



UNIVERSITAT POLITÈCNICA VALENCIA

---

DISEÑO, ANÁLISIS CINEMÁTICO Y  
RESISTENTE DE UN SISTEMA ELEVADOR  
DE VEHÍCULOS PARA PARKING EN  
ESPACIOS REDUCIDOS

---

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR: ALBERT SAVAL RUEDA  
TUTORA: ANA VERCHER MARTINEZ

JULIO 2018

## AGRADECIMIENTOS

Quisiera aprovechar la ocasión para agradecer el apoyo constante de mi familia, motivándome y confiando en mí para seguir adelante y sobrepasar mis límites.

También a una persona especial que ha estado junto a mí durante toda mi etapa universitaria haciendo lo posible para no decaer y mantenerme con fuerzas.

Como no, agradecer a mis amigos y a todas esas personas que he conocido dentro de la universidad y que hemos compartido diversas experiencias, haciendo más amenos los días.

Por último, a todos esos profesores, en especial a mi tutora Ana Vercher Martínez, que han sido capaces de enseñarnos y guiarnos cuando más lo necesitábamos.

## RESUMEN

La necesidad de optimizar el espacio en grandes ciudades, centros comerciales, almacenes, etc. conduce en muchas ocasiones a la innovación de sistemas capaces de dar un máximo aprovechamiento al espacio vertical, logrando así convertir la altura en una dimensión útil.

El objetivo de este Trabajo Fin de Grado es el diseño estructural, análisis cinemático y resistente de un mecanismo elevador compacto que sirva de parking para vehículos.

Se realizará el diseño preliminar basándose en la resolución analítica del problema tanto cinemático como resistente. Posteriormente, se modelará el comportamiento cinemático del diseño preliminar mediante programas de simulación dinámica. Se iterará en el diseño hasta conseguir las especificaciones cinemáticas deseadas. Finalizado el análisis cinemático, se abordará el cálculo resistente. Para ello se exportará las soluciones obtenidas en la simulación cinemática al programa de elementos finitos Fusion 360. Este análisis se realizará en las zonas críticas del mecanismo. La condición de fallo se evaluará con el criterio de Energía de Distorsión (Criterio de von Mises)

El diseño final será aquél que cumpla con todos los requerimientos.

## ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO 1: MEMORIA.....	4
1. MOTIVACIÓN.....	4
2. OBJETO Y ANTECEDENTES.....	5
2.1 OBJETO.....	5
2.2 ANTECEDENTES.....	6
3. DISEÑO DEL ELEVADOR.....	11
3.1 INTRODUCCIÓN.....	11
3.2 OBJETIVOS.....	11
3.3 DISEÑO ESTRUCTURAL.....	11
4. ESTUDIO CINEMÁTICO.....	23
4.1 INTRODUCCIÓN.....	23
4.2 OBJETIVOS.....	23
4.3 HIPÓTESIS.....	24
4.4 DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO.....	24
4.5 SELECIÓN DE LA POSICIÓN Y CARACTERISTICAS DEL ACTUADOR.....	26
5. ANÁLISIS ESTRUCTURAL.....	40
5.1 INTRODUCCIÓN.....	40
5.2 OBJETIVOS.....	40
5.3 HIPOTESIS.....	41
5.4 CÁLCULOS.....	41
5.5 RESULTADOS.....	42
6. CONCLUSIONES.....	59
7. BIBLIOGRAFÍA.....	60
DOCUMENTO 2: PLANOS.....	61
DOCUMENTO 3: PRESUPUESTO.....	83
DOCUMENTO 4: PLIEGO DE CONDICIONES.....	87
ANEJOS.....	94
SOFTWARE UTILIZADO.....	95
CÁLCULOS ACTUADOR.....	100
EXPLICACIÓN PAR ROTATIVO Y PRISMÁTICO.....	102

UNIVERSITAT POLITÈCNICA VALENCIA

---

# DOCUMENTO 1: MEMORIA

---

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR: ALBERT SAVAL RUEDA

TUTORA: ANA VERCHER

## 1. MOTIVACIÓN

La población aumenta de manera muy acusada y esto repercute en múltiples aspectos.

Uno de ellos, el cual se va a comentar, es que se dispone de una cierta área de tierras para ser habitadas, esto hace que a medida que el número de personas crece, este espacio se va agotando. En las ciudades más pobladas ya creadas se están encontrando con problemas de espacio, espacio muy cotizado que utilizan principalmente para necesidades primarias, la construcción de viviendas.

Como consecuencia, surge la siguiente pregunta: ¿Qué sucede con el espacio reservado para los vehículos? Los aparcamientos públicos en zonas muy transitadas se encuentran habitualmente indisponibles y los privados son muy costosos de adquirir. Esta situación genera malestar entre los residentes de las zonas más afectadas que poseen vehículos.

Esta reflexión despertó el interés para encontrar posibles soluciones a este problema. Un problema que muchas ciudades/capitales ya presentan y que muchas otras presentarán en un futuro cercano.

## 2. OBJETO Y ANTECEDENTES

### 2.1 OBJETO

La finalidad de este trabajo es diseñar un ingenioso sistema de aparcamiento que permita aprovechar el máximo espacio disponible. Se les dará utilidad a los emplazamientos verticales para así añadir una plaza de aparcamiento en un espacio reducido, es decir se podrá aparcar dos vehículos en un mismo espacio de estacionamiento aprovechando el subsuelo de éste.

Por lo tanto, el objeto de este proyecto consiste en diseñar y analizar la cinemática y resistencia de un sistema de elevación de una cabina compuesta por dos plataformas, una interior y otra exterior accionada mediante un sistema hidráulico que permitirá variar la altura de la cabina e introducir un vehículo tanto en la plataforma interior como en la exterior. De esta manera quedarán estacionados los dos vehículos, uno oculto bajo tierra y el otro expuesto en la superficie. La fase de subida y de bajada de la cabina se realizará sin el conductor a bordo.

Este proyecto se centra a un parking privado, el cual admitirá una capacidad máxima de 3.000 kilogramos en la plataforma superior y 2.000 kilogramos en la plataforma inferior.

## 2.2 ANTECEDENTES

### 2.2.1 HISTORIA

Máquina para aparcar coches, 1932: “En el presente un considerable número de posibles usuarios de automóviles son disuadidos de adquirirlos, por el aparentemente irreparable problema de parking cuando van a los centros comerciales, etc. - Everyday Science and Mechanics, January 1932.”

El amanecer de la edad del automóvil fue causado por la ansiedad e innovación, en el siglo XX en Chicago. Su gran inventor fue Westinghouse in 1923. Una enorme cantidad de viajeros llegaba eventualmente a Chicago, esto significó la construcción de muchos aparcamientos tradicionales. Pero mientras tanto el elevador de vehículos se veía más moderno y una solución al ahorro del espacio.

El sistema de aparcamiento elevador rotativo operaba como la rueda de una noria: los coches estaban atados en cabinas en suspensión (Figura 1). Solo permitía se entrar de uno en uno debido a su única entrada y el sistema rotaba a todos los vehículos para que el siguiente vehículo pudiese acceder a una cabina libre. Propulsado por motores eléctricos o sistemas hidráulicos, son actualmente más económicos debido a la reducción del área ocupada respecto al terreno y una mejoría en el aprovechamiento vertical. Este sistema en general reduce la contaminación, ya que, al haber más espacio disponible a la hora de aparcar, los conductores reducen el tiempo de búsqueda y por tanto de emisiones

Las primeras torres de automóviles fueron construidas en Los Ángeles, Nueva York y en Chicago en la década de los 20. Ahora mismo este sistema se encuentra extendido en todo Japón.



Figura 1. Elevador rotativo.

En 1933 la compañía del motor “Nash” creó la primera torre con la fachada recubierta de ventanales.

“Esta idea ha sido un gran éxito, indudablemente, incrementó de buena manera el valor de los coches para los residentes de la ciudad; estimularon la actividad en el centro de la ciudad; y la reducción del tráfico, gracias a despejar la calle de vehículos redujeron el tráfico a la mitad. - Everyday Science and Mechanics, January 1932”

En la actualidad han incrementado este tipo de aparcamientos tecnológicos, así como los diferentes diseños conceptuales de los mismos. Existen torres automáticas para vehículos de varias plantas, torres automáticas para bicicletas, elevadores con mecanismos de tijera para el transporte de vehículos entre varios niveles, aparcamientos privados...

Cada vez son más las empresas que se dedican a fabricar y comercializar estos sistemas. Incluso para aparcamientos privados dan la posibilidad de modificar ciertas dimensiones y parámetros para adaptarlo a una situación en particular (Figura 2).



*Figura 2. Parking Tecnológico.*

### 2.2.2 MECANISMOS SIMILARES

Para lograr el objetivo de elevar vehículos de una cota a otra superior, pueden utilizarse diferentes actuadores, mecanismos y diseños. A continuación, se muestran diversos sistemas de elevación que actualmente se comercializan, y se hará hincapié en las ventajas e inconvenientes de cada uno de ellos. Se debe tener en cuenta que el proyecto planteado es novedoso, es decir que habrá productos que estarán diseñados para cumplir las necesidades establecidas y otros que modificándolos podrían cumplirlas.

A continuación, se nombrarán los productos que ofrecen diversas compañías y cumplen perfectamente con los siguientes objetivos planteados:

- Aprovechar el máximo espacio disponible
- Sistema apoyado en una cota inferior al terreno (subterráneo)
- Elevación de dos vehículos simultáneamente
- Resistente a la intemperie
- Máxima comodidad



**MODELOS CON OBJETIVOS IDENTICOS**

Figura 3. GG Lifters: modelo pit car parking system (motor driven)

El elevador mostrado en la Figura 3 es de 4 postes lo que le proporciona una mayor estabilidad dado a su simetría y una mayor rigidez al conjunto. Este mecanismo está accionado por un motor eléctrico que hace mover cadenas y engranajes para permitir un movimiento vertical. Debido a la configuración utilizada, se evita la utilización del mecanismo de tijeras. Se ahorraría coste por la parte del mecanismo, pero se incrementaría por los actuadores eléctricos y los engranajes.

Haciendo referencia a la instalación, los actuadores eléctricos presentan una instalación compleja, ya que necesitan un gran número de componentes. Por otro lado, tenemos el mantenimiento. Los montacargas eléctricos requerirán un mayor periodo de revisiones debido a que las piezas se desgastarán con mayor facilidad. Por último, remarcando las cifras elevadas de fuerza que debe efectuar el accionamiento, sería conveniente un sistema hidráulico, por su gran capacidad para elevar grandes masas.



Figura 4. Cardok: Carlift con tecnología de cadena rígida.

El montacoches expuesto en la Figura 4 anterior se trata de un mecanismo tecnológicamente avanzado. El sistema presenta un accionamiento de cadena rígida que consta de lo siguiente: el motor eléctrico mueve un piñón que está engranado a una cadena telescópica, esta cadena está diseñada para que los eslabones solo puedan curvarse hacia un lado, por esta razón cuando

ascienden y descienden muestran una resistencia y rigidez como si se tratara de un pilar de acero.

Este método presenta algún problema, por ejemplo, el tipo de material utilizado para las cadenas debe ser capaz de resistir mucha carga. Esto presenta una mayor dificultad en el mantenimiento y un elevado coste de fabricación.

Por último, se mostrarán diversos métodos presentes actualmente en el mercado, que pueden cumplir ciertos objetivos, pero no todos. De esta manera pueden servir ciertas ideas de cada uno, teniendo en cuenta ciertas posibles modificaciones.

### MODELOS CON OBJETIVOS SIMILARES



Figura 5. Heraselevadores: modelo PRH-2 Montacoches

El sistema representado en la Figura 5 **corresponde** a un elevador de mástiles verticales, esta configuración se compone de un chasis invertido que permite a la plataforma quedar enrasada con los niveles de las plantas. Está accionado por dos pistones tipo buzo hidráulicos de empuje indirecto en posición vertical. Esta configuración presenta diversas ventajas e inconvenientes.

La posición de los pistones y de las poleas hace que la componente fuerza que tengan que efectuar coincide plenamente con la fuerza a vencer (peso). Esto se resume en que las velocidades/aceleraciones que afectan a la plataforma son directamente las programadas por el sistema hidráulico. Es decir, si el sistema hidráulico está programado para una elevación de velocidad constante y aceleración nula, en la etapa estacionaria cumplirá con lo establecido.

Por otro lado, se puede observar que la plataforma es de un vehículo y su objetivo es más bien de ascensor en vez de aparcamiento subterráneo. Además, la utilización de dos puntos de apoyos hará que se tengan que concentrar mayores tensiones. En el caso de solo tener que elevar un vehículo no se encontraría ningún problema, pero a la hora de levantar dos vehículos no sería la configuración más adecuada.



*Figura 6. Vilber elevación: Sistema de aparcamiento Bipark 26*

Este proyecto es algo más simplificado que el de referencia ya que el objetivo principal (aparcamiento en espacio reducido) lo cumple y de manera más sencilla y económica. Pero deja que desear en otros aspectos. Su sistema se compone de una plataforma elevadora sustentada por dos pilares (Figura 6) donde se sitúan los pistones hidráulicos. Esto hace que sea un sistema compacto, sencillo y económico.

Sin embargo, presenta diversos inconvenientes. El más importante es que los dos vehículos dependen de ellos entre sí, es decir el vehículo superior no podrá ser estacionado o utilizado si se encuentra presente el vehículo inferior. Cada vez que se quiera utilizar el vehículo superior se deberá movilizar el inferior dejándolo en un espacio para no obstaculizar y después volver a aparcarlo. Por esta razón no lo hace un “aparcamiento dinámico” y cómodo.

El bipark 26 suele utilizarse en zona interiores y visualmente no es muy estético, ya que no sigue el concepto de “ocultar” o “acoplarse al medio que lo rodea”.

### 3. DISEÑO DEL ELEVADOR

#### 3.1 INTRODUCCIÓN

**El diseño** es el proceso de transmitir una idea sobre un objeto a un medio físico que lo permita reflejar a otra persona. El término también se emplea para referirse a la apariencia de ciertos productos en cuanto a sus líneas, forma y funcionalidades. Mediante el uso de software específico se ha podido representar la idea en un modelo tridimensional con la ventaja de poder modificar con facilidad los diseños preliminares.

#### 3.2 OBJETIVOS

El estudio del diseño está enfocado a hacer un producto lo más competitivo para el mercado. Por esta razón se deberá tener en cuenta los múltiples factores que repercuten en ello. Se hará la utilización del programa **Fusion 360** [ANEJO: SOFTWARE UTILIZADO]

Los factores a tener en cuenta son los siguientes:

- Si es posible se utilizarán piezas existentes que se comercialicen en la actualidad. De esta manera se conseguirá abaratar costes, ya que la compra de piezas a medida suele tener un coste muy elevado. Por esta razón con anterioridad se deberá informar sobre empresas de metal y los productos que ofrecen. Para la parte del mecanismo de tijeras se han utilizado piezas diseñadas (no existentes en el mercado), pero con visión para su futura fabricación.
- El diseño deberá tener una funcionalidad estructural, por este motivo se tendrá que diseñar con la mentalidad de resistencia mecánica de cada componente. De esta manera se optimizará el proceso y se evitará un número elevado de iteraciones hasta converger en la solución.
- Las medidas se basarán principalmente en su función principal de aparcamiento de vehículos. Tendrán que tener la capacidad necesaria para los dos vehículos y a la vez tendrá que ser lo más reducido posible.

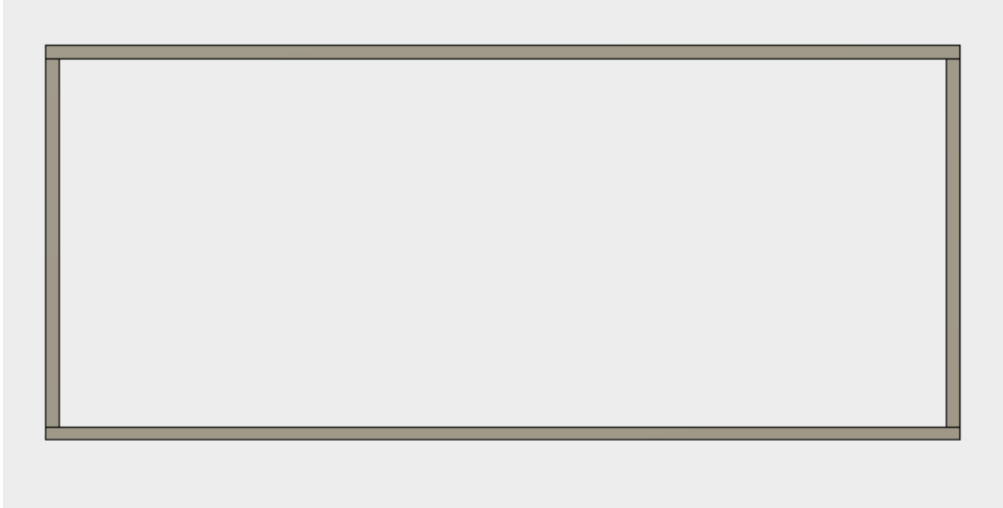
#### 3.3 DISEÑO ESTRUCTURAL

Para que el diseño quede de una manera limpia y ordenada se dividirá en varias partes. De esta manera se pueden apreciar los diferentes grupos de componentes que la forman. El sistema elevado de vehículos se divide conceptualmente en los siguientes conjuntos: la cabina, el mecanismo de tijeras y la base.

##### 3.3.1. La Cabina

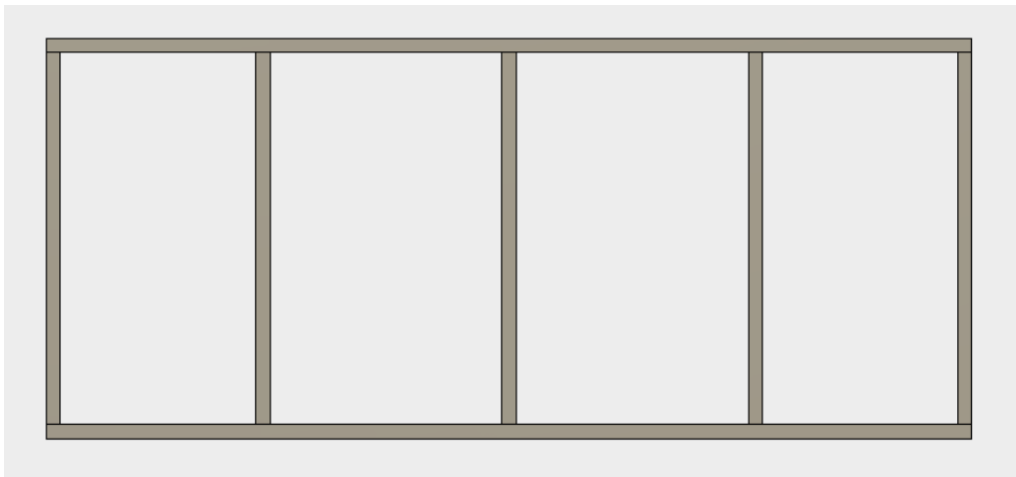
La cabina es una estructura metálica totalmente rígida que tiene la función de soportar el peso de los vehículos.

Está dispuesta por la plataforma superior con un marco metálico compuesto por 4 barras de perfil hueco 80 x 80 mm con espesor de 8 mm de material acero S275 (Figura 6). Dos de estas barras tienen una longitud de 5.4 m., mientras los dos restantes son de 2.17 m. Todas las uniones entre barras se harán con soldadura.



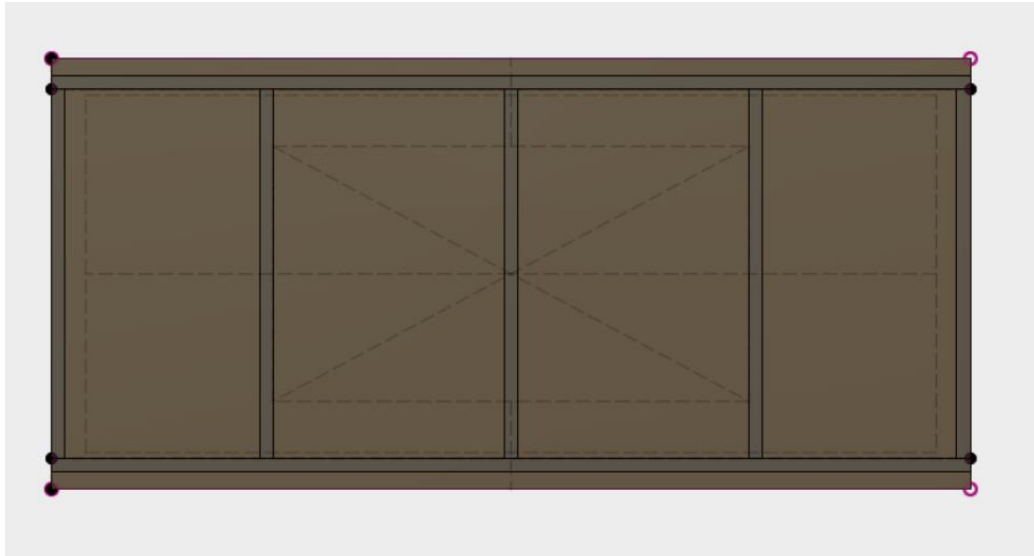
*Figura 6. Marco metálico superior simple.*

A este marco metálico se le añadirán travesaños para aumentar la rigidez del conjunto y evitar grandes deformaciones por la zona central de la plataforma. Estos travesaños son idénticos a las barras ya colocadas, su longitud será de 2.17 m. El número de travesaños a colocar depende del estudio estructural realizado previamente. En este caso añadiendo 3 barras soldadas funcionará correctamente (Figura 7).



*Figura 7. Marco metálico superior con travesaños.*

Para finalizar la plataforma superior se deberá colocar una plancha metálica para poder reposar el vehículo. Se ha elegido una plancha de espesor 10 mm con unas dimensiones de 5400 x 2530 mm del material Steel ASTM 63. Comparando con las medidas del marco, tendrá un voladizo de 100 mm en la zona inferior y superior de la imagen. La plancha estará unida a las barras metálicas mediante remaches (Figura 8).



*Figura 8. Marco metálico superior con plancha.*

Una vez finalizada la plataforma superior, se pasará a diseñar la unión entre plataformas. Esta unión se basará en 4 pilares con idéntico perfil a las vigas creadas anteriormente, pero con una longitud de 2 m (Figura 9). No irán soldados los pilares directamente con las vigas, sino que lo harán mediante unas placas (apoyos) de dimensiones 270 x 80 x 2 mm que suavizará el cambio de sección favoreciendo las tensiones. Estos tres elementos irán soldados entre sí. La distancia entre los pilares de un mismo lateral es de 2.79 m, para una mayor comodidad de la apertura de puertas del vehículo inferior.

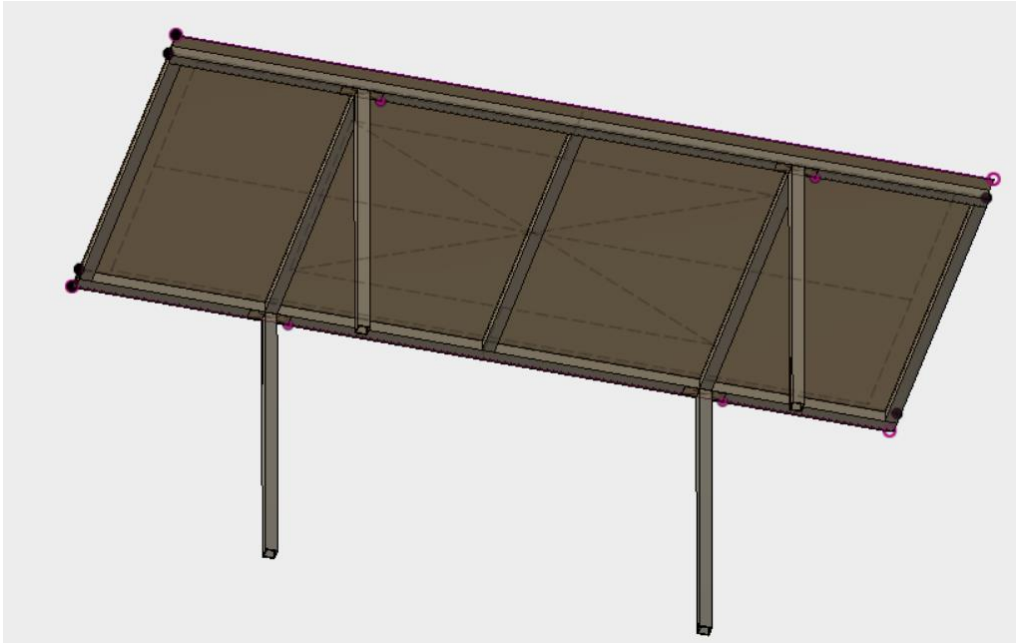


Figura 9. Plataforma superior con pilares.

De la misma manera que se ha hecho la unión entre los pilares y el marco metálico superior, se procederá a hacer el inferior.

A continuación, se diseñará el marco inferior, es idéntico al superior, pero con una diferencia. Solo tendrá una barra como travesaño (Figura 10), ya que se necesitará un mínimo de espacio para la colocación de los componentes que unirán la cabina con el mecanismo de tijeras.



Figura 10. Marco metálico inferior con travesaño.

Para compensar esta debilitación estructural al no poder introducir más travesaños, se verá compensado con una plancha de las mismas dimensiones que la plataforma superior, pero con un espesor de 20mm, que le aportará mayor material y a la vez mayor resistencia (Figura 11).

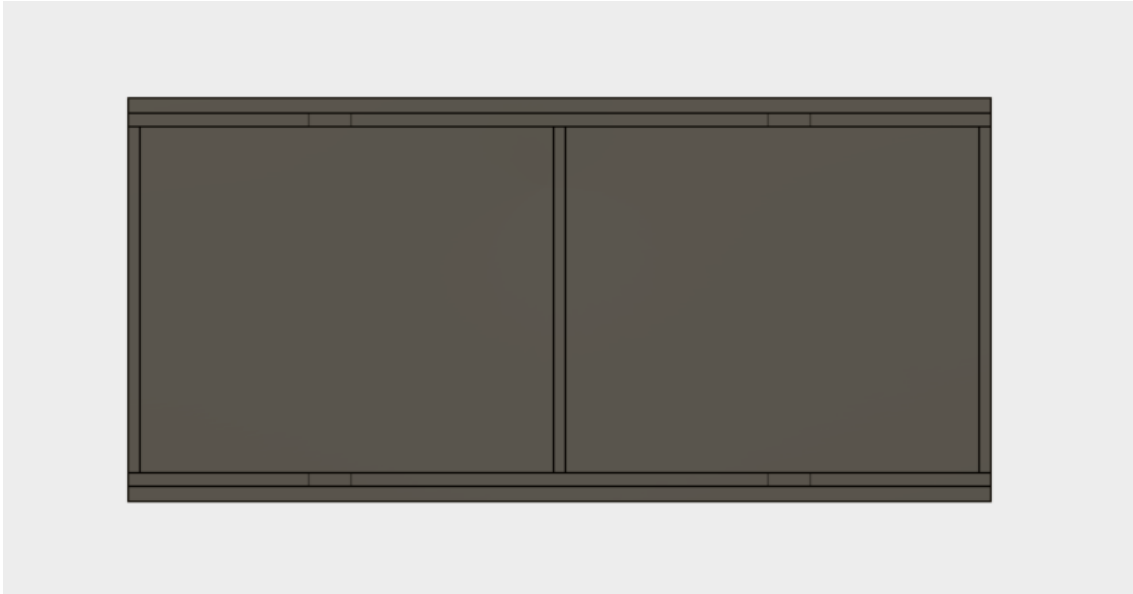


Figura 11. Marco metálico inferior con plancha.

Una vez diseñada la estructura básica de la cabina, se le añadirán nervios soldados uniendo los pilares con los apoyos mediante chapas triangulares con una altura de 60 mm, base de 60 mm y un espesor de 25 mm (Figura 12). Estos 16 nervios repartidos por la cabina harán que mejore su comportamiento respecto fuerzas distribuidas por la plataforma que generan momentos.

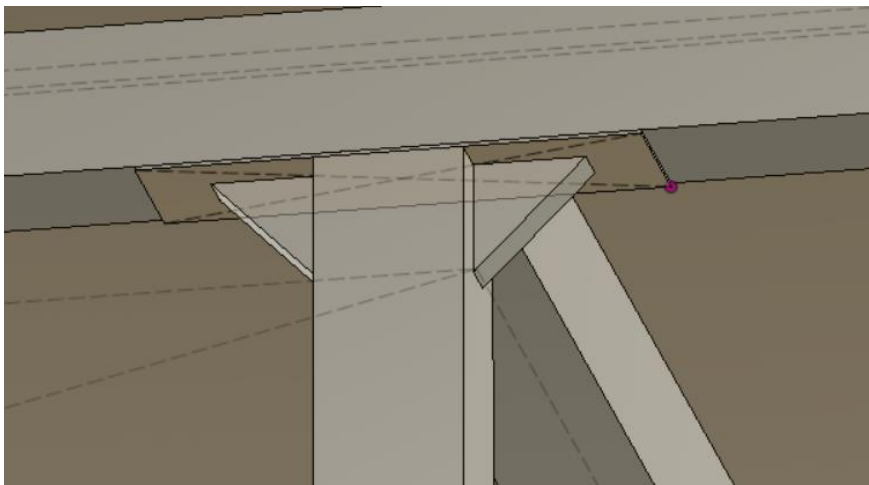


Figura 12. Unión entre marco superior y pilares con refuerzo de nervios.

Finalmente, ya está completado el diseño de la primera parte del diseño llamada la cabina (Figuras 13 y 14).



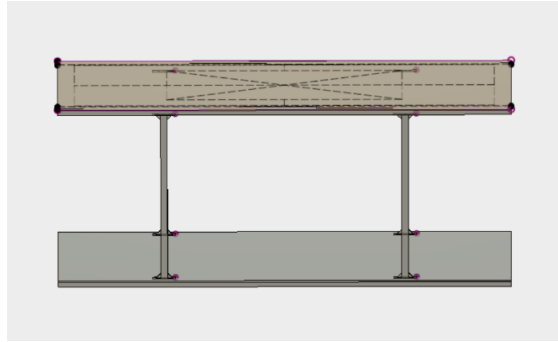


Figura 13. Cabina.

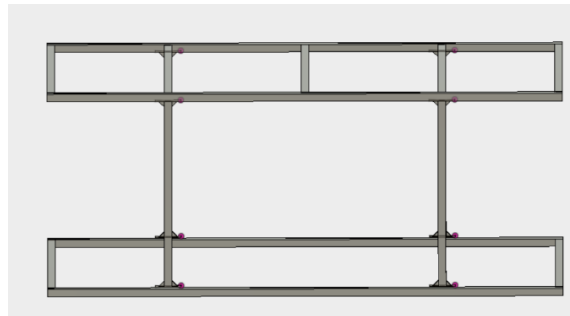


Figura 14. Estructura de la cabina.

### 3.3.2. Mecanismo de Tijeras

El mecanismo de tijeras permitirá que el elevador tenga un movimiento vertical a partir de una relación de movimientos dentro del mecanismo.

Este mecanismo se compone de 4 barras macizas de dimensiones 120 x 80 mm con los extremos curvados y un hueco cilíndrico de 80 mm de diámetro en el centro. En la parte central está reforzada con un aumento de sección, esto se podrá apreciar mejor en el apartado de Planos. Cerca de los dos extremos se encuentran dos cilindros macizos de 100 mm de diámetro con una altura de 160 mm. Esto hace función de macho para que juntamente con su correspondiente pieza hembra pueda dotar de ciertos movimientos relativos. La disposición de las barras es dos por lateral. Para coordinar el movimiento del mecanismo se añadirá una barra circular de 80 mm atravesando los agujeros centrales de las 4 barras, esto también aportará rigidez estructural y evitará un posible pandeo (Figura 15).

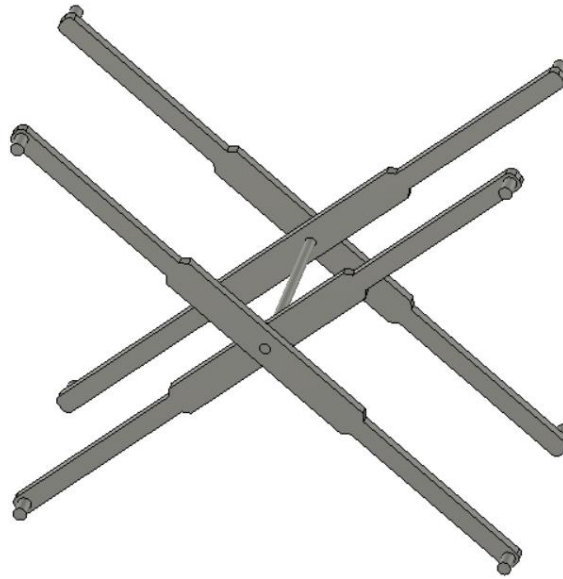


Figura 15. Mecanismo de tijeras (barras).

Para finalizar el mecanismo se tendrá que posicionar las piezas hembras que restringirán ciertas componentes cinemáticas del mecanismo, dejando libres las correspondientes para el movimiento vertical de la plataforma.

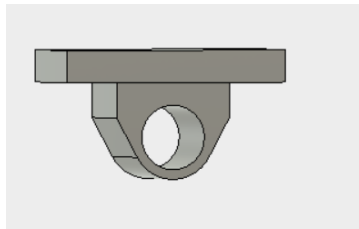


Figura 16. Par rotativo.

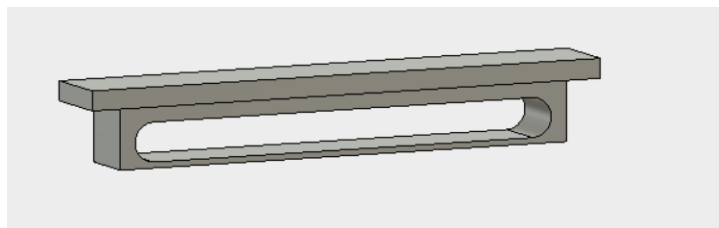


Figura 17. Par prismático.

La primera pieza corresponde al movimiento rotativo (Par rotativo): Este par permite variar el ángulo de la barra respecto la horizontal (Figura 16).

La segunda pieza corresponde a la guía prismática (Par prismático): Esta guía permite variar el ángulo de la barra respecto la horizontal mientras lo dota de un movimiento lineal de extremo a extremo (Figura 17).

Estas piezas se componen de anclajes rotativos y guías prismáticas. Con una colocación específica de estas piezas estudiada anteriormente se podrá conocer exactamente la posición de cada componente en cualquier instante del tiempo.

A continuación, se posicionarán estas piezas mediante coordenadas con el objetivo de poder conocer mejor la geometría del mecanismo.

Plataforma Superior (vista desde bajo):

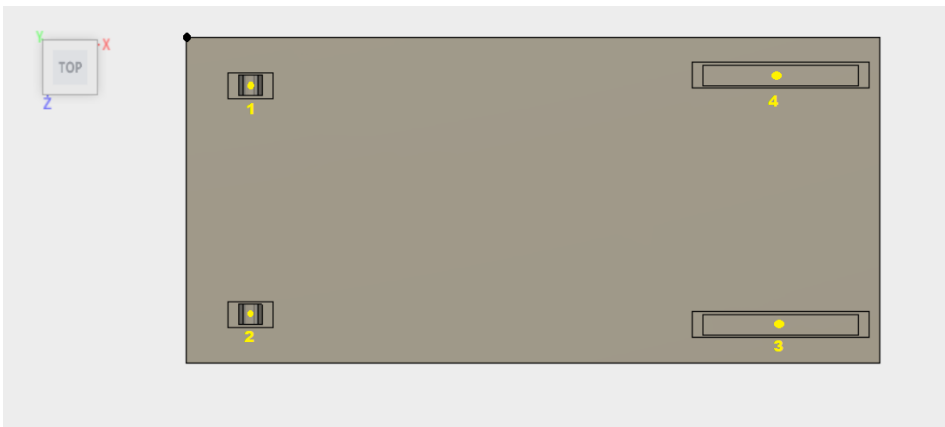


P	X(mm)	Z(mm)
1	500	295
2	500	2235
3	4628.5	2155
4	4628.5	375

\*El punto negro es sistema de referencia.

Figura 18. Plataforma Superior geometría.

Plataforma Inferior (vista desde arriba):



P	X(mm)	Z(mm)
1	500	-375
2	500	-2155
3	4628.5	-2235
4	4628.5	-295

\*El punto negro es sistema de referencia.

Figura 19. Plataforma Inferior geometría.

Como consecuencia de las medidas utilizadas da lugar al mecanismo expuesto a continuación. Tanto el punto inferior como el punto superior representan las dos posiciones donde el mecanismo está totalmente estático. Estas posiciones son consideradas dentro del diseño, las más significativas.

Punto inferior (posición reposo):

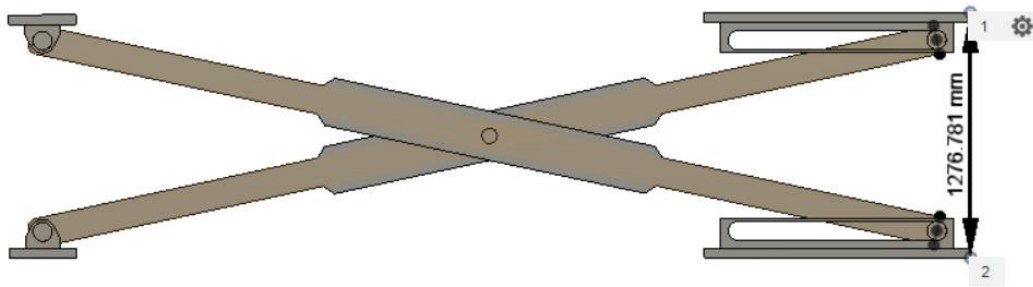


Figura 20. Punto inferior movimiento.

El punto inferior (Figura 20) es nombrado al momento en el cual la plataforma inferior se encuentra en el subsuelo y la plataforma superior a nivel del terreno. También es conocido como la posición de reposo ya que se encontrará de esta manera la mayoría del tiempo a lo largo de su vida útil.

Punto superior:

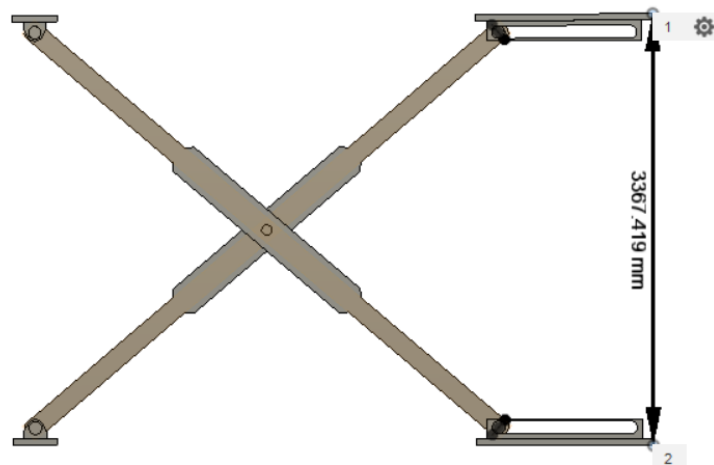


Figura 21. Punto superior movimiento.

El punto superior (Figura 21) hace referencia al momento en el cual la plataforma inferior se encuentra a nivel del terreno y la plataforma superior a 2 m sobre el suelo.

La unión de los anclajes rotativos y las guías prismáticas con la plataforma inferior y la base se realizarán a través de tornillería. Además, se ha soldado de manera transversal una barra

cilíndrica de diámetro 70 mm en las barras del mecanismo, haciendo posible la unión con el pistón hidráulico. El resultado final será el siguiente (Figura 22).

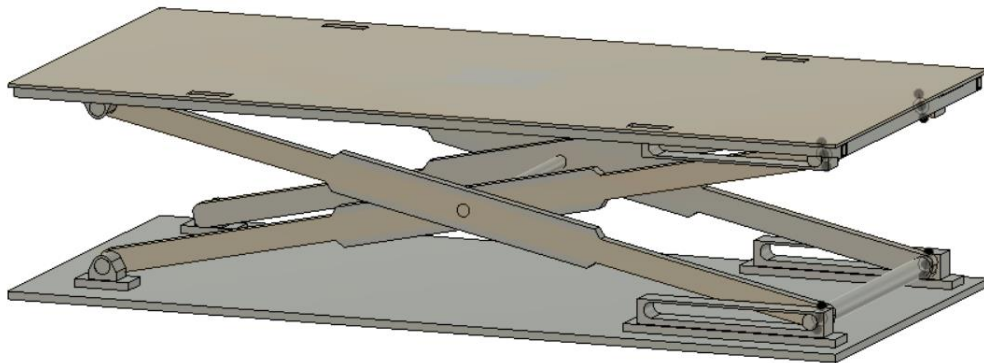


Figura 22. Mecanismo de tijeras (completo).

### 3.3.3. Base

La base consiste en una plancha lisa cuyo principal objetivo será dividir el proyecto de la fosa de hormigón con el proyecto de la estructura metálica, es decir, se evitará una penetración de cualquier componente metálico con el hormigón. Esta plancha se dejará reposar sobre la fosa de hormigón transmitiendo el peso total al suelo a lo largo y ancho de su área.

Debido a la configuración de los pistones escogida en el estudio cinemático y al mantenimiento del sistema hidráulico se ha tenido que ampliar tanto la base como la fosa de hormigón. De esta manera el operario podrá acceder al núcleo del sistema hidráulico en caso de que este se encuentre bloqueado en la posición inferior. En esta extensión de la base se ha añadido dos anclajes para la sujeción del pistón hidráulico (Figura 23).

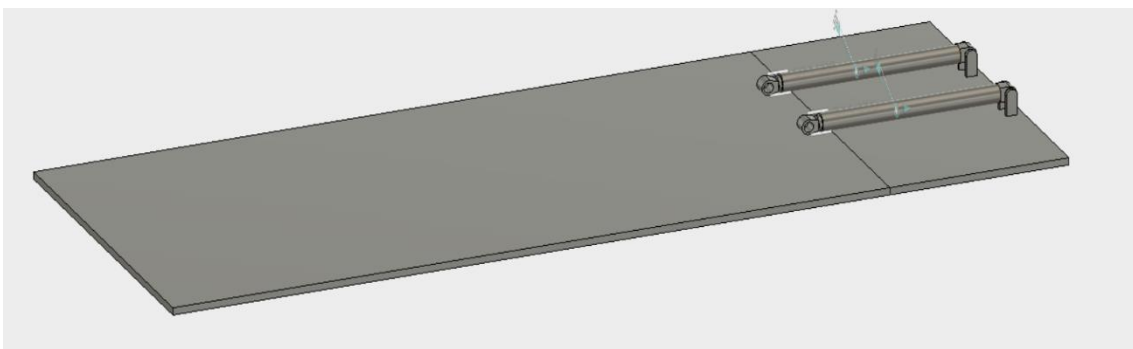


Figura 23. Base.

#### 3.4.4. Ensamblaje del Conjunto

Para finalizar se expondrán el proyecto en sí finalizado, con todas las partes cohesionadas y también el proyecto de la fosa de hormigón. De esta manera debería quedar el elevador una vez instalado en el exterior de una vivienda (Figuras 24, 25, 26 y 27)

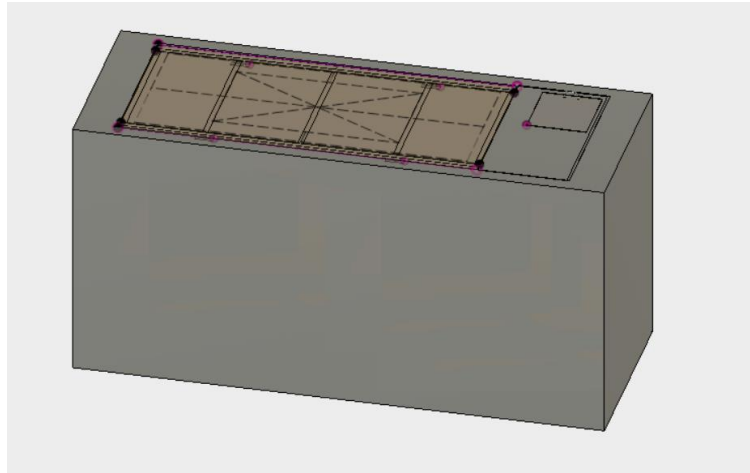


Figura 24. Simulación punto inferior con fosa de hormigón.

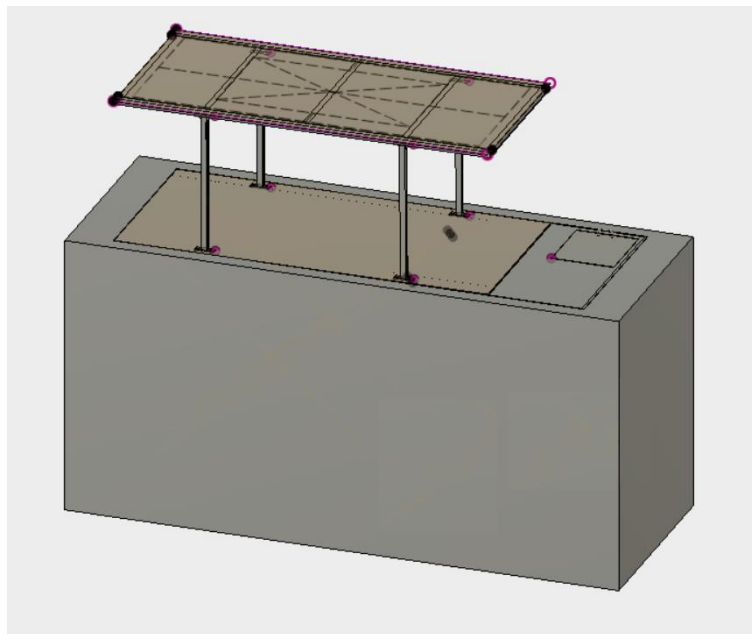


Figura 25. Simulación punto superior con fosa de hormigón.

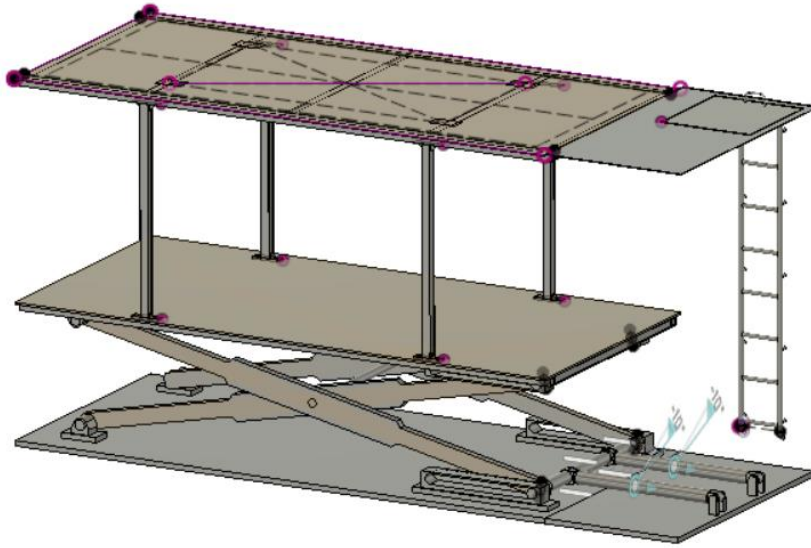


Figura 26. Simulación punto inferior.

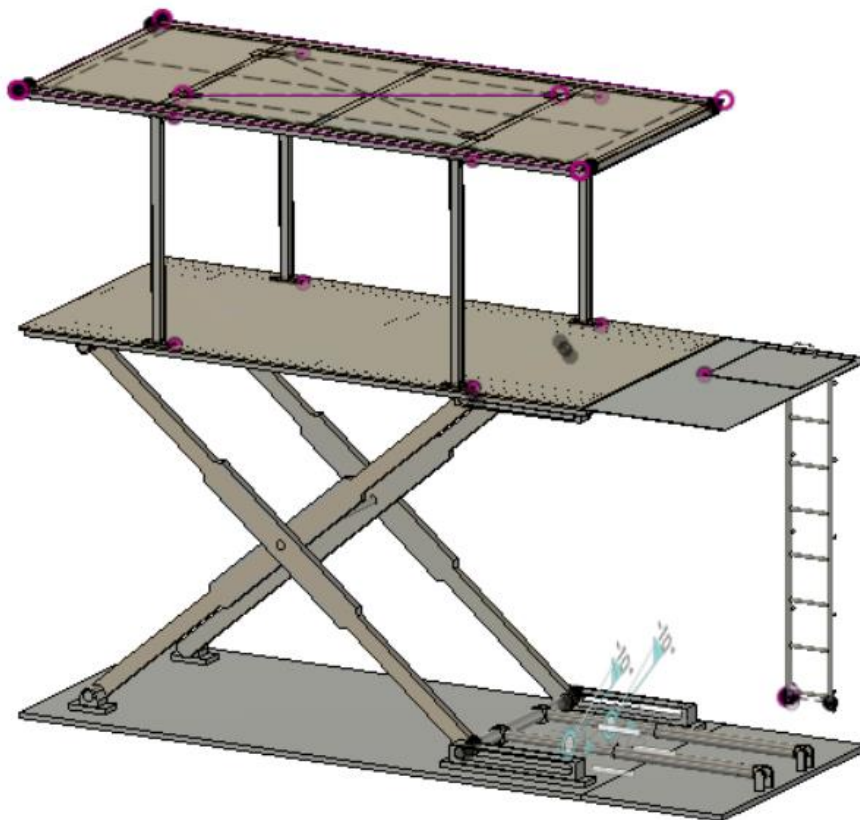


Figura 27. Simulación punto superior.

## 4. ESTUDIO CINEMÁTICO

### 4.1 INTRODUCCIÓN

**La Cinemática** es la rama de la mecánica clásica que estudia el movimiento (posición, velocidad y aceleración) de los cuerpos sin tener en cuenta las causas que lo producen.

Cuando se estudia el movimiento de un cuerpo, se tiene que hacer siempre respecto a un Sistema de Referencia, con respecto al cual se describe el movimiento que tiene un cuerpo.

Se dice que un cuerpo está en movimiento respecto a un sistema de referencia cuando cambia de posición en el tiempo, si no cambia se dice que está en reposo. El movimiento es relativo al sistema de referencia escogido.

### 4.2 OBJETIVOS

Esta parte del estudio está enfocada para el estudio de las variables cinemáticas del elevador y comprobar diversas posiciones del pistón hidráulico en el mecanismo de tijera. El objetivo es colocar el actuador de manera que las aceleraciones sean mínimas y la fuerza resultante del cilindro hidráulico sea la mayor posible, de esta manera se seleccionará la configuración óptima. Este punto que estudiar es muy relevante ya que dependiendo de la posición permitirá escoger diferentes tipos de pistones con sus ventajas y desventajas.

También se estudiará la cinemática del conjunto, algo imprescindible para la elaboración de un mecanismo. De esta manera se pueden tener controladas la aceleración, velocidad y posición de cada componente y como varían entre ellos. Se procederá a simular con el programa **Working Model 2D** [ANEJO: SOFTWARE UTILIZADO]

Factores a tener en cuenta:

- Se deberá considerar un tiempo de subida/bajada no muy excesiva para la comodidad del usuario. Se ha considerado tendrá que estar contenido en un rango de 20-30 segundos sería un buen resultado.
- Por otro lado, dependiendo de los puntos de anclaje del pistón hidráulico y la orientación en angular de este, se calculará la fuerza que el pistón deberá ejercer para conseguir un movimiento uniforme.
- La velocidad uniforme controlada electrónicamente del sistema hidráulico será de aproximadamente 0.1 m/s en la plataforma, ya que es la velocidad requerida para que la duración temporal sea la deseada.
- Considerando que los sistemas hidráulicos inciden directamente en la dinámica del sistema y no en la cinemática, existirán controladores auxiliares para que en las diversas situaciones que pueda actuar el elevador actúe de una manera estable.



- La posición inicial de la plataforma será aproximadamente de 1.3 m respecto el fondo de la fosa de hormigón, elevándose hasta la posición final a 3.3 m respecto el mismo punto.
- La plataforma únicamente tendrá que moverse linealmente vertical, sin aceleraciones ni velocidades angulares.

#### 4.3 HIPÓTESIS

Se tendrá en cuenta la siguiente hipótesis.

El movimiento se dividirá en tres etapas, 2 etapas de aceleración/deceleración que serán transitorias y una etapa de velocidad constante correspondiente a la estacionaria. En este tipo de estudios las etapas transitorias al ser durante un tiempo muy reducido, del tal manera que es tan poco lo que influye que no se tienen en cuenta. Además, teniendo en cuenta de los pequeños valores de velocidad y aceleraciones que se manejan no tendrá ninguna repercusión.

Por otra parte, se focalizará en la etapa estacionaria, de este periodo estudiaremos las velocidades y las aceleraciones. Al utilizar un mecanismo de tijeras se hallará diferentes tipos de relaciones entre la velocidad/aceleración del cilindro hidráulico y la velocidad/aceleración de la plataforma.

#### 4.4 DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO

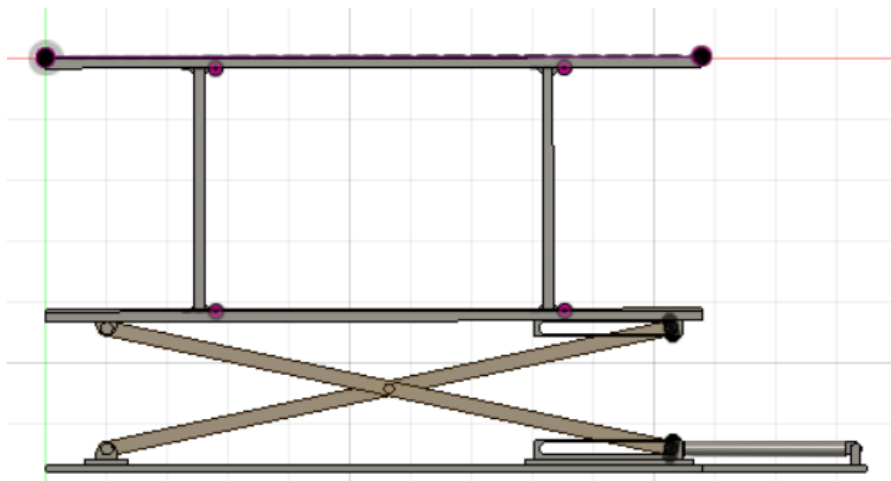


Figura 28. Mecanismo Original.

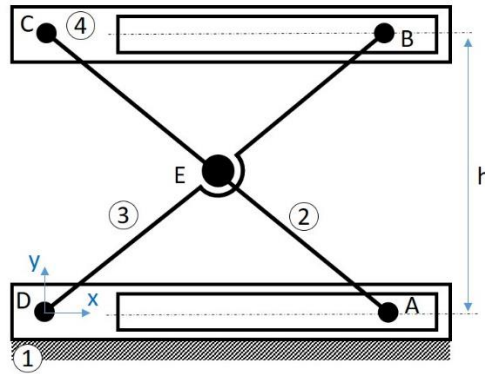


Figura 29. Mecanismo simplificado 2D.

Para la cinemática del elevador se deberá simplificar el sistema a un diseño 2D (Figura 29). El mecanismo se compone por 4 barras, 3 pares rotativos y 2 pares prismáticos [ANEJO: EXPLICACIÓN PAR ROTATIVO Y PRISMÁTICO].

Con los anteriores datos se calculará los grados de libertad que tiene el sistema. Para un mecanismo plano cuyo movimiento tiene lugar sólo en dos dimensiones, el número de grados de libertad de este se pueden calcular mediante el criterio de Grübler-Kutzbach:

$$M = 3*(N-1) - 2*J1 - 1* J2 = 1 \text{ grado de libertad (vertical)}$$

Donde:

$$N = 4 \text{ nº Barras}; \quad J1 = 3 \text{ nº Par rotativo}; \quad J2 = 2 \text{ nº Par prismático}$$

A simple vista se puede apreciar que, en el movimiento, las 2 barras diagonales tendrán la misma componente angular en sentido contrario, tanto velocidad como aceleración. Esto hará posible que los dos extremos de las plataformas se muevan con la misma velocidad y aceleración, es decir la cabina no presentará una rotación en ninguno de sus ejes. Una característica imprescindible para el elevador. A continuación, se mostrará la justificación teórica:

Como vemos, en el punto E (Figura 29) hay un par de revolución entre las barras 2 y 3, por lo tanto, la velocidad de dicho punto se puede expresar como:

$$\vec{V}_E = \vec{V}_D + \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_{DE}$$

$$\vec{V}_E = \vec{V}_A + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_{AE}$$

Igualando:

$$\vec{\omega}_3 \times \vec{r}_{DE} = \vec{V}_A + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_{AE}$$

donde  $\vec{V}_D = 0$  por tratarse de una articulación con la barra fija.

La velocidad  $\vec{V}_A = -0.05\vec{i}$  es dato del enunciado.

Proyección en x:  $-\omega_3 r_{DE}^y = V_A^x - \omega_2 r_{AE}^y$

Proyección en y:  $\omega_3 r_{DE}^x = 0 + \omega_2 r_{AE}^x$

Como  $r_{DE}^x = -r_{AE}^x$ , de la ecuación anterior se tiene:

$$\omega_3 = -\omega_2$$

Las velocidades angulares son iguales, pero de sentido cambiado, esto simplificará el sistema más adelante.

Sustituyendo en la ecuación de la proyección en x:

$$\omega_2(r_{DE}^y + r_{AE}^y) = V_A^x$$

Siendo:

$$(r_{DE}^y + r_{AE}^y) = h ; h \text{ es la altura entre plataforma inferior y base}$$

Para calcular la velocidad a la que asciende la plataforma, calcularemos la velocidad del punto C:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_A + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_{AC}$$

De este modo:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_A + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_{AC} = h * \omega_2 \vec{i} - h * \omega_2 \vec{i} + V_C \vec{j} = V_C \vec{j}$$

Como se puede observar la plataforma superior solo tendrá velocidad en dirección vertical, ya que las componentes de las velocidades horizontales de las barras se han contrarrestado a causa de las velocidades angulares de signo contrario y a la equidad geométrica de la barra.

#### 4.5 SELECCION DE LA POSICIÓN Y CARACTERISTICAS DEL ACTUADOR

Cada uno de los siguientes casos se ha generado con la misma geometría de la plataforma y el mecanismo, sin embargo, la posición y orientación del pistón hidráulico se ha ido variando. De esta manera se ha podido estudiar la velocidad, aceleración de la plataforma y la longitud y la fuerza del pistón.

Para la elección de la configuración óptima se han tenido en cuenta diversos factores:

- Aceleración aproximadamente nula
- Velocidad aproximadamente constante
- Incremento de longitud del pistón entre la posición inicial y la final admisibles
- Fuerza del pistón lo más reducida posible

A continuación, se caracterizará cada configuración con la geometría del pistón en particular.

## Configuración 1:

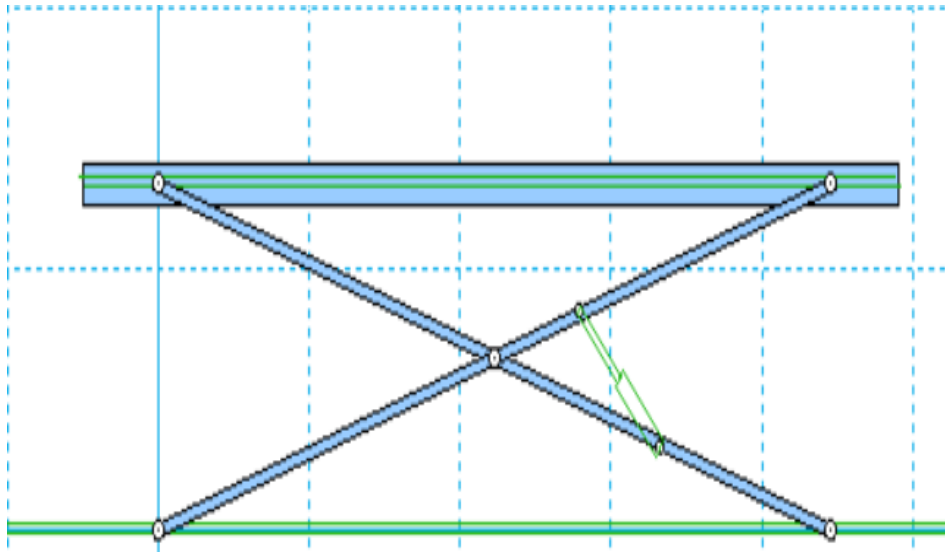


Figura 70. Pistón diagonal.0

El pistón se sitúa en una posición diagonal (Figura 30). El apoyo del vástago está situado a 2.9 m respecto la longitud de la barra comenzando por la parte inferior. El apoyo del cuerpo del cilindro está situado a 1.19 metros respecto la longitud de la barra comenzando por la parte inferior.

## Configuración 2:

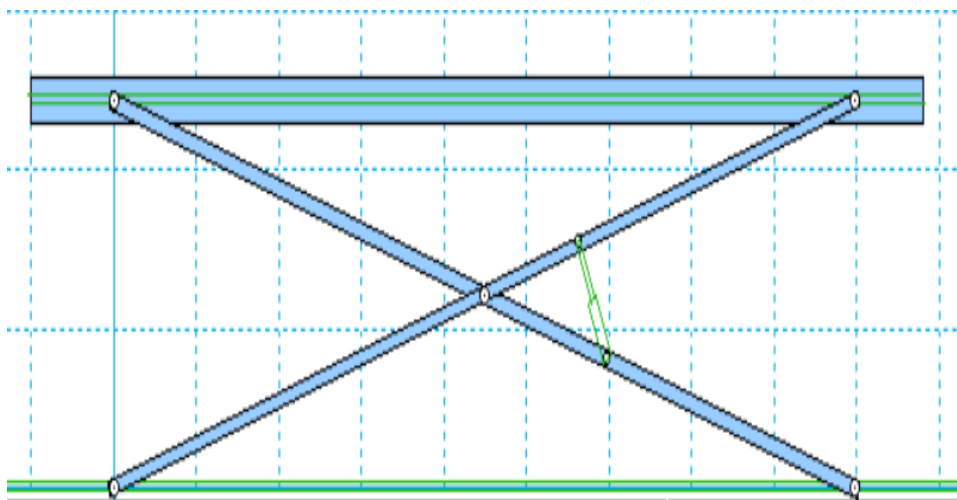


Figura 31. Pistón diagonal.1

El pistón se sitúa en una posición diagonal (Figura 31). El apoyo del vástago está situado a 2.9 m respecto la longitud de la barra comenzando por la parte inferior. El apoyo del cuerpo del cilindro está situado a 1.55 m respecto la longitud de la barra comenzando por la parte inferior.

## Configuración 3:

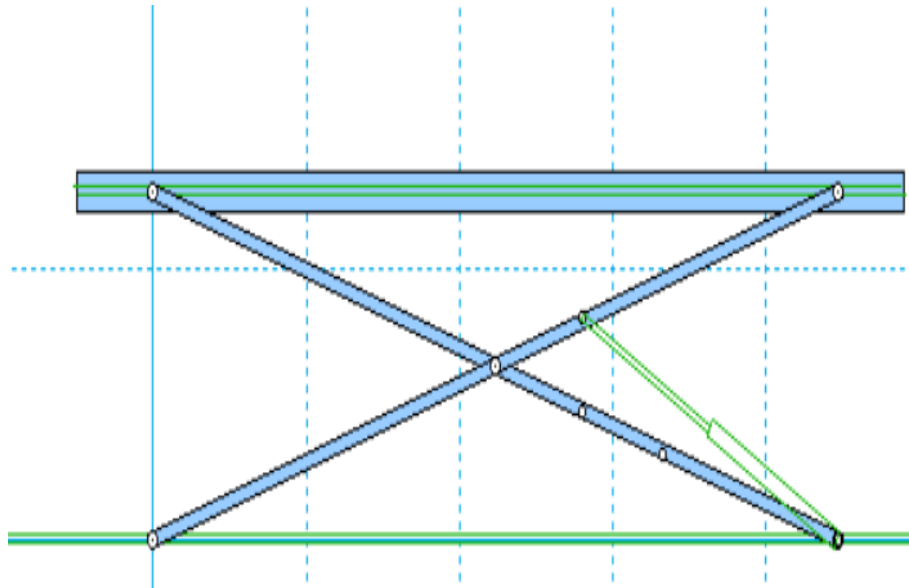


Figura 32. Pistón diagonal.2

El pistón se sitúa en una posición diagonal (Figura 32). El apoyo del vástago está situado a 2.9 m respecto la longitud de la barra comenzando por la parte inferior. El apoyo del cuerpo del cilindro está situado en el par prismático de la barra.

## Configuración 4:

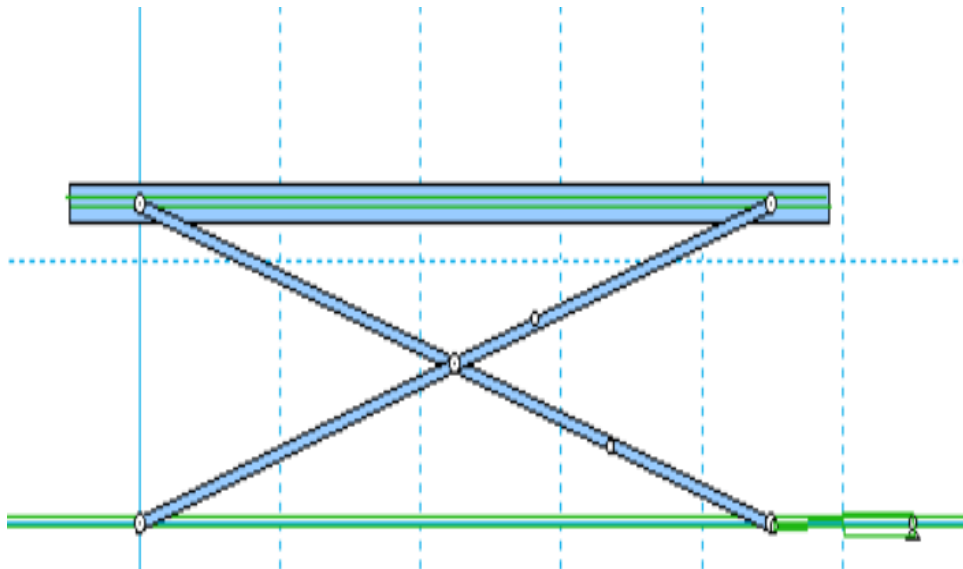


Figura 33. Pistón horizontal.0

El pistón se sitúa en una posición horizontal (Figura 33). El apoyo del vástago está situado en el par prismático de la barra comenzando por la parte inferior. El apoyo del cuerpo del cilindro está situado en el suelo, repostado en el plano horizontal.

Configuración 5:

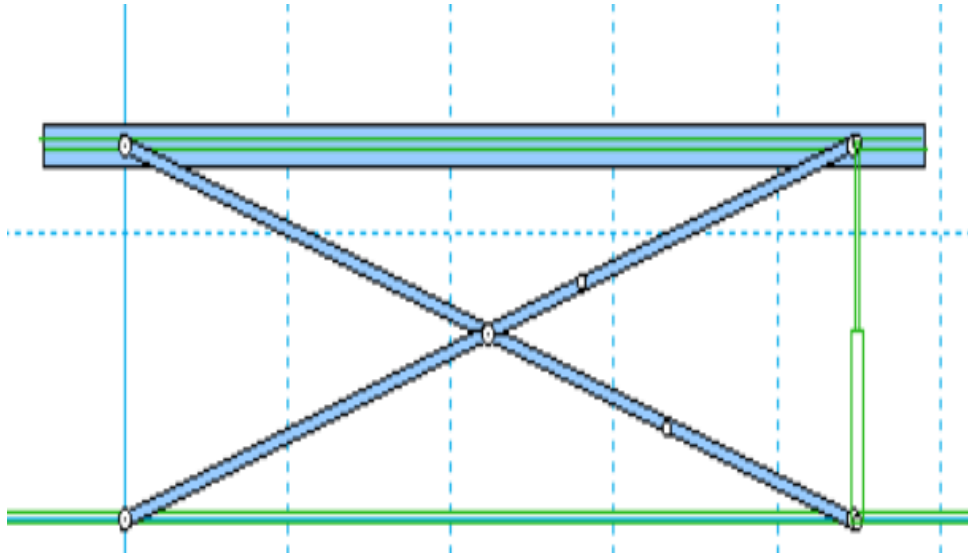


Figura 34. Pistón vertical.0

El pistón se sitúa en una posición vertical (Figura 34). El apoyo del vástago está situado en el par prismático de la barra comenzando por la parte superior. El apoyo del cuerpo del cilindro está posicionado en el par prismático inferior.

Configuración 6:

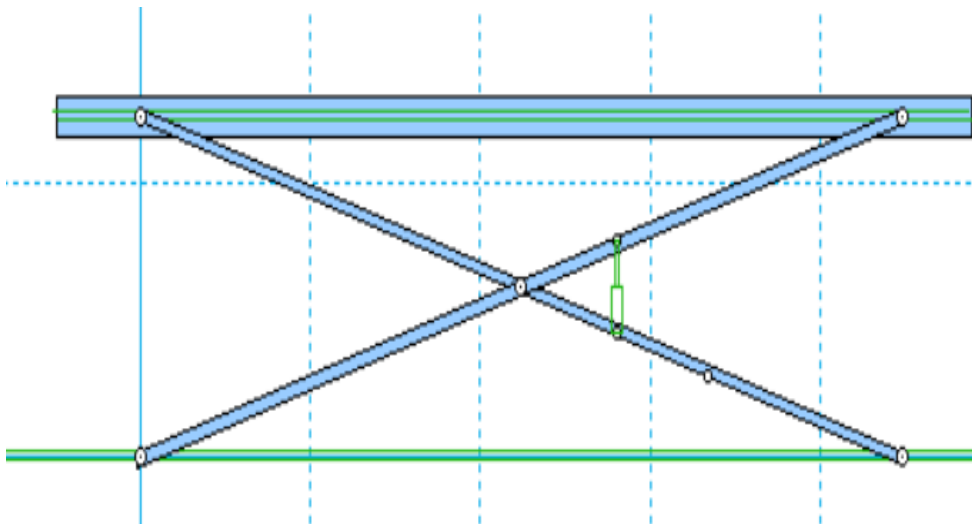


Figura 35. Pistón vertical.1

El pistón se sitúa en una posición vertical (Figura 35). El apoyo del vástago está situado a 2.915 m respecto la longitud de la barra comenzando por la parte inferior. El apoyo del cuerpo del cilindro está situado a 1.86 m respecto la longitud de la barra comenzando por la parte inferior.

Configuración 7:

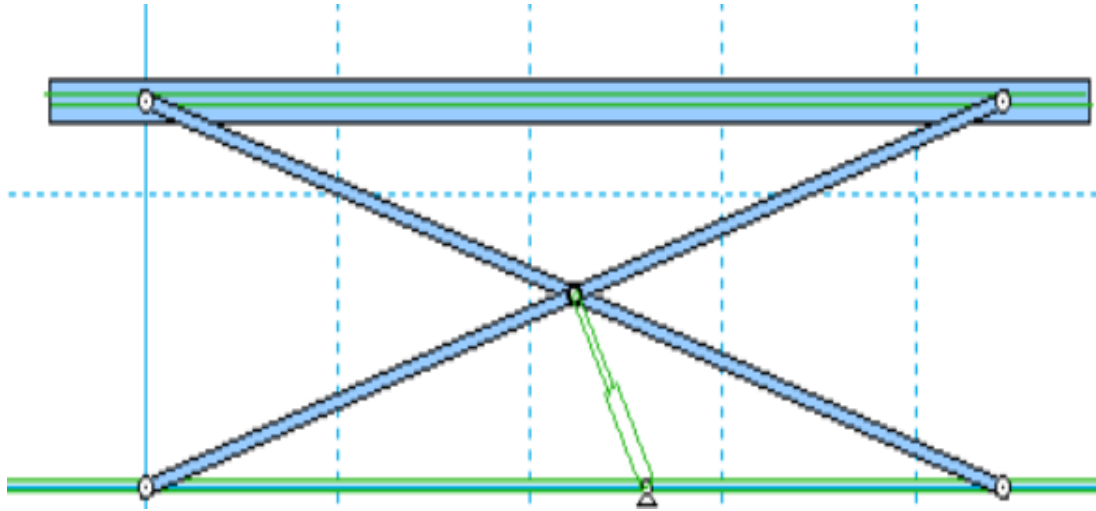


Figura 36. Pistón suelo.0

El pistón se sitúa en una posición diagonal apoyado en él suelo (Figura 36). El apoyo del vástago está situado a la mitad de la longitud de la barra. El apoyo del cuerpo del cilindro está situado en el suelo a 2.6 m respecto el par rotativo situado a la izquierda de la imagen.

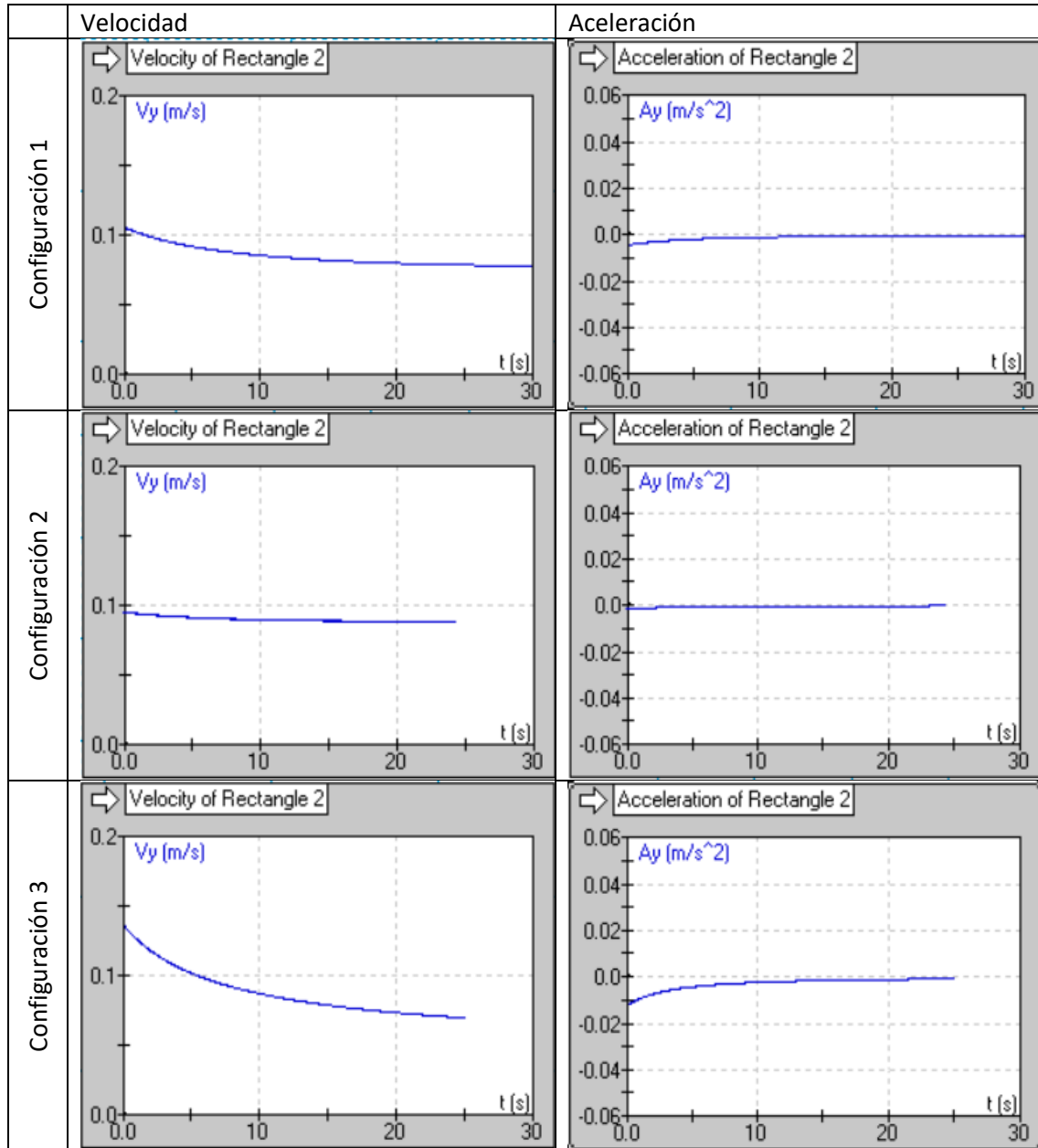
#### 4.5.1 RESULTADOS

\*Los resultados mostrados en cada configuración son cualitativos ya que para la comparación entre casos no se necesitará gran precisión. Con este estudio se podrán comparar a igual de condiciones las diferentes disposiciones y sus ventajas/desventajas. Una vez elegido la configuración a aplicar se calculará todos los parámetros exactos, cuantitativos, para poder introducir en un catálogo y seleccionar los componentes hidráulicos a utilizar.

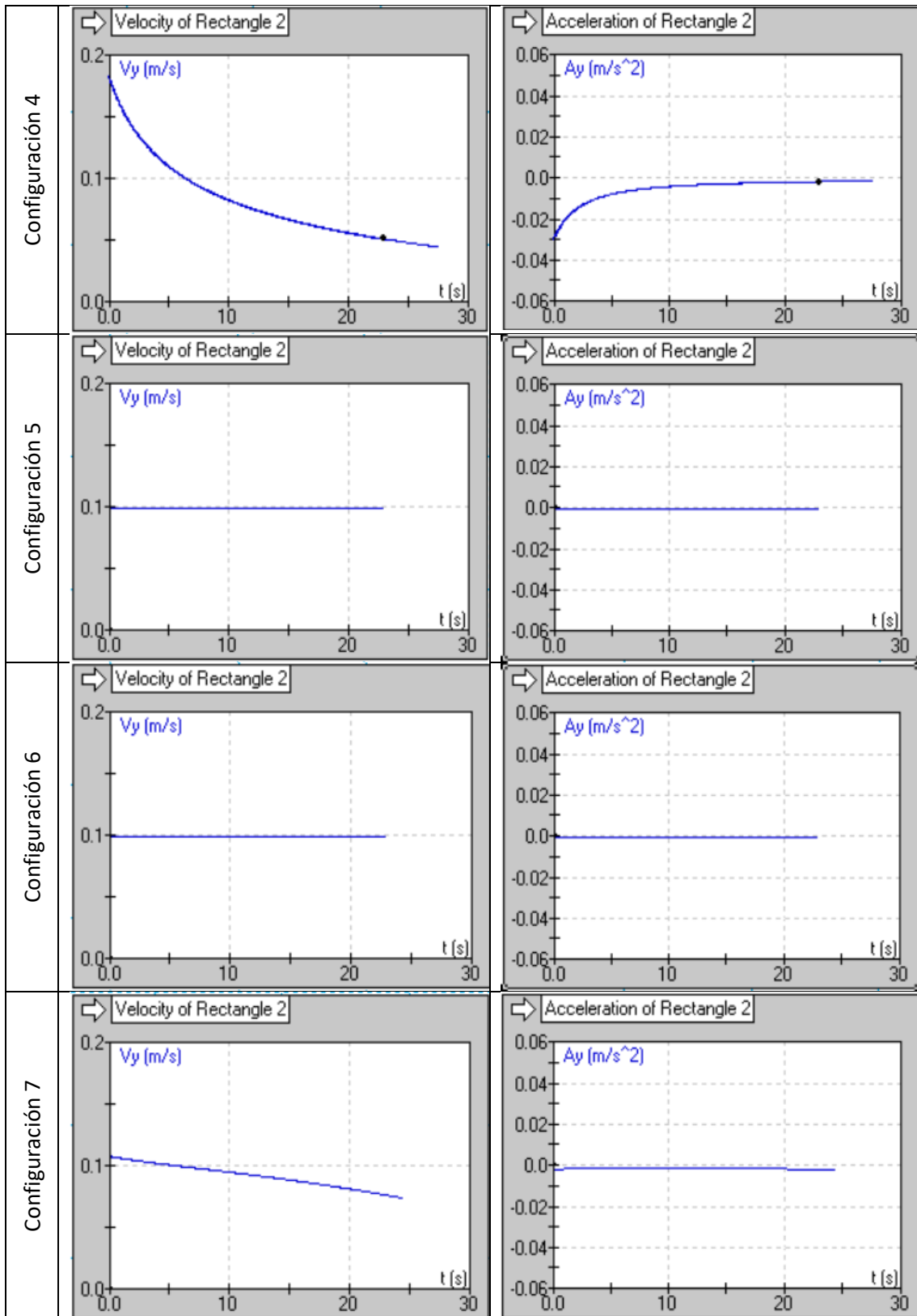
En las tablas posteriores se mostrará la gráfica de velocidad, aceleración, longitud y fuerza del pistón de todas las configuraciones estudiadas.

**Velocidad y Aceleración de la plataforma.**

Las gráficas de aceleración y velocidad se acotan en el rango (EJE ABCISAS) de 0 a 30 s. En la gráfica de la velocidad se acota en el rango (EJE ORDENADAS) de 0 a 0.2 m/s. En la gráfica de la aceleración se acota en el rango (EJE ORDENADAS) de -0.06 a 0.06 m/s<sup>2</sup>.







**Velocidad**

A continuación, se examinará las gráficas de velocidad, que se registrarán estrictamente por las aceleraciones estudiadas anteriormente. Se observan que la mayoría describen una curva suave dentro de unos rangos determinados. No obstante, hay varias configuraciones que presentan anomalías.

En el caso de la configuración vertical 5 y 6 se aprecia que la velocidad de la plataforma es idéntica a la velocidad del actuador. Por esta razón se considerará la óptima respecto las variables cinemáticas.

Por otro lado, la configuración horizontal 4 presenta la mayor variación de velocidad debido a la relación de velocidades que ejerce el mecanismo. A pesar de la cinemática se calificará como aceptable, pero bastante mejorable.

**Aceleración**

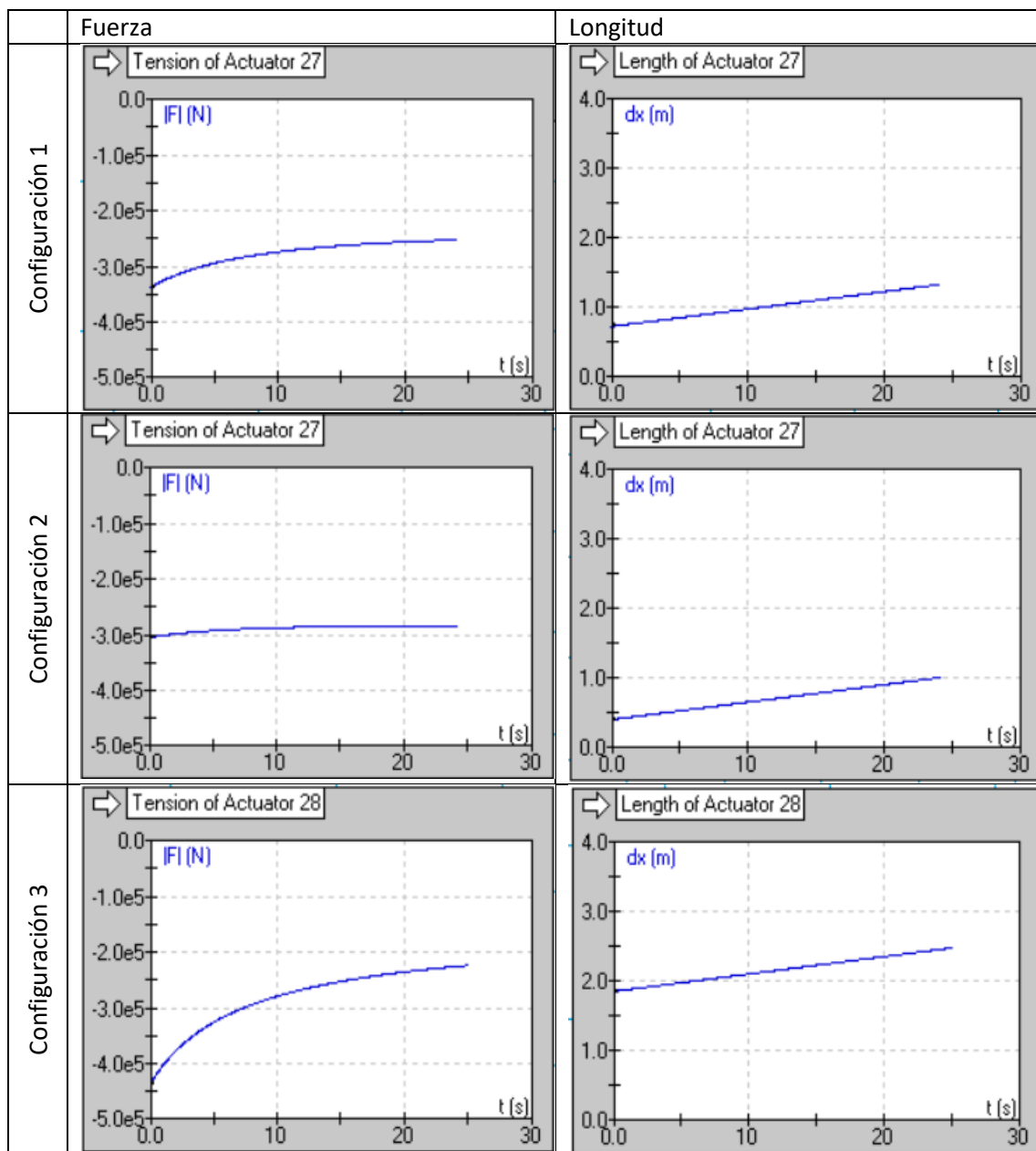
Como se puede observar en las gráficas anteriores, de las diversas configuraciones, las aceleraciones cumplen el objetivo de ser nulas o casi nulas en todo el proceso. Esto es debido a la reducida velocidad impuesta a los cilindros hidráulico.

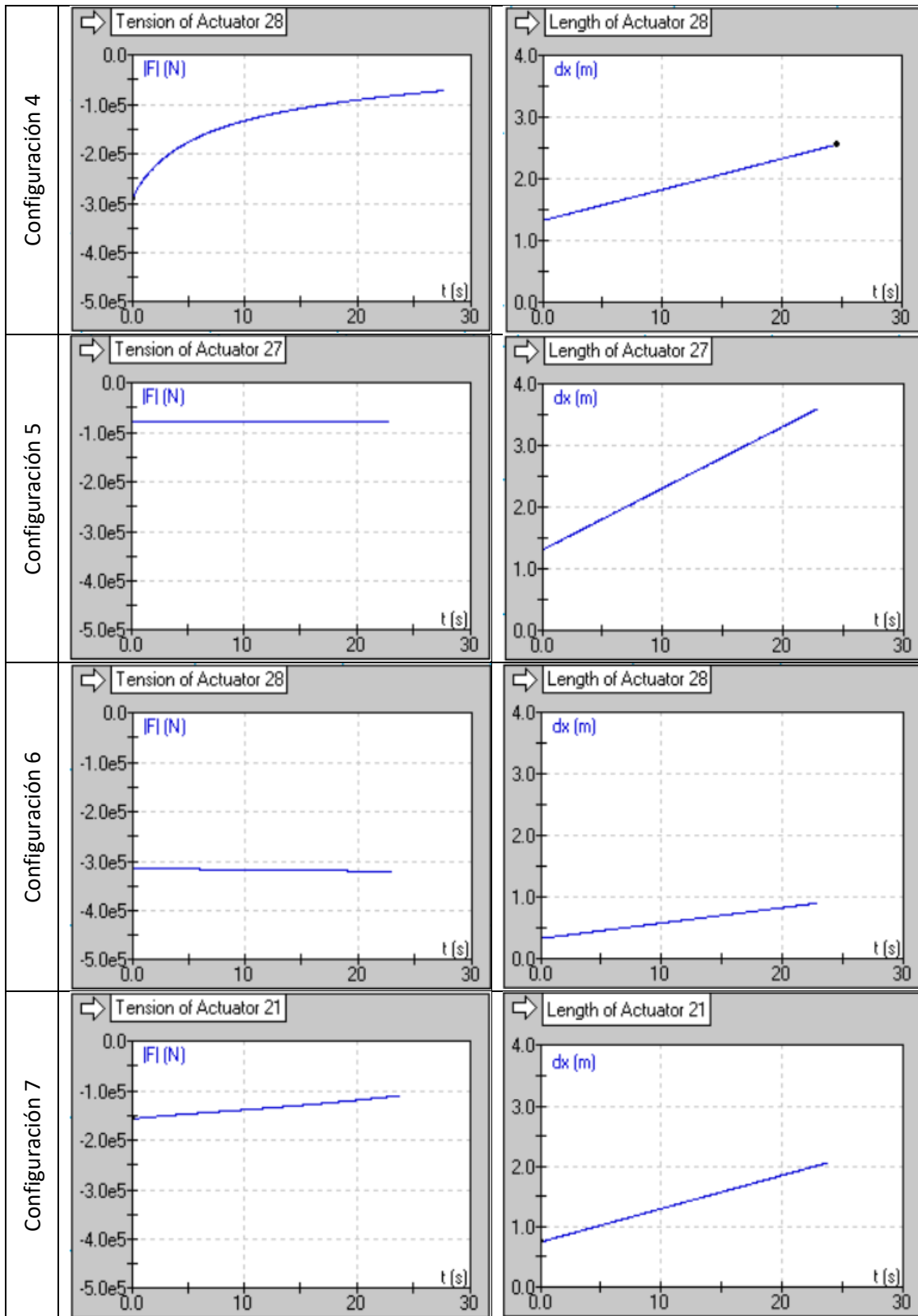
En el caso de la configuración vertical 5 y 6 se aprecia que la aceleración de la plataforma es nula. Este comportamiento es causado por que el mecanismo de tijeras no está siendo funcional, es decir, solamente está funcionando estructuralmente. De esta manera el actuador tiene contacto directo con la plataforma.

En el caso de la configuración horizontal 4 se contempla la mayor variación de aceleración respecto las restantes. Esto es debido a la posición del sistema hidráulico al tener que trasladar una fuerza horizontal a una componente totalmente vertical. Sin embargo, se puede considerar una aceleración aceptable.

**Fuerza y Longitud del pistón hidráulico.**

Las gráficas de fuerza y longitud se acotan en el rango (EJE ABSCISAS) de 0 a 30 s. En la gráfica de fuerza del cilindro hidráulico se acota en el rango (EJE ORDENADAS) de 0 a -500KN (debido a que trabaja a compresión). En la gráfica de la longitud se acota en el rango (EJE ORDENADAS) de 0 a 4 m.





Este apartado ha sido el más restrictivo a la hora de elegir la configuración, ya que el sistema hidráulico se seleccionará de un catálogo existente. Esto quiere decir que los catálogos siguen una relación entre longitud inicial/carrera del embolo, fuerza/longitud final... Cuando más inusuales sean esas relaciones o bien tendrán un coste mayor, o bien serán imposibles de fabricar.

### **Tensión del actuador/Fuerza**

Contemplando las gráficas de Tensión del actuador se puede ver una diferencia bastante amplia dependiendo de la posición del pistón hidráulico. Desde la configuración 5 que exige una fuerza del pistón de aproximadamente 80KN hasta la configuración 3 que necesita aproximadamente 450KN. En este gráfico se deberá tener en cuenta la Fuerza máxima que deberá ejercer. Como ejemplos opuestos citados anteriormente están los siguientes:

La configuración 5 en principio es la más óptima debido a la poca fuerza que exige. Esto se debe a que la componente de la fuerza (vertical) corresponde con la componente del peso del conjunto, esto quiere decir que no perderá eficacia respecto la componente horizontal.

Por otro lado, la configuración 3 ejerce una fuerza casi con un ángulo aproximado a 90° (perpendicular) a la barra que está accionando y aproximadamente 45° respecto el sistema de coordenadas global. Esto se traduce en un mal aprovechamiento de la fuerza resultante dando como consecuencia una elevada demanda de empuje.

### **Longitud del Actuador**

Las longitudes iniciales y finales del pistón se han de tener muy en cuenta por diversos motivos. Un motivo es que se tiene un determinado espacio, por tanto, se deberá tener en cuenta la compacidad del sistema hidráulico. Además, no todas las longitudes extraídas del estudio son válidas, ya que la ratio entre longitud inicial/carrera de los actuadores comerciales es aproximadamente menor de 1 en los convencionales. En los telescópicos permiten una ratio superior a 1, pero con la condición de reducir la fuerza.

Como se puede apreciar en las gráficas anteriores dan medidas muy diferenciadas. En este punto se analizará la longitud inicial y la carrera de cada uno (diferencia entre longitud inicial y final).

Para este apartado se estudiarán las configuraciones más interesantes respecto las tensiones anteriores.

La configuración 5 presenta una carrera de aproximadamente 2 m, comenzando con una longitud inicial de 1.4 m. En este caso se debería optar por pistones telescópicos, con la desventaja que a medida que aumentan su longitud disminuyen la fuerza. Incrementaría su coste respecto uno estándar.

La configuración 2 comienza con una longitud inicial de aproximadamente 0.4 m y finaliza con una longitud de 1 m. Esta opción mostraría el mismo problema que la anterior.

La configuración 4 empieza con una longitud inicial de 1.4 m y aproximadamente se extiende 1.2 m. La ratio es menor a 1, por tanto, se puede utilizar un pistón convencional.

### **Configuración adoptada**

A continuación, se explicarán las configuraciones más interesantes respecto el estudio realizado anteriormente, a su vez las ventajas y desventajas que suponen y la justificación de su descarte o elección.

La configuración 5 en principio era la óptima en todos los aspectos, pero en el estudio de longitudes se ha observado que se debería utilizar un pistón telescópico que no es el más idóneo para este tipo de usos. Además, esta distribución presenta una peculiaridad, ya que no hace una correcta utilización del mecanismo de tijeras. La principal labor de este es transmitir el movimiento del cilindro a la plataforma mediante barras intermedias. En este caso el pistón mueve directamente la plataforma, por tanto, se podría prescindir en cierta manera del sistema. La modificación se basaría en la eliminación del mecanismo y a su vez la colocación de 4 actuadores en cada vértice haciendo también la función estructural de los pilares.

Por otro lado, la configuración 2 es bastante parecida a la configuración 4. Sin embargo, la imposición de tener que utilizar un actuador tipo telescópico en el sistema hidráulico elevaría el coste de fabricación.

La elección final ha sido la configuración 4. Como puede verse no es la cinemáticamente óptima, en cambio, frente a los valores de fuerza y longitud del actuador es la más viable. Ya que no presenta una fuerza muy elevada (comparada con las diferentes configuraciones) y se puede utilizar un pistón estándar.

#### *4.5.2 ELECCIÓN DEL PISTÓN HIDRAULICO*

Para finalizar el análisis, se ha hecho el estudio cuantitativo de la configuración seleccionada para poder obtener el resultado de la fuerza que tiene que ejercer el pistón. La única gráfica que ha representado un mínimo cambio es la tensión del actuador (Figura 37). Esto se debe a que en el estudio cualitativo estaba geométricamente correctamente, pero la masa del conjunto ha sido modificada.

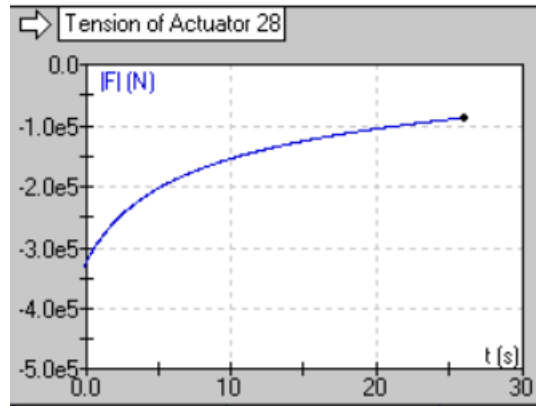


Figura 37. Tensión actuador (resultado cuantitativo)

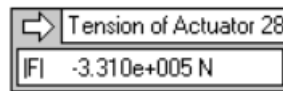


Figura 38. Fuerza máxima efectuada por el actuador.

Como se puede apreciar en la Figura 38 la fuerza máxima a superar para elevar el peso total a la velocidad deseada es de **331KN**. A continuación, se seleccionará el actuador.

Los actuadores encargados de dotar de movimiento a la plataforma son del fabricante LIEBHERR (Figura 39). Es de la serie-producción 380bar y las características técnicas son las siguientes.

Ø Cilindro	100 mm
Ø Vástago	65 mm
Carrera máxima	2300 mm
Fuerza a 380 bar [Compresión]	298.45 KN
Fuerza a 380 bar [Extensión]	172.36 KN
Rango de Presiones	100 a 380 bar

Se seleccionarán pistones de este tipo, pero trabajarán a una presión menor de 380bar. Se ha optado por dos pistones colocados paralelamente, de esta manera cada uno soportaría la mitad del esfuerzo y se podrá trabajar a menor presión.

Los cálculos realizados se encuentran en el [ANEJO: CÁLCULOS ACTUADOR]



*Figura 39. Pistón hidráulico LIEBHERR.*



## 5. ANÁLISIS ESTRUCTURAL

### 5.1 INTRODUCCIÓN

**La resistencia de materiales clásica** es una disciplina de la ingeniería mecánica, la ingeniería estructural y la ingeniería industrial que estudia la mecánica de sólidos deformables mediante modelos simplificados. La resistencia de un elemento se define como su capacidad para resistir esfuerzos y fuerzas aplicadas sin romperse, adquirir deformaciones permanentes o deteriorarse de algún modo. La elección del criterio para calcular el coeficiente de seguridad es el criterio de Von Mises, explicado a continuación.

De acuerdo con el **Criterio de Von Mises**, una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos la energía de distorsión por unidad de volumen rebasa un cierto umbral. La **Tensión de Von Mises** es una magnitud física definida para ser utilizada en teorías de fallo, muy efectiva para materiales dúctiles bajo cargas estáticas. La tensión de Von Mises es un escalar proporcional a la energía de deformación elástica de distorsión que puede expresarse en función de las componentes del tensor tensión, en particular admite una expresión simple en función de las tensiones principales, por lo que la tensión de Von Mises puede calcularse a partir de la expresión de la energía de deformación distorsiva.

Este análisis se hará con **Método de Elementos Finitos** (utilizado por la mayoría de los softwares). El método propone en subdividir la figura en partes más diminutas, haciendo que el número infinito de variables pase a ser un número limitado y bien definido. Estos elementos pueden tener diferentes formas (triangular, cuadrangular...) esto repercutirá a la hora de solucionar el problema, por esta razón antes de seleccionar la forma, se deberá estudiar sus ventajas e inconvenientes. Los elementos están unidos por puntos llamados nodos. El conjunto de nodos y elementos forman la malla. Dependiendo de las características de la malla la solución convergerá a un mejor resultado o peor.

### 5.2 OBJETIVOS

Esta parte del estudio está enfocada al cálculo estructural del conjunto. El objetivo principal es comprobar que la estructura diseñada resista las cargas de los dos vehículos y de los aceros que la componen con cierto margen de seguridad.

En base al diseño del elevador ideado con anterioridad, se variará la geometría inicial y los componentes que la constituyen para contemplar su comportamiento. Se iterará repetidamente hasta que la estructura resista las cargas con un determinado coeficiente de seguridad establecido. La optimización geométrica siempre constará de un ahorro de material y la consecuencia de esto repercutirá directamente en el coste y en el peso.

Este apartado se realizará con el programa **FUSION 360** [ANEJO: SOFTWARE UTILIZADO]

El coeficiente seleccionado variará entre 2.5 y 5. Si el valor es superior a 5 se considerará el elemento sobredimensionado sin tener en cuenta la optimización, y un valor por debajo de 2.5 no se considerará correcto dado que el fallo en la estructura podría causar tanto daños materiales como personales.

Para las piezas el material utilizado para las piezas será el Steel275. El programa no dispone de este material, pero sí de uno similar Steel ASTM A36.

### 5.3 HIPOTESIS

Para simplificar el problema de forma que reduzca de manera significativa el coste computacional, aumentando de manera insignificante el error de cálculo, se tendrá en cuenta las siguientes hipótesis:

- El peso que los vehículos ejercen sobre las plataformas será el mismo para los cuatro puntos de apoyos (ruedas). No se tendrá en cuenta la posición del centro de gravedad del vehículo.
- Las uniones que puedan existir entre diversos componentes en el ensamblaje (soldaduras, remaches...) serán consideradas como uniones perfectas. Estas uniones no debilitarán la estructura.
- Como se ha mencionado en el estudio cinemático, las aceleraciones serán tan pequeñas que se podrá despreciar las fuerzas inerciales ( $F = -ma$ ), que sufre el conjunto.
- La resistencia estructural se estudiará como un elemento estático-elástico lineal en las dos posiciones características del sistema. Posición superior de la plataforma y posición inferior.
- Para introducir el peso del vehículo en el programa se simularán dos casos: En el primer caso se dividirá el peso total del automóvil en 4 puntos de apoyo (huella del neumático). En segundo lugar, se distribuirá el peso sobre toda el área de la plataforma. Para dar el cálculo como válido deberá cumplir los dos casos.

### 5.4 CÁLCULOS

El procedimiento utilizado para el cálculo estructural ha sido el siguiente:

Una vez diseñado en un boceto el diseño del parking de vehículos, se ha dividido en diferentes partes para facilitar el cálculo estructural. Estará constituido por las siguientes partes principales: el porche, el mecanismo de tijera y la base.

En este caso se tiene el **porche** que está compuesto por una estructura de metal totalmente rígida. Esta parte hará la función de soportar el peso de un automóvil y transmitirlo hacia la parte inferior.

A continuación, tenemos el **mecanismo de tijera**, esta parte tendrá dos funciones fundamentales. Deberá dotar de movimiento vertical a la cabina haciendo la función principal

del parking reducido y también transmitirá el peso del porche, del vehículo inferior y del suyo propio a la base. El mecanismo también se calculará en piezas individuales y subconjuntos más reducidos.

Por último, **la base** tendrá contenida todos los componentes del sistema hidráulico y dejará reposar el peso total de la estructura metálica al cimiento. Esta parte estará en contacto directo con la fosa de hormigón, por tanto, no se procederá a su cálculo, pero si a las piezas que reposan sobre ella.

La dirección para dimensionar la estructura será de la parte superior a la parte inferior, ya que las piezas más elevadas son las menos dependientes, es decir, su dimensionado dependerá de menos factores que otras piezas como la base. A la hora de calcular, esta dirección es la más sencilla ya que se reducirá de manera notable el número de iteraciones.

Para la parte del mecanismo de tijeras se han utilizado piezas diseñadas en este trabajo (no existentes en el mercado), pero con visión para su futura fabricación.

## 5.5 RESULTADOS

Se mallará de la siguiente manera, la primera iteración de la malla será de un 3% de su volumen. A continuación, el programa iterará de manera automática y con gran precisión hasta que entre la penúltima y última iteración no sobrepase de un error del 5%. El material utilizado en todos los componentes será de Acero ASTM A36.

### Porche (Figura 40)

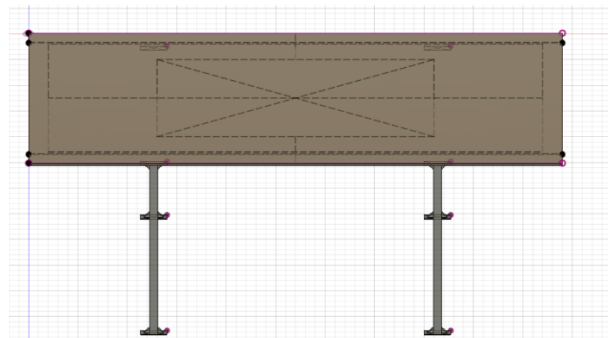


Figura 40. Porche

El peso a soportar será de 30 KN en la plataforma superior (vehículo) y el peso propio de la estructura metálica. Por otro lado, las restricciones se situarán en la base de los 4 pilares impidiendo el desplazamiento en las 3 direcciones. El material utilizado en todos los componentes será de Acero ASTM A36. Por último, se definirán los contactos como *bonded* o fijos, ya que solo se tiene soldaduras y remaches.

### Carga distribuida

En esta simulación se aplica una carga de 30,000N (3,000 kg aproximadamente) distribuida en la plataforma superior.

### 1º Iteración

Para la primera iteración se ha utilizado un porche con dos vigas transversales coincidiendo a la altura de los pilares. Además, no presenta refuerzos (nervios) en la unión marco metálico-pilares.

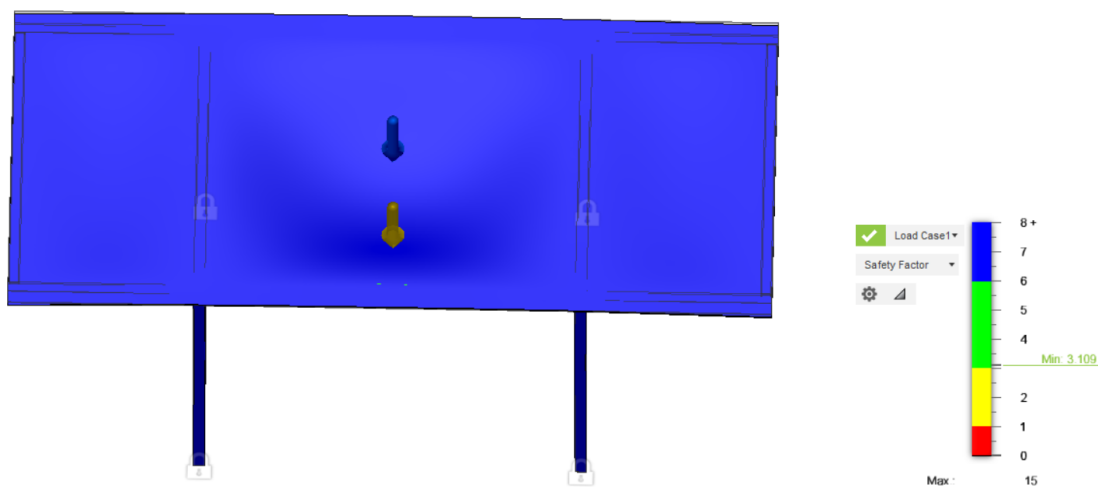


Figura 41. Porche 1ª Iteración, Carga Distribuida, Coeficiente de Seguridad

Como se puede observar en la Figura 41 se representa el Coeficiente de Seguridad repartido por todo el ensamblaje. De color verde se representa una pequeña área situado cerca de la unión de la plataforma con el marco metálico que marca un Coeficiente de Seguridad mínimo de 3.1. Según el rango escogido por el ingeniero sería aceptable, pero muy justo.

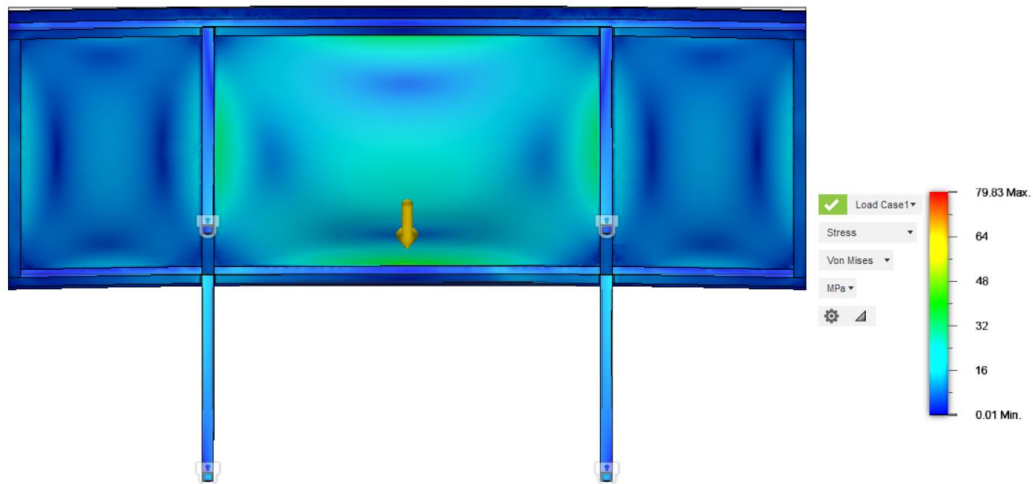


Figura 42. Porche 1ª Iteración, Carga Distribuida, Tensión

En la Figura 42 se representa el campo de tensiones que aporta la misma información que el Coeficiente de seguridad, ya que estos dos valores están relacionados por el límite elástico.

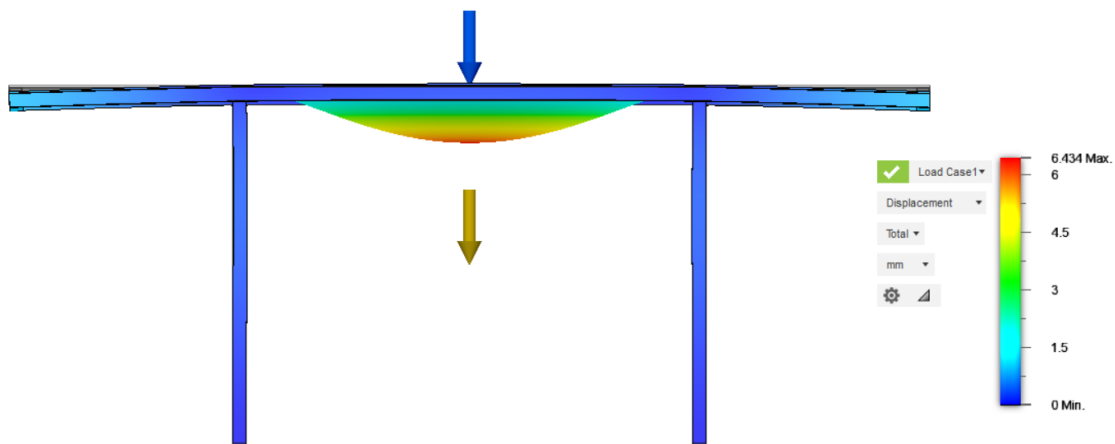


Figura 83. Porche 1ª Iteración, Carga Distribuida, Desplazamiento

Por último, en el campo de desplazamientos mostrado en la Figura 43 se puede observar que el punto medio de la plataforma presenta una deformación de 6.43 mm. Se considerará un valor válido para la estructura.

A pesar de que esta primera iteración cumple con lo establecido (muy ajustado el valor del Coeficiente de Seguridad) se ha optado por mejorar la estructura y hacer una segunda iteración. Esta segunda iteración está se hará ya que con pequeñas modificaciones (refuerzos) y se observará que se puede optimizar de manera significativa.

## 2º Iteración

En la segunda iteración se ha añadido una viga transversal en la zona central de la plancha para reforzar la estructura y evitar grandes deformaciones en el centro. A parte se han añadido refuerzos para así intentar incrementar el coeficiente estructural.

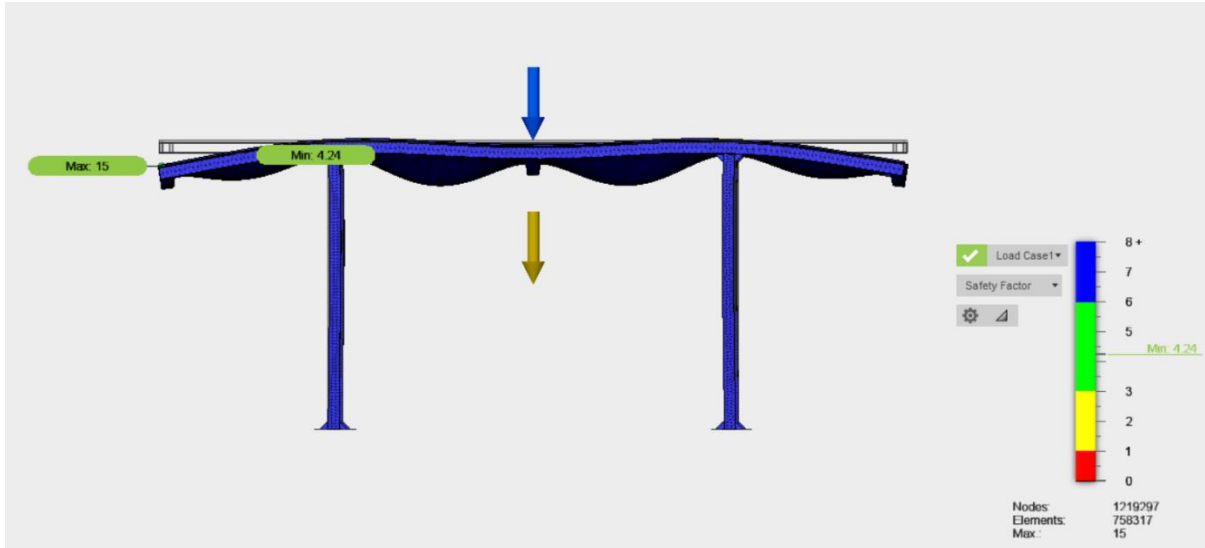


Figura 44. Porche 2ª Iteración, Carga Distribuida, Coeficiente de Seguridad

Efectivamente, en la Figura 44 se muestra cómo al añadir los refuerzos se ha conseguido aumentar el Coeficiente de Seguridad a una 4.24.

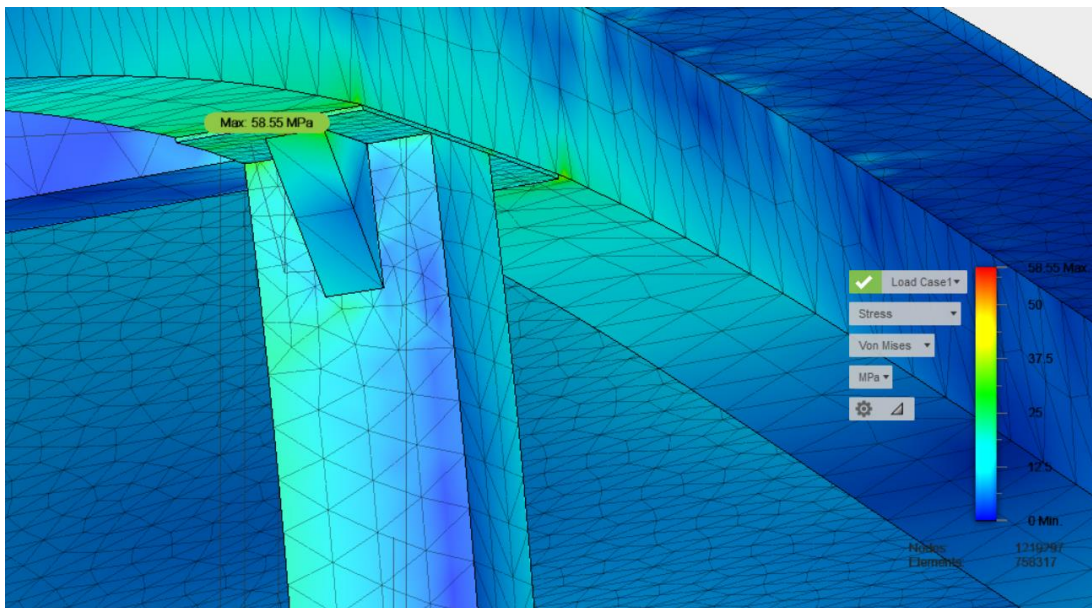


Figura 45. Porche 2ª Iteración, Carga Distribuida, Tensión

El punto crítico ha pasado de estar en la unión entre marco metálico-plancha a estar en la unión del marco metálico con los pilares (Figura 45). Este cambio de posición significa que la nueva iteración ha dado mejor resultado.

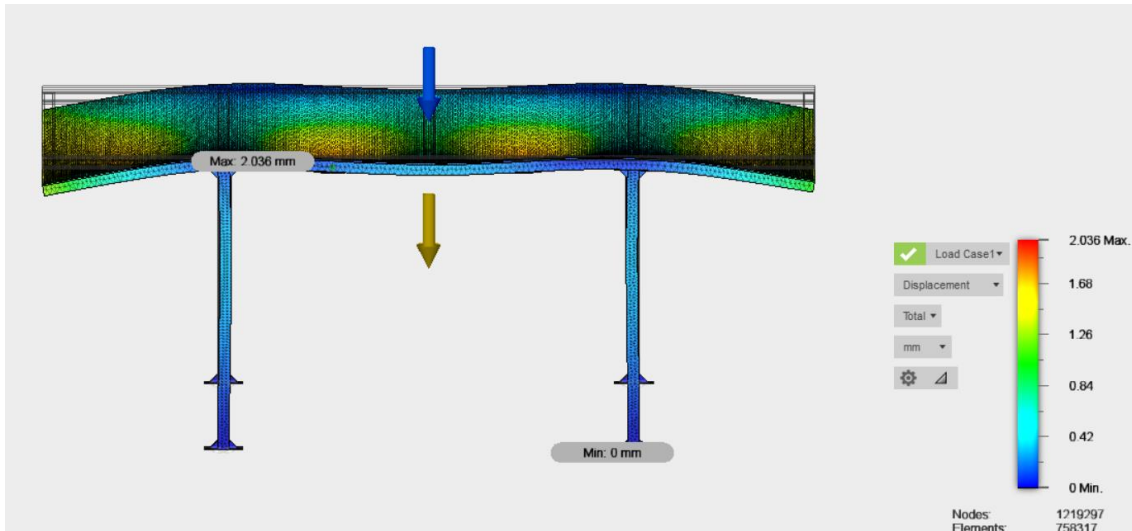


Figura 46. Porche 2ª iteración, Carga Distribuida, Desplazamiento

Debido al aumento de rigidez en la estructura en todo su conjunto también se han reducido los desplazamientos en más de 4 mm (Figura 46).

### Cargas puntuales

Para este caso segundo se aplicará 4 fuerzas puntuales de 7,500 N (750 kg aproximadamente) en las posiciones donde estarían situadas las ruedas cuando el vehículo estuviese aparcado. La separación en la dirección longitudinal será de aproximadamente 2.8 m mientras que en la dirección de la anchura será de 1.5 m (separación entre ruedas en un vehículo estándar).

1º Iteración

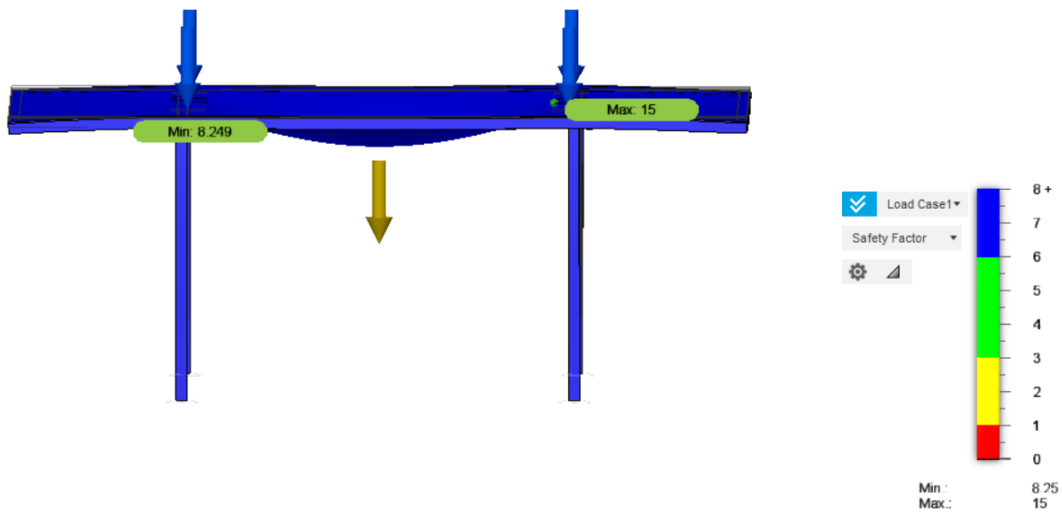


Figura 47. Porche 1ª Iteración, Carga Puntual, Coeficiente de Seguridad

El coeficiente de seguridad mínimo en toda la estructura es de 8.25 como se muestra en la Figura 47. Al presentarse una mayor seguridad con el método de Cargas puntuales, se puede decir que es el caso menos restrictivo.

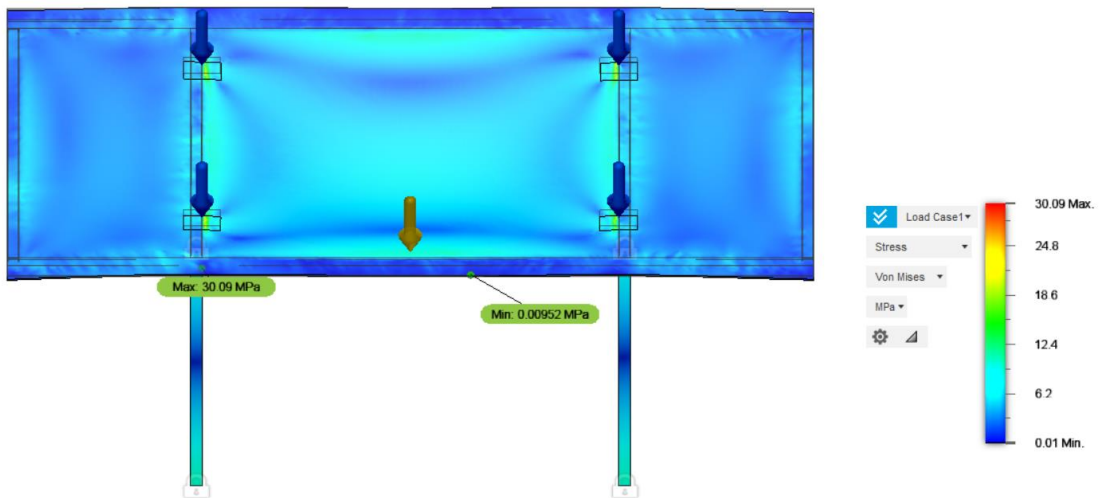


Figura 48. Porche 1ª Iteración, Carga Puntual, Tensión

Las tensiones máximas aparecen donde están situado las huellas de contacto de las ruedas del vehículo con la plataforma, en la parte que no está reforzado con el marco metálico (Figura 48).



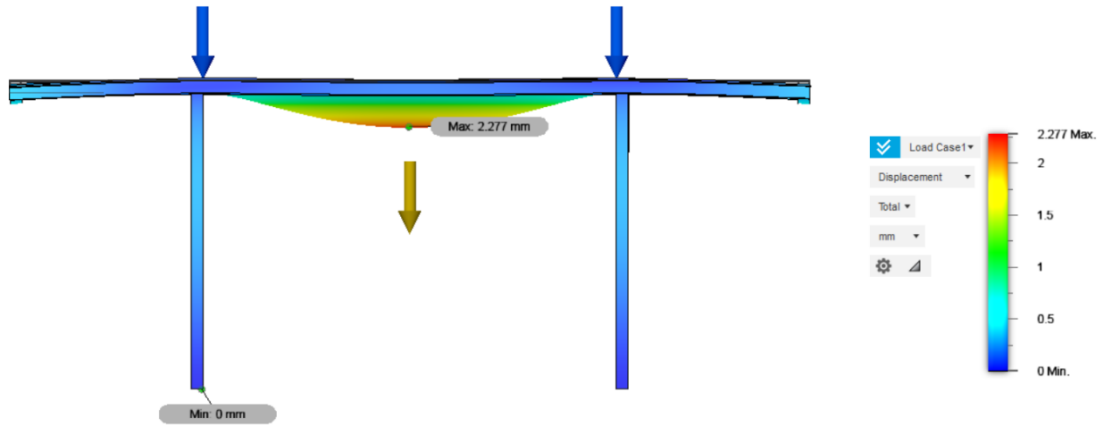


Figura 49. Porche 1ª Iteración, Carga Puntual, Desplazamiento

El mayor desplazamiento de la estructura se encuentra en la plataforma en el punto intermedio (Figura 49).

**2ª Iteración**

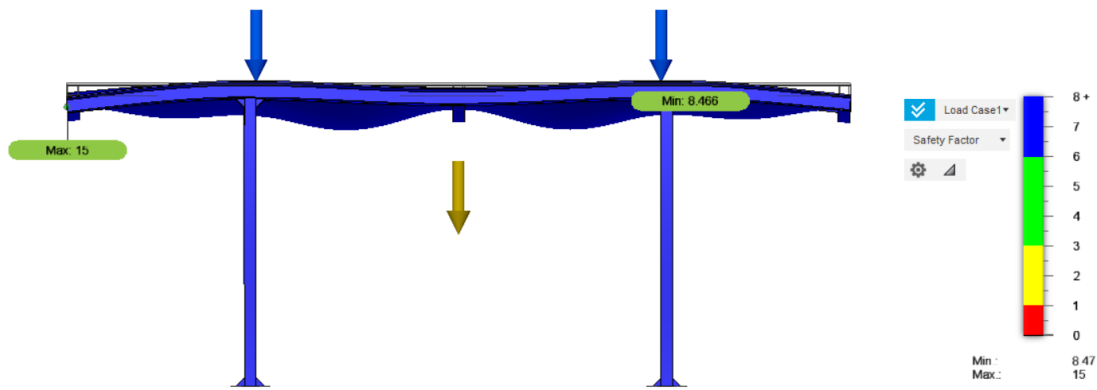


Figura 50. Porche 2ª Iteración, Carga Puntual, Coeficiente de Seguridad

Respecto la 1ª Iteración se ha conseguido aumentar el coeficiente de seguridad de 8.249 a 8.47 (Figura 50). Este valor no tendrá mucha importancia ya que como se ha dicho anteriormente la carga distribuida es la más restrictiva.

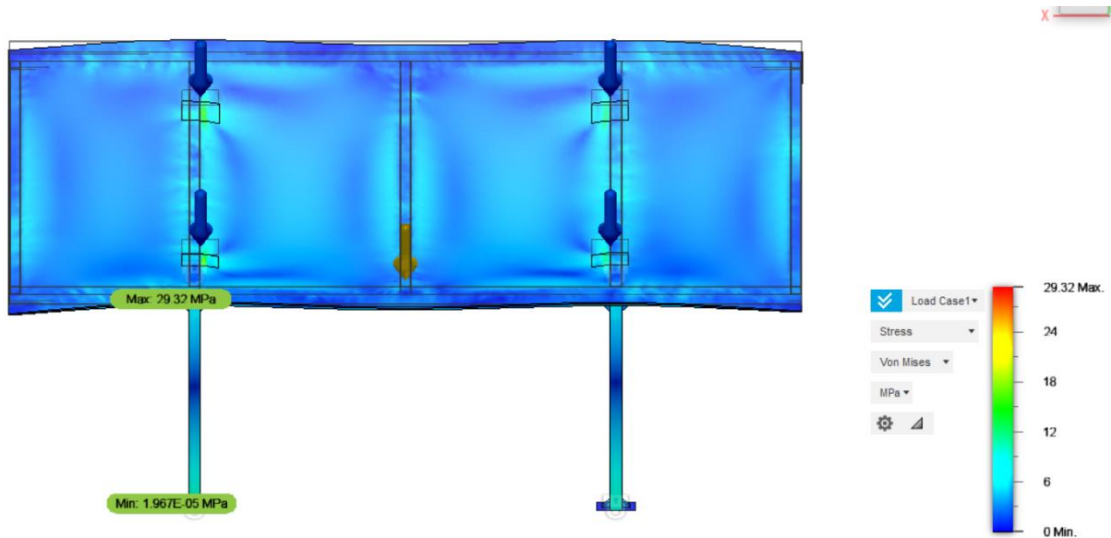


Figura 51. Porche 2ª Iteración, Carga Puntual, Tensión

Las tensiones se han visto reducidas, pero siguen concentradas en las mismas posiciones que la 1ª iteración (figura 51).

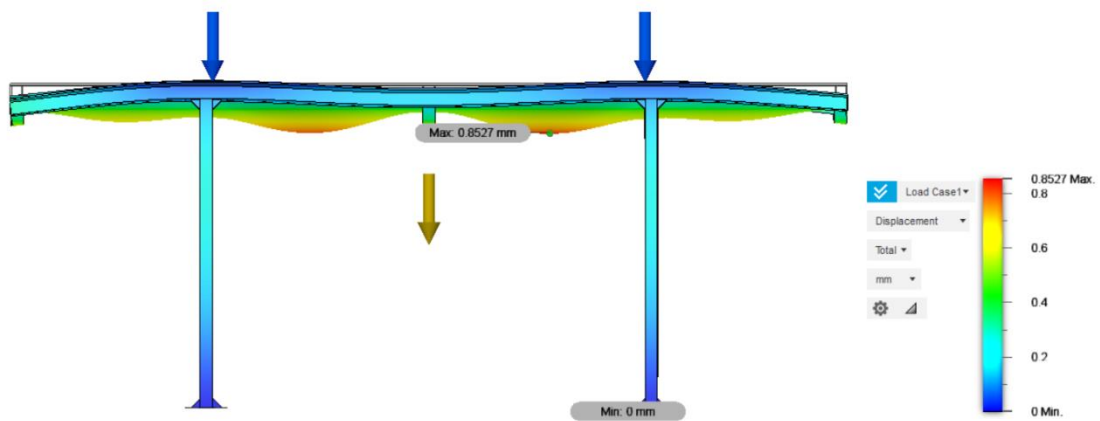


Figura 52. Porche 2ª Iteración, Carga Puntual, Desplazamiento

El desplazamiento se ha visto reducido debido a la incorporación del travesaño central, que crea dos zonas con mayor deformación, pero sin igualar en valor de la 1ª iteración (Figura 52).

### Plataforma inferior y marco metálico

Para este cálculo se ha restringido en todas las direcciones tanto los pares rotativos como los pares prismáticos y se han introducido cargas de los pisos superiores (porche + vehículo superior + vehículo inferior). De esta manera se podrá simular este conjunto de piezas comprobando si ejercen buena resistencia mecánica. También se comprobará con dos formas de simular las cargas: distribuida o puntual.

#### Carga distribuida

En esta simulación se aplica una carga de 20,000N (2,000kg aproximadamente) del vehículo distribuida por toda el área de la plataforma inferior y se han aplicado 47,000N transmitidos del vehículo superior y del peso del porche a 4 puntos (apoyo soldado de los pilares con el marco metálico).

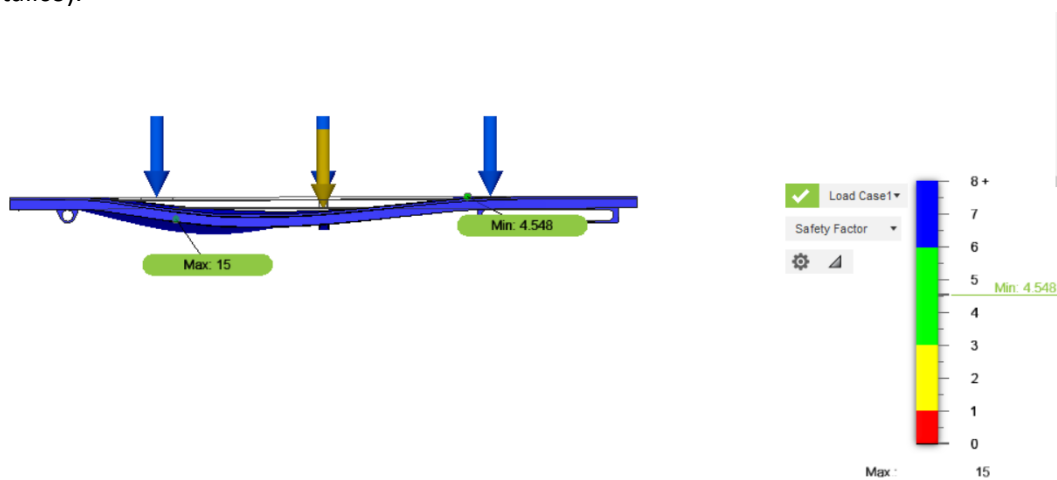


Figura 53. Carga Distribuida, Coeficiente de Seguridad

Se ha obtenido un coeficiente de seguridad de 4.548 (Figura 53), muy aceptable. Como se podrá comprobar a posterior en este caso la carga distribuida es más restrictiva que la puntual, por tanto, será el caso a tener en cuenta.

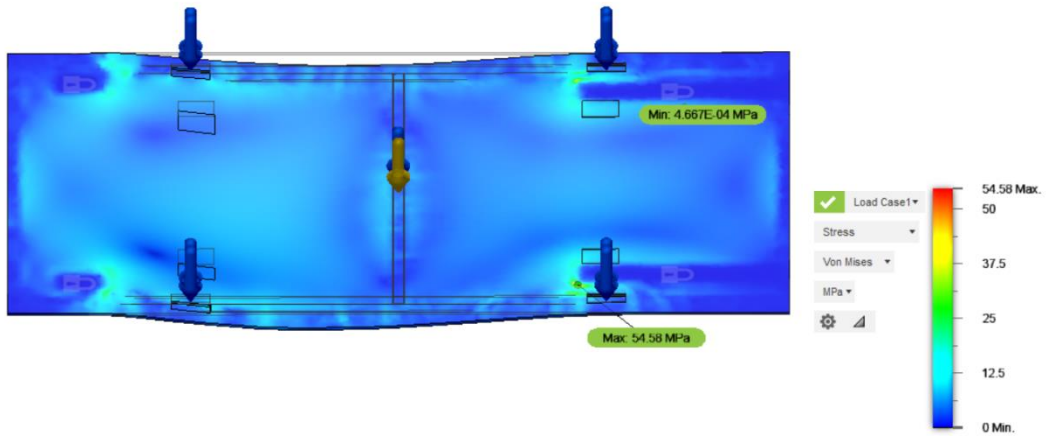


Figura 54. Carga Distribuida, Tensión

Las tensiones se concentran cerca de las piezas que se han puesto como restrictivas en el estudio (figura 54). Algo totalmente lógico ya que también es la zona donde se encuentran aplicadas la mayoría de los esfuerzos.

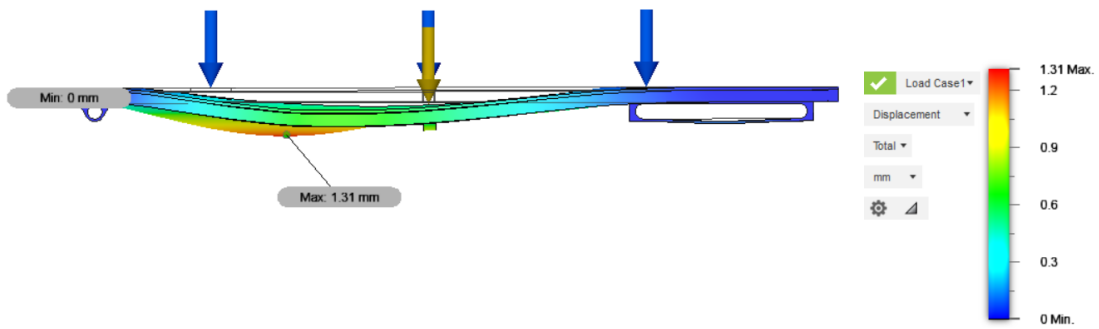


Figura 55. Carga Distribuida, Desplazamiento

### Cargas puntuales

Para este caso se aplicará 4 fuerzas puntuales de 5,000 N (500 kg aproximadamente) en las posiciones donde se situarían las ruedas cuando el vehículo estuviese aparcado. La separación en la dirección longitud será de aproximadamente 2.8 m mientras que en la dirección de la anchura será de 1.5 m.

Además, se añadirá 47000N (4700kg) que son transmitidos del vehículo superior y del peso del porche a 4 puntos.

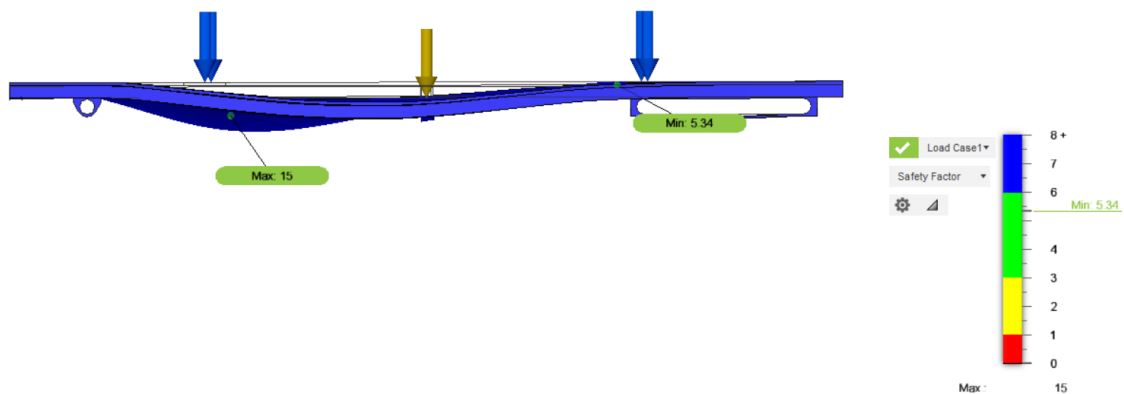


Figura 56. Carga Distribuida, Coeficiente de Seguridad

Se puede observar que el coeficiente de seguridad cumple con creces el objetivo establecido (Figura 56). Un coeficiente de 5.34 es algo elevado, pero se aceptará ya que no sobrepasa el límite superior impuesto.



Figura 57. Carga Distribuida, Tensión

Las tensiones se concentran cerca de la unión del par prismático con su unión con la plancha (Figura 57).

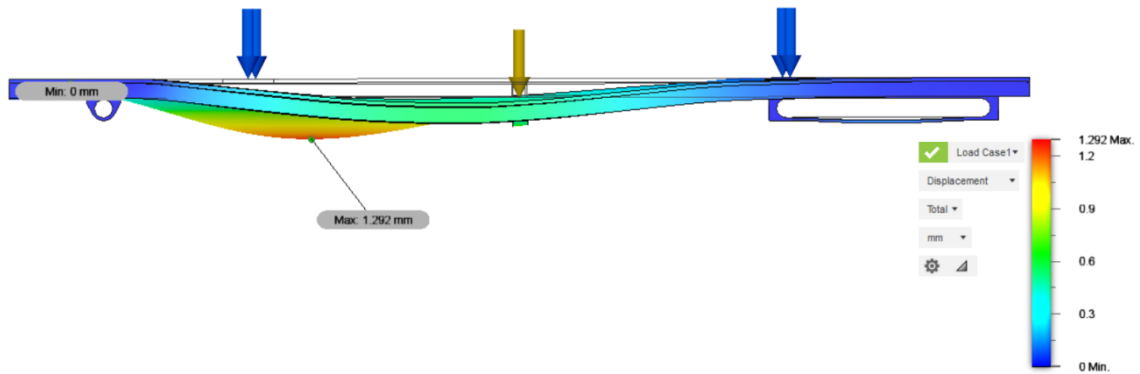


Figura 58. Carga Distribuida, Desplazamiento

El desplazamiento máximo se da entre travesaño y la barra paralela del marco metálico ya que el voladizo es elevado y no hay material para rigidizar la plancha. No obstante, se considera que un desplazamiento 1.292 mm es aceptable (Figura 58).

### Par rotativo y Par prismático

Tanto el par rotativo como el par prismático han sido utilizados como restricciones para el estudio de la plataforma inferior y el marco metálico, por tanto, se estudiará su resistencia ya que se les transmite un esfuerzo importante. En esta simulación se repartirá una fuerza de 87,000N entre 4 superficies (2 par rotativo y 2 par prismático). Las restricciones se situarán en la cara curvada interna de las piezas, ya que es ahí donde los *pins* de las barras ejercerán el esfuerzo.



Figura 59. Par rotativo, Tensión

La tensión que se observa en el par rotativo es más que aceptable (Figura 59), situado en el vértice de cambio de sección, algo completamente previsible. Esta pieza debe ser bien estudiada y con un coeficiente mayor que el resto, ya que es pequeña y crítica.

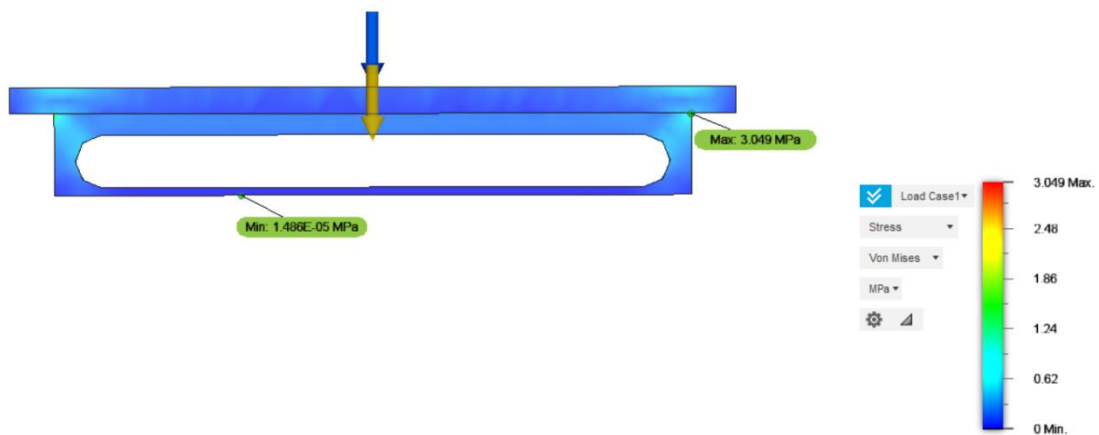


Figura 60. Par prismático, Tensión

El par prismático presenta unas tensiones menores al par prismático ya que soporta el mismo esfuerzo en un área mayor (Figura 60). Las mayores tensiones se encuentran en el cambio de sección como en el caso anterior.

### Barras diagonales (mecanismo tijera)

El mecanismo de tijeras se ha simplificado en las barras diagonales móviles. Este subconjunto se encuentra en la zona inferior de la plataforma inferior, por tanto, se le transmitirá todo el esfuerzo a través de los pares calculados anteriormente. Este conjunto de piezas es el más crítico debido a que están compuesto por barras de una longitud considerable que soportan cargas elevadas. Esto quiere decir, que sufrirá sobre todo a flexión. Después de diversas iteraciones se ha optado por el refuerzo de las barras por la parte central, ya que se hallaban tensiones tan altas que hacían quebrar las barras. La última iteración será mostrada a continuación.

Para este sistema se ha restringido las barras por los *pins* inferiores y se han cargado los extremos de la parte superior con una fuerza de aproximadamente 86,000N.

En este caso se procederá a calcular en las dos posiciones extremas del mecanismo: punto inferior y punto superior.

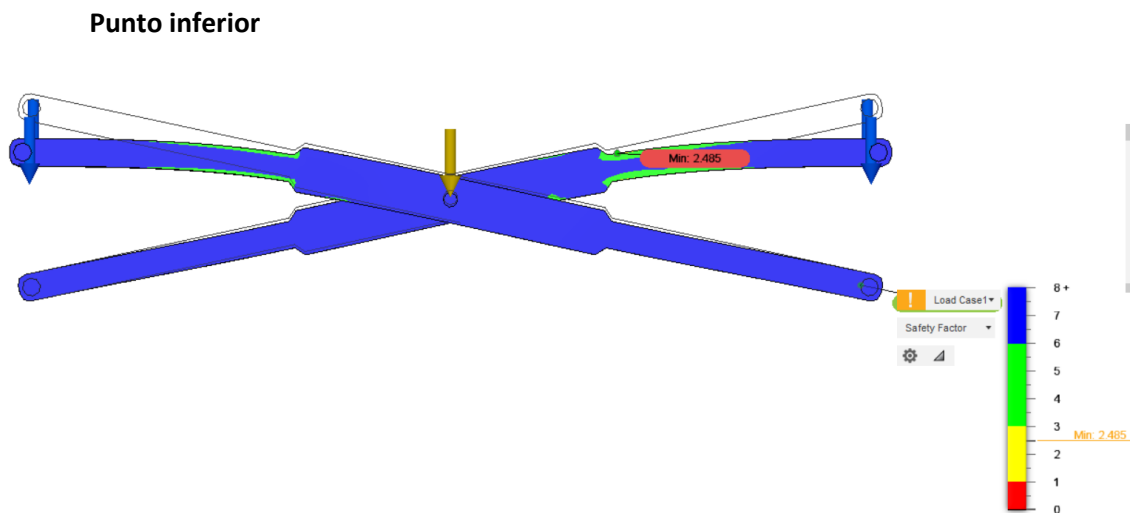


Figura 61. Mecanismo de tijeras (punto inferior), Coeficiente de Seguridad

Como se puede observar en la Figura 61 el coeficiente de seguridad del mecanismo alcanza el valor límite inferior que habíamos definido, esto es aproximadamente 2.5.



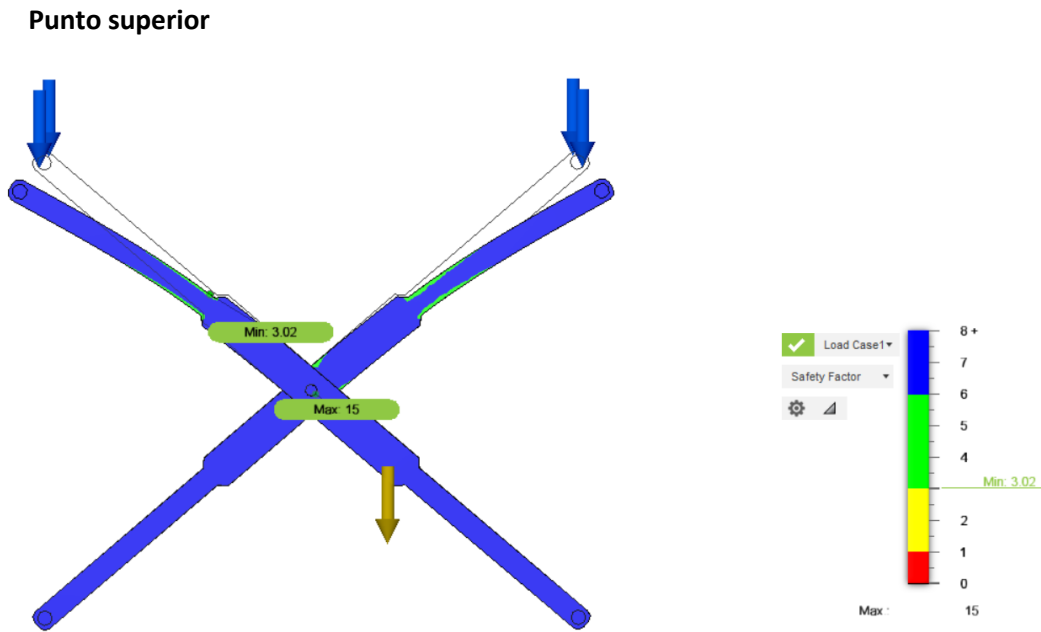


Figura 64. Mecanismo de tijeras (punto superior), Coeficiente de Seguridad

Como era de esperar el coeficiente de seguridad ha aumentado (Figura 64) respecto al estudio estático del punto inferior. La razón de esto es que la proyección horizontal de las barras se ha reducido debido a que tienen mayor inclinación. Para calcular la flexión se tiene en cuenta la fuerza (que es igual que el caso anterior) y la distancia horizontal (que en este caso ha disminuido), por tanto, el cociente dará un valor menor que el anterior.

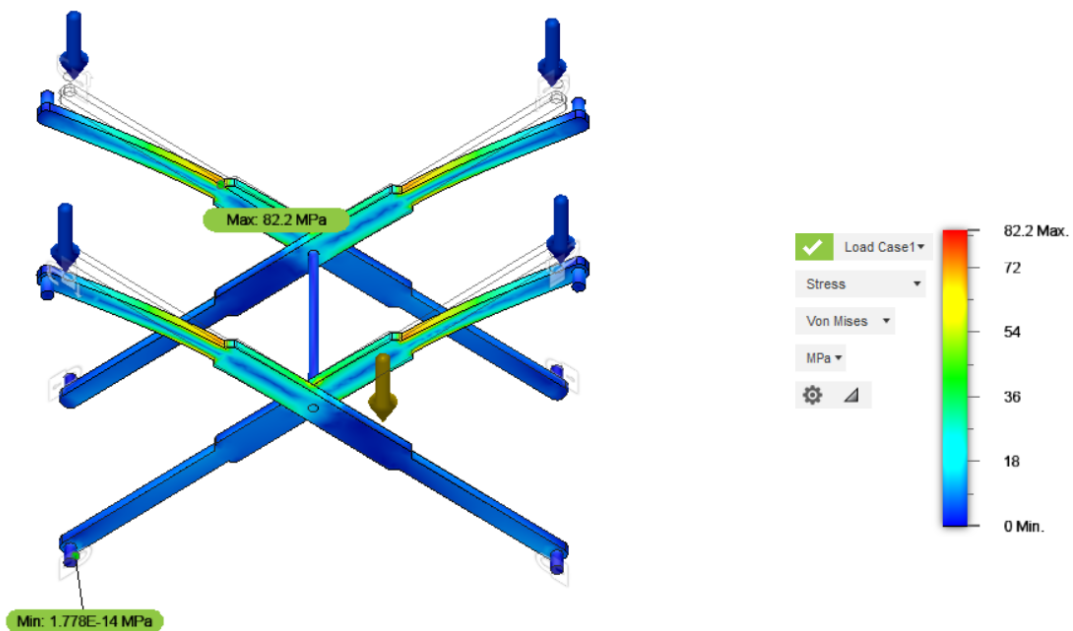


Figura 65. Mecanismo de tijeras (punto superior), Tensión

Las tensiones siguen concentrarse en la misma zona que en el punto inferior, pero con una menor magnitud (Figura 65).

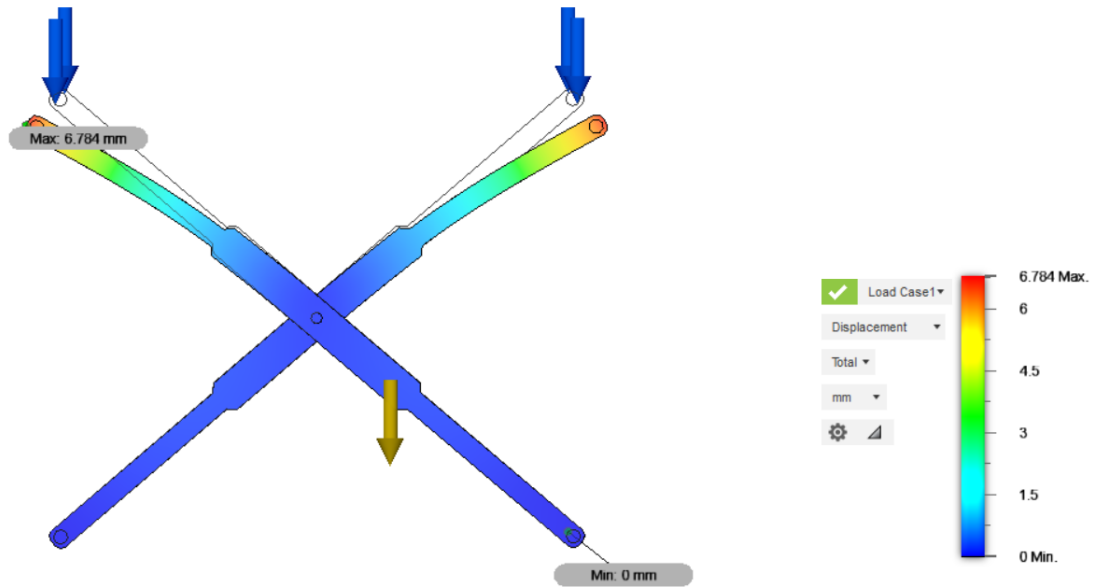


Figura 66. Mecanismo de tijeras (punto superior), Desplazamiento

Los desplazamientos son reducidos, por tanto, se consideran como admisibles. (Figura 66)

### Base

Como se ha dicho anteriormente los cálculos estructurales de la base no se han efectuado ya que tiene un espesor considerable y sobre todo porque está apoyada en una base de las mismas dimensiones de hormigón.

## 6. CONCLUSIONES

El sistema mecánico diseñado cumple con las especificaciones y requerimientos del proyecto. Hace la función de parking de vehículos en espacios reducidos, aprovechando el espacio vertical y haciendo posible el aparcamiento para más de un vehículo.

El diseño del proyecto cumple una serie de requisitos establecidos, ocultando el vehículo inferior en el subsuelo y aportando avance tecnológico a su entorno. Con la utilización de piezas comercializadas y piezas diseñadas en este Trabajo se ha conseguido el objetivo principal.

Mediante el análisis cinemático se han comparado diversas posiciones del actuador. A través de las respuestas de aceleración, velocidad, fuerza y longitud se ha conseguido analizar las ventajas e inconvenientes de cada una de las configuraciones, seleccionando el más adecuado para el elevador.

El análisis tensional ha posibilitado el dimensionado de la estructura metálica considerando un coeficiente de seguridad que garantiza soportar un peso superior a las cargas de dos vehículos de 30,000N y 20,000N. Con la combinación del factor de mayor resistencia y optimización del material se han obtenido buenos resultados.

Un aspecto muy significativo del Trabajo de Fin de Grado es el siguiente: los tres puntos principales del proyecto (diseño, análisis cinemático y análisis estructural) se han realizado de manera simultánea debido a la cohesión que presentan entre ellos.

Con los conocimientos adquiridos a lo largo del Grado en Ingeniería Mecánica se ha conseguido idear, estudiar y realizar un producto novedoso del mercado actual que con ayuda de empresas, experiencia y dedicación podría llegar a comercializarse.

## 7. BIBLIOGRAFÍA

- [https://www.alibaba.com/product-detail/Turkey-Underground-Vertical-pit-car-parking\\_60763802969.html?spm=a2700.7724857.main07.20.3a821ac0sfHzkx&s=p](https://www.alibaba.com/product-detail/Turkey-Underground-Vertical-pit-car-parking_60763802969.html?spm=a2700.7724857.main07.20.3a821ac0sfHzkx&s=p)
- <https://www.elevadoresvilber.es/productos/ascensores-montacargas-y-montacoches/sistema-de-aparcamiento-bipark-26>
- <http://www.cardok.com/es/Productos/cardok-multi-3/cardok-multi-prestige-3>
- [http://www.heraselevadores.com/essential\\_grid/modelo-prh-2-montacoches.com](http://www.heraselevadores.com/essential_grid/modelo-prh-2-montacoches.com)
- <http://wendycitychicago.com/the-car-parking-machine-1932>
- <https://www.autodesk.es/>
- <https://es.wikipedia.org>
- <https://bioprofe.com/cinematica-teoria/>
- [www.design-simulation.com/wm2d/](http://www.design-simulation.com/wm2d/)
- [https://es.wikipedia.org/wiki/Resistencia de materiales](https://es.wikipedia.org/wiki/Resistencia_de_materiales)
- [https://es.wikipedia.org/wiki/Tensi%C3%B3n de Von Mises](https://es.wikipedia.org/wiki/Tensi%C3%B3n_de_Von_Mises)
- <https://www.esss.co/blog/es/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es>
- <https://www.leecosteel.com/es/l%C3%A1mina-de-acero-s275.html>
- <http://blog.utp.edu.co>

UNIVERSITAT POLITÈCNICA VALENCIA

---

# DOCUMENTO 2: PLANOS

---

TRABAJO FIN DE GRADO

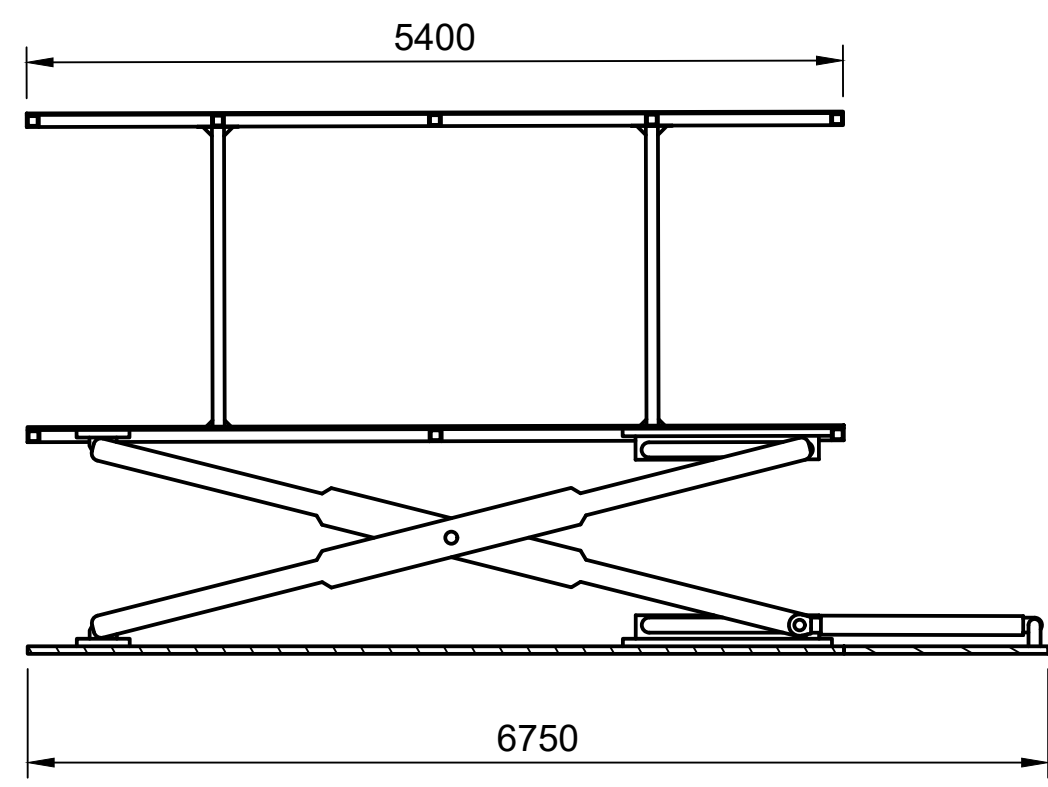
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR: ALBERT SAVAL RUEDA

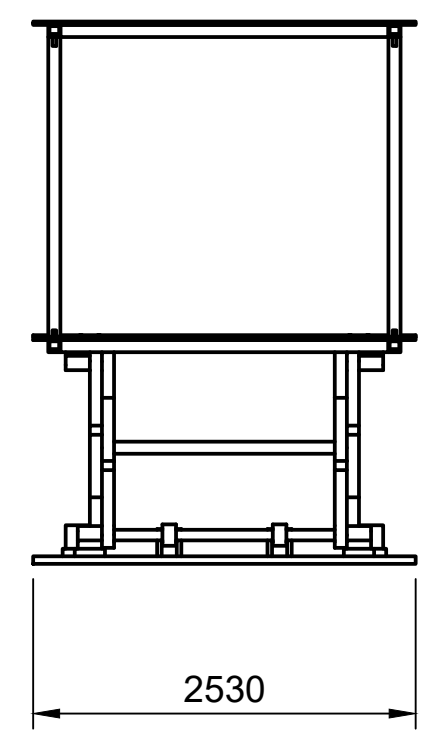
TUTORA: ANA VERCHER



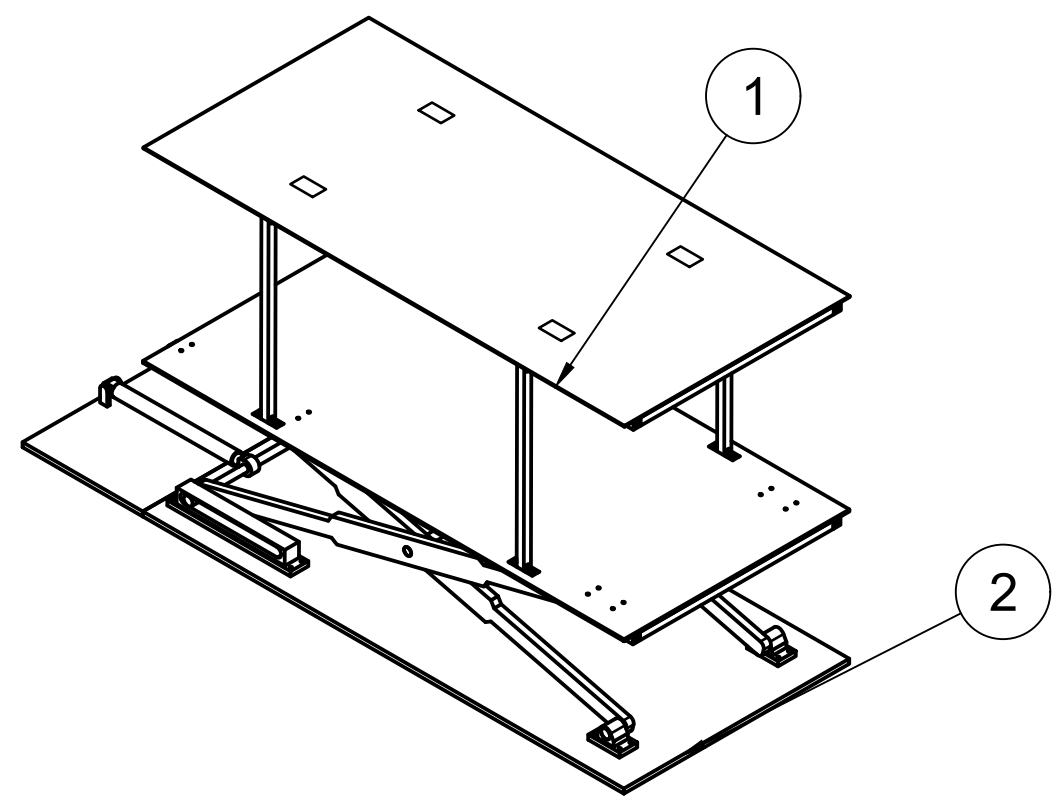
A-A (1:50)



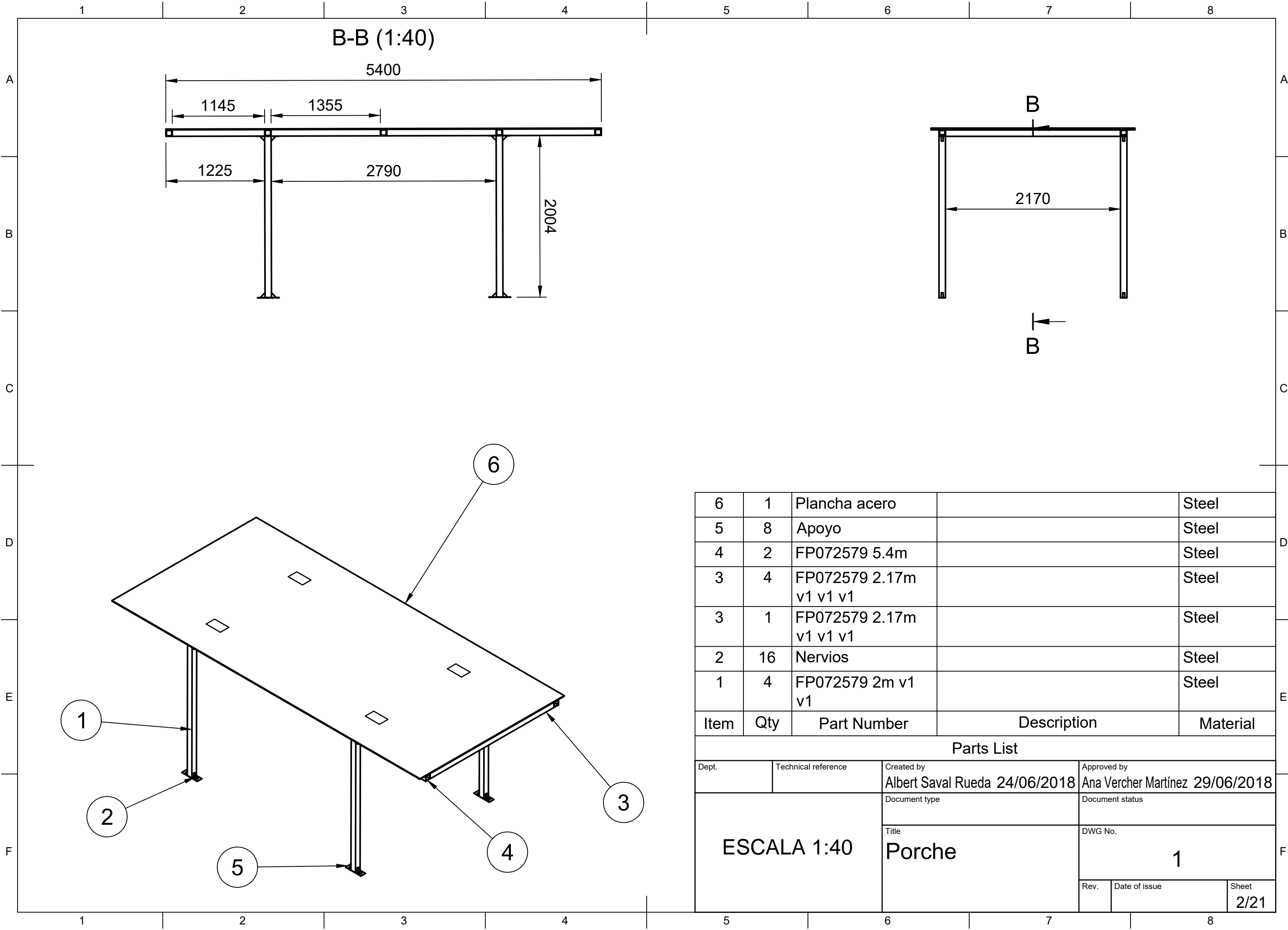
A  
←



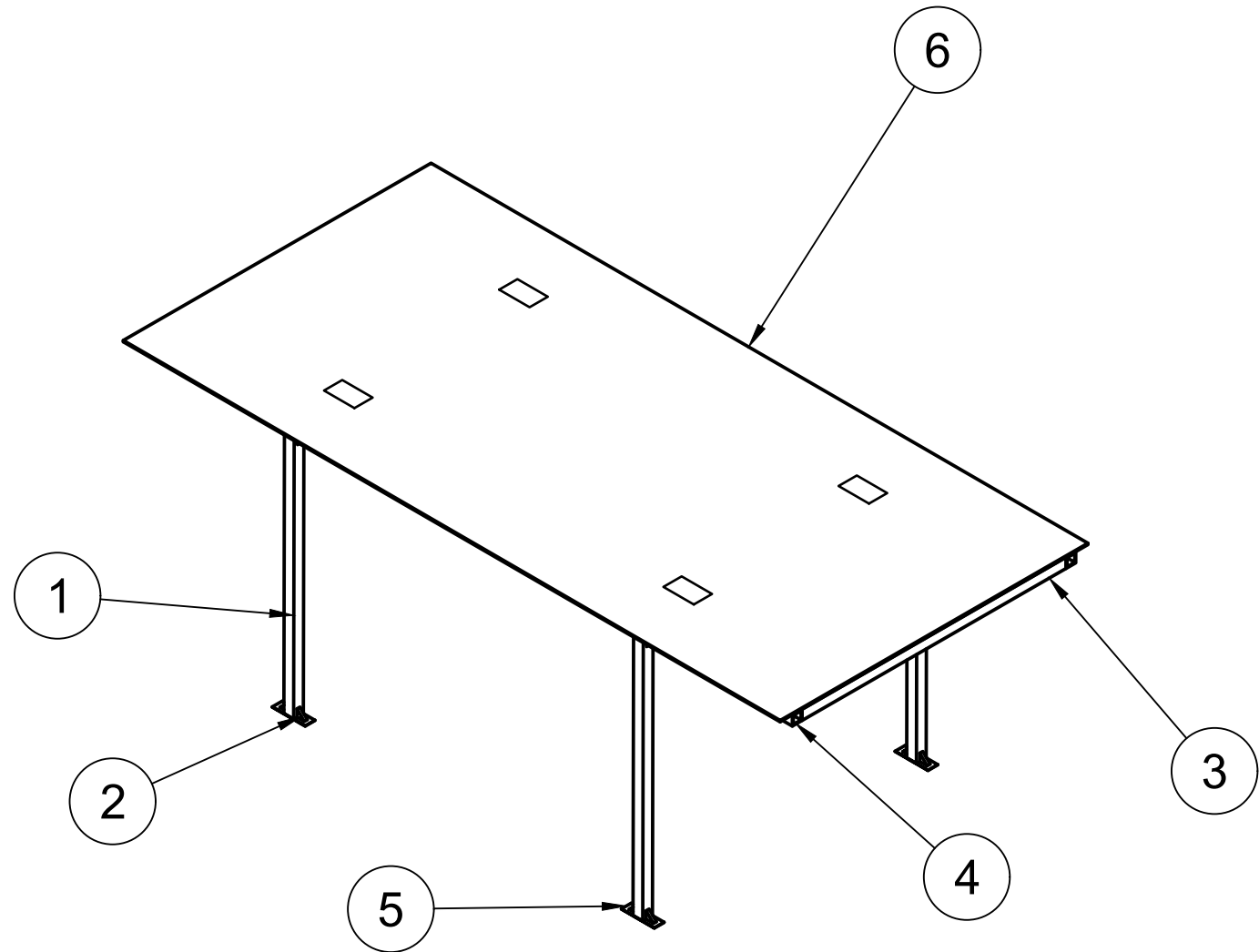
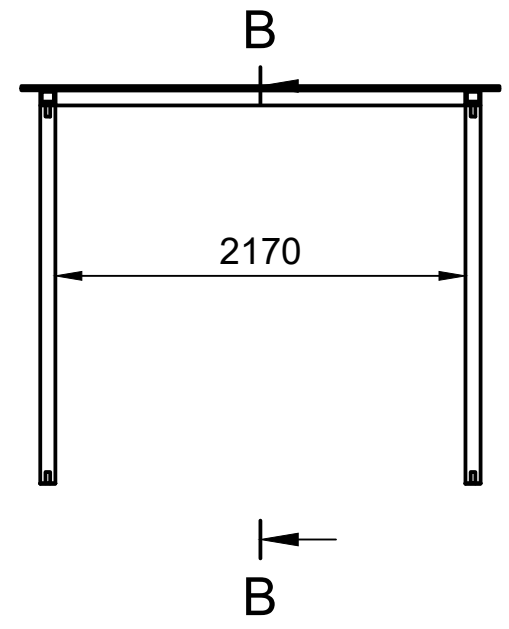
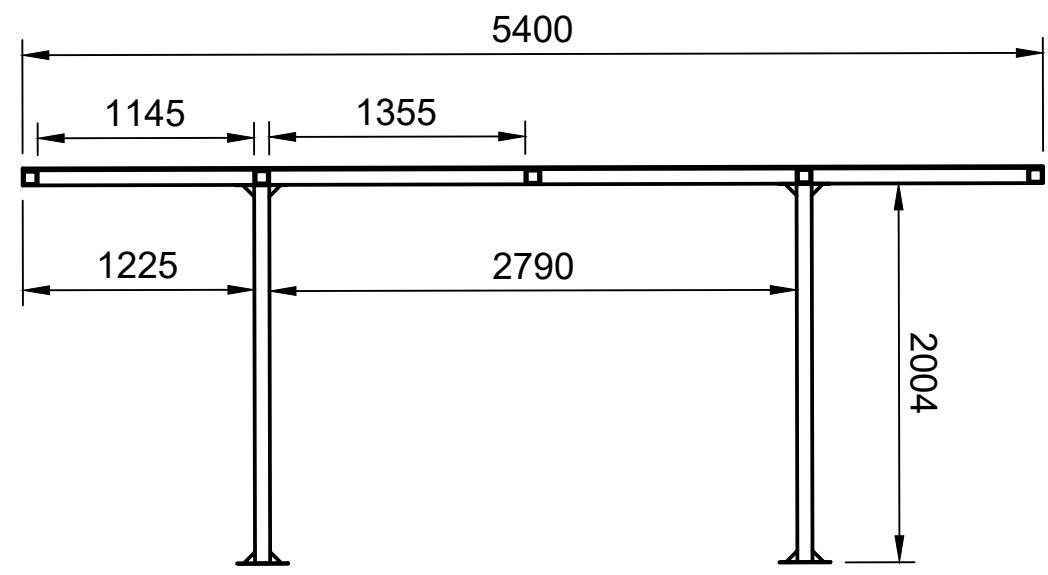
←  
A



2	1	Mecanismo tijeras		Steel
1	1	Porche		Steel
Item	Qty	Part Number	Description	Material
Parts List				
Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018	
ESCALA 1:50		Document type	Document status	
		Title Conjunto	DWG No. 0	
		Rev.	Date of issue	Sheet 1/21



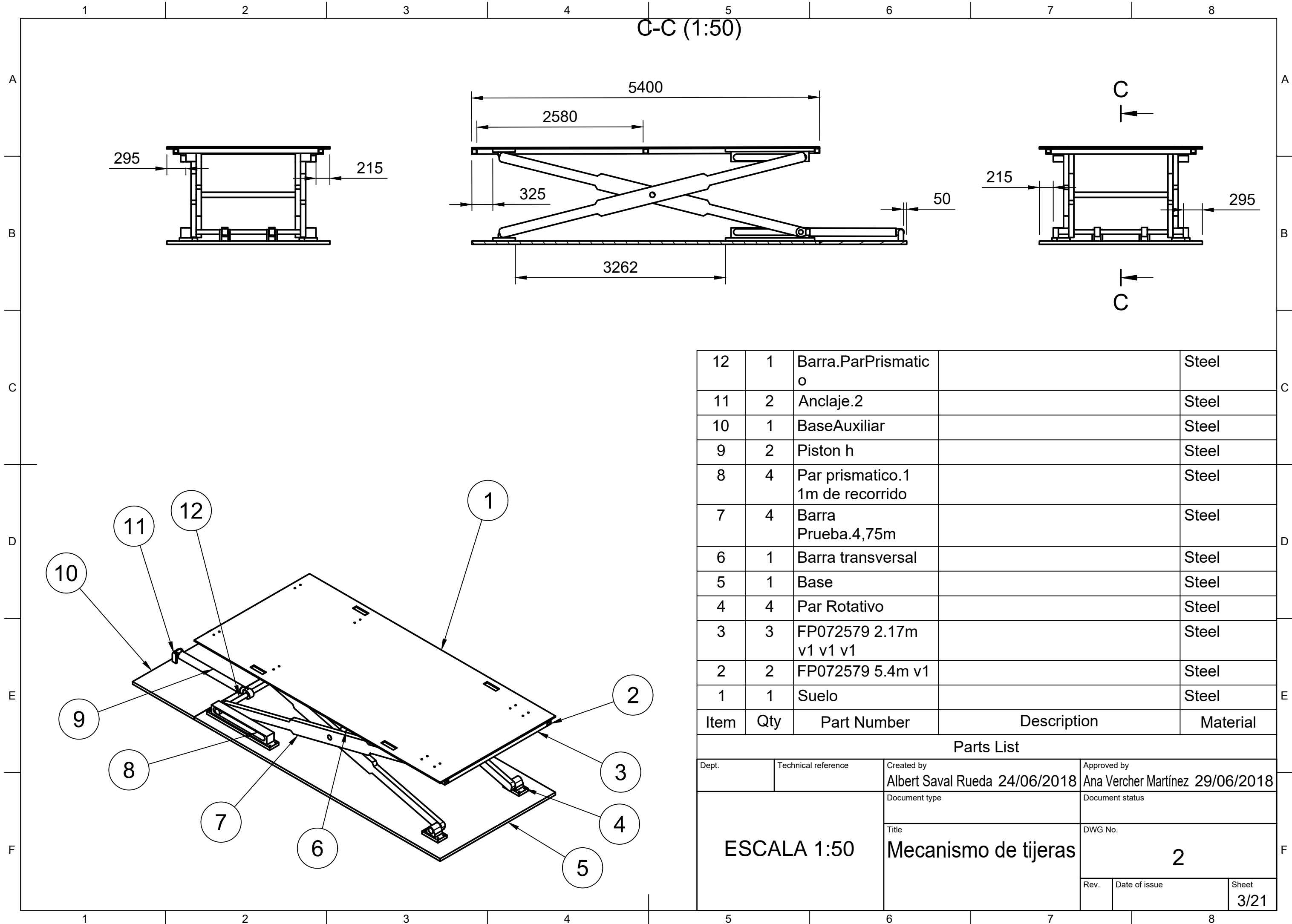
B-B (1:40)



6	1	Plancha acero		Steel
5	8	Apoyo		Steel
4	2	FP072579 5.4m		Steel
3	4	FP072579 2.17m v1 v1 v1		Steel
3	1	FP072579 2.17m v1 v1 v1		Steel
2	16	Nervios		Steel
1	4	FP072579 2m v1 v1		Steel
Item	Qty	Part Number	Description	Material

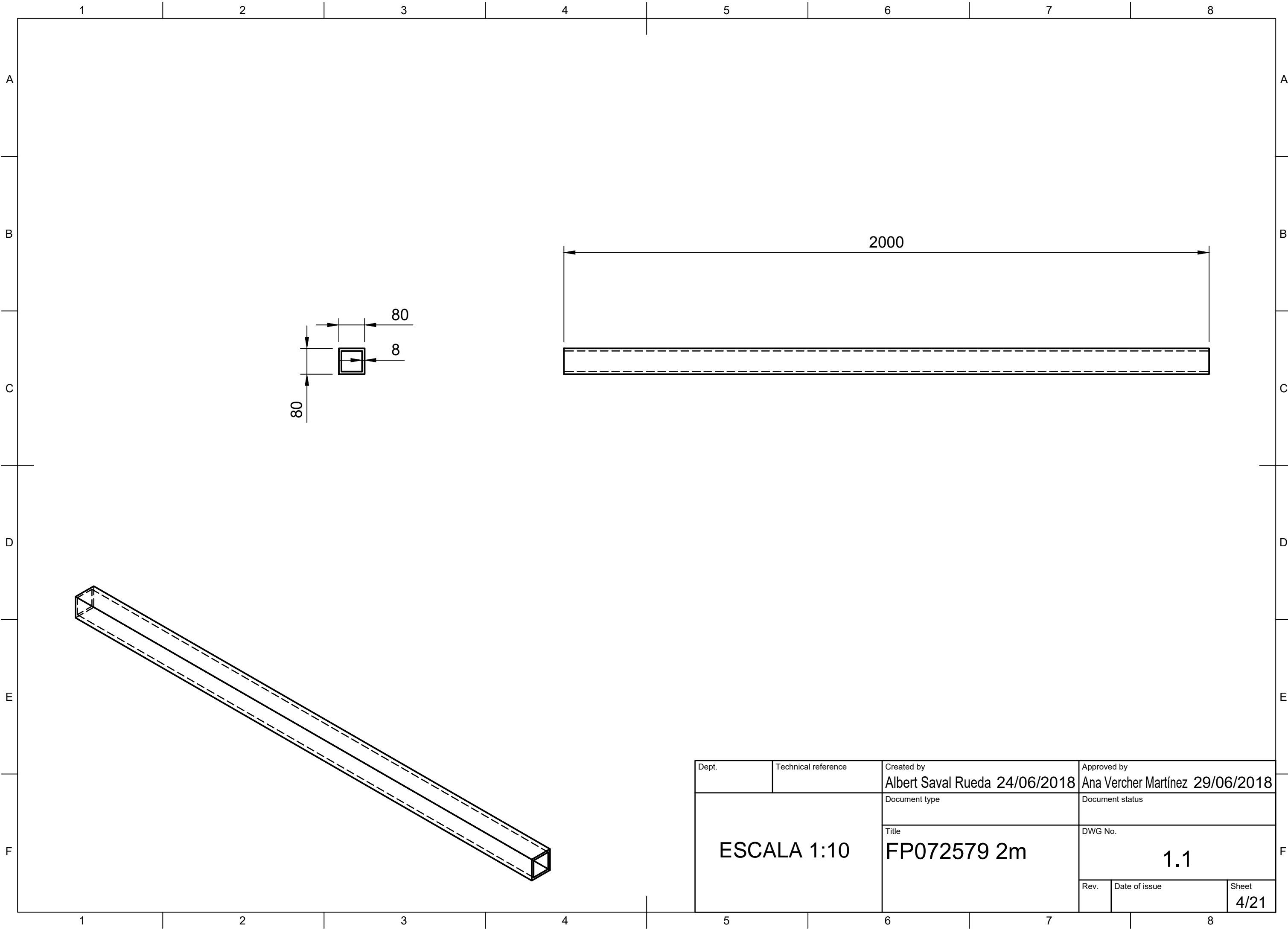
Parts List				
Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018	
ESCALA 1:40		Document type	Document status	
		Title Porche	DWG No. 1	
Rev.	Date of issue	Sheet 2/21		



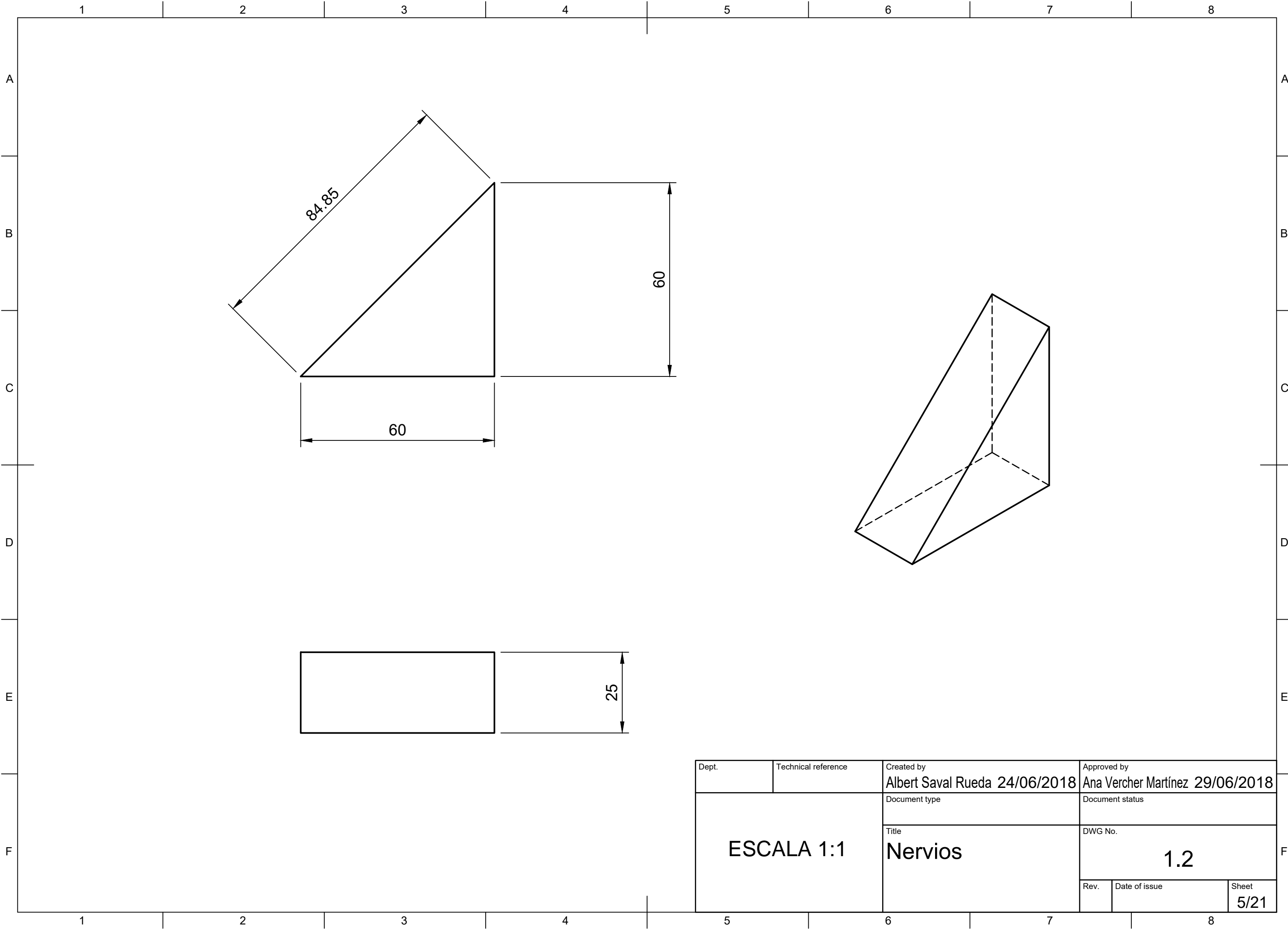


12	1	Barra.ParPrismatic o		Steel
11	2	Anclaje.2		Steel
10	1	BaseAuxiliar		Steel
9	2	Piston h		Steel
8	4	Par prismatico.1 1m de recorrido		Steel
7	4	Barra Prueba.4,75m		Steel
6	1	Barra transversal		Steel
5	1	Base		Steel
4	4	Par Rotativo		Steel
3	3	FP072579 2.17m v1 v1 v1		Steel
2	2	FP072579 5.4m v1		Steel
1	1	Suelo		Steel
Item	Qty	Part Number	Description	Material

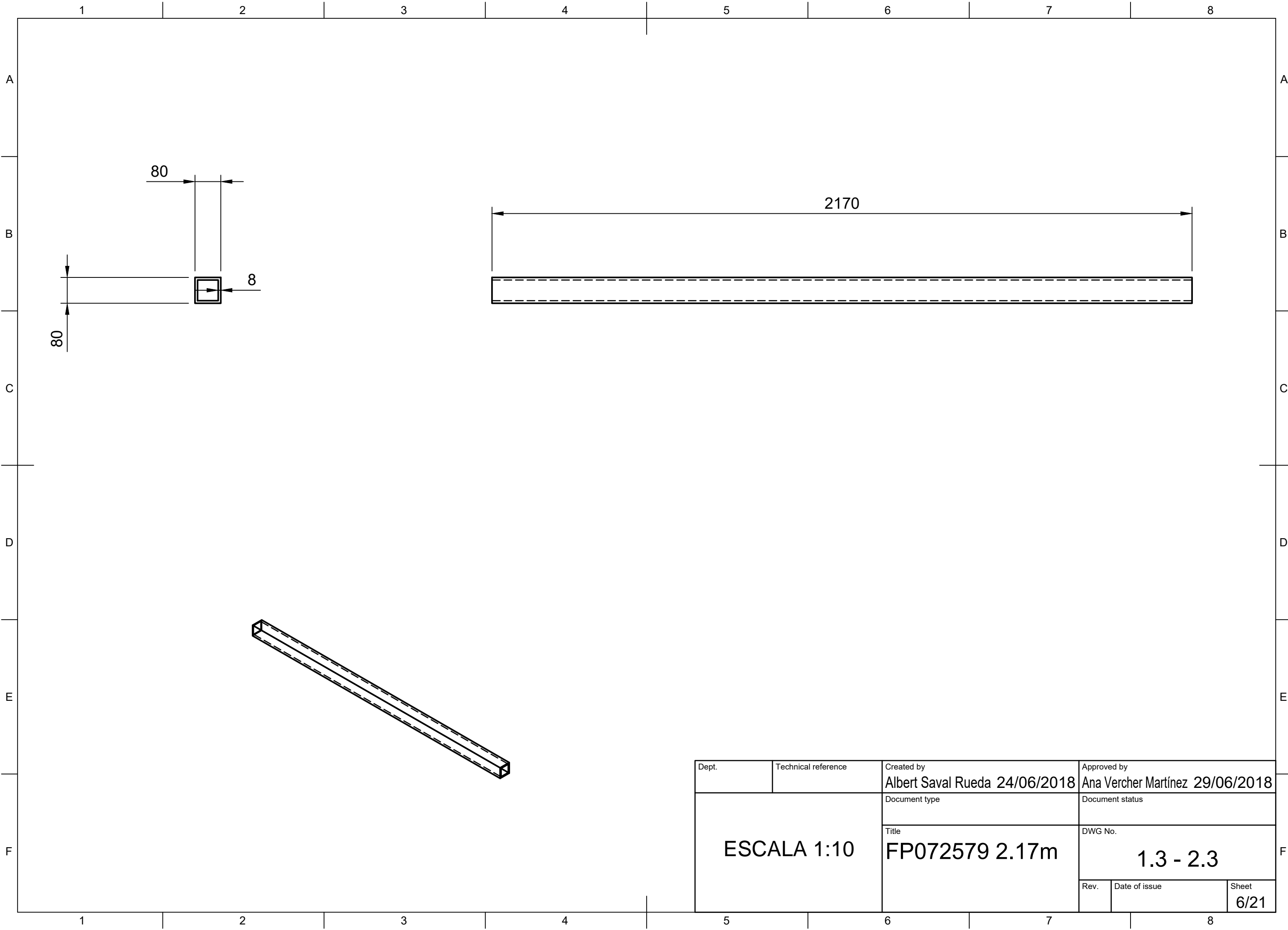
Parts List				
Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martinez 29/06/2018	
ESCALA 1:50		Document type	Document status	
		Title Mecanismo de tijeras	DWG No. 2	
Rev.	Date of issue	Sheet 3/21		



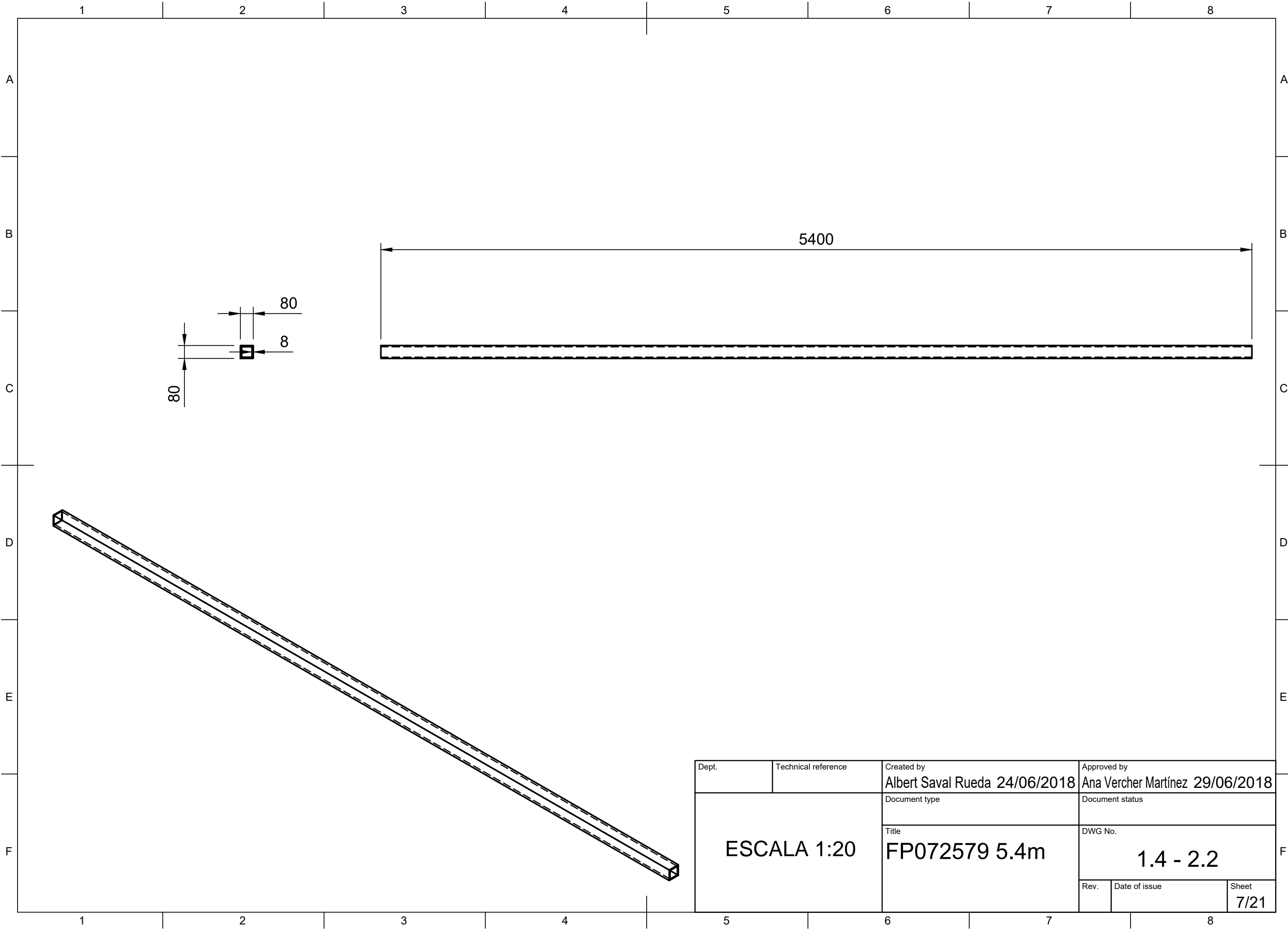
Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018
ESCALA 1:10		Document type	Document status
		Title FP072579 2m	DWG No. 1.1
	Rev.	Date of issue	Sheet 4/21



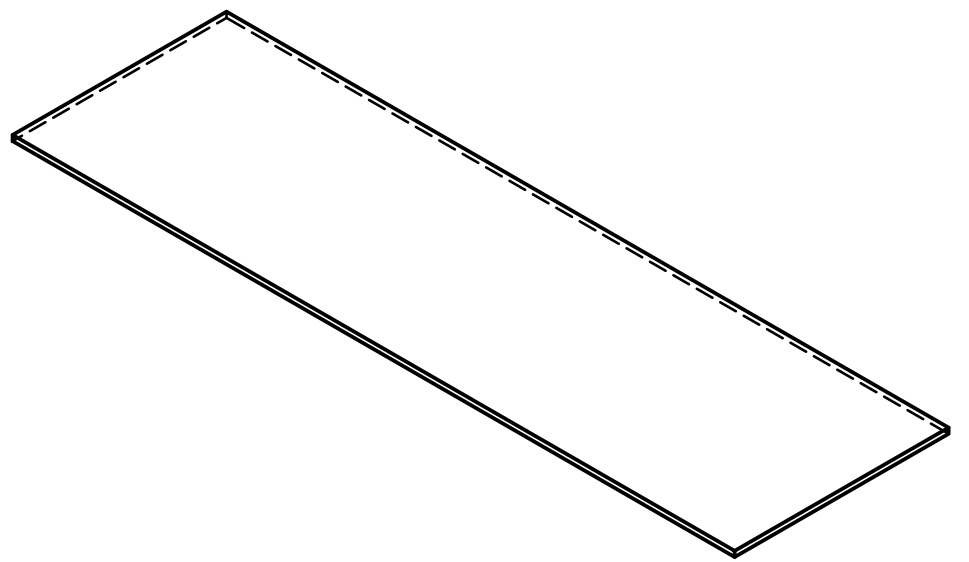
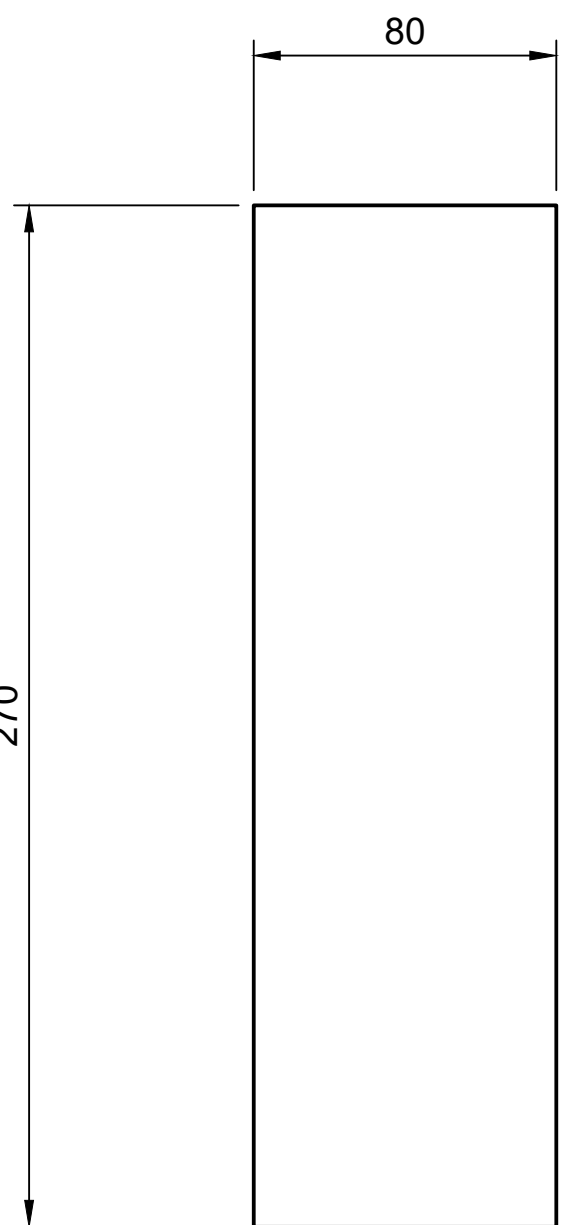
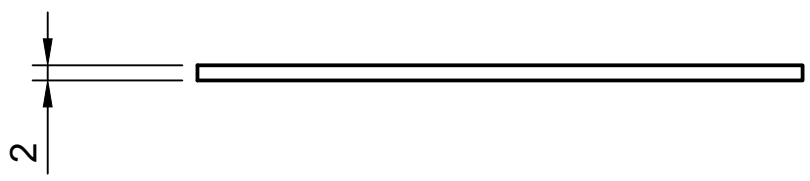
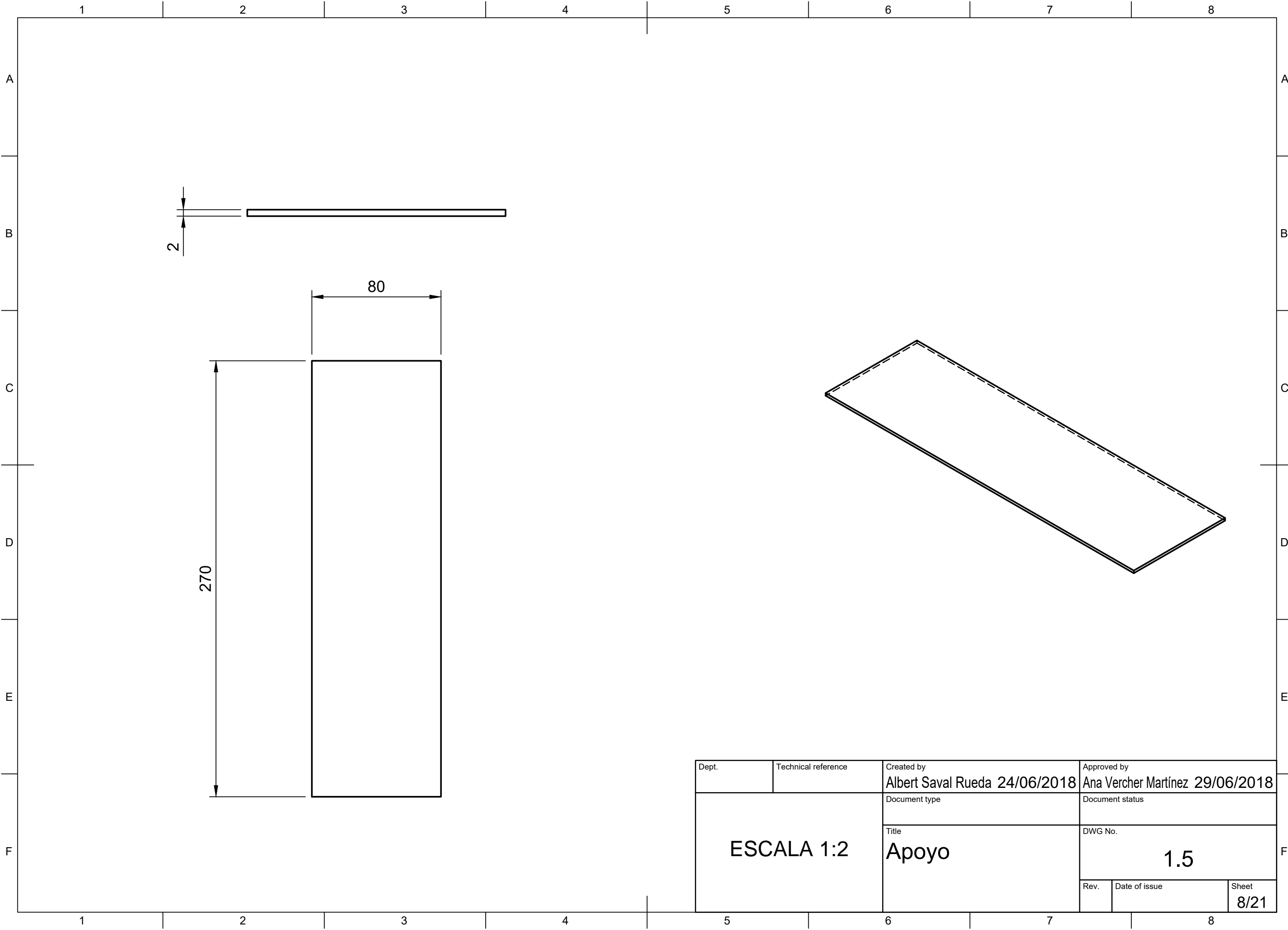
Dept.	Technical reference	Created by <b>Albert Saval Rueda 24/06/2018</b>	Approved by <b>Ana Vercher Martínez 29/06/2018</b>
<b>ESCALA 1:1</b>		Document type	Document status
		Title <b>Nervios</b>	DWG No. <b>1.2</b>
	Rev.	Date of issue	Sheet <b>5/21</b>



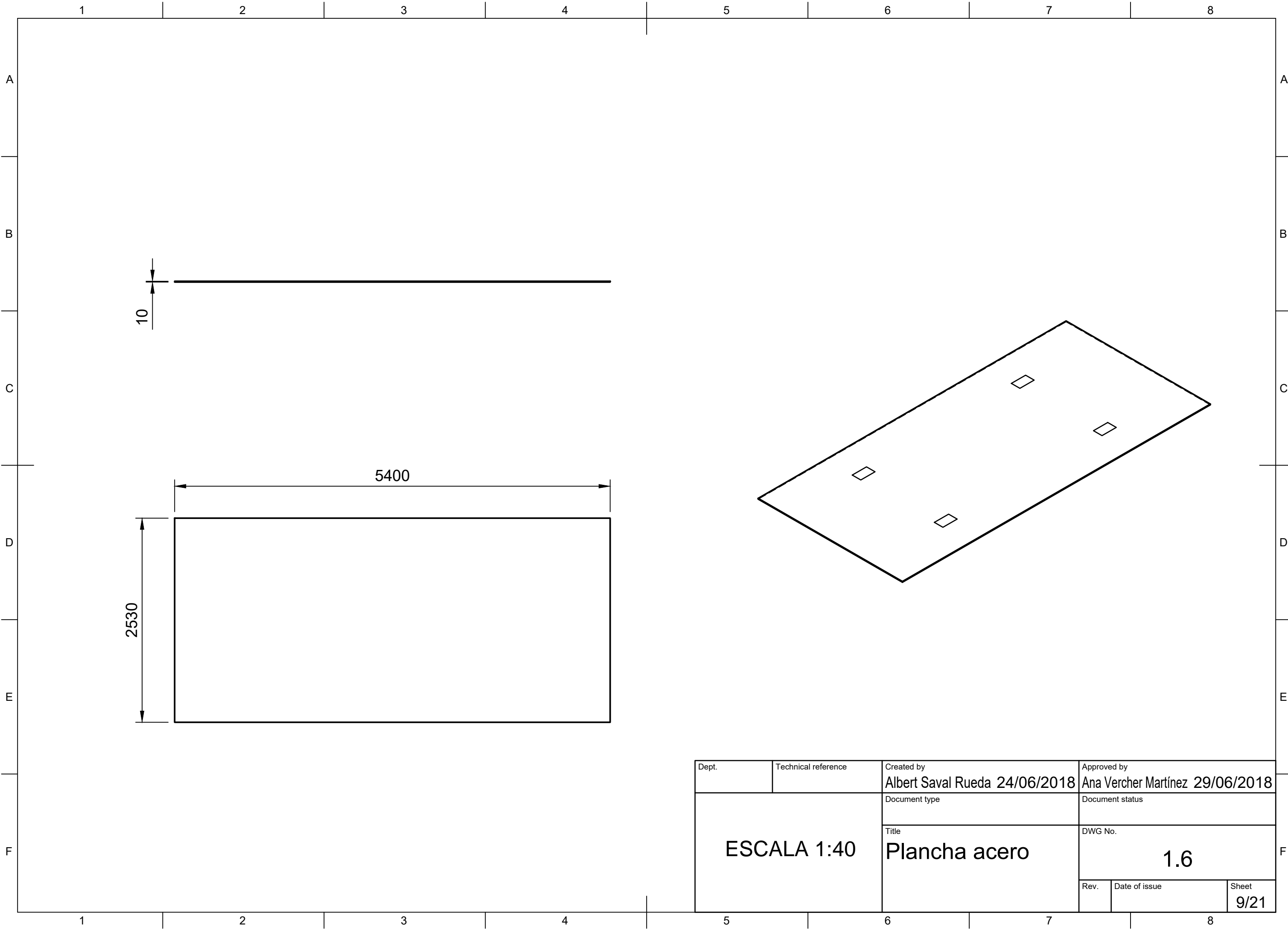
Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martinez 29/06/2018
ESCALA 1:10		Document type	Document status
		Title FP072579 2.17m	DWG No. 1.3 - 2.3
	Rev.	Date of issue	Sheet 6/21



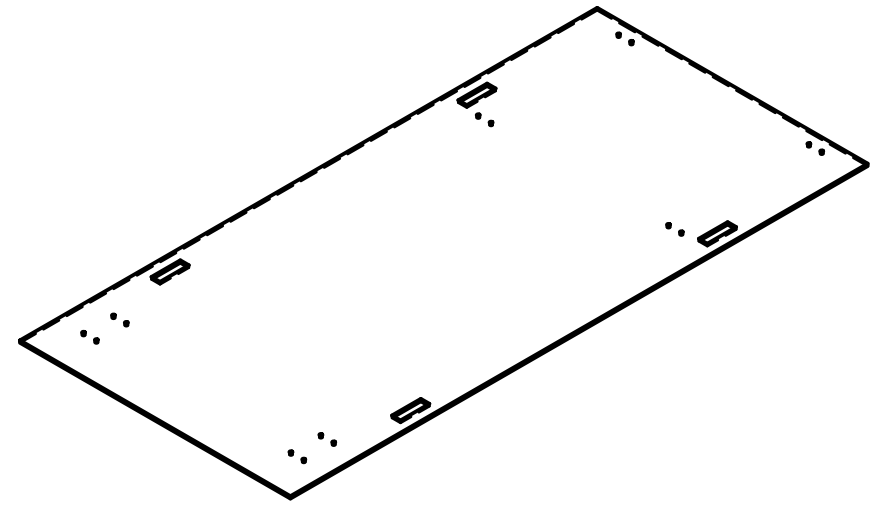
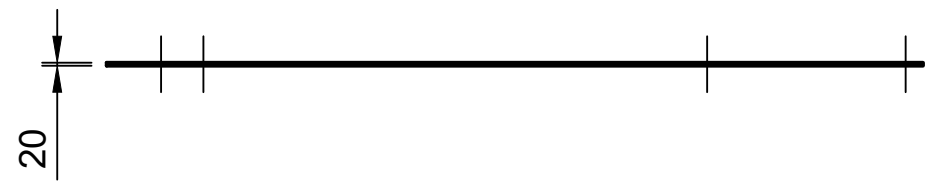
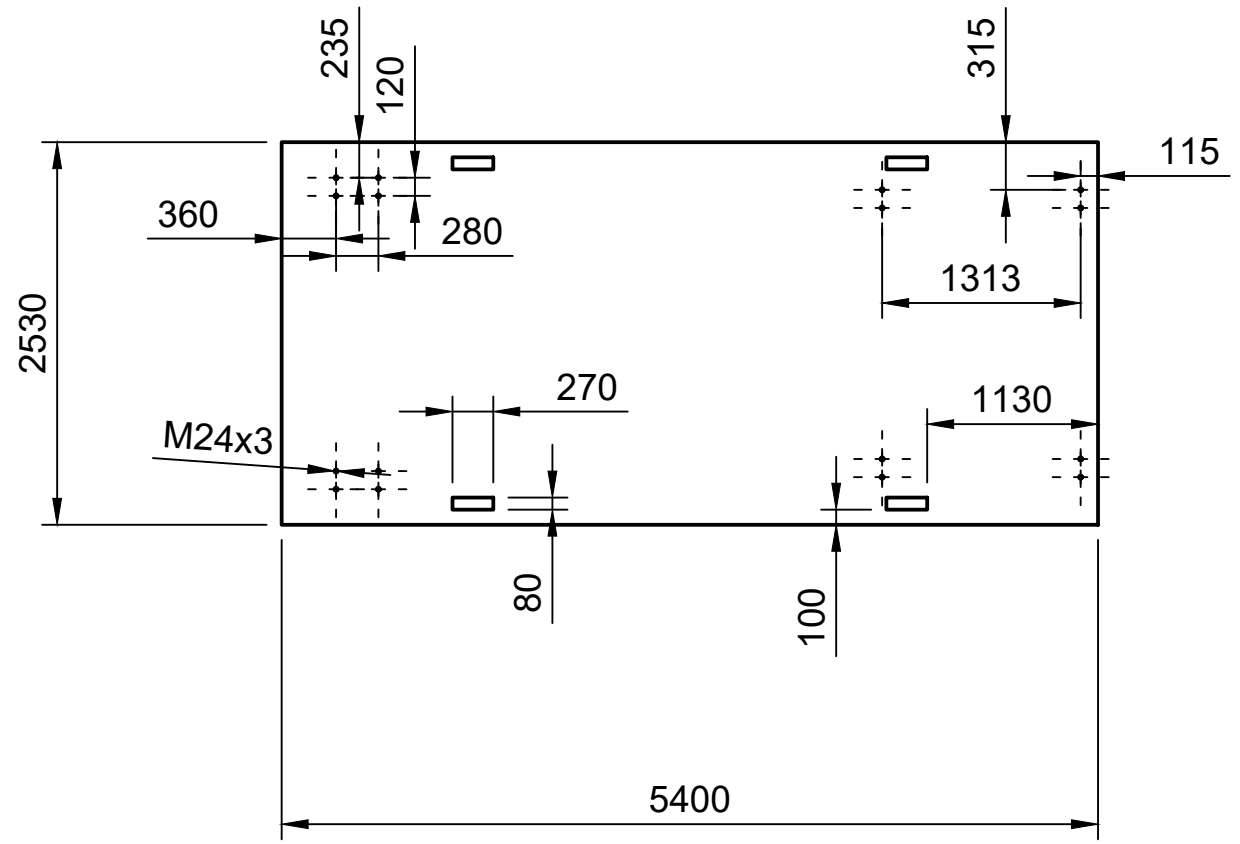
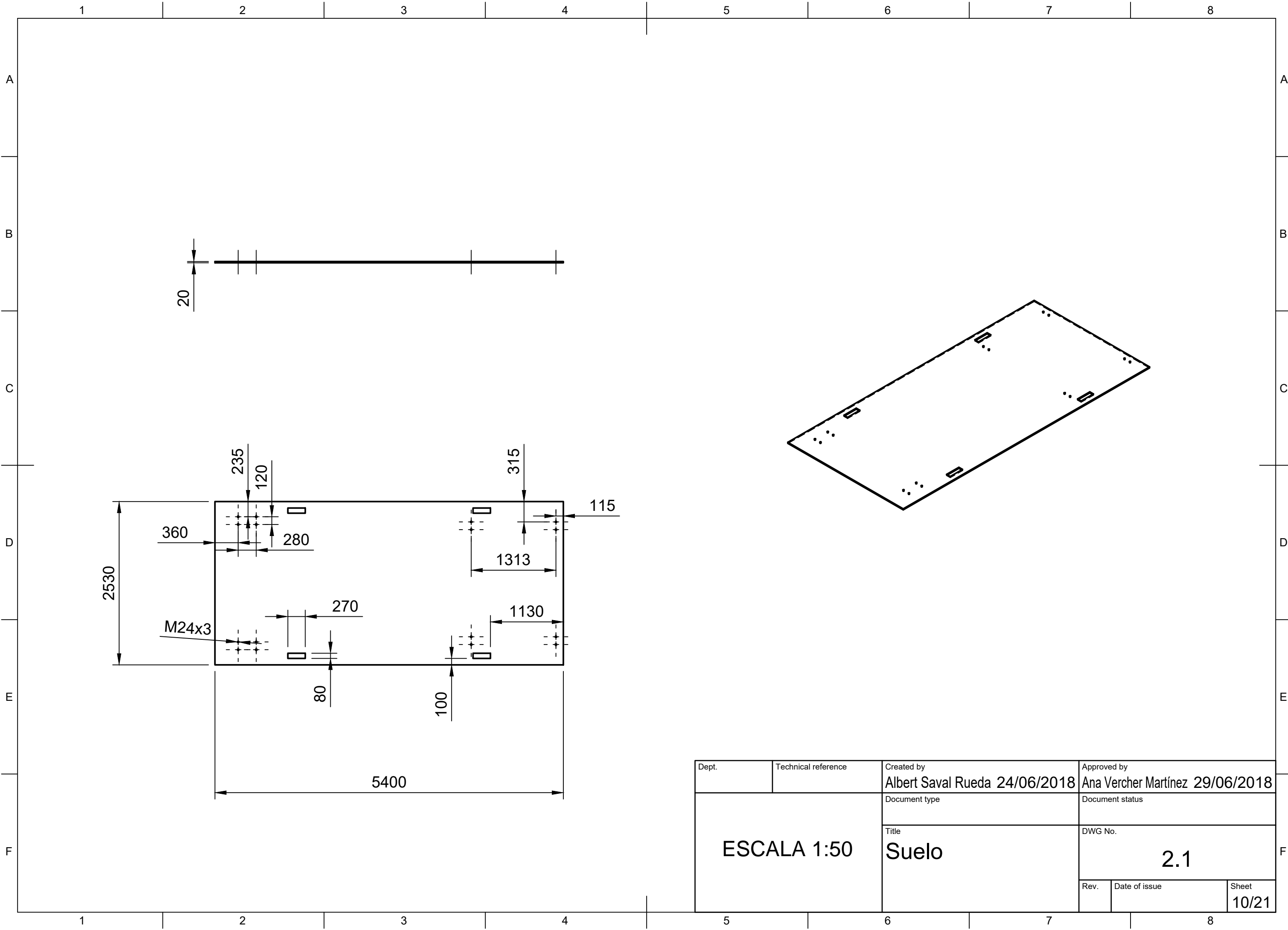
Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018
ESCALA 1:20		Document type	Document status
		Title FP072579 5.4m	DWG No. 1.4 - 2.2
Rev.	Date of issue	Sheet 7/21	



Dept.	Technical reference	Created by <b>Albert Saval Rueda 24/06/2018</b>	Approved by <b>Ana Vercher Martínez 29/06/2018</b>
<b>ESCALA 1:2</b>		Document type	Document status
		Title <b>Apoyo</b>	DWG No. <b>1.5</b>
		Rev.	Date of issue
		Sheet <b>8/21</b>	

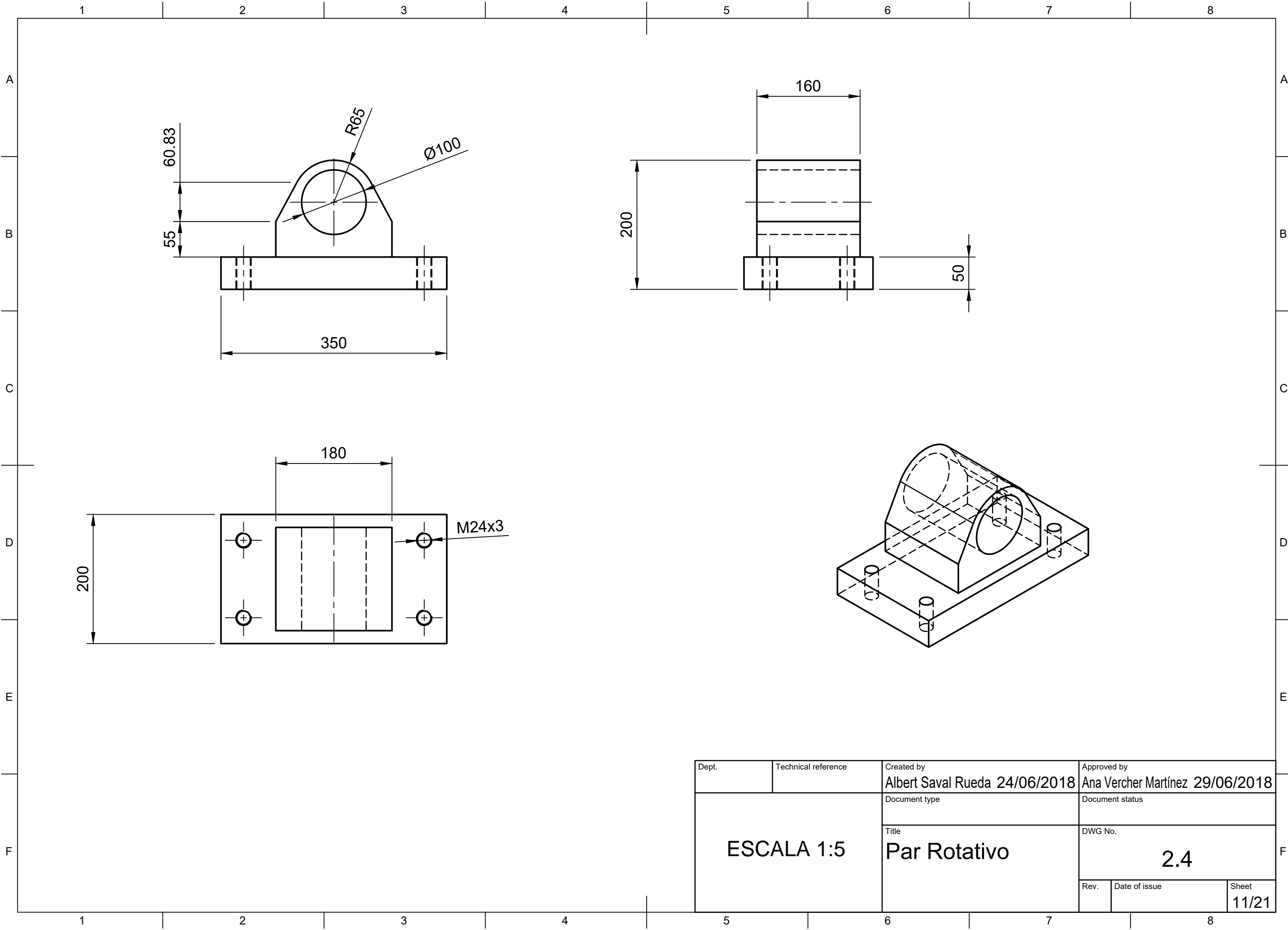


Dept.	Technical reference	Created by <b>Albert Saval Rueda 24/06/2018</b>	Approved by <b>Ana Vercher Martínez 29/06/2018</b>
<b>ESCALA 1:40</b>		Document type	Document status
		Title <b>Plancha acero</b>	DWG No. <b>1.6</b>
	Rev.	Date of issue	Sheet <b>9/21</b>

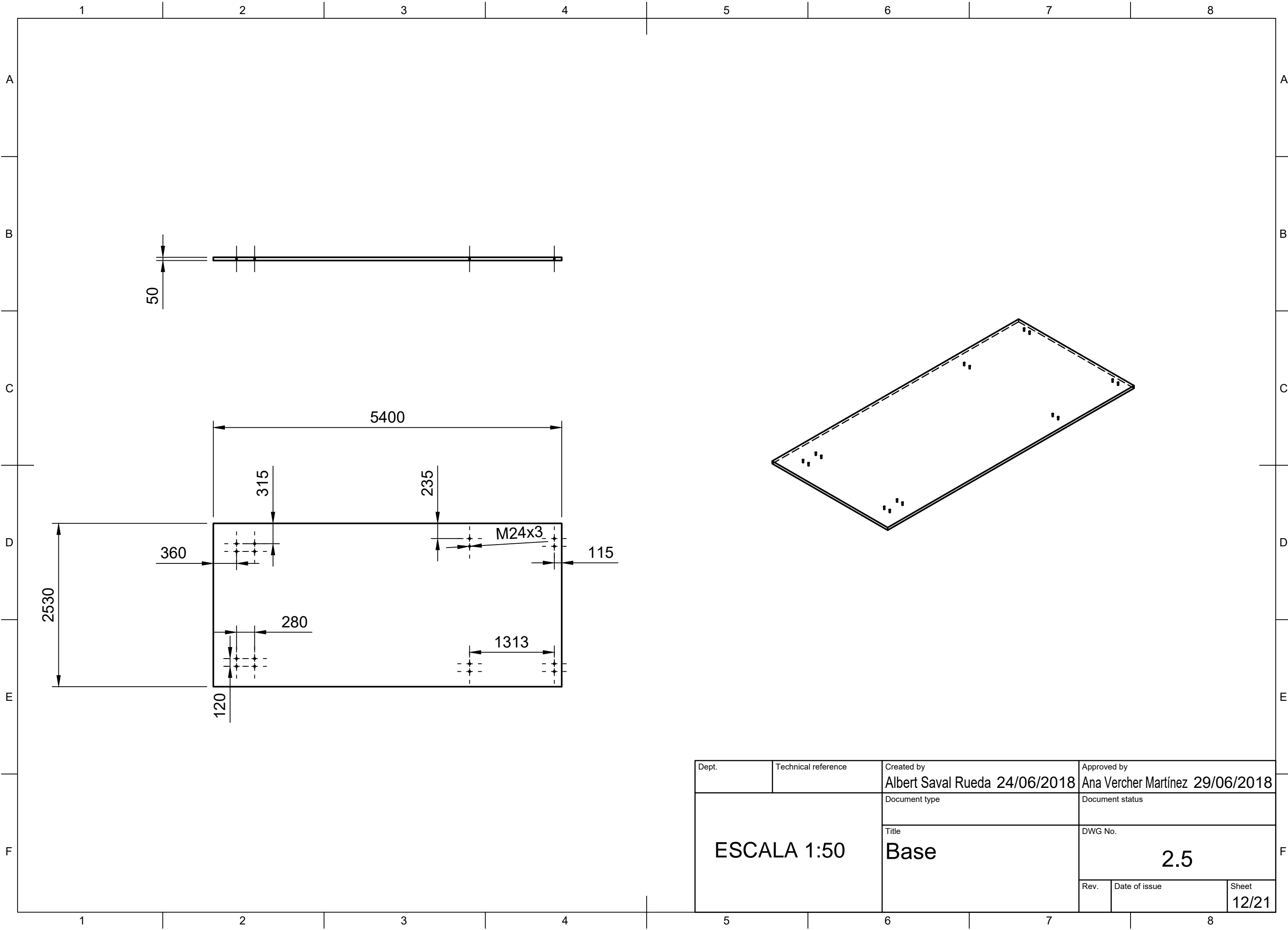


Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018
ESCALA 1:50		Document type	Document status
		Title Suelo	DWG No. 2.1
	Rev.	Date of issue	Sheet 10/21

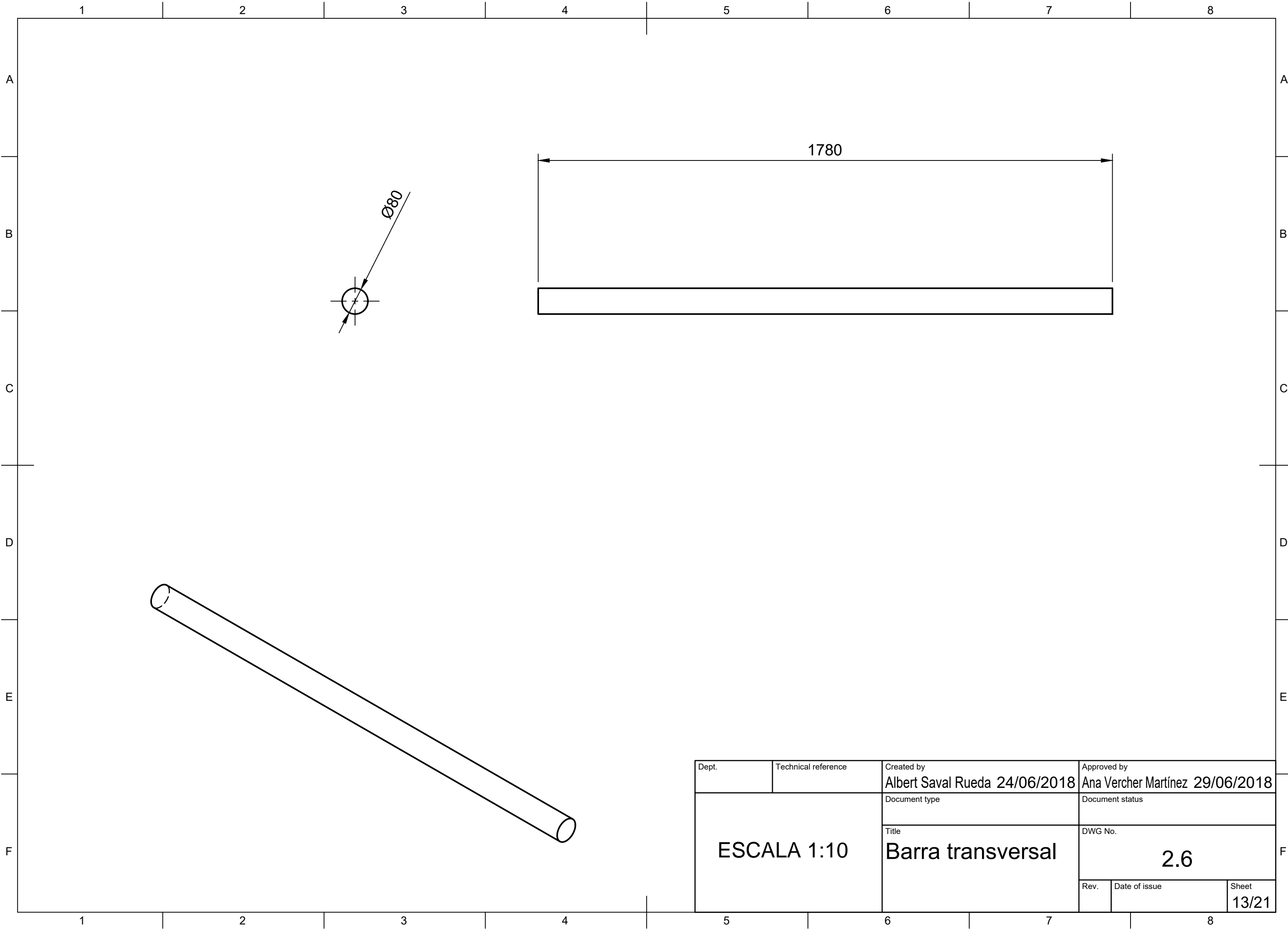




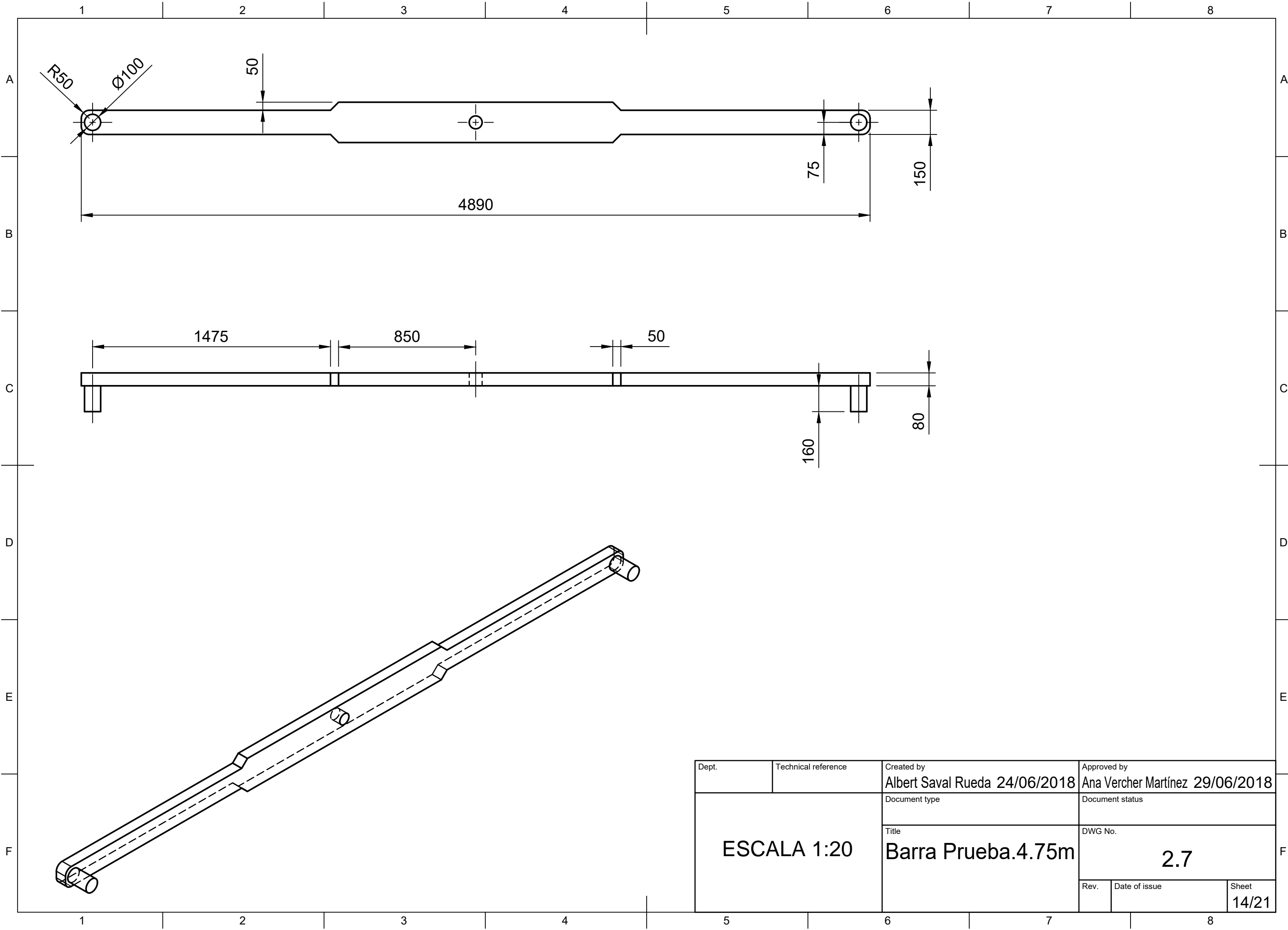
Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018
ESCALA 1:5		Document type	Document status
		Title Par Rotativo	DWG No. 2.4
	Rev.	Date of issue	Sheet 11/21



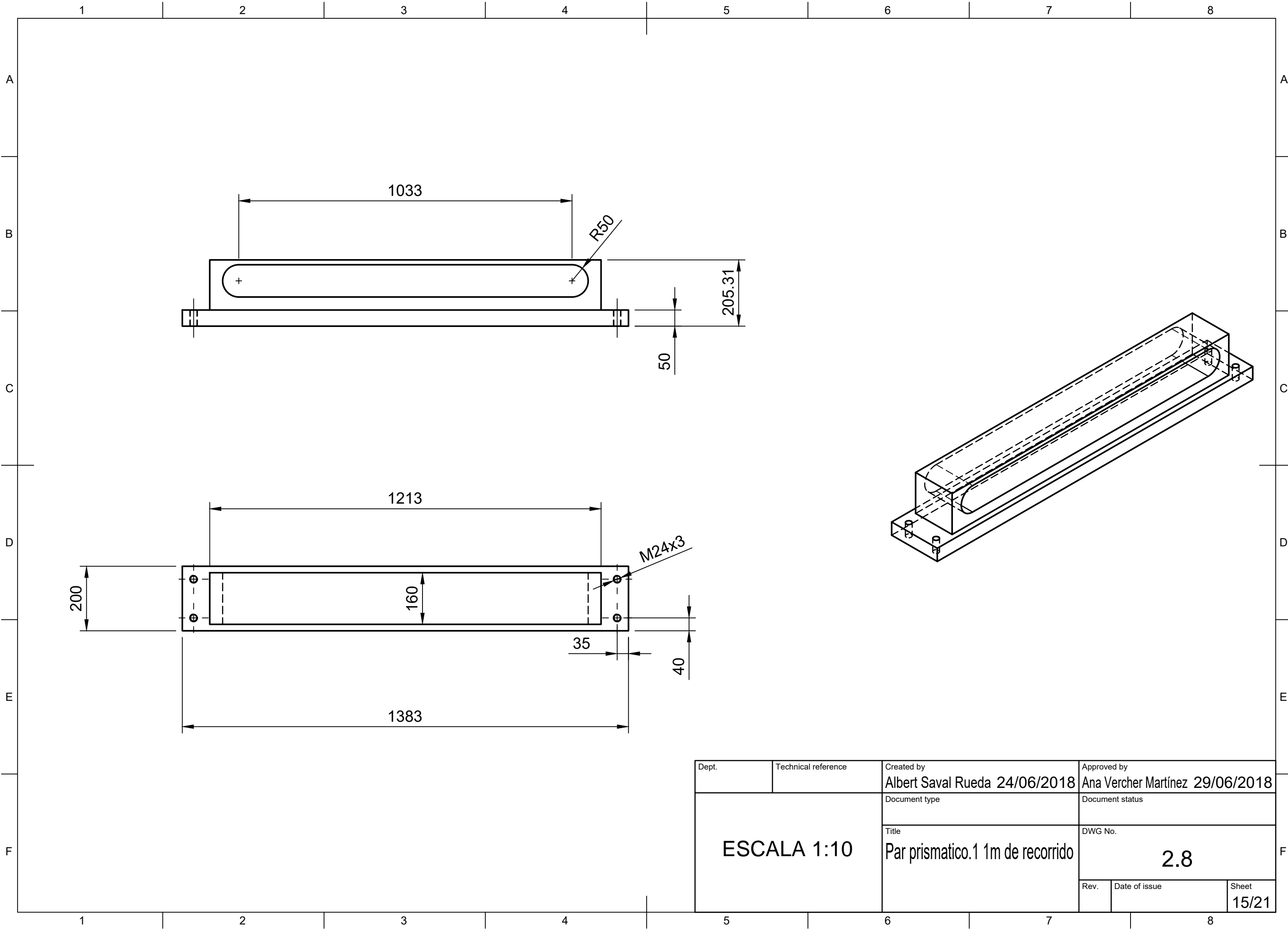
Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018
ESCALA 1:50		Document type	Document status
		Title Base	DWG No. <b>2.5</b>
	Rev.	Date of issue	Sheet 12/21

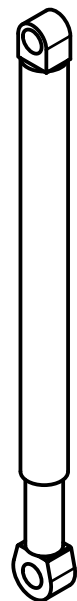
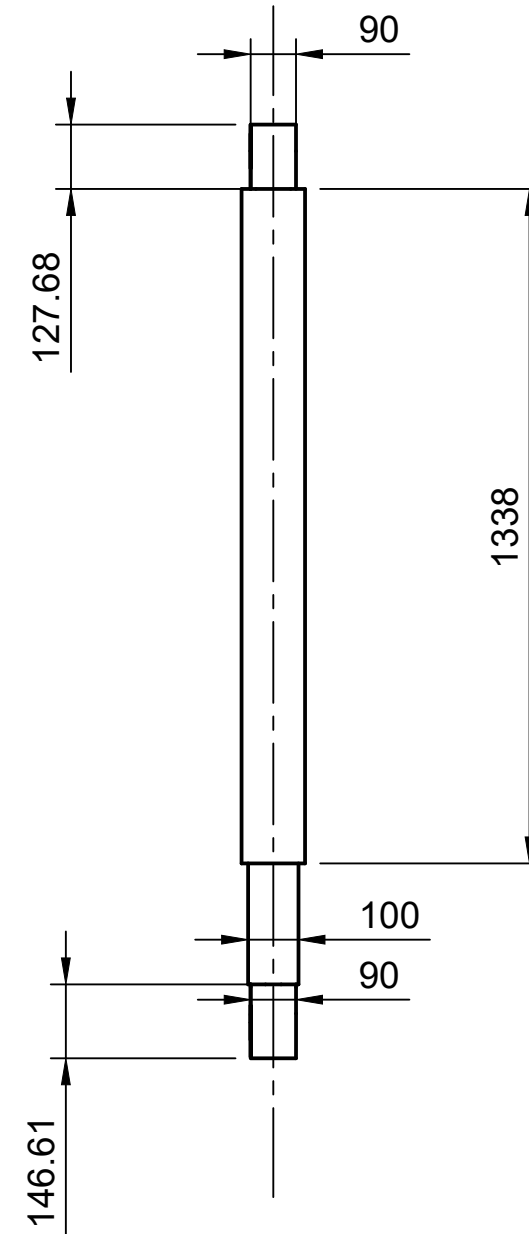
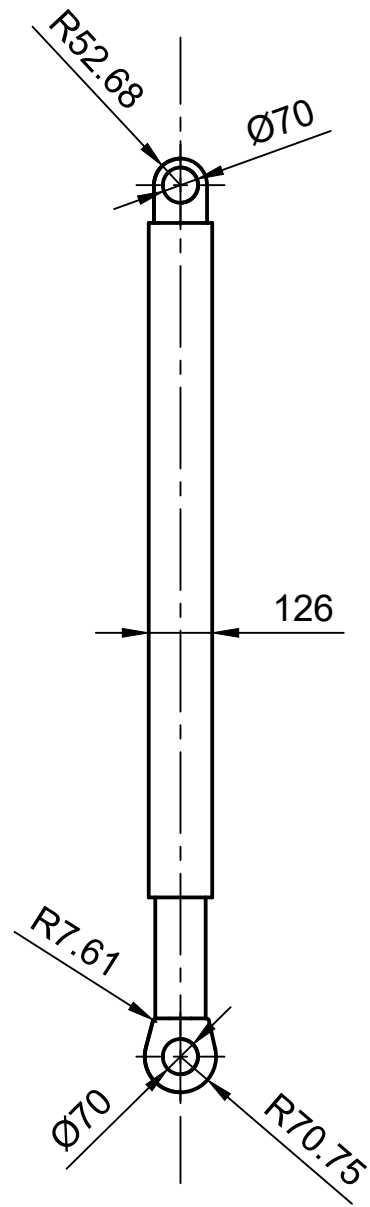


Dept.	Technical reference	Created by <b>Albert Saval Rueda 24/06/2018</b>	Approved by <b>Ana Vercher Martínez 29/06/2018</b>
<b>ESCALA 1:10</b>		Document type	Document status
		Title <b>Barra transversal</b>	DWG No. <b>2.6</b>
	Rev.	Date of issue	Sheet <b>13/21</b>

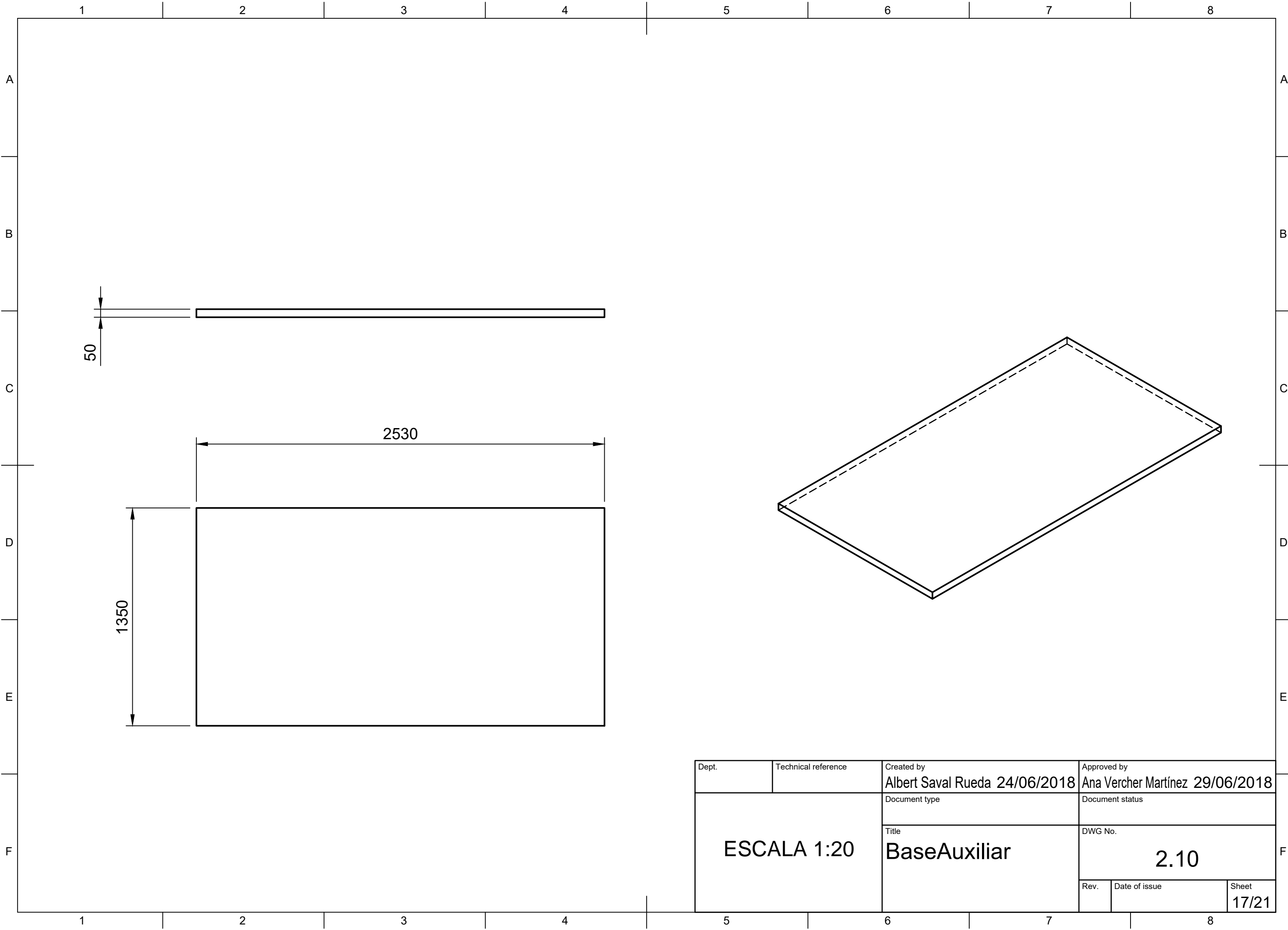


Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martinez 29/06/2018
ESCALA 1:20		Document type	Document status
		Title Barra Prueba.4.75m	DWG No. <b>2.7</b>
	Rev.	Date of issue	Sheet 14/21





Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018
ESCALA 1:15		Document type	Document status
		Title Piston h	DWG No. <b>2.9</b>
	Rev.	Date of issue	Sheet 16/21



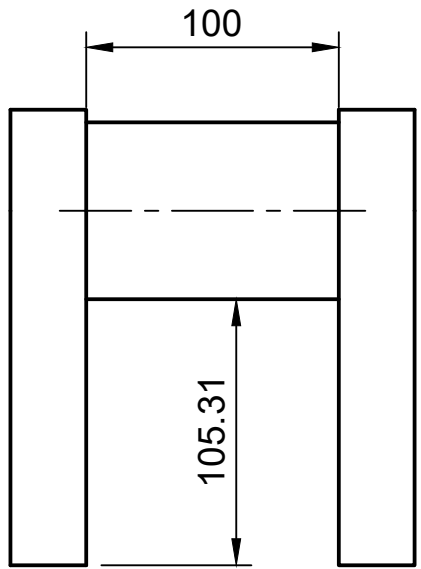
50

2530

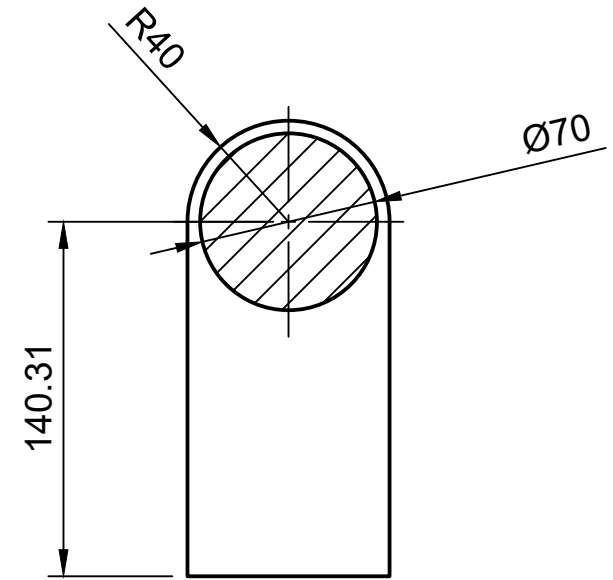
1350

Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018
ESCALA 1:20		Document type	Document status
		Title BaseAuxiliar	DWG No. 2.10
	Rev.	Date of issue	Sheet 17/21

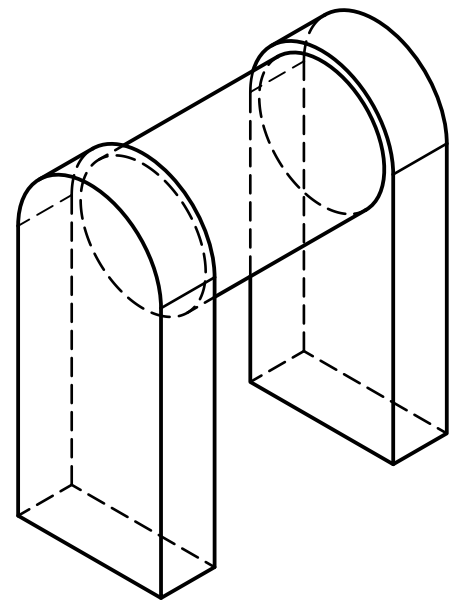
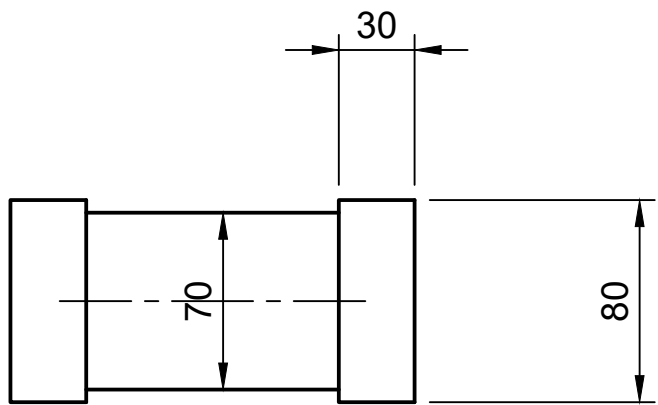
A  
→



A-A (1:3)

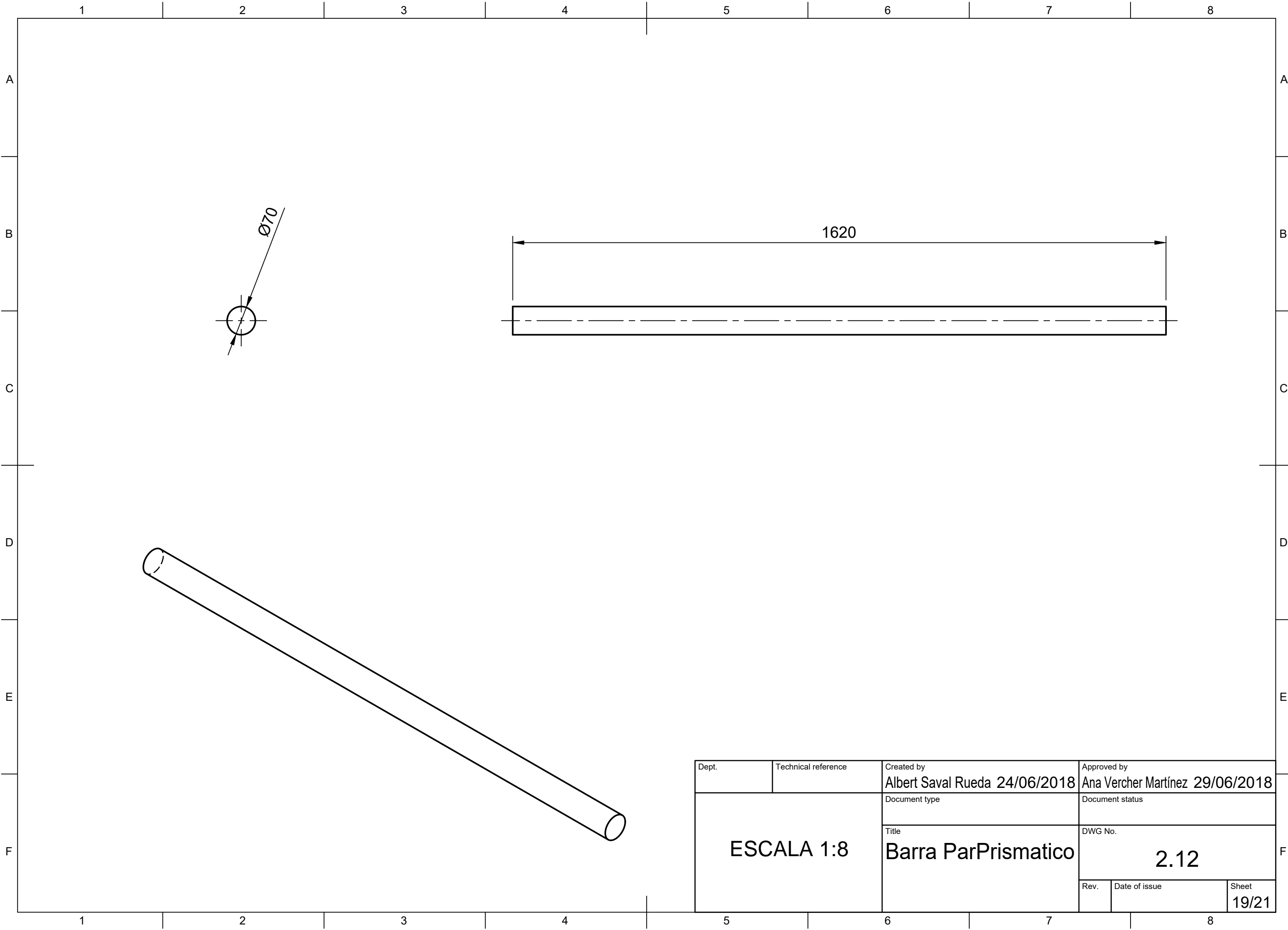


→  
A

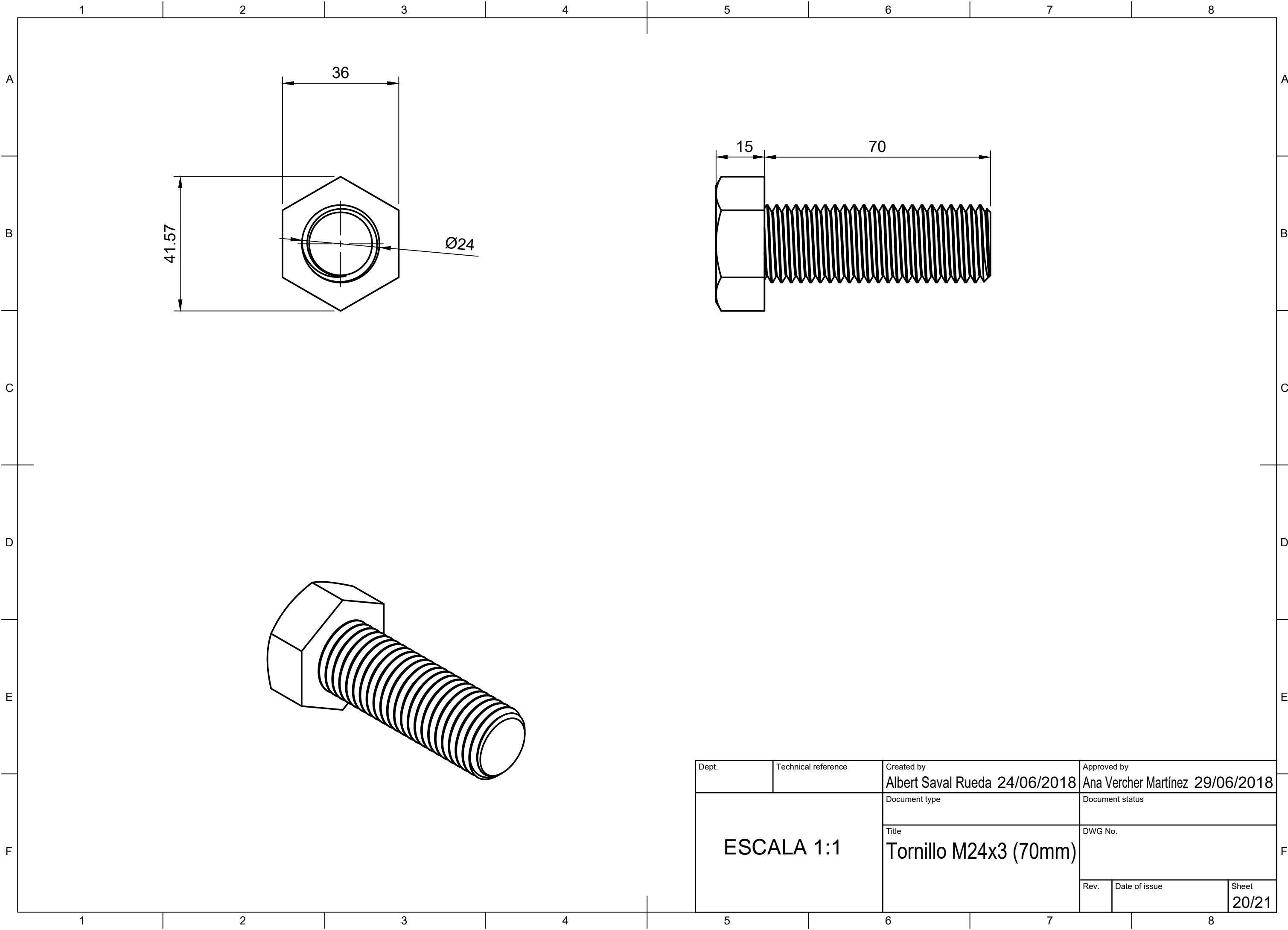


Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018
ESCALA 1:3		Document type	Document status
		Title Anclaje.2	DWG No. 2.11
	Rev.	Date of issue	Sheet 18/21

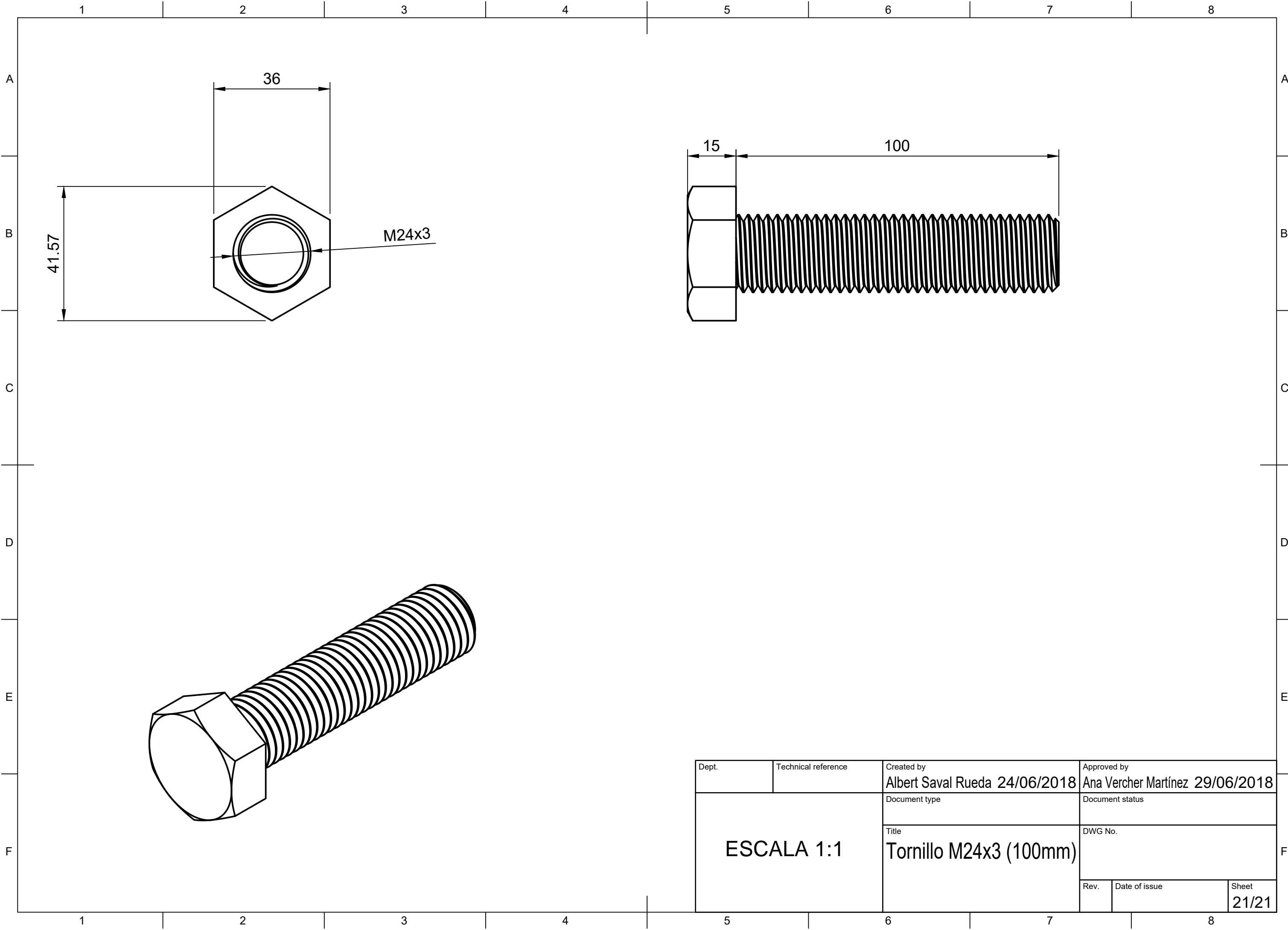




Dept.	Technical reference	Created by <b>Albert Saval Rueda 24/06/2018</b>	Approved by <b>Ana Vercher Martínez 29/06/2018</b>
<b>ESCALA 1:8</b>		Document type	Document status
		Title <b>Barra ParPrismatico</b>	DWG No. <b>2.12</b>
	Rev.	Date of issue	Sheet <b>19/21</b>



Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018
ESCALA 1:1		Document type	Document status
		Title Tornillo M24x3 (70mm)	DWG No.
		Rev.	Date of issue
		Sheet 20/21	



Dept.	Technical reference	Created by Albert Saval Rueda 24/06/2018	Approved by Ana Vercher Martínez 29/06/2018
ESCALA 1:1		Document type	Document status
		Title Tornillo M24x3 (100mm)	DWG No.
		Rev.	Date of issue
		Sheet 21/21	

UNIVERSITAT POLITÈCNICA VALENCIA

---

# DOCUMENTO 3: PRESUPUESTO

---

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR: ALBERT SAVAL RUEDA

TUTOR: ANA VERCHER

El propósito de este apartado es hacer un cálculo aproximado del coste económico que supondría llevar a cabo el proyecto.

Los valores que aparecen en el presente documento contemplan los costes de adquisición de materiales, mano de obra, licencias software y accesorios complementarios.

## PRESUPUESTO PARCIAL 1: MATERIALES

NÚMERO	UD	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UD	TOTAL
1.1	ud	18-8 Stainless Steel M24 × 3 mm 100mm	16	19,53 €	312,48 €
1.2	ud	18-8 Stainless Steel M24 × 3 mm 70mm	16	10,83 €	173,28 €
1.3	m	Tubo laminado cuadrado s-275 80X80X8	47	15,38 €	722,86 €
1.4	ud	Nervios triangulares 60x60x25	16	3,35 €	53,6 €
1.5	ud	Apoyos 270x80	8	3,54 €	28,32 €
1.6	kg	Plancha ASTM A-36 10mm	1053	0,57 €	600,21 €
1.7	kg	Plancha ASTM A-36 20mm	2100	0,55 €	1.155 €
1.8	kg	Plancha ASTM A-36 50mm	5500	0,5 €	2.750 €
1.9	ud	Par Rotativo	4	146 €	584 €
1.10	ud	Par Prismático 1.1m	4	253 €	1.012 €
1.11	m	Barra acero S275(70mm Ø)	1.620	40,1 €	64,96 €
1.12	m	Barra acero S275(80mm Ø)	1.780	45,9 €	81,7 €
1.13	ud	Anclajes pistón	2	28,6 €	57,2 €
1.14	ud	Barras acero 4.75m reforzadas	4	256,4 €	1.025,6 €
<b>TOTAL PRESUPUESTO PARCIAL 1</b>					<b>8.621,21 €</b>

## PRESUPUESTO PARCIAL 2: LICENCIAS SOFTWARE

NÚMERO	UD	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UD	TOTAL
2.1	-	FUSION 360	1	326,7 €	326,7 €
2.2	-	WORKING MODEL 2D	1	2000 €	2.000 €
2.3	-	WORD	1	99 €	99 €
<b>TOTAL PRESUPUESTO PARCIAL 2</b>					<b>2.425,7 €</b>

## PRESUPUESTO PARCIAL 3: SUELDOS Y SALARIOS

NÚMERO	UD	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UD	TOTAL
3.1	h	Elaboración proyecto por ingeniero	280	25 €	7.000 €
3.2	h	Obrero Primera Clase	10	14 €	140 €
3.3	h	Obrero segunda clase	18	12 €	216 €
<b>TOTAL PRESUPUESTO PARCIAL 3</b>					<b>7.356 €</b>

## PRESUPUESTO PARCIAL 4: GRUPO HIDRAULICO

NÚMERO	UD	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UD	TOTAL
4.1	ud	Cilindro hidráulico LIEBHERR	2	826 €	1.652 €
4.2	ud	Grupo hidráulico	1	1.256 €	1.256 €
<b>TOTAL PRESUPUESTO PARCIAL 4</b>					<b>2.908 €</b>

## PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL

DESCRIPCIÓN	TOTAL
<b>1.MATERIALES</b>	8.621,21 €
<b>2.LICENCIA SOFTWARE</b>	2425,7 €
<b>3.SUELDOS Y SALARIOS</b>	7356 €
<b>4.GRUPO HIDRAULICO</b>	2908 €
<b><i>SUBTOTAL</i></b>	21.310,91 €
<b>Gastos generales (15%)</b>	3.196,64 €
<b>Beneficio industrial (5%)</b>	1.065,54 €
<b><i>TOTAL</i></b>	25.573,09 €
<b><i>IVA (21%)</i></b>	5.370,35 €
<b><i>PRESUPUESTO TOTAL</i></b>	30.943,44 €

El presupuesto de ejecución material asciende a la cantidad de **TREINTA MIL NOVECIENTOS CUARENTA Y TRES EUROS CON CUARENTA Y CUATRO CÉNTIMOS.**

UNIVERSITAT POLITÈCNICA VALENCIA

---

# DOCUMENTO 4: PLIEGO DE CONDICIONES

---

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR: ALBERT SAVAL RUEDA

TUTORA: ANA VERCHER



## INTRODUCCIÓN

El presente pliego de condiciones Técnicas y Generales regula la ejecución del diseño definido en los diversos apartados del presente proyecto. Asimismo, este documento contiene todas las normas a seguir para la realización del diseño y la instalación del presente proyecto. Por ello, se establecerán las calidades necesarias de los materiales, mantenimiento del sistema y las cargas simuladas.

## OBJETO

- Asegurar la calidad de los materiales para un correcto funcionamiento dentro del ensamblaje.
- Enumerar los pasos a seguir de la instalación para evitar posibles errores que puedan desencadenar en problemas mayores, aparte de agilizar el proceso.
- Establecer un mantenimiento rutinario para una mejor conservación del producto y alargar su vida útil.

## CONDICIONES GENERALES

- Para una correcta ejecución de la estructura se cumplirá con las normas: CTE DB SE. Acero. Seguridad Estructural.
- Para la elección y colocación del actuador se ha tenido en cuenta: UNE-EN ISO 4414:2011: Transmisiones neumáticas. Reglas generales y requisitos de seguridad para los sistemas y sus componentes. (ISO 4414:2010).
- En general para la elaboración del proyecto se ha llevado a cabo bajo la normativa: Norma UNE-EN 81-31:2011: Reglas de seguridad para la fabricación e instalación de montacargas. Montacargas únicamente para el transporte de mercancías. Parte 31: Montacargas accesibles sólo para cargas.
- Soldadura. Las uniones soldadas cumplirán con lo establecido en el punto 8 de la CTE-DB-SEA concretamente con las especificaciones del punto 8.6 del citado DB.
- Tornillos, tuercas y arandelas: Según artículo 29 de la EAE. Serán adecuados a las características de la unión según 58.2 EAE

## CONDICIONES TÉCNICAS

### ESPECIFICACIONES DE MATERIALES UTILIZADOS

- La lámina de acero S275 es acero estructural que cumple con el estándar Europeo de EN 10025: 2004. La lámina de acero estructural S275 es un acero estructural de carbono común con una fuerza de resistencia mínima de 36 ksi (250 MPa), tiene muchas similitudes con el ASTM A36 tanto en las propiedades químicas como las físicas. La lámina de acero S275 puede ser atornillado,

remachado y soldado en un rango completo de construcción y fabricación incluyendo puentes y otros proyectos de estructura general.

- Tubo laminado cuadrado de acero soldado con calidad s-275. Cumple normativa UNE-EN 10219.
- El Acero ASTM A36 es un acero estructural al carbono, utilizado en construcción de estructuras metálicas, puentes, torres de energía, torres para comunicación y edificaciones remachadas, atornilladas o soldadas, herrajes eléctricos y señalización. Como la mayoría de los aceros el A36, tiene una densidad de 7850 kg/m<sup>3</sup>. El acero A36 en barras, planchas y perfiles estructurales con espesores menores a 203,2 mm tiene un límite de fluencia mínimo de 250 MPa y un límite de rotura mínimo de 410 MPa. Las piezas hechas a partir de acero A36 son fácilmente unidas mediante casi todos los procesos de soldadura. Los más comúnmente usados para el A36 son los menos costosos y rápidos como la soldadura por arco metálico protegido (SMAW: *Shielded metal arc welding*), soldadura con arco metálico gas y soldadura oxiacetilénica. El acero A36 es también comúnmente atornillado y remachado en las aplicaciones estructurales: edificios, puentes, torres, etc.
- Aportación de material en soldadura. Las características mecánicas de los materiales de aportación serán superiores a las del material base. Las calidades de los materiales de aportación ajustadas a la norma UNE-EN ISO 14555:1999 se consideran aceptables.

#### ESPECIFICACIONES DE INSTALACIÓN

- Para el buen funcionamiento del sistema, no deberá haber ningún obstáculo por encima de 3.5 m. del nivel inicial (nivel del suelo) y afectará al volumen comprendido entre el Área de la plataforma (Longitud x Anchura) y la altura citada anteriormente. Este punto es crucial ya que la elevación de la plataforma de aproximadamente 2 metros y la altura del vehículo estacionado en la plataforma superior, no colisione con ningún objeto situado en la trayectoria.
- El vehículo estacionado en la plataforma superior no deberá exceder de una masa máxima de 3,000 Kg. Las dimensiones de este vehículo serán libres\*, exceptuando la batalla entre el las ruedas delanteras y traseras que no deberá exceder la longitud de la plataforma. (*\*En el caso de que las dimensiones sobrepasen las dimensiones de la plataforma exterior, deberemos tener en cuenta la especificación citada anteriormente.*)

- El vehículo situado en la plataforma interior no deberá exceder de una masa máxima de 2,000 kg. Las dimensiones del vehículo no deberán sobrepasar las dimensiones de la plataforma inferior.
- El elevador podrá instalarse tanto en el exterior como en el interior de una edificación. En el primer caso, todos los componentes expuestos al exterior deberán estar protegidos del agua y del sol. La plataforma tendrá instaladas medidas pasivas para evitar las inundaciones o la filtración del agua hacia el interior de la instalación.
- Una parte de la fosa de hormigón estará reservada para el acceso del personal de mantenimiento con unas respectivas escaleras por si surgiera algún tipo de fallo cuando se encontrará en el punto inferior.
- Tratamientos de protección. Las superficies se prepararán conforme a las normas UNE-EN-ISO 8504-1: 2002 para limpieza por herramientas mecánicas y manuales. Las superficies que vayan a estar en contacto con el hormigón, no se pintarán, solamente se limpiarán. No se utilizarán materiales que perjudiquen la calidad de una soldadura a menos de 150 mm de la zona a soldar y tras realizar la soldadura no se pintará sin haber eliminado las escorias.
- Se prohíbe la utilización del elevador, en cualquiera de sus fases previas a la puesta en servicio, para fines distintos a los previstos, tales como el aprovechamiento como aparato elevador de materiales y/o personas.
- Los anclajes de todos aquellos elementos unidos al cerramiento o a la estructura que puedan transmitir vibraciones generadas por la maquinaria o el movimiento del ascensor se realizarán con elementos flexibles y antivibratorios.
- Tanto la plataforma inferior como superior estará dotada de unas protecciones de plástico flexible en sus vértices para evitar el contacto directo del metal con el hormigón cuando ésta se balancee.

## MANTENIMIENTO

Se realizará un mantenimiento rutinario tanto a la estructura metálica como al sistema hidráulico. Si se realiza el mantenimiento de forma regular, las reparaciones no sólo se van a reducir el número, sino que además también van a ser mucho más sencillas. En el momento en el que una pieza empieza a funcionar mal, si no se detecta y no se cambia, esa pieza puede dar lugar a mayores errores, fallos o averías de mayor calado, las cuales evidentemente resultarían más costosas. Por este motivo se dará unas pautas para que tanto el usuario como el técnico competente contribuyan a la conservación del conjunto.

**Estructura metálica:**

- Una vez al año (usuario):
  - Deberá inspeccionar visualmente fisuras y humedades que puedan deteriorar la estructura metálica.
- Una vez al año (profesional cualificado)
  - Dará una protección a la estructura metálica con antioxidantes y esmaltes o similares, en ambientes agresivos.
- Cada 3 años (profesional cualificado):
  - Inspeccionara el estado de conservación de la protección de la estructura, y cualquier tipo de lesión, procediéndose al repintado o reparación si fuera preciso. Para volver a pintar el soporte, bastará con limpiar las manchas si el recubrimiento está en buen estado. En el caso de existir ampollas, desconchados, agrietamiento o cualquier otro tipo de defecto, como paso previo a la pintura, se eliminarán las partes sueltas con cepillo de alambre, se aplicará una composición decapante, se lijará y se lavará.

**Funcionalidad:**

- Cada 6 meses (usuario):
  - Deberá comprobar: el cumplimiento de las instrucciones de la empresa conservadora, el buen funcionamiento de subida y bajada del elevador, el correcto funcionamiento de los pares rotativos y prismáticos.
- Cada mes (profesional cualificado):
  - Se encargará de la limpieza del foso del recinto.
  - Limpieza de las guías prismáticas para su buen deslizamiento.
- Cada 6 meses (profesional cualificado):
  - Revisión y subsanación de los problemas que surjan en el sistema hidráulico al menos en los siguientes elementos:
    - Puertas de acceso y su enclavamiento
    - Circuitos eléctricos de seguridad, señalización y maniobras que afectan a la seguridad
    - Paracaídas y limitador de velocidad
    - Topes elásticos y amortiguadores
    - Alarma y parada de emergencia
    - Grupo tractor
    - Hueco fosa de hormigón
- Cada 6 años (profesional cualificado):
  - Inspección y comprobación de la instalación completa.

**Cubierta:**

- Frecuentemente (Usuario):
  - Eliminación de cualquier tipo de vegetación
  - Retirada periódica de los sedimentos que puedan formarse
  - Eliminación de la nieve que obstruya el acceso
  - Mantenimiento de la protección de la cubierta en condiciones iniciales
- Cada 5 años (profesional cualificado):
  - Revisión de la plataforma por si hubiese desperfectos
  - Comprobación de las uniones estructurales

**CARGAS**

A continuación, se detallan las cargas que se han aplicado para el estudio en CAE (*Computer-Aided Engineering*):

- Cargas estáticas puntuales:

Se han simulado 4 áreas de 150 x 250 mm con una distancia entre ellas de 2,540 mm de longitud y 1,290 mm de anchura. Con estas áreas se intenta simular las huellas del neumático en un vehículo estándar. Se ha optado por esta simplificación ya que, si se estudiara con cargas puntuales, el punto es tan pequeño que los esfuerzos tendrían valores muy altos (no correspondidos).

- Plataforma superior:

Se distribuirá un total de 30,000 N en 4 áreas. Es decir, 7,500 N por cada 37,500 mm<sup>2</sup> (0.2 MPa).

- Plataforma inferior:

Se distribuirá un total de 20,000 N en 4 áreas. Es decir, 5,000 N por cada 37,500 mm<sup>2</sup> (0.13 MPa).

- Cargas estáticas distribuidas:

Se ha optado por distribuir la carga del vehículo en la totalidad del área de la plataforma (5,400 x 2,530). Esta forma de situar la carga se ha pensado para obtener una mejor seguridad estructural, ya que la función del proyecto es como elevador de vehículos. Sin embargo, el usuario una vez instalado en su parcela, podría darle otro uso como el de almacenamiento de objetos.

- Plataforma superior:

Se distribuirá un total de 30,000 N en la plataforma superior 13.66 m<sup>2</sup> soportará una presión de 0.0022 MPa.

- Plataforma inferior:

Se distribuirá un total de 20,000 N en la plataforma superior 13.66 m<sup>2</sup> soportará una presión de 0.0015 MPa.

UNIVERSITAT POLITÈCNICA VALENCIA

---

# ANEJOS

---

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR: ALBERT SAVAL RUEDA

TUTORA: ANA VERCHER

SOFTWARE UTILIZADO**FUSION 360**

Figura 66. Fusion 360: Inicio.

Este programa CAD-CAM es una herramienta para la creación de modelos y diseños en 3D de manera sencilla y efectiva. Este software permite modelar todo tipo de figuras de manera ordenada e intuitiva. También permite conectar el proceso de producción y desarrollo. Tiene la opción de calcular la resistencia estructural del objeto 3D mediante el análisis por el Método de los Elementos Finitos, pudiendo definir una gran variedad de materiales. El criterio de fallo utilizado es el criterio cuadrático de Energía de Distorsión ( Von Mises).

A continuación, se mostrará el entorno de Fusion 360.

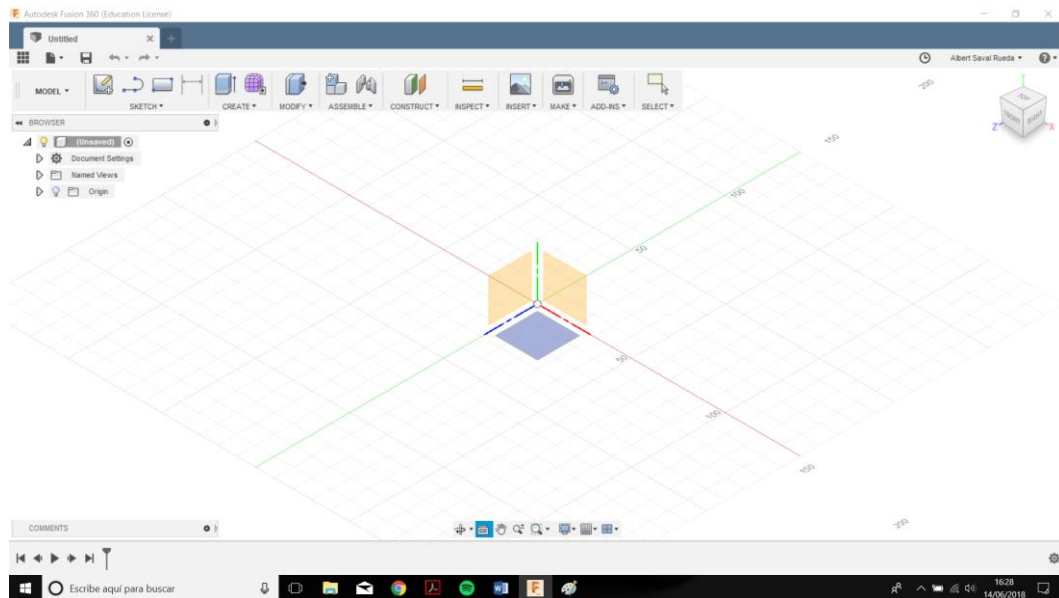


Figura 67. Fusión 360: Model

El entorno de Modelado (Figura 67) servirá para hacer el apartado de Diseño.



En el menú superior se puede observar la opción de *Sketch*. El *sketch* es un diseño que solamente contiene los elementos esenciales. Esta herramienta permitirá delinear figuras en 2D definidas perfectamente contenidas en un plano seleccionado con anterioridad.

Una vez creado el *sketch* se procederá a darle una tercera dimensión con la herramienta *Create* de esta manera se obtendrá una geometría sólida en formato 3D.

En el caso de querer modificar encima de esa geometría creada dándole acabados más elaborados se deberá utilizar la herramienta *Modify*.

Si el modelo se compone de varias piezas las cuales van a ir unidas entre sí de alguna manera (par rotativo, fijada, par prismático, deslice entre superficies...) se deberá indicar en *Assemble*.

Para crear diferentes tipos de planos constructivos para poder ser utilizados en el *sketch*, se acceder al menú de *Construct*.

Para comprobar las longitudes de las piezas, las distancias entre ellas y comprobar que no penetren entre ellas se utilizará la herramienta *Inspect*.

Para finalizar se encuentran las opciones *Make*, *ADD-INS* y *Select* de las que no se harán uso en el presente trabajo.

Una vez creado y ensamblado todo el conjunto de piezas que constituyen el proyecto, se procederá a analizarlo estructuralmente. Se deberán imponer ciertas condiciones y restricciones en el entorno de Simulación (Figura 68). Este entorno será utilizado para el apartado de diseño estructural.

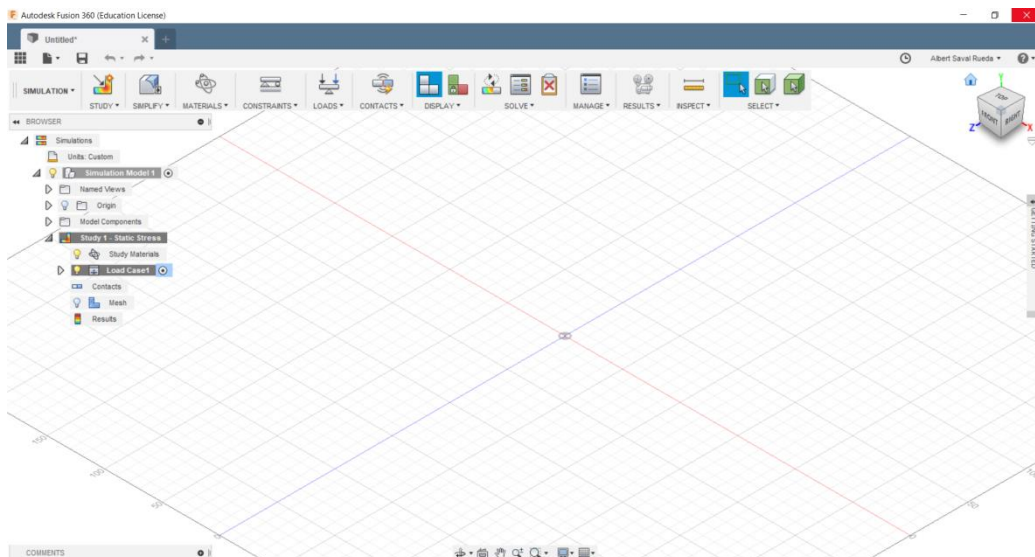


Figura 68. Fusion 360: Simulation

Para seleccionar el tipo de estudio que se quiere analizar se debe abrir el menú de *Study*, Fusion 360 te da la posibilidad de poder hacer análisis de diferente tipo (*Static stress, Modal frequencies, Thermal, Shape Optimization...*).

A continuación, se les asignará los materiales a todas las piezas que componen el conjunto con la herramienta *Materials*.

Una vez asignado los materiales, se deberá escoger las restricciones del sistema, es decir las partes donde el sistema apoya con el suelo o con otro sistema no referenciado. Esto es posible mediante el uso de la herramienta *Constraints*.

Las cargas que tendrá que soportar la estructura se aplicarán dentro de *Loads*.

La herramienta *Contacts* permitirá elegir el tipo de contacto entre dos caras de diferentes cuerpos. Puede generarlo tanto automáticamente como manualmente.

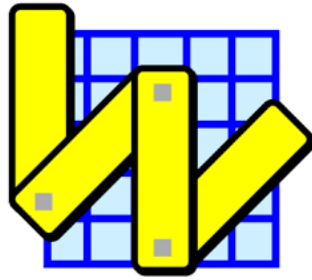
En el menú de *Manage* se puede seleccionar y modificar el tipo de malla utilizado y su nivel de refinamiento.

Para finalizar, se tiene la opción *Solve* donde se analiza la estructura con todas las características/restricciones elegidas por el ingeniero anteriormente. El programa ofrece la posibilidad de realizar análisis con el ordenador propio o enviarlo a un servidor destinado a solucionar los problemas de los usuarios.

Tras la realización del análisis, el programa mostrará al usuario el coeficiente de seguridad mínimo encontrado en la estructura. A partir de ahí, se podrá ver los esfuerzos tensionales y los desplazamientos representados en el modelo 3D.

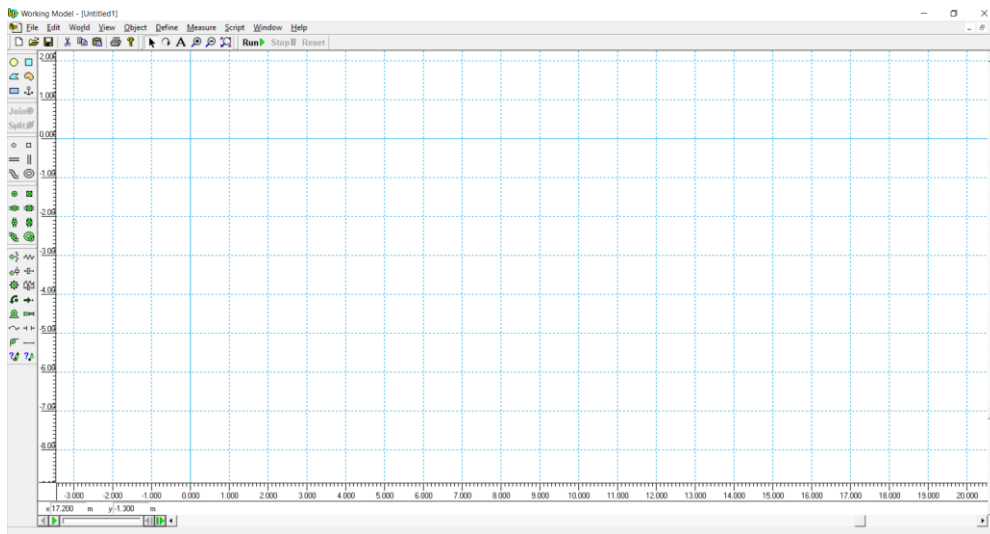
Los motivos por los que se ha utilizado el programa Fusión 360 para los análisis cinemático y resistente son los siguientes:

- Se han adquirido conocimientos básicos y avanzados sobre el manejo del software durante la carrera.
- Es un software libre temporal para los estudiantes universitarios.
- El almacenamiento de los proyectos creados se guarda en la red, esto hace posible que se puedan trabajar de diversos dispositivos de manera dinámica.
- Fusión 360 tiene a disposición una plataforma potente para la resolución del análisis estructural. Todos los usuarios tienen la posibilidad de utilizar esta plataforma dejando libre de coste computacional a sus propios ordenadores, de esta manera pueden seguir utilizando el programa sin ninguna ralentización.
- Cumple todos los requisitos necesarios para el diseño y cálculo del proyecto presente.

**WORKING MODEL 2D***Figura 69. Logo*

Es una herramienta sencilla que nos facilita el estudio cinemático y dinámico de mecanismos planos en 2D. Con esta herramienta se consigue analizar las variables cinemáticas y dinámicas de un producto optimizando los cálculos. Dado que el mecanismo del presente trabajo es un mecanismo plano, es posible la simulación numérica 2D. Las ventajas son la sencillez del modelo y el menor coste computacional del análisis. Este software está basado en la teoría de máquinas y mecanismos.

A continuación, se visualizará el entorno de Working Model:

*Figura 70.. Entorno Working Model 2D.*

El entorno de Working Model (Figura 70) servirá para hacer el análisis cinemático del proyecto. Situado a la parte izquierda se encuentra una columna con diversas barras de herramientas.



Barra con geometrías básicas para la creación de los eslabones del mecanismo (Figura 71).

Figura 71.

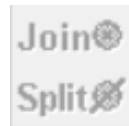


Figura 72.

Barra para la unión de pares cinemáticos que pertenecen a cuerpos diferentes (Figura 72).



Barra para creación de pares cinemáticos simultánea entre dos eslabones. Es una segunda opción de la creación de pares. Se utiliza principalmente, cuando se desea crear un par con el bastidor (Figura 73).

Figura 73.

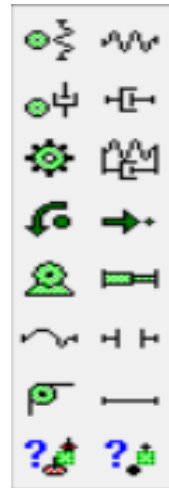


Figura 74.

Barra de herramientas en la que se dispone de los actuadores, resortes, motores, engranajes, amortiguadores y otros dispositivos (Figura 74).



Figura 75.

Barra para la creación de pares cinemáticos en los eslabones individualmente. Se debe crear un par en cada cuerpo (Figura 75).

Los motivos por los que se ha escogido este programa para la cinemática son los siguientes:

- Es un programa empleado en la simulación de mecanismos durante la carrera.
- No necesita gran capacidad computacional, por tanto, se podrá analizar con ordenadores no muy potentes y se obtendrá el resultado en un periodo muy reducido de tiempo.
- Es un software libre temporalmente para los estudiantes universitarios.
- Realiza simulaciones no lineales.
- Simula contactos, colisiones y fricción.
- El manejo de este software es relativamente sencillo.

**CÁLCULOS ACTUADOR**

Una vez observado diferentes catálogos de actuadores hidráulicos se ha optado por seleccionar uno de la empresa LIEBHERR. A continuación se mostrarán las tablas técnicas de los diferentes tipos de pistones de la serie-producción 380bar (Figura 76 y Figura 77). En un recuadro marcado con líneas negras se puede observar el actuador escogido.

Una vez seleccionado el pistón y asegurando que las características más generales cumplen con el mecanismo del elevador, se pasará a calcular.

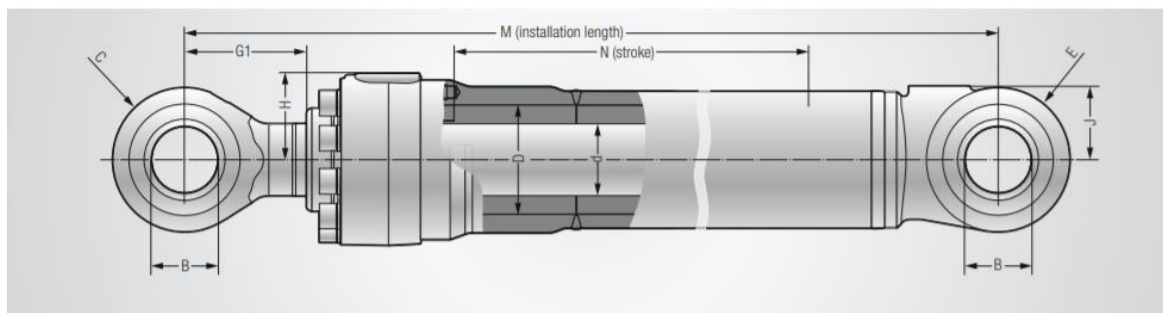
Se evitará utilizar la presión máxima de 380 bar utilizando una bomba y un sistema hidráulico más estándar. Como primera opción se escogerá un sistema hidráulico que trabaje a 250 bar de presión.

$$Fuerza\ máxima = \frac{D(m)^2 * \pi}{4} * P(Pa) = \frac{0.100^2}{4} * \pi * 2.5 * 10^5 = 196.35KN$$

Con dos pistones se podrá vencer una fuerza de:  $2 * 196.35 = 392.7\ KN$

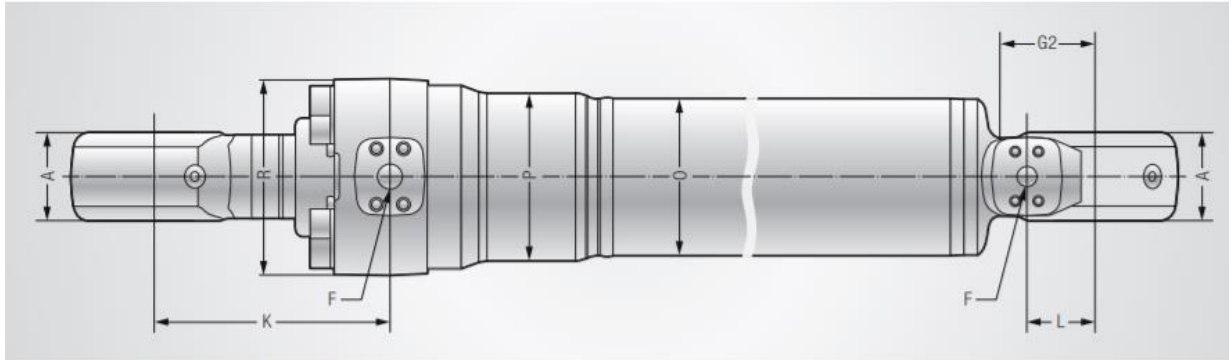
Según el estudio cinemático se requiere 331KN de fuerza, por tanto, con los pistones escogidos aproximadamente se obtendrá un 20% de margen de seguridad.

**Sizes and Dimensions**



Piston-Ø	Piston rod-Ø	Width*	Bolt-Ø*	Radius rod head	Radius bot-tom head	SAE interface**	Clearance	Height SAE interface head	SAE interface bottom	Distance rod head - SAE interface (retracted)
D	d	A	B	C	E	F	G1 G2	H	J	K
100	65	90	70	72	72	3/4"	130 87	88	73	215
100	70	90	70	72	72	3/4"	115 87	88	73	200
105	70	90	70	72	72	3/4"	115 87	88	73	200
105	75	90	70	72	72	3/4"	114 87	88	73	199
110	70	90	70	72	72	3/4"	115 87	88	73	200
110	75	90	70	72	72	3/4"	114 87	88	73	199
115	75	90	80	85	80	3/4"	136 89	92	81	231
115	80	90	80	85	80	3/4"	136 89	92	81	231
120	80	90	80	85	80	3/4"	136 89	95	81	233
120	85	90	80	85	80	3/4"	129 89	95	81	226
125	80	90	80	85	78	3/4"	136 85	95	85	233
125	85	90	80	85	78	3/4"	129 85	95	85	226
130	85	90	90	97	86	1"	152 108	106	90	249
130	90	90	90	97	86	1"	152 108	106	90	249
135	85	90	90	97	86	1"	152 108	106	90	249
135	95	90	90	97	86	1"	152 108	106	90	249
140	90	100	90	92	90	1"	134 111	112	95	256
140	100	100	90	92	90	1"	134 111	112	95	256
145	95	100	90	92	90	1"	134 111	112	95	256
145	100	100	90	92	90	1"	134 111	112	95	256
150	95	110	100	97	97	1"	140 121	118	102	262
150	105	110	100	97	97	1"	136 121	118	102	258

Figura 76. Características técnicas 1.



L	M <sub>min</sub>	N <sub>min</sub>	N <sub>max</sub>	O	P	R	A D/A	Annular Area ratio	Piston area A D cm <sup>2</sup>	Annular area A Annular cm <sup>2</sup>	Force at 380 bar	Volume flow at 0.1m/s	Extend l/min	Retract l/min
60	800	310	2300	126	132	175	1,73		78,54	45,36	298,45	172,36	47,12	27,21
60	800	310	2300	126	132	175	1,96		78,54	40,06	298,45	152,21	47,12	24,03
60	800	310	2300	132	139	175	1,80		86,59	48,11	329,04	182,80	51,95	28,86
60	800	310	2300	132	139	175	2,04		86,59	42,41	329,04	161,16	51,95	25,45
60	800	315	2300	138	145	175	1,68		95,03	56,55	361,13	214,88	57,02	33,93
60	800	315	2300	138	145	175	1,87		95,03	50,85	361,13	193,25	57,02	30,51
68	840	315	2300	144	153	180	1,74		103,87	59,69	394,70	226,82	62,32	35,81
68	840	315	2300	144	153	180	1,94		103,87	53,60	394,70	203,69	62,32	32,16
68	840	315	2300	150	160	190	1,80		113,10	62,83	429,77	238,76	67,86	37,70
68	840	315	2300	150	160	190	2,01		113,10	56,35	429,77	214,14	67,86	33,81
68	840	315	2300	157	166	190	1,69		122,72	72,45	466,33	275,32	73,63	43,47
68	840	315	2300	157	166	190	1,86		122,72	65,97	466,33	250,70	73,63	39,58
76	880	315	2300	162	173	211	1,75		132,73	75,99	504,38	288,75	79,64	45,59
76	880	315	2300	162	173	211	1,92		132,73	69,12	504,38	262,64	79,64	41,47
76	910	340	2300	168	181	211	1,66		143,14	86,39	543,93	328,30	85,88	51,84
76	910	340	2300	168	181	211	1,98		143,14	72,26	543,93	274,58	85,88	43,35
80	940	340	2300	174	189	223	1,70		153,94	90,32	584,96	343,22	92,36	54,19
80	940	340	2300	174	189	223	2,04		153,94	75,40	584,96	286,51	92,36	45,24
80	940	340	2300	180	197	223	1,75		165,13	94,25	627,49	358,14	99,08	56,55
80	940	340	2300	180	197	223	1,91		165,13	86,59	627,49	329,04	99,08	51,95
85	960	340	2300	186	211	234	1,67		176,71	105,83	671,52	402,16	106,03	63,50
85	960	340	2300	186	211	234	1,96		176,71	90,120	671,52	342,47	106,03	54,07

Figura 77. Características técnicas 2.

EXPLICACIÓN PAR ROTATIVO Y PRISMÁTICO

PAR ROTATIVO

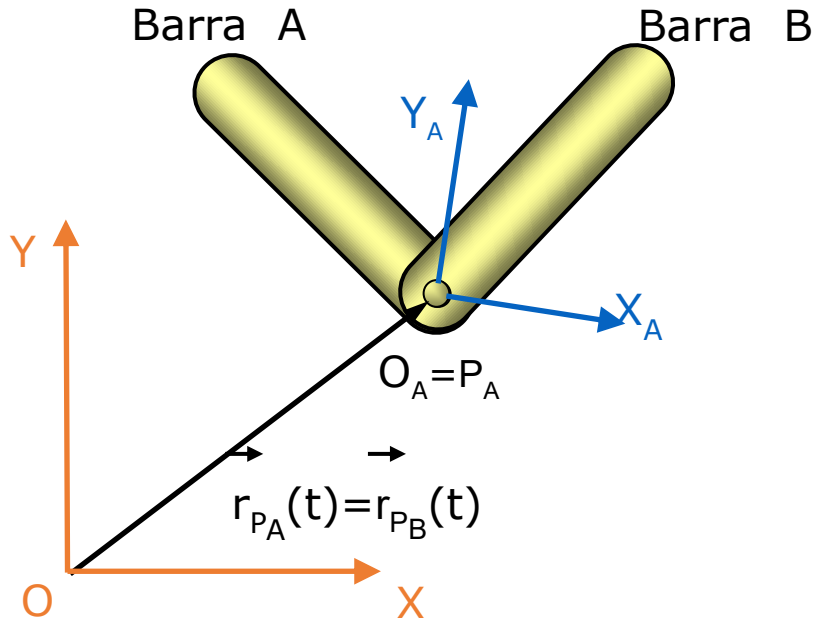


Figura 78. Cinemática (Par rotativo)

En relación con la Figura 78 se mostrarán las ecuaciones de velocidad y aceleración del par rotativo.

Velocidad:

$$\vec{v}_{P_B} = \vec{v}_{P_A} + \vec{v}_{P_A P_B} + \vec{v}_{P_B/A}$$

$$\vec{\omega}_A \wedge \vec{r}_{P_A P_B}$$

Aceleración:

$$\vec{a}_{P_B} = \vec{a}_{P_A} + \vec{a}_{P_A P_B} + \vec{a}_{P_B/A} + \vec{a}_{cor}$$

$$\vec{\alpha}_A \wedge \vec{r}_{P_A P_B} - \omega_A^2 \vec{r}_{P_A P_B}$$

$$2 \vec{\omega}_A \wedge \vec{v}_{P_B/A}$$

PAR PRISMÁTICO

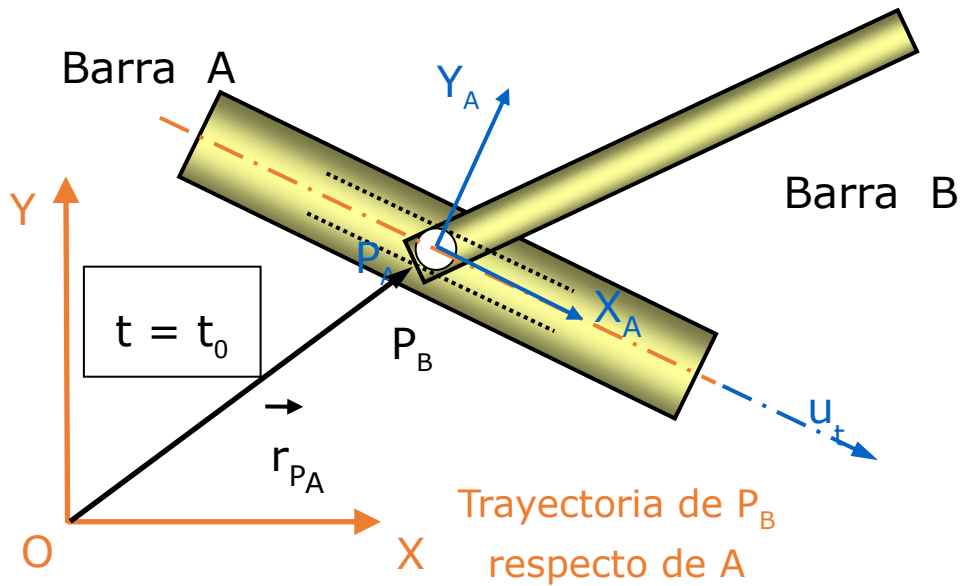


Figura 79. Cinemática (Par prismático)

En relación con la Figura 79 se mostrarán las ecuaciones de velocidad y aceleración del par prismático.

Velocidad:

$$\vec{v}_{P_B} = \vec{v}_{P_A} + \vec{v}_{P_A P_B}^0 + \vec{v}_{P_B/A} = \vec{v}_{P_A} + v_{P_B/A} \vec{u}_t$$

Aceleración:

$$\begin{aligned} \vec{a}_{P_B} &= \vec{a}_{P_A} + \vec{a}_{P_A P_B}^0 + \vec{a}_{P_B/A}^t + \vec{a}_{P_B/A}^n + \vec{a}_{cor} \\ &= \vec{a}_{P_A} + a_{P_B/A}^t \vec{u}_t + 2 \vec{\omega}_A \wedge \vec{v}_{P_B/A} \end{aligned}$$