materiales

Los materiales deberán de cumplir las condiciones, materiales de composición dimensiones y tratamientos especificadas en los planos y otros documentos que componen el proyecto. Aquellos materiales que no cumplan con las condiciones exigidas, deberán ser sustituidos por el suministrador sin coste adicional sin que ello suponga un cambio de los plazos de suministro.

2.4.1.1 Responsabilidad de suministro

El suministro debe de llevarse a cabo por parte del suministrador en el plazo establecido en el pedido oficial.

Las posibles modificaciones que puedan surgir, debido a la falta de stock, cambio de diseño e imposibilidad de cumplir con el plazo establecido, se comunicarán, por escrito, de modo inmediato, tan pronto como se conozcan, al responsable asignado quien evaluará, aceptará o rechazará según su criterio, comunicando su decisión, por escrito, al proveedor y procediendo, si fuese necesario, a modificar los documentos originales o condiciones contractuales.

Las propiedades de los materiales suministrados estarán debidamente documentadas de forma que, junto con el albarán, el suministrador entregue un documento que acredite que cumple con las propiedades exigidas en el pedido.

La garantía de los suministros por parte del suministrador irá desde el momento de la emisión del pedido hasta la entrega del último lote.

2.4.1.2 Inspección

El responsable técnico de la subcontratación podrá visitar las dependencias del subcontratista, previa comunicación y acuerdo de fechas, para proceder a las labores de inspección y, en su caso, aceptación de las piezas, o modificaciones, del suministro. Es responsabilidad del subcontratista facilitar, a este responsable, los medios de metrología, debidamente homologados por compañía acreditada, así como los medios humanos, de elevación, etc., necesarios para el correcto desempeño de su labor inspectora.

2.4.1.2 Identificación

La identificación del material cumplirá con los requisitos del pedido. Está permitido la estampación y el punzonamiento para el marcado, pero no las entalladuras y cincelados.

2.4.1.3 Penalizaciones

El subcontratista deberá responder, frente a la empresa y terceros, de todos aquellos daños y/o perjuicios que puedan producirse por efecto directo de la falta de calidad del material suministrado, y siempre que se hubiera hecho un buen uso de él.

El plazo de entrega del suministro será improrrogable excepto en los casos indicados en el apartado 'Responsabilidad del Suministro', cualquier otro motivo será considerado un incumplimiento al que se aplicará las penalizaciones incluidas en el contrato de suministro.

2.4.1.4 Condiciones económicas

2.4.1.4.1 Facturación

Las facturas serán remitidas en papel, debidamente firmadas y selladas, acompañadas de una copia del, o los, albarán de entrega, debidamente firmado de recepción, de elementos que se incluyen en ella.

Caso que, previo acuerdo, se opte por el formato digital, las facturas deberán enviarse por el medio previamente acordado con el departamento de administración cumpliendo, el remitente, las siguientes condiciones:

- Se respetará el formato español Factura 'e',
- se garantizará la autenticidad del origen (identidad) y la integridad de las facturas mediante la firma electrónica que se genera con los certificados electrónicos admitidos,
- y se almacenará las facturas digitalmente tal y como fueron enviadas, incluyendo la factura y la firma electrónica de la misma.

En cualquier caso, se respetarán las normas reflejadas en las órdenes: EHA 962/2007 sobre facturación electrónica y Orden PRE 2971/2007 sobre expedición de facturas cuando el destinatario es la Administración General del Estado, emitidas por la Agencia Tributaria y la Secretaría de Estado de Telecomunicaciones y para la Sociedad de la Información.

2.4.1.4.2 *Forma de pago*

Tras la conformidad del responsable asignado, se procederá a su abono, mediante transferencia bancaria, en el plazo máximo de 60 días, incluido los procesos de aceptación, tramitación, contabilización y pago.

3 MEDIO AMBIENTE Y SEGURIDAD.

El equipo cumplirá todas las regulaciones estatales, europeas y locales que rigen la protección de la salud y seguridad del empleado, así como las medidas de control de la contaminación necesarias para proporcionar protección ambiental a la comunidad.

3.1 SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO.

Concretamente lo especificado en la LEY 31/1995, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales (Artículo 7.2 , 11) y desarrollado en el REAL DECRETO 39/1997, de 17 de enero, por el que se aprueba el Reglamento de los Servicios de Prevención. (Anexo I.i, I.(f,k)).

3.2 CONDICIONES ACUSTICAS.

El equipo no deberá exceder de un nivel de ruido de 82 dbA en la posición del operador. En todos los demás puntos situados en un volumen de un metro hacia fuera y a un metro hacia arriba del equipo, el nivel de ruido ambiental no excederá 72 dbA en el punto de medición. En el caso de que se instale más de un equipo en la misma ubicación, el nivel de ruido acumulado no debe exceder los 85 dbA.

En cualquier caso, se suministrarán instrucciones detalladas, incluso planos, de la ubicación de los elementos de seguridad.

3.3 OTRAS CONDICIONES SOCIALES.

Se prohíbe el uso de materias primas o manufacturadas, así como cualquier tipo de producto que incurra en violación de los principios de responsabilidad social para las organizaciones, establecidos en el Pacto Mundial de las Naciones Unidas o prácticas de deslocalización en mano de obra que no tengan los mínimos derechos laborales exigidos por la O.I.T.

DOCUMENTO N°5: PRESUPUESTO

ÍNDICE

ÍNDICE.....	2
1 PRESUPUESTO.....	3
1.1 COSTE MATERIAL.....	3
1.1.1 Material calibrado y/o calibrado-rectificado y aceros especiales.	3
1.1.2 Artículos de fabricación subcontratados.....	3
1.1.2 Artículos comerciales.....	3
1.2 COSTES LABORALES.....	5
1.2.1 Costes laborales por áreas no fabricación.	5
1.2.2 Costes laborales área de fabricación: mecanizado	5
1.3 RESUMEN DEL COSTE GENERAL DEL PROYECTO	7
1.3.1 Coste material del proyecto	7
1.3.2 Coste laboral del proyecto	7
1.3.3 Amortización	7
1.4 Costes totales	7

1 PRESUPUESTO

El coste total del proyecto recoge los costes totales materiales más los costes de mano de obra en aquellas piezas fabricadas por nuestros medios.

1.1 COSTE MATERIAL

1.1.1 Material calibrado y/o calibrado-rectificado y aceros especiales.

Tabla 1. Material calibrado-rectificado y aceros especiales

Posición	Plano	Denominación	Ud.	Cantidad	Precio Ud.	Coste
		Barra calibrada Ø	m.	1,00	69,91 €	69,91 €
		Barra calibrada F	m.	0,50	114,70 €	57,35 €
		Acero DIN 17200 40NiCrMo8	Kg.	20,00	14,00 €	280,00 €
		Acero DIN V17006- 100 St-37	Kg.	45,00	8,60 €	387,00 €
		Acero DIN 17200 42CrMo4	Kg.	40,00	16,60 €	664,00 €
Total Material calibrado-rectificado						1.458,26 €

1.1.2 Artículos de fabricación subcontratados

Tabla 2. Artículos de fabricación subcontratados.

Posición	Plano	Denominación	Ud.	Cantidad	Precio Ud.	Coste
		Caja de protección	Ud.	1,00	356,20 €	356,20 €
	1	Rampa sistema lubricación	Ud.	1,00	140,00 €	140,00 €
	1	Soporte tren reenvío	Ud.	1,00	350,00 €	350,00 €
Total fabricados subcontratados						846,20 €

1.1.2 Artículos comerciales

Tabla 3. Artículos comerciales.

Posición	Plano	Denominación	Ud.	Cantidad	Precio Ud.	Coste
	1	Tornillo M14 DIN – 912	Ud.	24,00	0,02 €	0,48 €
	1	Tornillo M10 DIN – 912	Ud.	6,00	0,02 €	0,12 €

Posición	Plano	Denominación	Ud.	Cantidad	Precio Ud.	Coste
	1	Tuerca Exag. M10 DIN 934	Ud.	6,00	0,09 €	0,54 €
	1	Rodamiento de rodillos SKF 22208E	Ud.	1,00	73,63 €	73,63 €
	1	Rodamiento de rodillos SKF 22207E	Ud.	4,00	66,60 €	266,40 €
	1	Rodamiento de bolas SKF, Axial, 51204	Ud.	1,00	17,27 €	17,27 €
	1	Soporte SKF- Bearing FNL 508 A	Ud.	2,00	75,81 €	151,62 €
	1	Gato Hidráulico ZINKO ZMJ-5P	Ud.	1,00	384,01 €	384,01 €
	1	Acoplamiento elástico Jaure S 085 A	Ud.	2,00	250,00 €	500,00 €
Total artículos comerciales						1.394,07 €

1.2 COSTES LABORALES.

En este apartado incluiremos los costes de fabricación de las piezas en instalaciones propias, los costes de ingeniería y otros. En cualquier caso el precio por hora incluye los costes salariales de mano de obra directa, coste de Seguridad Social de los trabajadores, parte proporcional de gastos generales, y suministros generales (agua, gas, electricidad, etc...), amortizaciones y parte proporcional de mantenimiento.

1.2.1 Costes laborales por áreas no fabricación.

Tabla 4. Costes laborales por áreas.

Área	Ud. Medida	Cantidad	Precio Ud.	Coste
Proyecto	h.	27,00	30,00 €	810,00 €
Diseño	h.	70,00	29,00 €	2.030,00 €
Otros	h.	10,00	29,00 €	290,00 €
TOTAL (€)				3.130,00 €

1.2.2 Costes laborales área de fabricación: mecanizado

(El precio hora incluye mano de obra, consumibles, energía, amortizaciones y parte proporcional de gastos generales).

Tabla 5. Costes laborales mecanizado.

Maquina	Ud. Medida	Cantidad	Precio Ud.	Coste
Fresadora CORREA	h.	2,30	49,00 €	112,70 €
Fresadora KONDIA	h.	8,30	38,00 €	315,40 €
Fresadora LAGUN	h.	9,20	33,00 €	303,60 €
Torno CNC LEALDE	h.	6,20	38,00 €	235,60 €
Mandrinadora JUARISTI	h.	21,20	60,00 €	1.272,00 €
Sierra de vaiven	h.	15,00	22,00 €	330,00 €

Maquina	Ud. Medida	Cantidad	Precio Ud.	Coste
Taladro de columna	h.	2,20	26,00 €	57,20 €
TOTAL (€)				2.626,50 €

1.3 RESUMEN DEL COSTE GENERAL DEL PROYECTO

1.3.1 Coste material del proyecto

<i>Material calibrado y/o calibrado-rectificado y aceros especiales.</i>	<i>1.458,26€</i>
<i>Artículos de fabricación subcontratados</i>	<i>846,20€</i>
<i>Artículos comerciales</i>	<i>1.394,07€</i>
<i>Subtotal de costes materiales</i>	<i>3.698,53€</i>

1.3.2 Coste laboral del proyecto

<i>Área de diseño y proyectos</i>	<i>3.130,00€</i>
<i>Área de fabricación</i>	<i>2.626,50€</i>
<i>Subtotal de costes laborales</i>	<i>5.756,50€</i>

1.3.3 Amortización

Como fabricante y no usuario, no es posible realizar un cálculo de amortización de la máquina previo por desconocimiento inicial del uso que el cliente va a darle a la máquina. El cliente realizará tal cálculo en función de sus intereses y acorde a las características propias de la máquina que ha solicitado.

1.4 Costes totales

Costes materiales + costes laborales	9.455,03€
Costes administrativos y de ventas	283,66€
<i>(3,00% S/ Costes materiales +Laborales)</i>	
Margen industrial y riesgo	378,21€
<i>(4,00% S/ Costes materiales +Laborales)</i>	

Coste total del proyecto

10.116,90€

El coste total del proyecto asciende a la cantidad de diez mil ciento dieciséis euros con noventa céntimos de euro (10.116,90€).

Santander, a 26 de junio del 2017

El ingeniero

Fernando González Ursueguía