

DISEÑO Y ESTUDIO TÉCNICO DE UN DISPOSITIVO PARA LA AYUDA DE MOVILIDAD DE PERSONAS CON MOVILIDAD FÍSICA REDUCIDA O NULA

**MEMORIA
PRESENTADA POR:**

Javier Valdés Albero.

BAJO LA TUTELA DE:

Sr. Miguel Jorge Reig.

GRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA, 4º CURSO.

RESUMEN

ESPAÑOL.

El objetivo de este proyecto ha sido la realización del diseño y el análisis de un sistema de transporte para personas cuya movilidad es reducida o nula. Dicho sistema está enfocado en un ambiente doméstico y cuenta con una parte móvil a la que irá unida la carga y una parte fija sobre la que se desplazará la parte móvil.

Mediante cálculos de diseño de máquinas, se han dimensionado los diferentes elementos cuyo fin sea transmitir la potencia y par necesarios para el movimiento, y mediante cálculos estructurales, software informático y el cálculo de elementos finitos, se ha realizado la modelización del sistema de transporte analizando su comportamiento en aplicación de carga. Finalmente, de los resultados obtenidos, se ha procedido al estudio de costes con el fin de obtener una solución técnica óptima.

Palabras clave: Discapacitados, hogar, sistema de transporte, CAD, CAE, costes.

VALENCIÀ.

L'objectiu d'aquest projecte ha sigut la realització del disseny i l'anàlisi d'un sistema de transport per a persones amb mobilitat reduïda o nul·la. Aquest sistema està enfocat en un ambient domèstic i compta amb una part mòbil a la qual anirà unida la càrrega i una part fixa sobre la qual es desplaçarà la part mòbil.

Mitjançant càlculs de disseny de màquines, s'han dimensionat els diferents elements que tinguen per finalitat transmetre la potència i par necessaris per al moviment, i mitjançant càlculs estructurals, software informàtic i el càlcul d'elements finits, s'ha realitzat la modelització del sistema de transport analitzant el seu comportament en aplicació de càrrega. Finalment, dels resultats obtinguts, s'ha procedit a l'estudi de costos per tal d'obtenir una solució tècnica òptima.

Paraules clau: Discapacitats, llar, sistema de transport, CAD, CAE, costos.

ENGLISH.

The objective of this project is to design and analyse a transport system for people with reduced or no mobility. Said system is focused on a domestic environment and it has a moving part where the load will be attached, and a fixed part on which the moving part will move.

By means of machine design calculations, the different elements whose purpose is to transmit the necessary power and torque for the movement have been dimensioned, and by means of structural calculations, computer software and finite element calculations, the modelling of the transport system have been made, analysing its behaviour in load application. Finally, from the results obtained, we have proceed to the study of costs in order to obtain an optimal technical solution.

Key words: Disabled, home, transport system, CAD, CAE, costs.

ÍNDICE DE CONTENIDO.

1. INTRODUCCIÓN.....	8
2. OBJETIVO DEL PROYECTO.....	8
Objetivo Global:.....	8
Objetivo Tecnológico:.....	8
3. ESTADO DEL ARTE.....	9
RECOPIACIÓN DE ANTECEDENTES.....	9
4. DESARROLLO Y RESULTADOS.....	13
REQUISITOS INICIALES.....	13
CONDICIONES OPERATIVAS DE TRABAJO DEL EQUIPO.....	13
SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LOS ELEMENTOS QUE FORMAN LA ESTRUCTURA.....	13
ELECCIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.....	15
BOCETOS INICIALES.....	15
CARACTERÍSTICAS.....	16
BOCETOS FINALES.....	17
CARACTERÍSTICAS.....	18
RECURSOS Y MEDIOS EMPLEADOS.....	19
DIMENSIONADO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS.....	20
RUEDAS.....	20
CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES.....	24
SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.....	42
EJES.....	45
SOPORTE DE PEDESTAL.....	46
ANÁLISIS ESTRUCTURAL POR SUBCONJUNTOS.....	49
PERFIL RECTO.....	49
SIMULACIÓN DEL PERFIL RECTO EN APLICACIÓN DE LA CARGA.....	51
PERFIL CURVO.....	57
SIMULACIÓN DEL ENSAMBLAJE CURVA EN APLICACIÓN DE LA CARGA.....	59
7. PRESUPUESTO.....	66
8. CONCLUSIONES.....	67
9. BIBLIOGRAFÍA.....	68
10. ANEXOS.....	70
ANEXO 1: PLIEGO DE CONDICIONES.....	70

INDICE DEL PLIEGO	70
OBJETO	71
ÀMBITO DE OPERACIÓN	71
NORMATIVA DE APLICACIÓN.....	71
CAPÍTULO 1: Materiales	71
CAPÍTULO 2: Condiciones de Ejecución.....	76
ANEXO 2: PLANOS Y ESQUEMAS TÉCNICOS.	81

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 1: Silla reclinable de Felipe II	9
Figura 2: Primera silla autopropulsable.....	10
Figura 3: Silla de ruedas plegable.....	10
Figura 4: Grúa de techo.	11
Figura 5: Salvaescaleras.....	12
Figura 6: Propiedades del aluminio 6061 T6.	14
Figura 9: Vista frontal del operador mecánico.	16
Figura 8: Vista frontal del perfil.	16
Figura 7: Vista lateral del operador mecánico.	16
Figura 10: Vista lateral del operador mecánico.	17
Figura 11: Vista superior del operador mecánico.	17
Figura 13: Vista frontal del perfil.....	17
Figura 12: Vista de la sección frontal del operador mecánico.....	17
Figura 14: Imagen de la rueda seleccionada del catálogo Blicke y sus características.	22
Figura 15: Vista de la sección de la rueda en la que se aprecia el cambio de rodamiento a casquillo.....	23
Figura 16: Selección de dimensiones de chaveta y chavetero según las dimensiones del eje.....	24
Figura 17: Imagen y dimensiones del engranaje seleccionado.....	27
Figura 18: Esquema básico de la aplicación de la fuerza.....	28

Figura 19: Distribución de tensiones en la base del diente	30
Figura 20: Captura de pantalla del motorreductor seleccionado.	43
Figura 21: Dimensiones del motorreductor seleccionado para L= 61.5 mm.....	43
Figura 22: Imagen del soporte para motor.....	44
Figura 23: Imagen del emplazamiento del soporte del motorreductor.	44
Figura 24: Eje tractor y casquillo.....	45
Figura 25: Eje tractor con sus elementos (ruedas, soportes de pedestal y engranajes).....	45
Figura 26: Eje libre.....	45
Figura 27: Eje libre con sus elementos (ruedas y soportes de pedestal).	46
Figura 28: Captura de pantalla de la calculadora de soportes de pedestal.....	47
Figura 29: Captura de pantalla de los soportes de pedestal recomendados.	47
Figura 30: Captura de pantalla del soporte de pedestal y sus medidas y características. ...	48
Figura 31: Vista isométrica del perfil recto.....	49
Figura 32: Vista superior del perfil recto.	49
Figura 33: Vista isométrica del soporte/unión.	50
Figura 34: Vista dimétrica de la unión telescópica.....	51
Figura 35: Imagen de la operación de sujeción.	52
Figura 36: Imagen de generación del plano y la aplicación de la carga en el punto 1.	53
Figura 37: Imagen de generación del plano y la aplicación de la carga en el punto 2.	53
Figura 38: Resultados de la tensión generada por la aplicación de la carga.	54
Figura 39: Resultados del desplazamiento generado por la aplicación de la carga.....	55
Figura 40: Resultados de la deformación unitaria generada por la aplicación de la carga. 56	
Figura 41: Marco del perfil curvo.....	57
Figura 42: Chapas mecanizadas siguiendo el radio establecido.	57
Figura 43: Chapas verticales.	58
Figura 44: Marco del perfil curvo final.	58
Figura 45: Apretos tecnológicos del aluminio 6061.....	59
Figura 46: Refuerzo del perfil curvo	59
Figura 47: Delimitación del contacto entre componentes.	60
Figura 48: Delimitación de los conjuntos de contacto.	61
Figura 49: Aplicación de la fuerza en el punto 1.	61
Figura 50: Aplicación de la fuerza en el punto 2.	61
Figura 51: Imagen de la operación de sujeción.	62
Figura 52: Imagen de la operación de sujeción.	63

Figura 53: Resultados de la tensión generada por la aplicación de la carga.63
Figura 54: Resultados del desplazamiento generado por la aplicación de la carga.....64
Figura 55: Resultados de la deformación unitaria generada por la aplicación de la carga. 65

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1: Elección del factor J.....29
Tabla 2: Factor de aplicación (Ka)32
Tabla 3: Factor de distribución de la carga (Km).....32
Tabla 4: Factor dinámico (Kv)33
Tabla 5: Resistencia a fatiga por flexión (St) en aceros.34
Tabla 6: Factor de duración (KL)34
Tabla 7: Factor de fiabilidad (Kr).....35
Tabla 8: Coeficiente elástico (Cp).....37
Tabla 9: Factor de aplicación (Ca)37
Tabla 10: Factor de distribución de la carga (Cm).....38
Tabla 11: Resistencia a fatiga superficial para los aceros (Sc)39
Tabla 12: Factor de duración (CL)40
Tabla 13: Factor de dureza (Ch)41
Tabla 14: Factor de fiabilidad (Cr).....42

1. INTRODUCCIÓN.

En España hay alrededor de 3'8 millones de personas que tienen algún tipo de discapacidad. Según el Instituto Nacional de Estadística, en uno de cada cinco hogares españoles vive al menos una persona con discapacidad, es decir, el 20% de los hogares.

Hoy, en la mayoría de las edificaciones de nueva construcción ya se aplica la normativa para que sean accesibles. Sin embargo, los inmuebles que tienen más de 25 años no suelen estar adaptados. De modo que para casi 4 millones de personas, encontrar una casa adaptada a sus necesidades puede ser una odisea, ya que el parque español de viviendas no está preparado. Con el presente proyecto, se propicia a las personas con discapacidad poder acceder a dichos inmuebles puesto que la movilidad dejaría de ser un impedimento, pudiendo mejorar el desplazamiento entre estancias.

2. OBJETIVO DEL PROYECTO.

Objetivo Global:

El objetivo global de este proyecto es conseguir mejorar el desplazamiento de personas minusválidas dentro de un ambiente doméstico, en el que otros sistemas, como la silla de ruedas serían ineficaces. Aprender el funcionamiento de los diferentes elementos que compondrán este proyecto y ser capaz de crear un diseño óptimo, viable y eficaz.

Objetivo Tecnológico:

El o los objetivos tecnológicos son, entre otros, adquirir nuevos conocimientos en diseño de máquinas, aprender a seleccionar correctamente engranajes y motorreductores, aprender a diseñar elementos estructurales simples pero eficaces, ser capaz de escoger métodos de fabricación acordes al resultado final, y ser capaz de cohesionar todos los elementos de la manera más ergonómica posible.

3. ESTADO DEL ARTE.

RECOPILACIÓN DE ANTECEDENTES.

La minusvalía motriz ha sido una condición intrínseca del ser humano desde siempre, pudiendo ser provocada por malformaciones de nacimiento, o un desafortunado accidente, entre otros muchos casos.

Dicha minusvalía conlleva un problema notorio en cuanto a la movilidad del sujeto que la padece, limitando el desplazamiento de este con respecto a una persona en plenas facultades. Para suplir esta discapacidad, desde que se tienen conocimientos básicos en la manufactura de mecanismos, se ha pretendido hacer más llevadero este problema, buscando la manera de transportar a dichas personas, ya fuese mediante terceras personas, o de manera autosuficiente. De esta idea nació lo que hoy en día conocemos como "silla de ruedas"

HISTORIA DE LA SILLA DE RUEDAS:

Aunque la fecha e inventores de la primera silla de ruedas no estén claros, una de las primeras sillas de ruedas concebida para el fin de transportar a una persona, con un diseño similar a las sillas actuales, fue fabricada nada menos que para el monarca Felipe II por un inventor desconocido.



Figura 1: Silla reclinable de Felipe II

Estaba equipada con cuatro ruedas pequeñas, reposapiés e incluso respaldo reclinable, según puede verse en un dibujo fechado en 1595.

Avanzamos ahora hasta el año 1665, cuando Stephen Farfler, un joven relojero alemán de solo 22 años construyó el primer vehículo autopropulsable para su propio uso. Este artefacto tiene un asombroso parecido con un "handbike" moderno.

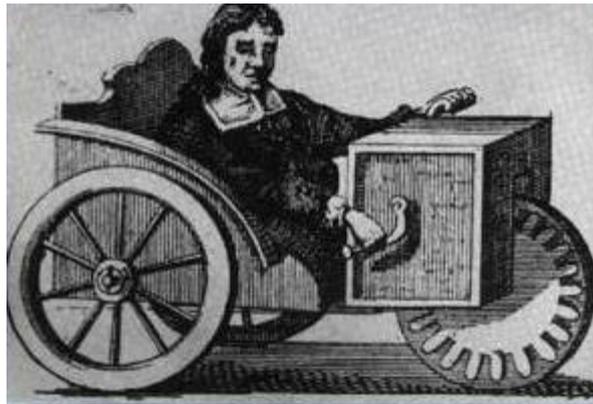


Figura 2: Primera silla autopropulsable.

A partir de ese momento, se siguieron añadiendo mejoras, como los aros de propulsión y ruedas de goma. Cabe destacar, que gran parte de estas mejoras se produjeron gracias a la invención de la bicicleta en el siglo XIX y su posterior evolución.

En 1900 se introdujeron las ruedas radiadas en las sillas manuales y en 1916 se fabricó en Londres la primera silla de ruedas motorizada.

Las primeras sillas motorizadas eran manuales adaptadas con diversos sistemas de engranajes poco eficientes y difíciles de manejar, más adelante se adoptaron los motores de tracción directa y sistemas de control más precisos.

Las últimas dos décadas han supuesto un enorme avance, tanto para las manuales como las eléctricas. Nuevos materiales, mejor rendimiento y sobretodo la posibilidad de personalizar las sillas de acuerdo a las necesidades individuales de cada persona.



Figura 3: Silla de ruedas plegable.

LA SILLA DE RUEDAS EN EL ÀMBITO DOMÈSTICO:

Actualmente, para que una vivienda pueda ser viable al uso de una silla de ruedas, debe verificar los elementos básicos de accesibilidad, en particular:

- si el acceso al edificio está adaptado;
- si existe un ascensor de anchura adecuada;
- si la anchura de las puertas es la adecuada;
- si la anchura de los pasillos permite el giro de la silla;
- si hay suficiente espacio en la habitación y en el baño;
- si hay alfombras o moquetas que podrían dificultar el movimiento de la silla;
- si será necesario hacer algún tipo de adaptación del entorno.

OTROS MEDIOS DE TRANSPORTE EN EL ÀMBITO DOMÈSTICO:

Por otra parte, si no se cumplen los requisitos anteriormente enunciados, se debe recurrir al uso de medios alternativos para lograr el transporte de la persona, como la grúa de techo.

Uno de los principales elementos que se emplea es la Grúa de Techo:

-Una grúa de techo es un sistema compuesto por un rail fijado de forma sólida al techo, o a una estructura, por el que circula un operador mecánico que puede levantar a una persona equipada con un arnés y llevarla de un punto a otro sin esfuerzo y de forma cómoda.

Dicha estructura se situará en aquellos lugares de la casa de difícil acceso para la silla de ruedas, véase; un pasillo estrecho, o puertas con una anchura que impida el paso de esta.



Figura 4: Grúa de techo.

Otro medio de transporte alternativo (aunque en este caso, es más bien obligado) a la silla de ruedas en el ámbito doméstico es el Salvaescaleras:

-Un salvaescaleras consiste en un riel sobre los peldaños o en la pared contigua a la escalera. Una silla o una plataforma se montan sobre el riel de forma que cuando una persona se sube a la silla o una silla de ruedas a la plataforma estas se mueven a lo largo del riel. Suele ser necesario contar con un enchufe para proporcionar corriente al salvaescaleras, aunque la mayoría vienen equipados con batería recargable.



Figura 5: Salvaescaleras.

4. DESARROLLO Y RESULTADOS.

REQUISITOS INICIALES.

Necesitamos un sistema para transportar personas dentro de un ámbito doméstico en el cual, el uso de la silla de ruedas no es factible. Este debe:

- Ser capaz de soportar un abanico grande de pesos.
- Restar el menor espacio útil de las estancias y distribuidores.
- Ser relativamente económico.
- Ser lo más homogéneo posible con el entorno.
- Poder fabricarse sin relativa dificultad.

CONDICIONES OPERATIVAS DE TRABAJO DEL EQUIPO.

Las condiciones operativas que podremos encontrar en el equipo variarán según nos centremos en el operador mecánico o en el perfil del rail.

OPERADOR MECÁNICO

- Cargas cíclicas.
- Tiempo indeterminado de trabajo.
- Condiciones de desgaste medias

PERFÍL DEL RAIL

- Cargas cíclicas.
- Exposición a golpes o impacto de objetos externos.
- Condiciones de desgaste relativamente bajas.

SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LOS ELEMENTOS QUE FORMAN LA ESTRUCTURA.

El elemento seleccionado para la realización de la estructura es el aluminio 6061 T6 por las razones que se muestran a continuación:

- Resistencia estructural y dureza.
- Buenas características de acabado y responde bien a la anodización, incluyendo claros, claros y colorantes y recubrimientos duros.
- La aleación de aluminio 6061 también se suelda fácilmente y ensambla. Sin embargo, en su condición -T6, las soldaduras pueden perder cierta resistencia, que puede restablecerse mediante tratamiento térmico y envejecimiento artificial.

El aluminio en su forma más pura es demasiado blando y reactivo para ser de uso estructural. Sin embargo, sus aleaciones, como la aleación 6061-T6, la hacen estructuralmente más fuerte y más útil en la fabricación de productos duraderos.

El aluminio 6061-T6 se utiliza comúnmente en la construcción de aviones pequeños debido a su alta relación fuerza-peso. También lo convierten en un material de elección para constructores de embarcaciones y embarcaciones porque es fuerte y ligero.

Otras aplicaciones comunes del aluminio 6061-T6 incluyen marcos de bicicletas, aplicaciones donde se requiere transferencia de calor, tales como intercambiadores de calor, enfriadores de aire y disipadores de calor, y aplicaciones donde las características no corrosivas de 6061-T6 son importantes, tales como agua, aire y Tubería hidráulica y tubería.

La aleación de aluminio 6061-T6 conduce y disipa bien el calor. Puesto que puede ser extruido, puede formarse en casi cualquier forma imaginable.

-6061- (ALUMINIO – MAGNESIO – SILICIO)

COMPOSICIÓN QUÍMICA

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros elementos	Al
Mínimo	0,40		0,15		0,80	0,04			Otros Total	
Máximo	0,80	0,70	0,40	0,15	1,20	0,35	0,25	0,15	0,05 0,15	El resto

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)

Estado	Características a la tracción					
	Carga de rotura Rm. N/mm ²	Límite elástico Rp 0,2, N/mm ²	Alargamiento A 5,65%	Límite a la fatiga N/mm ²	Resistencia a la cizalladura τ N/mm ²	Dureza Brinell (HB)
0	125	55	27	120	85	30
T4	235	140	21	180	150	65
T6	310	270	14	190	190	95

PROPIEDADES FÍSICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)

Módulo elástico N/mm ²	Peso específico g/cm ³	Intervalo de fusión °C	Coefficiente de dilatación lineal 1/10 ⁶ K	Conductividad térmica W/m K	Resistividad eléctrica a 20°C - $\mu\Omega$ cm	Conductividad eléctrica % IACS	Potencial de disolución V
70,000	2,70	580-650	23,3	T4-155 T6-166	T4-4,3 T6-4,0	T4-40 T6-43	-0,83

Figura 6: Propiedades del aluminio 6061 T6.

ELECCIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

Tras la consideración de varias hipótesis, se resuelve en el empleo de un sistema motorizado, tal como un motorreductor, frente a otros sistemas de accionamiento por los aspectos siguientes:

- Buena regularidad de marcha. Tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Mayor seguridad en la transmisión.
- Bajos costos de mantenimiento.
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- Menor tiempo requerido para su instalación.

Debido a la naturaleza de este nuestro proyecto, todas las características de un producto referentes a bajo peso, bajo mantenimiento, y poco espacio requerido, hacen decantarse la balanza en su favor.

Como ya se ha dicho, el sistema de accionamiento será mediante motorreductor, el cual será seleccionado según los requisitos obtenidos a partir de la carga a desplazar, como la potencia y el par necesarios.

Además, el equipo contará con un sistema de batería con el fin de ahorrarse instalaciones eléctricas a lo largo del recorrido de la estructura.

La estructura contará también, con puntos estratégicos situados en las principales estancias, en las que habrá centros de carga donde el dispositivo de accionamiento podrá recargarse.

BOCETOS INICIALES

Lo que en este apartado se muestra, no son más que los diseños básicos o bocetos de lo que podría ser un prototipo del proyecto. Sin embargo, éstos solo tienen una función meramente orientativa, pues el resultado final variará con respecto a lo que aquí se muestra. Además, no se han considerado algunos elementos como son los soportes de ejes, etc. los cuales se dimensionarán más adelante.

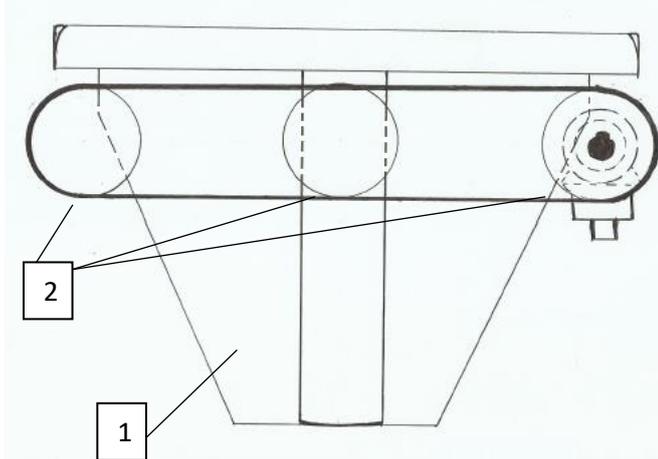


Figura 7: Vista lateral del operador mecánico.

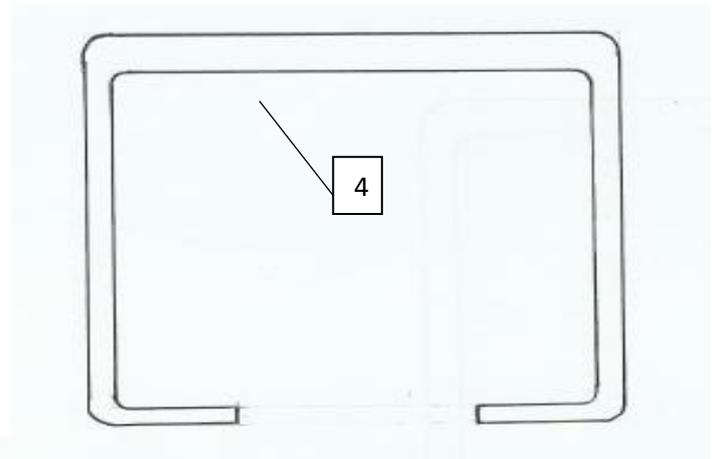


Figura 8: Vista frontal del perfil.

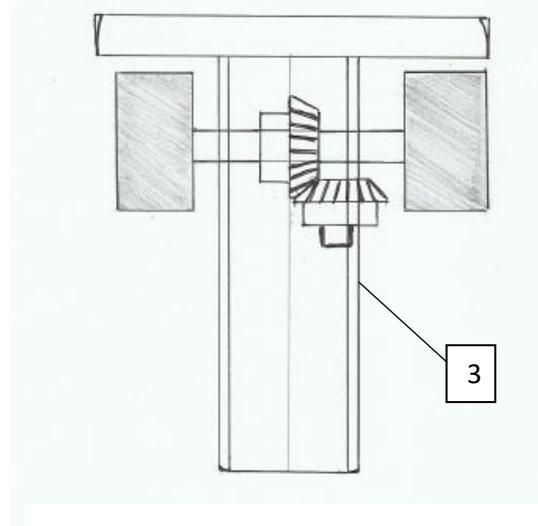


Figura 9: Vista frontal del operador mecánico.

CARACTERÍSTICAS

Tal como se observa, se diferencian las partes principales:

- La parte fija (Figura 7, referencia (1)) del operador mecánico, a la cual se realizará el acople del dispositivo de traslado de la carga (p.e. un asiento).
- Las ruedas (Figura 7, referencia (2)). Este dispositivo contará con 6 ruedas, de las cuales, las 2 del extremo serán las motrices, pues irán conectadas mediante engranajes al sistema de accionamiento (omitido en el boceto). El movimiento será transmitido de unas a otras mediante una correa de fricción. El número de ruedas es orientativo, podría aumentar o disminuir si así se decide.
- Los engranajes (Figura 9, referencia (3)). Tal como se ha comentado arriba, transmitirán el movimiento desde el sistema de accionamiento hacia las ruedas. Presumiblemente, se tratará de engranajes cónicos, pues por cuestiones de tamaño, se opta por alojar dicho sistema de manera vertical, formando 90° entre los ejes transmisores.
- Finalmente, el perfil (Figura 8, referencia (4)), se dimensionará de acuerdo con unos valores que permitan el movimiento del operador mecánico en su interior sin generar interferencias entre ellos.

BOCETOS FINALES

Tras varios replanteamientos de los elementos y su disposición más óptima en el conjunto, se opta por rediseñar los elementos de tal forma que encajen mejor entre sí. Finalmente, la configuración de estos es:

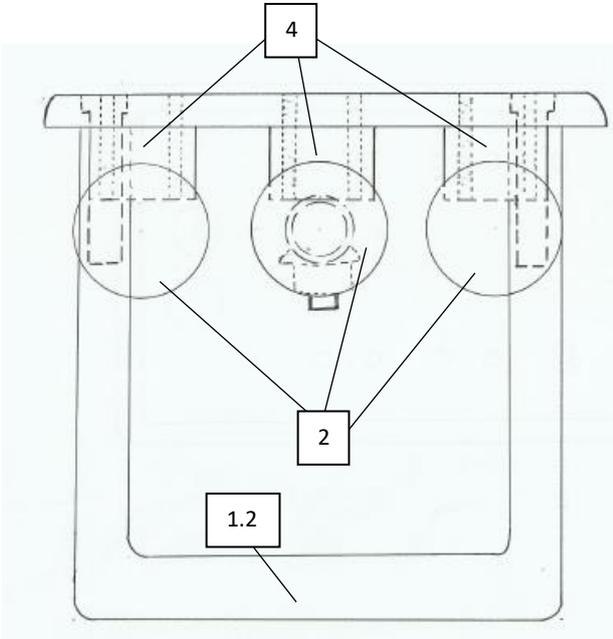


Figura 10: Vista lateral del operador mecánico.

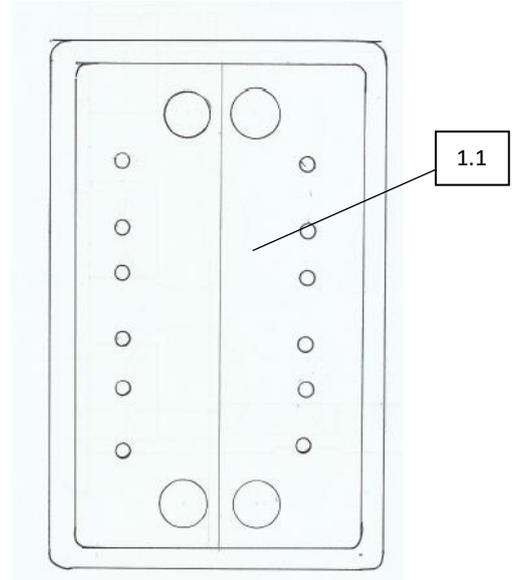


Figura 11: Vista superior del operador mecánico.

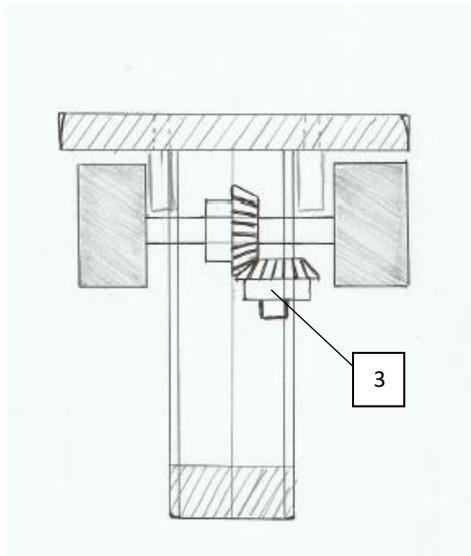


Figura 12: Vista de la sección frontal del operador mecánico.

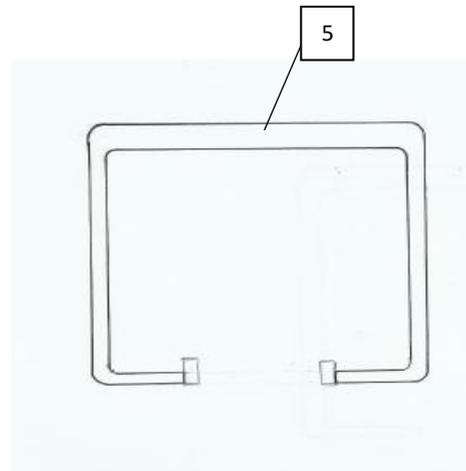


Figura 13: Vista frontal del perfil.

CARACTERÍSTICAS

Como se puede observar, algunas de las características se han mantenido en el rediseño, sin embargo, muchas otras, se han visto suprimidas o modificadas. Es por tanto, que las características se agrupan en:

- La parte fija (Figura 7, referencia (1)) del operador mecánico que antes era maciza, se desglosa en dos partes (Figuras 10 y 11, referencia (1.1) y (1.2)), dando lugar a un compartimento en el cual se alojará el sistema de accionamiento, permitiendo todavía el acoplamiento del dispositivo de transporte de la carga.
- Las ruedas (Figura 10, referencia (2)). Ahora, ya no se encuentran todas conectadas entre sí, sino que se encargarán del movimiento las ruedas centrales, siguiendo el esquema inicial de conexión al sistema de accionamiento. Además, se ha reducido la distancia entre ellas, permitiendo así mejorar el giro en los puntos curvos.
- Los engranajes (Figura 12, referencia (3)), seguirán el mismo esquema, pues tal como ocurría en el boceto inicial, transmitirán el movimiento desde el sistema de accionamiento hacia las ruedas. Se tratará de engranajes cónicos, pues por cuestión de tamaño, se opta por alojar dicho sistema de manera vertical, formando 90º entre los ejes transmisores.
- Con el fin de reducir los impedimentos a la hora de seleccionar las ruedas, se opta por el uso de separadores (Figura 10, referencia (4)), que darán mayor altura entre los ejes y la parte fija (Figura 11, referencia (1.1)), eliminando así cualquier problema a la hora de elegir diámetros de rueda algo grandes.
- Finalmente, al perfil, se le han añadido unos escalones (Figura 13, referencia (5)) en los extremos con el fin de que sirvan como guía para el operador móvil en los puntos curvos.

Ahora bien, basándonos en toda la información obtenida de los apartados anteriores, se realiza un diseño viable dividiendo el ensamblaje final en diferentes partes.

- **DESPLAZAMIENTO.**
Constará de los elementos encargados del transporte de la carga sobre el elemento fijo (riel).

CARRITO.

Elemento en el que se alojarán todos los elementos relacionados con el desplazamiento.

Se parte de un tocho del material seleccionado, al cual se le realizarán los mecanizados necesarios para albergar estructuras adyacentes u otros elementos.

Éste consta también de un alojamiento para sistema de accionamiento, el cual irá integrado en el diseño del carrito. (Elemento 1.1 y 1.2)

RUEDAS.

Ha de poder soportar toda la carga aplicada y ser capaz de moverla sin relativa dificultad. Se partirá de un cálculo preliminar para poder seleccionar correctamente las ruedas. (Elemento 2)

- TRANSMISIÓN.
Se encargará de transmitir la potencia y par desde la fuente hasta el elemento encargado de transformar dichas potencia y par en movimiento.

ENGRANAJES.

La función de estos elementos es capacitar al conjunto transmitir la potencia y par entre ejes, ya que por cuestiones de diseño, estos se encuentran en un ángulo de 90º.

A partir de unos valores de potencia y par estimados, se seleccionan engranajes que deberán cumplir unos requisitos para ser válidos. (Elemento 3)

EJES.

Alojarán los componentes de fijación y transmisión.

- SUJECCIÓN/SOPORTES.
Serán seleccionados en función de la carga que soporten, del tipo que sea ésta, y la vida útil estimada que se requiera.
Los soportes de perfil se realizarán una vez dicho perfil este dimensionado, adaptándose a éste quedando unido a un punto fijo que soporte la estructura.
- MOTRÍZ.
Se encarga de “dar vida” al conjunto.

SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.

Seleccionado a partir de la potencia y par obtenidos, habiéndolos mayorado con el fin de prevenir posibles sobrecargas.

BATERÍA.

Fuente de alimentación para el sistema de accionamiento. Se empleará un sistema que permita recargar la batería en los periodos de reposo en diferentes puntos estratégicos de la instalación.

- PERFILES.
Últimos elementos en ser dimensionados. El perfil recto será conformado mediante extrusión, sin embargo, el perfil curva, será conformado por diversos elementos unidos mediante soldadura. (Elemento 5)

RECURSOS Y MEDIOS EMPLEADOS.

Para este proyecto se hace uso de diferentes recursos tanto físicos como informáticos, siendo estos:

- FÍSICOS: libros de diseño de máquinas, apuntes, otros proyectos, artículos, etc.
- INFORMÁTICOS: Programas de diseño y de simulación como es el Solidworks, páginas web, u otros recursos disponibles en la red.

DIMENSIONADO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS.

Una vez delimitados los trazos generales que seguirá el proyecto, se procede a la dimensión, elección y selección de los elementos que lo conforman con el fin de verificar la viabilidad del proyecto siguiendo en mayor o menor medida los patrones establecidos por los bocetos anteriores.

Antes de realizar ninguna operación de diseño, se debe estimar el peso o carga máxima que supondrá el conjunto.

Para ello, se aproximan y sobredimensionan los valores que a continuación se muestran:

-PESO DEL MÓVIL:	8KG
-PESO DE LA SILLA + FIJACIÓN AL MÓVIL:	30KG
-PESO PERSONA EN UN CASO EXTREMO:	200KG
CARGA TOTAL:	238KG ≈ 2380N

RUEDAS

Una vez tenemos una estructura base del operador mecánico, vamos a proceder a la selección de la rueda, mediante la cual, el dispositivo se trasladará por el raíl, y además, esta debe ser capaz de soportar el peso de la carga máxima impuesta, que en este caso serán 238kg en orden de marcha.

En primer lugar, para facilitar el recambio en caso de rotura de estas, se emplean ruedas estándar, por lo cual, se recurre a catálogos para seleccionar la rueda que más se ajuste a nuestras necesidades.

Primeramente, se parte de un cálculo preliminar para determinar la capacidad de carga que deberá tener la rueda para soportar el peso total.

$$T = \frac{E+Z}{n} * S = \frac{8+230}{6} * 2 = 79.33 \text{ kg}$$

Siendo:

“T”; la capacidad de carga requerida para cada rueda.

“E”; peso propio del aparato de transporte. (En este caso se sobredimensiona este parámetro, con el fin de estar del lado de la seguridad).

“Z”; la carga adicional máxima.

“n”; el número de ruedas.

“S”; el factor de seguridad.

-El factor de seguridad S tiene en cuenta las desviaciones con respecto a las condiciones de uso estándar (suelo liso, velocidad de paso, reparto homogéneo de la carga, desplazamiento recto, temperatura ambiente entre +15°C y +28°C). El factor de seguridad varía en función de la

velocidad y de la relación entre el diámetro de la rueda y la altura del obstáculo. Se distinguirá entre cuatro categorías diferentes, de las cuales, la que a nosotros nos interesa es la siguiente:

-Transporte motorizado en interiores (Altura obstáculo <5% del diámetro de la rueda):
Factor de seguridad de 1,4 a 2.

*Elegiremos el 2, puesto que al ser un factor mayorador, obtendremos una capacidad de carga mayor, dándonos un margen de seguridad en caso de que en nuestro caso fuese menor.

Una vez que se ha obtenido el parámetro restrictivo T, se procede a la selección mediante catálogo de la rueda que mejor se adapte a nuestro caso y carga impuesta. Para ello recurrimos a uno de los mayores fabricantes de ruedas a nivel industrial; BLICKLE.

En el catálogo web de dicha marca, referenciado en la bibliografía, seleccionamos el siguiente producto:

RUEDAS PARA CARGA PESADA CON BANDA DE RODADURA DE POLIURETANO BLICKLE EXTRATHANE CON NUCLEO DE ACERO O FUNDICIÓN GRIS.

Se ha escogido además la primera, de dimensiones:

- 35mm de diámetro exterior.
- 27mm de anchura de la banda.
- 100kg de capacidad de carga.
- 6mm de diámetro de agujero de eje.
- 30mm de anchura total.

VSTH 35/6K

Resistencia a la rodadura

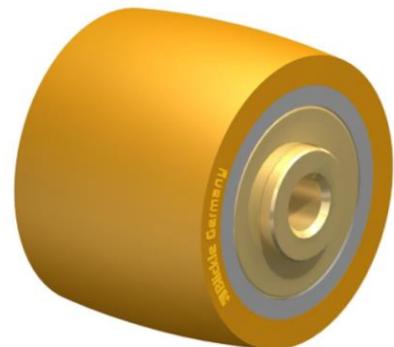
■■■■■□ Muy bueno

Ruido durante la marcha

■■■■■□ Bueno

Protección del suelo

■■■■■□ Bueno



Rueda con banda de rodadura de poliuretano **Blickle Extrathane®**, con núcleo de acero

Ruedas:

De elastómero de poliuretano de alta calidad **Blickle Extrathane®**, inyectado de reacción, marcha silenciosa, resistencia a la rodadura baja, respetuosa con el suelo, muy resistente a la abrasión, alta resistencia a la rasgadura y a las grietas, muy buena unión química con el núcleo.

Banda de rodadura/neumático: De elastómero de poliuretano de alta calidad **Blickle Extrathane®**.

Núcleo: De acero. Banda de rodadura fundida.

Color del núcleo: color plata

Visualización en: mm / kg / °C 

Ø Rueda		35 mm (D)
Ancho rueda		27 mm (T2)
Capacidad de carga		100 kg
Ø Eje		6 mm (d)
Largo de cubo		30 mm (T1)
Peso por unidad		0,1 kg
Resistencia a la temperatura		-25 ° C
Resistencia a la temperatura hasta		70 ° C
Dureza de banda de rodadura		92° Shore A
Tipo de rodamiento		Cojinete a bolas

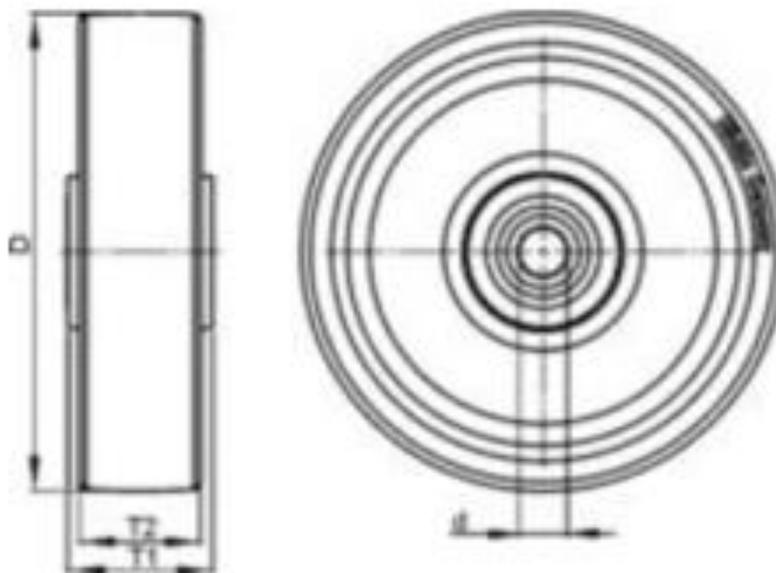


Figura 14: Imagen de la rueda seleccionada del catálogo Blickle y sus características.

Como bien se observa, la rueda seleccionada cumple de sobra con el criterio de la capacidad de carga requerida. Además, en los pre diseños iniciales, el diámetro seleccionado era de 40, por lo que la diferencia de altura no supondrá una variación importante del diseño, pero en cambio, el ancho ha aumentado en 12mm, provocando que el ancho del conjunto pueda interferir con las paredes del rail, por ello, se deberá redimensionar mínimamente éste con el fin de evitar interferencias.

Debido a las reducidas dimensiones de la rueda, el chavetero que se proporciona para esta rueda, no se podría realizar, por lo que habría que recurrir o bien, a la fabricación bajo pedido, o bien a la modificación de la rueda elegida.

En este caso, se opta por lo segundo, ya que a pesar de ser la opción más laboriosa, sí sale más rentable, pues para el primer caso, el precio se dispara al ser series limitadas, además de tener que pedir un número determinado mínimo de unidades.

Es por esto, que a la rueda seleccionada se le extrae todo el sistema del rodamiento, quedando su interior vacío. A continuación, se mecaniza el interior, para dejar una superficie uniforme, y luego, se le introduce un casquillo que encaje con el agujero resultante del vaciado, al cual, se le habrá realizado un chavetero para poder fijar la rueda al eje.

Finalmente, para fijar el casquillo a la estructura de la rueda, nos servimos del mismo sistema que se empleaba para fijar el rodamiento sobre el eje: una tuerca de apriete (1).

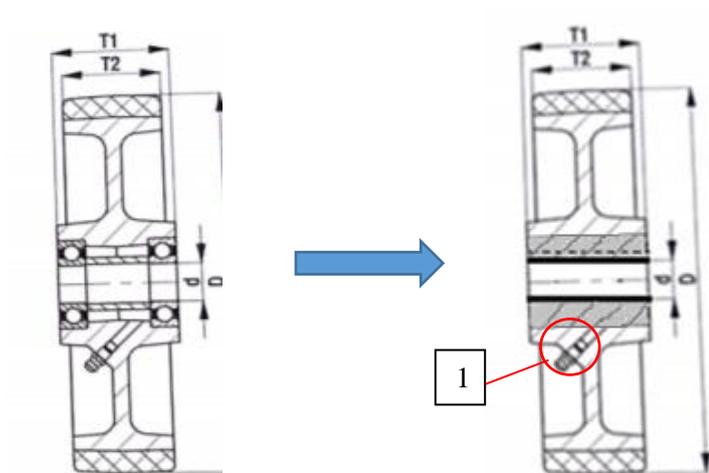


Figura 15: Vista de la sección de la rueda en la que se aprecia el cambio de rodamiento a casquillo.

Pasadores y chavetas		Chavetas de base cilíndrica												TABLA 20 . 13			
Diámetro del eje d		Chaveta				Chaveteros			Diámetro del eje d		Chaveta				Chaveteros		
		a	b	r	l	e	f	h			a	b	r	l	e	f	h
Mín.	Máx.								Mín.	Máx.							
3	4	1,4	1	2	3,82	0,9	0,6	1 + 0 + 1	17	22	9	5	11	21,63	7,4	1,8	1 + 0 + 1
4	5	2,6	1,5	3,5	6,76	2,1	0,6		22	28	9	6	11	21,63	7,4	1,8	
5	7	2,6	2	3,5	6,76	1,8	0,9				10		12,5	24,49	8,4		
		3,7		5	9,66	2,9					11		14	27,35	9,4		
7	9	3,7	2,5	5	9,66	2,9	0,9		28	38	11	8	14	27,35	9,5	2,0	
		5		6,5	12,65	3,8					13		16	31,43	11,5		
		6,5		8	15,72	5,3					15		19	37,15	13,5		
13	17	5	4	6,5	12,65	3,8	1,4		38	48	16	10	22,5	43,08	14	2,2	
		6,5		8	15,72	5,3					17		27,5	50,83	15		
		7,5		9,5	18,57	6,3					19		32,5	59,13	17		
17	22	6,5	5	8	15,72	4,9	1,8		48	58	19	12	32,5	59,13	16,5	2,7	
		7,5		9,5	18,57	5,9					24		40	73,32	21,5		

Figura 16: Selección de dimensiones de chaveta y chavetero según las dimensiones del eje.

Como bien se observa, el tipo de chaveta seleccionada es la de “media luna”, y esto es debido principalmente a las dimensiones del eje, ya que debido a su reducido diámetro, el único tipo de chavetas y chaveteros normalizado que se encuentra es este.

Una vez dimensionado el subsistema que aloje los diferentes componentes del móvil, y elegidas las ruedas que se encargarán de soportar la carga, procedemos a la selección de los componentes cuyo fin es poner en movimiento todo el conjunto.

CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES.

Debido a la disposición de los elementos motrices en el diseño, necesitamos que los ejes de entrada y salida se encuentren en una posición de 90°. Es por ello que la opción más lógica para realizar la transmisión, sea la elección de engranajes cónicos, ya que una de sus principales características, es la de posibilitar este tipo de transmisiones. Además, puesto que como veremos más adelante, al no ser el par y potencia que se van a transmitir muy elevados, se selecciona el dentado recto.

En primer lugar, para facilitar la realización del proyecto, optamos por comprar los engranajes. Esto nos lleva a partir de unos valores determinados, des de los cuales y mediante los cálculos, deberemos determinar, cuál de los engranajes ofrecidos por la página de venta, nos es más propicio.

Los cálculos que se van a seguir para determinar la validez de los engranajes, siguen la American Gear Manufacturers Association (AGMA). En éstos, se calcularán los diferentes puntos concretos que posteriormente se enunciarán.

Siendo conscientes de que estos cálculos están orientados a engranajes con unas medidas constantes a lo largo del diente (engranajes rectos), para extrapolar dichos cálculos a un diente de engranaje cónico, se establecen los valores para el punto medio de dicho diente.

Por otra parte, al realizar el cálculo, éste se realizará en el sentido contrario al sentido normal, es decir, en vez de realizar el cálculo de los engranajes desde el motor, hasta el eje de transmisión, se tomará como engranaje de entrada, el eje de transmisión a las ruedas, puesto que los valores de P y T obtenidos son los necesarios para mover el peso establecido. Siendo, además el objetivo final, el de seleccionar un motorreductor capaz de mover dicha carga.

Antes de comenzar a dimensionar las diferentes partes de este apartado, se van a realizar unos apuntes y cálculos preliminares, que supondrán un punto de partida a la hora de realizar los demás cálculos.

Una vez seleccionado el medio de desplazamiento, se procederá al cálculo de la potencia y par necesarios para poder transportar ese peso a lo largo de dicha estructura, con una velocidad supuesta en $v = 0.1 \text{ m/s}$.

Además, a efectos de cálculo se ha despreciado la aceleración, ya que, al usar motor eléctrico, sin variadores, y al ser la velocidad final tan baja, consideramos que el tiempo de aceleración que emplearía este en alcanzar la velocidad constante es relativamente bajo.

Haciendo referencia al diseño, se observa que el peso será movido gracias al uso de 6 ruedas. Por tanto, la fuerza que se necesitará para mover el conjunto será menor debido a lo que se conoce como resistencia a la rodadura.

Por tanto, tomando la siguiente fórmula para la fuerza de la rodadura, se obtiene que:

$$F = M(Kg) * g \left(\frac{m}{s} \right) * Crr = 39.7 * 10 * 0.02 = 7.94 N$$

Siendo:

-“**M**” la masa que soporta una de las 6 ruedas del carrito.

-“**g**” la constante de la gravedad en la tierra redondeada a 10, para con ello conseguir sobredimensionar la F y dar un poco de margen de seguridad al ser en la realidad menor.

-“**Crr**” El coeficiente de rodadura sobre carretera lisa. A pesar de que el coeficiente a rodadura del poliuretano es menor al escogido, se elige un valor conservador de éste para aumentar la seguridad final.

Una vez obtenida la fuerza, para obtener la potencia, se ha de multiplicar el resultado anterior por la velocidad lineal a la que se mueve la carga.

$$P = F (N) * v \left(\frac{m}{s} \right) = 7.94 * 0.1 = \mathbf{0.794 w}$$

Y finalmente, para obtener la potencia necesaria total, se multiplica el valor obtenido por el número de ruedas:

$$0.794 * 6 = \mathbf{4.76 w}$$

Por otra parte, para obtener el par (**T**), se necesitará; la potencia (**P**), calculada anteriormente, y la velocidad angular, (**w**), la cual deberemos calcular previamente.

La velocidad angular, sigue una fórmula muy simple, relacionando una magnitud lineal, con una angular y el radio del elemento al que se aplica. Quedando las expresiones tal que:

$$v = w * r \rightarrow w = \frac{v \left(\frac{m}{s} \right)}{r (m)} = \frac{0.1}{0.0175} = \mathbf{5.714 rad/s}$$

$$T = \frac{P(w)}{w(rad/s)} = \frac{4.76}{5.714} = \mathbf{0.833 Nm}$$

*NOTA: el radio seleccionado para el cálculo de la velocidad angular, es el radio de la rueda, ya que será el elemento que se encargará de transmitir la potencia y el par que permitan, en última instancia, el movimiento del móvil sobre el carril.

Aclarado, el punto anterior, y tras varias pruebas con diferentes engranajes, se selecciona el siguiente:

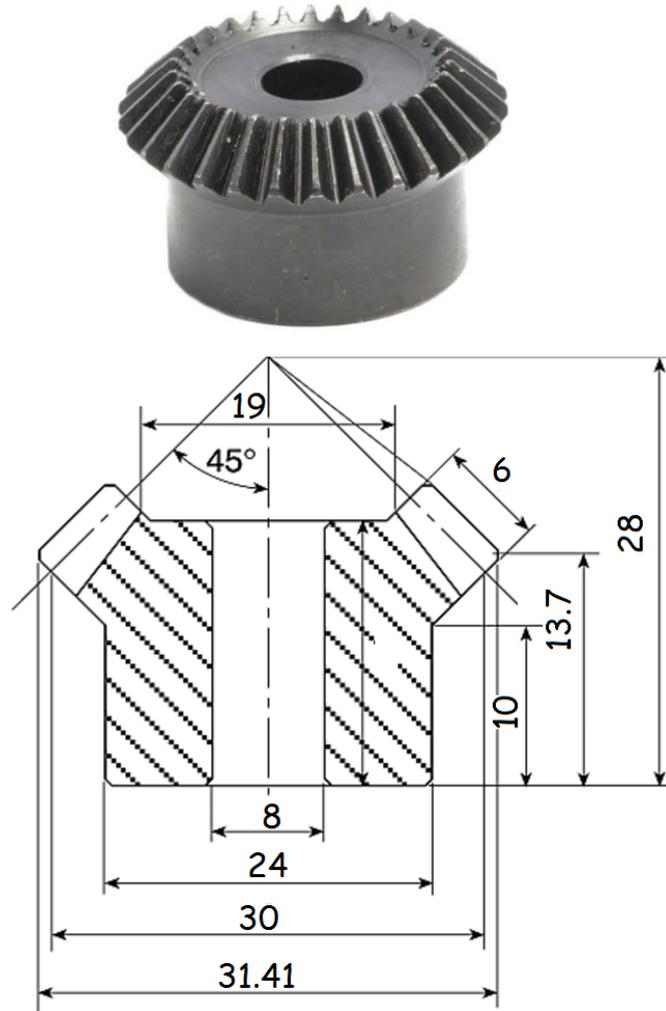


Figura 17: Imagen y dimensiones del engranaje seleccionado.

El material con el que está fabricado el engranaje, según fabricante, es acero s45c, o c45, el cual destaca por su buena maquinabilidad y sus propiedades mecánicas.

A pesar de que tal y como se observa, el diámetro interior es de 8mm, posteriormente se mecanizará el interior del engranaje hasta 10mm con el fin de darle mayor homogeneidad y resistencia al eje.

Para realizar el cálculo que verifique la validez de dicho engranaje, en primer lugar, se calcula el diámetro primitivo del engranaje seleccionado:

$$D_p = m * z = 1 * 30 = 30 \text{ mm}$$

Siendo:

-“m” el modulo del engranaje y de la circunferencia inscrita dentro del punto medio de la longitud del diente.

-“z” el número de dientes

A continuaci3n, se deber3 calcular la fuerza tangencial a la que se ver3 sometido dicho engranaje. Esta viene definida por los valores (**T**), calculado anteriormente y el radio primitivo (**r_p**) del engranaje seleccionado.

$$F_t = \frac{T(Nm)}{r_p(m)} = \frac{0.833}{0.015} = 55.53 N$$

C3LCULO A FLEXI3N

Una vez, determinados dichos valores anteriores, se procede a realizar el c3lculo de la resistencia a flexi3n del diente, para el cual, se parte de una serie de consideraciones que van a simplificar el proceso, y que a la vez quedar3n siempre del lado de la seguridad.

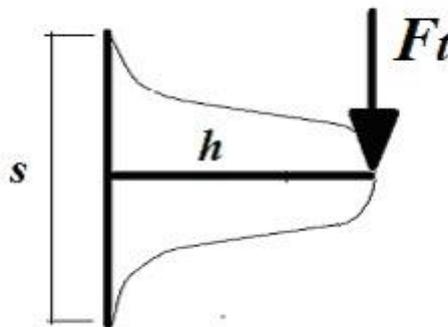


Figura 18: Esquema b3sico de la aplicaci3n de la fuerza.

Por un lado, el perfil del diente se va a considerar que trabaja como si se tratara de una viga o barra en voladizo donde se le aplica una carga puntual en su extremo (**F_t**), que simula a la sollicitaci3n que se transmite una pareja de dientes cuando entran en contacto. En realidad, la zona de contacto no se realiza en la punta del diente, sino que tendr3 lugar en una zona de la cara del diente situada m3s abajo, por lo que si se considera aplicada en su extremo, las tensiones resultantes en la base del diente ser3n mayores que las reales, y se estar3 del lado de la seguridad.

Y por otro lado, tambi3n se considerar3 a efectos de c3lculo, que en cada momento s3lo existe una pareja de dientes en contacto que absorbe toda esta fuerza transmitida, cuando en realidad y si el dise1o se ha realizado correctamente, en cada momento habr3 m3s de una pareja de dientes en contacto que se distribuyan la fuerza transmitida, por lo que realmente el esfuerzo que soportar3 cada diente ser3 menor que el de aqu3 considerado.

Adem3s, en efecto, la velocidad de rotaci3n del engranaje introduce nuevas fuerzas ligadas a la inercia de las masas en movimiento, que van a producir un incremento de la fuerza transmitida al diente.

Para tener en cuenta esto a efectos de c3lculo, se corrige la expresi3n afect3ndola de un coeficiente "**C_s**" de mayoraci3n de la carga, en funci3n de la velocidad de giro medida en la circunferencia primitiva y que aplicaremos.

• Para $v < 600$ m/min: $C_s = \frac{180+v}{180} = \frac{180+0.1}{180} \approx 1$

Una vez definido el rumbo del cálculo, siguiendo la normativa AGMA, se realiza el cálculo para la tensión, cuyo valor se obtendrá despejando de la siguiente fórmula:

$$F_t = \sigma * b * m * J * C_s$$

Siendo:

- “ F_t ”, la fuerza tangencial en la punta del diente.
- “ σ ”, la tensión generada por dicha F_t .
- “ b ”, el ancho del diente (6mm).
- “ m ”, el modulo del engranaje medido en el punto medio (1).
- “ J ”, o factor AGMA que se encuentra tabulado en función de factores geométricos y constructivos del diente, el cual veremos a continuación).
- “ C_s ”, el coeficiente de seguridad en función de la velocidad.

Quedando tal que:

$$\sigma = \frac{F_t}{b * m * J * C_s} = \frac{55.53}{6 * 1 * 0.25 * 1} = 37 \text{ N/mm}^2$$

El factor AGMA o J, se escoge bajo dos presunciones que la tensión resultante sea mayor a la real, y estas son:

- El número de dientes para el cual se selecciona. Puesto que no se encuentra el valor asociado al número de dientes que tiene el engranaje seleccionado ($z=30$), se escoge el valor anterior, siendo este para 25 dientes, tanto en la entrada como a la salida.
- La fuerza (F_t) está aplicada en la punta, con lo que los resultados serán mayores respecto a la condición de contacto total, que si bien no se dará a lo largo de toda la vida útil del engranaje, sí lo hará en gran parte de ella.

Tabla 8-8 Factor geométrico J para flexión de la AGMA, para 20°, y dientes de profundidad total con carga en la punta

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24								
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25						
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26				
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28		
135	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29

Tabla 1: Elección del factor J.

Una vez se conozca el valor de la tensión resultante de la aplicación de la F_t , el siguiente paso será compararla con la tensión admisible (σ_{adm}), es decir, el límite elástico (S_y) del material del engranaje (**acero S45C (ó C45)**), para ver si este sería capaz de soportar dicha tensión.

$$S_y = 490N/mm^2$$

Se observa que la tensión admisible (σ_{adm}) es mucho mayor que la generada por la F_t , por tanto, no habrá problema de que el diente flexe.

LA RESISTENCIA A LA FATIGA EN LA BASE DEL DIENTE

El siguiente paso para el correcto dimensionado del engranaje, sería realizar un cálculo para conocer la resistencia a la fatiga en la base del diente.

Se entiende, que por la manera de trabajar de los dientes de un engranaje, éstos van a estar sometido a unas cargas fluctuantes y cíclicas en el tiempo que hagan que su agotamiento por fatiga sea, en la mayoría de las ocasiones, la causa principal de fallo. Estas cargas generan en la base del diente una concentración de tensiones, tal como se muestra en la figura siguiente. La rotura por fatiga de la base del diente es lo que se va a estudiar en este apartado.

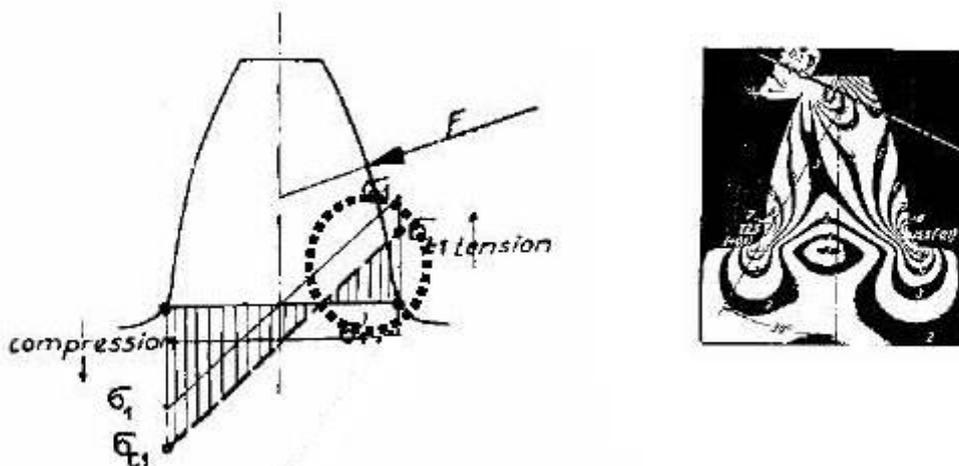


Figura 19: Distribución de tensiones en la base del diente

La manera de proceder para el cálculo de la resistencia por fatiga de los dientes de un engranaje sería la siguiente:

- 1º.- Se calcularía la tensión por fatiga a flexión (σ), según AGMA, originada en la base del diente.
- 2º.- Para el tipo de material empleado en la fabricación del engranaje, su durabilidad exigida en tiempo de funcionamiento, condiciones de trabajo y fiabilidad establecidas, se calcula una tensión admisible (σ_{adm}).
- 3º.- De la comparación de ambas tensiones, se obtendría un coeficiente de seguridad (n), expresado como:

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma}$$

Se considera de buena práctica que el coeficiente de seguridad, $n > 3$.
A continuación se explica cómo calcular las tensiones σ y σ_{adm} .

Para calcular la tensión por flexión a fatiga (σ) del material en la base del diente, originada por las condiciones de trabajo, se suele emplear la siguiente expresión de base empírica, según AGMA:

$$\sigma = \frac{K_a * K_m * K_s}{K_v} * \frac{F_t}{b * J * m} = \frac{1.25 * 1.60 * 1}{1} * \frac{55.53}{6 * 0.25 * 1} = \mathbf{70.044 N/mm^2}$$

Una vez calculada la tensión de fatiga generada por la F_t , se compara con la tensión a fatiga admisible para este caso, siguiendo la siguiente fórmula:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t * K_l}{K_t * K_r} = \frac{170 * 1.8}{1 * 1.25} = \mathbf{244.8 N/mm^2}$$

Siendo:

- " F_t ", la fuerza tangencial transmitida al diente;
- " b ", el ancho del diente;
- " m ", el módulo del engranaje;
- " J ", el factor AGMA, visto en el apartado anterior;
- " K_a ", el factor de aplicación;
- " K_m ", el factor de distribución de la carga sobre la cara del diente;
- " K_s ", el factor de tamaño;
- " K_v ", el factor dinámico.
- " S_t ", la resistencia a flexión.
- " K_l ", el factor de duración.
- " K_t ", el factor de temperatura.
- " K_r ", el factor de fiabilidad.

A continuación se expone el método de calcular estos nuevos parámetros:

- K_a es el factor de aplicación:

El factor de aplicación (K_a), dependiendo del tipo de trabajo que desarrolle el engranaje, toma uno de los valores mostrados en la siguiente tabla:

FUENTE DE ENERGÍA	CARGA EN LA MÁQUINA IMPULSADA		
	Uniforme	Choque Moderado	Choque Fuerte
Uniforme	1,00	1,25	> 1,75
Choque Ligero	1,25	1,50	> 2,00
Choque Mediano	1,50	1,75	> 2,25

Tabla 2: Factor de aplicación (K_a)

En este caso, a partir de las variables expuestas, obtenemos un valor para **K_a** de 1,25 puesto que la fuente de energía, como veremos más adelante, proviene de un motorreductor, de manera uniforme, mientras que en la máquina impulsada, en ciertos casos, podemos encontrar choques moderados.

- K_m es el factor de distribución de la carga:

El factor de distribución de la carga (K_m), dependiendo de la condición de soporte del engranaje y su anchura, toma uno de los valores mostrados en la siguiente tabla:

CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE LA CARA, pulgadas (mm.)			
	≤ 2 (50)	6 (150)	9 (225)	≥ 16 (400)
Montaje exacto, con bajas holguras en cojinetes, deflexiones mínimas. Engranajes de precisión.	1,30	1,40	1,50	1,80
Montajes menos rígidos, engranajes menos precisos, con contacto a todo lo ancho de la cara.	1,60	1,70	1,80	2,00
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara	> 2,00			

Tabla 3: Factor de distribución de la carga (K_m)

En este caso, tal como se observa, la condición de soporte, en combinación con el ancho de la cara, el cual es de 6mm, nos devuelve de la tabla un valor para K_m de 1,60.

- K_s es el factor de tamaño:

El factor de tamaño (K_s), tiene como objetivo tener en cuenta de alguna manera una posible falta de uniformidad en las propiedades del material del diente a lo largo de su geometría.

No obstante, siempre que se realice una adecuada elección del tipo de acero en función del tamaño del engranaje, del tratamiento térmico y del proceso de templado o endurecimiento, AGMA recomienda utilizar un factor de tamaño igual a la unidad. En caso contrario, o que no haya seguridad al respecto, se debe emplear un factor $K_s > 1$.

- K_v es el factor dinámico:

El factor de dinámico (K_v), dependiendo de la velocidad lineal en la línea de paso del engranaje, toma los valores mostrados en la siguiente tabla:

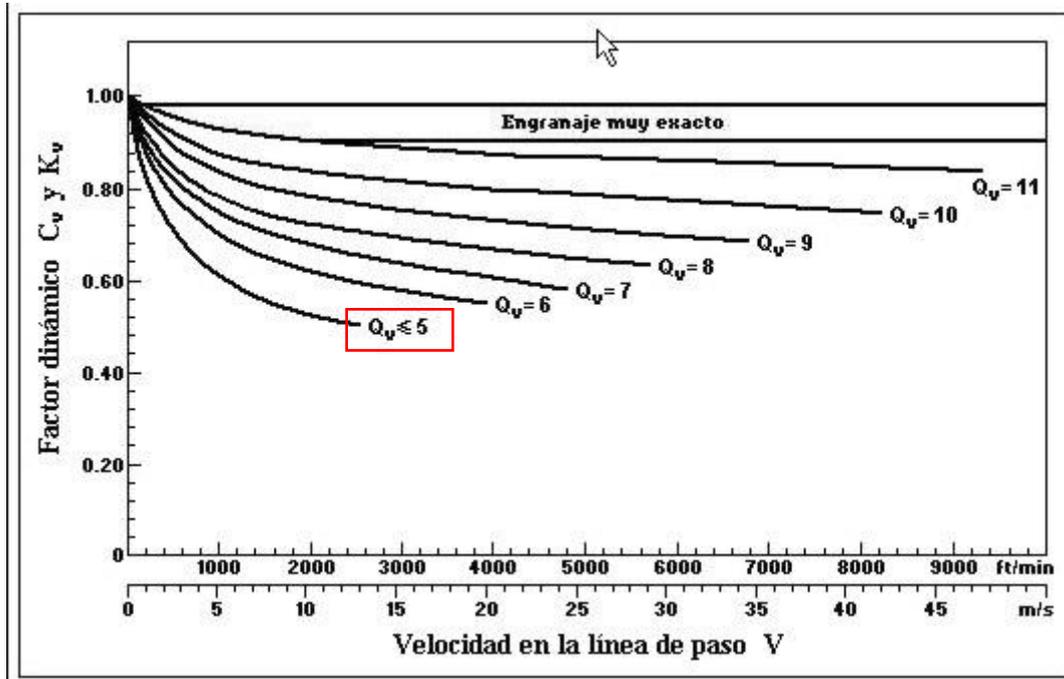


Tabla 4: Factor dinámico (K_v)

Habiendo supuesto una velocidad de 0.1m/s y escogiendo una calidad de engranaje muy desfavorable, la gráfica nos devuelve un valor el cual redondearemos a la unidad. La curva para $Q_v \leq 5$ se escoge principalmente para situarse en el caso más desfavorable, para que al realizar el cálculo, si se obtiene que el engranaje es válido, en cualquier otro valor de Q_v lo será.

- S_t es la resistencia a flexión:

El valor de la resistencia a flexión del material (S_t), se puede tomar de los valores mostrados en la siguiente tabla:

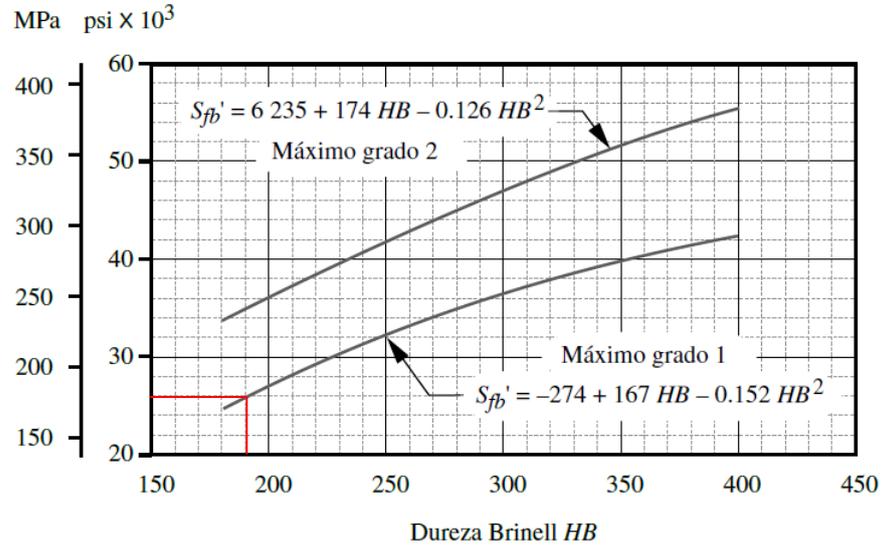


Tabla 5: Resistencia a fatiga por flexión (S_t) en aceros.

El valor escogido, viene dado por la dureza brinell del material de los engranajes (s45c), la cual es ≈ 190 HB, dando un valor de $S_t \approx 170$ MPa

- K_L es el factor de duración:

El factor de duración (K_L), dependiendo del número de ciclos de la vida útil para la cual se diseñe el engranaje, toma los valores mostrados en la siguiente tabla:

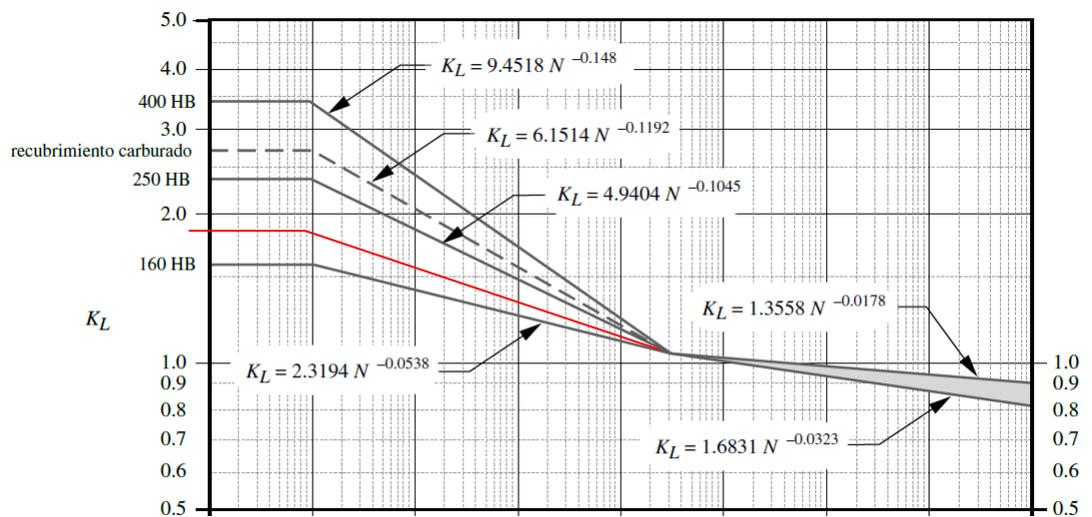


Tabla 6: Factor de duración (K_L)

Mismamente al parámetro anterior, mediante la dureza brinell (≈ 190 HB) y el número de ciclos aproximado a los que estarán sometidos los engranajes (se le suponen 10^6), se obtiene un valor de $K_I \approx 1.8$

- K_t es el factor de temperatura:

El factor de temperatura (KT), tiene en cuenta la influencia que sobre la tensión admisible del material tiene un aumento de la temperatura del aceite de lubricación que baña al engranaje.

Para temperaturas de hasta 250 °F (121 °C) el factor de temperatura es prácticamente igual a la unidad.

- K_R es el factor de fiabilidad:

El factor de fiabilidad (KR), dependiendo del grado de fiabilidad que se le exija al sistema, toma los valores mostrados en la siguiente tabla:

Grado de Fiabilidad (%)	Factor K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Tabla 7: Factor de fiabilidad (Kr)

El valor que adquiere este parámetro es debido a un grado de confiabilidad de 0'999, lo cual implica que $K_R = 1.25$.

Una vez obtenido la tensión de flexión por fatiga a la que trabaja el diente, el siguiente paso es determinar su máxima tensión admisible (σ_{adm}) para comparación. Para el cálculo de la tensión admisible del engranaje (σ_{adm}) se emplea la siguiente expresión empírica, según AGMA:

Se considera de buena práctica que el coeficiente de seguridad, $n > 3$.

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = 3.306$$

RESISTENCIA POR DESGASTE SUPERFICIAL

La resistencia al desgaste o picado (pitting) de la superficie de los dientes es otro de los factores que condiciona el fallo de un engranaje.

Se comienza en primer lugar por calcular la tensión por contacto (σ_c) a que está sometido el engranaje para las condiciones de trabajo. Para ello se suele emplear la siguiente expresión de base empírica, según AGMA:

$$\sigma_c = C_p * \left[\frac{C_a * C_m * C_s * C_f}{C_v} * \frac{Ft}{b * d_p * I} \right]^{\frac{1}{2}} =$$

$$= 191 * \left[\frac{1.25 * 1.60 * 1 * 1.25}{5} * \frac{55.53}{6 * 30 * 0.09393} \right]^{\frac{1}{2}} = \mathbf{245.80 \text{ N/mm}^2}$$

A continuación se pasa a determinar la tensión de contacto admisible ($\sigma_{c,adm}$), empleándose para ello la siguiente expresión empírica, según AGMA:

$$\sigma_{c,adm} = \frac{S_c * C_l * C_h}{C_t * C_r} = \frac{640 * 1.2 * 1}{1 * 1.25} = \mathbf{614.4 \text{ N/mm}^2}$$

A continuación se expone la forma de asignar los valores a estos nuevos parámetros:

- C_p es el coeficiente elástico:

El coeficiente elástico (C_p), en función del tipo de material de las ruedas engranadas, toma uno de los valores mostrados en la siguiente tabla:

Coeficiente elàstico AGMA C_p en unidades de $[\text{psi}]^{0.5}$ ($[\text{MPa}]^{0.5}$)*							
Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

* Los valores de E_p de esta tabla son aproximados, y se aplicó $\nu = 0.3$ como aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales.

Tabla 8: Coeficiente elàstico (C_p)

- C_A es el factor de aplicación para el esfuerzo de contacto:

El factor de aplicación (C_A), dependiendo del tipo de trabajo que desarrolle el engranaje, toma uno de los valores mostrados en la siguiente tabla:

FUENTE DE ENERGÍA	CARGA EN LA MÁQUINA IMPULSADA		
	Uniforme	Choque Moderado	Choque Fuerte
Uniforme	1,00	1,25	> 1,75
Choque Ligero	1,25	1,50	> 2,00
Choque Mediano	1,50	1,75	> 2,25

Tabla 9: Factor de aplicación (C_a)

En este caso, a partir de las variables expuestas, obtenemos un valor para C_a de 1,25 puesto que la fuente de energía, como se ha comentado, proviene de un motorreductor, de manera uniforme, mientras que en la máquina impulsada, en ciertos casos, podemos encontrar choques moderados

- C_M es el factor de distribución de la carga:

El factor de distribución de la carga (C_M), dependiendo de la condición de soporte del engranaje y su anchura, toma uno de los valores mostrados en la siguiente tabla:

CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE LA CARA, pulgadas (mm.)			
	≤ 2 (50)	6 (150)	9 (225)	≥ 16 (400)
Montaje exacto, con bajas holguras en cojinetes, deflexiones mínimas. Engranajes de precisión.	1,30	1,40	1,50	1,80
Montajes menos rígidos, engranajes menos precisos, con contacto a todo lo ancho de la cara.	1,60	1,70	1,80	2,00
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara	> 2,00			

Tabla 10: Factor de distribución de la carga (C_M).

En este caso, tal como se observa en la tabla anterior, la condición de soporte, en combinación con el ancho de la cara, el cual es de 6mm, nos devuelve de la tabla un valor para C_M de 1,60.

- C_S es el factor de tamaño:

El factor de tamaño (C_S), tiene como objetivo tener en cuenta de alguna manera una posible falta de uniformidad en las propiedades del material del diente a lo largo de su geometría.

No obstante, siempre que se realice una adecuada elección del tipo de acero en maño del engranaje, del tratamiento térmico y del proceso de templado o endurecimiento, AGMA recomienda utilizar un factor de tamaño igual a la unidad. En caso contrario, o que no haya seguridad al respecto, se debe emplear un factor $C_S > 1$.

- C_F es el factor de estado o condición de la superficie:

El factor de estado de la superficie (C_F), tiene en cuenta la posibilidad que existan defectos externos en la superficie del engranaje. Como valores que sirvan de referencia se pueden emplear los siguientes:

- Defectos de acabado en la superficie: $C_F = 1,25$;
- Presencia de esfuerzos residuales: $C_F = 1,25$;
- Combinación de ambos: $C_F = 1,50$;

- I es el factor geométrico:

El factor geométrico (I) se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$I = \frac{\sin(\alpha) * \cos(\alpha)}{2 * m_n} * \frac{i}{i + 1} = \frac{\sin(20) * \cos(20)}{2 * 1} * \frac{1}{1 + 1} = 0.09313$$

Siendo:

- “ α ” el ángulo de presión de engrane.
- “ i ” la relación de transmisión del engrane.
- “ m_n ” el modulo normal.

- S_C es la resistencia a la fatiga superficial:

Para conocer el valor de la resistencia a la fatiga superficial (S_C), AGMA ha publicado valores de algunos materiales empleados en la construcción de engranajes, según se puede consultar en la siguiente tabla:

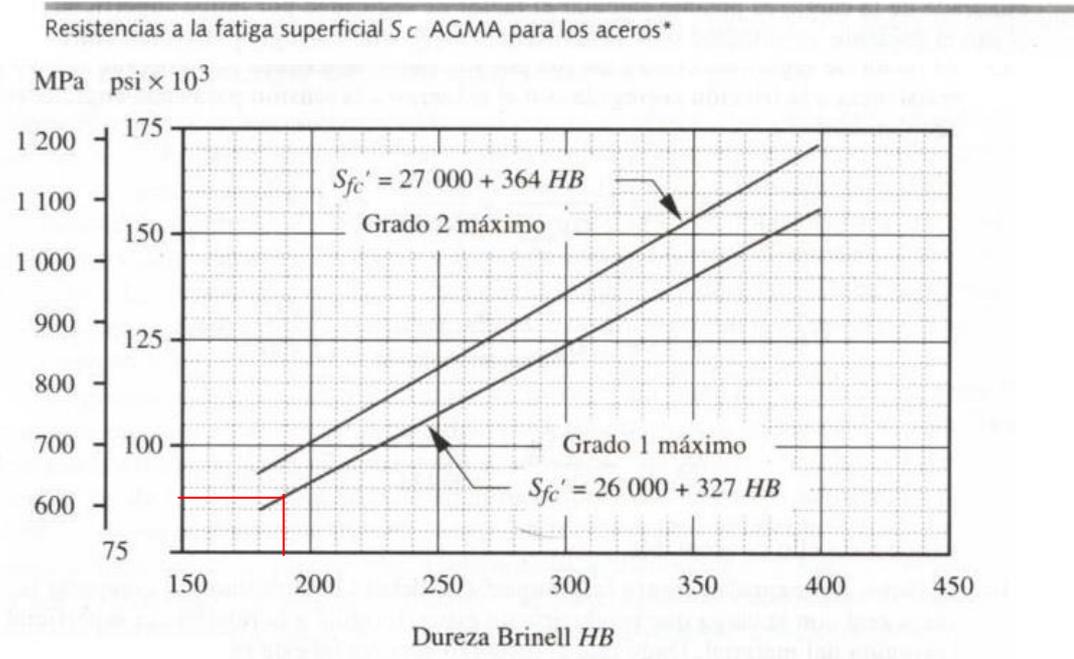


Tabla 11: Resistencia a fatiga superficial para los aceros (S_C)

El valor escogido, viene dado por la dureza brinell del material de los engranajes (s45c), la cual es ≈ 190 HB, dando un valor de $S_C \approx 640$ MPa. Esto se debe, a que al igual que en el resto de parámetros, se busca escoger el valor que genere un resultado más desfavorable.

- C_L es el factor de duración:

El factor de duración (C_L), dependiendo del número de ciclos de la vida útil para la cual se diseñe el engranaje, toma los valores mostrados en la siguiente tabla:

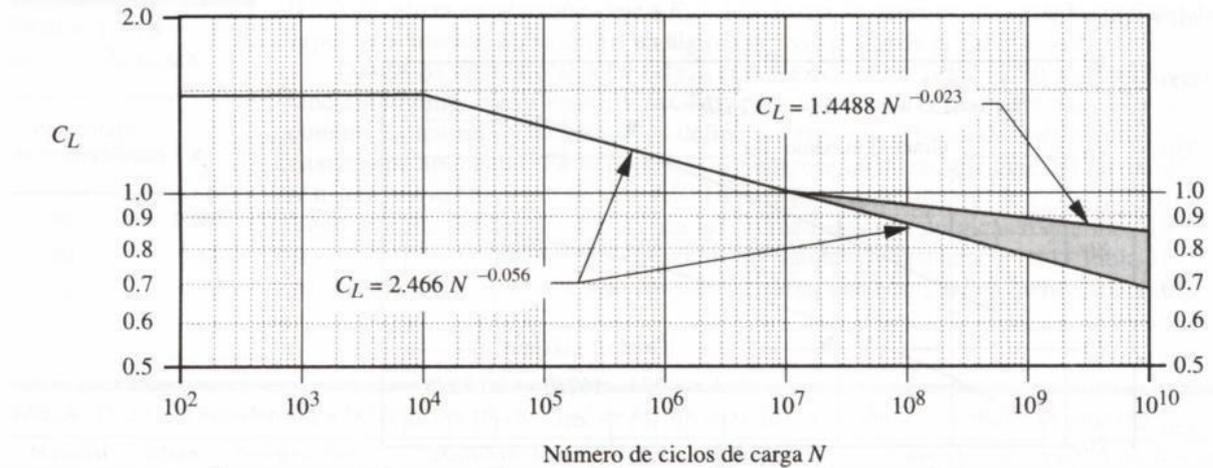


Tabla 12: Factor de duración (C_L)

Para averiguar el valor de este parámetro, se sustituye el valor de ciclos que se pretenda que el engranaje esté en funcionamiento (10^6) en la ecuación

$$C_L = 2.466 * 10^{6-0.056} = 1.14$$

Con el fin de redondear el cálculo de la tensión admisible, se redondea el valor a la décima siguiente, es decir, 1.2.

- C_H es el factor de dureza:

El factor de dureza (C_H), dependiendo del número de ciclos de la vida útil para la cual se diseñe el engranaje, toma los valores mostrados en la siguiente tabla:

Como se verá a continuación, el parámetro C_H viene definido por la relación existente entre la dureza brinell del piñón y la del engrane, que en este caso es 1, por lo que deja un valor de $C_H = 1$ también.

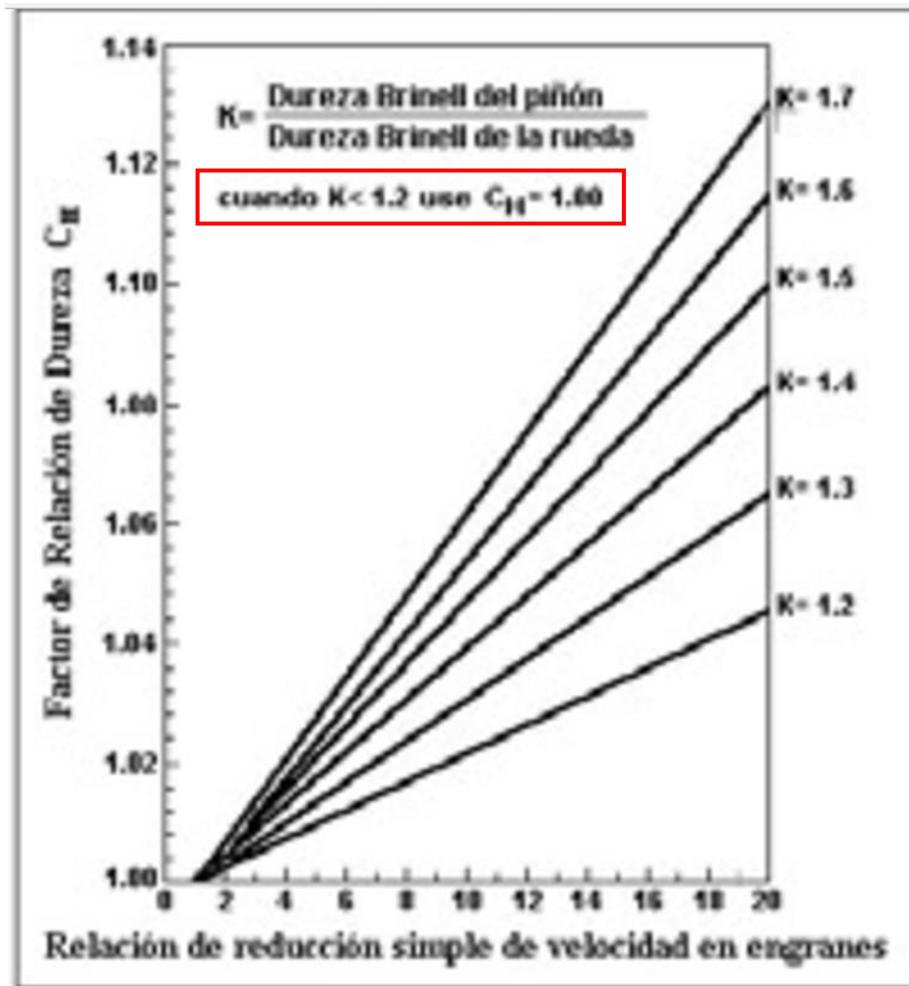


Tabla 13: Factor de dureza (C_H)

- C_T es el factor de temperatura:

El factor de temperatura (C_T), tiene en cuenta la influencia que sobre la tensión admisible del material tiene un aumento de la temperatura del aceite de lubricación que baña al engranaje.

Para temperaturas de hasta 250 °F (121 °C) el factor de temperatura es prácticamente igual a la unidad.

- C_R es el factor de fiabilidad:

El factor de fiabilidad (C_R), dependiendo del grado de fiabilidad que se le exija al sistema, toma los valores mostrados en la siguiente tabla:

Grado de Fiabilidad (%)	Factor C_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Tabla 14: Factor de fiabilidad (C_R)

El valor que adquiere este parámetro es debido a un grado de confiabilidad de 0'999, lo cual implica que $C_R = 1.25$.

Finalmente, como se ha dicho anteriormente, se considera de buena práctica que el coeficiente de seguridad sea $n > 3$.

$$n = \frac{\sigma_{C,adm}}{\sigma_C} = 2.5$$

A pesar de que en este caso no se consigue la seguridad mínima, ésta, no puede ser aumentada debida a las consideraciones de tamaño que nos impone las dimensiones del proyecto y que nos impide seleccionar un engranaje más grande que sí que cumpla con las seguridades mínimas. Aun así, la seguridad obtenida es más que suficiente para soportar las cargas aplicadas, ya que muchos aspectos de este cálculo se han sobredimensionado con el fin de estar del lado de la seguridad.

SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.

Para cerciorarse de que la potencia y el par generados por el motorreductor son suficientes para abastecer el conjunto, dichos valores se mayoran aplicando un coeficiente de 2, quedando por tanto:

POTENCIA: $4.76w * 2 = 9.52w$

PAR: $0.833Nm * 2 = 1.666Nm$

Una vez que se han obtenido los valores de salida del motorreductor, se debe seleccionar dicho elemento.

Finalmente, se escoge el siguiente:

Accessoris **K80 / 1.13.049.2XX (13W)**

Empresa ▾

Motorreductor de Corriente continua



Tensión	12 V	24 V		
Velocidad	6.05 Rpm	7.27 Rpm	9.84 Rpm	17.4 Rpm
	19.7 Rpm	24.2 Rpm	28.3 Rpm	48.4 Rpm
	94.4 Rpm	194 Rpm	315 Rpm	
Par	1.9 Nm			

Figura 20: Captura de pantalla del motorreductor seleccionado.

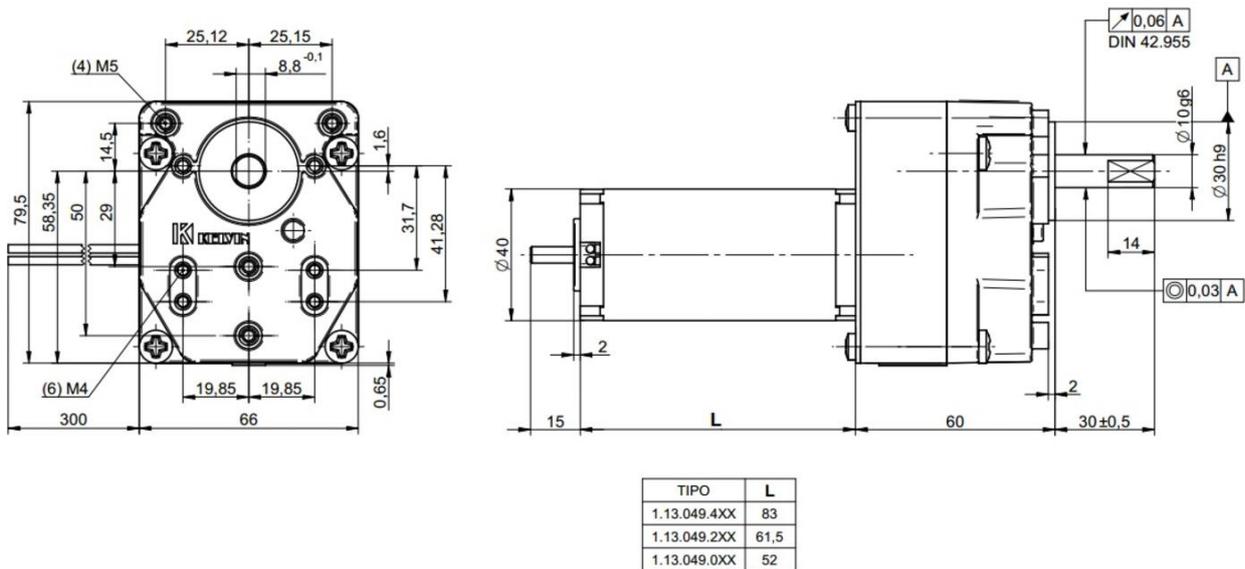


Figura 21: Dimensiones del motorreductor seleccionado para L= 61.5 mm

Para alojar el motorreductor, se fabricará un soporte de acuerdo con **EL PLANO 9, EN EL ANEXO 2**, con los puntos de anclaje dados por el motorreductor, el cual también irá fijado al carrito mediante tornillería.

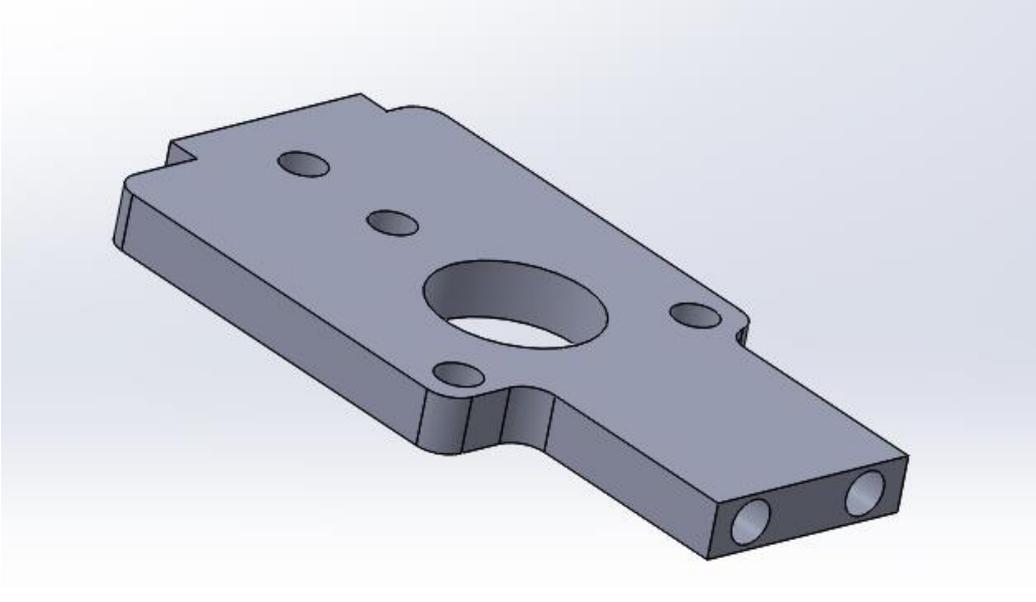


Figura 22: Imagen del soporte para motor

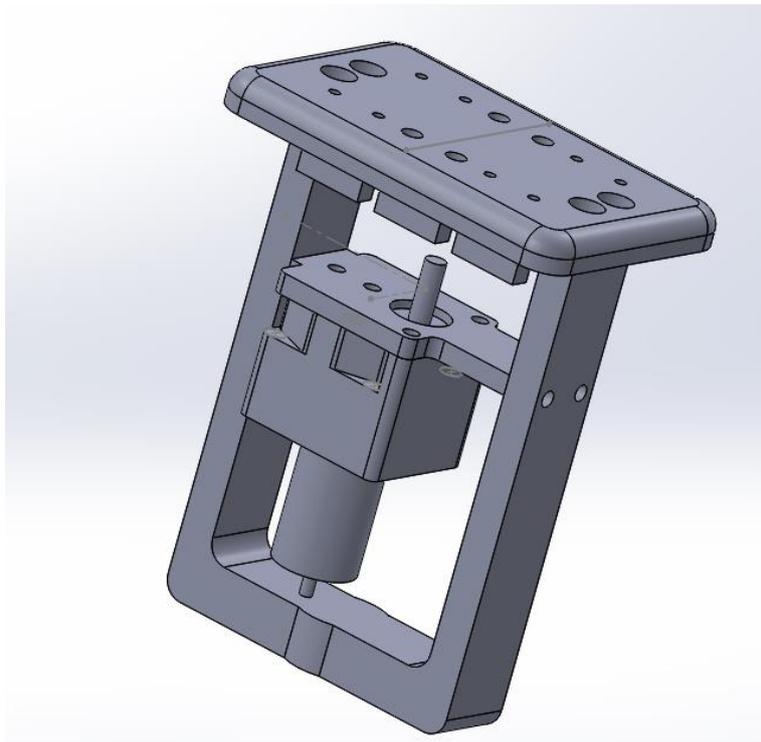


Figura 23: Imagen del emplazamiento del soporte del motorreductor.

EJES

El nexo de unión que conseguirá que el movimiento se transmita entre componentes y que todo este conjunto se mueva, son los ejes. Estos tendrán un diámetro de 10mm, con sus respectivas reducciones de sección donde se alojarán las ruedas. Estos ejes estarán fabricados en **acero C45**, el cual es un acero no aleado, de resistencia media con buena maquinabilidad y excelentes propiedades de tracción, con un intervalo de resistencia típica a la tracción de 570 a 700 MPa y un rango de dureza de 170-210 Brinell en cualquiera de estas condiciones. El acero C45 o placa es adecuado para la fabricación de piezas tales como engranajes, pernos, ejes, llaves y montantes.

Tendremos 2 tipos de ejes en este ensamblaje; el eje tractor, es decir, sobre el que ira conectado el engranaje, y el eje libre, el cual no tendrá ninguna aplicación motriz. En ambos ejes, como se ha avanzado arriba, se realizará una reducción de sección hasta los 6mm en los extremos, de una longitud de 30mm, correspondiente al diámetro interior de las ruedas, que además servirá para fijarlas axialmente. En el eje tractor, se introducirá un casquillo separador (2) de 34mm entre el engranaje y la cara interior del soporte que, impedirá el movimiento axial del engranaje, fijándolo. En el eje libre se realizara un aumento de sección completo entre las dos caras interiores de los soportes con el mismo fin que el caso anterior.

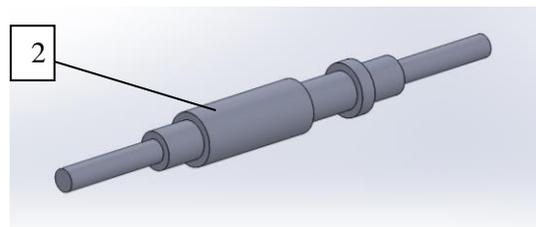


Figura 24: Eje tractor y casquillo.

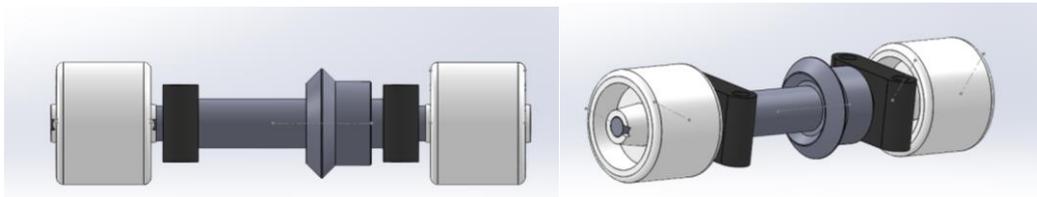


Figura 25: Eje tractor con sus elementos (ruedas, soportes de pedestal y engranajes).

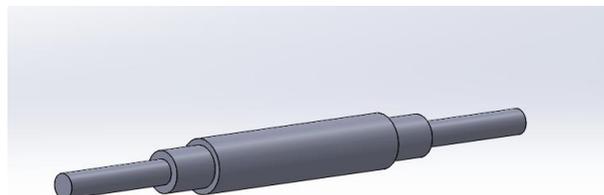


Figura 26: Eje libre

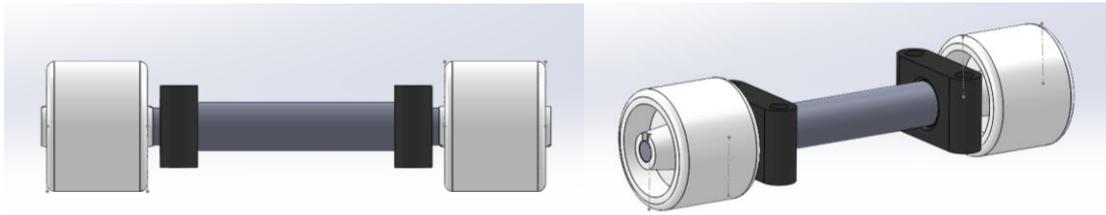


Figura 27: Eje libre con sus elementos (ruedas y soportes de pedestal).

SOPORTE DE PEDESTAL

Sabemos que el eje tendrá un diámetro de 10mm, con lo cual acudimos a la página web suministradora de estos tipos de soportes, que además cuenta con una calculadora de vida útil y selectora de elementos.

En esta calculadora, se seleccionan los parámetros relativos al soporte y su entorno, tales como; diámetro, tipo de carga y dirección de ésta, fuerza o peso máximo a soportar, temperatura de trabajo o si hay contacto con agua.

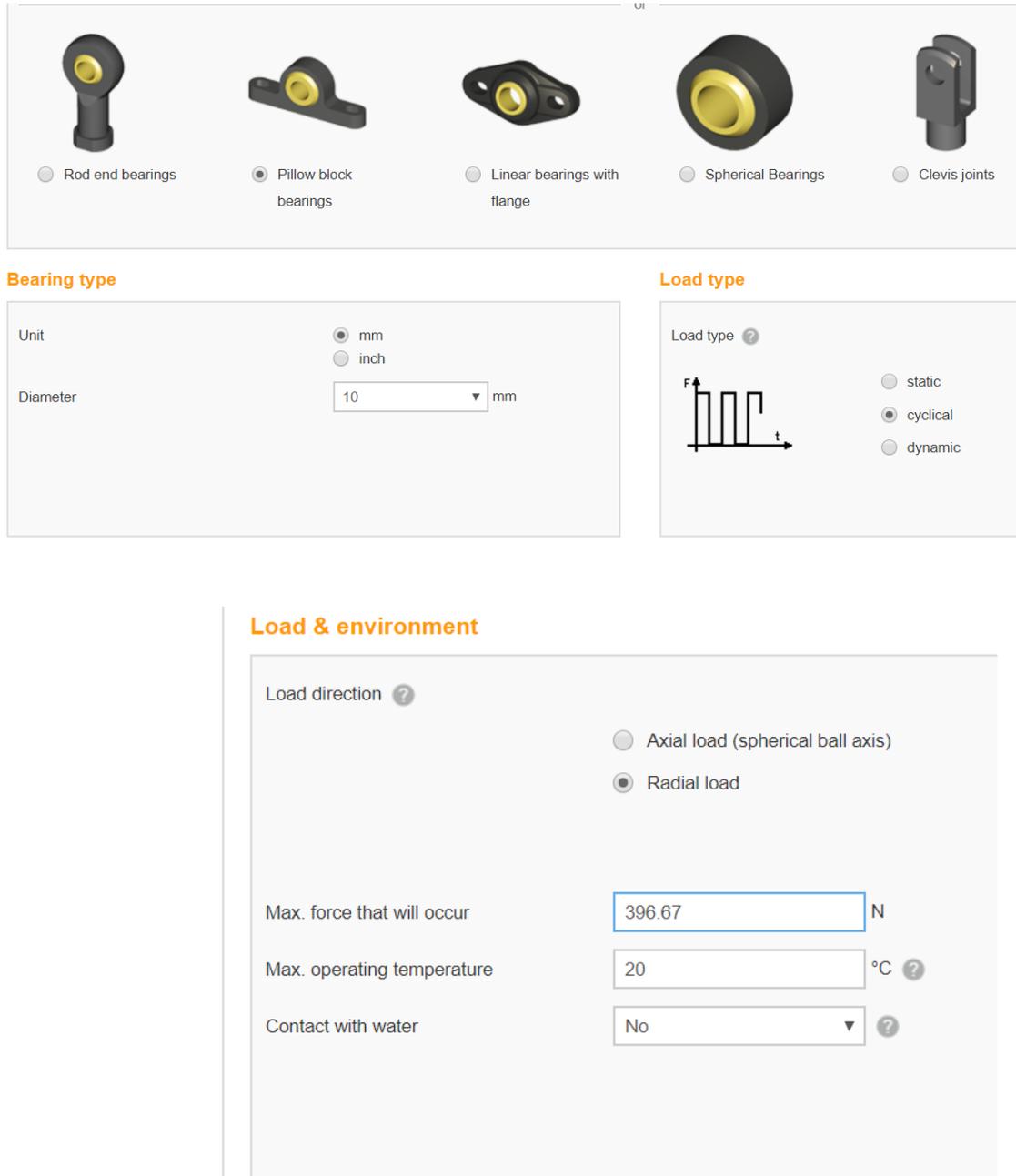
Tal y como se verá en las siguientes imágenes, se selecciona el tipo de soporte “pillow block” y se introduce el diámetro escogido, en este caso 10mm.

Posteriormente, se ajusta el tipo de carga al que estará sometido el soporte. En este caso, seleccionamos “cyclical” debido a que a lo largo de su vida útil, no transportará la carga máxima el 100% del tiempo, si no que este caso se dará en unos determinados momentos y durante periodos de tiempo relativamente cortos.

Por último, se selecciona la dirección de la carga y el valor máximo de ésta. Seleccionaremos “Radial load” debido a que a pesar de que también se darán cargas axiales, el valor máximo de carga, se dará en la dirección radial.

Dicho valor, será el valor de 238Kg, aproximado en apartados anteriores, expresado en Newtons (N), es decir, $238\text{Kg} * 10 = 2380\text{N}$ y luego, dividido por el número de soportes necesarios; $2380 / 6 = 396.67\text{N}$

Ni que decir tiene, que debido a la naturaleza del proyecto, se presupone que la temperatura ambiente media de trabajo será de $\approx 20^{\circ}\text{C}$ y que además, no habrá contacto con agua.



Rod end bearings

Pillow block bearings

Linear bearings with flange

Spherical Bearings

Clevis joints

Bearing type

Unit mm inch

Diameter mm

Load type

Load type ?



static

cyclical

dynamic

Load & environment

Load direction ?

Axial load (spherical ball axis)

Radial load

Max. force that will occur N

Max. operating temperature °C ?

Contact with water

Figura 28: Captura de pantalla de la calculadora de soportes de pedestal

Finalmente, tras introducir todos estos parámetros, se muestran aquellos soportes que cumplirían los requisitos ordenados de mayor a menor número de ciclos de vida útil.

Nosotros seleccionamos el primero de la lista, pues por sus características y reducido tamaño encaja perfectamente.

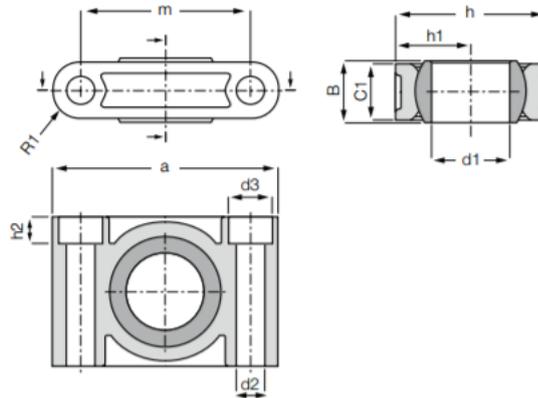
6 suitable articles

1. Select suitable igubal® articles

Pri

Article number	iglidur® spherical ball material	Service life [Cycles]	Dimensional series	Variant ?	Unit price	Delivery time
ESTM-10	W300	33,737,066	E		3.75 EUR	✓
ESTM-10 J	J	33,737,066	E		✗	✓
ESTM-10 J4	J4	33,737,066	E		✗	✓
ESTM-10 R	R	33,737,066	E		✗	✓
KSTM-10	W300	1,979,522	K		4.69 EUR	✓

Cojinetes de pedestal igubal® ESTM



Ref.	Fuerza de tracción radial máxima		Fuerza de compresión radial máxima		Fuerza axial máxima		máx. par de apriete en montaje	Peso
	a corto plazo	a largo plazo	a corto plazo	a largo plazo	a corto plazo	a largo plazo		
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]		
ESTM-10	3400	1700	5300	2650	700	350	2,5	7,1

Ref.	d1	d2	d3	h	h1	h2	a	m	C1	B	R1	máx. Ángulo de inclinación
ESTM-10	10	5,5	-	22	11	0	36	26	10	9	5	22°

Figura 30: Captura de pantalla del soporte de pedestal y sus medidas y características.

ANÁLISIS ESTRUCTURAL POR SUBCONJUNTOS.

PERFIL RECTO

Para la parte de carril recto, se opta por la extrusión de un perfil de acuerdo al **PLANO 18 EN EL ANEXO 2.**

Al cual, se le realizará una extrusión de 1m en Aluminio 6061 (T6) seleccionado por sus propiedades mecánicas, que ya se mostraron en el apartado de “SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LOS ELEMENTOS QUE FORMAN LA ESTRUCTURA”.

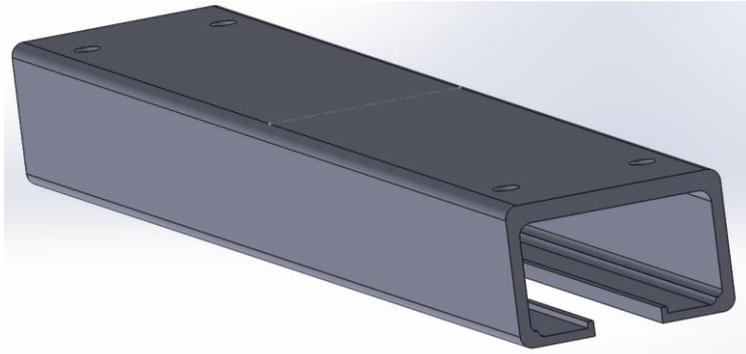


Figura 31: Vista isométrica del perfil recto.

Además como se observa en la imagen anterior, se realizan dos orificios a cada extremo con el fin de acoplar un soporte que asegure la linealidad al colocar en serie los diferentes perfiles.



Figura 32: Vista superior del perfil recto.

Dicho soporte es este:

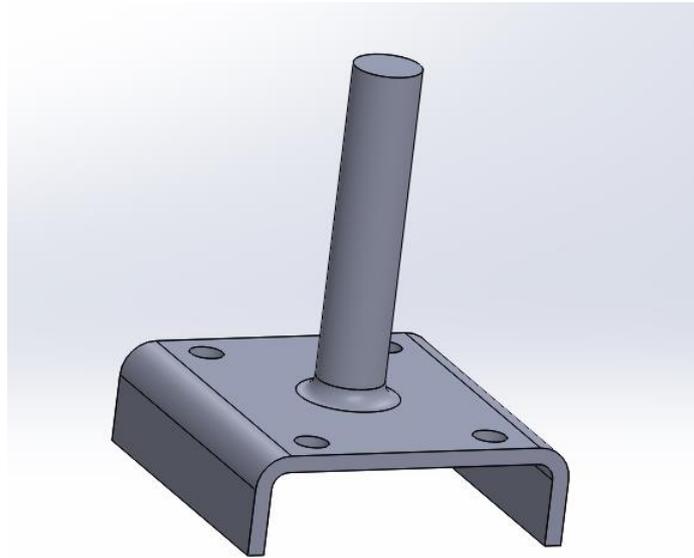


Figura 33: Vista isométrica del soporte/unión.

Como se observa, su geometría se basa en una chapa del mismo material que el perfil, sin embargo, sus dimensiones interiores, son las mismas que las exteriores del perfil mostrado arriba, consiguiendo así una mejor cohesión entre los dos componentes a unir.

También encontramos lo que será el elemento de unión de todo este sistema con la estructura/techo que lo albergue. Éste mencionado elemento, en este caso es un perfil circular, el cual puede ir unido al soporte mediante soldadura o tornillería. Sobre este, se montará un perfil circular hueco, de forma telescópica. A ambos, se les realizarán taladrados coincidentes con el fin de introducir un pasador que fije el elemento. La finalidad de este ensamblaje es la de corregir las diferentes irregularidades del techo, cambios de altura etc.

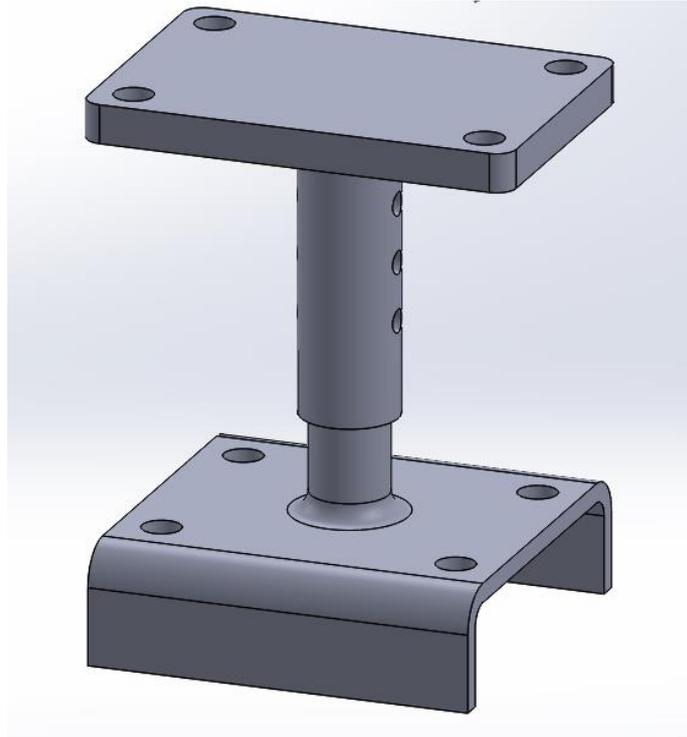


Figura 34: Vista dimétrica de la unión telescópica.

Este soporte, tal y como veremos a continuación, se ha dimensionado en conjunción con la geometría tanto del perfil de viga recto, como el de la curva, consiguiendo una unión en la que para ambos casos sea suficiente con un solo tipo de soporte.

SIMULACIÓN DEL PERFIL RECTO EN APLICACIÓN DE LA CARGA

Como se ha comentado anteriormente, el material seleccionado es aluminio 6061, con el acabado T6, del cual ya se han mostrado arriba sus características.

El primer paso para la realización del ensayo del perfil, es fijar aquellos elementos cuyo movimiento será nulo.

Estos son los agujeros de los extremos, que irán fijados a los soportes, y estos al techo, o a la estructura principal.

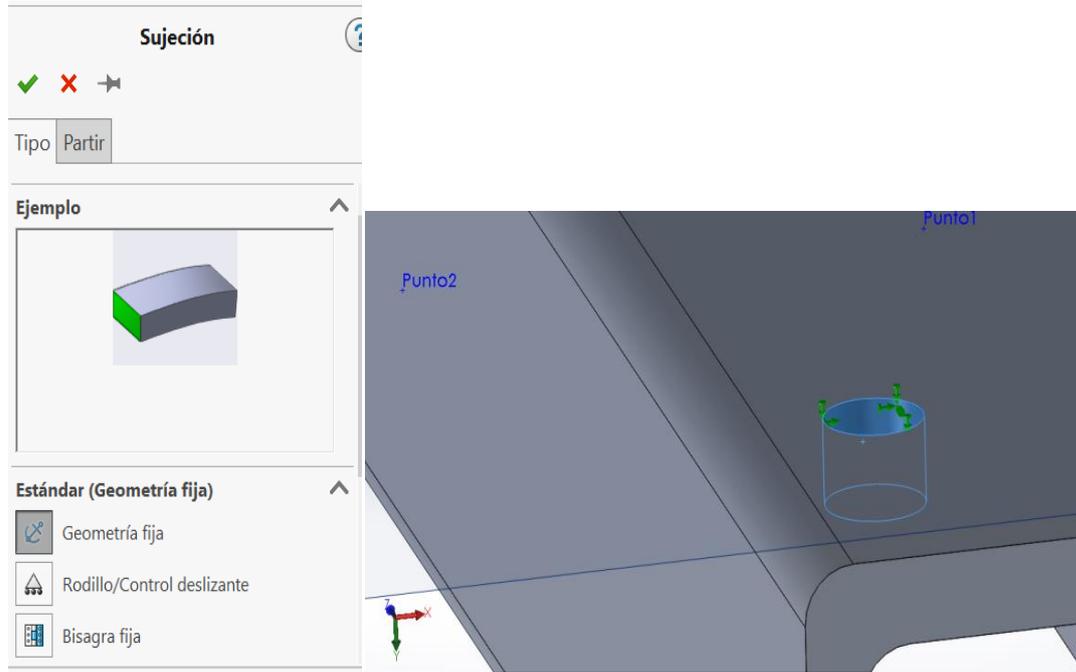


Figura 35: Imagen de la operaci3n de sujeci3n.

Para el siguiente paso, es necesario generar un plano paralelo (en rosa) a la secci3n del perfil que pase por el centro de este, es decir, a una distancia de 0.5m desde un extremo, pues la longitud total es de 1m. Una vez generado dicho plano, se localizan 2 puntos en cada parte inferior del rail, centrados, con el fin de colocar en dichos puntos la carga, generando unos valores homogéneos en cada punto. Dicha carga, ser3, en cada punto, la mitad de la total, es decir, 1190N. (Im3genes 36 Y 37)

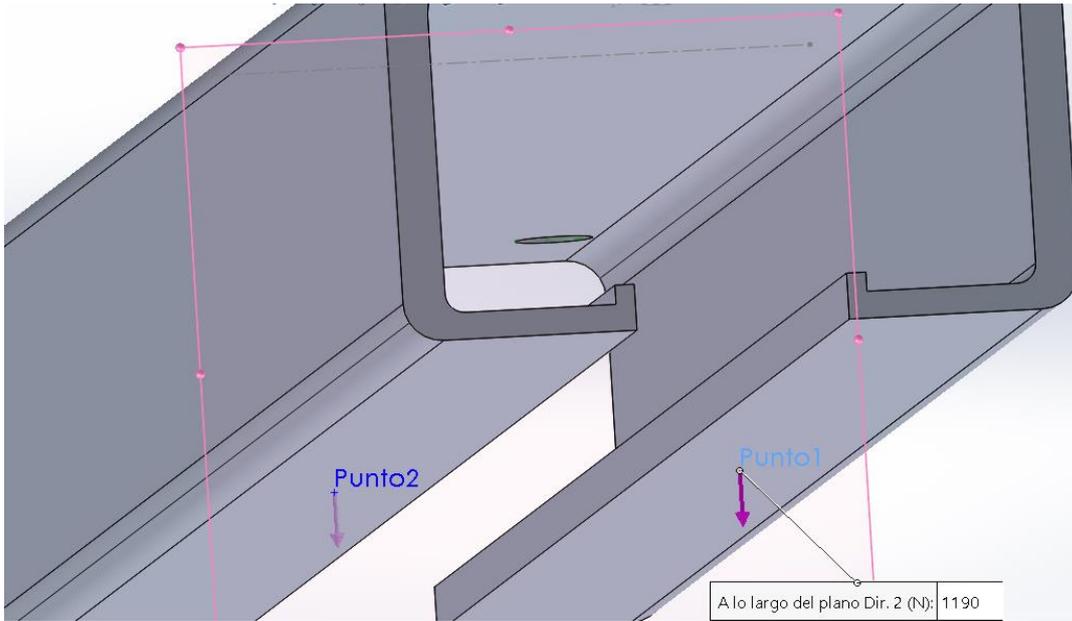


Figura 36: Imagen de generación del plano y la aplicación de la carga en el punto 1.

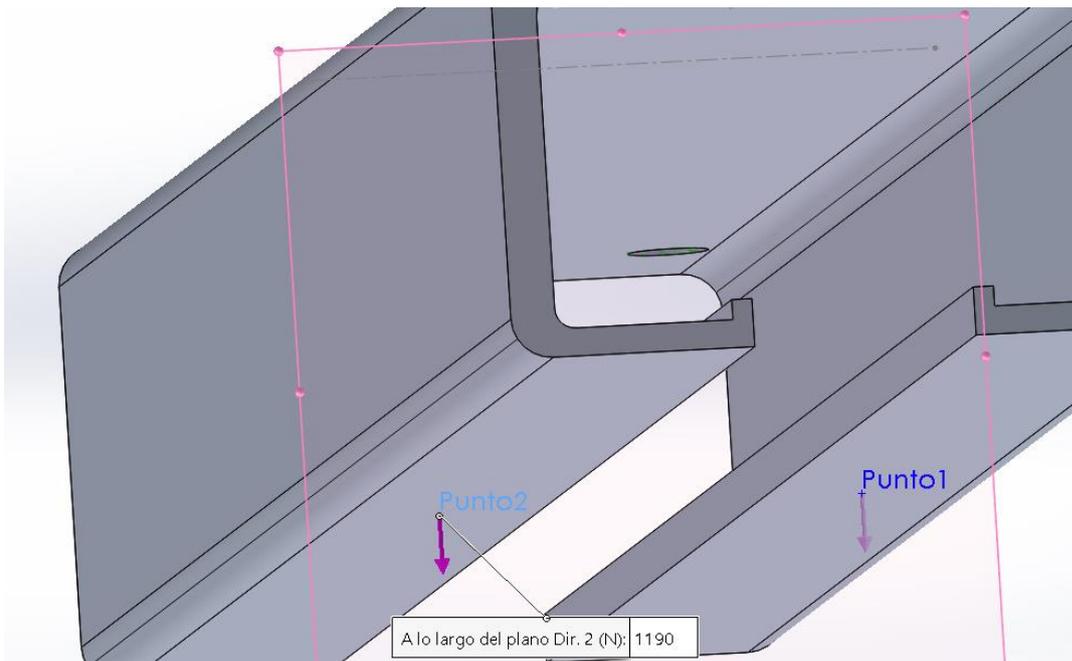


Figura 37: Imagen de generación del plano y la aplicación de la carga en el punto 2.

A pesar de que la carga total irá soportada por 6 ruedas, el ensayo se realiza sobre dos puntos con el fin de obtener unos resultados sobredimensionados a los reales, sabiendo que si los obtenidos en el ensayo resultan razonables, los reales cumplirán con creces.

Una vez aplicadas las restricciones y los criterios necesarios, se realiza el ensayo, el cual arroja los valores que se muestran a continuación:

TENSIÓN MÁXIMA (VON MISSES)

Como se observa en la imagen, el valor máximo de dicha tensión se encuentra en la sección de aplicación de la carga, alcanzando en dicho lugar, los 23.81 MPa

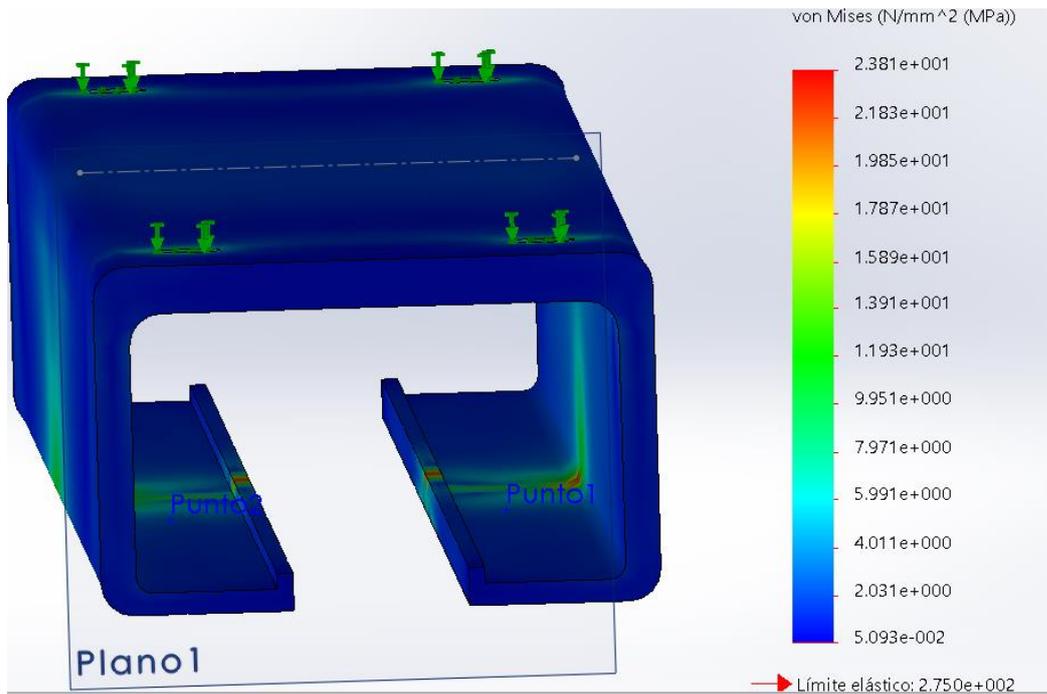


Figura 38: Resultados de la tensión generada por la aplicación de la carga.

Como bien se observa, el límite elástico del material se encuentra en 275 MPa, por lo que la tensión generada por el esfuerzo aplicado es lo suficientemente baja como para no temer por la integridad del diseño.

DESPLAZAMIENTO

Debido a la tensión, se origina un desplazamiento en el perfil, que al igual que en el caso anterior, se dá en la sección de aplicación de las cargas, provocando una deformación máxima en dichos lugares de hasta 0.1937mm, que a todas luces es un valor insignificante, que no entorpecerá el paso del operador mecánico.

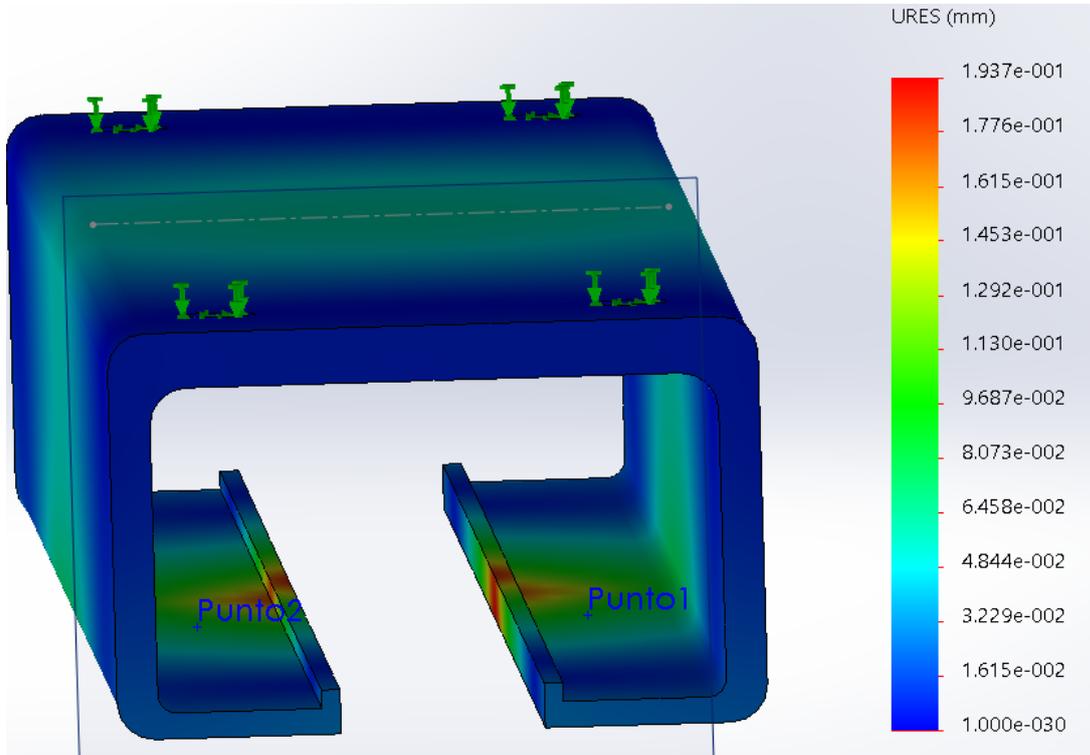


Figura 39: Resultados del desplazamiento generado por la aplicación de la carga.

DEFORMACI3N UNITARIA

Siguiendo la t3nica anterior, 3sta se encuentra en los mismos puntos que en los casos anteriores, generando un valor m3ximo de 0.000232 ESTRN.

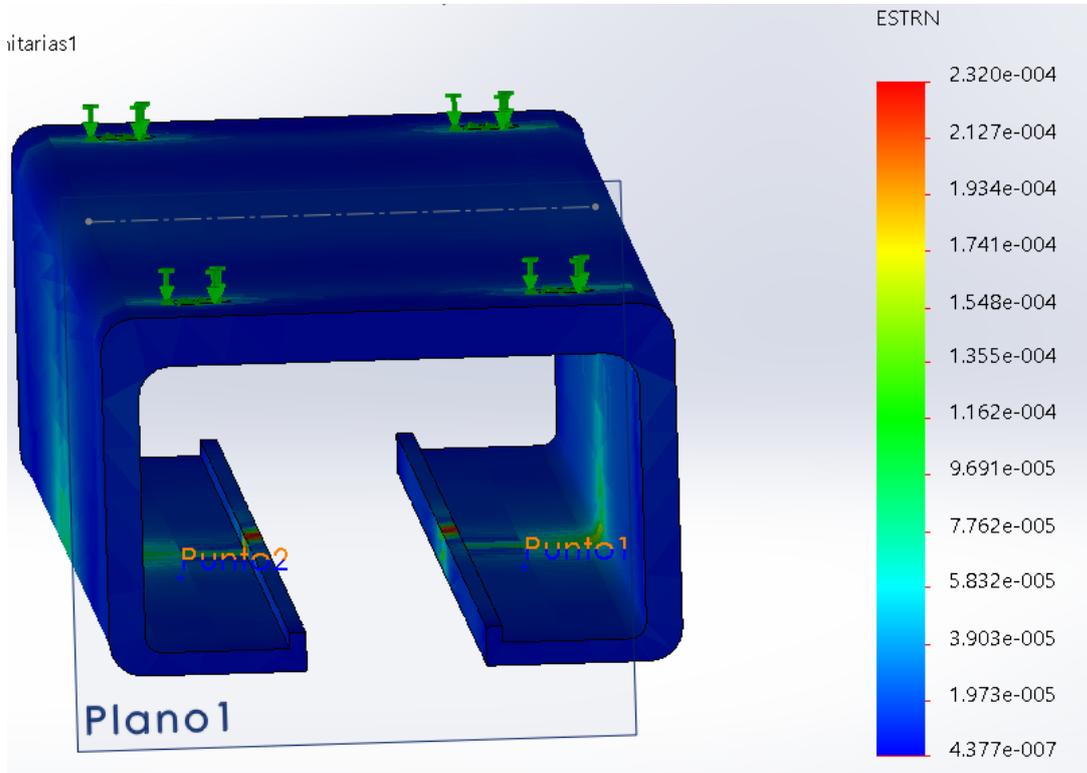


Figura 40: Resultados de la deformaci3n unitaria generada por la aplicaci3n de la carga.

PERFIL CURVO

La siguiente parte que vamos a estudiar es la curva, la cual debida a su geometría, no se podría extruir, o en caso de poderse, sería muy laborioso. Es por ello que se opta por la unión de diferentes elementos que en conjunto generen la geometría buscada. En primer lugar, se empieza por generar un marco con las dimensiones del perfil anteriormente mostrado, acorde a las medidas del **PLANO 14 del ANEXO 2**. Además como se observa, se han realizado los agujeros pertinentes para la colocación del soporte.

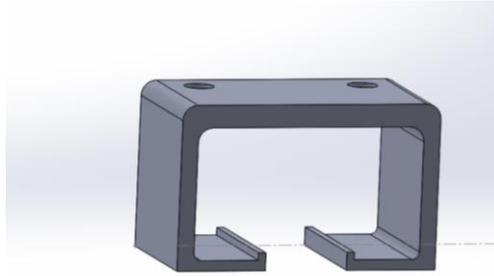


Figura 41: Marco del perfil curvo

El siguiente paso, consiste en la adhesión de dos chapas mecanizadas siguiendo el radio establecido, siendo en este caso de 600 mm.

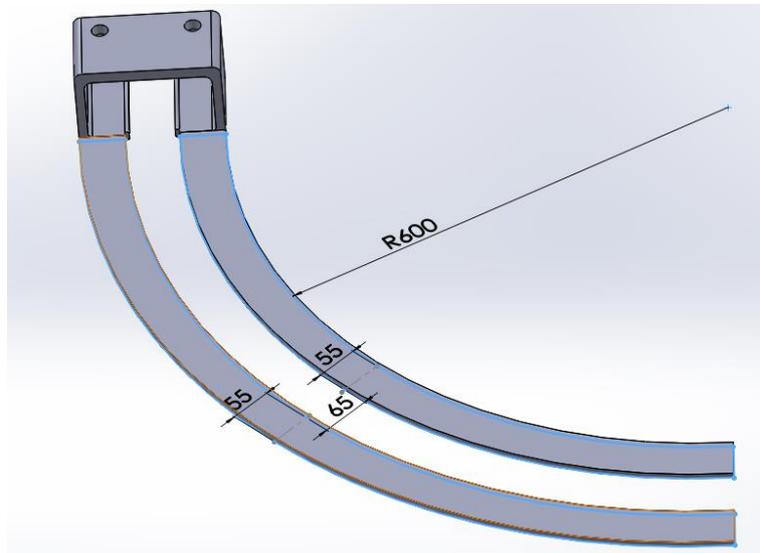


Figura 42: Chapas mecanizadas siguiendo el radio establecido.

A continuaci3n, sobre estas chapas se montan otro conjunto de chapas, esta vez, en vertical, que har3n la funci3n de pared. Tienen una altura de 105 mm.

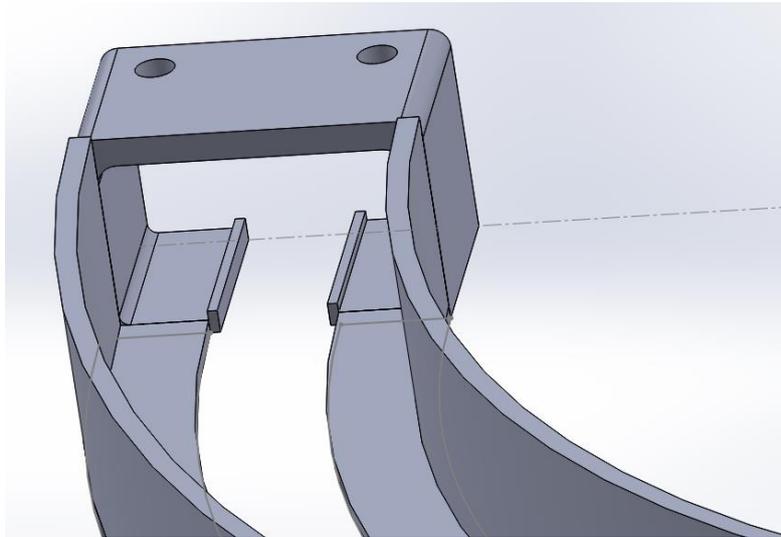


Figura 43: Chapas verticales.

Finalmente, el 3ltimo paso es introducir de nuevo el marco inicial, que ser3 el encargado de poner en contacto la curva con el elemento adyacente y el soporte de uni3n de elementos.

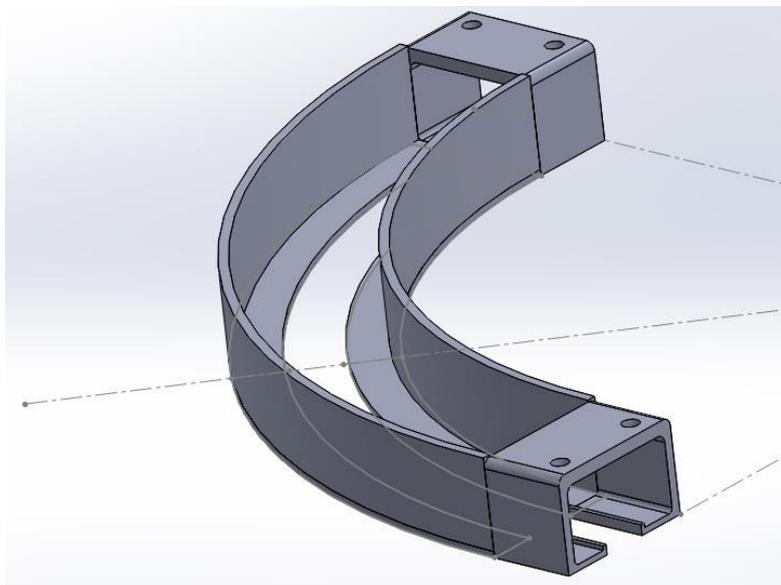


Figura 44: Marco del perfil curvo final.

La forma seleccionada para la uni3n de todos estos elementos ser3 la soldadura, puesto que para la chapa de aluminio 6061 con el acabado T6, la capacidad de trabajar con la soldadura es m3s que aceptable, tal y como se muestra en el apartado SELECCI3N DEL MATERIAL PARA LOS ELEMENTOS QUE FORMAN LA ESTRUCTURA., en el punto 4.

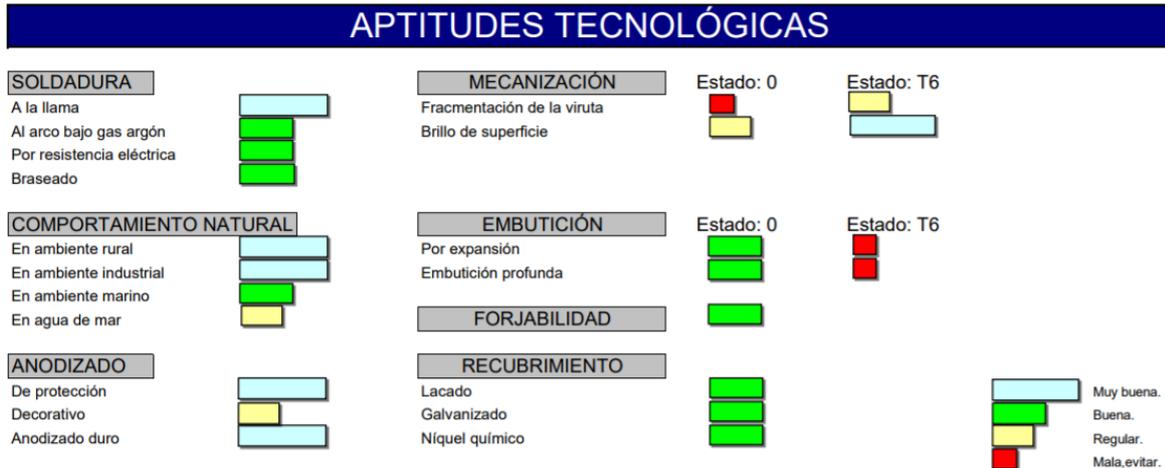


Figura 45: Aptitudes tecnológicas del aluminio 6061

SIMULACIÓN DEL ENSAMBLAJE CURVA EN APLICACIÓN DE LA CARGA.

Reiterándonos, el material seleccionado es aluminio 6061, con el acabado T6, del cual ya se han mostrado arriba sus características.

Debido a la inestabilidad de la curva, y el momento que generaría la carga en el punto medio, se opta por la aplicación de un soporte para la curva, el cual se realiza extrusionando un perfil pequeño, similar al del perfil recto, garantizando así que dicho soporte y la curva no generarían interferencias.

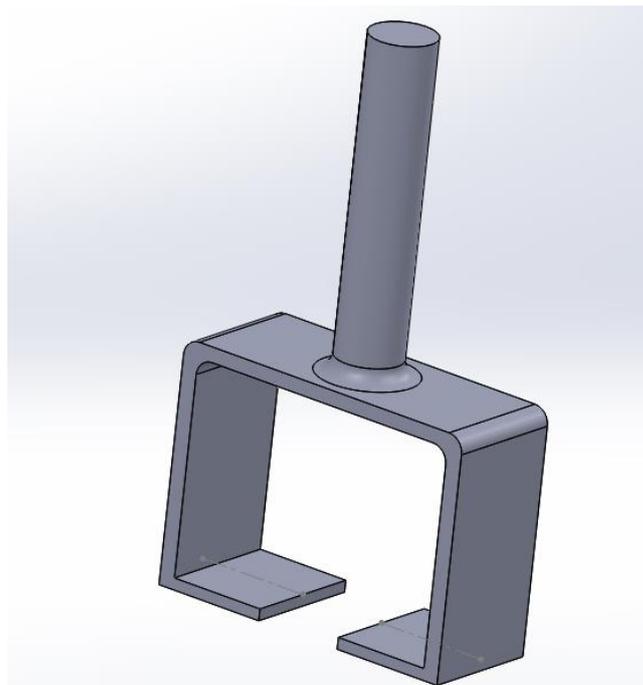


Figura 46: Refuerzo del perfil curvo

Una vez determinado el uso del soporte, se procede a introducir las relaciones entre componentes, de manera que el programa reconozca cada elemento como un sólido y evite así que interfieran entre sí.

Primeramente generamos una unión rígida entre todos los elementos que forman el perfil de la curva:

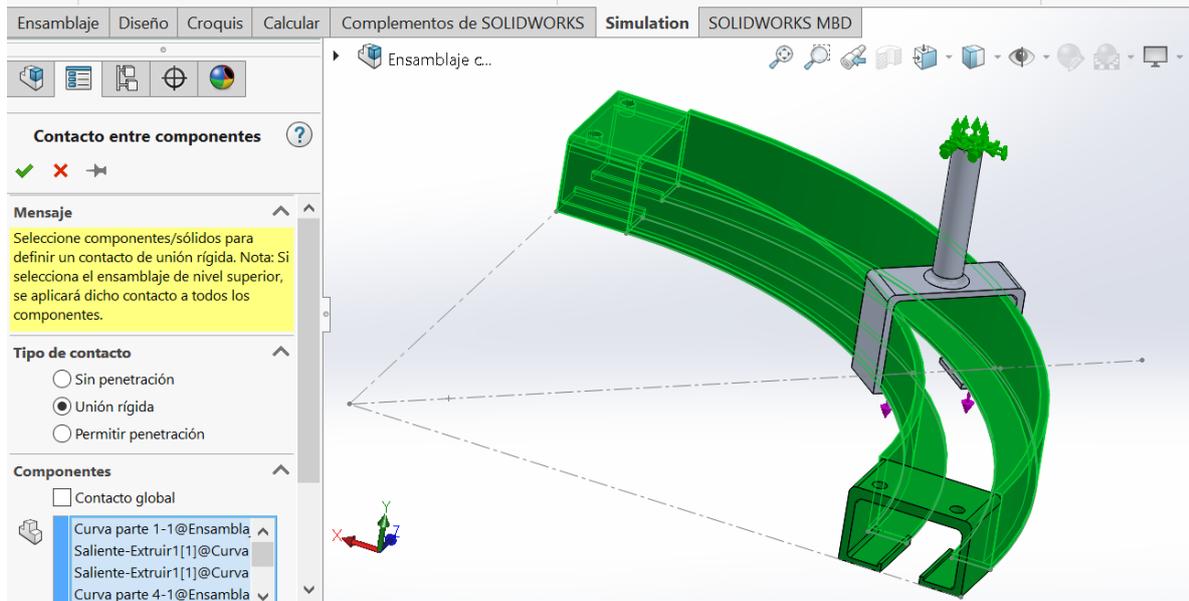
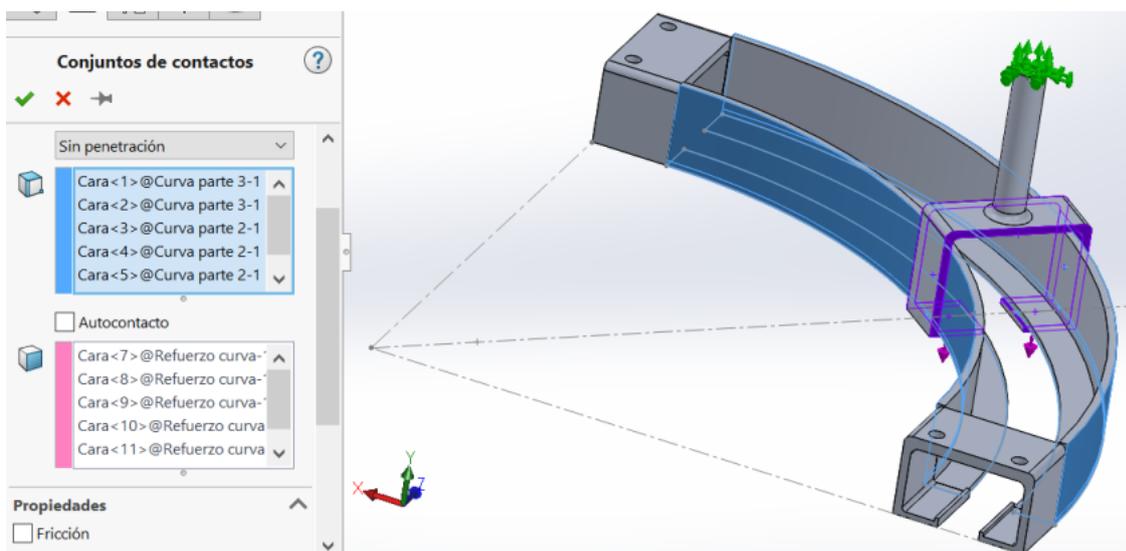


Figura 47: Delimitación del contacto entre componentes.

Posteriormente, establecemos una relación de no penetración entre el soporte de la curva con el perfil de ésta, asegurándose que la carga afecte a ambos pero sin generar geometrías interferentes.



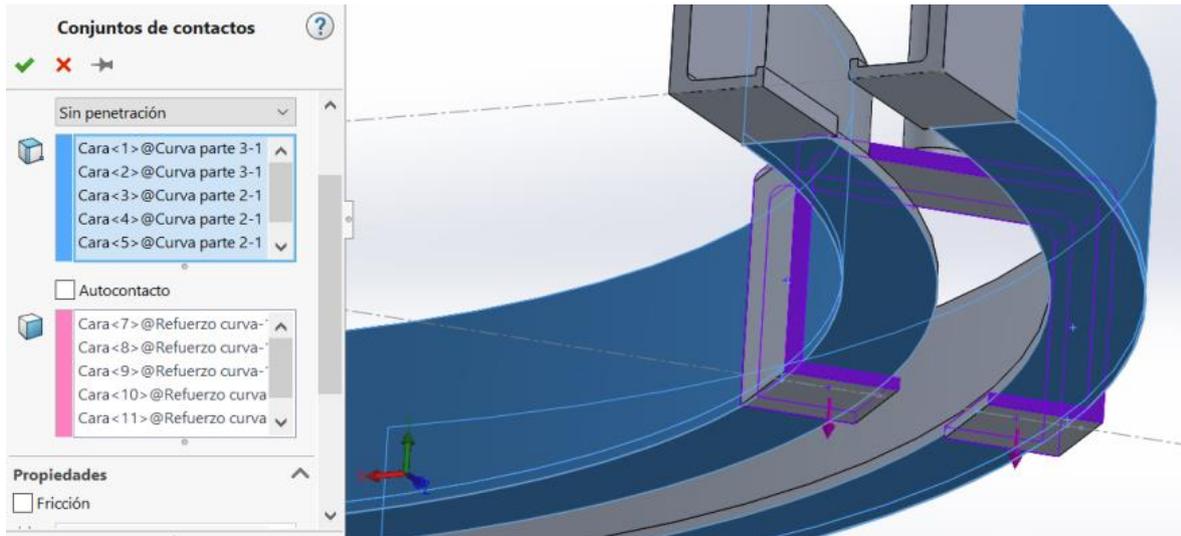


Figura 48: Delimitación de los conjuntos de contacto.

Para el siguiente paso, es necesario generar un plano paralelo a la sección media del perfil que pase por el centro de este, es decir, si ambos extremos de la curva forman un ángulo de 90°, el plano se situará en un ángulo de 45°. Una vez generado dicho plano, se localizan 2 puntos en cada parte inferior del rail, centrados sobre el plano, con el fin de colocar en dichos puntos la carga, generando unos valores homogéneos en cada punto. Dicha carga, será, en cada punto, la mitad de la total, es decir, 1190N.

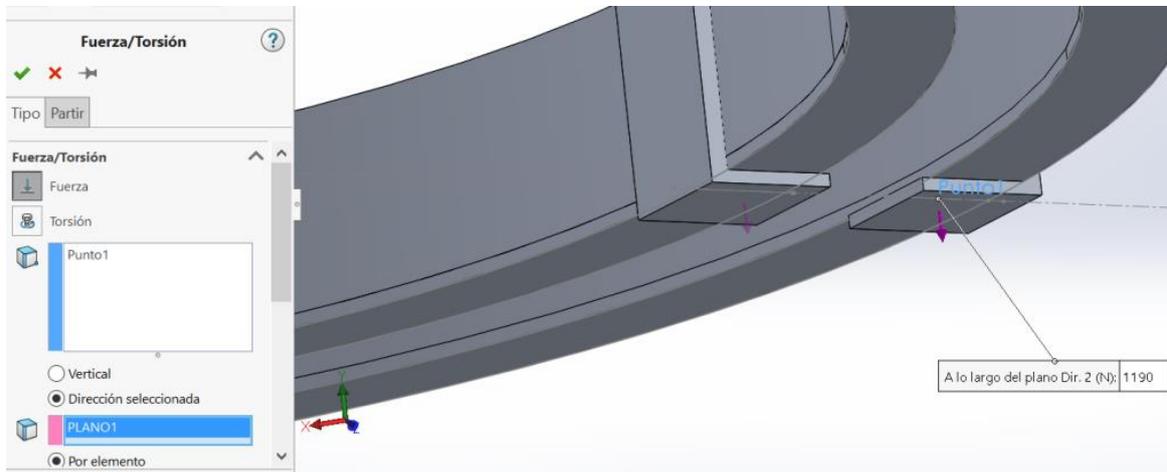
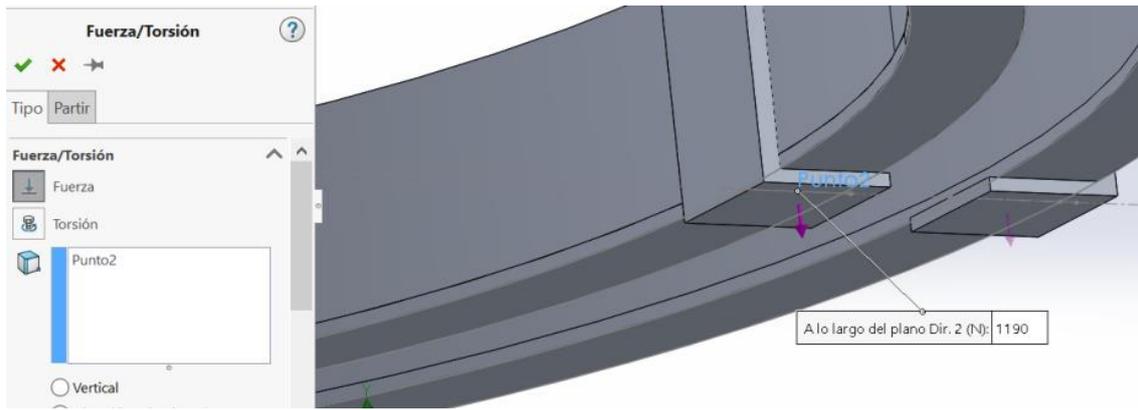


Figura 49: Aplicación de la fuerza en el punto 1.



El último paso antes de la realización del ensayo del perfil, es fijar aquellos elementos cuyo movimiento será nulo.
Estos son el soporte central de la curva y los agujeros de los extremos, que irán fijados a los soportes, y estos al techo, o a la estructura principal.

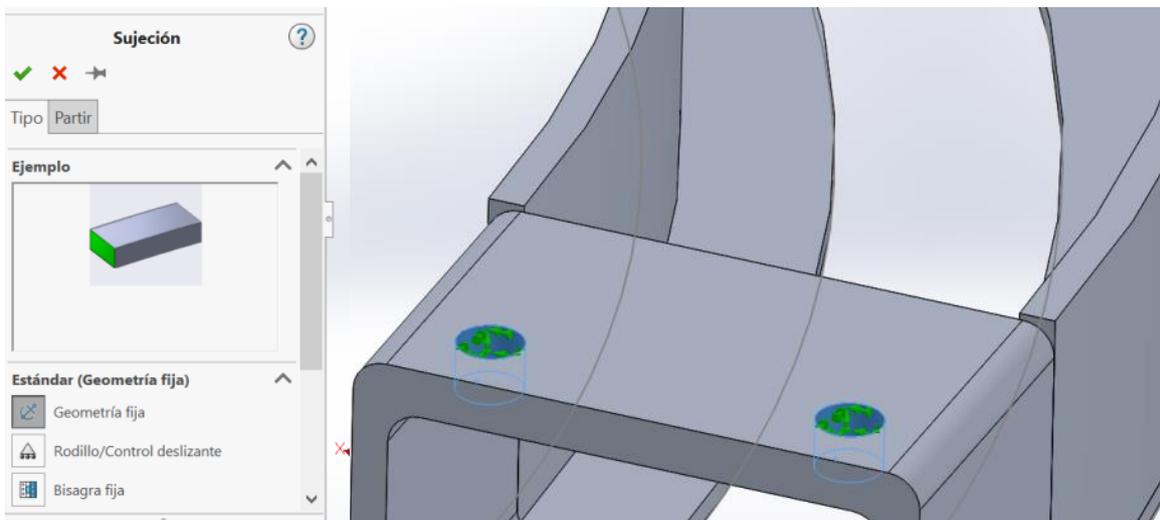


Figura 51: Imagen de la operación de sujeción.

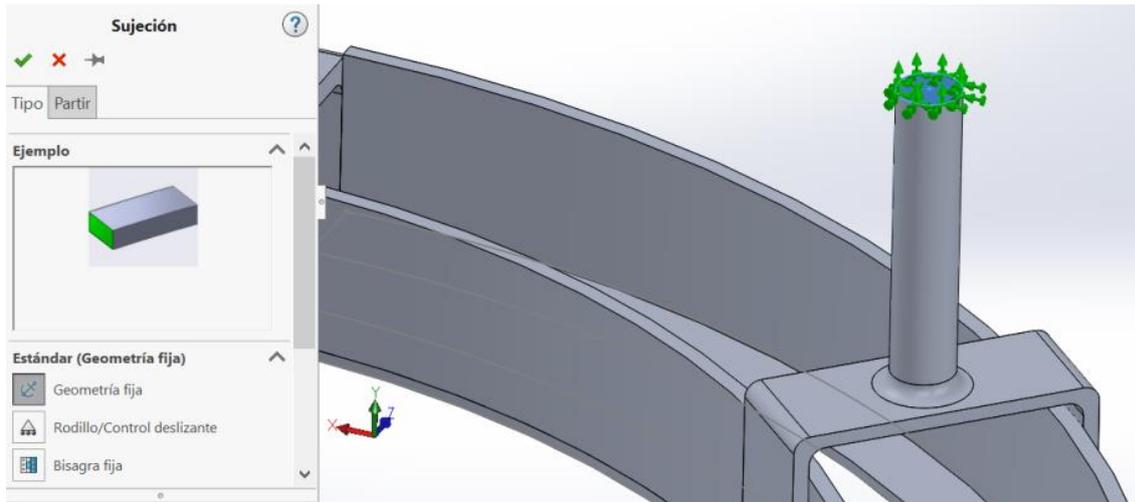


Figura 52: Imagen de la operación de sujeción.

Una vez aplicadas las restricciones y los criterios necesarios, se realiza el ensayo, el cual arroja los valores que se muestran a continuación:

TENSIÓN MÁXIMA (VON MISES)

Como se observa en la imagen, el valor máximo de dicha tensión se encuentra en la sección del soporte en la que se une al techo, alcanzando en dicho lugar, los 38.12 MPa

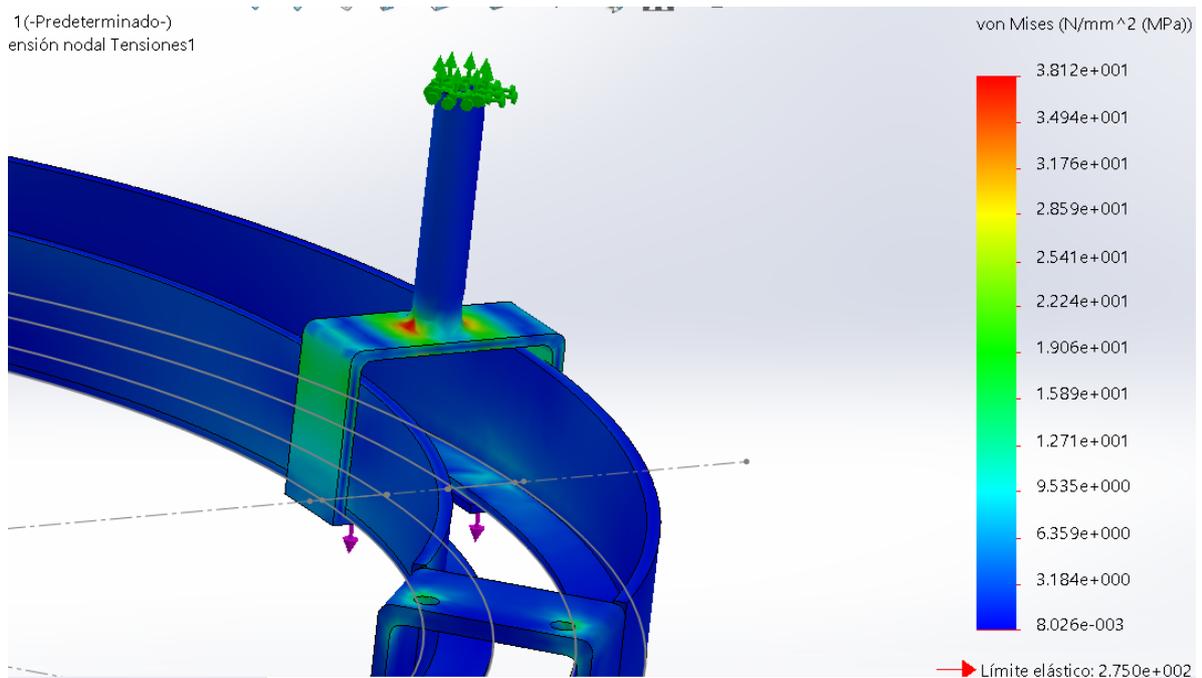


Figura 53: Resultados de la tensión generada por la aplicación de la carga.

Como bien se observa, el límite elástico del material se encuentra en 275 MPa, por lo que la tensión generada por el esfuerzo aplicado es lo suficientemente baja como para no temer por la integridad del diseño.

DESPLAZAMIENTO

Debido a la tensión, se origina un desplazamiento en el perfil, que al igual que en el caso anterior, se da en la sección del soporte que se une al techo, provocando una deformación máxima en dichos lugares de hasta 0.3798mm, que a todas luces es un valor insignificante, que no entorpecerá el paso del carrito.

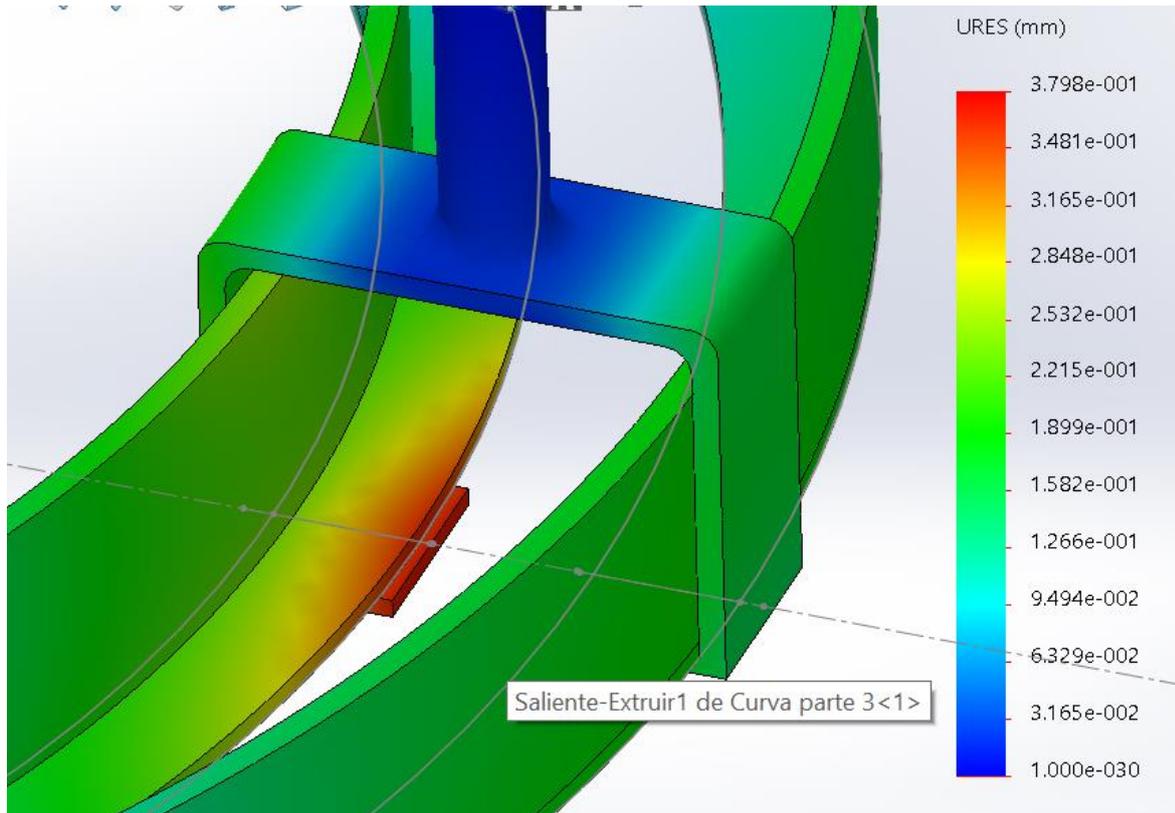


Figura 54: Resultados del desplazamiento generado por la aplicación de la carga.

DEFORMACIÓ UNITARIA

Siguiendo la tónica anterior, ésta se encuentra en los mismos puntos que en los casos anteriores, generando un valor máximo de 0.0003119 ESTRN.

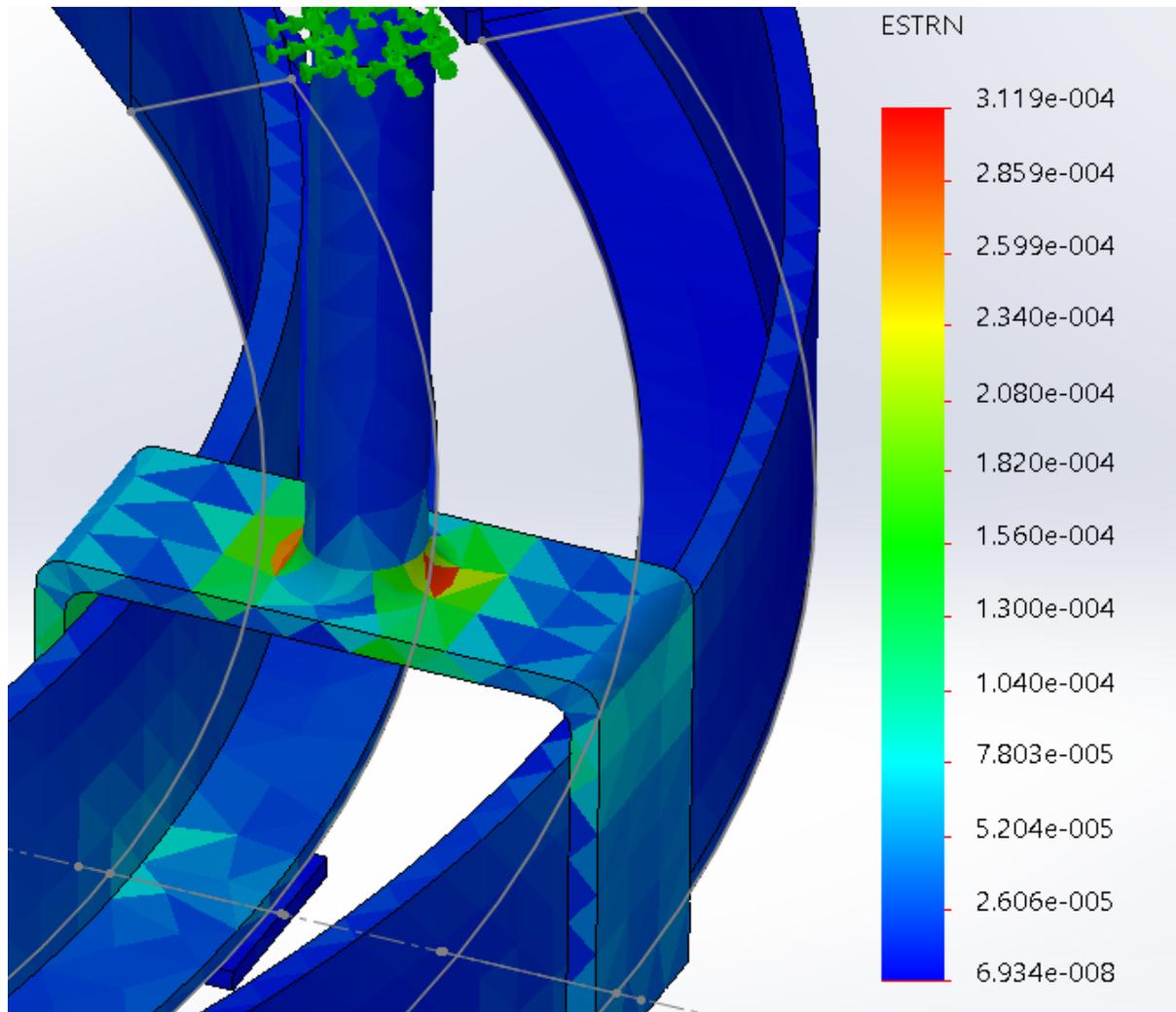


Figura 55: Resultados de la deformación unitaria generada por la aplicación de la carga.

7. PRESUPUESTO.

COMPONENTE	SUBCOMPONENTE	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL (€)
MATRIZ DE EXTRUSIÓN	Matriz de extrusión específica	1 Ud.	2500€/Ud.	2500
			TOTAL:	2500€
PERFIL RECTO	Peso m lineal de Al 6061 T6 para extrusión	14,58 Kg	9,46€/Kg	137,93
	Mecanizado: taladrado	2,5h	30€/h	75
	Mecanizado: redondeo	3,5h	30€/h	105
			TOTAL:	317,93€
PERFIL CURVO	Peso m lineal de Al 6061 T6 para extrusión	14,005 Kg	9,46€/kg	132,4873
	Cortadora laser	1,5 h	18€/h	27
	Despunte (material sobrante)	25%	-	1,485
	Soldaduras	3h	30€/h	90
	Electrodos	30 Ud.	6,5€/Ud.	195
	Desgaste maquinaria y energía	20%	-	45
			TOTAL:	490,9723€
OPERADOR MECÁNICO	Perfil en "U" 240x164x40 mm	1,2 Kg	65,30€/Kg	78,36
	(2x) Perfil rectangular 200x130x20 mm	3,30 Kg	51,40€/Kg	169,62
	Mecanizado: taladrado	4,5h	30€/h	135
	Mecanizado: redondeo	4h	30€/h	120
	Separador Al 6061 T6 36x22x10 mm	6 Ud.	15,20€/Ud.	91,2
	Mecanizado: taladrado	1,25h	30€/h	37,5
	Soportes de pedestal	6 Ud.	3,75€/Ud.	22,5
	Engranajes	2 Ud.	18,72€/Ud.	37,44
	MOTORREDUCTOR DE CONTINUA K80	1 Ud.	170€/ Ud.	170
	Perfil circular D=14mm acero C45	1 m	2,74€/m	2,74
	Mecanizado: torneado	1,5h	30€/h	45
	Mecanizado: fresado	2,5h	30€/h	75
	Ruedas blickle D=35mm; d=6mm; b=27mm	6 Ud.	17,49€/Ud.	104,94
	Allen M5,5x40 (UNE-EN ISO 4762)	12 Ud.	5,09€/Ud.	61,08
	Tuerca M5,5 (UNE-EN ISO 225:2011)	12 Ud.	0,01€/Ud.	0,12
	Tornillo M13x105 (UNE-EN ISO 225:2011)	4 Ud.	12€/Ud.	48
	Tuerca M13 (UNE-EN ISO 225:2011)	4 Ud.	0,04€/Ud.	0,16
	Allen M8x40 (UNE-EN ISO 4762)	4 Ud.	0,04€/Ud.	0,16
	Allen M5x12 (UNE-EN ISO 4762)	4 Ud.	0,015€/Ud.	0,06
	Casquillo separador (Dint=10mm; B=34mm)	1Ud.	3,5€/Ud.	3,5
			TOTAL:	1202,38€
	REFUERZO CURVA	Peso m lineal de Al 6061 T6 para extrusión	2,8 Kg	9,46€/Kg
Mecanizado: taladrado		2,20h	30€/h	66
Mecanizado: redondeo		1,5h	30€/h	45
Unión telescópica a techo prefabricada		1 Ud.	246€/Ud.	246
			TOTAL:	494,93€

UNIÓN DE ELEMENTOS Y SUSJECIÓN A TECHO	Peso m lineal de Al 6061 T6 para extrusión	2,8 Kg	9,46€/Kg	137,93
	Mecanizado: taladrado	1,75h	30€/h	52,5
	Mecanizado: redondeo	3,5h	30€/h	105
	Unión telescópica a techo prefabricada	1 Ud.	246€/Ud.	246
			TOTAL:	541,43€

8. CONCLUSIONES.

Con este proyecto se pretendía diseñar un sistema, mediante el cual, aquellas personas que se encontrasen en una situación de minusvalía física, fuesen capaces de desplazarse en un ambiente doméstico de manera rápida y sencilla.

Es por ello que en el presente proyecto, ha premiado ante otros factores, el tamaño, el peso y la simplicidad de diseño con el fin de que pudiese estar al alcance de cuantas más viviendas mejor.

Y gracias a estos requisitos, el proyecto que aquí se detalla, después de todo el trabajo, hace honor a las siguientes ventajas:

- Seguridad**
El proyecto que aquí se expone, supone un sistema más seguro, confortable y sostenible tanto para los asistidos como los asistentes, eliminando así, la probabilidad de sufrir cualquier tipo de lesión.
- Discreción**
Apenas requiere sitio para su almacenaje. Mientras que en el suelo ocuparía prácticamente una habitación entera, en el techo no lo hace y está siempre a mano.
- Eficacia**
Convierten la transferencia de una persona en una actividad mucho más rápida, eficaz y fluida en comparación con otros sistemas. Como por ejemplo las grúas de suelo.
- Autonomía**
Permiten a algunas personas realizar la transferencia de forma autónoma de manera que los vuelve autosuficientes para que no dependan de terceras personas.
- Adaptabilidad**
Además de que permite decidir muchas formas y estilos de transferencia, las grúas de techo se adaptan a distintas elevaciones y alturas ajustándose así a casi cualquier fin.
- Sostenibilidad**
Las grúas de techo reducen de forma drástica las lesiones por parte de los asistentes, ofreciendo mayor sostenibilidad al sistema de atención tanto domiciliaria como residencial u hospitalario.

9. BIBLIOGRAFÍA.

- NORTON, THOMAS L. (2011). *DISEÑO DE MÁQUINAS. Un enfoque integrado (4ª Edición)*. México: Pearson Educación.
- GORDON, DAVID W. *Bicycling Science*. Cambridge, Mass. MIT Press (2004).
- SERWAY, RAYMOND A.; JEWETT, JOHN W. (2004). *Physics for Scientists and Engineers (6ª edición)*. Brooks/Cole.
- BAEZ MARTÍNEZ, LIBRADO." *BREVE HISTORIA DE LA SILLA DE RUEDAS. Cronología y curiosidades históricas desde la antigüedad hasta nuestros días.*" en DISGOO.
http://www.minusval2000.com/otros/reportajes/historia_silla_de_ruedas/index.html
- 20minutos. *Cómo deben ser las viviendas accesibles para discapacitados.*
<http://www.20minutos.es/noticia/2120122/0/viviendas-accesibles/discapacitados/requisitos/>
- IFBSCALIDAD. *Cuidados personales; Apoyos para moverse y desplazarse.*
<http://www.ifbscalidad.net/es/practicas/personas-con-discapacidad/practica/pr-234/>
- Qilu Special Steel. *C45 barra redonda | AISI 1045 | DIN 1.1191 | JIS S45C.*
<http://www.qiluspecialsteel.com/es/c45-round-bar-aisi-1045-din-1-1191-jis-s45c.html>
- ALACERMAS. *Aluminio chapa 6061.*
[http://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa_6061_aluminio\(1\).pdf](http://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa_6061_aluminio(1).pdf)
- Ju Feng Special Steel. *S45C.*
<https://www.jfs-steel.com/es/product/S45C/S45C.html>
- ALIBABA. *S45C S45c de acero al carbono, Ck45 barra redonda, Barra redonda de acero al carbono c45.*
<https://spanish.alibaba.com/product-detail/s45c-carbon-steel-ck45-round-bar-c45-carbon-steel-round-bar-685368811.html>
- MARTINEZ, A. (2010) "Resistencia a la Rodadura: pruebas de laboratorio" en *Triathlon Blog*, 27 de julio.
<http://www.amtriathlon.com/2009/07/resistencia-la-rodadura-pruebas-de.html>
- INGEMECÁNICA. *Fundamentos de las Transmisiones por Engranajes.*
<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn151.html>
- ELMEQ. *K80 / 1.13.049.2xx (13W) Motorreductor de Corriente continua*
<https://www.elmeq.es/motorreductores/corriente-continua/reductores-engranajes-rectos/k80-1-13-049-2xx-731>

- IGUS/IGUBAL. *Cojinetes de pedestal igubal® ESTM*
[http://www.igus.es/wpck/2485/igubal Stehlager ESTM?C=ES&L=es](http://www.igus.es/wpck/2485/igubal_Stehlager_ESTM?C=ES&L=es)

- RS Components. *Engranaje de ingletes RS Pro, Acero, 30 dientes, Espaciado 45°, Ángulo 20°, Calibre 5mm.*
<http://es.rs-online.com/web/p/products/5215825/>

10. ANEXOS.

ANEXO 1: PLIEGO DE CONDICIONES.

INDICE DEL PLIEGO

OBJETO_____	71
ÁMBITO DE OPERACIÓN_____	71
NORMATIVA DE APLICACIÓN_____	71
CAPÍTULO 1: Materiales_____	71
Aluminio 6061 T6_____	71
Acero C45_____	72
Soporte pedestal._____	72
Motorreductor_____	73
Engranajes_____	73
Ruedas_____	74
Condiciones generales de suministro y almacenaje de todos los materiales._____	74
Condiciones de suministro._____	75
Condiciones de almacenaje._____	76
CAPÍTULO 2: Condiciones de Ejecución._____	76
Condiciones generales._____	76
Controles de recepción de los materiales._____	77
Condiciones del proceso de ejecución._____	77
Corte._____	78
Perforación._____	78
Soldadura._____	78
Unión mecánica._____	79
Condiciones de control de ejecución y de la partida acabada._____	79
Control de ejecución. Operaciones de control._____	79
Control de la partida acabada. Operaciones de control._____	80

OBJETO

En este Pliego de Condiciones, el cual forma parte de la documentación del presente proyecto, tiene por objeto determinar las condiciones mínimas aceptables para la ejecución y montaje de la estructura y maquinaria diseñada, así como definir las características y calidad de los materiales a emplear con la finalidad de garantizar la seguridad de las personas y el bienestar de éstas, así como el establecimiento de unas condiciones de seguridad para con los usuarios del producto, es decir, aplicando unos criterios de uso mediante los cuales se garantice el correcto funcionamiento de la instalación y la seguridad de aquellos que lo emplean.

ÁMBITO DE OPERACIÓN

El presente Pliego de Condiciones Técnicas, se refiere al suministro e instalación de materiales necesarios para el montaje e instalación del producto final.

NORMATIVA DE APLICACIÓN

- REAL DECRETO 1215/1997, de 18 de Julio por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo. BOE nº 18807/08/199.
- EN 17-108-81. Tornillos y tuercas de acero. Momentos de apriete.
- EN 1993-1-8:2005 + AC: 2009: Proyecto de uniones.
- UNE-EN 1090-2. Ejecución de estructuras de acero y aluminio: Requisitos técnicos para la ejecución de estructuras de aluminio.

CAPÍTULO 1: Materiales

Aluminio 6061 T6

- Definición

Perfiles extruidos en "C" sin tratamiento térmico posterior.

Tochos de material mecanizados siguiendo las medidas de los planos.

Perfiles rectangulares taladrados siguiendo la disposición de los planos.

Separadores para soportes de pedestal.

- Características

-Módulo elástico: 69000.0007 MPa

-Coeficiente de Poisson: 0.33

- Límite de tracción: 310.0000 MPa
- Límite elástico: 2750.0000 MPa
- Coeficiente de expansión térmica: $2.4e-005$ /K
- Densidad de masa: 2700 kg/m^3
- Factor de endurecimiento: 0.85

Acero C45

- Definición

Ejes para alojar todos los componentes transmisores y ruedas.

- Características

- Módulo elástico: 210000,0031 MPa
- Coeficiente de Poisson: 0.28
- Módulo cortante: 79000 MPa
- Densidad de masa: 7800 kg/m^3
- Límite de tracción: 750.0000 MPa
- Límite elástico: 580.0000 MPa
- Coeficiente de expansión térmica: $1.1 e-005$ /K
- Conductividad térmica: $14 \text{ W/ (m}\cdot\text{K)}$
- Calor específico: $440 \text{ J/ (kg}\cdot\text{K)}$

Soporte pedestal.

- Definición

Alojan al eje en su interior y lo fijan de tal manera que este queda totalmente Inmovilizado, restringiendo todos sus posibles movimientos.

- Características

- Soporta grandes cargas radiales.
- Se puede utilizar en medios húmedos.
- Ahorra espacio.
- Sencillo de montar.
- Vida útil calculable.
- Libre de mantenimiento y lubricante.
- Dimensiones de la gama E según normativa DIN ISO 12240.

Motorreductor

- Definición

Motorreductor de corriente continua con reductora de engranajes rectos con gran resistencia mecánica. Ideales para aplicaciones industriales de tipo marcha/paro o para inversiones de giro.

- Características

-Reductor de gran resistencia mecánica para trabajo duro e intensivo en cualquier posición, a temperatura ambiente de -15 a 50°C, con par de utilización hasta 8 Nm, con carga uniforme.

-Caja de fundición inyectada en Zamak, con fijación frontal por cuatro taladros roscados M5 (3 iguales que en reductor K40).

-Reducción de engranajes rectos tallados, con piñones y ruedas de acero con tratamiento térmico superficial antifricción. El rodaje intermedio gira en ejes de acero templado y rectificado, fijos en la caja.

-Eje de salida de acero, de $\varnothing 10$ mm y 30 mm de longitud útil, con rebaje plano. Gira en rodamientos de bolas.

-Carga en el eje de salida:

Dirección axial, a la tracción o empuje 500 N \approx 50 Kg.

Dirección radial, a 15 mm desde la caja 400 N \approx 40 Kg.

-Engrase. Grasa al litio grado 2.

-Peso neto. Con máximo número de pasos: 1,41 Kg.

Engranajes

- Definición

Engranaje de ingletes RS Pro, Acero, 30 dientes, Espaciado 45°, Ángulo 20°, Calibre 5mm.

Encargado de transmitir la potencia y el par entre el motorreductor y el eje transmisor conectado a las ruedas motrices.

- Características

-Gama de engranajes cónicos en acero.

-Relación de engranaje de 1:1.

-Fabricados en acero S45C templado por inducción, con acabado químico negro.

-Resistencia a la tracción (mín.) 569 N/mm²

-Ángulo de paso de 45°, ángulo frontal de 48°.

- Módulo 1.

-Material: Acero.

- Tipo de Engranaje: Cónico.
- Número de Dientes: 30.
- Ratio de Engranaje Nominal: 1:1.
- Espaciado: 45°.
- Ángulo de Presión: 20°.
- Calibre: 5mm.

Ruedas

- **Definición**

De elastómero de poliuretano de alta calidad, inyectado de reacción, marcha silenciosa y respetuosa con el suelo.

Elemento indispensable para el transporte del conjunto.

- **Características**

- Resistencia a la rodadura baja.
- Muy resistente a la abrasión.
- Alta resistencia a la rasgadura y a las grietas.
- Muy buena unión química con el núcleo.
- Núcleo de acero.
- Banda de rodadura fundida.
- Color del núcleo plata.

Condiciones generales de suministro y almacenaje de todos los materiales.

Las características de los materiales suministrados deben estar documentadas de forma que puedan compararse con los requisitos establecidos en el presente Pliego de Condiciones.

La identificación puede basarse en registros documentados para lotes de producto asignados a un proceso común de producción, pero cada componente debe tener una marca duradera, distinguible, que no produzca daño y resulte visible tras el montaje.

En general, los requerimientos que se detallan a continuación, relativos a la recepción de los materiales, son preceptivos a cumplir, para llevar a cabo la ejecución del montaje de la estructura y servirán de base para emitir cualquier enmienda en el proyecto.

Los suministradores, a requerimiento, quedarán obligados a emitir un documento donde figuren las propiedades y las características más relevantes de todos los materiales que se utilizarán en la construcción del proyecto.

Condiciones de suministro.

A la entrega del suministro de los productos, el suministrador aportará un albarán, con documentación anexa si fuera necesario, conteniendo los siguientes datos:

- Identificación del fabricante y suministrador del producto:
 - Nombre de la fábrica donde se ha elaborado el producto de aluminio.
 - Nombre y dirección de la empresa suministradora, adicionalmente, nombre y dirección de la empresa fabricante del producto de aluminio si es distinta de la suministradora.
 - Fecha de suministro.
 - Cantidad que se suministra.
 - Designación normalizada del producto y tipo.
 - Nombre y dirección del comprador y punto de destino del producto.
 - Referencia de pedido.
 - Advertencias, en su caso, en materia de seguridad, salud y medio ambiente.
 - Logotipo del certificado de conformidad "CE".
 - En su caso, referencia del distintivo de calidad oficialmente reconocido y mención del número de certificado correspondiente y año de concesión.

- Un documento firmado por persona física, con poder de representación de la empresa, en que se ponga de manifiesto la garantía de que el producto suministrado cumple con las especificaciones de esta institución, y en el que se recoja, al menos, la siguiente información:
 - Identificación del cliente y lugar de suministro.
 - Designación de los productos amparados por la garantía.
 - Periodo de suministro.
 - Un certificado de evaluación estadística de la producción de los últimos seis meses, sellado por la empresa suministradora. En el caso de que el producto esté en posesión de un distintivo de calidad oficialmente reconocido. Esta documentación podrá ser sustituida por copia de un certificado análogo al anterior, expedido por el organismo certificador.

- Para las características controladas por atributos, se aportará la siguiente información, tanto para los resultados del control de producción, como para las muestras de contraste, en su caso.
 - Especificación, según el presente Pliego.
 - Valor medio.
 - Número de ensayos.
 - Número de resultados defectuosos.
 - Número de resultados defectuosos admisibles.

Condiciones de almacenaje.

El material debe almacenarse siguiendo las instrucciones de su fabricante y no usarse si ha superado la vida útil en almacén especificada.

Si por la forma o el tiempo de almacenaje pudieran haber sufrido un deterioro importante, antes de su utilización deben comprobarse que siguen cumpliendo con los requisitos establecidos.

Los componentes se manipularán y almacenarán de forma segura evitando que se produzcan deformaciones permanentes y de manera que los daños superficiales se mínimos. Cada componente estará protegido de cualquier daño en los puntos en donde se sujete para su manipulación. Los componentes se almacenarán apilados sobre el terreno, pero sin estar en contacto con él evitando cualquier acumulación de agua y humedad.

El almacenaje de los productos se hará protegiéndose de los agentes atmosféricos directos, especialmente de las lluvias, así como del terreno y el ambiente donde se hace el almacenaje fuera agresivo para los materiales, hará falta, además, salvaguardarlos de este ambiente con las protecciones adecuadas.

CAPÍTULO 2: Condiciones de Ejecución.

Condiciones generales.

La Instalación y montaje de la plataforma será ejecutada de acuerdo con los documentos del presente proyecto, las condiciones recogidas en el presente Pliego de Condiciones Técnicas Particulares o de las órdenes que establezca el Ingeniero-Director.

Antes del inicio de la fase de montaje, se procederá a revisar y replantear, al igual que en otros sistemas constructivos, los documentos del proyecto consistentes en:

- Documentación Técnica: Planos Generales, planos de detalles, cortes, secciones, vistas, etc.
- Memoria Técnica: Información sobre todas las acciones, coeficientes de seguridad; especificación de los materiales a utilizar, condiciones de ejecución y montaje.
- Pliego
- Presupuesto.

Controles de recepción de los materiales.

Se comprobará mediante los documentos suministrados con los materiales y productos fabricados, que éstos coinciden con los pedidos. Si no se incluye una declaración del suministrador de que los productos o materiales cumplen con el presente Pliego de Condiciones se tratarán como productos o materiales no conformes.

La recepción de los materiales tiene, en todo caso, carácter provisional hasta que se compruebe su comportamiento en la obra y no excluye al suministrador de sus responsabilidades por encima de la calidad de los mismos que subsistirá hasta que sean definitivamente recibidas las obras en las que hayan sido utilizados.

Los materiales no especificados en el presente Pliego y que deban ser utilizados en la obra, serán de probada calidad, teniendo que presentar el Contratista para recaudar la aprobación del Ingeniero-Director, cuantos catálogos, muestras, informes y certificados de los correspondientes fabricantes se estimen necesarios. Si la información no se considera suficiente se podrán exigir los ensayos oportunos de los materiales a utilizar.

El Ingeniero-Director podrá rechazar aquellos materiales que no reúnan a su Juicio, la calidad y condiciones necesarias para la finalidad a la que deban ser destinados, de acuerdo con lo anteriormente estipulado. Las piezas se suministrarán en envases adecuados suficientemente protegidos para que los golpes de un sistema ordinario no dañen las mismas.

Condiciones del proceso de ejecución.

La elaboración de la estructura, requiere que los fabricantes estén equipados con las instalaciones adecuadas y con el personal con la idoneidad necesaria, apropiados para la envergadura de la obra que se edificará, de tal forma que garantice la ejecución de la misma sin problemas, ya sea en lo referido a los plazos de ejecución, organización, aspectos técnicos y económicos. Los talleres deberán demostrar su capacidad técnica, de acuerdo a cualificación, certificación, experiencia en obras similares, procedimientos homologados, etc. y su capacidad física, de acuerdo a la superficie cubierta, instalaciones montadas, parque de almacenamiento, maquinaria y medios de elevación.

Antes del montaje en el taller, todas las piezas y elementos metálicos que constituyen la plataforma serán fuertemente raspados con cepillos metálicos para separar del metal toda huella de oxidación y cuantas materias extrañas pudiera tener adheridas.

Los componentes deben estar ensamblados de forma que no resulten dañados o deformados más allá de las tolerancias especificadas.

La estructura será provisional y cuidadosamente montada en el taller para asegurar la perfecta coincidencia de los elementos que han de unirse y su exacta configuración geométrica.

La sujeción provisional de los elementos estructurales se efectuará con grapas o tornillos, o mediante cualquier otro elemento en el que su uso quede avalado por la experiencia, teniendo, además, la certeza de que puedan resistir adecuadamente los

esfuerzos generados en esta fase. No se procederá a ejecutar ninguna unión definitiva soldada, mientras no se certifique que los elementos estructurales quedan dispuestos correctamente, de acuerdo con lo especificado en los planos del proyecto y en los del taller.

Las uniones de montaje y otros dispositivos auxiliares empleados se retirarán solamente cuando la auto-estabilidad de la estructura quede garantizada.

A continuación, se muestran una serie de operaciones y las recomendaciones que se deben realizar para un buen desempeño de estas.

Corte.

- Se realizarán por medio de herramientas adecuadas como sierra, cizalla oxicorte automático y solamente si este no es posible oxicorte manual; Se aceptarán cortes obtenidos directamente por oxicorte siempre que no tengan irregularidades significativas y se hayan eliminado los restos de escoria. Siempre se procederá a la eliminación de las rebabas, limpiando la zona cortada con piedra esmeril, buril con esmerilado posterior, o con la fresadora.

Perforación.

- Los agujeros se realizarán siempre por taladrado u otro proceso que proporcione un acabado equivalente. Queda prohibida su ejecución mediante soplete o arco eléctrico.
- Queda terminantemente prohibido el uso de la broca pasante para agrandar o rectificar los agujeros.
- Siempre que sea posible, se taladrarán de una sola vez los agujeros que atraviesen dos o más piezas, después de armadas, engrapándolas o atornillándolas fuertemente. Después de taladradas las piezas y antes del ensamblaje, se separarán para eliminar las rebabas, no siendo necesario separar las diferentes partes cuando los agujeros están taladrados en una sola operación a través de dichas partes unidas firmemente entre sí.

Soldadura.

- Las superficies y los bordes deben ser apropiados para el proceso de soldeo que se utilice; los componentes a soldar deben estar correctamente colocados y fijos mediante dispositivos adecuados o soldaduras de punteo, pero no mediante soldaduras adicionales y ser accesibles para el soldador; los dispositivos provisionales para el montaje deben ser fáciles de retirar sin dañar la pieza; se debe considerar la utilización de precalentamiento cuando el tipo de acero y/o la velocidad de enfriamiento puedan producir enfriamiento en la zona térmicamente afectada por el calor.
- Se debe considerar la utilización de precalentamiento cuando el tipo de material del acero y/o la velocidad de enfriamiento puedan producir un endurecimiento de la zona térmicamente afectada por el calor. Cuando se utilice, se extenderá 75 mm en cada componente del metal base.

- Las piezas que hayan de unirse con soldadura se presentarán y fijarán en su posición relativa mediante dispositivos adecuados que aseguren, sin una coacción excesiva, la inmovilidad durante el soldeo y el enfriamiento subsiguiente. El orden de ejecución de los cordones y la secuencia de soldeo dentro de cada uno de ellos, y del conjunto, se elegirán con vistas a conseguir que, después de unidas las piezas, obtengan su forma y posición relativas definitivas sin necesidad de un enderezado o rectificación posterior, al mismo tiempo que se mantengan dentro de límites aceptables las tensiones residuales.

Unión mecánica.

- Los elementos que sirvan de unión deberán de cumplir las características mecánicas exigidas conforme a la normativa UNE-EN ISO 898-1.
- La calidad de dichos elementos será de 8.8.
- Todos los tornillos y tuercas de acero han de cumplir el momento de apriete estipulado para cada tipo de tornillo y métrica conforme a la normativa UNE EN 17-108-81. El apriete deberá de efectuarse de forma continua y sin interrupción hasta llegar al valor del momento especificado. Para ello, se hará uso de una llave dinamométrica.
- El error aceptable en la herramienta dinamométrica es del 5%.
- Si se desea comprobar si se ha aplicado correctamente el momento:

- Se marcará una raya o señal en la cara de la tuerca o tornillo y base de apoyo.
- Tras aflojarlo, se apretará la tuerca o tornillo suavemente con herramienta dinamométrica, hasta que coincidan las señales o marcas indicadas anteriormente, verificándose entonces el valor del momento de apriete.

Condiciones de control de ejecución y de la partida acabada.

Control de ejecución. Operaciones de control.

Se establecerán los mecanismos necesarios para comprobar que los medios empleados en cada proceso son los adecuados a la calidad prescrita. En concreto, se comprobará que cada operación se efectúa en el orden y con las herramientas especificadas (especialmente en el caso de las labores de corte de chapas y perfiles), que el personal encargado de cada operación posee la cualificación adecuada (especialmente en el caso de los soldadores), que se mantiene el adecuado sistema de trazado que permita identificar el origen de cada incumplimiento, etc.

El control de la ejecución, que se establece como preceptivo, tiene por objeto garantizar que la obra se ajusta a las especificaciones del proyecto y a lo establecido en este Pliego.

Comprenderá todas las fases de la obra, incluidas aquellas que puedan desarrollarse en instalaciones específicas de montaje de la estructura metálica tanto si se trata de talleres de montaje propios del Constructor, como de instalaciones contratadas por éste.

Para el desarrollo del Control de la ejecución, se dividirá previamente la máquina en lotes, de acuerdo con los siguientes criterios:

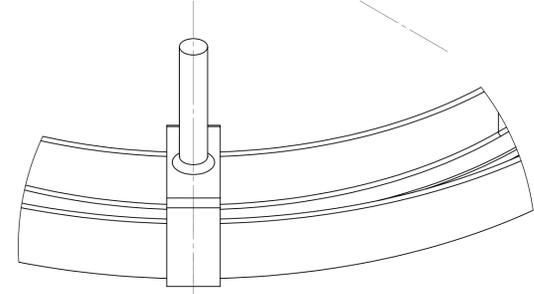
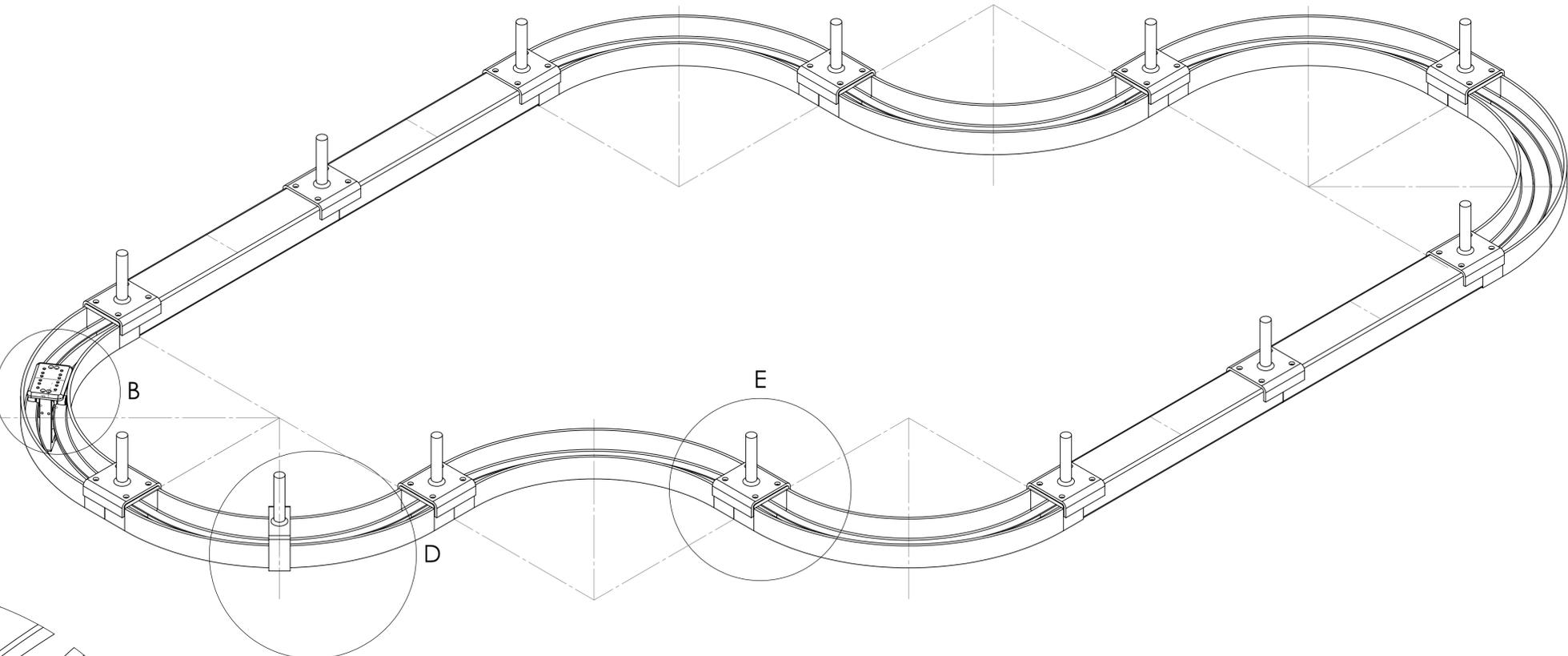
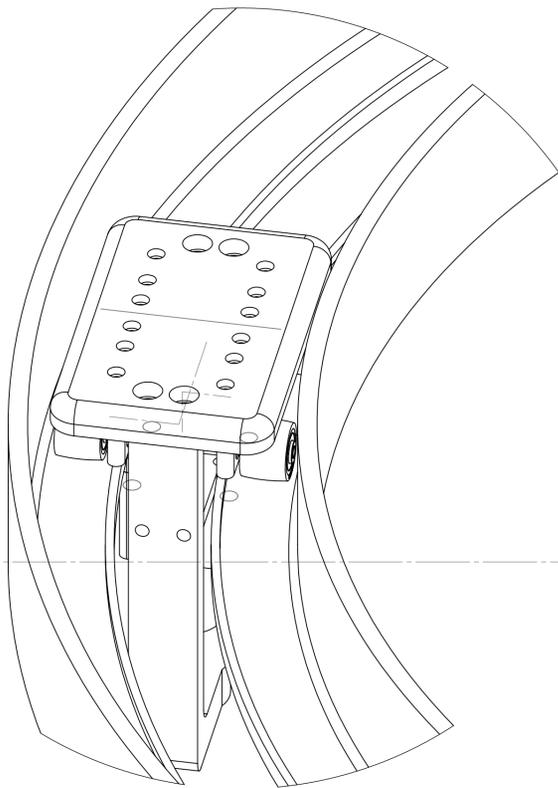
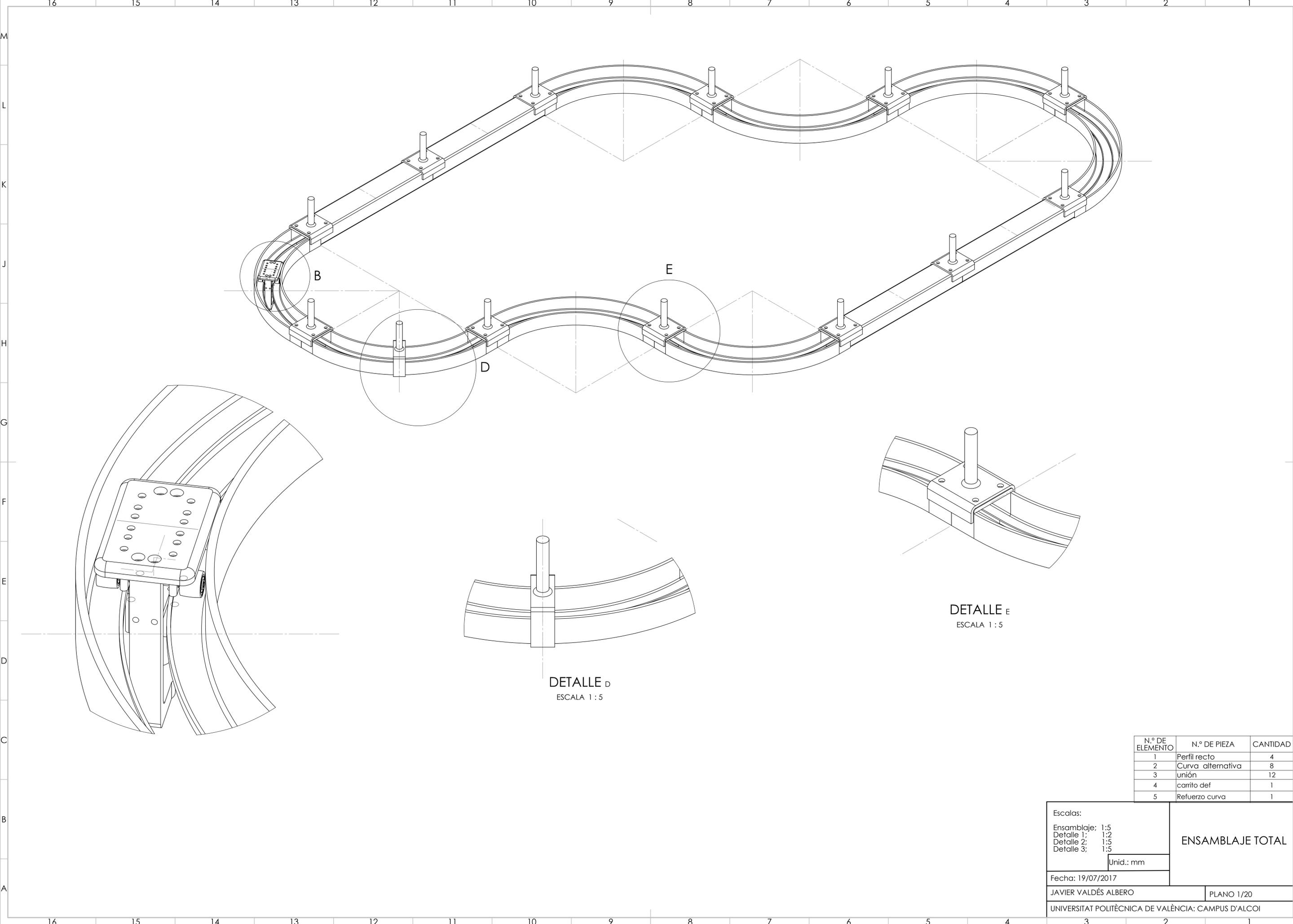
- Encabezado.
- Corte.
- Conformación.
- Perforación.
- Definición geométrica.
- Uniones soldadas.
- Uniones atornilladas.

Control de la partida acabada. Operaciones de control.

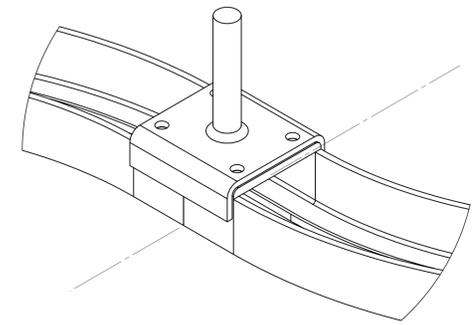
La calidad de cada proceso de montaje se define en la documentación de montaje y su control tiene por objetivo comprobar su coherencia con la especificada en la documentación general del proyecto. El control de calidad del montaje tiene por objetivo asegurar que ésta se ajusta a la especificada en la documentación de taller.

Establecerá los mecanismos necesarios para comprobar que los medios empleados en cada proceso son los adecuados a la calidad prescrita. En concreto, se comprobará que cada operación se efectúa en el orden y con las herramientas especificadas, que el personal encargado de cada operación posee la cualificación adecuada, que se mantiene el adecuado sistema de trazado que permita identificar el origen de cada incumplimiento, etc.

ANEXO 2: PLANOS Y ESQUEMAS TÉCNICOS.



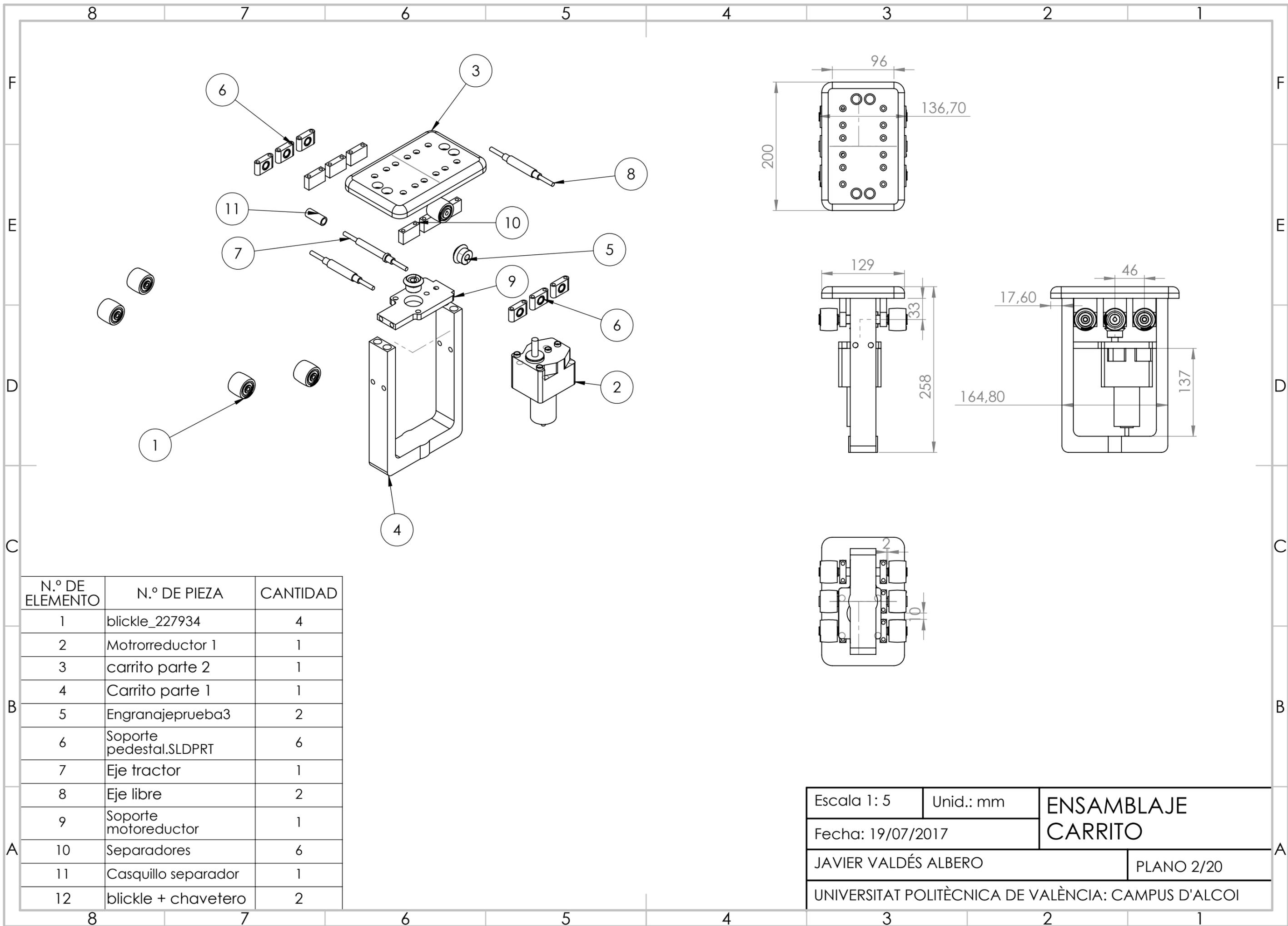
DETALLE D
ESCALA 1:5



DETALLE E
ESCALA 1:5

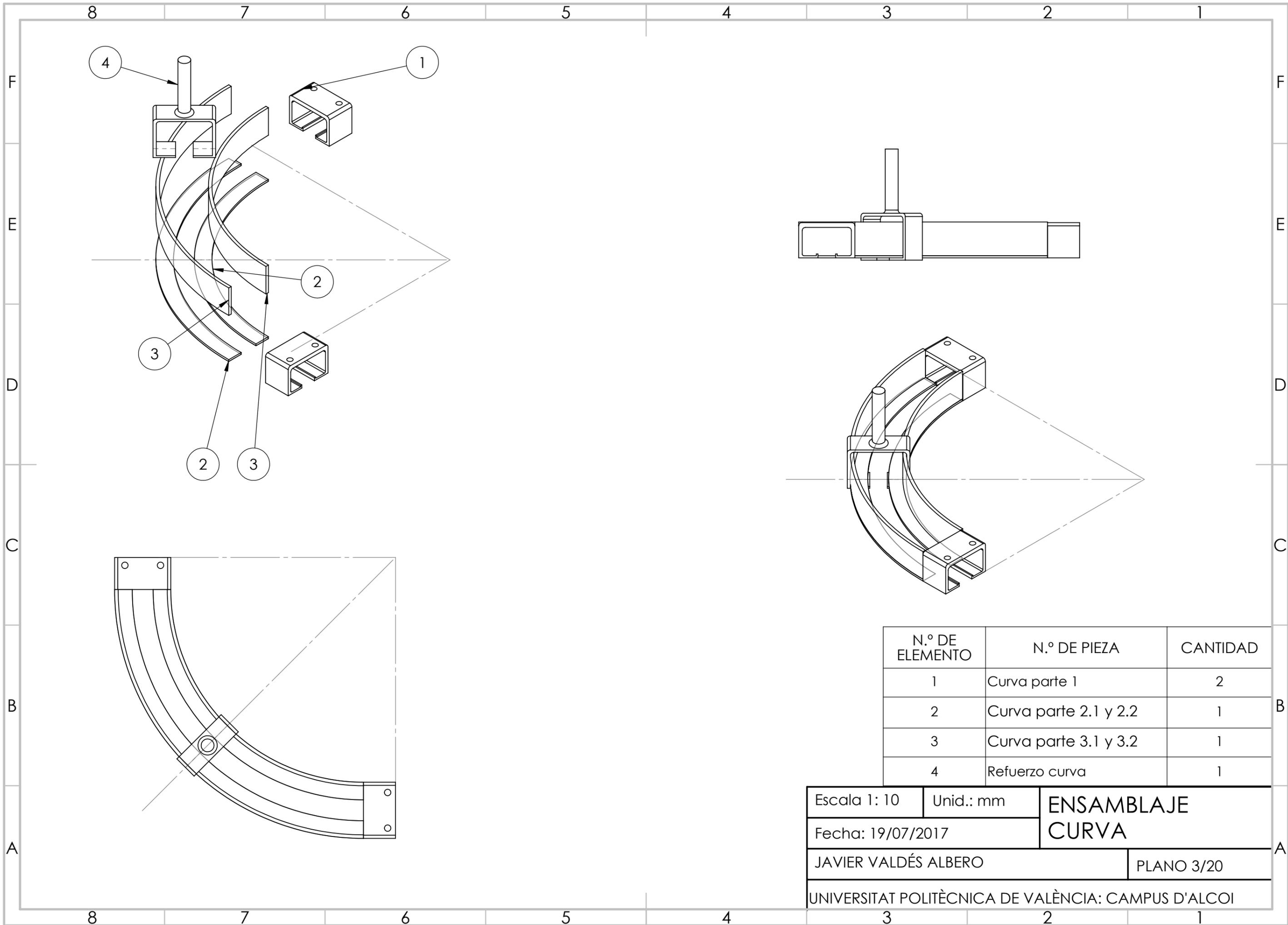
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Perfil recto	4
2	Curva alternativa	8
3	unión	12
4	carrito def	1
5	Refuerzo curva	1

Escalas: Ensamblaje: 1:5 Detalle 1: 1:2 Detalle 2: 1:5 Detalle 3: 1:5 Unid.: mm	ENSAMBLAJE TOTAL
Fecha: 19/07/2017 JAVIER VALDÉS ALBERO	
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI	
PLANO 1/20	



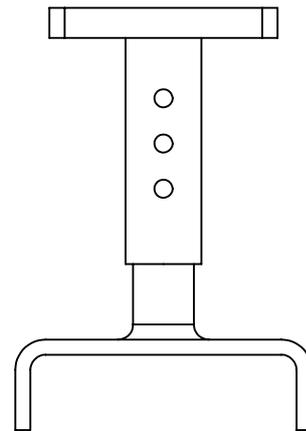
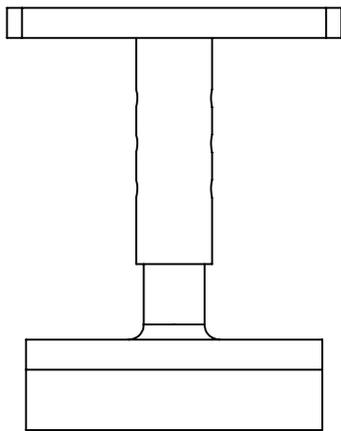
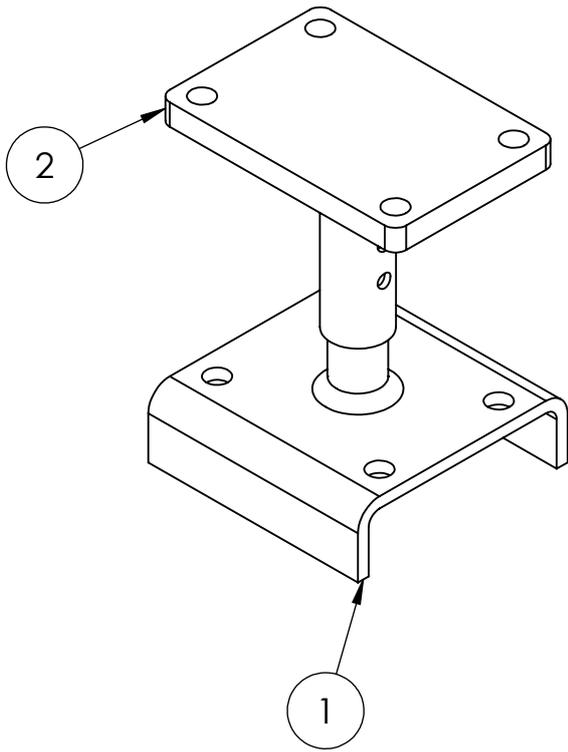
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	blickle_227934	4
2	Motorrreductor 1	1
3	carrito parte 2	1
4	Carrito parte 1	1
5	Engranajeprueba3	2
6	Soporte pedestal.SLDPRT	6
7	Eje tractor	1
8	Eje libre	2
9	Soporte motoreductor	1
10	Separadores	6
11	Casquillo separador	1
12	blickle + chavetero	2

Escala 1: 5	Unid.: mm	ENSAMBLAJE CARRITO
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 2/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		



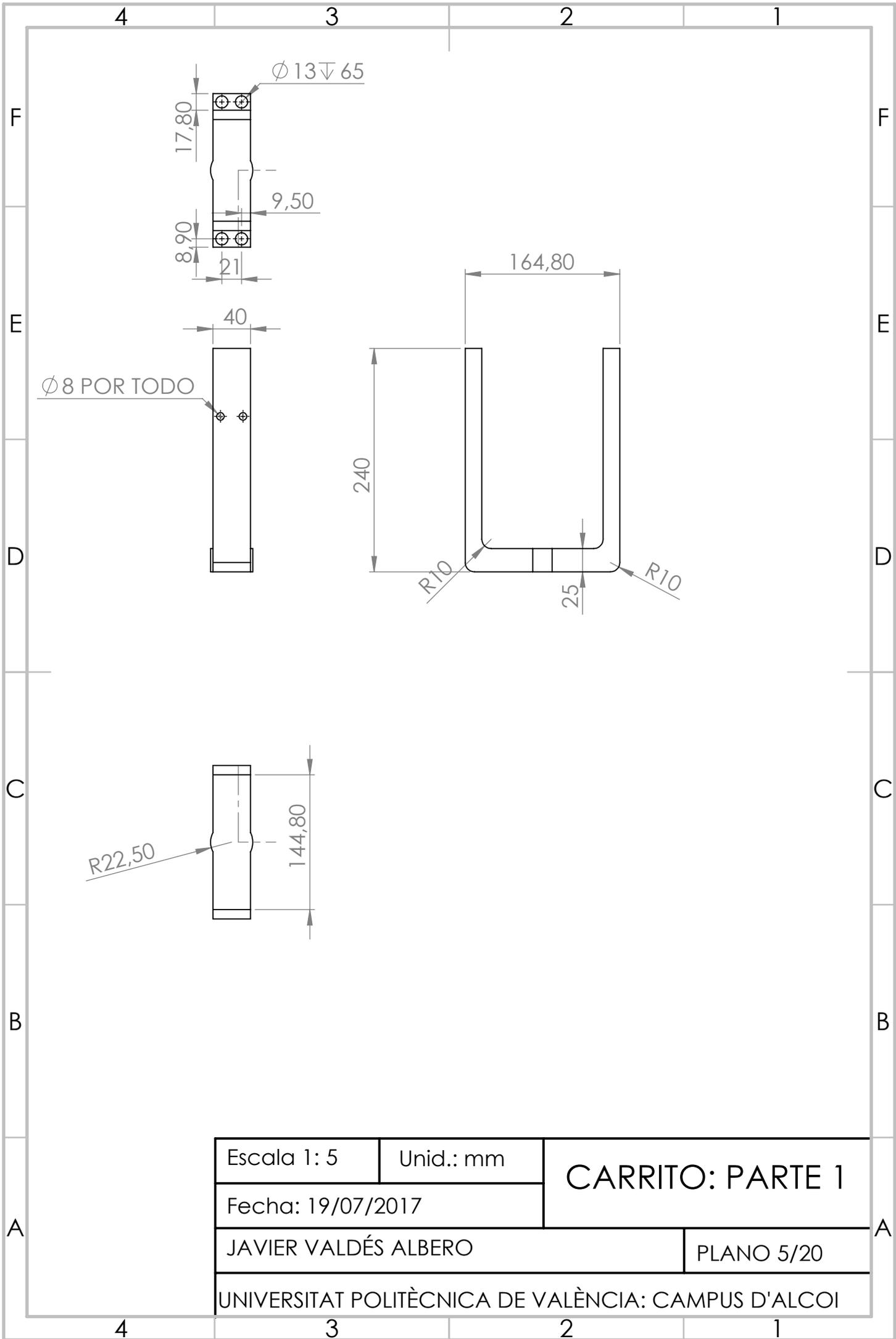
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Curva parte 1	2
2	Curva parte 2.1 y 2.2	1
3	Curva parte 3.1 y 3.2	1
4	Refuerzo curva	1

Escala 1: 10	Unid.: mm	ENSAMBLAJE CURVA
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 3/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		

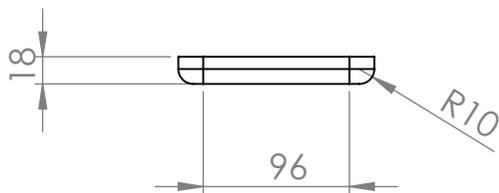
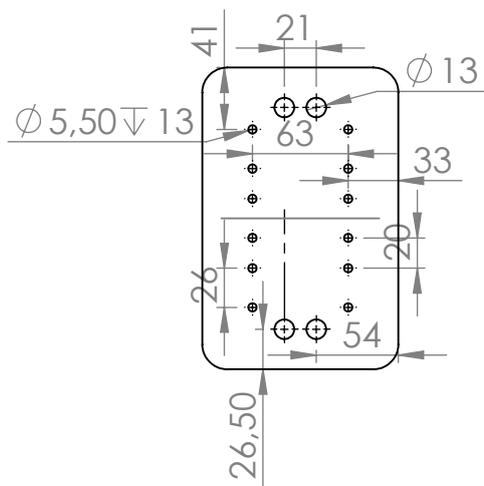


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	unión	1
2	Acople telescópico	1

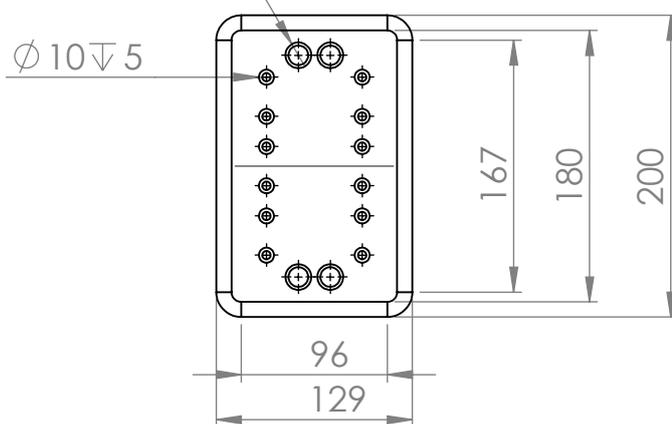
Escala 1: 5	Unid.: mm	ENSAMBLAJE UNIONES
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 4/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		



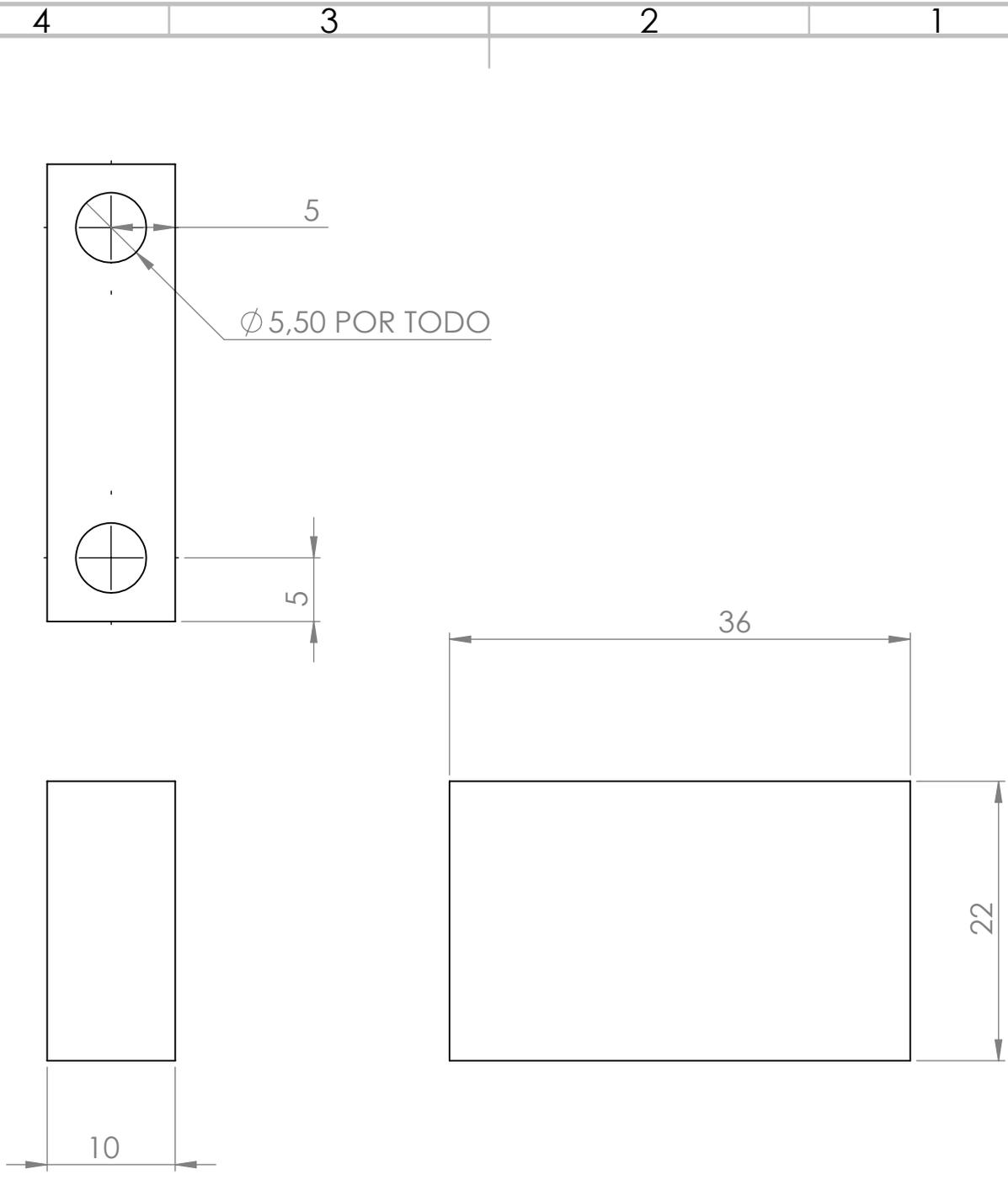
<p>Escala 1: 5</p>	<p>Unid.: mm</p>	<p>CARRITO: PARTE 1</p>
<p>Fecha: 19/07/2017</p>		
<p>JAVIER VALDÉS ALBERO</p>		<p>PLANO 5/20</p>
<p>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI</p>		



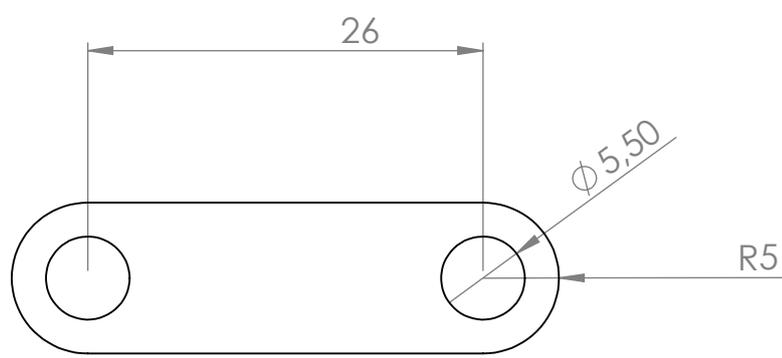
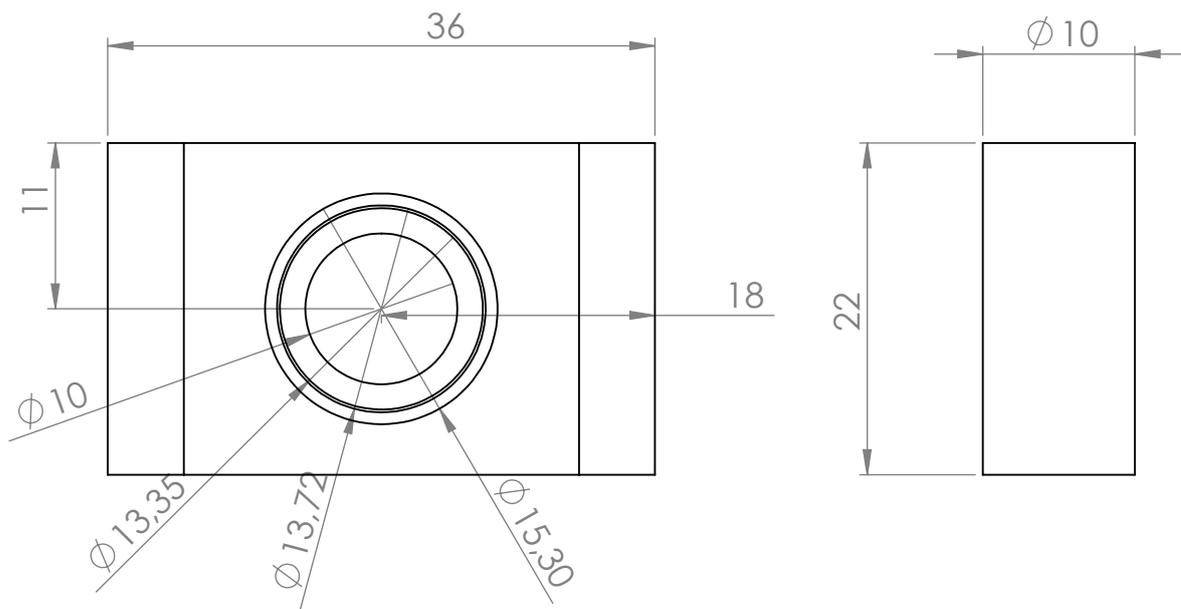
$\phi 13$ POR TODO
 $\square \phi 17 \nabla 10$



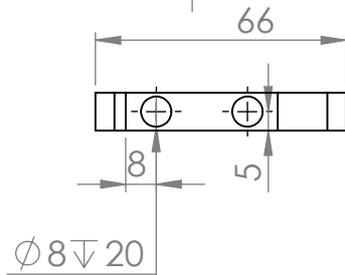
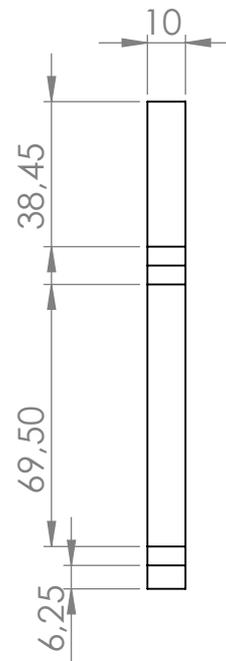
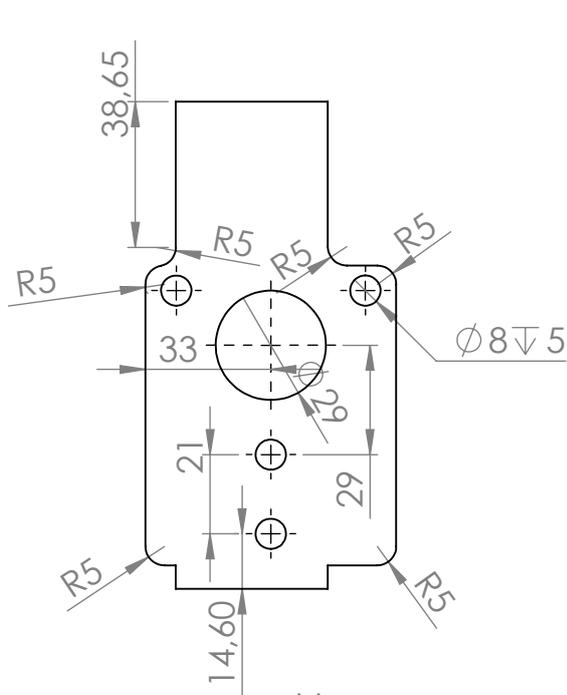
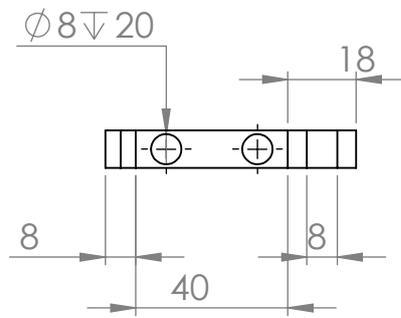
<p>Escala 1: 5</p>	<p>Unid.: mm</p>	<p>CARRITO: PARTE 2</p>
<p>Fecha: 19/07/2017</p>		
<p>JAVIER VALDÉS ALBERO</p>		<p>PLANO 6/20</p>
<p>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI</p>		



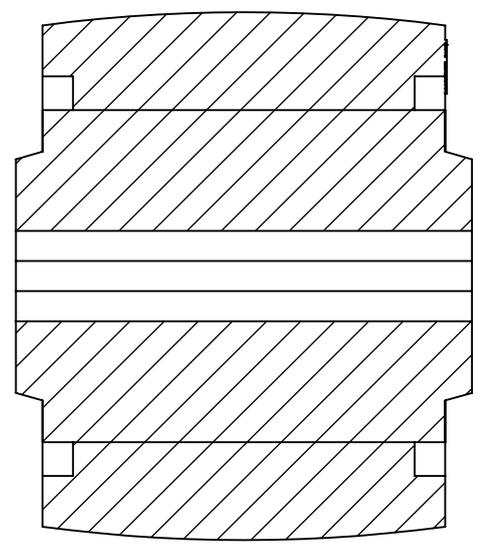
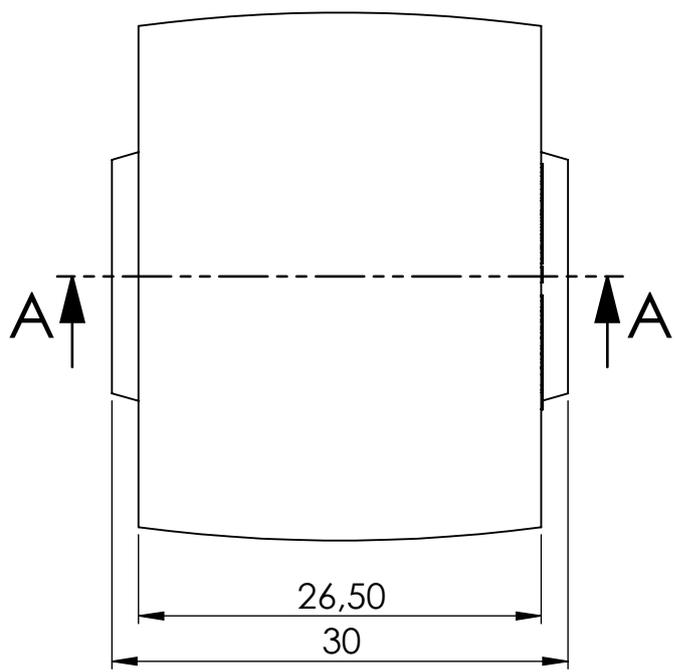
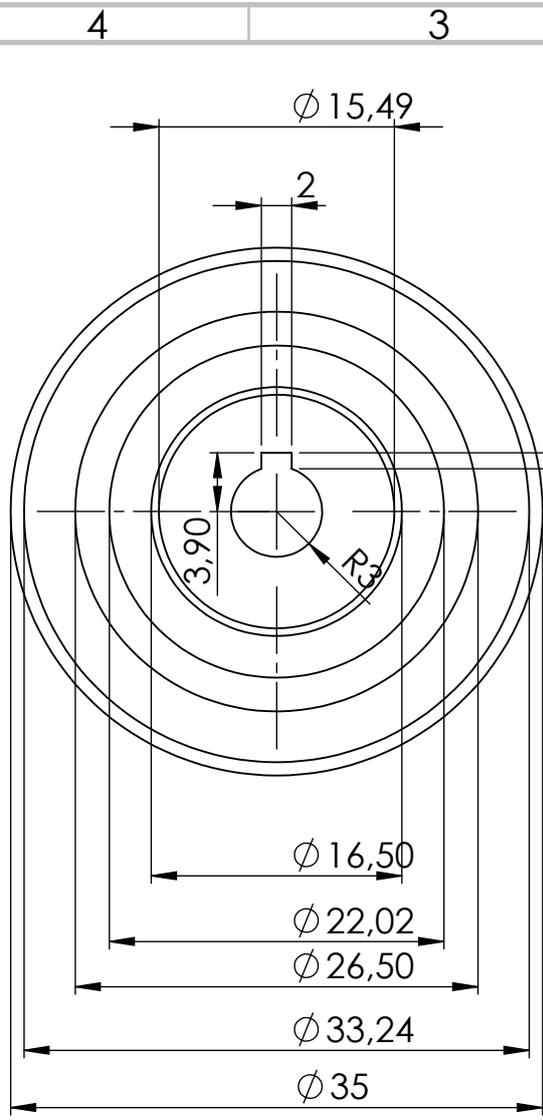
Escala 2: 1	Unid.: mm	(x6) SEPARADORES
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 7/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		



Escala 2: 1	Unid.: mm	(x6) SOPORTE PEDESTAL
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 8/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		

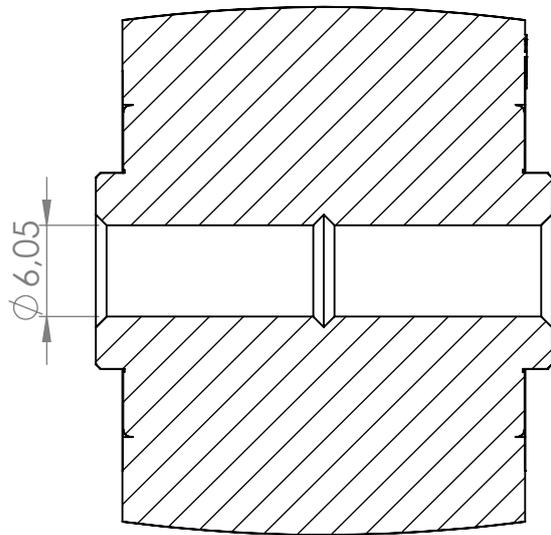
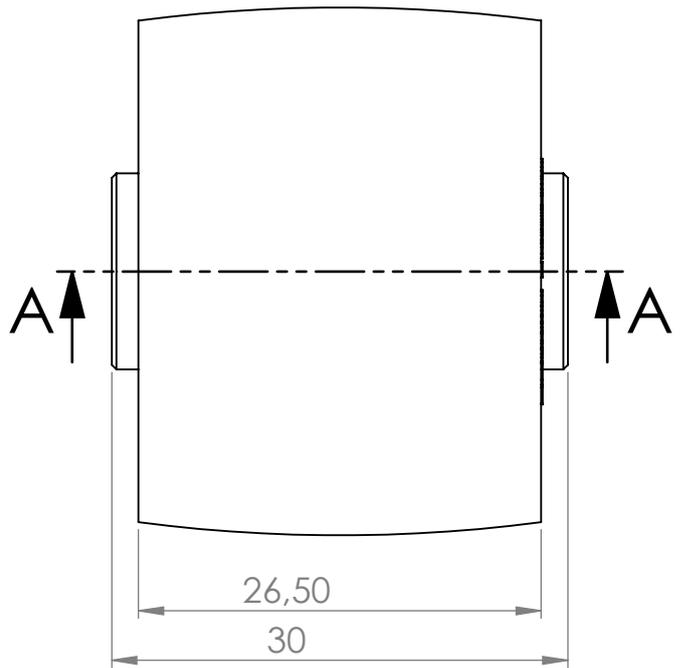
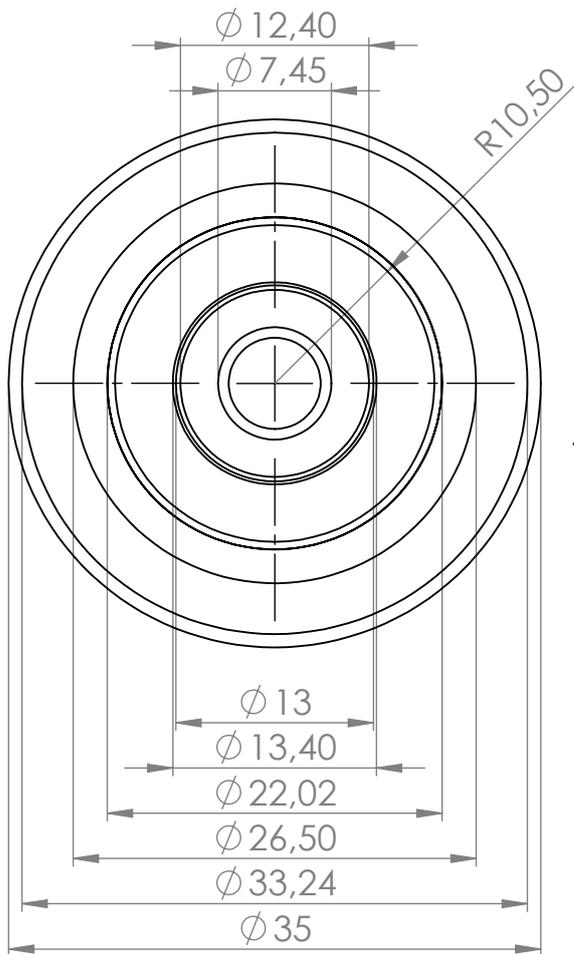


Escala 1:2	Unid.: mm	SOPORTE MOTORREDUCTOR
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 9/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1

Escala 2: 1	Unid.: mm	(x2) RUEDA + CHAVETERO
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 10.1/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		

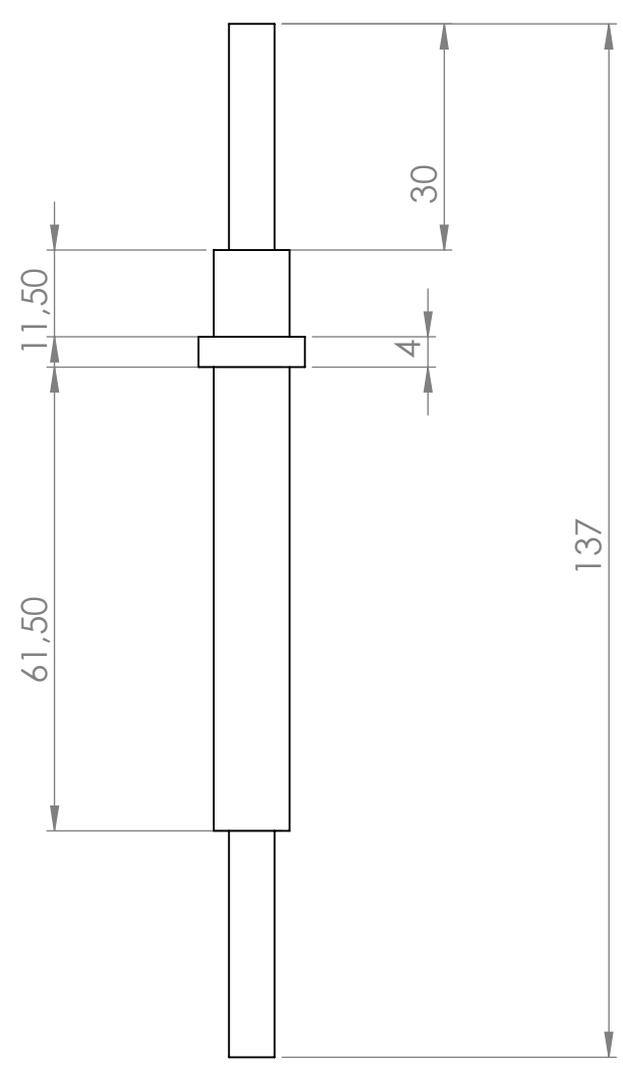
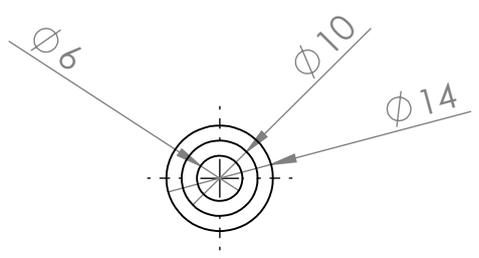


SECCIÓN A-A

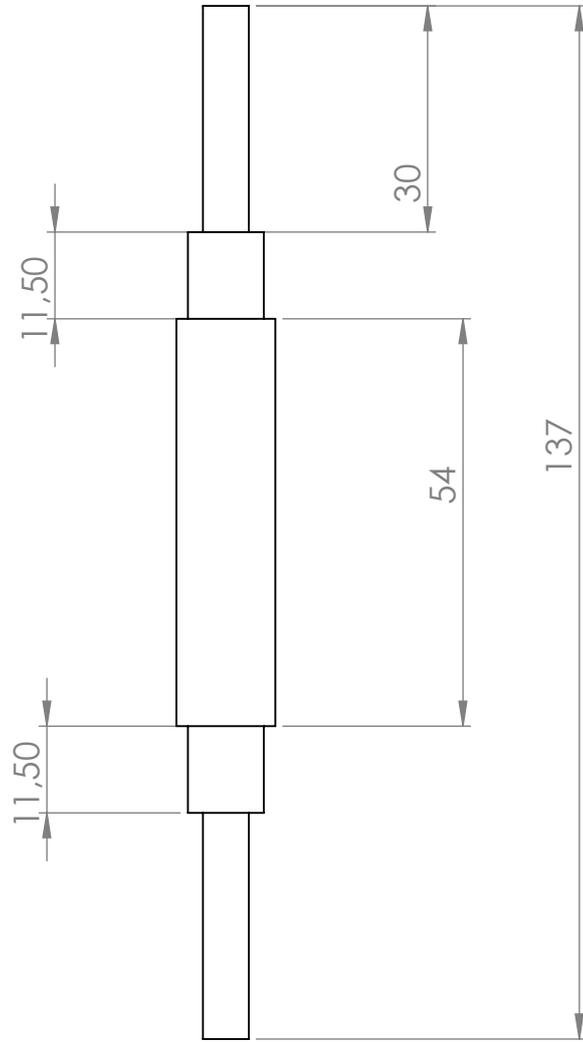
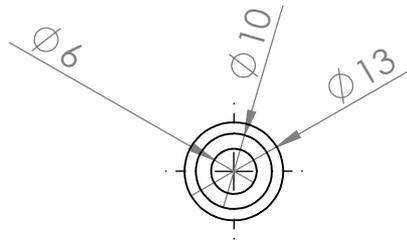
ESCALA 2 : 1

<p>Escala 2: 1</p>	<p>Unid.: mm</p>	<p>(x4) RUEDA LIBRE</p>
<p>Fecha: 19/07/2017</p>		
<p>JAVIER VALDÉS ALBERO</p>		<p>PLANO 10.2/20</p>
<p>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI</p>		

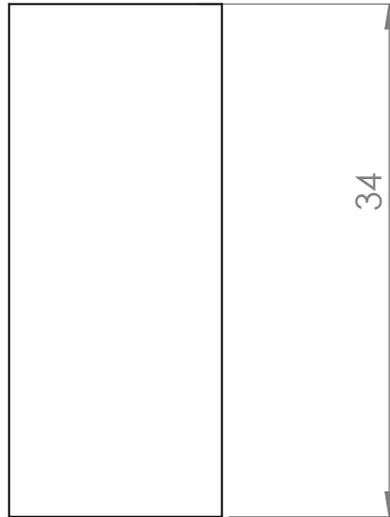
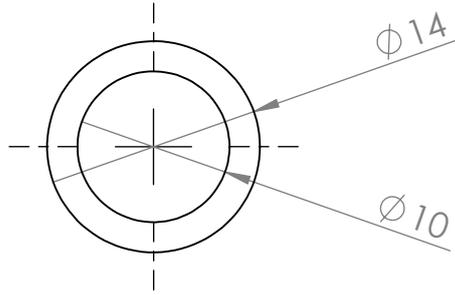
A FABR.



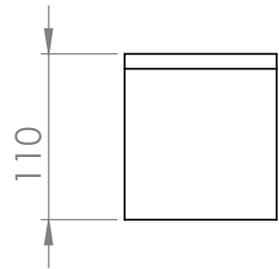
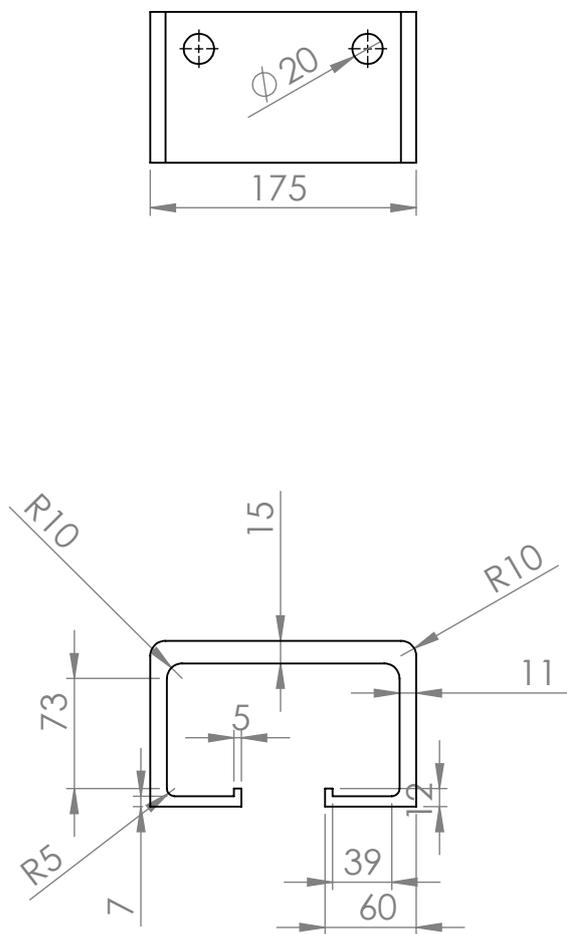
Escala 1: 1	Unid.: mm	EJE TRACTOR
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 11/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		



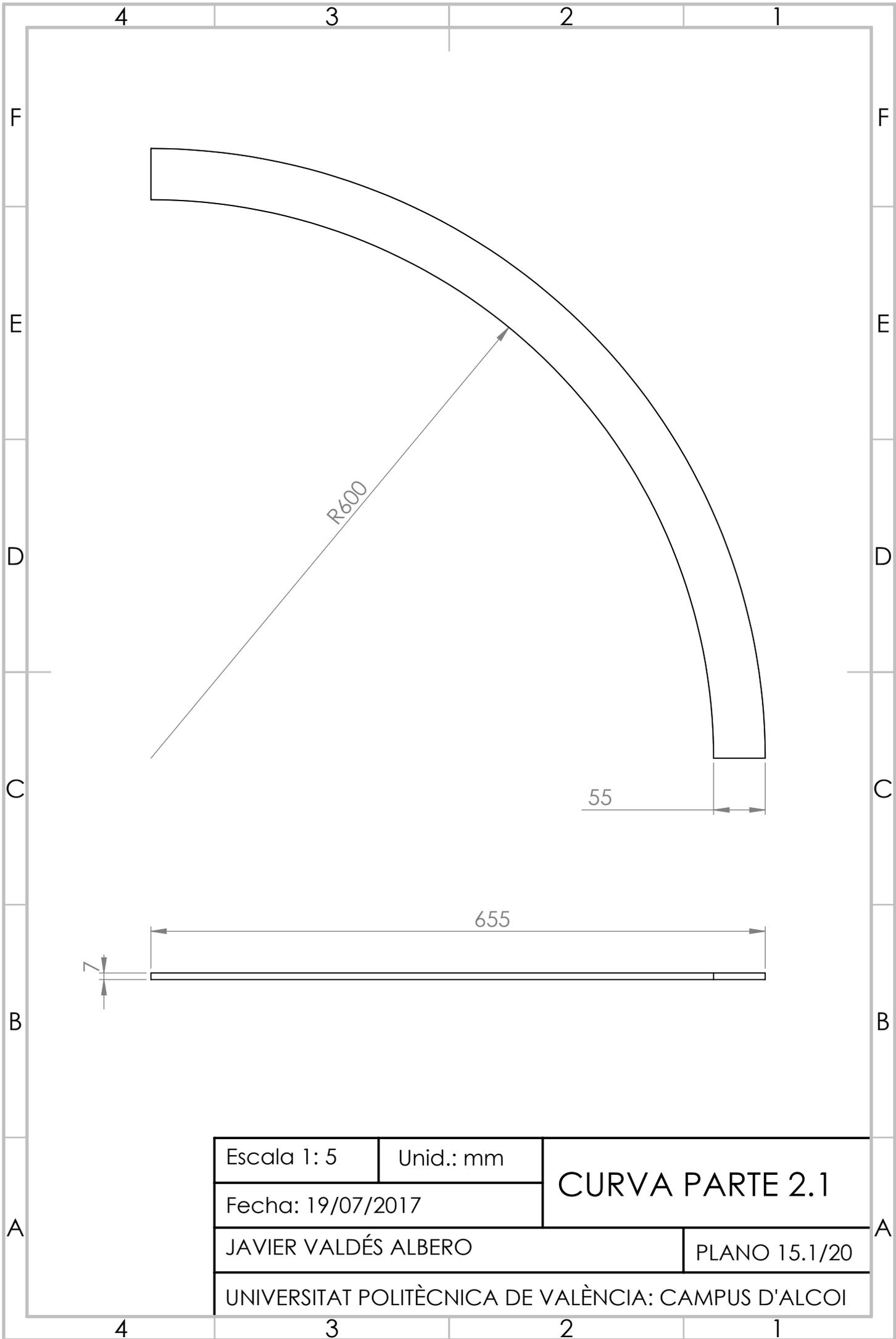
Escala 1: 1	Unid.: mm	(x2) EJE LIBRE
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 12/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		



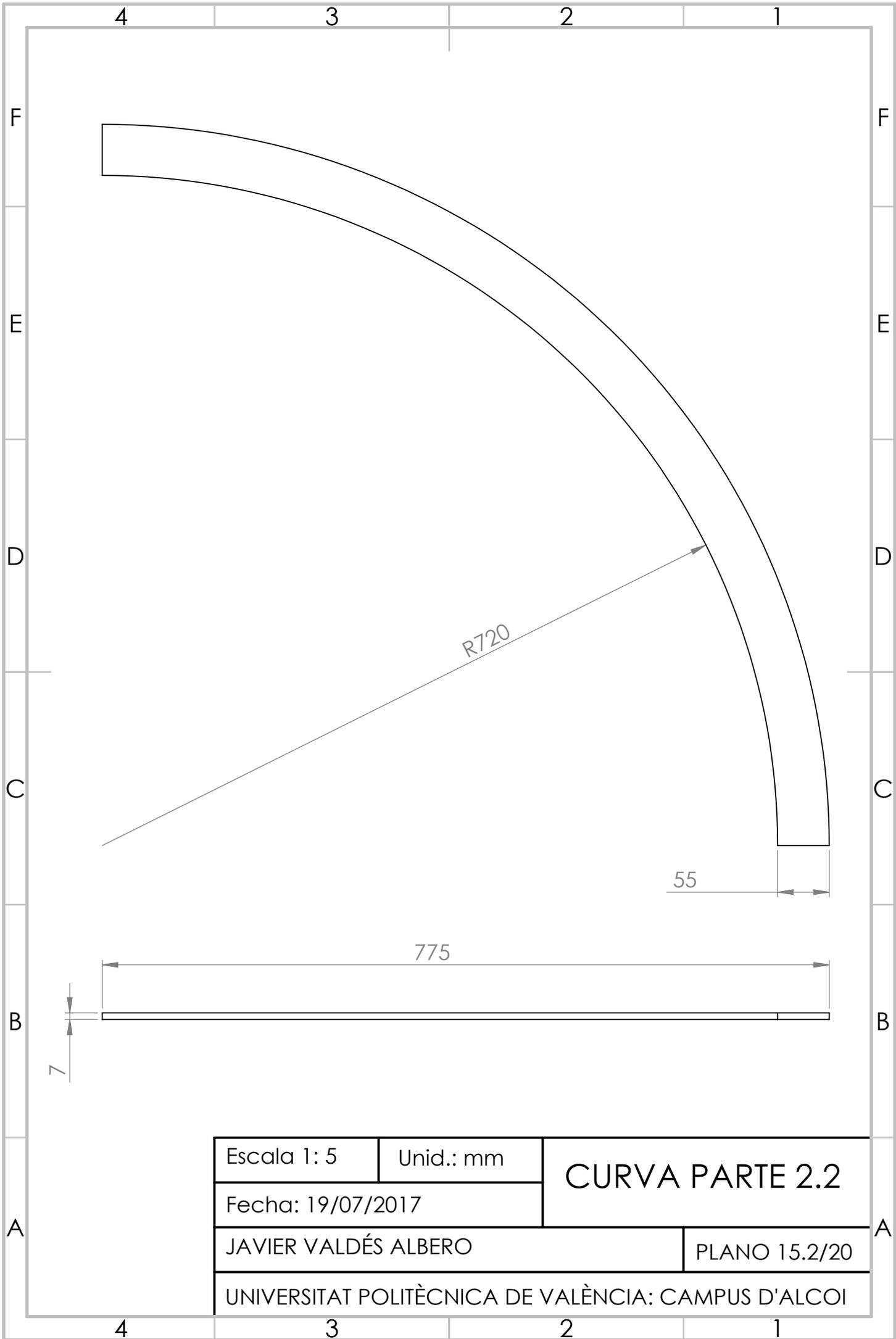
Escala 2: 1	Unid.: mm	CASQUILLO SEPARADOR
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 13/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		

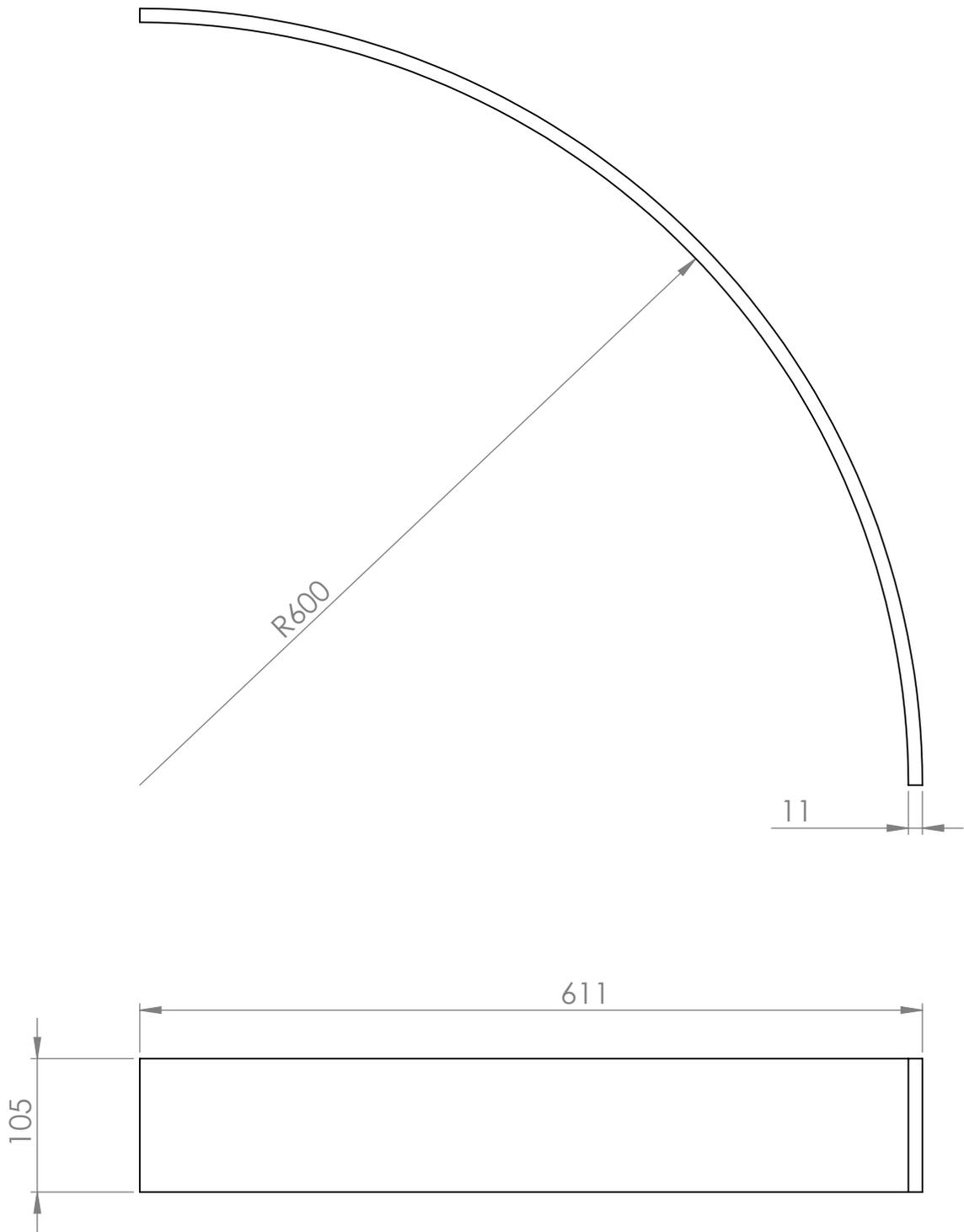


Escala 1: 2	Unid.: mm	CURVA PARTE 1
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 14/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		

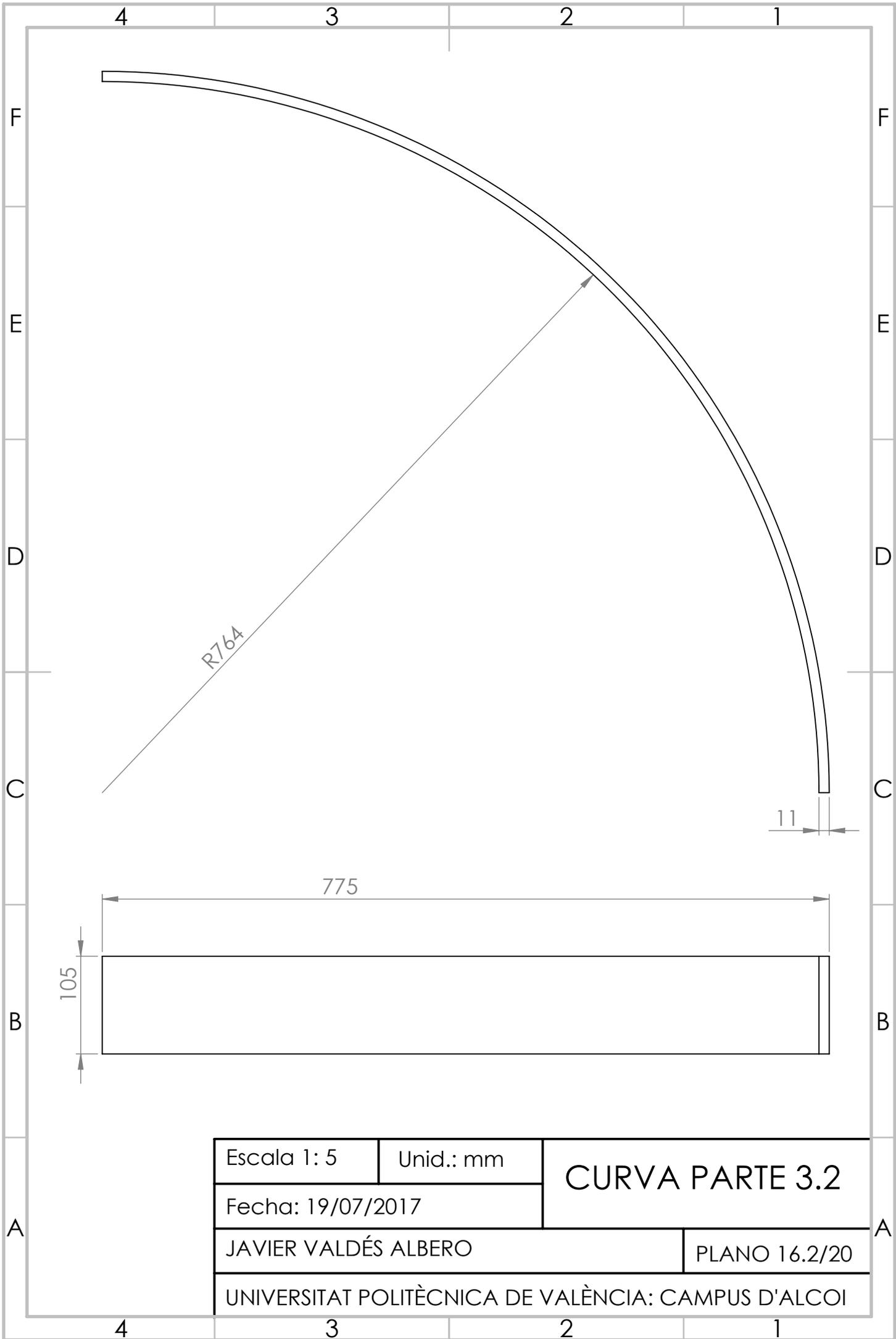


Escala 1: 5	Unid.: mm	CURVA PARTE 2.1
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 15.1/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		

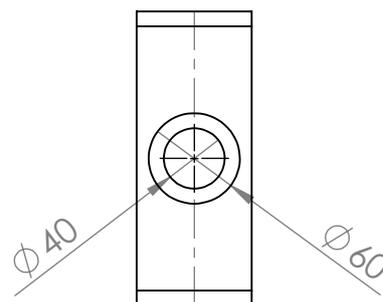
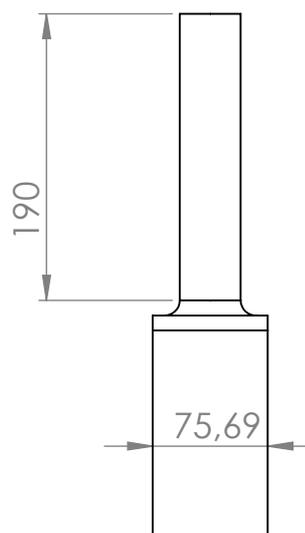
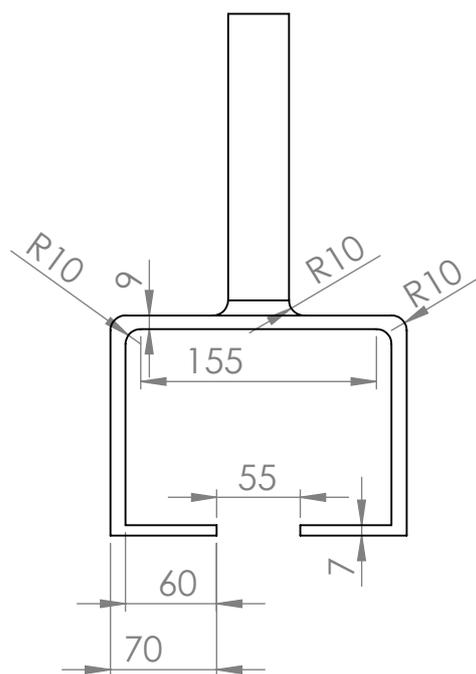




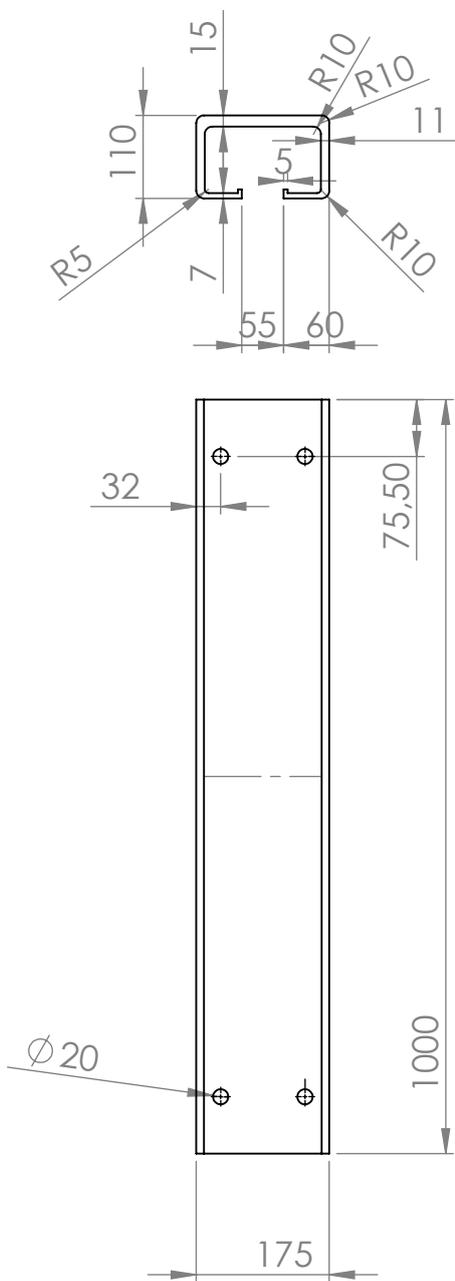
Escala 1: 5	Unid.: mm	CURVA PARTE 3.1
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 16.1/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		



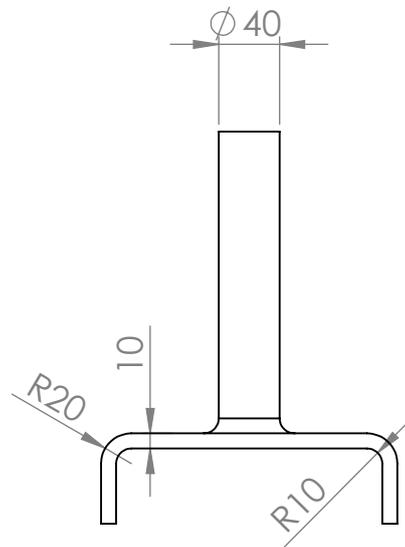
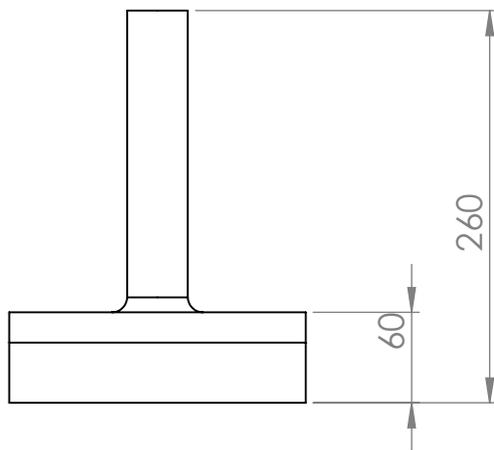
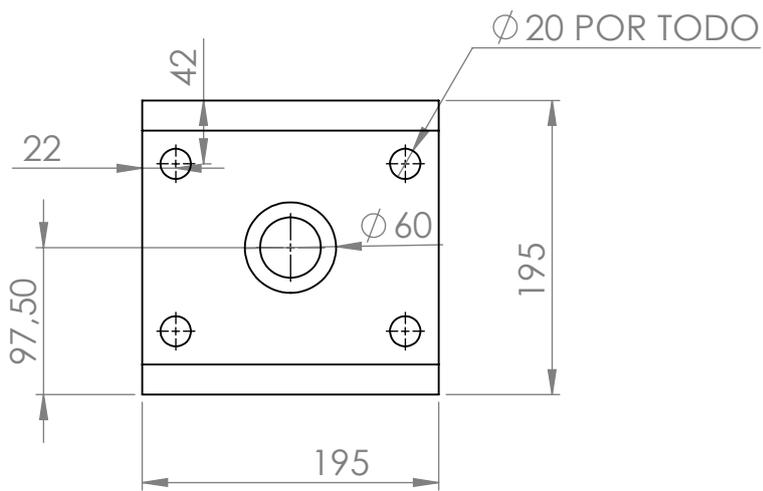
<p>Escala 1: 5</p>	<p>Unid.: mm</p>	<p>CURVA PARTE 3.2</p>
<p>Fecha: 19/07/2017</p>		
<p>JAVIER VALDÉS ALBERO</p>		<p>PLANO 16.2/20</p>
<p>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI</p>		



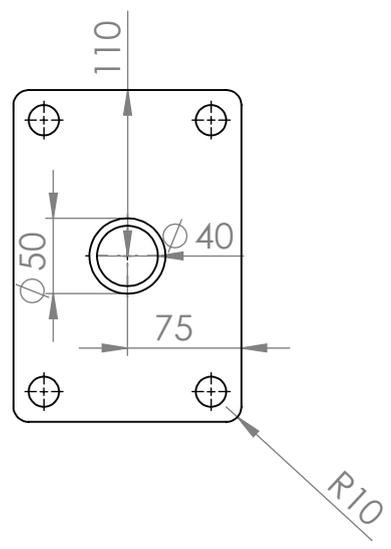
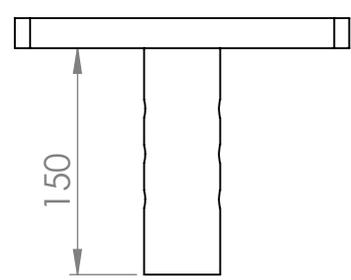
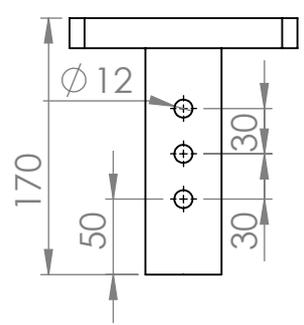
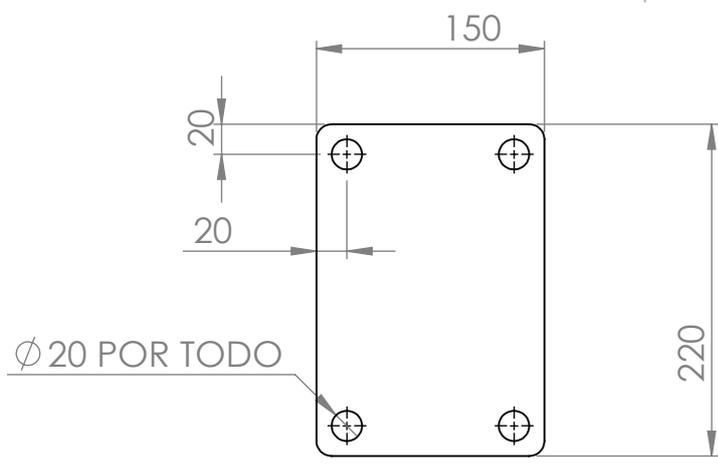
Escala 1: 5	Unid.: mm	REFUERZO CURVA
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 17/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		



Escala 1: 10	Unid.: mm	PERFIL RECTO
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 18/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		



Escala 1: 5	Unid.: mm	UNIÓN
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 19/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		



Escala 1: 5	Unid.: mm	UNIÓN TELESCÓPICA
Fecha: 19/07/2017		
JAVIER VALDÉS ALBERO		PLANO 20/20
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA: CAMPUS D'ALCOI		