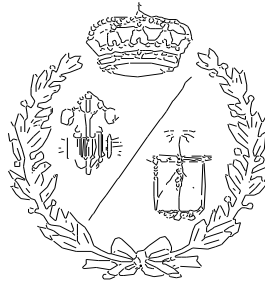


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**DISEÑO DE DINAMÓMETRO HIDRÁULICO
PARA PRUEBAS DE MOTORES DE HASTA
500 CV**

**(DESIGN OF HYDRAULIC DYNAMOMETER
FOR ENGINE TESTING UP TO 500 HP)**

Para acceder al Título de

**GRADUADO EN INGENIERÍA EN
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

Autor: Daniel Ríos Sainz

**Directores: Ana M. de Juan de Luna
José F. López-Agudo Pérez**

Julio - 2022

RESUMEN: El objeto del presente proyecto es el diseño de un banco de ensayo con un dinamómetro hidráulico, que permita realizar pruebas en motores de hasta 500 CV y capaz de adaptarse a diferentes tipos de motores. Dicha máquina deberá poder soportar motores de camión con un peso máximo de 2 toneladas y poder adaptarse a sus dimensiones.

Para ello, se ha seleccionado un dinamómetro en función de los requisitos establecidos y se ha diseñado toda la estructura de la bancada, el equipamiento necesario para poder realizar una fácil adaptación de esta a las necesidades de ensayo y los cálculos necesarios para conseguir una máquina resistente con el menor coste posible, capaz de realizar las adaptaciones mencionadas.

En los documentos del proyecto se incluyen los cálculos, los planos detallados de los elementos de la máquina y de la instalación de la misma, el pliego de condiciones y la partida presupuestaria de este proyecto.

ABSTRACT: The purpose of this project is the design of a test bench with a hydraulic dynamometer, which allows tests to be carried out on engines of up to 500 hp and is capable of adapting to different types of engines. This machine must be able to support lorry engines with a maximum weight of 2 tonnes and be able to adapt to their dimensions.

To this end, a dynamometer has been selected in accordance with the established requirements and the entire structure of the bench has been designed, as well as the necessary equipment to be able to easily adapt it to the test needs and the necessary calculations to achieve a resistant machine at the lowest possible cost, capable of carrying out the aforementioned adaptations.

The project documents include the calculations, detailed plans of the elements of the machine and its installation, the specifications and the budget item for this project.

DOCUMENTO I

MEMORIA

ÍNDICE DEL DOCUMENTO VI. PRESUPUESTO

1	OBJETO	4
2	ALCANCE.....	4
3	ANTECEDENTES	4
4	NORMAS Y REFERENCIAS	8
4.1	DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS	8
4.2	PROGRAMAS DE CÁLCULO	9
4.3	CATÁLOGOS.....	9
4.4	REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA	9
5	DEFINICIONES Y ABREVIATURAS	11
5.1	DEFINICIONES.....	11
6	DATOS DE PARTIDA DEL DISEÑO.....	12
6.1	REQUISITOS ESTABLECIDOS POR EL CLIENTE	12
6.2	REQUISITOS DEL DISEÑADOR.....	12
7	ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y SOLUCIÓN ADOPTADA.....	13
7.1	ESTRUCTURA DE LA BANCADA.....	13
7.1.1	VIGAS PRINCIPALES	13
7.1.2	VIGAS TRANSVERSALES	13
7.1.3	SOPORTE DINAMÓMETRO	15
7.1.4	SOPORTE UNIVERSAL	16
7.1.4.1	ADAPTACIÓN A LA GEOMETRÍA DE LOS APOYOS DEL MOTOR.....	16
7.1.4.2	SOLUCIÓN ADOPTADA	16
7.1.5	HUSILLO	17
7.1.5.1	ADAPTACIÓN AL ANCHO DEL MOTOR.....	17
7.1.5.2	SOLUCIÓN ADOPTADA	18
7.1.6	RAÍLES Y CARRO.....	19
7.1.6.1	AJUSTE DE LAS VIGAS TRASERAS AL LARGO DEL MOTOR	19
7.1.6.2	SOLUCIÓN ADOPTADA	19
7.1.6.3	TOPES RAÍL	20
7.1.7	PINZAS RAÍL	21
7.1.7.1	DISPOSICIÓN DE LAS VIGAS TRASERAS EN UNA POSICIÓN FIJA.....	21
7.1.7.2	SOLUCIÓN ADOPTADA	21

7.1.8	TACOS ELEVADORES.....	23
7.1.8.1	CORRECCIÓN DE LA ALTURA DE LAS VIGAS DELANTERAS	23
7.1.8.2	SOLUCIÓN ADOPTADA	23
7.1.9	PLATAFORMAS TRASERAS.....	26
7.1.9.1	MOVIMIENTO DEL HUSILLO TRASERO CONJUNTAMENTE CON LAS VIGAS....	26
7.1.9.1.1	PLATAFORMA MARTINETE.....	28
7.1.9.1.2	PLATAFORMA SOPORTE HUSILLO	28
7.1.10	SILENT BLOCKS	29
7.2	TRANSMISIÓN EJES.....	30
7.2.1	EJE DE TRANSMISIÓN	30
7.2.1.1	TRANSMISIÓN ENTRE LOS EJES CUANDO NO ESTÉN ALINEADOS.....	30
7.2.1.2	SOLUCIÓN ADOPTADA	31
7.3	ELEMENTOS EXTERNOS.....	32
7.3.1	ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE.....	32
7.3.1.1	BOTELLA GRADUADA DE VIDRIO.....	32
7.3.1.2	TANQUE DE COMBUSTIBLE	33
7.3.1.3	VÁLVULA DE TRES VIAS	33
7.3.1.4	BOMBA	33
7.4	EVACUACIÓN DE HUMOS.....	33
7.4.1	SILENCIADOR.....	34
7.5	REFRIGERACIÓN DEL LÍQUIDO DEL DINAMÓMETRO	34
7.6	REFRIGERACIÓN DEL MOTOR.....	35
7.7	VENTILACIÓN DE LA SALA	35
7.8	PROTECCIÓN DEL EJE DE TRANSMISIÓN	35

1 OBJETO

El objeto de este proyecto es el diseño de un banco de trabajo de un dinamómetro hidráulico para pruebas de motores de hasta 500CV, que será instalado en el laboratorio experimental de mecánica de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y Telecomunicaciones de la Universidad de Cantabria. La máquina podrá soportar motores de hasta 2 toneladas y adaptarse a las dimensiones de los diferentes motores a ensayar.

2 ALCANCE

El alcance del presente proyecto será:

- proporcionar un diseño conceptual, y de detalle:
 - de la bancada
 - de los sistemas de adaptación y de fijación al motor
 - del acoplamiento del eje del motor al del dinamómetro.
- Especificar los elementos externos a la bancada y al dinamómetro para la correcta realización de las pruebas.

Queda fuera del alcance el diseño de detalle de los elementos externos.

3 ANTECEDENTES

Todos los nuevos prototipos de motores deben ser sometidos a numerosas pruebas que permiten conocer diversos valores relativos a las prestaciones y comportamientos del motor.

Para realizar estos ensayos, el freno dinamométrico es una pieza fundamental, ya que sin uno de estos no se podría ensayar el motor.

Existen distintos tipos de dinamómetros, pero en el presente proyecto se utilizará un dinamómetro hidráulico. Este tipo de dinamómetros se caracteriza por utilizar como fuerza que se opone al movimiento del motor, la resistencia al movimiento giratorio que ofrece el rozamiento entre un líquido y una superficie sólida (álabes).

El freno hidráulico es el más utilizado para realizar ensayos debido a sus ventajas:

- Larga duración
- Reparaciones rápidas y de bajo coste
- Bajo coste para potencias elevadas

Está compuesto por un rotor provisto por álabes y conectado al eje del motor, y un estator que lo rodea también, con álabes.

Existen dos tipos de dinamómetro hidráulico: de Taylor (cuando la variación de la fuerza originada se realiza mediante una válvula que regula el caudal de entrada y salida del líquido) o de Hennan-Froude (la fuerza se varía mediante una chapa entre rotor y estator que se regula manualmente por el operario). En los dos tipos, el agua que circula en su interior además de funcionar como carga, también tiene la función de refrigerar el dinamómetro.

Los principales tipos de ensayo que se pueden realizar son de investigación y desarrollo, y de producción (se realizan a motores que son fabricados en serie para controlar que las características de estos son las deseadas).

A continuación, se enumeran los principales valores que se suelen determinar con los ensayos:

- Potencia
- Par motor
- Presión media efectiva
- Potencia absorbida por el rozamiento
- Rendimientos
- Consumo de combustible
- Composición de los gases de escape
- Pérdidas de calor
- Etc.

A partir de estos ensayos se puede obtener, por ejemplo, las curvas de par y potencia del motor. Con estas curvas se puede saber cómo trabaja dicho motor y sus prestaciones, de modo que se deberá analizar cuál es su máximo rendimiento en el banco de pruebas. Por ello, disponer de estas curvas y saber interpretarlas es fundamental para conocer las características del motor.

En la Figura 1 se muestran dos curvas par-potencia de dos motores diferentes.

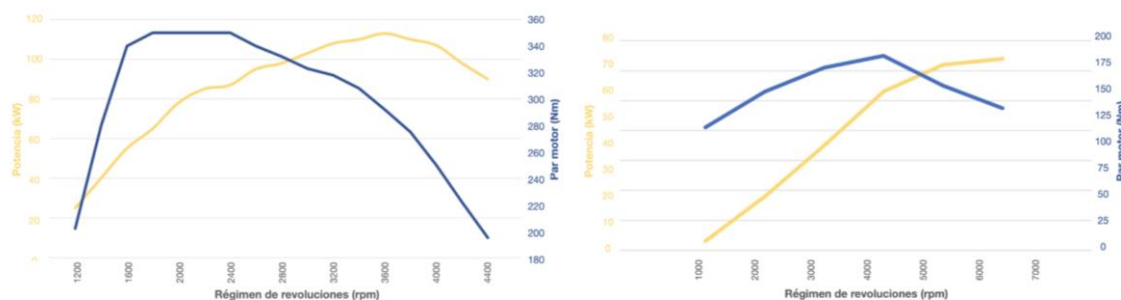


Figura 1: Curvas Par-Potencia [1]

Solo viendo estas curvas, se puede saber que el motor de la izquierda tendrá su mayor empuje (par máximo) a bajas revoluciones y que según aumenta la velocidad también lo hará la potencia, pero la fuerza será menor. Por otro lado, el de la derecha se ve que tanto la potencia como el par máximo aparecen a un régimen de revoluciones mucho más alto que para el otro motor, por lo que para llegar a las prestaciones máximas del motor se tendrá que utilizar a unas rpm más altas.

Este proyecto está orientado a equipar a la Universidad de Cantabria de un dinamómetro con el cual poder realizar estudios propios u ofertar a empresas externas el uso de esta máquina para que realicen pruebas de sus propios motores. Es por esto que la posesión de esta máquina permitirá ampliar la capacidad de investigación y, paralelamente, ser una fuente de ingresos para la escuela. Se ubicará en la E.T.S de Ingenieros Industriales y de Telecomunicaciones, cuya localización se puede ver en la Figura 2.

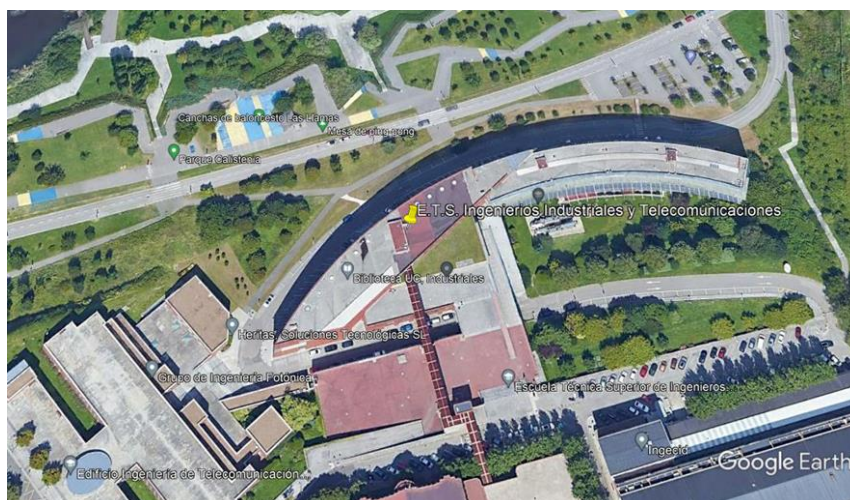


Figura 2: E.T.S de Ingenieros Industriales y de Telecomunicaciones de la universidad de Cantabria

Dentro de la escuela, se instalará en el laboratorio de ingeniería mecánica situado en la planta -4, cuya ubicación se muestra en la Figura 3.



Figura 3: Laboratorio Ingeniería Mecánica. Planta -4 de la E.T.S de Ingenieros Industriales y Telecomunicaciones de la universidad de Cantabria. [2]

4 NORMAS Y REFERENCIAS

4.1 DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS

CENTRO DE PUBLICACIONES GENERAL TÉCNICA MINISTERIO DE FOMENTO. 2011. EAE, Instrucción de acero estructural.

UNE 157001. Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico

UNE-EN 10020. Definición y clasificación de los tipos de aceros.

UNE-EN 1990. Eurocódigos. Bases de cálculo de estructuras.

UNE-EN 1993-1-1:2013. Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero. Parte 1-1: Reglas generales y reglas para edificios

UNE-EN 1993-1-8:2013. Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero. Parte 1-8: Uniones

UNE-EN 14399-1. Conjuntos de elementos de fijación estructurales de alta resistencia para precarga. Parte 1: Requisitos generales.

UNE-EN 14399-3. Conjuntos de elementos de fijación estructurales de alta resistencia para precarga. Parte 3: Sistema HR. Conjuntos de tornillo y tuerca de cabeza hexagonal.

UNE-EN 14399-4. Conjuntos de elementos de fijación estructurales de alta resistencia para precarga. Parte 4: Sistema HV. Conjuntos de tornillo y tuerca de cabeza hexagonal.

UNE-EN 14399-5. Conjuntos de elementos de fijación estructurales de alta resistencia para precarga. Parte 5: Arandelas planas.

UNE-EN ISO 5456-2. Dibujos técnicos. Métodos de proyección. Parte 2: Representaciones ortográficas. (ISO 5456-2:1996).

UNE-EN ISO 5457. Documentación técnica de producto. Formatos y presentación de los elementos gráficos de las hojas de dibujo. (ISO 5457:1999)

4.2 PROGRAMAS DE CÁLCULO

Para la realización de este proyecto se ha utilizado:

- **Autodesk Inventor:** utilizado para el diseño y ensamblaje de los elementos de la máquina, y creación de los planos
- **MSC Patran:** utilizado para el cálculo resistente de los componentes de la máquina. Pre y post procesado de modelos de elementos finitos.
- **MSC Nastran:** utilizado el cálculo resistente de los componentes de la máquina. Procesado de modelos de elementos finitos.
- **Microsoft Excel:** Utilizado para la realización de tablas y cálculos.

4.3 CATÁLOGOS

Para el presente proyecto se han consultado los siguientes catálogos:

- Catálogo dinamómetros hidráulicos de Taylor Dynamometer
- Catálogo martinets de husillo trapecial de UNIMEC
- Catálogo de guías lineales Thompson
- Catálogo de suspensiones elásticas Tejasa
- Catálogo tornillería Cofan

4.4 REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

- [1] «Race,» [En línea]. Available: <https://www.race.es/diferencia-potencia-par-motor-coche> . [Último acceso: 5 julio 2022].
- [2] «Unican,» [En línea]. Available: https://web.unican.es/unidades/servicio-infraestructuras/Documents/Planos/42-ETSIIyT/42_S4_BASE.pdf. [Último acceso: 12 junio 2022].
- [3] «Scott's Hotrods,» [En línea]. Available: <https://www.scottshotrods.com/motor-mounts/>. [Último acceso: 27 Junio 2022].
- [4] «Tejasa,» [En línea]. Available: <http://www.tejasa.es/productos/suspensiones-elasticas/stabiflex>. [Último acceso: 28 Julio 2022].
- [5] «Automotion Components,» [En línea]. Available: <https://www.automotioncomponents.co.uk/en>. [Último acceso: 26 Junio 2022].
- [6] «Wikipedia,» [En línea]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Drive_shaft. [Último acceso: 03 Julio 2022].

-
- [7] «Fisher Scientific,» [En línea]. Available: <https://www.fishersci.es/shop/products/duran-original-laboratory-bottle-clear-din-168-1-thread-graduated-bottle-only-15/10132121#?keyword=>. [Último acceso: 18 Mayo 2022].
- [8] Worksafe. [En línea]. Available: <https://www.worksafe.govt.nz/topic-and-industry/manufacturing/safe-use-of-machinery/> . [Último acceso: 2 julio 2022].
- [9] «Thomson Linear,» [En línea]. Available: <https://www.thomsonlinear.com/en/index>. [Último acceso: 19 Mayo 2022].
- [10] «UNIMEC,» [En línea]. Available: <https://www.unimec.eu/en/products/trapezoidal-screw-jacks/204/TPR.html>. [Último acceso: 25 Junio 2022].
- [11] «Taylor Dynamometer,» [En línea]. Available: <https://www.taylordyno.com/>. [Último acceso: 29 Junio 2022].
- [12] R. G. B. y. J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Novena edición, McGraw Hill, 2011.
- [13] «Universidad del País Vasco,» [En línea]. Available: <http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/bancomot.htm>. [Último acceso: 3 julio 2022].
- [14] P. García, Apuntes de la asignatura "Diseño de elementos de máquinas" de la Universidad de Cantabria.
- [15] K. H. Decker, Elementos de máquinas, urmo.

5 DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

5.1 DEFINICIONES

En la Figura 4 se muestran las partes principales que componen la máquina.

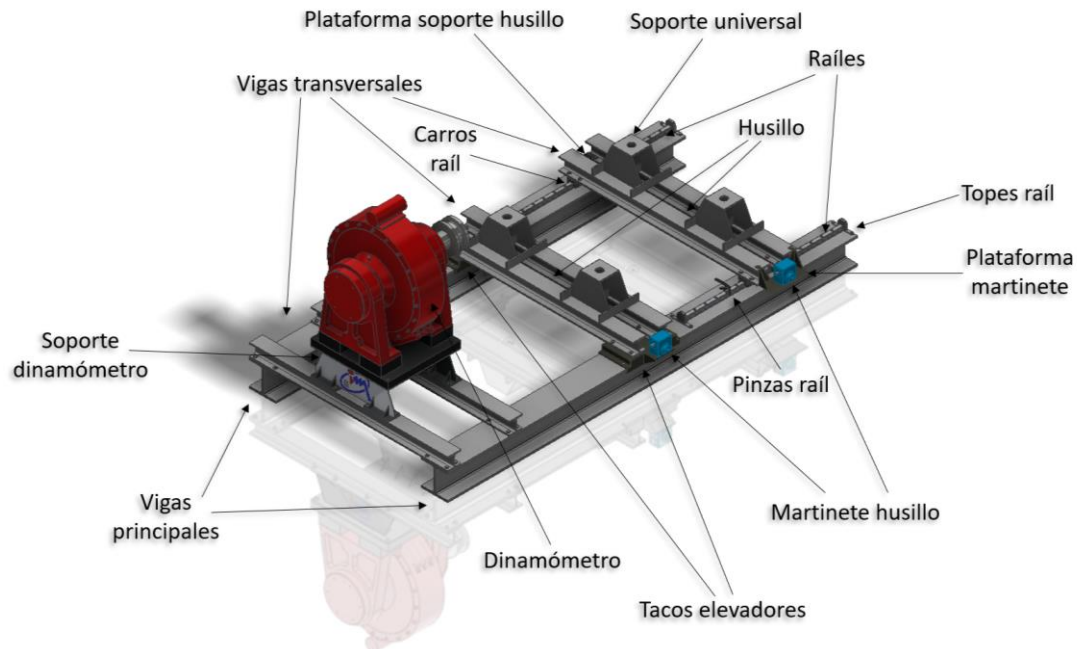


Figura 4: Partes de la máquina

- **Vigas principales:** Su función es la de soportar todos los elementos de la máquina.
- **Vigas transversales:** Existen tres pares de vigas transversales. En ellas se aguantarán el dinamómetro y el motor.
- **Soporte del dinamómetro:** Sostiene el dinamómetro y lo eleva.
- **Soportes universales:** Elementos sobre los que se apoyará y con los que se fijará el motor a la bancada.
- **Tacos elevadores:** Sirven para elevar las vigas delanteras y soportar el husillo.
- **Raíles y carros:** Permiten el movimiento longitudinal de las vigas traseras.
- **Husillos y martinetes:** Su función es la de transportar los soportes universales a lo largo de las vigas transversales.
- **Pinzas:** Impiden el movimiento de las vigas traseras sobre el raíl.
- **Topes:** Impiden que los carros se salgan de los raíles.
- **Plataformas martinete y soporte husillo:** Permiten que el husillo se pueda mover conjuntamente con las vigas traseras.

6 DATOS DE PARTIDA DEL DISEÑO

6.1 REQUISITOS ESTABLECIDOS POR EL CLIENTE

Las condiciones convenidas por el cliente son:

- El equipo deberá ser capaz de ensayar motores de vehículos pesados como camiones, de hasta 500 CV, y con unas características máximas que se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1: Condiciones del cliente

Dimensiones máximas	1100x1600 mm
Peso máximo	2000 kg
Par máximo	3000 Nm
Velocidad máxima	4000 rpm

- La máquina se deberá adaptar al espacio de trabajo y no al revés

6.2 REQUISITOS DEL DISEÑADOR

Para poder garantizar los requisitos especificados por el cliente:

- Se utilizará acero S275 JR debido a su alta resistencia y su facilidad de fabricación.
- Sus dimensiones deberán permitir su instalación en la zona de trabajo, la disposición de los elementos externos y su correcto funcionamiento. En consecuencia, atendiendo a la Figura 5, la base de la bancada deberá tener unas dimensiones máximas de 3200x2000 mm.

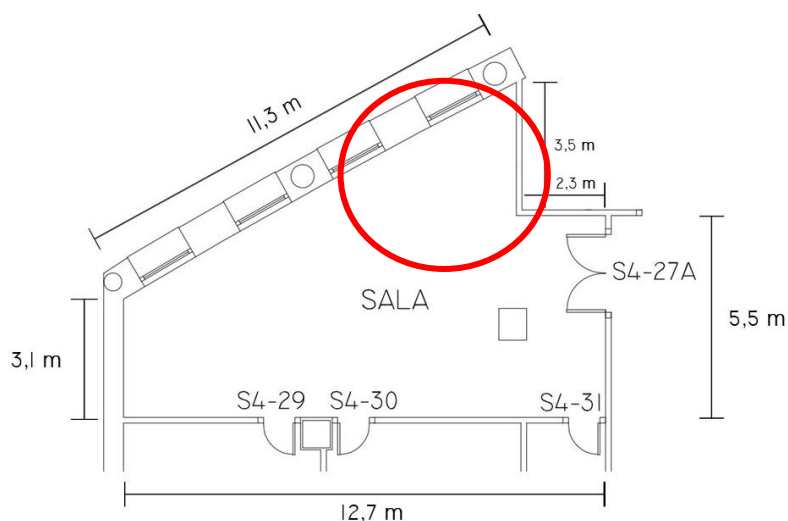


Figura 5: Ubicación del dinamómetro en el espacio de trabajo y dimensiones del laboratorio.

7 ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y SOLUCIÓN ADOPTADA

A continuación, se exponen las alternativas de diseño contempladas a lo largo del proceso de diseño del equipo y las soluciones finalmente adoptadas.

7.1 ESTRUCTURA DE LA BANCADA

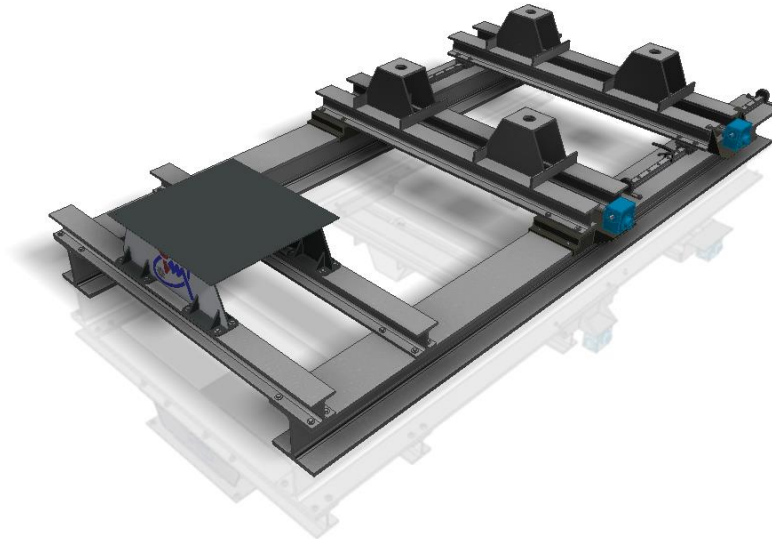


Figura 6: Bancada con todos los elementos

7.1.1 VIGAS PRINCIPALES

La base de la bancada (ver Figura 6) serán dos vigas principales en las que recaerá todo el peso del motor, del dinamómetro y de todos los elementos que componen la máquina. Se tratará de unas vigas de acero S275JR con perfil HEB 200. Se elige ese perfil para que pueda soportar con creces las cargas y también exista una superficie suficientemente grande para poder apoyar todos los elementos sobre ellas.

Estas vigas tendrán una longitud de 3100 mm e irán apoyadas en el suelo sobre unos Silent Blocks, como se verá más adelante en este documento, que aislarán a la máquina absorbiendo las vibraciones originadas por todo el equipo en conjunto.

7.1.2 VIGAS TRANSVERSALES

El motor no irá apoyado directamente apoyado en las vigas principales, sino que existirán unas vigas que se dispondrán transversalmente a las principales y será donde se fijará el motor. El principal propósito de estas vigas, además de soportar el motor, es posibilitar a partir de ellas una mejor adaptación de la bancada a los diferentes tipos de motor.

Además, se utilizarán otras dos vigas adicionales para aguantar el soporte del dinamómetro y por tanto el dinamómetro.

Por lo tanto, existirán tres pares de vigas transversales:

- **Vigas transversales delanteras:** Soportan la parte delantera del motor. Están completamente fijas en la posición definida y se apoyan sobre unos tacos que las elevan a la misma altura que las vigas traseras. Estas vigas se atornillarán a los tacos elevadores (ver 7.1.8).
- **Vigas transversales traseras:** Sostienen la parte posterior del motor. Estas vigas son móviles de forma que se puedan ajustar a la longitud del motor. Su movimiento se debe a que están unidas a unos carros que se mueven sobre unos carriles entre dos topes. Estas vigas irán atornilladas a los carros de los raíles (ver 7.1.6).
- **Vigas soporte dinamómetro:** Están unidas al soporte del dinamómetro de forma que sirven de soporte a este y al propio dinamómetro. Su objetivo además de aguantar el peso del dinamómetro es el de elevar a este hasta la altura requerida. Estas se atornillarán directamente a las vigas principales.

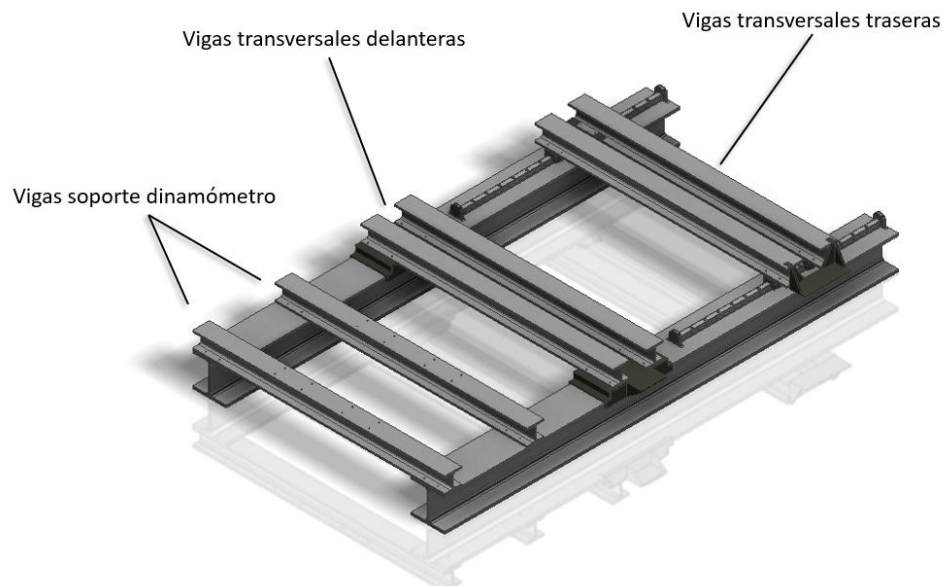


Figura 7: Vigas transversales

Para estas se utilizará un perfil de viga HEB 100, tendrán una longitud de 1500 mm y estarán hechas de acero S275JR.

7.1.3 SOPORTE DINAMÓMETRO

El soporte del dinamómetro tiene la función de sostener el dinamómetro fijo a la altura del eje deseada. El soporte está diseñado para las medidas de la base y la altura del eje del dinamómetro DX33-HS de Taylor Dynamometers.

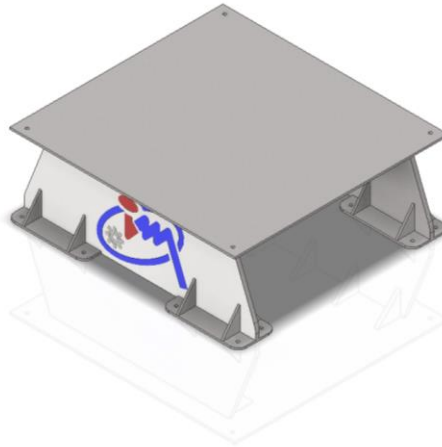


Figura 8: Soporte del dinamómetro

El dinamómetro se dispondrá sobre la superficie superior del soporte, la cual tendrá la forma y las medidas de la base del dinamómetro, y se atornillará a este.

El soporte también irá atornillado a unas vigas transversales como se muestra en la Figura 9.

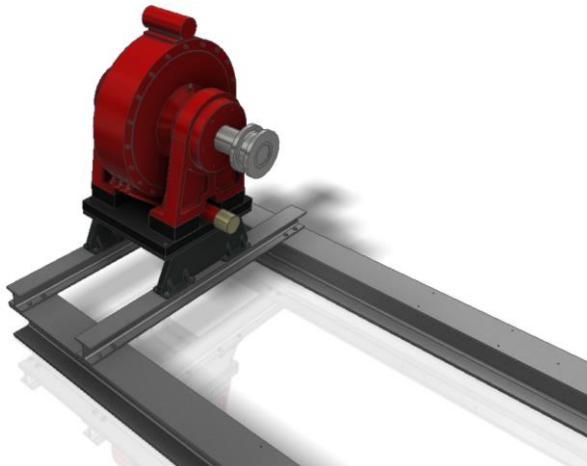


Figura 9: Montaje del dinamómetro sobre el soporte

7.1.4 SOPORTE UNIVERSAL

7.1.4.1 ADAPTACIÓN A LA GEOMETRÍA DE LOS APOYOS DEL MOTOR

Una de las primeras incógnitas que aparecen al empezar a diseñar la máquina es cómo se puede conseguir sujetar cualquier tipo de motor a la bancada, teniendo en cuenta que lo más probable es que cada motor tenga unos apoyos diferentes (horizontales, verticales, en ángulo, etc.) y con distintas dimensiones. Por ello, se descarta la opción de tener un solo tipo de apoyo en la bancada.

De esta forma, se propone crear tres tipos diferentes de soportes para utilizarlos según la necesidad: uno horizontal, uno vertical y uno en ángulo (Figura 10).



Figura 10: Ejemplo apoyos en ángulo [3]

Sin embargo, tras considerar todas las opciones en las que se pueden realizar estos soportes, se llegó a la conclusión de que, crear unos soportes que se pudieran adaptar a todas las dimensiones y pudieran aguantar las cargas esperadas era prácticamente imposible (al no existir unas dimensiones estándar con las que crear estos soportes).

Por consiguiente, se decidió diseñar un soporte universal al que poder acoplar los útiles propios creados para cada tipo de motor. Se podrá crear un soporte “estándar” que se utilizará en caso de que sea compatible con los apoyos del motor a ensayar. En caso contrario, será tarea del ingeniero o del cliente el diseñar los soportes correspondientes para el motor en cuestión.

7.1.4.2 SOLUCIÓN ADOPTADA

Se diseña un soporte universal (Figura 11) de acero que sea capaz de soportar las cargas máximas especificadas. Este soporte contará con un agujero que servirá para acoplar los diferentes tipos de útiles según la necesidad. Se colocará doblemente apoyado sobre las vigas transversales.

Además, tendrá un saliente en su parte inferior por donde se unirá el soporte al husillo para poder moverlo a lo largo de las vigas, como se verá en el siguiente apartado.



Figura 11: Soporte Universal

7.1.5 HUSILLO

7.1.5.1 ADAPTACIÓN AL ANCHO DEL MOTOR

Para adaptar la distancia longitudinal, se tienen que adecuar los apoyos de la bancada al ancho de los apoyos del motor. Como primera idea, se planteó perforar las vigas transversales cada cierta distancia de forma que se pudieran atornillar los apoyos a lo largo de la viga según conviniera.

Esta idea fue descartada, ya que da lugar a dos problemas principales:

- Por un lado, realizar tantos agujeros en la viga rebaja la rigidez de la estructura, y, por tanto, reduce su capacidad de soportar cargas, incrementando considerablemente la posibilidad de que aparezcan fisuras que puedan originar roturas.
- Por otro lado, el otro gran inconveniente de esta solución es la precisión, ya que, por muchos agujeros que se realicen, es probable que para la mayoría de motores no se ajuste con los agujeros realizados por no estar a la distancia exacta. Además, se debe tener en cuenta que cuantos más agujeros se realicen, menor será su rigidez, por lo que, si se intentara solucionar uno de estos dos inconvenientes, el otro se intensificaría negativamente.

7.1.5.2 SOLUCIÓN ADOPTADA

Por esto, se decidió utilizar un husillo para trasladar a lo largo de las vigas los dos apoyos. El husillo se colocará entre las dos vigas de forma que se sitúe bajo los soportes universales. Las tuercas del husillo estarán unidas a los soportes, una orientada en una dirección y la otra en la opuesta, de forma que se muevan simultáneamente en direcciones opuestas y se conserve la simetría entre los soportes para que el motor se encuentre siempre centrado en la bancada.

De esta forma, se solucionan los dos problemas que aparecían con la anterior alternativa:

En cuanto a la precisión, el husillo permite abarcar todo el rango de amplitudes existente entre un máximo y un mínimo, por lo que se podrá ajustar a la anchura de cualquier motor dentro de ese rango. Respecto a la resistencia de las vigas, con esta solución no se modifica ningún aspecto de estas, ya que los apoyos irán solamente apoyadas a las vigas, por lo que deja de ser un problema. Además, el husillo no soportará ningún peso ya que los soportes estarán apoyados completamente en las vigas, por lo que solo tendrá la función de mover los soportes.

Por último, el movimiento del husillo se llevará a cabo a partir de un motor, de forma que aporte una mayor comodidad en su utilización y fije fácilmente el husillo en la posición requerida.

En la Figura 12 se muestra el concepto de cómo se utilizará el husillo para mover los apoyos sobre las vigas.



Figura 12: Ajuste de los apoyos al ancho del motor mediante husillos

Se debe tener en cuenta que la longitud del husillo es grande, por lo que este deberá ir correctamente guiado para evitar pandeos. Sin embargo, este no será un problema ya que las conexiones del husillo con los soportes universales servirán de guía y así se evitará cualquier flexión del husillo.

7.1.6 RAÍLES Y CARRO

7.1.6.1 AJUSTE DE LAS VIGAS TRASERAS AL LARGO DEL MOTOR

Una vez que ya está solucionada la problemática de adaptar los apoyos al ancho del motor, se procede a idear cómo ajustar los apoyos al largo del motor.

La primera idea que surgió fue mover las vigas con husillos al igual que se hizo para mover los apoyos a lo ancho. Sin embargo, esta idea también fue descartada, ya que, aunque en el movimiento de las vigas se hará sin el peso del motor, se deberá transportar un peso (el peso de las vigas, más el de los soportes, más el del husillo transversal. Aprox.: unos 70-80 kg) que probablemente los husillos no pudieran mover o se necesitaría un motor muy potente. Además, a parte del peso, las vigas se deberían arrastrar sobre las vigas principales, lo cual aumenta la resistencia sobre los husillos por lo que dificultaría bastante más su movimiento y daría lugar a un mayor desgaste y una necesidad constante de mantenerlo lubricado.

Como otra opción para solucionar esto, se propuso inspirarse en los puentes grúa birraíl y crear una estructura similar que pudiera servir para solventar el movimiento de las vigas. Sin embargo, al desarrollar esta idea se requería encontrar unos testers para puente grúa que tuvieran las medidas exactas necesarias, lo cual no fue posible.

Por un lado, debido a que estos testers se diseñan para puentes grúa cuyas medidas son mucho mayores que las necesarias, y, por otro lado, porque se necesitaba que se pudieran apoyar las dos vigas con una distancia entre ellas de 100 mm, cosa que tampoco se consiguió encontrar.

7.1.6.2 SOLUCIÓN ADOPTADA

Finalmente, se decide utilizar unos raíles por los que se guiarán las vigas traseras mediante unas guías lineales de bolas (carros).

Con esta alternativa, se puede hacer que las vigas se transporten las distancias que se quieran, ya que la longitud del rail se puede modificar, y también, la distancia entre las vigas deja de ser un problema, ya que se utilizarán carros independientes para cada viga, las cuales se unirán posteriormente de alguna forma para que se conserve siempre la distancia entre ellas.

También se podrá escoger las medidas del carro que mejor se ajusten a las medidas de las vigas y a las cargas que deben soportar.



Figura 13: Ajuste de las vigas traseras al largo del motor

Se dispondrá de dos raíles y cuatro carros para proporcionar el movimiento longitudinal a las vigas transversales traseras.



Figura 14: Conjunto raíl-carro

7.1.6.3 TOPES RAÍL

Además, se necesitará disponer de algún elemento que impida a los carros salirse del carril. Para esta tarea, simplemente se harán unas piezas de acero que irán atornilladas a las vigas principales a ambos extremos de los raíles como se muestra en la Figura 15.

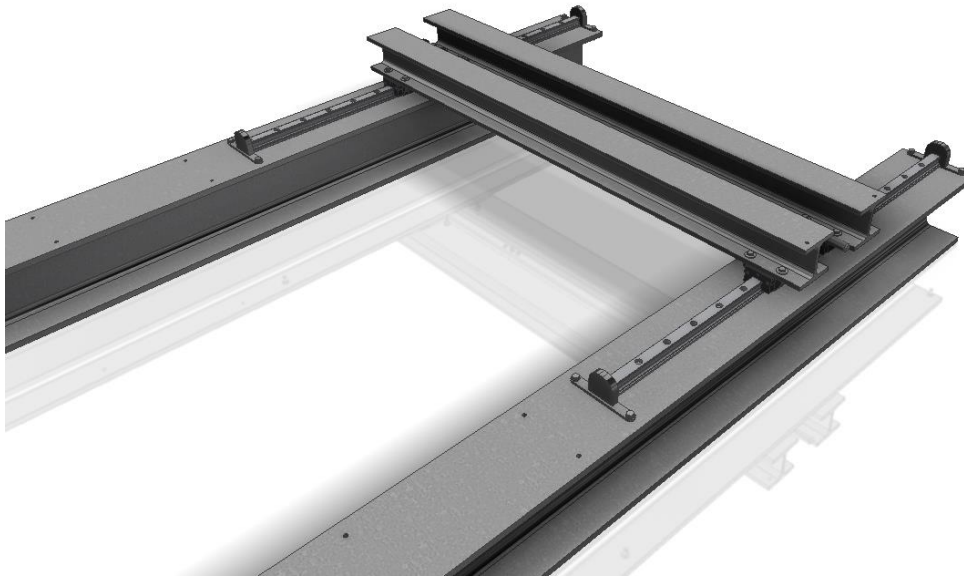


Figura 15: Topes de los raíles

7.1.7 PINZAS RAÍL

7.1.7.1 DISPOSICIÓN DE LAS VIGAS TRASERAS EN UNA POSICIÓN FIJA

Por otro lado, al utilizar estos raíles para el movimiento de las vigas traseras, aparece también el problema de cómo mantener las vigas en una posición fija en el momento en el que se va a colocar el motor, ya que esa operación se debe realizar con mucha precisión, y que las vigas se pudieran mover sobre los raíles sin nada que se lo impidiese dificultaría mucho la tarea.

Como primera opción se volvió a plantear que el movimiento de estas vigas estuviera gobernado por otro husillo, ya que al tener los raíles ya no tendría que mover todo el peso de las vigas, sino que simplemente tendría la función de ajustar la posición de estas.

No obstante, se volvió a desechar esta idea, ya que utilizar otro husillo perpendicular a los anteriores daría lugar a problemas de espacio y habría que plantear alguna forma de acoplarlo a la máquina, por lo que esta solución resultaría mucho más compleja y costosa de lo realmente necesario.

7.1.7.2 SOLUCIÓN ADOPTADA

En su lugar, se decidió diseñar unas pinzas que se engancharán a ambos lados de los carros de forma que hagan de tope y no puedan moverse. Finalmente, se decide esta solución ya que es más barata y simple que la planteada anteriormente, y estas pinzas aguantarán sin problema ya que no van a tener que soportar apenas ninguna fuerza.

En la Figura 16 se muestra cómo se utilizarían estas pinzas.

Se coloca una pinza a cada lado de las vigas, y así se conseguirá una fijación de estas, que, aunque no soportaría fuerzas elevadas, para lo que se necesita será suficiente.

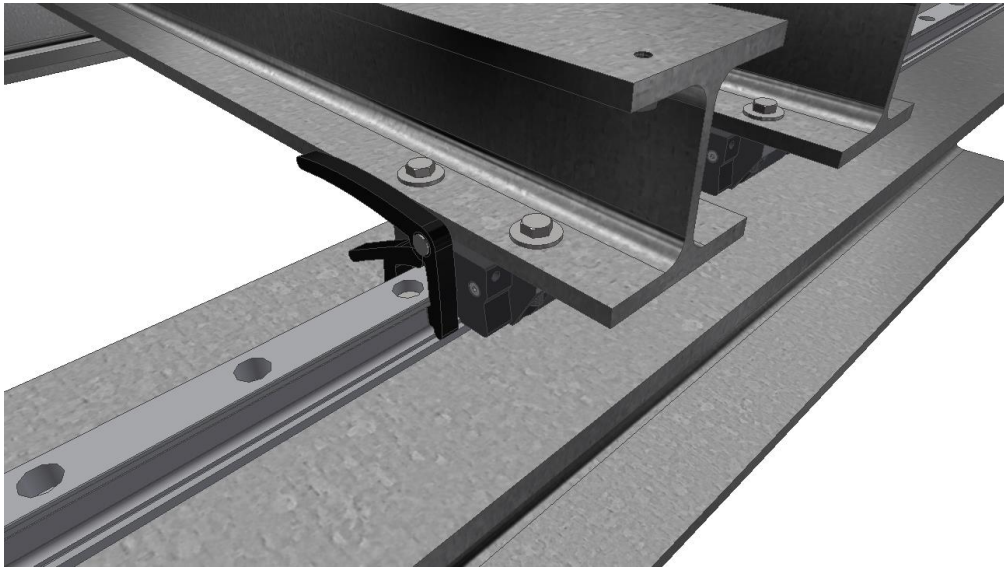


Figura 16: Fijación de la posición de las vigas traseras

Estas pinzas se diseñan se han diseñado para la forma de los raíles, para que se puedan adaptar perfectamente a estos.



Figura 17: Sujeción de la pinza en el raíl

Estarán hechas de plástico y tendrán unas almohadillas de caucho en las superficies de contacto con el raíl para mejorar el agarre.

Además, el apriete de estas pinzas se garantizará mediante un muelle de torsión. En la Figura 18, se muestra la geometría de estas pinzas en su posición en reposo y en la posición máxima en la que el operario se encontraría haciendo fuerza para abrir la pinza y colocarla en el raíl.



Figura 18: Pinza en reposo (izquierda) y con una fuerza aplicada por el operario (derecha)

7.1.8 TACOS ELEVADORES

7.1.8.1 CORRECCIÓN DE LA ALTURA DE LAS VIGAS DELANTERAS

Inicialmente, antes de saber cómo iba a ser el mecanismo con el que se iban a mover las vigas traseras, se iban a atornillar las vigas transversales delanteras directamente a las principales.

Sin embargo, una vez se decidió que se iban a utilizar los raíles como solución para el movimiento de las vigas traseras, apareció el problema de que se aumentaba la altura de estas, por lo que no iban a estar a la misma altura que las delanteras.

Para esto se pensaron dos soluciones: poner unas placas debajo de las vigas delanteras para elevarlas la altura suficiente, o crear otro soporte universal, de forma que hubiera un tipo de soporte para las delanteras y otro para las traseras, y así una vez montados se consiguiera la misma altura.

7.1.8.2 SOLUCIÓN ADOPTADA

Finalmente, se decidió optar por la primera opción y mantener solamente un tipo de soporte universal. Además, al crear esas placas, en una de las dos se realizará una “plataforma” suspendida donde se podrá colocar el motor del husillo, y así se soluciona otro problema que surgía al no haber suficiente espacio entre vigas para colocar el motor, y por tanto, aparecía la necesidad de colocarlo en una zona externa a las vigas principales.

Por lo tanto, se crearán dos tipos de placas, que serán iguales salvo que una de las dos tendrá ese saliente para sostener el motor del husillo, cuyo montaje será como el que se muestra Figura 19.

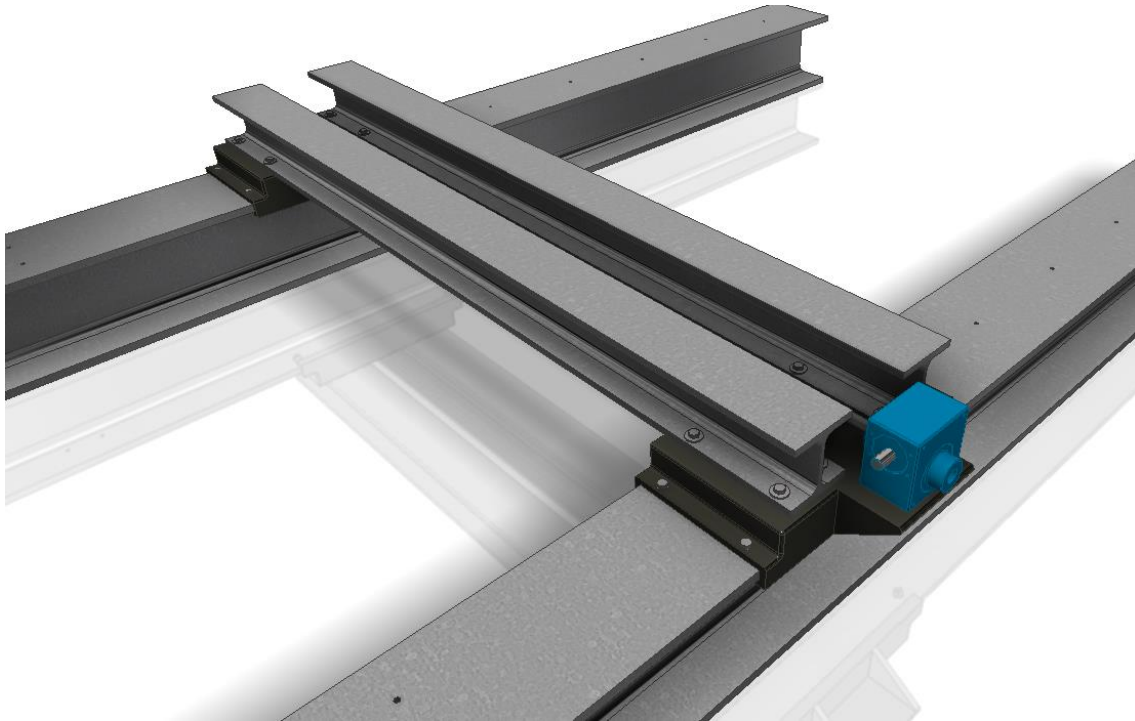


Figura 19: Elevación de las vigas delanteras

Como solución, se crean dos tacos cuya función, como se ha explicado anteriormente, es la de elevar las vigas transversales delanteras para salvar el desnivel que se crea al colocar las vigas traseras sobre los raíles. Al tener un espesor tan grande, se fabricarán los tacos de POM para reducir el coste de estas piezas.

En la Figura 20 se muestra la pieza:

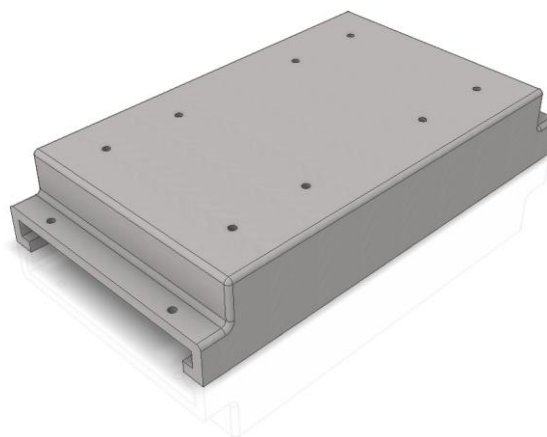


Figura 20: Taco elevador

La parte inferior de la pieza está diseñada de tal forma que al colocarla se ajuste firmemente a la viga, de modo que este ajuste por forma se sumará a la fijación por los tornillos, de forma que no se pueda producir ningún movimiento. Por esto, esta pieza se deberá de introducir por uno de los extremos de la viga principal y deslizarla hasta la posición correspondiente en la que se atornillará, como se muestra en la Figura 21.



Figura 21: Colocación del taco sobre la viga

Evidentemente, deberán existir dos tacos, uno a cada lado de las vigas transversales. Sin embargo, no serán iguales, ya que uno de ellos, además de solucionar el problema del desnivel señalado anteriormente, también servirá para soportar el motor del husillo, ya que este no cabe entre las vigas y deberá encontrarse exterior a la viga principal.

En consecuencia, se le crea un saliente al taco a modo de plataforma en la que descansará el motor del husillo, como se ve en la Figura 22:

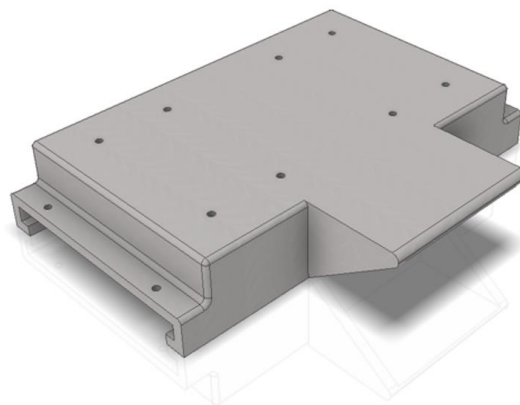


Figura 22: Taco con plataforma

Una vez montadas las vigas transversales delanteras sobre estos útiles, se puede ver en la Figura 23 cómo queda solucionado el problema, y tanto las vigas delanteras como las traseras estarán a la misma altura.

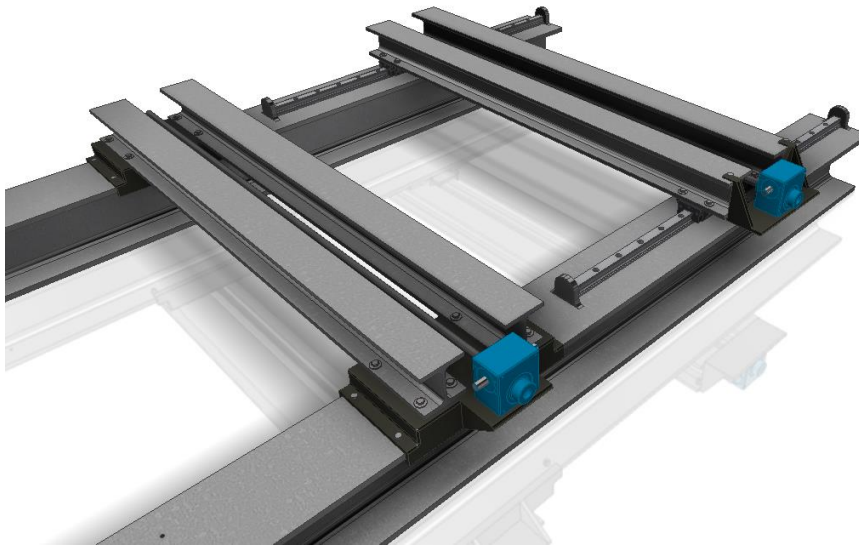


Figura 23: Montaje final de las vigas sobre los tacos

7.1.9 PLATAFORMAS TRASERAS

7.1.9.1 MOVIMIENTO DEL HUSILLO TRASERO CONJUNTAMENTE CON LAS VIGAS

Otro inconveniente que ocasiona el hecho de que las vigas traseras sean móviles, es que también hay que conseguir que el husillo trasero y el martinete se muevan conjuntamente con estas.

Para solucionar esta problemática, se decide crear unos útiles que actúan como “plataformas”. Estas dos plataformas soportarán todo el conjunto del husillo y el martinete, permitiéndoles trasladarse con las vigas traseras

Por un lado, se muestra en la Figura 24 la pieza sobre la que irá el martinete del husillo.

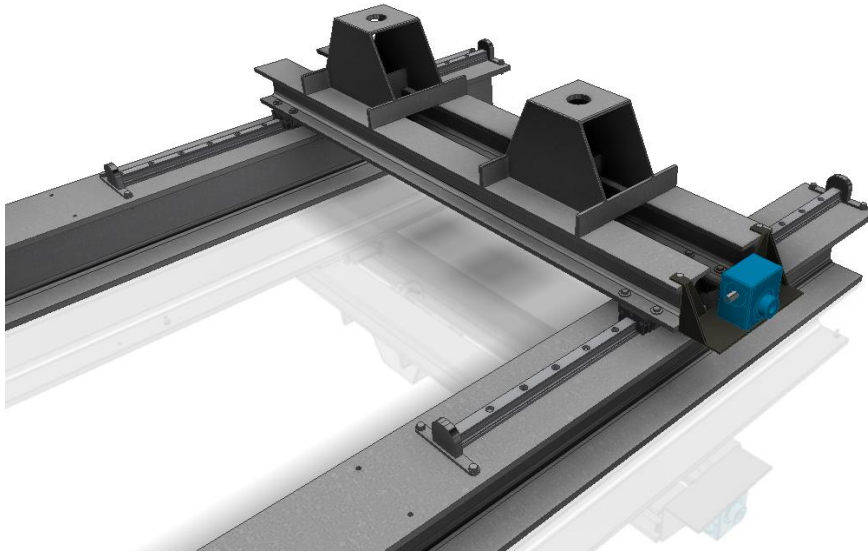


Figura 24: Plataforma martinete husillo

Por otro lado, se creará otra pieza que soportará el otro extremo del husillo como se ve en la Figura 25.

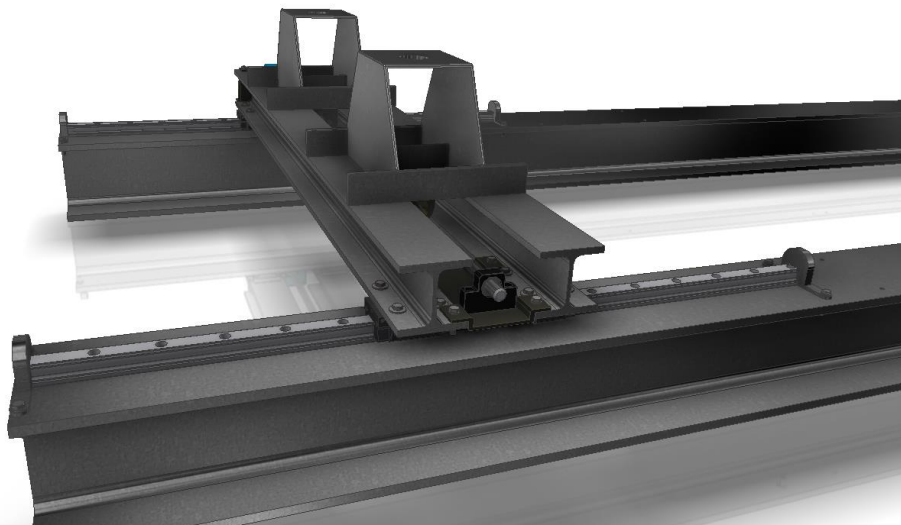


Figura 25: Plataforma soporte husillo

Asimismo, ambas piezas cumplen también la función de unir las dos vigas traseras y así garantizar que siempre estén a la misma distancia la una de la otra, ya que al estar cada una unida a un carro independiente, no existía ninguna limitación que las mantuvieran a la distancia requerida. También, con estas plataformas, se consigue que el martinete se pueda ubicar exterior a las vigas transversales traseras, por lo que la plataforma del martinete también realiza la misma función que el saliente que se creó en uno de los topes elevadores de las vigas transversales delanteras anteriormente.

7.1.9.1.1 PLATAFORMA MARTINETE

Como se ha indicado anteriormente, esta pieza sostendrá el martinete trasero para que se mueva conjuntamente con las vigas traseras.

Estará hecho de acero, y su geometría será la que se muestra en la Figura 26.

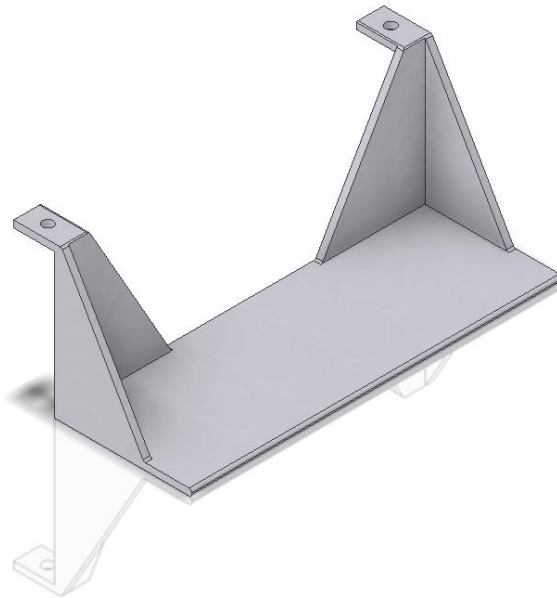


Figura 26: Plataforma martinete

Irá atornillada en su parte superior a la parte superior de las vigas transversales traseras y apoyará su parte trasera también en el final de la viga. Además, se diseñará de forma que el martinete del husillo que soporta, esté a la misma altura y la misma distancia que el delantero.

7.1.9.1.2 PLATAFORMA SOPORTE HUSILLO

Por otro lado, se creará la plataforma trasera, que soportará el apoyo al final del husillo.

Esta pieza irá atornillada a la parte inferior de la viga. En la Figura 27 se muestra dicha pieza. Tiene esa forma ya que se requería que tuviera cuatro apoyos para poder soportar sin problema el peso del husillo, y, además, tienen esa separación, ya que se coloca entre los dos carros de los raíles por lo que se tiene que adaptar al espacio disponible.

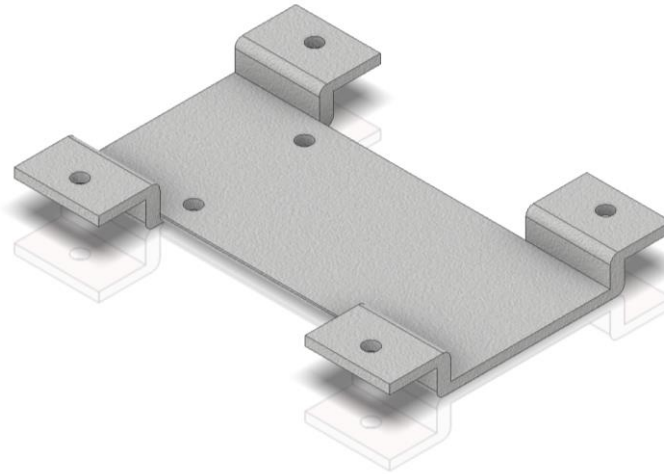


Figura 27: Plataforma apoyo husillo

7.1.10 SILENT BLOCKS

Para reducir las vibraciones que se transmitirán del bastidor al suelo del laboratorio, se utilizarán varios Silent Blocks en cada una de las vigas principales.



Figura 28: Aislador antivibratorio STABIFLEX [4]

Se colocarán cinco de ellos equidistantes a lo largo de ambas vigas principales.

Además, para la colocación de estos soportes en la viga, se utilizarán unos tacos de acero que irán soldados a la base de la viga por su parte superior y atornillados a los Silent Blocks por la inferior. De esta forma, se puede unir el Silent Block a la viga sin tener que realizar un agujero en el alma de la viga.

7.2 TRANSMISIÓN EJES

7.2.1 EJE DE TRANSMISIÓN

7.2.1.1 TRANSMISIÓN ENTRE LOS EJES CUANDO NO ESTÉN ALINEADOS

Como se van a poder ensayar diferentes tipos de motores, lo más probable es que los ejes del motor y del dinamómetro no estén alineados. Por lo tanto, se tiene que idear una solución para conseguir transmitir la rotación del eje del motor al dinamómetro. Para esto, se propone utilizar juntas homocinéticas, de forma que se pueda salvar el desnivel y además se mantenga la velocidad constante entre los ejes. Además, la distancia entre ejes no siempre será la misma, por lo que también se tendrá que poder variar la longitud de la barra de la transmisión.

Como primera opción se buscaron juntas universales telescópicas, como la que se ve en la Figura 29.



Figura 29: Junta telescópica universal [5]

Con este tipo de juntas se solucionaba tanto el problema del descentramiento de los ejes como el de la distancia entre ellos, sin embargo, no se pudo elegir uno de estos ya que no se consiguió encontrar una junta telescópica que cumpliera los requerimientos mínimos para poder ser utilizado en el equipo, ya que no podrían exceder los 1000 rpm, por lo que no serán válidas ya que deberían soportar velocidades de hasta 4000 rpm.

Por ello, se optó por idear un sistema con dos juntas cardan o doble cardan, las cuales sí serán capaces de aguantar dichas velocidades, unidas entre ellas por una barra a modo de eje de transmisión. De esta forma, se consigue solucionar el problema del descentramiento de los ejes, pero todavía quedaría solucionar el problema de la distancia entre ejes.

Para esto, se plantea crear una barra telescópica formada por dos barras de acero, una hueca hasta una cierta longitud y otra maciza que se pueda introducir en la barra semi-hueca.

Las barras estarán nervadas de forma que se pueda ensamblar una a la otra y conseguir un cierre de forma y que así puedan girar ambas barras conjuntamente.

Tras desarrollar esta idea y realizar los cálculos convenientes, se ve que empiezan a aparecer problemas a la hora de diseñar el eje intermedio, ya que el par máximo que debe soportar es muy elevado y cuanto más aumente el ángulo de las juntas cardán, menor par y velocidad podrán soportar, por lo que se convierte en un problema. Asimismo, aparece la necesidad de crear un eje con un diámetro más grande de lo esperado, y de encontrar unas juntas cardán válidas para dicho diámetro y las características resistentes del problema, lo cual no se consiguió.

7.2.1.2 SOLUCIÓN ADOPTADA

Así pues, se decide buscar una opción mejor a la propuesta anteriormente. De esta forma, se determina que el eje de transmisión se comprará, ya que existen ejes comerciales que pueden soportar las solicitaciones del problema y además su longitud es adaptable.

Sin embargo, estos ejes de transmisión toleran ángulos pequeños, por lo que, en lugar de encomendar al eje de transmisión la tarea de salvar el posible desnivel que aparezca entre los ejes del motor y del dinamómetro, se diseñarán unos apoyos que eleven el motor, de forma que los ejes queden alineados o lo suficientemente nivelados para que pueda trabajar el eje (siempre habrá que elevar el motor, y no al revés, ya que se ha seleccionado la altura del eje del dinamómetro para que ocurra esto, comparando las dimensiones de diversos motores). Además, esto no supondrá un excesivo trabajo adicional, ya que se tiene que diseñar los apoyos igualmente para adaptarse a los del motor, por lo que simplemente se añadirá a este diseño la condición de elevar la altura.



Figura 30: Eje de transmisión [6]

7.3 ELEMENTOS EXTERNOS

En el presente apartado se explicará, sin entrar en detalle, los elementos adicionales que se deberán instalar junto al equipo para su correcto funcionamiento y mantenimiento.

7.3.1 ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE

Se instalarán dos depósitos de combustible, un tanque principal de 40 litros, y una botella graduada de cristal de 5 litros para realizar pruebas de consumo.

La instalación de estos depósitos se realizará de forma que se pueda cambiar el depósito del que se extrae el combustible de entre los dos. Para esto se utilizará una válvula de tres vías dispuesta entre los depósitos y la bomba como se muestra en la Figura 31.

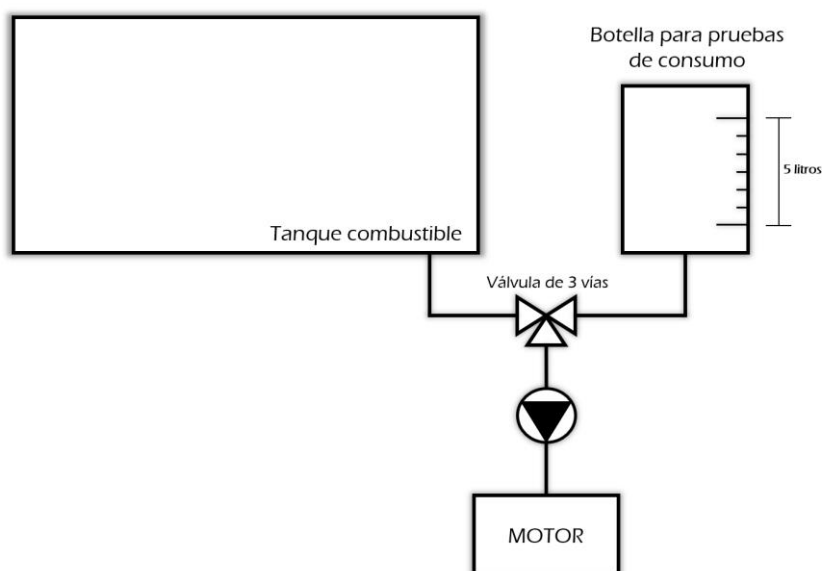


Figura 31: Esquema configuración alimentación de combustible

7.3.1.1 BOTELLA GRADUADA DE VIDRIO

Para las pruebas de consumo se utilizará una botella graduada de vidrio de 5000 mL.



Figura 32: Botella graduada de vidrio de 5000mL. [7]

Esta botella se llenará con 4,5 litros de combustible. Además, también se realizará una marca a los 500 mL del fondo de la botella.

Las pruebas de consumo serán con 4 litros de combustible, de forma que cuando el combustible sobrepase la marca de los 500 mL el operario deberá actuar la válvula para que el motor pase a extraer combustible del tanque principal.

De esta forma se pretende dar un margen de reacción para evitar que, por un error del operario, se llegue a agotar completamente el combustible sin cambiar al tanque principal y se produzca un paro indeseado del motor.

7.3.1.2 TANQUE DE COMBUSTIBLE

Se deberá comprar un tanque de combustible principal que será desde donde se suministre de combustible al motor cuando no se realice las pruebas de consumo. La capacidad de este tanque tendrá que ser suficiente para poder llevar a cabo el estudio completo del motor sin que se produzcan parones. Por ello, una vez instalada la bancada en el espacio de trabajo, se deberá elegir un tanque en función del espacio disponible.

7.3.1.3 VÁLVULA DE TRES VIAS

Esta válvula controlará si el combustible se obtiene desde el tanque principal o desde la botella para las pruebas de consumo. Cuando se realicen pruebas de consumo, el combustible se extraerá exclusivamente de la botella de 5L, y, en el momento en el que se quiera terminar esta prueba, un operario actuará la válvula de forma que se desde ese momento el combustible se extraiga desde el tanque principal.

7.3.1.4 BOMBA

Por último, se instalará una bomba entre el motor y la válvula de tres vías, cuya función será la de impulsar el combustible a través de los tubos para llegue desde los depósitos hasta el motor.

7.4 EVACUACIÓN DE HUMOS

Se debe tener en cuenta también, y es muy importante, contar con un buen sistema de evacuación de humos, de forma que se extraigan todos los gases contaminantes y humos de la sala para evitar que puedan ser inhalados por los trabajadores.

Para esto, se utilizará una manguera que irá conectada al escape de humos del motor mediante un boquerel que permitirá que esta manguera se pueda adaptar a todos los motores que se puedan ensayar. Estos humos y gases serán evacuados a la calle, por lo que será necesario realizar una abertura en la pared donde se acoplará la salida de la manguera. Por último, en este

agujero se instalará un ventilador que expulsará todos los gases desde la habitación hacia el exterior.

En la Figura 33 se ve un esquema simplificado del sistema de extracción de humos.

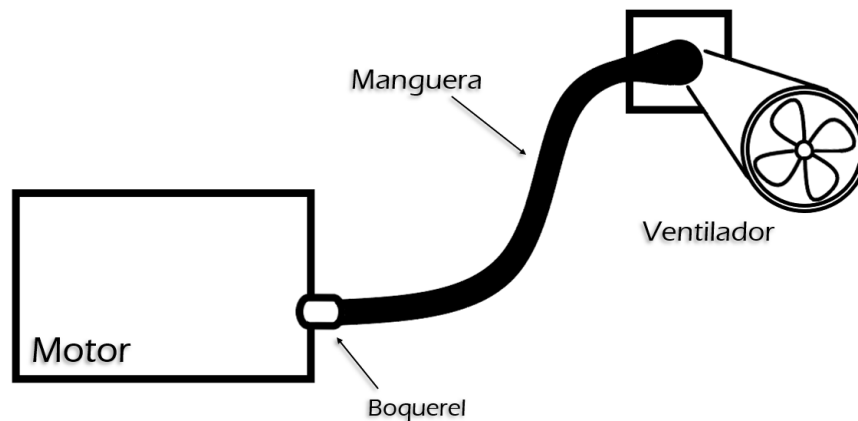


Figura 33: Esquema del sistema de extracción de humos

Para seleccionar estos elementos se deberán tener en cuenta diferentes aspectos, como la temperatura de salida de los gases, el flujo, etc. Estos cálculos quedan fuera del alcance del proyecto.

Asimismo, también se puede adaptar este sistema de evacuación de humos para realizar estudios de la composición de los gases de escape de los motores.

7.4.1 SILENCIADOR

Además de los elementos indicados anteriormente, los gases de escape deberán pasar también por un silenciador, cuya función es reducir el ruido generado por estos gases los cuales se liberan a altas presiones. Por lo tanto, será necesario disponer de un silenciador para evitar ruidos que puedan dañar el oído de los trabajadores.

7.5 REFRIGERACIÓN DEL LÍQUIDO DEL DINAMÓMETRO

El agua del dinamómetro funciona tanto de carga como de refrigerante para el propio dinamómetro, ya que este transforma toda la energía mecánica que recibe en calor. De esta forma en el dinamómetro está continuamente entrando agua fría y saliendo agua caliente.

Como va a ser un circuito cerrado, se tendrá que enfriar el agua que sale del dinamómetro, para ello contará con un radiador que reducirá la temperatura del agua hasta la suficiente para volver

a entrar en el dinamómetro, que tendrá que ser calculada por ingeniero o facilitada por el fabricante del dinamómetro hidráulico.

Además, la presión del agua se deberá mantener dentro de unos límites, ya que cualquier alteración de presión daría lugar a alteraciones en el par resistente y por lo tanto en las medidas.

7.6 REFRIGERACIÓN DEL MOTOR

Para la refrigeración del motor también se dispondrá de un radiador, el cual en este caso deberá tener las características suficientes para que se puede utilizar con el motor con mayor potencia que se pueda ensayar en la máquina.

7.7 VENTILACIÓN DE LA SALA

Será también muy importante contar con un eficiente sistema de ventilación en el espacio de trabajo, de forma que se eviten sobrecalentamientos en la sala originados por la radicación del calor del motor y para evitar mayores complicaciones en caso de posibles fugas de escapes accidentales, a pesar de contar con un sistema de evacuación de humos.

7.8 PROTECCIÓN DEL EJE DE TRANSMISIÓN

Por último, será imprescindible contar con una jaula protectora del eje de transmisión, de forma que se impida el acceso a los elementos de transmisión durante el funcionamiento y que, si se produce alguna falla o rotura de este, no se ponga en peligro a las personas que se encuentren en el laboratorio, ya que a las velocidades que se realizarán las pruebas, puede resultar muy peligroso.

Estas jaulas se podrán adquirir comercialmente como la que se muestra en la Figura 34 o ser fabricadas por encargo con los requisitos requeridos por el equipo.

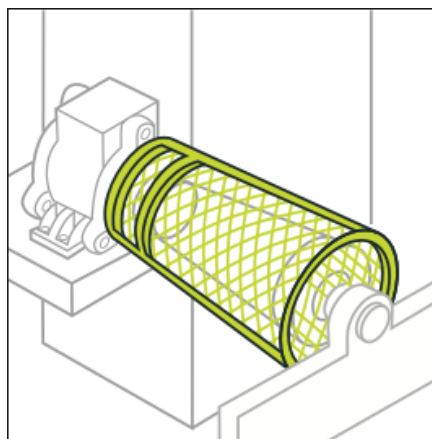


Figura 34: Jaula de protección para ejes de transmisión [8]

DOCUMENTO II

ANEXOS

ÍNDICE DEL DOCUMENTO II. ANEXOS

1	ANEXO I. CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA.....	4
2	ANEXO II. COMPONENTES MECÁNICOS.....	16
3	ANEXO III. UNIONES	20

ANEXO I

CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA

En primer lugar, se deberá localizar el punto más restrictivo de la bancada, es decir, donde aparecerán mayores cargas y ocurrirán las mayores tensiones,

Para estudiar la situación más restrictiva posible y, de esta forma, estar más del lado de la seguridad, se decide que el punto en el que sufrirá mayores cargas y tensiones será el punto medio de las vigas transversales delanteras y traseras, donde se aplicará una carga de 1/4 del peso máximo del motor (ya que son 4 vigas transversales las que lo soportan) y un par de torsión (que en la viga actúa como flector) de 4000 Nm (mayor que el máximo convenido en los requisitos de la máquina de forma que también se aplica un coeficiente de seguridad).

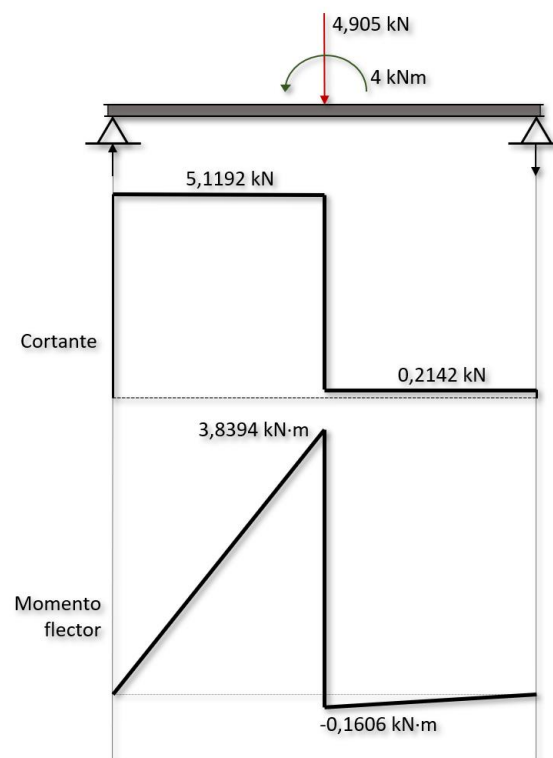


Figura 1: Cargas a lo largo de la viga

1.1 Dimensionamiento vigas

Usando acero S275 JR $\rightarrow \sigma_{adm} = 275 \text{ MPa}$

Se utiliza un coeficiente de seguridad de 1.05 (UNE-EN 1993-1-1:2013. Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero. Parte 1-1: Reglas generales y reglas para edificios).

Conociendo la expresión de la tensión normal debida al momento flector, se calcula el módulo resistente elástico mínimo:

$$\sigma_x = \frac{M_z}{W_z} \leq \sigma_{adm} \quad (1)$$

$$W_z \geq \frac{M_z}{\sigma_{adm}} = \frac{4 \cdot 10^6}{275/1,05} = 15272,72 \text{ mm}^3 = 15,27 \text{ cm}^3$$

Tras obtener este resultado, se puede observar en un prontuario de perfiles que cualquier viga HEB es válida en principio. Se escoge este perfil debido a que sus características geométricas son más adecuadas para las necesidades del proyecto.

Por lo tanto, se escoge un perfil HEB 100, cuyo W_z es $89,9 \text{ cm}^3$ y se comprueba que la tensión que soporta será menor que la admisible a partir de la ecuación (1):

$$\sigma_x = \frac{4 \cdot 10^6}{89,9 \cdot 10^3} = 44,49 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

Asimismo, se analiza la distribución de tensiones del perfil en tres puntos de la sección más crítica:

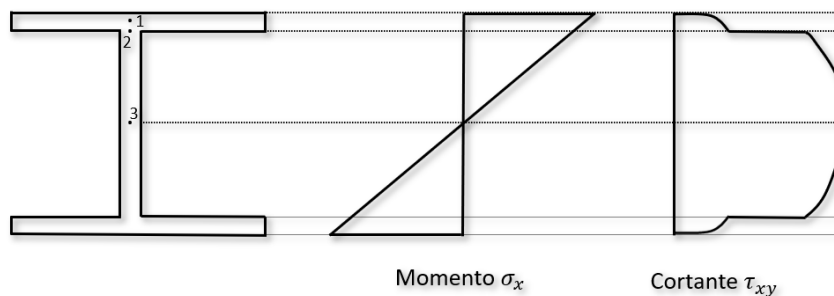


Figura 2: Distribución de tensiones en la sección de la viga

Tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (2)$$

A partir de la ecuación (2) y conociendo las características del perfil HEB100, se verifica para este tipo de perfil que la tensión equivalente en cada uno de los tres puntos es menor que la admisible con el coeficiente de seguridad:

- Punto 1:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2} = 44,49 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}/1,05$$

- Punto 2:

$$\tau_{xy} = \frac{V \cdot S_z}{e \cdot I_z} = \frac{4,905 \cdot 10^3 \cdot 52,1 \cdot 10^3}{6 \cdot 450 \cdot 10^4} = 9,46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3\tau_{xy}^2} = 50,43 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}/1,05$$

- Punto 3:

$$\sigma_x = \frac{M_z}{I_z} \cdot y = \frac{4 \cdot 10^6}{450 \cdot 10^4} \cdot (50 - 10) = 35,56 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{V \cdot m_z}{e \cdot I_z} = \frac{4,905 \cdot 10^3 \cdot 48425}{6 \cdot 450 \cdot 10^4} = 8,797 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = 38,68 \leq \sigma_{adm}/1,05$$

De esta forma queda demostrado que el perfil HEB 100 es válido para soportar las exigencias máximas que puede solicitar el equipo, y, por lo tanto, cualquier perfil HEB mayor también será válido.

Por ello, se elige un perfil HEB 100 para las vigas transversales y uno HEB 200 para las principales.

La elección de este perfil para las vigas principales se realiza desde un punto de vista puramente dimensional y no resistente, ya que se necesita de una mayor superficie para poder instalar todos los elementos que situarán sobre ellas.

1.2 CÁLCULO RESISTENTE DE LAS PIEZAS

1.2.1 Soporte universal

Los soportes universales, junto con el soporte del dinamómetro, serán los elementos de la bancada que soportarán mayores cargas además de las vigas. Así pues, se realizará un estudio de estos para comprobar su resistencia a las cargas máximas que podrían tener que soportar.

Para ello se realizará una serie de simulaciones por métodos de elementos finitos con los que se verificará o no su validez.

Estos soportes estarán fabricados de acero S275 JR, cuyo límite elástico es de unos 275 MPa.

Para poder realizar la simulación, se importará la geometría del elemento, se introducirán las propiedades del acero y se determinará la carga que se le aplicará para realizar el estudio.

En este caso, los soportes deberán soportar, por un lado, aproximadamente $1/4$ del peso del motor cada uno, y por otro, el par de torsión que se sumará al peso del motor en dos de los soportes. De esta manera, se realizarán los cálculos para un peso de 500 kg y un torque de 4000 Nm, que como se vio anteriormente, dan lugar a un esfuerzo cortante máximo de 5119,2 N.

Así, la carga a aplicar en la superficie superior del soporte será:

$$Q = \frac{5119,2 \text{ N}}{140 \cdot 140 - \pi \cdot \frac{55^2}{4}} = 0,297 \text{ N/mm}^2 \cong 0,3 \text{ N/mm}^2$$

Finalmente, tras tener completamente definido el modelo se procede a realizar el análisis y obtener los resultados que se muestran en la Figura 3.

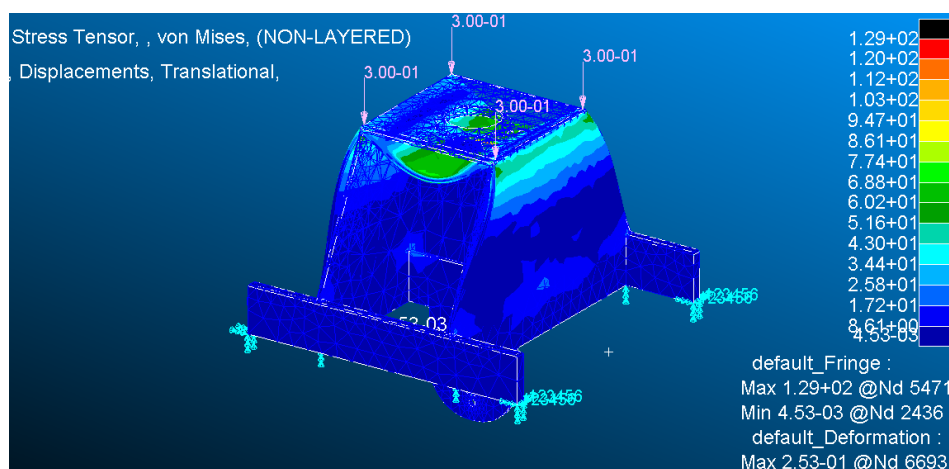


Figura 3: Tensiones máximas en el soporte universal

Como se puede ver, las tensiones máximas de Von Mises que aparecen en la pieza serán de aproximadamente 129MPa, por lo que se confirma que la pieza podrá soportar perfectamente las posibles cargas máximas exigidas.

Por otro lado, también se puede conocer cuál será la deformación máxima que sufriría en estas condiciones, que como se observa en la Figura 4, serán de 0,253 mm.

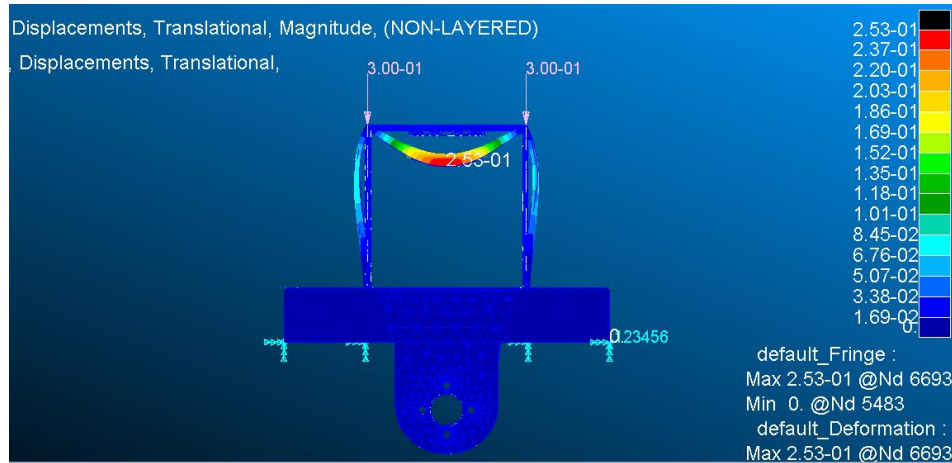


Figura 4: Deformaciones máximas en el soporte universal

De esta forma queda comprobada la validez de los soportes universales para el equipo.

1.2.2 SOPORTE DINAMÓMETRO

Se procede a realizar también un modelo de EF para comprobar que el soporte del dinamómetro soportará las cargas a las que se verá sometido.

Para ello, primero se calcula dicha carga, sabiendo que el soporte tendrá que aguantar el peso del dinamómetro (aproximadamente unos 800 kg si le sumamos la mitad del peso del eje de transmisión) y además un par de torsión máximo del dinamómetro de 3000 Nm (se harán los cálculos con 3500 Nm para contar con un mayor coeficiente de seguridad).

De esta forma se obtiene:

$$Q = \frac{800 \cdot 9,81}{582 \cdot 552} = 0,0244 \text{ N/mm}^2$$

$$S = \frac{3500 \cdot \frac{0,583}{2}}{\frac{1}{12} \cdot (0,552) \cdot (0,583)^3} = 111929 \text{ N/m}^2 = 0,1119 \text{ N/mm}^2$$

La suma resultante de estas dos cargas será:

$$Q_R = 0,1119 \text{ N/mm}^2 + 0,0244 \text{ N/mm}^2 = 0,1363 \text{ N/mm}^2 \cong 0,15 \text{ N/mm}^2$$

Aunque esta carga solo existiría en una de las fibras de la base superior, para simplificar el modelo y conseguir un resultado más restrictivo (y por lo tanto más seguro) se aplicará esta carga uniformemente repartida sobre toda la superficie superior.

Una vez conocidas las cargas que hay que introducir en el modelo, y tras definir las propiedades del elemento que estará fabricado de acero S275 JR, se procede a obtener todos resultados de la simulación, que se muestran en la Figura 5.

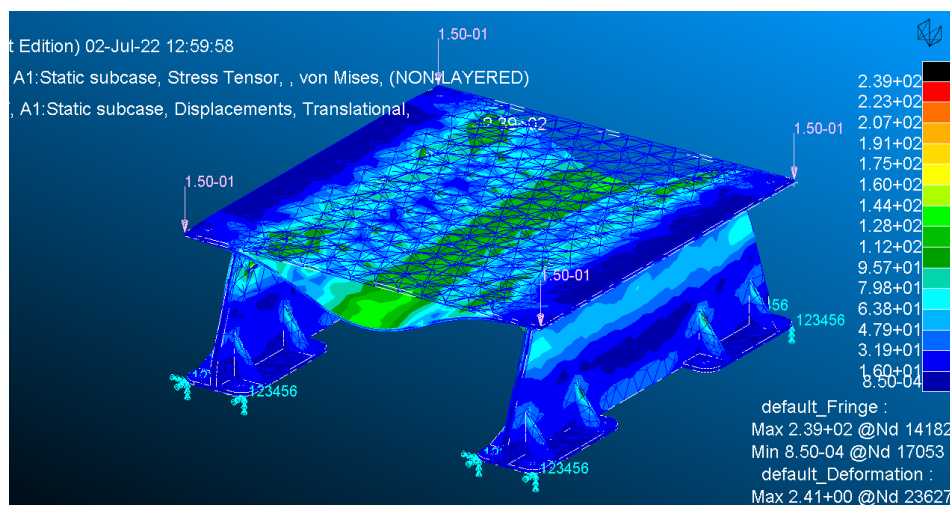


Figura 5: Tensiones máximas en el soporte del dinamómetro

De esta forma se puede ver que la tensión máxima de Von Mises que aparece en el modelo será de 239 MPa, de forma que se verifica que ninguna de las tensiones superará el límite elástico del acero (275 MPa), y de esta forma queda comprobado que el diseño del soporte del dinamómetro es válido.

1.2.3 PLATAFORMAS HUSILLO

También, se realizará el mismo estudio para las plataformas que soportan el husillo de las vigas traseras. Para realizar las simulaciones en estos dos elementos, se supondrá que cada una de las dos plataformas soportará un peso debido al conjunto del husillo, martinete y tuercas de 10kg y un momento de 10 Nm. Estas plataformas también estarán hechas de acero S275 JR, que tiene un límite elástico de 275 MPa.

1.2.3.1 PLATAFORMA MARTINETE

Al igual que se hizo para el soporte del dinamómetro, se calcula la carga repartida que se deberá introducir en el modelo de elementos finitos.

Debido al peso:

$$Q = \frac{10 \cdot 9,81}{100 \cdot 70} = 0,014 \text{ N/mm}^2$$

Debido al par de torsión:

$$S = \frac{10 \cdot \frac{0,1}{2}}{\frac{1}{12} \cdot (0,07) \cdot (0,1)^3} = 85714 \text{ N/m}^2 = 0,0857 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto, la carga aplicada en este caso volverá a ser la suma de estas dos:

$$Q_R = 0,014 \text{ N/mm}^2 + 0,0857 \text{ N/mm}^2 = 0,099 \text{ N/mm}^2 \cong 0,1 \text{ N/mm}^2$$

En la Figura se muestran los resultados obtenidos tras la simulación:

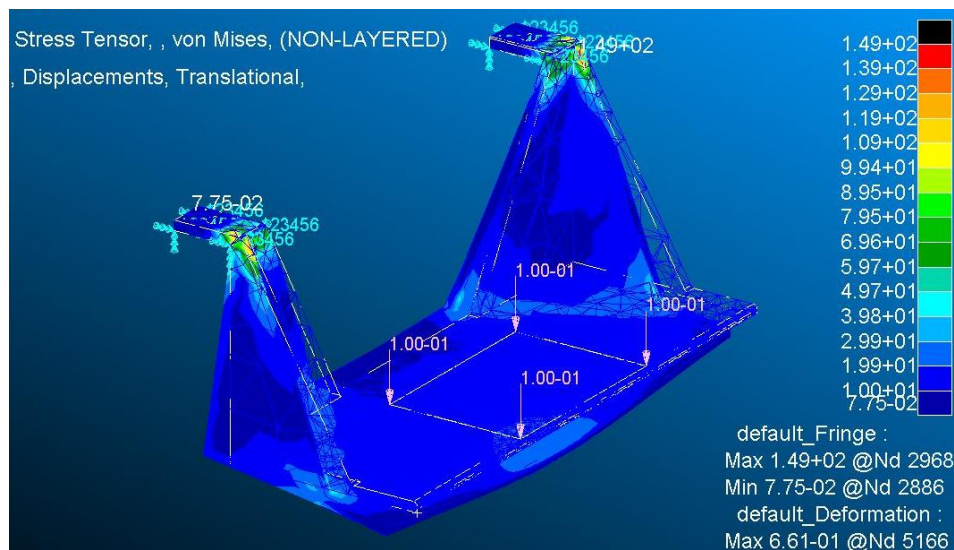


Figura 6: Tensiones máximas en la plataforma del martinete

Como se puede ver, se produce una concentración de tensiones máximas de 149 MPa, lo que se podría mejorar modificando el diseño, pero no es necesario ya que la pieza aguantará sin problema, al estar además realizada la simulación con cargas mayores a las que tendrá que someterse en la realidad.

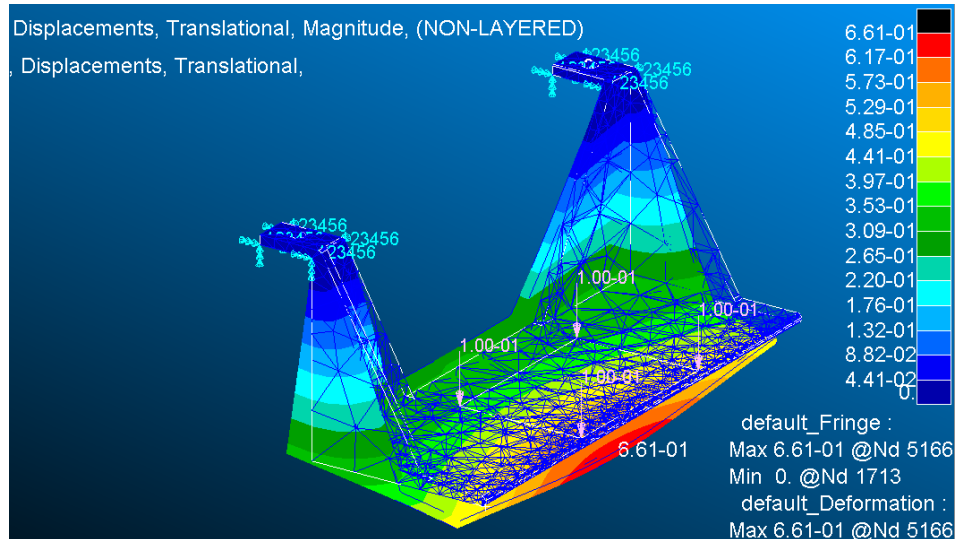


Figura 7: Deformaciones máximas en la plataforma del martinete

1.2.4 PLATAFORMA SOPORTE HUSILLO

Para este caso, la carga resultante que se introducirá en el modelo de elementos finitos será:

$$Q_R = \frac{10 \cdot 9,81}{80 \cdot 20} + \frac{10 \cdot \frac{0,08}{2}}{\frac{1}{12} \cdot (0,02) \cdot (0,08)^3} = 0,06 \text{ N/mm}^2 + 0,4688 \text{ N/mm}^2 = 0,107 \text{ N/mm}^2$$

$$\cong 0,11 \text{ N/mm}^2$$

En la Figura se muestran los resultados.

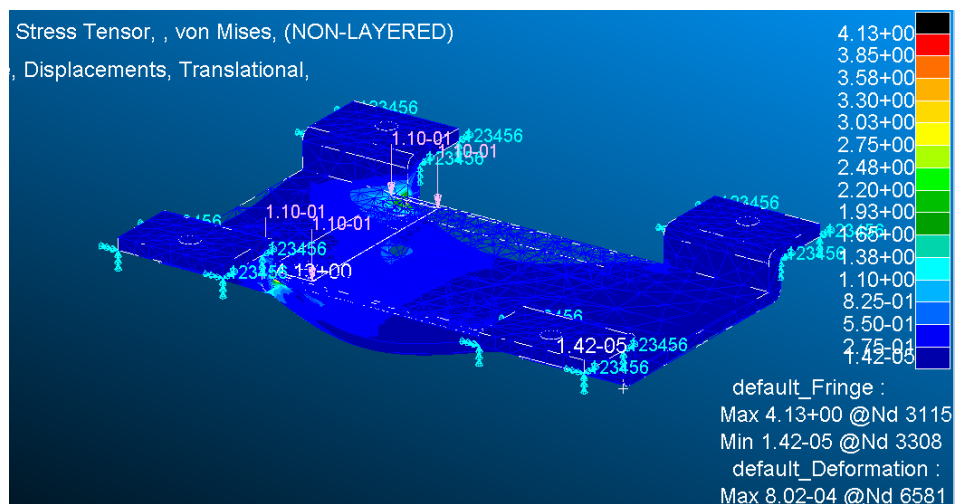


Figura 8: Tensiones máximas en la plataforma del soporte del husillo

Se puede ver que las tensiones máximas que aparecen en esta plataforma son muy pequeñas (4,13 MPa), por lo que soporta de sobra los requerimientos. Aunque se podría modificar la pieza o cambiar el material de esta a uno menos resistente que el acero (y por lo tanto más barato),

se decide mantenerla como está, ya que el precio de fabricación de esta será reducido y no se considera necesario.

1.2.5 TACOS ELEVADORES

Por último, se estudiarán las tensiones que aparecerían en los tacos si estuvieran hechos de acero. Previo al estudio, se deduce que las tensiones que aparecerán en ellos serán insignificantes debido al gran espesor que tienen.

Sin embargo, se realiza el cálculo para poder comprobarlo. En este caso la carga máxima que deberán soportar será el cortante máximo que aparece en las vigas transversales. Como estarán dos vigas apoyadas sobre estos, teniendo en cuenta la superficie de apoyo, cada una de las vigas dará lugar a una carga uniformemente repartida de:

$$Q = \frac{5119,2 \text{ N}}{20600 \text{ mm}^2} = 0,2485 \text{ N/mm}^2$$

Mediante métodos de elementos finitos se obtienen los resultados de aplicar estas cargas sobre la pieza si fuera de acero:

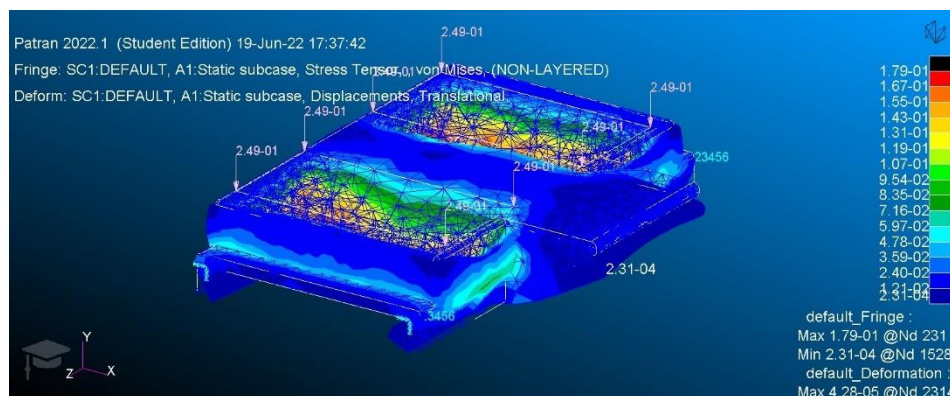


Figura 9: Tensiones en los tacos elevadores

Como se adelantó, las tensiones que aparecen son insignificantes, por lo que hacer estas piezas de acero sería un derroche ya que crear una pieza de ese espesor con acero daría lugar a un coste demasiado elevado.

Por ello, como reducir el espesor no es una opción ya que se necesita tener esa altura para cumplir su función, y fabricar la pieza hueca sería un trabajo demasiado complejo y también costoso, se propone que estas piezas se fabriquen de POM (acetal polioximetileno), de forma que sean mucho más baratas y sigan cumpliendo su función.

A continuación, se realizará el mismo estudio utilizando POM en lugar de acero para comprobar su validez. En la Figura 10 se muestran los resultados obtenidos.

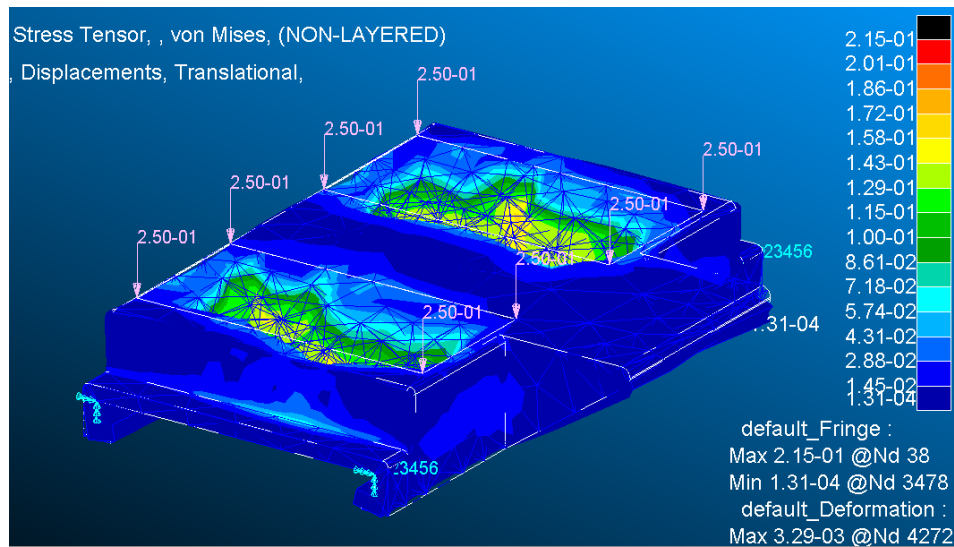


Figura 10: Tensiones en los tacos elevadores utilizando POM

Como se ve, las tensiones máximas que se obtienen son de 0,215 MPa, por lo que soportará sin problema al ser el límite elástico del POM de 67 MPa.

Además, este material puede alcanzar temperaturas de servicio de más de 100 grados por lo que soportará también sin problema las condiciones de trabajo.

ANEXO II

COMPONENTES MECÁNICOS

2.1 CÁLCULO DE LA FLECHA PROVOCADA POR LOS SILENT BLOCKS

Tras la elección de los Silent Blocks que irán situados bajo las vigas principales, se hará una comprobación de la flecha máxima que podrá soportar esas vigas para comprobar que los Silent Blocks elegidos y su colocación bajo las vigas son válidos.

Como se explicó en el anterior documento, se colocarán cinco Silent Blocks debajo de cada una de las vigas, equidistantes entre ellos (se ha elegido el tipo y la cantidad de Silent Blocks en función del peso que deberán soportar y de su geometría).

Para estudiar este caso, se supone una situación mucho más desfavorable que las que van a aparecer en la realidad. Se hará de esta forma, por simplificación de los cálculos y porque así se obtendrá un resultado más restrictivo. De esta forma, se calculará la flecha máxima suponiendo que en cada segmento entre Silent Blocks actuarán los cortantes máximos que aparecen en cada viga transversal delanteras y traseras (ver. Anexo II del presente documento) en el punto medio del vano, de forma que será una carga de 20,4768 kN.

Para calcular la flecha máxima se tiene:

$$y_{max} = \frac{FL^3}{48EI} \quad (3)$$

La distancia entre apoyos en estas vigas será de 775 mm. Siendo conocidos todos los demás términos de la ecuación 3, se obtiene la flecha máxima:

$$y_{max} = \frac{20476,8 \cdot 775^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 570 \cdot 10^4} = 0,0166 \text{ mm}$$

Por tanto, la flecha máxima para este caso, a la cuál de ninguna manera llegarán las vigas de la bancada, será de 0,0166 mm, por lo que se confirma que la deformación de las vigas no será un problema para la utilización de los Silent Blocks seleccionados.

2.2 CÁLCULO DE LOS REQUISITOS GEOMÉTRICOS DEL EJE DE TRANSMISIÓN

Para el eje de transmisión, se necesitará adquirir un eje de transmisión que sea capaz de soportar un par de torsión de 3000 Nm y una velocidad de rotación de hasta 4000 rpm, pero también se tendrá que poder ajustar a las solicitaciones geométricas de la bancada y el motor.

Para ello se harán unos cálculos para poder obtener unos rangos de valores para los requisitos que deberá cumplir el eje de transmisión.

Primero, se estima la diferencia de altura que puede llegar a existir entre los ejes. Para ello, se compara la altura del dinamómetro en la bancada (contando el soporte del dinamómetro y la propia altura del eje en el dinamómetro) y la altura a la que se situarían los ejes de distintos motores apoyados sobre los soportes universales.

Por lo tanto, se observa que puede existir desnivel de hasta 250 mm del eje del motor por debajo del eje del dinamómetro, y de hasta 50 mm por encima. Asimismo, la distancia entre ejes estará en un rango entre 300 y 600 mm.

De esta forma, se calcula los casos más desfavorables que pueden existir: en el que aparece un mayor ángulo de desalineamiento y en el que la longitud del eje debe ser mayor.

- El primer caso, ocurrirá cuando la distancia horizontal entre ejes es mínima (300 mm) y la distancia vertical entre ellos es la máxima (250 mm). Se obtiene para esto que el ángulo máximo que puede aparecer es de unos 40°.
- Para el segundo caso, se estudia cuando la tanto distancia horizontal como la vertical es máxima. De esta forma, la longitud máxima que deberá alcanzar el eje será la hipotenusa de un triángulo cuyos lados miden 600 mm y 250 mm.

Se obtiene que esta longitud máxima será de 650 mm.

Con estos datos, se llega a la conclusión de que, mientras que la longitud máxima no será un problema ya que muchos ejes comerciales cumplen este requisito, no existe ningún eje de transmisión comercial que pueda admitir un desalineamiento de 40° con los requisitos de par y velocidad que se solicitan para el proyecto.

Por lo tanto, se tomará la solución explicada en el anterior documento, en la que los apoyos que se diseñen propios para cada motor y que van acoplados a los soportes universales, también cumplan la función de elevar el motor hasta una posición en la que el desalineamiento sea compatible con la capacidad del eje de transmisión.

Así pues, se calcula la máxima distancia vertical que puede existir entre los ejes para que no exista un desnivel mayor a 10 grados. Esta ocurrirá cuando los ejes se separen entre si por 300 mm en la horizontal, de forma que se obtiene que:

$$\text{Arctan} \left(\frac{x}{300} \right) = 10^\circ \rightarrow x = 52,9 \text{ mm}$$

Por lo que ese será el descentramiento máximo entre ejes que pueda existir en el caso más desfavorable.

Será tarea del ingeniero asegurarse de que se cumplen todos los requisitos del eje de transmisión, teniendo en cuenta las características del eje disponible y las dimensiones del motor a estudiar, y solo tomando los cálculos realizados en el presente apartado como una referencia para los que son precisos realizar previos a la instalación del motor en cada ensayo.

ANEXO III

UNIONES

3.1 CÁLCULO UNIONES ATORNILLADAS

A continuación, se procede a calcular los tornillos que se utilizarán en toda la bancada.

Se utilizará una calidad de tornillo de 10.9, ya que no se recomienda utilizar tornillos de calidad 8.8 para métrica menor de M-16 (existe un mayor riesgo por arrancamiento de tuerca si se excede la carga de prueba), y, como se verá a continuación, en este proyecto se utilizarán métricas menores. Además, la diferencia de precio será mínima por lo que simplemente se aumentará la resistencia de los tornillos y no supondrá prácticamente cambio en el presupuesto final.

Tabla 1: Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero [12]

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

De la tabla 1 se obtiene que para la clase 10.9 se tiene una carga de prueba (σ_s) de 830 MPa.

Se calcula para el caso más crítico en la bancada, que es el extremo de las vigas transversales, que como se ha visto anteriormente, en el lado más desfavorable soportará una carga de 5119,2 N.

Como estas vigas se atornillarán a la viga principal mediante cuatro tornillos, la fuerza en cada uno, suponiendo un reparto de fuerzas igual entre todo, será de:

$$F = 5119,2 \text{ N}$$

$$F_d = \frac{F}{4} = \frac{5119,2 \text{ N}}{4} = 1279,8 \text{ N}$$

Con esto se hace un primer cálculo del área del alma del tornillo:

$$\frac{F_d}{\sigma_p / CS} = A_t \quad (4)$$

A partir de la ecuación (4) se obtiene el área mínima del alma del tornillo para la carga indicada y sin precarga, utilizando un coeficiente de seguridad de 1,5:

$$A_t = \frac{1279,8}{830 / 1,5} = 2,31 \text{ mm}^2$$

Una vez hecho este primer cálculo, se propone hacer una primera comprobación con métrica M-4.

Como en la máquina del proyecto los tornillos estarán siempre fijos, es decir, no será necesario quitarlos y ponerlos salvo en casos excepcionales, se utilizará una precarga (F_i) mayor:

$$F_i = 0.9 \cdot \sigma_p \cdot A_t \quad (5)$$

La carga resultante en el perno teniendo en cuenta la precarga será:

$$F_b = F_i + F_d \cdot CS \cdot C \quad (6)$$

Siendo C la constante de rigidez de la unión:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (7)$$

Donde k_b es la rigidez del tornillo y k_m la rigidez del elemento:

$$k_b = \frac{A_t \cdot E}{L} \quad (8)$$

$$k_m = d \cdot E \cdot 0,7872 \cdot e^{0,6287 \cdot \frac{d}{L}} \quad (9)$$

Sabiendo esto se procede al cálculo de la carga resultante.

Tabla 2: Métrica y área roscas [14]

Rosca	A_t mm ²
M 3	5,03
M 4	8,78
M 5	14,2
M 6	20,1
M 8	36,6
M 10	58,0
M 12	84,3
M 16	157
M 20	245
M 24	353
M 30	561
M 36	817
M 42	1121
M 48	1473
M 56	2030
M 64	2676

A partir de las ecuaciones (7), (8) y (9) se obtiene la constante de rigidez. Además, se saca de la tabla 2 que para métrica M-4 se tiene $A_t = 8,78 \text{ mm}^2$ y, además, en este caso se tendrá $L = 10 \text{ mm}$.

$$C = \frac{\frac{8,78}{10}}{\frac{8,78}{10} + 4 \cdot 0,7872 \cdot e^{0,6287 \cdot \frac{4}{10}}} = 0,178$$

También se calcula la precarga a partir de la ecuación (5):

$$F_i = 0,9 \cdot 830 \cdot 8,78 = 6558,66 \text{ N}$$

Y, por último, con la ecuación (6) se obtiene la carga resultante:

$$F_b = 6558,66 + 1279,8 \cdot 1,5 \cdot 0,178 = 6900,37 \text{ N}$$

Para que sea válido, se deberá cumplir la siguiente condición:

$$\frac{F_b}{A_t} < \sigma_p$$

$$\frac{6900,37}{8,78} = 785,92 \text{ MPa} < 830 \text{ MPa} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

De esta forma se ha comprobado que los tornillos de clase 10.9 con métrica igual o mayor que M-4 se pueden utilizar para el caso más crítico de la máquina, por lo que también se podrán utilizar para el resto de las uniones atornilladas.

Sin embargo, se utilizarán tornillos con métrica M-8, ya que tanto los raíles como los carros de los raíles comerciales elegidos para el equipo, ya poseen agujeros roscados de métrica M-8, por lo que se utilizarán para todas las uniones con el fin de unificar.

Para métrica M-8:

$$\frac{k_b}{k_b + k_m} = 0,26$$

$$F_i = 0,9 \cdot 830 \cdot 36,6 = 27340,2 \text{ N}$$

$$F_b = 27340,2 + 1279,8 \cdot 0,26 \cdot CS$$

A partir de la condición final se despeja el coeficiente de seguridad:

$$\frac{27340,2 + 332,75 \cdot CS}{36,6} < 830 \rightarrow CS \cong 9$$

Con este último cálculo, se quiere señalar que, además de unificar todos los tornillos de la máquina, el hecho utilizar métrica M-8 significa también que se tendrá un coeficiente de seguridad aproximando de 9, por lo que se asegura también una mayor resistencia de los tornillos.

Adicionalmente, unos tornillos más grandes facilitarán el trabajo de los operarios a la hora del montaje. Por todas estas razones, queda justificada la utilización de unos tornillos clase 10.9 y métrica M-8 en todas las uniones atornilladas.

3.2 CÁLCULO SOLDADURAS

Por otro lado, se procederá a calcular las soldaduras presentes en las diferentes piezas. Para ello, se estudiarán en el soporte del dinamómetro, que en este caso será en la que más van a sufrir las soldaduras.

Las tensiones que sufren estas soldaduras serán, por un lado, las de compresión provocadas por el peso del dinamómetro y por otro las generadas por el par de torsión de este.

De esta forma se obtienen dichas tensiones:

$$\sigma^c = \frac{800 \cdot 9,81}{4 \cdot 552 \cdot a} = \frac{3,55}{a} N/mm^2$$

$$\sigma_{max}^f = \frac{3,5 \cdot 10^6 \cdot 235}{4 \cdot 460 \cdot 235^2} = \frac{8,09}{a} N/mm^2$$

Las tensiones debidas al cortantes serán iguales en toda la superficie, mientras que las debidas al flector serán en un lado a compresión y al otro a tracción. Por esto, se estudiará en la zona donde aparecen las tensiones máximas, que será donde actúan a compresión ambas tensiones.

De esta forma se obtiene que:

$$\sigma_{max} = \frac{3,55}{a} + \frac{8,09}{a} = \frac{11,64}{a} N/mm^2$$

Como se ve en la Figura 11, se deben descomponer esta tensión en una normal al eje del cordón de la soldadura y otra tangencial al eje del cordón.

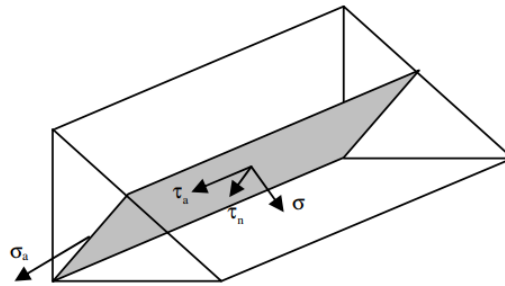


Figura 11: Tensiones en la soldadura [14]

El valor de estas tensiones será el mismo al estar el cordón a 45º y será de:

$$\sigma = \tau_n = \frac{11,64}{a} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = \frac{8,23}{a} \text{ N/mm}^2$$

Para calcular la tensión de comparación se utiliza:

$$\sigma_{\text{comparación}} = \sqrt{\sigma^2 + 1.8 \cdot (\tau_n^2 + \tau_a^2)} \quad (10)$$

De esta forma, a partir de la ecuación (10) se obtiene la tensión de comparación:

$$\sigma_{\text{comparación}} = \sqrt{\left(\frac{8,23}{a}\right)^2 + 1.8 \cdot \left(\frac{8,23}{a}\right)^2}$$

Por último, se despeja el espesor de garganta de la soldadura igualando la tensión de comparación al límite elástico del acero con un coeficiente de seguridad de 2, de esta forma se tiene que:

$$\sqrt{\left(\frac{8,23}{a}\right)^2 + 1.8 \cdot \left(\frac{8,23}{a}\right)^2} = \frac{275}{2} \rightarrow a = 0,1 \text{ mm}$$

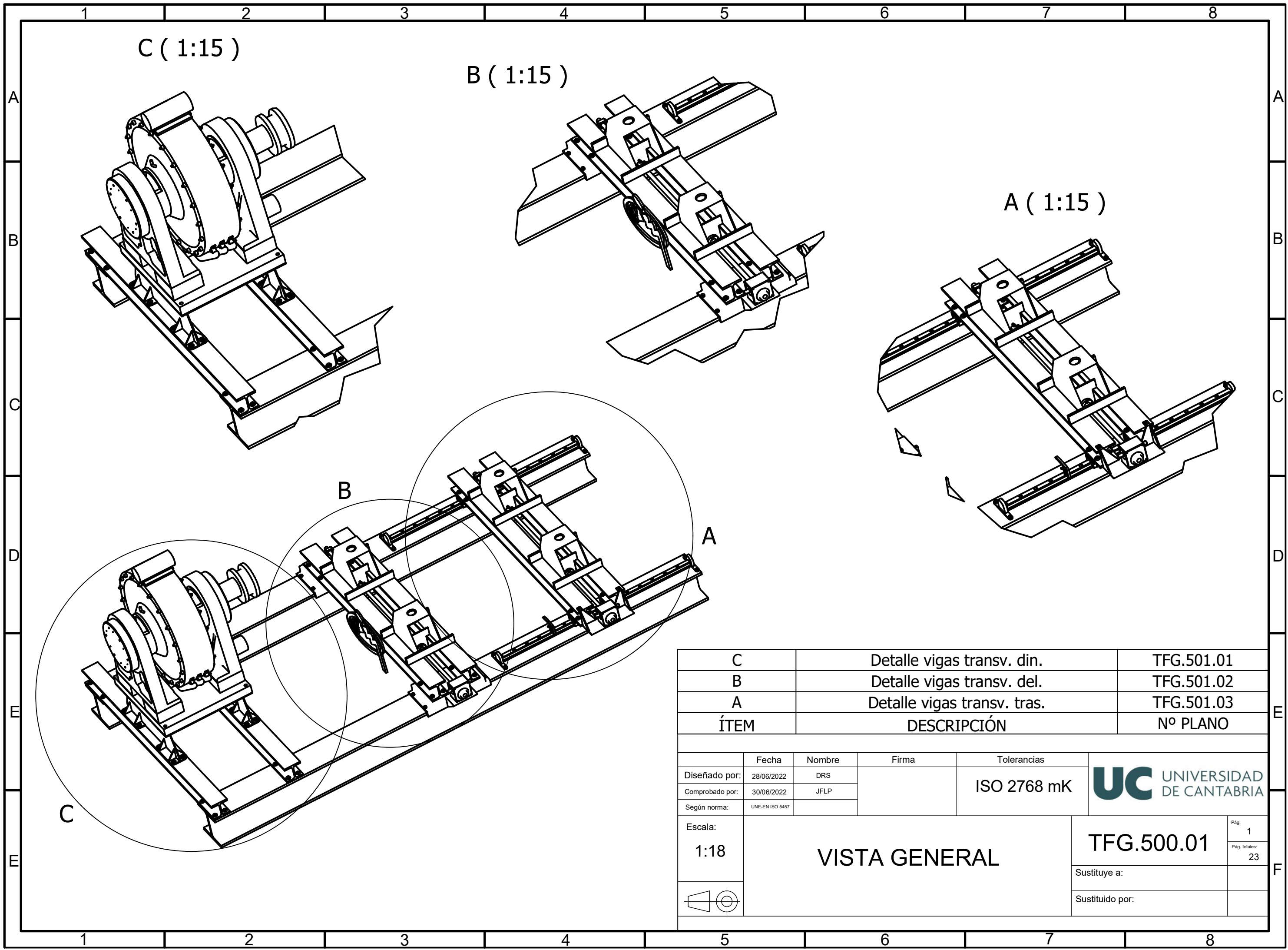
Por tanto, se obtiene que el espesor de la garganta como mínimo deberá ser de 0,1 mm. Como esta es la situación más restrictiva de todas las soldaduras de la máquina, y además el espesor obtenido es pequeño, se utilizará para todas las soldaduras un espesor de garganta de 1 mm.

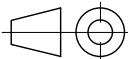
DOCUMENTO III

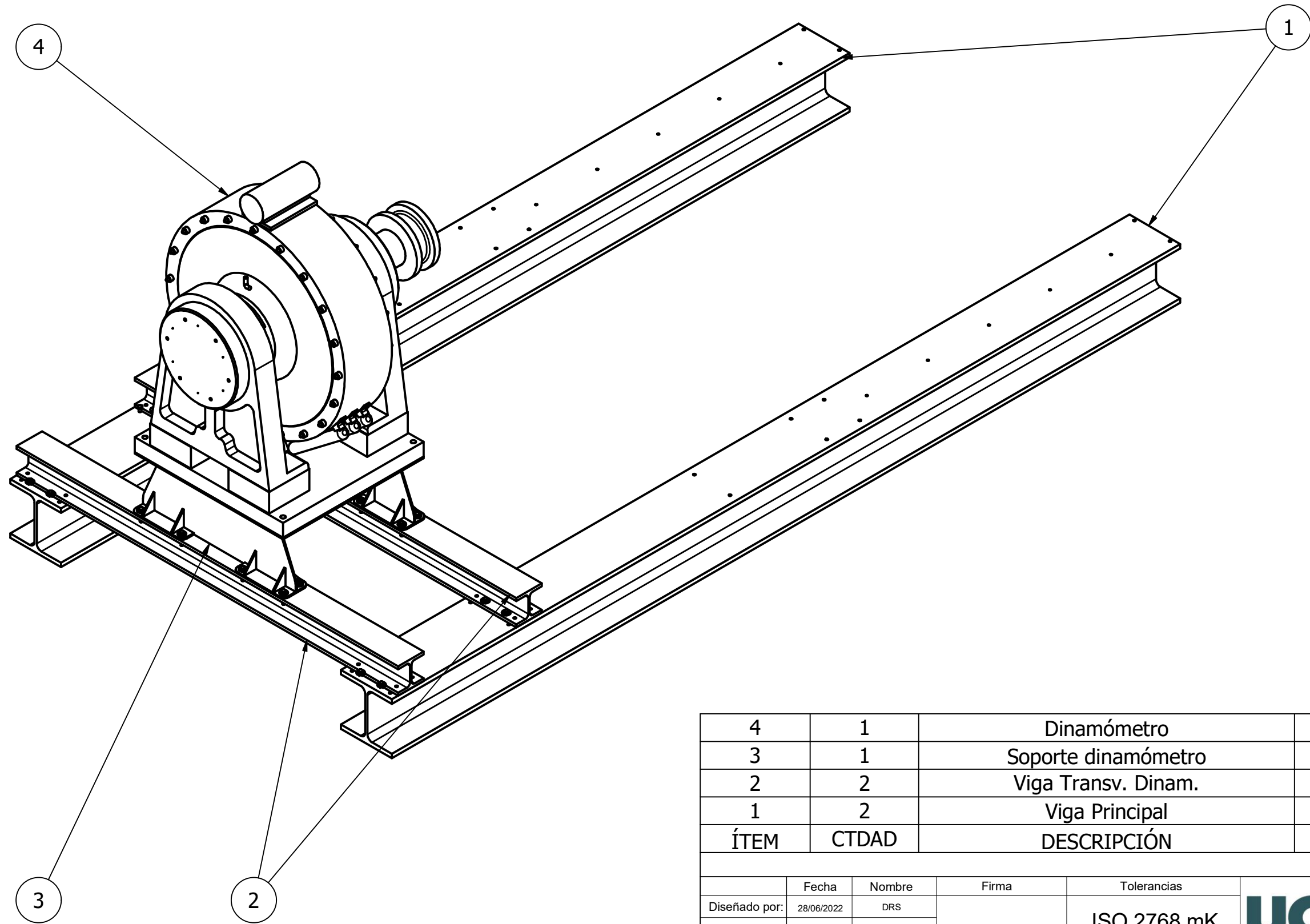
PLANOS

ÍNDICE DEL DOCUMENTO III. PLANOS

1	PLANO GENERAL	1
2	PLANOS DE DETALLE.....	2
3	PLANOS DE COMPONENTES.....	6
4	PLANOS DE INSTALACIÓN.....	18

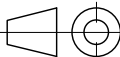


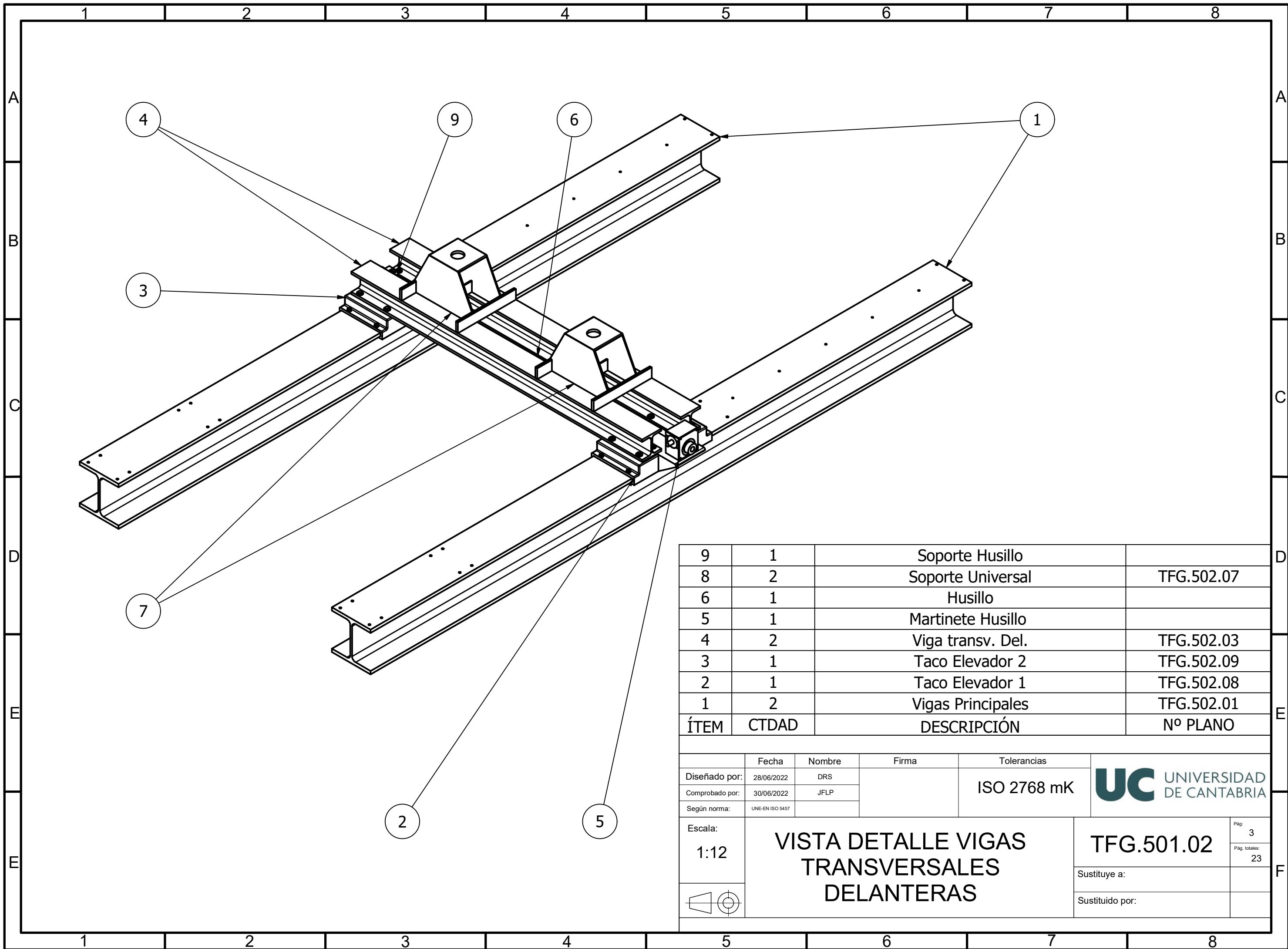
C	Detalle vigas transv. din.			TFG.501.01
B	Detalle vigas transv. del.			TFG.501.02
A	Detalle vigas transv. tras.			TFG.501.03
ÍTEM	DESCRIPCIÓN			Nº PLANO
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP		
Según norma:	UNE-EN ISO 5457			
UC UNIVERSIDAD DE CANTABRIA				
Escala:	VISTA GENERAL			TFG.500.01
1:18				
				Pág. 1
				Pág. totales: 23
			Sustituye a:	
			Sustituido por:	



4	1	Dinamómetro	
3	1	Soporte dinamómetro	TFG.502.06
2	2	Viga Transv. Dinam.	TFG.502.02
1	2	Viga Principal	TFG.502.01
ÍTEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	Nº PLANO

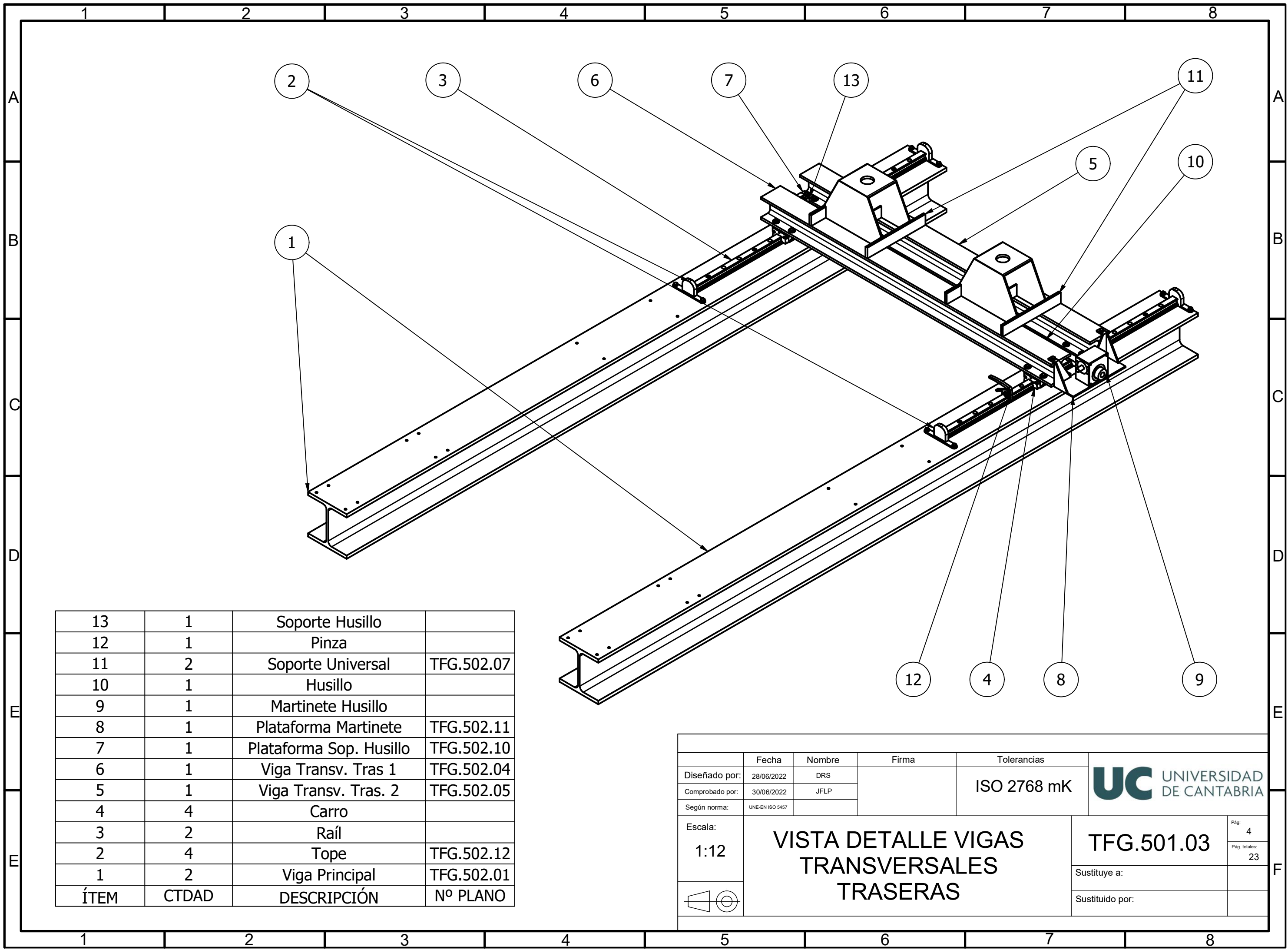
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK	
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP			
Según norma:	UNE-EN ISO 5457				

Escala: 1:12	VISTA DETALLE VIGAS TRANSVERSALES DINAMÓMETRO	TFG.501.01	Pág: 2
		Sustituye a:	Pág. totales: 23
		Sustituido por:	

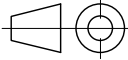


9	1	Soporte Husillo	
8	2	Soporte Universal	TFG.502.07
6	1	Husillo	
5	1	Martinete Husillo	
4	2	Viga transv. Del.	TFG.502.03
3	1	Taco Elevador 2	TFG.502.09
2	1	Taco Elevador 1	TFG.502.08
1	2	Vigas Principales	TFG.502.01
ÍTEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	Nº PLANO

	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA					
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK						
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP								
Según norma:	UNE-EN ISO 5457									
Escala:	VISTA DETALLE VIGAS TRANSVERSALES DELANTERAS				TFG.501.02					
1:12										
					Sustituye a:					
					Sustituido por:					

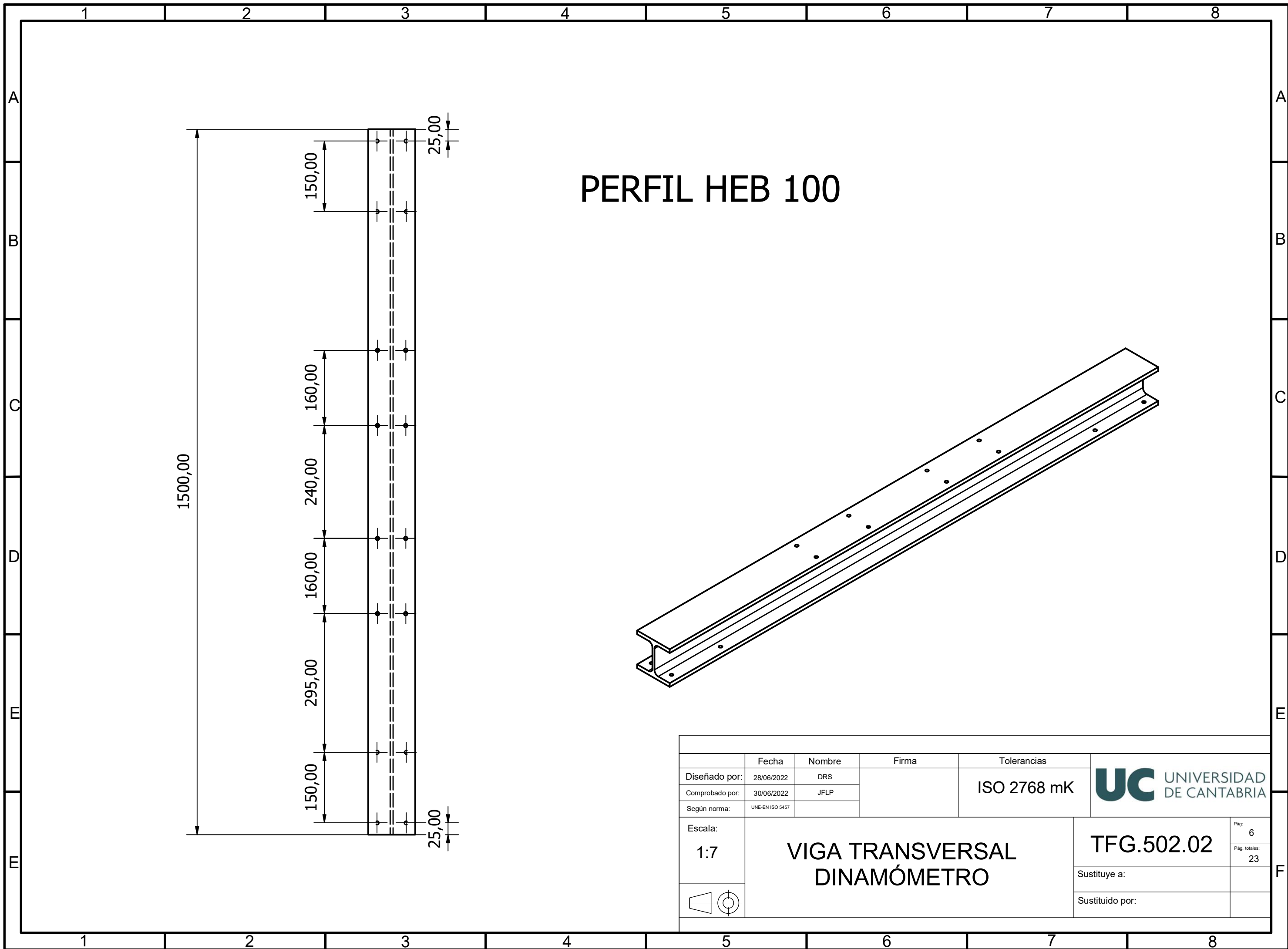


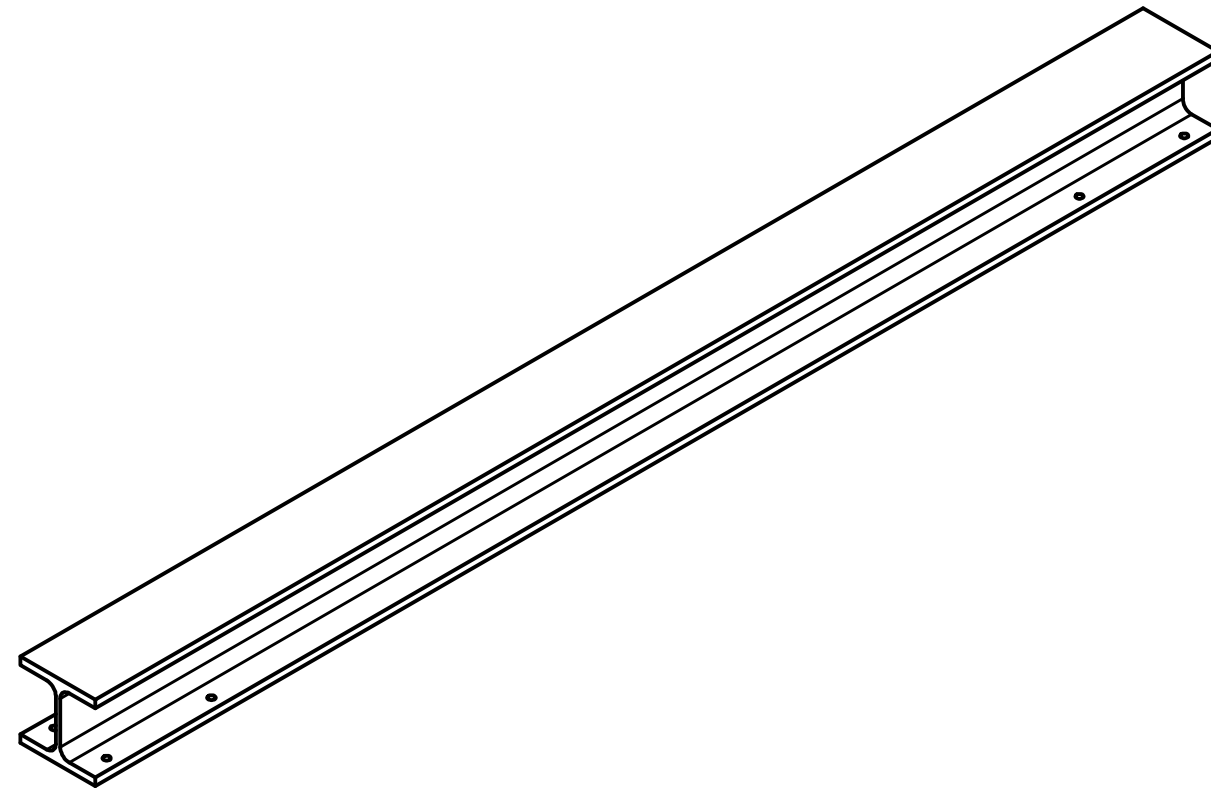
13	1	Soporte Husillo	
12	1	Pinza	
11	2	Soporte Universal	TFG.502.07
10	1	Husillo	
9	1	Martinete Husillo	
8	1	Plataforma Martinete	TFG.502.11
7	1	Plataforma Sop. Husillo	TFG.502.10
6	1	Viga Transv. Tras 1	TFG.502.04
5	1	Viga Transv. Tras. 2	TFG.502.05
4	4	Carro	
3	2	Raíl	
2	4	Tope	TFG.502.12
1	2	Viga Principal	TFG.502.01
ÍTEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	Nº PLANO

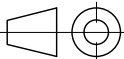
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK	
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP			
Según norma:	UNE-EN ISO 5457				
Escala:	VISTA DETALLE VIGAS TRANSVERSALES TRASERAS				TFG.501.03
1:12					
					
					Pág: 4
					Pág. totales: 23
					Sustituye a:
					Sustituido por:

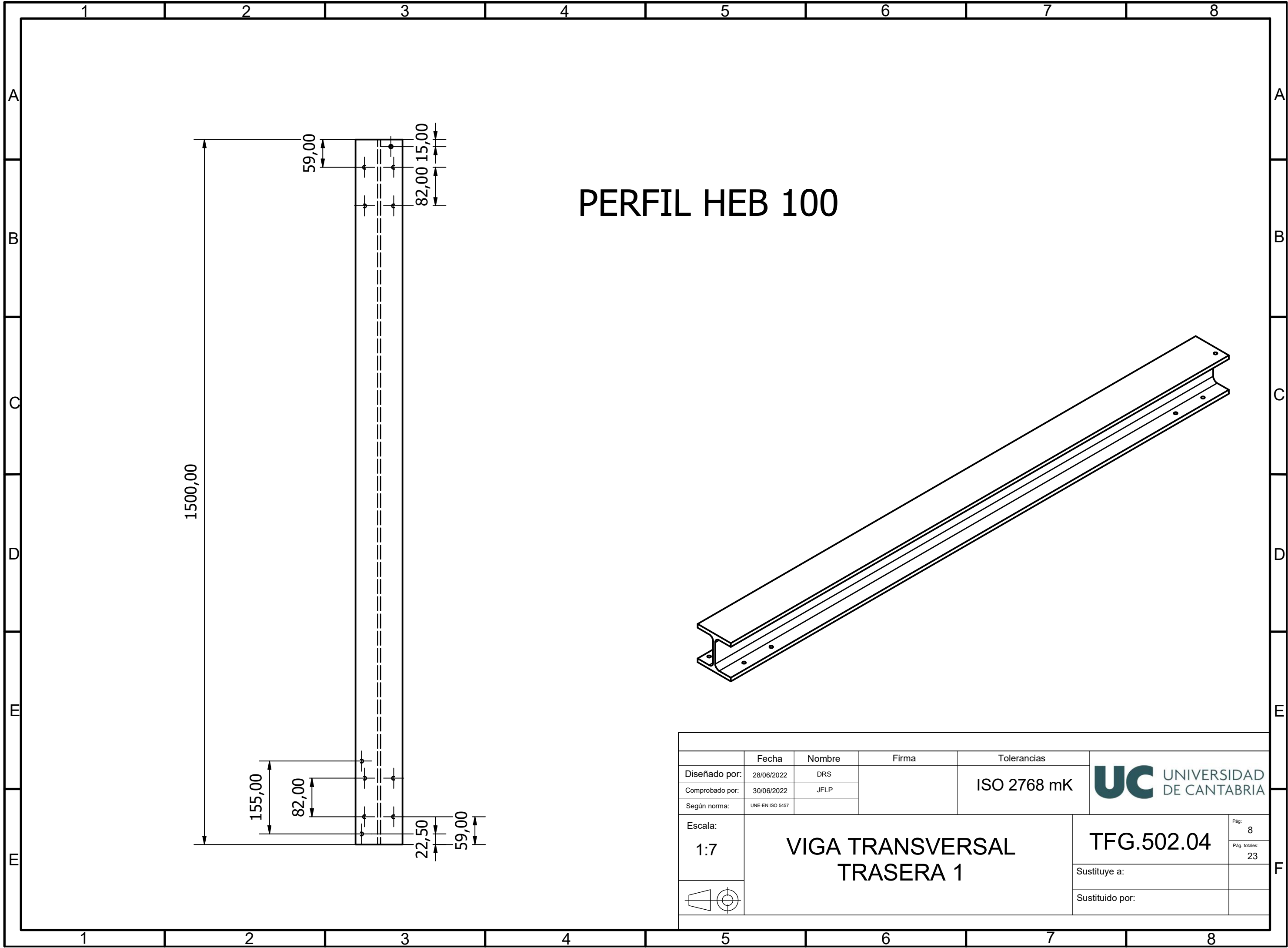
E

8

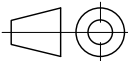


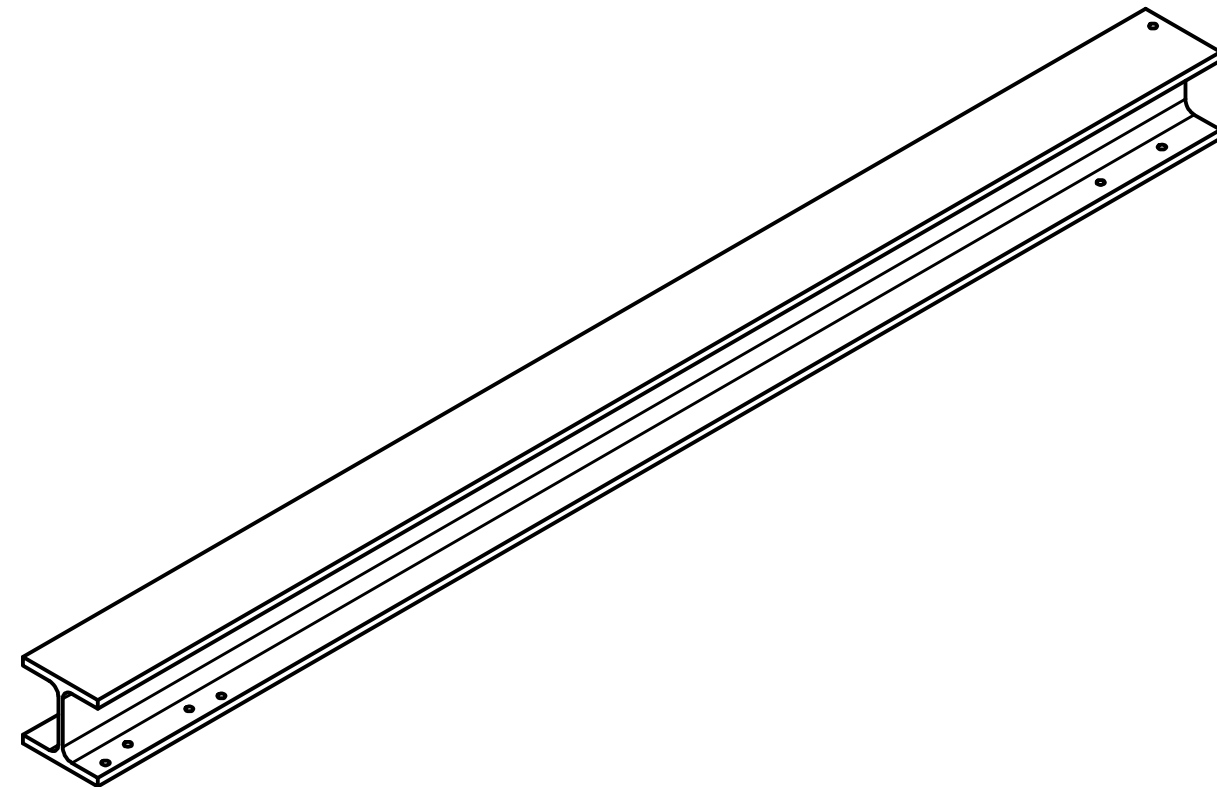


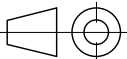
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK	
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP			
Según norma:	UNE-EN ISO 5457				
Escala: 1:7	VIGA DELANTERA			TFG.502.03	Pág: 7
				Sustituye a:	Pág. totales: 23
				Sustituido por:	

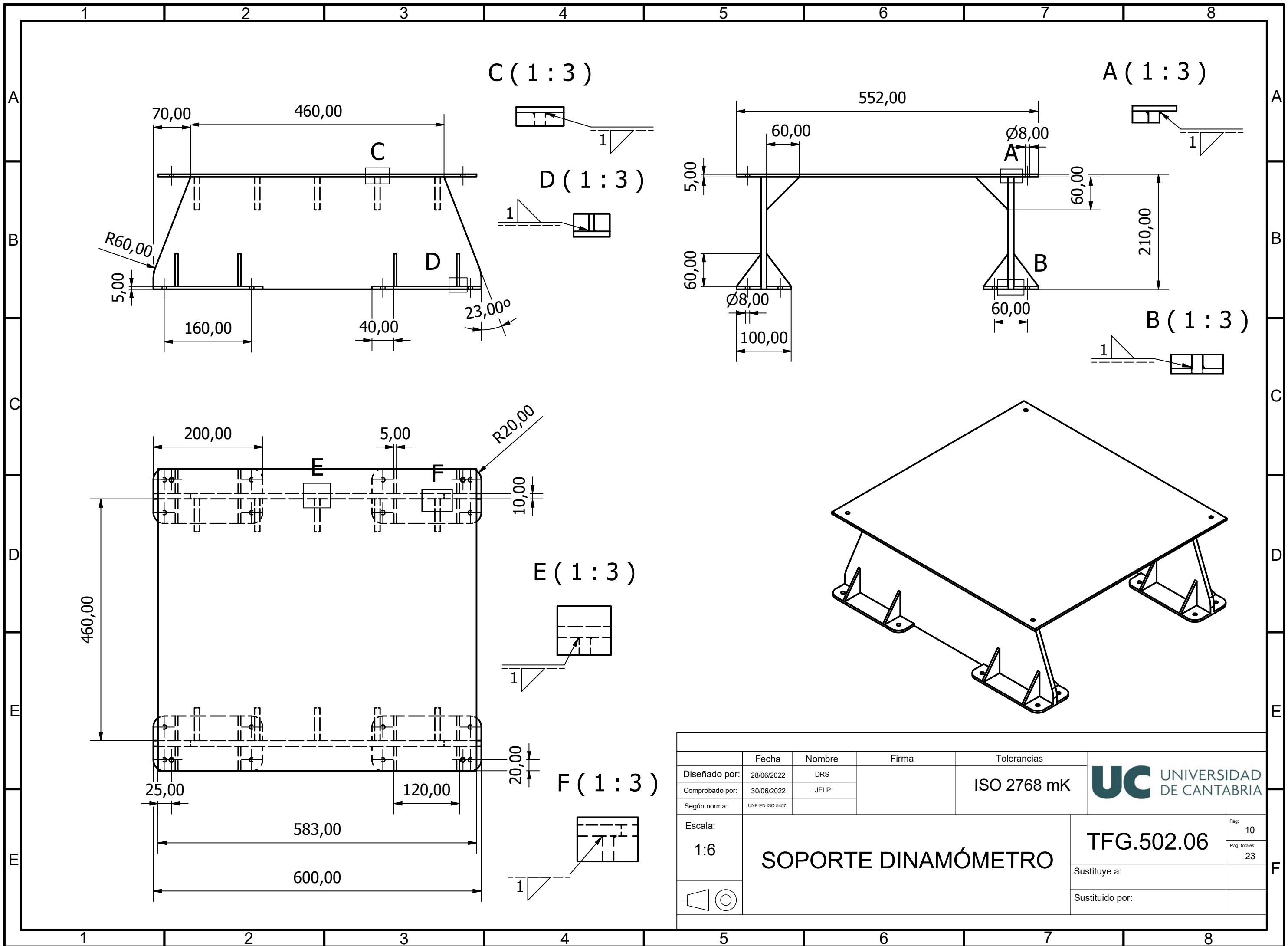


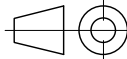
PERFIL HEB 100

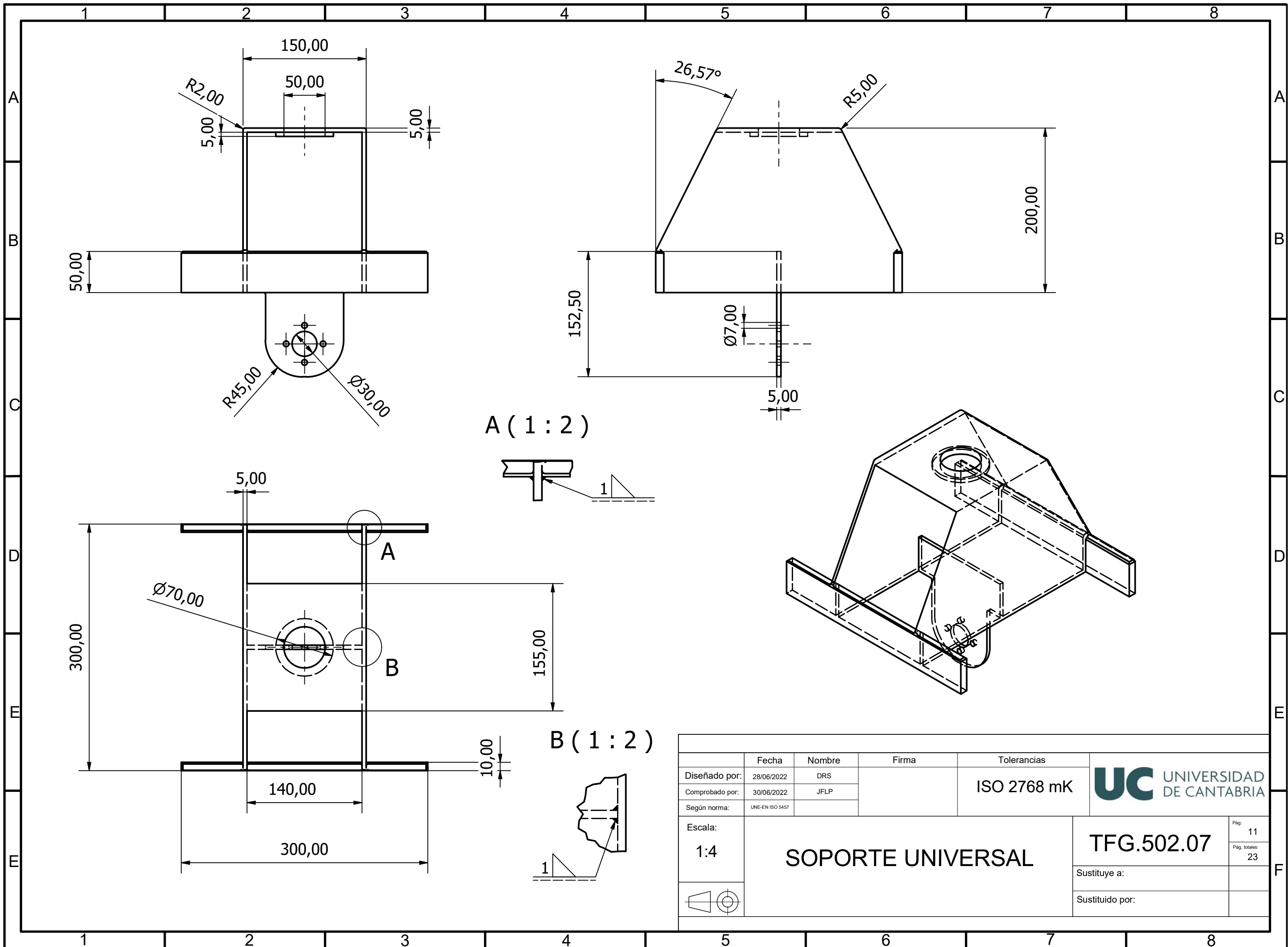
						UC UNIVERSIDAD DE CANTABRIA			
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias					
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK					
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP							
Según norma:	UNE-EN ISO 5457								
Escala:	VIGA TRANSVERSAL TRASERA 1				TFG.502.04	Pág: 8			
1:7						Pág. totales: 23			
					Sustituye a:				
					Sustituido por:				

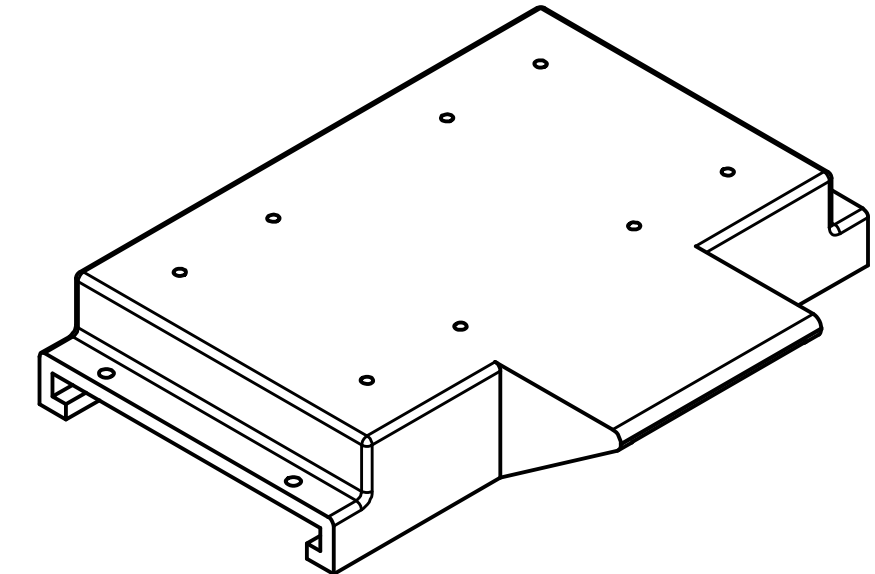
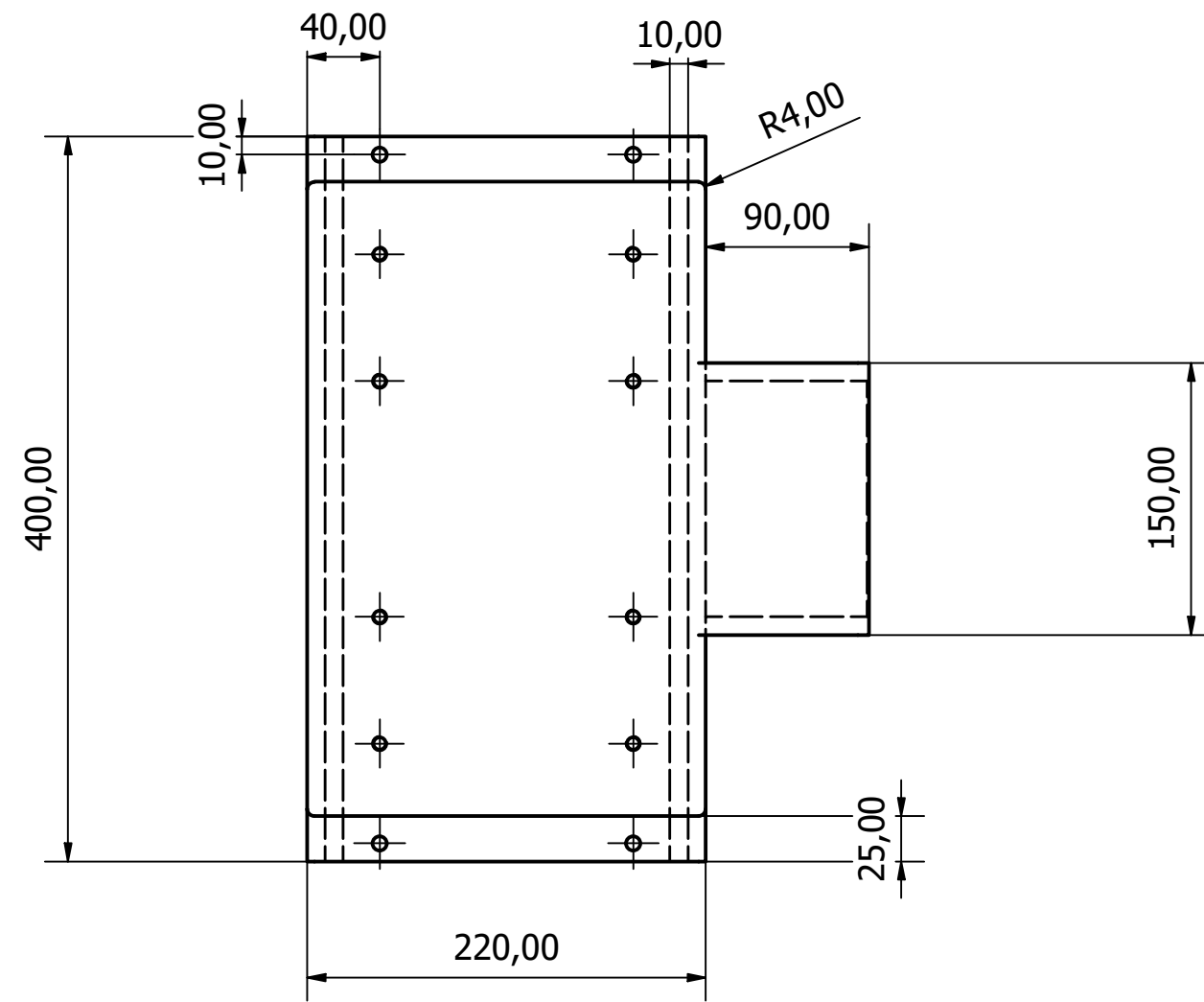
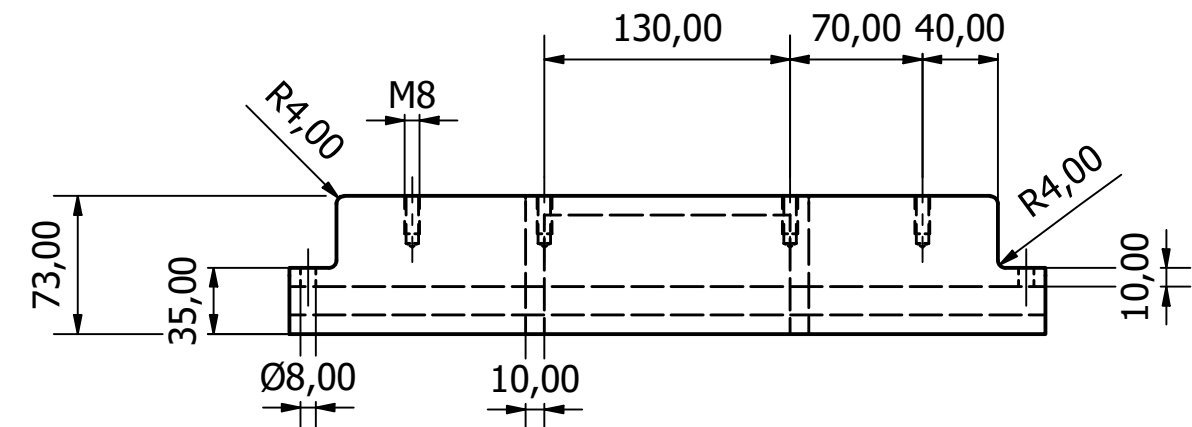
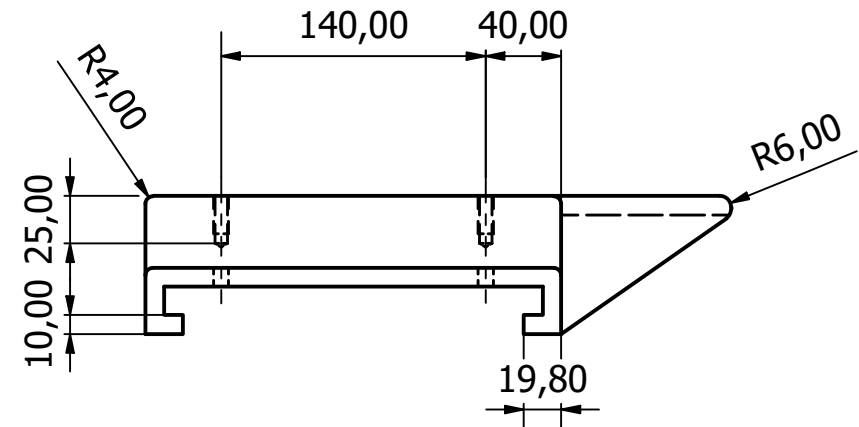


	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK	
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP			
Según norma:	UNE-EN ISO 5457				
Escala: 1:7 	VIGA TRANSVERSAL TRASERA 2			TFG.502.05	Pág: 9
				Sustituye a:	Pág. totales: 23
				Sustituido por:	



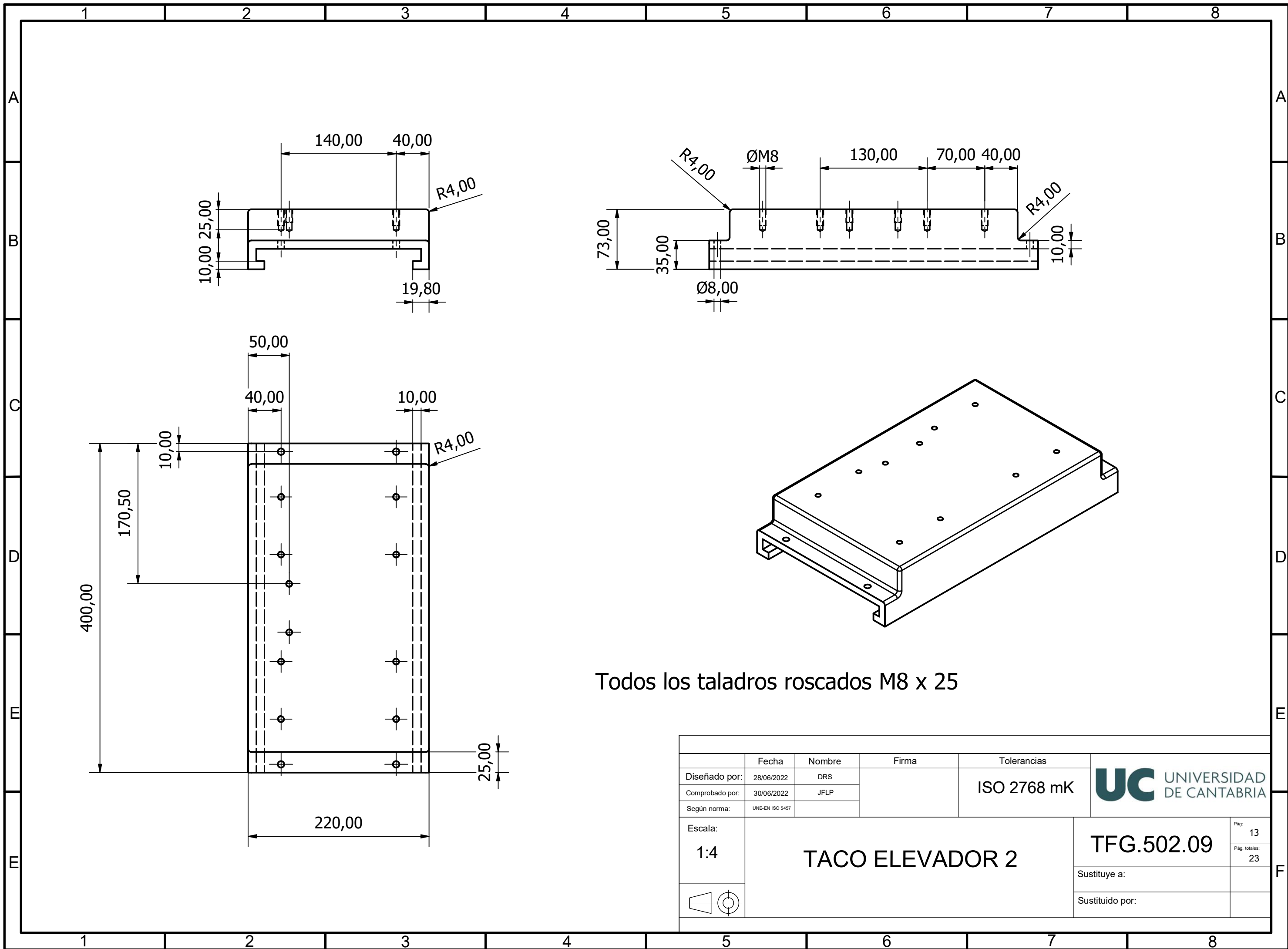
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA	
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK		
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP				
Según norma:	UNE-EN ISO 5457					
Escala:	SOPORTE DINAMÓMETRO				TFG.502.06	Pág: 10
1:6						Pág. totales: 23
					Sustituye a:	
					Sustituido por:	

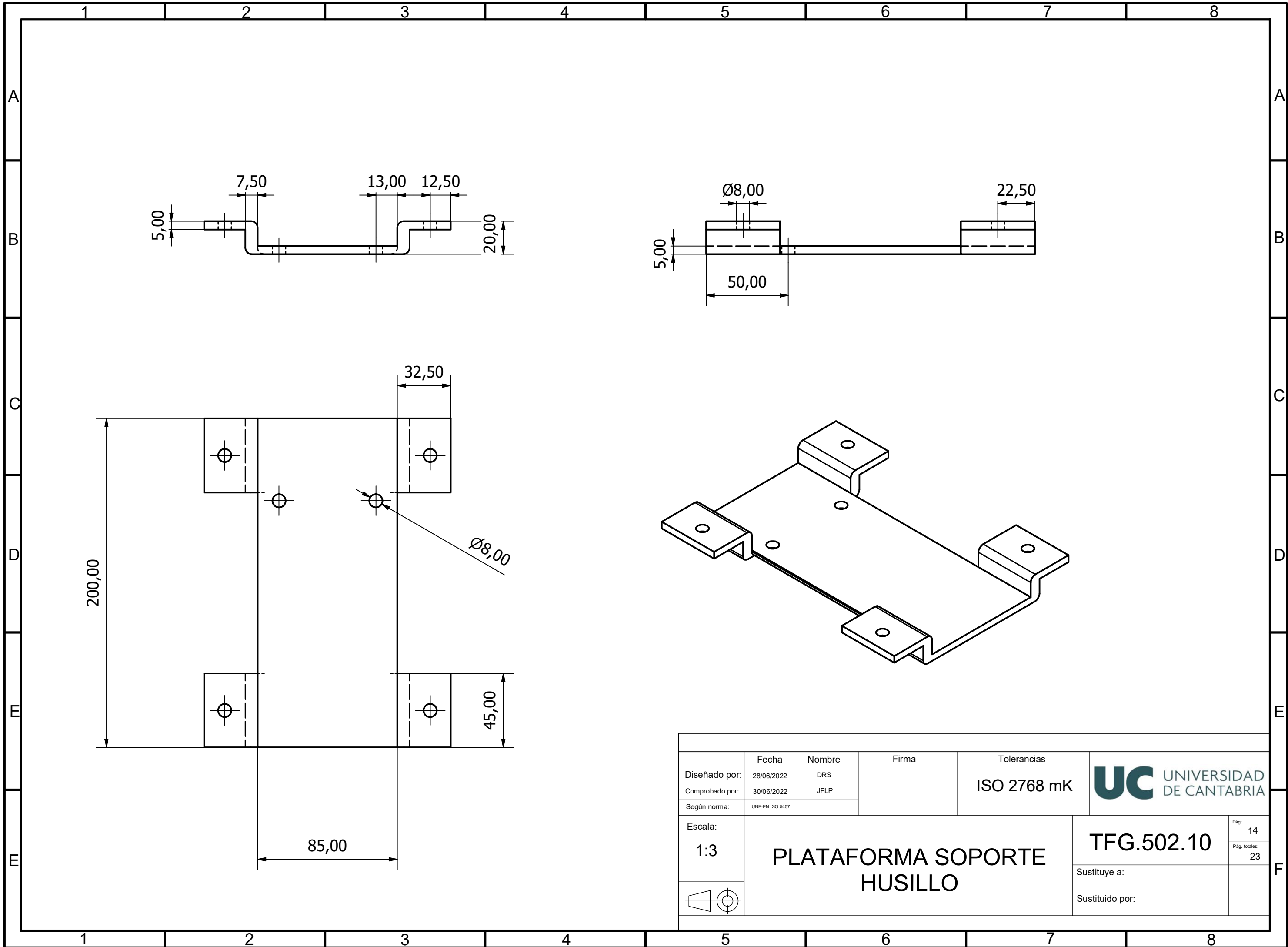


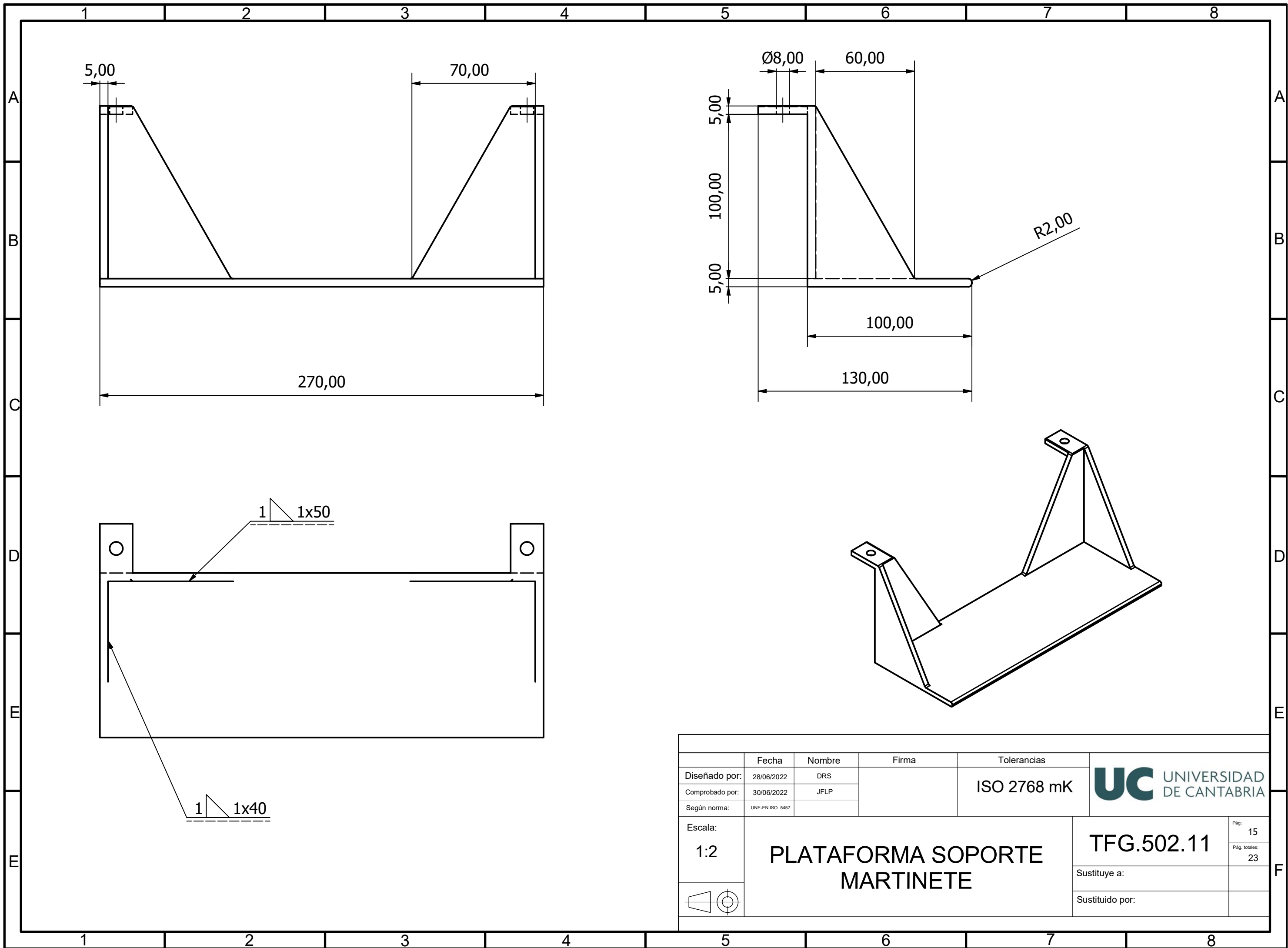


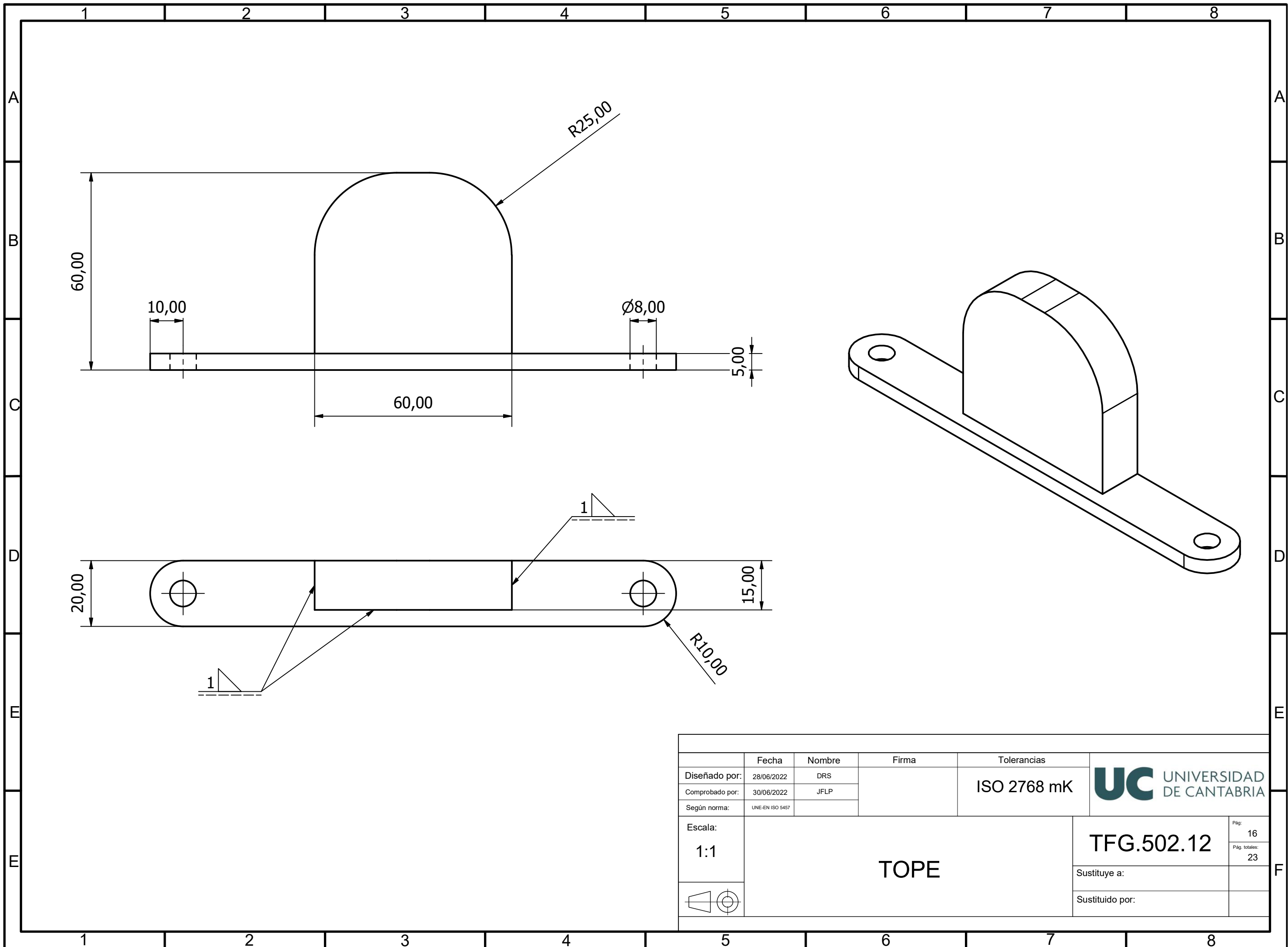
Todos los taladros roscados M8 x 25

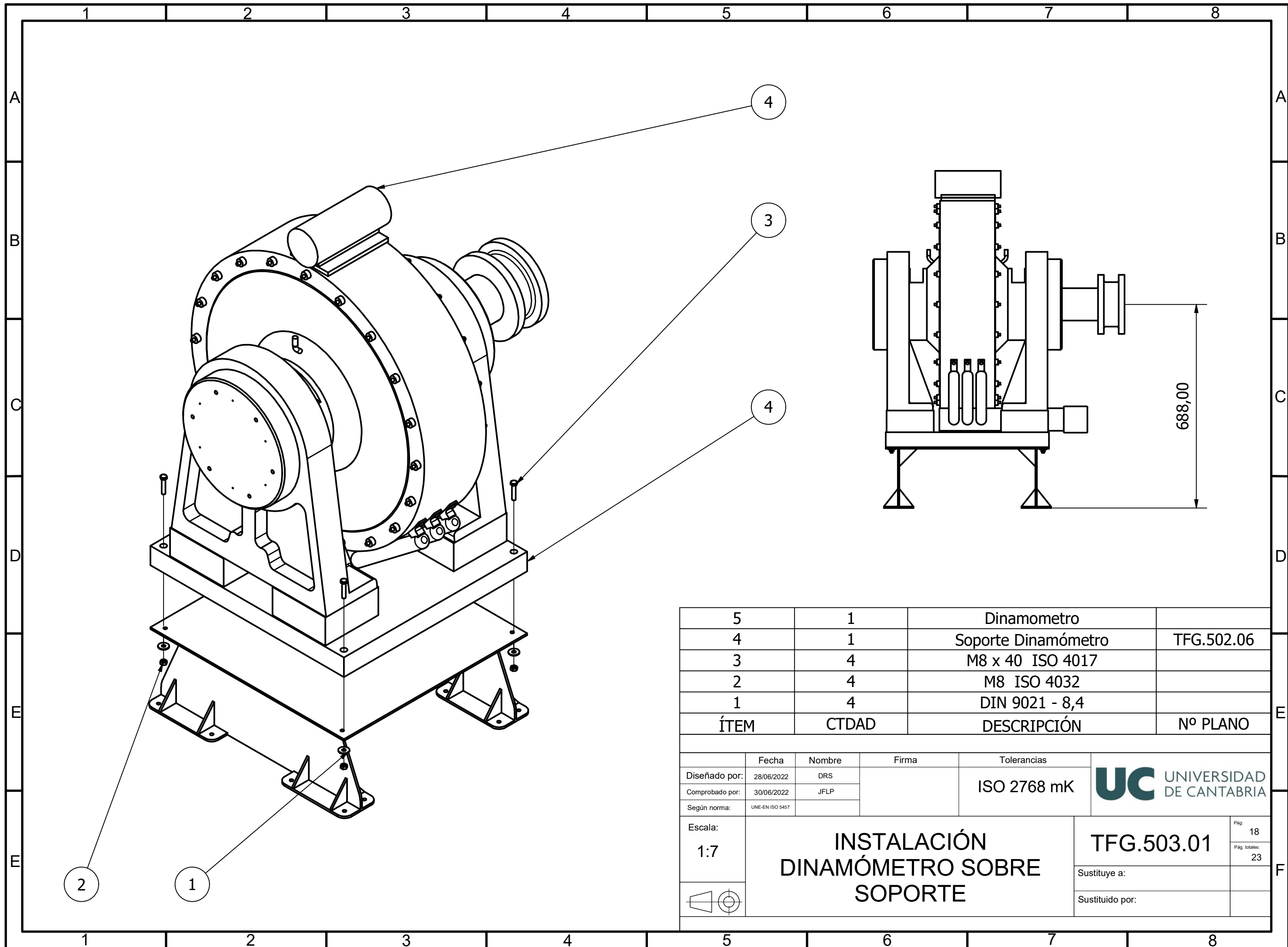
	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA						
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK							
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP									
Según norma:	UNE-EN ISO 5457										
Escala:	TACO ELEVADOR 1				TFG.502.08						
					Sustituye a:						
					Sustituido por:						
					Pág:	12					
					Pág. totales:	23					

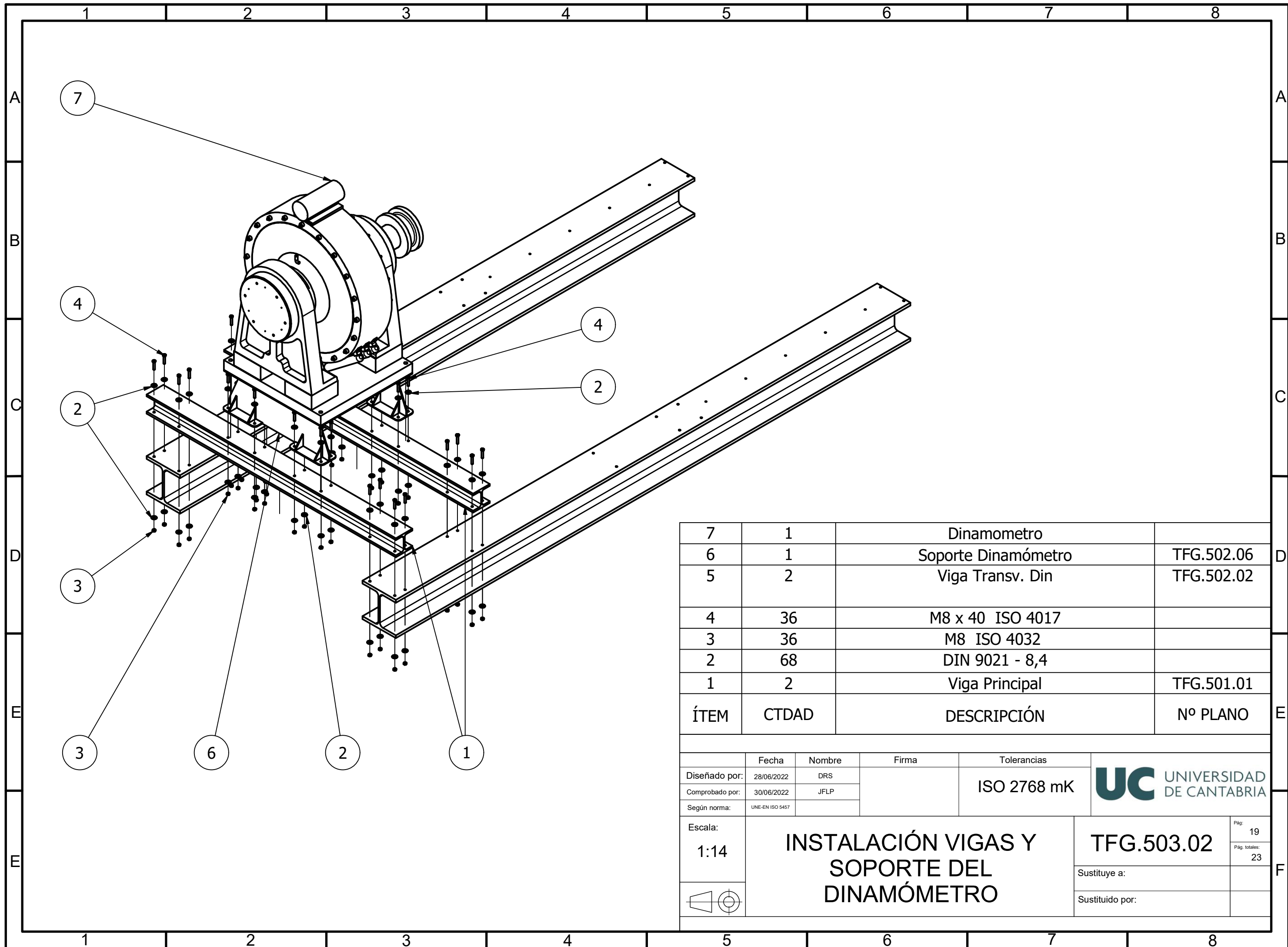






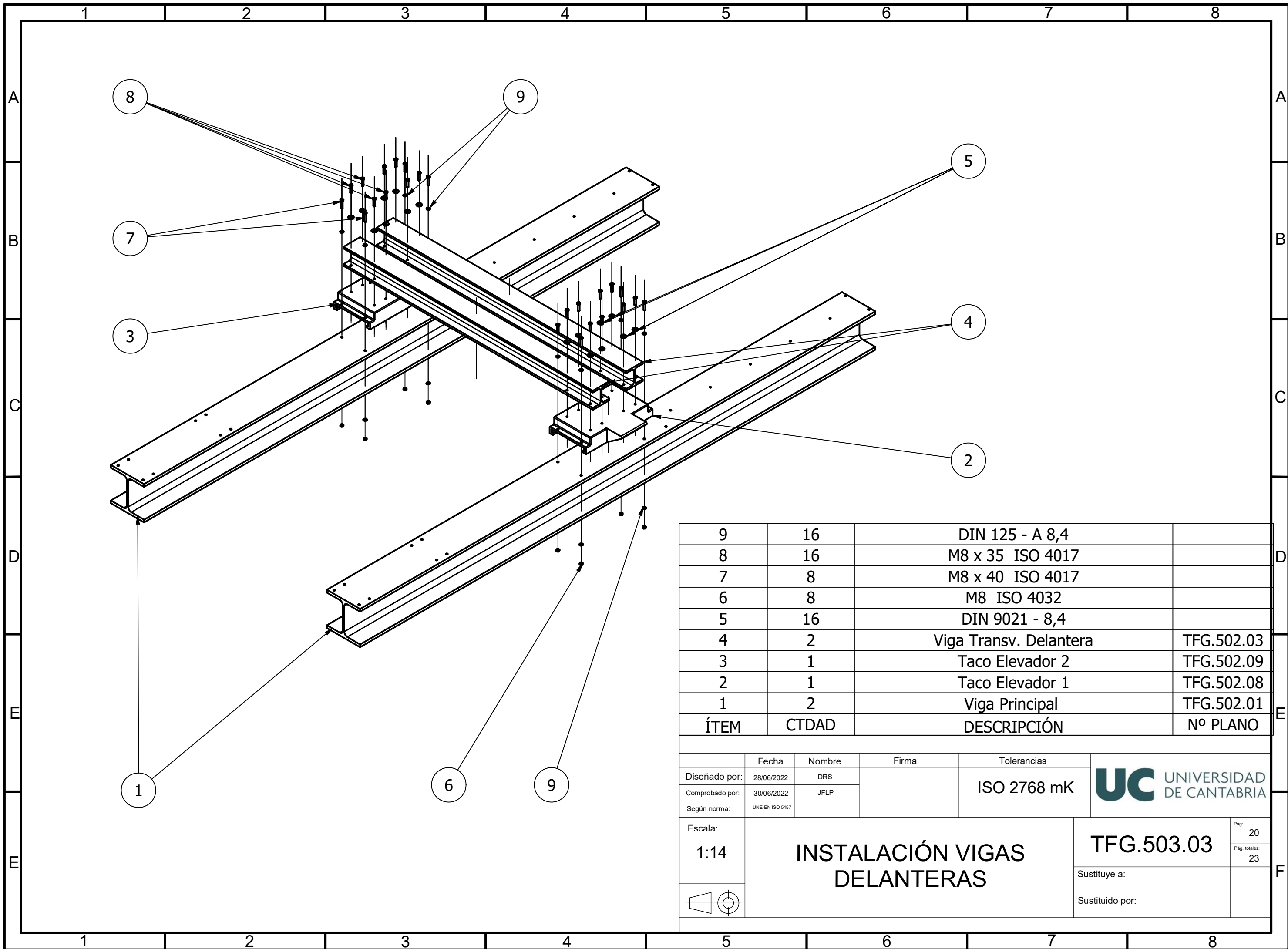




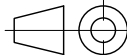


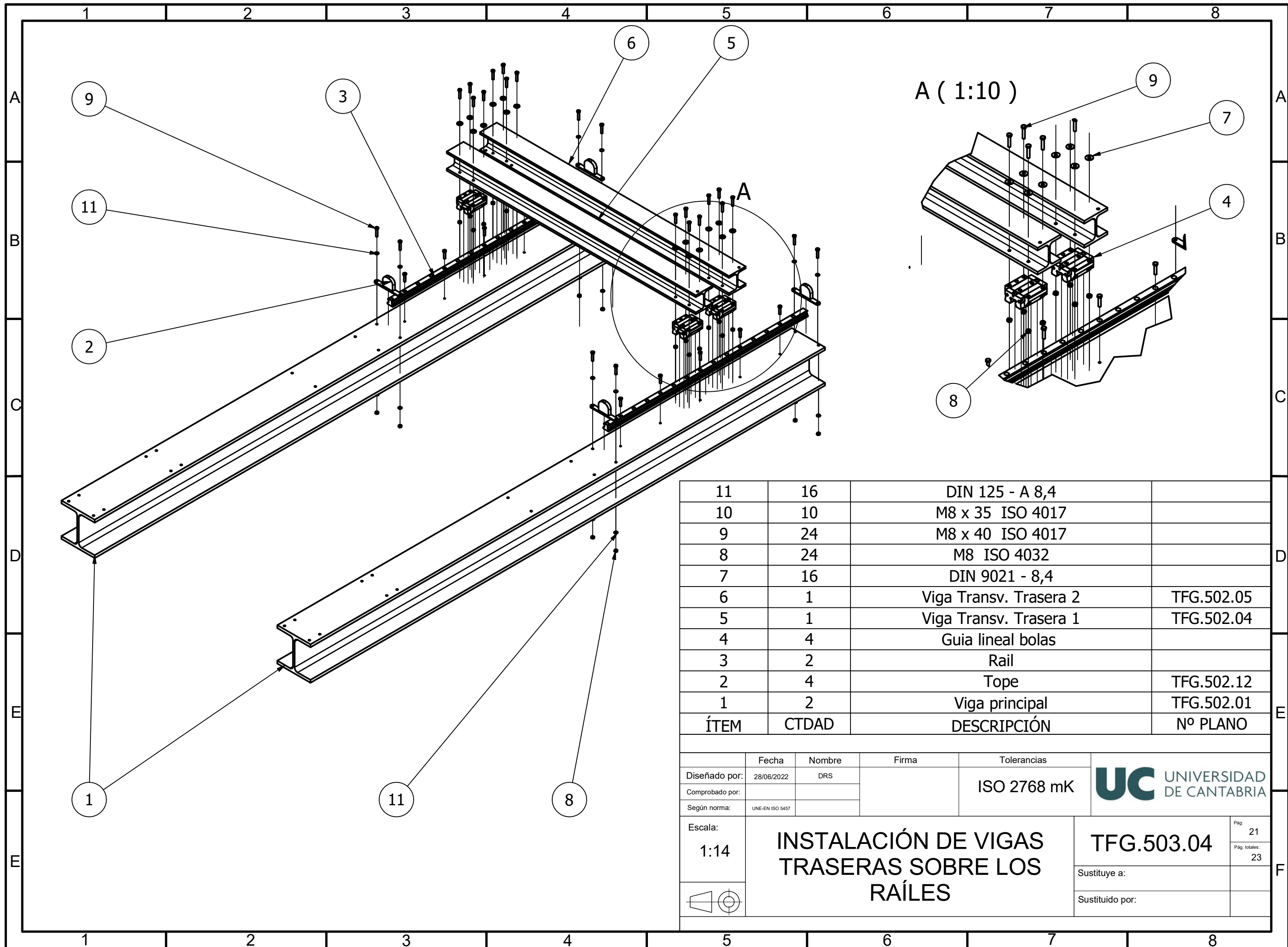
7	1	Dinamometro	
6	1	Soporte Dinamómetro	TFG.502.06
5	2	Viga Transv. Din	TFG.502.02
4	36	M8 x 40 ISO 4017	
3	36	M8 ISO 4032	
2	68	DIN 9021 - 8,4	
1	2	Viga Principal	TFG.501.01
ÍTEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	Nº PLANO

	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias						
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK						
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP								
Según norma:	UNE-EN ISO 5457									
Escala:	INSTALACIÓN VIGAS Y SOPORTE DEL DINAMÓMETRO				TFG.503.02	Pág:	19			
1:14						Pág. totales:	23			
									Sustituye a:	
									Sustituido por:	

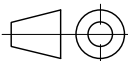


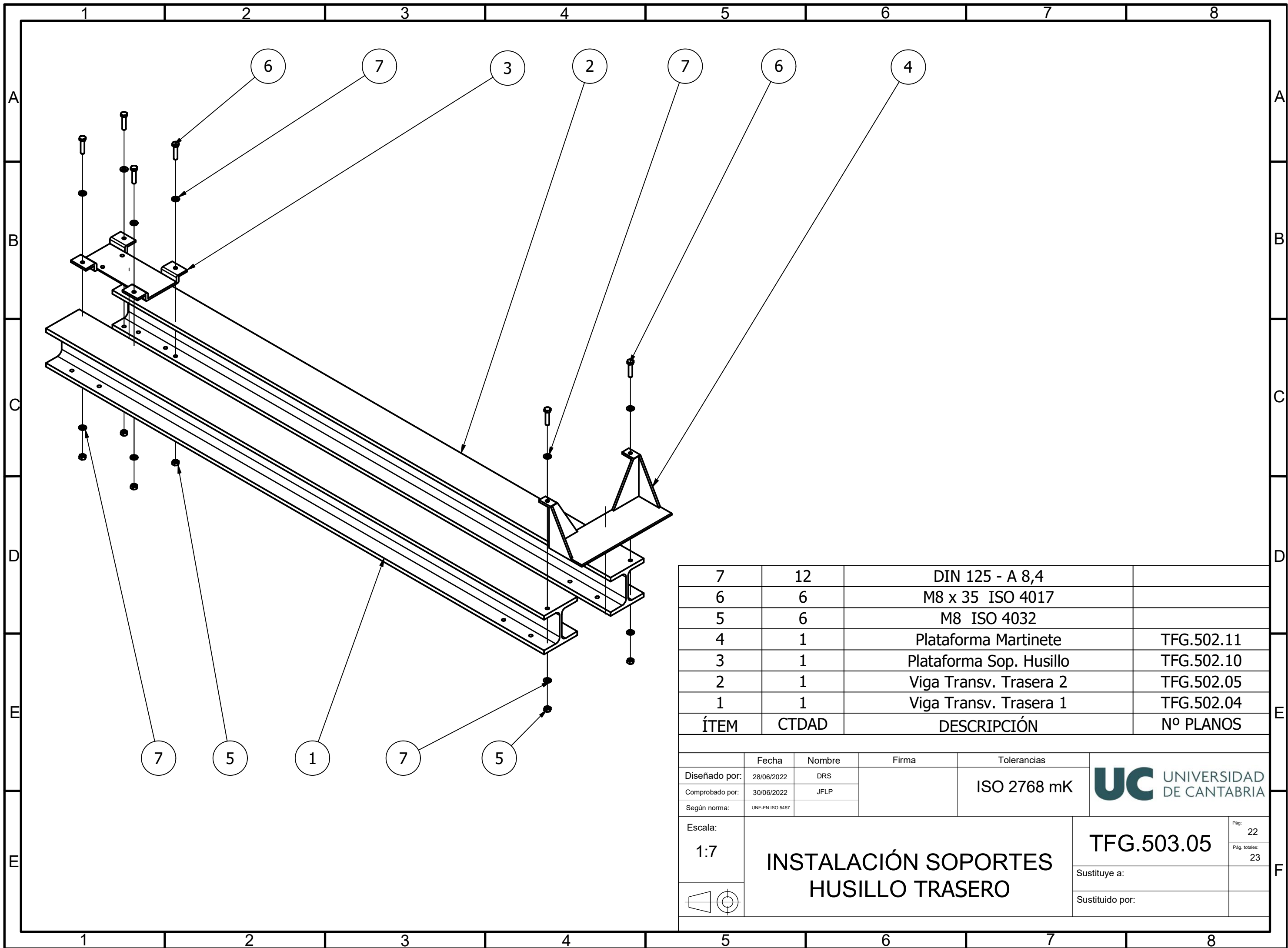
9	16	DIN 125 - A 8,4	
8	16	M8 x 35 ISO 4017	
7	8	M8 x 40 ISO 4017	
6	8	M8 ISO 4032	
5	16	DIN 9021 - 8,4	
4	2	Viga Transv. Delantera	TFG.502.03
3	1	Taco Elevador 2	TFG.502.09
2	1	Taco Elevador 1	TFG.502.08
1	2	Viga Principal	TFG.502.01
ÍTEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	Nº PLANO

	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA					
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK						
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP								
Según norma:	UNE-EN ISO 5457									
Escala:	INSTALACIÓN VIGAS DELANTERAS				TFG.503.03					
1:14					Sustituye a:					
					Sustituido por:					
					Pág: 20					
					Pág. totales: 23					



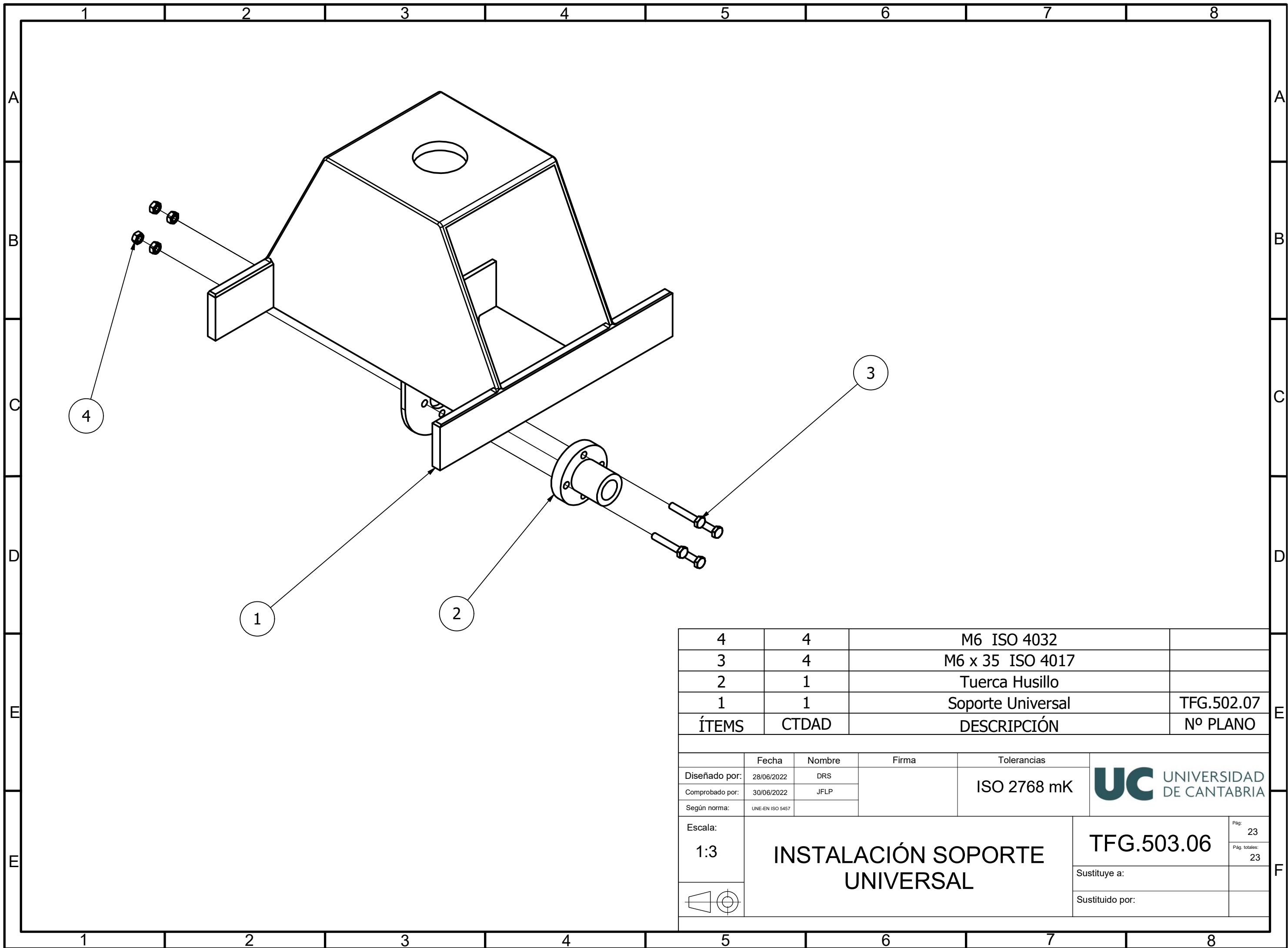
11	16	DIN 125 - A 8,4	
10	10	M8 x 35 ISO 4017	
9	24	M8 x 40 ISO 4017	
8	24	M8 ISO 4032	
7	16	DIN 9021 - 8,4	
6	1	Viga Transv. Trasera 2	TFG.502.05
5	1	Viga Transv. Trasera 1	TFG.502.04
4	4	Guia lineal bolas	
3	2	Rail	
2	4	Tope	TFG.502.12
1	2	Viga principal	TFG.502.01
ÍTEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	Nº PLANO

	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK	
Comprobado por:					
Según norma:	UNE-EN ISO 5457				
Escala:				INSTALACIÓN DE VIGAS TRASERAS SOBRE LOS RAÍLES	TFG.503.04
1:14					
				Sustituye a:	Pág: 21
				Sustituido por:	Pág. totales: 23

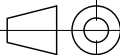


7	12	DIN 125 - A 8,4	
6	6	M8 x 35 ISO 4017	
5	6	M8 ISO 4032	
4	1	Plataforma Martinete	TFG.502.11
3	1	Plataforma Sop. Husillo	TFG.502.10
2	1	Viga Transv. Trasera 2	TFG.502.05
1	1	Viga Transv. Trasera 1	TFG.502.04
ÍTEM	CTDAD	DESCRIPCIÓN	Nº PLANOS

	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA					
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK						
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP								
Según norma:	UNE-EN ISO 5457									
Escala:	INSTALACIÓN SOPORTES HUSILLO TRASERO				TFG.503.05					
1:7					Sustituye a:					
					Sustituido por:					



4	4	M6 ISO 4032	
3	4	M6 x 35 ISO 4017	
2	1	Tuerca Husillo	
1	1	Soporte Universal	TFG.502.07
ÍTEMS	CTDAD	DESCRIPCIÓN	Nº PLANO

	Fecha	Nombre	Firma	Tolerancias	UC UNIVERSIDAD DE CANTABRIA		
Diseñado por:	28/06/2022	DRS		ISO 2768 mK			
Comprobado por:	30/06/2022	JFLP					
Según norma:	UNE-EN ISO 5457						
Escala:	INSTALACIÓN SOPORTE UNIVERSAL				TFG.503.06		Pág: 23
1:3							Pág. totales: 23
					Sustituye a:		
					Sustituido por:		

DOCUMENTO IV

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE DEL DOCUMENTO IV. PLIEGO DE CONDICIONES

1	ALCANCE.....	4
2	ESPECIFICACIONES GENERALES.....	4
3	REQUISITOS ESPECÍFICOS DE LA MÁQUINA	4
3.1	DINAMÓMETRO	4
3.2	ADAPTACIÓN AL ANCHO Y LARGO DEL MOTOR	5
3.2.1	SISTEMA DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL DE LOS APOYOS	6
3.2.2	SISTEMA DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL DE LAS VIGAS TRASERAS	7
3.3	AISLAMIENTO DE LA MÁQUINA DE VIBRACIONES	7
3.4	TRANSMISIÓN DE LOS EJES	8
3.5	CAMBIO DE LOS COMPONENTES	8
4	OPERATIVA	9
4.1	INSTALACIÓN DEL MOTOR	9
5	DOCUMENTACIÓN	10
5.1	Recepción de documentación	10
6	CRITERIOS DE ACEPTACIÓN.....	10
7	PERIODO DE GARANTÍA.....	11
8	CONDICIONES PARTICULARES DE SUBCONTRATACIÓN.....	12
8.1	PROCESO DE SUBCONTRATACIÓN	12
8.2	CONDICIONES.....	12
8.3	RESPONSABILIDAD DE SUMINISTRO	12
8.4	INSPECCIÓN	13
8.5	PENALIZACIONES.....	13
8.6	FACTURACIÓN	13
8.6.1	FORMAS DE PAGO	14

1 ALCANCE

En el presente documento se recoge la descripción de la bancada del dinamómetro hidráulico detalladamente, junto con sus límites técnicos y operativos, además de una breve explicación de su operación y de los elementos externos a la bancada necesarios para la correcta y segura realización de las pruebas.

El suministro de los materiales se realizará bajo las condiciones especificadas en este documento. Asimismo, se determinarán las condiciones de subcontratación, formas de pago y la documentación que será aportada al cliente.

2 ESPECIFICACIONES GENERALES

El dinamómetro hidráulico, objeto de este proyecto, podrá realizar pruebas en motores que cumplan con las características dispuestas en este documento, los cuales serán soportados por la bancada que se adaptará a las dimensiones de dichos motores y permita el correcto acoplamiento del eje del dinamómetro con el eje del motor.

3 REQUISITOS ESPECÍFICOS DE LA MÁQUINA

- Potencia máxima del motor a ensayar: 500 CV (368 kW).
- Peso máximo del motor a ensayar: 2000 kg.
- Par máximo del motor: 3000 Nm (2212 lb-ft).
- Velocidad máxima del motor: 4000 rpm.
- Dimensiones máximas de la base del motor: 1100x1600 mm.
- Altura del eje del motor: debe estar entre 200 mm y 600 mm respecto de la base del motor.

3.1 DINAMÓMETRO

La selección del dinamómetro es una de las partes más importantes del proyecto. Además de ser el elemento fundamental de la máquina, también es el más costoso, por lo que se deberá realizar un profundo estudio de las opciones existentes en el mercado para encontrar la mejor opción que se adapte a los requisitos establecidos.

En el presente proyecto se ha tomado como referencia el dinamómetro DX33-HS de Taylor Dynamometer (Figura 1). Este dinamómetro trabaja con una potencia máxima de hasta 760 CV,

con un par máximo de 3271 Nm y una velocidad máxima de giro de 6000 rpm, por lo que cumple todos los requisitos necesarios para la selección del dinamómetro.

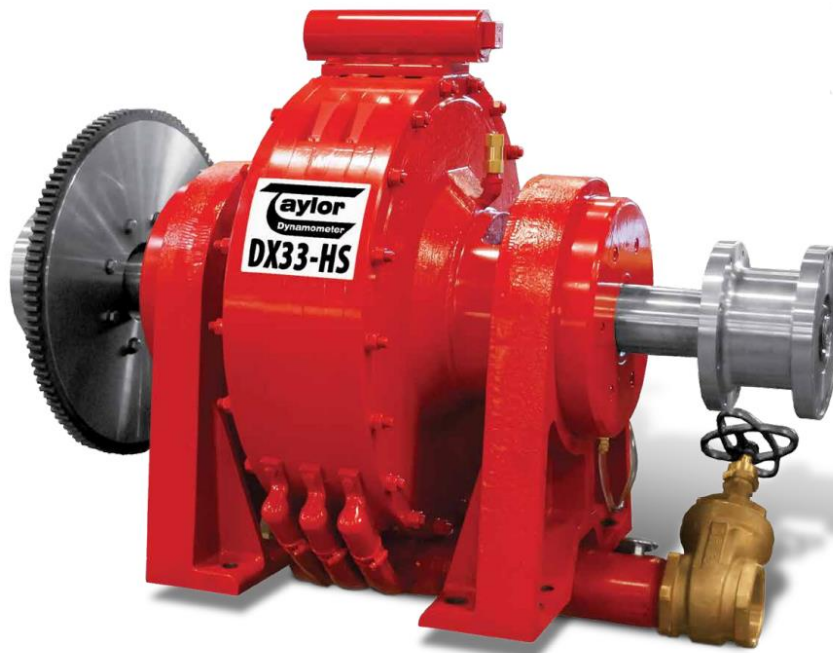


Figura 1: Dinamómetro DX33-HS de Taylor Dynamometer [11]

Del mismo modo que se ha seleccionado este dinamómetro, también se puede escoger otro que cumpla con los requisitos y efectuar unos pequeños ajustes para adaptar el soporte a las dimensiones del dinamómetro.

3.2 ADAPTACIÓN AL ANCHO Y LARGO DEL MOTOR

En la Figura 2 se muestran los rangos de distancias entre los que se podrá adaptar la bancada a los apoyos de los motores.

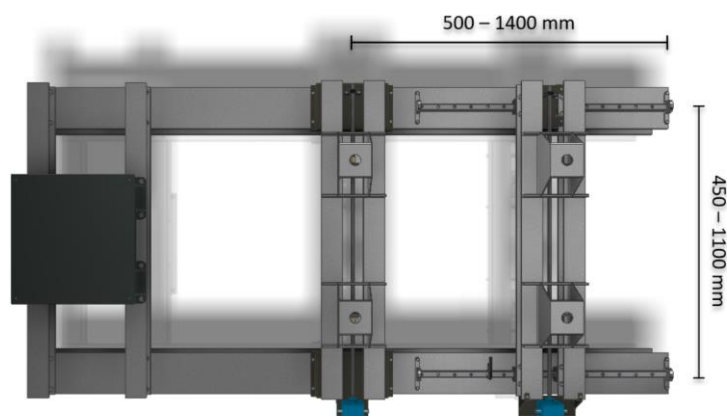


Figura 2: Rangos de adaptación de la bancada a los apoyos de los motores

3.2.1 SISTEMA DE MOVIMIENTO TRANSVERSAL DE LOS APOYOS

Para el sistema de adaptación de la bancada al ancho del motor se utilizarán husillos que puedan mover los apoyos en dirección transversal, como ya se ha explicado anteriormente.

Estos husillos deberán tener una carrera de 1500 mm y un diámetro de 20x4 mm.

Por otro lado, se tendrá que elegir un martinete para mover el husillo. Para esto se contactó con UNIMEC, una empresa especializada en este sector, y tras indicar las necesidades del proyecto, se concluyó que los martinetes de husillo trapecial modelo TPR de talla 204 serían óptimos para el proyecto.

Por lo tanto, se seleccionará el martinete indicado de UNIMEC o uno con características semejantes a este. Además, deberá tener unas dimensiones similares a este (Figura 3).

Asimismo, en caso de adquirir el martinete de UNIMEC se tendrán también las tuercas del husillo, cuyas dimensiones son las perfectas para acoplarse a los soportes universales.

Si se optase por otro martinete, se deberá buscar unas tuercas comerciales cuyos orificios coincidan con los del soporte universal o, encargar que se fabriquen con las medidas que se muestran en la Figura 3.

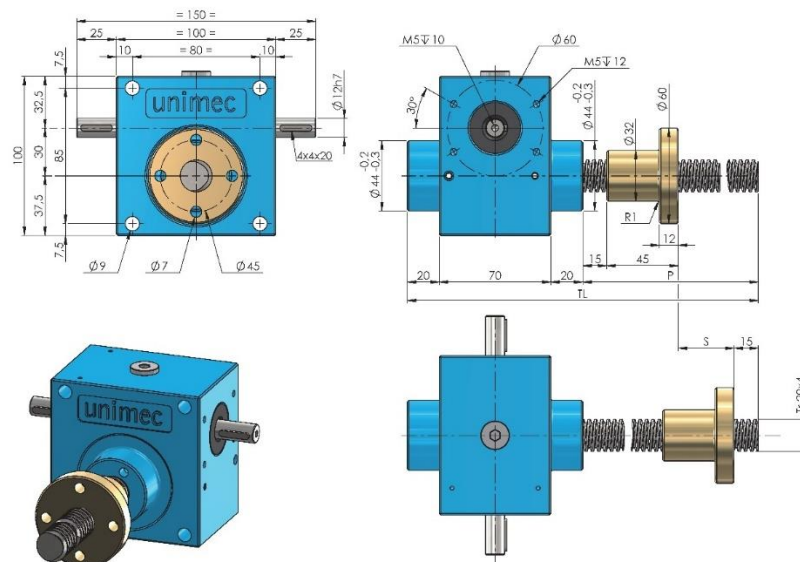


Figura 3: martinete de husillo trapecial Talla 204 Modelo TPR de UNIMEC [10]

3.2.2 SISTEMA DE MOVIMIENTO LONGITUDINAL DE LAS VIGAS TRASERAS

El transporte de las vigas traseras a lo largo de la bancada para ajustar los apoyos al largo del motor se realizará con unos raíles, montando las vigas sobre unas guías lineales de bolas que los trasladen a lo largo de estos.

Los requisitos de estos raíles y carros serán:

- Tener un recorrido de 1200 mm
- Soportar las potenciales cargas máximas indicadas anteriormente en este documento
- Dimensionalmente los carros ser compatibles con las vigas transversales

Comercialmente se pueden encontrar los conjuntos de raíles y guías lineales de bolas de Thompson Industries, Inc. En el catálogo del fabricante se muestran las características del raíl 521H35A y el carro 511H35A0, que tiene las dimensiones perfectas para adaptarlo a las vigas traseras, pudiéndose elegir la longitud del raíl y soportando el conjunto una fuerza normal de hasta 84400 N.

Por ello, se podrá seleccionar este conjunto de raíl y carro, o se deberá buscar uno con características similares.

3.3 AISLAMIENTO DE LA MÁQUINA DE VIBRACIONES

El principal requisito que deben cumplir los Silent Blocks empleados en la máquina es tener poder soportar una carga igual a 1/10 del peso total de la bancada. Si se añade al peso máximo admisible del motor, el peso del resto de los elementos, aproximadamente se tiene que el peso máximo de la bancada serán unos 3500 kg, por lo que cada Silent Block deberá soportar una carga máxima de 350 kg.

Para esta tarea se consulta con Tejasa, una empresa cántabra especializada en este tipo de soportes.

Del catálogo de Tejasa se obtiene que una opción será la de utilizar los soportes STABIFLEX, que soportan cargas de entre 10 y 1800 kg. En caso de no querer o poder utilizar estos soportes, se deberá encontrar unos similares a los propuestos, o simplemente que cumplan con las especificaciones indicadas.

3.4 TRANSMISIÓN DE LOS EJES

El eje de transmisión deberá ser comprado o encargado para ser fabricado para que cumpla los siguientes requisitos:

- Variar su longitud entre 300 y 600 mm
- Soportar un par de 3000 Nm
- Admitir un desalineamiento máximo de entre 5º y 10º
- Aguantar una velocidad máxima de 4000 rpm

3.5 CAMBIO DE LOS COMPONENTES

Los componentes indicados son los especificados por el ingeniero responsable, cualquier sustitución por otro, u otros, semejante deberá de ser aprobado expresamente por este quien podrá requerir los documentos y pruebas que sean de su interés. Los costes derivados de la sustitución tales como estudios de validación del cambio, modificación de construcción, etc. serán a cargo del proponente, propiedad o subcontratista, dando lugar a la modificación, en su caso, del plazo de entrega.

4 OPERATIVA

El equipo deberá ser acondicionado previa la realización de las pruebas de cualquier motor a sus dimensiones, para posteriormente poder ubicarlo correctamente sobre la bancada y asegurarlo para proceder a la realización de dichos ensayos.

El proceso de acoplamiento del motor deberá llevarse a cabo cuidadosamente y con precisión y especial cuidado por parte de los operarios.

4.1 INSTALACIÓN DEL MOTOR

La instalación del motor sobre la bancada, previa a la realización de cualquier prueba, ha de llevarse a cabo según lo descrito en este apartado.

Previamente a la instalación del motor sobre la bancada, se deberán de conocer sus medidas, peso y características. Se ha de verificar que cumple con los requisitos especificados previamente en este documento.

En caso de que el motor resulte apto para poder ser ensayado, se procederá a estudiar la naturaleza de sus apoyos y se tendrá que decidir si se puede acoplar sobre los apoyos estándar o será necesario desarrollar unos apoyos especiales para dicho motor.

Una vez que se conocen las dimensiones del motor y la disposición de sus apoyos, se deberá adaptar la bancada siguiendo los siguientes pasos:

- Acoplar los apoyos (estándar o personalizados) a los soportes universales.
- Ajustar estos soportes universales a las medidas de los apoyos del motor (traseros y delanteros) mediante los husillos.
- Ajustar las vigas traseras, desplazándolas sobre los raíles, a la distancia existente entre los apoyos delanteros y traseros.
- Asegurar la posición de las vigas traseras con las pinzas del raíl

Es importante, una vez adaptada la bancada y antes de proceder a colocar el motor, comprobar que las posiciones de todos los elementos son las correctas.

A continuación, el motor será introducido en el laboratorio mediante una carretilla elevadora y se llevará hasta el puesto de trabajo donde será acomodado sobre los apoyos. Para esta labor se necesitará mucha precisión y, por tanto, unos operarios experimentados.

Finalmente, se asegurará correctamente el motor en la posición y tras realizar las comprobaciones pertinentes, el motor estará preparado para realizar ensayos.

5 DOCUMENTACIÓN

Todos los planos y documentación se elaborarán en español. Los planos serán compatibles con AutoCAD y estarán suficientemente completos y detallados para poder satisfacer las necesidades del cliente.

5.1 Recepción de documentación

El cliente dispondrá de la documentación según lo especificado a continuación:

- 4 semanas después de la recepción del primer pago: se entregará un plan detallado de entrega con la información pertinente sobre:
 - Fechas de inspección
 - Fechas de embarque
 - Planificación de la producción
- 3 semanas antes del embarque, se enviarán las listas de recambios recomendados.
- 4 semanas antes del embarque, se entregará al cliente los planos de instalación del equipo:
 - Planos generales de conjunto
- Con la entrega, los planos completos de cada elemento del equipo y del montaje, plan de formación y manual del operario y documentación adicional de utilidad.
- 3 semanas después de la aceptación del producto: manuales definitivos contemplando todas las modificaciones que pudieran haber sido necesarias durante la fase de aceptación.

6 CRITERIOS DE ACEPTACIÓN

Excepto autorización expresa por escrito, el suministrador no enviará el equipo ni sus componentes hasta realizadas las pertinentes verificaciones en origen y se encuentre firmado el protocolo de Aceptación Provisional y autorización de Embarque.

7 PERIODO DE GARANTÍA

Se garantiza que todos los componentes y elementos del equipo se conformarán minuciosamente a las especificaciones expuestas en este proyecto y que, además, estarán libres de defectos en los materiales y mano de obra durante un periodo de 48 meses desde la fecha de envío.

El fabricante no se hará responsable en ningún caso de cualquier incumplimiento de la garantía a causa de:

- Uso indebido de los productos fuera de las especificaciones e instrucciones del fabricante.
- Modificación o alteración de los componentes y elementos.
- Actos u omisiones del cliente o de terceros tras la entrega.
- Cualquier daño producido por excesos más allá del uso, desgaste y falla normal.

Los elementos suministrados con el equipo que son proporcionados y manufacturados por proveedores estarán sujetos a los propios términos de garantía de dicho elemento proporcionados por el fabricante. No se proporcionará tipo alguno de garantía para estos productos, sin embargo, se proporcionará ayuda al cliente en caso de reclamación de garantía por productos de proveedores externos, además de tomar las medidas pertinentes.

8 CONDICIONES PARTICULARES DE SUBCONTRATACIÓN

En el presente apartado, se recogen los requisitos exigibles a los productos fabricados y diseñados por terceros, por necesidades de producción, especiales y/o de coste, que se integran en el proyecto.

8.1 PROCESO DE SUBCONTRATACIÓN

El departamento de compras será el responsable de la subcontratación de operarios o empresas, previamente homologados por el departamento técnico.

El departamento de compras, una vez detectada la necesidad de subcontratación, propondrá al departamento técnico los candidatos a proveedores, con los que se ha contactado y negociado. El departamento técnico se encargará de seleccionar el proveedor más idóneo según criterios económicos y técnicos, y en caso de haber diferentes proveedores, fijarán un orden de preferencia. De igual forma, este departamento deberá nombrar a un responsable de la subcontratación encargado del contacto técnico e inspección de la subcontrata.

8.2 CONDICIONES

Todas las especificaciones expresadas tanto en los documentos como en los planos del presente proyecto, deberán ser cumplidas rigurosamente por los materiales suministrados por parte de los proveedores, además de cumplir con las exigencias de calidad de las normas bajo las que está vigente este proyecto.

Aquellos materiales que no cumpla con los requerimientos exigidos tendrán que ser reemplazados por parte del proveedor, sin suponer ningún coste adicional ni penalización en los plazos de suministro.

8.3 RESPONSABILIDAD DE SUMINISTRO

El suministro deberá de ser llevado a cabo por parte del proveedor en el plazo establecido por el departamento de compras después de emitirse el pedido oficialmente.

Las posibles impedimentos que puedan surgir debido a falta de stock, modificaciones en el diseño o imposibilidad de cumplir el plazo establecido, deberán ser comunicadas, de forma inmediata y por escrito, tan pronto como sea conocido, al responsable de la subcontratación del departamento técnico, que se encargará de evaluar según su criterio y comunicará su decisión, por escrito, al respectivo proveedor y al departamento de compras por si fuera necesario modificar los documentos originales y/o condiciones contractuales.

El proveedor suministrará el albarán, junto con las propiedades de los materiales suministrados propiamente documentadas, de manera que se acredite que se cumple con las propiedades exigidas en el pedido.

La garantía de los productos suministrados por el proveedor abarcará el periodo de tiempo entre la emisión del pedido hasta la entrega del último lote.

8.4 INSPECCIÓN

Las dependencias del subcontratista podrán ser visitadas por el responsable de la subcontratación, previa comunicación y acuerdo de fechas, con motivo de realizar las labores de inspección y aceptación de las piezas, o modificaciones si se da el caso, del suministro.

El subcontratista tendrá la responsabilidad de facilitar al responsable de la inspección, de los medios de metrología, debidamente homologados por una compañía acreditada, así como los medios de elevación, humanos, etc., que fuesen necesarios para un correcto desempeño de la labor del inspector.

8.5 PENALIZACIONES

Si se produjeran daños y/o perjuicios ocasionados por el efecto directo de la falta de calidad de los materiales suministrados, habiéndose hecho buen uso de ellos, el subcontratista deberá responder, frente a la empresa y terceros, de todos ellos.

El plazo de entrega del producto no será prorrogable, salvo en los casos señalados en el apartado “Responsabilidad del suministro”. Cualquier otro motivo fuera de esos casos, se considerará un incumplimiento y se deberán aplicar las penalizaciones correspondientes incluidas en el contrato de suministro.

8.6 FACTURACIÓN

Las facturas deberán ser remitidas en papel, debidamente selladas y firmadas, junto a una copia de esta, además del albarán de entrega, debidamente firmado.

En caso que, previo acuerdo, se optase por el formato digital, las facturas serán enviadas por el medio acordado previamente con el departamento de administración, teniendo el remitente que cumplir las siguientes condiciones:

- Se respetará el formato español de factura electrónica
- Se ha de garantizar la autenticidad del origen (identidad) y la integridad de las facturas a través de la firma electrónica, generada con los certificados electrónicos admitidos.

- Se conservarán las facturas digitalmente, así como fueron enviadas, incluyendo la firma electrónica de las mismas.

Se respetarán las normas reflejadas en las órdenes: EHA-962/2007 sobre la facturación electrónica, y orden PRE-2971/2007 sobre la expedición de facturas cuando el destinatario es la Administración General del Estado.

8.6.1 FORMAS DE PAGO

Tras la aprobación del responsable asignado, se procederá al abono, mediante transferencia bancaria, en un plazo máximo de 60 días, incluyendo el proceso de aceptación, el de tramitación, de contabilización y de pago.

DOCUMENTO V

MEDICIONES

ÍNDICE DEL DOCUMENTO V. MEDICIONES

1	VIGAS.....	4
2	CHAPAS.....	4
3	COMERCIALES.....	5
4	TORNILLERÍA.....	5

1 VIGAS

En la Tabla 1 se detallan todas las vigas que integran la máquina.

Tabla 1: Mediciones de las vigas utilizadas en el diseño

VIGAS						
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD (m)	MATERIAL	PESO (kg/viga)	PESO TOTAL (kg)
1.1	HEB 200	2	3,1	S275JR	190,06	380,12
1.2	HEB 100	6	1,5	S275JR	30,6	183,6

2 CHAPAS

En la Tabla 2, se muestra el coste de las chapas utilizadas para la fabricación de los diferentes elementos.

Tabla 2: Mediciones de las chapas utilizadas en el diseño

CHAPAS						
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	ESPESOR (mm)	MATERIAL	PESO (kg/chapa)	PESO TOTAL (kg)
2.1	Chapa 600 x 200	2	5	S275 JR	4,8	9,6
2.2	Placa 600 x 600	1	5	S275 JR	14,4	14,4
2.3	Cartela 60x60x5	26	5	S275 JR	0,1	2,6
2.4	Pletina 100x200	4	5	S275 JR	0,8	3,2
2.5	Chapa 300x200	8	5	S275 JR	2,4	19,2
2.6	Chapa 150x150	4	5	S275 JR	0,9	3,6
2.7	Pletina 300x50	8	10	S275 JR	1,2	9,6
2.8	Pletina 140x50	4	5	S275 JR	0,3	1,2
2.9	Pletina 110x100	4	5	S275 JR	0,4	1,6
2.10	Chapa 270x100	1	5	S275 JR	1,1	1,1
2.11	Cartela 110x70	4	5	S275 JR	0,3	1,2
2.12	Pletina 40x20	2	5	S275 JR	0,1	0,2
2.13	Chapa 200x85	1	5	S275 JR	0,7	0,7
2.14	Pletina 50x45	4	7,5	S275 JR	0,15	0,6
2.15	Chapa 60x60	4	15	S275 JR	0,4	1,6
2.16	Pletina 150x20	4	5	S275 JR	0,1	0,4

3 COMERCIALES

En la Tabla 3 se muestran los productos comerciales elegidos por catálogo y comprados a distintos fabricantes.

Tabla 3: Medidas de los productos comprados

COMERCIALES				
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PESO (kg)	PESO TOTAL (kg)
3.1	Dinamómetro DX33-HS	1	747,52	747,52
3.2	Raíl Thompson	2	6,48	12,96
3.3	Guía bolas Thompson	4	1,80	7,20
3.4	Conjunto Martinete-Husillo-Tuercas Unimec	2	9,50	19,00
3.5	Silent Block STABIFLEX	10	2,30	23,00
3.6	Eje de Transmisión	1	68,04	68,04
3.7	Pinzas	4	0,36	1,44
3.8	Tacos elevadores (POM)	2	6,07	12,14

4 TORNILLERÍA

En la Tabla 4 se detallan los componentes de las uniones atornilladas utilizados para el montaje del equipo.

Tabla 4: Mediciones de la tornillería utilizada

TORNILLERÍA					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg/ud.)	PESO TOTAL (kg)
4.1	M8 x 40 DIN 933 (ISO 4017)	72	S275 JR	0,0187	1,35
4.2	M8 x 35 DIN 933 (ISO 4017)	32	S275 JR	0,0171	0,55
4.3	M6 x 35 DIN 933 (ISO 4017)	16	S275 JR	0,00837	0,13
4.4	M8 DIN 9021	102	S275 JR	0,00684	0,70
4.5	M8 DIN 125 -A	44	S275 JR	0,00214	0,09
4.6	M8 DIN 934 (ISO 4032)	68	S275 JR	0,00520	0,36
4.7	M6 DIN 934 (ISO 4032)	16	S275 JR	0,00250	0,04

DOCUMENTO VI

PRESUPUESTO

ÍNDICE DEL DOCUMENTO VI. PRESUPUESTO

1	COSTE DE LOS MATERIALES	4
1.1	VIGAS.....	4
1.2	CHAPAS.....	4
1.3	COMERCIALES.....	5
1.4	TORNILLERÍA.....	5
2	PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	6
3	PRESUPUESTO DE MANO DE OBRA.....	6
4	PRESUPUESTO FINAL.....	7

1 COSTE DE LOS MATERIALES

En este documento se detallan los costes de todos los elementos enumerados en el “Documento V: Mediciones”.

1.1 VIGAS

En la Tabla 1 se muestran los costes de las vigas.

Tabla 1: Costes de las vigas

VIGAS								
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD (m)	MATERIAL	PESO (kg/viga)	PESO TOTAL (kg)	COSTE €/UD	COSTE TOTAL (€)
1.1	HEB 200	2	3,1	S275JR	190,06	380,12	300,3	600,6
1.2	HEB 100	6	1,5	S275JR	30,6	183,6	48,35	290,09
								TOTAL = 890,69 €

1.2 CHAPAS

En la Tabla 2 se detallan los costes de las chapas empleadas para la fabricación de los elementos.

Tabla 2: Costes de las chapas

CHAPAS						
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	ESPESOR (mm)	PESO (kg/chapa)	COSTE €/UD	COSTE TOTAL (€)
2.1	Chapa 600 x 200	2	5	4,8	9,4	18,81
2.2	Placa 600 x 600	1	5	14,4	28,08	28,08
2.3	Cartela 60x60x5	26	5	0,1	0,2	5,07
2.4	Pletina 100x200	4	5	0,8	1,56	6,24
2.5	Chapa 300x200	8	5	2,4	4,68	37,44
2.6	Chapa 150x150	4	5	0,9	1,76	7,04
2.7	Pletina 300x50	8	10	1,2	2,34	18,72
2.8	Pletina 140x50	4	5	0,3	0,59	0,18
2.9	Pletina 110x100	4	5	0,4	0,78	3,12
2.10	Chapa 270x100	1	5	1,1	2,15	2,15
2.11	Cartela 110x70	4	5	0,3	0,59	2,36
2.12	Pletina 40x20	2	5	0,1	0,195	0,39
2.13	Chapa 200x85	1	5	0,7	1,37	1,37
2.14	Pletina 50x45	4	7,5	0,15	0,293	1,17
2.15	Chapa 60x60	4	15	0,4	0,78	3,12
2.16	Pletina 150x20	4	5	0,1	0,195	0,78
						TOTAL = 136,04€

1.3 COMERCIALES

En la Tabla 3 se muestran los costes de los productos comprados a los diferentes fabricantes.

Tabla 3: Precios de los elementos comerciales

COMERCIALES					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PESO (kg)	COSTE €/UD	COSTE (€)
3.1	Dinamómetro DX33-HS	1	747,52	33499,55	33499,55
3.2	Raíl Thompson	2	6,48	436,80	873,60
3.3	Guía bolas Thompson	4	1,80	181,19	725,76
3.4	Conjunto Martinete-Husillo-Tuercas Unimec	2	9,50	470,67	941,34
3.5	Silent Block STABIFLEX	10	2,30	163,38	1633,8
3.6	Eje de Transmisión	1	68,04	1917,36	1917,39
3.7	Pinzas	4	0,36	16,56	66,24
3.9	Tacos elevadores (POM)	2	6,07	16,76	33,52
TOTAL = 39.691,20 €					

1.4 TORNILLERÍA

En la tabla 4 se muestran los costes derivados de la tornillería utilizada en las uniones de la máquina.

Tabla 4: Costes de la tornillería

TORNILLERÍA							
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg/ud.)	PESO TOTAL (kg)	COSTE €/UD	COSTE (€)
4.1	DIN 933 (ISO 4017) – M8 x 40	72	S275 JR	0,0187	1,35	0,1516	10,92
4.2	DIN 933 (ISO 4017) – M8 x 35	32	S275 JR	0,0171	0,55	0,1332	4,26
4.3	DIN 933 (ISO 4017) – M6 x 35	16	S275 JR	0,00837	0,13	0,0800	1,28
4.4	DIN 9021 – M8	102	S275 JR	0,00684	0,70	0,0560	5,72
4.5	DIN 125 -A M8	44	S275 JR	0,00214	0,09	0,0200	0,88
4.6	DIN 934 (ISO 4032) – M8	68	S275 JR	0,00520	0,36	0,0434	2,96
4.7	DIN 934 (ISO 4032) – M6	16	S275 JR	0,00250	0,04	0,0182	0,30
TOTAL= 26,32 €							

2 PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

DESCRIPCIÓN	PRECIO
1. Estructura metálica	1.053,05€
2. Comerciales	39.691,20€
TOTAL = 40.744,25€	

3 PRESUPUESTO DE MANO DE OBRA

DESCRIPCIÓN	PRECIO
1. Calderería	176,64€
2. Soldadura	88,95€
3. Imprimación y pintura	212,81€
TOTAL = 478,40€	

4 PRESUPUESTO FINAL

DESCRIPCIÓN	COSTE
COSTES DIRECTOS (EJECUCIÓN MATERIAL + MANO DE OBRA)	
EJECUCIÓN MATERIAL	40.744,25€
MANO DE OBRA	478,40€
TOTAL = 41.222,65€	
GASTOS GENERALES (13% de los costes directos)	
	5.358,95€
BENEFICIO INDUSTRIAL (6% de los costes directos)	
	2.473,36
PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA (PC) (COSTE DIRECTO + COSTES INDIRECTOS)	
	49.054,96€
HONORARIOS INGENIERO (9% del PC)	
	4.414,95 €
IVA (21% del PC)	
	10.301,54 €
TOTAL	63.498,45€

El importe del proyecto asciende a SESENTA Y TRES MIL CUATROCIENTOS NOVENTA Y OCHO EUROS CON CUARENTA Y CINCO CÉNTIMOS DE EURO (63.498,45€)

Santander a 30 de junio de 2022

El ingeniero

Daniel Ríos Sainz