



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

Chasis metálico de motocicleta y batería de 7 kWh

TRABAJO FIN DE GRADO

Autora:

Kelly Fiesenig Cabrera

Tutor:

D. Carmelo Militello Militello

La Laguna, julio de 2023

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, me gustaría agradecer a mi pareja, Jehoshua González por ser un apoyo fundamental durante mi carrera universitaria y por darme esa paz que he necesitado en varios momentos.

A mi madre, por ser también un apoyo fundamental, por enseñarme que la vida no es fácil y que hay que ir evitando los obstáculos, pero siempre juntas.

A mi padre, por ser otro pilar fundamental en mi vida, darte las gracias tanto a ti como a mamá por facilitarme el camino para poder conseguir mis metas.

A mi hermana, por darme ánimos cuando estoy en mis peores momentos.

También, como no, a el equipo R8 – Island ULL, por ser una pequeña familia, tanto a profesores como alumnado, gracias de corazón.

El camino para llegar hasta aquí no ha sido nada fácil, más bien, más difícil de lo que me pensaba. Nunca se rindan por perseguir sus sueños porque con esfuerzo y constancia se cumplen.

ABSTRACT

In this project, the structural elements of an electric racing motorbike and its battery are designed with the aim of participating in the MotoStudent competition.

The three main components that make up the structure of the motorbike are the swingarm, the subframe and the chassis. These components have been geometrically designed and computationally simulated to analyse the stresses they present in different common racing situations, which correspond to acceleration, braking, cornering and different static stresses. The material selected for the design of the three components was steel.

As for the battery, the distribution of the cells and their connection is designed, using nickel plates and copper terminals to provide a capacity of 7kWh. The geometry and size of the battery will depend on the chassis design as it will be housed in it. The batteries are compact and modular, allowing any module to be interchanged in case of breakage.

En el presente proyecto se diseñan los elementos estructurales de una motocicleta eléctrica de competición y su batería, orientando su diseño a la participación en la competición de MotoStudent.

Los tres componentes principales que conforman la estructura de la motocicleta son el basculante, el subchasis y el chasis. Estos componentes se han diseñado geométricamente y se han simulado computacionalmente para analizar las tensiones que presentan en distintas situaciones comunes en carrera, las cuales corresponden a la aceleración, la frenada, el paso por curva y distintos esfuerzos estáticos. El material seleccionado para el diseño de los tres componentes ha sido el acero.

En cuanto a la batería, se diseña la distribución de las celdas y su conexionado, mediante pletinas de níquel y bornes de cobre para que proporcione una capacidad de 7kWh. La geometría y el tamaño de la batería dependerá del diseño del chasis ya que esta se encontrará alojada en él. Las baterías son compactas y modulares, lo que permite intercambiar cualquier módulo en caso de rotura.

Índice general

Memoria	1
Anexos	90
Planos	131



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

Memoria

TRABAJO FIN DE GRADO

Autora:

Kelly Fiesenig Cabrera

Tutor:

D. Carmelo Militello Militello

La Laguna, julio de 2023

Índice

1. Objeto.....	4
2. Alcance	5
3. Antecedentes	6
3.1 Competición Motostudent.....	6
3.2 Baterías.....	7
3.3 Motocicletas eléctricas.....	7
4. Fundamento teórico.....	9
4.1 Sistema estructural	9
4.1.1 Chasis.....	9
4.1.2 Subchasis	11
4.1.3 Basculante	12
5. Normas y referencia	13
6. Requisitos de diseño.	14
6.1 Condiciones previas.....	14
6.1.1 Diseño de la batería.....	14
6.1.2 Diseño estructural	14
6.2 Reglamento MotoStudent VII	15
6.2.1 Dimensiones	15
6.2.2 Peso	16
6.2.3 Chasis.....	17
7. Análisis de soluciones.....	18
7.1 Diseño de la batería de 7kWh	18
7.1.1 Estructura de la batería.....	18
7.1.2 Contenedor de la batería	27
7.1.3 Ensamblaje de la batería	28
7.1.4 Listado de materiales	28
7.2 Diseño del sistema estructural.....	29
7.2.1 Elementos no estructurales	29
7.2.2 Distancias preliminares	31
7.2.3 Elementos estructurales.....	32
7.3 Resultados computacionales.....	39
7.3.1 Subchasis	39
7.3.2 Orejetas	45
7.3.3 Basculante	51

7.3.4	Chasis.....	67
8.	Conclusiones.....	89
8.1	Conclusiones generales de la batería.....	89
8.2	Conclusiones generales de los elementos estructurales	89

1. Objeto

El objetivo de este Trabajo de Fin de Grado es diseñar una batería de 7kwh, un chasis, un basculante y un subchasis metálico. El diseño estará sujeto al reglamento de la competición de MotoStudent 2021/2023.

El objetivo principal, es diseñar una motocicleta 100% competitiva que asegure los requerimientos de integridad estructural y sea capaz de servir de soporte a los elementos motrices y de control. Además, se deberá mejorar la ergonomía del piloto respecto al diseño previo del equipo R8-Island ULL. Por otro lado, la batería deberá presentar mejoras respecto a la batería actual del equipo, por lo que deberá ser más compacta, menos pesada y fácilmente manejable.

Por último, se destaca que el diseño se realizará teniendo en cuenta los recursos disponibles en las instalaciones de la Universidad de La laguna, para que sea posible su fabricación.



Imagen 1: Diseño final

2. Alcance

El presente Trabajo de Fin de Grado se limita al diseño de la batería, chasis, basculante y subchasis de una motocicleta de competición.

Respecto al diseño de la batería:

- Se analizará las posibles distribuciones de las celdas.
- Se calculará y se diseñará el conexionado de las celdas
- Se diseñará los elementos separadores implementado el uso de impresión 3D.
- Se diseñará la carcasa protectora de la batería utilizando Kevlar y resina de poliéster ignífuga.

No será objeto de este trabajo:

- El diseño de la electrónica que permite el funcionamiento de la motocicleta.

En cambio, el diseño estructural debe cumplir con los siguientes aspectos,

- Comodidad del piloto para la conducción de la motocicleta.
- Distancia entre ejes de una motocicleta de competición.
- Reducción del peso de los componentes estructurales.

En esta parte del diseño no computará el análisis de los ejes que se usarán para unir las partes de la motocicleta.

3. Antecedentes

3.1 Competición Motostudent

Motostudent es una competición internacional bienal entre equipos universitarios. El objetivo de la competición es que los equipos apliquen los conocimientos adquiridos durante su carrera universitaria y los implementen en un proyecto mediante el diseño, desarrollo y fabricación de un prototipo de motocicleta de competición real, que será evaluado en esta competición.

El equipo presente en la Universidad de la Laguna, R8 Island-ULL, participará en octubre de este año por segunda vez, donde este Trabajo Fin de grado tendrá cabida como posible nuevo prototipo.

La competición cuenta con dos fases. En primer lugar, se tiene la fase MS1 que abarca el modelo de proyecto real. En segundo lugar, se tiene la fase MS2, donde se evaluará la seguridad y funcionalidad de la motocicleta. Dentro de esta fase, se realizará varias pruebas, dos de ellas son cruciales de cara al diseño estructural. La primera prueba, consiste en aplicar una carga horizontal de 300 kg en la rueda delantera mientras que, en la segunda prueba, se aplicará una carga vertical de 250 kg sobre el asiento de la motocicleta. Y, para finalizar la fase MS2, se llevará a cabo la carrera final (Imagen 2), donde los únicos equipos que podrán participar serán aquellos que hayan pasado las dos fases anteriores.



Imagen 2: Carrera final de la VI Edición de Motostudent. Fuente :motostudent.com

3.2 Baterías

Hasta el día de hoy han existido mucho tipos de baterías, desde la primera batería conocida por la civilización parta en 1000 a.C como *Batería de Bagdad*, pasando por las baterías de mercurio las cuales fueron eliminadas del mercado debido a los efectos dañinos del material base, hasta las baterías que se siguen usando hoy en día, como son:

- Baterías de ion litio (Li-Ion)
- Baterías de polímero litio (LiPo)
- Batería de plomo – ácido
- Baterías de níquel – metal hidruro (Ni - MH)

Actualmente, las dos baterías más utilizadas son las baterías de Li-on y las Li-Po.

En el año 1970 se desarrolló la baterías de LiPo pero, no fue hasta el año 1990 y 2000 que no se popularizó. Son baterías recargables capaces de almacenar y liberar energía. Uno de los investigadores más importante en la desarrollo de este tipo de baterías es el científico estadounidense John B. Goodenough y el japonés Akira Yoshino. El uso en la actualidad es bastante amplio, como por ejemplo en el uso de móviles, portátiles, etc.

En cambio, en el año 1980, el ingeniero químico y estadounidense John B. Goodenough desarrolló las bases teóricas de las baterías de iones de litio, pero, no fue hasta 1985 que se dio partida a dicha investigación. Actualmente, no se puede atribuir la creación a ninguna entidad, pero, las empresas más destacadas en su producción son Sony Corporation y Panasonic. Por otro lado, son un tipo de batería recargable que utiliza iones de litio para almacenar y liberar energía. Se diferencia de los demás tipos por la alta densidad de energía, es decir, por la gran cantidad de energía que puede almacenar en comparación con su peso y tamaño. Tiene una vida útil larga y menor efecto memoria(capacidad que tiene la batería de recordar la cantidad de energía en ciclos de cargas anteriores) en comparación con otras tecnologías de baterías recargables.

3.3 Motocicletas eléctricas

En la primera mitad del siglo XIX, se conoce al primer inventor, Gustave Trouvém quien construyó la primera motocicleta eléctrica, la cual presentaban una autonomía limitada. Al principio del siglo XX, empresas como Harley-Davidson fabricaron modelos de motocicleta eléctrica de la época. [1]

Más adelante, entre 1950-1970, tras el avance de las motocicletas de combustión, la motocicleta eléctrica decayó, pero, posteriormente, cerca de los 2000, debido a la preocupación mundial por la contaminación y, por tanto, por la dependencia del petróleo, empezó a prosperar el desarrollo de este tipo de motocicleta. Aunque el coste de producción y las limitaciones de autonomía de aquella época era todo un reto, comenzaron a ganar reconocimiento con el avances del desarrollo de las baterías. [1]

En la actualidad, las motocicletas eléctricas han experimentado un crecimiento debido al avance de las tecnologías, como, por ejemplo, los sistemas de carga rápida. En la Imagen 3, se puede observar una de las motocicletas eléctricas de la marca BMW, concretamente el modelo CE 04.



Imagen 3: Motocicleta eléctrica BMW CE 04. Fuente: bmw-motorrad.es

Con el avance de las motocicletas eléctrica se fundó una competición de motos eléctrica conocida como el campeonato del mundo de MotoE. Es una competición organizada por la *Federación Internacional de Motociclismo* y *Enel*, la cual se inauguró en el año 2019 como carreras de soporte a MotoGP en cinco circuitos europeos. La carrera cuenta con 10 vueltas al circuito y 18 motos en pista. En la Imagen 4, se puede observar la motocicleta de Ducati para la competición de MotoE.



Imagen 4: Motocicleta Ducati- para MotoE. Fuente: motociclismo.es

4. Fundamento teórico

4.1 Sistema estructural

4.1.1 Chasis

El chasis es la estructura de la motocicleta donde van alojado todos los elementos que permite ponerla en funcionamiento uniendo el eje de la horquilla de dirección al eje del basculante. Además, es la responsable de proporcionar rigidez, estabilidad y resistencia a la torsión. Actualmente existen muchos tipos de chasis los cuales se diferencian entre ellos por el tipo de unión de la horquilla de dirección con el basculante.

- Chasis simple cuna cerrado: presenta perfiles en un solo plano vertical que parte desde la horquilla de dirección hasta la zona del eje del basculante, con un solo tubo, desde la columna de dirección que pasa por debajo del motor formando una cuna (Imagen 5).
- Chasis simple cuna abierto: es una variante del chasis simple cuna cerrada, pero, a diferencia de este, en el la parte interior no llega a cerrar por completo, sino que se interrumpe al llegar al motor, siendo éste el encargado de cerrar el chasis (Imagen 6).



Imagen 5: Chasis simple cuna cerrado
Fuente: publilmotos.com



Imagen 6: Chasis simple cuna abierto o interrumpido
Fuente publilmotos.com

- Chasis simple cuna desdoblado: es una variante del chasis simple cuna, pero, en este caso, por el cabezal de la pipa desciende únicamente un tubo que se desdobra delante o debajo del motor hasta llegar a la zona del basculante con dos tubos (Imagen 7).

- Chasis doble cuna: este tipo de chasis es muy similar a los anteriores, pero, en este caso, desde el cabezal de la pipa salen directamente dos tubos hasta el basculante generando un chasis mucho más rígidos que los anteriores (Imagen 8).



Imagen 7: Chasis simple cuna desdoblado
Fuente: publimotos.com



Imagen 8: Chasis doble cuna
Fuente: publimotos.com

- Chasis doble viga perimetral: está formado por dos vigas de gran sección. Este tipo de chasis es el más utilizados en el mundo de la competición (Imagen 9).
- Chasis multitubular: conocido comúnmente como chasis tubular, está formado por dos vigas que unen la pipa con el basculante compuesta por tubos colocados en forma triangular (Imagen 10).



Imagen 9: Chasis doble viga perimetral.
Fuente: publimotos.com



Imagen 10: Chasis multitubular
Fuente: publimotos.com

- Chasis doble viga perimetral cerrado: es una variante del chasis doble viga y del tipo doble cuna. Presenta dos vigas cuya función es abrazar el motor, y dos tubos que parten de la pipa de dirección y se unen con el basculante (Imagen 11).
- Chasis monocasco: Este tipo de chasis presenta dos funciones, una, como sistema estructural y, otra, como carrocería (Imagen 12) por lo que no sería necesario aplicar un revestimiento generando un peso extra.

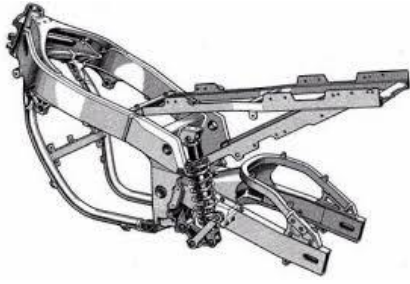


Imagen 11: Chasis doble viga perimetral cerrado
Fuente: publimotos.com



Imagen 12: Chasis monocasco.
Fuente: publimotos.com

- Chasis tipo Omega: a diferencia de los chasis comentados con anterioridad, este tipo de chasis presenta una particularidad ya que su estructura es similar a la última letra griega del alfabeto.
- Chasis monoviga o de espina central: En comparación con el chasis doble viga, presenta una única viga estructural en el centro de la estructura la cual ya no rodea al motor, sino que dispone de un anclaje en el lateral.



Imagen 13: Chasis tipo Omega
Fuente: publimotos.com



Imagen 14: Chasis monoviga o de espina central
Fuente: publimotos.com

4.1.2 Subchasis

El subchasis o colín es la parte de la estructura encargada de soportar el peso del piloto. Suele ser una pieza independiente y se conecta al chasis a partir del uso de tornillos, pernos o soldadura si es una parte dependiente de chasis. Aun así, en la mayoría de los casos suele ser desmontable para poder colocar elementos en la parte inferior de este y poder tener fácil acceso.

En la actualidad, el material más típico para este tipo de estructuras es la fibra de carbono debido a su bajo peso, pero, también se encuentran fabricadas en aluminio o acero.



Imagen 15: Subchasis en aluminio modelo para Kawasaki Zx10R 08-10. Fuente: mscompeticion.com

4.1.3 Basculante

El basculante es la parte del vehículo que une el chasis con la rueda trasera. En dicho elemento se sujeta un extremo de la suspensión trasera, mientras que el otro se encuentra fijado al chasis.

Este elemento puede diseñarse con varias geometrías y materiales, aunque cualquier basculante debe incluir un par de brazos que se unen al eje de la rueda trasera, un pivote en el chasis de la moto y un sistema de amortiguación cuya función es absorber la rugosidad del pavimento y mantener la rueda en contacto con el suelo.



Imagen 16: Basculante de doble brazo. Fuente: motociclismo.es

5. Normas y referencia

- [1] D. A. Miguel, Mecánica de la motocicleta. Historia, reparación, mantenimiento, Independently published, 2020, p. 262.
- [2] Motostudent, «Reglamento Motostudent 2021-2023,» 08 12 2022. [En línea]. Available: <https://www.motostudent.com/>. [Último acceso: 2023].
- [3] C. Vittore, Motorcycle Dynamics, 2006 ed., LULU.COM, 2006, p. 372.
- [4] A. Alemán Brito, «Diseño de sistema estructural y suspensión trasera de una motocicleta de competición,» 2020.
- [5] T. Crompton, Battery reference book, 2nd edition ed., Society of Automotive Engineers, 1996.
- [6] N. Alejandro, Historia de la Energía, Córdoba: Guadalmazán, 2021, p. 408.
- [7] C. V. Julio y L. S. Vicente, Sistemas eléctricos de alto voltaje, baterías y recarga, SATAFI, 2022, p. 172.
- [8] *UNE-EN 10219-2:2019*, 2019.
- [9] Shoptronica, «Shoptronica,» [En línea]. Available: <https://www.shoptronica.com/>. [Último acceso: 10 Noviembre 2022].
- [10] Motostudent, «Motostudent,» [En línea]. Available: <https://www.motostudent.com/>. [Último acceso: 15 febrero 2023].
- [11] Mouser, «Mouser electronics,» [En línea]. Available: <https://www.mouser.es/>. [Último acceso: 16 Diciembre 2022].
- [12] *UNE - EN ISO 7089 (DIN 125)*, 2000.
- [13] *UNE - ISO 4017 (DIN 934)*, 2023.
- [14] A. S. Hernández Martín, «Desarrollo de un BMS y su batería para sistemas aislados,» 2021.

6. Requisitos de diseño.

La experiencia adquirida en la participación en la competición de Motostudent, por parte del equipo, ha permitido establecer un punto de partida en el diseño, ya que se tratará de mejorar ciertos aspectos como son: la distancia entre ejes, la cual era de aproximadamente de 1.5 m, por lo que se intentará disminuir ya que es una medida anormalmente grande si se compara con motocicletas de competición actuales. Así mismo, se intentará disminuir el peso de esta por debajo de los 160 kg o mantener el mismo peso ya que se añade el hándicap de tener que añadir un radiador para refrigerar nuevo motor. Por último, el diseño se hará teniendo en cuenta la comodidad del piloto, tratando que el ancho de la motocicleta no interfiera en su posición de carrera.

6.1 Condiciones previas

A la hora de diseñar la batería y la estructura de la motocicleta, se han impuesto una serie de requerimientos de diseño. Por un lado, se establecerán unas condiciones iniciales de diseño en base a posible mejoras de la motocicleta de la pasada competición y, por otro lado, el reglamento [2] establece una serie de requisitos de diseño que son obligatorios de cumplimiento.

6.1.1 Diseño de la batería

- La batería se diseñará a partir de las celdas Samsung 21700 – 40T.
- Debe tener una capacidad de 7 kWh.
- El voltaje debe ser de 120 V DC (corriente continua).
- Deberá ser capaz de poder suministrar 500 A.
- Debe tener facilidad para poder montarla o desmontarla de la motocicleta

6.1.2 Diseño estructural

- Se diseñará para que el piloto tenga comodidad a la hora de la conducción de la motocicleta
- La distancia entre ejes será de 1400mm
- Se intentará minimizar todo lo posible el peso de cada elemento estructural de la motocicleta.

6.2 Reglamento MotoStudent VII

6.2.1 Dimensiones

Según el reglamento de la competición, el ancho mínimo entre los extremos de los semimanillares deberán ser de 450 mm (Imagen 17). El ángulo mínimo de inclinación lateral del prototipo, sin que ningún elemento de este (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento, debe ser 50°. La medición del ángulo se debe realizar con el prototipo descargado (sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento (Imagen 18).

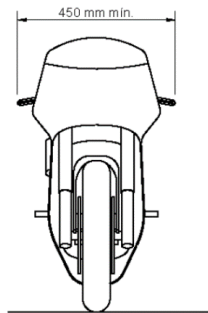


Imagen 17: Ancho mínimo entre manillares. [2]

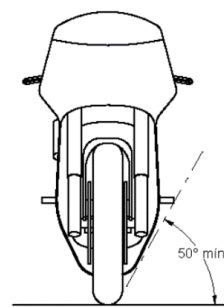


Imagen 18: Ángulo mínimo de inclinación lateral [2]

La distancia mínima respecto al pavimento con el prototipo en posición vertical ha de ser de 100mm como mínimo en situación de reposo. La medición de esta distancia se debe realizar con el prototipo descargado (sin piloto), pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento (Imagen 19).

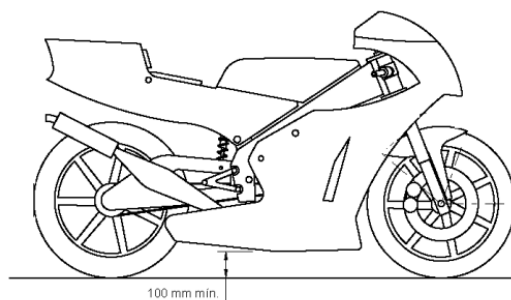


Imagen 19: Distancia mínima respecto al pavimento [2]

Por otro lado, ningún elemento del prototipo podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero (Imagen 20.a) ni, rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero (Imagen 20.b)

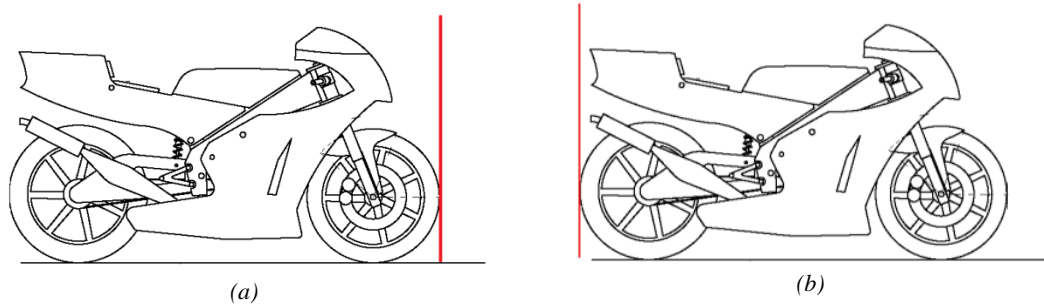


Imagen 20: Límite vertical frontal y trasero [2].(a) límite frontal, (b) límite trasero.

La banda de rodadura de los neumáticos deberá presentar una distancia libre mínima de 15 mm a lo largo de toda su superficie a cualquier elemento del prototipo, en cualquier posición de este y para cualquier reglaje de geometrías.

El ancho máximo del asiento no debe rebasar los 450mm y no podrá sobresalir hacia detrás ningún otro elemento del prototipo (Imagen 21).

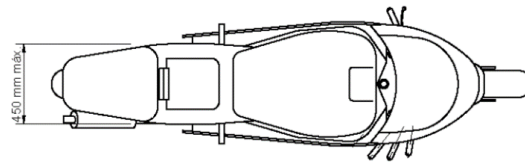


Imagen 21: Ancho máximo del asiento [2]

Respecto a la altura del asiento y la parte más elevada del colín, la cota máxima será de 150mm.(Imagen 22)

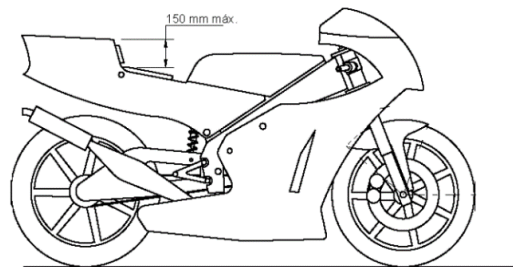


Imagen 22: Altura máxima entre el asiento y la parte más elevada del colín [2]

6.2.2 Peso

El reglamento de MotoStudent establece un peso mínimo para el prototipo sin piloto de 95 kg, incluyendo todos los fluidos necesarios para poner en funcionamiento el prototipo. Durante todo momento, el peso total de la motocicleta debe estar por encima del peso mínimo indicando en el reglamento [2]. Si no se alcanza, se debe hacer uso de un lastre y, si este es desmontable, deberá ir correctamente sujeto al chasis, de forma que no pueda desprenderse del conjunto en caso de choque o caída.

6.2.3 Chasis

Respecto al diseño, no hay limitaciones en el tipo de diseño o materiales utilizados para la fabricación de chasis, basculante o subchasis, siempre y cuando el resultado cumpla con la normativa impuesta en el reglamento [2]. Además, el chasis deberá diseñarse de forma que todos los elementos del motor, y sistemas eléctricos, y electrónicos de control y seguridad queden protegidos en caso de caída.

7. Análisis de soluciones

7.1 Diseño de la batería de 7kWh

La batería se compondrá de celdas Samsung 21700 – 40T y contará con 16 paralelos (16P) y 30 series (30S), obteniéndose una configuración de 30S16P. En total, es necesario 480 celdas para obtener 7kWh. Los cálculos justificativos de dicha elección de la disposición se encuentran en el anexo número 1.

7.1.1 Estructura de la batería

Conocido el número de celdas totales, se plantean distribuciones. Se decide formar una batería en tres módulos iguales de 10S16P cada uno, ya que conectando en serie los tres módulos hacen un total de 30 series. Para unir las celdas entre sí, el fabricante de las celdas indica que la separación entre ellas debe de ser como mínimo de 1 mm. Es por ello que se decide plantear dos separaciones diferentes de 1.7 mm y 2 mm para mantener un margen de seguridad mayor. Se descarta utilizar la separación de 1 mm porque no presenta ningún coeficiente de seguridad.

Con el software de diseño *AutoCad*, se plantean las diferentes geometrías que se pueden conseguir uniendo las celdas cilíndricas. (Imagen 23).

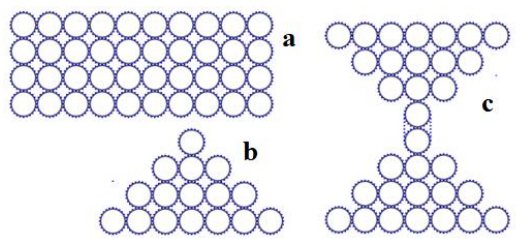


Imagen 23: Esquema disposición de celdas. (a) Disposición rectangular/cuadrada; (b) disposición triangular; (c) disposición bitriangular.

La geometría más compacta que respeta la condición de separación impuesta es la disposición cuadrada/rectangular. Para permitir la unión entre las celdas, se hará uso de un soporte impreso en 3D. Por tanto, como el resto de las geometrías generan mayor cantidad de material, se descartan debido a que esto da lugar a mayor peso, mayor espacio necesario y mayor tiempo de impresión.

A modo de ejemplo, en la Imagen 24, se puede observar la segunda distribución más idónea la cual es conocida como la distribución tipo abeja. Se descarta porque la geometría rectangular/cuadrada necesita menos material para los soportes y, por ende,

menor peso. Además, el conexionado entre celdas elegido tiene una opción comercial lo que facilita el montaje.

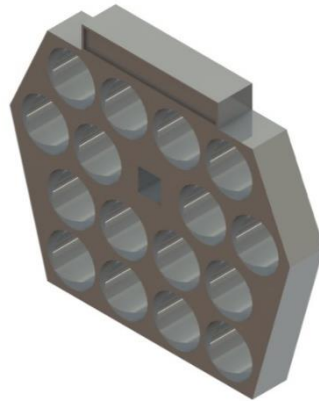


Imagen 24: Geometría panel de abeja

A continuación, es necesario distribuir el número total de celdas entre el número de paquetes que se había seleccionado.

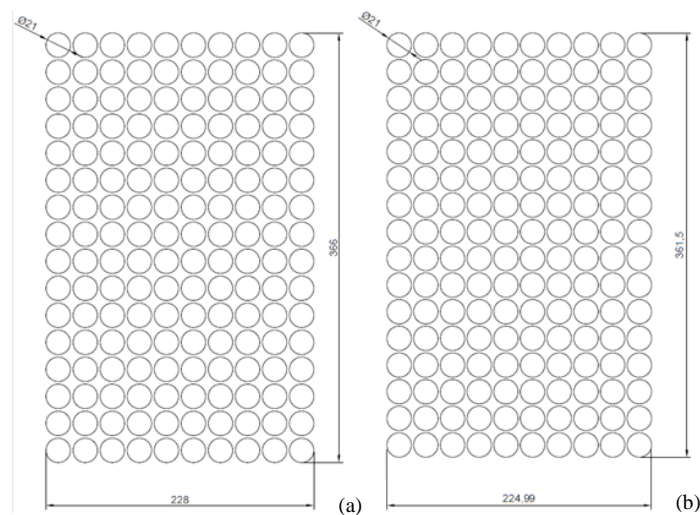


Imagen 25: Tamaño obtenido para cada una de las separaciones. (a) Usando separación de 2 mm; (b) usando separación de 1.7 mm.

Utilizando las dos separaciones propuestas se puede observar en Imagen 25 que la diferencia que existe es mínima entre ambas separaciones.

Cabe destacar que el tamaño del paquete final no corresponderá con las dimensiones anteriores ya que en la Imagen 25 se ve únicamente el tamaño final de cada módulo de celdas sin tener en cuenta los bornes de conexión y la protección exterior.

Finalmente, la separación final seleccionada será de 2 mm ya que la diferencia entre las dos separaciones es despreciable. Además, para el conexionado seleccionado existen opciones comerciales para esta separación y para el tipo de celdas.

Soporte de las celdas

El objetivo de los soportes es mantener la equidistancia entre las celdas y protegerlas de posibles impactos si la motocicleta realizar movimiento brusco. La fabricación de los moldes se hará mediante impresión 3D con material ABS ignífugo de la marca ABS FP Fireproof.

Como dato importante, es necesario saber que la impresora 3D disponible tiene una cama caliente de 250 mm x 250 mm lo cual limite el tamaño de impresión a las medidas nombradas con anterioridad.

Se plantean 4 distribuciones distintas y se indica los motivos por los cuales se han descartado las tres primeras.

1. Distribución rectangular

En la Imagen 26 se muestra un diseño rectangular que se imprime de dos partes para poder unir todo un módulo.

No se empleará este diseño por los siguientes motivos.

- El tamaño del modelo es demasiado grande para imprimir en la máquina de impresión 3D disponible ya que es necesario tener un margen de 2 cm como mínimo, para evitar problemas durante la impresión.
- En caso de rotura de cualquier celda, sería necesaria quitar todo un molde.



Imagen 26: Diseño del soporte con distribución rectangular

2. Distribución rectangular con geometría tipo litera

En la Imagen 27 se puede observar el diseño de un soporte rectangular el cual se une la parte superior e inferior de cada celda a partir de un único molde impreso.



Imagen 27: Soporte celda tipo literal

Aunque se solventa el problema del tamaño de impresión, se descarta por los dos motivos siguientes.

- Es necesario incluir soporte en la impresión para poder imprimir de una sola pieza cada molde. Otra opción es imprimir las bases por un lado y los soportes por otro, pero, sería necesario pegar cada parte siendo un trabajo laborioso.
- En caso de rotura del molde es necesario quitar 16 celdas y todas las conexiones para poder reemplazar un solo molde.

3. Distribución modular de dos celdas

En la Imagen 28 se observa el diseño modular de un soporte el cual permite la unión gracias a la metodología tipo puzle cada dos celdas con todas las celdas de se desee.

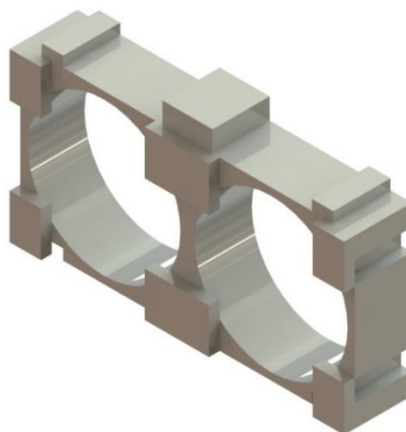


Imagen 28: Diseño del soporte con distribución modular de dos celdas

En cambio, este método se descarta por los siguientes motivos:

- La clavija que se usa para unir los módulos no permite la unión entre módulos debido a que la impresión 3D no es del todo precisa para distancias muy pequeñas.
- Cada módulo irá dentro de un compartimento para poder desplazarlo. Por tanto, es necesario colocar algún elemento que haga que los soportes de las celdas no permitan el movimiento dentro de la caja. Como este diseño no permite añadir ningún elemento entre medio que subsane este inconveniente se descarta.

Como la distribución anterior presentaba muchos aspectos positivos, como, por ejemplo, la facilidad de reemplazar un molde quitando únicamente dos celdas, se desarrolla este modelo para mejorar los dos motivos por los cuales había sido descartado, dando lugar a la distribución modular de cuatro celdas.

4. Distribución modular cuatro celdas

Como geometría definitiva se plantea un diseño modular, desmontable de 4 celdas con una perforación en medio que permite realizar una sujeción a la caja exterior cada 4 celdas tal y como se observa en la Imagen 29. Este método sirve para evitar añadir más tamaño a la caja final para colocarle un refuerzo. Para realizar dicha sujeción, se añadirá un tubo hueco por donde pasará un elemento fijador.

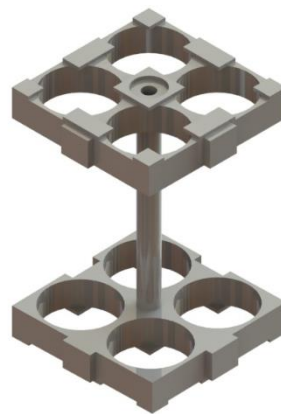


Imagen 29: Diseño del soporte con distribución modular de cuatro celdas

Tipo de conexionado

A continuación, se estudiarán las distintas posibilidades de conexionado entre celdas. Para el conexionado entre celdas se ha utilizado el níquel como material principal ya que es el recomendado para soldar con baterías.

Se plantean un total de 3 opciones y se indica los motivos por los cuales se descartan las dos primeras opciones.

1. Conexión mediante cobre y níquel.

El primer conexionado que se plantea consta de pletinas de cobre y níquel dispuestas de manera perpendicular entre ellas de forma que se muestra en la Imagen 30. Este conexionado consiste en que las pletinas níquel realizan el conexionado entre celdas positivas y negativas (celdas en serie) mientras que la pletina de cobre realiza el conexionado del paralelo.



Imagen 30: Conexión tipo 1 - cobre y níquel

Para realizar el conexionado, es necesario una cinta de níquel la cual se debe cortar con el tamaño de pletinas que se desee. En cambio, para el cobre, es necesario pletinas que se deben perforar para remachar el cobre con el níquel, añadiendo, además, la colocación de todos los tornillos, arandelas y tuercas.

Expuesto lo anterior, este sistema de conexión es laborioso y costoso por lo que se descarta esta opción.

2. Conexión con placas de níquel enteras

La otra opción planteada es utilizar placas enteras de níquel y mecanizándolas de manera que obtenga una geometría que permite la soldadura de las celdas con este material. La conexión con las celdas se puede realizar por dos medios, por pletinas de níquel (Imagen 31.a) o por alambres (Imagen 31.b). El principal inconveniente surge cuando se deben conectar las celdas en serie, ya que es necesario un bus de cobre por cada placa de níquel. Esto genera un peso extra en la batería. Por tanto, se descarta esta opción.

El inconveniente surgió cuando se quería conectar las series, ya que se necesitaba un bus de cobre en cada módulo para poderlo llevarlo a cabo. Esto, generaba un peso extra a la batería en comparación con los otros diseños. Además, como este tipo de distribución no

es comercial, es necesario emplear corte por agua para poder realizar la distribución generando un coste extra. Por tanto, se descarta esta opción.

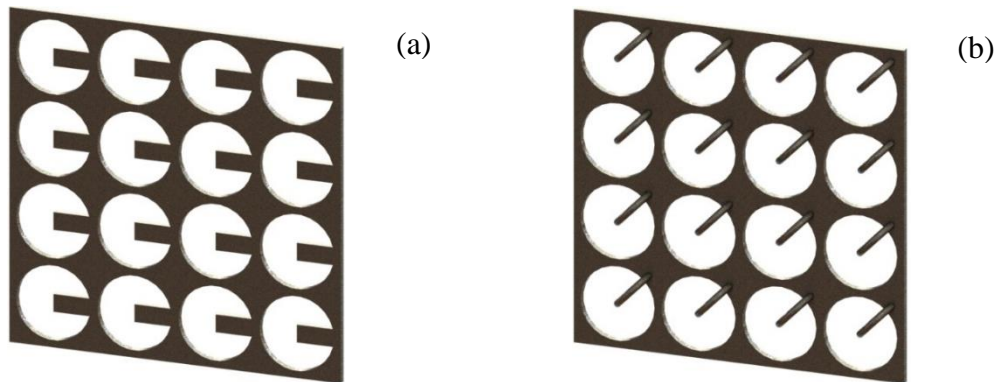


Imagen 31: Opciones de diseño con placas de níquel. (a) pletinas rectangulares; (b) alambres.

3. Conexión con filas de níquel

Este último conexionado se basa en pletinas de níquel comerciales que han sido fabricadas concretamente para la celda que aquí se emplea, teniendo las medidas exactas para su fácil montaje. En la Imagen 32, se puede observar un ejemplo de este conexionado.

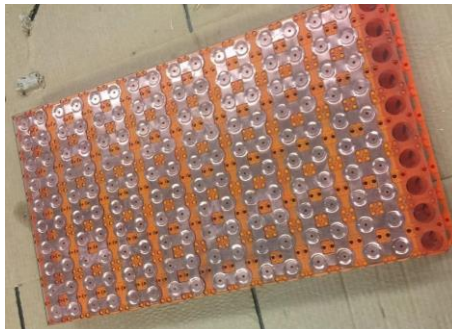


Imagen 32: Conexionado batería de coche eléctrico

En la Imagen 33, se puede observar la bobina de níquel comercial. Esta bobina tiene la conexión diseñada para una separación de 2 mm tal y como se ha diseñado.



Imagen 33: Pletina conexionado (Fuente: Shoptronica.com)

La soldadura de la pletina de conexión se realiza mediante soldadura por puntos, a la cual se tiene accesibilidad en la universidad. En los anexos número 2, se procederá a realizar

el cálculo necesario para comprobar que este tipo de conexión, material y diseño es capaz de aguantar la corriente estipulada.

En cuanto al conexionado entre paquetes de batería se propone dos métodos.

A. Método 1 – Pletina en L de cobre con cable

Para realizar la conexión con cada módulo, es necesario tener un borne positivo y otro negativo en cada uno.

El primer diseño que se plantea es un conexionado mediante bornes de cobre en forma de L con un tornillo y tuerca de bronce que permite realizar la conexión entre paquetes. A la pletina de cobre se le une una pletina de níquel (mediante remachado) para conectar las celdas con el borne (Imagen 34).

Existe la posibilidad de usar tuercas autoblocantes, pero debido a la fuerza necesaria para poder apretarlas y la falta de espacio como para poder manipularla con una llave, no resulta viable esta opción. Además, serán necesarios terminales de anillas de cobre de potencia, de la cual partirá un cable hacia otro módulo para conectarlos.

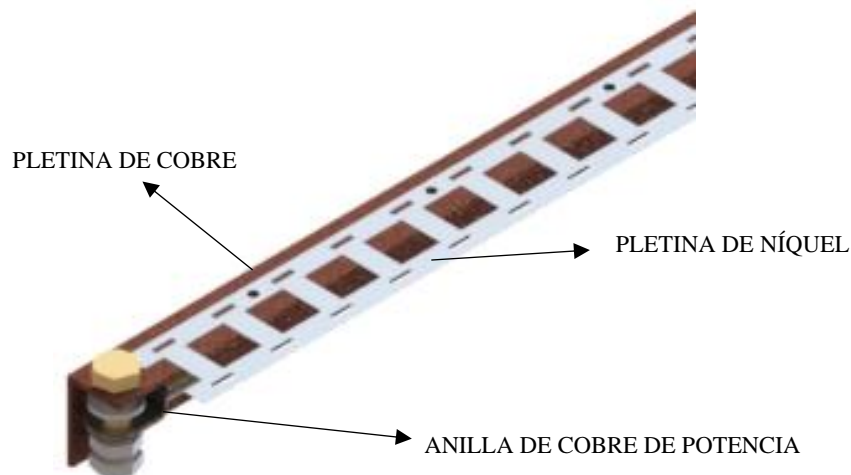


Imagen 34: Borne de conexión

Cada uno de los módulos de la batería cuenta con dos contramuros de conexión, uno para el borne positivo y otro para el borne negativo (Imagen 35). Este tipo de conexión permite poder conectar y desconectar cada paquete de forma más rápida y segura, evitando así, la caída de cualquier elemento dentro del módulo de la batería.



Imagen 35: Conexión entre conectores hembra y macho

Aun existiendo muchos factores positivos, se propone otra alternativa. La otra opción es similar a la anterior, pero reduciendo peso. Para reducir el tamaño de la caja y su peso, se elimina el cable dentro de cada módulo y se sujeta directamente del borne de cobre, conectando el contramuro a los bornes de cobre. Este método hace que la batería sea mucho más compacta y menos pesada ya que evita el uso de cable y de la anilla de potencia. Los contramuros van anclados a una placa de Kevlar y, dicha placa, al soporte de Kevlar que protege la batería (Imagen 36).

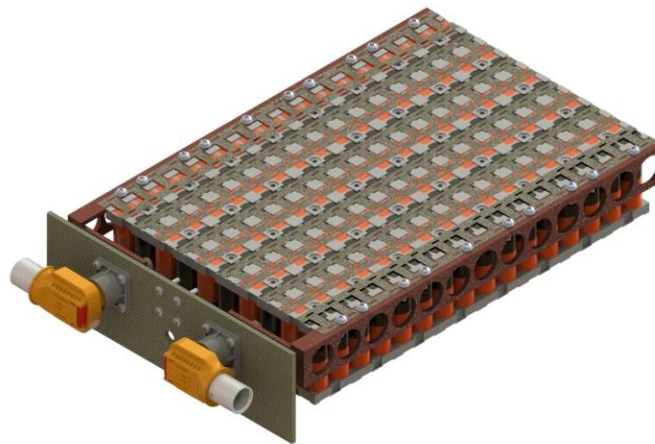


Imagen 36: Conexión Modular (Fuente: Propia)

Como el borne tiene mayor peso que la pletina de níquel, se diseña un suplemento en los soportes que están en contacto con el borne para que sirva de apoyo (Imagen 37).

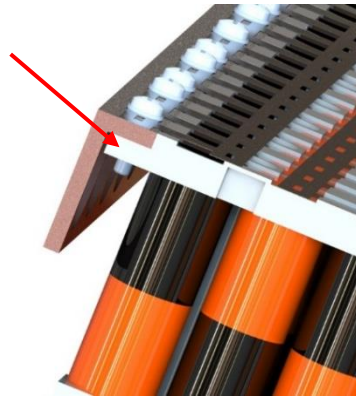


Imagen 37: Soporte extra para aguantar los bornes

7.1.2 Contenedor de la batería

El contenedor de la batería está diseñado para que sea fabricado en Kevlar con resina ignífuga. Está compuesta por dos partes, la parte superior (Imagen 38) la cual es una placa en forma de “U” que permite la protección de las baterías por todos los costados menos por la parte inferior y, además, permite anclar otra placa de Kevlar donde irán los contramuros de las baterías gracias a la pestaña que se observa en la Imagen 38 y, la parte inferior (Imagen 39), cuya función es proteger el conexionado inferior.

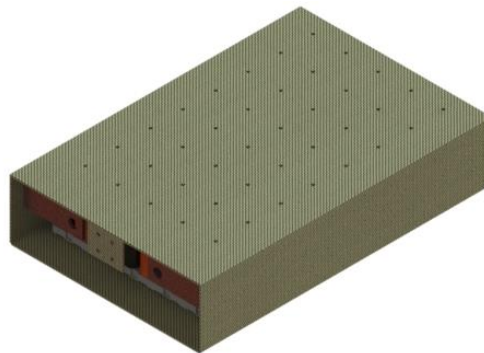


Imagen 38: Soporte superior de la caja de la batería

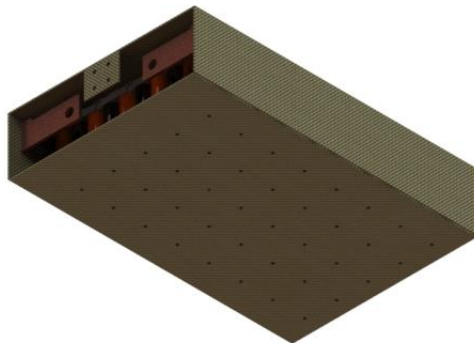


Imagen 39: Soporte inferior de la caja de la batería

Para poder extraer el paquete del rack, se propone utilizar cinta de Kevlar la cual es bastante resistente. Este material se compone de fibras de aramida unidad de tal manera que forma un tejido. Cuando se recorta dicho tejido, es normal que las fibras tiendan a separarse, por tanto, se propone la aplicación de una capa fina de resina sobre la superficie recortada para que cuando se cure, impida la separación de las fibras.

7.1.3 Ensamblaje de la batería

Finalmente se tiene 3 módulos de 10S16P independientes, de fácil montaje y lo más compacto posible.

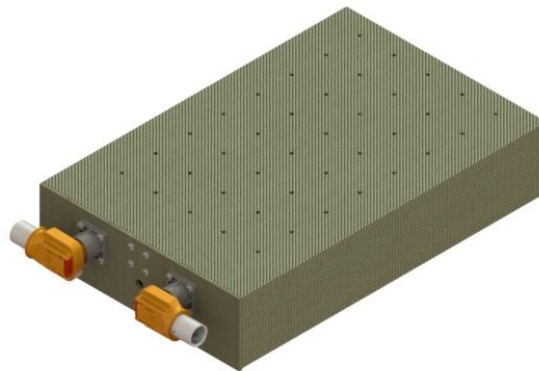


Imagen 40: Módulo final de baterías

Como método de extracción del rack, se plasma en la Imagen 41 el ensamblaje con la cinta de aramida.

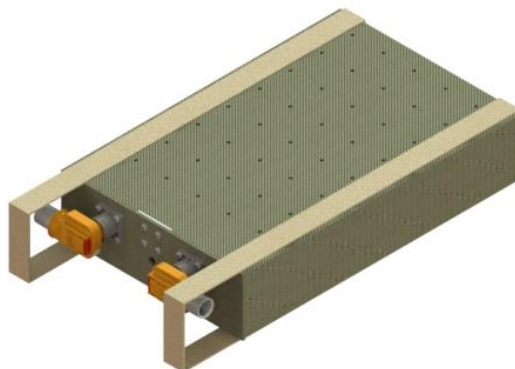


Imagen 41: Módulo final baterías + aramida

7.1.4 Listado de materiales

A continuación, en la Tabla 1, se muestra la cantidad de material necesario para la fabricación de la batería.

Nombre	Cantidad
ABS ignífugo	3 bobinas de 750 g/ud de 1.75 mm
Bobina Níquel	2 ud
Plancha de cobre 4 mm	2x1 m ²
Contramuro masculino	6 ud
Contramuro femenino	6 ud
Arandelas M12	6 ud
Tuercas M12	6 ud
Arandela plana M4 de cobre*	60 ud
Tornillo M4 de cobre*	60 ud / vástago de 15 mm
Tuerca M4 de cobre*	60 ud
Tornillo M4 INOX	36 ud / vástago de 20 mm
Arandela M4 INOX	36 ud
Tuerca M4 INOX	36 ud
Cinta Kevlar	7 m
Tornillo M4 (100 mm)*	120 ud
Arandela M4*	120
Tuerca M4*	120

Tabla 1: Listado materiales de los componentes de la batería

**Estos elementos son los encargados de conectar el borne de cobre con la pletina de níquel. Para evitar el uso de tornillos, tuercas y arandelas, se puede sustituir por remaches de M4 de cobre.*

**Se coloca el número máximo de tornillos por agujeros, aunque no es necesario colocar todos puesto que se utilizan para evitar el movimiento dentro de la caja.*

7.2 Diseño del sistema estructural

En primer lugar, se describe los elementos que se tienen en cuenta para diseñar el sistema estructural.

7.2.1 Elementos no estructurales

Batería

La batería será la diseñada con anterioridad. Se estima que tendrá un peso próximo a 13kg por cada módulo de 10S16P. En la parte superior de la batería se encuentra el sistema de baja tensión y su cableado, por lo que se deberá añadir un peso extra de 5kg.

Sistema de gestión de las baterías

El *BMS*, *Battery Management Systems*, es el sistema de gestión de las baterías. Tiene como función monitorizar, controlar y proteger la batería, sobre todo, cuando se carga. En este caso, se montará el *ORION BMS 2*. El peso del BMS es de 1.2 kg.

Inversor de corriente

También llamado *inverter*, es el sistema encargado de transformar la corriente continua de las baterías, en corriente alterna para poder poner en funcionamiento el motor ya que funciona con corriente trifásica. En este caso, el *inverter* utilizado ha sido el *SEVCON GEN 4 SIZE 6*. El peso del inversor de corriente es de 4.7 kg.

Motor

El motor que utilizará la motocicleta es un motor refrigerado por agua llamado CIRCE – MS2223. Presenta un torque máximo de 120 Nm y 50 Nm nominales, tendrá, además, una velocidad de giro máxima de 7500 rpm y 5500 rpm nominales. El peso del motor es de 26 kg.

Radiador

Actualmente se desconoce la marca del radiador que se utilizará y, por tanto, las dimensiones de este. Aun así, la localización del radiador será en la parte delantera. Una estimación del peso de un radiador estándar de motocicleta es de 5 kg.

Suspensión delantera

Es una suspensión de tipo telescópica invertida de la motocicleta Honda CB125R de 2018. Para mejorar la calidad de la suspensión se implementará un Kit Andreani. En la Tabla 2, se puede ver la información de la suspensión delantera sin aplicar la mejora.

Característica	Valor
Longitud hasta el eje [mm]	720
Longitud depósito [mm]	474
Offset entre eje de tija y eje de barras [mm]	35
Recorrido [mm]	130
Rigidez [N/mm]	7.73
Precarga [N]	439.3

Tabla 2: Características de la suspensión delantera

Suspensión trasera

La suspensión trasera será de la marca *Yss*. Se puede adquirir en el mercado con la referencia MZ456-310TRL-39. En la Tabla 3, se observa datos de la suspensión trasera.

Características	Valor
Longitud total [mm]	310
Peso [kg]	2.30
Rigidez [N/mm]	120

Tabla 3: Características de la suspensión trasera

A modo resumen, en la Tabla 4, se muestra todos los pesos de los elementos no estructurales.

Elementos	Peso [kg]
Batería por módulo	13
Sistema de baja tensión	5
BMS	1.2
Inverter	4.7
Motor	26
Radiador	5
Suspensión delantera	9
Suspensión trasera	2.3

Tabla 4: Peso de los componentes no estructurales

7.2.2 Distancias preliminares

A continuación, se definen los parámetros y distancias que se deben de tener en cuenta antes de empezar a diseñar cada parte de la estructura.

Distancia entre ejes

La distancia entre ejes de una motocicleta es la longitud horizontal entre los centros de la rueda delantera y trasera. Este distancia dependerá del tipo de motocicleta y modelo. Para motocicletas de competición se prefiere una distancia promedio entre 1350 y 1600 mm [3]. La motocicleta de la edición pasada se diseñó con una distancia entre ejes de 1440 mm [4] por lo que para el diseño preliminar se establecerá en este caso 1400 mm.

Ángulo de avance

El ángulo de avance o ángulo de *caster* (ϵ) describe la inclinación de la suspensión delantera. Este ángulo varía, al igual que la distancia entre ejes, según el tipo y modelo de motocicleta. Las motocicletas de competición presentan un ángulo de *caster* entre 21°-24° [3]. En este caso, igual que la edición pasada, se utilizará para el diseño preliminar un ángulo de 22° [4].

Posicionamiento del asiento

En la pasada edición, el posicionamiento del asiento se encontraba a 850 mm respecto al pavimento y con una inclinación de 10° [4]. En este caso, se ha decidido disminuir la altura del asiento y la inclinación a 5° debido a que, en la pasada edición, la mayoría de los equipo presentaban un asiento horizontal.

Longitud e inclinación del basculante

El basculante presentará unas dimensiones estándar entre las motos de competición. La longitud será de 433 mm entre ejes, con una inclinación de 12°. La inclinación del basculante es un parámetro importante para determinar el *Squat* que se desea.

En la Imagen 42, se puede observar el diseño preliminar a partir de las dimensiones comentadas con anterioridad.

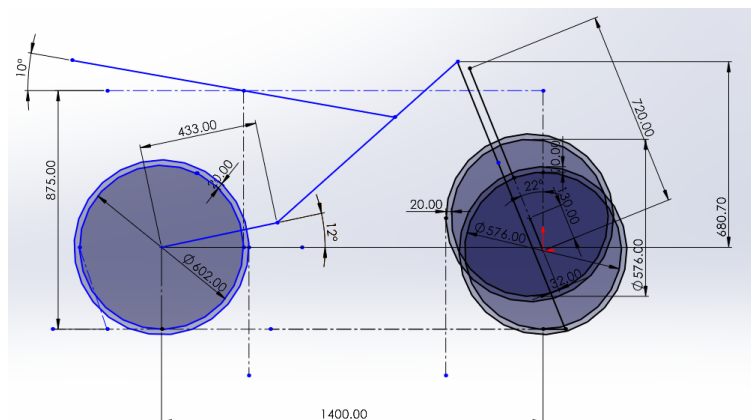


Imagen 42: Esquema preliminar a partir de las dimensiones previas

7.2.3 Elementos estructurales

Material seleccionado

Para el diseño de los elementos estructurales se plantea dos materiales distintos, el acero y el aluminio.

En la Tabla 5 se indica las ventajas y las desventajas de cada material y, finalmente, la elección final.

Acero	Aluminio
Material más económico	Material más costoso
Material más pesado	Material más liviano
Facilidad para soldar	Dificultad para soldar
Mayor resistencia	Menor resistencia
Mayor rigidez	Menor rigidez

Tabla 5: Ventajas y desventajas del aluminio y el acero

El aluminio es un material mucho más caro que el acero debido a varias razones, como, por ejemplo, la energía necesaria para producir este material. En cambio, uno de los atractivos es que es bastante liviano en comparación con el acero. Este material, además, presenta mayor dificultad a la hora de soldar requiriéndose espesores de 3 mm o más para soldadura con TIG.

El acero, por el contrario, es más resistente, es decir, es capaz de soportar mayores esfuerzos y, además, mucho más rígido por lo que presenta mayor resistencia a la deformación.

Realizando un balance entre las características de ambos materiales, se decide utilizar el acero como material final ya que presenta mejores características, tanto constructivas como mecánicas. Para solventar el principal problema que tiene este material (el peso), se aplica una técnica que se utiliza hoy en día en la ingeniería aeronáutica para aliviar los aviones, la cual consiste en realizar perforaciones circulares en la fibra neutra del perfil de las caras donde los esfuerzos no son máximos.

Chasis

El chasis está diseñado con perfiles de acero S235JR, concretamente con perfiles rectangulares de 80x20x1.5 mm, 40x20x1.5 mm y 40x30x3mm. Además, tendrá un perfil circular de 65x120x5 mm donde irá alojado la suspensión delantera. La estructura se asemeja a la del chasis doble viga perimetral cerrado.



Imagen 43: Diseño chasis final

Para unir la pipa con el chasis, se necesitará pletinas de 2 mm de espesor y 6 tubos de 15x1.5 mm. Realizando un corte en la estructura se puede observar cual es la técnica utilizada (Imagen 44).



Imagen 44: Recorte de la estructura para observar la unión de la pipa con el chasis

Por otro lado, se necesitará también pletinas de 2 mm de espesor para los soportes donde irá anclado el subchasis, el inverter y el BMS. En la Imagen 45, se pueden observar las pletinas donde irá anclado el BMS, en la Imagen 46, las pletinas donde irá sujeto el inverter mientras que, en la Imagen 47, las pletinas donde se sujeta el subchasis.

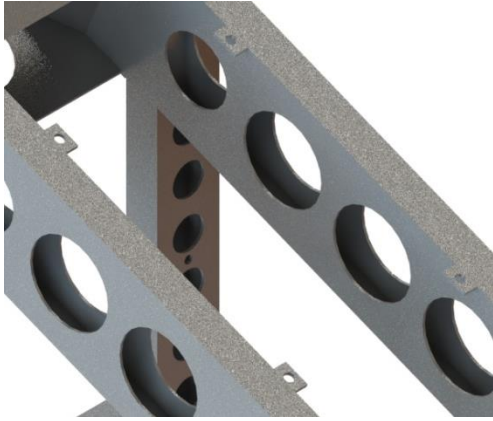


Imagen 45: Pletinas donde va alojado el BMS



Imagen 46: Pletinas donde irá anclado el inverter



Imagen 47: Pletinas donde va sujeto el subchasis

Para la placa del motor se necesitará una pletina de 6 mm de espesor a la cual será necesario hacerle cortes para alivianarla (Imagen 48).

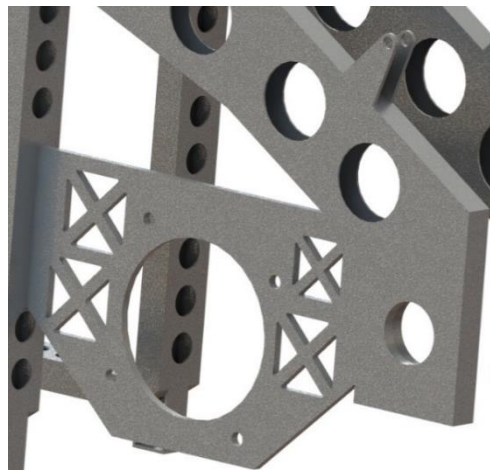


Imagen 48: Placa del soporte del motor

Finalmente, para unir el basculante con la estructura se ha diseñado unos soporte donde irán colocados los rodamientos (Imagen 49).



Imagen 49: Estructura que cubre los rodamientos

Subchasis

El subchasis está diseñado en acero bajo en carbono S235JR. La estructura es tubular con dos diámetros diferentes (10 y 12 mm) con 1.5 mm de pared, pero, además, contará con 4 casquillos de métrica 6 para la sujeción al chasis. Los casquillo tienen una pared de 2 mm de espesor.



Imagen 50: Diseño del subchasis

Basculante

El basculante está diseñado con perfiles de acero S275JR, en concreto con perfiles rectangulares huecos de dos tipos: 60x20x3 mm y de 50x30x3 mm (Imagen 51).



Imagen 51: Diseño del basculante

Para sujetar el soporte del tensor del freno trasero, se ha diseñado un anclaje que permite unir el soporte con el basculante (Imagen 52) con un espesor de 8 mm.



Imagen 52: Zona Varilla freno trasero

Por otro lado, para el tensor de la cadena, se usará el método de doble tuerca. El eje de la rueda trasera será de 17 mm al igual que el del eje del basculante que permite la unión con el chasis. En este caso, para alivianar la estructura, se ha elegido que esta parte sea de aluminio 6063.



Imagen 53: Sistema de tensor de cadena

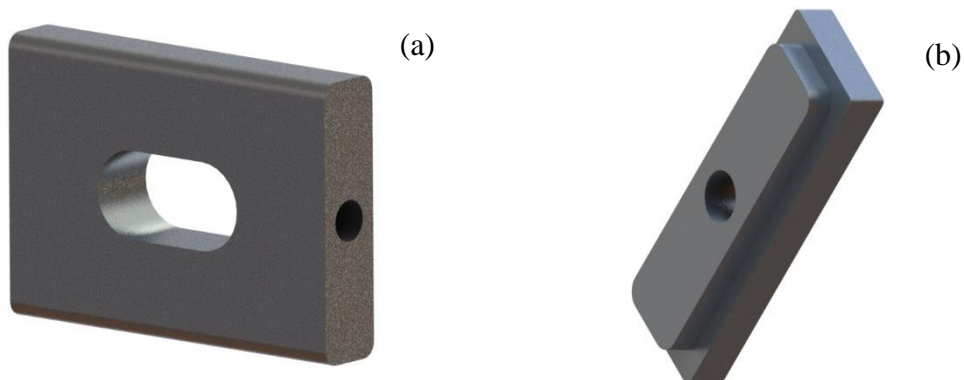


Imagen 54: Elementos del sistema de tensor de cadena. (a) Placa, (b) Tapa

Para realizar la sujeción a la suspensión trasera, se hará uso de unas orejetas diseñadas en acero 275JR.



Imagen 55: Orejetas

Ensamblaje final

En la Imagen 56, se observa el ensamblaje final de todo el diseño estructural de la motocicleta.



Imagen 56: Diseño estructural final

A modo informativo, se refleja en la Tabla 6, los pesos finales de cada parte de la estructura

<u>Estructura</u>	<u>Peso [kg]</u>
Chasis	9.4
Subchasis	4.62
Basculante	1.57

Tabla 6: Información sobre el peso final de cada estructura

7.3 Resultados computacionales

Para realizar las simulaciones computacionales se utilizarán las cargas calculadas en el Anexo 4. Se analizará cada parte de la estructura de la motocicleta y se explicará las condiciones de contorno y cargas.

7.3.1 Subchasis

Cargas impuestas

El subchasis estará sometido a dos cargas diferentes, la carga de 250 kg debido a la prueba estática o la carga debido al peso del piloto. Únicamente se simulará la carga más desfavorable, pero, aumentando el valor a 300 kg para tener margen de seguridad. Como se desconoce el lugar donde la prensa ejercerá la fuerza, se considerarán dos posibles regiones de aplicación de la carga en el estudio. Además, se le añadirá un peso de 5 kg en la parte trasera de la estructura por si fuera necesario tener algún elemento en esta zona.

En la Imagen 57.a se puede observar la aplicación de la carga en la primera región del subchasis mientras que, en la Imagen 57.b, se puede observar la aplicación de la carga en la región 2.

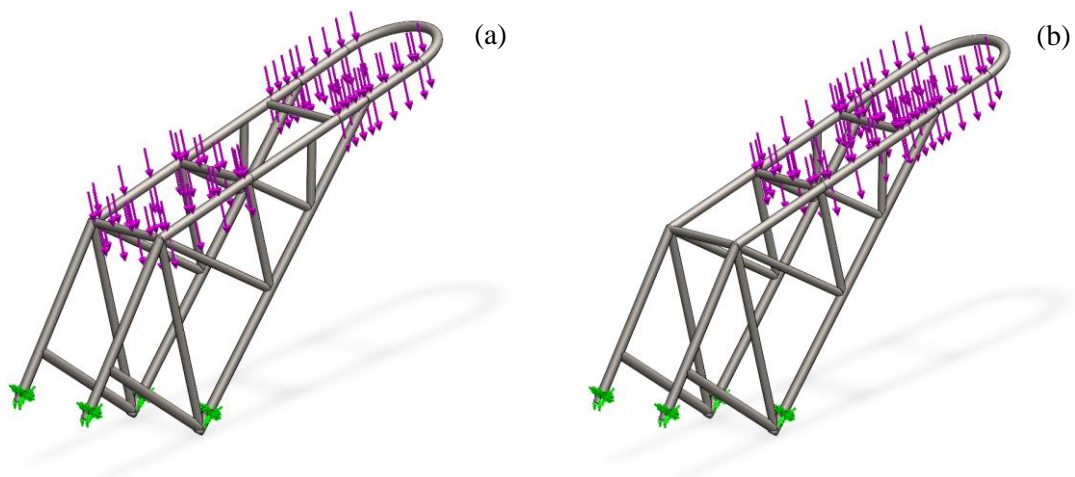


Imagen 57: Localización de la aplicación de las cargas durante la prueba estática. (a) Región 1, (b) Región 2

Condiciones de contorno

Se restringe los desplazamientos axiales y radiales del casquillo dejando libre el giro. Como contacto entre componentes, se utilizará unión rígida entre todos los sólidos. De esta forma se impone las condiciones que mejor representan la realidad.

Malla

Cuando se utilizan elementos tipo viga, SolidWorks aplica la teoría de vigas. En este caso, la sección del perfil presentará deformaciones ante las cargas aplicadas, por lo que esta teoría no será de aplicación y, en consecuencia, se usará elementos tipo sólido.

La información de la malla utilizada para las simulación se muestra en la Tabla 7.

Tipo de malla	Malla sólida
Tamaño máximo de elemento	5 mm
Tamaño mínimo de elemento	0.2 mm

Tabla 7: Información mallado del subchasis

Se optó por realizar un control de mallado entre las intersecciones de los tubos ya que es una zona bastante complicada para la creación de elementos pequeños. Por tanto, se aplicó un control de mallado de 0.2 mm.

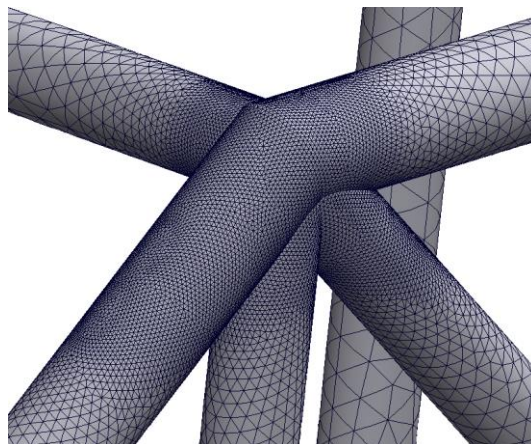


Imagen 58: Control de mallado en la intersección de los tubos

Resultado computacional

En primer lugar, se realiza la simulación con la carga aplicada de 300 kg en la primera región.

Las tensiones que presenta la estructura al aplicar las condiciones de contorno y las cargas se observan en la Imagen 59. Tal y como se puede observar, la tensión máxima que se presenta es 256 MPa.

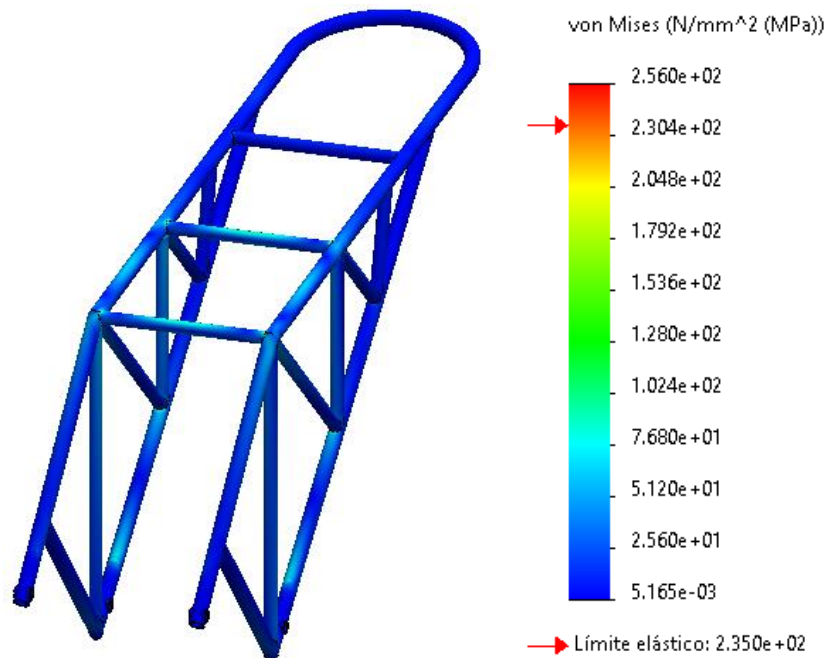


Imagen 59: Tensiones con la carga aplicada en la región 1

El subchasis presenta una tensión máxima superior a la del límite elástico del material. Restringiendo el valor de la tensión resultante a un valor inferior al 80% de la tensión del límite elástico del material, se observa que solo el 0.01% del volumen plastifica, por lo que se considera que no presenta riesgo de colapso dando por adecuado el resultado.

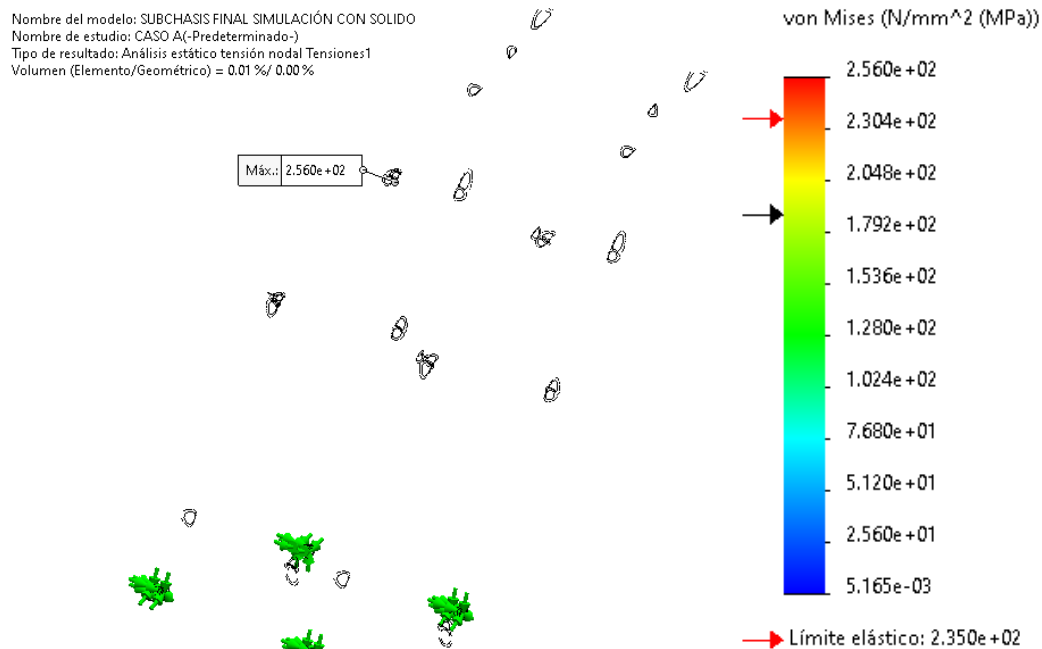


Imagen 60: Volumen del subchasis a un tensión del 80% del límite elástico

En cuanto a los desplazamientos, el desplazamiento máximo que presenta la estructura es de 0.3 mm. En la Imagen 61, se puede observar las zonas donde se presenta mayor y menor desplazamiento.

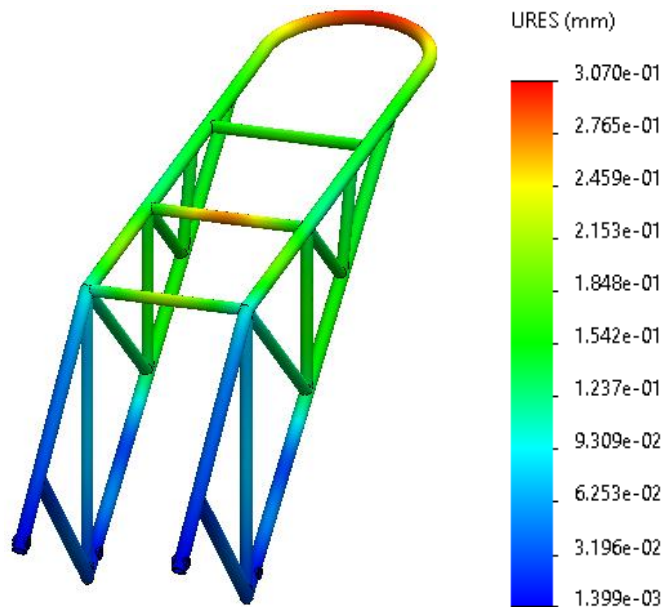


Imagen 61: Desplazamientos con la carga aplicada en la región 1

En segundo lugar, se realiza la simulación para la aplicación de la carga de 300 kg en la segunda región. Las tensiones que presenta la estructura al aplicar las condiciones de contorno y las cargas en la segunda región se observan en la Imagen 62. Se puede observar que la tensión máxima es 265 MPa.

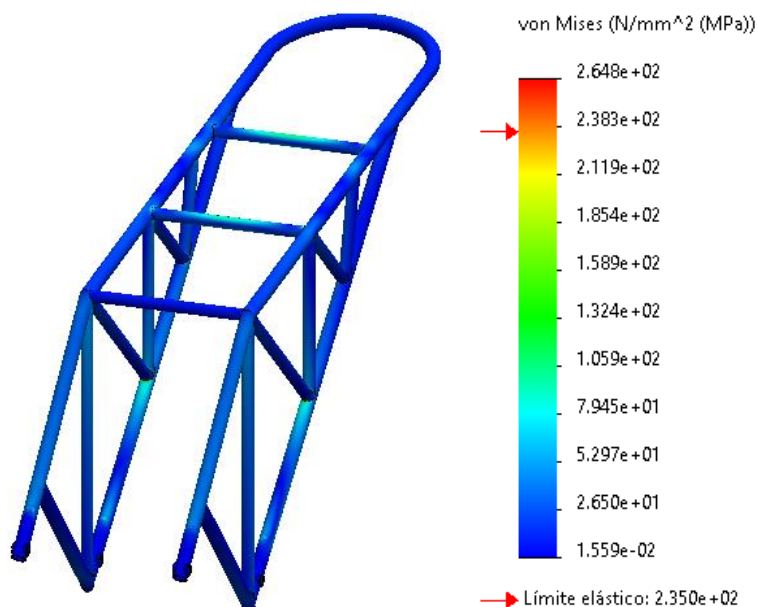


Imagen 62: Tensiones con la carga aplicada en la región 2

Igual que en el caso anterior, la estructura plastifica ya que la tensión máxima es superior a la tensión del límite elástico del material. Volviendo nuevamente a restringir la tensión

resultante a un valor de tensión igual o inferior al 80% de la tensión del límite elástico del material, se observa que solo el 0.01% del volumen plastifica por lo que nuevamente el volumen involucrado no presenta riesgo de colapso.

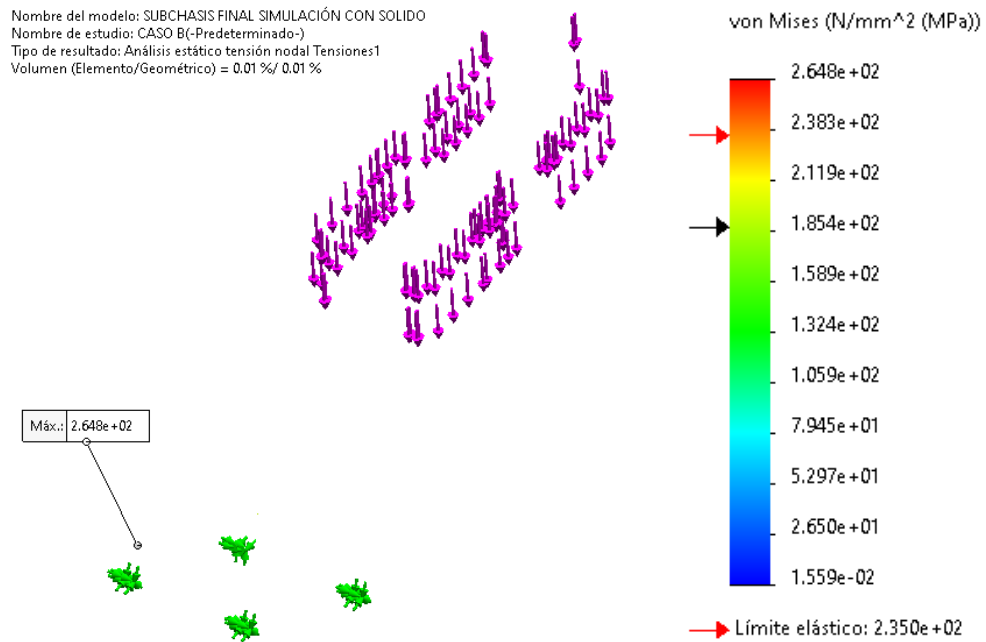


Imagen 63: Control de resultado al 80% del límite elástico para la región 2

En cuanto a los desplazamientos, el desplazamiento máximo que presenta la estructura es de 0.48 mm. En la Imagen 64, se puede observar las zonas donde se presenta mayor y menor desplazamiento.

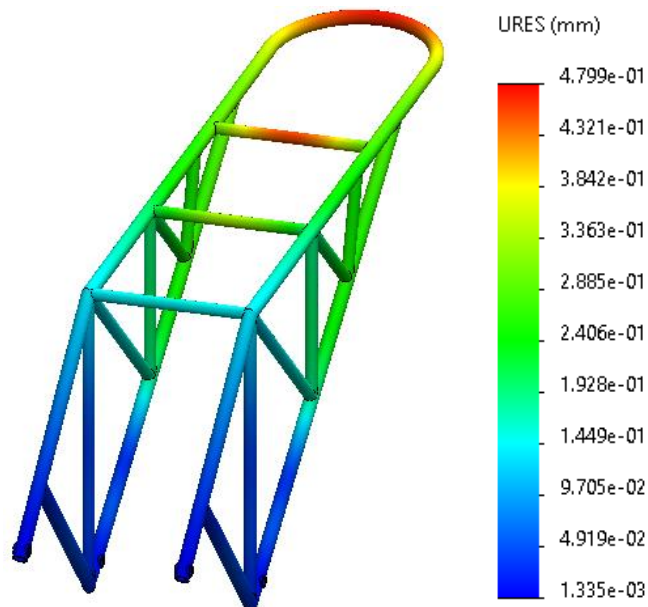


Imagen 64: Desplazamiento con la carga aplicada en la región 2

En la Tabla 8 se observa de forma esquemática todos los resultados obtenidos en las dos situaciones de carga. En ambas zonas, las tensiones superan el límite elástico del materiales seleccionado con diferencia máxima es de 33 MPa.

Elemento	Región 1	Región 2
Tensiones máxima	256 MPa*	265 MPa*
Desplazamientos	3.07×10^{-1} mm	4.799×10^{-1} mm
Coefficiente de seguridad	0.918 - > 2	0.887 - > 2
Límite elástico – Acero S235JR	235 MPa	

Tabla 8: Resumen de resultados para el subchasis

*Los valores obtenidos no son los reales

Respecto a los valores de las tensiones máximas de cada caso, se observan dos aspectos importantes.

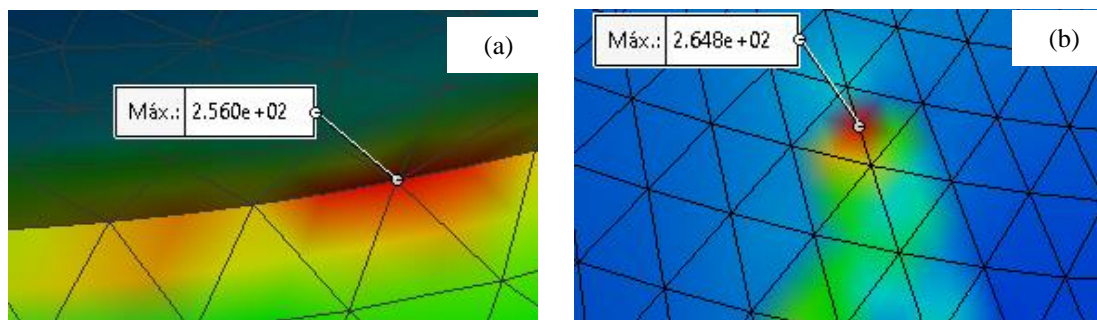


Imagen 65: Localización de las tensiones

En el caso de la Imagen 65.a, la tensión máxima se encuentra en la línea divisoria de dos zonas. Concretamente, en la zona que representa la unión de los dos tubos. En cambio, en la Imagen 65.b, la tensión máxima se encuentra en una de las líneas del triangulo de la malla. Para ambos casos, las tensiones resultantes son despreciables ya son zonas problemáticas para el programa por lo que convergió con un valor no real. Por tanto, se puede afirmar que la tensión real es mucho menor. Además, al ser un problema lineal y tener la carga mayorada 50 kg, se llega a la conclusión de que, con la carga real, la estructura no plastifica ya que, para el caso A, ante una carga de 250 kg el valor de la tensión máxima es sería de 213 MPa mientras que, para el caso b, la tensión máxima sería de 220 MPa.

Cabe destacar que, aun así, al ser una carga puntal, es decir, que no es una carga permanente durante un tiempo excesivo, se puede asumir dicha concentración de tensión la cual es despreciable.

La decisión de restringir los resultados de las tensiones a un valor del 80% del límite elástico de material en el apartado de las tensiones, se debe a que, al trabajar con materiales bajos en carbono, no es necesario calcular la soldadura si la estructura se encuentra con tensiones inferiores al 80% del límite elástico del material.

7.3.2 Orejetas

El basculante está conformado por varios elementos generando mayor dificultad a la hora de la simulación. Para solventar este problema, se decide simular las orejetas por separado aplicando las cargas y condiciones correspondiente en función de cada situación.

La orejeta es la parte encargada de unir el basculante con el chasis a través del amortiguador trasero.

Cargas impuestas

En cuanto a la aplicación de la carga, se hará uso de un cilindro que representa el perno que une las orejetas con la suspensión trasera. Esta carga estará aplicada con un ángulo de 88.41° respecto a la vertical de eje local de las orejetas mientras que, respecto al basculante, estará aplicado a un ángulo de 13.59° respecto al eje global de la motocicleta. Únicamente se analizará la carga más desfavorable que es un durante la carga estática. El valor se encontrará mayorado 50 kg para trabajar con un margen de seguridad al igual que se hizo con el subchasis.

Para calcular la carga que ejerce la suspensión trasera en las orejetas es necesario realizar el diagrama cuerpo libre del basculante donde se incluye la carga externa. La carga externa se transmite a la rueda y de esta al basculante por lo que la reacción que existe entre la rueda y el basculante es igual a la carga externa, es decir, *Fuerza* es igual a la carga externa (Imagen 66).

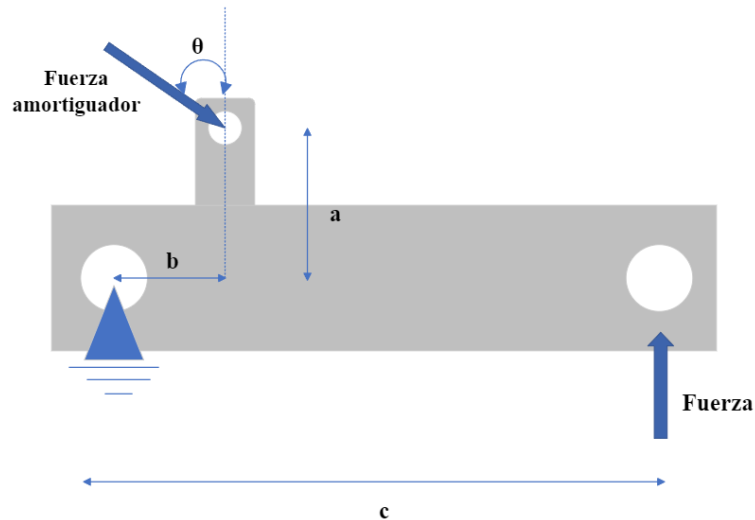


Imagen 66: Diagrama cuerpo libre actuación carga amortiguador

Donde,

$$Fuerza\ amortiguador = \frac{Fuerza \cdot c}{\cos(\vartheta) \cdot b + \sin(\vartheta) \cdot a} \quad Ec. 1$$

Sustituyendo en la (Ec. 2) se obtiene que la carga que se aplicará a las orejetas con una carga externa de 3000 N es de 10335.6 N.

Condiciones de contorno

Entre el eje y las orejetas se establecerá una relación en la cual ambos se comportarán rígidamente. Se puede asumir esta condición porque la suspensión trasera no transmite giro al eje que se encuentra en la orejetas (Imagen 67).

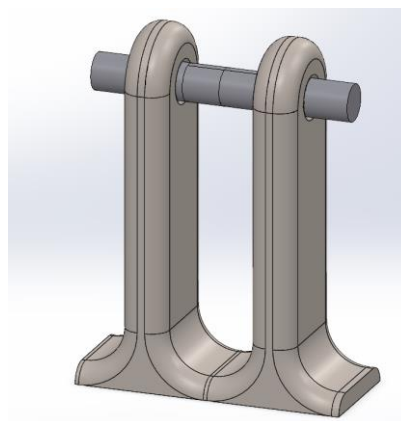


Imagen 67: Representación de las orejetas con el perno

Las orejetas se encuentran unidas mediante soldadura al basculante trasero. Se simula la unión soldada restringiendo el área indicada en la Imagen 68.

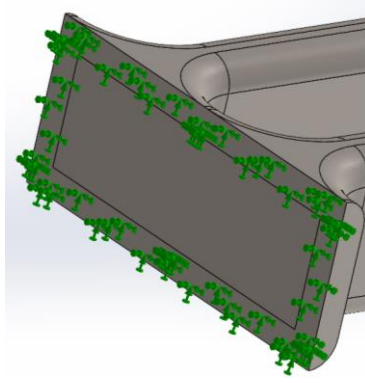


Imagen 68: Zona donde se soldará la estructura

Como se encuentra soldada al basculante, se hará uso de la restricción de geometría fija la cual restringe los desplazamientos en ambas direcciones y el giro.

Mallado

La información de la malla utilizada para las simulación de las orejetas se muestra en la Tabla 7.

Tipo de malla	Malla sólida
Tamaño máximo de elemento	1.5 mm
Tamaño mínimo de elemento	0.162 mm

Tabla 9: Información del mallado de las orejetas

Se optó por realizar un control de mallado de 0.2 en las zonas más críticas para llegar a un valor de convergencia. En la Imagen 69, se observa el mallado utilizado.



Imagen 69: Mallado utilizado para la simulación de las orejetas

Resultado computacional

Las tensiones que presenta la estructura al aplicar las condiciones de contorno y las cargas se observan en la Imagen 70. La tensión máxima que tiene la orejetas es de 274 MPa.

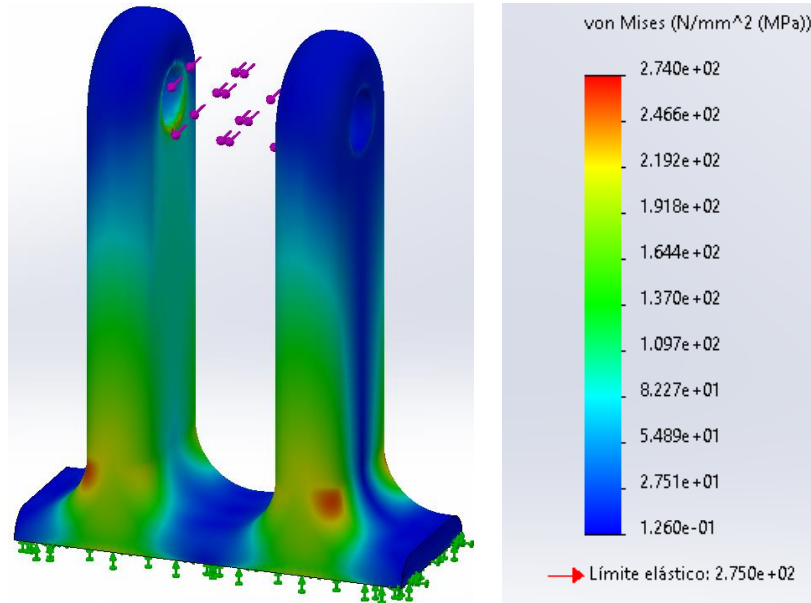


Imagen 70: Tensiones de las orejetas

El máximo desplazamiento que presenta la estructura es de 0.23 mm (Imagen 71). La zona donde ocurre este desplazamiento es la esperada ya que la orejeta tiende a desplazarse con mayor facilidad cuanto más alejado esté de la base.

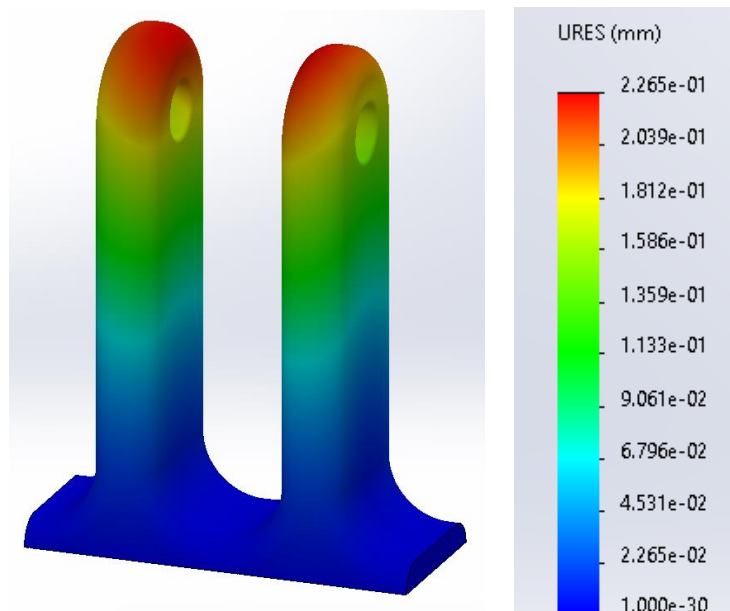


Imagen 71: Desplazamiento resultante de las orejetas

El coeficiente de seguridad mínimo respecto al límite elástico del material que presenta la estructura es de 1.004 (Imagen 72). Aunque sea un valor muy bajo, se considera apto puesto que la estructura tiene una carga mayorada aplicada.

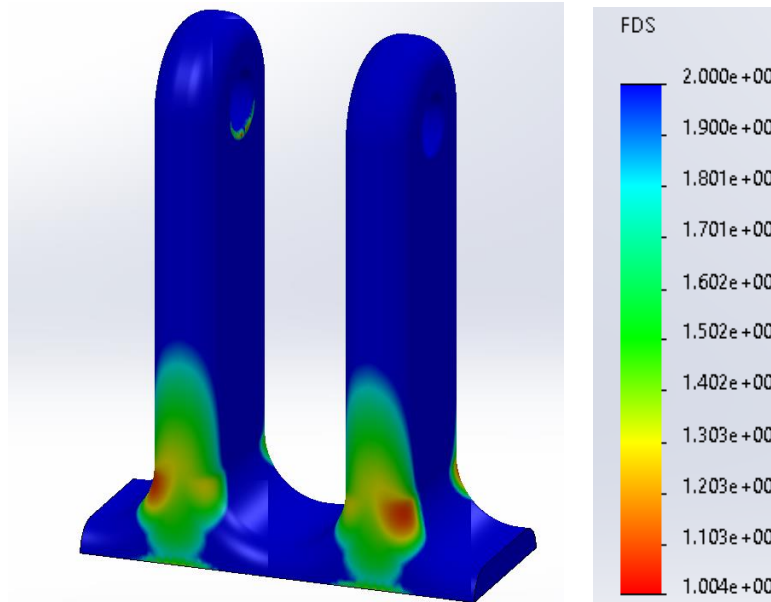


Imagen 72: Coeficiente de seguridad resultante de las orejetas

En la Tabla 10, se puede observar los resultados que se obtienen en la simulación.

Tensiones máxima	274MPa
Desplazamientos	2.265×10^{-1} mm
Coeficiente de seguridad	>1.004
Límite elástico – Acero S235JR	275 MPa

Tabla 10: Síntesis resultado orejetas

Los desplazamiento obtenidos se puede asumir correctos para el tipo de estructura y carga que se está analizando. En la situación más desfavorable y con la carga mayorada 50 kg, la estructura no llega a plastificar. Aun así, si se observa la localización de la tensión máxima, esta se encuentra en un punto (Imagen 73).

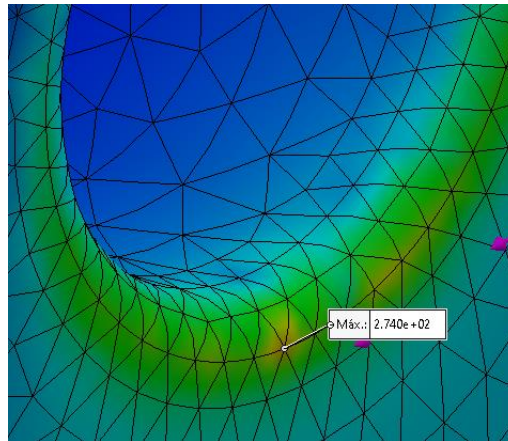


Imagen 73: Punto de tensión máxima en orejetas

Realizando un mallado más exhaustivo en la zona de la tensión máxima, la localización del punto sigue aumentando el valor, pero reduciendo su tamaño, por tanto, se considera una tensión secundaria.

Se observa que zonas superan el 80% de la tensión del límite elástico para saber si es necesario calcular la soldadura para esta parte de la estructura. Por tanto, con el control de resultados del programa, se aplica un valor de 220 MPa para ver que zonas han superado dicho valor.

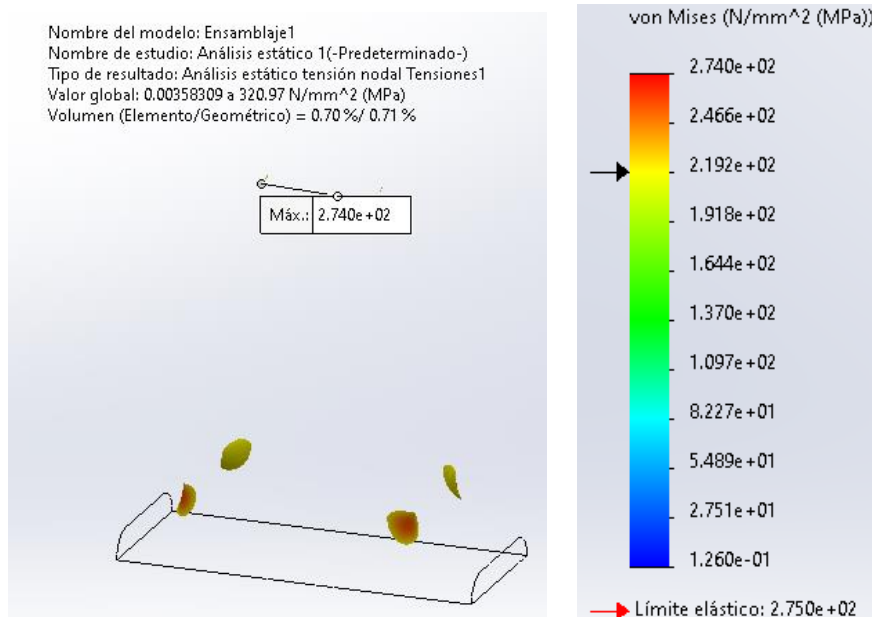


Imagen 74: Control de resultado de las orejetas al 80% del límite elástico

En la Imagen 74 se observa que el 0.71% del volumen de la estructura presentan tensiones que superan el 80% del límite elástico. Las zonas reflejadas son zonas en las que no se aplicará soldadura por lo que la estructura se considera apta.

7.3.3 Basculante

A continuación, se simulará el basculante teniendo en cuenta todos los elementos que lo conforman.

El programa utiliza un solver matemático de iteración para calcular los desplazamiento y en función del valor, calcular posteriormente las deformaciones y, por último, las tensiones. Para ello, hace uso de geometrías triangulares calculando los desplazamientos en los nodos, obteniendo un valor próximo a la realidad, pero, como cualquier programa, puede existir inconvenientes que haga que no converge al valor real porque la malla es insuficiente en una singularidad. Por tanto, para solventar este problema, se hará uso de la herramienta control de cálculo que permite ver que zonas superan la tensión que se imponga. Como condición determinante, se asumirá que un valor de tensión despreciable es aquel que haga que menos del 0,5% del material supere el límite elástico.

Cargas impuestas

Para poder aplicar las cargas, se ha simulado el eje del basculante trasero uniéndolo rígidamente al basculante. Por tanto, para poder aplicar las cargas al eje, es necesario aplicar las cargas como puntuales ya que al tratarse como una unión rígida, es erróneo aplicar una carga remota la cual generaría un momento.

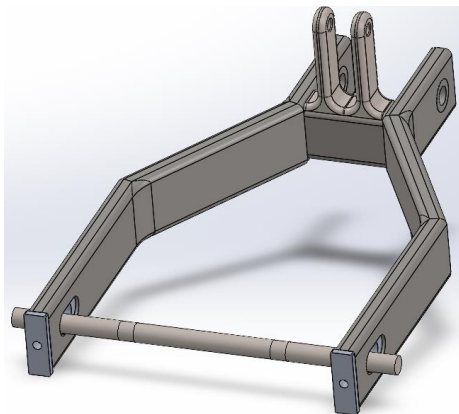


Imagen 75: Eje basculante trasero

Las regiones que se ven el eje de la Imagen 75, son las regiones donde irá colocados los rodamientos. Este sistema es el encargado de transmitir la carga de la rueda al eje por lo que será la zona donde estará aplicada las cargas.

Para poder traspasar las cargas resultantes calculadas en el Anexo 4 a cargas puntuales es necesario tener en cuenta lo siguiente.

- Las cargas verticales y horizontales se reparten por igual en cada rodamiento.
- Las cargas debido a la tracción de la cadena o debido a la fuerza de frenada no se reparte por igual en los rodamientos, por lo que es necesario calcular las fuerzas resultantes realizando un diagrama de cuerpo libre del eje de la rueda trasera.

En el caso de la aceleración:

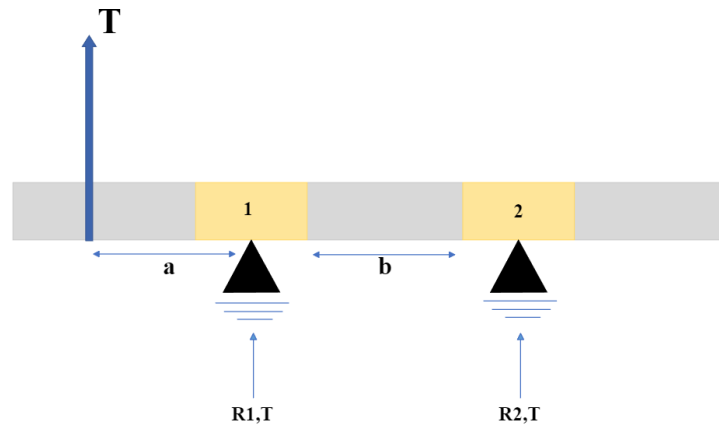


Imagen 76: Diagrama cálculo carga puntual tracción cadena

Donde,

$$R_{1,T} = T \cdot \left(\frac{a}{b} + 1\right) \quad (\text{Ec. 2})$$

$$R_{2,T} = -\frac{T \cdot a}{b} \quad (\text{Ec. 3})$$

En el caso de la frenada:

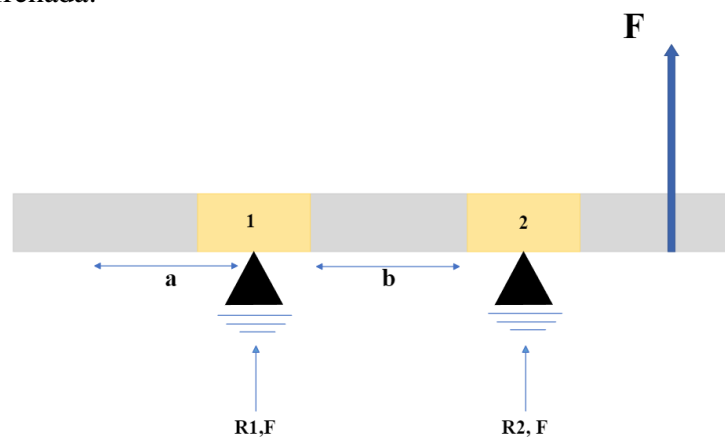


Imagen 77: Diagrama cálculo carga puntual frenada

Donde,

$$R_{1,F} = F \left(1 - \frac{a+b}{b}\right) \quad (\text{Ec. 4})$$

$$R_{2,F} = \frac{F \cdot (a+b)}{b} \quad (\text{Ec. 5})$$

Las cargas que se reflejan en las siguientes tablas son calculadas a partir del anexo 4.

Carga vertical rueda trasera estática	Nsf	712.07
Carga externa	Fprueba	3000 N
Carga vertical rodamiento	F,vert rodamiento	1856.04N

Tabla 11: Cargas puntuales de la prueba estática

Carga de avance	S	1503.76 N
Carga vertical rueda trasera aceleración	Nsf	1638.02 N
Carga tracción cadena	Ft	2631.58 N
Carga vertical rodamiento (Nsf)	F,vert rodamiento	819.01 N
Carga horizontal rodamiento (S)	F,horz rodamiento	751.88 N
Rod 1, cadena dirc x	R1,Tx	2923.76 N
Rod 1, cadena dirc y	R1,Ty	371.95 N N
Rod 2, cadena dirc x	R2,Tx	-313.26 N
Rod 2, cadena dirc y	R2,Ty	-39.9 N

Tabla 12: Cargas puntales de la prueba de aceleración

Carga de frenada	Fr	950.33 N
Carga vertical rueda trasera frenada	Nsf	792.8 N
Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno trasero	Frtan	2701.41 N
Carga fijador freno	Br	2650.9 N
Carga vertical rodamiento (Nsf)	F,vert rodamiento	396.4 N
Carga horizontal rodamiento (Fr)	F,horz rodamiento	475.66 N
Rod 1, freno dirc x	R1,Fx	-216.18N
Rod 2, freno dirc x	R2,Fx	2917.32 N

Tabla 13: Cargas puntales de la prueba de frenada trasera

Carga de avance	S	342.2 N
Carga vertical rueda trasera prueba estática	Nr	1196.03 N
Carga fuerza Cr	Cr	1425.37 N
Carga tracción cadena	Ft	598.81
Rod 1, cadena dirc x	R1,Tx	665.27
Rod 1, cadena dirc y	R1,Ty	84.99 N
Rod 2, cadena dirc x	R2,Tx	-71.28 N
Rod 2, cadena dirc y	R2,Ty	-9.11 N

Tabla 14: Cargas puntales de la prueba de paso por curva

Nota: La dirección x es paralela a la dirección de avance de la motocicleta, mientras que la dirección y, es la perpendicular a esta.

En el caso de la frenada, solo se estudiará el caso de la frenada trasera, la cual es la más desfavorable para esta parte de la estructura. Mientras que, para el paso por curva, se estudiará con las cargas que se generan al paso de una curva de 175 m y un ángulo de inclinación de 50° ya que son las más desfavorables según los cálculos del Anexo 4.

Condiciones de contorno

Se asume que todos los elementos trabajan rígidamente entre sí. Las restricciones están aplicadas en los orificios donde va colocado el eje que une el basculante con el chasis y, en los orificios de las orejetas. Se restringirá los desplazamientos axiales y radiales en ambas partes (Imagen 78).

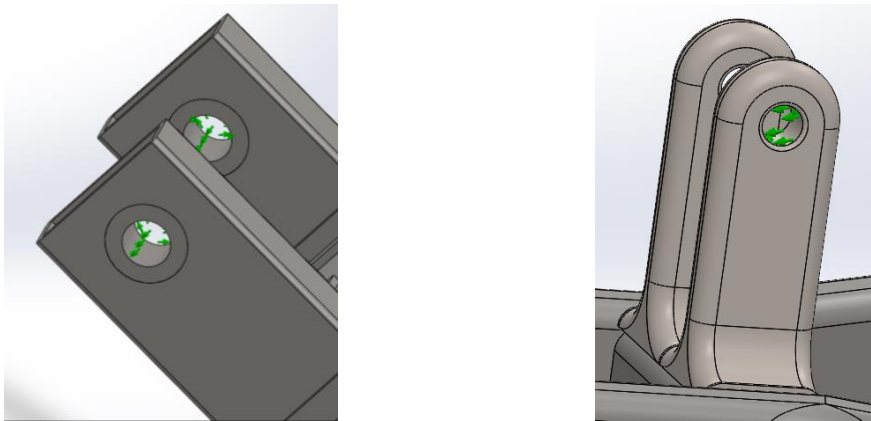


Imagen 78: Basculante – restricciones de la zonas de unión con el chasis

Mallado

La información de la malla utilizada para las simulación del basculante se muestra en la Tabla 15.

Tipo de malla	Malla sólida
Tamaño máximo de elemento	2 mm
Tamaño mínimo de elemento	0.2 mm

Tabla 15: Información del mallado del basculante

Con un mallado de 5 mm y un control de mallado en las zonas más restrictivas de 2 mm hubiera bastado para tener un valor representativo de las tensiones y desplazamiento ya que se tendría un mínimo de tres elementos por zonas, pero, debido a la complejidad de

la estructura y de todos los elementos que la conforman, se opta por realizar un mallado principal más exhaustivo lo que permite llegar a convergencia, aunque, computacionalmente, se tarde un poco más en llegar a la solución. Se confirma que llega a convergencia cuando, aumentando el número de elementos de la malla, los valores resultantes no sufren cambios.

En la Imagen 79, se puede ver la malla para el caso de la prueba estática.

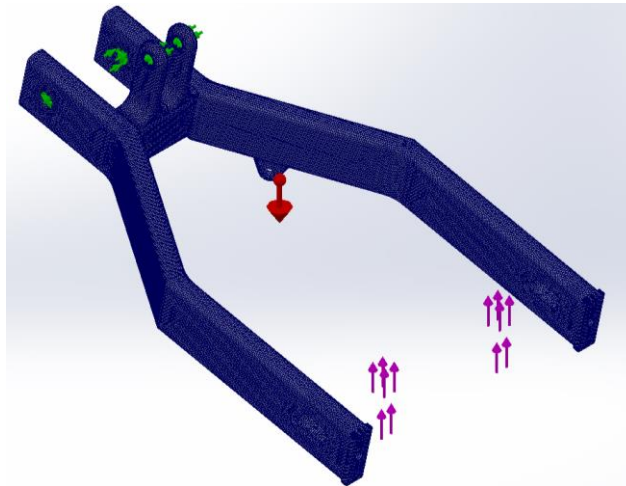


Imagen 79: Mallado del basculante

Resultado computacional de la prueba estática

La carga que se va a implementar en el basculante para la prueba estática asume que la carga externa de la prueba lo absorbe únicamente el basculante. Además, la carga impuesta se encuentra mayorada en 500N, al igual que se hizo en el subchasis, para tener un margen de seguridad.

En la Imagen 80, se observa las cargas y restricciones impuestas para la prueba estática.

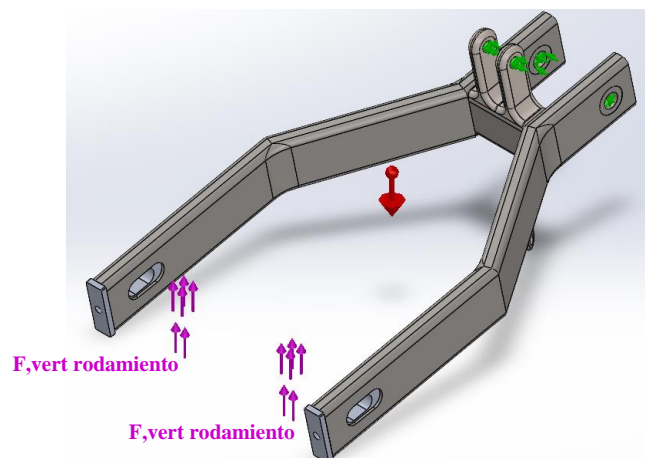


Imagen 80: Condiciones de contorno y cargas aplicadas en la prueba estática

Las tensiones que presentan la estructura al aplicar las condiciones de contorno y las cargas se observan en la Imagen 81. Tal y como se puede observar, la tensión máxima que se presenta es de 299 MPa.

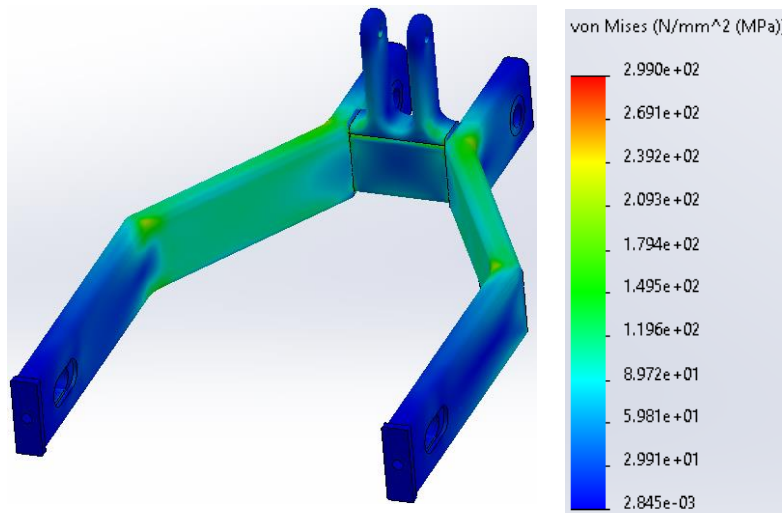


Imagen 81: Tensiones del basculante en la prueba estática

Observando la localización de la tensión máxima, se observa que se encuentra localizada en uno de los vértices de la orejeta lo que permite despreciar el valor ya que se considera un error del programa (Imagen 82).

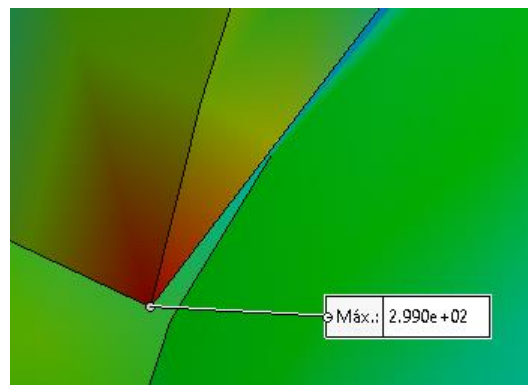


Imagen 82: Localización tensión máxima para carga de prueba estática en el basculante

Si se realiza un control de resultado con un límite del 80% del límite de fluencia del material, se puede observar que la estructura no llegaría a plastificar excepto en el vértice que indica la tensión máxima, por lo tanto, se corrobora nuevamente que es una tensión secundaria (Imagen 83)

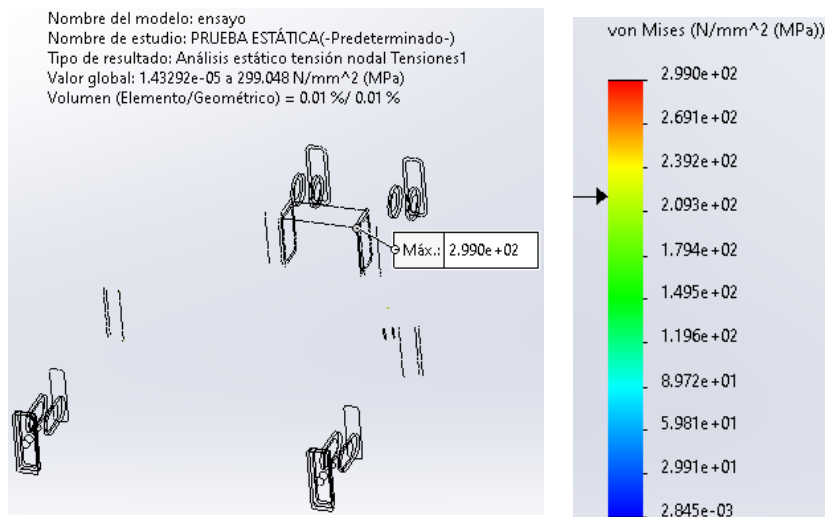


Imagen 83: Control de resultado con un límite de fluencia del 80% del material para el basculante

Por tanto, la estructura tendría un coeficiente de seguridad superior a 1.2 lo que permite asegurar el material y la geometría apta para la prueba estática.

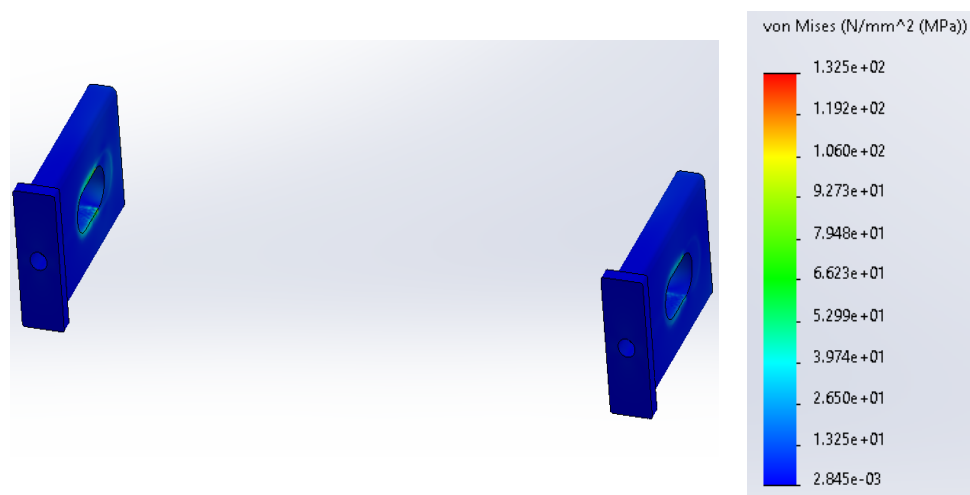


Imagen 84: Tensiones resultante en la placa del tensor durante la prueba estática

En cambio, el tensor de la cadena presenta una tensión máxima de 132.5 MPa (Imagen 84). La tensión se encuentra localizada en un punto de la arista (Imagen 85) por lo que se estima que la tensión real es mucho menor, pero, aun así, estableciendo el valor máximo como 132.5 MPa, la pieza se encuentra con un coeficiente de seguridad de 1.6 ya que el aluminio 6063 – T6 presenta un límite elástico de 220 MPa.

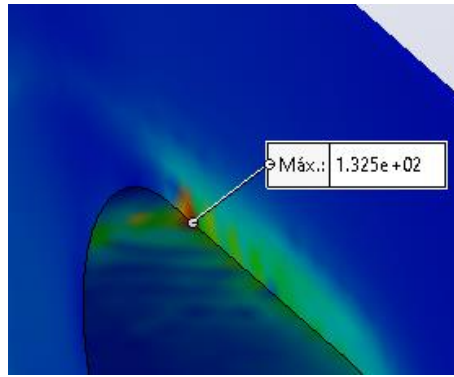


Imagen 85: Localización de la tensión máxima de la placa de aluminio en la prueba estática

El máximo desplazamiento que presenta la estructura es de 2.87 mm (Imagen 86). Ante una carga de gran magnitud es de esperar que la estructura se haya desplazado al menos 2 mm.

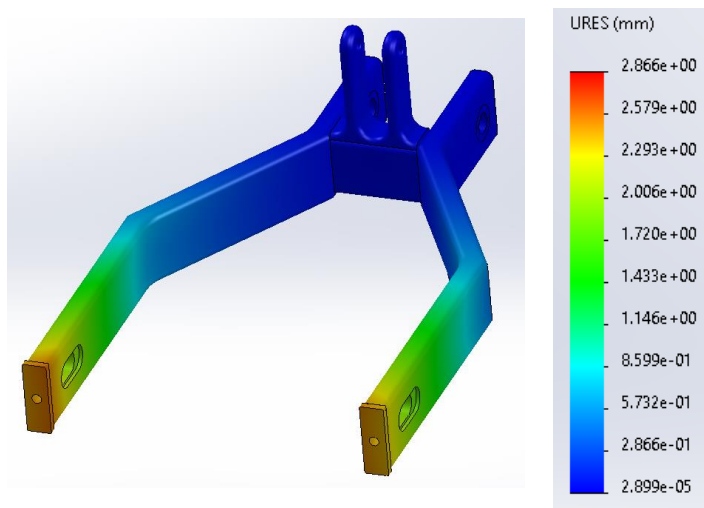


Imagen 86: Desplazamiento resultante del basculante durante la prueba estática

Resultado computacional de la prueba de aceleración

Se observará el basculante con las cargas y condiciones de contornos impuestas para el caso de pruebas de aceleración (Imagen 87).

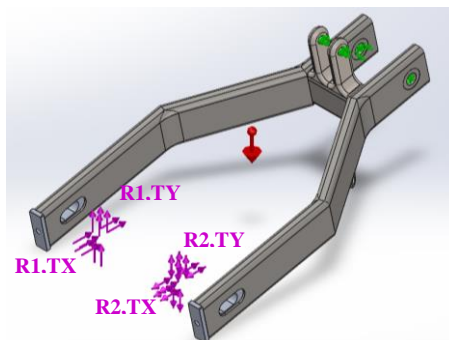


Imagen 87: Condiciones de contorno y cargas aplicadas en la prueba de aceleración

Las tensiones que presentan la estructura al aplicar las condiciones de contorno y las cargas se observan en la Imagen 88. Tal y como se puede observar, la tensión máxima que se presenta es de 213 MPa.

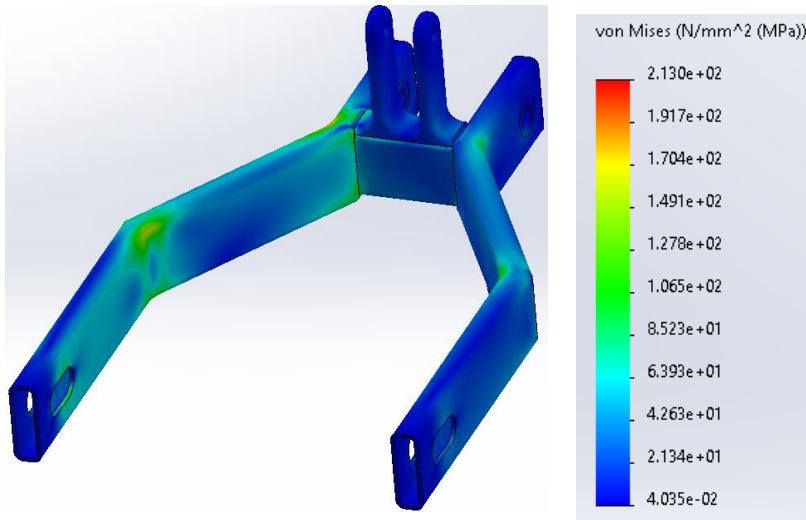


Imagen 88: Tensión máxima en el basculante durante la prueba de aceleración

En cambio, la tensión máxima que presenta la placa del tensor de la cadena es un poco más elevada.

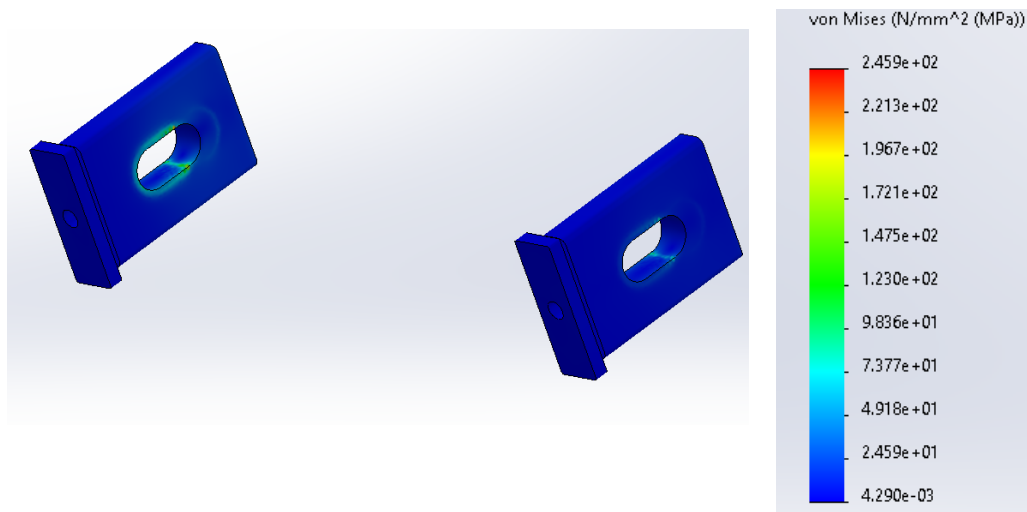


Imagen 89: Tensiones en la placa del tensor de la cadena durante la prueba de aceleración

La tensión máxima que presenta el tensor de la cadena es de 246 MPa, la cual supera el límite elástico del material. Aplicando el control del resultado, la tensión máxima se encuentra aplicada en una línea de los elementos triangulares por lo que considera una tensión errónea posiblemente producida por una mala geometría de los elementos en el interior.

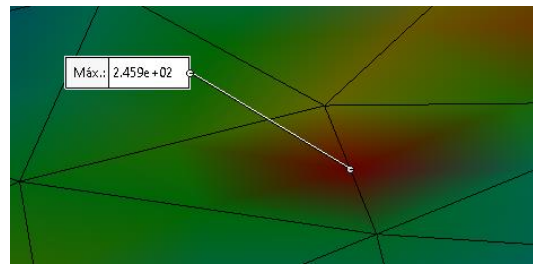


Imagen 90: Localización de la tensión máxima en la prueba de la aceleración en la placa del tensor de cadena

Realizando el control de resultado, se observa que solo el 0.1% del volumen de la estructura llega a plastificación siendo, por tanto, una tensión secundaria que no comprometerá a la estructura (Imagen 91).

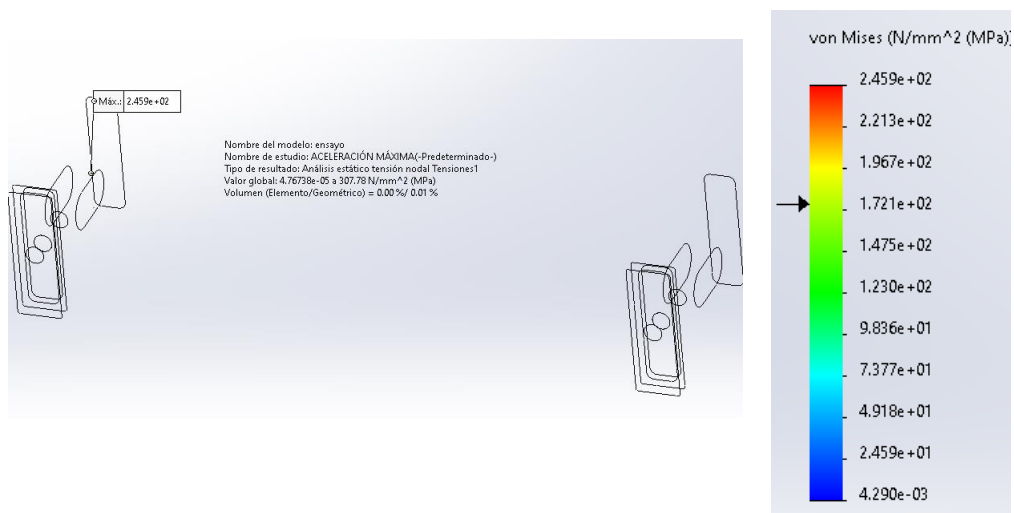


Imagen 91: Control de resultado de la placa del tensor de la cadena durante la prueba de aceleración

El desplazamiento máximo que presenta la estructura en la prueba de aceleración es de 1.1 mm. Como se puede observar en la Imagen 92, en los desplazamientos resultantes se ve claramente que existe un mayor desplazamiento en el brazo izquierdo del basculante ya que existe mayor carga debido a la tracción de la cadena.

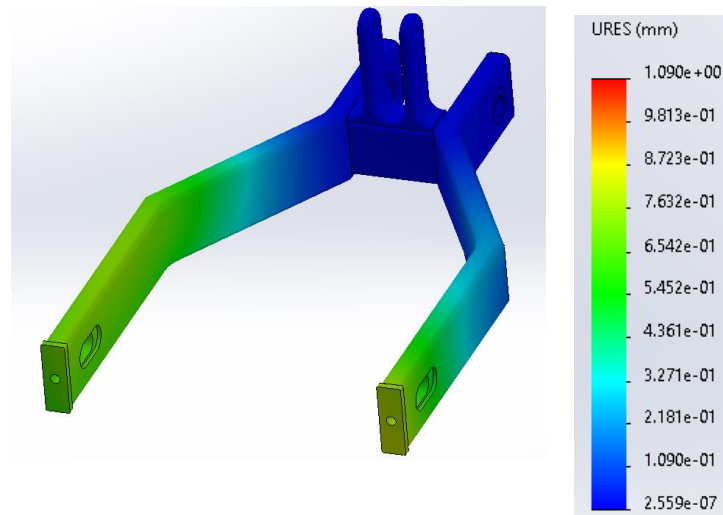


Imagen 92: Desplazamiento resultante del basculante durante la prueba de aceleración

Resultado computacional de la prueba de la frenada trasera

Como penúltimo caso de prueba, se observa el basculante en el caso de la frenada trasera (Imagen 93).

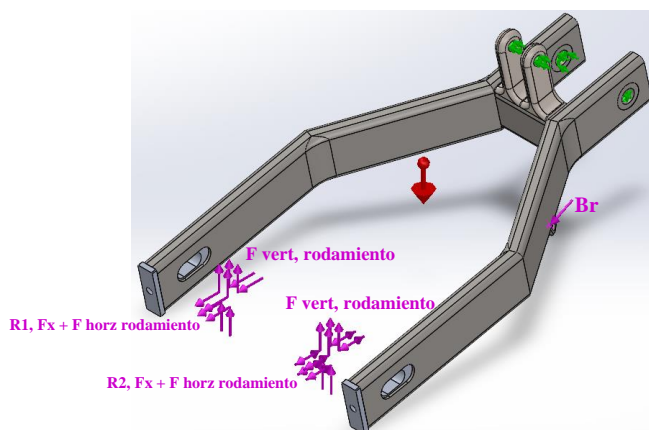


Imagen 93: Condiciones de contorno y cargas aplicadas en la prueba de frenada trasera

En este caso, existe una nueva localización de una carga que se añade para representar la fuerzas que ejerce el soporte del freno trasero sobre el basculante durante la frenada.

La tensión máxima que presenta el basculante durante la frenada trasera es de 163.4 MPa. Como es de esperar, existen mayores tensiones en el brazo derecho del basculante debido a la tracción del tensor de freno. Por ese motivo, la tensión máxima se encuentra localizada en el elemento donde va sujeto el tensor del freno trasero.

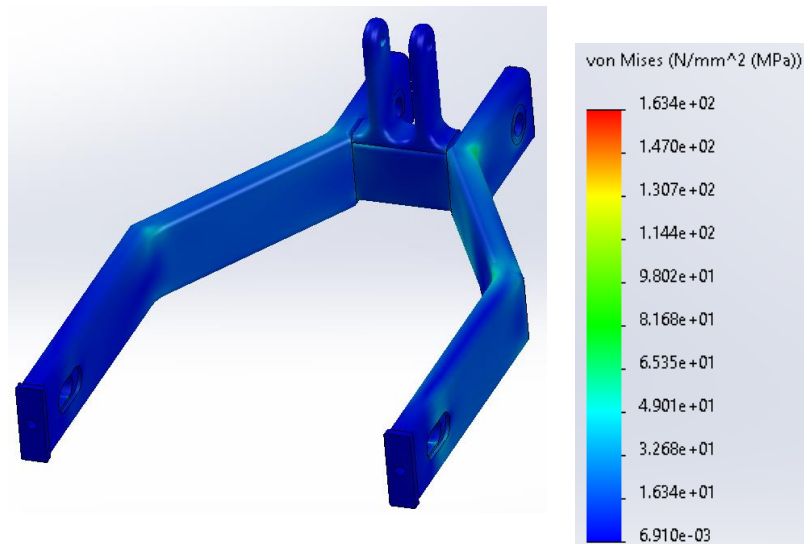


Imagen 94: Tensiones durante la prueba de frenada trasera

En la Imagen 94, se puede observar la zona exacta donde se encuentra localizada la tensión máxima.

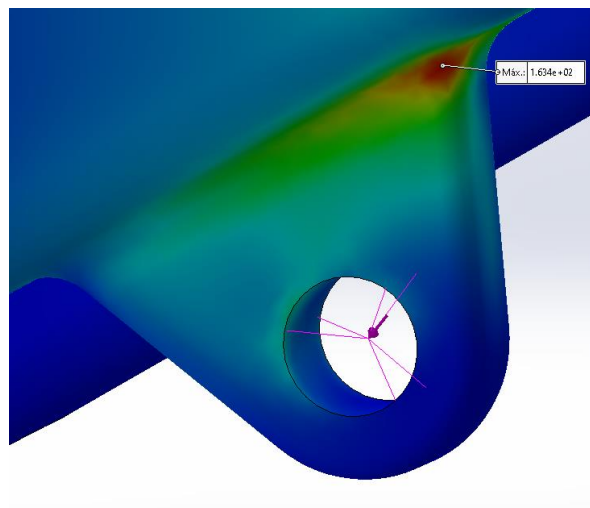


Imagen 95: Localización tensión máxima tensor de freno

En este caso, tampoco supera el valor del 80% del límite elástico por lo que se considera nuevamente apto el material seleccionado. La placa de aluminio tampoco supera el 80% de la tensión del límite elástico ya que la tensión máxima que presenta es de 124.6 MPa. Además, como se puede observar, existe mayor tensión en la placa de la derecha debido al esfuerzo aplicado que ejerce el tensor de freno en el basculante.

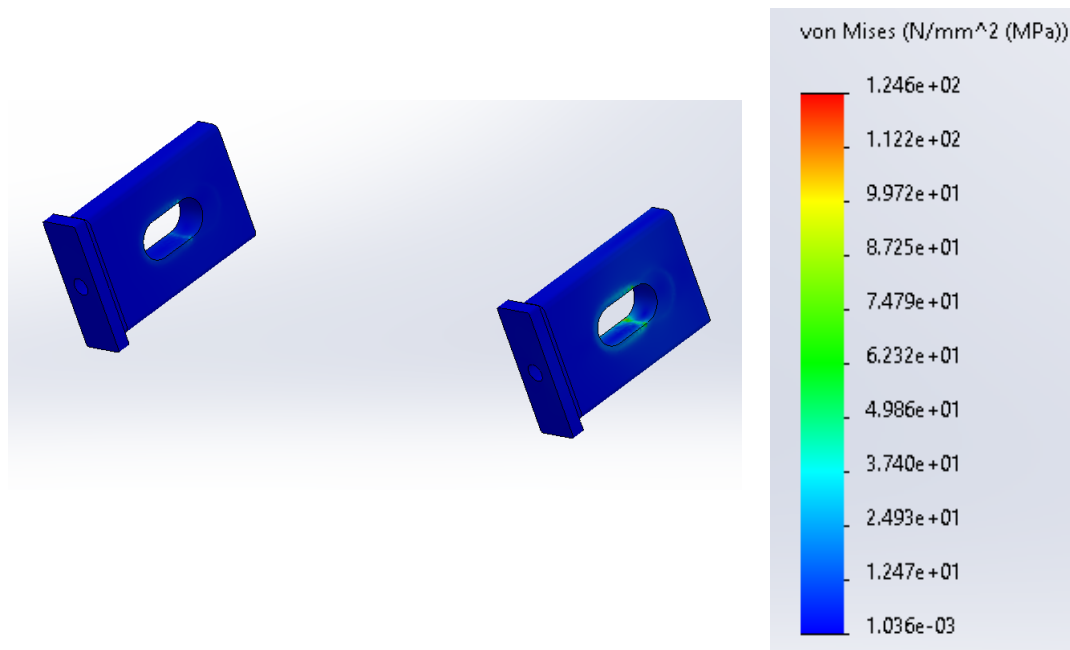


Imagen 96: tensión en la placa del tensor de la cadena durante la frenada trasera

El desplazamiento máximo que presenta el basculante en la frenada trasera es de 0.51 mm (Imagen 97). Los valores son los esperados por los siguientes motivos, en primer lugar, existe un desplazamiento casi constante a lo largo del brazo derecho debido a la fuerza de tracción que genera el tensor de freno, en segundo lugar, debido al esfuerzo se genera un desplazamiento en el brazo derecho ya que estas cargas hacen que la estructura se desplace hacia la izquierda generando un desplazamiento máximo en el brazo izquierdo.

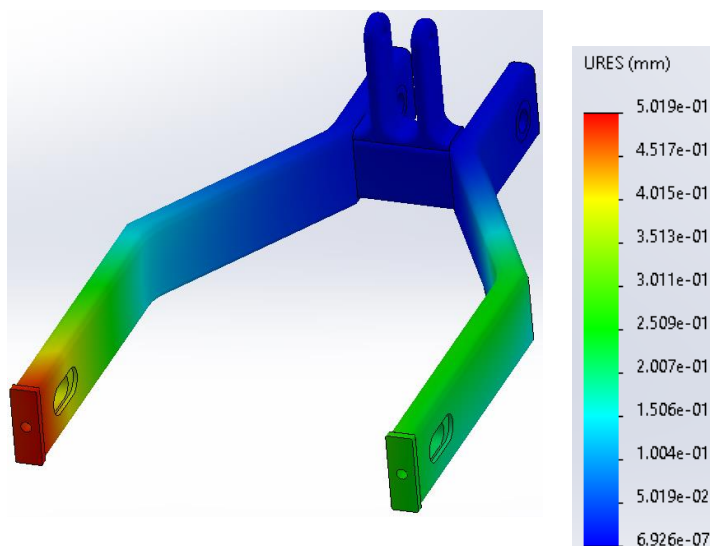


Imagen 97: Desplazamiento resultante de la prueba de frenada trasera

Resultado computacional de la prueba del paso por curva

El último caso es el paso por curva, el cual se refleja con las condiciones de contorno impuestas en la Imagen 98.

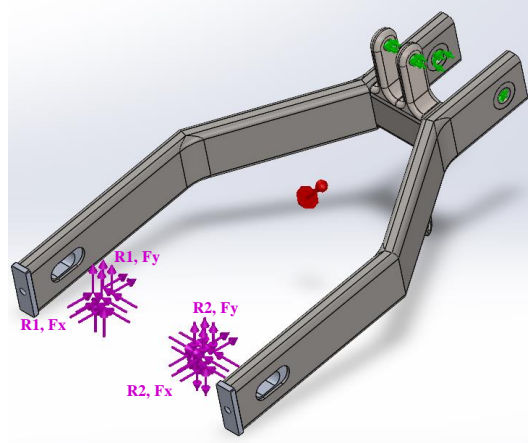


Imagen 98: Condiciones de contorno y cargas aplicadas en la prueba de paso por curva

En el Anexo 4, las cargas para el paso por curva fueron calculadas considerando la inclinación de 50° de la motocicleta. Como para realizar la simulación, se considera la fuerza de la gravedad con una inclinación de 50° , es necesario descomponer las cargas del paso por curva en su componente vertical y horizontal.

Por tanto, el valor final de esas cargas respecto al eje local son las siguientes:

$$F_y = N_r \cdot \cos(50) + C_r \cdot \cos(40) = 1860.69N$$

$$F_x = N_r \cdot \text{sen}(50) - C_r \cdot \text{sen}(40) = 0.00196N$$

Obtenido el valor, se aplica a cargas puntuales obteniendo el siguiente valor:

$$F_{y,p} = 930.35 N$$

$$F_{x,p} = 0.00098 N$$

Lo mismo se debe hacer con la carga de tracción de la cadena en el plano vertical.

$$F_{yR1} = R_{1y} \cos(50) = 48.77 N$$

$$F_{yR2} = R_{2y} \cos(50) = -5.86 N$$

$$F_{xR1} = R_{1y} \text{sen}(50) = 65.11 N$$

$$F_{xR2} = R_{2y} \text{sen}(50) = -6.98 N$$

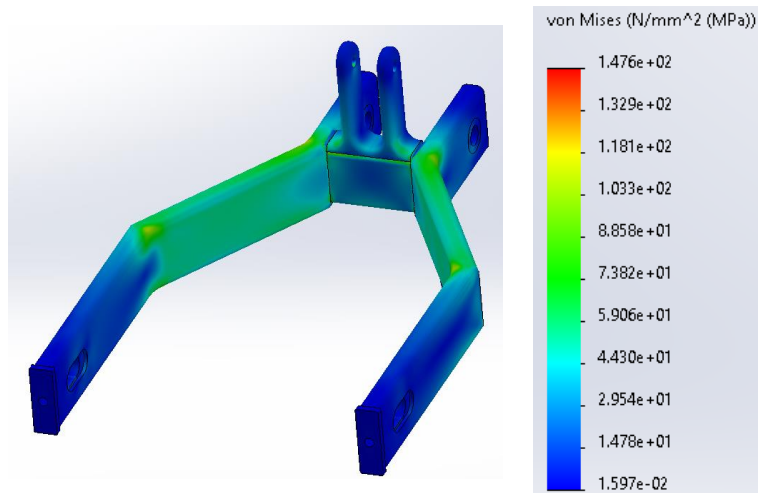


Imagen 99: Tensiones del basculante en la prueba del paso por curva

La tensión máxima que presenta el basculante durante el paso por curva es de 147 MPa. Realizando un control de resultados, se observa que la tensión máxima se encuentra localizada en un vértice de las orejetas, igual que pasa en el caso de la prueba estática, aun así, la tensión máxima que presenta la estructura es inferior a la tensión del límite elástico del material por lo que se considera apta.

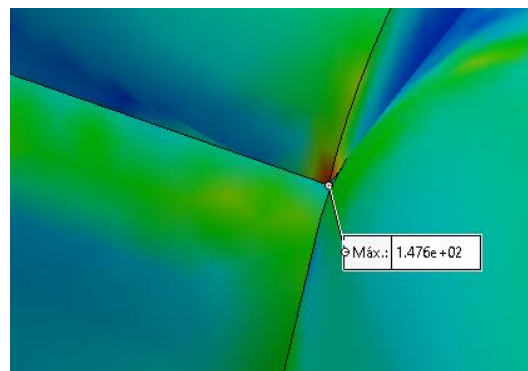


Imagen 100: Localización de la tensión máxima

En cambio, el tensor presentará un tensión máxima de 74.4 MPa en el caso del paso por curva siendo nuevamente apto (Imagen 101).

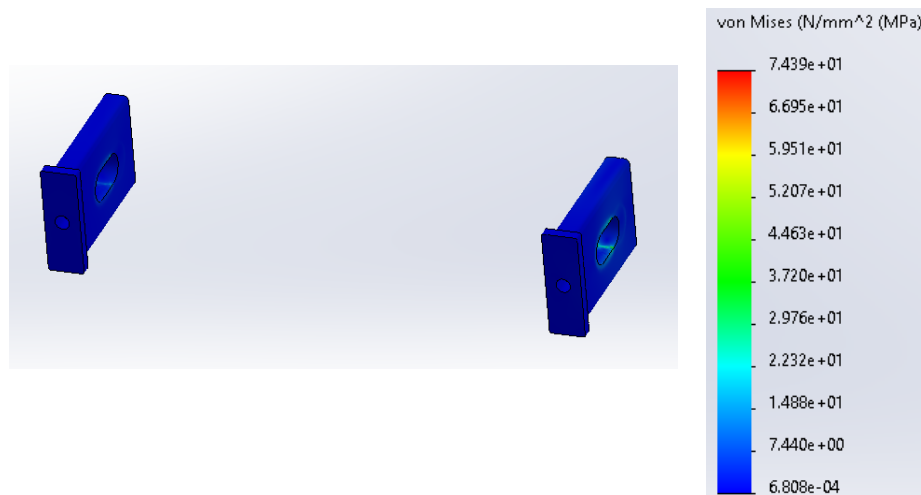


Imagen 101: Tensiones en la placa del tensor de la cadena durante el paso por curva

El desplazamiento resultante máximo que presenta el basculante durante el paso por curva es de 1.43 mm.

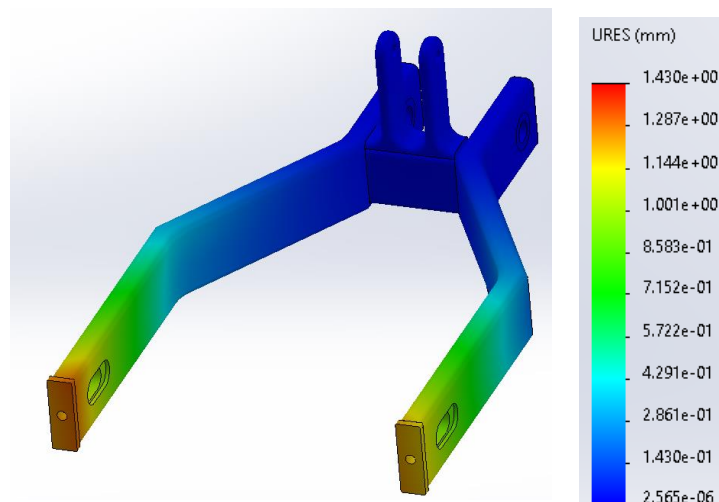


Imagen 102: Desplazamiento del basculante durante el paso por curva

El material seleccionado es un acero S275 JR bajo en carbono con un límite elástico de 275 MPa. Todas las simulaciones presentan un tensión inferior al 80% del límite de fluencia por lo que se considera apta y, por ende, no es necesario calcular en ningún caso la soldadura.

Para el caso del tensor de cadena, siempre se encontrará por debajo del valor del límite de fluencia el cual es de 220 MPa para el aluminio 6063-T6.

Se consideró utilizar un acero con peores prestaciones mecánicas, pero en el caso de la aceleración no cumplía con el 80% del límite elástico por lo que se descartó.

7.3.4 Chasis

La última parte de la estructura que se analizará será el chasis. Además de realizar la simulación estática, se simulará la estructura a pandeo para corroborar que debido a la carga de compresión que se genera durante la prueba estática la estructura no colapsa.

Para simular el chasis es necesario tener en cuenta el basculante. El subchasis, en cambio, se puede despreciar ya que se colocará una carga remota con el peso de este y se le sumará el peso del piloto o de la carga de la prueba estática en función de la situaciones que se esté ensayando.

En la Imagen 103, se puede observar la estructura que se usa para las simulaciones del chasis. Para el caso de la prueba del paso por curva, se le añadirá una estructura para poder representar el efecto de las cargas y restricciones de manera correcta.



Imagen 103: Estructura al completo para simular el estudio estático

Para poder representar la suspensión delantera, se hará uso de una estructura la cual se puede observar en la Imagen 104. Aunque lo ideal hubiera sido realizar una estructura a con dos resortes en paralelo, computacionalmente daba lugar a un consumo de memoria muy elevado. Sin embargo, los desplazamientos generados en la estructura se aproximan a la realidad por lo que se considera apta esta forma de ejecutar la simulación.



Imagen 104: Representación suspensión delantera chasis

Cargas impuestas

Las cargas impuestas se desglosarán en las tablas que se presenta a continuación. En todas las situaciones se tendrá en cuenta las masas correspondientes a todos los elementos que irán alojados en el chasis:

- Masa piloto, 75 kg, *
- Masa batería + sistema baja, 50 kg *
- Masa Inverter, 4.7 kg
- Masa BMS, 2 kg
- Masa motor, 30 kg *
- Masa Radiador, 5 kg
- Carga peso subchasis, 10 kg *

*Se excede 5 kg a todos los elementos para tener margen de seguridad menos al peso del subchasis que se le excede 8 kg.

Carga externa 1	Fprueba delantera	3000 N
Carga externa 2	Fprueba asiento	3000 N
Gravedad	g	9.81 m/s ²

Tabla 16: cargas para la prueba estática del chasis

Carga tornillo	Ftornillo	335.12 N
Carga tracción cadena	Ft	2631.58 N
Gravedad	g	9.81 m/s ²
Aceleración	a _{ace}	9.4 m/s ²

Tabla 17: cargas para la prueba de aceleración del chasis

Momento ejercido por la frenada delantera	M frenada delantera	668.99 Nm
Gravedad	g	9.81 m/s ²
Desaceleración	a _{fre}	14.52 m/s ²

Tabla 18: cargas para la prueba de frenada delantera del chasis

Carga tornillo	Ftornillo	96 N
Carga tracción cadena	Ft	598.81 N
Gravedad	g	9.81 m/s ²
Aceleración	a _{ace}	0.67 m/s ²
Aceleración centrípeta	a _{centrípeta}	11.7 m/s ²

Tabla 19: cargas para la prueba del paso por curva del chasis

Condiciones de contorno

Todos los elementos que se simularán serán elementos sólidos. En este caso, y para todas las simulaciones se plantean dos uniones tipo rígidas.

- Unión tipo rígida 1.
 - Chasis
 - Estructura de la suspensión delantera
 - Eje que une el chasis con la suspensión trasera
- Unión tipo rígida 2.
 - Basculante
 - Eje de la rueda trasera
 - Eje que une el chasis con el basculante
 - Eje que une el basculante con la suspensión trasera
 - Orejeta

No existe unión rígida en toda la estructura ya que el basculante tiene la función de bascular respecto al chasis por lo que, para unir ambos elementos se hará uso del conector tipo rodamiento en la zona del eje que une el rodamiento con el chasis y el basculante (Imagen 105).

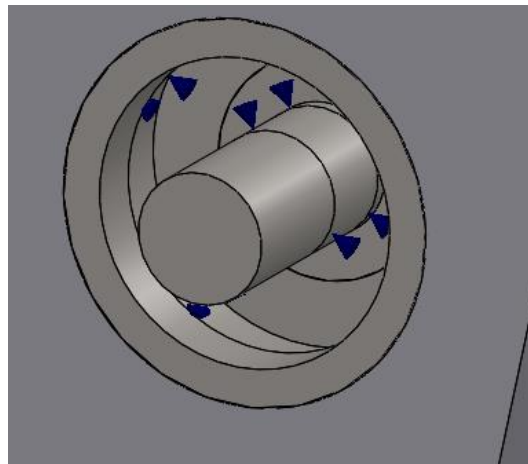


Imagen 105: Aplicación del conector de rodamiento entre el basculante y el chasis

Para poder aplicar este conector, es necesario crear una franja que sea concéntrica con el área donde irá alojado el rodamiento.

Por otro lado, para poder simular la suspensión trasera se hará uso del conector tipo resorte. Es necesario dar como parámetro la constante del resorte, la precarga (si la tuviera) y el tipo de resorte. En este caso, se tiene 120 N/mm, una precarga de 1920 N y un resorte

de compresión. Para colocar el resorte, se colocará dos vástagos que representan los tornillos que unen la suspensión trasera con el chasis y el basculante, y se aplicará el conector entre estos dos elementos tal y como se observa en la Imagen 106.

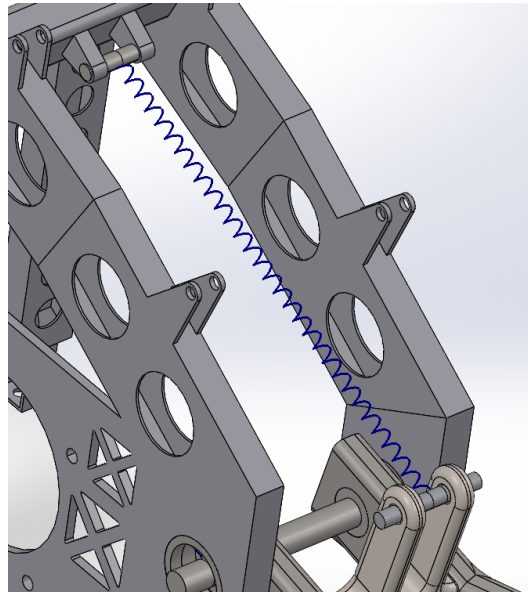


Imagen 106: Conector tipo resorte

Como dato importante, se asume que el eje de cada extremo del resorte está unido rígidamente ya que el resorte no transmite giro.

Las condiciones de contorno dependerán de la situación que se esté analizando. Sobre todo, en el caso de la aceleración, frenada y paso por curva para poder aplicar el principio de D'Alembert. Por tanto, es necesario explicar las restricciones en cada apartado.

Mallado

La información de la malla utilizada para las simulación del chasis se muestra en la Tabla 20.

Tipo de malla	Malla sólida
Tamaño máximo de elemento	8 mm
Tamaño mínimo de elemento	0.45 mm

Tabla 20: Información del mallado del chasis

Además, se realizan controles de mallados en zonas más críticas como son en la pipa y en los agujeros realizados para alivianar la estructura dando lugar a un malla que permite obtener 3 elementos como mínimo en estas zonas (Imagen 107).

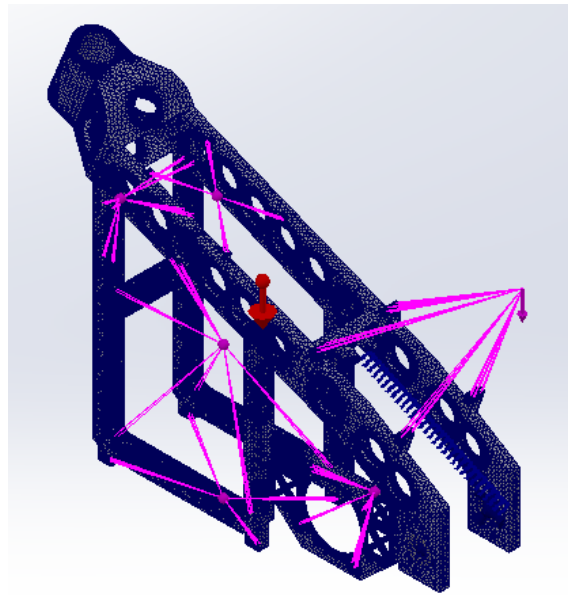


Imagen 107: Mallado del chasis

Resultado computacional de la prueba estática horizontal

Respecto a las condiciones de contorno, las restricciones serán radiales y axiales para el eje del basculante mientras que, para el orificio donde iría alojado el eje de la rueda delantera, se restringe los desplazamientos verticales (Imagen 108).

Respecto a las cargas, se aplica la carga horizontal de 300kg en el eje donde irá alojado el eje de la rueda delante. Además, utilizando masa remota, se aplica el valor de cada peso en donde se encuentra localizado (Imagen 108) y se añade la gravedad para que las masas remotas y el peso del chasis computen en la simulación.

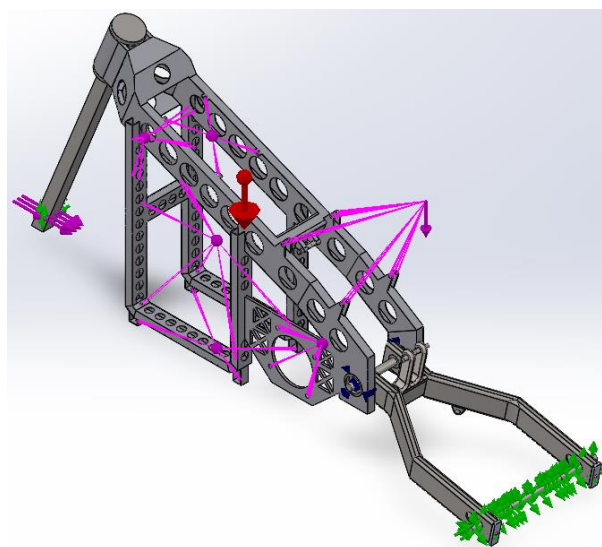


Imagen 108: Aplicación de carga y restricciones de la prueba estática A

Las tensiones máxima que se presentan en la estructura son de 138 MPa.

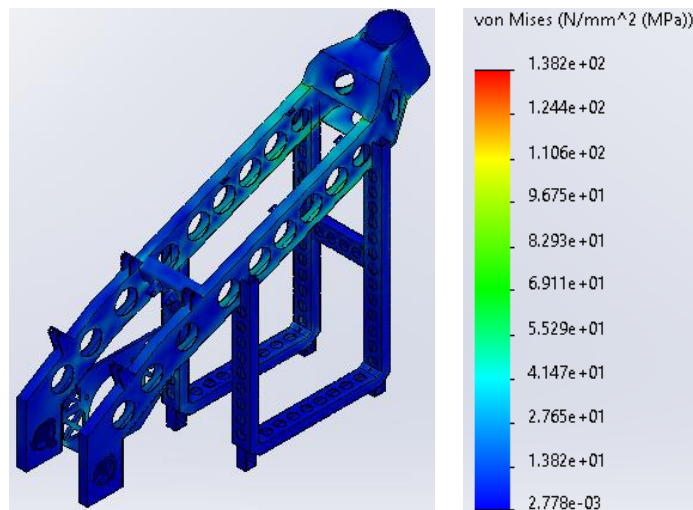


Imagen 109: Tensión del chasis durante la prueba estática frontal

La localización de la tensión máxima se encuentra en uno de los vértices de la pipa donde justamente se está comprimiendo. Esta localización es lógica ya que es una zona muy comprometida de la estructura para este tipo de carga (Imagen 110).

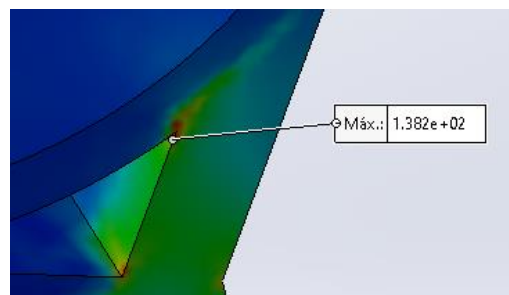


Imagen 110: Localización de la tensión máxima en la prueba A

El máximo desplazamiento que presenta la estructura es de 5.1 mm. Al ser un resorte de compresión, este no ha sufrido desplazamiento por lo que se verifica que el material ha cedido (Imagen 111).

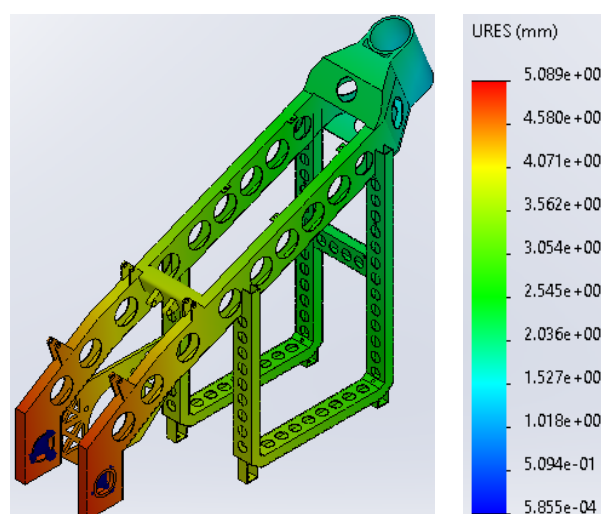


Imagen 111: Desplazamiento resultante de la prueba estática delantera

Otra forma de ver que el desplazamiento resultante se aproxima a la realidad es observando el tipo de movimiento que presenta la estructura al aplicar las cargas y las condiciones de contorno. Al estar basculando gracias a los rodamientos, el movimiento resultante es ascendente en la zona donde van alojados los rodamientos, siendo esto lo que ocurre en la realidad ya que, ante la carga frontal de 300 kg, la pipa tiende a flexionarse haciendo que la estructura ascienda en esta zona. Este desplazamiento se puede ver concretamente en la Imagen 112.

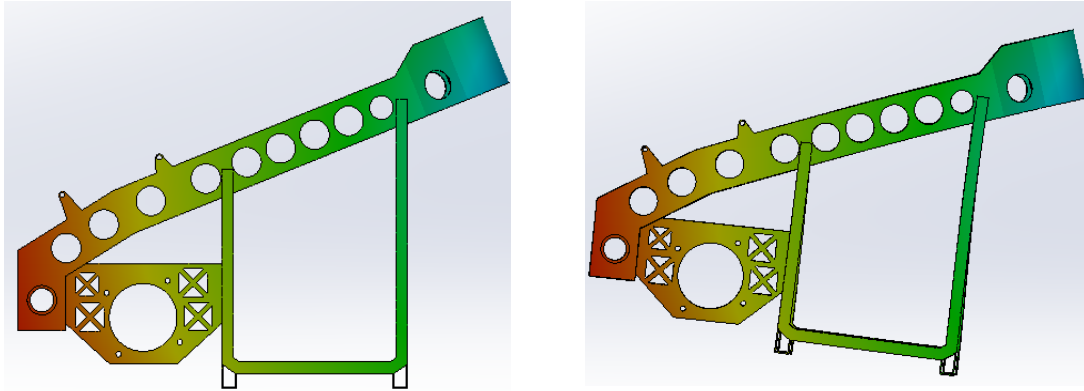


Imagen 112: Comparación entre la deformada del desplazamiento resultante

Resultado computacional de la prueba estática vertical

Se utiliza las mismas restricciones que en el caso anterior, pero se diferencia en que no se aplica la carga frontal de 300 kg en el eje de la rueda delantera, sino que se aplica dicha carga en el asiento. La carga real que se aplica en este prueba es de 250 kg, pero, para tener un margen de seguridad se asume una carga de 310 kg.

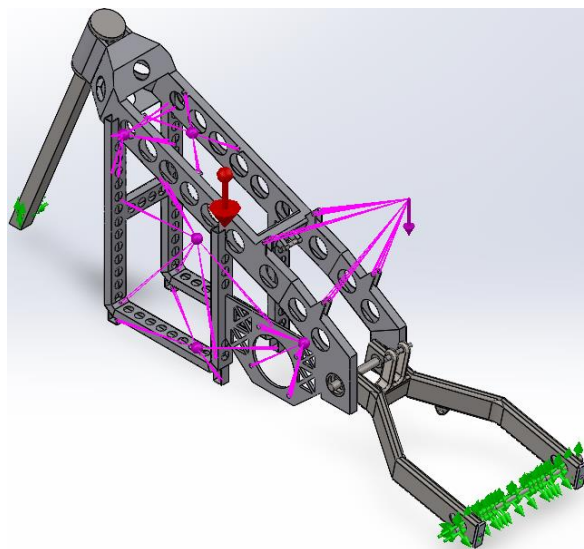


Imagen 113: Restricciones y cargas de la prueba vertical

En la Imagen 114, se observa que la tensión máxima de la estructura es de 298 MPa. Esta tensión hace que la estructura supere el límite elástico del material.

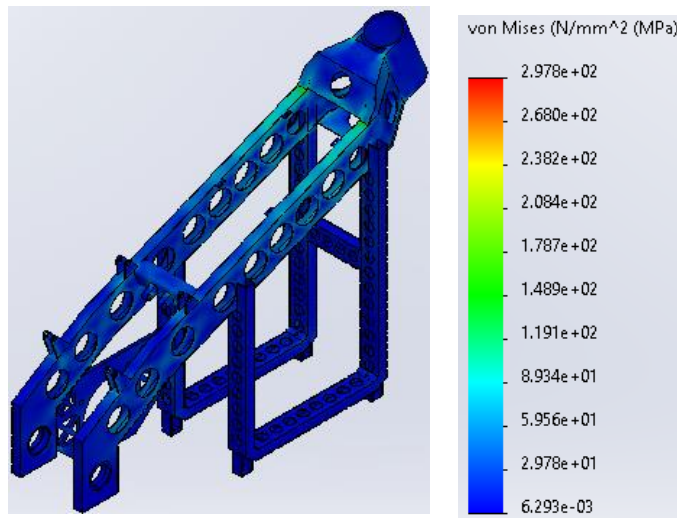


Imagen 114: Tensiones de la prueba estática vertical del chasis

Localizando la tensión máxima en la estructura, esta se encuentra en una región un poco crítica respecto al cálculo matemático que tiene que realizar el programa ya que se localiza en una arista (Imagen 115).

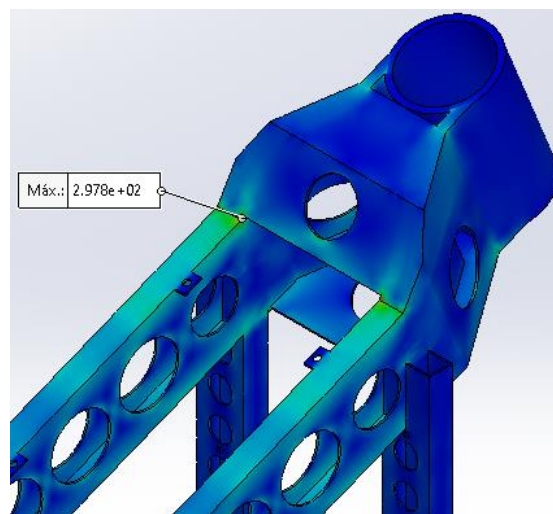


Imagen 115: Localización tensión máxima en la prueba B

Por tanto, a modo de solución, se emplea la herramienta de control de resultado para poder ver si se considera una tensión secundaria o, por el contrario, es una tensión que compromete a la estructura.

Aplicando un control de resultado con tensiones equivalente al 80% de la tensión del límite del material (Imagen 116), se observa que en menos del 0.01% del volumen plastifica por lo que se considera una tensión secundaria.

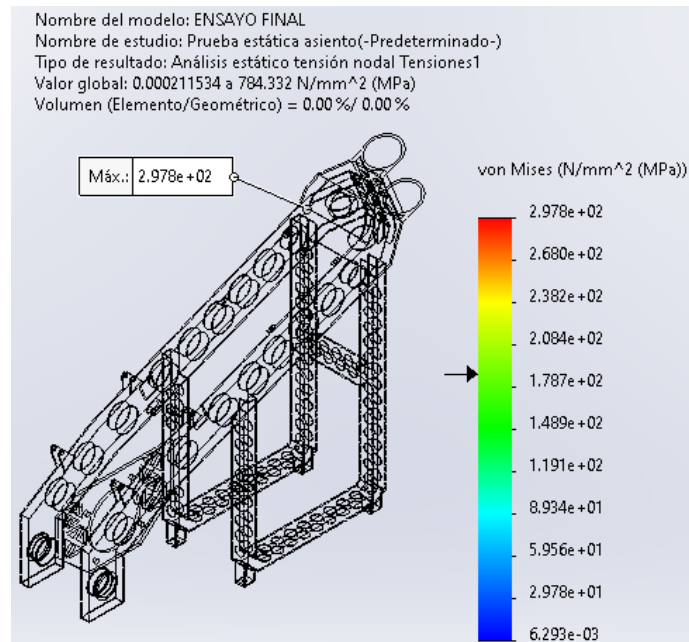


Imagen 116: Control de resultados de la tensión de fluencia al 80% en la prueba estática vertical

El desplazamiento máximo que presenta la estructura es de 5.4 cm. Ante una carga de 300 kg en el asiento, era de esperar que, debido a una carga tan grande, la estructura se desplazara esa cantidad por experiencia previa.

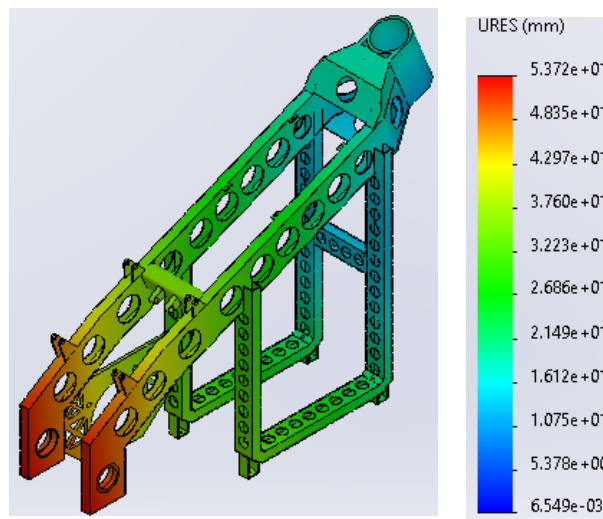


Imagen 117: Desplazamiento resultante para la prueba estática vertical del chasis

A diferencia de la anterior prueba, tras aplica la carga a la estructura, la motocicleta debe presentar un movimiento contrario al anterior, es decir, debe de desplazarse hacia abajo tal y como se observa en la Imagen 118.

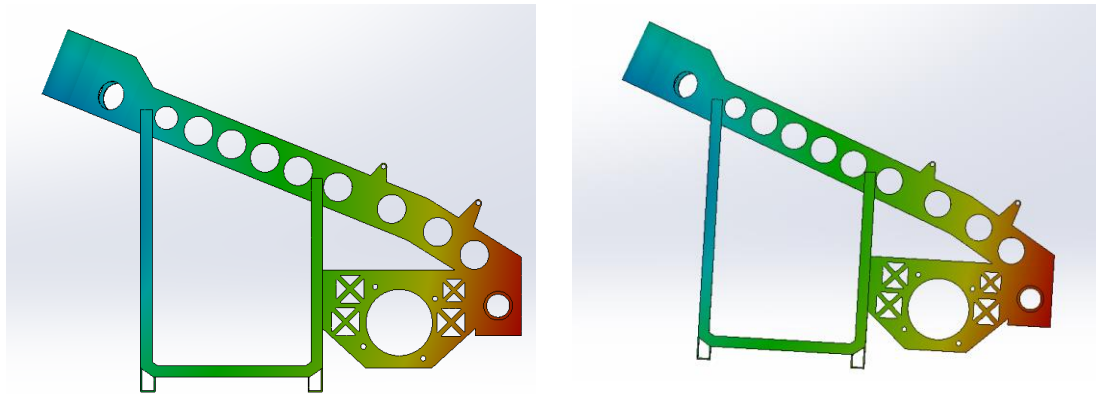


Imagen 118: Desplazamiento de la prueba estática en el asiento

Resultado computacional de la prueba de aceleración

En la prueba de aceleración se aplica el principio de D'Alembert. Gracias a este principio, un problema dinámico se puede convertir en un problema estático a partir de la segunda Ley de Newton. En este caso, se estudia la aceleración de la motocicleta por lo que el vector de aceleración va en la dirección de la velocidad, pero, el principio de D'Alembert indica que las fuerzas inerciales son capaces de equilibrar las fuerzas externas, las cuales son generadas debido a la aceleración. Por tanto, el vector de la aceleración va en dirección opuesta en el análisis computacional. Para poder equilibrar el sistema, es necesario aplicar restricciones que no generen un mecanismo tras la aplicación de la aceleración. Es por ello que, el eje trasero estará restringido radial y axialmente mientras que, el agujero donde irá colocado el eje delantero, solamente se restringe el movimiento vertical y axial.

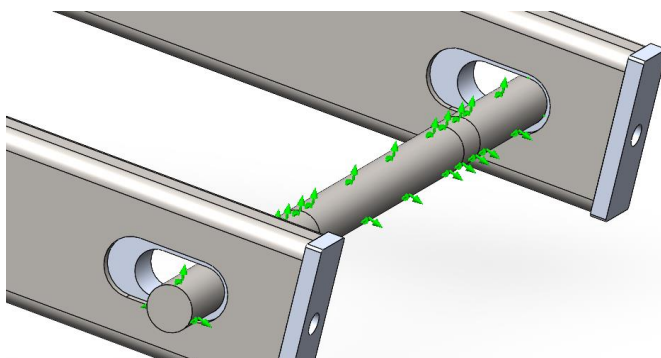


Imagen 119: Restricción eje trasero durante la prueba de aceleración del chasis

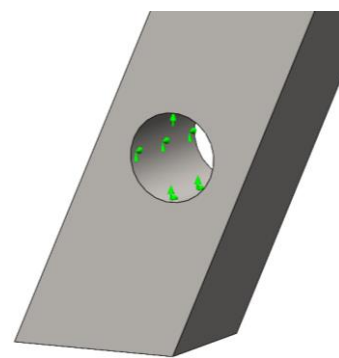


Imagen 120: Restricción del agujero donde irá colocado el eje delantera durante la prueba de aceleración del chasis

Aplicando de esta manera las restricciones, el sistema será isostático ya que el sumatorio de las fuerzas ejercidas en el eje de abscisas (vector aceleración) se equilibran con la restricción del eje trasero.

Durante la aceleración de la motocicleta, el chasis presenta una serie de cargas como son, la carga debido a la tracción de la cadena y, la carga del momento torsor que se ejerce en tornillos del motor ya que este está conectado directamente al chasis. Además de estas cargas, se encuentran aplicadas las masas remotas y los vectores de aceleración (contraria al movimiento) y el vector de gravedad. En la Imagen 121, se puede observar la aplicación de las cargas de la tracción de la cadena y del momento torsor del motor.

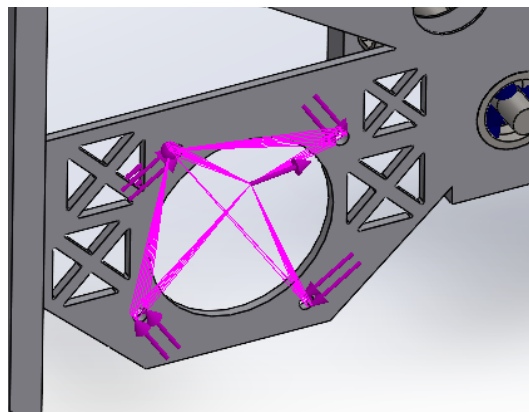


Imagen 121: Aplicación de la tracción de la cadena y del momento torsor del motor

En la Imagen 122, se puede observar la aplicación de las cargas y de las restricciones.

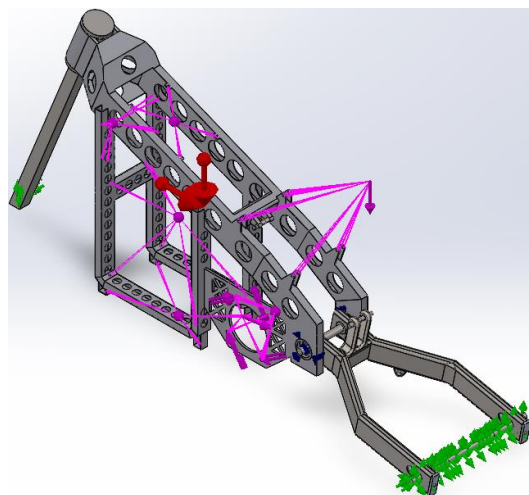


Imagen 122: Aplicación de cargas y restricciones en la aceleración

Las tensiones resultante en la prueba de aceleración presentan una tensión máxima de 224 MPa (Imagen 123). Aunque la tensión no supere el límite elástico es una tensión próxima al valor.

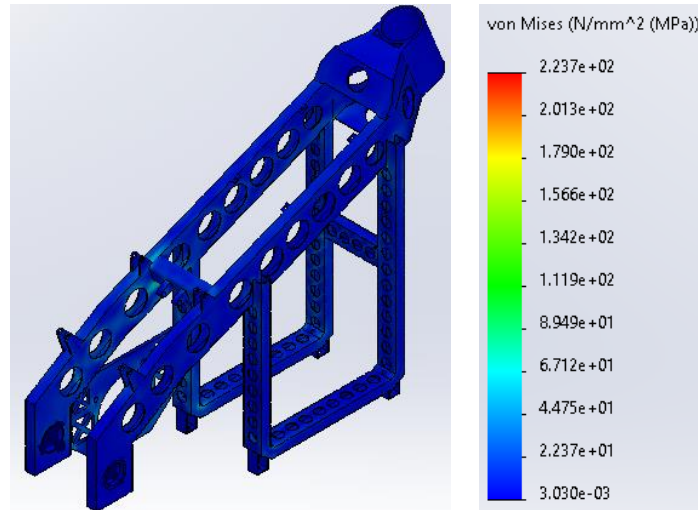


Imagen 123: Tensiones de la prueba de aceleración del chasis

Localizando la tensión máxima, se encuentra en un vértice de la estructura. Esta zona, como se ha comentado con anterioridad, es una zona crítica para el cálculo matemático que hace el programa por lo que es necesario realizar un control de resultado.

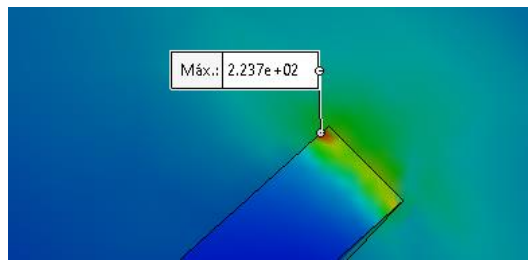


Imagen 124: Localización de la tensión máxima durante la aceleración rectilínea.

En la Imagen 125, se puede observar que menos del 0.01% del volumen plastifica restringiendo la tensión máxima al 80% de la tensión del límite elástico del material.

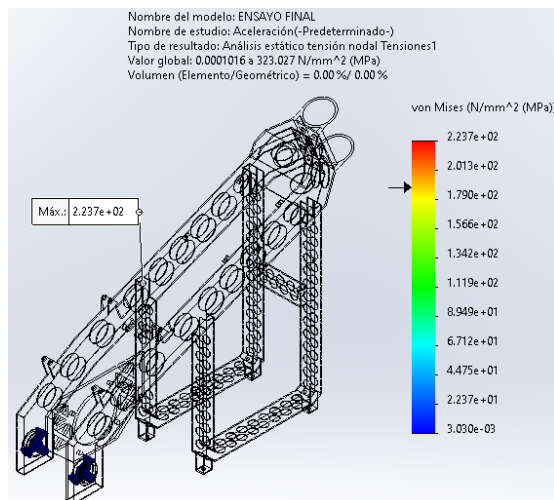


Imagen 125: Control de resultados de la aceleración rectilínea

El desplazamiento resultante máximo que presenta la estructura durante la aceleración es de 2.9 mm (Imagen 126).

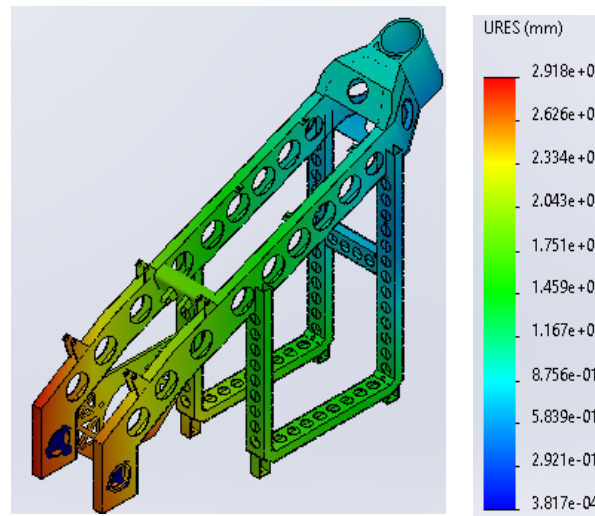


Imagen 126: Desplazamiento resultante de la estructura durante el paso por curva

En el Anexo 4, se realiza el cálculo del *Squat*, el cual es un parámetro importante durante el funcionamiento de la motocicleta. Este parámetro va en función de la geometría del basculante, la inclinación de la cadena y de la distribución de los pesos de la motocicleta. Para este diseño, se optó por mantener un *Squat* inferior a 1 pero, lo más próximo al valor de la unidad. Según el anexo, el valor resultante es de 0.96, es decir, un valor que genera la extensión del muelle durante la aceleración. Si se observa el desplazamiento en la Imagen 127 con todos los elementos, se puede observar que, efectivamente, el resorte tras una aceleración produce una extensión del muelle ya que sufre un desplazamiento positivo en la zona de basculación tal y como se puede observar en la deformada.

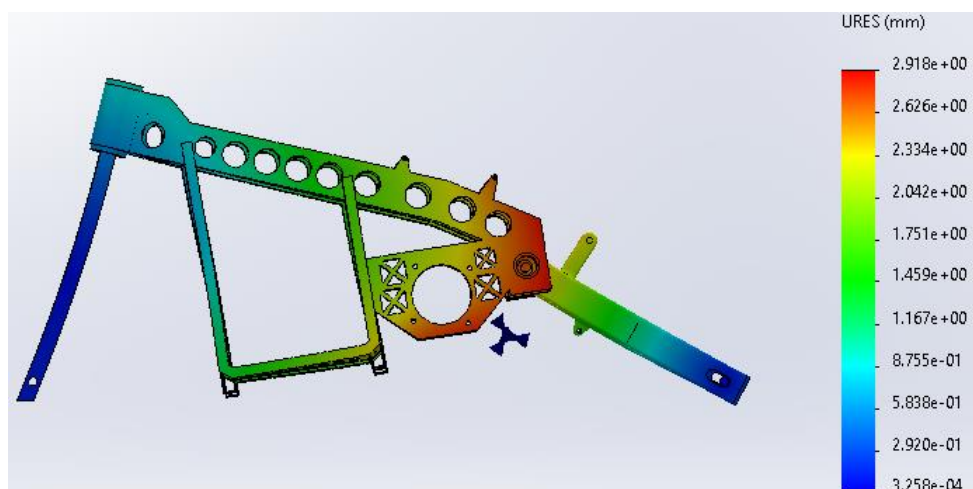


Imagen 127: Desplazamiento resultante con la deformada de todos los elementos

Otro desplazamiento importante es aquel que se ve en la placa donde va anclado el motor ya que, debido al peso de este, genera un momento flector que hace que la placa flecte. Cabe destacar que la deformada de la imagen está puesta a gran escala, pero, en la realidad, este desplazamiento no se observa de esta forma puesto que el desplazamiento máxima es de 1.6 mm (Imagen 128).

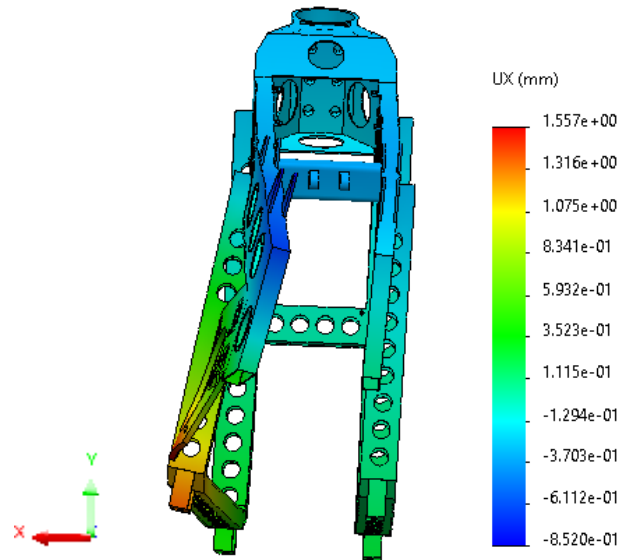


Imagen 128: Ampliación de la deformada de la placa del motor

Resultado computacional de la prueba de frenada delantera

La frenada que más afecta al chasis es la frenada delantera por lo que únicamente se simulará esta situación.

Al igual que en el caso de la aceleración, se aplicará el principio de D'Alembert. En este caso, debido a la frenada se produce una desaceleración del sistema, pero, las fuerzas inerciales para equilibrar el sistema generan una oposición por lo que el vector de desaceleración irá en contra de este. Por tanto, en este caso, el orificio del eje de la rueda delantera estará restringido radial y axialmente mientras que, el eje de la rueda trasera, únicamente se restringe el desplazamiento vertical y axial.

Para poder representar la frenada delantera en el chasis, es necesario aplicar el momento que ejerce la rueda cuando frena. Este momento, hace que la horquilla delantera genera un momento antihorario. Para esto, se hará uso de la carga remota a la cual se le aplicará el momento resultante de la frenada (Imagen 129). Además, se aplicará las masas remotas de los elementos que van en el chasis y, la desaceleración de la motocicleta.

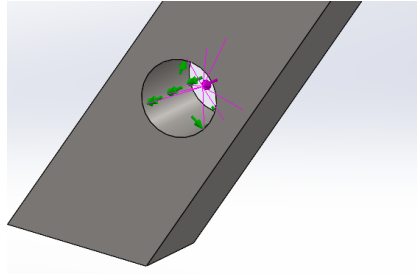


Imagen 129: Aplicación del momento de la frenada delantera

En la Imagen 130, se puede observar la aplicación de todas las cargas y restricciones para el caso de la frenada.

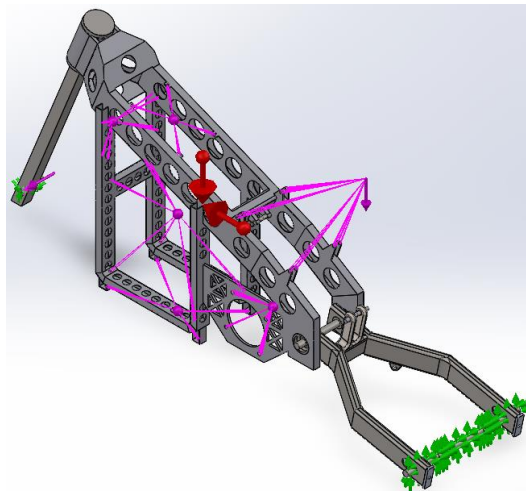


Imagen 130: Aplicación de las restricciones y cargas durante la frenada delantera.

La tensión máxima durante la frenada delantera se vuelve a localizar en la zona crítica donde se localizó en la simulación de la aceleración, aunque, en este caso, la tensión máxima es de 275 MPa (Imagen 131).

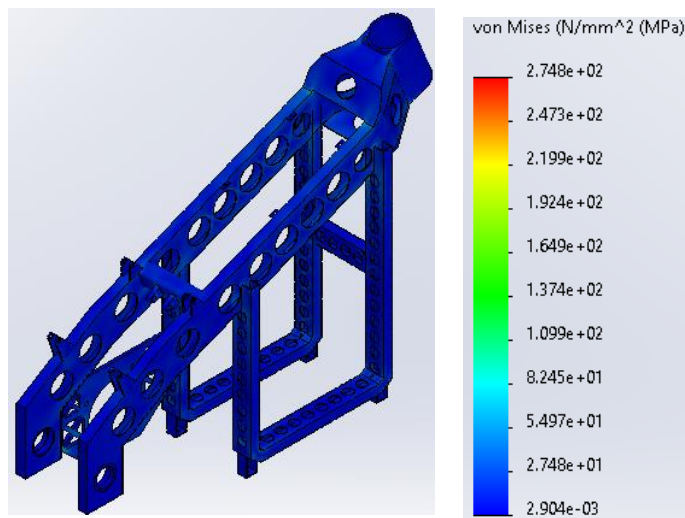


Imagen 131: Tensiones durante la prueba de la frenada delantera

Tal y como se comentó con anterioridad se observa en la Imagen 132, el mismo suceso que pasó en el caso de la prueba de aceleración por lo que nuevamente se considera una tensión secundaria.

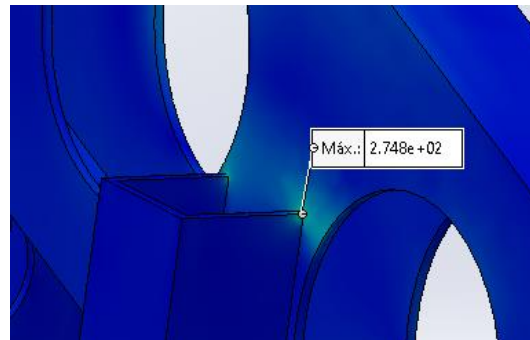


Imagen 132: Localización de la tensión máxima del chasis en la frenada delantera

Por lo tanto, se realiza un control de resultado al 80% del límite elástico para corroborar que la tensión no produzca la plastificación del material seleccionado.

El desplazamiento máximo resultante que presenta la estructura es de 3.8 mm.

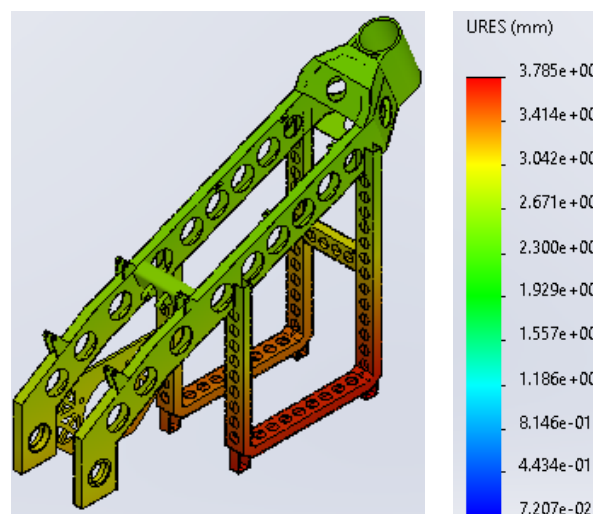


Imagen 133: Desplazamiento resultante durante la prueba de la frenada delantera

En la Imagen 134, se puede observar la deformada del desplazamiento resultante de la estructura ante las cargas aplicadas.

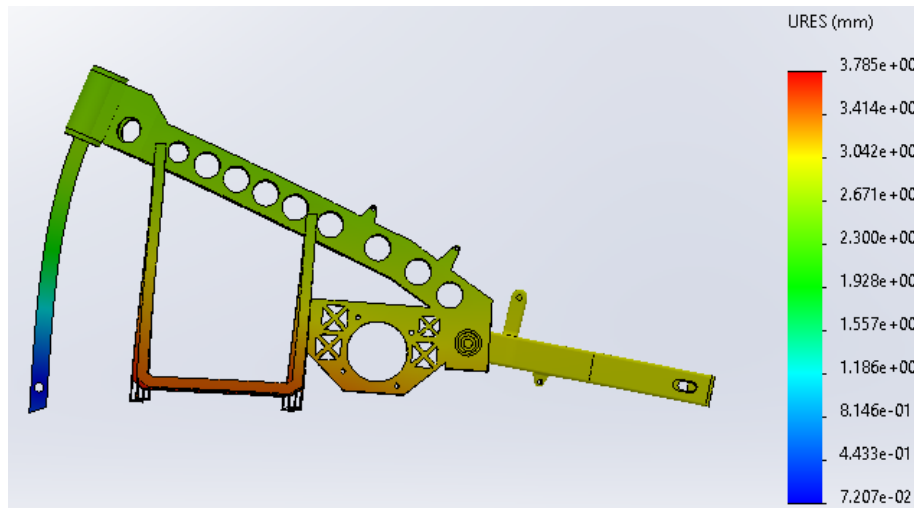


Imagen 134: Desplazamiento resultante por las cargas debido a la frenada

Resultado computacional de la prueba de frenada delantera

En este penúltimo ensayo se analizará la estructura del chasis durante el paso por curva, más concretamente, se analizará cuando comienza a acelerar a mitad de recorrido. Uno de los problemas más importante durante el paso por curva es la torsión de la estructura ya que debido a la fuerzas actuantes, la motocicleta se torsiona por la parte delantera.

Para poder aplicar las restricciones, fue necesario generar una estructura que simule las ruedas. En la Imagen 135, se puede observar la motocicleta con todos los elementos necesarios para simular esta situación.

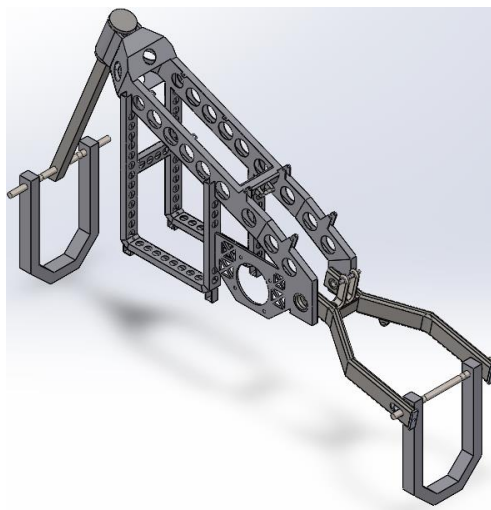


Imagen 135: Elementos utilizados para la simulación del paso por curva

Para poder aplicar el principio de D'Alembert, se utiliza las mismas restricciones que se usaron para la simulación de la aceleración rectilínea menos la restricción del orificio delantero que solo se restringe el desplazamiento vertical.

Por una parte, es necesario aplicar la gravedad con una inclinación de 50° para poder simular la motocicleta durante el paso de la curva. Por otro lado, durante esta situación, aparece una aceleración conocida como la aceleración centrípeta, esta aceleración tiende a que la motocicleta durante el paso por curva salga de la trayectoria por lo que es importante tenerla en cuenta. Además, aparece nuevamente la aceleración tangencial del vehículo. Las cargas aplicadas son iguales que el caso de la aceleración, pero, con la velocidad calculada en el Anexo 4 la cual es la velocidad límite que puede tener la motocicleta sin pérdida de adherencia para la inclinación de 50° y un radio de curvatura de 175m. En la Imagen 136, se puede observar la aplicación de las cargas durante el paso por curva.

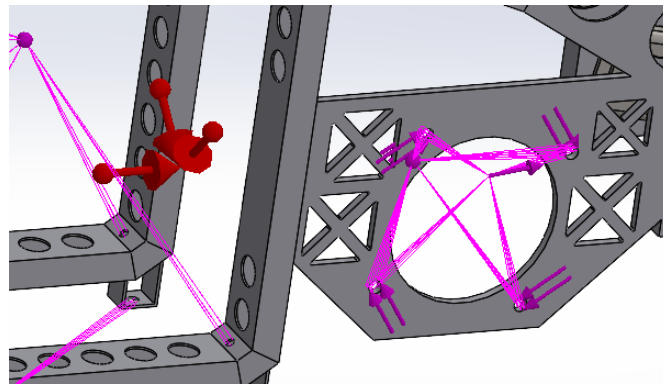


Imagen 136: Aplicación de las cargas en el chasis durante la simulación del paso por curva

Mientras que, en la Imagen 137, se puede observar la aplicación de las cargas y restricciones de la estructura durante el paso por curva.

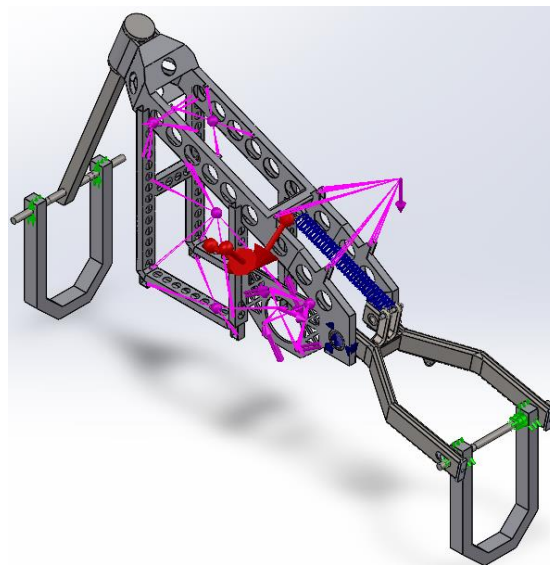


Imagen 137: Aplicación de cargas y restricciones durante el paso por curva

La tensión máxima se encuentra nuevamente en la zona donde se ha encontrado la tensión máxima en el caso de aceleración y frenada (Imagen 138). Por lo que se vuelve a considerar una tensión secundaria.

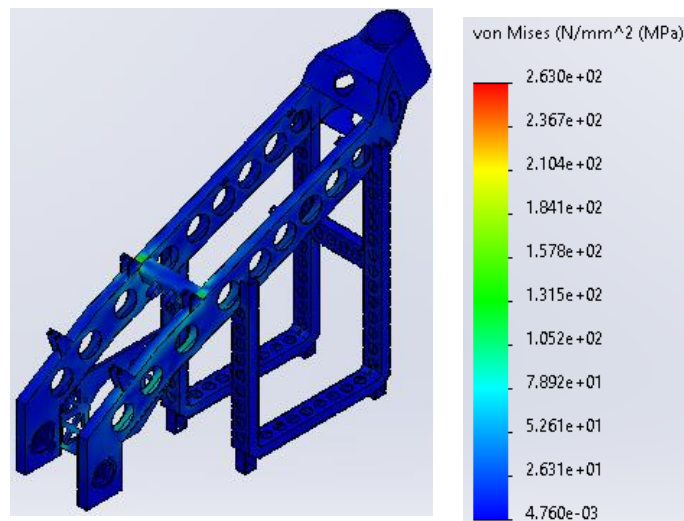


Imagen 138: Tensión de la prueba del paso por curva del chasis

El desplazamiento máximo que presenta la estructura es de 2.4 cm. En la Imagen 139 no se observa claramente la torsión de la estructura por lo que se considera necesario colocar los elementos que se usan para la simulación para poder corroborar que se genera este tipo de esfuerzo.

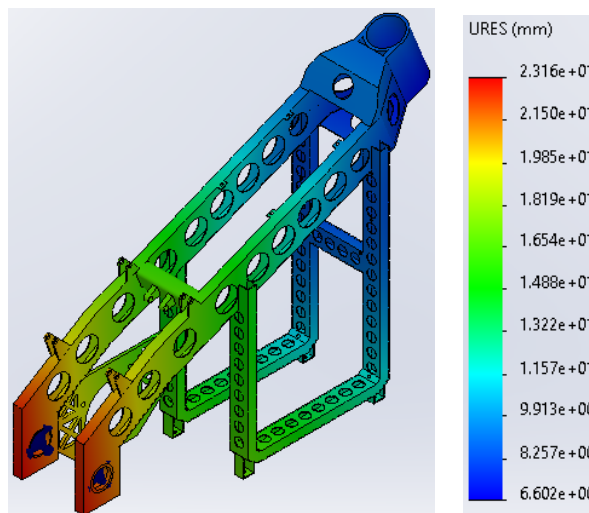


Imagen 139: Desplazamientos resultante para la prueba del paso por curva del chasis

En la Imagen 140, se puede observar que efectivamente existe torsión en la estructura durante el paso por curva. Como es de esperar, el basculante no sufre ningún desplazamiento respecto al eje X ya que se encuentra perfectamente restringido, en

cambio, en la parte delantera de la motocicleta, se observa como existe un desplazamiento a lo largo del eje X de 6 mm dando lugar a la torsión del chasis.

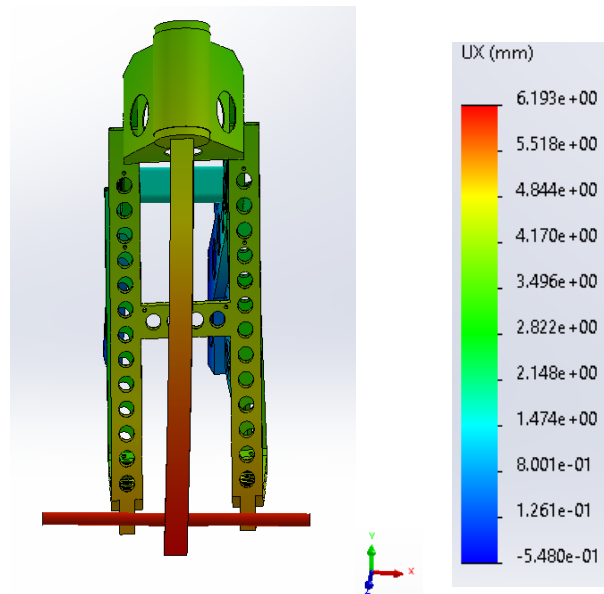


Imagen 140: Desplazamiento de torsión en el paso por curva del chasis

Resultado computacional de pandeo

Una de las peores cargas que puede sufrir la estructura es la compresión de esta. Por tanto, se considera necesario realizar el cálculo de pandeo para ver si la estructura es inestable debido a una carga de compresión, como puede ser la carga de la prueba estática de los 300 kg en la rueda delantera o la estructura cuando esté pasando por una curva.

Para poder realizar el análisis de pandeo, es necesario aplicar las cargas que se ejercen durante esta prueba y las restricciones, por lo que se aplicarán las mismas restricciones y cargas que la prueba estática horizontal y, de la prueba de paso por curva. Respecto al mallado, se hará uso del mismo tipo de mallado.

De este análisis se obtendrá el coeficiente de pandeo y el lugar donde pandea. Para corroborar que una estructura no pandea, el coeficiente de pandeo debe ser superior a 4.

Resultado computacional de la prueba estática horizontal de pandeo

El menor factor de carga que se obtuvo en la simulación es de 18.84, es decir, que para la carga aplicada se necesitaría un valor 18 veces mayor para que la estructura pandee.

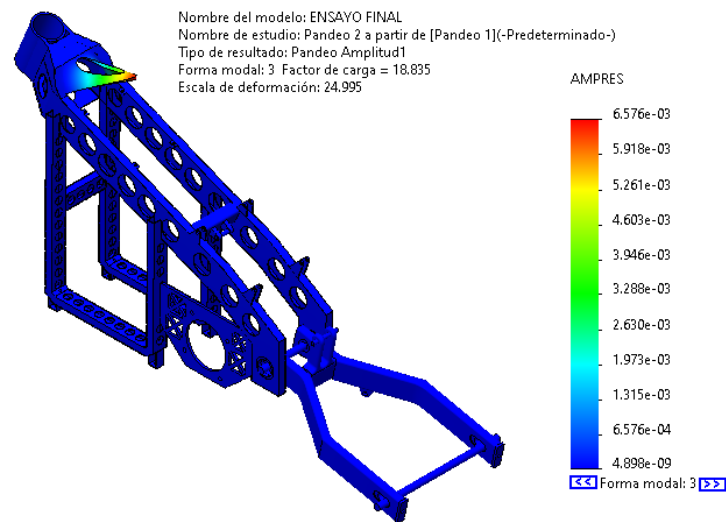


Imagen 141: Pandeo de la prueba estática horizontal

Resultado computacional de la prueba de paso por curva de pandeo

En este caso, el factor de carga es mucho menor, pero se sigue estando por el lado de la seguridad ya que es necesario aplicar una carga 10 veces mayor para que la estructura pandee (Imagen 142).

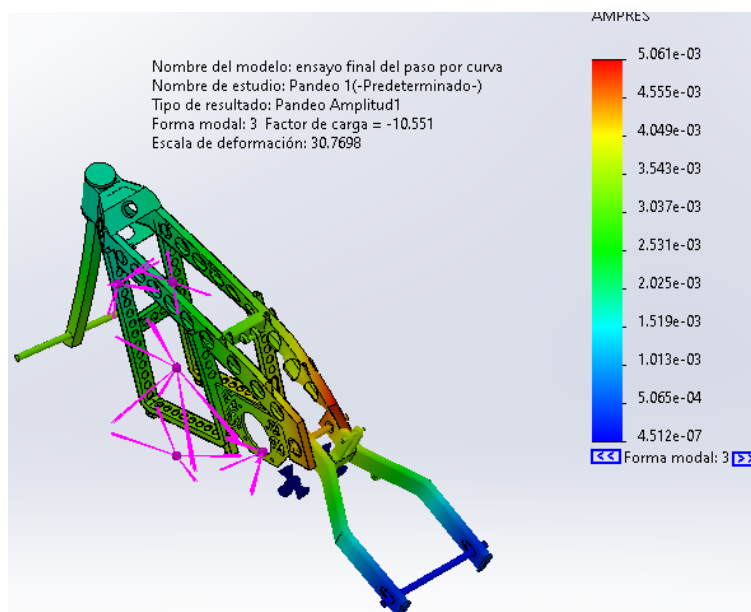


Imagen 142: Pandeo de la prueba de paso por curva

Como era de esperar, debido a la torsión que se ejerce durante el paso por curva, es lógico que la primera zona que pandea sea la zona representada en la Imagen 143.

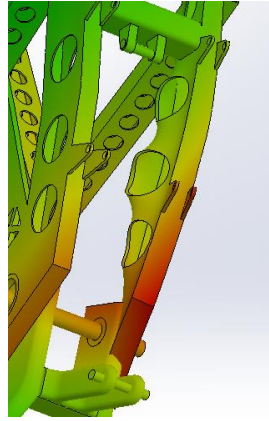


Imagen 143: Localización exacta del pandeo a un factor de carga de 10 en el paso por curva

Conclusiones

En todas las simulaciones el chasis tiene tensiones inferiores a 188 MPa. Gracias a la técnica utilizada para aligerar la estructura se ha podido conseguir un chasis de 9.4 kg. En comparación con chasis comerciales, se encuentra dentro del baremo comercial. Se descarta utilizar perfiles rectangulares de menor espesor ya que existen zonas que plastifican. Además, perfiles tan pequeños no se encuentran con facilidad en Canarias, por lo que sería necesario comprar en península los perfiles de espesores muy pequeños, pero de grandes dimensiones.

8. Conclusiones

8.1 Conclusiones generales de la batería

El diseño de la batería final cumple con creces los propósitos que se indicaron en un principio.

- Se ha reducido el tamaño del paquete en un 30%
- Se ha facilitado el desmontaje de las celdas gracias al diseño utilizado en impresión 3D.
- No se han utilizado tornillos, ni arandelas ni tuerca para el conexionado entre celdas evitando así, la caída de cualquier material hacia el interior de cada módulo.
- Para el conexionado entre celdas, se han utilizado láminas comerciales de níquel evitando así utilizar el corte por chorro de agua y, además, reduciendo el peso de este material con respecto a las otras opciones planteadas.
- Se han utilizado contramuros para facilitar el conexionado entre los módulos.
- Se ha utilizado Kevlar y resina poliéster para el diseño de la caja de cada módulo.

8.2 Conclusiones generales de los elementos estructurales

Se ha diseñado los tres elementos estructurales que conforman la motocicleta y se ha cumplido los requerimientos de diseño.

- Se reduce el peso de todos los elementos estructurales.
- Se reduce la distancia entre ejes a 1400 mm
- Se reduce la distancia entre las piernas del piloto mejorando la ergonomía

Además, se han implementado técnicas que se utilizan para aligerar estructura fabricada con materiales bastante pesado.

El material utilizado es acero. Para el basculante se ha utilizado acero S275 JR que presenta mejores prestaciones mecánicas mientras que, para el chasis y el subchasis se ha utilizado el acero S235 JR. Se ha diseñado con perfiles rectangulares , perfiles circulares y pletinas. El método que se indica para unir los perfiles entre sí es la soldadura. Empleando aceros bajos en carbono, las tensiones resultantes se encuentran por debajo del 80% del límite de fluencia. En consecuencia, no es necesario realizar el cálculo de la soldadura para corroborar que la estructura aguanta tras aplicar soldadura.



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

Anexos

TRABAJO FIN DE GRADO

Autora:

Kelly Fiesenig Cabrera

Tutor:

D. Carmelo Militello Militello

La Laguna, julio de 2023

Anexo 1 .Configuración de la batería.....	92
Anexo 2. Método de cálculo para el dimensionado de las pletinas.....	96
Anexo 3: Ensayo de cargas para material Kelvar.....	106
Anexo 4. Análisis de cargas estructurales	110
Anexo 5. Cálculo de tornillos.....	126

Anexo 1 .Configuración de la batería

Las condiciones de diseño exigen una batería con una capacidad de 7kWh y que sea capaz de suministrar 500 A a 120 V. Además, se deben usar las celdas Samsung 21700 – 40T para poder obtener estas condiciones. Las características de este tipo de celdas se reflejan en la Tabla 21

Tipo	Li – Ion
Capacidad de descarga por unidad	4 Ah
Corriente máxima por unidad	35 A
Diámetro	21 mm
Peso por unidad	70 gr
Altura	70 mm
Tensión nominal	3.6 V
Rango de tensión	2.6 V – 4.2 V

Tabla 21: Característica técnica celda Samsung 21700 - 40T

La única indicación del fabricante para poder unir las celdas es implementar una separación de 1 mm como mínimo.

Conexión en serie

El voltaje viene determinado por el número de serie. Para calcular el número de celdas en función del estado de carga, se realiza con la siguiente ecuación.

$$\text{Voltaje}(\text{series}) = N^{\circ} \text{ series} \cdot \text{Estado de carga}$$

En la Tabla 22 se refleja el cálculo para distintos estados de carga y número de series.

Nº Serie	3.6	3.65	3.7	3.75	3.8	3.85	3.9	3.95	4	4.05	4.1	4.15	4.2
33	118,8	120,45	122,1	123,75	125,4	127,05	128,7	130,35	132	133,65	135,3	136,95	138,6
32	115,2	116,8	118,4	120	121,6	123,2	124,8	126,4	128	129,6	131,2	132,8	134,4
31	111,6	113,15	114,7	116,25	117,8	119,35	120,9	122,45	124	125,55	127,1	128,65	130,2
30	108	109,5	111	112,5	114	115,5	117	118,5	120	121,5	123	124,5	126
29	104,4	105,85	107,3	108,75	110,2	111,65	113,1	114,55	116	117,45	118,9	120,35	121,8
28	100,8	102,2	103,6	105	106,4	107,8	109,2	110,6	112	113,4	114,8	116,2	117,6

Tabla 22: Estado de carga en función del número de series

Realizando una comparativa de los valores obtenidos en la Tabla 22, se obtienen las siguientes conclusiones.

- Si se establece como dos requisitos primordiales que satisfaga los 120V máximos y que, a su vez, tenga el menor número de celdas posibles, para que así sea lo menos pesada, hay una posibilidad de usar 29 series con una carga comprendida entre 4.1 y 4.15 V.
- Se descarta, por tanto, la configuración de 28 series debido a que en ningún momento es posible obtener los 120 V.
- También, se descarta la batería con más de 31 series debido a que esta tendrá mayor peso que la de 30 series.
- La batería de 30 series satisface el voltaje necesario. Dos condiciones favorables es que el estado de carga no es tan limitado con la batería de 29 series por lo que la vida de celda será mayor y, además, de cara a la construcción de una batería rectangular, es mucho más fácil tener paquetes del mismo tamaño.

Por tanto, analizando los pro y los contras de todas las configuraciones, se usará en el diseño 30 series.

Voltaje nominal total

$$\text{Voltaje nominal total}(V_{nt}) = 30 \text{ Series} \cdot 3.6 \text{ V} = 108 \text{ V}$$

Carga ud celda para 120V

$$\text{carga ud celda} = \frac{120\text{V}}{30 \text{ Series}} = 4 \text{ V}$$

Las 30 series tendrán un voltaje total nominal de 108 V mientras que, el estado de la carga de cada celda deberá estar a 4V para poder satisfacer los 120 V estipulados (95.24% de su estado de carga total).

Conexión Paralelo

El número de paralelo determinará la corriente que tendrá la batería. Como ya se estipuló el número de series, se estimará la capacidad de descarga.

Capacidad de descarga con 120 V

$$\text{Pot (kWh)} = V \cdot C \rightarrow C = \frac{\text{Pot}}{V} = \frac{7000\text{W}}{120 \text{ V}} = 58. \widehat{33} \text{ Ah}$$

Capacidad de descarga con voltaje nominal

$$\text{Pot (kWh)} = V \cdot C \rightarrow C = \frac{\text{Pot}}{V} = \frac{7000\text{W}}{108\text{V}} = 64.814\text{Ah}$$

Sabiendo que cada celda es capaz de suministrar 4Ah, se calculará el número de paralelos totales necesarios.

Número de paralelos con 120 V:

$$\text{N}^\circ \text{ paralelos con 120 V} = \frac{\text{I total paquete}}{\text{I ud celda}} = \frac{58.33 \text{ Ah}}{4 \text{ Ah}} = 14.6 \text{ ud} \approx 15\text{ud}$$

Número de paralelos con voltaje nominal:

$$\text{n}^\circ \text{ paralelos nominales} = \frac{\text{I total paquete}}{\text{I ud celda}} = \frac{64.814 \text{ Ah}}{4 \text{ Ah}} = 16.20 \text{ ud} \approx 17\text{ud}$$

Aunque el número de paralelos necesario debe ser 17, se usará la conexión de 16 porque el peso de la batería es menor, aunque esto genere tener una potencia nominal menor a la estipulada como condición de diseño.

Finalmente, se tendrá una batería de *30S16P* (30 series y 16 paralelos) con una potencia nominal de *6.91 kWh nominales* y *7.68 kWh máximos*.

Duración estimada de la batería

El número de paralelos determinará la capacidad de descarga y por ende la duración de esta. Sabiendo el amperaje – hora por celda y, sabiendo, además, el número de paralelos totales que habrá, se estima la duración de la batería.

Para calcular el valor de la duración se ha calculado la constante que relaciona el amperaje con la duración dando lugar a la siguientes ecuación matemática:

$$\text{capacidad de descarga} \cdot \text{tiempo} = \text{constante}$$

Dicha constante se obtiene relacionando la disminución de la duración a medida que aumenta el voltaje. Con un valor de constante de 240, se obtiene el tiempo con la siguiente expresión:

$$\text{tiempo} = \frac{\text{constante}}{\text{capacidad de descarga}} = \frac{240}{\text{capacidad de descarga}}$$

En la Tabla 23, se observa distintos tiempos en función del amperaje de la celda.

Amperaje (A)	Duración (minutos)
4	60
8	30
16	15
31.5	7.62
32	7.5
64	3.75

Tabla 23: Duración estimada batería paso 500A

Para cumplir con el requisito de los 500 A, se obtiene que por cada celda deberá circular como máximo 31.5 A (estando por debajo de la corriente máxima estipulada por el fabricante que son 35 A/ud).

Analizando los valores, se observa que para un amperaje de 31.5 A, la duración de la batería es de 7.62 minutos. En realidad, la duración será mucho mayor ya que con el cálculo anterior se afirma que pasarán de manera constante 500 A. Este suceso no se podrá llevar a cabo porque se tendrá un fusible de 500 A de seguridad a la salida de la batería.

Anexo 2. Método de cálculo para el dimensionado de las pletinas

Se calculará el tiempo necesario para que un conductor alcance determinada temperatura cuando por él circula corriente eléctrica. En la (Ec. 6) se define la potencia eléctrica de un elementos conductor.

$$\text{Potencia (W)} = R \cdot I^2 \quad (\text{Ec. 6})$$

Multiplicando el término de potencia por la variación de tiempo, se obtiene el término de energía en Wh.

$$\text{Energía (Wh)} = R \cdot I^2 \cdot \Delta t \quad (\text{Ec. 7})$$

Donde,

- I: intensidad
- R: resistencia del material.
- Δt : delta de tiempo

Se define la resistencia de un material conductor en la (Ec. 8):

$$R(\Omega) = \rho \cdot \frac{L}{A} \quad (\text{Ec. 8})$$

Donde,

- A: Área del material por donde circula la corriente
- L: Longitud del material por donde circula la corriente
- ρ : Resistividad del material

Otra forma de definir la energía es en función de la temperatura, la masa y el calor específico del material según la ((Ec. 9).

$$\text{Energía (Wh)} = m \cdot C_e \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 9})$$

- m: masa del conductor
- C_e : calor específico del material
- ΔT : delta de temperatura

Por tanto, si se iguala las ecuaciones (Ec. 7)y (Ec. 9 se puede obtener la (Ec. 10)que te permite aproximar el tiempo necesario para que un elemento por donde circula la corriente llega a una temperatura dada o viceversa.

$$\Delta T = \frac{R \cdot I^2 \cdot \Delta t}{L \cdot A \cdot \rho_e \cdot C_e} \quad (\text{Ec. 10})$$

- ρ_e : densidad del material conductor

Pletina del conexionado entre celdas

La pletina de níquel comercial utilizada para el conexionado de las celdas en series y paralelos tiene las dimensiones que se muestra en la Imagen 144.

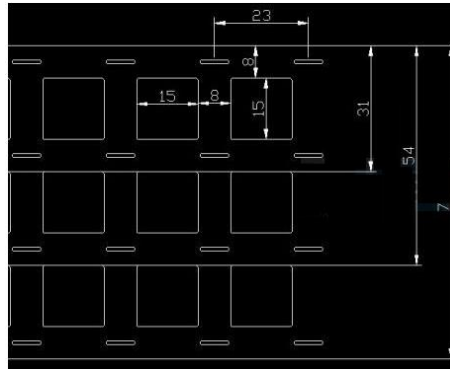


Imagen 144: Dimensionado pletina del conexionado entre celdas. Fuente: shoptronica.com

Con las ecuaciones anteriores (Ec. 10), se calculará cuanto tiempo tardará el material en llegar a la fusión. Como hay 16 paralelos, se calcula la corriente máxima que circula por cada pletina.

$$\text{Valor Amperaje ud} = \frac{\text{Amperaje total}}{\text{nº paralelos}} = \frac{500\text{A}}{16} = 31,25 \text{ A por ud}$$

Además, como la corriente circula en la dirección perpendicular al área que forma el espesor de 0.2 mm y el ancho de 8 mm, el valor de las dimensiones para realizar el cálculo serán las siguientes.

- Ancho = 8 mm
- Espesor = 0.2 mm
- Largo = 31 mm - 4 mm = 27 mm

Otra información necesaria para realizar el cálculo es la que se recoge en la siguiente tabla en la Tabla 24.

Nombre	Magnitud
Resistividad del níquel (ρ)	$6.4 \times 10^{-8} \Omega m$
Longitud	$2.70 \times 10^{-2} m$
Área	$1.20 \times 10^{-6} m^2$
Calor específico del níquel (Ce)	440 J/kg K
Densidad del níquel	8900 kg/m ³
Intensidad	31.25 A

Tabla 24: Información cálculo pletina de níquel

Con las ecuaciones expuestas con anterioridad, (Ec. 10) y (Ec. 8), se obtienen los resultados que se muestran en la Tabla 25.

Temperatura (°C)	Temperatura (K)	Tiempo (s)	Tiempo (min)
10	283.15	45.42	0.76
20	293.15	47.02	0.78
30	303.15	48.63	0.81
40	313.15	50.23	0.84
50	323.15	51.83	0.86
60	333.15	53.44	0.89
70	343.15	55.04	0.92
80	353.15	56.65	0.94
90	363.15	58.25	0.97
100	373.15	59.85	1.00
200	473.15	75.89	1.26
500	773.15	124.01	2.07
1000	1273.15	204.21	3.40
1250	1523.15	244.31	4.07
1455*	1728.15	277.19	4.62

Tabla 25: Información paso 500A conexasión níquel

Nota: * Temperatura de fusión

Como se puede observar, la duración estimada para llegar a punto de fusión del material es de 4.62 minutos. Es un valor bajo en comparación con la duración estimada de la batería, pero, aun así, cabe destacar que el método de cálculo seleccionado no permite obtener un valor real, sino una estimación ya que dicho método asume que la corriente que circula es constante y no fluctúa. Además, la batería tiene un fusible de 500 A que

cortará la corriente cuando llegue a este valor. Si llegara el caso de que el fusible no funcionara, las pletinas del conexionado serán las que pasarán a tener su función

Pletinas bus cobre

La pletina de cobre es la encargada de conectar el paquete a los contramuros y al níquel. El espesor de la pletina se ha establecido en 4 mm ya que es necesario tener cierto espesor para poder remachar/atornillar y poder unir el borne con las pletinas de níquel. Las dimensiones restante vienen determinado por el tamaño de la batería. La información necesaria para calcular la duración estimada para que el material llegue a fusión es la reflejada en la Tabla 26

Nombre	Magnitud
Resistividad del cobre (ρ)	$6.4 \times 10^{-8} \Omega m$
Longitud	0.05 m
Área	$1.64 \times 10^{-3} m^2$
Calor específico del cobre (Ce)	390 J/kg K
Densidad del cobre	$8960 kg/m^3$
Intensidad	500 A

Tabla 26: Información Bus de cobre

Sustituyendo en las ecuaciones (Ec. 10) y (Ec. 8), se obtiene los resultados de la Tabla 27.

Temperatura (°C)	Temperatura (K)	Tiempo (s)	Tiempo (min)
10	283.15	19085.59	318.09
20	293.15	19759.64	329.33
30	303.15	20433.69	340.56
40	313.15	21107.73	351.80
50	323.15	21781.78	363.03
60	333.15	22455.82	374.26
70	343.15	23129.87	385.50
80	353.15	23803.91	396.73
90	363.15	24477.96	407.97
100	373.15	25152.00	419.20
200	473.15	31892.46	531.54
500	773.15	52113.82	868.56
1000	1273.15	85816.09	1430.27
1084	1357.15	91478.07	1524.63

Tabla 27: Información cobre paso 500 A

Nota:* temperatura de fusión

Como se puede observar, el tiempo necesario para llegar a fusión es un tiempo muy elevado. Cabe destacar que en dicho diseño se ha contemplado la reducción de material.

Tornillos y arandelas del bus de cobre que se une con la pletina de níquel

Se sabe que la corriente que pasará por todo el bus de cobre es de 500 A y, que el elemento que transmitirá la corriente hacia otro módulo son los contramuros. Como el contramuro tiene vástago de M12, nos establece el área necesaria que debe tener el material para soportar la corriente.

$$\text{Área necesario} = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot (6\text{mm})^2 = 113.0973 \text{ mm}^2 \approx 113.1 \text{ mm}^2$$

Conocida el área necesaria, se procede calcular el número de tornillos necesarios en función de la métrica según la ec.6 y se obtiene los valores de la Tabla 28

$$\text{Diámetro necesario} = \sqrt{\frac{\text{Área total} \cdot 4}{n^{\circ} \text{ de tornillos} \cdot \pi}} \quad (\text{Ec. 11})$$

Nº de tornillos	Diámetro necesario
1	12.00
2	8.49
3	6.93
4	6.00
5	5.37
6	4.90
7	4.54
8	4.24
9	4.00
10	3.79
11	3.62
12	3.46
13	3.33
14	3.21

Tabla 28: Información métrica necesaria bus cobre

Como se puede observar, a medida que se disminuye la cantidad de tornillos, aumenta el diámetro necesario. Para escoger el diámetro, se hará un estudio del espacio disponible del bus de cobre y el peso para ver cuál será la opción más óptima.

En primer lugar, se descarta las tres primeras opciones porque es inviable colocar poco remaches ya que no aseguraría la conexión entre el níquel y el cobre. En cambio, utilizar mucho remaches tampoco es factible porque se necesitaría demasiado espacio.

Es por ello por lo que, las opciones más viables son 5 remaches con métrica 6 o 10 remaches con métrica 4. No se escoge ni 4 remaches ni 9 para tener un margen de seguridad. En la Tabla 29, se realiza una comparación entre el peso de los tornillos de M6 y M4.

Cantidad tornillos/Métrica	Peso ud (gr)	Peso total (gr)
5 ud / M6	6	30
10 ud / M4	2	20

Tabla 29: Información peso / cantidad tornillos

Por tanto, aunque la variación del peso sea indiferente, se escoge tornillos de M4.

Además, cada tornillo necesitará su arandela en el caso que se decida usará tornillo, arandela y tuerca y no un remache. En este caso, se usará arandelas de cobre de M4- DIN 125 la cual tiene las siguientes medidas (Imagen 145):

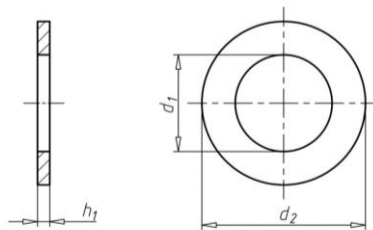


Imagen 145: Dimensiones arandela DIN 125 (Fuente:WURTH)

Donde,

- d_1 : 4.2 mm
- d_2 : 7.7 mm
- h : 0.8 mm

Otra información que es necesaria para realizar los cálculos es la información que está en la Tabla 30.

Nombre	Magnitud
Resistividad del cobre (ρ)	$1.71 \times 10^{-8} \Omega m$
Longitud (o espesor)	$8 \times 10^{-4} m$
Área	$1.96 \times 10^{-4} m^2$
Calor específico del cobre (Ce)	390 J/kg K
Densidad del cobre	8960 kg/m ³
Intensidad	500 A

Tabla 30: Información acero INOX cálculo de arandela

En el peor de los casos y por la dirección de la corriente, cabrá la posibilidad de que una de las arandelas llegue a tener que soportar una corriente de 500 A, por lo que se realizan los cálculos con el cálculo más desfavorable. Los resultados se reflejan en la Tabla 31

Temperatura (°C)	Temperatura (K)	Tiempo (s)	Tiempo (min)
10	283.15	247.66	4.13
20	293.15	256.41	4.27
30	303.15	265.16	4.42
40	313.15	273.90	4.57
50	323.15	282.65	4.71
60	333.15	291.40	4.86
70	343.15	300.14	5.00
80	353.15	308.89	5.15
90	363.15	317.64	5.29
100	373.15	326.38	5.44
200	473.15	413.85	6.90
500	773.15	676.25	11.27
1000	1273.15	1113.59	18.56
1050	1323.15	1157.33	19.29
1084	1357.15	1187.06	19.78

Tabla 31: Información M4 paso 500A

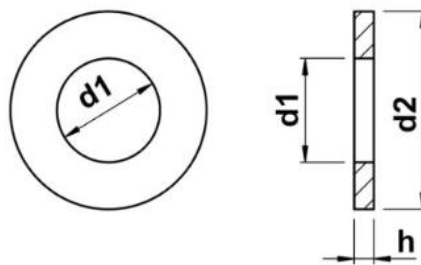
Nota:* temperatura de fusión

Como se observa, para que el material llegue a fusión es necesario que pasen 30.05 minutos, tiempo mucho mayor al estimado para la duración de la batería. Por tanto, se da por valido el material seleccionado.

Arandela bus de cobre

Uno de los elementos que interviene en el conexionado entre el contramuro y el bus de cobre es una arandela. Esta arandela debe ser capaz de soportar el paso de una corriente de 500 A. El tamaño de esta arandela ya se encuentre predeterminada por el tornillo del contramuro que es de M12 mientras que el material de la arandela será de cobre. Por tanto, a continuación, se procederá a calcular si la arandela con M12 es capaz de aguantar la corriente comentada con anterioridad.

- Según la norma ISO 7089 (DIN 125) las dimensiones de la arandela plana para métrica 12 son las siguientes (Imagen 146)



- Imagen 146: Nomenclatura dimensiones arandela Fuente: impopernos.com

Donde,

- d_1 : 13 mm
- d_2 : 24 mm
- h : 2.5 mm

Utilizando las ecuaciones (Ec. 8) y (Ec. 10), se procede a calcular el tiempo necesario para llegar a la temperatura de fusión del material. Información necesaria para realizar el cálculo de observa en la Tabla 32

Nombre	Magnitud
Resistividad del cobre(ρ)	$1.71 \times 10^{-8} \Omega \text{m}$
Longitud (o espesor)	$2.5 \times 10^{-3} \text{ m}$
Área	$1.28 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
Calor específico del cobre (Ce)	390 J/kg K
Densidad del cobre	8960 kg/m ³
Intensidad	500 A

Tabla 32: Información cobre cálculo arandela

El área de la arandela por la cual deberá circular la intensidad es aquella que es perpendicular al eje del contramuro por lo que esta se define como $\pi \cdot r^2$. Por tanto, conociendo toda la información, se obtiene los siguientes resultados que se refleja en la Tabla 33

Temperatura (°C)	Temperatura (K)	Tiempo (s)	Tiempo (min)
10	283.15	23649.48	394.16
20	293.15	24484.71	408.08
30	303.15	25319.94	422.00
40	313.15	26155.17	435.92
50	323.15	26990.39	449.84
60	333.15	27825.62	463.76
70	343.15	28660.85	477.68
80	353.15	29496.08	491.60
90	363.15	30331.31	505.52
100	373.15	31166.54	519.44
200	473.15	39518.82	658.65
500	773.15	64575.66	1076.26
1200	1473.15	123041.62	2050.69
1350	1623.15	135570.04	2259.50
1510	1783.15	148933.69	2482.23

Tabla 33: Información Cobre arandela M12

Nota:* temperatura de fusión

Como se puede observar, para que el material elegido llegue a fusión deberá de pasar una corriente constante de 500 A 2482.23 minutos.

Tuerca para el bus de cobre y para conectar el bus de cobre y el níquel

Para el dimensionado de las tuercas, nos regiremos por la normativa actual, la DIN -934. La tuerca de M12 será de cobre al igual que la arandela ,mientras que la tuerca de M4 será de acero inoxidable. Las dimensiones según la normativa DIN 934 se encuentran en la Tabla 34.

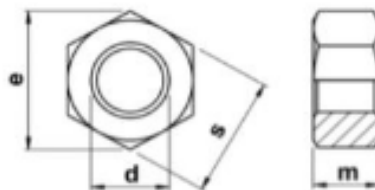


Imagen 147: Dimensiones normativa DIN 934 – Tuerca (Fuente: impoperno.com)

Abreviatura	M12	M4
d	12	4
m	8	3.2
s	17	7

Tabla 34: Dimensiones DIN 934 para M12 y M4

Sustituyendo en las (Ec. 10) y (Ec. 8) ambas tuercas, se obtiene los resultados de la Tabla 35 para la tuerca de M12 y, la Tabla 36 para la tuerca de M4.

Temperatura (°C)	Temperatura (K)	Tiempo (s)	Tiempo (min)
10	283.15	3001.71	50.03
20	293.15	3107.72	51.80
30	303.15	3213.73	53.56
40	313.15	3319.74	55.33
50	323.15	3425.76	57.10
60	333.15	3531.77	58.86
70	343.15	3637.78	60.63
80	353.15	3743.79	62.40
90	363.15	3849.80	64.16
100	373.15	3955.81	65.93
200	473.15	5015.93	83.60
500	773.15	8196.27	136.60
1000	1273.15	13496.83	224.95
1084	1357.15	14387.33	239.79

Tabla 35: Información tuerca cobre M12

Temperatura (°C)	Temperatura (K)	Tiempo (s)	Tiempo (min)
10	283.15	155.48	2.59
20	293.15	160.97	2.68
30	303.15	166.46	2.77
40	313.15	171.95	2.87
50	323.15	177.44	2.96
60	333.15	182.93	3.05
70	343.15	188.42	3.14
80	353.15	193.91	3.23
90	363.15	199.40	3.32
100	373.15	204.89	3.41
200	473.15	259.80	4.33
500	773.15	424.53	7.08
1000	1273.15	699.07	11.65
1050	1323.15	726.53	12.11
1084	1357.15	745.20	12.42

Tabla 36: Información tuerca inoxidable M4

Nota:* temperatura de fusión

Ambos materiales cumplen con la duración estimada.

Anexo 3: Ensayo de cargas para material Kelvar

En la actualidad, los materiales compuestos cada vez tienen mayor uso en el mundo de la competición tanto de motociclismo como de vehículos debido a las prestaciones que pueden aportar. El Kevlar es un material cuyo uso se ha centrado en la fabricación de chalecos antibalas debido a sus propiedades mecánicas. Este material con resina ignífuga conforma un material compuesto el cual se usará para algunas partes de la batería.

Las partes de la batería que estarán diseñadas en Kevlar y resina ignífuga serán la siguiente:

- La caja que recubre cada módulo
- La placa del contramuro

Como estas partes estarán sometidas a cargas en ciertos momentos, como, por ejemplo, la extracción de cada módulo, se usará el software SolidWorks para ejecutar las simulaciones pertinentes y corroborar si son capaces de aguantar las cargas.

Para poder realizar las simulaciones es necesario tener las características mecánicas del material. Como se carece de dicha información, se ha utilizado una base de datos, la cual proporciona las características mecánicas de este material, pero con resina epoxi. La base se encontró en la referencia [4]. La base de datos proviene de un software gratuito *eLamX²* desarrollado por la Universidad Técnica de Dresde. Las propiedades mecánicas se muestran a continuación:

Propiedad	Valor
Módulo elástico en X [N/m ²]	8.4x10 ¹⁰
Módulo de elasticidad en Y [N/m ²]	4800000000
Coefficiente de Poisson en XY	0.32
Módulo cortante en XY [N/m ²]	2800000000
Densidad de masa [kg/m ³]	1357000
Límite de tracción en X [N/m ²]	1179000000
Límite de tracción en Y [N/m ²]	11000000
Límite de compresión en X [N/m ²]	288000000
Límite de compresión en Y [N/m ²]	644000000
Límite cortante en XY [N/m ²]	274000000
Límite elástico [N/m ²]	1061100000

Tabla 37: Propiedades mecánicas Kevlar + Resina

Nota: El programa carece de información sobre el límite elástico real, por lo que se supondrá que es igual al 90% de la tensión de rotura tracción ya que este material tiene poco zona plástica.

Antes de exponer los resultados, es necesario indicar el criterio de fallo que se utilizará para el caso de materiales compuestos. En metales, los cuales son materiales isotrópicos y homogéneo se aplica el criterio de Von Misses, pero, como los materiales compuestos no son isotrópicos y heterogéneos, dicho criterio no es válido.

En este caso, por tanto, el criterio de fallo que se emplea es el criterio de Tsai – Hill el cual te predice cuando llegue a la ruptura el laminado cuando se cumpla la siguiente expresión:

$$\frac{\sigma_1^2}{S_L^2} + \frac{\sigma_2^2}{S_T^2} - \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{S_L^2} + \frac{\tau_{12}^2}{S_{LT}^2} = 1 \quad (\text{Ec. 12})$$

Cada término de la ecuación corresponde a:

- σ_1 : Tensión en la dirección longitudinal
- σ_2 : Tensión en la dirección transversal
- τ_{12} : Tensión cortante en el plano 12
- S_L : Tensión de rotura en la dirección longitudinal
- S_T : Tensión de rotura en la dirección transversal
- S_{LT} : Tensión de rotura en el plano 12

Por tanto, se considerará que el laminado llego a ruptura cuando el valor de la izquierda de la ecuación es mayor o igual a la unidad.

Análisis computacional

El único análisis que se estima conveniente realizar es el análisis de la lengüeta de Kelvar ya que es la zona más comprometido al ejercer un esfuerzo debido a sus dimensiones.

Lengüeta de la placa superior

La simulación se realiza usando el método de cascara del SolidWorks. Para ello, es necesario introducir las propiedades del material (como material Ortotrópico). Posteriormente, se edita la definición de cada superficie indicando como tipo

“compuesto”, introduciendo el número de capas (16 para ambas partes, lo que equivale a 2 mm de espesor) y su orientación.

Se realiza el ensayo de la lengüeta que une la placa de los contramuros con la caja del módulo. Una de las peores acciones que se podría llevar a cabo es tirar únicamente de la placa y, por tanto, de la lengüeta. Es por ello, que se estima necesario realizar la simulación de este caso para saber sí, llegado el caso, sería capaz de aguantar o no.

Para poder colocar la carga que simulará la extracción de cada módulo, será necesario crear un saliente en el modelo que representará los 4 tornillos (Imagen 148).

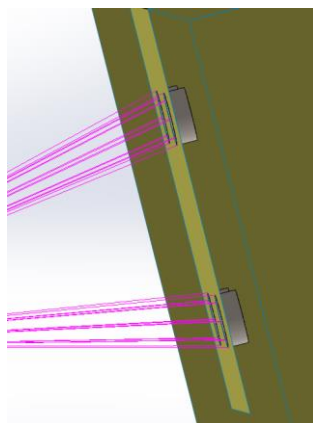


Imagen 148: Kevlar - simulación tornillos placa superior

La carga que se aplicada es tipo carga remota a una distancia de 50 mm con una carga de 35 kg, mucho mayor al peso real de cada módulo (13 kg).

Respecto a las restricciones, se aplica geometría fija en todas las aristas de los orificios simulando el caso más desfavorable.

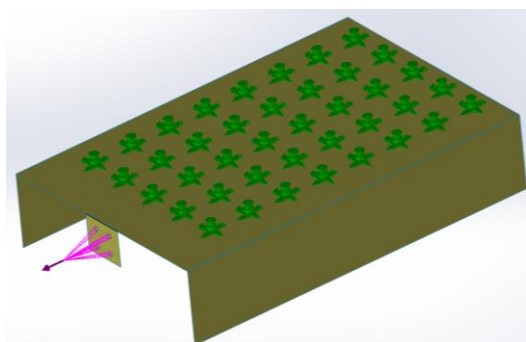


Imagen 149: Kevlar - condiciones de contorno placa superior

El mallado es un mallado tipo fino con elementos de 2 mm lo que permite tener una buena calidad y llegar a convergencia.

El menor coeficiente de seguridad es de 1.7 lo que indica que cumple con creces la carga aplicada debido a que la carga se encuentra mayorada.

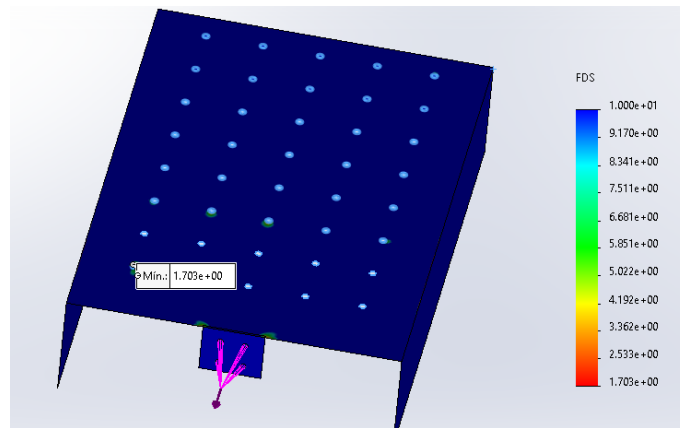


Imagen 150: Kevlar – Coeficiente de seguridad placa superior
El desplazamiento máxima que presenta la lengüeta es de 8.6 mm.

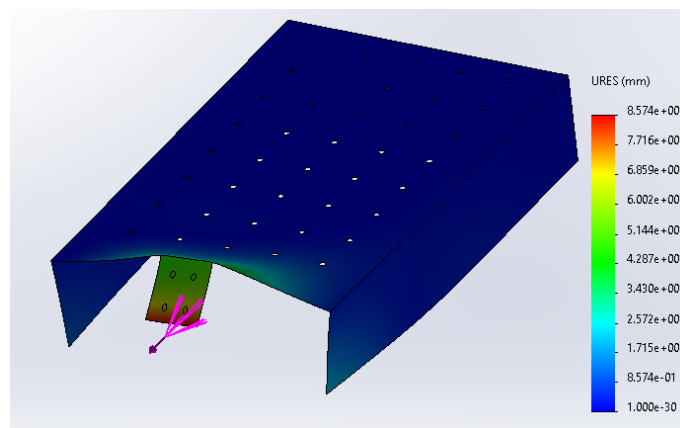


Imagen 151: Kevlar – Desplazamientos placa superior

Anexo 4. Análisis de cargas estructurales

La motocicleta presentará diferentes cargas a lo largo de la competición. Para analizar dichas cargas, se hará uso de la ecuaciones e indicaciones del libro “Motorcycle Dynamics” de Vittore Cossalter (referencia [3]). Las situaciones más perjudiciales a las cuales estará sometida la motocicleta será las siguientes:

- Caso A. Motocicleta en estado estacionario(pruebas estáticas)
- Caso B. Aceleración máxima
- Caso C. Frenada rectilínea
- Caso D. Paso por curva

En estos caso, será necesario calcular el centro de gravedad de la motocicleta en dos posiciones diferentes

- Estado 1. Modelo estática, es decir, cuando el piloto no se encuentra montado en la motocicleta
- Estado 2. Modelo con piloto montado en la motocicleta en posición de carrera.

Se descarta el análisis de la motocicleta a velocidad constante y *Wheeling Limited* (comúnmente se le conoce como el fenómeno del caballito, es decir, cuando el motorista acelera y la rueda delantera se despega del suelo). El caso de velocidad constante se descarta debido a que el caso de aceleración será más perjudicial ya que la aceleración no presentará una carga dinámica contraria que contrarreste el efecto de avance. En cambio, el caso *Wheeling Limited* se descarta porque el par necesario que necesitará la motocicleta para que esto ocurriera es mucho mayor del que puede dar el motor actual.

Por otro lado, se hará un análisis de pandeo para comprobar que la estructura no colapse debido a las cargas de compresión.

Los parámetros necesarios para proceder a calcular cada caso se observan en Tabla 38:

Datos	Abreviatura	estado estático	Posición de carrera
Masa motocicleta (kg)	m	160	230
Distancia horizontal desde eje de la rueda trasera al centro de gravedad (mm)	b	764.87	704.87
Altura del centro de gravedad (mm)	h	422	482
Distancia entre ejes (mm)	p	1400	1400
Ángulo caster (°)	ϵ	22	22
Radio corona (mm)	rc	172	172
Radio piñon (mm)	rp	38	38

Radio rueda trasera (mm)	rr	301	301
Par motor (Nm)	T	100	100
Coefficiente Cd (ad)	Cd	0.479	0.479
Área de incidencia del aire (m ²)	A	0.58	0.58
Densidad aire 20° (kg/m ³)	ρ	1.204	1.204
Gravedad (m/s ²)	g	9.81	9.81
Coef. fricción de neumático y pavimento (ad)	μ	1.2	1.2
Inclinación ángulo de la cadena (°)	η	7.28	7.28
Radio - Distancia centro eje y centro tornillos (mm)	dtornillo	74.6	74.6
Número de tornillos (ad)	Ntornillo	4	4
Distancia radio pastilla freno delantero (mm)	RpastF	143	143
Distancia radio pastilla freno trasero (mm)	RpastR	106	106
Radio rueda delantera (mm)	rrt	288	288
Ángulo del basculante (°)	Φ	12	12
Ángulo agarre freno (°)	°bR	25.82	25.82
Distancia agarre freno (mm)	bR	120	120

Tabla 38: Datos necesario para realizar las simulaciones. (* valores obtenidos de la referencia [4])

Caso A. Motocicleta estado estático

Con la motocicleta en estado estático se podrá dar 3 casos:

- Motocicleta sin piloto
- Motocicleta en posición de carrera
- Motocicleta en prueba estática

El primer caso, representará la motocicleta sin ningún elementos añadido que no sea el peso del prototipo. El segundo caso será añadiendo el peso del piloto y, finalmente, el caso de la prueba estática, donde se aplicará una carga en el asiento de 2500 N y una carga horizontal en la rueda delantera de 3000 N.

Carga vertical delantera

$$N_{SF} = m \cdot g \cdot \frac{b}{p} \quad (\text{Ec. 13})$$

Carga vertical trasera

$$N_{SR} = m \cdot g \cdot \frac{(p - b)}{p} \quad (\text{Ec. 14})$$

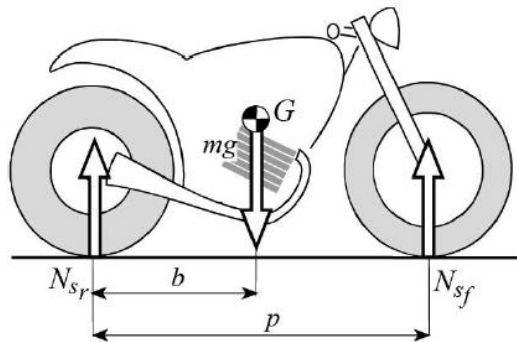


Imagen 152: Diagrama Caso A - Ecuaciones estado estático

En la Tabla 39, se obtiene las cargas verticales de ambas ruedas sustituyendo en la ec.8 y ec.9.

Información	Abreviatura	Unidad	Valor
Carga vertical rueda delantera estática	Nsf	N	857.53
Carga vertical rueda trasera - estática	Nsr	N	712.07

Tabla 39: Datos - Estado estático

Caso B. Aceleración

Este caso representa las fuerzas resultantes cuando la motocicleta se encuentre a la aceleración máxima y el piloto en posición de carrera. Para ello, se impondrán las siguientes hipótesis de trabajo.

- Fuerza de rodadura es nula ($F_w = 0$), es decir, el rueda no se deformará cuando tenga velocidad.
- Fuerza aerodinámica de elevación es nula ($F_L = 0$), es decir, no existirá fuerza que haga que no exista contacto entre la rueda y el pavimento.
- Fuerza de resistencia aerodinámica, F_D , es nula debido a que se parte del reposo
- El piloto se encontrará en posición de carrera.

Por otro lado, debido a la tracción de la cadena, se transmite una carga sobre la rueda la cual es necesario tener en cuenta. Por ello, es necesario saber el ángulo de inclinación de la cadena. Además, como el soporte del motor es parte de la estructura, es necesario saber la fuerza que se ejerce en esa parte ya que presentará torsión debido al giro del motor.

Teniendo en cuenta las fuerzas que actúan en la motocicleta (Imagen 153), se realizan las ecuaciones de equilibrio para obtener el valores de las cargas:

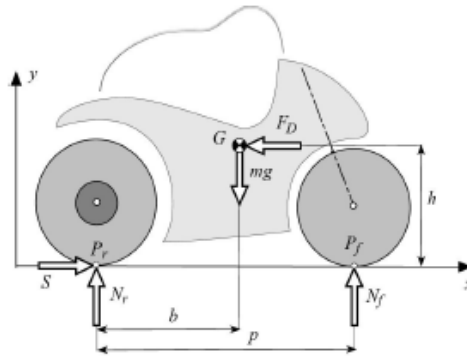


Imagen 153: Diagrama Caso B - Ecuaciones Velocidad máxima

Carga horizontal de empuje, S

$$S = T \frac{\frac{Rc}{Rp}}{Rr} \quad (\text{Ec. 15})$$

Carga vertical punto apoyo rueda trasera y pavimento, Nr

$$N_r = \frac{m \cdot g \cdot (p - b)}{p} + \frac{S \cdot h}{p} \quad (\text{Ec. 16})$$

Carga vertical punto apoyo rueda delantera y pavimento, Nf

$$N_f = \frac{m \cdot g \cdot b}{p} - \frac{S \cdot h}{p} \quad (\text{Ec. 17})$$

Fuerza Drag

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot A \cdot C_D \cdot \rho \cdot V^2 = 0 \quad (\text{Ec. 18})$$

Fuerza sobre corona y sobre piñón debido a la tracción de la cadena

$$F_T = \frac{T}{R_p} \quad (\text{Ec. 19})$$

Fuerza sobre los tornillos del soporte del motor

$$F_{\text{tornillo}} = \frac{T}{R_{at}} \cdot \frac{1}{N^{\circ} \text{ tornillos}} \quad (\text{Ec. 20})$$

Carga vertical transferencia por efecto de la carga de empuje

$$N_{tr} = \frac{S \cdot h}{p} \quad (\text{Ec. 21})$$

Sí se observa el data del motor, al par máximo (120 Nm), se necesitará 600 A, pero, como la moto no podrá superar los 500 A debido al fusible que se coloca en las baterías como medida de seguridad, el par máximo que se tendrá en la motocicleta será de 100 Nm.

Por otro lado, la fuerza sobre la corona y sobre el piñón debido a la tracción de la cadena, F_t , se podrá descomponer en dos fuerzas, una en el eje abscisas y otra en el eje de ordenadas.

La fuerza Drag es la fuerza que se genera cuando la motocicleta se encuentra en movimiento y, por tanto, es contraria a la fuerza de avance.

Sustituyendo los datos de la Tabla 38 en las ecuaciones (Ec. 15) hasta (Ec. 21), se obtiene los valores que se reflejan en la Tabla 40.

Información	Abreviatura	Unidad	Con piloto
Carga horizontal avance	S	N	1503.76
Carga vertical transferida por efecto avance (dinámica)	Ntr	N	517.72
Carga vertical en punto de apoyo en la rueda trasera.	Nsr	N	1638.02
Carga vertical en punto de apoyo en la rueda delantera.	Nsf	N	618.28
Fuerza Drag.	Fd	N	***
Carga sobre la corona y piñón debido a la tracción de la cadena	F_t	N	2631.58
Carga sobre la corona y piñón debido a la tracción de la cadena - dirección X	F_{tx}	N	2610.37
Carga sobre la corona y piñón debido a la tracción de la cadena - dirección y	F_{ty}	N	333.47
Fuerza sobre un tornillo soporte motor	Ftornillo	N	335.12

Tabla 40: Datos - Aceleración

Además, se ha calculado que la rueda es capaz de transmitir el par sin llegar a superar el límite de adherencia, es decir, sin que exista deslizamiento en las ruedas

Caso C. Frenada rectilínea

La motocicleta podrá frenar de tres formas diferentes, con el freno delantero, con freno trasero o ambos frenos, por lo que se analizará el caso más desfavorable.

La transferencia de carga de frenada será contraria a la transferencia de carga por aceleración, pero esta varía según el tipo de frenada que se utiliza. En el mundo del motociclismo, la frenada más común es la frenada delantera.

En cualquier de los casos estudios, los valores de la frenada corresponderán al valor de límite de fricción por lo que no habrá deslizamiento de las ruedas sobre el pavimento.

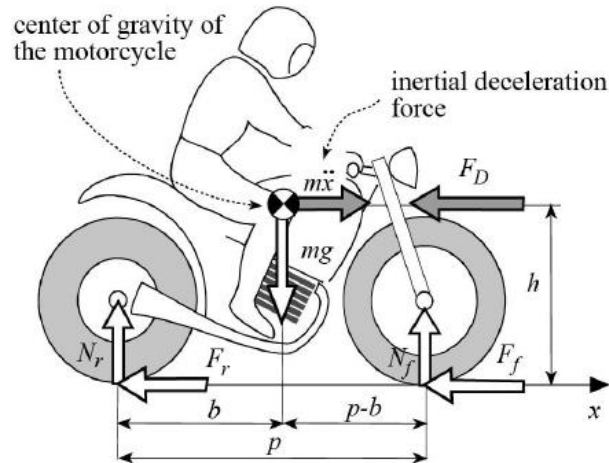


Imagen 154: Diagrama Caso D - Ecuaciones Frenada rectilínea

Las ecuaciones que se presentan para cualquier tipo de frenada serán las siguientes.

Carga vertical trasera N_r ,

$$N_r = \frac{m \cdot g \cdot (p - b)}{p} - F \cdot \frac{h}{p} \quad (\text{Ec. 22})$$

Carga vertical delantera, N_f

$$N_f = \frac{m \cdot g \cdot b}{p} + F \cdot \frac{h}{p} \quad (\text{Ec. 23})$$

Fuerza frenada, F

$$F = F_r + F_f = \mu_p \cdot (N_r + N_f) \quad (\text{Ec. 24})$$

En función del tipo de frenada, las ecuaciones (Ec. 22), (Ec. 23) y (Ec. 24) sufrirán una modificación.

Frenada delantera ($F_r = 0$)

- Carga vertical trasera frenada delantera, N_r

$$N_r = m \cdot g \cdot \frac{b}{(p - \mu \cdot h)} \quad (\text{Ec. 25})$$

- Carga vertical delantera frenada delantera, N_f

$$N_f = m \cdot g \cdot \left[1 - \frac{b}{(p - \mu \cdot h)} \right] \quad (\text{Ec. 26})$$

- Fuerza frenada delantera, F_f

$$F_f = \mu \cdot m \cdot g \cdot \frac{b}{(p - \mu \cdot h)} \quad (\text{Ec. 27})$$

Frenada trasera ($F_f = 0$)

- Carga vertical trasera frenada trasera, N_r

$$N_r = m \cdot g \cdot \frac{(p - b)}{(p + \mu \cdot h)} \quad (\text{Ec. 28})$$

- Carga vertical delantera frenada trasera, N_f

$$N_f = m \cdot g \cdot \left[1 - \frac{(p - b)}{(p + \mu \cdot h)} \right] \quad (\text{Ec. 29})$$

- Fuerza frena trasera, F_r

$$F_r = \mu \cdot m \cdot g \cdot \frac{(p - b)}{(p + \mu \cdot h)} \quad (\text{Ec. 30})$$

Ambas frenadas ($F = F_f + F_r$)

- Carga vertical trasera frenada ambas, N_r

$$N_r = m \cdot g \cdot \left[1 - \frac{(b + \mu \cdot h)}{p} \right] \quad (\text{Ec. 31})$$

- Carga vertical delantera frenada ambas, N_f

$$N_f = m \cdot g \cdot \frac{(b + \mu \cdot h)}{p} \quad (\text{Ec. 32})$$

- Fuerza frenada trasera, F_r

$$F_r = \mu \cdot m \cdot g \cdot \left[1 - \frac{(b + \mu \cdot h)}{p} \right] \quad (\text{Ec. 33})$$

- Fuerza frenada delantera, F_f

$$F_f = \mu \cdot m \cdot g \cdot \frac{(b + \mu \cdot h)}{p} \quad (\text{Ec. 34})$$

A parte de tener en cuenta estas cargas, existen otras fuerzas debido a la pastilla de freno (tanto trasera como delantera) que se transmiten a la estructura. Para poder tener en cuenta dicho valor, se deberá saber el valor de la fuerza de frenado en cada caso, la distancia

entre el centro de la pastilla y al eje de la ruedas, el radio de las ruedas delantera y trasera y, por último, el ángulo que genera respecto a uno de los ejes la pastilla de freno ya que está inclinada respecto a la vertical un cierto ángulo. Sabiendo esta información, se puede calcular la carga tangencial en un punto de contacto entre pistón y disco de freno.

- Carga tangencial en un punto de contacto entre pistón y disco de freno delantera

$$F_{TANF} = \frac{F_F \cdot Rrf}{Rpastf} \quad (\text{Ec. 35})$$

- Carga tangencial en un punto de contacto entre pistón y disco de freno trasero

$$F_{TANR} = \frac{F_R \cdot Rrr}{Rpastr} \quad (\text{Ec. 36})$$

Una vez conocido el valor, se puede descomponer en el eje “x” y eje “y” conociendo el ángulo de inclinación de la pastilla de freno.

Por otro lado, debido al diseño de como irá colocado el soporte del freno trasera, será necesario saber la distancias respecto al centro del eje y la inclinación del brazo de palanca.

Con los datos de la Tabla 38, se sustituye en las ecuaciones descritas anteriormente y se obtiene los resultados en función del tipo de frenada.

Información	Abreviatura	Unidad	Valor
Carga de frenado horizontal en punto de contacto de la rueda delantera con pavimento	Ff	N	2323
Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno delantero	Ff tan	N	4678.25
Carga de frenado horizontal en punto de apoyo de la rueda trasera con pavimento	Fr	N	0.0
Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno trasero	Frtan	N	0.00
Transferencia de carga debida a frenado	Ntr	N	799.7
Carga vertical en punto de apoyo en la rueda trasera.	Nsr	N	320.6
Carga vertical en punto de apoyo en la rueda delantera.	Nsf	N	1935.7
Reacción fijador freno	Br	N	0.0

Tabla 41: Cargas: frenada delantera

Información	Abreviatura	Unidad	Valor
Carga de frenado horizontal en punto de contacto de la rueda delantera con pavimento	Ff	N	0
Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno delantero	Ff tan	N	0
Carga de frenado horizontal en punto de apoyo de la rueda trasera con pavimento	Fr	N	951.33
Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno trasero	Frtan	N	2701.41
Transferencia de carga debida a frenado	Ntr	N	327.5
Carga vertical en punto de apoyo en la rueda trasera.	Nsr	N	792.8
Carga vertical en punto de apoyo en la rueda delantera.	Nsf	N	1463.5
Reacción fijador freno	Br	N	2650.9

Tabla 42: Cargas: frenada trasera

Información	Abreviatura	Unidad	Valor
Carga de frenado horizontal en punto de contacto de la rueda delantera con pavimento	Ff	N	2481.8
Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno delantero	Ff tan	N	4998.33
Carga de frenado horizontal en punto de apoyo de la rueda trasera con pavimento	Fr	N	225.75
Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno trasero	Frtan	N	641.05
Transferencia de carga debida a frenado	Ntr	N	932.2
Carga vertical en punto de apoyo en la rueda trasera.	Nsr	N	188.13
Carga vertical en punto de apoyo en la rueda delantera.	Nsf	n	2068.2
Reacción fijador freno	Br	N	629.10

Tabla 43: Cargas: frenada con ambos frenos

Caso D. Paso por curva

Por último, se tiene el paso curva. Para analizar estos casos, se aplican las siguientes hipótesis de trabajo.

- Se calcula la velocidad límite que debe tener el neumático para evitar el deslizamiento de estos durante el paso por curva. Para ello, se utilizará la (Ec. 37).

$$V_{lim} = \sqrt{\mu \cdot g \cdot R} \quad (\text{Ec. 37})$$

Donde R representa el radio de curva de la motocicleta y μ , es el coeficiente de fricción el cual depende del ángulo roll. El ángulo roll φ (ángulo de inclinación de la motocicleta respecto a la vertical) máximo viene dado por la siguiente expresión.

En base a las ecuaciones de equilibrio calculadas con anterioridad, se procede a calcular los valores de la carga de avance (Tabla 44), los valores de la carga vertical de la rueda delantera (Tabla 45), los valores de la carga vertical de la rueda trasera (Tabla 46), los valores de la carga horizontal de la rueda delantera (Tabla 47) y los valores de la carga horizontal de la rueda trasera (Tabla 48).

Ángulo (°)	Radio (m)						
	35	50	60	75	145	160	175
5	5.02	7.18	8.61	10.77	20.81	22.97	25.12
10	10.13	14.46	17.36	21.70	41.95	46.3	50.6
15	15.39	21.98	26.38	32.97	63.75	70.3	76.9
20	20.90	29.86	35.83	44.79	86.59	95.5	104.5
25	26.78	38.25	45.90	57.38	110.94	122.4	133.9
30	33.15	47.36	56.84	71.04	137.35	151.6	165.8
35	40.21	57.44	68.93	86.16	166.58	183.8	201.0
40	48.18	68.84	82.60	103.25	199.62	220.3	240.9
45	57.42	82.03	98.44	123.05	237.90	262.5	287.1
50	68.44	97.77	117.32	146.65	283.52	312.8	342.2

Tabla 44: Carga S paso por curva

Ángulo (°)	Radio (m)						
	35	50	60	75	145	160	175
5	1134.28	1133.54	1133.04	1132.31	1128.86	1128.12	1127.38
10	1132.57	1131.09	1130.11	1128.64	1121.78	1120.30	1118.83
15	1130.88	1128.69	1127.23	1125.03	1114.80	1112.61	1110.41
20	1129.24	1126.34	1124.41	1121.51	1107.99	1105.09	1102.19
25	1127.64	1124.06	1121.68	1118.09	1101.38	1097.80	1094.22
30	1126.11	1121.88	1119.05	1114.82	1095.05	1090.81	1086.57
35	1124.66	1119.80	1116.56	1111.70	1089.02	1084.16	1079.30
40	1123.29	1117.84	1114.21	1108.77	1083.35	1077.90	1072.46
45	1122.02	1116.03	1112.03	1106.04	1078.08	1072.09	1066.10
50	1120.85	1114.36	1110.04	1103.55	1073.26	1066.76	1060.27

Tabla 45: Carga Nf paso por curva

Ángulo (°)	Radio (m)						
	35	50	60	75	145	160	175
5	1122.02	1122.76	1123.26	1123.99	1127.44	1128.18	1128.92
10	1123.73	1125.21	1126.19	1127.66	1134.52	1136.00	1137.47
15	1125.42	1127.61	1129.07	1131.27	1141.50	1143.69	1145.89
20	1127.06	1129.96	1131.89	1134.79	1148.31	1151.21	1154.11
25	1128.66	1132.24	1134.62	1138.21	1154.92	1158.50	1162.08
30	1130.19	1134.42	1137.25	1141.48	1161.25	1165.49	1169.73
35	1131.64	1136.50	1139.74	1144.60	1167.28	1172.14	1177.00
40	1133.01	1138.46	1142.09	1147.53	1172.95	1178.40	1183.84
45	1134.28	1140.27	1144.27	1150.26	1178.22	1184.21	1190.20
50	1135.45	1141.94	1146.26	1152.75	1183.04	1189.54	1196.03

Tabla 46: Carga Nr paso por curva

Ángulo (°)	Radio (m)						
	35	50	60	75	145	160	175
5	99.24	99.17	99.13	99.06	98.76	98.70	98.63
10	199.70	199.44	199.27	199.01	197.80	197.54	197.28
15	303.02	302.43	302.04	301.45	298.71	298.12	297.53
20	411.01	409.95	409.25	408.20	403.27	402.22	401.16
25	525.83	524.16	523.05	521.38	513.58	511.91	510.24
30	650.16	647.72	646.09	643.64	632.22	629.78	627.33
35	787.49	784.09	781.82	778.42	762.54	759.14	755.73
40	942.55	937.98	934.94	930.37	909.04	904.47	899.90
45	1122.02	1116.03	1112.03	1106.04	1078.08	1072.09	1066.10
50	1335.78	1328.05	1322.89	1315.15	1279.06	1271.32	1263.58

Tabla 47: Carga Cf paso por curva

Ángulo (°)	Radio (m)						
	35	50	60	75	145	160	175
5	98.16	98.23	98.27	98.34	98.64	98.70	98.77
10	198.14	198.40	198.58	198.84	200.05	200.31	200.57
15	301.55	302.14	302.53	303.12	305.86	306.45	307.04
20	410.22	411.27	411.98	413.03	417.95	419.01	420.06
25	526.30	527.97	529.08	530.75	538.55	540.22	541.89
30	652.51	654.96	656.59	659.04	670.45	672.90	675.34
35	792.38	795.79	798.06	801.46	817.34	820.74	824.14
40	950.71	955.28	958.32	962.89	984.22	988.79	993.36
45	1134.28	1140.27	1144.27	1150.26	1178.22	1184.21	1190.20
50	1353.17	1360.91	1366.06	1373.80	1409.90	1417.63	1425.37

Tabla 48: Carga Cr paso por curva

Además, es necesario calcular nuevamente la carga de la tracción de la cadena según la ec.14 porque el par en dicho momento no va a ser igual al par máximo. Por tanto, el valor obtenido se refleja en la Tabla 49.

Valor fuerza en la cadena (paso por curva - 175 m y 50°)			
Carga sobre la corona y piñón debido a la tracción de la cadena	Ft	N	598.81
Carga sobre la corona y piñón debido a la tracción de la cadena - dirección X	Ftx	N	593.99
Carga sobre la corona y piñón debido a la tracción de la cadena - dirección y	Fty	N	75.88

Tabla 49: Fuerza de la cadena en paso por curva de 175m y 50°

Squat o AntiSquat

El *Squat* es un fenómeno que se puede definir como el efecto debido a la transferencia de carga generado por aceleración o frenada que cambia el comportamiento de la motocicleta pudiendo generar efectos no deseados como, por ejemplo, el efecto *Wheeling*. Por tanto, es un parámetro importante a tener en cuenta durante el diseño.

Para poder calcular el Squat se hará uso de la siguiente ecuación:

$$\mathfrak{R} = \frac{h \cdot \cos\Phi}{p \cdot [\sin(\Phi) + \frac{R_r}{r_c} \cdot \sin((\Phi) - \eta)]} \quad (\text{Ec. 44})$$

Donde,

- h: distancia vertical al centro de gravedad
- Rr: radio de la rueda trasera

- rc : radio de la corona
- Φ : ángulo del basculante
- η : ángulo de la inclinación de la cadena
- p : distancia entre ejes

En función de estos parámetros, el valor de \mathfrak{R} podrá tener 3 valores.

- $\mathfrak{R} = 1$: durante la fase del empuje, no hay movimiento adicional que operen sobre el basculante.
- $\mathfrak{R} > 1$: durante la fase del empuje, genera un movimiento que provoca la compresión del muelle adicional.
- $\mathfrak{R} < 1$: durante la fase del empuje, genera un movimiento que provoca la extensión del muelle adicional

El valor óptimo será cuando sea de valor unitario, pero, aun así, si no se es posible generar dicho valor, es mejor tener valores inferiores a uno según bibliografías, es decir, es preferible generar un movimiento que provoque la extensión del muelle y no la compresión de este. El valor, por tanto, obtenido para el diseño de esta motocicleta se refleja en la Tabla 50.

Información	Valor	Unidad
Valor de R – sin piloto	0.84	ad
Valor de R - con piloto	0.96	ad

Tabla 50: Valor de squat

Método de D'Alembert

Para poder simular varias situaciones de carreras del vehículo en el Software de diseño, es necesario hacer uso del método de D'Alembert. Este método argumenta que, en un sistema mecánico en equilibrio, la suma de las fuerzas externas e inerciales que actúan sobre el sistema es igual a cero, es decir, que, en un sistema de equilibrio, las fuerzas inerciales son capaces de equilibrar las fuerzas externas. Las fuerzas inerciales son aquellas que se crean debido a la aceleración o desaceleración del sistema, las cuales se calculan por la segunda Ley de Newton.

Por tanto, se podrá representa un estudio dinámico en un estudio estático. Para ello, será necesario calcular las aceleración y la desaceleración de la motocicleta.

La aceleración máxima se dará cuando no existe fuerzas *Drag*, es decir, cuando parte de velocidad nula. Por tanto, para saber el valor de la aceleración, es necesario conocer la carga de avance, la masa del vehículo y, despejar la aceleración a partir de la segunda Ley de Newton.

$$a = \frac{\Sigma F}{\text{masa veh\acute{u}culo}} \quad (\text{Ec. 45})$$

Por tanto, se obtiene un valor de 9.4 m/s^2 .

En la frenada, no se produce una aceleración, sino una desaceleración. El caso más desfavorable en una motocicleta es cuando se usa el freno delantero. Por tanto, con el valor de la frenada delantera, la masa del vehículo y la ecuación (Ec. 45) se obtiene una desaceleración de 14.52 m/s^2 .

Para poder calcular la aceleración durante el paso por curva, se calcula la velocidad promedio en el tramo de aceleración. Para ello, se estimará una velocidad de entrada del 80% de la velocidad de salida de la curva que no permite el deslizamiento de los neumáticos (Tabla 44)

- $V_{\text{limite } 175 \text{ m}} = 45.23 \text{ m/s}$, es decir, 162.94 km/h
- $V_{\text{limite } 175 \text{ m } 80\%} = 36.184$, es decir, 130.3 km/h

Teniendo en cuenta que la trayectoria que recorre durante el paso por curva corresponde a la mitad de la longitud de una circunferencia, se calcula el valor de la distancia recorrida.

$$\text{mitad } L \text{ ongitud de una circunferencia} = \pi \cdot R = \pi \cdot 175 \text{ m} = 549.78 \text{ m}$$

Finalmente, con el valor de la distancia recorrida y la velocidad inicial y final, se procede a calcular la aceleración con las ecuaciones del movimiento rectilíneo uniformemente acelerado.

$$V = V_0 + a \cdot t \quad (\text{Ec. 46})$$

$$S = S_0 + V_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (\text{Ec. 47})$$

$$V^2 = V_0^2 + 2 \cdot a \cdot S \quad (\text{Ec. 48})$$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones (Ec. 46), (Ec. 47), (Ec. 48), se obtiene un tiempo y una aceleración para cada caso.

- *Aceleración*_{175 m} = $0.67 \frac{m}{s^2}$
- *Tiempo*_{175m} = 13.51 s

Por otro lado, también es necesario calcular la aceleración de la motocicleta que se le añade en el paso por curva. Dicha aceleración es conocida como aceleración centrípeta.

$$a_{centripa} = \left(\frac{Vt}{R}\right)^2 \cdot R \quad (\text{Ec. 49})$$

Si se procede a despejar el resultado para la curva de 175 m y 50° de inclinación en la ec.44 se obtiene una aceleración de 11.7 m/s²

Anexo 5. Cálculo de tornillos

La motocicleta tiene varias zonas atornilladas por lo que es necesario calcular la sección mínima que debe tener para anclar los elementos necesarios. La tensión predominantes para que el tornillo falle es la tensión de cortante. Por tanto, a partir de la (Ec. 50), se calcula el valor de cortante de un tornillo.

$$\tau_{cortante} = \frac{F}{A} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \frac{\sigma_y/CS}{\sqrt{3}} \quad (\text{Ec. 50})$$

Donde,

- A: es el área del tornillo
- F: la fuerza cortante
- σ_{adm} : la tensión admisible del material del tornillo
- σ_y : la tensión de fluencia
- CS: coeficiente de seguridad

El procedimiento para calcular el área del tornillo será el siguiente:

1. Se selecciona el tipo de tornillo.
2. Se obtiene el valor de la fuerza en el software de diseño.
3. Se despeja el valor del área y se compara con la tensión el límite del material del tornillo con la obtenida en la (Ec. 50) para obtener el coeficiente de seguridad.

Tornillos unión chasis con subchasis

Se calcula el caso más desfavorable que es cuando la carga se encuentra más alejada de los tornillos. Los tornillos seleccionados, son tornillos inoxidables 304 los cuales presenta un límite elástico de 200 MPa. A partir del Software SolidWorks, se obtienen el valor de la fuerza. En este caso, para presentar mayor esfuerzo en el casquillo se ha aplicado la restricción de geometría fija en el casquillo:

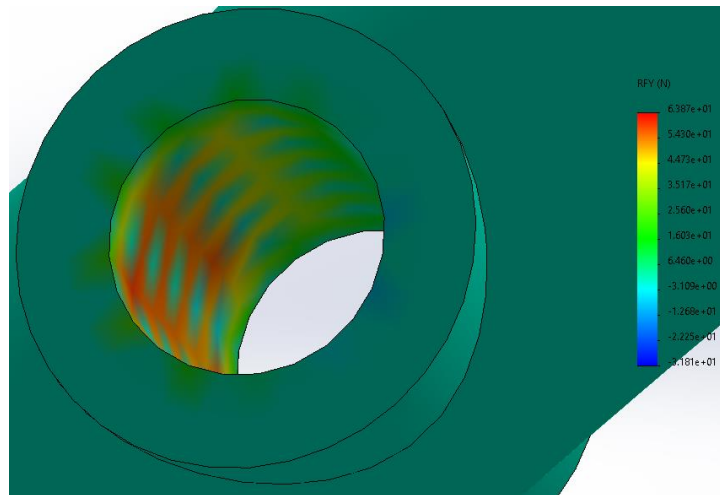


Imagen 156: Fuerza en dir. Y en el casquillo del subchasis

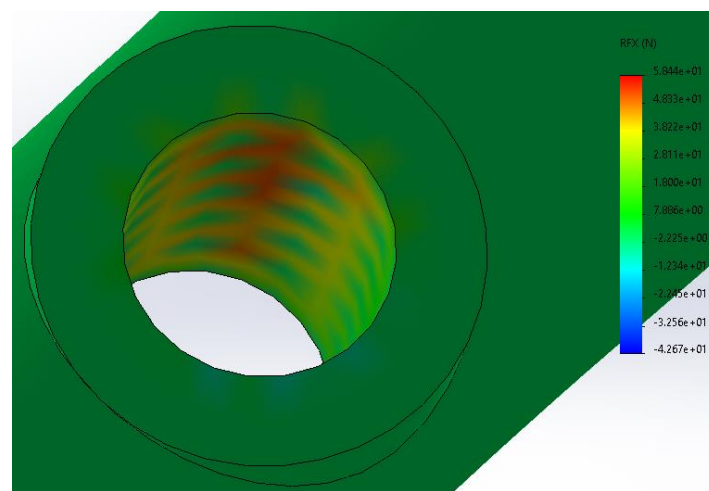


Imagen 157: Fuerza en dir. X en el casquillo del subchasis

El plano XY, es el plano donde se contiene las fuerzas que genera el esfuerzo constante por lo que la fuerza resultante en la dirección Z (axial), no computa en el cálculo. Teniendo el valor de cada fuerza, se calcula el módulo de ambas para obtener el valor de la resultante.

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 86.6N$$

Por tanto, el área necesaria es la siguiente:

$$A \geq \frac{86.6N}{2 \times 10^8 \frac{N}{m^2}} = 432.86 \times 10^{-9} m^2$$

Sabiendo la definición del área de un tornillo:

$$A = \pi r^2 \rightarrow 0.433 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \rightarrow D = 0.743 mm$$

Por tanto, el diámetro final necesario es de 0.743 mm. Aun así, se establece que el diámetro mínimo elegido es de M6 otorgando un coeficiente de seguridad de 8.5.

La asignación del tamaño del diámetro se debe a que la mayoría de las motocicletas de competición usan dicha métrica.

Módulo fabricado en Kevlar

El peor caso que puede darse es si solo existiría un tornillo que aguantase todo el peso de cada módulo de la batería.

Para simular este caso, se ha colocado en el software la caja de batería, se le ha aplicado el material compuesto, se ha restringido únicamente uno de los orificios por donde pasará el perno y se ha calculado el valor de la carga en el orificio.

En este caso, debido a la colocación del módulo en el SolidWorks, el plano que presenta esfuerzos cortantes es el plano ZX.

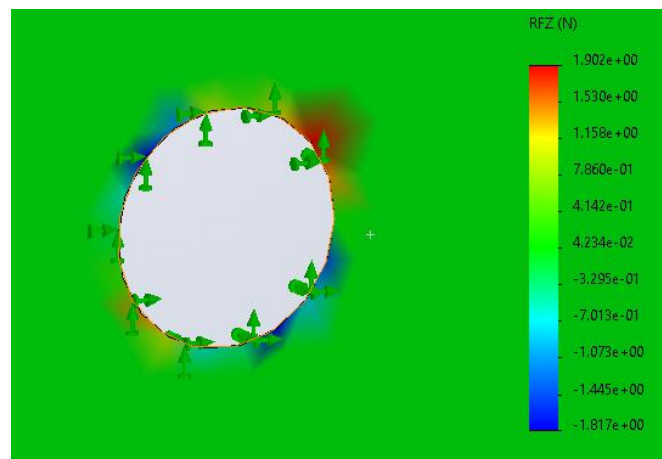


Imagen 158: Carga en dir. Z del módulo de batería

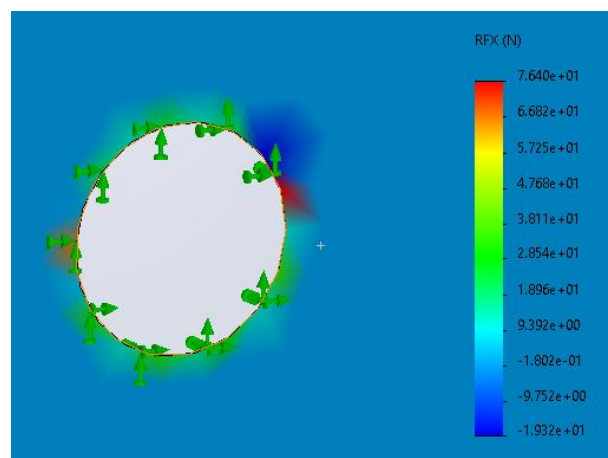


Imagen 159: Carga en dir. X en módulo de batería

Teniendo el valor máximo de cada fuerza, se calcula el módulo de ambas para obtener el valor de la resultante.

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 76.42N$$

Por tanto, el área necesaria es la siguiente:

$$A \geq \frac{76.42 N}{2 \times 10^8 \frac{N}{m^2}} = 382.12 \times 10^{-9}$$

Sabiendo la definición del área de un tornillo:

$$A = \pi r^2 \rightarrow 0.382 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \rightarrow D = 0.697 \text{ mm}$$

El diámetro necesario para aguantar esas cargas sería de menos de 1 mm. En la simulación, se colocó un agujero de M4 por lo que se tendría un coeficiente de seguridad de 7. Se descartó disminuir la métrica del tornillo porque no se encontró un perno de métrica inferior con un largo mínimo 100 mm para poder realizar la sujeción.

Batería – unión contramuros

En este caso, se procederá a calcular el diámetro necesario que deberá tener el agujero que sujeta la placa del contramuro. Para ello, se coloca en el SolidWorks la placa de Kevlar y se le añade material a los elementos de superficie, después se restringe los agujeros de los tornillos de la lengüeta y se aplica una carga en la parte baja de la caja del módulo con el valor del peso de la caja.

En este caso, el plano que presenta los esfuerzos cortantes son el plano YZ.

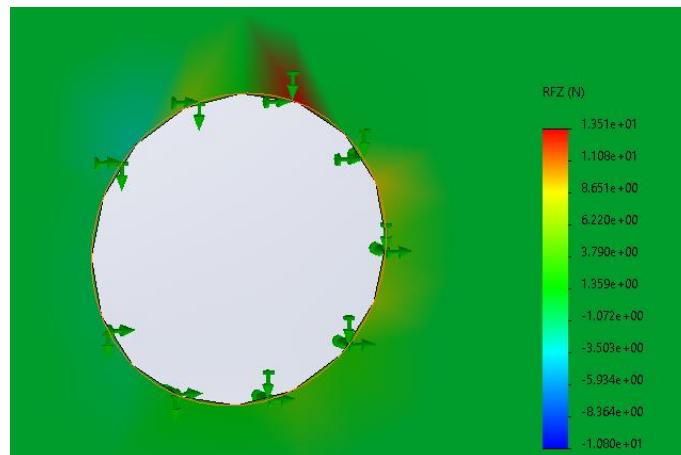


Imagen 160: Carga debido a la tensión cortante en el plano Z de la lengüeta contramuro

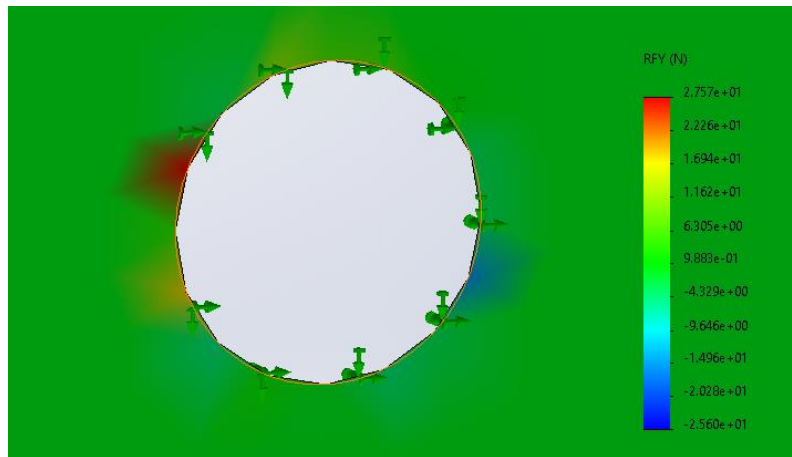


Imagen 161: Carga debido a la tensión cortante en el plano Y de la lengüeta contramuro

Teniendo el valor máximo de cada fuerza, se calcula el módulo de ambas para obtener el valor de la resultante.

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 30.7$$

Por tanto, el área necesaria es la siguiente:

$$A \geq \frac{30.7 \text{ N}}{2 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 153.5 \times 10^{-9}$$

Sabiendo la definición del área de un tornillo:

$$A = \pi r^2 \rightarrow 0.154 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \rightarrow D = 0.443 \text{ mm}$$

En este caso, el diámetro necesario para que el tornillo aguante el peso de cada módulo, deberá de ser inferior de 1 mm. En este caso, se diseñó con métrica 4, por lo que el coeficiente de seguridad equivale a 9.02. Se descartó la posibilidad de realizar el agujero mucho más pequeño ya que trabajar con tornillos, tuercas y arandelas de ese tamaño es muy complicado.



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Grado en Ingeniería Mecánica

Planos

TRABAJO FIN DE GRADO

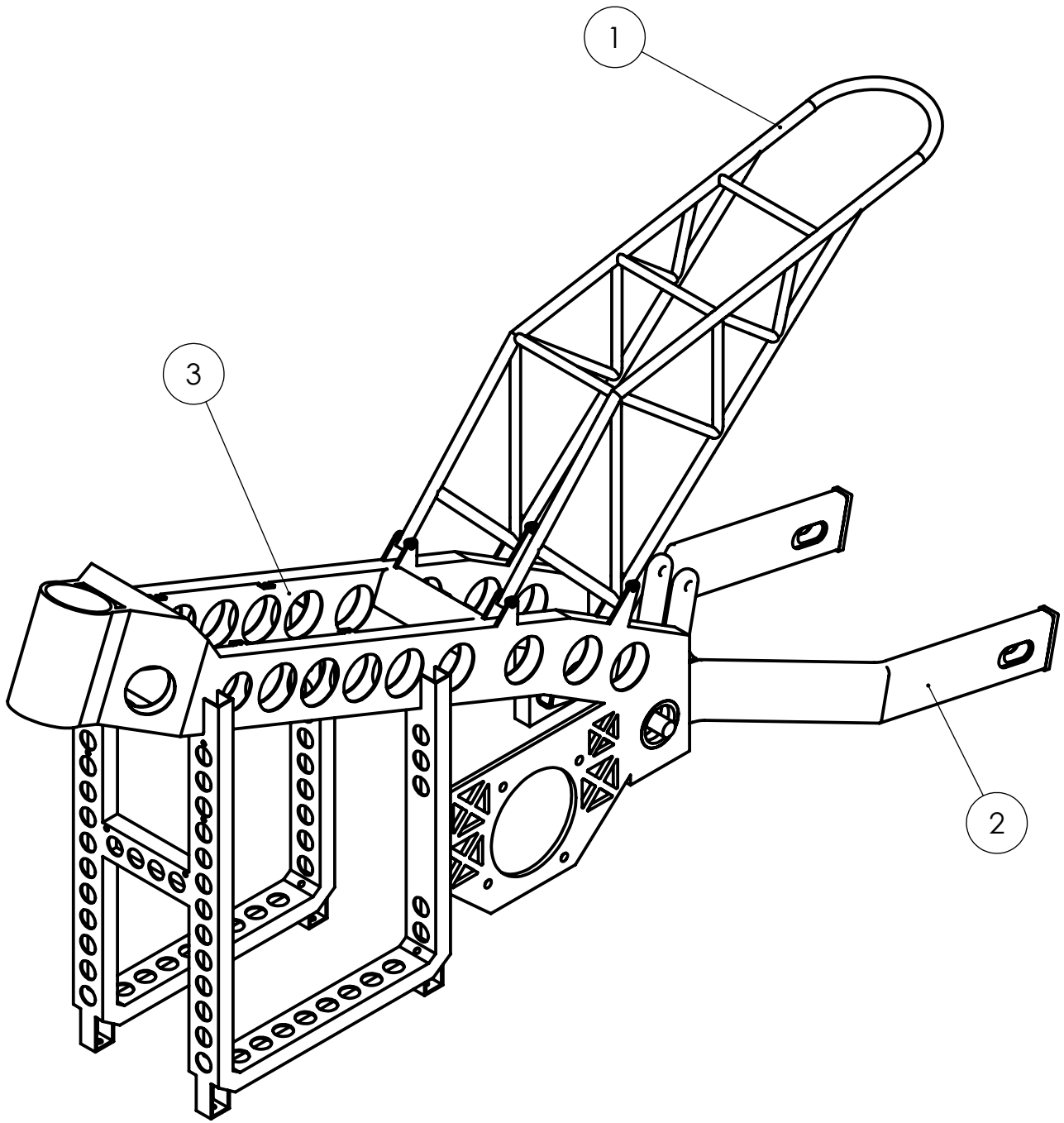
Autora:


Kelly Fiesenig Cabrera

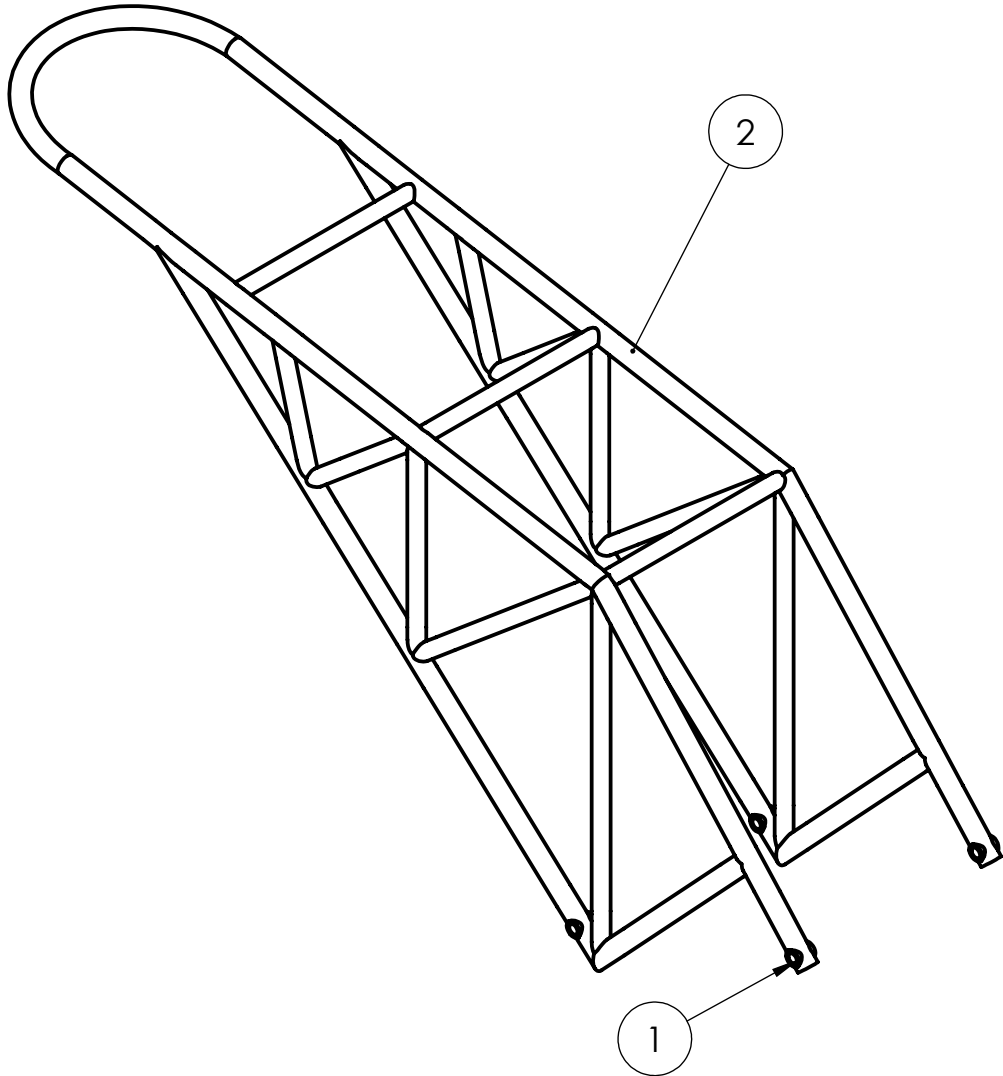
Tutor:


D. Carmelo Militello Militello

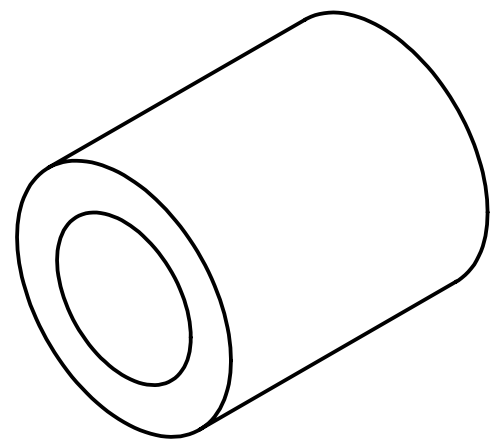
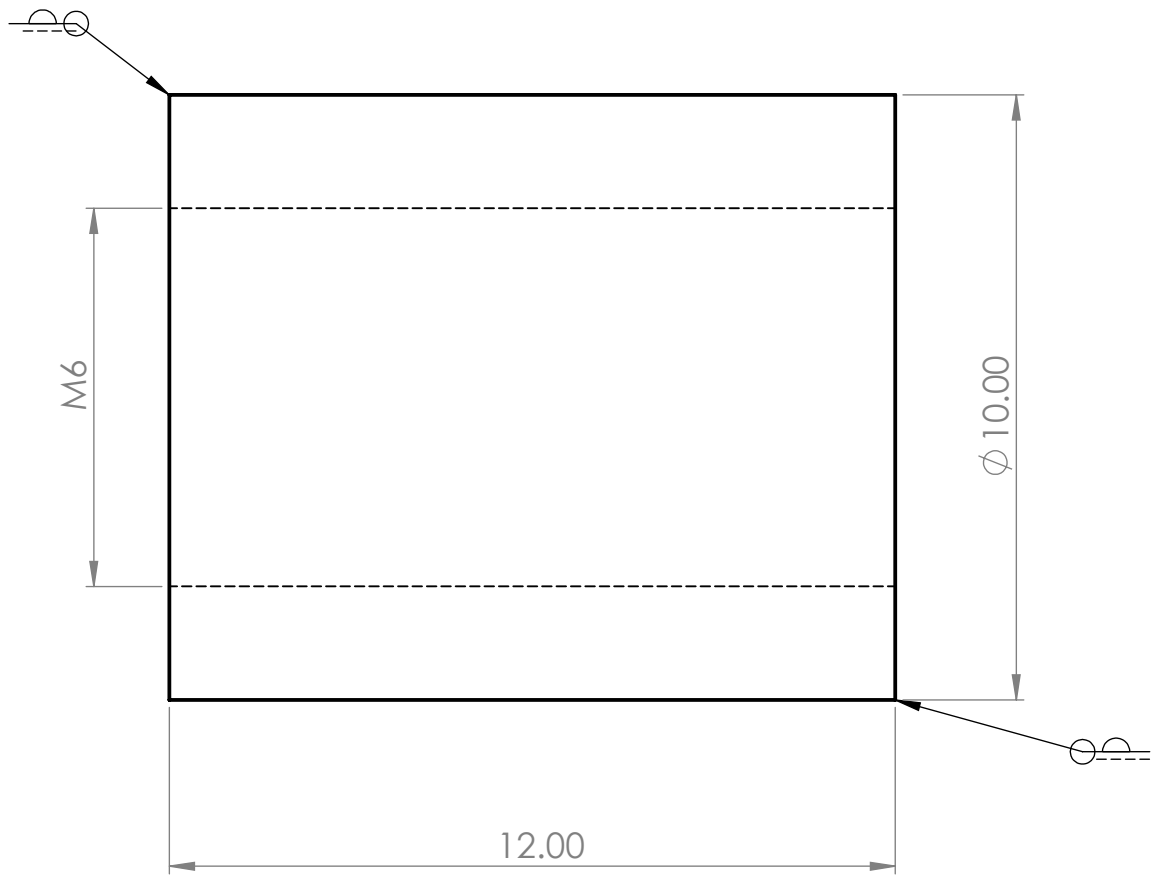
La Laguna, julio de 2023



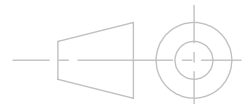
3	1	Chasis	1.03.00	Acero 235
2	1	Basculante	1.02.00	Acero 275
1	1	Subchasis	1.01.00	Acero 235
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA: S/E	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA	Nº DE CONJUNTO: 1.00	
	Título:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA	Nº DE PLANO: 1.00	




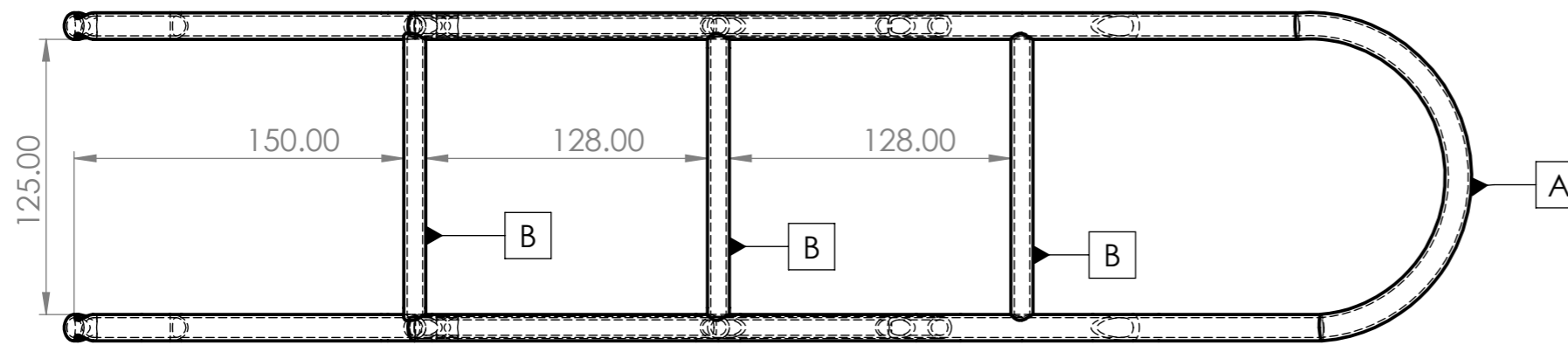
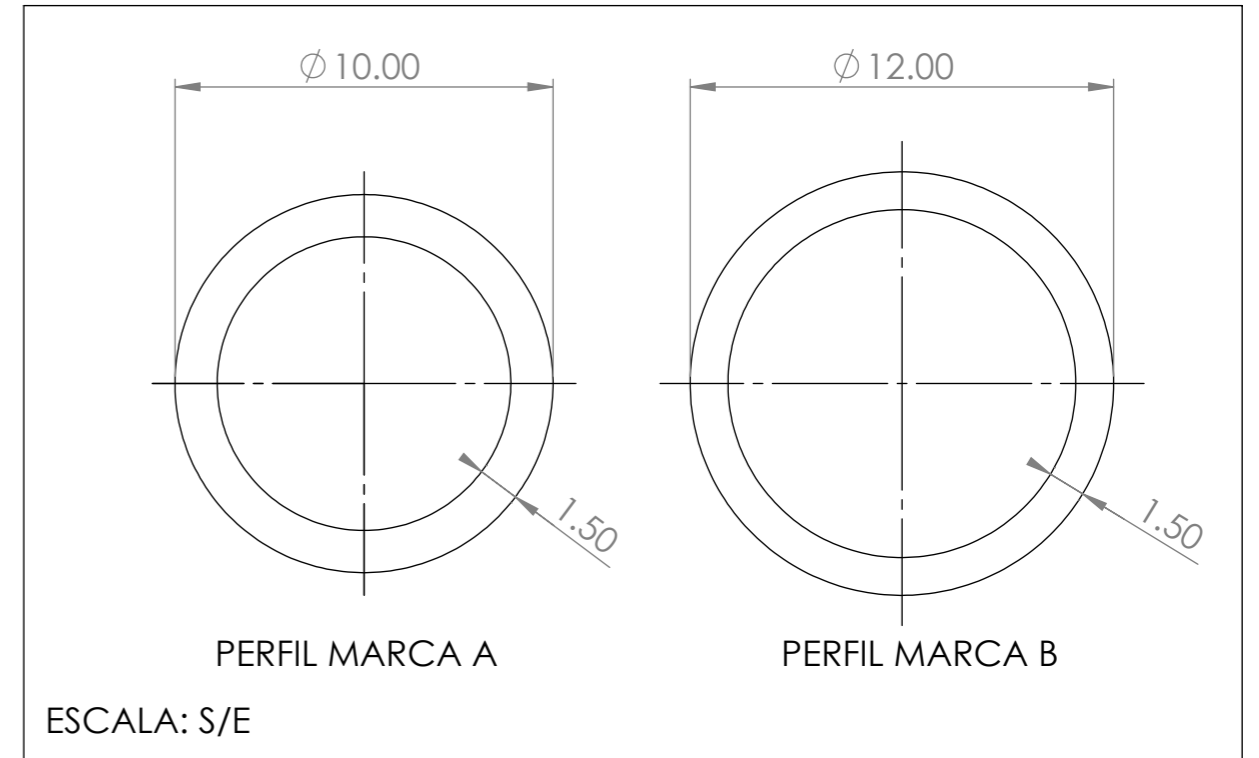
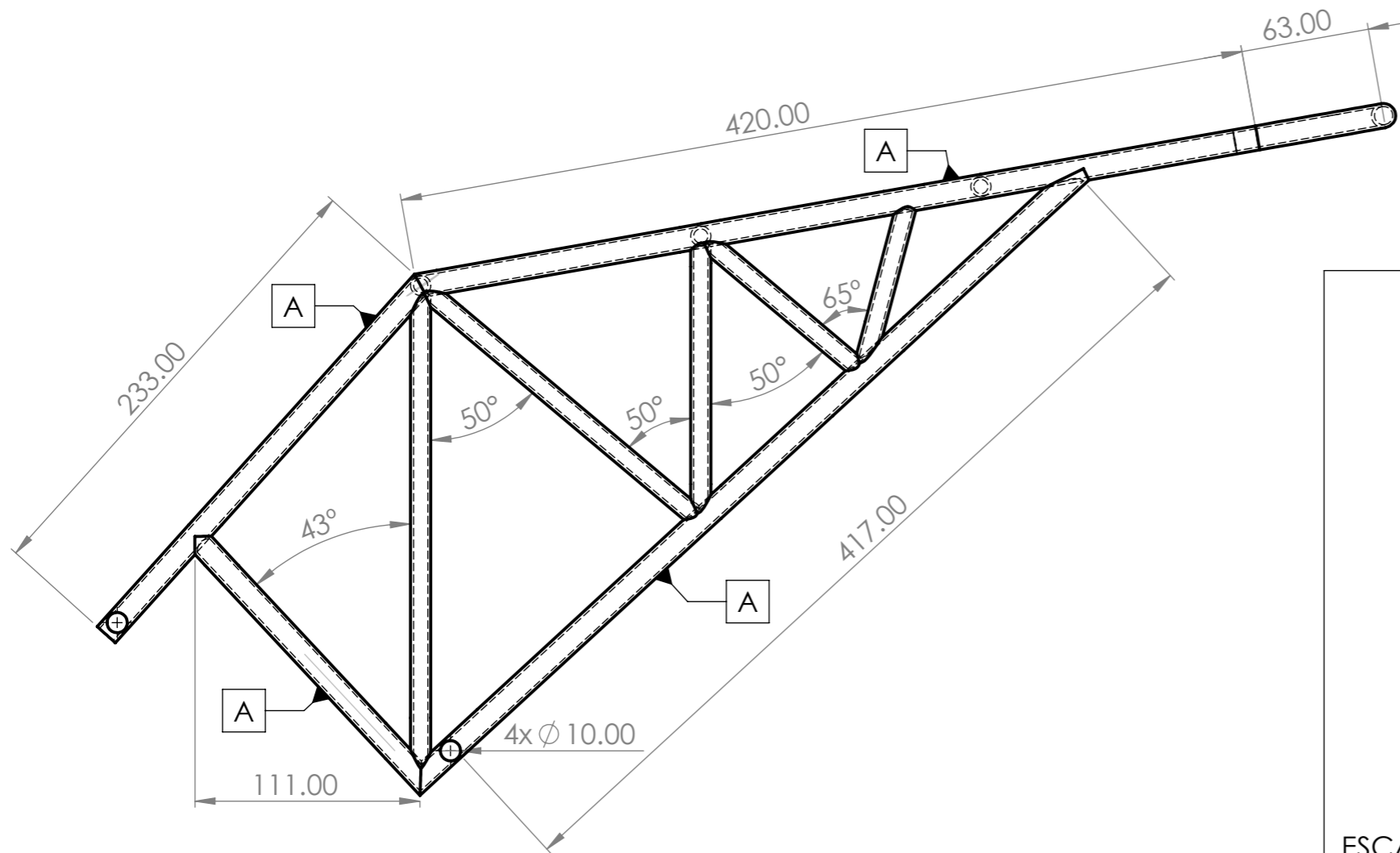
2	1	Colín	1.01.02	Acero 235
1	4	Casquillo	1.01.01	Acero 235
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	13/07/23	Kelly		
Apellidos		Fiesenig		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			Universidad de La Laguna
ESCALA: S/E	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA	Nº DE CONJUNTO:	1.00
	Título:	SUBCHASIS	Nº DE PLANO:	1.01



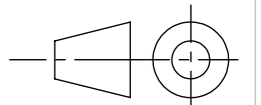
Vista perspectiva isométrica




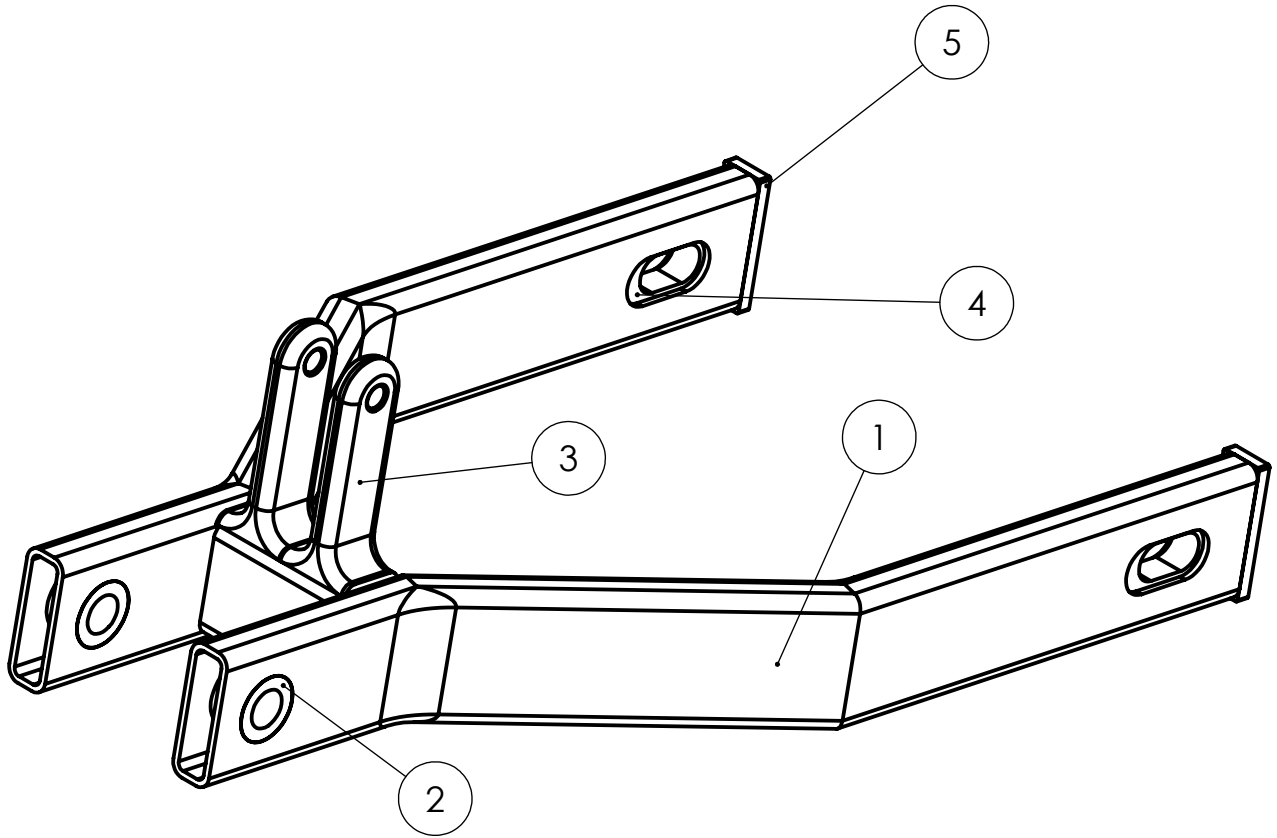
1	4	Casquillo	1.01.01	Acero 235
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA:	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA	Nº DE CONJUNTO:	1.00
8:1	Título:		CASQUILLO	Nº DE PLANO:



RETÍCULA MARCA B
UNIÓN POR SOLDADURA PERIMETRAL

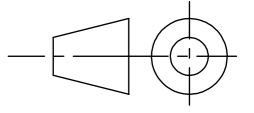
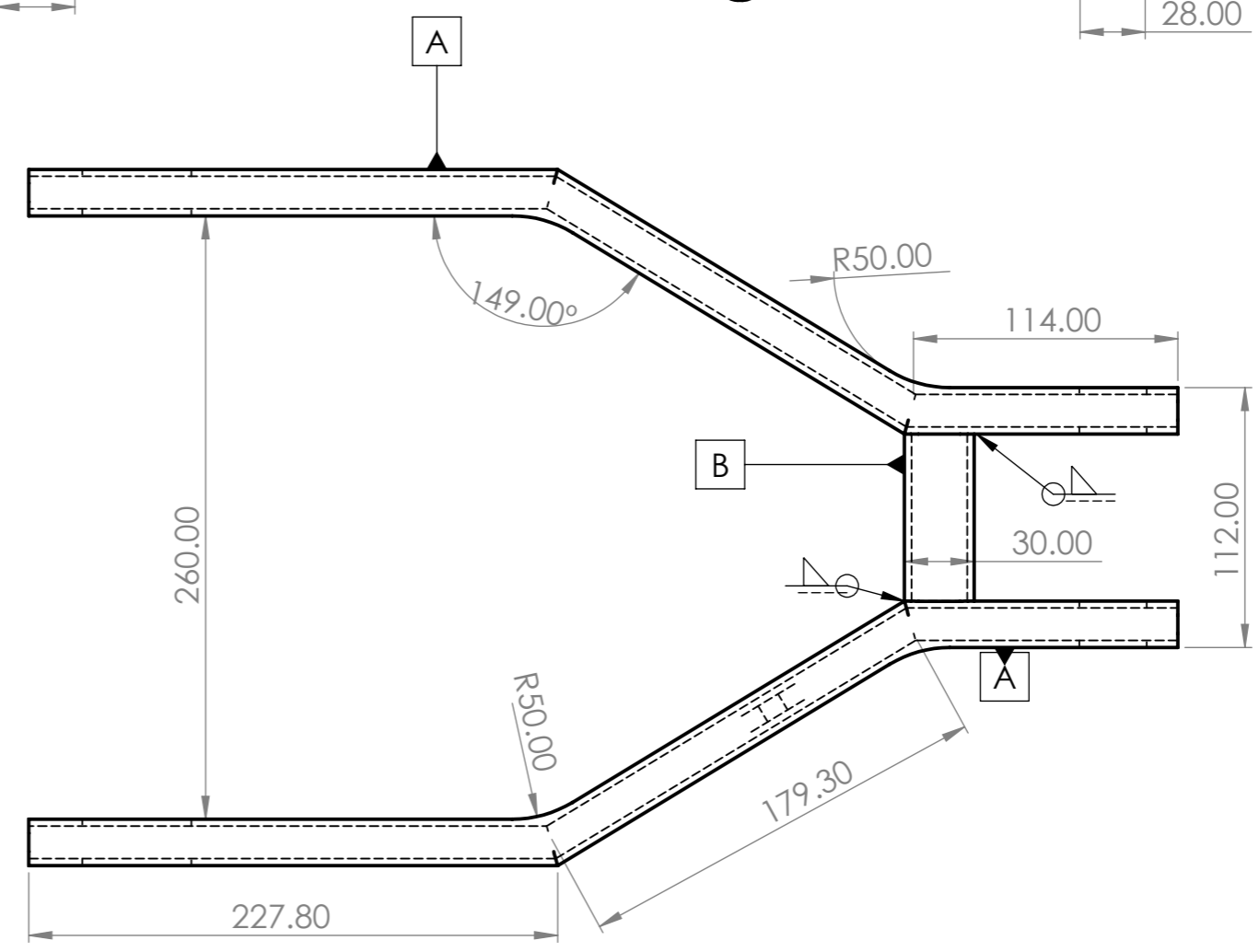
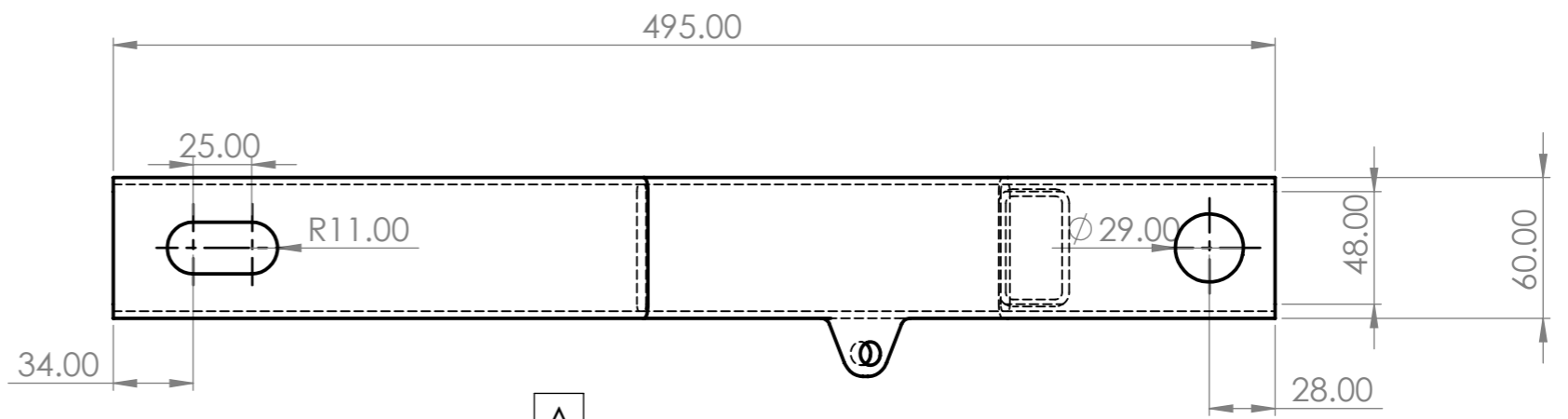
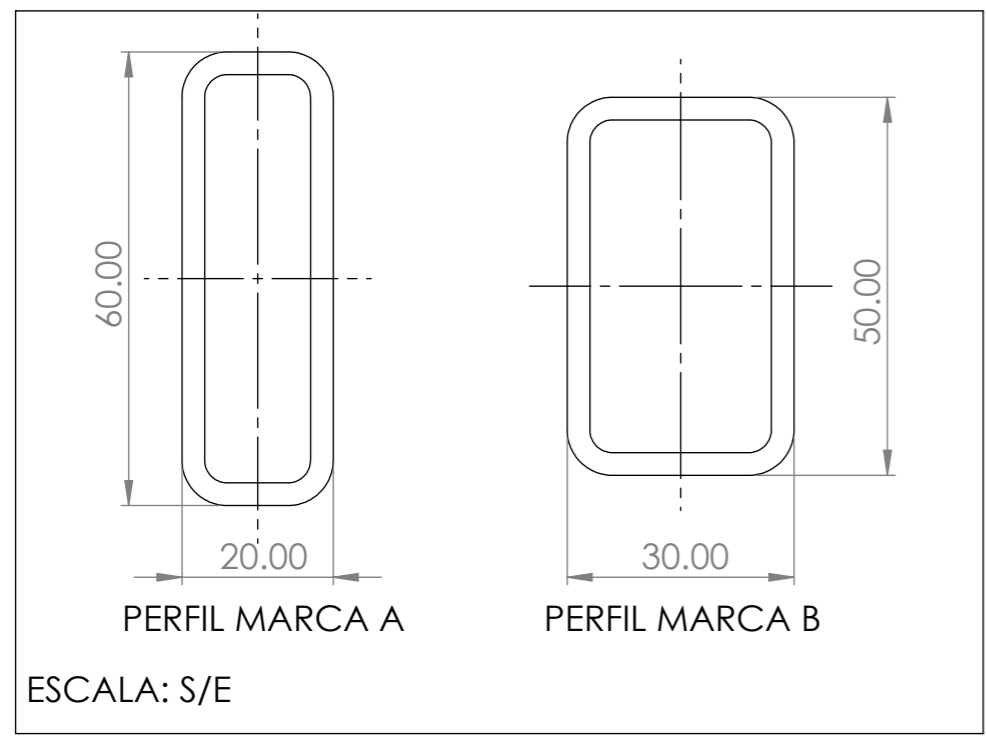
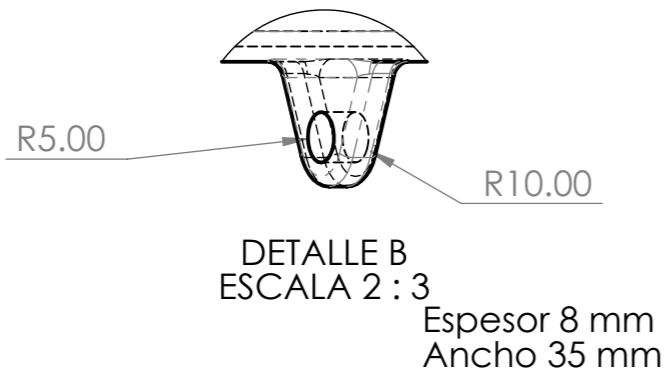
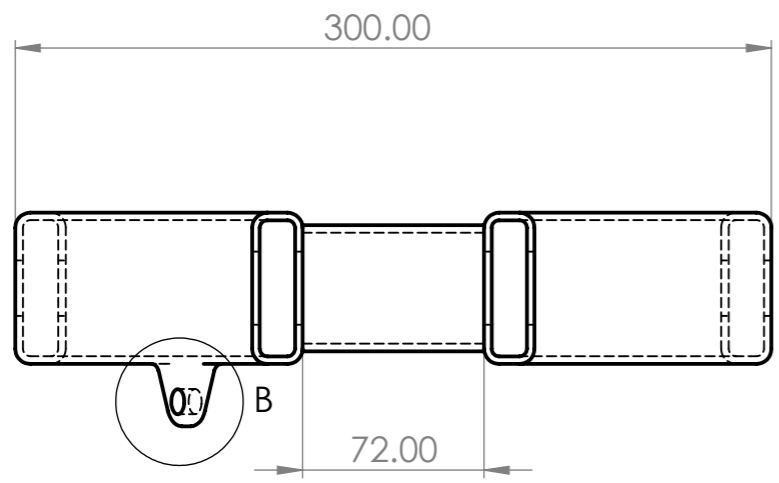


2	1	Colín		1.01.02	Acero 235
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Referencia	Material
		Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre			Kelly		
Apellidos			Fiesenig		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA		Nº DE CONJUNTO:	1.00
1:3	Título:	Colín		Nº DE PLANO:	1.01.02

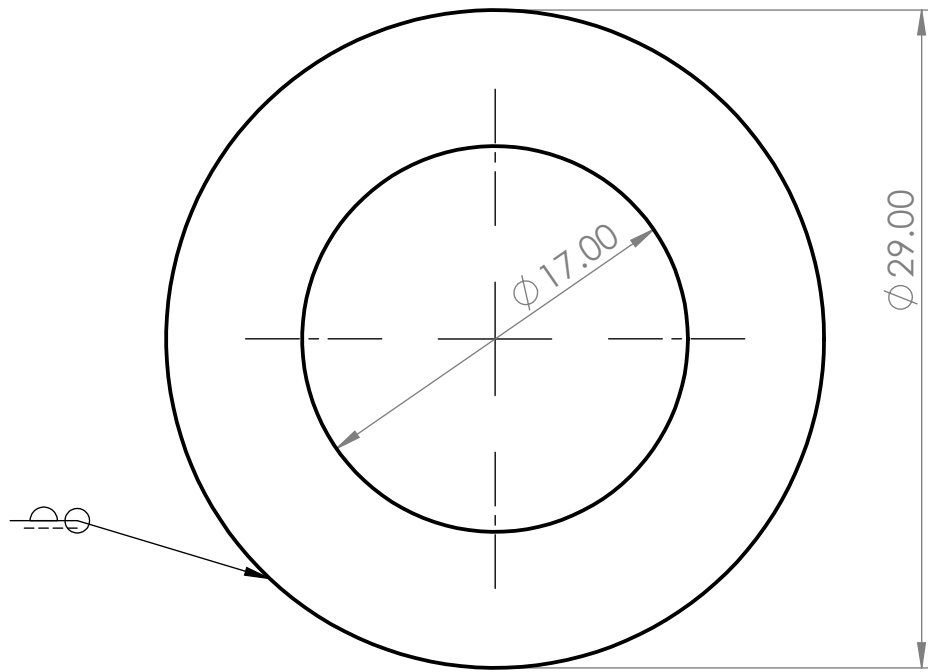


5	2	Tapa tensor cadena	1.02.05	Aluminio 6063 - T6
4	2	Placa tensor cadena	1.02.04	Aluminio 6063 - T6
3	1	Orejetas	1.02.03	Acero 275
2	2	Casquillo basculante	1.02.02	Acero 275
1	1	Estructura basculante	1.02.01	Acero 275

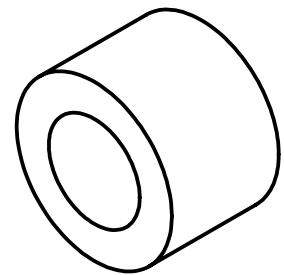
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN			
ESCALA: S/E	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA		Nº DE CONJUNTO: 1.00
	Título:	BASCULANTE		Nº DE PLANO: 1.02



1	1	Basculante	1.02.01	Acero 275
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
Nombre	Fecha	Autor	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Apellidos		Kelly		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN	Fiesenig		
ESCALA:	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA	Nº DE CONJUNTO:	1.00
1:3	Título:	ESTRUCTURA BASCULANTE	Nº DE PLANO:	1.02.01




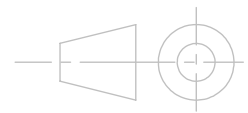
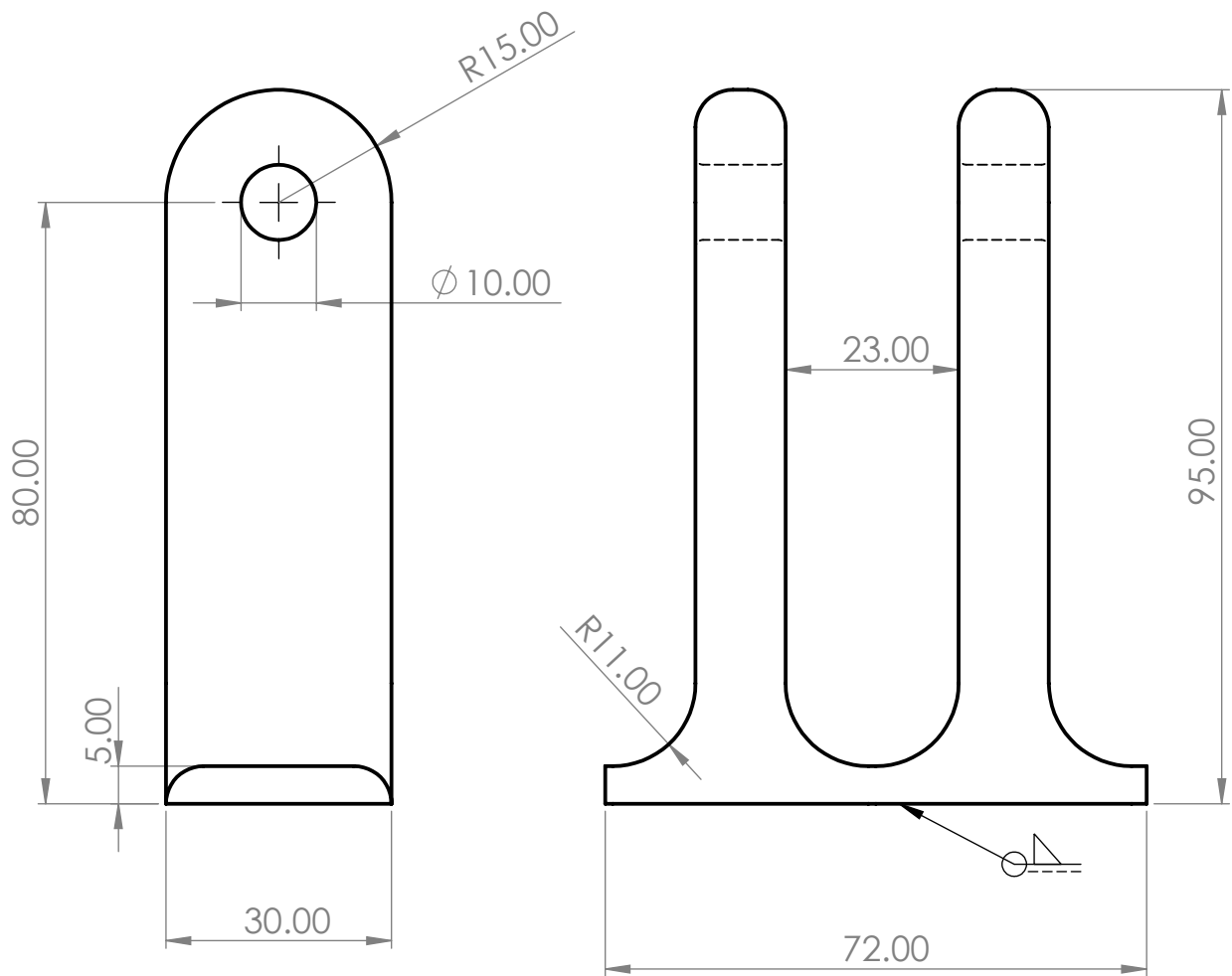
Ancho de 20 mm




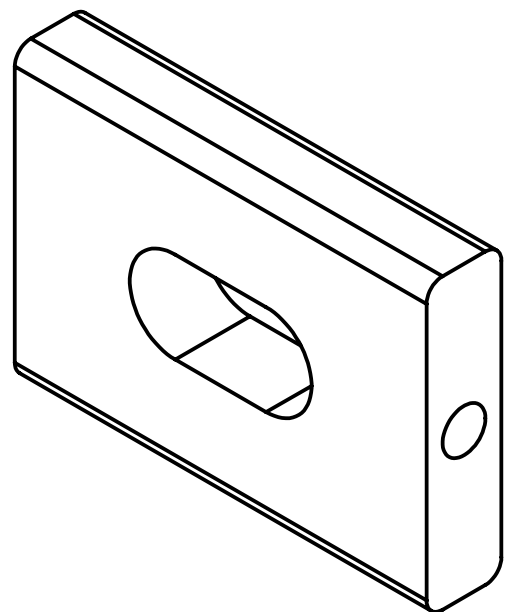
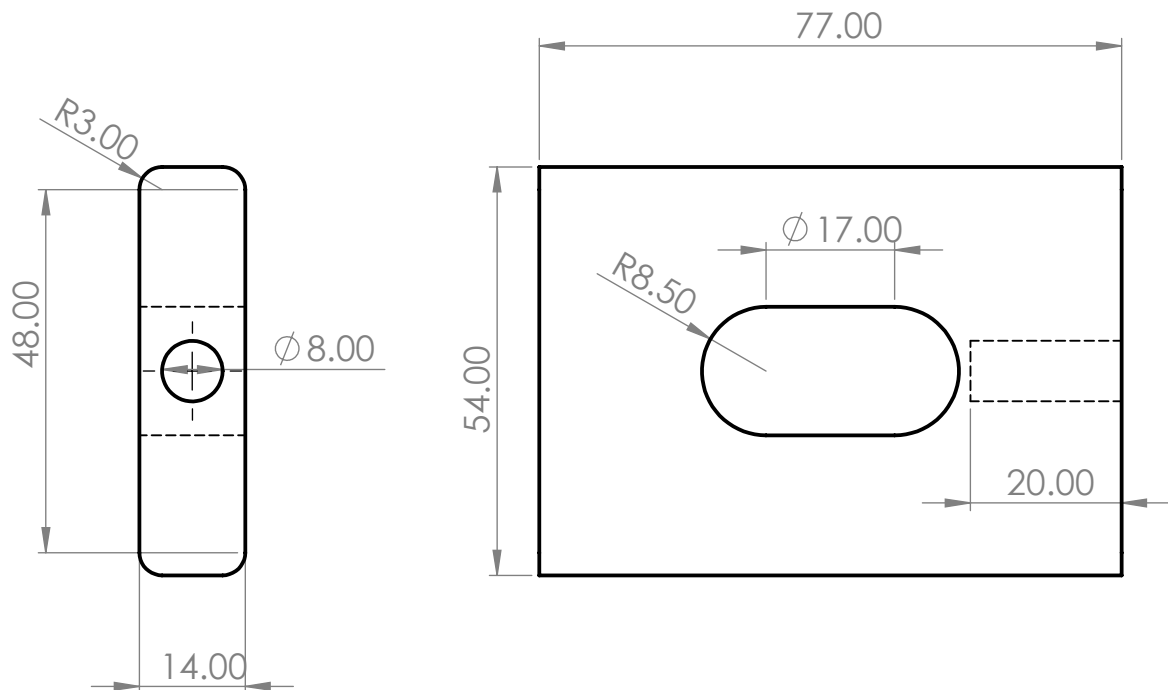
Vista perspectiva isométrica



2	2	Casquillo basculante	1.02.02	Acero 275
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 3:1	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA	Nº DE CONJUNTO: 1.00	
	Título:	CASQUILLO BASCULANTE	Nº DE PLANO: 1.02.02	




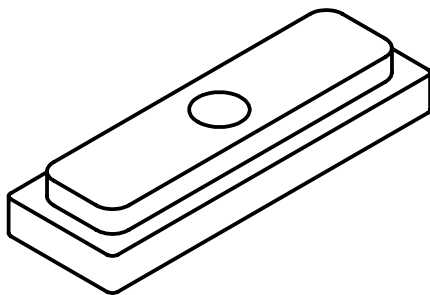
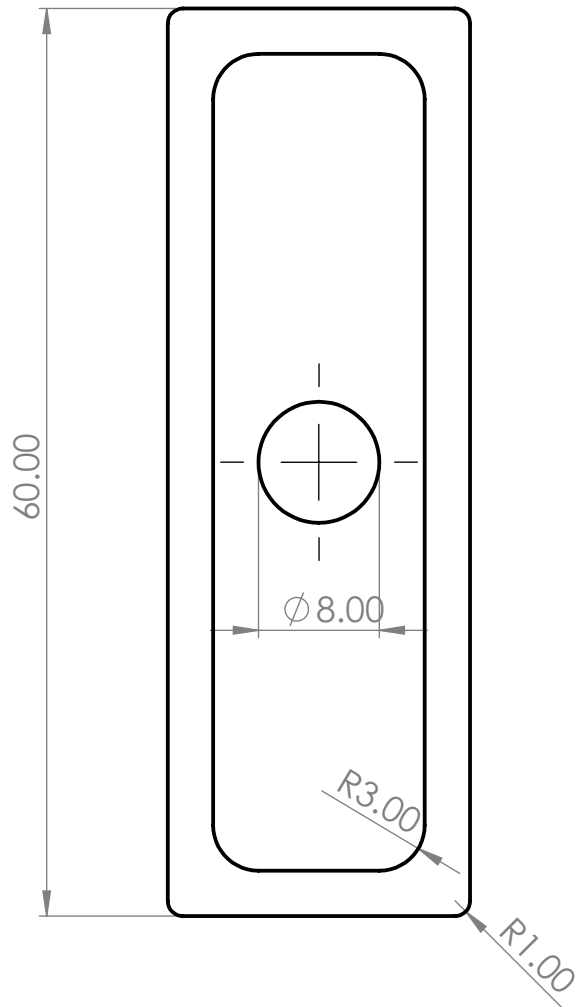
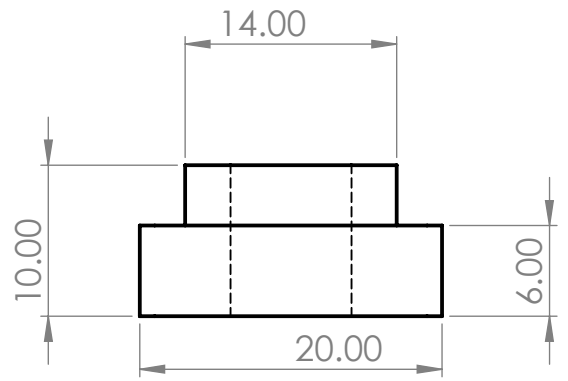
3	1	Orejetas	1.02.03	Acero 275
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA: 1:1	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA	Nº DE CONJUNTO: 1.00	
	Título:	OREJETAS	Nº DE PLANO: 1.02.03	



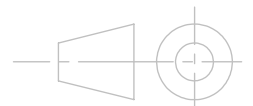
Vista perspectiva isométrica




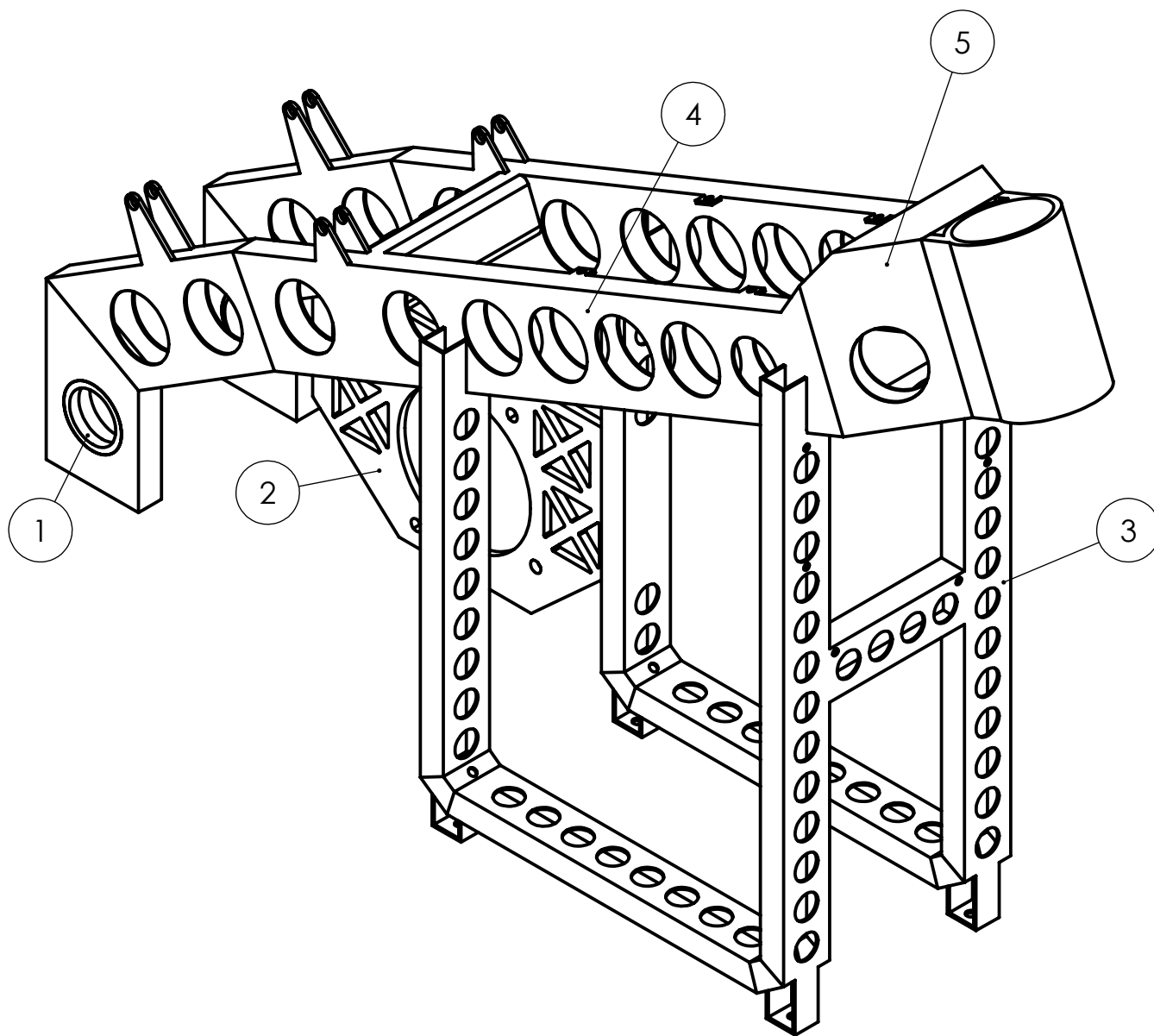
4	2	Placa tensor cadena	1.02.04	Aluminio 6063 - T6
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA:	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA	Nº DE CONJUNTO:	1.00
1:1	Título:	PLACA TENSOR DE CADENA	Nº DE PLANO:	1.02.04



Vista perspectiva isométrica

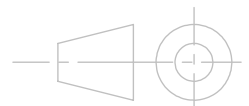
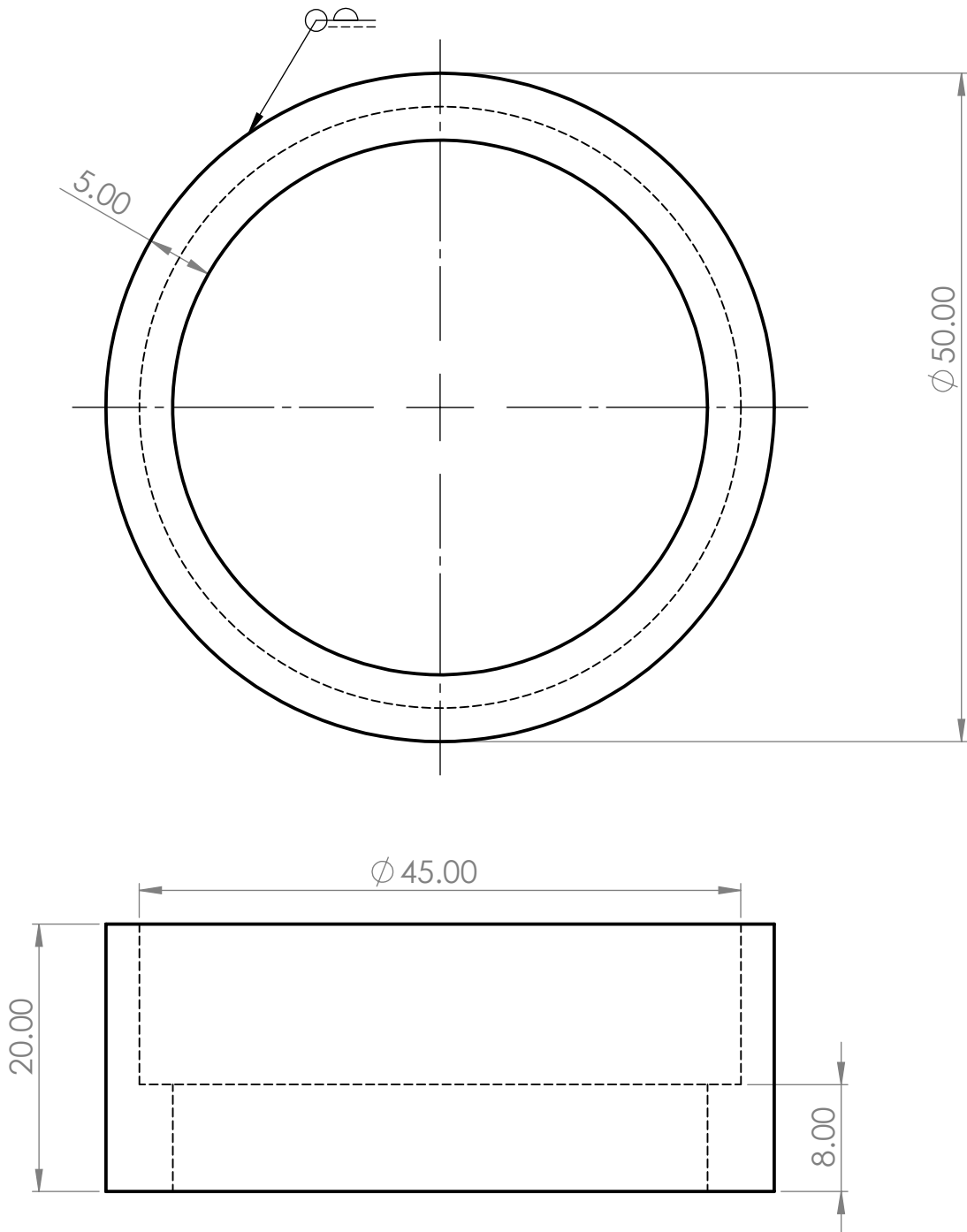



5	2	Tapa tensor cadena	1.02.05	Aluminio 6063 - T6
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:1	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA	Nº DE CONJUNTO: 1.00	
	Título:	TAPA TENSOR DE CADENA	Nº DE PLANO: 1.02.05	

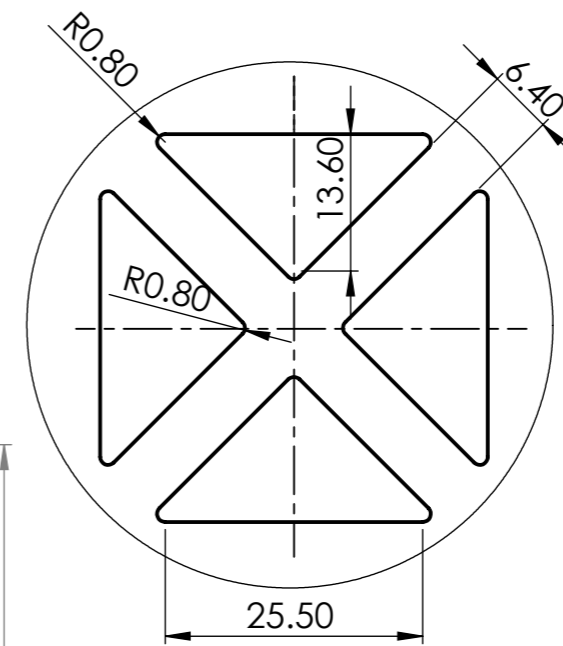
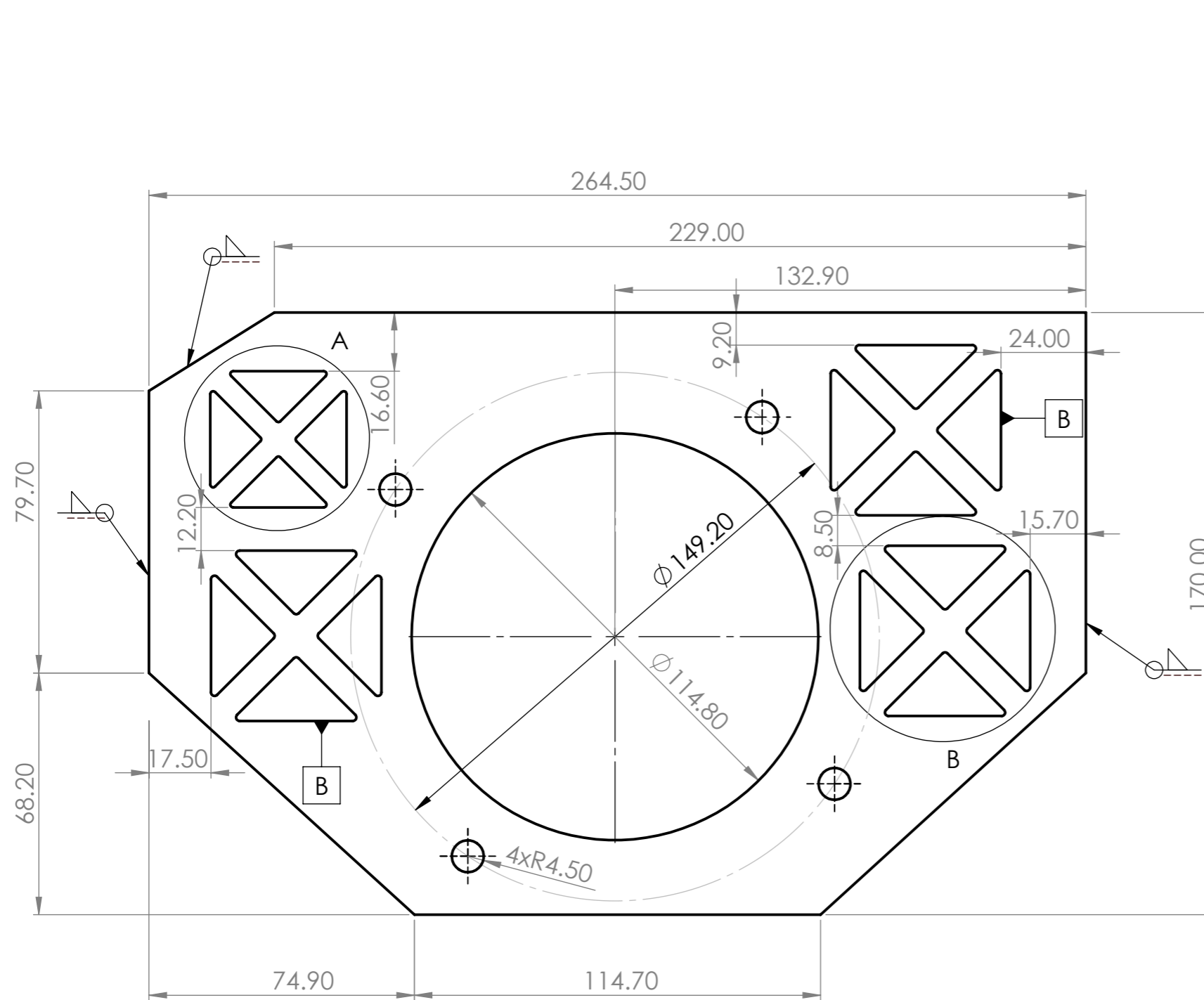


5	1	Soporte pipa	1.03.05	Acero 235
4	1	Estructura superior	1.03.04	Acero 235
3	1	Estructura inferior	1.03.03	Acero 235
2	1	Placa de sujeción del motor	1.03.02	Acero 235
1	2	Compartimento del rodamiento	1.03.01	Acero 235
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material

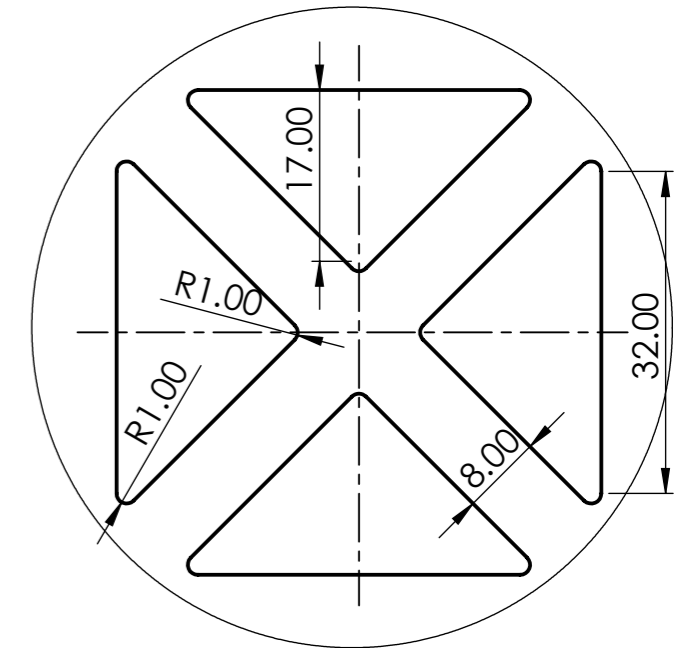
	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN			
ESCALA: S/E	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA		Nº DE CONJUNTO: 1.00
	Título:	CHASIS		Nº DE PLANO: 1.03



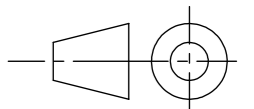
1	2	Compartimento del rodamiento	1.03.01	Acero 235
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA: 2:1	Conjunto: ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA		Nº DE CONJUNTO:	1.00
	Título: COMPARTIMENTO DEL RODAMIENTO		Nº DE PLANO:	1.03.01



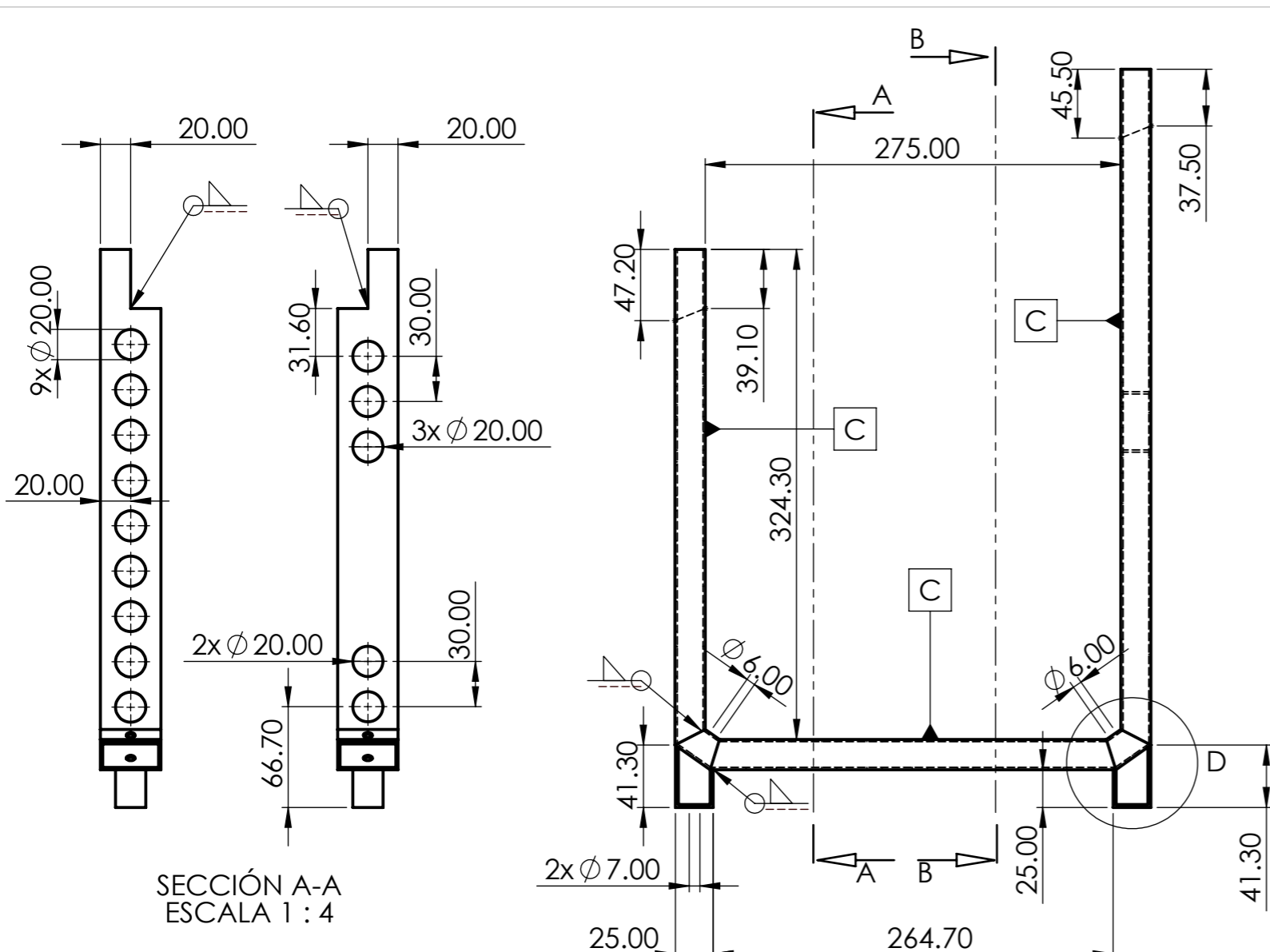
DETALLE A
ESCALA 4 : 3



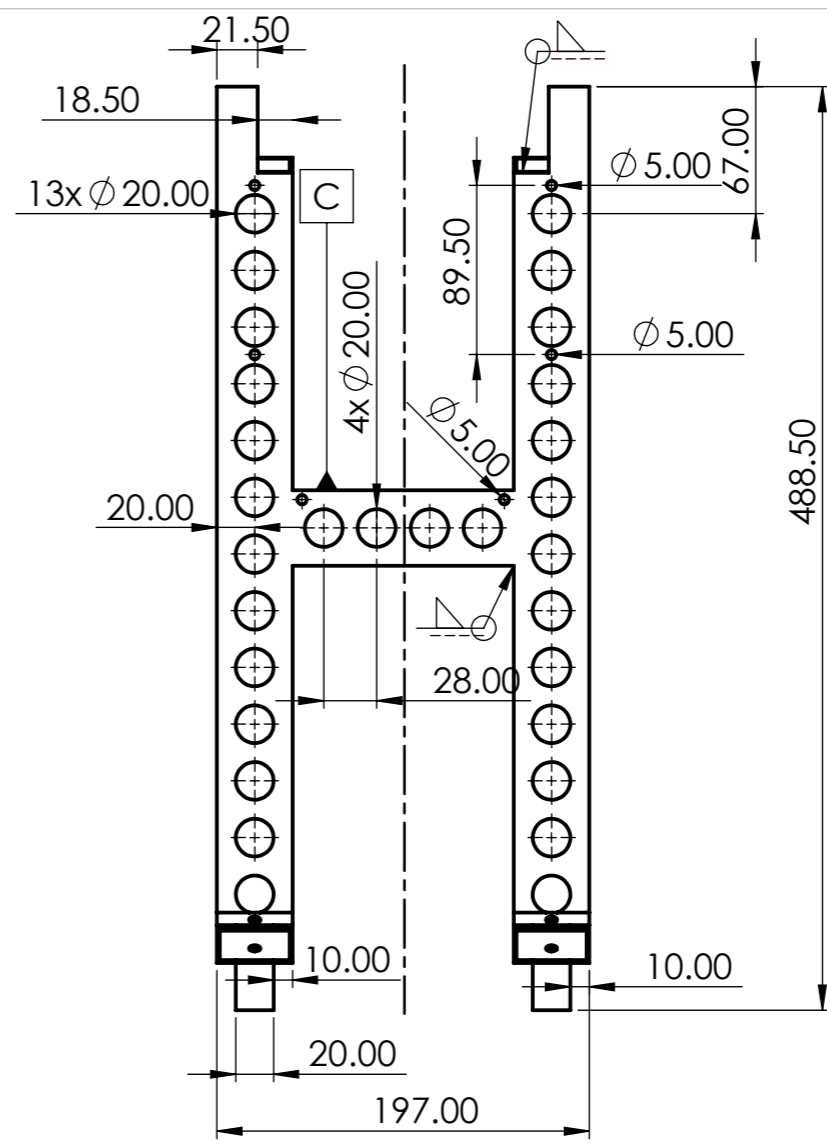
DETALLE B
ESCALA 4 : 3



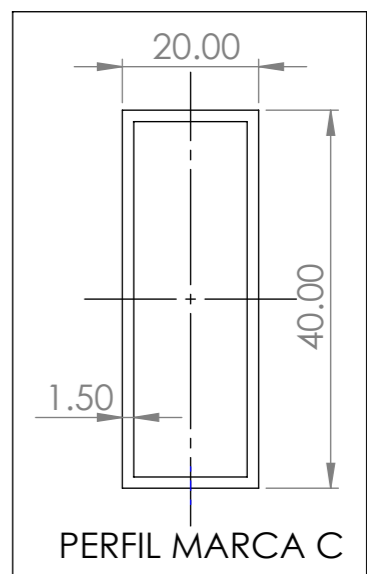
2	1	Placa de sujección del motor		1.03.02	Acero 235
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Referencia	Material
	Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		Kelly			
Apellidos		Fiesenig			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		 Universidad de La Laguna		
ESCALA:	Conjunto:		ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA		Nº DE CONJUNTO: 1.00
2:3	Título:		PLACA DE SUJECCIÓN DEL MOTOR		Nº DE PLANO: 1.03.02



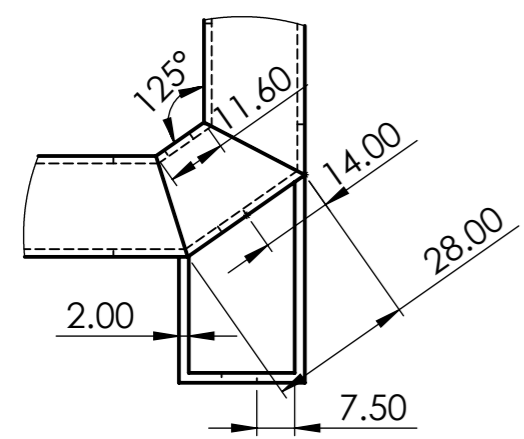
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 4



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 4

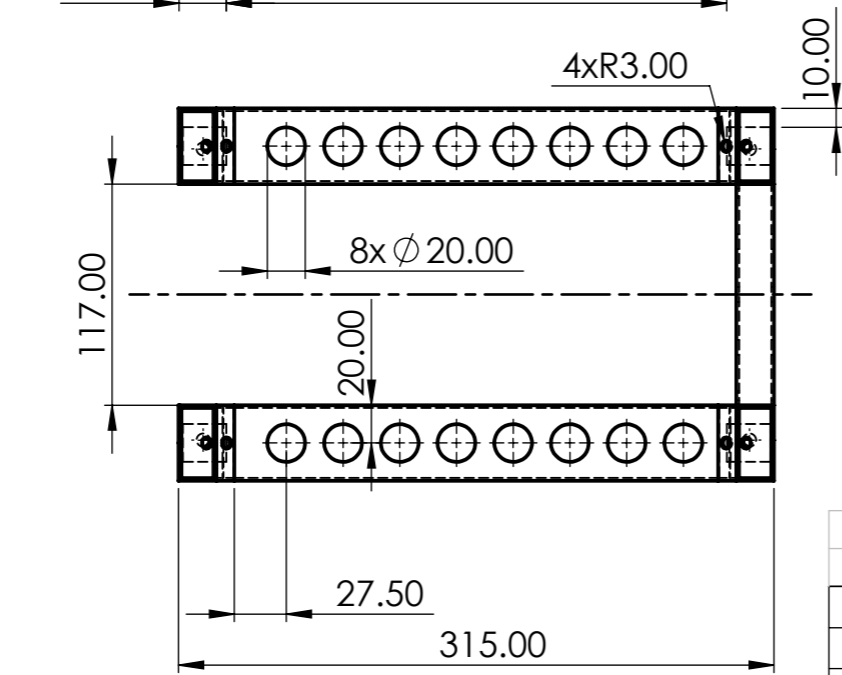


PERFIL MARCA C

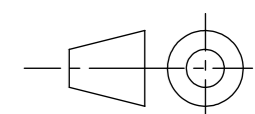


DETALLE D
ESCALA 2 : 3

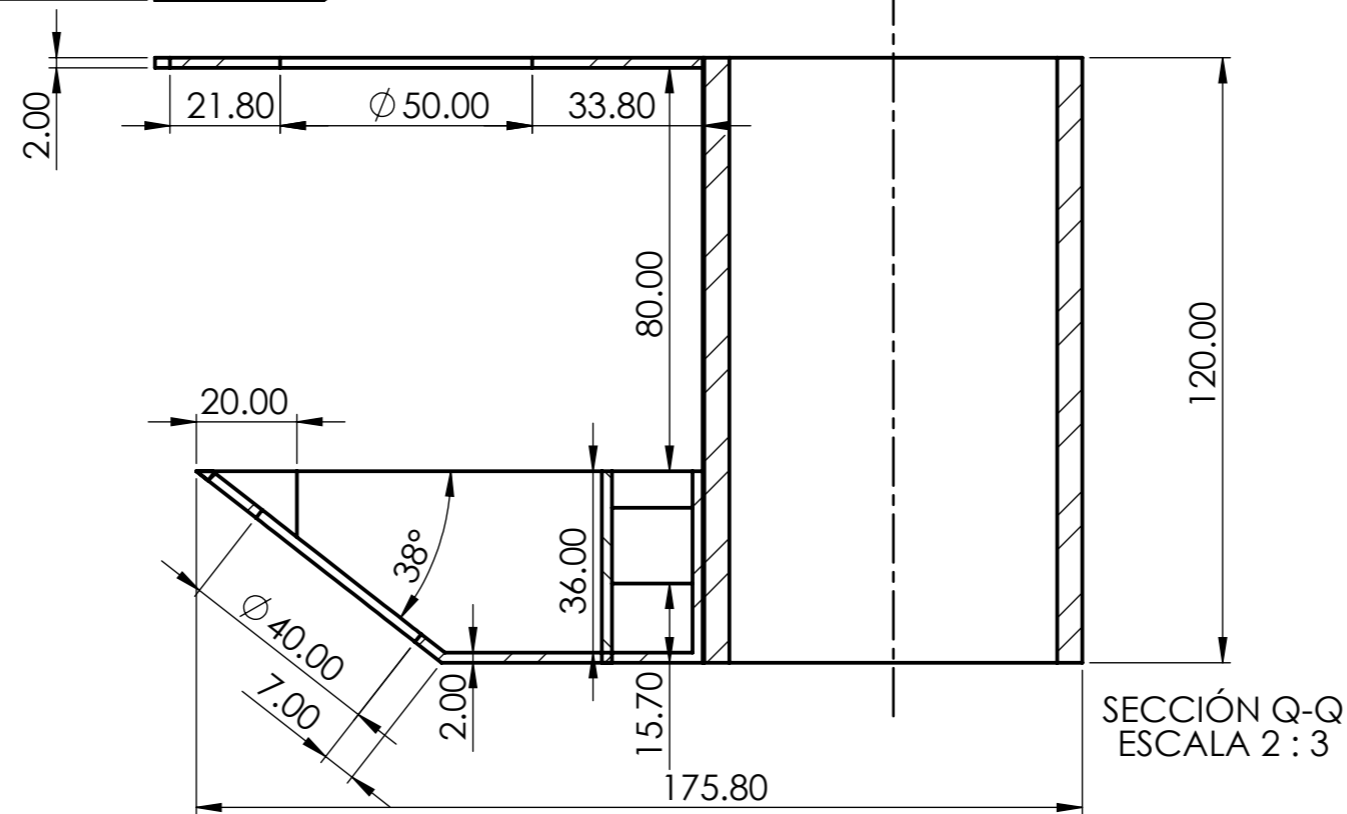
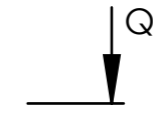
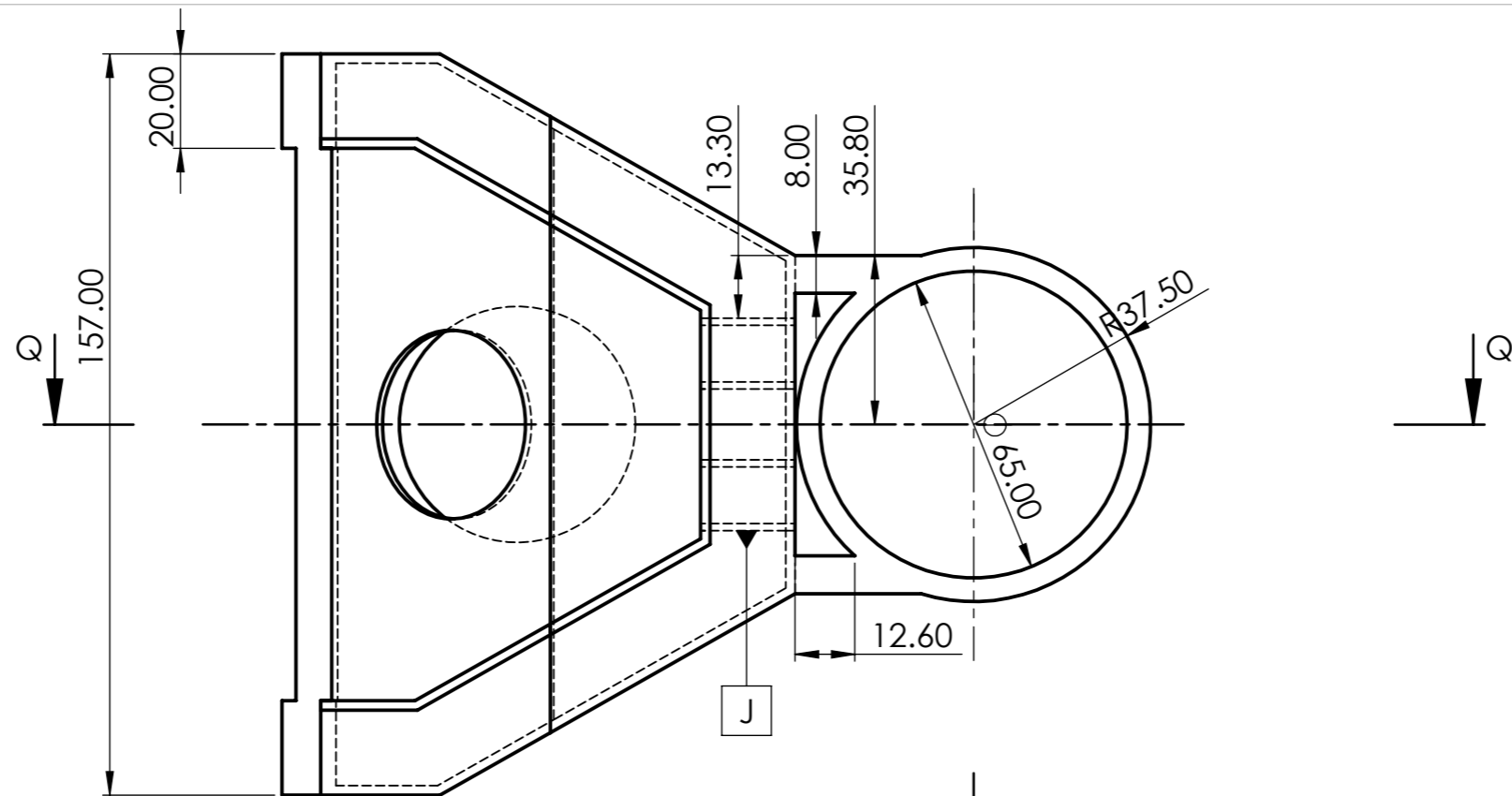
ESQUINA CONTRARÍA SIMÉTRICA



SEPARACIÓN ENTRE CENTROS DE 30 mm

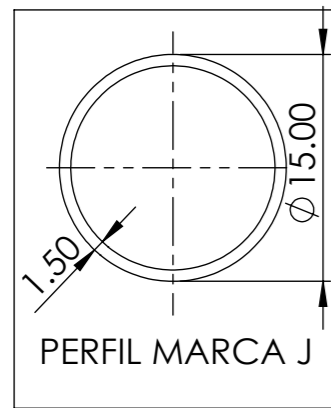
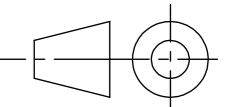



3	1	Estructura inferior	1.03.03	Acero 235
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		Kelly		
Apellidos		Fiesenig		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA:	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA	Nº DE CONJUNTO: 1.00	
1:4	Título:	ESTRUCTURA INFERIOR	Nº DE PLANO: 1.03.03	

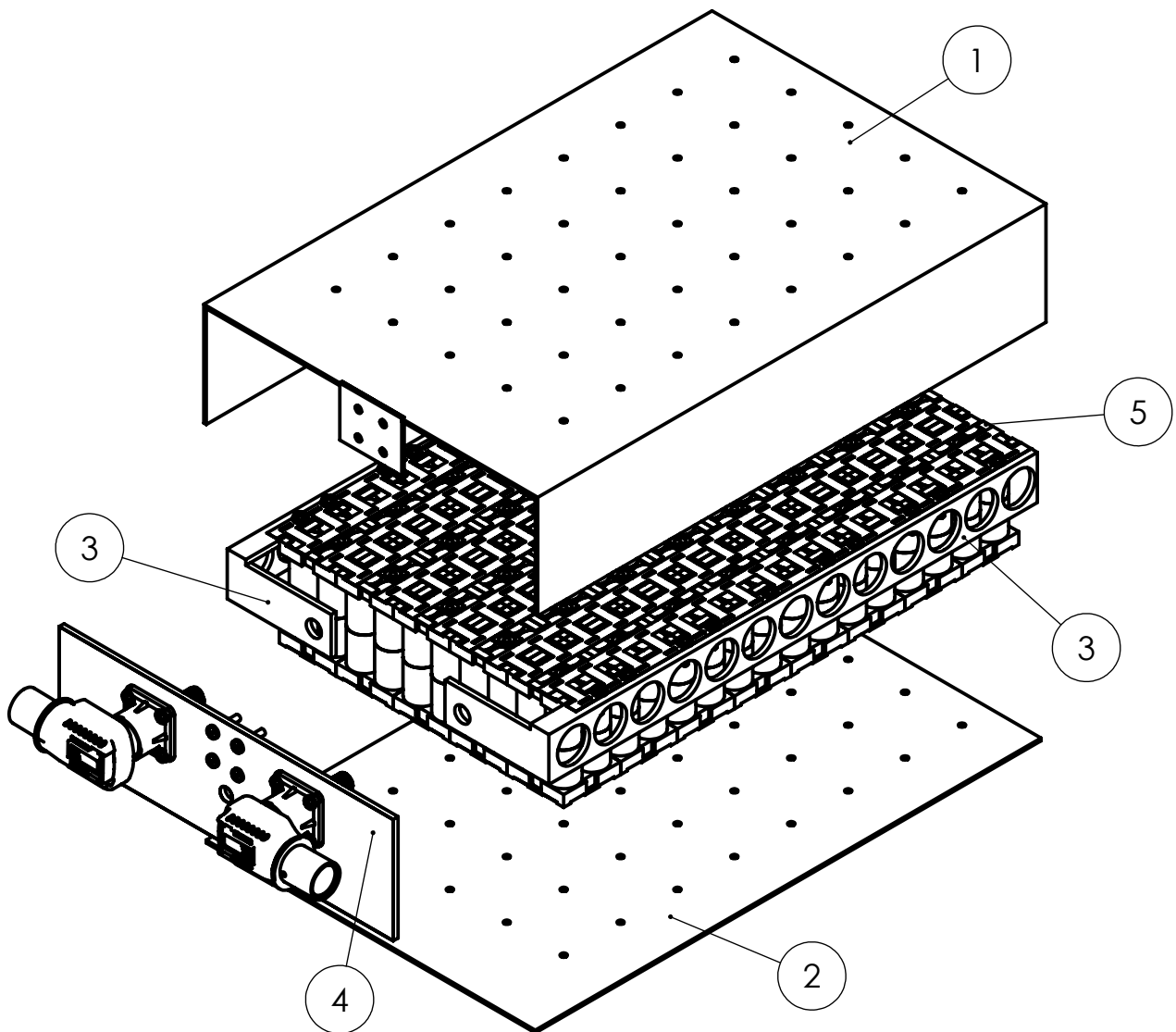


SECCIÓN Q-Q
ESCALA 2 : 3

SOLDADURA PERIFÉRICA

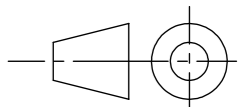
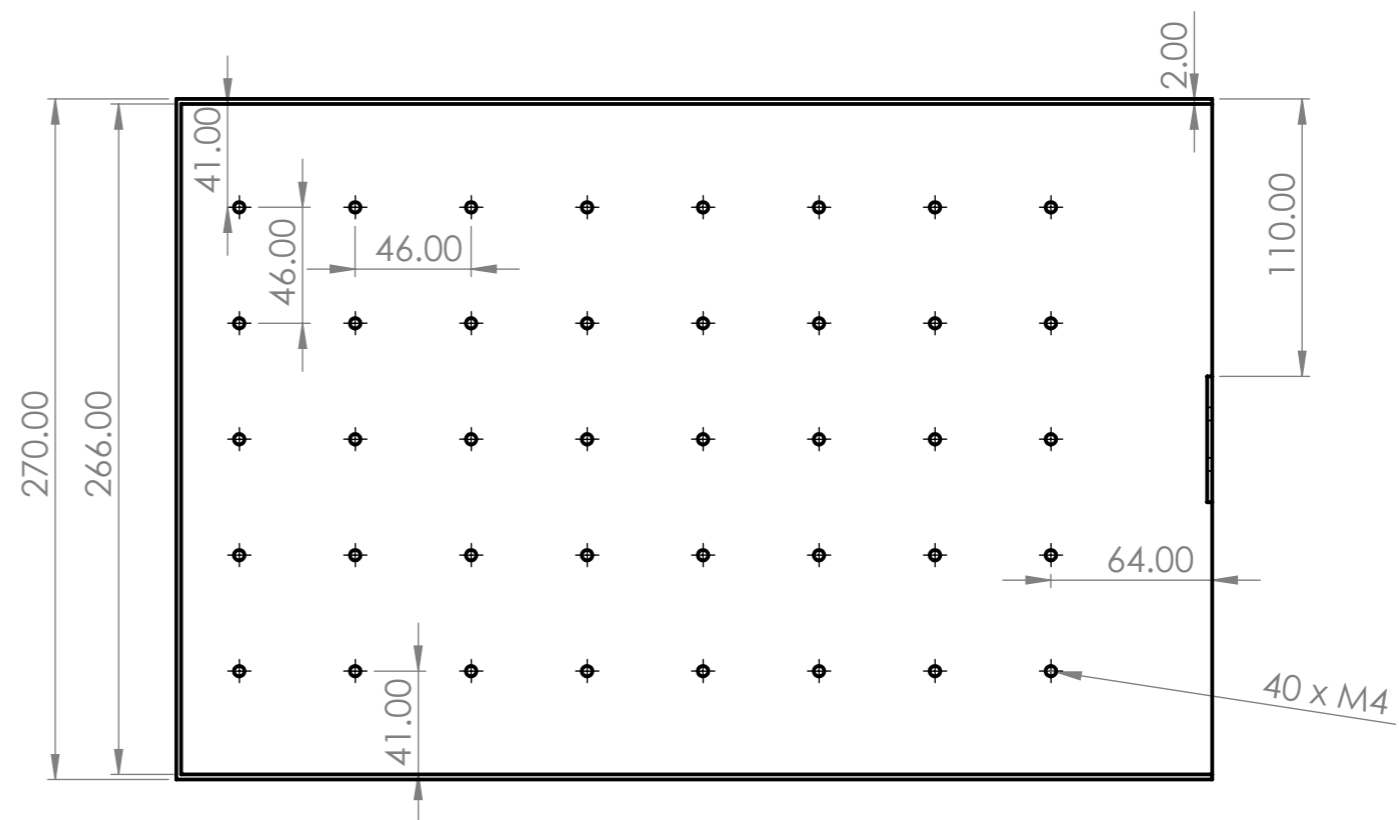
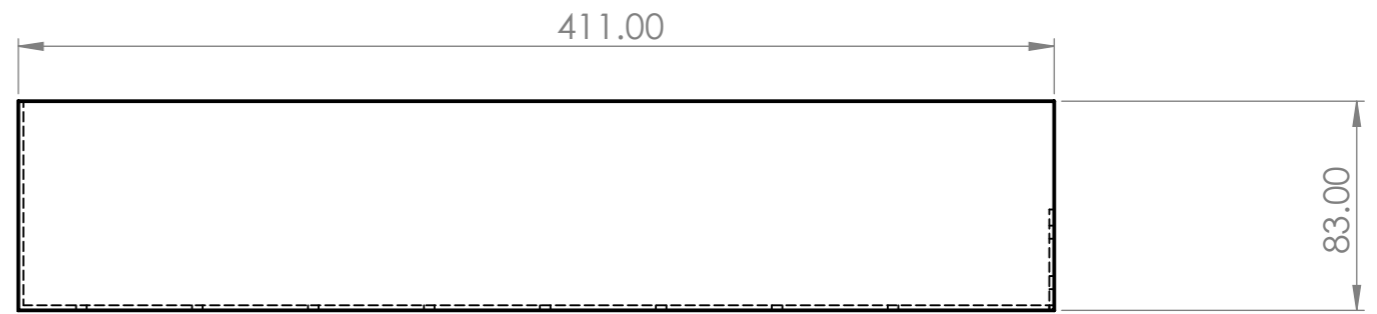
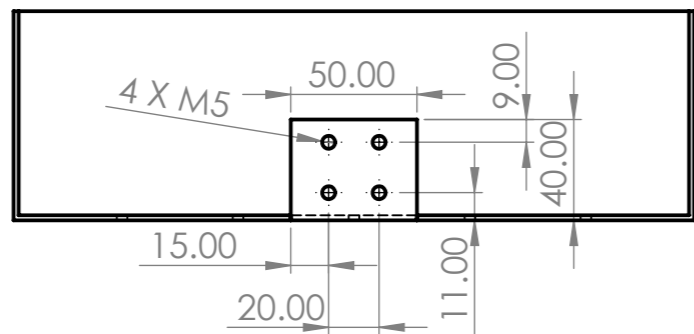


5	1	SOPORTE PIPA		1.03.05	Acero 235
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Referencia	Material
		Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre			Kelly		
Apellidos			Fiesenig		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Conjunto:	ESTRUCTURA DE MOTOCICLETA		Nº DE CONJUNTO:	1.00
2:3	Título:	SOPORTE PIPA		Nº DE PLANO:	1.03.05

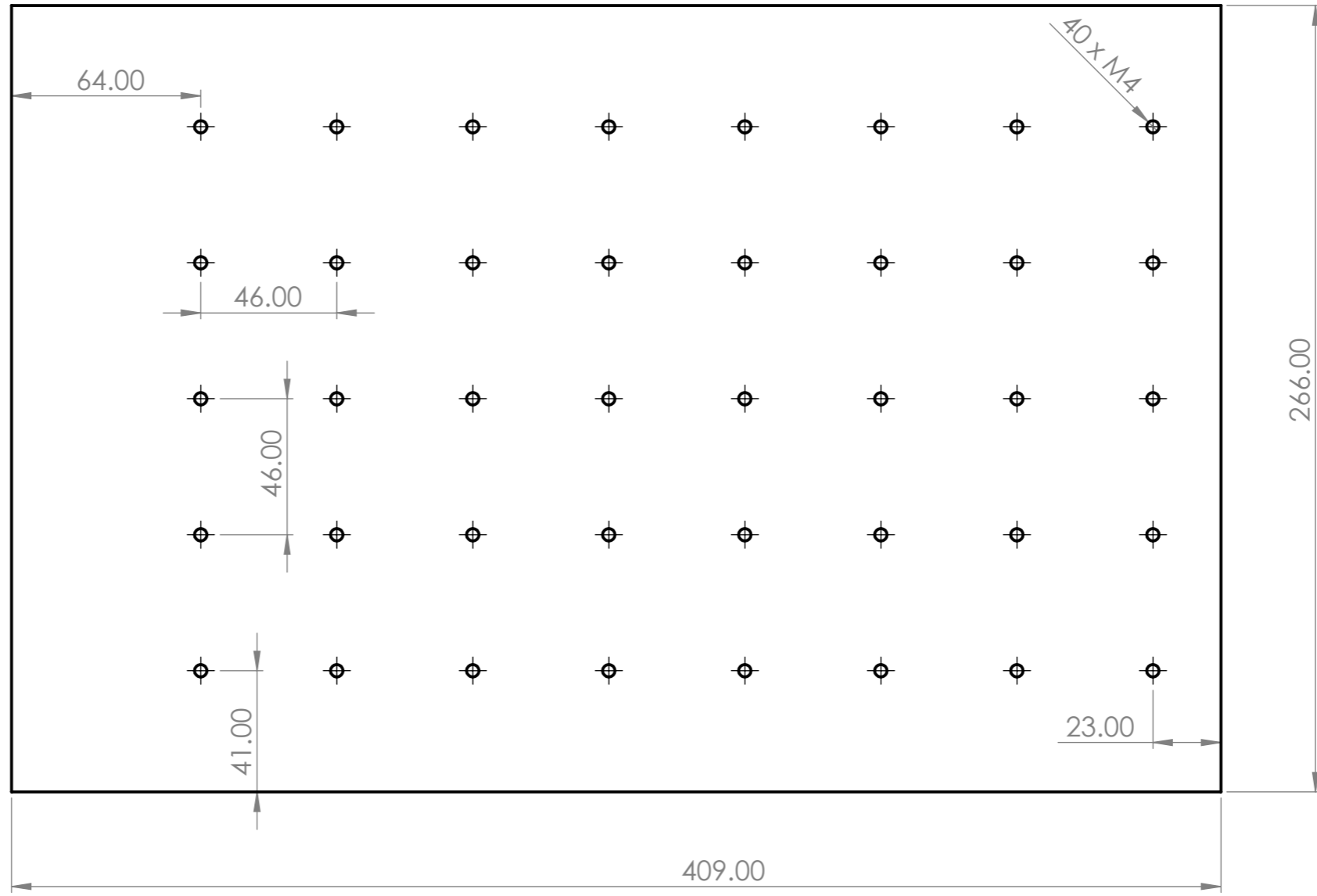


5	40	Soporte celdas	2.05.00	ABS Ignífugo
4	1	Tapa conector contramuro	2.04.00	Kevlar
3	2	Bornes	2.03.00	Cobre
2	1	Tapa inferior	2.02.00	Kevlar
1	1	Tapa superior	2.01.00	Kevlar

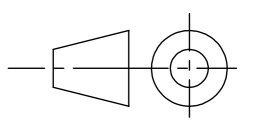
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA:	Conjunto:	CONJUNTO BATERÍA	Nº DE CONJUNTO:	2.00.00
S/E	Título:	CONJUNTO BATERÍA	Nº DE PLANO:	2.00.00




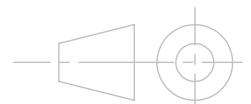
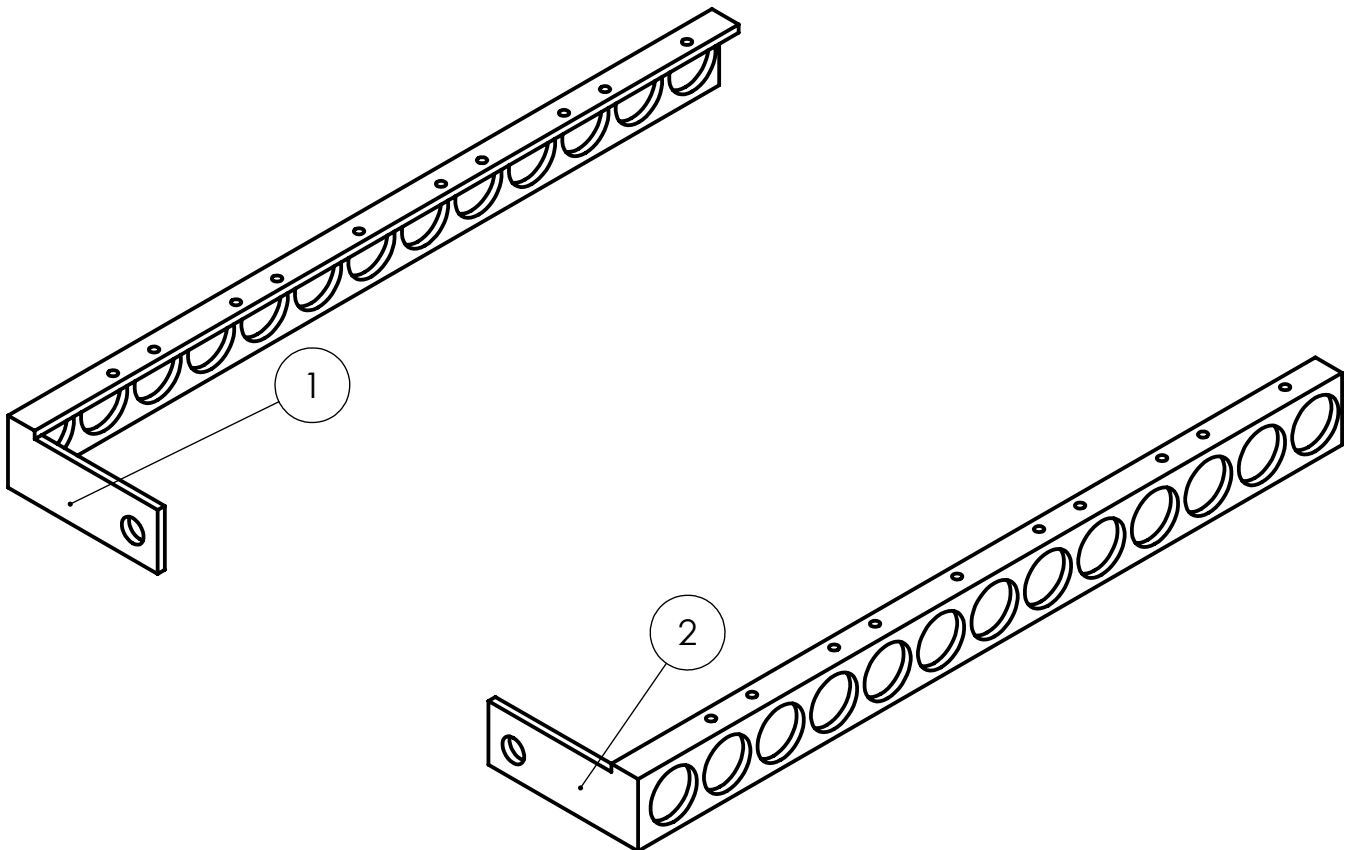
1	1	TAPA SUPERIOR		2.01.00	Kevlar
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Referencia	Material
		Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre			Kelly		
Apellidos			Fiesenig		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Conjunto:		CONJUNTO BATERÍA		Nº DE CONJUNTO: 2.00
1:3	Título:		TAPA SUPERIOR		Nº DE PLANO: 2.01.00




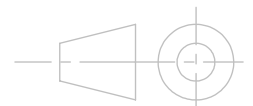
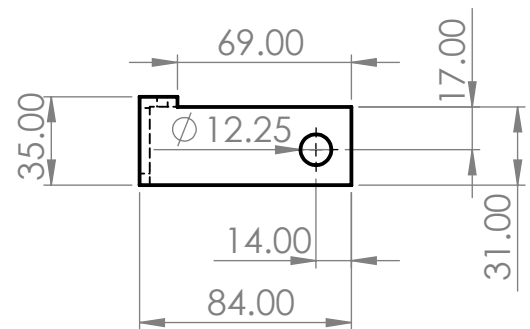
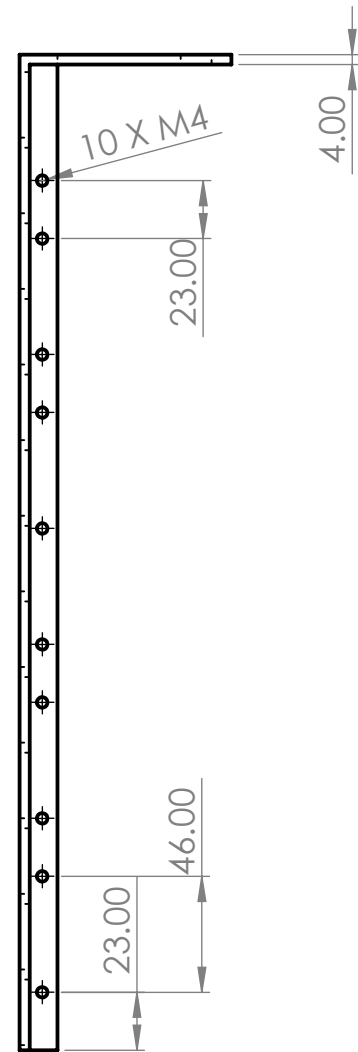
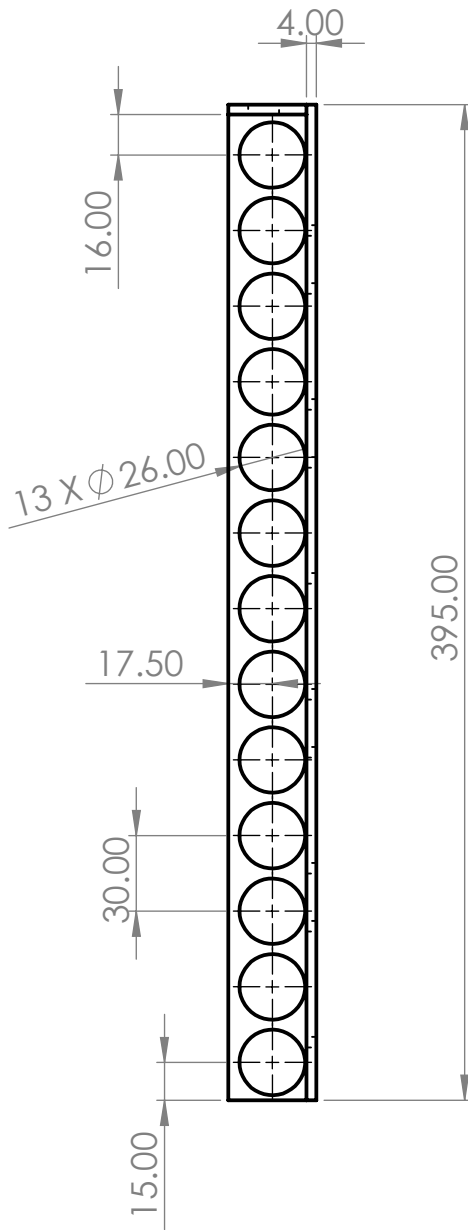
Espesor 2 mm



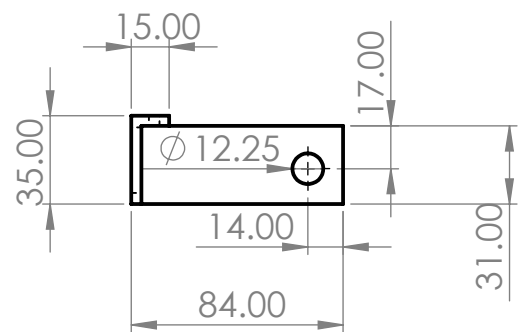
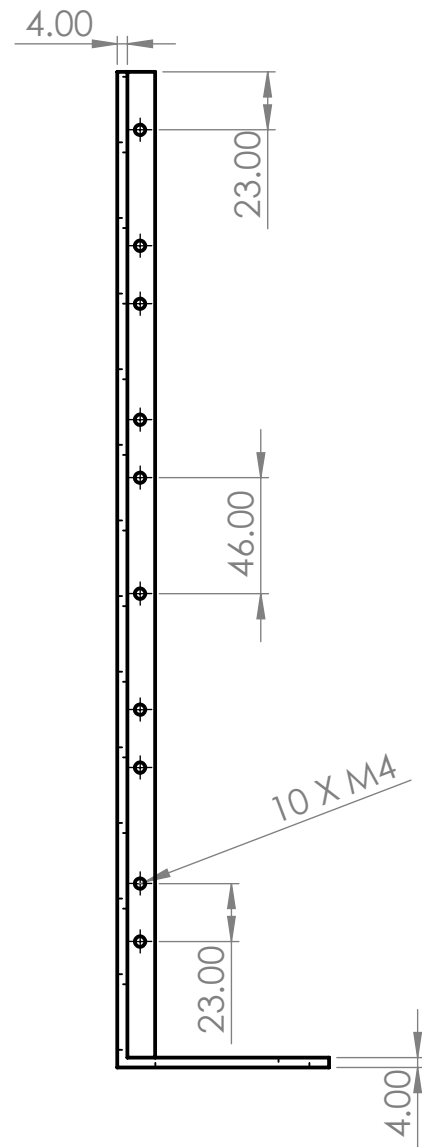
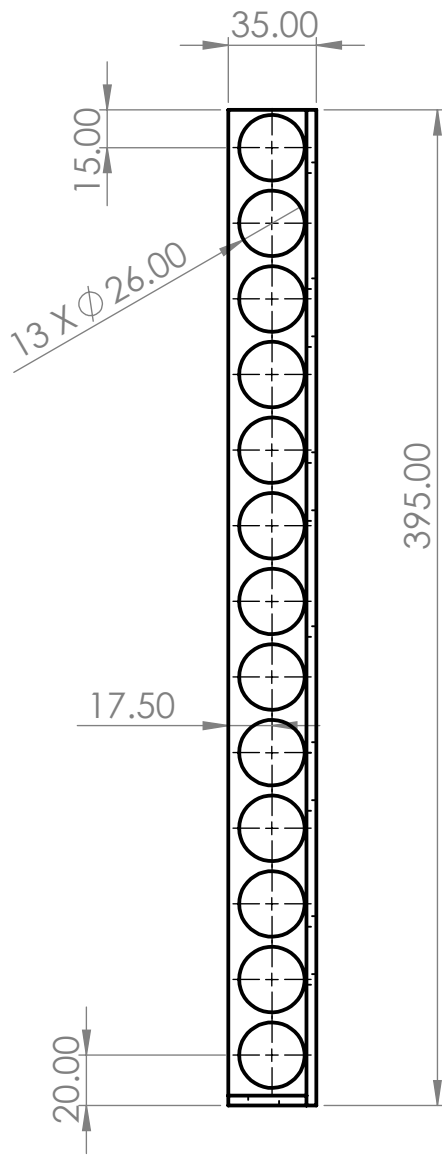
2	1	TAPA INFERIOR		2.02.00	Kevlar
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Referencia	Material
		Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre			Kelly		
Apellidos			Fiesenig		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Conjunto:		CONJUNTO BATERÍA	Nº DE CONJUNTO: 2.00	
1:2	Título:			TAPA INFERIOR	Nº DE PLANO: 2.02.00




3	3.2	1	BORNES B	2.03.02	COBRE
3	3.1	1	BORNES A	2.03.01	COBRE
Marca C.	Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly			
<i>Apellidos</i>		Fiesenig			
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	Conjunto: CONJUNTO BATERÍA			Nº DE CONJUNTO: 2.00	
S/E	Título: BORNES			Nº DE PLANO: 2.03.00	

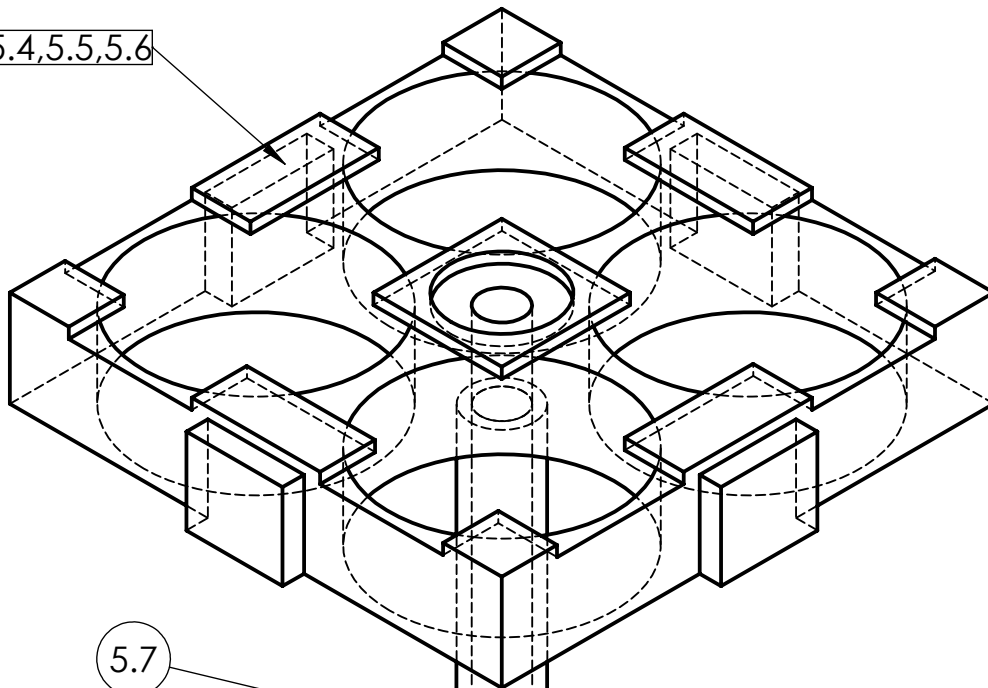


3.1	1	BORNE A	2.03.01	COBRE
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:3	Conjunto:	CONJUNTO BATERÍA	Nº DE CONJUNTO: 2.00	
	Título:	BORNE A	Nº DE PLANO: 2.03.01	



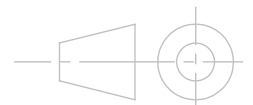
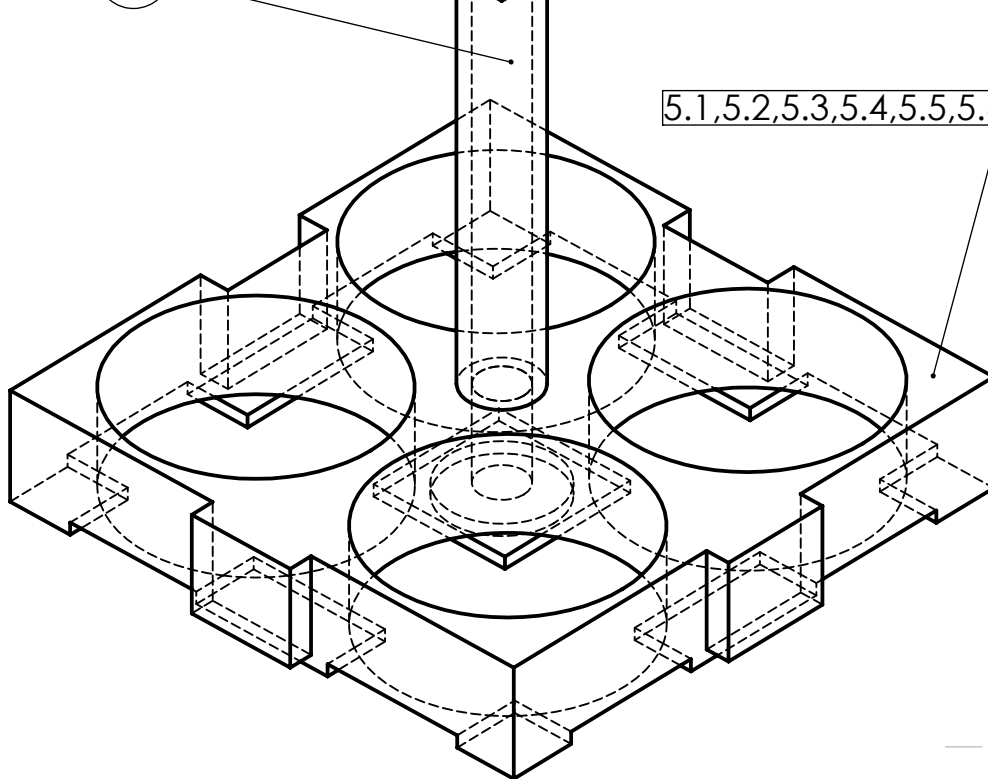
3.2	1	BORNE B		2.03.02	COBRE
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Referencia	Material
	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly			
<i>Apellidos</i>		Fiesenig			
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN				
ESCALA: 1:3	Conjunto:	CONJUNTO BATERÍA			Nº DE CONJUNTO: 2.00
	Título:	BORNE B			Nº DE PLANO: 2.03.02

5.1,5.2,5.3,5.4,5.5,5.6



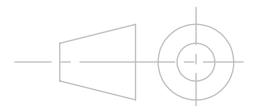
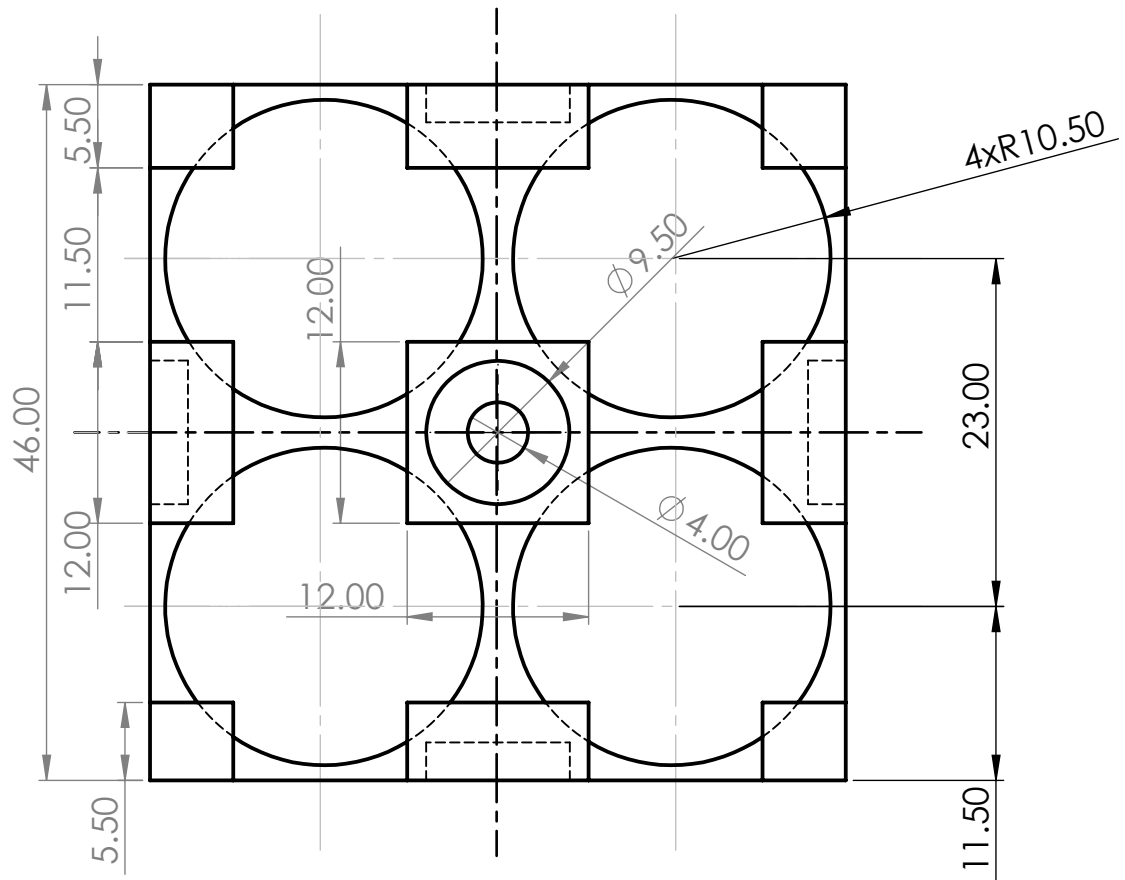
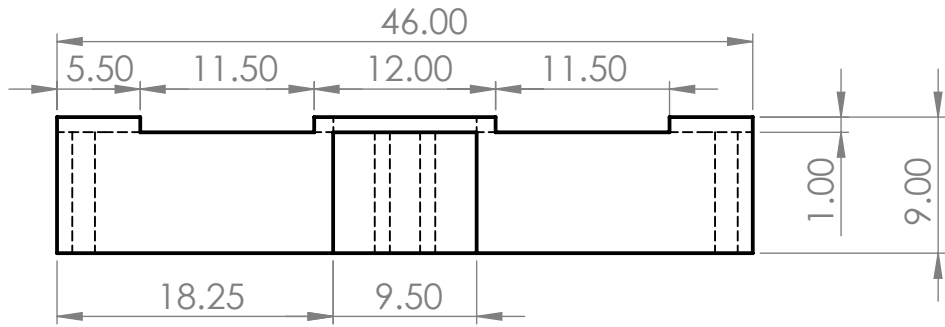
5.7


5.1,5.2,5.3,5.4,5.5,5.6

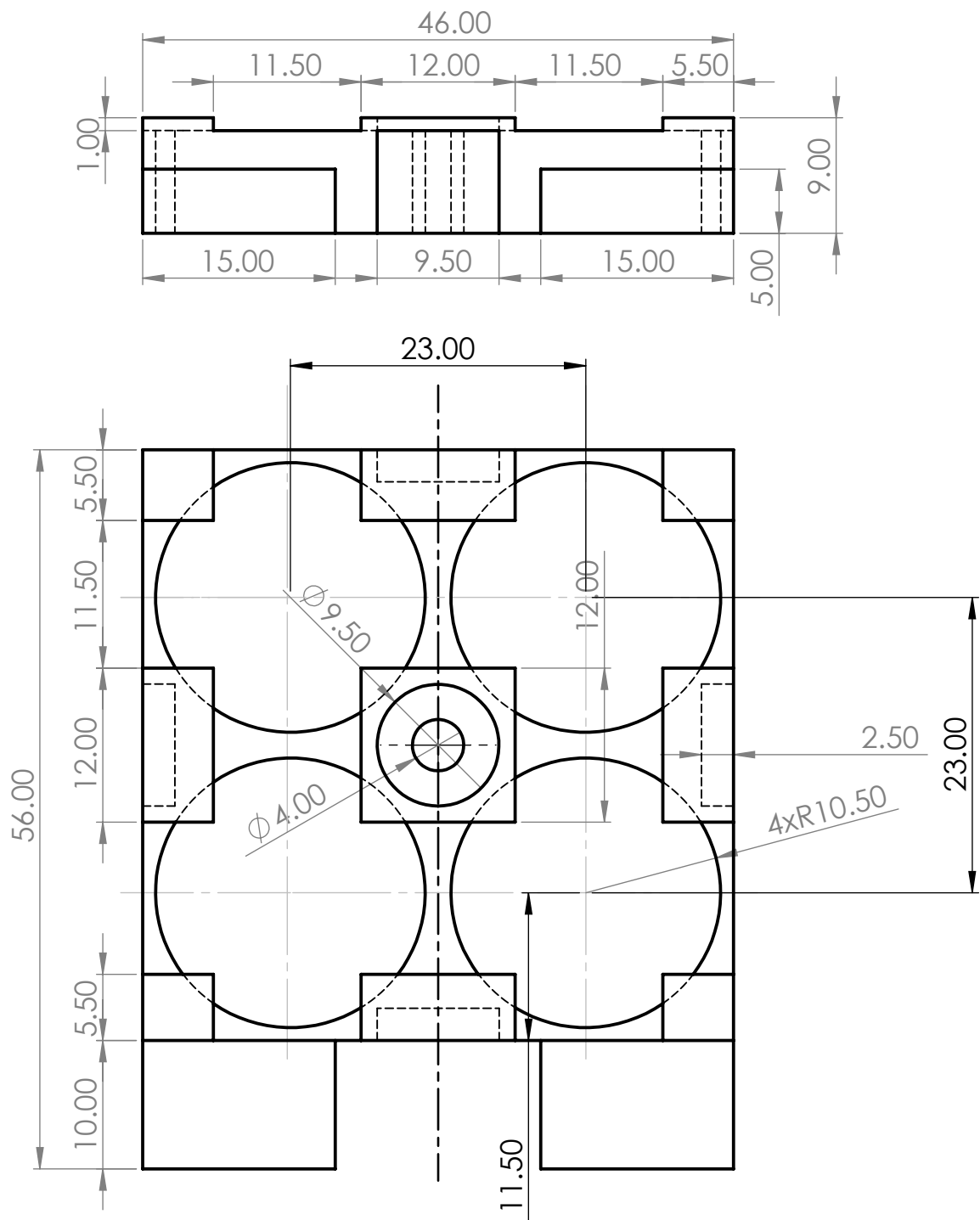



5	5.7	38	SOPORTE	2.05.07	ABS IGNÍFUGO
5	5.6	8	MOLDE D	2.05.06	ABS IGNÍFUGO
5	5.5	2	MOLDE C.2	2.05.05	ABS IGNÍFUGO
5	5.4	52	MOLDE C.1	2.05.04	ABS IGNÍFUGO
5	5.3	2	MOLDE B.2	2.05.03	ABS IGNÍFUGO
5	5.2	6	MOLDE B.1	2.05.02	ABS IGNÍFUGO
5	5.1	6	MOLDE A	2.05.01	ABS IGNÍFUGO

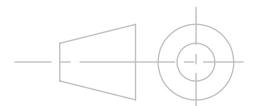
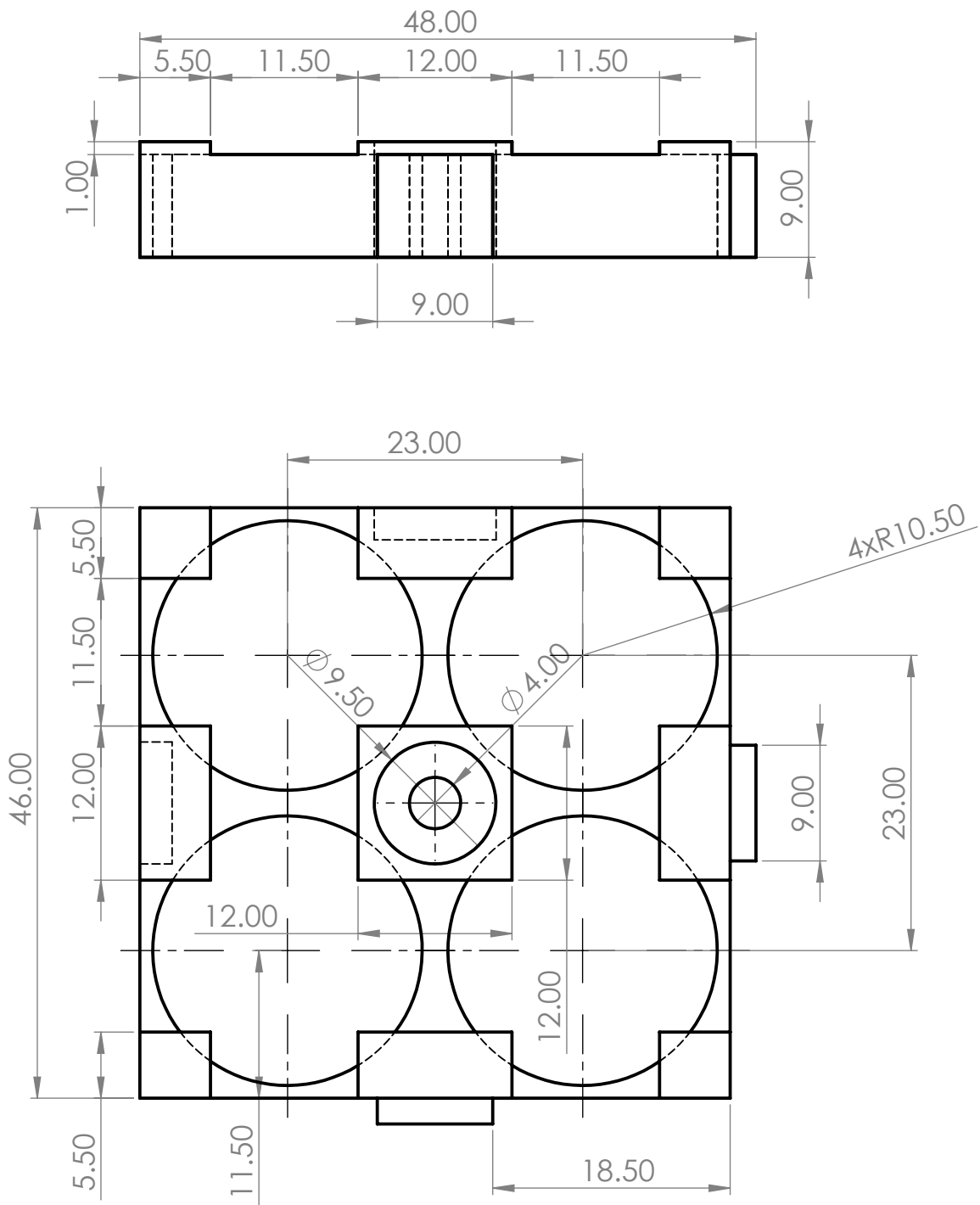
Marca C.	Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
		Fecha	Autor	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
		13/07/23	Kelly Fiesenig		
		UNE-EN-DIN			
ESCALA: S/E		Conjunto: CONJUNTO BATERÍA		Nº DE CONJUNTO: 2.00	
		Título: SOPORTE CELDA		Nº DE PLANO: 2.05.00	




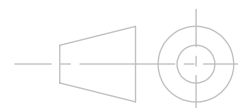
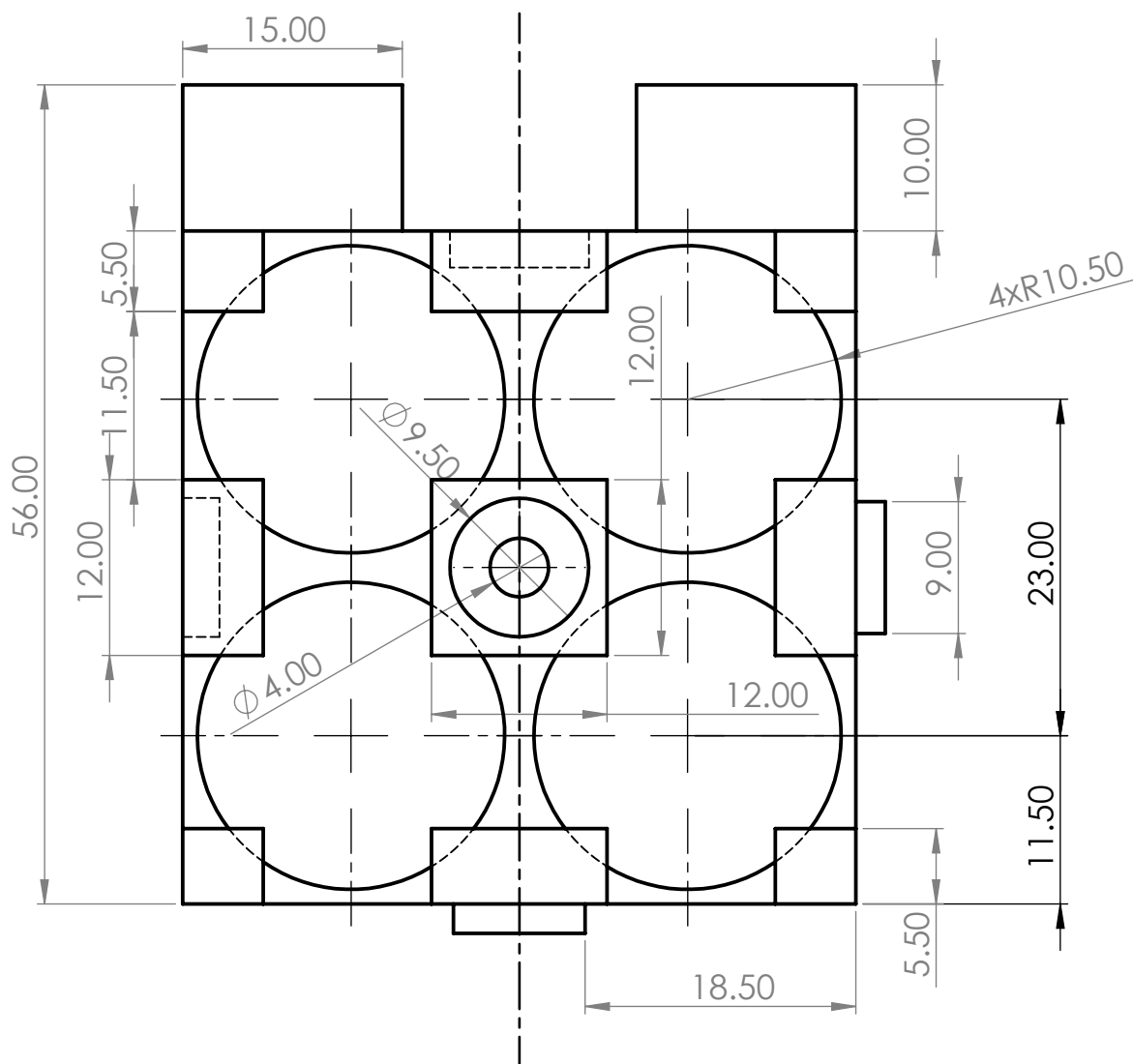
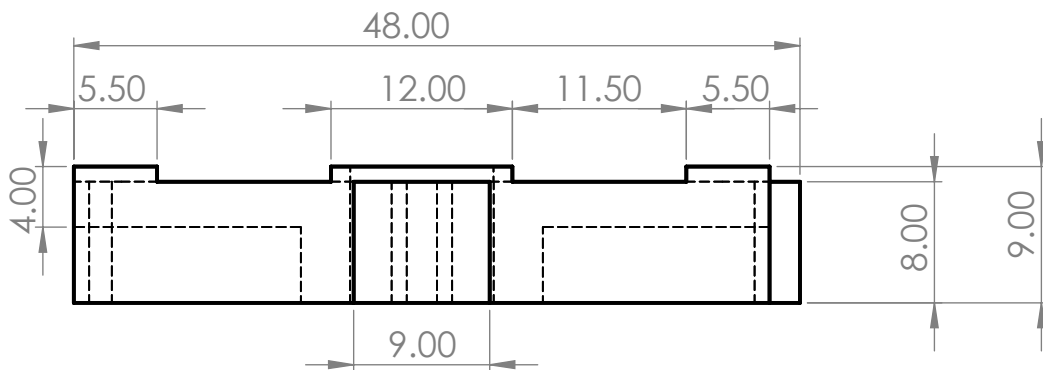
5.2	6	MOLDE B1	2.05.02	ABS IGNÍFUGO
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA:	Conjunto:	CONJUNTO BATERÍA	Nº DE CONJUNTO:	2.00
2:1	Título:	MOLDE B1	Nº DE PLANO:	2.05.02




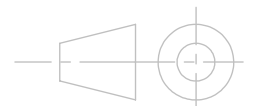
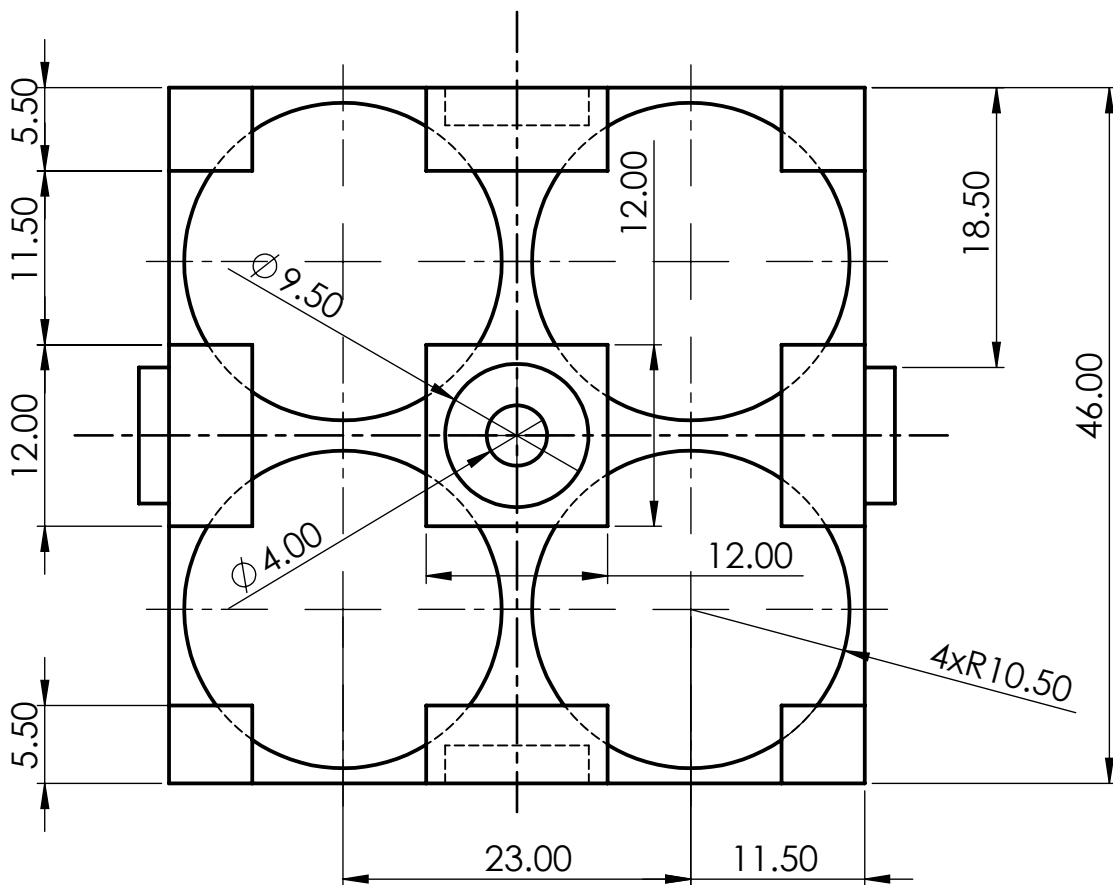
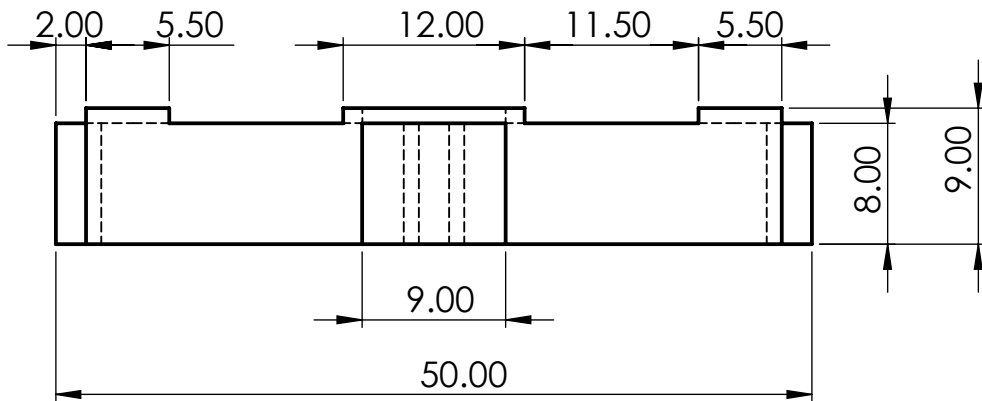
5.3	2	MOLDE B2	2.05.03	ABS IGNÍFUGO
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA:	Conjunto:	CONJUNTO BATERÍA	Nº DE CONJUNTO: 2.00	
2:1	Título:	MOLDE B2	Nº DE PLANO: 2.05.03	




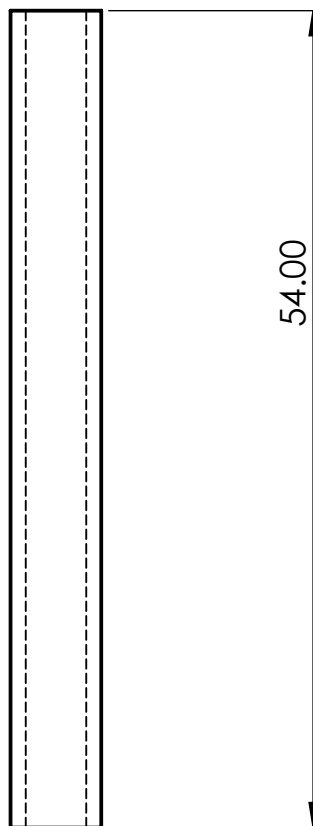
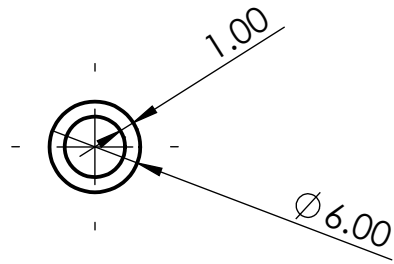
5.4	52	MOLDE C1	2.05.04	ABS IGNÍFUGO
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA: 2:1	Conjunto:	CONJUNTO BATERÍA	Nº DE CONJUNTO: 2.00	
	Título:	MOLDE C1	Nº DE PLANO: 2.05.04	




5.5	2	MOLDE C2	2.05.05	ABS IGNÍFUGO
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly		
<i>Apellidos</i>		Fiesenig		
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN		Universidad de La Laguna	
ESCALA:	Conjunto:	CONJUNTO BATERÍA	Nº DE CONJUNTO:	2.00
2:1	Título:	MOLDE C2	Nº DE PLANO:	2.05.05



5.6	8	MOLDE D	2.05.06	ABS IGNÍFUGO
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	Fecha	Autor	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	13/07/23	Kelly		
Apellidos		Fiesenig		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		 Universidad de La Laguna	
ESCALA:	Conjunto:	CONJUNTO BATERÍA	Nº DE CONJUNTO: 2.00	
2:1	Título:	MOLDE D	Nº DE PLANO: 2.05.06	



5.7	38	SOPORTE		2.05.07	ABS IGNÍFUGO
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones		Referencia	Material
	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
<i>Nombre</i>	13/07/23	Kelly			
<i>Apellidos</i>		Fiesenig			
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN				
ESCALA: 2:1	Conjunto: CONJUNTO BATERÍA			Nº DE CONJUNTO: 2.00	
	Título: SOPORTE			Nº DE PLANO: 2.05.07	