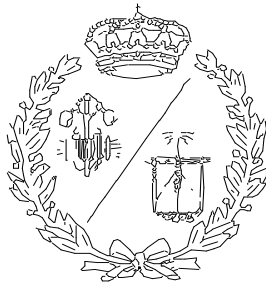


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**Diseño de una máquina de corte por chorro de
agua a alta**

**presión para materiales sensibles al calor.
(Design of a waterjet cutting machine for heat
sensitive materials.)**

Para acceder al Título de

**GRADUADO EN INGENIERÍA EN
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

Autor: Carlos Peraza Moreno

Julio – 2022

RESUMEN: El presente proyecto tiene como objeto el diseño de una máquina de corte por chorro de agua a alta presión para materiales sensibles al calor, de un tamaño máximo de pieza del tamaño estándar de un tablón de madera, 2440x1220mm. El diseño contempla los mecanismos necesarios para el movimiento de los diferentes componentes de la máquina durante el funcionamiento, así como la zona donde se realizará el trabajo. Se ha dimensionado el tanque de agua que se va a necesitar teniendo en cuenta las presiones del agua. Se han seleccionado los husillos y sus correspondientes tuercas, así como los sistemas de guiado lineal, comprobando el correcto funcionamiento ante las cargas a las que deben hacer frente y la vida útil que tendrá cada uno de los componentes. Además, se han dimensionado los elementos de unión, validando la selección de los pernos mediante el EAE y la selección de rodamientos mediante el catálogo de SKF. Por último, se ha realizado el modelado 3D de la máquina, incluyendo todos los componentes necesarios para el funcionamiento.

ABSTRACT: The purpose of this project is the design of a high-pressure water jet cutting machine for heat sensitive materials, with a maximum piece size of the European standard size of a wooden plank, 2440x1220mm. The design contemplates the necessary mechanisms for the movement of the different components of the machine during operation, as well as the area where the work will be performed. The water tank that will be needed has been dimensioned taking into account the water pressures. The spindles and their corresponding nuts have been selected, as well as the linear guiding systems, checking the correct operation when facing the loads during operation and the useful life that each of the components will have. In addition, the joint elements have been dimensioned, validating the selection of bolts by means of the EAE and the selection of bearings by means of the SKF catalog. Finally, the 3D modelling of the machine has been carried out, including all the components required for operation.

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: PRESUPUESTOS

DOCUMENTO N°1: MEMORIA

ÍNDICE

1. OBJETO.....	3
2. ALCANCE	3
3. ANTECEDENTES.....	3
4. NORMAS Y REFERENCIAS	4
4.1 PROGRAMAS DE CÁLCULO	4
4.2 BIBLIOGRAFÍA	5
5. REQUISITOS DE DISEÑO	6
6. SOLUCIÓN ADOPTADA Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO	6
6.1 ESTRUCTURA	7
6.1.1 Tanque	7
6.1.2 Mesa de trabajo	9
6.1.3 Sistema de movimiento	10
6.2 MECANISMO DE MOVIMIENTO	11
6.2.1 Sistema de movimiento	11
6.2.2 Sistema de guiado	12
6.2.3 Aislamiento del sistema	13
6.2.4 Motorizado	14
6.3 ALMACENAMIENTO Y REGULACIÓN DE ABRASIVO	15
6.4 CABEZAL DE CORTE.....	16

1. OBJETO

El objeto del presente proyecto es diseñar una máquina de corte para una empresa. Dicha empresa solicita una cortadora que sea compatible con materiales sensibles al calor, como la fibra de carbono, la espuma o el aluminio. Entre los diferentes métodos de corte disponibles (por ejemplo, por plasma, por láser o por chorro de agua), se elige el chorro de agua porque proporciona un corte en frío que permite trabajar con materiales termosensibles. Además, a petición del cliente, la mesa de trabajo de la máquina ha de poder cortar, como mínimo, piezas de 2440x1220 mm, una de las medidas estándar de los tableros de madera.

2. ALCANCE

El alcance de este proyecto es la documentación de la fase de diseño tanto de la estructura de la máquina, como el del sistema de movimiento, incluyendo el estudio del corte. Las fases en las que se va a realizar son las siguientes:

- Conocimiento del funcionamiento de una máquina CNC.
- Diseño de la estructura del tanque.
- Estudio y diseño de la mesa de corte.
- Estudio y diseño del sistema de movimiento para ejes.
- Diseño de los componentes de unión.
- Realización de planos.
- Condiciones de uso.
- Cálculo de presupuestos.

En este proyecto no se realiza el estudio del sistema de control de la máquina.

3. ANTECEDENTES

La empresa dispone de una nave para el montaje de la máquina de corte a diseñar. En dicho lugar se puede permitir el montaje con el espacio requerido para las operaciones indicado en el pliego de condiciones.

La empresa no requiere llevar a cabo un corte para materiales de alta resistencia como puede ser el acero, ya que para ello existen otras tecnologías de corte que ofrecen una mayor efectividad. En este caso se desea que los materiales sean blandos y que, por lo general, se vean afectados cuando se trabajan a altas temperaturas.

Entre los materiales afectados por las altas temperaturas que ofrecen cortes tipo láser o plasma, se destacan el aluminio, la fibra de carbono o la espuma. De estos materiales se fabrican y cortan muchas de las piezas que quieren realizar en la empresa, por lo que es necesario tener la opción de realizar el corte en frío que ofrece el corte por chorro de agua a alta presión.

4. NORMAS Y REFERENCIAS

La normativa aplicada para la realización de este proyecto es la siguiente:

- [1] CENTRO DE PUBLICACIONES GENERAL TÉCNICA MINISTERIO DE FOMENTO. 2011. EAE, Instrucción de acero estructural.
- [2] UNE 157001 – Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- [3] UNE 10020 – Definición y clasificación de los tipos de acero.
- [4] UNE 17115 – Elementos de fijación. Conjuntos de tornillo, tuerca y arandela para uso en apoyos metálicos para líneas eléctricas aéreas. Características dimensionales y mecánicas.
- [5] UNE-EN 14399 – Conjuntos de elementos de fijación estructurales de alta resistencia para precarga.

4.1 PROGRAMAS DE CÁLCULO

En el desarrollo de este proyecto se ha hecho uso de los siguientes programas:

- *Autodesk Inventor Professional 2023* para el diseño y modelado de la máquina.
- *Microsoft Excel* para la realización de cálculos.

4.2 BIBLIOGRAFÍA

- [1] Acomet Metales & Minerales. (2022). *Dossier Arena de Garnet*. Obtenido de <http://www.acomet.es/brochures/Dossier%20Arena%20de%20Garnet%2020170918.pdf>
- [2] Desconocido. (2022). *Teoría Clásica de Placas*.
- [3] Direct Industry. (2022). *Tolva de dosificación*. Obtenido de <https://www.directindustry.es/prod/jet-edge/product-11866-424083.html>
- [4] Echebarria suministros. (2022). *Tornillería y Remaches*. Obtenido de <https://echebarriasuministros.com/images/catalogo/13-tornilleria-y-remaches.pdf>
- [5] Gabrian. (2016). *Aluminio 6061: Conozca Sus Propiedades y Usos*. Obtenido de <https://www.gabrian.com/es/aluminio-6061-conozca-sus-propiedades-y-usos/>
- [6] Grupo Relesa. (2022). *Rejillas metálicas*. Obtenido de <https://gruporelesa.com/cat-productos/rejilla/>
- [7] KMT. (2022). *KMT Product Brochure*. Obtenido de https://www.kmtwaterjet.com/KMT-Product-Brochure_EN.pdf
- [8] KMT. (2022). *KMT Waterjet Calculator*. Obtenido de <https://www.kmtwaterjet.com/kmt-cut-calculator.aspx>
- [9] KORTA. (2022). *Dimensional Castellano-Ingles*. Obtenido de http://www.korta.com/wp-content/uploads/2021/09/DIMENSIONAL_CASTELLANO-INGLES_V5.pdf
- [10] KORTA. (2022). *Técnico Castellano-Inglés*. Obtenido de http://www.korta.com/wp-content/uploads/2021/09/TECNICO_CASTELLANO-INGLES_V3.pdf
- [11] Kovacevic, A. W. (1997). *Principles of Abrasive Water Jet Machining*. Dallas: Springer.
- [12] mdec. (2022). *Medidas de los tableros derivados de la madera: Descubre cuáles son los estándares*. Obtenido de <https://www.emedec.com/medidas-tableros-descubre-cuales-son-los-estandares/#:~:text=Los%20formatos%20m%C3%A1s%20habituales%20en,x%201250%20o%201220%20mm>
- [13] Megyesy, E. F. (2001). *Pressure Vessell Handbook*. Tulsa.
- [14] Nickel Development Institute. (2022). *Design Guidelines for the Selection and Use of Stainless Steel*.
- [15] OPAC Components. (2022). *ISO 4762 (DIN 912)*. Obtenido de <https://www.opac.net/pdf/H912.pdf>
- [16] RDM Electric Machines. (2022). *Motores Estándar*. Obtenido de <https://docs.gestionaweb.cat/0824/catalogo-servomotores-estandar.pdf>
- [17] Rein Exclusivas. (2022). *Fuelles cosidos*. Obtenido de <http://www.exrein.es/pei/fuelles-cosidos>
- [18] Schaeffler. (2008). *Sistemas de Guiado Lineal*. Schaeffler KG.

- [19]SKF. (Enero de 2019). *Rodamientos*. Obtenido de https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf
- [20]TECNOPOWER. (2022). *Guías Lineales Tecnopower*. Obtenido de <https://www.tecnopower.es/sites/default/files/tecnopower-guias-lineales-seleccion.pdf>
- [21]THK. (2022). *Catálogo general. Guías lineales*. Obtenido de https://tech.thk.com/es/products/pdf/es_b00_001.pdf
- [22]ThyssenKrupp Aceros y Servicios S.A. (2022). *Catalogo comercial*. Obtenido de https://www.thyssenkrupp-steel.com/media/cl/media/aceros/aceros_de_f_cil_mecanizaci_n/barras_de_aceros_inoxidable/aisi_316l.pdf
- [23]Tornillería Malagueña. (2022). *Tornillería Malagueña tienda*. Obtenido de <https://www.tornilleriamalaguena.com/tienda/>

5. REQUISITOS DE DISEÑO

Se requiere llevar a cabo un corte de alta precisión y calidad mediante un método que no afecte térmicamente al material. Los materiales a cortar son blandos y ligeros, además de sensibles a la exposición a altas temperaturas. Las dimensiones máximas de las piezas que se van a cortar son las de un tablero de madera de tamaño estándar, 2440x1220mm, con un máximo espesor de 50 mm.

6. SOLUCIÓN ADOPTADA Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Dado el tipo de proyecto que se ha realizado se ha creído conveniente juntar estos apartados para dar así una visión más clara de las ventajas de la solución escogida. En la Figura 1 se muestra el modelado completo de la máquina.

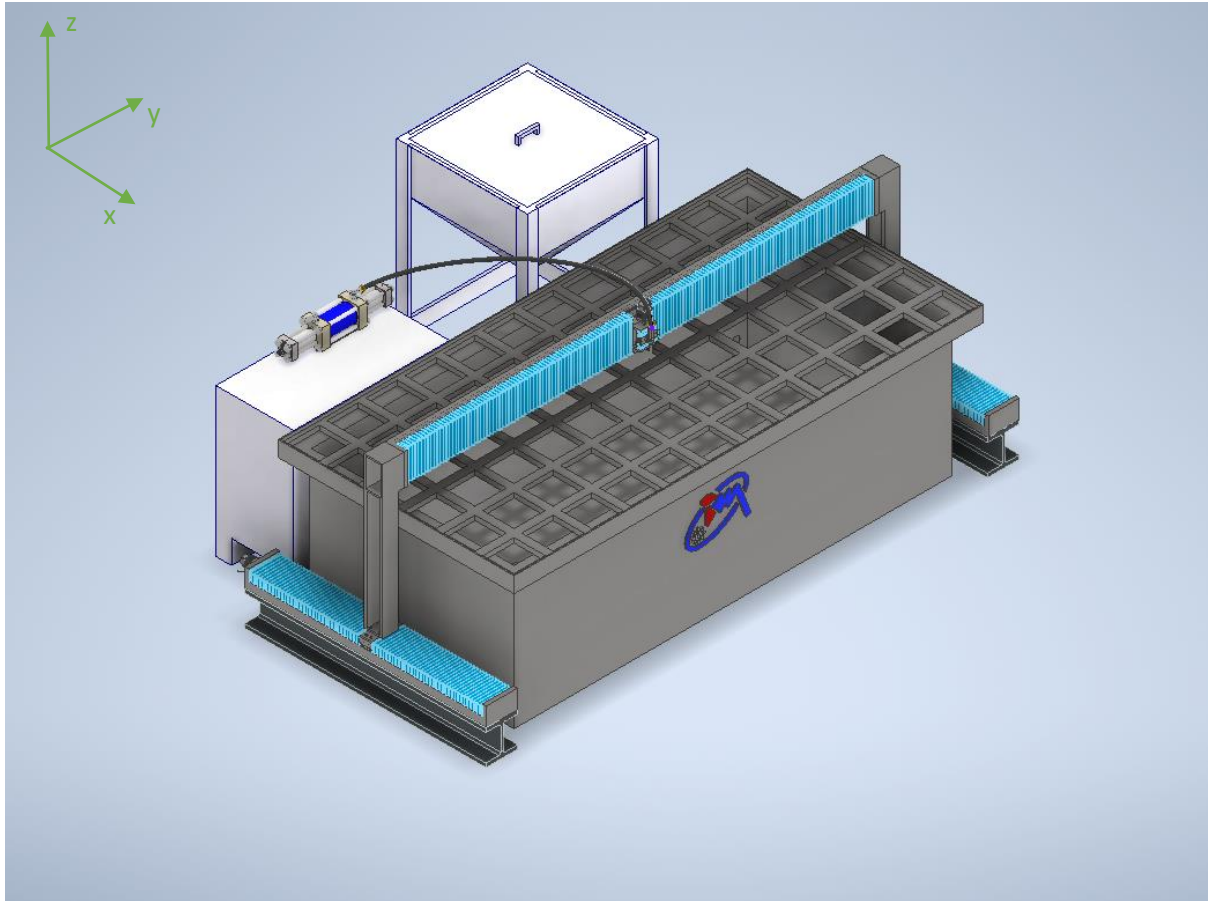


Figura 1. Máquina de corte por chorro de agua.

6.1 ESTRUCTURA

Para diseñar la estructura de la máquina se valoraron una serie de alternativas relativas a las características del tanque de agua y del sistema de movimiento.

6.1.1 Tanque

El tanque tiene unas dimensiones finales máximas de 3014x1514x950mm, pero no se llenará en su totalidad, ya que la parte superior está diseñada para el apoyo de la rejilla que se utiliza como mesa de trabajo. Además, dispone de un desagüe en la base para poder vaciarlo, como se observa en la Figura 2, y proceder a su limpieza mediante la retirada de los residuos del material cortado y de los restos de la arena de granito utilizada como abrasivo. Por otro lado, se dispondrá de un segundo desagüe a media altura para limitar la subida del nivel del agua.

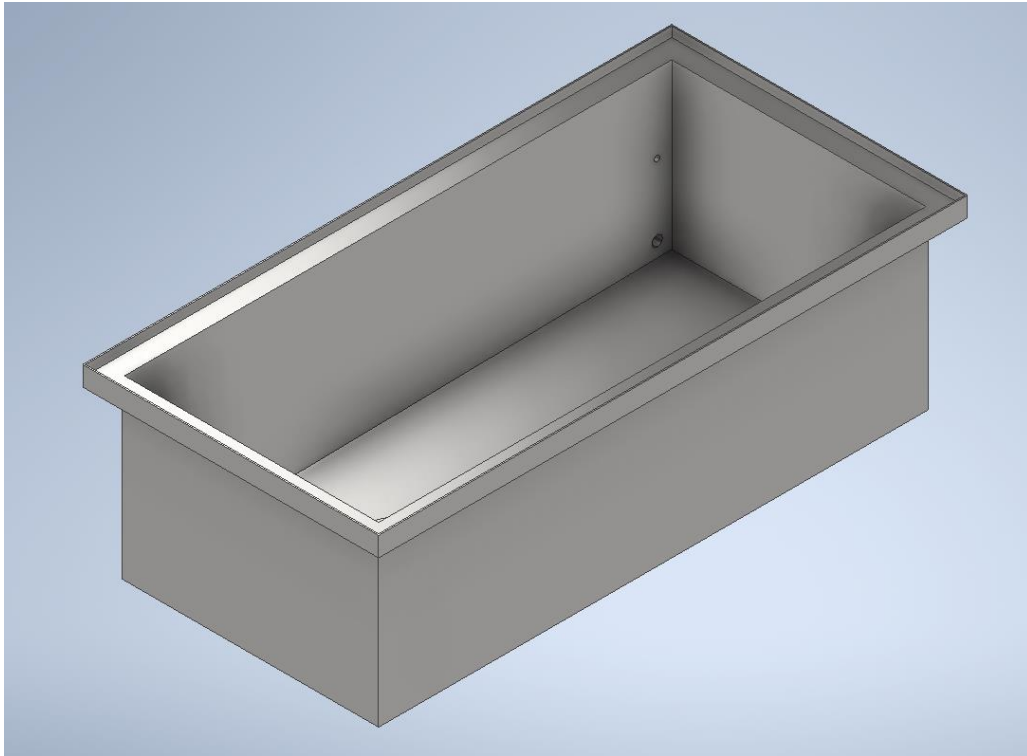


Figura 2. Tanque de agua

En cuanto al apoyo de la rejilla, inicialmente se valoró la posibilidad de utilizar vigas atornilladas a la base del tanque y sustentadas en un marco longitudinal. Esta opción se descartó porque el atornillado de las vigas era incompatible con la inclinación del fondo del tanque necesaria para facilitar la recogida de los restos de arena y partículas de material. Además, debido a su tamaño, las vigas estarían protegidas por tan solo una capa muy fina de agua, por lo que se verían afectadas por el chorro de agua y, con el tiempo, sería necesario sustituirlas por otras. Las ventajas que ofrece esta solución con respecto a la flecha debida al peso de la rejilla son mínimas en comparación con la cantidad de hierro que se utilizaría para la fabricación de las vigas, por lo que no adoptarla supone también un ahorro de material importante.

Una vez descartada la alternativa de las vigas, se valoró la posibilidad de apoyar la mesa de trabajo únicamente en un marco creado en el tanque de manera longitudinal o transversal. La decisión final fue crear un marco perimetral. En comparación con el marco longitudinal o transversal, la solución perimetral ofrece una reducción considerable de la posible flecha máxima de la rejilla. Además, permite reducir un poco el tamaño del tanque, por lo que se obtiene un pequeño ahorro de material.

Aunque la estructura final constará de un marco perimetral, para los cálculos de la flecha también se tendrán en cuenta las opciones de los marcos longitudinal y transversal, ya que a partir ellas se puede llegar a una flecha máxima aproximada más realista.

6.1.2 Mesa de trabajo

Para la mesa de trabajo se ha optado por utilizar una rejilla prensada de flejes iguales. Esta opción permite apoyar piezas de todo tipo de tamaños, evitando que las piezas caigan al tanque. Además, permite el paso del chorro de agua y así llegar al frenado por el agua del tanque.



Figura 3. Vista lateral de la rejilla. [11]

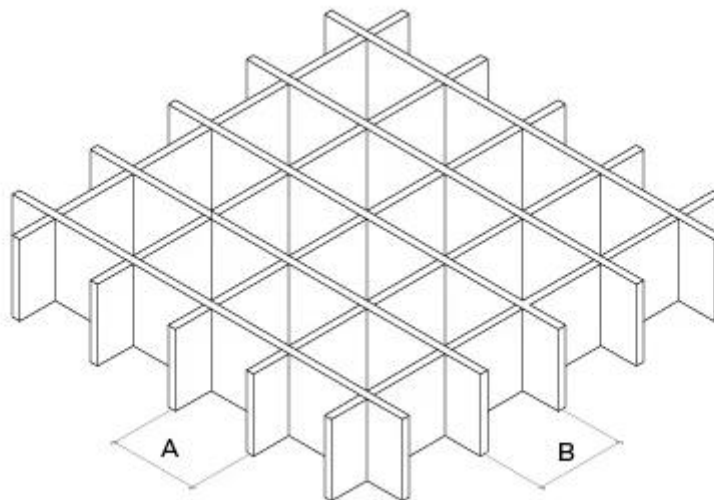


Figura 4. Vista isométrica de la rejilla. [11]

El tamaño elegido para la distancia entre ejes de pletina, según la Figura 4, A y B, es de 20 mm, para obtener así una rejilla con secciones cuadradas. La altura escogida, según la Figura 3, h, es de 30 mm, con un espesor de pletina, e, de 2 mm.

6.1.3 Sistema de movimiento

La estructura final del sistema de movimiento consta de dos vigas HEM200 de 1500mm de longitud, una a cada lado, en las que se apoya el mecanismo de movimiento transversal o en el eje X, como se muestra en la Figura 5. Dicho mecanismo de movimiento soporta el puente donde se encuentra el cabezal de corte, la cual se desplaza tanto en dirección longitudinal o en el eje Y como en dirección vertical o en el eje Z.

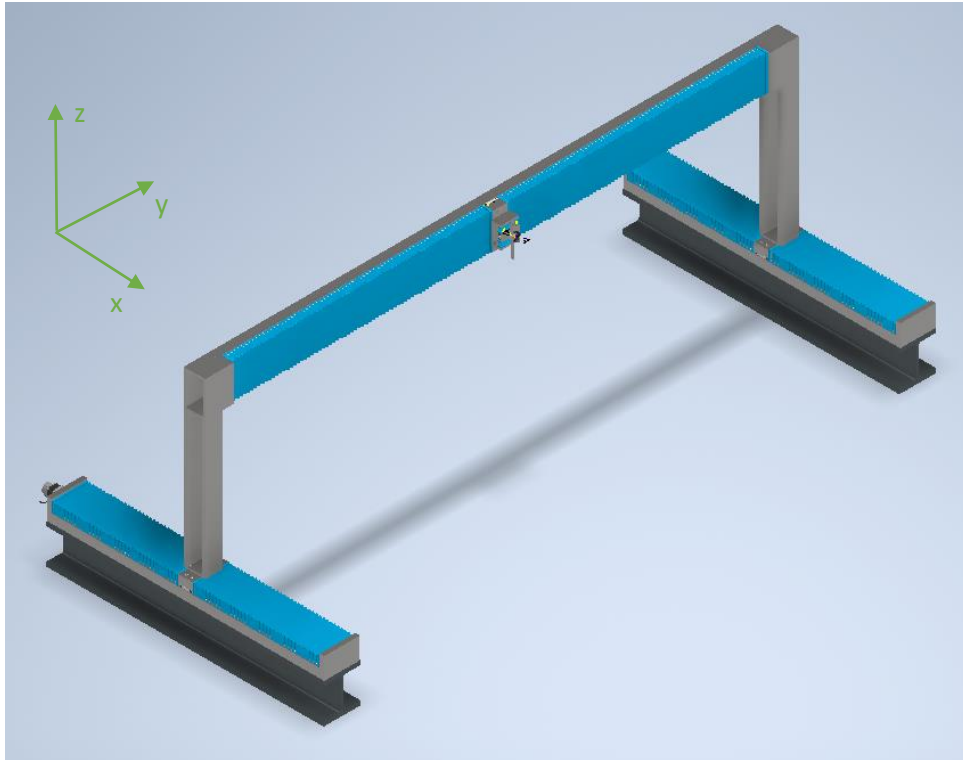


Figura 5. Estructura de movimiento.

El sistema de movimiento es independiente del tanque, el cual queda así liberado de los esfuerzos mecánicos que le causaría el apoyo del sistema. Inicialmente se ideó un sistema de movimiento unido al propio tanque. Esta opción implicaba reforzar las paredes del tanque para que pudieran aguantar el conjunto del sistema movimiento. Dentro del refuerzo se realizarían dos cajones que alojarían, en horizontal o en vertical, el sistema mediante el cual se desplaza el puente. La opción vertical se descartó rápidamente porque el esfuerzo que deben soportar los patines es mayor.

Como alternativa para utilizar un husillo menos, se ideó una estructura en la que el puente estaría fijo al suelo y sería la mesa de trabajo la que se desplazara transversalmente mediante un husillo situado bajo ella. Por el puente se movería únicamente el cabezal en dirección

longitudinal y vertical. De esta forma utilizaría un único husillo para el movimiento de la mesa en lugar de los dos necesarios para el movimiento del puente. El sistema de puente fijo al suelo planteó una serie de inconvenientes en su funcionamiento. El primero de ellos era la ausencia de un mecanismo de frenado del chorro de agua, necesario para evitar que el husillo que mueve la mesa se dañe. Había que diseñar un tanque que frenara el chorro para que este no dañara el husillo. Además, dicho tanque debería tener un desagüe para poder evacuar el exceso de agua producido por el chorro de corte y para proceder a su vaciado y posterior limpieza mediante la retirada de la arena de granate y los residuos metálicos. Se encontraron soluciones para estos problemas, pero la complejidad de su diseño hizo que se retomara la opción del puente móvil. Además, las piezas añadidas limitarían el tamaño de la pieza a cortar, por lo que para cubrir las necesidades de la empresa de poder cortar un tablero estándar de 2440x1220mm habría que realizar un conjunto más grande.

Por último, se valoraron las dos opciones de posición del puente del mecanismo de movimiento: transversal y longitudinal. El puente longitudinal ofrece como gran ventaja el ahorro de material y dinero que se deriva del menor tamaño total de los husillos (en este caso, dos husillos de 1500mm y uno de 3000mm en vez de dos de 3000mm y uno de 1500mm) y de todas las piezas relacionadas con ellos, desde las guías hasta la base que los sujeta. Una posible desventaja es que el puente longitudinal, al tener mayor separación entre sus apoyos, podría tener una flecha mayor. No obstante, tras calcular las flechas respectivas para las dos longitudes de puente (longitudinal y transversal), se determinó que la flecha del puente no es un factor necesario a tener en cuenta, por lo que la opción del puente longitudinal es la que ofrece más ventajas.

6.2 MECANISMO DE MOVIMIENTO

6.2.1 Sistema de movimiento

Para el movimiento en los ejes X e Y se exploró primero la posibilidad de utilizar un sistema de correa y polea dentadas. El sistema estaría formado por una correa que discurre a lo largo de la cara superior de una viga lateral al tanque, una polea dentada y un sistema de guía constituido por tres ruedas, una inferior y dos superiores. Finalmente se descartó la idea

debido a que una máquina CNC debe tener una gran precisión y hay otras opciones que ofrecen más precisión que una correa dentada.

En cuanto al movimiento en el eje Z, en un primer momento se planteó la idea de realizar un movimiento manual y se propusieron dos posibilidades. La primera consistía en un husillo de ajuste manual, ajustable desde la parte superior del mismo. La segunda opción era un carril lineal que se fijaba mediante dos tornillos y se ajustaba deslizando la pieza hasta la altura deseada. Las dos opciones se descartaron debido a su escasa precisión. Además, se buscaba una solución que pudiese ajustarse de manera computarizada.

Finalmente se decidió utilizar un husillo de bolas de precisión conectado a un motor tanto para el movimiento en el eje Z como para el movimiento en los ejes X e Y, con el objetivo de obtener un movimiento más preciso. En la Figura 6 se muestra el sistema de movimiento del eje X.

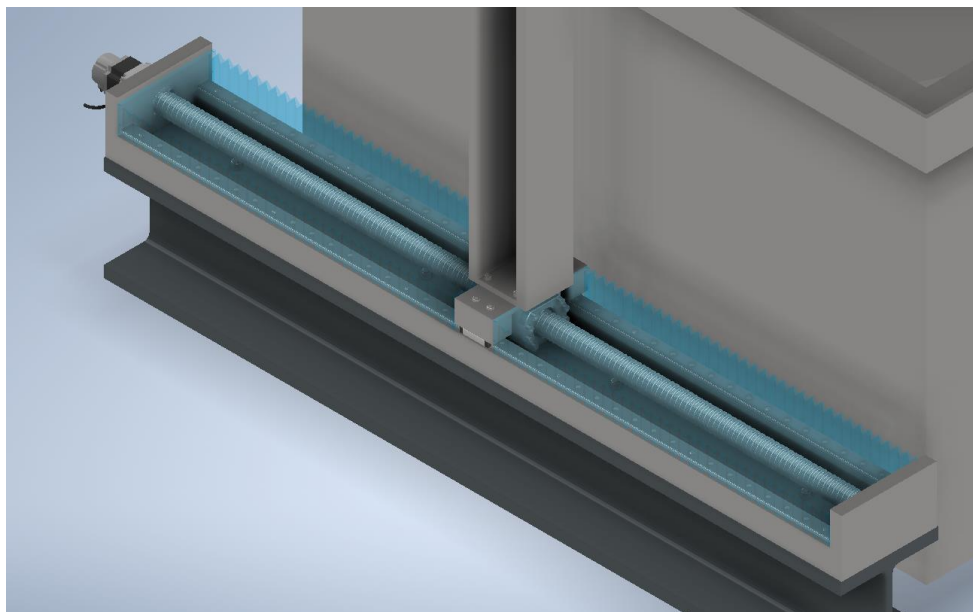


Figura 6. Sistema de movimiento.

6.2.2 Sistema de guiado

El sistema de guiado evita que los husillos tengan que soportar el esfuerzo de la carga que deben mover y permite que el movimiento de la carga siga la dirección deseada. Se

propusieron dos opciones: el guiado por rodamiento de sección circular y el guiado por patines a bolas.

El sistema elegido fue el de guiado mediante patines a bolas porque está preparado para carreras largas e ilimitadas. Existen más tipos de sistemas de guiado, entre ellos los de recirculación de rodillos o los de recirculación de dos, cuatro o seis hileras de bolas, pero son sistemas que buscan absorber cargas muy elevadas.

6.2.3 Aislamiento del sistema

Es necesario llevar a cabo un buen aislamiento de los husillos y patines, y evitar así la entrada de suciedad o residuos que puedan afectar al correcto funcionamiento del mecanismo. Al no cerrar correctamente el sistema, existe la posibilidad de que el polvo o posibles restos de material o abrasivo que se introduzcan tanto en las guías como en los husillos, dificultando así el rodamiento de las bolas que lo componen. Para realizar este aislamiento se han presentado dos opciones:

- Panel ciego con cepillo (Figura 7).



Figura 7. Panel ciego con cepillo.

- Protección telescópica de fuelle plano (Figura 8).

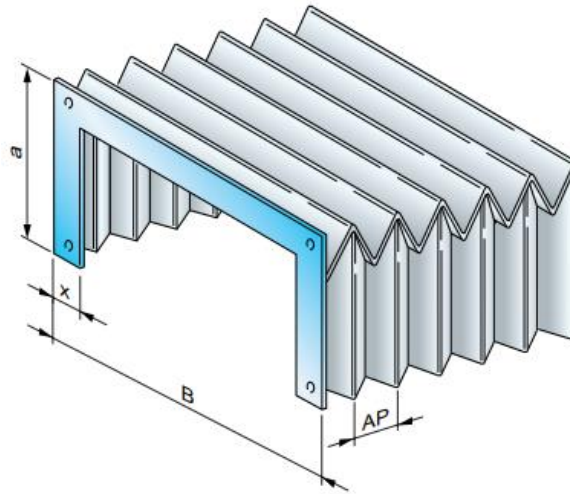


Figura 8. Protección telescópica de fuelle plano. [22]

La propuesta del panel ciego es de fácil elaboración, pero ofrece menos ventajas que la protección telescópica. Hay que tener en cuenta que el cepillo no será capaz de frenar la suciedad al completo, especialmente durante el movimiento del mecanismo, donde partes pueden quedar descubiertas al doblarse las cerdas. También esta opción requiere una limpieza periódica al quedarse suciedad dentro del cepillo, evitando así que acabe entrando en el sistema. Por último, el cepillo afectaría también al movimiento del mecanismo frenándolo. Es por esto por lo que, finalmente, se escoge utilizar la protección telescópica, ya que, al estar unida al propio sistema de movimiento, no ofrece fuerzas de rozamiento no deseadas. Además, al estar cerrado en todo momento se evita que haya pequeñas filtraciones de suciedad, evitando también tener que realizar una limpieza del fuelle.

6.2.4 Motorizado

Cada husillo se mueve mediante un servomotor (Figura 9), el cual se encuentra en voladizo conectado al final del husillo. En el caso de los motores que mueven los husillos del eje X, están sincronizados de manera computacional para poder funcionar a la misma velocidad y que no haya fallos en el movimiento, lo cual queda fuera del alcance de este proyecto.



Figura 9. Servomotor. [21]

Inicialmente, con la idea de realizar un sistema con polea y correa dentada, se propuso una opción de utilizar un único motor. Dicho motor se encontraba en voladizo unido a una de las poleas. Para poder transmitir el movimiento entre ambas poleas, se unían mediante un eje. Se descartó la idea ya que se podían controlar y sincronizar dos motores de manera computacional, sin necesidad de un eje extra. Además, este eje podía verse afectado tanto por el agua como los residuos que se desprenden del corte al encontrarse cerca de la zona de trabajo.

6.3 ALMACENAMIENTO Y REGULACIÓN DE ABRASIVO

Para el almacenamiento del abrasivo existen tolvas preparadas para mantener el abrasivo, regulándolo y transmitiéndolo hacia un dosificador de abrasivo. Este dosificador se encarga de enviar hacia el cabezal de corte la cantidad de arena necesaria para mantener un valor óptimo de eficiencia. En la Figura 10 se puede ver un ejemplo de tolva de abrasivo.



Figura 10. Tolva de abrasivo. [8]

6.4 CABEZAL DE CORTE

El cabezal de corte es la pieza más importante de la máquina, siendo la encargada de juntar el agua y el abrasivo para después expulsarlo hacia la pieza y realizar el corte. Siguiendo el esquema de la Figura 11, el agua entra por la parte superior del cabezal, proveniente del intensificador, el cual aumenta la presión a la que va el agua a 3800 bar. Una vez dentro del cabezal, el agua ve aumentada su velocidad al introducirse por una tobera. Estas toberas suelen tener un diámetro cercano a 0,5 mm. Por otro lado se introduce la arena de granate o el abrasivo escogido para realizar el corte, el cual viene ya regulado por la tolva donde se encuentra el abrasivo. Tanto el agua como el abrasivo entran en la boquilla, donde se acaban mezclando, haciendo que la arena se acelere a la velocidad a la que sale el agua. El abrasivo se utiliza para facilitar el corte, impactando en la pieza y realizando un proceso de erosión. Este proceso se utiliza para piezas más duras como puede ser el aluminio. Para piezas más

blanda como la espuma no es necesario utilizar abrasivo, ya que el agua por sí sola es capaz de realizar el corte deseado.

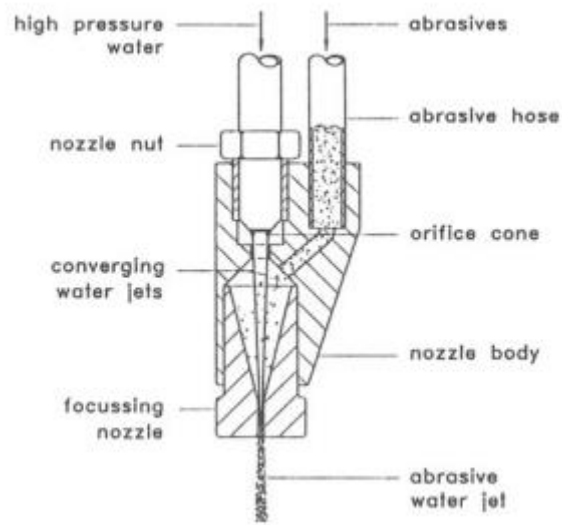


Figura 11. Esquema de cabezal de corte. [11]

En la Figura 12 se muestra un ejemplo de cabezal de corte.



Figura 12. Cabezal de corte. [7]

DOCUMENTO N°2: ANEXOS

1. TANQUE	20
1.1 ESPESOR DEL TANQUE	20
1.2 MESA DE TRABAJO	22
1.2.1 FLECHA CON MARCO PERIMETRAL	22
1.2.2 FLECHA CON APOYO TRANSVERSAL	25
1.2.3 ESTIMACIÓN DEL VALOR REAL DE LA FLECHA	27
2. CABEZAL DE CORTE	28
2.1 VELOCIDAD DE CORTE	28
2.2 FUERZA DEL AGUA	30
3. SISTEMAS DE MOVIMIENTO	31
3.1 EJE Y	31
3.1.1. HUSILLO	32
3.1.2. COMPROBACIÓN DE LAS GUÍAS LINEALES	37
3.2 EJE X	40
3.2.1 HUSILLO	40
3.2.2 COMPROBACIÓN DE LAS GUÍAS LINEALES	42
3.3 EJE Z	43
3.3.1 HUSILLO	43
3.3.2. COMPROBACIÓN DE LAS GUÍAS LINEALES	45
4. ELEMENTOS DE UNIÓN	47
4.1 SOLDADURA	47
4.2. TORNILLOS	49
4.2.1 UNION COLUMNAS-PUENTE	50
4.2.3 UNION GUIA LONGITUDINAL	52
4.2.4 UNION RAIL LONGITUDINAL	54
4.3.1 HUSILLO TRANSVERSAL Y LONGITUDINAL	63
4.3.2 HUSILLO VERTICAL	64

1. TANQUE

En este apartado se estudiará la geometría del tanque, calculando el espesor que debe tener el tanque para poder hacer frente a la presión ejercida por el agua en las paredes del tanque. Además, se estudia el comportamiento de la mesa de trabajo ante su propio peso y ante el peso de una pieza a cortar.

1.1 ESPESOR DEL TANQUE

Para poder obtener el espesor necesario de las placas que forman el tanque, es necesario considerar que el tanque está lleno. De esta manera se obtiene el espesor necesario para la situación más restrictiva. El espesor mínimo necesario es:

$$t_{min} = t + C.A. \quad (1)$$

Donde:

t : Espesor mínimo de la placa debido a la presión hidrostática en mm.

$C.A.$: Valor de corrosión permitida en mm.

El valor típico de $C.A.$ (del inglés, *corrosion allowance*) es de 1/16 pulgadas, alrededor de 1,58 mm. Las dimensiones del tanque se muestran en la Figura 13. El valor t se calcula mediante la ecuación (2):

$$t = L \sqrt{\frac{\beta * \rho * g * H}{S}} \quad (2)$$

Donde:

L : Longitud del tanque en m.

β : Valor en función de la relación de la altura con la longitud según la Tabla 1.

ρ : Densidad del agua en kg/m³.

g : Gravedad en m/s².

H : Altura del tanque en m.

S : Límite elástico de la placa, teniendo en cuenta un factor de seguridad de 2, en MPa.

Tabla 1. Valores de β y α [18].

$\frac{H}{L}$	0,25	0,286	0,333	0,4	0,5	0,667	1
β	0,024	0,031	0,041	0,056	0,080	0,116	0,16
α	0,00027	0,00046	0,00083	0,0016	0,0035	0,0083	0,022

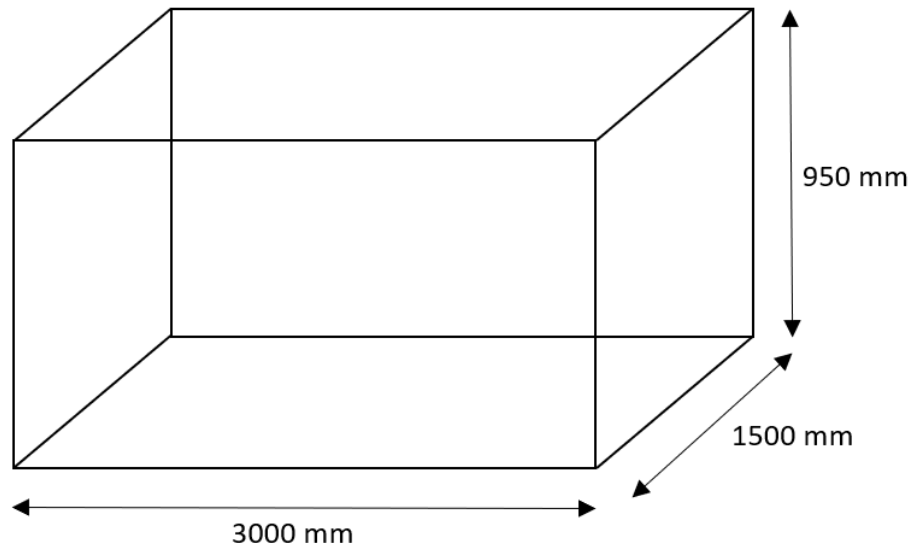


Figura 13. Dimensiones del tanque.

Teniendo en cuenta que la relación entre la altura y la longitud del tanque es $\frac{H}{L} = 0,3167$, a partir de los valores de la Tabla 1 se puede obtener el valor β deseado interpolando, llegando así a un valor de 0,0375. Por otro lado, el valor del límite elástico depende del tipo de acero escogido para el tanque. En este caso se ha seleccionado un acero inoxidable AISI-316, ideal para tanques de almacenamiento, cuyo límite elástico es **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, 290 MPa.

Sustituyendo los valores en la ecuación (2):

$$t = 3 m \sqrt{\frac{0,0375 * 1000 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,95 m}{\frac{290}{2} MPa}} = 4,6574 * 10^{-3} m$$

Por lo tanto, el espesor mínimo requerido debido a la presión hidrostática es de 4,6574 mm. Sumándolo en la ecuación (1) con la corrosión permitida, la cual se redondeará a 2 mm, se obtiene el espesor mínimo requerido en el tanque:

$$t_{min} = 4,6574 \text{ mm} + 2 \text{ mm} = 6,6574 \text{ mm}$$

Se obtiene un espesor mínimo requerido de 6,6574 mm. Este valor se redondea a 7 mm de espesor para tener un valor más seguro. Hay que tener en cuenta que el tanque nunca deberá llenarse en su totalidad, ya que se aumenta el tamaño del tanque para poder colocar la mesa de trabajo, la cual no se encontrará sumergida.

1.2 MESA DE TRABAJO

Para poder calcular la flecha máxima de la mesa, se realiza una comparación de la flecha que se obtiene apoyándola de manera perimetral con la flecha apoyándolo únicamente de manera transversal. Con esta comparación se obtiene una flecha más cercana a la flecha real, debido a una serie de factores que se explicarán a continuación.

1.2.1 FLECHA CON MARCO PERIMETRAL

Primero se obtiene la flecha máxima para una placa apoyada perimetralmente. Para ello se utiliza el método de Grashof para el cálculo de placas rectangulares, el cual descompone una placa rectangular en vigas de espesor unidad, normales entre sí y paralelas a los ejes X e Y de la placa. Estas vigas absorben parte de la carga y, en el punto de intersección entre dos de estas vigas, deben tener el mismo desplazamiento. Ver Figura 14.

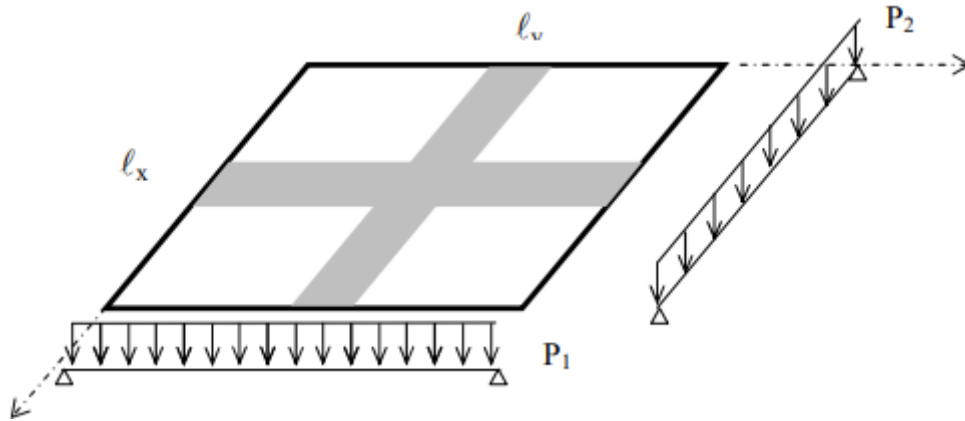


Figura 14. Descomposición de la placa. [7]

Para poder obtener la flecha, se asume el comportamiento de una viga para una carga uniformemente repartida, teniendo en cuenta que la rigidez de la viga es, en este caso, la rigidez de una placa.

$$f_{\frac{l_x}{2}} = f_{\frac{l_y}{2}} = \frac{5}{384} \frac{q_x l_x^4}{D_x} = \frac{5}{384} \frac{q_y l_y^4}{D_y} \quad (3)$$

Donde:

q_x y q_y : Cargas repartidas en las vigas transversal y longitudinal respectivamente, en N/mm².

l_x y l_y : Longitud de viga transversal y longitudinal respectivamente, en mm.

D_x y D_y : Rigidez de la placa en Nmm.

$$D_x = D_y = EI(1 - \nu^2) = \frac{Et^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (4)$$

Donde:

E : Módulo de Young del Material en N/mm².

t : Altura de la placa en mm.

ν : Coeficiente de Poisson.

Las cargas que soportan las vigas vienen dadas por las siguientes ecuaciones:

$$q_x = q * \frac{l_y^4}{l_x^4 + l_y^4} \quad (5)$$

$$q_y = q * \frac{l_x^4}{l_x^4 + l_y^4} \quad (6)$$

Para poder obtener estas cargas es necesario conocer el peso propio de la rejilla. El material escogido para la fabricación de esta rejilla es el acero inoxidable AISI-304, dadas sus buenas cualidades mecánicas y su buena respuesta ante la corrosión. Por lo tanto, con sus propiedades físicas se puede obtener la masa de la rejilla, $m_{rejilla} = 206,74$ kg. Conociendo el valor de la gravedad, se puede determinar un peso de la rejilla de 2028,12 N. Finalmente, la carga q que tiene que soportar la placa, es $q_{rejilla} = 450,69 \text{ N/m}^2 = 4,51 \times 10^{-4} \text{ N/mm}^2$.

Las cargas que tienen que soportar por el peso de la rejilla las vigas son:

$$q_{rejilla_y} = 450,69 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \frac{(1,5 \text{ m})^4}{(3 \text{ m})^4 + (1,5 \text{ m})^4} = 26,51 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 2,651 \times 10^{-5} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$q_{rejilla_x} = 450,69 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \frac{(3 \text{ m})^4}{(3 \text{ m})^4 + (1,5 \text{ m})^4} = 424,18 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 4,242 \times 10^{-4} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para calcular la flecha máxima que puede haber en la mesa de trabajo se necesita realizar el cálculo para una situación crítica. En este caso se supone el corte de una placa de aluminio 6061 de tamaño 2440x1220x20 mm, cuyo peso será de 1576,93 N. Sumado al peso de la rejilla, se puede determinar una carga q de $q_{rejilla-crit} = 800,42 \text{ N/m}^2 = 8 \times 10^{-4} \text{ N/mm}^2$.

Las cargas críticas que tienen que soportar las vigas son:

$$q_{rejilla-crit_y} = 800,42 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \frac{(1,5 \text{ m})^4}{(3 \text{ m})^4 + (1,5 \text{ m})^4} = 47,08 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 4,708 \times 10^{-5} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$q_{rejilla-crit_x} = 800,42 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \frac{(3 \text{ m})^4}{(3 \text{ m})^4 + (1,5 \text{ m})^4} = 753,33 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 7,53 \times 10^{-4} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Una vez obtenidas las cargas, se determina la rigidez de la placa a partir de la ecuación (4). El coeficiente de Poisson para aceros inoxidables es 0,3, mientras que el valor módulo de elasticidad del AISI-304, es 193 GPa y la altura de la placa es 30 mm.

$$D = \frac{1,93 \times 10^5 \frac{N}{mm^2} * (30 \text{ mm})^3}{12(1 - 0,3^2)} = 4,78 \times 10^8 \text{ Nmm}$$

Finalmente, se puede obtener la flecha de la rejilla debido a su propio peso y en su situación de máximo trabajo:

$$f_{rejilla} = \frac{5}{384} \frac{2,651 \times 10^{-5} \frac{N}{mm^2} * (3000 \text{ mm})^4}{4,78 \times 10^8 \text{ Nmm}} = 0,058 \text{ mm}$$

$$f_{rejilla-crit} = \frac{5}{384} \frac{4,708 \times 10^{-5} \frac{N}{mm^2} * (3000 \text{ mm})^4}{4,78 \times 10^8 \text{ Nmm}} = 0,103 \text{ mm}$$

Se puede observar que la flecha máxima obtenida es de 0,192 mm, un valor que no afecta al corte. Este valor obtenido no es un valor real, ya que los cálculos están pensados para una placa sólida y no para una rejilla tramex. El valor real será mayor, por lo que se realizan los cálculos de flecha para un apoyo transversal y obtener así un valor teórico más cercano al valor real.

1.2.2 FLECHA CON APOYO TRANSVERSAL

En este caso se realiza el apoyo únicamente por un marco en la dirección transversal del tanque. Se utiliza esta dirección en lugar de la longitudinal, debido a que la flecha que se obtiene es mayor y, por lo tanto, más restrictiva.

Teniendo en cuenta la forma de la rejilla, no se puede obtener un cálculo sencillo de la inercia geométrica y realizar así un cálculo directo de una viga. Es por esto por lo que es necesario realizar una simplificación de la rejilla y dividirla en una serie de vigas, como se muestra en la Figura 15. Teniendo en cuenta que el apoyo se realiza de manera transversal, cuya longitud es de 1500 mm, y que el tamaño de cada cuadrado del tramex es de 20 mm, se suponen 75 barras apoyadas transversalmente. Dichas barras se reparten el peso total de la rejilla y tienen una sección de 2x30 mm.



Figura 15. Simplificación de rejilla.

Teniendo en cuenta que el peso total de la rejilla es de 2028,12 N, cada una de las barras tendrá un peso de 27,04 N. Cada barra se estudia como una viga biapoyada la cual soporta una carga uniformemente repartida. Por lo tanto, la carga que tienen que soportar debido a su propio peso es $9,01 \times 10^{-3}$ N/mm. Si se tiene en cuenta su situación crítica, la carga que cada barra debe soportar es de $1,6 \times 10^{-2}$ N/mm.

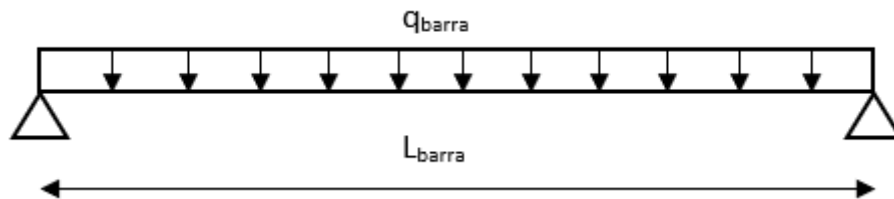


Figura 16. Barra longitudinal.

Se obtiene la flecha de cada barra (Figura 16) con la ecuación de flecha para una carga distribuida en una viga biapoyada:

$$f = \frac{5}{384} \frac{qL^4}{EI} \quad (7)$$

Donde:

q : Carga uniformemente repartida en N/mm.

L : Longitud de la barra en mm.

E : Módulo de Young en N/mm².

I : Inercia geométrica de la barra en mm⁴.

Se calcula el momento de inercia geométrico de cada barra, sabiendo que su sección tiene unas dimensiones de 2 mm de ancho y 30 mm de alto:

$$I = \frac{ab^3}{12} \quad (8)$$

Sustituyendo en la ecuación anterior:

$$I_{barra} = \frac{2 \text{ mm} (30 \text{ mm})^3}{12} = 4500 \text{ mm}^4$$

Conocida la inercia geométrica, se puede calcular la flecha tanto para el peso propio de la barra como para la situación de mayor esfuerzo, sustituyendo en la ecuación (7):

$$f_{barra} = \frac{5}{384} \frac{9,01 \times 10^{-3} \frac{N}{mm} * (3000 \text{ mm})^4}{1,93 \times 10^5 \frac{N}{mm^2} * 4500 \text{ mm}^4} = 10,94 \text{ mm}$$

$$f_{barra-crit} = \frac{5}{384} \frac{1,6 \times 10^{-2} \frac{N}{mm} * (3000 \text{ mm})^4}{1,93 \times 10^5 \frac{N}{mm^2} * 4500 \text{ mm}^4} = 19,43 \text{ mm}$$

Los valores obtenidos son muy elevados tanto para la flecha por el peso propio como para la flecha crítica, pero hay que tener en cuenta que se está realizando el cálculo para barras sueltas. Realmente todas las barras están unidas mediante barras transversales, por lo que el momento de inercia real será mucho mayor al obtenido. Además, la carga que soporta cada barra por su propio peso añade el peso que tienen las barras que las unen, por lo que se distribuye la carga en una mayor superficie, dando lugar a una carga q menor. Estos factores reducen los valores de flecha obtenidos.

1.2.3 ESTIMACIÓN DEL VALOR REAL DE LA FLECHA.

Dado que los valores de flecha obtenidos son distintos al valor real se realiza una estimación de que valor se acerca más a la real y determinar así que peso tiene cada una en el cálculo de la flecha real. Se ha supuesto un 90% de la flecha calculada en la placa, ya que es mucho más aproximada, por un 10% de la flecha en las barras. Por lo tanto, la flecha crítica será:

$$f_{crit-real} = 0,9f_{rejilla-crit} + 0,1f_{barra-crit} = 2,046 \quad (9)$$

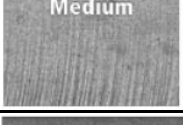
Este valor se podría corregir de manera computacional, en caso de que pueda suponer un problema en el corte de la pieza

2. CABEZAL DE CORTE

2.1 VELOCIDAD DE CORTE

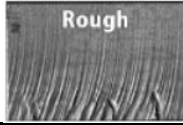
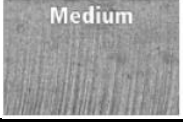
Para la velocidad de corte se ha utilizado la calculadora de la empresa KMT Waterjet [13]. Para una pieza de aluminio 6061 de 25 mm se obtienen las velocidades de corte, según la calidad de corte deseada, mostradas en la Tabla 2:

Tabla 2. Velocidades de corte para aluminio 6061. [13]

Calidad de corte		Velocidad de corte (mm/min)	
		6000 bar	3800 bar
1.		654,47	446,55
2.		536,66	362,82
3.		376,32	251,18
4.		255,24	167,45
5.		163,62	106,05

Por otro lado, se realiza el mismo cálculo para un material más blando como el nailon. Se indican los valores obtenidos en la Tabla 3:

Tabla 3. Velocidades de corte para nailon [13]

Calidad de corte		Velocidad de corte (mm/min)	
		6000 bar	3800 bar
1.		1156,54	789,11
2.		948,36	641,16
3.		665,01	443,88
4.		451,05	295,92
5.		285,13	187,41

Estas velocidades dependen tanto de la bomba de agua como de las características del cabezal de corte y del abrasivo utilizado (Tabla 4).

Tabla 4. Características de las que depende el corte. [13]

Presión del agua (bar)	6000	3800
Potencia de la bomba de agua (CV)	60	50
Tamaño de orificio (mm)	0,25	0,35
Diámetro de boquilla (mm)	0,76	1,07
Cantidad de abrasivo (kg/min)	0,5	0,65

Observando las velocidades de corte obtenidas se puede seleccionar el tipo de bomba de agua que se desea, siendo una bomba de agua con una presión de 3800 bar y 50 CV de potencia suficiente para realizar el corte de las piezas que se requieren cortar.

La empresa busca una alta calidad de corte, es por eso por lo que se estudian los valores de la velocidad respecto a las calidades 4 y 5 de las tablas Tabla 2 y Tabla 3. Con esto se puede obtener una velocidad de corte estimada de la pieza, indicada en la Tabla 5. Este valor que se utilizará posteriormente para el cálculo de la vida útil de piezas y para la selección del servomotor que requiere el husillo para su funcionamiento.

Tabla 5. Velocidades medias de corte.

	Aluminio 6061	Nailon	Media
Velocidad media de corte (mm/min)	136,75	241,67	189,21

Dado de que se busca poder realizar cortes en piezas de baja dureza como el nailon hasta materiales más duros como el aluminio, se busca una velocidad media entre ambas para poder dar una velocidad media de corte estimada de uso que tendrá la máquina. En este caso la velocidad obtenida es de 189,21 mm/min.

2.2 FUERZA DEL AGUA

Durante el corte, el agua sale del cabezal de corte a velocidades muy altas, generando así una fuerza hacia arriba en el cabezal de corte. Conocida la presión de la bomba, se puede obtener la velocidad teórica a la que sale el agua por el cabezal:

$$V_{th} = \sqrt{\frac{2 * P_{bomba}}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 * 380 \text{ MPa}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}} = 871,78 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (10)$$

La fuerza depende del caudal de líquido, de su densidad y de su velocidad:

$$F_{agua} = Q * \rho * V_{th} \quad (11)$$

Sabiendo que el caudal es el área de salida por la velocidad del agua:

$$Q = A_s * V_{th} \quad (12)$$

Es posible obtener el valor de la fuerza que ejercerá el agua en el cabezal al salir, mediante valores conocidos. El diámetro del orificio es de 0,35 mm:

$$F_{agua} = A_s * \rho * V_{th}^2 = \frac{(0,35 \times 10^{-3} m)^2}{4} \pi * 1000 \frac{kg}{m^3} * \left(871,78 \frac{m}{s}\right)^2 = 73,12 N$$

Esta fuerza se tendrá en cuenta para el estudio de los husillos, guías lineales y elementos de fijación.

3. SISTEMAS DE MOVIMIENTO

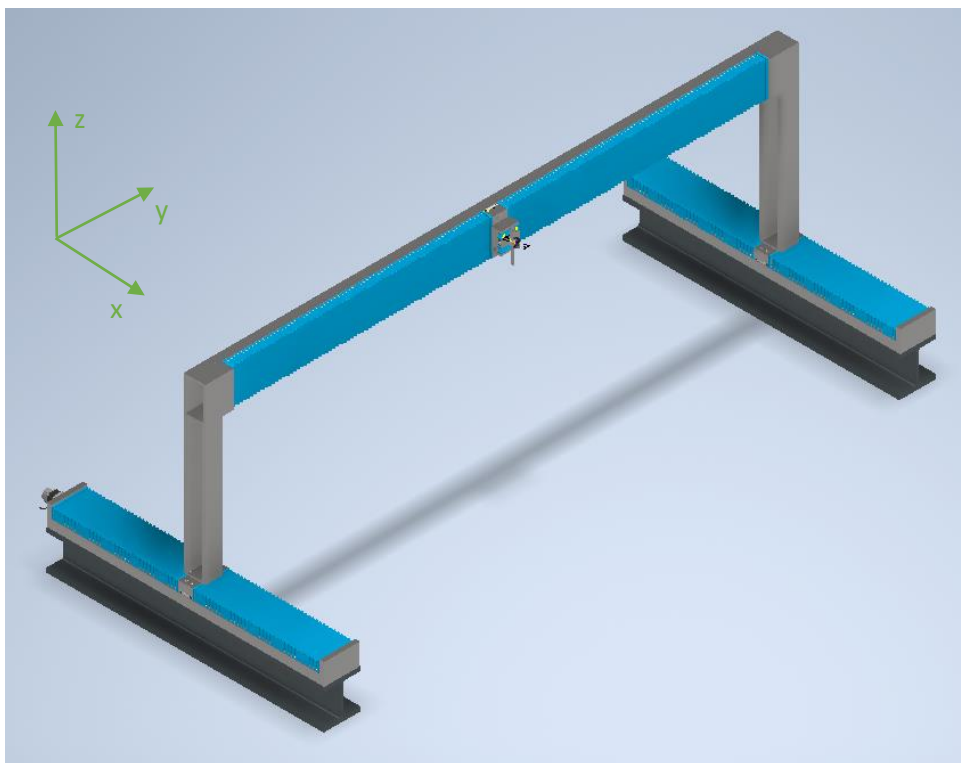


Figura 17. Estructura de movimiento.

3.1 EJE Y

Para poder llevar a cabo el movimiento en el eje Y o eje longitudinal se hace uso de un husillo de precisión a bolas, actuado mediante un servomotor y guiado por patines con recirculación

a bolas. Será necesario estudiar el comportamiento de estos componentes durante el funcionamiento de la máquina.

3.1.1. HUSILLO

El husillo se ha seleccionado según la norma DIN 69051, siendo un husillo de 40 mm de diámetro y 10 mm de paso, con una distancia entre apoyos de 3000 mm, fabricado por la empresa Korta. La tuerca seleccionada para este husillo es la tuerca KBS-4010 del catálogo de Korta.

Para poder comprobar que el husillo y la tuerca seleccionados van a proporcionar el funcionamiento deseado, se necesitan conocer una serie de valores de la máquina obtenidos durante el funcionamiento de la misma. Dichos valores quedan reflejados en la Tabla 6.

Tabla 6. Valores de funcionamiento del husillo longitudinal.

Carga Media (N)	50,75
Velocidad media (rpm)	1,09
Velocidad máxima en corte (rpm)	6,28
Velocidad máxima en posicionamiento (rpm)	25

Primero se calcula la velocidad máxima aplicable en el husillo, a partir de la siguiente ecuación:

$$N_c = n_{cr} f_{cr} C \quad (13)$$

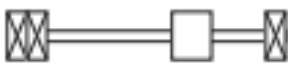
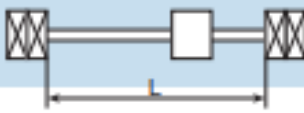
Donde:

n_{cr} : Velocidad crítica en rpm (Figura 18).

f_{cr} : Factor de corrección según el tipo de montaje (Tabla 7 | **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**).

C : Coeficiente de seguridad.

Tabla 7. Factor de corrección según el tipo de montaje. [15]

Tipo de montaje Type of mounting	K1	λ	f_{cr}
	40	1,9	0,35
	120	π	1
	180	3,95	1,45
	270	4,75	2,25

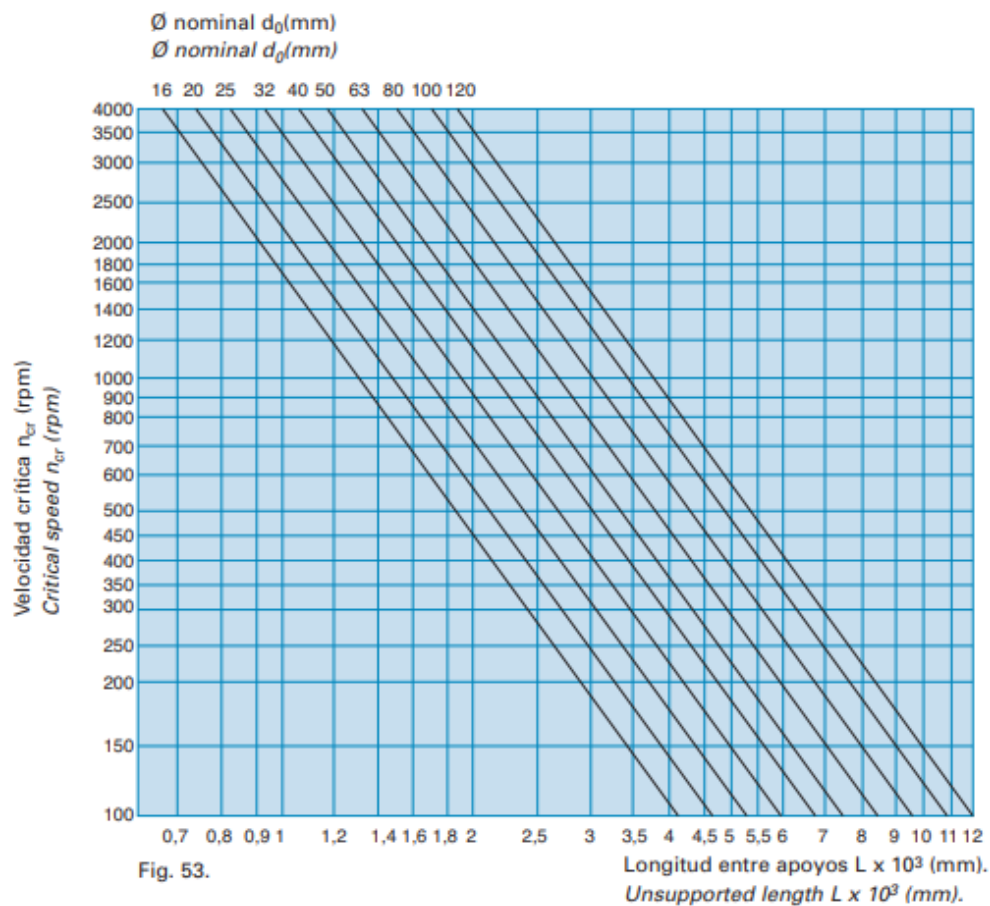


Figura 18. Velocidad crítica según el diámetro y la longitud entre apoyos del husillo. [15]

Teniendo en cuenta que el tipo de montaje es con soporte a ambos lados del husillo, el factor de corrección es 1. La velocidad crítica para el husillo seleccionado es de 500rpm. El factor de seguridad escogido es el máximo, 0,8. Por lo tanto la velocidad máxima aplicable es:

$$N_{c-y} = 500 \text{ rpm} * 1 * 0,8 = 400 \text{ rpm} \gg 6,28 \text{ rpm} \quad (14)$$

La velocidad máxima que el husillo puede soportar es de 400 revoluciones por minuto, un valor mucho más alto que el valor máximo de giro durante el funcionamiento indicado en la Tabla 6. Valores de funcionamiento del husillo longitudinal.

A continuación, se calcula la velocidad máxima llevan las bolas en el interior de la tuerca, ya que esta debe ser menor de 5 m/s. Este valor se calcula con la ecuación (15):

$$V_p = \frac{\pi D_{pw} N_{max}}{60} \quad (15)$$

Donde:

D_{pw} : Diámetro del círculo de centro de bola en m.

N_{max} : Velocidad máxima de giro durante el funcionamiento en rpm.

$$V_{p-y} = \frac{\pi * 0,0421 \text{ m} * 25 \text{ rpm}}{60} = 5,51 \times 10^{-2} \frac{\text{m}}{\text{s}} \ll 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad de las bolas en el interior de la tuerca es mucho menor a la velocidad máxima permitida.

Tanto la velocidad máxima de giro como la velocidad máxima de las bolas son mucho mayores que las velocidades durante el funcionamiento, por lo que se tiene la posibilidad de aumentar la velocidad de giro del husillo si es necesario sin necesidad de afectar a su funcionamiento.

Una vez conocidas las velocidades, se puede obtener la vida útil del husillo, tanto en revoluciones, ecuación (16), como en tiempo de uso, ecuación (17):

$$L_R = \left(\frac{C_A}{F_M} \right)^3 * 10^6 \quad (16)$$

Donde:

C_A : Capacidad de carga dinámica en N.

F_M : Carga media en N.

$$L_H = \frac{L_R}{60N_m} \quad (17)$$

Donde:

L_R : Duración de vida en revoluciones.

N_m : Velocidad media en rpm.

Sustituyendo en las ecuaciones anteriores:

$$L_{R-y} = \left(\frac{37477}{50,75} \right)^3 * 10^6 = 4,027 \times 10^{14} \text{ revoluciones}$$

$$L_{H-y} = \frac{4,027 \times 10^{14} \text{ revoluciones}}{60 * 1,09 \text{ rpm}} = 6,158 \times 10^{12} \text{ horas}$$

Debido al uso que se le va a dar a estos husillos, su vida útil es lo suficientemente larga como para no tener que realizar ninguna sustitución durante todo el funcionamiento de la máquina.

Por último, es necesario obtener el par motor que deberá proporcionar el motor que acciona el husillo. Dicho par necesario se obtiene de la suma del par de precarga y el par debido a la carga:

$$T_E = T_{pre} + T_L \quad (18)$$

Antes de obtener el par, es necesario obtener el rendimiento del husillo, valor que depende del ángulo de hélice, ángulo que forma el perfil de rosca con la sección transversal del eje del husillo a bolas. Dicho ángulo depende del paso del husillo y del diámetro de círculos de centro de bolas.

$$tg\varphi = \frac{P_h}{\pi D_{pw}} \rightarrow \varphi = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi D_{pw}}\right) = \arctg\left(\frac{10 \text{ mm}}{\pi * 42,1 \text{ mm}}\right) = 4,32^\circ \quad (19)$$

Una vez obtenido el ángulo se pueden calcular los rendimientos para la conversión de un par de giro a un desplazamiento lineal, ecuación (22), y para la conversión de una fuerza lineal en par de giro, ecuación (23). Se utiliza un coeficiente de rozamiento de 0,005:

$$\eta_1 = \frac{1 - \mu tg\varphi}{1 + \frac{\mu}{tg\varphi}} = \frac{1 - 0,005 * tg4,32^\circ}{1 + \frac{0,005}{tg4,32^\circ}} = 0,937 \quad (20)$$

$$\eta_2 = \frac{1 - \frac{\mu}{tg\varphi}}{1 + \mu tg\varphi} = \frac{1 - \frac{0,005}{tg4,32^\circ}}{1 + 0,005 * tg4,32^\circ} = 0,933 \quad (21)$$

A continuación, se calcula el par de precarga:

$$T_{pr} = \frac{F_{pr} P_h K}{2000\pi} \quad (22)$$

Donde:

F_{pr} : Fuerza de precarga, $0,06C_a$, en N.

K : Constante que relaciona los rendimientos según la ecuación (23).

$$K = \frac{1}{\eta_1} - \eta_2 = \frac{1}{0,937} - 0,933 = 0,134 \quad (23)$$

Sustituyendo en la ecuación del par de precarga:

$$T_{pr} = \frac{0,06 * 37477 \text{ N} * 10 \text{ mm} * 0,134}{2000\pi} = 0,479 \text{ Nm}$$

Por otro lado, el par debido a la carga es:

$$T_{L-y} = \frac{F_m P_h}{2000\pi\eta_1} = \frac{50,75 \text{ N} * 10 \text{ mm}}{2000\pi * 0,937} = 0,086 \text{ Nm} \quad (24)$$

Finalmente, el par requerido será:

$$T_{E-y} = 0,479 \text{ Nm} + 0,086 \text{ Nm} = 0,565 \text{ Nm}$$

3.1.2. COMPROBACIÓN DE LAS GUÍAS LINEALES

Para las guías lineales se han escogido los patines a bolas de la empresa INA. Los patines elegidos son del modelo KWEM12-WL. Estos patines deben tener la capacidad de soportar el peso que ejerce el sistema de movimiento del eje Z, así como los elementos de unión de este sistema con los patines y el husillo. Además, debe poder guiar el movimiento sin ofrecer resistencia. Los esfuerzos sobre los patines quedan reflejados en la Figura 19.

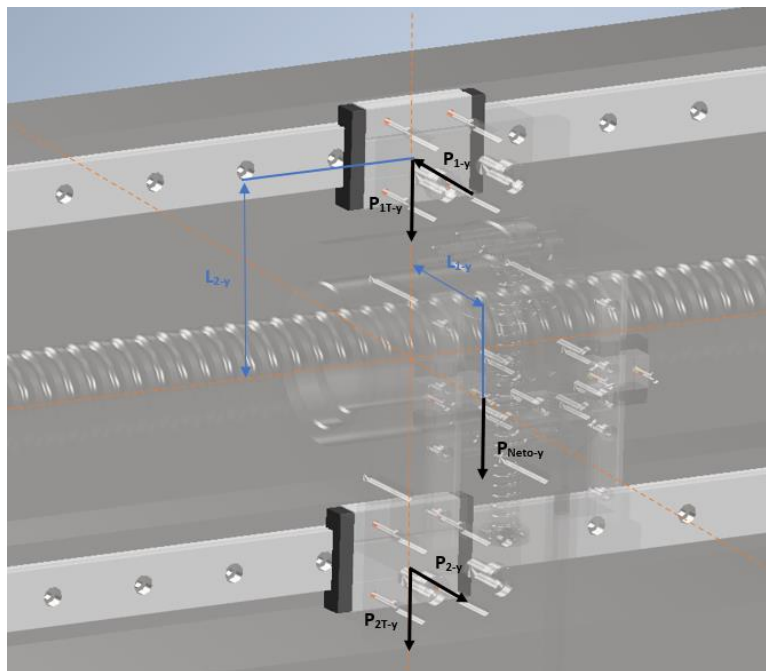


Figura 19. Cargas de los patines del movimiento longitudinal.

Inicialmente se debe obtener la carga total que deben soportar los patines:

$$P_{Neto-y} = P_{Sist-z} + P_{UniónZ-Y} + 2 * P_{Unión-patines} \quad (25)$$

$$P_{Neto-y} = 26,45N + 12,26N + 12,48N = 51,19N$$

Conocido el valor de la carga total, se obtiene la carga que cada uno de los patines debe soportar individualmente:

$$P_{1T-y} = P_{2T-y} = P_{Neto-y} * \frac{l_{1-y}}{2 * l_{2-y}} = 51,19N * \frac{60,75 \text{ mm}}{2 * 80 \text{ mm}} = 19,44N \quad (26)$$

$$P_{1-y} = P_{2-y} = \frac{P_{Neto-y}}{2} = \frac{51,19N}{2} = 25,59N \quad (27)$$

Utilizando el patín superior, el cual es más restrictivo, se puede obtener la carga máxima que tiene que soportar, la cual se comparará posteriormente con la carga máxima que puede soportar el patín seleccionado. Por lo tanto, el peso que debe soportar es:

$$P_y = \sqrt{P_{1T-y}^2 + P_{1-y}^2} = \sqrt{(19,44N)^2 + (25,59N)^2} = 32,14 \text{ N} \quad (28)$$

Para poder obtener la carga máxima se estudia la seguridad estructural estática del patín. De acuerdo con la Se observa que el valor máximo se la carga que puede soportar es mucho mayor que soporta con facilidad el peso en la máquina.

Tabla 8, el valor mínimo del factor de seguridad se encuentra entre 1 y 4. Se escoge un factor de seguridad mínimo de 2 para realizar el cálculo. Por otro lado, debido al contacto del patín con el rail, se tiene un factor de contacto de 1. El peso máximo de trabajo será:

$$f_{SL} = \frac{f_c C_0}{P_{max-y}} \rightarrow P_{max-y} = \frac{f_c C_0}{f_{SL}} = \frac{1 * 9060 \text{ N}}{2} = 4030 \text{ N} \quad (29)$$

Se observa que el valor máximo de la carga que puede soportar es mucho mayor que soporta con facilidad el peso en la máquina.

Tabla 8. Medida del factor de seguridad estático. [26]

Condiciones cinéticas	Condiciones de carga	Límite inferior de f_{SL}
Siempre inmóvil	El impacto es leve y la deflexión del rail también es reducida	1,0 a 3,5
	Hay impacto y se aplica una carga de torsión	2,0 a 5,0
Movimiento normal	Se aplica una carga normal y la deflexión del rail es reducida	1,0 a 4,0
	Hay impacto y se aplica una carga de torsión	2,5 a 7,0

A continuación, se calcula la vida útil que tiene el patín, tanto en recorrido como en horas. Para ello se necesita conocer la velocidad media a la que se moverá el patín. Dicha velocidad es la obtenida en la Tabla 5. Ya que las temperaturas de trabajo son estándar (entre -10 y 80 °C) y el rail tiene una dureza entre 58 y 64 HRC, con una velocidad menor de 15 m/min, no es necesario tener en cuenta los factores asociados a estas características. Por lo tanto, la vida útil de la guía lineal es:

$$L_{R-guía} = \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 * 50 \text{ km} \quad (30)$$

Donde:

C_{dyn} : Capacidad de carga dinámica en N.

P : Carga equivalente en N.

$$L_H = \frac{L_{R-guía}}{60 N_m} \quad (31)$$

Sustituyendo en las ecuaciones (30) y (31):

$$L_{R-guía} = \left(\frac{4440 \text{ N}}{32,14 \text{ N}} \right)^3 * 50 \text{ km} = 1,32 \times 10^8 \text{ km}$$

$$L_{H-guía} = \frac{1,32 \times 10^{11} \text{ m}}{60 * 0,189 \text{ m/min}} = 1,16 \times 10^{10} \text{ h}$$

La vida útil del patín es muy alta, llegando a no ser necesaria la sustitución durante su funcionamiento.

3.2 EJE X

El mecanismo utilizado para realizar el movimiento en el eje X o eje transversal es el mismo sistema que el empleado para el eje Y. A continuación, se realizan los cálculos necesarios para comprobar su correcto funcionamiento.

3.2.1 HUSILLO

Para este caso se han seleccionado dos husillos de 40 mm de diámetro, con un paso de 10 mm y una distancia entre apoyos de 1500 mm. La tuerca utilizada para este sistema es la misma que la del sistema de movimiento del eje longitudinal, una tuerca KBS-4010 del catálogo de Korta. Los valores de funcionamiento están indicados en la Tabla 9.

Tabla 9. Valores de funcionamiento del husillo transversal.

Carga Media (N)	1223,35
Velocidad media (rpm)	1,09
Velocidad máxima en corte (rpm)	6,28
Velocidad máxima en posicionamiento (rpm)	25

Inicialmente se obtiene la velocidad crítica del husillo en la Figura 18 para poder calcular la velocidad máxima aplicable en el husillo seleccionado. Si la velocidad crítica es 2000 rpm, el factor de corrección es 1 siguiendo la Tabla 7 **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** y el coeficiente de seguridad es 0,8, se sustituye en la ecuación (9):

$$N_c = 2000 \text{ rpm} * 1 * 0,8 = 1600 \text{ rpm} \gg 6,28 \text{ rpm}$$

El valor teórico de velocidad máxima permitida es muy superior al valor máximo de la velocidad de movimiento durante el funcionamiento de la máquina, permitiendo así aumentar la velocidad en caso de necesidad sin estar cerca del valor límite.

El valor máximo de la velocidad a la que pueden circular las bolas dentro de la tuerca es de 5 m/s. Teniendo en cuenta que la velocidad máxima de funcionamiento del husillo del eje X es igual a la velocidad del eje longitudinal y que la tuerca escogida es la misma, tendrá una velocidad de bolas máxima igual:

$$V_{p-x} = V_{p-y} = 5,51 \times 10^{-2} \frac{m}{s} \ll 5 \frac{m}{s}$$

Por lo tanto, la velocidad de bolas para la máxima velocidad de funcionamiento será mucho menor que la velocidad crítica de movimiento de las bolas.

Ya conocidas las velocidades se pasa a estudiar la vida que tendrá el husillo dadas las condiciones de funcionamiento de la máquina. Se obtiene la vida en revoluciones a partir de la ecuación (16) y la vida en horas a partir de la ecuación (17):

$$L_{R-y} = \left(\frac{37477}{1223,35} \right)^3 * 10^6 = 2,875 \times 10^{10} \text{ revoluciones}$$

$$L_{H-y} = \frac{2,875 \times 10^{10} \text{ revoluciones}}{60 * 1,09 \text{ rpm}} = 4,396 \times 10^8 \text{ horas}$$

La vida útil que tienen los husillos seleccionados es muy alta, por lo que no será necesario llevar a cabo ninguna sustitución del husillo.

Conocida la vida que tiene el husillo, se calcula el par motor que deberá proporcionar el servomotor para accionar el husillo. Ya es conocido el valor del ángulo de hélice, ecuación (19), y el rendimiento, ecuaciones (20) y (21). Además, el par de precarga será el mismo al tener el mismo valor de la fuerza de precarga:

$$T_{pr-x} = T_{pr-y} = 0,479 \text{ Nm}$$

Por otro lado, el valor del par debido a la carga es, según la ecuación (24):

$$T_{L-x} = \frac{F_m P_h}{2000\pi\eta_1} = \frac{1223,35N * 10mm}{2000\pi * 0,937} = 2,08 Nm$$

Finalmente, el par total necesario para poder accionar el husillo será:

$$T_{E-x} = 0,479 Nm + 2,08 Nm = 2,559 Nm$$

3.2.2 COMPROBACIÓN DE LAS GUÍAS LINEALES

Para el movimiento transversal se ha escogido el modelo KWEM12-WL al igual que para el sistema longitudinal. Este sistema de guiado debe soportar el peso del puente, el cual se reparte entre los cuatro patines de los que se compone el sistema de guiado (dos a cada lado). El reparto de las cargas en cada uno de los lados se puede observar en la Figura 20.

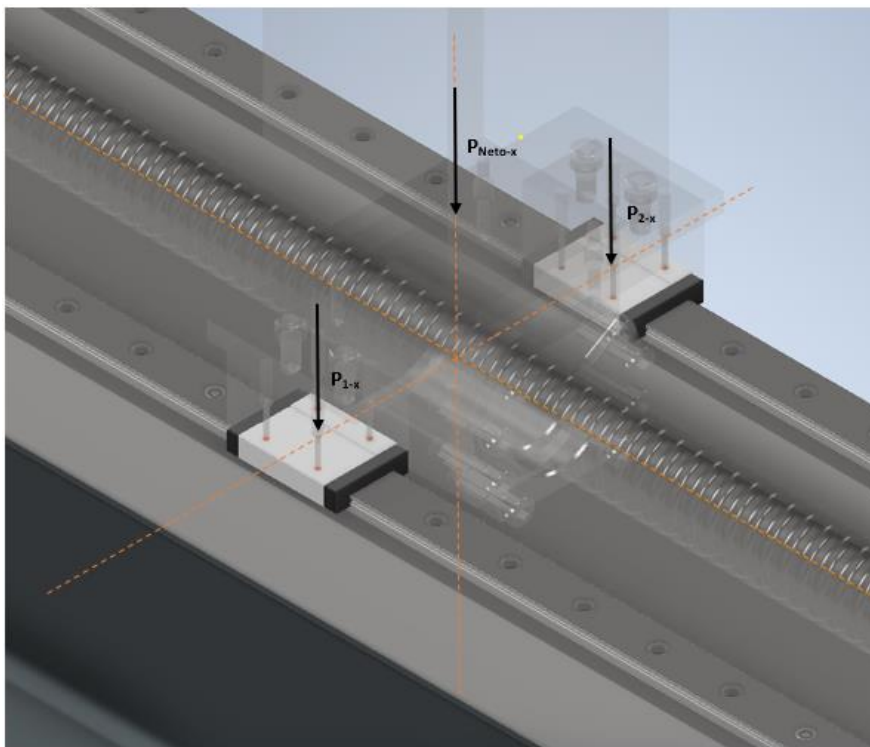


Figura 20. Cargas de los patines del movimiento transversal.

La carga total que tienen que soportar los patines en cada lado es:

$$P_{Neto-x} = \frac{P_{puente}}{2} = \frac{P_{Sist-y} + P_{patas} + P_{Unión_{X-Y}} + 2 * P_{Unión-patines}}{2} \quad (31)$$

$$P_{Neto-x} = \frac{1781,79N + 2 * 332,46 + 12,26N + 12,48N}{2} = 1235,73N$$

Por lo tanto, el peso que cada patín debe aguantar es:

$$P_{1-x} = P_{2-x} = \frac{P_{Neto-x}}{2} = \frac{1235,73N}{2} = 617,865N$$

Comparando el valor obtenido con la carga máxima de la ecuación (29), se puede determinar que los patines seleccionados pueden soportar el peso del puente sin que afecte al funcionamiento del sistema.

Conocidas las cargas, se procede a calcular la vida útil de la guía. La velocidad media de los patines viene definida en la Tabla 9. Ya que las temperaturas de trabajo son estándar (entre -10 y 80 °C) y el rail tiene una dureza entre 58 y 64 HRC, con una velocidad menor de 15 m/min, no es necesario tener en cuenta los factores asociados a estas características. Por lo tanto, la vida útil de la guía lineal es:

$$L_{R-guía y} = \left(\frac{4440 N}{617,865 N} \right)^3 * 50 km = 18554,02 km$$

$$L_{H-guía y} = \frac{18554,02 * 10^3 m}{60 * 0,189 m/min} = 1,636 * 10^6 h$$

La vida útil de las guías lineales del sistema de movimiento transversal es lo suficientemente larga como para no necesitar recambios.

3.3 EJE Z

Para el movimiento vertical o del eje Z se vuelve a utilizar el mismo sistema que en los ejes X e Y. En los siguientes apartados se comprueba el funcionamiento del mecanismo.

3.3.1 HUSILLO

El husillo escogido para este movimiento es de 12 mm de diámetro, 4 mm de paso y 100 mm de distancia entre apoyos. Por otro lado, la tuerca escogida para este eje es la BS-1204-2 del

catálogo de Korta. Se toma como carga que debe de soportar el husillo a la fuerza ejercida por el chorro de agua, ya que este es su caso más restrictivo. En Tabla 10 se pueden ver los valores de funcionamiento del husillo.

Tabla 10. Valores de funcionamiento del husillo vertical

Carga Media (N)	73,12
Velocidad media (mm/min)	1200
Velocidad máxima (rpm)	100

Para un husillo de este tamaño no es necesario realizar el cálculo de la velocidad máxima admisible, ya que el valor supera las 4000 revoluciones por minuto, valor muy alto para el uso que se le va a dar. Por lo tanto, se comienza obteniendo la velocidad máxima de las bolas en el interior de la tuerca:

$$V_{p-y} = \frac{\pi * 0,01266 \text{ m} * 100 \text{ rpm}}{60} = 6,63 \times 10^{-2} \frac{\text{m}}{\text{s}} \ll 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad es mucho menor que la velocidad máxima admisible de las bolas de 5 m/s.

A continuación, se estudia la vida útil de este husillo, en cuanto al máximo de revoluciones que puede dar, con la ecuación (16), y el máximo de horas de uso, ecuación (17):

$$L_{R-z} = \left(\frac{2849}{73,12} \right)^3 * 10^6 = 5,915 \times 10^{10} \text{ revoluciones}$$

$$L_{H-z} = \frac{5,915 \times 10^{10} \text{ revoluciones}}{60 * 100 \text{ rpm}} = 9,858 \times 10^6 \text{ horas}$$

Como la vida útil de este husillo es muy alta no será necesario realizar una sustitución del eje durante el funcionamiento de la máquina.

Conocida la vida útil del husillo, se calcula el par motor máximo que deberá proporcionar el motor.

Inicialmente se obtiene el rendimiento del husillo calculando el ángulo de hélice a partir de la ecuación (19):

$$\varphi = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi D_{pw}}\right) = \arctg\left(\frac{4 \text{ mm}}{\pi * 12,66 \text{ mm}}\right) = 5,74^\circ$$

Por lo tanto, el rendimiento, para un coeficiente de rozamiento de 0,005, es:

$$\eta_1 = \frac{1 - \mu \operatorname{tg} \varphi}{1 + \frac{\mu}{\operatorname{tg} \varphi}} = \frac{1 - 0,005 * \operatorname{tg} 5,74^\circ}{1 + \frac{0,005}{\operatorname{tg} 5,74^\circ}} = 0,952$$

$$\eta_2 = \frac{1 - \frac{\mu}{\operatorname{tg} \varphi}}{1 + \mu \operatorname{tg} \varphi} = \frac{1 - \frac{0,005}{\operatorname{tg} 5,74^\circ}}{1 + 0,005 * \operatorname{tg} 5,74^\circ} = 0,949$$

La constante K necesaria para obtener el valor del par de precarga es:

$$K = \frac{1}{\eta_1} - \eta_2 = \frac{1}{0,952} - 0,949 = 0,101$$

Sustituyendo en la ecuación (22), el par debido a la precarga es:

$$T_{pr} = \frac{0,06 * 2849 \text{ N} * 4 \text{ mm} * 0,101}{2000\pi} = 0,011 \text{ Nm}$$

Mientras que el par debido a la carga es:

$$T_{L-y} = \frac{F_m P_h}{2000\pi \eta_1} = \frac{73,12 \text{ N} * 4 \text{ mm}}{2000\pi * 0,952} = 0,0488 \text{ Nm}$$

Finalmente, el par total que deberá ejercer el motor es la suma del par de precarga y el par debido a la carga:

$$T_{E-y} = 0,011 \text{ Nm} + 0,0488 \text{ Nm} = 0,0598 \text{ Nm}$$

3.3.2. COMPROBACIÓN DE LAS GUÍAS LINEALES

Los patines elegidos para el movimiento vertical son del modelo KWEM12-C. Este sistema de guiado debe ser capaz de soportar la carga ejercida por el agua al salir del cabezal de corte. El reparto de las cargas queda indicado en la Figura 21.

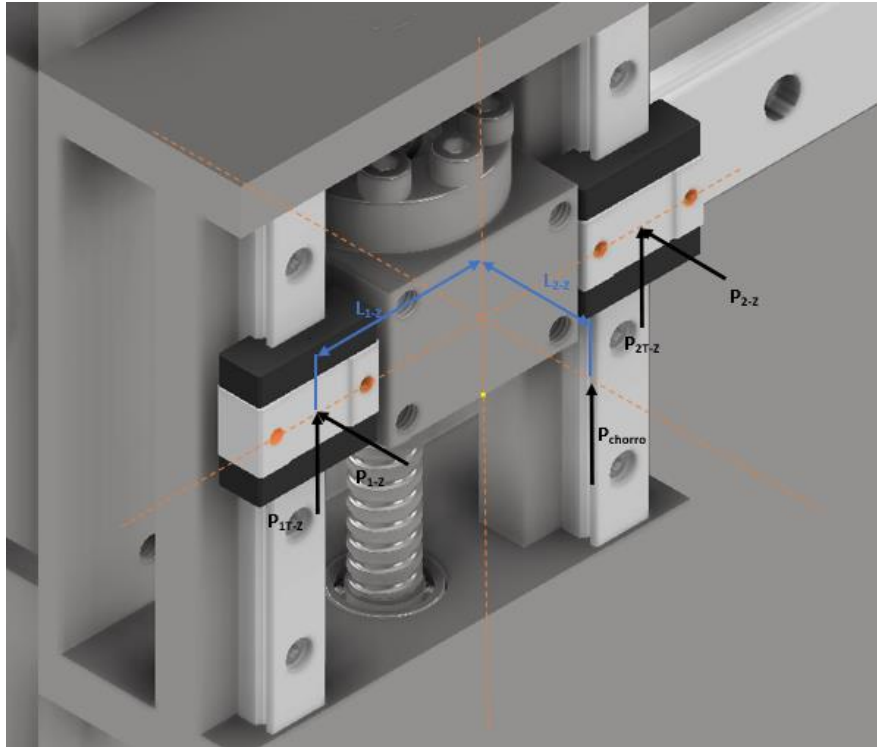


Figura 21. Cargas de los patines del movimiento vertical.

Como el peso del cabezal de corte y sus elementos es muy pequeño, únicamente se debe tener en cuenta la fuerza que ejerce el chorro de agua. Por lo tanto, las reacciones verticales sobre los patines son:

$$P_{1T-Z} = P_{2T-Z} = \frac{P_{chorro}}{2} = \frac{73,12N}{2} = 36,56N \quad (32)$$

A partir de la ecuación (23), se calcula la fuerza máxima que puede soportar cada patín, teniendo en cuenta un factor de seguridad mínimo de 2, obtenido en la Tabla 8. Medida del factor de seguridad estático.

$$f_{SL} = \frac{f_c C_0}{P_{max-y}} \rightarrow P_{max-z} = \frac{f_c C_0}{f_{SL}} = \frac{1 * 1999N}{2} = 999,5 N \quad (33)$$

El valor es muy alto comparado con la carga durante el funcionamiento, por lo que el mecanismo puede funcionar sin provocar fallos.

Para calcular la vida útil, se tiene en cuenta las condiciones en las que trabaja, con temperaturas entre -10 y 80 °C a velocidades menores de 15m/min, por lo que no es necesario

aplicar los factores asociados a estas características. Por lo tanto, sustituyendo en las ecuaciones (30) y (31):

$$L_{R-guía y} = \left(\frac{1536 \text{ N}}{36,56 \text{ N}} \right)^3 * 50 \text{ km} = 3,71 \times 10^6 \text{ km}$$

$$L_{H-guía y} = \frac{3,71 \times 10^9 \text{ m}}{60 * 1,2 \text{ m/min}} = 5,15 \times 10^7 \text{ h}$$

Se obtiene una vida útil muy elevada, por lo que el mecanismo no necesitará ser sustituido con el tiempo.

4. ELEMENTOS DE UNIÓN

4.1 SOLDADURA

Para la construcción del tanque será necesario soldar las placas de acero. Dichas placas forman un ángulo de 90° por lo que será necesario llevar a cabo una soldadura en ángulo. Este tipo de soldaduras, según la EAE, deben tener un máximo de espesor de garganta de $0,7 t_{\min}$, siendo $t_{\min}$ el espesor de la pieza más delgada. Teniendo en cuenta que las placas son de 7 mm de espesor, el valor de la garganta debe ser inferior a 4,9 mm de espesor. Por otro lado, se especifica que el espesor mínimo para piezas de hasta 10 mm es de 3 mm de garganta.

Para poder comprobar que el espesor escogido:

$$\frac{F}{aL_w} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2} \sqrt{3}} \quad (34)$$

Donde:

F : Fuerza que debe soportar la soldadura en N.

a : espesor de garganta en m.

L_w : Longitud de soldadura en m.

f_u : Resistencia a tracción en MPa, aplicado un factor de seguridad de 3.

β_w : Coeficiente de correlación.

γ_{M2} : Coeficiente de minoración de resistencia.

Para poder calcular la fuerza que debe soportar la soldadura, inicialmente se debe obtener la presión que ejerce el agua sobre el tanque:

$$P_{tanque} = \rho gh = 1000 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,95m = 9310 Pa \quad (35)$$

Teniendo en cuenta que en las paredes la presión del agua no es uniforme, sino que depende de la altura, se puede estimar una presión media por toda la pared:

$$P_{pared} = \frac{P_{tanque}}{2} = \frac{9310Pa}{2} = 4655 Pa \quad (36)$$

Para obtener la fuerza que ejerce dicha presión sobre las paredes, se multiplica por el área de la pared:

$$F_{pared-l} = P_{pared} * A_l = 4655Pa * (3m * 0,95m) = 13266,75N \quad (37)$$

$$F_{pared-t} = P_{pared} * A_t = 4655Pa * (1,5m * 0,95m) = 6633,375N \quad (38)$$

Por lo tanto, la fuerza que se ejerce sobre la garganta será:

$$F = \sqrt{(F_{pared-l})^2 + (F_{pared-t})^2} = \sqrt{13266,75N^2 + 6633,375N^2} = 14832N \quad (39)$$

Se comprueba a partir de la ecuación (34) que el espesor mínimo de garganta pueda hacer frente a la fuerza:

$$\frac{14832N}{0,003m * 0,95m} \leq \frac{193 MPa}{0,85 * 1,25 * \sqrt{3}}$$

$$5,13MPa \leq 104,87MPa$$

Por lo tanto, la soldadura realizada sobre las paredes del tanque es en ángulo con un espesor de garganta de 3 mm.

4.2. TORNILLOS

Para poder calcular los tornillos que se van a utilizar es necesario comprobar la viabilidad de estos tornillos según las fuerzas que deben soportar, siendo estos esfuerzos: cortante, tracción o aplastamiento. Los tornillos que se van a seleccionar serán DIN 912 de grado 8.8 que, según el artículo 58.2 de la EAE, no es necesario que estén pretensados. En la Tabla 11 se indican las ecuaciones de resistencia de los tornillos a los distintos esfuerzos a los que se les somete.

Tabla 11. Resistencia de los tornillos ante los distintos esfuerzos.

Resistencia a cortante	$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * f_{ub} A_s n}{\gamma_{M2}}$
Resistencia a aplastamiento	$F_{b,Rd} = \frac{\alpha \beta f_{ub} d t}{\gamma_{M2}}$
Resistencia a tracción	$F_{t,Rd} = \frac{0,9 * f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}}$

Donde:

f_{ub} : Resistencia a tracción del acero del tornillo en MPa, aplicado un factor de seguridad de 3.

A_s : Área útil en m².

n : Número de planos de corte.

d : Diámetro del tornillo en m.

t : Espesor de la pieza a unir.

El valor α se obtiene con el menor de los siguientes valores:

$$\frac{e_1}{3d}; \frac{p_1}{3d} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1$$

Por otro lado, el coeficiente β debe ser igual al menor de los siguientes:

$$\frac{2,8e_2}{d} - 1,7; \frac{1,4p_2}{d} - 1,7; 2,5$$

Las variables e_1 , e_2 , p_1 y p_2 se indican en la Figura 22.

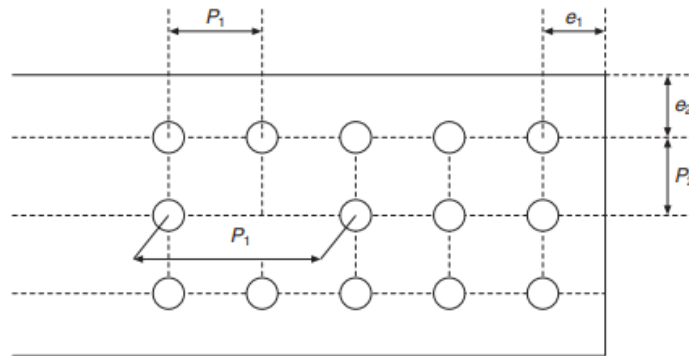


Figura 22. Distancias en el atornillado con aplastamiento.

Los casos a estudiar en el atornillado son los casos más restrictivos. Es por ello por lo que se estudiará el atornillado mínimo necesario en la unión de las columnas con el puente. Además, se comprobará que, en las piezas que ya está definido el diámetro de tornillo, puedan soportar la carga especificada.

4.2.1 UNION COLUMNAS-PUENTE

Los pernos que mayores esfuerzos van a tener que soportar son los que unen el puente con las columnas. Habrá cuatro atornillados en cada columna, formando un cuadrado de 75 mm entre ellos. Se estudiarán los esfuerzos a cortadura y tracción o vuelco sobre los tornillos de una de las columnas, soportando cada una de las columnas la mitad del peso del puente. En la Figura 23 se muestran los esfuerzos de las uniones entre las columnas laterales y el puente.

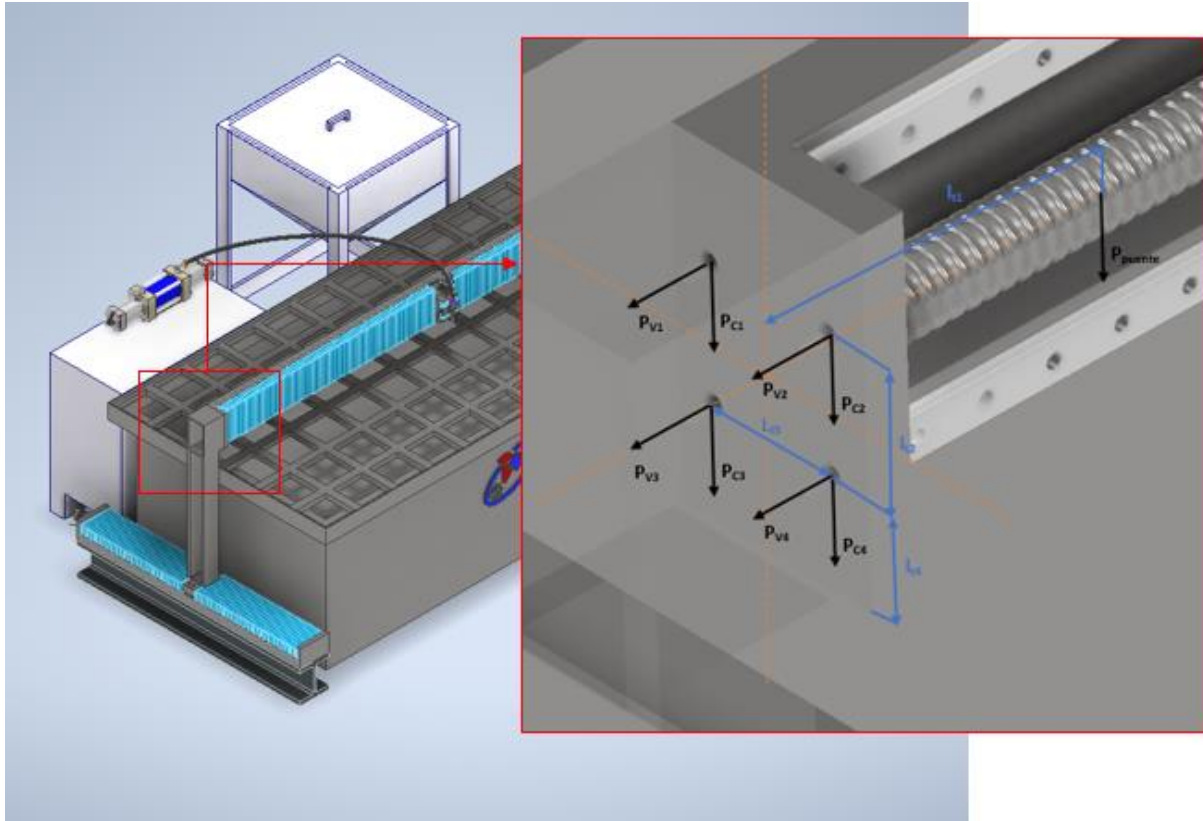


Figura 23. Esfuerzos en la unión Columna-puente.

Por lo tanto, el esfuerzo a cortadura de cada perno es:

$$P_{C1} = P_{C2} = P_{C3} = P_{C4} = \frac{P_{puente}/2}{4} = \frac{1775,61N/2}{4} = 221,95 N \quad (40)$$

Mientras que, para el esfuerzo de tracción o vuelco, es necesario realizar momentos en la parte inferior del puente, teniendo en cuenta que el vuelco en los dos pernos superiores es igual, al igual que son los mismos esfuerzos en los pernos inferiores:

$$2 * P_{V1}(l_{t2} + l_{t4}) + 2 * P_{V3}l_{t4} = l_{t1} * \frac{P_{puente}}{2} \quad (41)$$

$$2 * P_{V1}(75mm + 62,5mm) + 2 * P_{V3} * 62,5mm = 1500mm * \frac{1775,6N}{2}$$

Las fuerzas de vuelco de los tornillos son proporcionales:

$$\frac{P_{V1}}{75mm + 62,5mm} = \frac{P_{V3}}{62,5mm}$$

Por lo tanto, los esfuerzos en cada tornillo se reflejan en la Tabla 12:

Tabla 12. Esfuerzos en los tornillos de la unión Columna-puente.

$P_{C1} = P_{C2} = P_{C3} = P_{C4}$	221,95 N
$P_{V1} = P_{V2}$	4013,34 N
$P_{V3} = P_{V4}$	1824,25 N

Observando las fuerzas que deben soportar, se decide estudiar esfuerzo a tracción de los pernos superiores, ya que son más restrictivos que los inferiores, siendo además el esfuerzo que mayor tamaño de tornillo necesita. A partir de las ecuaciones de la Tabla 11, se puede obtener el área útil mínima para dicho esfuerzo, teniendo en cuenta que la resistencia a tracción de un tornillo de calidad 8.8 es de 600 MPa:

$$4013,34 \text{ N} = \frac{0,9 * \frac{600 \text{ MPa}}{3} * A_s}{1,25}$$

$$A_s = 27,78 \text{ mm}^2$$

Con la sección útil obtenida, se obtiene un tornillo de al menos métrica M8. Para este caso, se seleccionan tornillos DIN 912 M10x30 para ofrecer una mayor seguridad en el montaje.

4.2.3 UNION GUIA LONGITUDINAL

Los patines de la guía lineal tienen la métrica ya definida. En este caso es de métrica M2,5, por lo que habrá que obtener los esfuerzos a cortadura y tracción (Figura 24) para comprobar si los tornillos de dicha métrica pueden hacer frente a dichos esfuerzos.

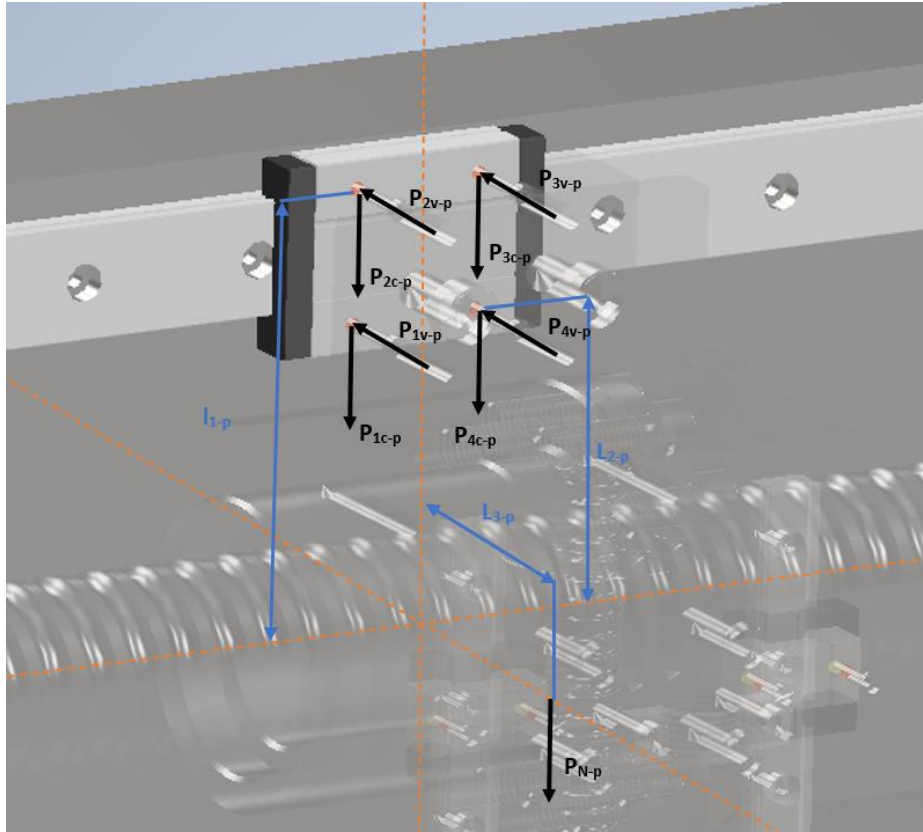


Figura 24. Esfuerzos en los tornillos de los patines longitudinales.

El esfuerzo a cortadura será el siguiente:

$$P_{C1-p} = P_{C2-p} = P_{C3-p} = P_{C4-p} = \frac{P_{N-p}}{4} = \frac{25,6N}{4} = 6,4 N$$

Por otro lado, aplicando momentos en el eje longitudinal se puede obtener los esfuerzos a tracción:

$$2 * P_{V1-p} l_{2-p} + 2 * P_{V2-p} l_{2-p} = l_{3-p} * P_{N-p} \quad (42)$$

$$2 * P_{V1-p} * 94mm + 2 * P_{V2-p} * 66mm = 60,75 mm * 25,6 N$$

Siendo proporcionales los esfuerzos de vuelco:

$$\frac{P_{V1-p}}{94mm} = \frac{P_{V2-p}}{66mm}$$

Por lo tanto, los esfuerzos en cada tornillo serán:

Tabla 13. Esfuerzos en los tornillos de los patines longitudinales.

$P_{C1-p} = P_{C2-p} = P_{C3-p} = P_{C4-p}$	6,4 N
$P_{V1-p} = P_{V4-p}$	5,54 N
$P_{V3-p} = P_{V2-p}$	3,89 N

El esfuerzo a cortadura ofrece la mayor restricción, por lo que se analizará si es posible el uso de tornillos M2,5 de calidad 8.8:

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * \frac{600MPa}{3} * 3,39 mm^2}{1,25} = 325,44 N \gg 6,4 N$$

Se confirma que pueden aguantar las cargas que se les aplica, por lo que el tornillo será DIN 912 M2,5X20 de calidad 8.8. Teniendo en cuenta los valores obtenidos, se puede definir la métrica mínima que se aplicará en el atornillado que no venga definido por el fabricante, siendo esta M2,5.

4.2.4 UNION RAIL LONGITUDINAL

En los raíles por los que se deslizan los patines se realiza el atornillado por 4 puntos. Para poder conocer la carga a la que cada tornillo debe hacer frente, se forma una viga continua con 4 apoyos (Figura 25). Por esta viga se distribuye una carga q, la cual representa el peso propio. Además, se tiene en cuenta el peso del sistema de movimiento en el eje Z, colocándolo en su caso más restrictivo.

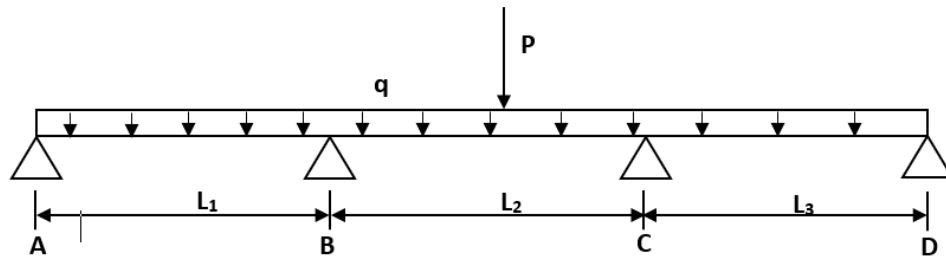


Figura 25. Viga continua

Para poder estudiar este tipo de vigas se realiza una descomposición por tramos a partir de los apoyos, donde la suma de las reacciones en estos tramos es equivalente a la situación original. Los tramos en los que se separa la viga son: A-B, B-C y C-D. Dada la simetría del problema, se pueden obtener únicamente las reacciones en los tramos A-B y B-C, ya que las reacciones en las vigas C-D serán iguales a las del tramo A-B. Dada la separación que hay entre tornillos en el rail, las longitudes entre apoyos L_1 y L_3 son iguales.

- TRAMO A-B:

Al descomponer separar el Tramo A-B se tiene en cuenta el momento en el apoyo que soporte más de un tramo de viga. Es por ello por lo que se deben estudiar dos vigas, una biapoyada con una carga uniformemente distribuida q , y otra biapoyada con un momento M_B en el apoyo en B. En la Figura 26 se muestra el esquema de las leyes de esfuerzo para ambas vigas, indicando el ángulo de deformación de la viga en ambos apoyos.

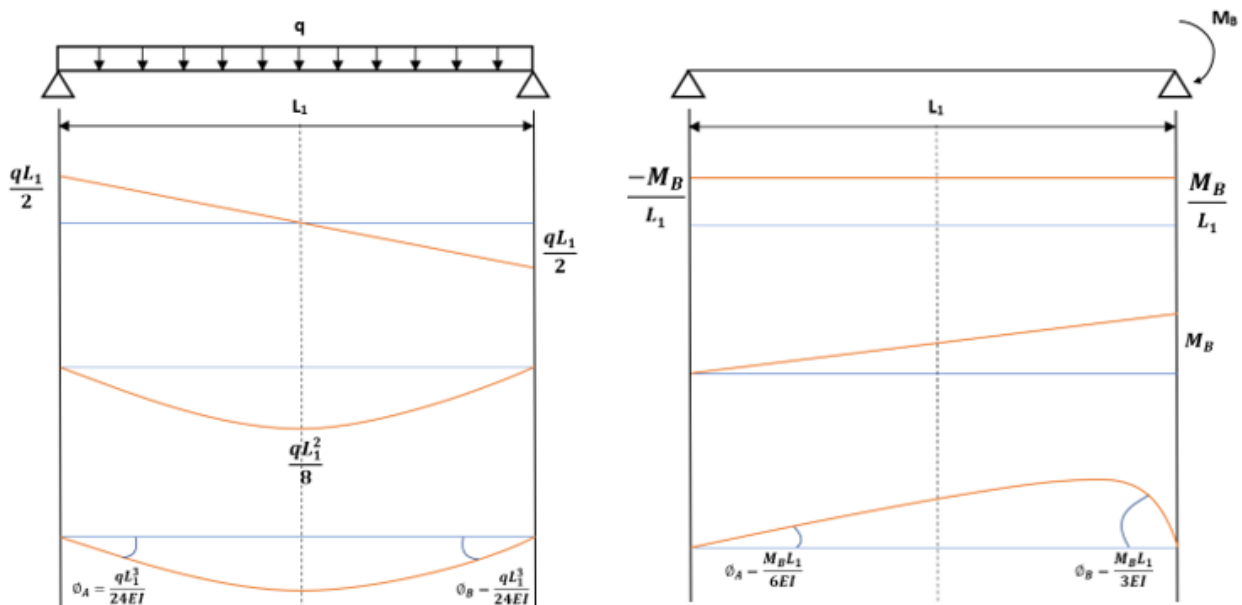


Figura 26. Leyes de esfuerzo del Tramo A-B

- TRAMO B-C:

En el Tramo B-C existen dos apoyos sobre los que se colocan más de una viga, por lo que en este caso se realizan cuatro vigas biapoyadas, una de ellas soporta una carga uniformemente distribuida q , otra un momento M_B en el apoyo B, la tercera un momento M_C en el apoyo C y la cuarta soporta la carga P en el centro de la viga. En la Figura 27 y la Figura 28 se muestra el esquema de las leyes de esfuerzo de cada viga.

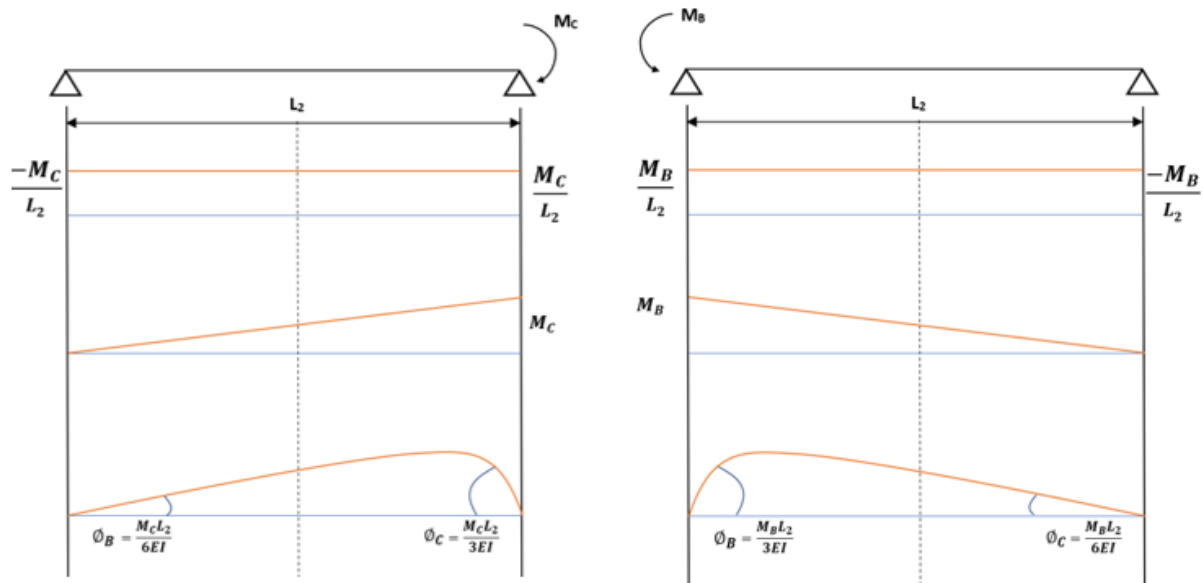


Figura 27. Leyes de esfuerzo del Tramo B-C (1).

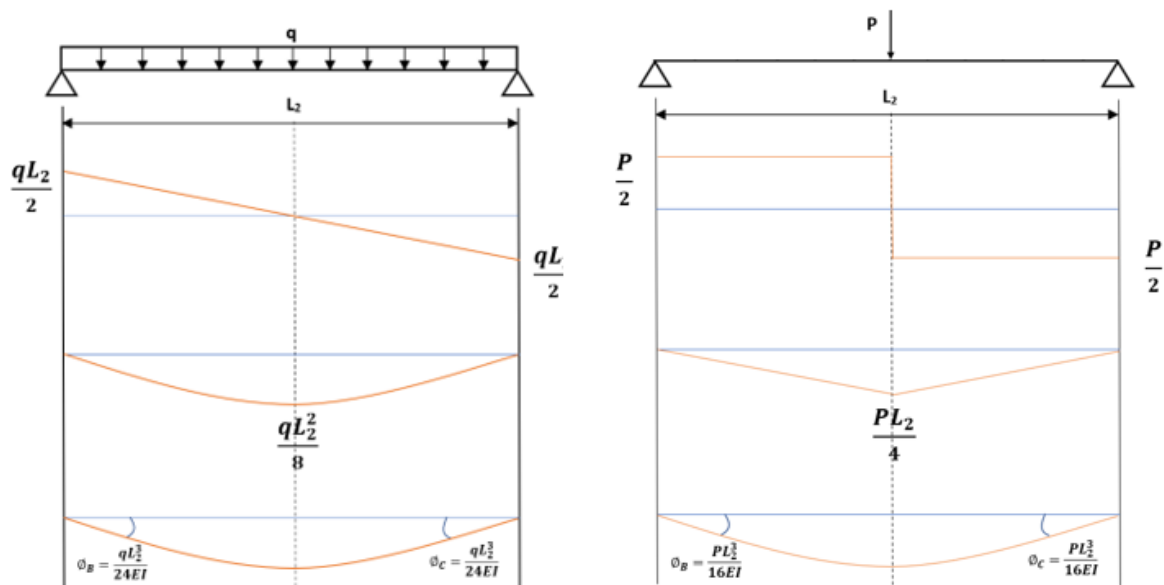


Figura 28. Leyes de esfuerzo del Tramo B-C (2).

Como ya se mencionó anteriormente, por simetría no es necesario realizar el estudio del Tramo C-D. Las reacciones y ángulos obtenidos en el apoyo A son los mismos que se obtendrían en el apoyo D, mientras que el momento en el apoyo B, equivale al momento en el apoyo C. Por lo tanto, los momentos M_B y M_C se pueden indicar como M . Dicho momento no es conocido, pero se puede obtener su valor a partir de valores conocidos.

Para ello se parte de que los ángulos en ambos lados de cada apoyoson iguales pero de distinto signo, es decir:

$$\phi_{B_{izq}} = -\phi_{B_{der}} \quad (43)$$

Con ello se puede obtener M en función de las cargas q y P , y de las longitudes de cada viga:

$$\frac{qL_1^3}{24EI} - \frac{ML_1}{3EI} = \frac{-qL_2^3}{24EI} + \frac{ML_2}{3EI} + \frac{ML_2}{6EI} - \frac{PL_2^2}{16EI} \quad (44)$$

$$\frac{PL_2^2}{16} + \frac{qL_1^3}{24} + \frac{qL_2^3}{24} = \frac{ML_1}{3} + \frac{ML_2}{3} + \frac{ML_2}{6}$$

$$\frac{PL_2^2}{16} + \frac{q}{24}(L_1^3 + L_2^3) = M \left(\frac{L_1}{3} + \frac{L_2}{2} \right)$$

Por lo tanto el momento es:

$$\frac{\frac{PL_2^2}{16} + \frac{q}{24}(L_1^3 + L_2^3)}{\left(\frac{L_1}{3} + \frac{L_2}{2} \right)} = M \quad (45)$$

Mediante superposición, se obtienen las reacciones en los apoyos:

$$R_A = \frac{qL_1}{2} - \frac{M}{L_1} = R_D \quad (46)$$

$$R_B = \frac{qL_1}{2} + \frac{M}{L_1} = R_C \quad (47)$$

Los valores necesarios para calcular las reacciones son:

Tabla 14. Datos de la viga continua.

q	$1,36 \times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$
L_1	1000 mm
L_2	960 mm
P	25,59 N
E	$2,04 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$
I	$8111,33 \text{ mm}^4$

El valor de la carga P es para el caso de la máquina en reposo, ya que es el momento en el que la reacción es mayor. Conocidos estos datos, se puede obtener el momento sustituyendo la ecuación (45) y las reacciones en los apoyos con las ecuaciones (46) y (47):

Tabla 15. Reacciones en los apoyos del rail

M	3125,41 Nmm
R_A	3,67 N
R_B	9,92 N
R_C	9,92 N
R_D	3,67 N

Para obtener el vuelco se realizan momentos en la parte inferior del puente.

$$4 * P_{t-sup} * 180\text{mm} + 4 * P_{t-inf} * 20\text{mm} = 65\text{mm} * P * 2 \quad (48)$$

Siendo proporcionales los esfuerzos de tracción de los tornillos del rail superior y del rail inferior:

$$\frac{P_{t-sup}}{180mm} = \frac{P_{t-inf}}{20mm}$$

Por lo tanto, el vuelco en los tornillos será:

$$P_{t-sup} = 4,56 \text{ N}; P_{t-inf} = 0,51 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta que el esfuerzo de cortadura es más restrictivo que el esfuerzo a tracción, se realiza la comprobación a cortadura. En este caso los tornillos ya están definidos a una métrica M4, por lo que ya se conoce el área útil. En este caso se debe obtener el esfuerzo a cortadura máximo para dicha métrica y compararlo con la reacción más restrictiva de la Tabla 15.

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * \frac{600MPa}{3} * 8,78 \text{ mm}^2}{1,25} = 842,88 \text{ N} \gg 9,92 \text{ N}$$

La métrica M4 puede soportar los esfuerzos indicados, por lo que el tornillo seleccionado es DIN 912 M4x16 de grado 8.8.

4.3. RODAMIENTOS

En los extremos de los husillos es necesario colocar rodamientos, los cuales soportan y guían el husillo. Estos elementos son claves en el uso de elementos giratorios dada su baja fricción y gran precisión. Es por ello por lo que a continuación se comprobará el correcto funcionamiento de los rodamientos seleccionados ante las distintas cargas. Para ello se comprobará la vida útil del rodamiento:

$$L_{10mh} = a_{SKF} L_{10h} \quad (49)$$

Donde a_{SKF} es el factor de modificación de la vida útil (Figura 29). Este valor adecúa el valor de la vida útil al valor real, ya que el valor nominal de la vida tiene en cuenta únicamente el

tamaño del rodamiento y la carga que debe soportar. Este valor tiene en cuenta los siguientes factores:

- Carga límite de fatiga en relación con la carga equivalente que actúa sobre el rodamiento $\frac{P_u}{P}$.
- Efecto del nivel de contaminación en el rodamiento η_C .
- Condición de lubricación, relación de viscosidad κ .

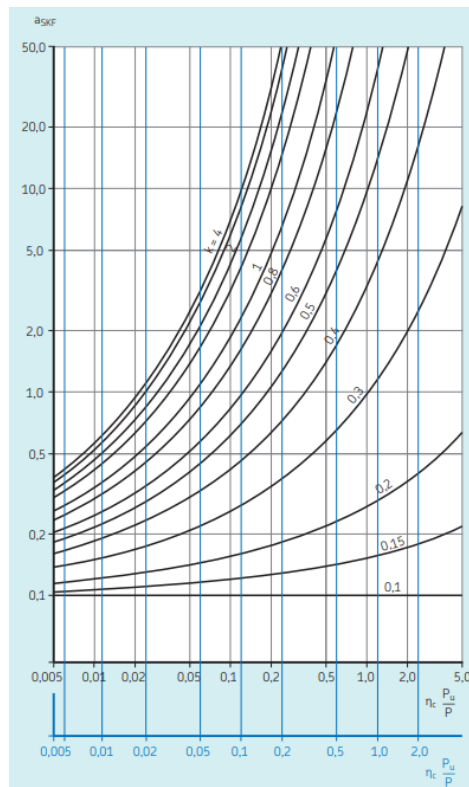


Figura 29. Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de bolas. [24]

El efecto de contaminación en el rodamiento se obtiene en la Tabla 6 [24]. Se supone una condición de contaminación ligera, con lo que, debido a que los diámetros medios son menores de 100 mm, $\eta_C = 0,3$.

Por otro lado, la relación de viscosidad se obtiene a partir de la relación de la viscosidad real de funcionamiento del aceite, ν , y la viscosidad nominal, ν_1 . Estos valores dependen de la velocidad de giro de los rodamientos, el diámetro medio, la temperatura de operación aproximada y del aceite utilizado.

$$\kappa = \frac{v}{v_1} \quad (50)$$

En la Figura 30 y la Figura 31 se obtienen v y v_1 respectivamente.

Nota: ignorar las líneas a trazos rojas, ejemplo del catálogo.

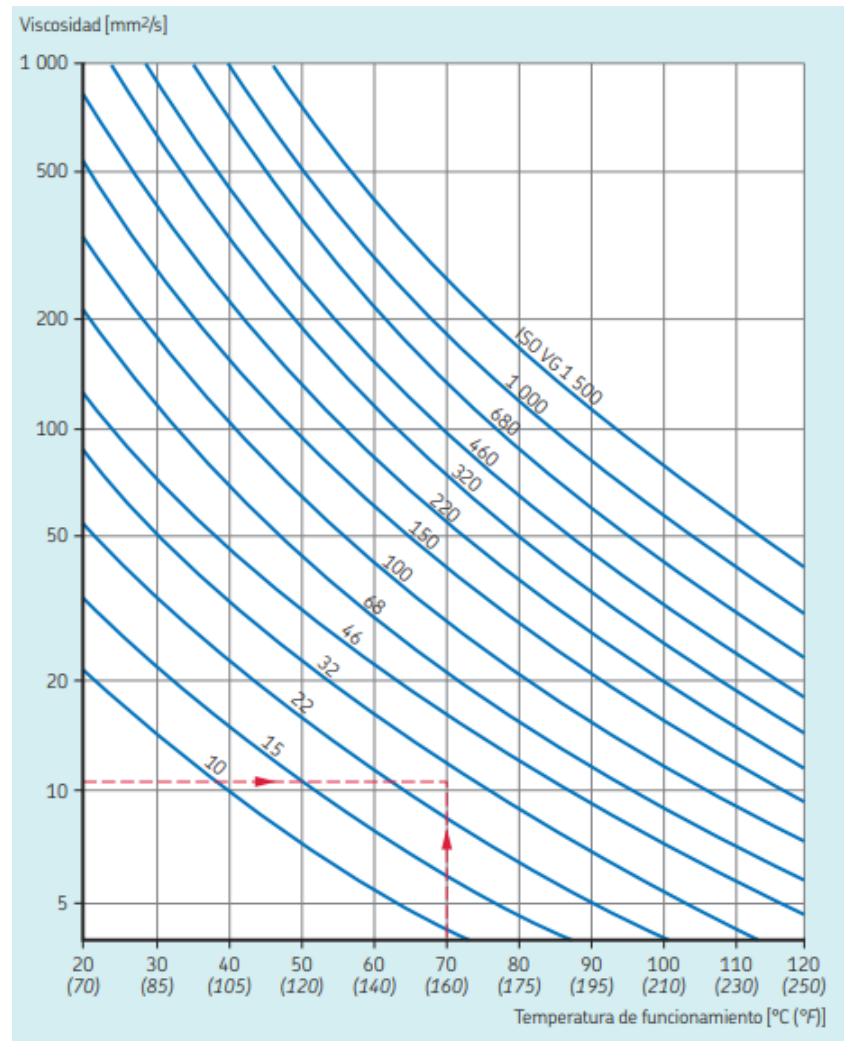


Figura 30. Diagrama de la viscosidad del lubricante. [24]

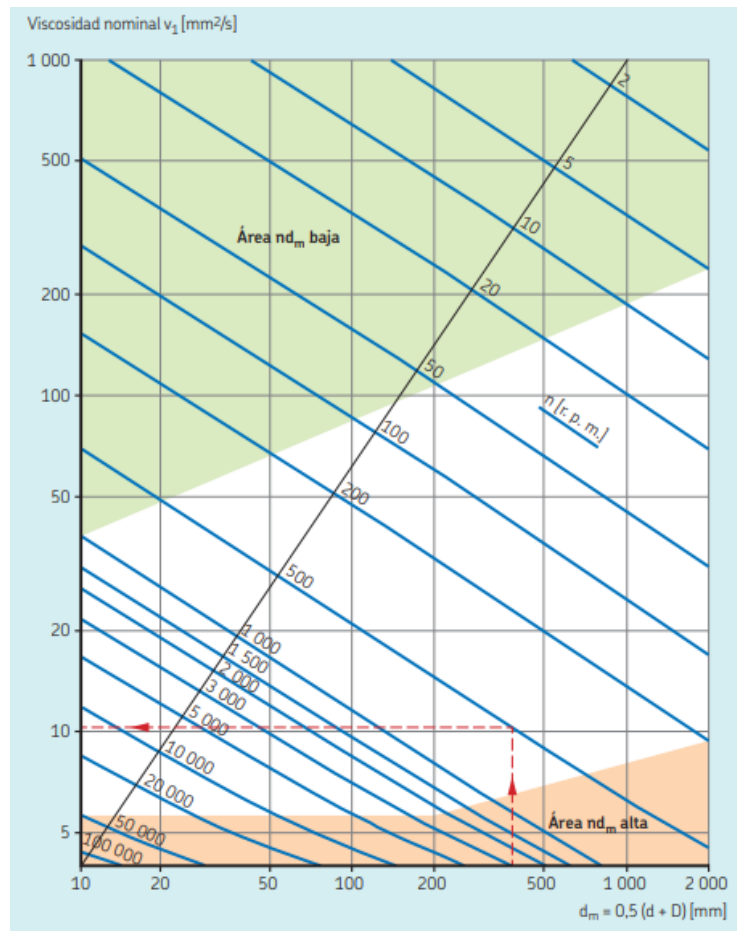


Figura 31. Diagrama de la viscosidad nominal. [24]

La vida nominal del rodamiento es:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (51)$$

Donde:

P : Carga dinámica equivalente del rodamiento en N.

C : Capacidad de carga dinámica en N.

Para poder obtener la carga dinámica equivalente es necesario conocer los valores de la carga axial y radial que deben soportar los husillos, siendo la carga dinámica.

$$P = XF_r + YF_a \quad (52)$$

Donde:

F_r : carga radial del rodamiento en kN.

F_a : Carga axial del rodamiento en kN.

X : factor de carga radial del rodamiento.

Y : factor de carga axial del rodamiento.

En el caso de que el rodamiento deba soportar únicamente la carga axial, la carga dinámica equivalente será:

$$P = F_a \quad (53)$$

4.3.1 HUSILLO TRANSVERSAL Y LONGITUDINAL.

Tanto el husillo del movimiento longitudinal como los husillos del sistema transversal tienen el mismo rodamiento, el SKF-6206, dado el tamaño del eje del husillo. En ambos casos la carga axial se puede despreciar debido al bajo valor que tiene, por lo que solo se tendrá en cuenta la carga axial. Por lo tanto, la carga dinámica equivalente será:

$$P_{transversal} = F_r = 72,58 \text{ N}$$

$$P_{longitudinal} = F_r = 145,16 \text{ N}$$

Suponiendo una lubricación mixta, κ se encuentra entre 0,1 y 4. Se asume un valor de 0,5. Conociendo estos valores, se puede comprobar la vida de los rodamientos comprobando el factor de modificación de la vida útil en la Figura 29.

Tabla 16. Rodamientos transversales y longitudinales

	Transversal	Longitudinal
$\frac{P_u}{P}$	6,54	3,27
$\eta_c \frac{P_u}{P}$	1,96	0,98
a_{SKF}	50	10
$L_{10h} (x10^6 \text{ ciclos})$	$2,19 \times 10^7$	$2,73 \times 10^6$
$L_{10mh} (x10^6 \text{ ciclos})$	$1,095 \times 10^9$	$2,73 \times 10^7$

4.3.2 HUSILLO VERTICAL

Para el husillo vertical se ha seleccionado un rodamiento SKF-61800. En este caso únicamente existe fuerza axial, por lo que la carga dinámica equivalente será:

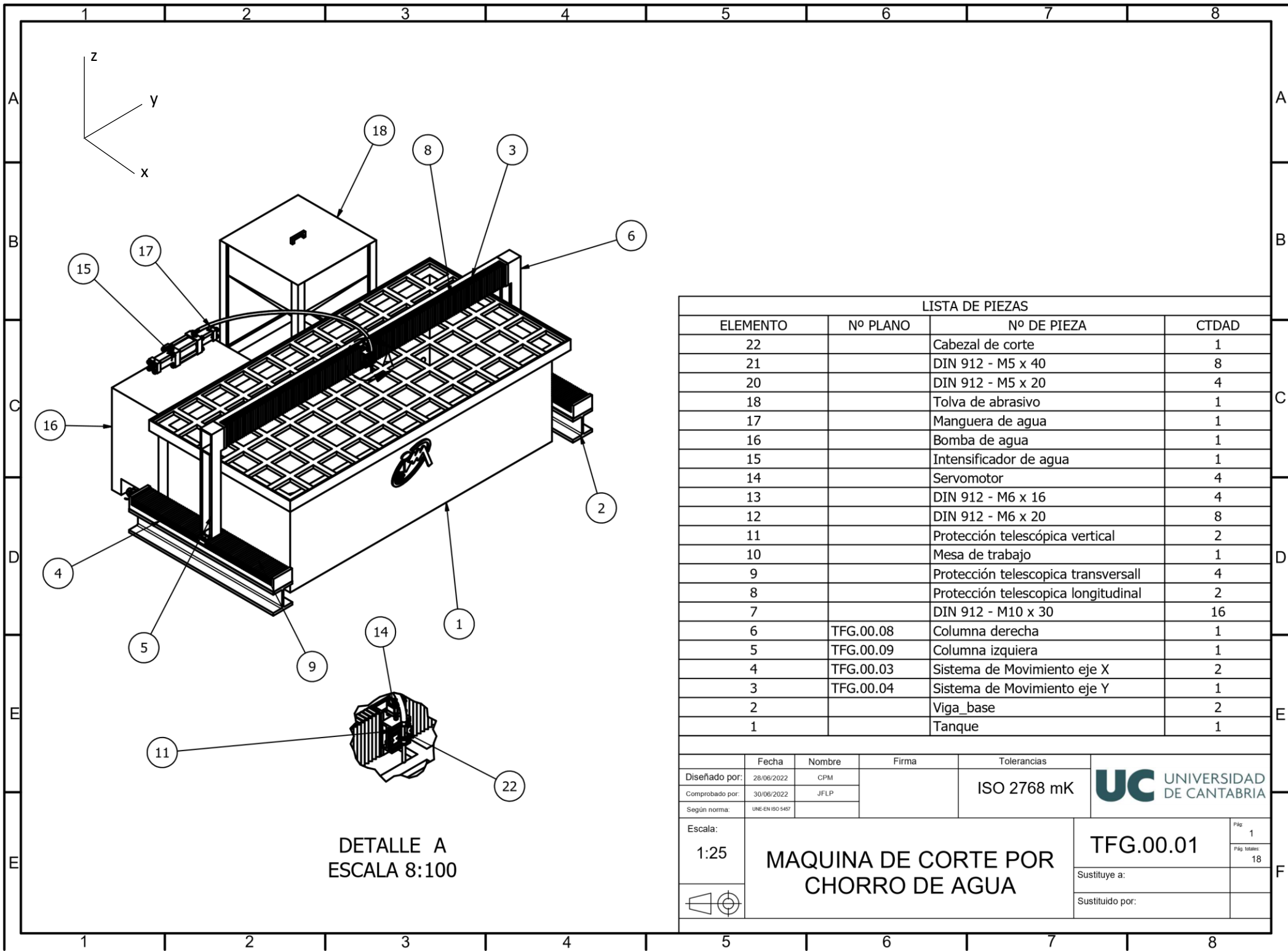
$$P_{vertical} = F_a = 73,12 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta el valor de κ ya mencionado, se puede obtener la vida útil del rodamiento, reflejada en la siguiente tabla:

Tabla 17. Rodamientos verticales

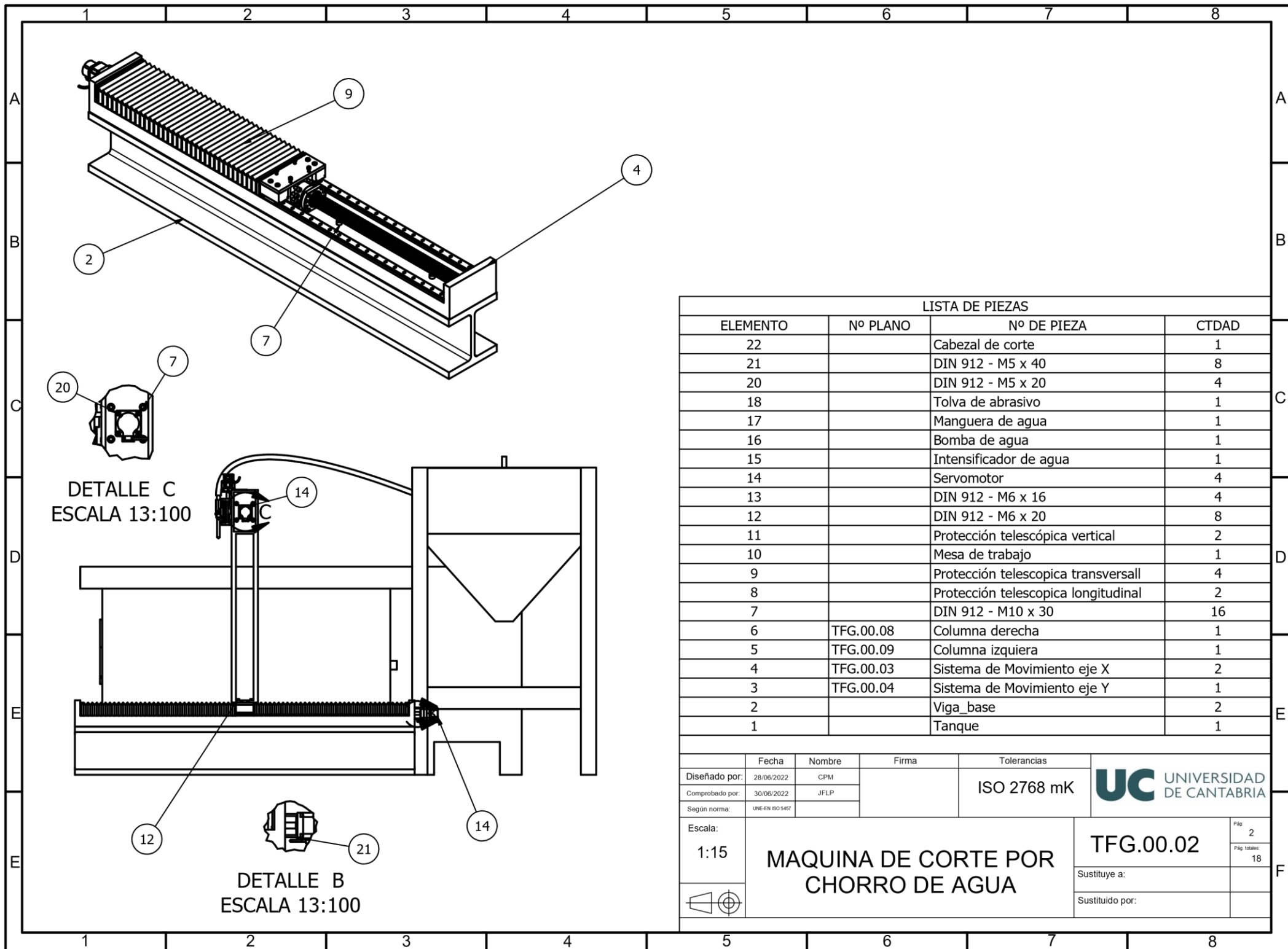
$\frac{P_u}{P}$	0,49
$\eta_c \frac{P_u}{P}$	0,15
a_{SKF}	0,75
$L_{10h} (x10^6 \text{ ciclos})$	13016
$L_{10mh} (x10^6 \text{ ciclos})$	9762

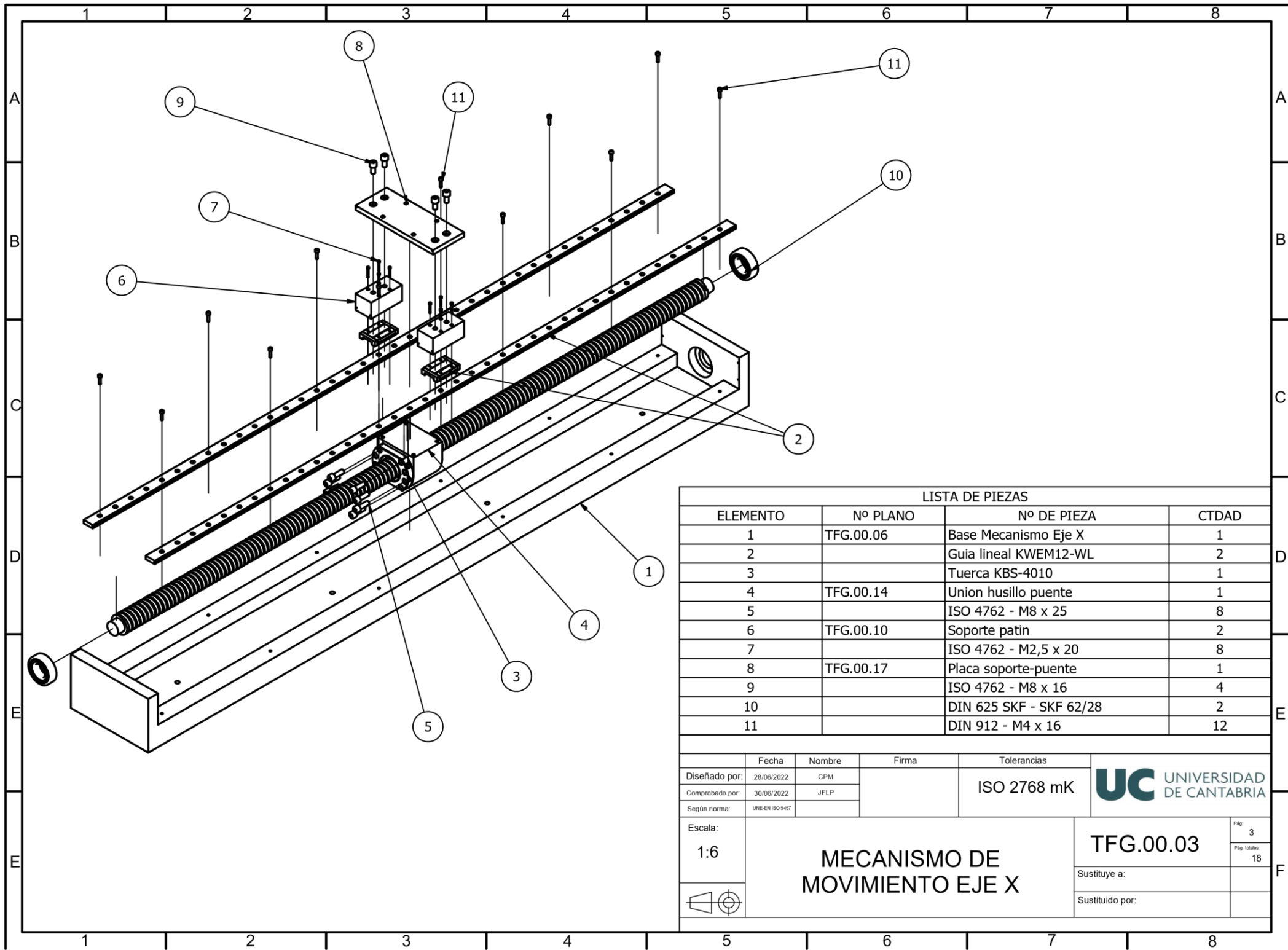
DOCUMENTO Nº3: PLANOS



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	Nº PLANO	Nº DE PIEZA	CTDAD
22		Cabezal de corte	1
21		DIN 912 - M5 x 40	8
20		DIN 912 - M5 x 20	4
18		Tolva de abrasivo	1
17		Manguera de agua	1
16		Bomba de agua	1
15		Intensificador de agua	1
14		Servomotor	4
13		DIN 912 - M6 x 16	4
12		DIN 912 - M6 x 20	8
11		Protección telescópica vertical	2
10		Mesa de trabajo	1
9		Protección telescópica transversal	4
8		Protección telescópica longitudinal	2
7		DIN 912 - M10 x 30	16
6	TFG.00.08	Columna derecha	1
5	TFG.00.09	Columna izquierda	1
4	TFG.00.03	Sistema de Movimiento eje X	2
3	TFG.00.04	Sistema de Movimiento eje Y	1
2		Viga_base	2
1		Tanque	1

	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA		
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK			
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP					
Según norma:	UNE-EN ISO 5457						
Escala:	 MAQUINA DE CORTE POR CHORRO DE AGUA				TFG.00.01	Pág. 1	
1:25							Pág. total: 18
					Sustituye a:		
					Sustituido por:		





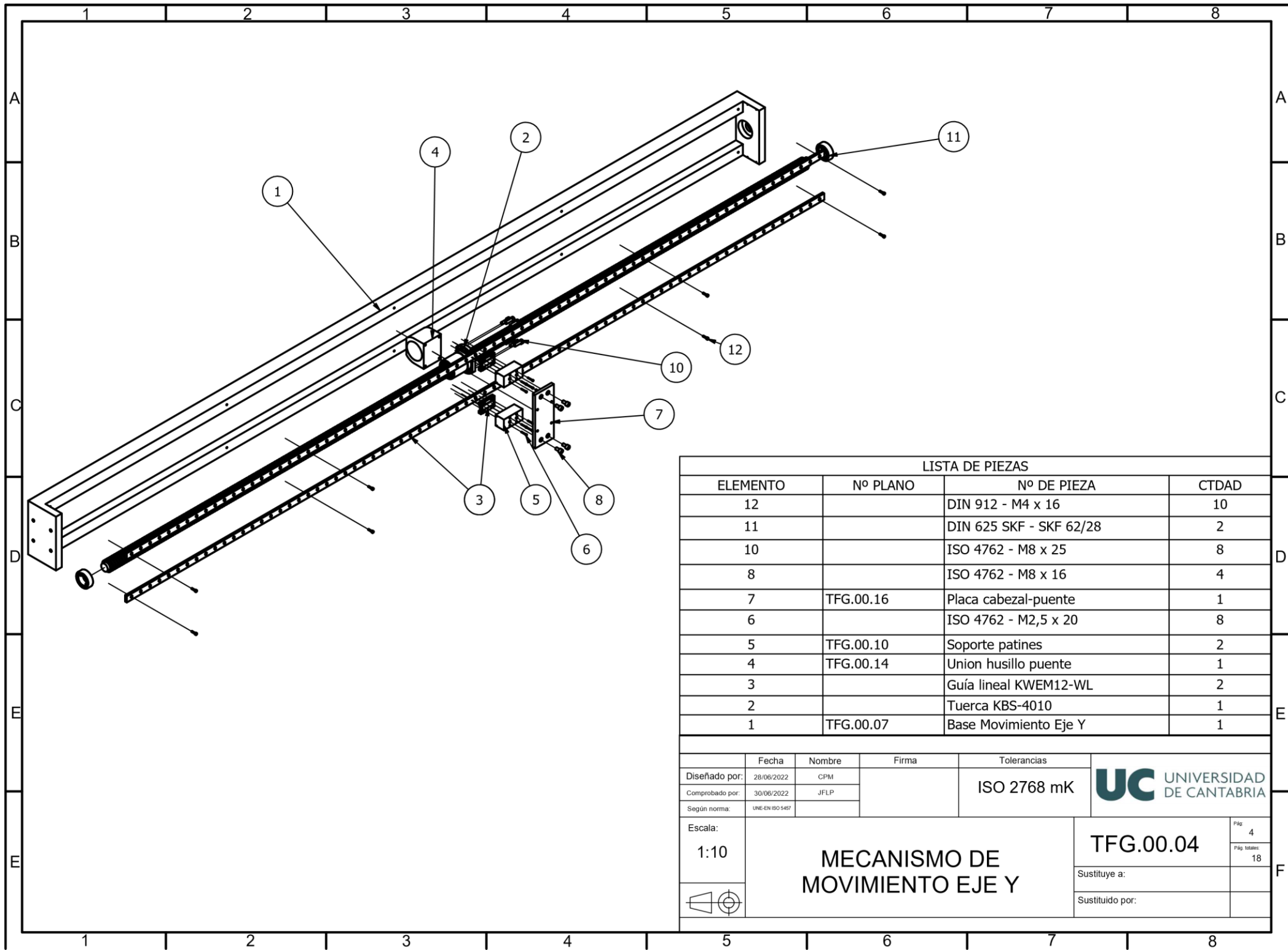
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	Nº PLANO	Nº DE PIEZA	CTDAD
1	TFG.00.06	Base Mecanismo Eje X	1
2		Guia lineal KWEM12-WL	2
3		Tuerca KBS-4010	1
4	TFG.00.14	Union husillo puente	1
5		ISO 4762 - M8 x 25	8
6	TFG.00.10	Soporte patin	2
7		ISO 4762 - M2,5 x 20	8
8	TFG.00.17	Placa soporte-puente	1
9		ISO 4762 - M8 x 16	4
10		DIN 625 SKF - SKF 62/28	2
11		DIN 912 - M4 x 16	12

	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP		
Según norma:	UNE-EN ISO 5457			



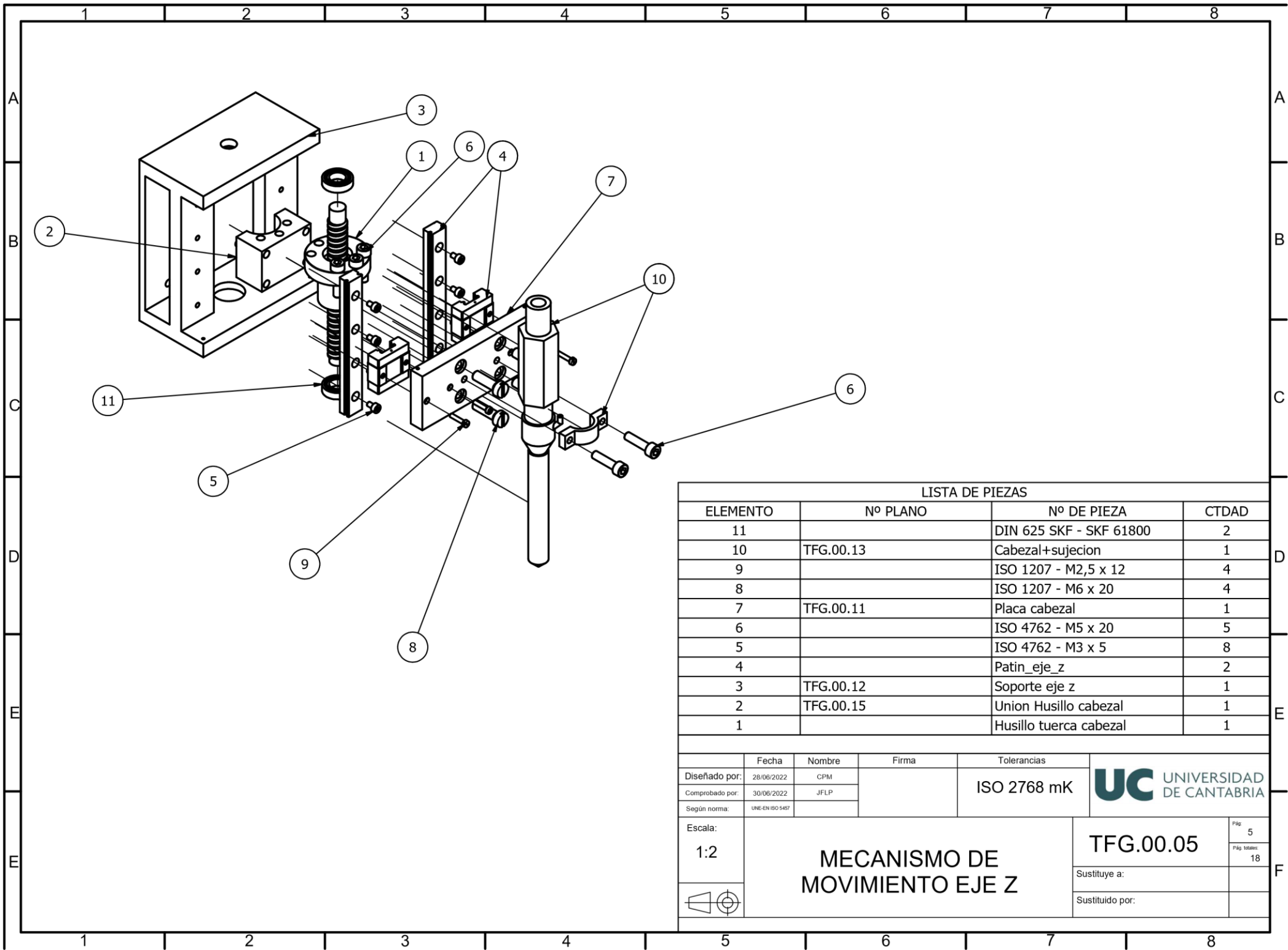
Escala:	MECANISMO DE MOVIMIENTO EJE X	TFG.00.03	Pág. 3
1:6		Sustituye a:	Pág. total: 18
		Sustituido por:	



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	Nº PLANO	Nº DE PIEZA	CTDAD
12		DIN 912 - M4 x 16	10
11		DIN 625 SKF - SKF 62/28	2
10		ISO 4762 - M8 x 25	8
8		ISO 4762 - M8 x 16	4
7	TFG.00.16	Placa cabezal-puente	1
6		ISO 4762 - M2,5 x 20	8
5	TFG.00.10	Soporte patines	2
4	TFG.00.14	Union husillo puente	1
3		Guía lineal KWEM12-WL	2
2		Tuerca KBS-4010	1
1	TFG.00.07	Base Movimiento Eje Y	1

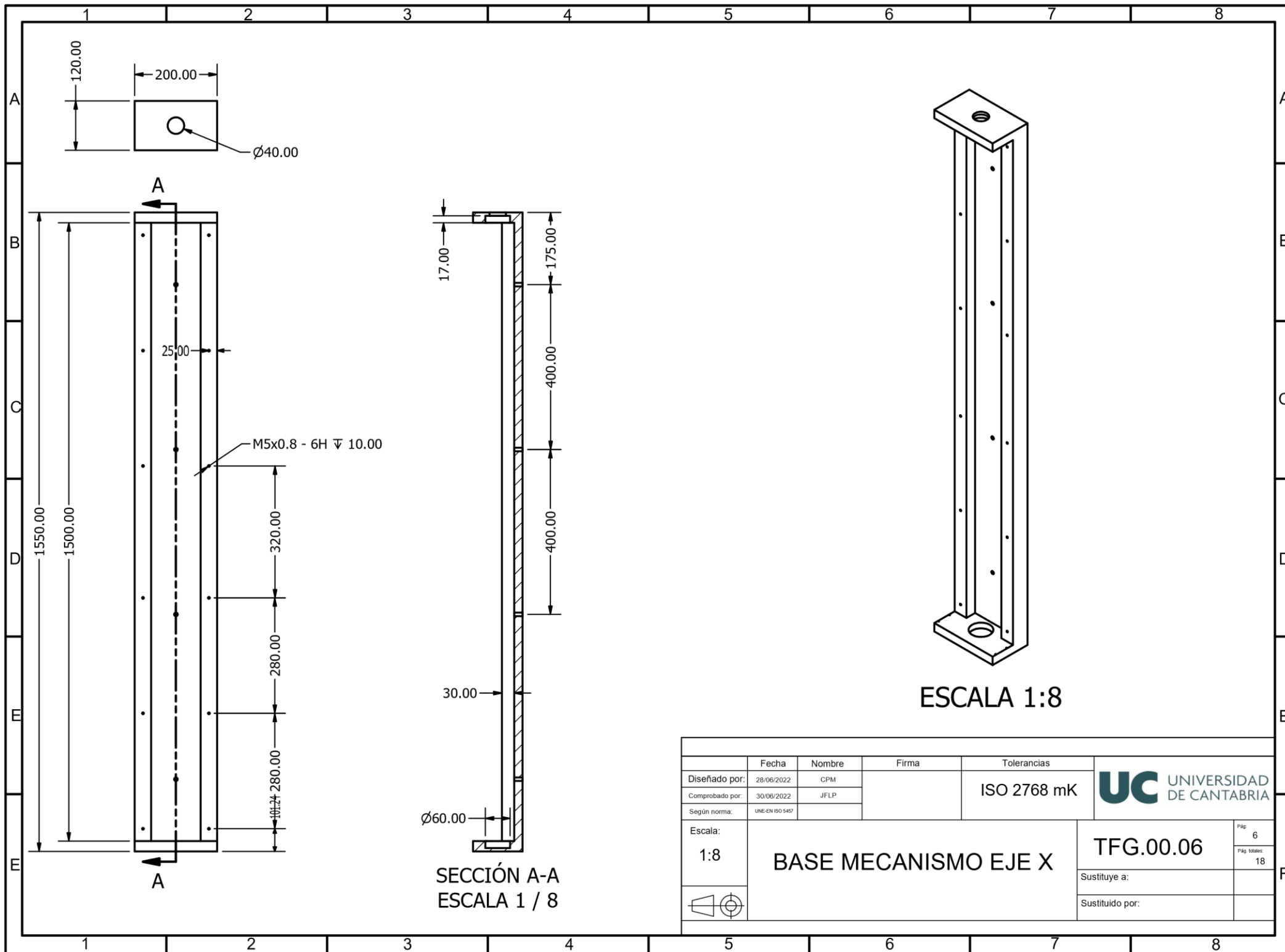
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA					
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK						
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP								
Según norma:	UNE-EN ISO 5457									
Escala:	MECANISMO DE MOVIMIENTO EJE Y				TFG.00.04					
1:10					Sustituye a:					
					Sustituido por:					
					Pág. 4					
					Pág. total: 18					



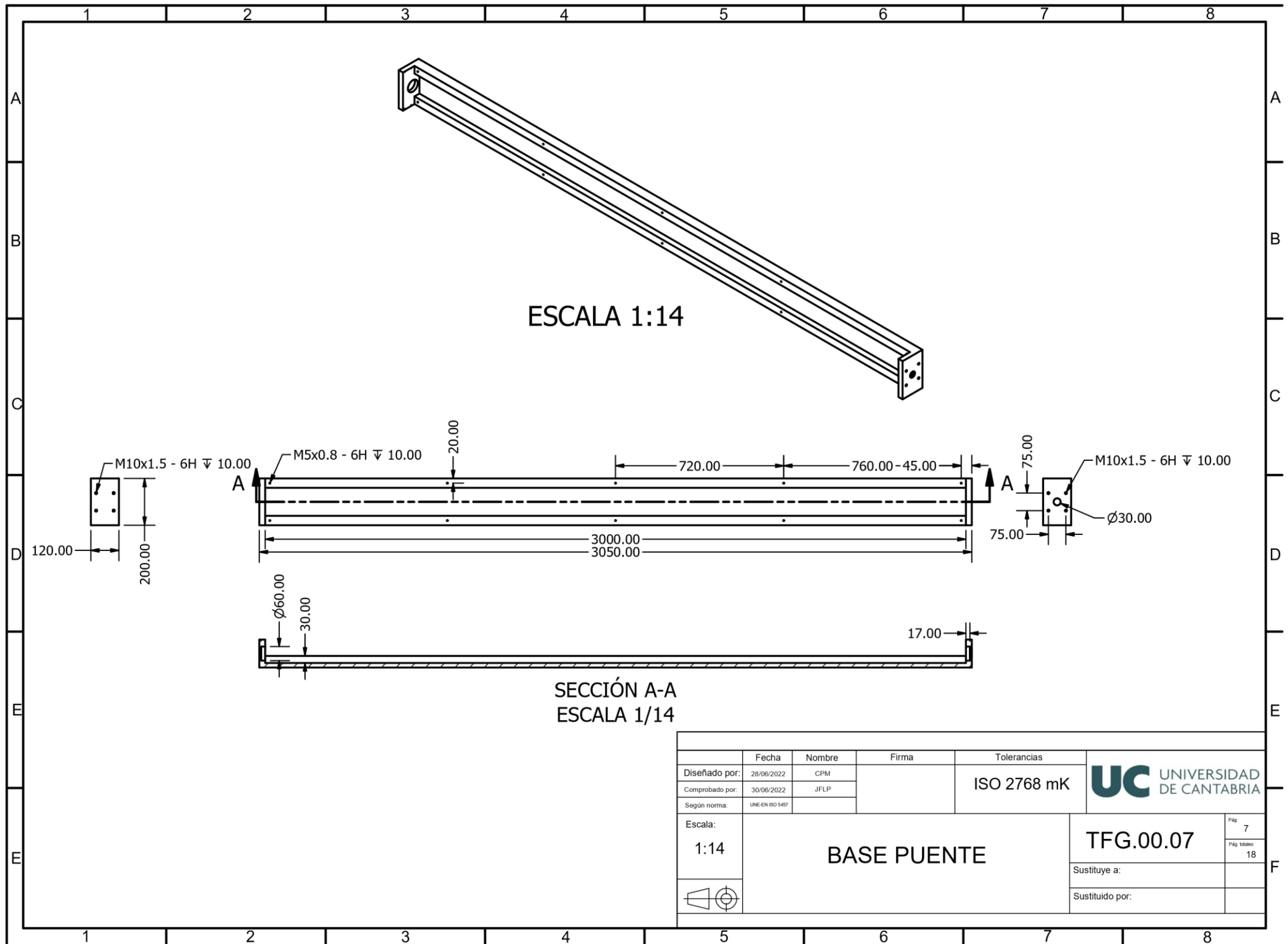
LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	Nº PLANO	Nº DE PIEZA	CTDAD	
11		DIN 625 SKF - SKF 61800	2	
10	TFG.00.13	Cabezal+sujecion	1	
9		ISO 1207 - M2,5 x 12	4	
8		ISO 1207 - M6 x 20	4	
7	TFG.00.11	Placa cabezal	1	
6		ISO 4762 - M5 x 20	5	
5		ISO 4762 - M3 x 5	8	
4		Patin_eje_z	2	
3	TFG.00.12	Soporte eje z	1	
2	TFG.00.15	Union Husillo cabezal	1	
1		Husillo tuerca cabezal	1	

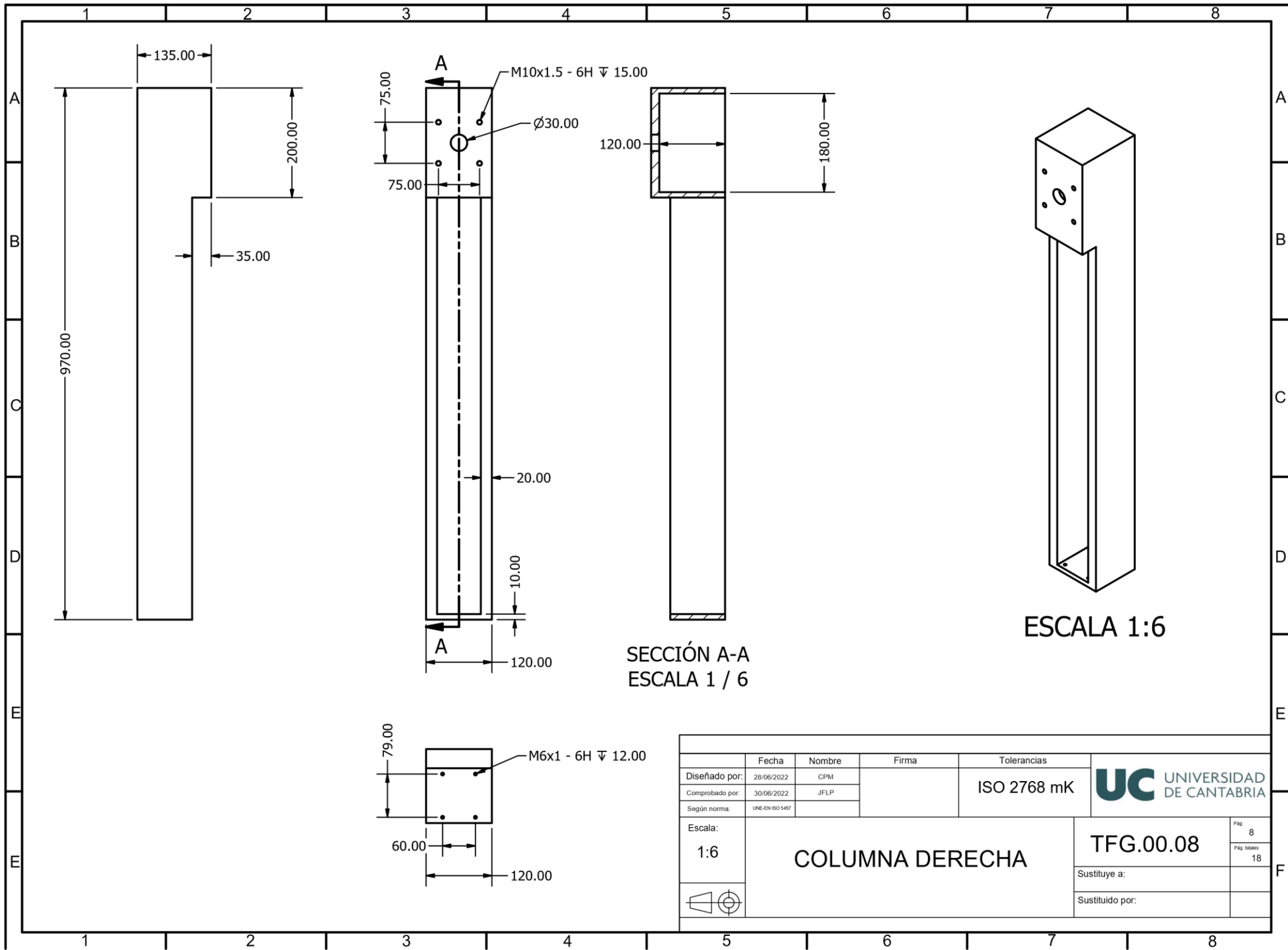
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK	
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP			
Según norma:	UNE-EN ISO 5457				

Escala:	MECANISMO DE MOVIMIENTO EJE Z	TFG.00.05	Pág. 5
1:2			Pág. total: 18
		Sustituye a:	
		Sustituido por:	

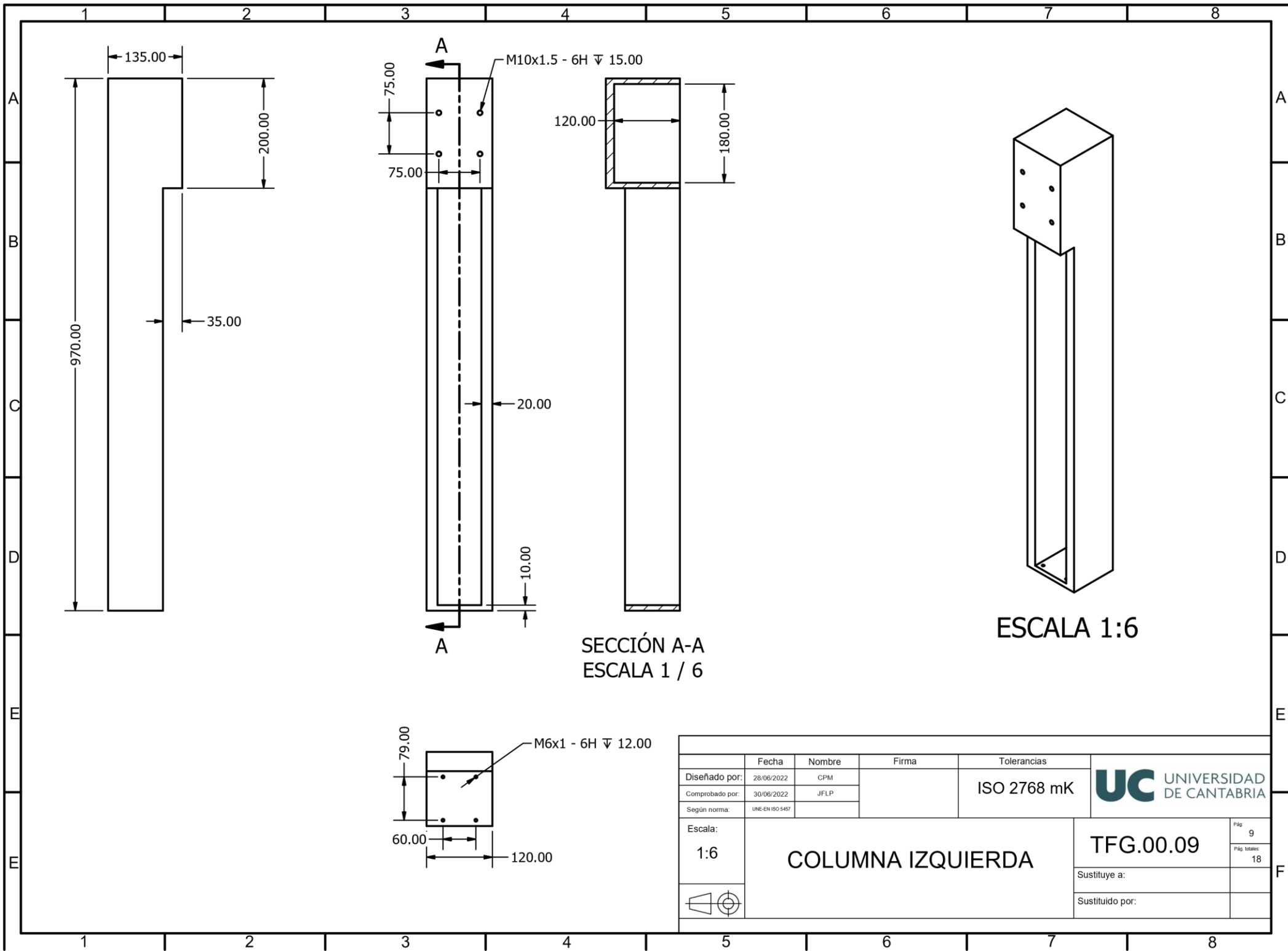


	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA	
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK		
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP				
Según norma:	UNE-EN ISO 5457					
Escala:	BASE MECANISMO EJE X				TFG.00.06	Pág. 6
1:8					Sustituye a:	Pág. total: 18
					Sustituido por:	

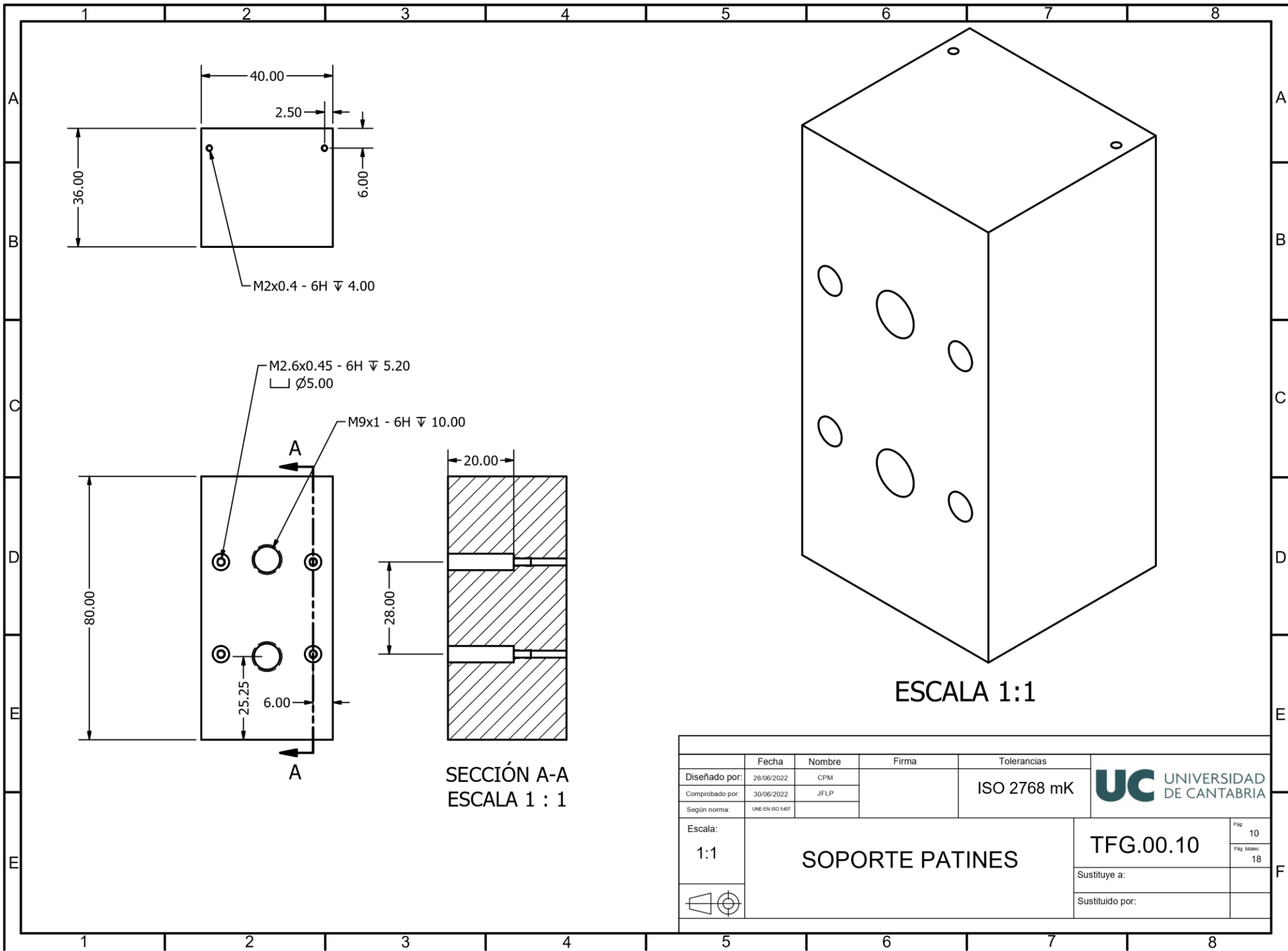




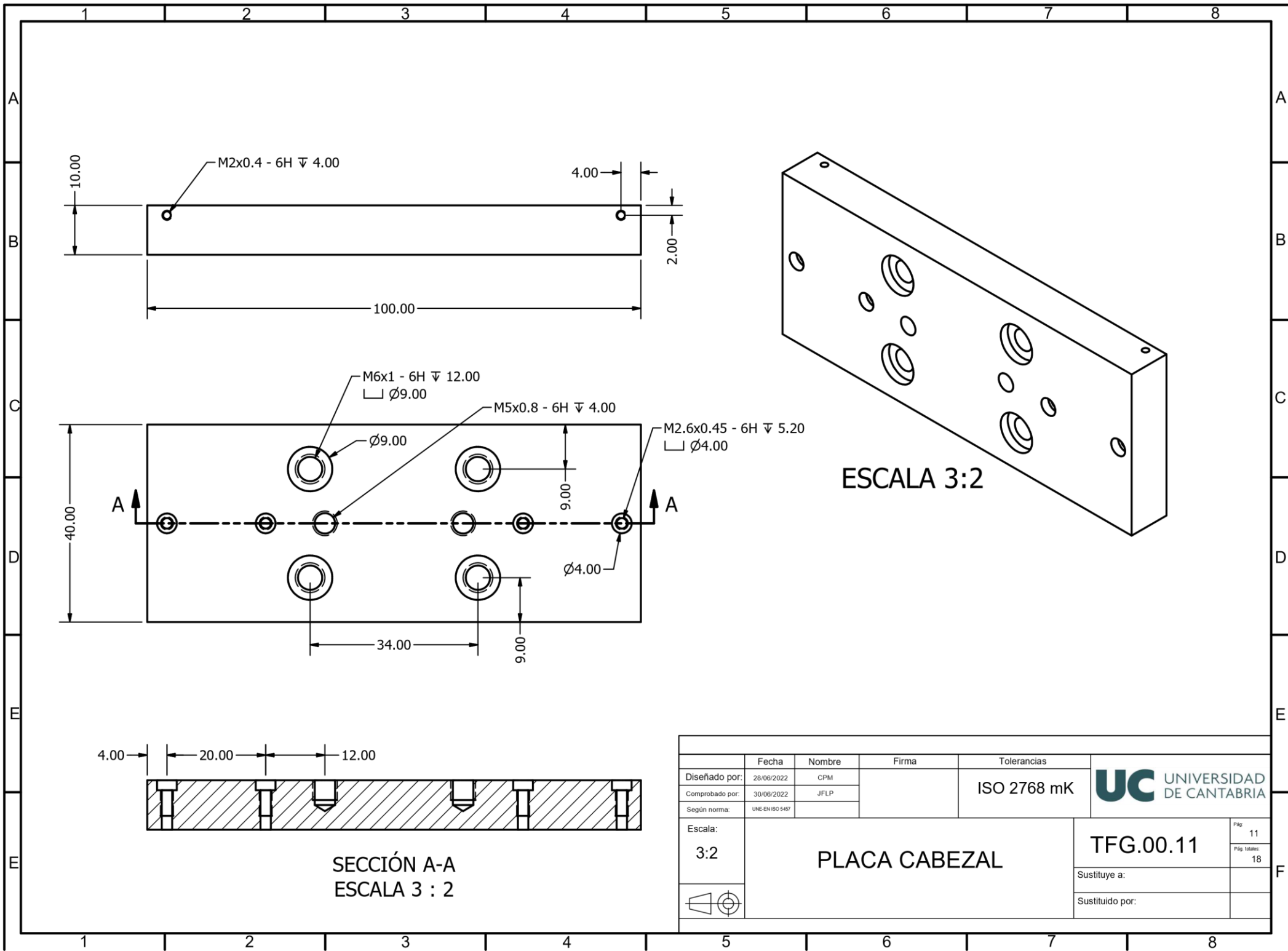
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA					
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK						
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP								
Según norma:	UNE-EN ISO 5457									
Escala:	COLUMNA DERECHA				TFG.00.08	Pág. 8				
1:6							Pág. total: 18			
									Sustituye a:	
									Sustituido por:	



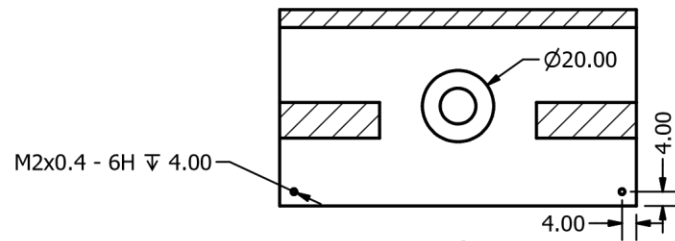
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	UC UNIVERSIDAD DE CANTABRIA		
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK			
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP					
Según norma:	UNE-EN ISO 5457						
Escala:	COLUMNA IZQUIERDA			TFG.00.09	Pág. 9		
1:6				Sustituye a:	Pág. total: 18		
				Sustituido por:			



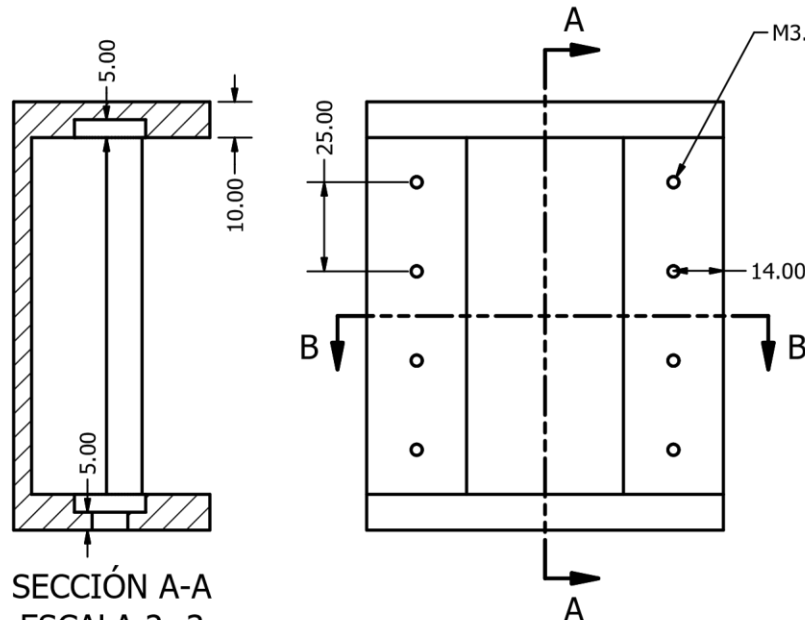
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK	
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP			
Según norma:	UNE-EN ISO 5457				
Escala:	SOPORTE PATINES			TFG.00.10	Pág. 10
1:1					Pág. total: 18
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	



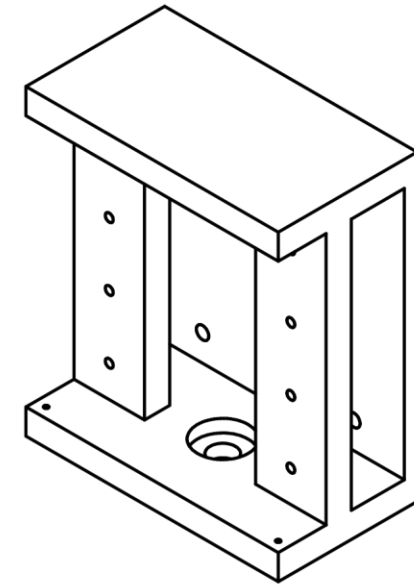
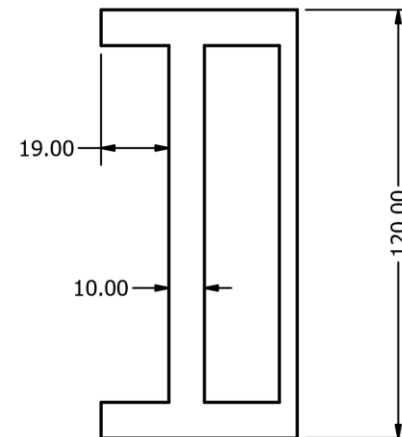
		Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	UC UNIVERSIDAD DE CANTABRIA		
Diseñado por:		28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK			
Comprobado por:		30/06/2022	JFLP					
Según norma:		UNE-EN ISO 5457						
Escala:		PLACA CABEZAL				TFG.00.11		Pág. 11
3:2						Pág. totales: 18		
						Sustituye a:		
						Sustituido por:		



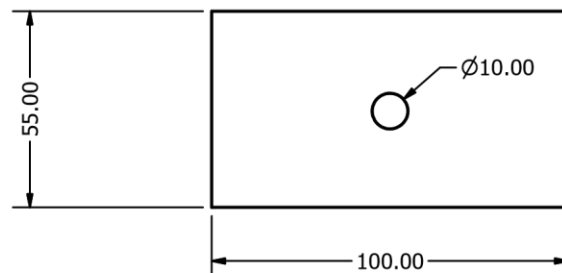
SECCIÓN B-B
ESCALA 2 : 3



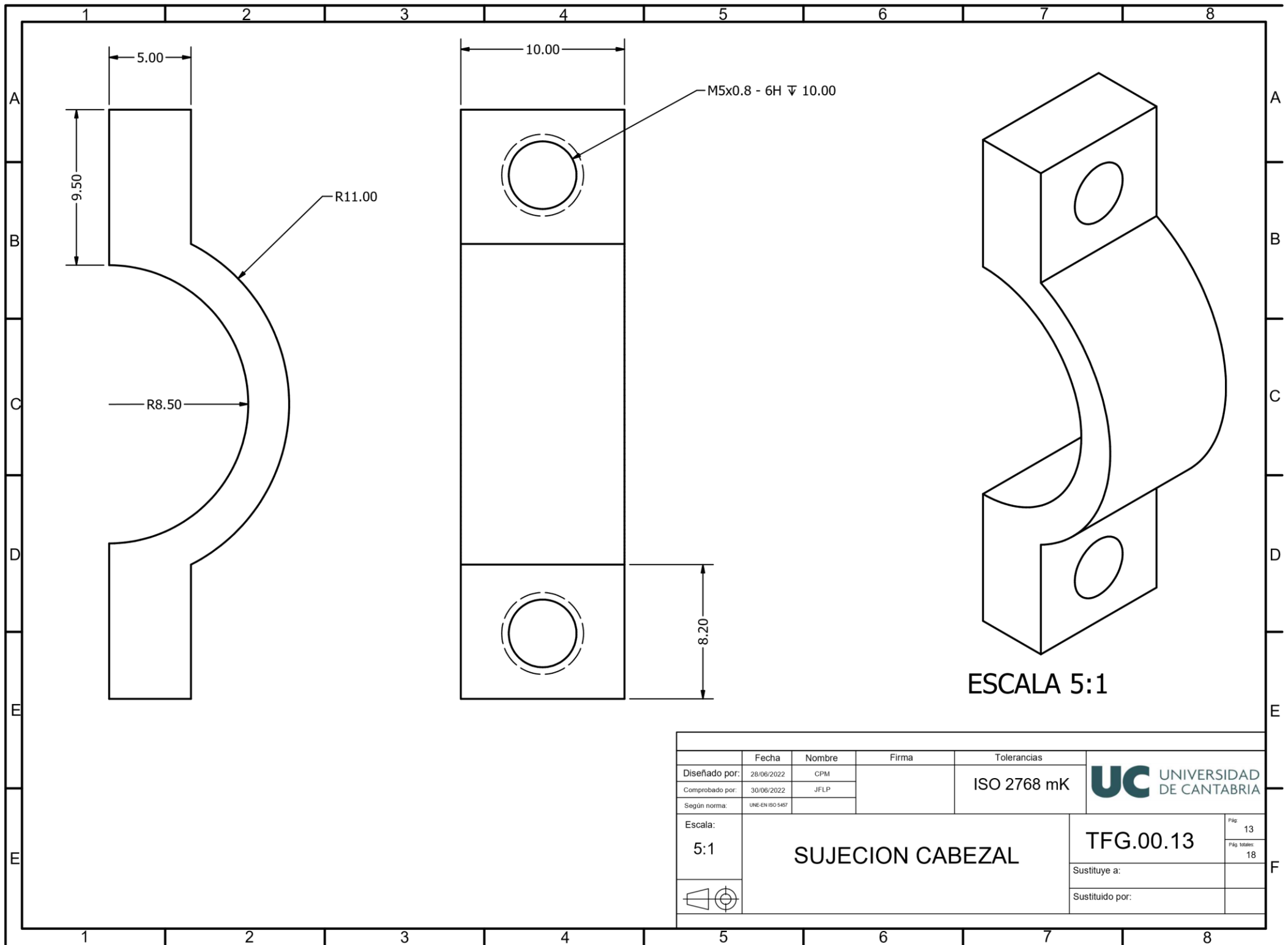
SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 3

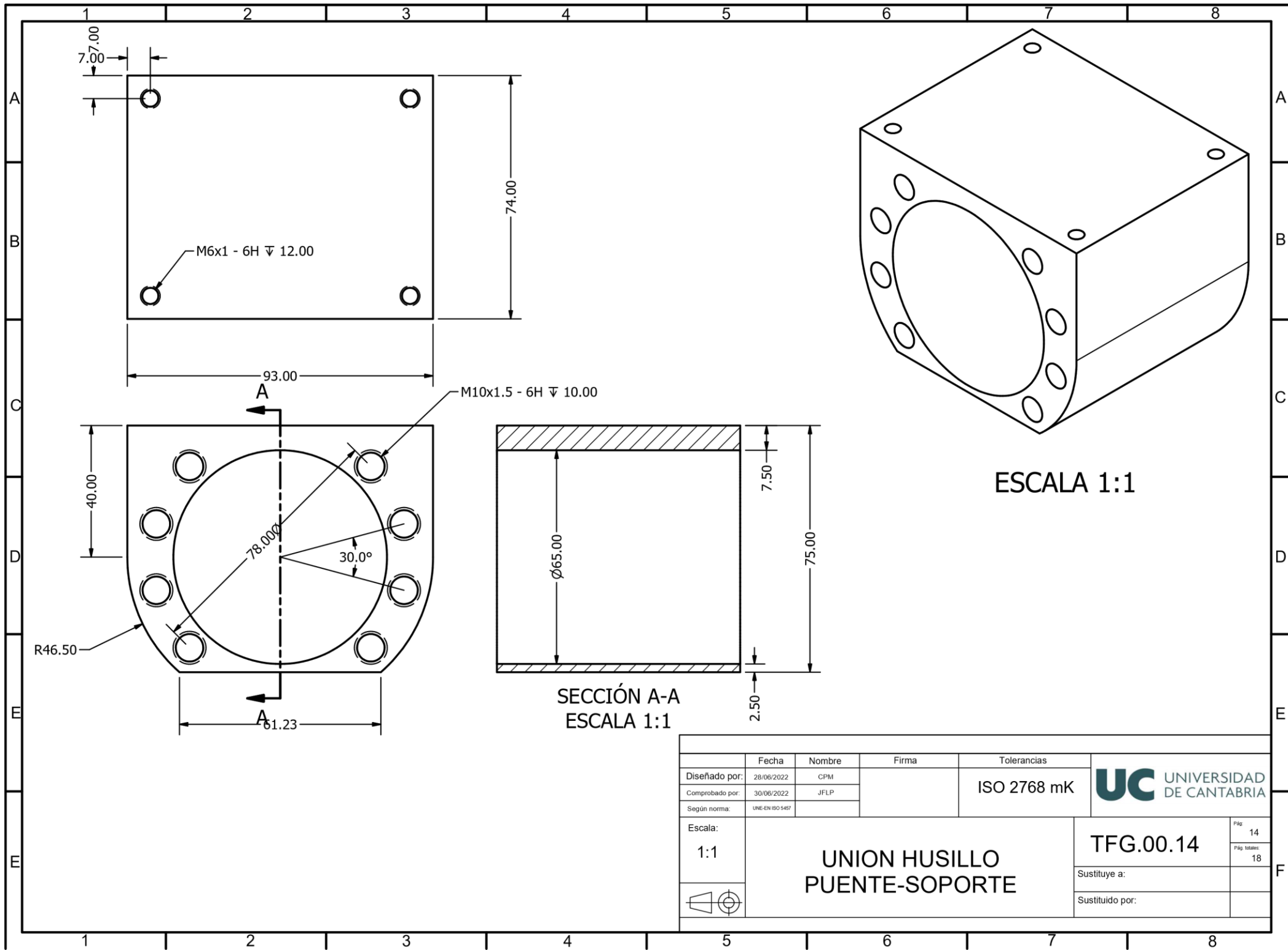


ESCALA 2:3

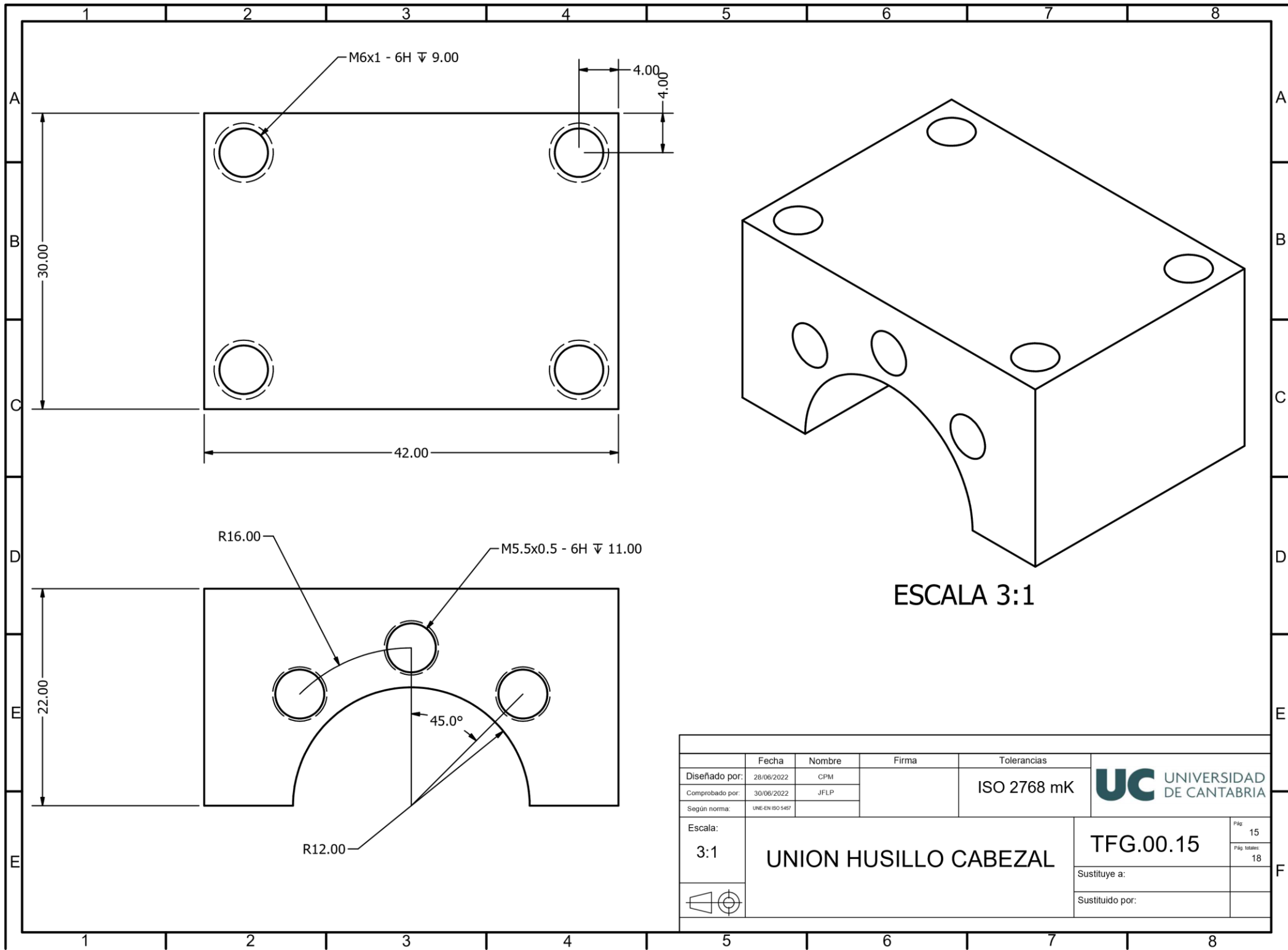


	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK	
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP			
Según norma:	UNE-EN ISO 5457				
Escala:	SOPORTE EJE Z			TFG.00.12	Pág. 12
2:3					Pág. total: 18
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	

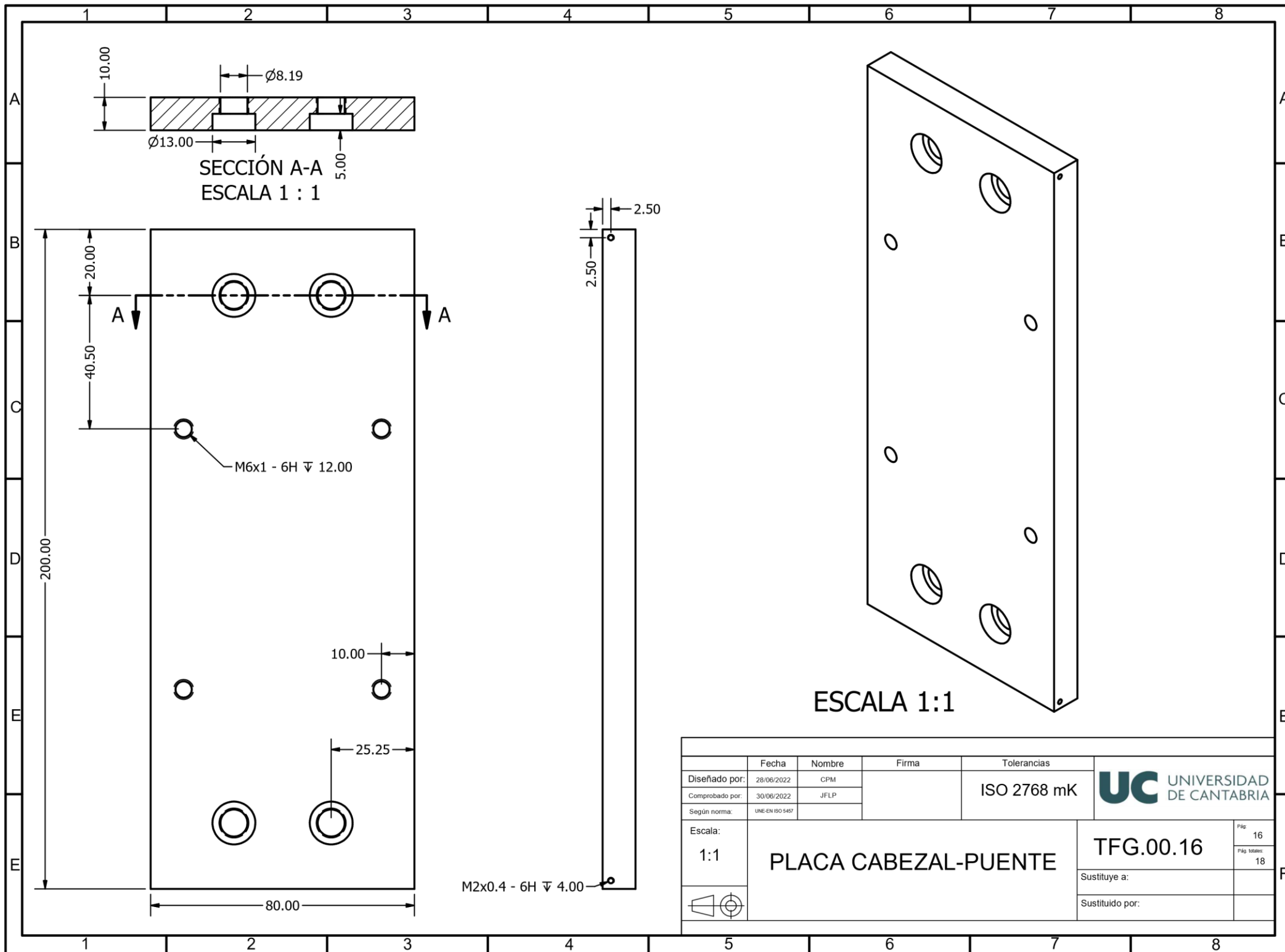




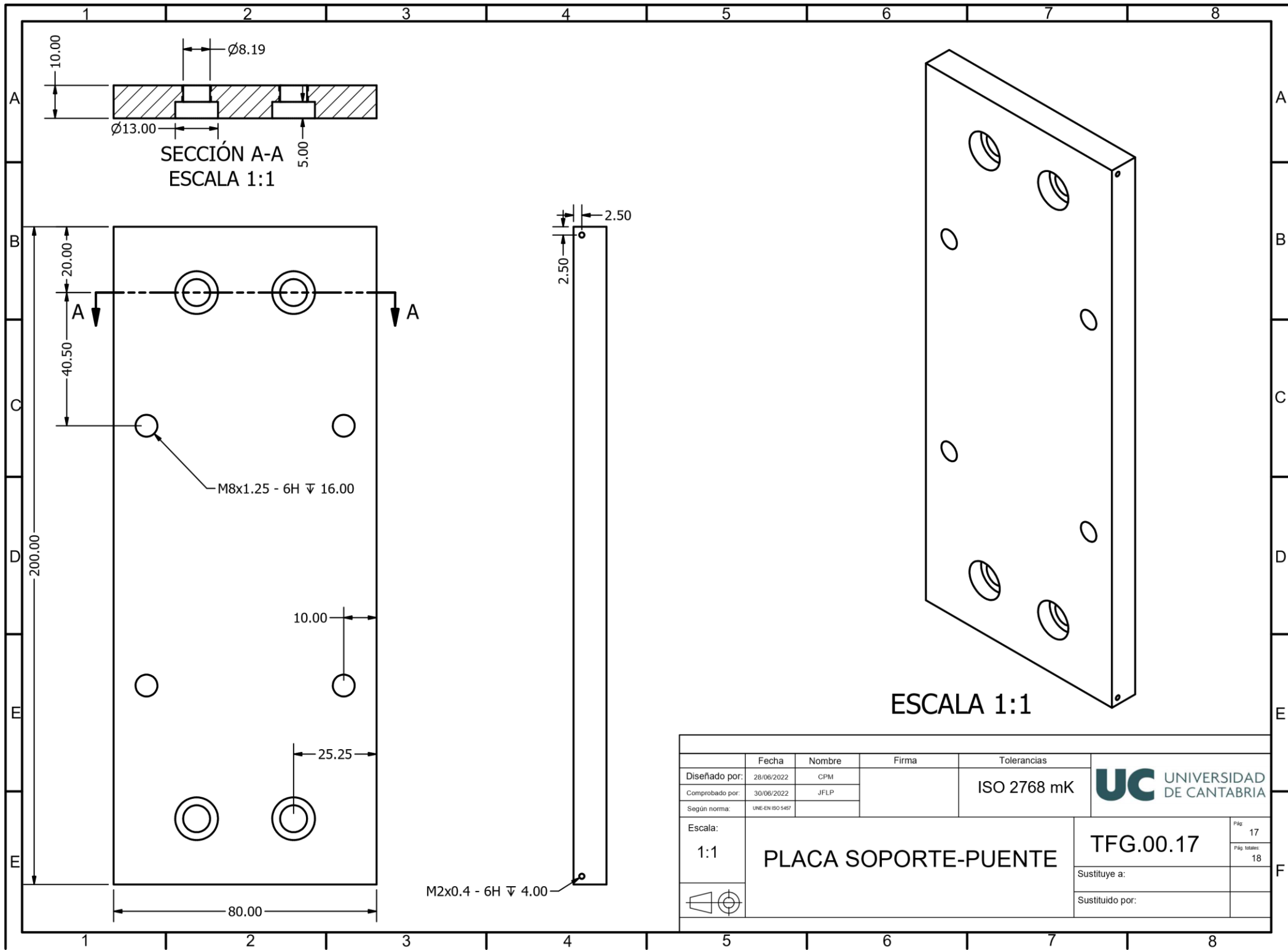
						 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA		
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias				
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK				
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP						
Según norma:	UNE-EN ISO 5457							
Escala:	UNION HUSILLO PUENTE-SOPORTE				TFG.00.14	Pág. 14		
1:1						Pág. total: 18		
								
					Sustituye a:			
					Sustituido por:			



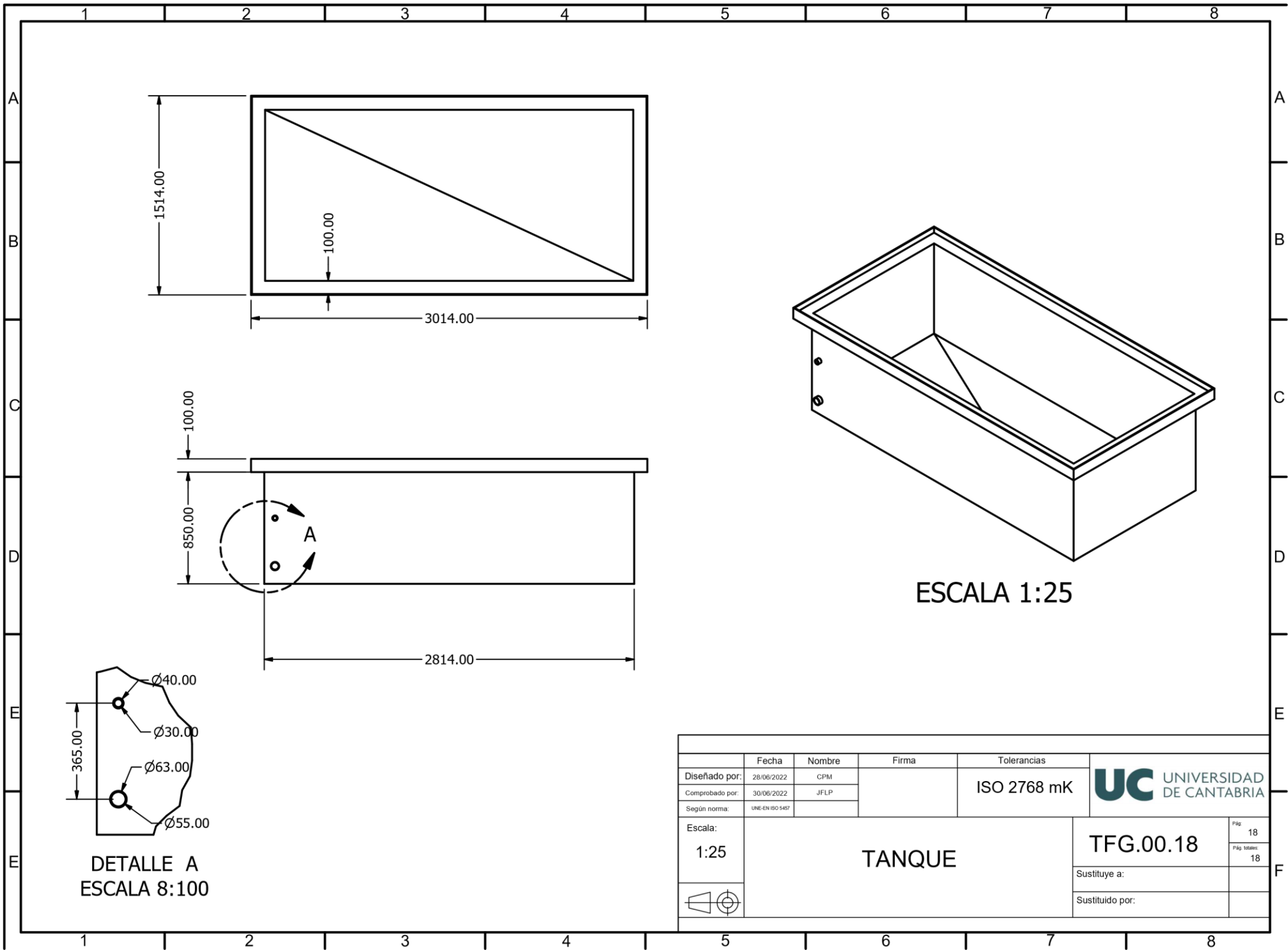
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	UC UNIVERSIDAD DE CANTABRIA					
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK						
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP								
Según norma:	UNE-EN ISO 5457									
Escala:	UNION HUSILLO CABEZAL				TFG.00.15	Pág. 15				
3:1							Pág. total: 18			
									Sustituye a:	
									Sustituido por:	



	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK	
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP			
Según norma:	UNE-EN ISO 5457				
Escala:	1:1 PLACA CABEZAL-PUENTE 			TFG.00.16	Pág. 16 Pág. totales: 18
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	



	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA		
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK			
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP					
Según norma:	UNE-EN ISO 5457						
Escala:	PLACA SOPORTE-PUENTE			TFG.00.17	Pág. 17		
1:1					Pág. totales 18		
				Sustituye a:			
				Sustituido por:			



	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA		
Diseñado por:	28/06/2022	CPM		ISO 2768 mK			
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP					
Según norma:	UNE-EN ISO 5467						
Escala:	TANQUE			TFG.00.18	Pág. 18		
1:25					Pág. total: 18		
				Sustituye a:			
				Sustituido por:			

DOCUMENTO Nº4: PLIEGO DE CONDICIONES

1. ALCANCE	86
2. ESPECIFICACIONES GENERALES.....	86
3. MATERIALES	86
4. CAPACIDAD DE TRABAJO	87
5. REQUISITOS ESPECÍFICOS.....	87
6. COMPONENTES ELÉCTRICOS.....	88
7. MANTENIMIENTO.....	88
8. DOCUMENTACIÓN.....	89

1. ALCANCE

En el presente documento se recogen las especificaciones, requisitos técnicos y operativos de la máquina de corte por chorro, así como una breve descripción del mantenimiento que deberá realizarse para el correcto funcionamiento de la máquina.

2. ESPECIFICACIONES GENERALES

La máquina de corte por chorro de agua, objeto de este proyecto, cortará, mediante el uso del agua a alta presión con el añadido de un abrasivo, piezas de hasta un máximo del tamaño estándar de 2.440x1.220mm. El material a cortar serán piezas que pueden verse afectadas en sus características por la temperatura.

3. MATERIALES

En el siguiente apartado se detallan los materiales de los elementos que se deben de fabricar para la construcción del equipo. Queda indicado en la Tabla 18. Materiales para fabricación. el material de uso, el tratamiento que debe recibir y el peso de cada componente.

Tabla 18. Materiales para fabricación.

Pieza	Material	Tratamiento	Peso por unidad (kg)	Cantidad	Peso (kg)
Placa Soporte-Puente	AISI-316	Pintura	1,200	2	2,400
Placa Cabezal-Puente	AISI-316	Pintura	1,205	1	1,205
Base Puente	AISI-316	Pintura	136,386	1	136,386
Base Soporte	AISI-316	Pintura	72,431	2	144,862
Unión Husillo-Cabezal	AISI-316	Pintura	0,150	1	0,150
Unión Husillo Puente-Soporte	AISI-316	Pintura	1,836	3	5,508
Tanque	AISI-316	Pintura	2048,214	1	2048,214
Columna Derecha	AISI-316	Pintura	33,800	1	33,800

Pieza	Material	Tratamiento	Peso por unidad (kg)	Cantidad	Peso (kg)
Columna Izquierda	AISI-316	Pintura	33,890	1	33,890
Soporte Patines	AISI-316	Pintura	0,870	6	5,22
Placa Cabezal	AISI-316	Pintura	0,289	1	0,289
Soporte Eje Z	AISI-316	Pintura	1,640	1	1,640
Sujeción Cabezal	AISI-316	Pintura	0,011	1	0,011

4. CAPACIDAD DE TRABAJO

El equipo debe de ser capaz de trabajar durante dieciséis horas diarias, en dos turnos de ocho horas, de lunes a viernes o según sea la jornada de trabajo.

5. REQUISITOS ESPECÍFICOS

- Tamaño máximo a cortar: superficie de 2440x1220 mm, espesor de 50 mm.
- Presión máxima del intensificador de agua: 3800 bar.
- Cantidad máxima de abrasivo: 1 kg/min.
- El material a cortar no debe superar la dureza del aluminio 6061.
- Debe de existir al menos 1 m de espacio alrededor de la máquina para el espacio de maniobra del trabajador.
- Los husillos transversales deben tener un diámetro de 40 mm y una distancia entre apoyos de 1500 mm.
- El husillo longitudinal debe tener un diámetro de 40 mm y una distancia entre apoyos de 3000 mm.
- El husillo vertical debe tener un diámetro de 12 mm y una distancia entre apoyos de 100 mm.
- Las tuercas seleccionadas deben tener una vida útil mínima de 40.000 horas.
- El par nominal que debe tener cada servomotor es:

- $M_n > 0,06$ Nm para el movimiento vertical.
- $M_n > 0,6$ Nm para el movimiento longitudinal.
- $M_n > 2,6$ Nm para el movimiento transversal.

6. COMPONENTES ELÉCTRICOS

Los servomotores seleccionados como ejemplo para el funcionamiento de la máquina son del fabricante *RDM Electric Machines*:

- Sistema de movimiento vertical: SM060 con freno R20B30_BD, con un par nominal 0,637 Nm, potencia 200 W y alimentado a 36 V.
- Sistema de movimiento longitudinal: SM060 con freno R20B30_BD, con un par nominal 0,637 Nm, potencia 200 W y alimentado a 36 V.
- Sistema de movimiento transversal: SM080 con freno 1R0G30_AD, de par nominal 3,18 Nm, potencia 1000 W y alimentado a 220 V.

Los servomotores deben ser los indicados o modelos de características similares.

7. MANTENIMIENTO

Se deberá realizar el mantenimiento y limpieza de la máquina tras 1.000 horas de trabajo. Durante el mantenimiento se deberá realizar un vaciado del tanque a través del desagüe inferior, para la posterior recogida de la arena y los residuos materiales tras el corte. Se debe realizar la sustitución del filtro del desagüe al menos una vez cada dos vaciados del tanque.

Se retirarán las protecciones telescópicas para realizar la limpieza de los husillos ante la posible filtración de polvo u otros elementos que puedan afectar al funcionamiento de los componentes.

Se debe comprobar el estado de la rejilla durante el mantenimiento por si existieran deformaciones que puedan afectar al uso de la máquina, ya sea rotura de la mesa o posibles caídas de piezas dentro del tanque. En caso de detectar deformaciones contactar con el fabricante para realizar correcciones en la rejilla o, en su defecto, realizar la sustitución de la misma.

8. DOCUMENTACIÓN

Toda documentación y planos que se entreguen al cliente serán realizados en castellano. El cliente dispondrá de la documentación en los plazos indicados a continuación:

- 2 semanas tras la recepción del primer pago se entrega la documentación que detalla el plan realizado de entrega. Dicho plan debe indicar las fechas de inspección y de envío, así como los hitos de fabricación.
- 2 semanas antes del envío se proporciona una lista de los recambios recomendados.
- 3 semanas antes del envío estarán los planos necesarios para llevar a cabo la inspección de la máquina.
- Durante la entrega se proveerá con manuales de formación para el operario, con otra documentación que pueda facilitar el proceso.
- 3 semanas después de la aceptación de la máquina por parte del cliente, se entregan los manuales definitivos, en los cuales se indican las modificaciones que se hayan debido de hacer durante la inspección.

DOCUMENTO Nº5: PRESUPUESTO

1. INTRODUCCIÓN	92
2. PRESUPUESTO DE MATERIALES	92
2.1 PIEZAS DE FABRICACIÓN	92
2.2 ELEMENTOS DE UNIÓN	93
2.3 PIEZAS COMERCIALES.....	93
3. PRESUPUESTO DE MANO DE OBRA	94
4. RESUMEN FINAL	95

1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se detalla el coste de cada uno de los elementos que componen la máquina, incluyendo los costes por mano de obra para las distintas operaciones que se realizan para completar el proyecto.

2. PRESUPUESTO DE MATERIALES

A continuación, se define el costo material de la obra. En él se establecen los precios de las piezas que se deben de fabricar, Tabla 19. Presupuesto piezas de fabricación., los elementos de unión que se van a emplear, Tabla 20, y las piezas que se deben comprar, Tabla 21.

2.1 PIEZAS DE FABRICACIÓN

La siguiente tabla refleja el precio que tiene cada una de las piezas que se han de fabricar, indicando el coste por cantidad de material, el número de piezas a realizar, el peso de cada pieza y el coste total por pieza.

Tabla 19. Presupuesto piezas de fabricación.

PIEZA	COSTE (€/kg)	CANTIDAD	PESO (kg/UD)	COSTE TOTAL (€)
Placa Soporte-Puente	1,78	2	1,200	4,28
Placa Cabezal-Puente	1,78	1	1,205	2,14
Base Puente	1,78	1	136,386	242,77
Base Soporte	1,78	2	72,431	257,85
Unión Husillo-Cabezal	1,78	1	0,150	0,27
Unión Husillo Puente-Soporte	1,78	3	1,836	5,51
Tanque	1,78	1	2048,214	3645,82
Columna Derecha	1,78	1	33,800	60,16
Columna Izquierda	1,78	1	33,890	60,32
Pieza Patines	1,78	6	0,870	9,29
Soporte Cabezal	1,78	1	0,289	0,51
Soporte Eje Z	1,78	1	1,640	2,92
Sujeción Cabezal	1,78	1	0,011	0,02
			TOTAL	4291,86

2.2 ELEMENTOS DE UNIÓN

En la Tabla 20 se establecen los precios por unidad de cada elemento de unión que se va a utilizar, así como la cantidad de dichos elementos y el coste total.

Tabla 20. Presupuesto elementos de unión

PIEZA	COSTE (€/UD)	CANTIDAD	COSTE TOTAL (€)
DIN 912 M10x30	0,22	16	3,52
DIN 912 M8x25	0,11	24	2,64
DIN 912 M8x16	0,09	12	1,08
DIN 912 M6x20	0,05	8	0,40
DIN 912 M6x16	0,04	4	0,16
DIN 912 M5x40	0,07	8	0,56
DIN 912 M5x20	0,04	5	0,20
DIN 912 M5x10	0,04	4	0,16
DIN 912 M4x16	0,04	34	1,36
DIN 912 M3x5	0,04	8	0,32
DIN 912 M2,5x20	0,16	24	3,84
ISO 1207 M6x20	0,05	4	0,20
ISO 1207 M2,5x12	0,04	4	0,16
SKF 6206	13,42	6	80,52
SKF 61800	12,23	2	24,46
TOTAL			119,58

2.3 PIEZAS COMERCIALES

En este apartado se estudia el coste total de las piezas que se deben comprar a empresas externas, indicando el coste por unidad y la cantidad de piezas a comprar.

Tabla 21. Presupuesto piezas comerciales.

PIEZA	COSTE (€/UD)	CANTIDAD	COSTE TOTAL (€)
Arena de Granate 25kg	15,43	4	61,72
Servomotor SM080	587,34	2	1.174,68
Servomotor SM060	354,16	2	708,32
Control del servomotor	20,00	1	20,00
Husillo 100 mm	457,95	1	457,95
Tuerca BS-1204-2	232,24	1	232,24
Husillo 1500 mm	1000,25	2	2.000,50
Tuerca KBS-4010	571,00	3	1.713,00
Husillo 3000 mm	1180,30	1	1.180,30

PIEZA	COSTE (€/UD)	CANTIDAD	COSTE TOTAL (€)
Intensificador 4100 bar	50.000,00	1	50.000,00
Cabezal de corte	1.383,56	1	1.383,56
Tolva de abrasivo	6.328,42	1	6.328,42
Cubierta telescópica 1500mm	14,50	2	29,00
Cubierta telescópica 3000mm	29,00	2	58,00
Cubierta telescópica 100mm	0,97	2	1,94
Guía lineal KWEM12-WL	126,54	6	759,24
Carril lineal 1500mm	241,43	4	965,72
Carril lineal 3000mm	481,67	2	963,34
Guía lineal KWEM12-C	76,22	2	152,44
Carril lineal 100mm	16,06	2	32,12
Viga HEM 200	222,28	2	444,56
Bomba de agua	384,67	1	384,67
TOTAL			69.051,72

3. PRESUPUESTO DE MANO DE OBRA

Tabla 22 Presupuesto mano de obra.

PIEZA	TRABAJO	HORAS (h)	COSTE (€/h)	NÚMERO	COSTE TOTAL (€)
Tanque	CALDERERÍA	4	20	1	80
	SOLDADURA	1	25	1	25
	PINTURA	1	18	1	18
Estructura	CALDERERÍA	6	20	1	120
	PINTURA	2	18	1	36
	MONTAJE	12	19	1	228
Piezas comerciales	MONTAJE	6	19	1	114
TOTAL					621

4. RESUMEN FINAL

En la Tabla 23. Presupuesto final. se muestra el presupuesto total de la máquina, incluyendo el beneficio industrial y el IVA correspondiente.

Tabla 23. Presupuesto final.

OBJETO	COSTE (€)
MATERIALES	
FABRICACIÓN	4.291,86€
UNIÓN	119,58€
COMERCIAL	69.051,72€
MANO DE OBRA	
CALDERERIA	200€
SOLDADURA	25€
PINTURA	54€
MONTAJE	342€
COSTES DIRECTOS (MATERIALES+MANO DE OBRA)	
	74.084,16€
COSTES INDIRECTOS DE FABRICACIÓN (17% DE LOS COSTES DIRECTOS)	
	12.594,31€
BENEFICIO INDUSTRIAL (12% DEL COSTE DIRECTO)	
	8.890,10€
PRESUPUESTO DE CONTRATA (PC) (COSTE DIRECTO+COSTES INDIRECTOS)	
	95.568,57€
HONORARIOS INGENIERO (9% PC)	
	8.601,17€
IVA (21% PC)	
	20.069,39€
TOTAL	124.239,13€

El importe del presente proyecto asciende a CIENTO VEINTICUATRO MIL DOSCIENTOS TREINTA Y NUEVE EUROS CON TRECE CENTIMOS DE EURO (124.239,13)

Santander a 30 de junio de 2022

El ingeniero

Carlos Peraza Moreno