



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)
GRADO EN INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA
Especialidad Mecánica

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

Autor: Daniel San Román López

Director: Jesús Jiménez Octavio

Madrid

Agosto 2018

AUTORIZACIÓN PARA LA DIGITALIZACIÓN, DEPÓSITO Y DIVULGACIÓN EN RED DE PROYECTOS FIN DE GRADO, FIN DE MÁSTER, TESINAS O MEMORIAS DE BACHILLERATO

1º. Declaración de la autoría y acreditación de la misma.

El autor D. Daniel San Román López DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra: DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN que ésta es una obra original, y que ostenta la condición de autor en el sentido que otorga la Ley de Propiedad Intelectual.

2º. Objeto y fines de la cesión.

Con el fin de dar la máxima difusión a la obra citada a través del Repositorio institucional de la Universidad, el autor **CEDE** a la Universidad Pontificia Comillas, de forma gratuita y no exclusiva, por el máximo plazo legal y con ámbito universal, los derechos de digitalización, de archivo, de reproducción, de distribución y de comunicación pública, incluido el derecho de puesta a disposición electrónica, tal y como se describen en la Ley de Propiedad Intelectual. El derecho de transformación se cede a los únicos efectos de lo dispuesto en la letra a) del apartado siguiente.

3º. Condiciones de la cesión y acceso

Sin perjuicio de la titularidad de la obra, que sigue correspondiendo a su autor, la cesión de derechos contemplada en esta licencia habilita para:

- a) Transformarla con el fin de adaptarla a cualquier tecnología que permita incorporarla a internet y hacerla accesible; incorporar metadatos para realizar el registro de la obra e incorporar “marcas de agua” o cualquier otro sistema de seguridad o de protección.
- b) Reproducirla en un soporte digital para su incorporación a una base de datos electrónica, incluyendo el derecho de reproducir y almacenar la obra en servidores, a los efectos de garantizar su seguridad, conservación y preservar el formato.
- c) Comunicarla, por defecto, a través de un archivo institucional abierto, accesible de modo libre y gratuito a través de internet.
- d) Cualquier otra forma de acceso (restringido, embargado, cerrado) deberá solicitarse expresamente y obedecer a causas justificadas.
- e) Asignar por defecto a estos trabajos una licencia Creative Commons.
- f) Asignar por defecto a estos trabajos un HANDLE (URL *persistente*).

4º. Derechos del autor.

El autor, en tanto que titular de una obra tiene derecho a:

- a) Que la Universidad identifique claramente su nombre como autor de la misma
- b) Comunicar y dar publicidad a la obra en la versión que ceda y en otras posteriores a través de cualquier medio.
- c) Solicitar la retirada de la obra del repositorio por causa justificada.
- d) Recibir notificación fehaciente de cualquier reclamación que puedan formular terceras personas en relación con la obra y, en particular, de reclamaciones relativas a los derechos de propiedad intelectual sobre ella.

5º. Deberes del autor.

El autor se compromete a:

- a) Garantizar que el compromiso que adquiere mediante el presente escrito no infringe ningún derecho de terceros, ya sean de propiedad industrial, intelectual o cualquier otro.
- b) Garantizar que el contenido de las obras no atenta contra los derechos al honor, a la intimidad y a la imagen de terceros.
- c) Asumir toda reclamación o responsabilidad, incluyendo las indemnizaciones por daños, que pudieran ejercitarse contra la Universidad por terceros que vieran infringidos sus derechos e intereses a causa de la cesión.
- d) Asumir la responsabilidad en el caso de que las instituciones fueran condenadas por infracción de

derechos derivada de las obras objeto de la cesión.

6º. Fines y funcionamiento del Repositorio Institucional.

La obra se pondrá a disposición de los usuarios para que hagan de ella un uso justo y respetuoso con los derechos del autor, según lo permitido por la legislación aplicable, y con fines de estudio, investigación, o cualquier otro fin lícito. Con dicha finalidad, la Universidad asume los siguientes deberes y se reserva las siguientes facultades:

- La Universidad informará a los usuarios del archivo sobre los usos permitidos, y no garantiza ni asume responsabilidad alguna por otras formas en que los usuarios hagan un uso posterior de las obras no conforme con la legislación vigente. El uso posterior, más allá de la copia privada, requerirá que se cite la fuente y se reconozca la autoría, que no se obtenga beneficio comercial, y que no se realicen obras derivadas.
- La Universidad no revisará el contenido de las obras, que en todo caso permanecerá bajo la responsabilidad exclusiva del autor y no estará obligada a ejercitar acciones legales en nombre del autor en el supuesto de infracciones a derechos de propiedad intelectual derivados del depósito y archivo de las obras. El autor renuncia a cualquier reclamación frente a la Universidad por las formas no ajustadas a la legislación vigente en que los usuarios hagan uso de las obras.
- La Universidad adoptará las medidas necesarias para la preservación de la obra en un futuro.
- La Universidad se reserva la facultad de retirar la obra, previa notificación al autor, en supuestos suficientemente justificados, o en caso de reclamaciones de terceros.

Madrid, a 25 de AGOSTO de 2018

ACEPTA



Fdo.....

Motivos para solicitar el acceso restringido, cerrado o embargado del trabajo en el Repositorio Institucional:

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el

curso académico 2017-2018 es de mi autoría, original e inédito y

no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada

de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.:



Fecha:25/08/2018

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.:



Fecha: 25/08/ 2018



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)
GRADO EN INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA
Especialidad Mecánica

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

Autor: Daniel San Román López

Director: Jesús Jiménez Octavio

Madrid

Agosto 2018

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN BASCULANTE PARA UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

Autor: San Román López, Daniel

Director: Jiménez Octavio, Jesús Ramón

Entidad colaboradora: ICAI-Universidad Pontificia Comillas

1. INTRODUCCIÓN

El basculante es una de las principales piezas que forman parte de una motocicleta. Es por eso que su geometría y capacidades mecánicas definen algunas de las principales prestaciones de una moto. En este proyecto, se desarrollará el diseño y la fabricación de un basculante para una motocicleta de 250 cc.

El proyecto se encuentra en el marco del proyecto ISC-Motostudent. Este proyecto forma parte de la asociación estudiantil ISC, donde el proyecto Motostudent tiene como finalidad diseñar y fabricar una motocicleta de competición, para que durante octubre de 2019 más de 50 universidades de todo el mundo compitan en Motorland, Aragón. Es por esto que a lo largo del proyecto se harán referencias al equipo o a variables del basculante definidas previamente por ISC.

El basculante es la pieza que une el chasis con la suspensión trasera y la rueda trasera. Tiene gran importancia en la dinámica general de la motocicleta. Su geometría puede hacer variar, por ejemplo, la velocidad punta o la maniobrabilidad del vehículo.

A lo largo de este proyecto, se buscará mejorar las prestaciones de la pieza presentada en la edición anterior de Motostudent y conseguir un basculante fabricable y económicamente factible.

Para fabricar este basculante se usará espuma de aluminio. La espuma factible es un material relativamente novedoso que, pese a que tiene ya aplicaciones en aeronáutica y automovilismo, nunca se ha utilizado de forma seriada como elemento estructural. La espuma de aluminio está formada por aluminio que, mientras está fundido, se le aplica aire comprimido, consiguiendo formar burbujas en toda la masa líquida que, una vez solidificada, se convierte en una espuma.

Sus principales características mecánicas son su baja densidad y su elevada resistencia específica (tensión de rotura/densidad). El principal problema que presenta diseñar con ella es su baja resistencia a torsión, por su condición de espuma, y la necesidad de trabajar con ella en forma de paneles sándwich, lo que complica el diseño y la fabricación.

2. METODOLOGÍA

El proyecto se divide en dos partes claramente diferenciadas: una inicial, donde se desarrolla el diseño de la pieza, y otra, donde se plantea la fabricación de la misma. No obstante, previo al inicio del diseño o la fabricación, se debía hacer un análisis de los posibles materiales a utilizar.

En este proceso se analizaron tanto materiales convencionales (acero, aluminio) como no convencionales (espuma de aluminio, fibra de carbono). Éstos se compararon en función, principalmente, de dos variables: la resistencia mecánica, medida a partir de la tensión de límite elástico, y la densidad. Además de estas dos variables también se tuvieron en cuenta otras, como el módulo de Young, aunque no fueron tan prioritarias como las previamente comentadas.

Pese a que la fibra de carbono poseís características similares a la espuma, incluso mejores, se decidió utilizar la espuma por su poco uso y sus características tan peculiares. Una vez elegido el material, era necesario calcular los esfuerzos que la pieza debía soportar.

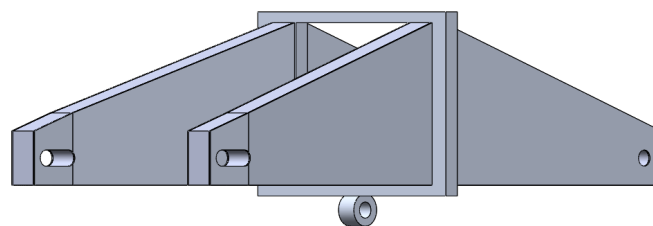
Estos esfuerzos se calcularon en base a las pruebas de seguridad que realiza Motostudent previo a la competición. En estas pruebas se aplican dos cargas, una de 300 Kg horizontal sobre la rueda delantera (la rueda trasera está fijada) y otra carga de 250 Kg sobre el colín de la motocicleta.

Para calcular los esfuerzos que aparecen en la motocicleta, se hizo primeramente un análisis estático de la estructura completa, para calcular las reacciones que aparecen en las ruedas debidas a estas cargas.

Una vez calculadas estas cargas, se planteó la estructura de la motocicleta pieza a pieza, calculando los esfuerzos en todas ellas.

Una vez calculados estos esfuerzos, se validaron las fuerzas utilizadas en el ensayo a partir de los valores de las fuerzas que aparecen en la rueda durante la aceleración y frenada máximos, que son los puntos donde la motocicleta sufre mayores esfuerzos. Además de esto, como el basculante resiste también esfuerzos de torsión, se calcularon los esfuerzos que aparecen en la rueda durante una curva tipo, para validar también el basculante a torsión en función de valores reales. Una vez hecho estos cálculos, comenzó la etapa de diseño.

Durante el diseño, se comenzó inicialmente planteando unas geometrías base, a partir de las cuales se iría desarrollando el diseño final. Analizando las distintas opciones propuestas, se acabó decidiendo por la siguiente geometría base:



La elección de este diseño se hizo, principalmente, por la facilidad que plantea a la hora de trabajar con paneles sandwich en los brazos del basculante, donde se encuentra la espuma. Además, el añadido del marco de aluminio ayuda a la pieza a soportar los momentos torsores que se producen en la pieza cuando la motocicleta toma una curva. No solo esto, sino que este diseño facilita los anclajes necesarios a la pieza, tanto con la rueda, como con el chasis y la suspensión trasera.

Una vez planteada la geometría, se comenzó a adaptar el diseño a la aplicación final, añadiendo las piezas necesarias en las uniones y simulando la pieza. El proceso de simulación se llevó a cabo cada vez que se añadía una modificación notable al diseño, tratando de validar el mismo.

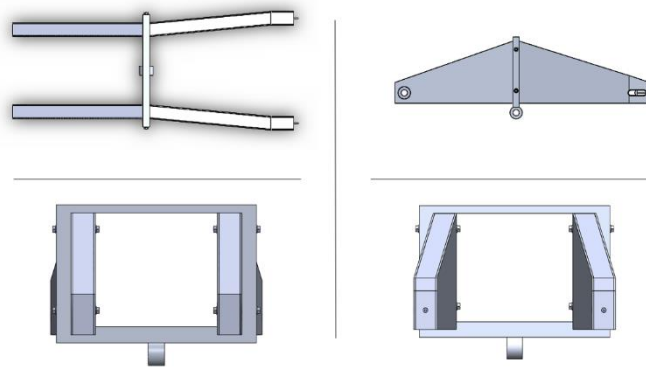
Para validar el diseño, se utilizaban dos resultados derivados de la simulación: el factor de seguridad, que mide el cociente entre la resistencia de diseño máxima de la pieza, la tensión de límite elástico, y la tensión que aparece en el punto que se está considerando. Este factor debe superar 1.05 en toda la estructura, de forma que se garantice que la misma aguanta los esfuerzos en cada punto y un margen, por si hay algún error durante todos los cálculos hechos que pueda disminuir las fuerzas utilizadas en la simulación.

Además del factor de seguridad, también se estudia la deformación total. Esta se estudia para ver si los materiales escogidos son válidos, pues una deformación total muy elevada puede provocar problemas y variaciones en la geometría del basculante que no son deseados. Si esto ocurriera, habría

que cambiar el material por uno más rígido. Este caso no es como el factor de seguridad, que tiene un valor mínimo fijo, sino que se tiene que valorar en función de las dimensiones totales del basculante. En este caso, se supone que el límite de deformación total máximo es de 1mm.

Durante el proceso de fabricación lo que se trata es validar el diseño en función de estos dos valores. Inicialmente se ve, en el primer diseño planteado, que la deformación total no va a ser un problema y que el torsor no supone un problema para la integridad estructural de la pieza. Por tanto, lo que se hará a partir de aquí es aumentar el factor de seguridad mínimo por encima del límite. Esto se consigue aumentando la cantidad de material que aguanta los esfuerzos en la zona donde la pieza falla. Para ello, se opta principalmente por añadir pequeñas pletinas de aluminio en las zonas donde la espuma falla, aumentando así la resistencia en esos puntos. No obstante, no solo se realizan estos cambios en el diseño, sino que el mismo se va adaptando a su aplicación final.

Tras el desarrollo del diseño se obtiene el siguiente diseño:



Durante el proceso de fabricación se plantea un proceso relativamente manual, ya que los operarios tienen que trabajar directamente sobre la pieza, al igual que también se utilizan en el proceso máquinas controladas mediante control numérico. El coste total derivado de la fabricación de la pieza se estima en 642.01€, precio no muy elevado para las prestaciones ofrecidas por la pieza.

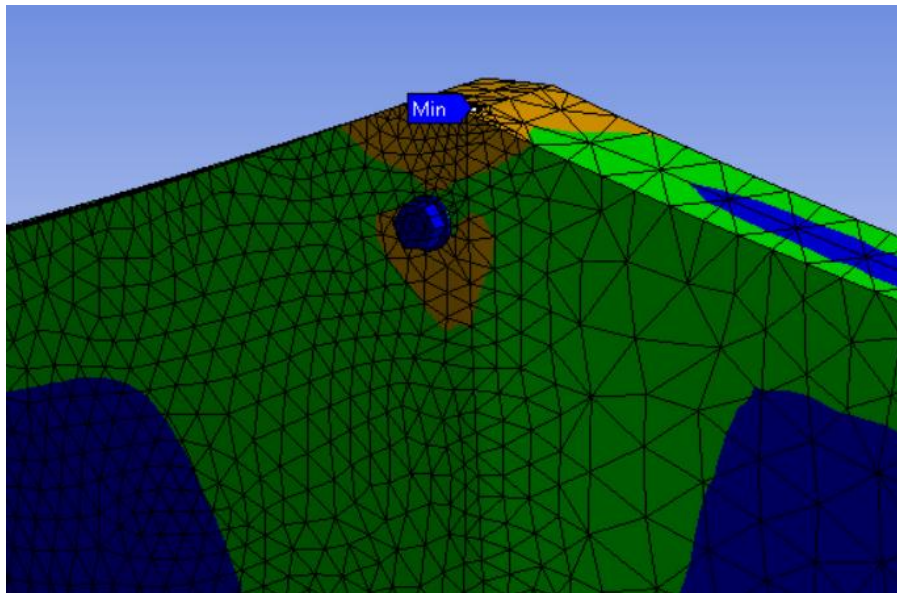
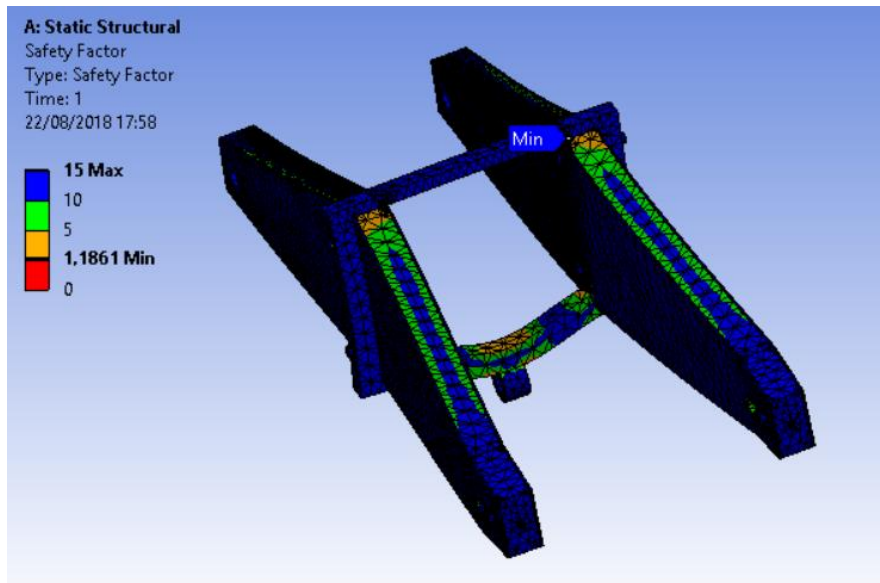
Para desarrollar la fabricación, inicialmente se divide la pieza en todos sus componentes y se aborda su fabricación individualmente para, finalmente, tratar el proceso de unión de todos los componentes.

3. RESULTADOS

Las prestaciones ofrecidas por el basculante final son las siguientes:

	Masa	Factor de seguridad mínimo	Dimensiones máximas
Basculante	3.509 Kg	1.1861	625x198x260 mm

A continuación, se muestran los resultados de la simulación del diseño final del basculante:



Como se ve en las imágenes, el valor del factor de seguridad en toda la malla supera 1.05, siendo el valor mínimo de esta 1.18. Por tanto, el diseño final soportaría las fuerzas simuladas con cierto margen de seguridad, quedando validada la pieza.

Comparando con el basculante presentado en la anterior edición de Motostudent, se consigue una reducción de 4.5 Kg (el anterior pesaba 8Kg), lo que implica un ahorro del 56.25%. Además, se consigue que el diseño concuerde con el resto de interfases con las que tiene contacto (chasis-suspensión trasera-rueda), por lo que los objetivos en relación al diseño se consiguen.

En cuanto a la fabricación, mientras que no se consigue una fabricación automática en gran medida, el coste del basculante no es elevado (642.01€) y durante el desarrollo de la fabricación se muestra que no es un proceso demasiado complejo. Las máquinas empleadas y los operarios necesarios se muestran a continuación:

HERRAMIENTAS	PERSONAL
MHCN de cuatro ejes.	1x Ingeniero Industrial
Rectificadora tangencial.	2x Oficiales de 1ª
Fresadora convencional.	2x Oficiales de 2ª
Torno convencional.	1x Peón
Dobladora con control numérico.	1x Almacenero
Horno para tratamientos térmicos.	
Cortadora por chorro de agua a presión.	
Roscador eléctrico.	
Mesas de trabajo.	

DESIGN AND FABRICATION OF A SWINGARM FOR A COMPETITION MOTORBIKE

Author: San Román López, Daniel

Director: Jiménez Octavio, Jesús Ramón

Collaborating entity: ICAI-Universidad Pontificia Comillas

1. INTRODUCTION

Swingarms are one of the main pieces which are part of a motorcycle. That is why its geometry and mechanical capabilities define some of the main features of a motorcycle. In this project, the design and manufacture of a swingarm for a 250cc motorcycle will be developed.

The project is within the framework of the ISC-Motostudent project. It is part of the ISC student association, where the Motostudent project aims to design and manufacture a competition motorcycle, so that during October 2019 more than 50 universities from around the world will compete in Motorland, Aragón. This is why throughout the project references will be made to the team or to variables of the swingarm previously defined by ISC.

The swingarm is the part which joins the chassis with the rear suspension and the rear wheel. It has great importance in the general dynamics of the motorcycle. Its geometry can affect to, for example, top speed or maneuverability of the vehicle.

Throughout this project, we will seek to improve the performance of the piece presented in the previous edition of Motostudent and to obtain a manufacturable and economically feasible swingarm.

Aluminum foam will be used to manufacture this swingarm. Foam is a relatively new material that, although it already has applications in aeronautics and motorsport, has never been used serially as a structural element. The aluminum foam is formed by aluminum that, while molten, compressed air is applied to it, forming bubbles in the liquid mass that, once solidified, becomes a foam.

Its main mechanical characteristics are its low density and its high specific resistance (breaking strain/density). The main problem presented by designing with it is its low resistance to torsion, due to its foam condition, and the need to work with it as sandwich panels, which complicates the design and manufacture.

2. METHODOLOGY

The project is divided into two clearly differentiated parts: an initial one, where the design of the piece is developed, and another, where the manufacturing is considered. However, prior to the start of the design or manufacturing, an analysis of the efforts resisted by the swingarm is needed.

These efforts were calculated based on the safety tests carried out by Motostudent prior to the competition. In these tests two loads are applied, one of 300 Kg horizontal on the front wheel (the rear wheel is fixed) and another load of 250 Kg on the tail of the motorcycle.

To calculate the stresses that appear on the motorcycle, a static analysis of the complete structure was first made, to calculate the reactions that appear on the wheels due to these loads.

Once these loads were calculated, the structure of the motorcycle was presented piece by piece, calculating the efforts in all of them.

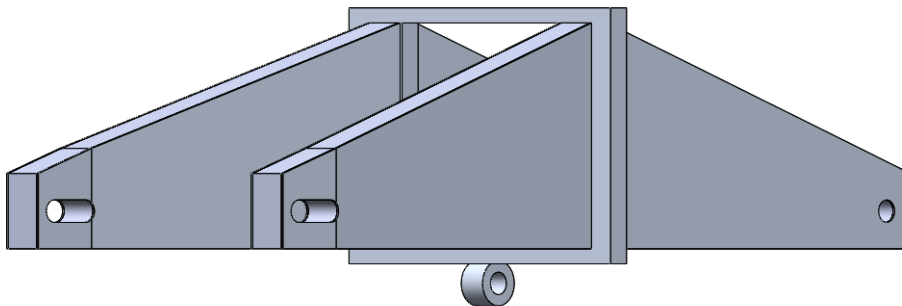
Once these efforts were calculated, the forces used in the test were validated based on the values of the forces that appear in the wheel during maximum acceleration and braking, which are the points where the motorcycle suffers the most. In addition to this, since the swingarm also withstands

torsional stresses, the forces appearing on the wheel during a typical curve were calculated to also validate the torsional swingarm as a function of real values. Once these calculations were made, the manufacturing material is chosen.

In this process, both conventional (steel, aluminum) and non-conventional materials (aluminum foam, carbon fiber) were analyzed. These were compared in function, principally, of two variables: the mechanical resistance, measured from the yield strength, and the density. In addition to these two variables, others were also considered, such as Young's module, although they were not as high-priority as those previously mentioned.

Although the carbon fiber has characteristics similar to foam, even better, it was decided to use the foam for its little use and its peculiar characteristics. Once the material was chosen, the design process began.

Firstly, the design started by proposing base geometries, from which the final design would be developed. Analyzing the different options proposed, it was decided the following base geometry:



The choice of this design was made, mainly, by the ease it poses when working with sandwich panels on the arms of the swingarm, where the foam is. In addition, using aluminum frames helps the piece withstand the torsional moments that occur in the piece when the motorcycle takes a curve. Not only this, but this design facilitates the necessary anchors to the piece, both with the wheel, with the chassis and the rear suspension.

Once the geometry was proposed, the design was adapted to the final application, adding the necessary pieces in the joints and simulating the piece. The simulation process was carried out each time a significant modification was added to the design, trying to validate it.

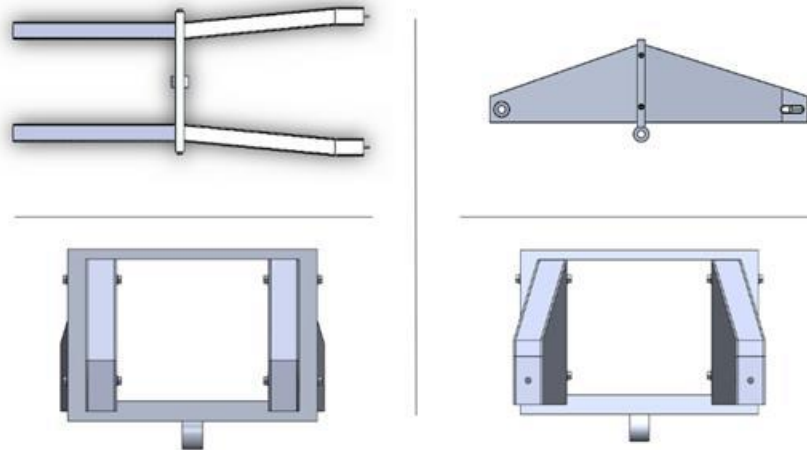
To validate the design, two results derived from the simulation were used: the safety factor, which measures the quotient between the maximum strength of the piece, the yield strength, and the tension that appears at the point being considered. This factor must exceed 1.05 in the whole structure, so as to guarantee that it supports the efforts at each point and a margin, in case there is an error during all the calculations made that the forces used in the simulation can decrease.

In addition to the safety factor, the total deformation is also studied. This is studied to see if the chosen materials are valid, since a very high total deformation can cause problems and variations in the geometry of the swingarm that are not desired. If this happened, the material would have to be changed to a more rigid one. This case is not like the safety factor, which has a fixed minimum value, but it has to be evaluated according to the total dimensions of the swingarm. In this case, it is assumed that the maximum total deformation limit is 1mm.

During the manufacturing process, the aim is to validate the design according to these two values. Initially it can be seen, in the first proposed design, that the total deformation is not going to be a problem and that the torsion is not a problem for the structural integrity of the piece. Therefore, what

will be done from here is to increase the minimum safety factor above the limit. This is achieved by increasing the amount of material that supports the efforts in the area where the piece fails. For this purpose, it is mainly decided to add small aluminum plates in the areas where the foam fails, thus increasing the resistance at those points. However, not only are these changes made in the design, but it is adapted to its final application.

After the development of the design the following swingarm is obtained:



During the manufacturing process a relatively manual process is considered, since the operators have to work directly on the piece, just as machines controlled by numerical control are also used in the process. The total cost derived from the manufacture of the piece is estimated at € 642.01, not very high price for the benefits offered by the piece.

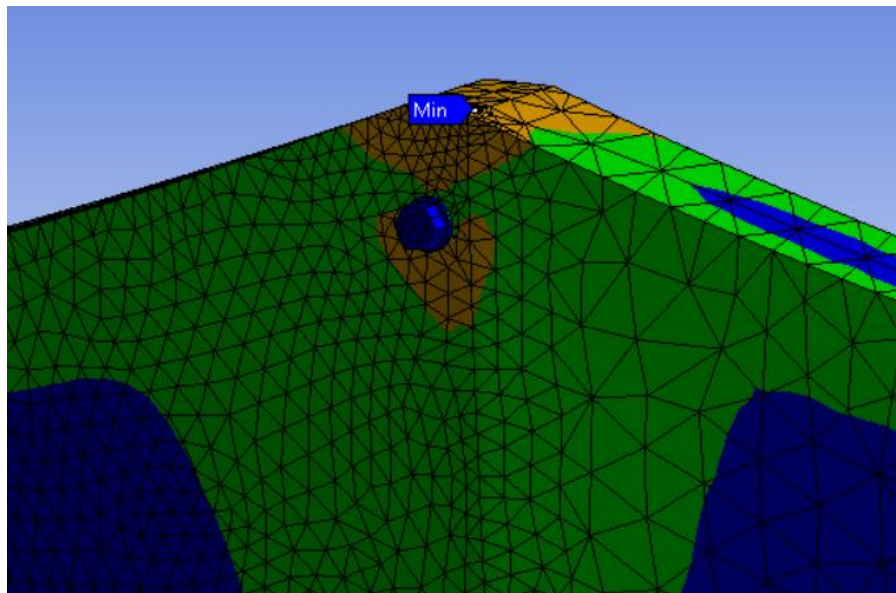
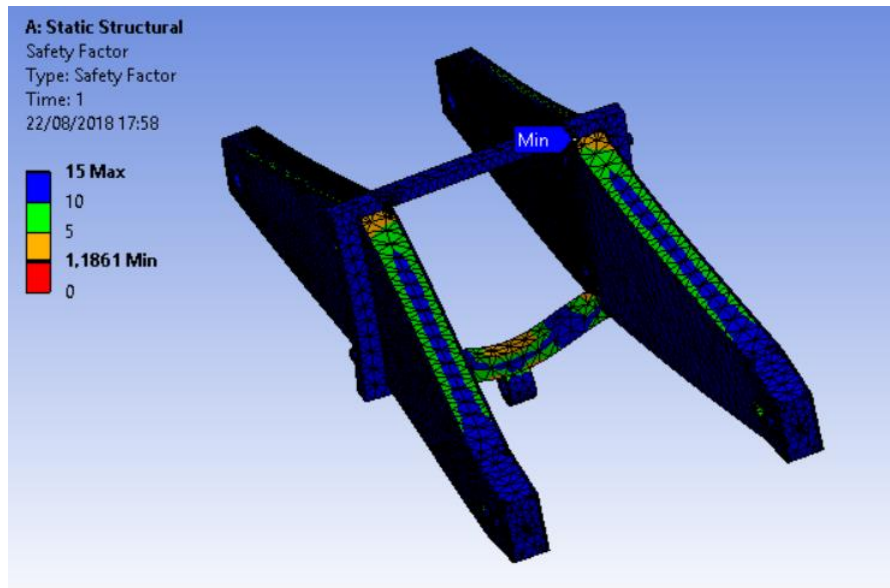
To develop the manufacturing, initially the piece is divided into all its components and its manufacturing is dealt with individually to finally treat the joining process of all the components.

3. **RESULTS**

Features offered by the final swingarm are the following:

	Weight	Minimum Safety Factor	Maximum Dimensions
Swingarm	3.5Kg	1.18	625x198x260 mm

Hereunder, the results of simulations on the final design of the swingarm are shown:



As shown in the images above, the safety factor throughout the mesh is over 1.05. The minimum safety factor is 1.18. In conclusion, the swingarm will be able to resist the simulated forces and a margin, which validates the piece.

Comparing with the swingarm presented in the previous edition of Motostudent, a reduction of 4.5 Kg is achieved (the previous one weighed 8 Kg), which implies a saving of 56.25%. In addition, the design is consistent with the rest of the interfaces with which it has contact (chassis-rear-wheel suspension), so that the objectives in relation to the design are achieved.

In terms of manufacturing, while a large-scale automatic manufacturing is not achieved, the cost of the swingarm is not high (€ 642.01) and during the development of manufacturing it is shown that it is not a very complex process. The used machines and the necessary operators are shown below:

TOOLS	STAFF
Four-axes tool machine with numerical control	1x Engineer
Tangential grinding machine	2x 1st officer
Conventional milling machine	2x 2nd officer
Bending machine with numerical control	1x Laborer
Oven for thermal treatments	1x Store keeper
Cutting machine with pressurized water jet	
Electric tapping	
Work table	

ÍNDICE

ÍNDICE DE IMÁGENES.....	16
ÍNDICE DE TABLAS.....	19
1. INTRODUCCIÓN	22
1.1. Estado del arte.....	23
1.2. Motivación.....	26
1.3. Objetivos del proyecto y planificación	27
1.3.1. Metodología de trabajo	27
1.3.2. Planificación	28
2. DISEÑO DEL BASCULANTE	30
2.1. Límites de diseño.....	30
2.1.1. Motostudent	30
2.1.2. ICAI Speed Club	32
2.1.3. Interfases del basculante	32
2.2. Fundamentos de diseño de un basculante	33
2.3. Desarrollo del diseño.....	35
3. CÁLCULO DE CARGAS.....	42
3.1. Equilibrio general	42
3.2. Cargas en las piezas	44
3.2.1. Subchasis.....	44
3.2.2. Dirección	44
3.2.3. Basculante	45
3.2.4. Chasis	46
3.3. Aceleración y frenada máximas	47
3.4. Paso por curva	48
4. SELECCIÓN DE MATERIAL	52
4.1. Estudio y elección de materiales de fabricación	52
5. SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO	58
5.1. Procedimiento de simulación.....	58
5.2. Desarrollo del diseño.....	69
5.3. Diseño final.....	84
5.4. Resultados del diseño y conclusiones	93
6. FABRICACIÓN	95
6.1. Desarrollo del proceso de fabricación.....	96

6.2. Conclusiones de la fabricación	106
Referencias.....	107

ÍNDICE DE IMÁGENES

Ilustración 1: Participante del Tourist Trophy Isla de Man. Fuente: www.motorsport.com	22
Ilustración 2: Motocicleta bicilíndrica, 1903. Fuente: www.ifi.com.es	23
Ilustración 3: Ejemplo de basculante de doble brazo. Fuente: www.motosapiezas.com	24
Ilustración 4: Ejemplo de basculante monobrazo. Fuente: www.gsxr.es	24
Ilustración 5: Paneles sándwich de espuma de aluminio. Fuente: www.hardzone.es	25
Ilustración 6: Logo de Motostudent. Fuente: Motostudent.....	26
Ilustración 7: Parte 1 de la planificación del proyecto	28
Ilustración 8: Parte 2 de la planificación del proyecto	28
Ilustración 9: Parte 3 de la planificación del proyecto	29
Ilustración 10: Anchura mínima entre manillares. Fuente: Motostudent.....	30
Ilustración 11: Anchura máxima del carenado	31
Ilustración 12: Ángulo mínimo de inclinación. Fuente: Motostudent.....	31
Ilustración 13: Distancia libre vertical mínima. Fuente: Motostudent.....	31
Ilustración 14: Ancho máximo del asiento. Fuente: Motostudent.....	32
Ilustración 15: Ejemplo de suspensión unitrack. Fuente: www.motordelisi.com	33
Ilustración 16: Ejemplo de basculante y las fuerzas que aplican sobre él.....	34
Ilustración 17: Diagrama del momento flector para un basculante ejemplo	34
Ilustración 18: Vista isométrica del diseño 1.	35
Ilustración 19: Alzado del diseño 1	35
Ilustración 20: Planta de las dos opciones planteadas del diseño 1.....	36
Ilustración 21: Vista isométrica del diseño 2.	37
Ilustración 22: Vista isométrica del diseño 3.	38
Ilustración 23: Alzado del diseño 3.	38
Ilustración 24: Planta del diseño 3.....	38
Ilustración 25: Diferencia planteada en las dos opciones del diseño 3.....	39
Ilustración 26: Test estático de seguridad.	42
Ilustración 27: Esquema general de la motocicleta y CdG.....	43
Ilustración 28: Esquema de fuerzas en la prueba estática	43
Ilustración 29: Diagrama de fuerzas y momentos aplicados en el subchasis.....	44
Ilustración 30: Diagrama de fuerzas y momentos aplicados en la pipa de dirección	45
Ilustración 31: Diagrama de fuerzas y momentos aplicados en el basculante.....	45
Ilustración 32: Diagrama de fuerzas y momentos en el chasis.....	46
Ilustración 33: Parámetros que afectan al cálculo de la dinámica del paso por curva. Fuente: Motorcycle Dynamics.....	50
Ilustración 34: Diagrama hierro-carbono	53
Ilustración 35: Pieza de espuma de aluminio en bruto. Fuente: www.teoriadeconstruccion.net	56
Ilustración 36: Comparativa estructura de paneles sandwich laminados con estructura de un panel sandwich de espuma de aluminio.....	57
Ilustración 37: Esquema general de la simulación.....	58
Ilustración 38: Pantalla inicial de Engineering Data-ANSYS.....	59
Ilustración 39: Materiales introducidos en la carpeta Foams	59
Ilustración 40: Datos introducidos en ANSYS de Cymat 030SS y Cymat 040SS.....	60
Ilustración 41: Datos introducidos en ANSYS para Cymat 020SS y aluminio 6082 T6	60
Ilustración 42: Workbench mostrado por el apartado Geometry en ANSYS	61

Ilustración 43: Ejemplo de datos introducidos en el apartado Connections.....	62
Ilustración 44: Modelo de la estructura del basculante. Viga biapoyada isostática.	63
Ilustración 45: Colocación del Cylindrical Support en el tensor de cadena.....	63
Ilustración 46: Variables definidas para el Cylindrical Support-Tensor de cadena	63
Ilustración 47: Colocación del Cylindrical Support en la unión con el chasis	64
Ilustración 48: Variables definidas para el Cylindrical Support-Unión con el chasis	64
Ilustración 49: Punto de aplicación de la fuerza producida por la suspensión	65
Ilustración 50: Variables definidas para la fuerza de la suspensión	65
Ilustración 51: Punto de aplicación fuerza horizontal del chasis. Eje Z.	65
Ilustración 52: Punto de aplicación fuerza horizontal 1 del chasis. Eje Y.	66
Ilustración 53: Punto de aplicación fuerza horizontal 2 del chasis. Eje Y.	66
Ilustración 54: Variables definidas de la fuerza horizontal del chasis.	66
Ilustración 55: Puntos de aplicación del momento torsor.....	67
Ilustración 56: Variables definidas en el momento torsor	67
Ilustración 57: Punto de aplicación de la fuerza 1 en el eje Z.....	68
Ilustración 58: Punto de aplicación de la fuerza 2 en el eje Z.....	68
Ilustración 59: Variables definidas en el modelado de las fuerzas en el eje Z	68
Ilustración 60: Opción de diseño a desarrollar (Opción de diseño 3).....	70
Ilustración 61: Primer boceto de diseño.....	70
Ilustración 62: Vista isométrica del segundo diseño propuesto	71
Ilustración 63: Alzado del segundo diseño propuesto.....	72
Ilustración 64: Planta del segundo diseño propuesto	72
Ilustración 65: Factor de seguridad (Tracción-Flexión) del segundo diseño planteado.....	73
Ilustración 66: Detalle del factor de seguridad mínimo (Tracción-Flexión) en el segundo diseño planteado	73
Ilustración 67: Deformación total (Tracción-Flexión) del segundo diseño planteado	74
Ilustración 68: Safety factor (Torsión) del segundo diseño planteado.....	74
Ilustración 69: Detalle del safety factor mínimo en el ensayo de torsión del segundo diseño propuesto.....	75
Ilustración 70: Deformación total (Torsión) en el segundo diseño propuesto.....	75
Ilustración 71: Vista isométrica tercera propuesta de diseño	76
Ilustración 72: Alzado tercera propuesta de diseño	76
Ilustración 73: Vista lateral de la tercera propuesta de diseño.....	77
Ilustración 74: Comparativa del marco de aluminio entre la segunda y la tercera versión del basculante	77
Ilustración 75: Factor de seguridad (Tracción-Flexión) del tercer diseño planteado.....	78
Ilustración 76: Detalle del factor de seguridad mínimo (Tracción-Flexión) en el tercer diseño planteado	78
Ilustración 77: Deformación total (Tracción-Flexión) del tercer diseño planteado-Vista lateral.....	79
Ilustración 78: Deformación total (Tracción-Flexión) del tercer diseño planteado-Alzado	79
Ilustración 79: Aviso mostrado por ANSYS	80
Ilustración 80: Safety factor (Tracción-Flexión) en el tercer diseño planteado tras remodelar las uniones.....	80
Ilustración 81: Detalle del safety factor (Tracción-Flexión) en el tercer diseño planteado tras remodelar las uniones.....	81
Ilustración 82: Segunda malla utilizada para solucionar el problema del modelado.....	81
Ilustración 83: Variables de la segunda malla utilizada para solucionar el problema del modelado.....	82

Ilustración 84: Safety factor (Torsión) del tercer diseño planteado.....	82
Ilustración 85: Deformación total (Torsión) en el tercer diseño propuesto.....	83
Ilustración 86: Casquillo de protección para el tensor de cadena.....	84
Ilustración 87: Solución propuesta para unir los brazos del basculante y el marco de aluminio	85
Ilustración 88: Pletinas de aluminio añadidas a la zona inferior del contacto marco de aluminio-espuma de aluminio.....	86
Ilustración 89: Factor de seguridad en la pletina de aluminio	86
Ilustración 90: Safety Factor mínimo (Tracción-flexión) en el cuarto diseño propuesto	87
Ilustración 91: Detalle del safety factor mínimo (Tracción-Flexión) en el cuarto diseño propuesto	87
Ilustración 92: Distribución final de las varillas de unión brazos-marco de aluminio	88
Ilustración 93: Safety Factor (Tracción-flexión) de la cuarta propuesta de diseño.....	88
Ilustración 94: Detalle del safety factor mínimo (Flexión-Tracción) del cuarto diseño propuesto... ..	89
Ilustración 95: Safety factor (flexión-tracción) sobre el diseño final una vez mejorada la malla	89
Ilustración 96: Detalle del factor de seguridad mínimo en el diseño final con la malla mejorada	90
Ilustración 97: Comparativa entre la primera versión de la pletina y la segunda	90
Ilustración 98: Safety factor (flexión-tracción) del diseño final.....	91
Ilustración 99: Detalle del mínimo safety factor (flexión-tracción) del diseño final	91
Ilustración 100: Deformación total del diseño final	92
Ilustración 101: Vistas principales de la versión final del basculante.....	92
Ilustración 102: Principales vistas del basculante.....	95
Ilustración 103: Corte a realizar en las chapas de aluminio	96
Ilustración 104: Croquis del corte a realizar en la espuma de aluminio.....	97
Ilustración 105: Máquina para corte con chorro de agua a presión. Fuente: www.flowwaterjet.com	98
Ilustración 106: Horno para tratamientos térmicos. Fuente: www.metalmecanica.com	98
Ilustración 107: Croquis del doblado a los paneles sándwich	99
Ilustración 108: Anchos de doblado necesarios	99
Ilustración 109: Dobladora CNC. Fuente: www.ferrecatalogo.com	100
Ilustración 110: Brazo del basculante obtenido tras la fabricación.....	100
Ilustración 111: Principales vistas del marco de aluminio	101
Ilustración 112: Máquina herramienta de cuatro ejes. Fuente: www.exapro.com	102
Ilustración 113: Rectificadora tangencial. Fuente: www.dimasol.es	102
Ilustración 114: Forma con la que se debe cortar el eje hueco.....	103
Ilustración 115: Roscador manual. Fuente: www.grainger.com.mx	103
Ilustración 116: Roscador eléctrico. Fuente: www.directindustry.es	104
Ilustración 117: Vistas principales del bastidor del tensor de cadena	104
Ilustración 118: Vistas principales de la pletina de aluminio.....	105
Ilustración 119: Fresadora convencional. Fuente: www.orpi-sl.com	105
Ilustración 120: Pieza final tras la fabricación	106

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características mecánicas de los principales materiales de fabricación. Datos: CES EduPack	25
Tabla 2: Tabla resumen opciones de diseño.....	40
Tabla 3: Tabla características mecánicas mínimas de los aceros UNE EN 10025. Datos: www.matweb.com.....	53
Tabla 4: Características mecánicas mínimas del aluminio 6082.....	54
Tabla 5: Características mecánicas de Carlisle 201LD Carbon-Carbon Composite.....	56
Tabla 6: Comparativa de las distintas espumas de aluminio comerciales de Cymat. Datos: www.matweb.com.....	57
Tabla 7: Tabla resumen de los casos de estudio sobre los que se simulará.....	69
Tabla 8:: Principales propiedades del diseño final del basculante-Cymat 040SS.....	93
Tabla 9: Comparación de la masa y coeficiente de seguridad mínimo para las distintas espumas..	93

MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN

La motocicleta es uno de los principales medios de transporte utilizados en la actualidad. Su uso y desarrollo han ido aumentando a lo largo de los últimos años debido a su versatilidad, bajo consumo de combustible, maniobrabilidad y tamaño. Debido a sus características, permiten ser usadas tanto en carretera como off-road y en el mercado se encuentran configuraciones muy diversas.



Ilustración 1: Participante del Tourist Trophy Isla de Man. Fuente: www.motorsport.com

El basculante es una de las tres piezas estructurales más importantes de una motocicleta. Su función es unir la rueda trasera al resto de la estructura. El basculante condiciona el comportamiento dinámico de la moto en función de sus parámetros geométricos. La suspensión se ancla a éste, ya sea de forma directa o indirecta, lo que hace que el estudio dinámico de la pieza sea más complejo.

El diseño y fabricación del basculante suponen entonces una de las tareas fundamentales a la hora de diseñar una motocicleta. De su fiabilidad y características dependerán algunas de las principales prestaciones de la motocicleta, como la maniobrabilidad.

El proyecto está enfocado para que el basculante se implante en una motocicleta de 250cc que competirá en la V edición de Motostudent. Motostudent es una competición internacional entre universidades cuyo fin es el diseño y fabricación de una motocicleta, además de la redacción de un proyecto industrial para su producción en serie.

La moto deberá superar distintas pruebas que garanticen la seguridad de esta para poder competir en el evento final. En dicho evento los equipos realizarán una serie de tests en los que se medirán las características principales de su prototipo, como velocidad, maniobrabilidad y frenada. Finalmente, los equipos que hayan superado todas las pruebas y tests, se enfrentarán en una carrera a cinco vueltas en el Circuito de MotorLand Aragón.

La función principal de esta competición es acercar el mundo del motorsport a los estudiantes de ingeniería y hacer que apliquen todo lo aprendido en las aulas a un proyecto ingenieril de gran envergadura.

Todo esto hace que el basculante a diseñar deba cumplir unos estándares de seguridad, además de unas restricciones geométricas y las mejores prestaciones posibles. La motocicleta sobre la que se

diseñará el basculante será la que ICAI Speed Club presente a Motostudent. Su desarrollo se llevará a cabo durante el curso 2017-2018, pues la competición será en octubre de 2018.

1.1. Estado del arte

Las primeras motocicletas surgen como la modificación de una bicicleta, a la que se le añadía un motor de vapor sin ofrecer ningún cambio estructural aparente. No obstante, el gran cambio de estas no comenzará hasta que se desarrolle el motor Otto. El motor Otto supuso una revolución debido a su reducido tamaño y a la mejora de las prestaciones que ofrecía con respecto al motor de vapor. No es hasta 1894 cuando aparece el primer modelo comercial de una motocicleta de manos de Hildebrand y Wolfmüller. [1]

Las motos fueron sufriendo una evolución continuada hasta la aparición de los sistemas de amortiguación. La suspensión tiene como finalidad mantener el contacto entre la rueda y la carretera, siendo capaz de absorber las imperfecciones del terreno. En un primer momento solo aparecía amortiguación en la rueda delantera, más tarde aparecieron sistemas de suspensión traseros. En la imagen se observa una motocicleta de principios del siglo XX donde aún no se habían integrado sistemas de suspensión trasera. [2]



Ilustración 2: Motocicleta bicilíndrica, 1903. Fuente: www.ifi.com.es

El desarrollo de los sistemas de amortiguación supuso la aparición del basculante. La función de este es la sujeción de la rueda trasera, permitiendo que la misma gire alrededor de un eje.

Los primeros basculantes estaban compuestos por dos barras paralelas, de sección redonda, unidas entre sí mediante un eje. Este sistema presentaba dos problemas principales. El primero, la poca resistencia a torsión, que se trataba de compensar colocando dos amortiguadores, uno en cada brazo. El otro problema era la poca resistencia ante cualquier tipo de esfuerzo de las barras de sección redonda.

Una vez se dieron cuenta de la importancia del basculante en la dinámica de la moto, cambiaron las secciones de las barras por cuadradas y rectangulares, mejorando la resistencia de esta. También modificaron la geometría, triangulándola y consiguiendo que mejorase el comportamiento a flexión de la pieza. Tras esto, siguieron desarrollando el basculante, añadiendo vigas transversales y secciones macizas, obteniendo piezas mucho más robustas. [1]

Los basculantes se caracterizan principalmente por su número de brazos, por lo que aparecen dos tipos:

-Basculante de doble brazo: Son los más utilizados en las motocicletas de competición. Ofrecen una mayor resistencia tanto a torsión como a flexión. No obstante, son más pesados y ofrecen ciertas complicaciones mecánicas.



Ilustración 3: Ejemplo de basculante de doble brazo. Fuente: www.motosapiezas.com

-Basculante monobrazo: Surgieron para ser implantados en ciclomotores o motos de baja cilindrada. Sin embargo, viendo que facilitaban el cambio de la rueda trasera, se fueron implantando en motos de mayor cilindrada. Los principales problemas que ofrece un basculante monobrazo son, además de los comentados anteriormente, la necesidad de utilizar llantas especiales y su complejidad en diseño, que puede aumentar los costes de fabricación. [3]



Ilustración 4: Ejemplo de basculante monobrazo. Fuente: www.gsxr.es

Además del tipo de basculante a diseñar, es necesario definir previamente el material con el que se fabricará la pieza. En este caso, los materiales posibles con los que se podría fabricar un basculante son varios. Para decidir cuál de ellos escoger, se debe aclarar qué criterio se utilizará para realizar la elección. En este caso, se deben primar dos aspectos principales, la densidad del material y la resistencia mecánica del mismo. También es necesario tener en cuenta el módulo de Young, que mide cuánto se deforma el material para una tensión dada. Las opciones más viables son las siguientes:

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m ³)	LÍMITE ELÁSTICO (MPa)	MÓDULO DE YOUNG (MPa)
Titanio	4500	750-1200	102.5
Acero al cromo-molibdeno	7850	170-380	200
Fibra de carbono	1550	550-1050	110
Acero	7850	250-395	207.5
Aluminio	2700	50-330	80.5
Espuma de aluminio	360	0.7-2	0.875

Tabla 1: Características mecánicas de los principales materiales de fabricación. Datos: CES EduPack

[4]

En esta lista aparecen los materiales más utilizados a la hora de fabricar piezas estructurales en motocicletas, como son el caso del acero, el aluminio y el acero inoxidable. Junto a ellos también aparecen materiales menos convencionales pero que suponen las principales vías de desarrollo a la hora de diseñar y fabricar dichas piezas estructurales.

Para este proyecto se estudiará la fabricación en espuma de aluminio. Esta elección se fundamenta en sus buenas características mecánicas y baja densidad, además de en el poco desarrollo que tiene la fabricación en este material para piezas de automoción.

La espuma de aluminio supone una complejidad añadida, pues tiene unas características físicas que complican el diseño y la fabricación. Sin embargo, su elevada resistencia específica supone un importante ahorro de peso y mejora significativamente las prestaciones que ofrece el basculante a uno convencional, fabricado en aluminio.

La espuma de aluminio es un nuevo material que, debido a su capacidad de absorber impactos y su alta tenacidad, acompañados por una baja densidad, ha suscitado gran interés en distintos campos de la ingeniería. Es un material isotrópico y muy poroso. Entre el 50 y el 90% de su volumen está compuesto por poros esféricos, la mayoría de ellos cerrados. [5]

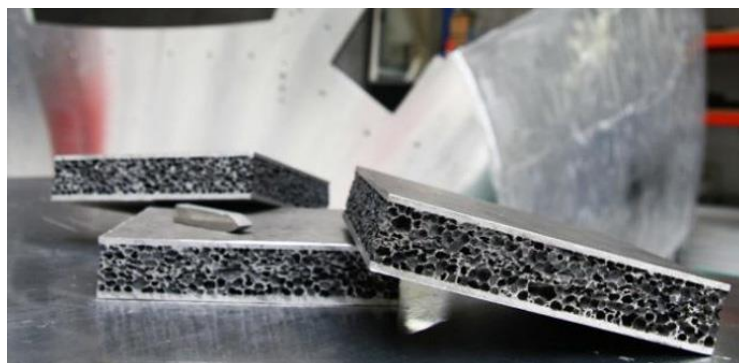


Ilustración 5: Paneles sándwich de espuma de aluminio. Fuente: www.hardzone.es

Las primeras espumas metálicas datan de 1948, cuando Benjamín Sosnick patentó su método de espumación. No obstante, los resultados de dicho método eran de baja calidad y se conseguían pequeñas cantidades de espuma. No fue hasta 1963 cuando Hardy y Peisker descubrieron un nuevo método, donde añadían los agentes espumantes directamente al metal fundido, mejorando la

estructura del material. Las metodologías de espumación han ido avanzando con el paso de los años, desarrollándose con éxito numerosas técnicas hoy en día. [6]

Hoy en día, la espuma de aluminio lucha por hacerse un hueco en el mercado contra los materiales compuestos, ofreciendo ventajas de alta rigidez ante un menor coste. No obstante, conseguir espumas de buena calidad implica un alto precio, lo que supone un gran hándicap.

1.2. Motivación

Una de las principales vías de desarrollo en la industria de la automoción es el uso de materiales innovadores, como es el caso de las espumas metálicas, y el desarrollo de un sistema de fabricación óptimo para los mismos. Los principales problemas que se plantean al utilizar estos materiales se centran en adecuar las características mecánicas de estos materiales al diseño.

El principal problema que plantea la espuma de aluminio es su poca resistencia a torsión, que obliga a utilizar paneles sándwich cuando se quiere diseñar con la misma. Su poca explotación industrial se debe, principalmente, a la dificultad que aparece al intentar desarrollar un proceso de fabricación implantable en una cadena de producción, ya sea manual o automático.

Las motivaciones técnicas del proyecto son las siguientes:

1. Posibilitar el uso de la espuma de aluminio en la fabricación de basculantes comerciales.
2. Mejorar las prestaciones de un basculante geoméricamente similar fabricado en aluminio.
3. Desarrollar un método de fabricación implantable en una cadena de producción.

El proyecto se ve envuelto en el proyecto ISC Petrol 2018-2019, proyecto desarrollado por la asociación estudiantil ICAI Speed Club. El objetivo del proyecto es desarrollar una motocicleta de competición para hacerla competir en Motostudent.



Ilustración 6: Logo de Motostudent. Fuente: Motostudent

Motostudent es uno de los principales eventos de motorsport destinado a alumnos universitarios. Aquí competirán durante octubre de 2019 equipos de las principales escuelas de ingeniería de todo el mundo. Durante este tiempo, los prototipos de las más de 50 universidades participantes tendrán que pasar ciertos test y pruebas para clasificarse para la carrera final.

La competición no sólo valora la construcción del prototipo, sino que tiene dos partes. La primera son los test, las pruebas y la carrera, mientras que la segunda parte valora el desarrollo de un proyecto industrial para la producción en serie de una motocicleta basada en el prototipo presentado. Ambas partes se ponderan al cincuenta por ciento, resultando un ganador final.

Motostudent e ICAI Speed Club suponen una motivación adicional al proyecto, pues son una base para el desarrollo del basculante y dan una finalidad real al proyecto.

1.3. Objetivos del proyecto y planificación

Los objetivos del proyecto aparecen a partir del objetivo principal: el diseño y fabricación de un basculante para una motocicleta de competición de 250 c.c. Los objetivos definidos a partir de este último son los siguientes:

1. Simulación de estados de carga críticos y selección y caracterización de materiales:
 - Cálculo de esfuerzos máximos en el basculante en función de las pruebas de seguridad realizadas en Motostudent.
 - Selección del material para fabricar en función de un criterio por definir.
 - Caracterización de dicho material.
2. Diseño de un basculante para una motocicleta de competición:
 - Se deben cumplir unas restricciones geométricas.
 - Es necesario garantizar unas condiciones mínimas de seguridad.
3. Uso de materiales innovadores, en este caso, espuma de aluminio:
 - Mejora de las prestaciones de la motocicleta.
 - Reducción significativa del peso de la pieza.
 - También se busca mantener el precio de la pieza y las garantías de seguridad.
4. Fabricación del basculante en espuma de aluminio:
 - Diseño de un método de fabricación adecuado teniendo en cuenta el material y la geometría de la pieza.
 - Optimización de dicho método para reducir al máximo los costes y el tiempo de fabricación.
 - Fabricación del basculante respetando todas las condiciones de diseño.

1.3.1. Metodología de trabajo

Para lograr estos objetivos, se va a seguir una metodología de trabajo determinada. La metodología que va a seguir se es la siguiente:

- Elección del material con el que se diseñará: Estudio de las ventajas e inconvenientes de los basculantes fabricados con materiales convencionales y búsqueda de alternativas innovadoras, como el uso de la espuma de aluminio.
- Caracterización del material usado para diseñar: Se necesitará conocer las características físicas del material para que, a la hora de hacer simulaciones, el material con el que se simule sea lo más parecido al material real.
- Diseño conceptual: El diseño conceptual será donde se defina una primera geometría para el basculante. Para ello se deben conocer los siguientes datos:

+Los anclajes y la posición que deberán tener los mismos. (Anclajes suspensión-basculante y anclajes chasis-basculante)

+Límites dimensionales.

-Cálculo de los esfuerzos que sufrirá el basculante: Necesarios para plantear las simulaciones. Se utilizarán como fuerzas aplicadas en la estructura las que ejercerá la organización de Motostudent para verificar la seguridad de la motocicleta antes de la competición.

-Primera versión del basculante. Optimización de esta.

-Diseño y optimización de hasta tres versiones distintas.

-Desarrollo de un método de fabricación adecuado.

-Fabricación del prototipo.

1.3.2. Planificación

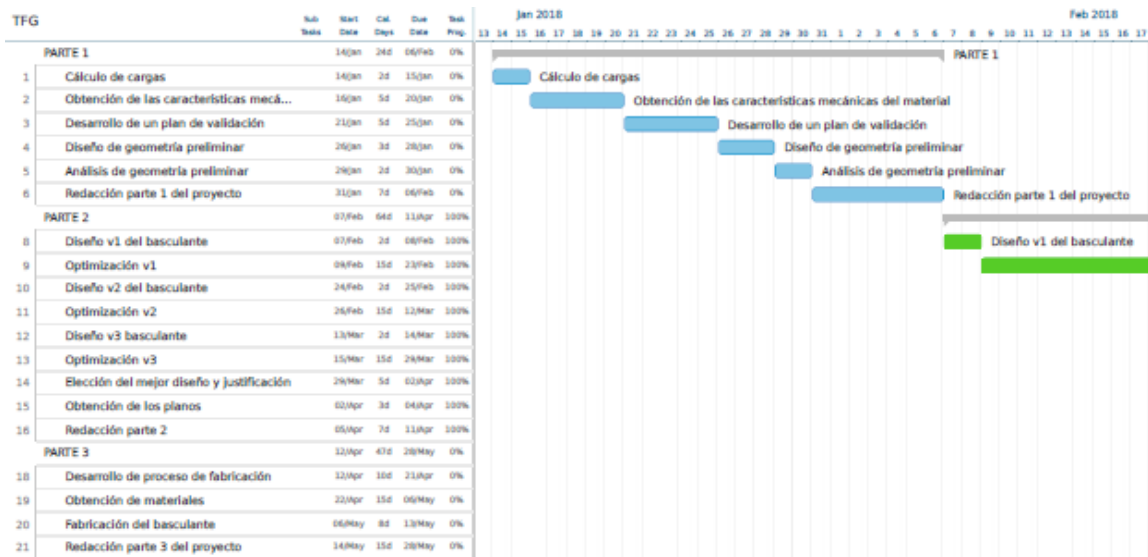


Ilustración 7: Parte 1 de la planificación del proyecto

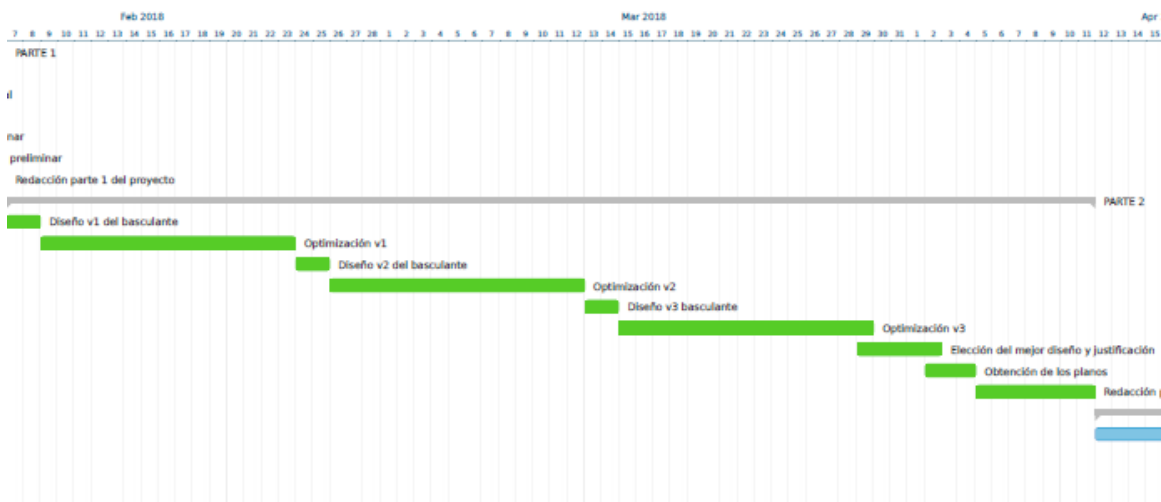


Ilustración 8: Parte 2 de la planificación del proyecto

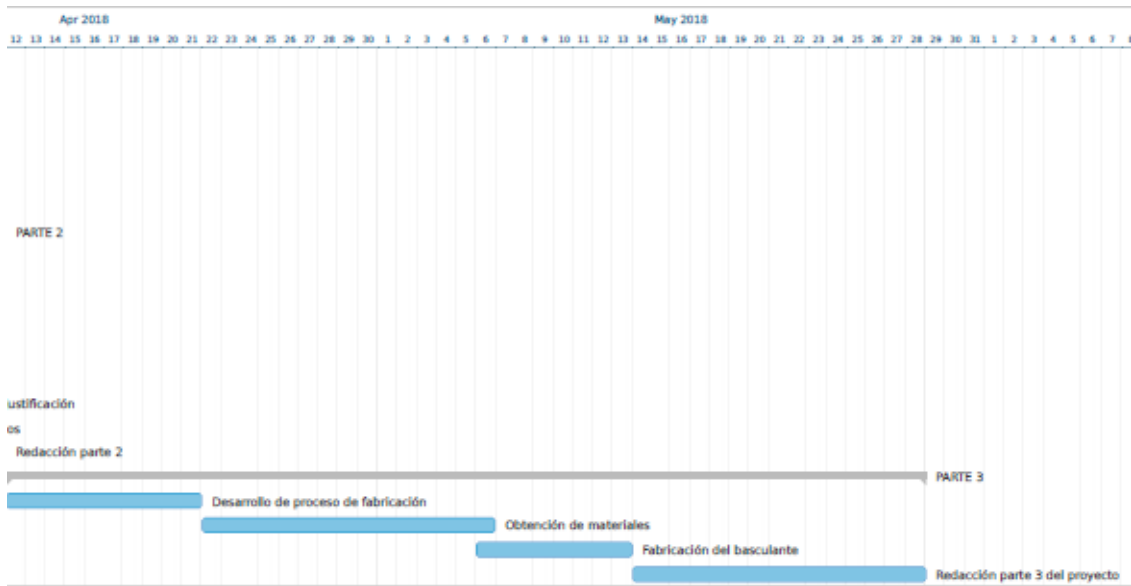


Ilustración 9: Parte 3 de la planificación del proyecto

2. DISEÑO DEL BASCULANTE

2.1. Límites de diseño

Las distintas restricciones que aparecen a la hora de diseñar el basculante vienen dadas desde dos frentes distintos. Primero, la organización Motostudent establece distintos límites dentro del reglamento de la competición. Estos límites deben ser respetados y se comprobarán durante los test de seguridad del prototipo.

Además, el equipo ISC establece en las fases previas al diseño unos requerimientos mínimos para el conjunto total de la moto. Además, al estar creando un ensamblaje complejo, es necesario tener en cuenta el resto de las piezas con las que el basculante ensamblará a la hora de definir unas medidas iniciales. Los límites establecidos en las fases de estudios dinámicos son orientativos y pueden sufrir ciertos cambios en el diseño final.

2.1.1. Motostudent

El reglamento de Motostudent estipula en la sección B: Reglamento técnico general todas las restricciones que se deben tener en cuenta a la hora de diseñar. Estas restricciones son tanto para la competición Petrol como para la Electric. En este caso, se buscan todas las restricciones posibles, tanto para una competición como para la otra, pues el basculante diseñado se implantará tanto en un prototipo eléctrico como en uno de combustión interna.

Motostudent impone restricciones en distintos ámbitos, ya sea dimensiones, peso o diseño, entre otros. El reglamento de la competición se puede encontrar en su página web (www.motostudent.com) en la sección *Rules and regulations*.

Diseño

- El diseño y la fabricación son propios. No se pueden utilizar elementos comerciales o modificaciones de éstos.

Dimensiones

- Distancia mínima entre los extremos de los manillares de 450 mm.

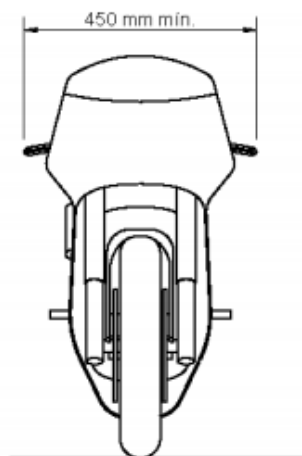


Ilustración 10: Anchura mínima entre manillares. Fuente: Motostudent

- El ancho máximo del carenado es de 600 mm

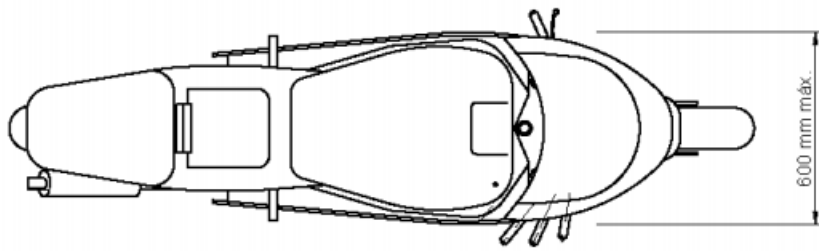


Ilustración 11: Anchura máxima del carenado

- El ángulo mínimo de inclinación de la motocicleta desde la vertical hasta que un componente de ésta toque con el suelo (a excepción de las ruedas) es de 50°.

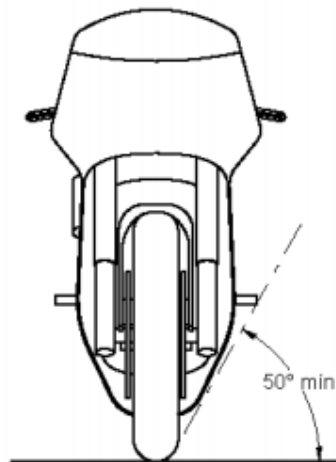


Ilustración 12: Ángulo mínimo de inclinación. Fuente: Motostudent

- La distancia vertical libre mínima desde el pavimento hasta la motocicleta es de 100 mm.

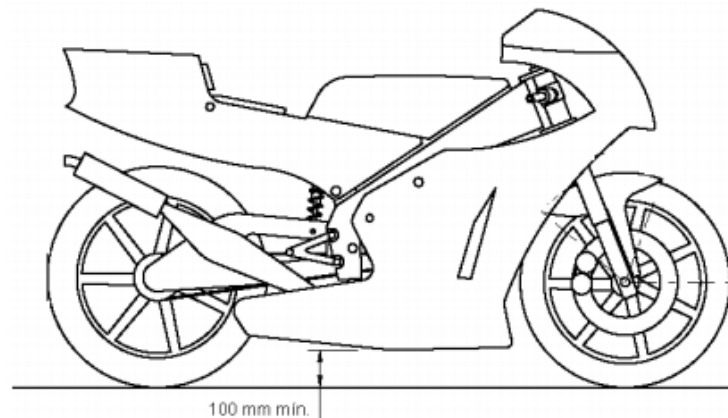


Ilustración 13: Distancia libre vertical mínima. Fuente: Motostudent

- La anchura máxima de la parte trasera es de 450 mm.

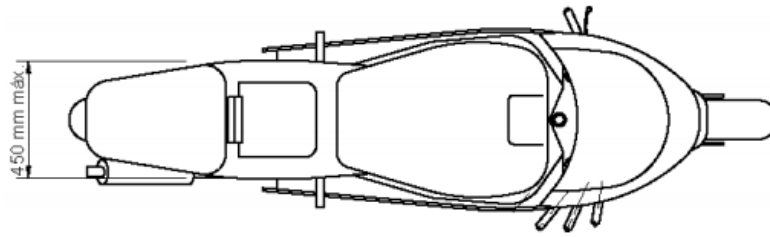


Ilustración 14: Ancho máximo del asiento. Fuente: Motostudent

Peso

- El peso mínimo total del prototipo, sin piloto y con todos los líquidos necesarios (más un kilogramo de gasolina en el depósito) será de 95 Kg.

Material

- No se permite el uso de titanio ni aleaciones de dicho metal en la fabricación de chasis, subchasis y basculante.

Protección

- Si el basculante no cubre la zona inferior de la cadena o de la correa de transmisión, se debe instalar un elemento protector que prevenga los atrapamientos.

2.1.2. ICAI Speed Club

El ISC impone ciertas condiciones para aceptar una pieza para su prototipo. Los condicionantes de diseño impuestos por el equipo son:

- El peso de la pieza se debe reducir en un 30%. En el caso del basculante, la pieza pesaba 7 kg y, para esta edición, deberá pesar 4.9 kg.
- Se aplicará un coeficiente de seguridad a toda la estructura de 1.05.
- Debe ser un basculante válido para anclarle una suspensión indirecta tipo unitrack.

2.1.3. Interfases del basculante

El basculante es una de las piezas fundamentales de la motocicleta debido a que sirve como nexo entre la rueda trasera (tractora) y el resto de la estructura. Además, el sistema de suspensión está directamente ligado a esta pieza. Es por esto por lo que también existen limitaciones en el diseño del basculante definidas por el resto de las piezas a las que éste se une.

Dichas restricciones son las siguientes:

Chasis

El basculante se ancla al chasis en su parte delantera. Es por esto por lo que el ancho exterior de dicha parte debe ser acorde con el ancho interior del chasis. En los modelos presentados por el ISC, esta medida es de 214mm.

También hay que tener en cuenta que hay movimiento relativo entre basculante y chasis. Esto tiene dos implicaciones. La primera es que se debe tener en cuenta que, en dichos anclajes, se alojarán rodamientos tanto en el basculante como en el chasis. También es necesario disminuir el ancho máximo del basculante, dejando una pequeña holgura entre el lateral del chasis y el exterior del basculante para que así no rocen. Esto hace que se defina como ancho máximo del basculante 210mm.

Suspensión

La suspensión unitrack se ancla al basculante por su zona inferior, por lo que el anclaje de ésta deberá estar situado en esa zona. Dicho enganche deberá ser capaz de soportar la fuerza máxima que aplicará la suspensión sobre el basculante.

Al ser suspensión indirecta, es necesario tener en cuenta el espacio que ésta ocupa para que no choquen ambas partes. Los tres anclajes de la suspensión con el chasis y el basculante deben respetar la geometría unitrack utilizada. En la imagen se puede ver cómo son los anclajes de la suspensión unitrack:

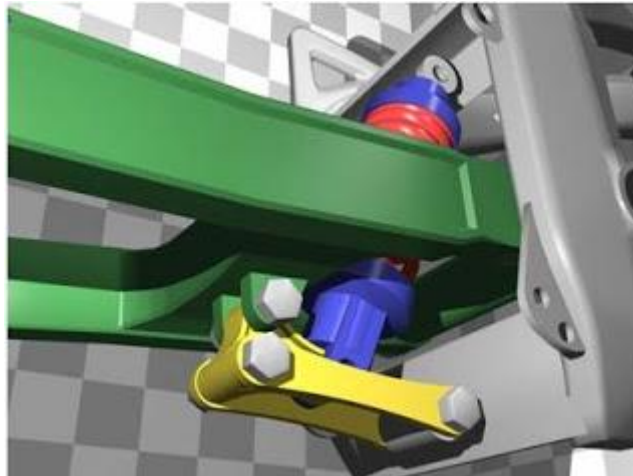


Ilustración 15: Ejemplo de suspensión unitrack. Fuente: www.motordelisi.com

Ruedas

La rueda debe tener espacio suficiente en la zona posterior del basculante. No sólo la rueda debe poder entrar, sino que también deben entrar el sistema de frenado y la cadena. Esto hace que el ancho definido para la parte interior trasera sea de 200mm.

La parte trasera del basculante tiene una peculiaridad, y es que en el agujero por donde pasará el eje de la rueda, es necesario incluir un tensor de cadena. Para este punto se presentan dos opciones. La primera y más sencilla es comprar uno comercial y diseñar el hueco donde éste se aloje. No obstante, esta pieza también se puede diseñar y fabricar de forma personalizada. En este caso, se optará por diseñar uno específico.

2.2. Fundamentos de diseño de un basculante

Los fundamentos de diseño de un basculante son todas las consideraciones técnicas a tener en cuenta a la hora de diseñar y cómo estas afectan al diseño. Entre los fundamentos se encuentran las cargas que va a sufrir, la posible fatiga que aparezca en la pieza o cómo afectará el material con el que se fabricará al diseño.

Cargas

Por la naturaleza y función del basculante, éste sufre dos tipos principales de esfuerzos. El primero es la flexión. El momento flector es máximo en el punto de anclaje de la amortiguación pues a partir de ese punto, éste empieza a disminuir debido a la fuerza generada por la suspensión. El segundo es la torsión, producida por las fuerzas perpendiculares a la rueda que se producen al trazar las curvas. El esquema de cargas del basculante es el siguiente:

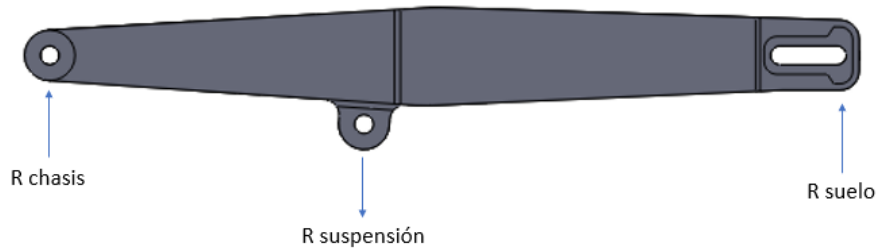


Ilustración 16: Ejemplo de basculante y las fuerzas que aplican sobre él.

El momento flector afecta a la hora de diseñar un basculante en la rigidez que deben tener los brazos. Esto se traduce en mayor cantidad de material para garantizar la seguridad de la pieza. Como ya se ha comentado, su máximo será en la sección donde se aplique la fuerza generada a la suspensión y su valor dependerá de la posición de este punto. Este esfuerzo es mínimo cuando la unión se encuentra en el punto medio del basculante, pues es el lugar más cercano al eje de la rueda donde se puede colocar. El diagrama del momento flector para un basculante ejemplo es el siguiente:

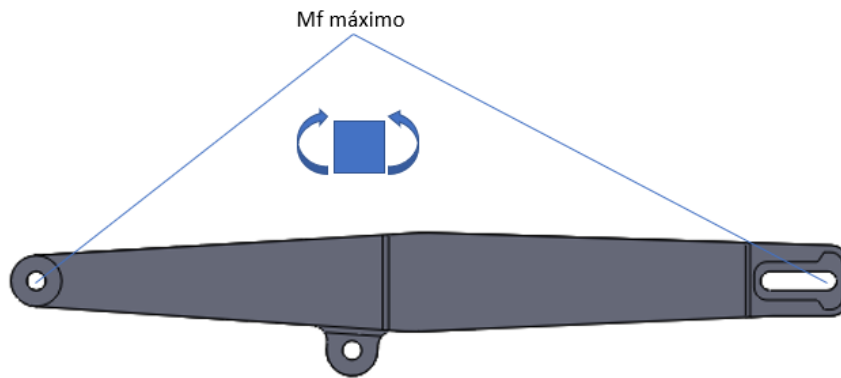


Ilustración 17: Diagrama del momento flector para un basculante ejemplo

La torsión aparece debido a las fuerzas perpendiculares a la rueda que se generan cuando la motocicleta está tomando una curva. El momento se establece respecto a los dos brazos, y no aparece un torsor en la sección del brazo, sino en todo el basculante. Es por esto por lo que la resistencia que se ejerce en contra de este esfuerzo se debe a la zona de unión entre ambos brazos y el análisis de este esfuerzo será lo que ayude a dimensionar esta zona. La torsión se mantiene constante a lo largo de toda la sección del basculante, pues depende de las fuerzas generadas por el giro y el radio de la rueda.

Como se puede ver en la Ilustración 10, se suponen las cargas perpendiculares al basculante. Esto se debe a que de esta forma se maximiza el flector, uno de los esfuerzos principales, en contra de la compresión y la tracción. La tracción se considera despreciable pues no se van a generar fuerzas suficientes como para tener que estudiarla. Respecto a la compresión, ocurre algo similar, pues tampoco se generarán fuerzas suficientemente grandes como para estudiar el pandeo.

Fatiga

La fatiga es uno de los principales problemas que sufren las piezas con ciclos de cargas continuos en el tiempo, pues su resistencia disminuye con cada ciclo y puede disminuir de forma bastante significativa.

En materiales como el aluminio, que sufre bastantes problemas de fatiga, es importante estudiarlo. No obstante, este proyecto está destinado a la competición, donde lo que se busca son las mejores prestaciones, y no importa la resistencia a largo plazo de las piezas. Es por esto por lo que no se estudiará la fatiga en el basculante ni en ninguna de las piezas del prototipo presentado por ISC.

2.3. Desarrollo del diseño

El diseño que se plantea durante todo este proyecto debe cumplir las restricciones antes comentadas, además de ser fabricable no solo en aluminio, sino también en espuma de aluminio para poder hacer una comparación correcta entre ambos materiales y estudiar las ventajas e inconvenientes de la fabricación en este material.

En este apartado se desglosarán todos los diseños iniciales planteados, buscando el que mejor se adapte al material y a las prestaciones requeridas. Inicialmente se plantearon tres opciones distintas de diseño.

Opción de diseño 1:

La primera opción que se planteó presenta la siguiente geometría:

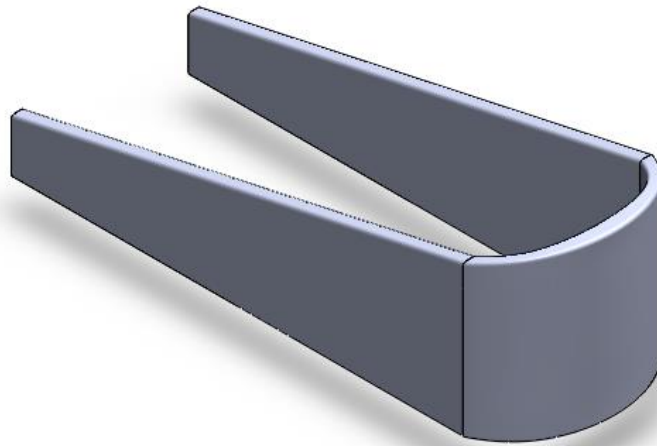


Ilustración 18: Vista isométrica del diseño 1.

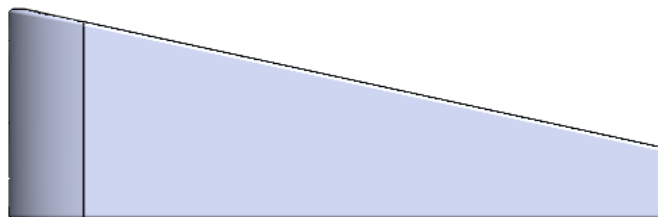


Ilustración 19: Alzado del diseño 1

A la hora de mostrar la planta, dentro del diseño 1 se plantearon dos opciones cuya única diferencia aparece en esta vista. La diferencia no supone grandes ventajas mecánicas para la pieza, por lo que su variación es meramente estética:

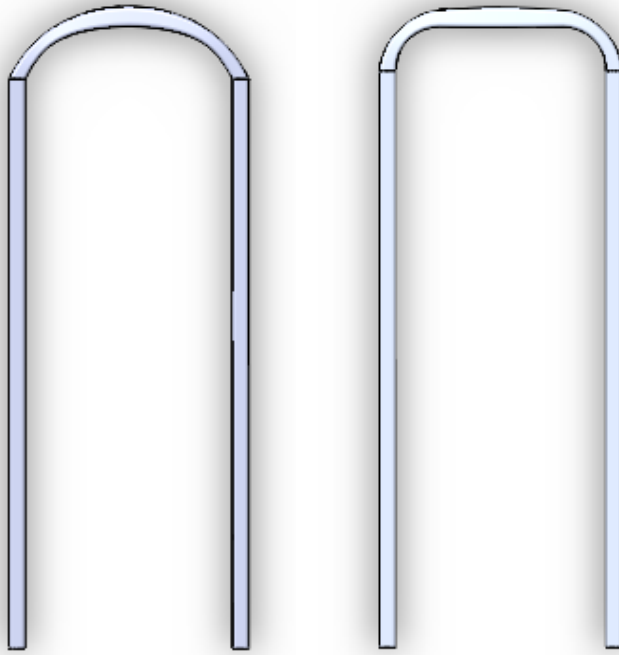


Ilustración 20: Planta de las dos opciones planteadas del diseño 1.

-Beneficios:

+Fabricación sencilla: Corte de panel sándwich y doblado del mismo. Ahorro en costes, tiempos de fabricación y material.

+Mucho espacio en el interior del basculante: Hueco suficiente para la cadena y sistemas auxiliares a la transmisión.

+Diseño y optimización sencillos: Pocas variables controlan la rigidez de la pieza con esta geometría (ancho placas de aluminio, cantidad y calidad espuma de aluminio...)

-Problemas:

+Poca rigidez de la pieza a torsión: Poca sección de aluminio soporta la torsión a la que se ve sometida la pieza. La espuma no aporta rigidez a torsión.

+Anclajes: El anclaje chasis-basculante supone un problema en esta configuración ya que no hay una zona adecuada para situarlo. Además, la unión con la suspensión supondría un problema adicional, pues habría que diseñar una forma óptima de situarlo en la parte inferior del basculante y conseguir que aguante los esfuerzos a los que se verá sometido.

+Poca adaptación a la espuma de aluminio: Si bien, en un basculante construido en un material convencional éste supondría uno de los mejores diseños posibles, el caso de la espuma de aluminio es bien distinto. Los principales motivos de esto es la poca rigidez a torsión que soporta y las complicaciones que podrían derivar de doblar los paneles sándwich.

Opción de diseño 2:

Tratando de acercar el diseño a las características del material y viendo qué opciones se habían tomado en proyectos similares a este se planteó el siguiente diseño:

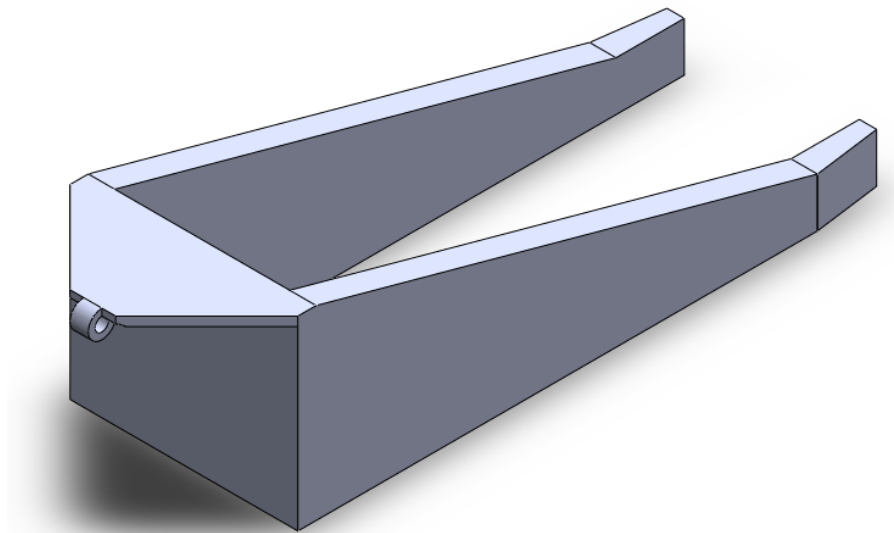


Ilustración 21: Vista isométrica del diseño 2.

-Beneficios:

+Configuración ya probada. Se sabe que esta configuración ya ha sido utilizada en otros basculantes fabricados en espuma de aluminio, por tanto, tanto su diseño como su optimización y fabricación son viables y óptimas en función de las características del material.

+Uniones: Este diseño permite tener distintas zonas de anclaje con el chasis en función de dónde se necesite situar. Además, el acople con el amortiguador no necesita un diseño adicional como en el caso anterior, sino que se puede recurrir a una solución similar a la utilizada en la unión con el chasis.

+Diseño y optimización sencillos: Al igual que en el caso anterior, la sencillez del diseño hace que la rigidez del basculante dependa de pocas variables optimizables. No obstante, esta geometría involucra más elementos que la anterior, por lo que es más compleja.

+Distancia constante entre los paneles laterales: Pese a parecer algo secundario, este detalle supone una ventaja importante, pues no es necesario adaptar una zona con los paneles paralelos para situar ahí el hueco donde se colocará el tensor de la cadena, lo que complicaría el diseño y la fabricación.

+Rigidez suficiente: Como se ha dicho anteriormente, esta configuración ya está probada. Esto implica que el diseño correctamente optimizado garantiza las condiciones de rigidez necesarias, tanto a torsión como a flexión-compresión, para superar los test de seguridad.

-Problemas:

+Configuración ya probada: Adaptar un diseño ya probado no aporta nada al estado del arte, lo que eliminaría de este proyecto parte de su carácter innovador.

+Altura de la pieza: Para garantizar un correcto anclaje con el chasis y mantener la geometría necesaria en el sistema de suspensión indirecta, es necesario hacer una pieza muy alta en su zona

más cercana al motor. Esto supondría ciertos inconvenientes y adaptaciones en el chasis, además de no beneficiar a la estética del prototipo.

Opción de diseño 3:

La última opción de diseño planteada es la siguiente:

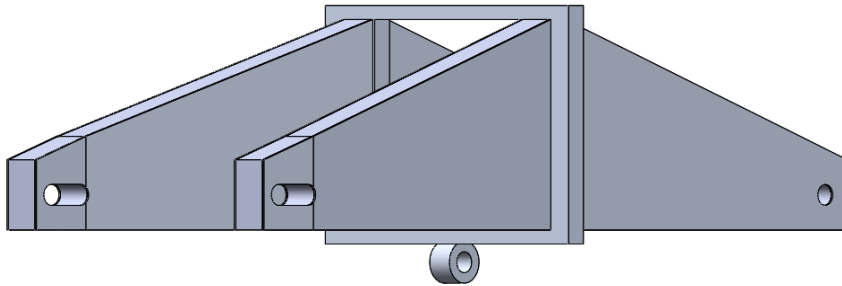


Ilustración 22: Vista isométrica del diseño 3.

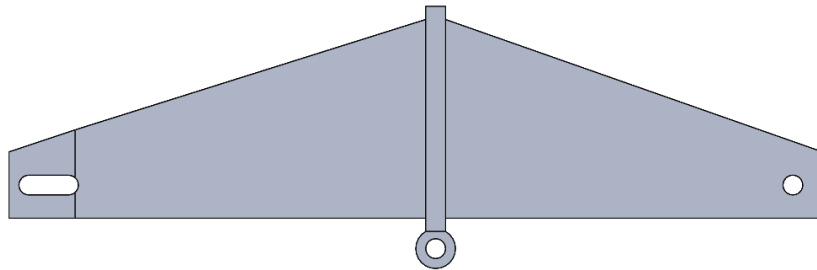


Ilustración 23: Alzado del diseño 3.

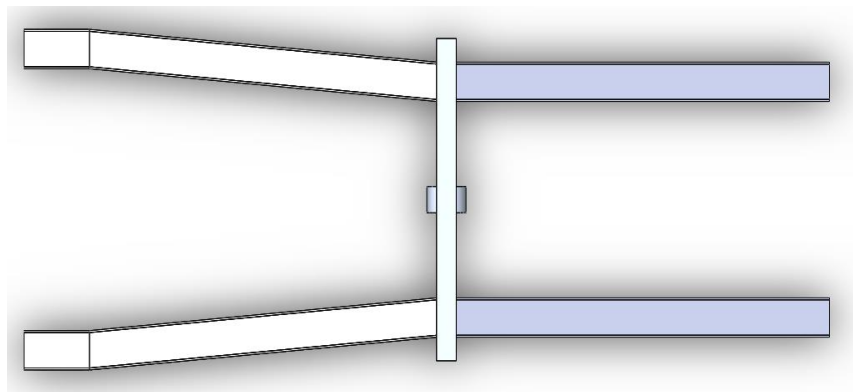


Ilustración 24: Planta del diseño 3.

Dentro de este diseño también se plantean dos opciones. La única diferencia entre ambas opciones es la aparición o no de pletinas intermedias colocada en el marco de aluminio, con el fin de garantizar la resistencia a torsión de los brazos del basculante:

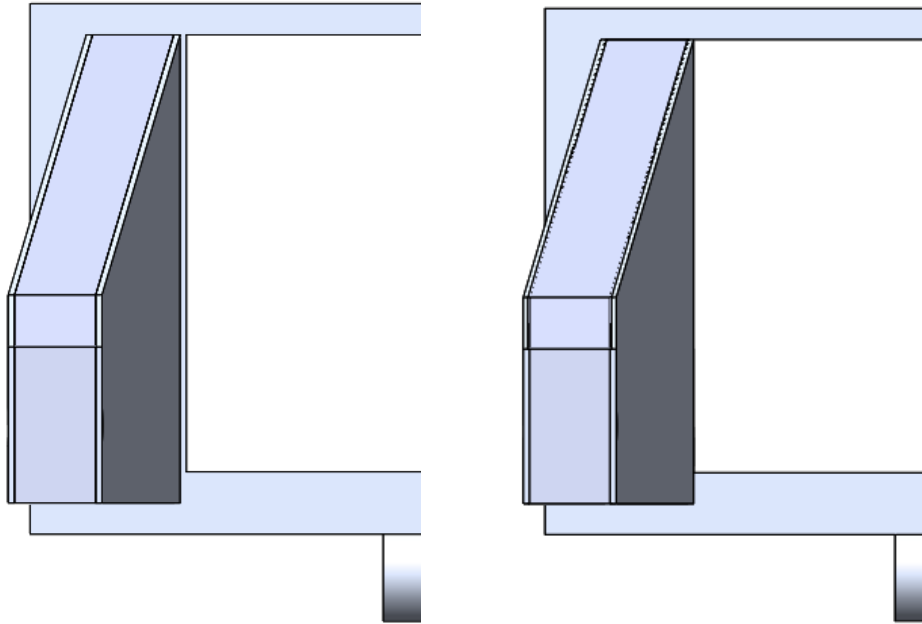


Ilustración 25: Diferencia planteada en las dos opciones del diseño 3

No obstante, una vez analizada la posible fabricación de ambas posibilidades, la opción en la que aparecen las pletinas en el marco presenta problemas de fabricación debidos a las mismas, por tanto esta opción se descarta a la hora de desarrollar dicho diseño.

-Beneficios:

+Alta rigidez a torsión: Este diseño se planteó buscando que se maximizara la resistencia a torsión tratando de minimizar la cantidad de aluminio utilizado en el marco.

+Uso de un marco de aluminio: Este marco no solo garantiza la rigidez a torsión de la pieza, sino que permite situar el anclaje de la suspensión en el lugar que mejor convenga sin variar demasiado las características mecánicas del basculante.

+Eliminación de soldaduras: En este diseño no es necesario utilizar ninguna soldadura para unir las distintas partes que forman la pieza. Esto supone una ventaja añadida bastante importante, debido a la dificultad y el coste de soldar aluminio, lo que repercutiría en el proceso de fabricación haciéndolo más complicado y caro.

+Diseño adaptable: Las características geométricas de la pieza pueden cambiarse adaptando fácilmente cualquiera de las tres piezas que forman el basculante a los nuevos requerimientos.

-Problemas:

+Diseño más complejo: De las tres opciones planteadas, éste presenta el diseño más complejo y su optimización es la más complicada.

+Ancho variable: El ancho entre las dos placas varía a lo largo del basculante. Esto supone un problema pues hay que adaptar tres zonas con las placas paralelas para situar el anclaje con el chasis, el marco de aluminio y el tensor de cadena.

Por tanto, las tres opciones de diseño planteadas se pueden resumir en:

Diseño	Pros	Contras
Diseño 1	+Fabricación sencilla. +Mucho espacio en el interior. +Diseño y optimización sencillos.	-Poca rigidez a torsión. -Anclajes. -Poca adaptación al material.
Diseño 2	+Configuración ya probada. +Uniones. +Diseño y optimización sencillos. +Distancia constante entre paneles. +Rigidez suficiente.	-Falta de innovación. -Altura de la pieza.
Diseño 3	+Alta rigidez a torsión. +Marco de aluminio. +Eliminación de soldaduras. +Diseño adaptable. +Innovador.	-Diseño más complejo. -Ancho variable.

Tabla 2: Tabla resumen opciones de diseño.

Conclusión

Con todo lo comentado anteriormente, el diseño que se desarrollará a lo largo de este proyecto será el diseño 3. Esto se debe principalmente a las características mecánicas que aporta y a su carácter innovador.

El diseño 1 se descartó inicialmente debido a su poca resistencia a torsión y la complejidad a la hora de colocar y diseñar los acoples con otras piezas del prototipo. La decisión final entre el diseño 2 y el diseño 3 se fundamentó principalmente en que el diseño 2 ya había sido diseñado, optimizado y fabricado, lo que hacía complicado aportar algo al estado del arte.

3. CÁLCULO DE CARGAS

El cálculo de cargas es una de las fases principales de todo proceso de diseño de estructuras. Su función principal es garantizar un correcto plan de validación de la pieza que cerciore la seguridad de la pieza y su resistencia. En este caso, cobra aún más importancia, pues la rotura del basculante podría suponer lesiones graves para el piloto que conducirá el prototipo.

En este caso, el cálculo de cargas se hará tratando de maximizar las fuerzas, partiendo de los momentos críticos a los que se verá sometido el basculante. Estos momentos críticos se producirán no durante la carrera, sino en el test estático de seguridad, previo a la competición. Según el reglamento de Motostudent, previamente a que la moto pueda participar en la competición, se realizarán unas comprobaciones de seguridad. En este caso, se someterá a la motocicleta a una fuerza vertical de 250 kg aplicadas en el colín, además de una fuerza horizontal de 300 kg aplicados en la rueda delantera. Ambas fuerzas se aplican de forma simultánea. El esquema del test es el siguiente:

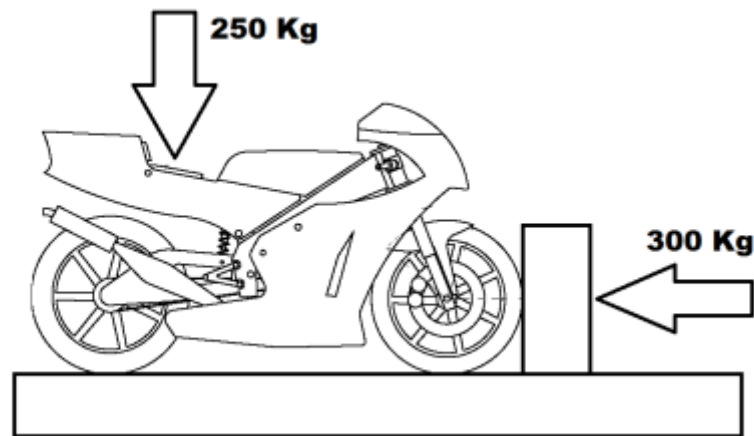


Ilustración 26: Test estático de seguridad.

Para el cálculo de esfuerzos que aparecen en las uniones de las piezas, se supondrá toda la motocicleta como una única estructura formada por barras, y se calcularán las reacciones en dichos puntos, pieza a pieza. El primer cálculo por realizar es el equilibrio general, partiendo del esquema general proporcionado por el equipo de dinámica, para calcular las reacciones que se producen en las ruedas. Tras esto, se dividirá la motocicleta en cuatro partes principales, el chasis, el subchasis, la dirección y el basculante.

3.1. Equilibrio general

Para hacer el equilibrio general del test estático, se necesita conocer la posición del centro de gravedad del prototipo y el esquema general.

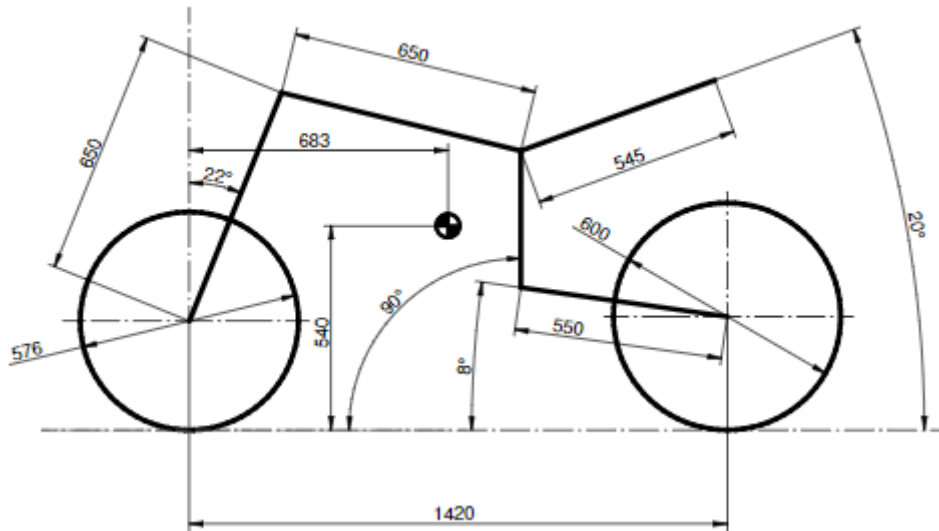


Ilustración 27: Esquema general de la motocicleta y CdG

Para calcular las reacciones de ambas ruedas, se utilizará la segunda ley de Newton, sabiendo que el conjunto se encuentra en reposo, por lo que la aceleración del conjunto es igual a 0. No solo esto, sino que también se aplicará la ley de equilibrio para los momentos, que afirma que el sumatorio de momentos en el centro de gravedad para un cuerpo en estático es igual a 0. Además, se supondrá que todas las partes móviles de la motocicleta ya sean las botellas de la horquilla o el amortiguador trasero, entre otros, son barras fijas. Esto se hace para maximizar las fuerzas, pues si aparecen elementos móviles, tales como muelles o amortiguadores hidráulicos, en el mecanismo, parte de la energía se absorbe por éstos y no por la estructura. De esta forma se podrían subsanar pequeños errores de cálculo, añadiendo cierto coeficiente de seguridad al cálculo de las fuerzas.

El esquema de fuerzas que aplicarán sobre la moto es el siguiente:

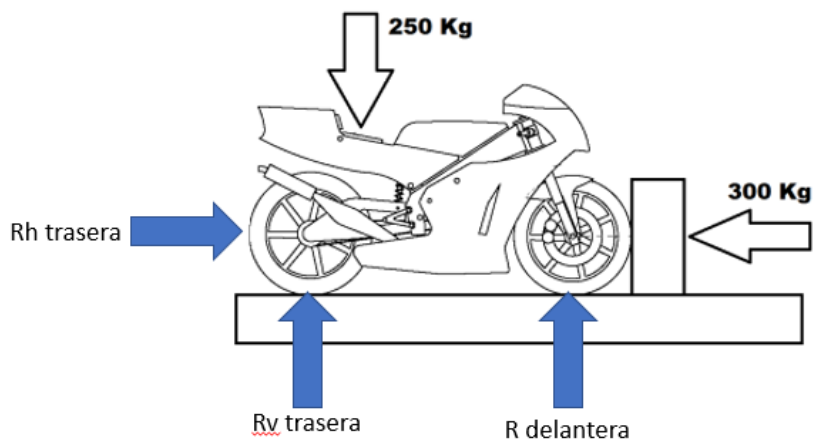


Ilustración 28: Esquema de fuerzas en la prueba estática

La masa total del prototipo se aproximará a 120 kg. Teniendo esto en cuenta, el cálculo de las reacciones en las ruedas es el siguiente:

$$\sum F_x = m * a = 0 = Rh \text{ trasera} - 300kg * 9.81 \frac{N}{kg}$$

$$\sum F_Y = m * a = 0 = Rv \text{ trasera} + Rdelantera - (120kg + 250kg) * 9,81 \frac{N}{kg}$$

$$\sum M_G = 0 = Rv \text{ trasera} * 1.42m - (250kg * 1.42m - 120kg * (1.42m - 0.87m)) * 9.81 \frac{N}{kg}$$

Por tanto, resolviendo el sistema de ecuaciones, el resultado es el siguiente:

$$Rv \text{ trasera} \cong 2650N$$

$$Rh \text{ trasera} \cong 3000N$$

$$Rv \text{ delantera} \cong 1000N$$

3.2. Cargas en las piezas

Para calcular las cargas en las piezas, primeramente, calcularemos las reacciones que aparecen en sus extremos. Esto se hará dividiendo el conjunto general en estructuras más pequeñas según su comportamiento frente a los esfuerzos. Los subconjuntos en los que dividimos el prototipo son subchasis, dirección, basculante y chasis.

3.2.1. Subchasis

El subchasis es la pieza más sencilla del prototipo, pues sólo soporta fuerzas verticales en su extremo, actuando como una viga en voladizo. El esfuerzo más importante que tendrá que soportar es el momento flector en su empotramiento. El esquema de fuerzas que actúan sobre el mismo es el siguiente:



Ilustración 29: Diagrama de fuerzas y momentos aplicados en el subchasis

Como ya ha ocurrido anteriormente, la fuerza aplicada en el extremo se supone perpendicular a la barra pues así se maximiza el flector, que es el esfuerzo a tener en cuenta, en detrimento del axil. Los esfuerzos en los extremos son:

$$M_1 = -250kg * 9.81 \frac{N}{kg} * 0.545m = -1336.61Nm$$

$$R_1 = 250kg * 9.81 \frac{N}{kg} = 2542.5N$$

3.2.2. Dirección

La dirección está constituida principalmente por la horquilla y la pipa de dirección. La pipa de dirección es uno de los puntos clave de todo el conjunto, pues sufre una gran acumulación de tensión y está soldada al chasis, lo que debilita la estructura y es un punto a estudiar en profundidad cuando se está validando el prototipo.

La dirección presenta el siguiente diagrama de fuerzas y momentos:

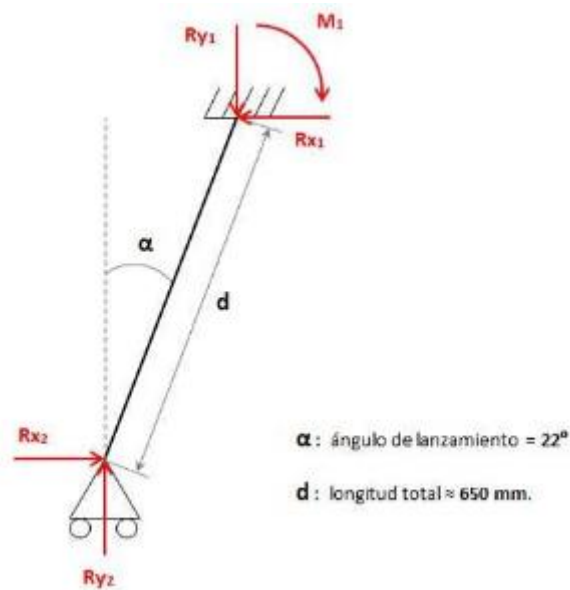


Ilustración 30: Diagrama de fuerzas y momentos aplicados en la pipa de dirección

Sabiendo que las fuerzas R_{x2} y R_{y2} son las reacciones en la rueda delantera calculadas anteriormente, las fuerzas y momentos que aparecen en la pipa de dirección son los siguientes:

$$R_{x2} = 3000N$$

$$R_{y2} = 1000N$$

$$R_{y1} = R_{y2} = 1000N$$

$$R_{x1} = R_{x2} = 3000N$$

$$M_1 = -721.2N * 0.65m * \text{sen}(25) + 2943N * 0.65m * \text{cos}(25) = -1600Nm$$

3.2.3. Basculante

El basculante, en lo que a cargas se refiere, es una pieza sencilla, pues es una barra biarticulada con una fuerza en un punto intermedio (enganche suspensión-basculante). El esquema de fuerzas resulta equivalente a:

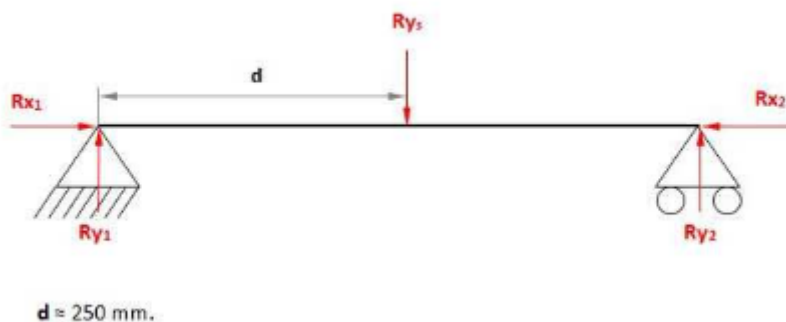


Ilustración 31: Diagrama de fuerzas y momentos aplicados en el basculante

Como ocurría en el cálculo de esfuerzos en la dirección, R_{y2} y R_{x2} ya han sido calculadas en el equilibrio general, y son las reacciones que aparecen en la rueda trasera. Por tanto, las fuerzas y momentos que aparecen en el basculante son los siguientes:

$$R_{x2} = 3000 \text{ N}$$

$$R_{y2} = 2650 \text{ N}$$

$$\sum M = 0 \rightarrow 2908.5 \text{ N} * 0.55 \text{ m} - R_{y3} * \frac{0.55}{2} \text{ m} \rightarrow R_{y3} = 5750 \text{ N}$$

$$R_{y1} = R_{y3} - R_{y2} = 3100 \text{ N}$$

3.2.4. Chasis

El chasis no sufre ningún tipo de esfuerzo externo salvo las reacciones que aparecen en los enganches con el resto de los componentes del prototipo. El diagrama de esfuerzos que aparecen en el chasis es el siguiente:

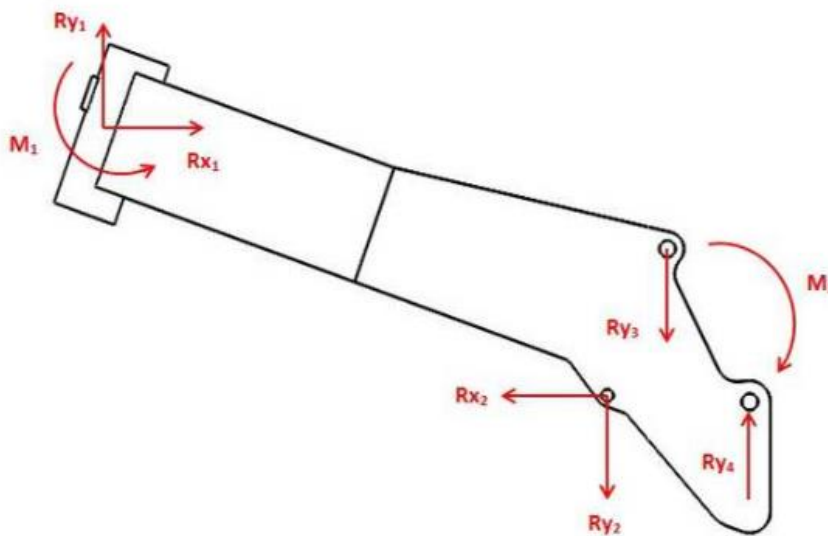


Ilustración 32: Diagrama de fuerzas y momentos en el chasis

En este caso, las reacciones calculadas en los apartados anteriores son los resultados de las fuerzas y momentos en el chasis, con sentido contrario. Esto se explica mediante la tercera ley de Newton o ley de acción-reacción, que afirma que toda fuerza aplicada sobre un objeto produce una fuerza de mismo módulo y dirección, pero sentido contrario en el elemento que la aplica. En el caso del subchasis, la fuerza vertical se divide en dos anclajes y el momento se distribuye en fuerzas horizontales en los anclajes que se contrarrestan, pero dan como resultado M_2 . Estas fuerzas horizontales no se tendrán en cuenta y sólo se considerará el momento M_2 . Los valores de las fuerzas y momentos que aparecen en el esquema son los siguientes:

$$R_{x1} \cong 3000 \text{ N}$$

$$R_{x2} \cong 3000 \text{ N}$$

$$R_{y1} \cong 1000 \text{ N}$$

$$R_{y2} \cong 3100 \text{ N}$$

$$R_{y3} \cong 2453 \text{ N}$$

$$R_{y4} \cong 5622 \text{ N}$$

$$M_1 \cong 1541 \text{ Nm}$$

$$M_2 \cong 491 \text{ Nm}$$

Estos valores de fuerzas son aproximados, ya que la geometría final puede no tener las mismas distancias que el modelo dinámico utilizado, pero como aproximación a la hora de simular, se consideran válidos estos valores aplicándoles cierto coeficiente de seguridad. Si se hace el cálculo estático de los valores aplicados en el chasis, aparece una componente vertical de fuerza hacia abajo de aproximadamente 120 kg, correspondiente al peso de todos los componentes de la motocicleta. Esto se debe a una de las consideraciones tenidas en cuenta a la hora de hacer estos cálculos, donde se despreciaba el peso de cada pieza. Esta componente vertical es, por tanto, el peso del prototipo.

3.3. Aceleración y frenada máximas

Para confirmar los valores de las fuerzas que la competición aplica durante el ensayo estático, se procederá a calcular las fuerzas máximas que sufrirá la moto en el circuito. Estas se dan en los momentos de máxima aceleración y deceleración, por lo que se estudiarán sus límites.

El cálculo de la frenada y la aceleración máximos es fundamental a la hora de estudiar qué cargas tendrá que soportar la motocicleta durante una vuelta al circuito. Éstas fuerzas se verán limitadas por un factor crítico, que es el coeficiente de rozamiento entre el asfalto y el neumático, pues es lo que da valor a las fuerzas máximas de aceleración y frenado.

Si se tratase de un proceso ideal, se tomarían ambos valores como idénticos, pues idealmente el coeficiente de rozamiento sólo depende de las superficies en contacto. No obstante, esto no es del todo cierto, pues la velocidad y la temperatura tienen su efecto en el comportamiento del material, por lo que dicho coeficiente varía.

Sin embargo, para estos cálculos se supone que dicho coeficiente de rozamiento no varía. Esto se debe a que no se conoce realmente el valor del coeficiente de rozamiento del neumático, pues la competición no lo ha comunicado. Es por eso por lo que se toma un valor estimado de 2, muy común en competición.

- Aceleración máxima: Las fuerzas que aparecen durante la aceleración máxima se aplican sobre la rueda trasera, pues es la rueda motriz y al acelerar se produce una transferencia de carga hacia esta rueda. Esta aceleración se producirá cuando el motor transmita un par a la rueda igual a:

$$M_{m\acute{a}x} = N_{trasera} * \mu_{est} * r_{rueda}$$

Siendo r_{rueda} la distancia entre el punto de contacto con el suelo y el centro de la rueda. Este valor no es igual al radio de la rueda pues cuando la moto está en movimiento, la rueda sufre deformaciones.

Para calcular esto, es necesario tener en cuenta la transferencia de carga que se produce cuando la motocicleta se acelera, suponiendo una situación inicial estática. Para calcular esta transferencia de carga es necesario hacer un estudio dinámico de la motocicleta mucho más

avanzado, por lo que se asumirá la hipótesis de que el centro de gravedad se desplazará hasta el punto medio entre los ejes.

Además, como el valor que nos interesa es la fuerza tangente a la rueda que se produce en el punto de contacto asfalto-neumático, pues es la que se transferirá al resto de la estructura, el cálculo se simplifica de la siguiente forma:

$$F_{m\acute{a}x} = \mu * N = 0.5 * masa_{piloto+moto} * g * \mu \cong 1864 N$$

Este valor es inferior a las pruebas que la organización realiza al prototipo, por lo que se considerarán las fuerzas aplicadas en los ensayos como válidas por esta parte.

- Frenada máxima: Realizando un proceso similar al anteriormente descrito, las únicas dos consideraciones que se tienen que hacer respecto al cálculo de la frenada máxima son:
 - La rueda sobre la que se aplica la mayor fuerza es la delantera, pues la transferencia de carga hace mayor la reacción con el suelo en este punto.
 - La transferencia de carga es mayor que en el caso de la aceleración máxima. Esto se debe a que el centro de gravedad del prototipo está ligeramente desplazado hacia delante, y la inercia de la moto durante la frenada hace que éste se desplace aún más hacia el eje delantero. Por esto, suponemos una transferencia de carga del 80% al eje delantero

El cálculo queda de la siguiente forma:

$$F_{m\acute{a}x} = \mu * N = 0.8 * masa_{piloto+moto} * g * \mu \cong 2983 N$$

En este caso, la fuerza calculada es muy similar a la que aplica la competición en el test estático de seguridad, por lo que se considera válido.

Es importante matizar en este punto que los valores de las cargas mostrados en este apartado no son los máximos que podrían aparecer en la motocicleta. Estas cargas aparecerían cuando la transferencia de carga fuese del 100% en cualquiera de los dos ejes. No obstante, esto no se contempla pues es una situación que los pilotos tienden a evitar debido a su peligrosidad, y se puede considerar que la motocicleta no las sufrirá durante ningún momento de la competición.

3.4. Paso por curva

El caso del basculante es un caso especial, pues sufre fuertes esfuerzos de torsión que deben ser estudiados. Es por eso por lo que es importante calcular las fuerzas que sufrirá la moto cuando pasa por una curva, siendo éste el momento donde el torsor sobre el basculante se maximiza. Las fuerzas calculadas en este apartado serán utilizadas posteriormente en una de las simulaciones que formarán parte del plan de validación de la pieza.

Para el estudio del paso por curva, es necesario tener en cuenta la posición del CdG. Para plantear el modelo matemático simplificado de una motocicleta pasando por curva es necesario resolver seis ecuaciones, véase tres equilibrios de fuerzas y tres equilibrios de momentos.

Para resolver estas ecuaciones es necesario definir distintos parámetros:

-Masa de la moto (m): Se supone una masa del conjunto motocicleta-piloto de alrededor de 200Kg. Esta masa está maximizada para así maximizar también las fuerzas y añadir garantías de seguridad al considerar esta fuerza como la que actuará en la rueda.

-Gravedad (g): Se tomará el valor de la gravedad igual a 9.81 m/s².

-Fuerza de drag: La fuerza drag es la resistencia al avance producida por el aire. Depende de la velocidad del objeto y tiene la siguiente expresión matemática:

$$Fd = \frac{1}{2} * \rho * Cd * A * V^2$$

Donde:

+ ρ es la densidad del aire. Depende de la temperatura y de la presión. Suponemos un valor aproximado de $1,225\text{kg/m}^3$.

+Cd es el coeficiente de drag.

+A es el área frontal del objeto, en este caso, el área frontal del prototipo. Este valor es desconocido hoy en día, pues solo quedará definido una vez esté diseñada la moto. Supondremos un valor orientativo.

+V es la velocidad del objeto.

El producto Cd*A está tabulado para una gran variedad de objetos, en este caso se encuentra un valor aproximado de 0.3.

-El radio de la curva descrita por la moto (Rc): Es la distancia medida desde el centro de la curva hasta el CdG del vehículo. Como se quieren maximizar las fuerzas y hacer un estudio del caso crítico, se tomará un valor Rc igual a 30m, radio de la curva más cerrada de Motorland.

-Radio de la curva que describe la rueda trasera (Rcr): Esta distancia es la medida desde el centro de la curva hasta el punto de contacto del neumático trasero con el asfalto.

-Caster angle (E): Es el ángulo que forma la horquilla con la vertical. Es uno de los parámetros definidos en el diseño conceptual y es igual a 22° .

-Steering angle (d): Es el ángulo que gira el piloto el manillar para tomar una curva. Siempre será de poco valor, pues en circuito puede ser peligroso girar mucho el manillar. En competición se inclina la moto para tomar las curvas a alta velocidad.

-Roll angle (fir): Ángulo que tumba la moto medido respecto a la vertical. El ángulo máximo al que debe llegar un piloto se encuentra entre 45 y 55 grados. Para este estudio se supo que el ángulo tumbado es igual a 45° .

-Ángulos de deslizamiento de la rueda delantera (λ_f) y de la rueda trasera (λ_r).

-Kinematic steering angle (A): Es el ángulo d llevado al plano del suelo. Se puede calcular de la siguiente forma:

$$A = \frac{\cos E}{\cos fir} * d$$

-Effective steering angle (A_1): Es el ángulo A efectivo, con la corrección de los ángulos de deslizamiento:

$$A_1 = A + \lambda_r - \lambda_f$$

En la siguiente imagen, se pueden observar las variables antes comentadas:

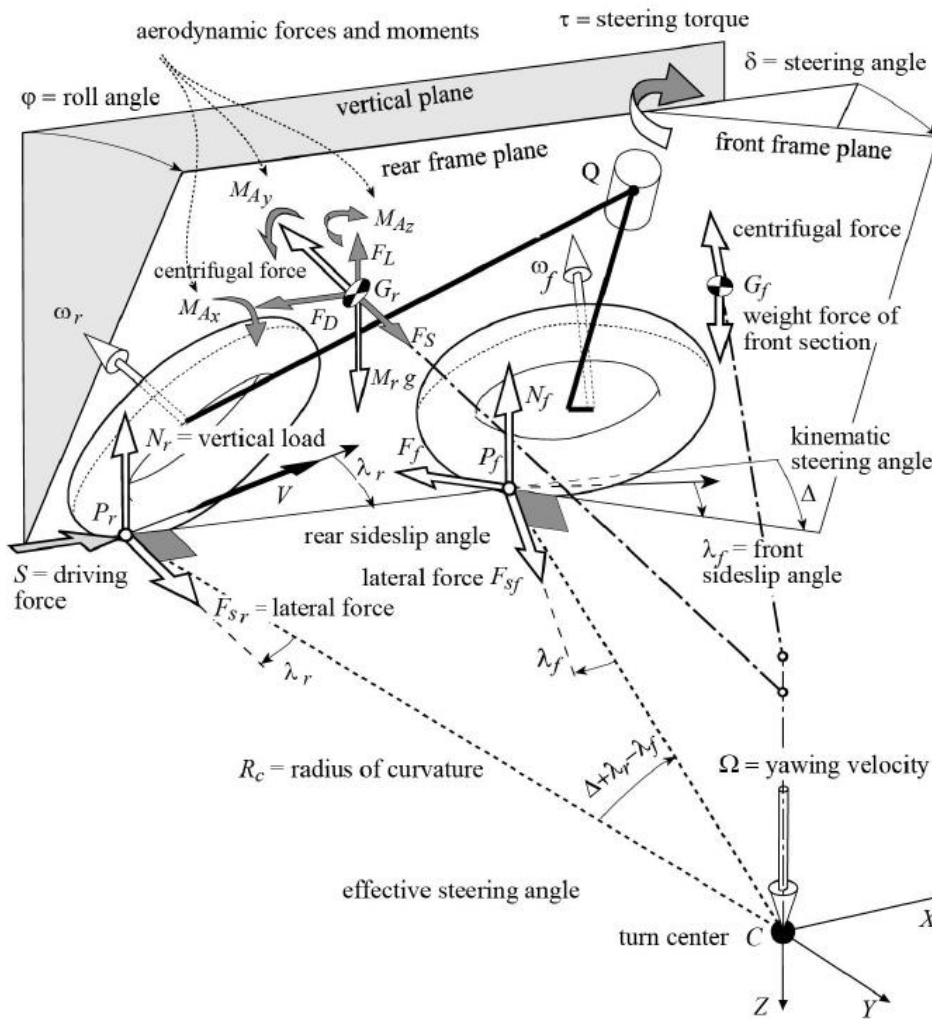


Ilustración 33: Parámetros que afectan al cálculo de la dinámica del paso por curva. Fuente: Motorcycle Dynamics

Como todos esos parámetros definidos ya podemos comenzar el estudio dinámico de la moto. Lo primero es hallar R_{cr} , un parámetro de vital importancia:

$$R_{cr} = \frac{p}{\tan(A-\lambda_f) \cdot \cos(\lambda_r) + \sin(\lambda_r)}$$

El estudio dinámico del prototipo calculando las reacciones en las ruedas. Serán N_f (fuerza normal en la rueda delantera) y N_r (fuerza normal en la rueda trasera). Lo primero es plantear el equilibrio de fuerzas verticales:

$$N_f + N_r - m * g = 0$$

La fórmula de dichas normales es la siguiente:

$$N_f = m * g * \frac{b}{p} - Fd * \frac{h}{p} + \cos(fir) \cong 1460 \text{ N}$$

$$N_r = m * g * \frac{p-b}{p} + Fd * \frac{h}{p} + \cos(fir) \cong 503 \text{ N}$$

Este cálculo depende de la resistencia aerodinámica, que a su vez depende de la velocidad de la motocicleta. Este valor se ha calculado a partir del valor de f_r y R_c . Despejando de la fórmula, obtenemos una velocidad de 15.86 m/s, que suponen unos 57 km/h.

Cabe destacar que el valor de la normal en la rueda delantera es mucho mayor que en la trasera. Esto tiene sentido ya que el CdG de la motocicleta está muy desplazado hacia delante. Esto puede producir que la rueda trasera pierda agarre con el suelo y se produzca sobreviraje.

Una vez calculadas las normales que sufren las ruedas, se pasa a calcular las fuerzas centrípetas. Estas fuerzas son las responsables de que la moto gire hacia el interior de la curva y no deslice hacia el exterior. Para calcular esta fuerza, es necesario calcular primeramente R_{cr} , que en este caso es igual a 44,09m. Las fuerzas centrípetas se pueden calcular de la siguiente forma:

$$F_{sf} = \frac{b}{p \cdot \cos(A)} * m * \frac{v^2}{R_{cr}} \cong 853 \text{ N}$$

$$F_{sr} = \frac{p-b}{p} * m * \frac{v^2}{R_{cr}} \cong 286 \text{ N}$$

Con esto, solo queda resolver la fuerza de empuje S que necesita el prototipo para mantener esta situación de equilibrio en la curva. La ecuación para calcularlo es la siguiente:

$$S - F_{sf} * \sin(A) + m * XG * \Omega^2 - F_d = 0$$

Donde XG es la posición del CdG en el eje X y tiene un valor de 0.6m. Esta ecuación se obtiene resolviendo los equilibrios de fuerzas y momentos comentados anteriormente. Despejando se obtiene que S es aproximadamente igual a 109 N.

En este apartado, para el cálculo analítico se ha utilizado el apoyo de [7].

4. SELECCIÓN DE MATERIAL

La selección de material es uno de los pasos más importantes en la etapa previa al diseño de una pieza. Esto se debe a que las características del material determinarán ciertos aspectos del diseño, como aquellos relacionados con la cantidad de material necesaria, y su proceso de fabricación, pues no es lo mismo fabricar con metales convencionales que con espumas o fibras.

4.1. Estudio y elección de materiales de fabricación

Previamente a comenzar a seleccionar los distintos materiales que se podrían utilizar para fabricar la pieza, es necesario determinar qué características se buscan en el material. Las características más importantes para diseñar una pieza como ésta son las siguientes:

-Densidad: La densidad es una característica física que define la masa total de un material para un volumen definido de un metro cúbico. Se mide en kg/m^3 .

-Módulo de Young: El módulo de Young caracteriza el comportamiento elástico de los materiales y relaciona la deformación longitudinal del material en función de la tensión a la que se ve sometido. Se debe tener en cuenta su valor ya que las deformaciones a las que se ve sometido el material no pueden ser demasiado elevadas, para evitar descontroles en la geometría del prototipo, ni demasiado pequeñas, pues no es interesante el uso de materiales frágiles en piezas de automoción.

-Límite elástico: El límite elástico es la tensión máxima admisible que puede soportar un material antes de perder sus características elásticas y pasar a tener deformaciones plásticas, es por esto por lo que se define este punto como el máximo tolerable en el diseño de un material, pues las deformaciones plásticas son permanentes y perjudiciales para las estructuras.

-Resistencia a tracción: Máxima tensión a tracción que soporta el material antes de romperse. Es importante pues sirve para definir el coeficiente de seguridad, que es el valor por el que se determinará si un diseño es válido o no. El coeficiente de seguridad de una estructura se calcula dividiendo la resistencia a tracción entre la tensión máxima que aparece en la estructura para unas cargas determinadas.

Por tanto, en este apartado se seleccionarán los distintos materiales, tanto convencionales como no convencionales, que podrían ser utilizados en el diseño del basculante y se compararán las características mecánicas ya comentadas para, finalmente, seleccionar el o los materiales con los que se fabricará la pieza.

Materiales convencionales

Como materiales convencionales se entienden todos aquellos materiales que no requieren de técnicas específicas para su creación. Es el caso del acero y el aluminio, metales más comunes en construcción, además de otros como las aleaciones de titanio o magnesio.

-Acero: Junto con el aluminio, son los dos materiales más utilizados en la fabricación de estructuras metálicas. En el caso del acero, se debe a su alta resistencia tanto a flexión como a tracción-compresión.

El acero es un metal formado por hierro y carbono en distintas proporciones. La cantidad de carbono presente en el acero determina sus características mecánicas, además de sus aleaciones con otros metales, como son el caso del boro, cobalto o molibdeno, entre otros. En el diagrama hierro-carbono se puede observar como en función de la cantidad de carbono presente y de la forma de

cristalización, la composición macromolecular del acero cambia, variando sus características mecánicas. A continuación, se muestra el diagrama hierro-carbono:

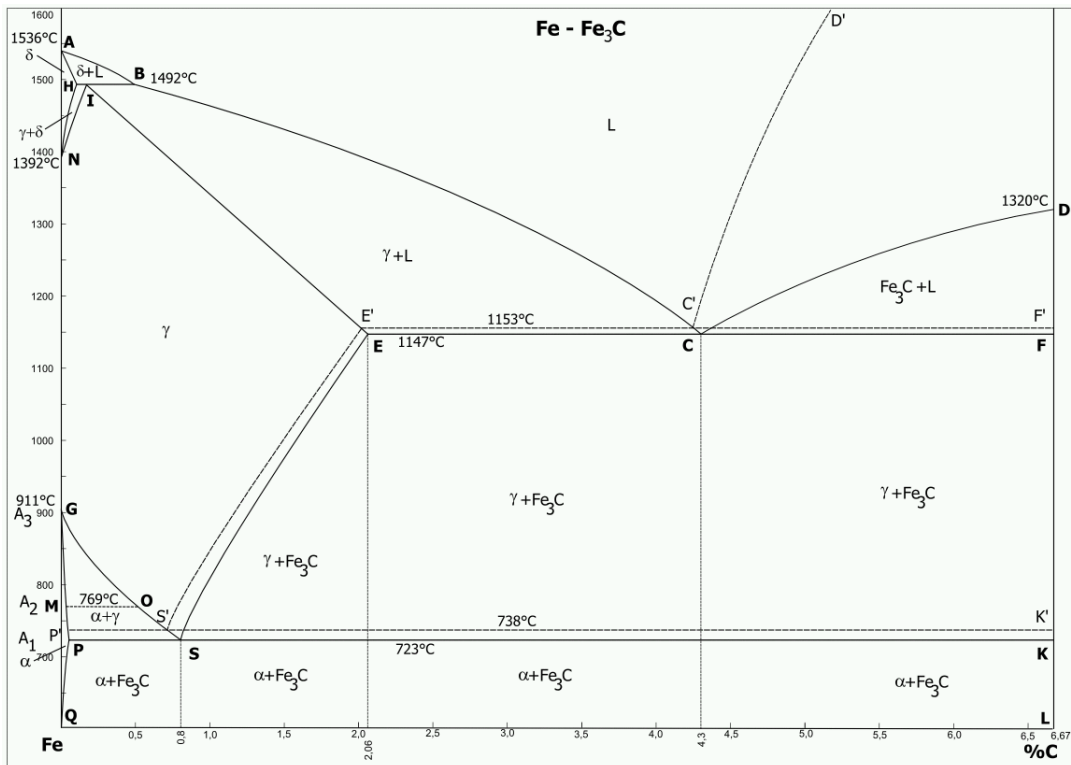


Ilustración 34: Diagrama hierro-carbono

Los aceros más utilizados en construcción son los denominados aceros al carbono o de construcción. Se distinguen tres tipos, en función de su concentración en carbono, pudiendo ser aceros bajos, medios o altos en carbono.

El principal problema de los aceros es la corrosión, ya que provoca grietas superficiales y disminuye la resistencia de la estructura. No obstante, se puede alea con otros metales o proteger con tratamientos superficiales para disminuir la incidencia del óxido.

Los aceros que se plantean para la fabricación del prototipo son los siguientes:

Acero	Módulo de Young	Límite elástico	Tensión de rotura	Densidad
S235	210 GPa	235 MPa	360 MPa	7.85 g/cm ³
S275		275 MPa	410 MPa	
S355		355 MPa	470 MPa	
S450		450 MPa	550 MPa	

Tabla 3: Tabla características mecánicas mínimas de los aceros UNE EN 10025. Datos: www.matweb.com

Por tanto, viendo las características de cada uno de los aceros de construcción, parece que la mejor opción sería el acero S450. No obstante, este acero también es el más caro, por lo que, si se decidiese diseñar con acero, se debería hacer un estudio para ver qué acero se utilizaría.

-Aluminio: El aluminio es un metal muy utilizado en la industria ya que combina dos de las características más importantes que se buscan en los metales para construcción: baja densidad y

elevada resistencia. Esto hace del aluminio un material muy versátil, que además presenta gran resistencia a la corrosión, lo que lo hace ideal para aplicaciones tanto de exterior como de interior.

El principal problema que presenta el aluminio es la gran influencia de la fatiga sobre sus propiedades mecánicas. La fatiga es la influencia que tiene sobre los materiales la aplicación de cargas cíclicas durante un determinado periodo de tiempo. Esto puede provocar que una carga menor a la tensión de rotura rompa dicho material

Sus características mecánicas dependen principalmente de dos cosas: los metales con los que se alea y el tratamiento térmico al que se somete. Para aplicaciones de construcción de estructuras metálicas se utiliza comúnmente la serie 6. Estos aluminios contienen Si y Mg y son aleaciones tratables térmicamente. Por parte del equipo ISC, se propone dentro de la serie 6 el aluminio 6082, debido a que ya ha sido utilizado con anterioridad dando buenos resultados. Dentro de este aluminio, es necesario elegir el tratamiento térmico al que se le somete.

El aluminio 6082 permite los siguientes tratamientos térmicos:

Tratamiento térmico	Módulo de Young	Límite elástico	Tensión de rotura	Densidad
0	70 GPa	60 MPa	130 MPa	2.71 g/cm ³
T1		170 MPa	260 MPa	
T4		170 MPa	260 MPa	
T5		275 MPa	325 MPa	
T6		310 MPa	340 MPa	

Tabla 4: Características mecánicas mínimas del aluminio 6082

En el caso del aluminio ocurre algo similar que, con el acero, el aluminio más resistente es también el más caro. No obstante, en este caso la diferencia de precio no es tan elevada como en el caso del acero, por lo que se puede escoger directamente el que mejores características mecánicas tiene, pues la cantidad de material que se va a ahorrar debido a su mayor resistencia hace que la diferencia de precio entre usar el aluminio 6082 T5 y T6 sea prácticamente nula.

-Magnesio: Las aleaciones de magnesio son particularmente ligeras, siendo incluso menos densas que las de aluminio. Es por eso por lo que son una buena opción siempre que se buscan aleaciones metálicas ligeras.

El magnesio es utilizado en la industria automovilística y aeronáutica, tanto en válvulas y engranajes como en cajas de cambio, debido a su extrema ligereza y sus aceptables características mecánicas. Uno de los principales problemas del uso de aleaciones de magnesio es su baja ductilidad, lo que lo convierte en un metal frágil.

En estado puro, el magnesio tiene propiedades mecánicas bastante pobres, lo que hace que no pueda ser utilizado si no es aleado. Sus principales aleantes son el aluminio y el zinc, que le confieren mejores propiedades mecánicas, aumentando su resistencia mecánica. También se alea con manganeso, lo que lo protege frente a la corrosión.

Respecto a las propiedades mecánicas de las aleaciones, poseen bajo módulo de Young, lo que permite que absorba energía plásticamente. Además, posee capacidad de amortiguación y buen comportamiento a fatiga.

En conclusión, se descarta la fabricación con magnesio ya que sus características mecánicas no satisfacen los criterios necesarios para la fabricación con ellas. El hecho de que sea un material frágil

limita su elección, pues frente a un fallo de diseño, la rápida rotura de la pieza supondría un grave riesgo para el piloto, y más teniendo en cuenta que la pieza a diseñar es el basculante.

-Titanio: El titanio se descartó inicialmente para el diseño y la fabricación del basculante ya que la competición prohíbe su utilización, tanto del titanio como de sus aleaciones.

Materiales no convencionales

Se entiende por material no convencional aquel que debe ser fabricado a partir de técnicas desarrolladas gracias a los avances tecnológicos. Es el caso de las espumas y las fibras. En ambos casos se requieren técnicas especiales para su fabricación, previa a la fabricación del producto final.

Como espuma se estudiará la espuma de aluminio como opción para fabricar el basculante. Dentro de las fibras, puede ser utilizada la fibra de carbono, muy de moda estos últimos años debido a sus buenas características mecánicas y a su baja densidad.

-Fibra de carbono: La fibra de carbono forma parte de los materiales conocidos como compuestos. Se les conoce así porque están formados por diferentes fases constituyentes. La característica principal de los compuestos es que conservan una proporción significativa de las propiedades mecánicas de cada fase.

Las fases constituyentes están formadas por materiales diferentes y separables. Se suelen conseguir mezclando químicamente los componentes en distintas concentraciones para lograr las propiedades necesarias. Las propiedades del compuesto final son, en la mayoría de los casos, superiores a las de los componentes por separado.

En el caso de la fibra de carbono, hay dos componentes distintos. El primero y más característico es la fibra de carbono, obtenida en forma industrial por primera vez en 1960 por Union Carbide.

Es un material que por sí solo tiene buenas características mecánicas, pero es ortótropo, por lo que sus características no son iguales en sus ejes principales ortogonales. Por esto, es necesario acompañarlo de una matriz resinosa, para equilibrar sus características mecánicas en todos los ejes. La unión matriz resinosa-fibra de carbono forma el compuesto fibra de carbono.

Según cómo se orienten las fibras, aparecen dos tipos de fibra de carbono: unidireccionales, con las fibras en una misma dirección, y bidireccionales, con las fibras colocadas a 90°. Sus costes son elevados, no obstante, debido a su gran uso, su coste se está abaratando día a día.

Las principales características mecánicas y propiedades físicas son las siguientes:

- Baja densidad en comparación con otros materiales de construcción.
- Resistente a agresiones químicas y a la corrosión.
- De sección delgada.
- Elevada resistencia mecánica.
- Gran rigidez (módulo de Young elevado).
- No sufre gran desgaste debido a fatiga.
- Buena resistencia frente a los impactos.

Las características mecánicas de una fibra de carbono bidireccional con matriz de resina son las siguientes:

Fibra de carbono	Módulo de Young	Resistencia a flexión		Tensión de rotura	Densidad
		0°	90°		
	35.9 GPa	172 MPa	129 MPa	103 MPa	1.75 g/cm ³

Tabla 5: Características mecánicas de Carlisle 201LD Carbon-Carbon Composite.

-Espuma de aluminio: La espuma de aluminio forma parte de los materiales compuestos denominados espumas. Las espumas metálicas son materiales porosos, constituidos entre un 50 y un 90% de gas, que aúnan buenas características mecánicas y ligereza. En concreto, la espuma de aluminio posee una densidad muy baja, entre 0.3 y 0.8 g/cm³, presentan resistencia a la corrosión y buenas características mecánicas. Actualmente, la espuma de aluminio se utiliza principalmente en industria automotriz, aeroespacial y naval. En la imagen se puede ver un trozo de espuma de aluminio en bruto:

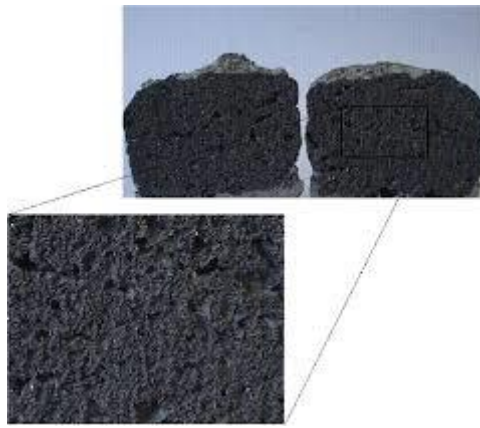


Ilustración 35: Pieza de espuma de aluminio en bruto. Fuente: www.teoriadeconstruccion.net

Para la espuma de aluminio, aparecen diferentes métodos de fabricación. Los principales son la fundición, las técnicas pulvimetalúrgicas y deposición. Las técnicas pulvimetalúrgicas aparecieron en 1990 gracias al Instituto Fraunhofer de Bremen, Alemania. Es la técnica más interesante ya que permite obtener piezas con formas definidas y coste razonable. Este método consiste en obtener un precursor espumable, que se obtiene mezclando metal en polvo con un agente espumante, cuyo fin es aumentar la viscosidad de la fundición. Este aumento de la viscosidad hace que los gases producidos durante la fundición del metal no escapen, quedando atrapados dentro del material fundido en forma de burbujas que, una vez solidificado el material, se convertirá en los poros de la espuma.

La estructura de los poros y su densidad son factores clave en las propiedades físicas y mecánicas de la espuma. Estas características son, a su vez, dependientes del proceso de espumación. En los últimos años se han llevado a cabo diversas investigaciones cuyo fin era evaluar la relación entre la densidad y las propiedades mecánicas principales de las espumas. Según estas investigaciones, un aumento de la densidad se traduce en un aumento del límite elástico. No obstante, también son relevantes otros parámetros, como es el caso del espesor de la pared del poro, el número de poros por unidad de superficie y el volumen de los poros por unidad de volumen.

La espuma de aluminio se comercializa comúnmente como paneles sándwich laminados, donde el corazón es la espuma de aluminio y el material de refuerzo es aluminio. En la imagen se muestra un panel sándwich comercial de espuma de aluminio y la estructura habitual de los paneles sándwich laminados:

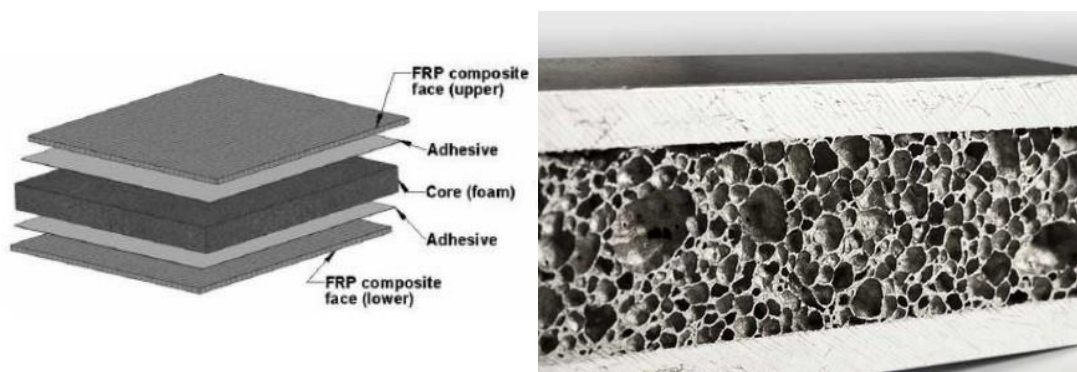


Ilustración 36: Comparativa estructura de paneles sandwich laminados con estructura de un panel sandwich de espuma de aluminio

Otra característica importante a la hora de diseñar con espuma de aluminio es que este material no es isótropo, sino que es ortótropo. Esto implica que sus características mecánicas son distintas en los tres ejes principales. La dirección con mejores características mecánicas es la dirección de espumación. Esto será importante a la hora de definir los ejes durante la simulación.

Como se ha comentado antes, las características mecánicas de la espuma de aluminio varían, entre otras cosas, proporcionalmente a cómo varía su densidad. Se han elegido tres espumas distintas de Cymat (Cymat A35620 Stabilized Aluminium Foam) para comparar sus características mecánicas. En este caso, al tratarse de un material ortótropo se compararán únicamente las características mecánicas en la dirección de espumación:

Espuma de aluminio	Módulo de Young	Límite elástico	Tensión de rotura	Densidad
020SS	0.45 GPa	-	0.9 MPa	0.2 g/cm ³
030SS	1.1 GPa	-	2.5 MPa	0.3 g/cm ³
040SS	1.3 GPa	-	3.70 MPa	0.4 g/cm ³

Tabla 6: Comparativa de las distintas espumas de aluminio comerciales de Cymat. Datos: www.matweb.com

Elección de material

Debido al carácter competitivo del proyecto, se buscan maximizar las características mecánicas de la pieza disminuyendo al máximo el peso de esta. Por eso se elige uno de los materiales compuestos planteados, en este caso la espuma de aluminio, al ser el más desconocido. Además, sería interesante comparar qué diferencias habría entre este material, menos utilizado, con el aluminio, material más utilizado en la fabricación de basculantes comerciales. En el caso del aluminio, se utilizará el aluminio 6082 T6.

Es por eso por lo que, durante el apartado de *Simulación y optimización del diseño*, se compararán los resultados obtenidos en la simulación tanto en espuma de aluminio como en aluminio, para establecer la mejora porcentual del diseño a partir del cambio de material.

5. SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO

A lo largo de este apartado se explicarán todos los procesos desarrollados para optimizar el diseño inicial y adecuarlo a las necesidades de seguridad planteadas anteriormente en este trabajo. Durante este proceso, se utilizan principalmente dos programas: Un programa de diseño CAD, en este caso SolidWorks, y un programa CAE para simular y optimizar la estructura, ANSYS ha sido la opción escogida.

Como se ha comentado anteriormente, se estudiará el diseño final ya optimizado tanto en espuma de aluminio como en aluminio convencional, con el objeto de estudiar la mejora porcentual que pueda aparecer en el diseño.

5.1. Procedimiento de simulación

Previo a comenzar el estudio de la optimización del diseño, es necesario explicar cómo es el procedimiento de simulación y qué variables son necesarias definir. Para esto, se desglosarán todos los datos que ANSYS pide introducir al usuario.

Inicialmente, se plantea el esquema general de la simulación, tal y como aparece en la imagen:

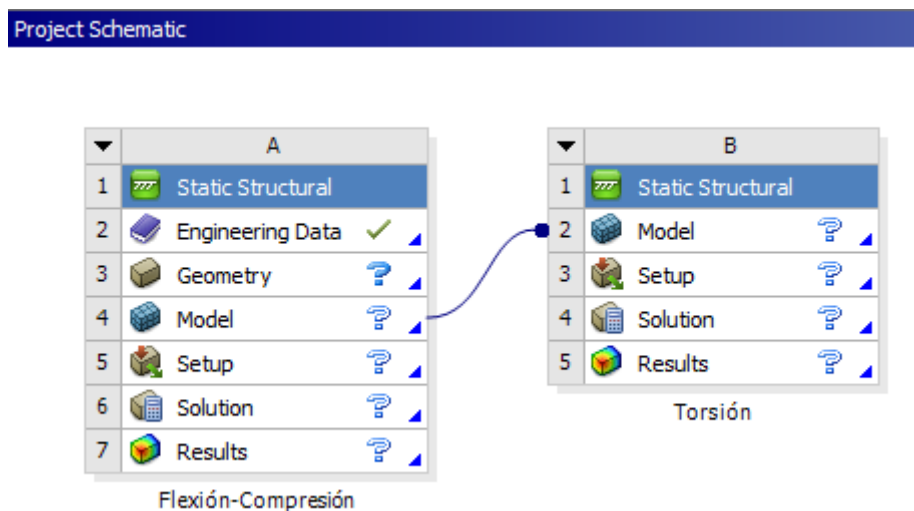


Ilustración 37: Esquema general de la simulación

Como se puede ver en la imagen, se realizan dos análisis, uno que estudia los esfuerzos a flexión y compresión y un segundo que analiza los esfuerzos torsores. En el esquema también se muestra que ambos ensayos están conectados, lo que implica que todos los datos introducidos en el ensayo de tracción-compresión hasta el apartado de *Model*, se compartirán en el ensayo de torsión.

Ambos análisis se realizarán con el módulo de ANSYS *Static Structural*, utilizado para el análisis de estructuras estáticas según unas fuerzas dadas.

El ensayo comienza introduciendo las características de los materiales con los que se vaya a simular en *Engineering Data*. Una vez se entra en este apartado, el programa muestra la siguiente pantalla:

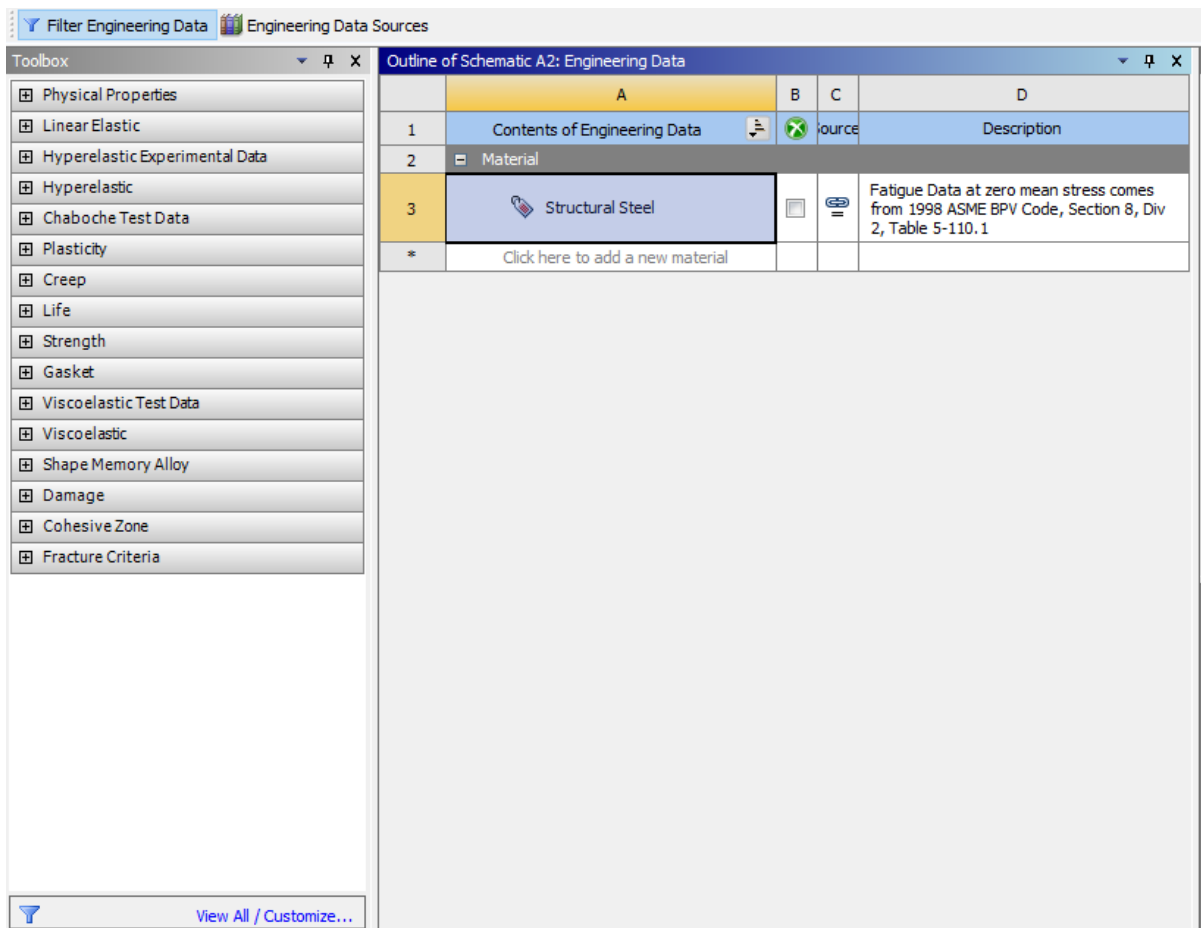


Ilustración 38: Pantalla inicial de Engineering Data-ANSYS

En esta pantalla, pinchando en *Engineering Data Sources* aparecen todos los materiales guardados en las diferentes carpetas que posee ANSYS y las añadidas por el usuario. Debido a que el programa no tiene guardados por defecto los materiales utilizados en este proyecto, se crea una nueva carpeta donde se introducen los datos necesarios de los materiales con los que se quiere simular. En este caso, se crean materiales ortótropos para las espumas de aluminio y un material isótropo para el aluminio 6082 T6 utilizado en las planchas del panel sándwich y en el marco. La carpeta con los materiales necesarios presenta los siguientes datos:

Outline of Foams					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Foams	Add	Source		Description
2	Material				
3	Aluminio 6082 T6	+	Source	Source	
4	Cymat 020SS	+	Source	Source	
5	Cymat 030SS	+	Source	Source	
6	Cymat 040SS	+	Source	Source	

Ilustración 39: Materiales introducidos en la carpeta Foams

Properties of Outline Row 5: Cymat 030SS				Properties of Outline Row 6: Cymat 040SS			
	A	B			A	B	
1	Property	Value		1	Property	Value	
2	Density	300	kg m ⁻³	2	Density	400	kg m ⁻³
3	Orthotropic Elasticity			3	Orthotropic Elasticity		
4	Young's Modulus X direction	1,2E+09	Pa	4	Young's Modulus X direction	1,5E+09	Pa
5	Young's Modulus Y direction	1,1E+09	Pa	5	Young's Modulus Y direction	1,3E+09	Pa
6	Young's Modulus Z direction	1E+09	Pa	6	Young's Modulus Z direction	1,2E+09	Pa
7	Poisson's Ratio XY	-0,4		7	Poisson's Ratio XY	-0,185	
8	Poisson's Ratio YZ	-0,45		8	Poisson's Ratio YZ	-0,293	
9	Poisson's Ratio XZ	-0,5		9	Poisson's Ratio XZ	-0,348	
10	Shear Modulus XY	1E+09	Pa	10	Shear Modulus XY	9,2E+08	Pa
11	Shear Modulus YZ	1E+09	Pa	11	Shear Modulus YZ	9,2E+08	Pa
12	Shear Modulus XZ	1E+09	Pa	12	Shear Modulus XZ	9,2E+08	Pa
13	Field Variables			13	Field Variables		
14	Temperature	No		14	Temperature	No	
15	Shear Angle	No		15	Shear Angle	No	
16	Degradation Factor	No		16	Degradation Factor	No	
17	Tensile Yield Strength	2,4E+06	Pa	17	Tensile Yield Strength	4E+06	Pa
18	Orthotropic Stress Limits			18	Orthotropic Stress Limits		
19	Tensile X direction	3E+06	Pa	19	Tensile X direction	5E+06	Pa
20	Tensile Y direction	2,5E+06	Pa	20	Tensile Y direction	3,7E+06	Pa
21	Tensile Z direction	2E+06	Pa	21	Tensile Z direction	3,2E+06	Pa
22	Compressive X direction	-4E+06	Pa	22	Compressive X direction	-6E+06	Pa
23	Compressive Y direction	-3E+06	Pa	23	Compressive Y direction	-5E+06	Pa
24	Compressive Z direction	-2E+06	Pa	24	Compressive Z direction	-4E+06	Pa
25	Shear XY	1E+06	Pa	25	Shear XY	2,1E+06	Pa
26	Shear YZ	1E+06	Pa	26	Shear YZ	2,1E+06	Pa
27	Shear XZ	1E+06	Pa	27	Shear XZ	2,1E+06	Pa
28	Field Variables			28	Field Variables		
29	Temperature	No		29	Temperature	No	
30	Shear Angle	No		30	Shear Angle	No	
31	Degradation Factor	No		31	Degradation Factor	No	

Ilustración 40: Datos introducidos en ANSYS de Cymat 030SS y Cymat 040SS

Properties of Outline Row 4: Cymat 020SS			
	A	B	
1	Property	Value	
2	Density	200	kg m ⁻³
3	Orthotropic Elasticity		
4	Young's Modulus X direction	7E+08	Pa
5	Young's Modulus Y direction	4,5E+08	Pa
6	Young's Modulus Z direction	2,3E+08	Pa
7	Poisson's Ratio XY	0,75	
8	Poisson's Ratio YZ	0,125	
9	Poisson's Ratio XZ	-0,425	
10	Shear Modulus XY	2E+08	Pa
11	Shear Modulus YZ	2E+08	Pa
12	Shear Modulus XZ	2E+08	Pa
13	Field Variables		
14	Temperature	No	
15	Shear Angle	No	
16	Degradation Factor	No	
17	Tensile Yield Strength	1E+06	Pa
18	Orthotropic Stress Limits		
19	Tensile X direction	1,5E+06	Pa
20	Tensile Y direction	9E+05	Pa
21	Tensile Z direction	7E+05	Pa
22	Compressive X direction	-1,6E+06	Pa
23	Compressive Y direction	-1,2E+06	Pa
24	Compressive Z direction	-1E+06	Pa
25	Shear XY	5E+05	Pa
26	Shear YZ	5E+05	Pa
27	Shear XZ	5E+05	Pa
28	Field Variables		
29	Temperature	No	
30	Shear Angle	No	
31	Degradation Factor	No	

Properties of Outline Row 3: Aluminio 6082 T6			
	A	B	
1	Property	Value	
2	Density	2710	kg m ⁻³
3	Isotropic Elasticity		
4	Derive from	Young's Modulus an...	
5	Young's Modulus	7E+10	Pa
6	Poisson's Ratio	0,33	
7	Bulk Modulus	6,8627E+10	Pa
8	Shear Modulus	2,6316E+10	Pa
9	Field Variables		
10	Temperature	No	
11	Shear Angle	No	
12	Degradation Factor	No	
13	Tensile Yield Strength	3,1E+08	Pa
14	Tensile Ultimate Strength	3,4E+08	Pa

Ilustración 41: Datos introducidos en ANSYS para Cymat 020SS y aluminio 6082 T6

Una vez introducidos los datos de los materiales, se define la geometría sobre la que se simulará en el apartado *Geometry*. En este punto de la simulación, se define el material y todas las uniones que aparecen entre las distintas partes de la pieza.

El apartado *Geometry* presenta la siguiente disposición y opciones de trabajo una vez generada la geometría a simular:

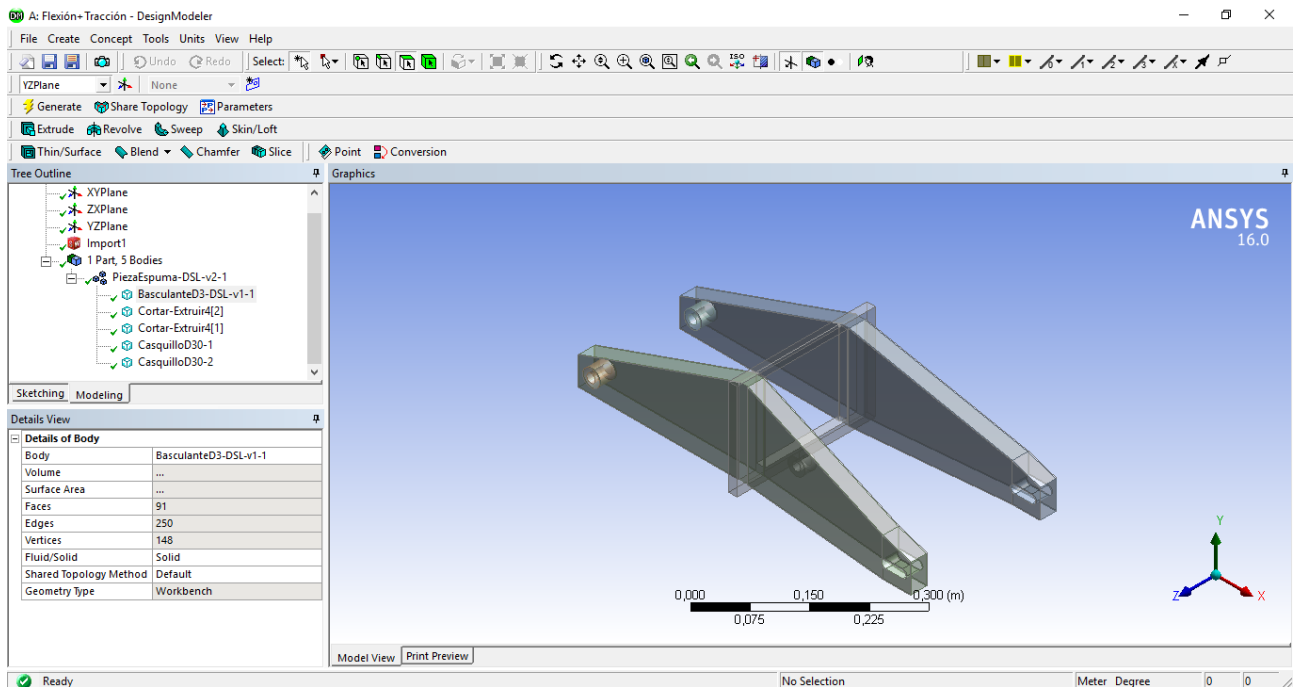


Ilustración 42: Workbench mostrado por el apartado Geometry en ANSYS

En el siguiente punto, *Model*, se definen las variables necesarias para que el programa genere la malla sobre la que se simulará. Dado que hacer un estudio de sensibilidad de la malla requiere mucho trabajo computacional y horas, se opta por estudiar la malla en cada caso a partir de los valores estadísticos que ofrece ANSYS.

Los principales datos estadísticos a tener en cuenta son *orthogonality*, cuyo valor mínimo no debería ser inferior a 0.15, y *skewness*, que no debería superar los 0.85 en su valor máximo.

Previo a la definición de la malla, es necesario concretar qué tipo de uniones hay entre las distintas piezas del basculante. El programa te da distintas opciones, en este caso elegimos la opción *Bonded* pues esta opción considera las dos superficies en contacto como si estuvieran pegadas. En este caso se consideran las superficies pegadas ya que se intenta que las superficies de la pieza no tengan movimiento relativo unas respecto de las otras. El apartado de uniones queda definido entonces de la siguiente forma:

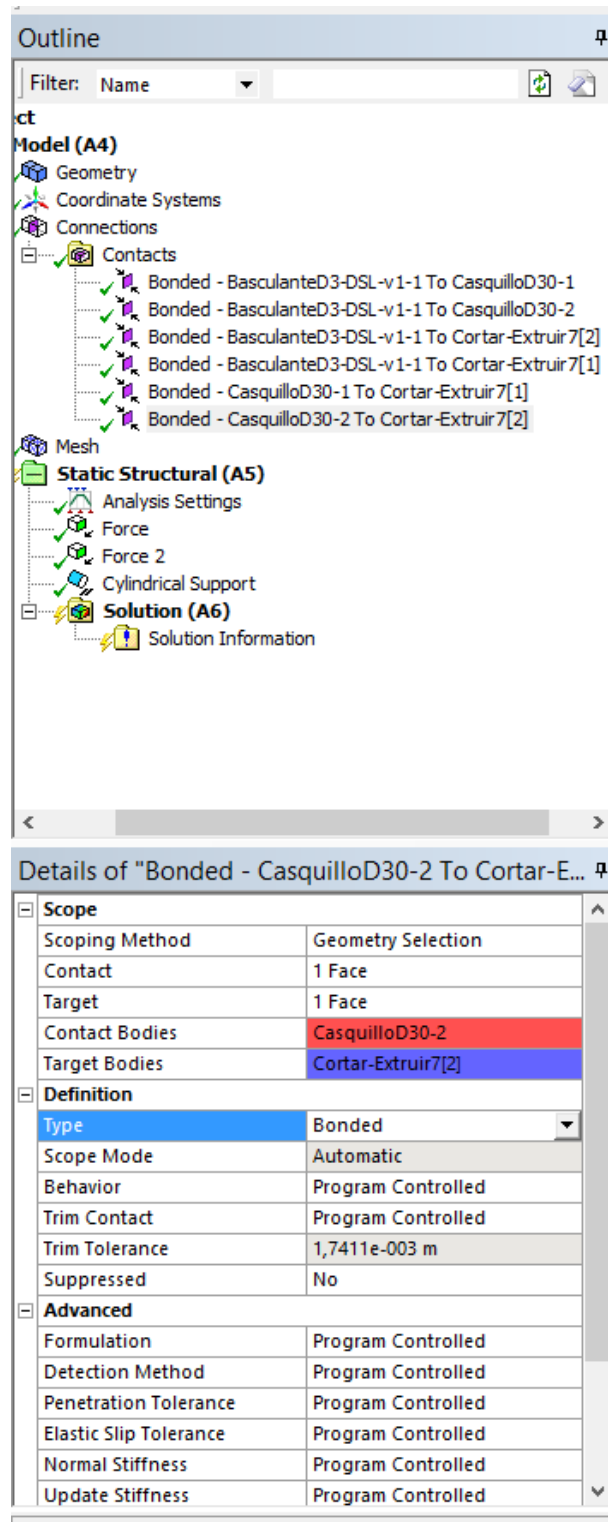


Ilustración 43: Ejemplo de datos introducidos en el apartado Connections

En este caso no se muestran cada una de las uniones pues todas tienen una configuración similar.

Una vez el programa genera la malla y las uniones están definidas, en *Setup* es necesario definir dos cosas. La primera, es el modelo de la estructura, que en el caso del basculante es una viga isostática biapoyada:

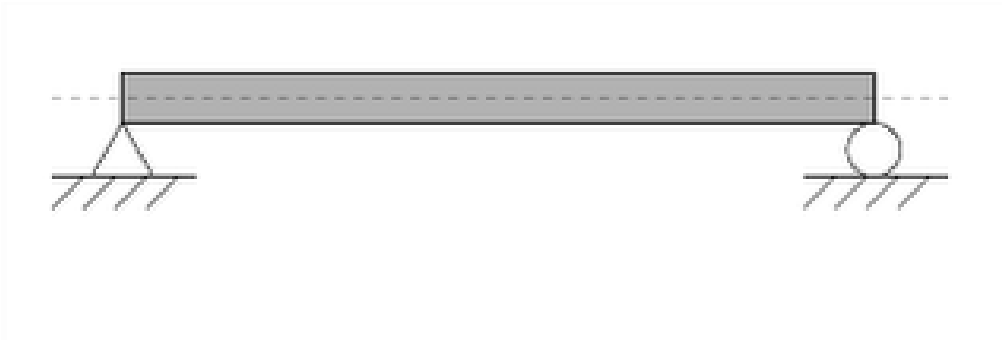


Ilustración 44: Modelo de la estructura del basculante. Viga biapoyada isostática.

Para modelar esto, se utilizan los siguientes apoyos que aparecen en ANSYS:

-*Cylindrical support* aplicado en la unión con el basculante: En este caso, se observa en el esquema de la estructura que hay que modelar un apoyo con rótula y con una de las direcciones libre. En este caso, se podría sustituir por un apoyo con rótula normal, pues durante los test de seguridad la rueda trasera se mantiene bloqueada, limitando la dirección libre del apoyo y transformando a este en un apoyo con rótula normal. La configuración del soporte cilíndrico queda de la siguiente forma:

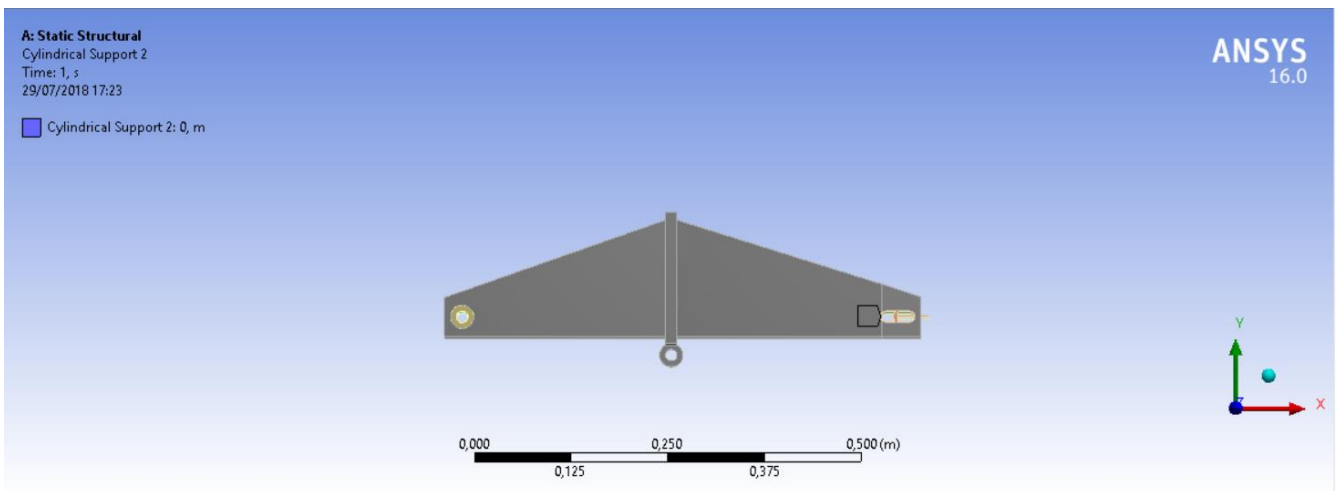


Ilustración 45: Colocación del Cylindrical Support en el tensor de cadena

Details of "Cylindrical Support 2"	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 Faces
[-] Definition	
Type	Cylindrical Support
Radial	Fixed
Axial	Fixed
Tangential	Free
Suppressed	No

Ilustración 46: Variables definidas para el Cylindrical Support-Tensor de cadena

En este caso, se define como libre (*Free*) la componente tangencial ya que se está modelando un apoyo con rótula, por lo que las componentes radiales y axiales sí tienen que estar fijadas, mientras que la tangencial debe estar libre para que el momento flector en este punto sea cero.

-*Cylindrical support* aplicado en la unión con el chasis: Se aplica en la unión con el chasis con la idea de modelar un apoyo con rótula fijo. Las variables y posición del *Cylindrical support* son los siguientes:

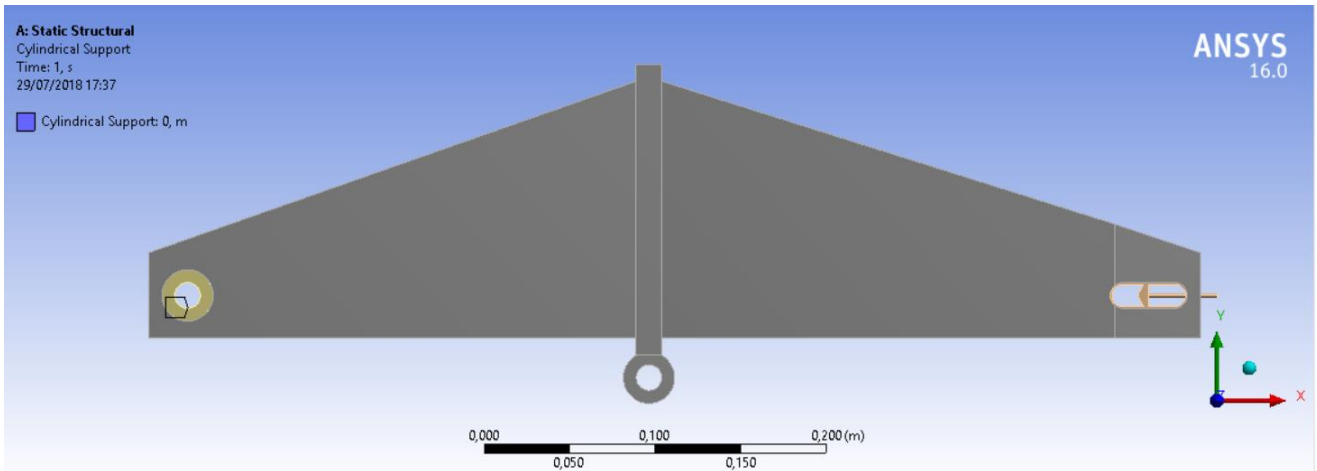


Ilustración 47: Colocación del *Cylindrical Support* en la unión con el chasis

Details of "Cylindrical Support"	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	4 Faces
[-] Definition	
Type	Cylindrical Support
Radial	Fixed
Axial	Fixed
Tangential	Free
Suppressed	No

Ilustración 48: Variables definidas para el *Cylindrical Support*-Unión con el chasis

Como en el caso anterior, la componente tangencial se define como libre por el mismo motivo que en el caso anterior.

Una vez definido el modelo de la estructura, se definen las fuerzas que se aplican en la estructura. En este caso, es necesario hacer dos ensayos ya que la estructura sufre tipos distintos de esfuerzos en momentos distintos de la carrera:

-Caso de estudio I (Flexión-Tracción): Es el primero de los dos ensayos que se modelan en ANSYS. En este caso, como se observa en la *Ilustración 30*, es necesario modelar dos fuerzas. La primera es una fuerza vertical hacia abajo aplicada en la unión con la suspensión. Esta es la fuerza que ejercerá la suspensión durante las pruebas de esfuerzo sobre la estructura del prototipo. En ANSYS se modela de la siguiente forma:

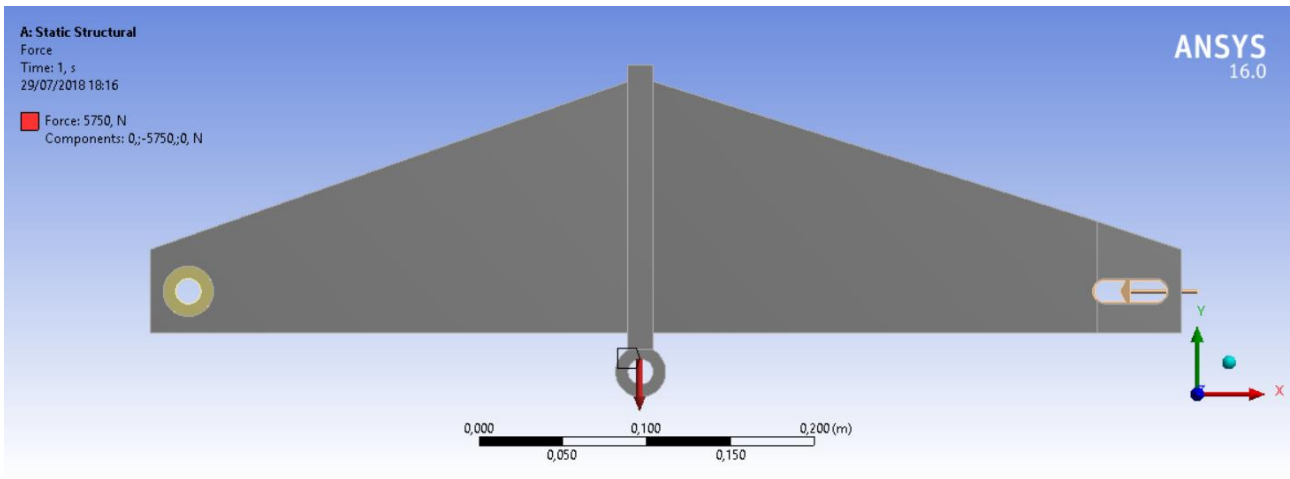


Ilustración 49: Punto de aplicación de la fuerza producida por la suspensión

Details of "Force"	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 Faces
[-] Definition	
Type	Force
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	0, N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	-5750, N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0, N (ramped)
Suppressed	No

Ilustración 50: Variables definidas para la fuerza de la suspensión

La siguiente fuerza que se define es la fuerza horizontal que se aplica en la rueda delantera y se traslada por toda la estructura de la motocicleta hasta el basculante. En ANSYS, se ha definido como dos fuerzas distintas, de igual valor, pero cada una aplicada en la unión con el chasis de cada brazo. A continuación, se muestran los dos puntos de aplicación y las variables definidas en una de ellas, pues la otra está definida de igual forma:

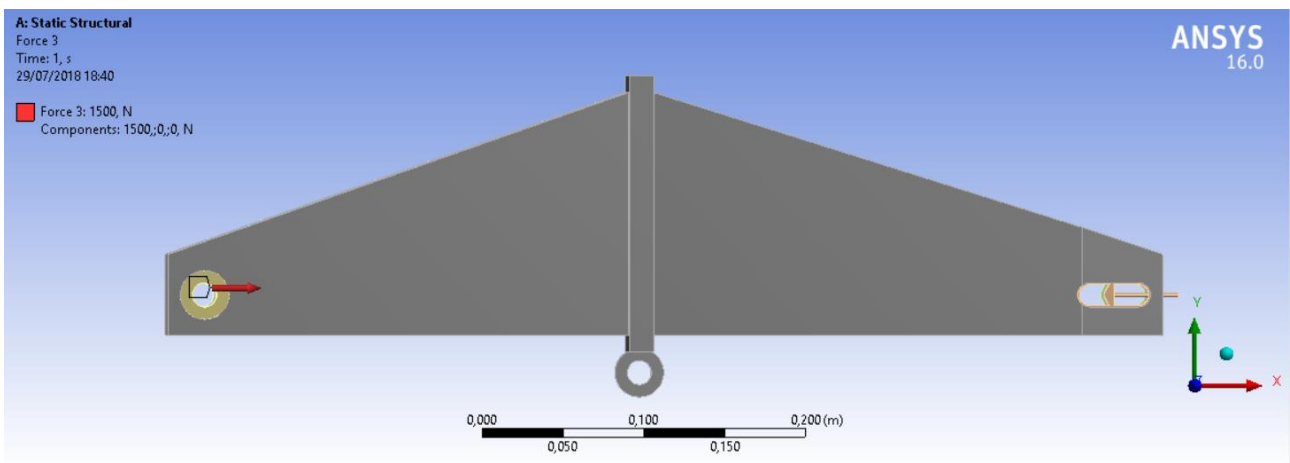


Ilustración 51: Punto de aplicación fuerza horizontal del chasis. Eje Z.

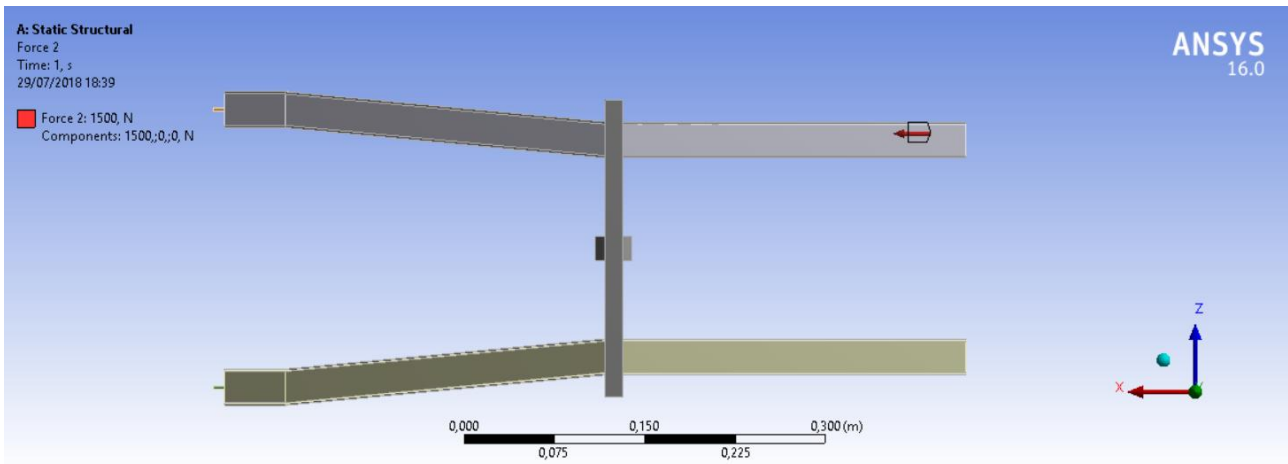


Ilustración 52: Punto de aplicación fuerza horizontal 1 del chasis. Eje Y.

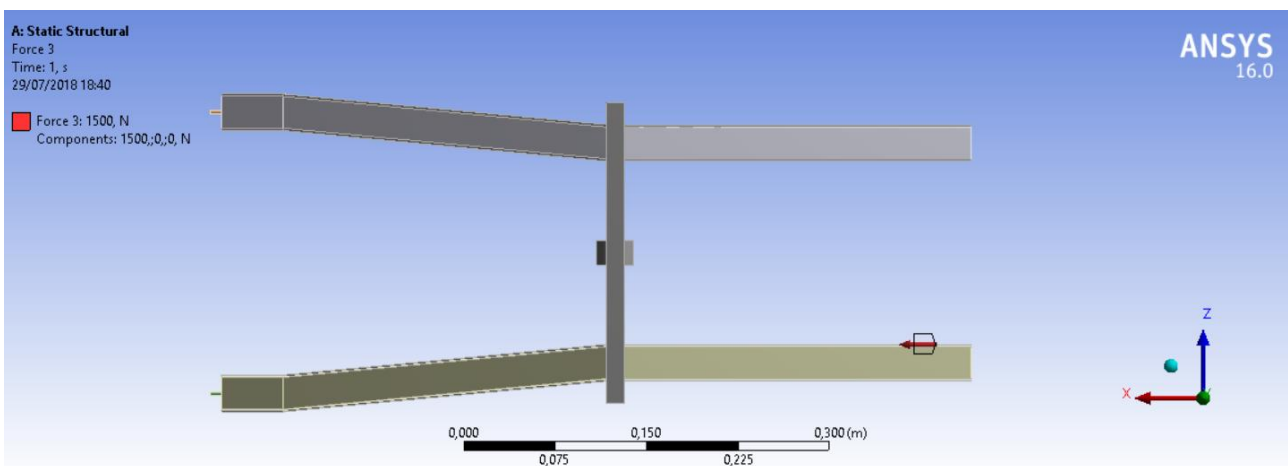


Ilustración 53: Punto de aplicación fuerza horizontal 2 del chasis. Eje Y.

Details of "Force 3"	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
[-] Definition	
Type	Force
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	1500, N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	0, N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0, N (ramped)
Suppressed	No

Ilustración 54: Variables definidas de la fuerza horizontal del chasis.

Como se observa en la *Ilustración 53*, el módulo de esta fuerza es 1500 N, la mitad de lo definido en las pruebas de seguridad. Esto se debe a que la fuerza de 3000 N se divide en dos, ya que hay dos puntos distintos de aplicación en la simulación.

-Caso de estudio II (Torsión): En el ensayo de torsión, se calculan los esfuerzos producidos en el basculante durante el paso por curva. Las fuerzas aplicadas en este punto han sido calculadas en el apartado *Paso por curva*. Estos esfuerzos aparecen por una fuerza lateral que se origina en el

contacto rueda-suelo y de valor 853 N. Esta fuerza produce dos esfuerzos principales: un torsor entre los dos brazos del basculante de valor M_{torsor} igual a la fuerza de 853 N multiplicada por el radio de la rueda. Además, esta misma fuerza se transmite al basculante con el mismo valor que en el contacto.

El momento torsor se modela en ANSYS de la siguiente forma:

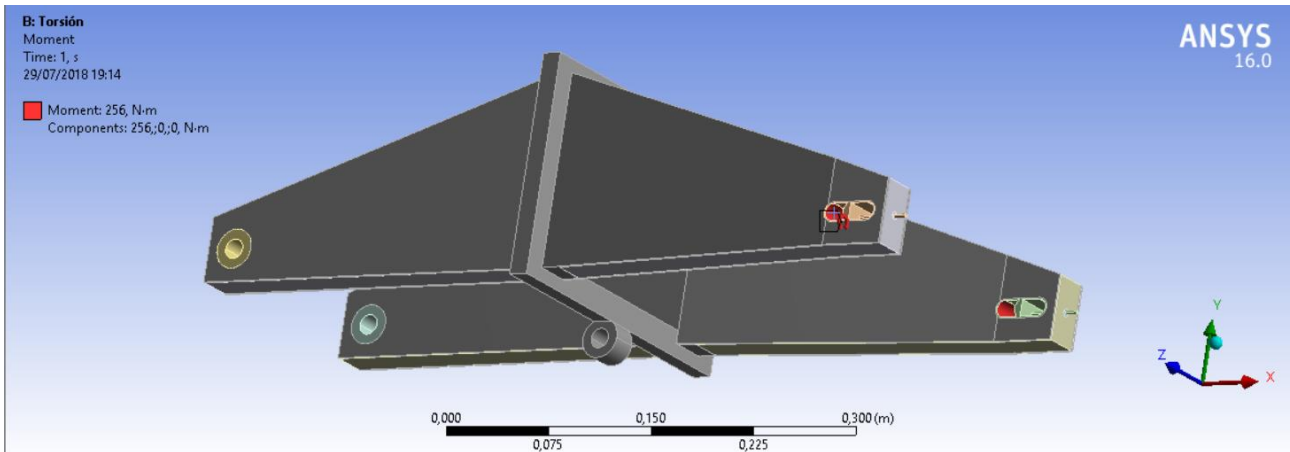


Ilustración 55: Puntos de aplicación del momento torsor

Details of "Moment"	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 Faces
[-] Definition	
Type	Moment
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	256, N-m (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	0, N-m (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0, N-m (ramped)
Suppressed	No
Behavior	Deformable

Ilustración 56: Variables definidas en el momento torsor

Además, se modelan dos fuerzas en el eje Z cuya finalidad es representar la fuerza de 853 N. Las fuerzas son modeladas de la siguiente forma:

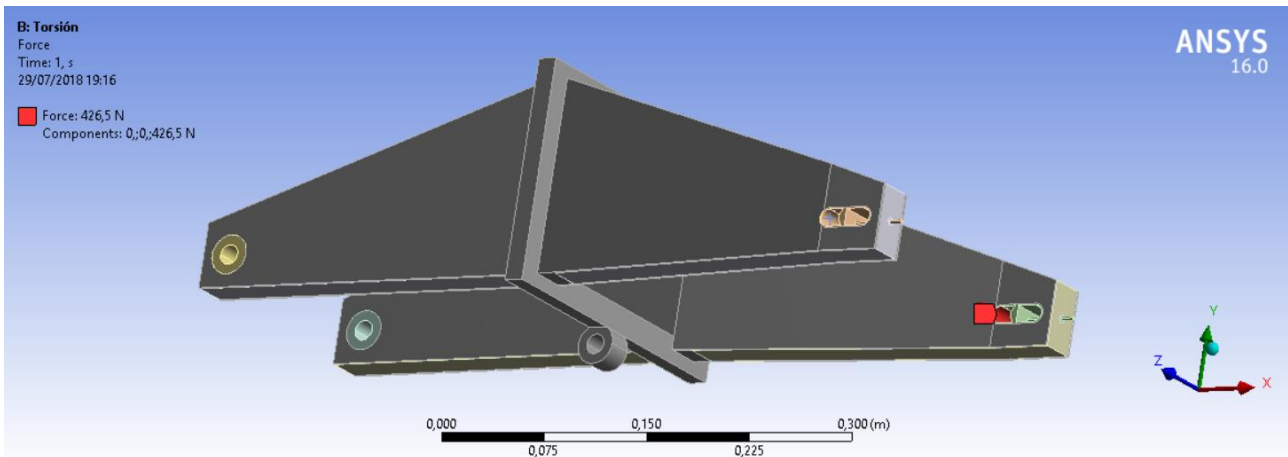


Ilustración 57: Punto de aplicación de la fuerza 1 en el eje Z

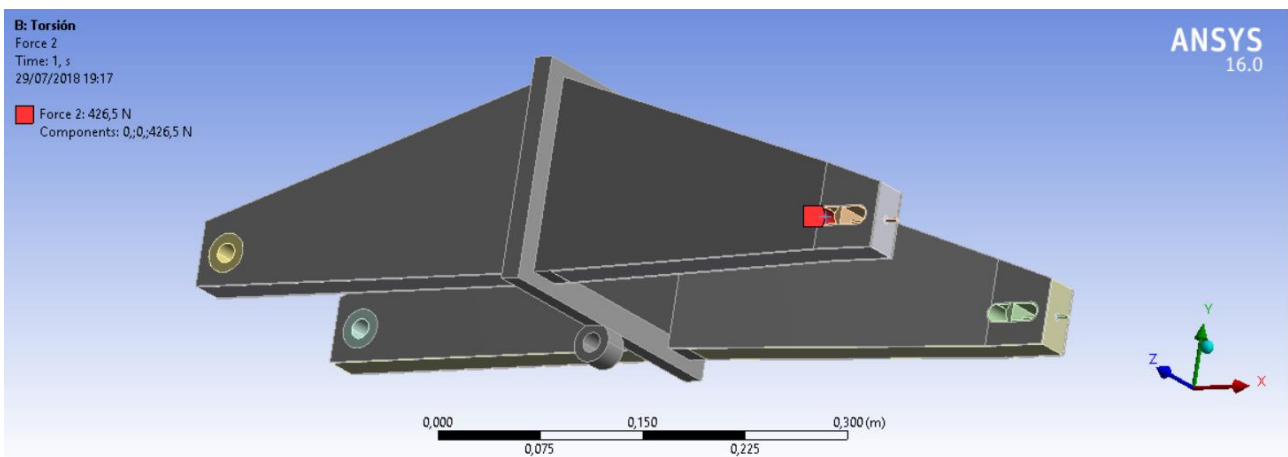


Ilustración 58: Punto de aplicación de la fuerza 2 en el eje Z

Details of "Force 2"	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
[-] Definition	
Type	Force
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate Sys
<input type="checkbox"/> X Component	0, N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	0, N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	426,5 N (ramped)
Suppressed	No

Ilustración 59: Variables definidas en el modelado de las fuerzas en el eje Z

Como ocurre en el caso de las fuerzas horizontales en el apartado anterior de *Flexión+Tracción*, la fuerza se divide entre dos por lo que el módulo de ambas fuerzas en el eje Z es igual a 426.5 N.

En la siguiente tabla, a modo de resumen, se incluye una tabla con las principales características de cada uno de los ensayos:

Caso de estudio	Esfuerzo principal	Otros esfuerzos	Objetivo del caso	Punto de aplicación
I	Flexión	Tracción	Validar para la prueba de seguridad	Unión con la suspensión
II	Torsión	Flexión	Validar el paso por curva	Tensor de cadena

Tabla 7: Tabla resumen de los casos de estudio sobre los que se simulará

Finalmente, tras definir el *Setup* del análisis, se llega al final de la preparación de la simulación. En el apartado de *Results* se le dice al programa qué es lo que tiene que calcular. Hay numerosas opciones en este apartado, pues las opciones de cálculo que presenta ANSYS son muy amplias. En el caso de este ensayo, se definen varios resultados:

-*Total deformation*: El programa calcula la deformación total de la pieza, a partir de las tensiones de la misma, las condiciones de unión entre las distintas partes y el módulo de elasticidad de los materiales.

-*Equivalent Elastic Strain*: Calcula la tensión equivalente de Von Mises en cada nodo de la malla.

-*Safety factor*: Se calcula el factor de seguridad en cada nodo de la malla. Este factor de seguridad se calcula dividiendo el límite elástico del material entre la tensión equivalente de Von Mises en cada punto de la malla. En este proyecto, se define como factor de seguridad mínimo para cada punto del basculante en 1.05. Este límite es el más comúnmente usado en estructuras metálicas (según normativa DB-SE-A) y viene dado por la dirección de ISC.

5.2. Desarrollo del diseño

Una vez desengranado todo el proceso de preparación de la simulación, es hora de determinar cuál ha sido el desarrollo del diseño a lo largo de todo el proyecto. Como ya se ha comentado previamente, inicialmente se plantearon varias opciones de diseño. No obstante, en este apartado se desarrollará el diseño desde la opción 3 de diseño (en la imagen), en detrimento de las otras opciones:

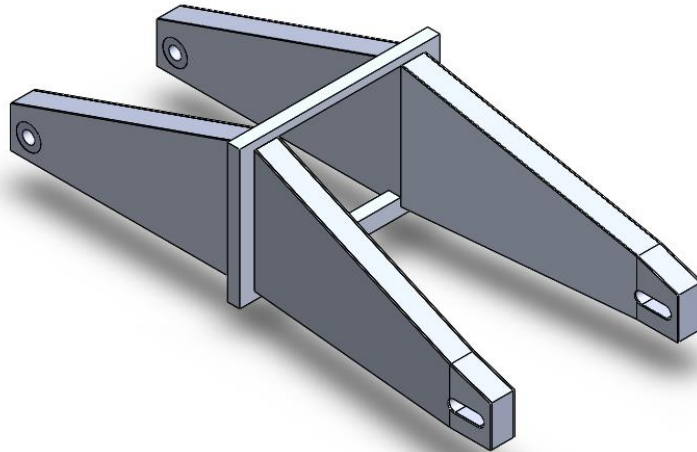


Ilustración 60: Opción de diseño a desarrollar (Opción de diseño 3)

Como primer boceto de diseño se planteó la siguiente opción:

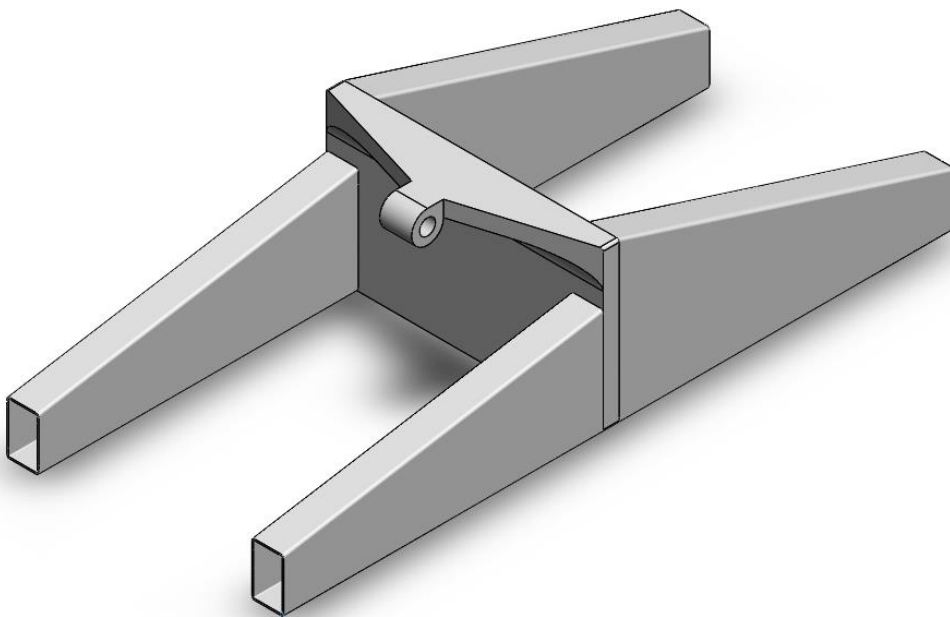


Ilustración 61: Primer boceto de diseño

Como se ve en la imagen, inicialmente se planteó una estructura de aluminio que rodease a la espuma de aluminio, situada en el interior de los brazos. Además, la zona intermedia, donde se encuentra la unión con la suspensión, es una placa de aluminio completa, lo que hacía inviable el diseño. Esta inviabilidad se debe a que se debería abrir un hueco en dicho panel para dejar paso a la cadena.

El anclaje de la suspensión en este primer diseño se encuentra en la parte superior del basculante, lo que a lo largo del desarrollo de la pieza se cambiará a la zona inferior por requerimientos del Departamento de Dinámica de ISC.

Los principales problemas que presentaba esta configuración son los siguientes:

- Diseño poco optimizado: Se debe al estado del desarrollo del diseño, se soluciona a lo largo del proceso de diseño.
- Uso excesivo del aluminio: Los brazos completos y el panel intermedio de aluminio hacen que el aluminio se convierta en el material estructural principal. Uno de los objetivos del proyecto es conseguir un basculante de espuma de aluminio, por lo que se debe priorizar el uso de esta.
- Fallos de diseño: Tanto la falta de hueco para la cadena y la unión con la suspensión colocada en la parte superior suponen fallos importantes en el diseño. Se soluciona a lo largo del desarrollo del diseño.

Este diseño se considera aún un boceto ya que no se han incluido partes importantes de la pieza, como son los agujeros utilizados para las uniones con la rueda y el chasis.

En el siguiente diseño, se solucionan parte de los errores cometidos en el diseño anterior y se comienza a optimizar el diseño. El segundo diseño planteado es el siguiente:

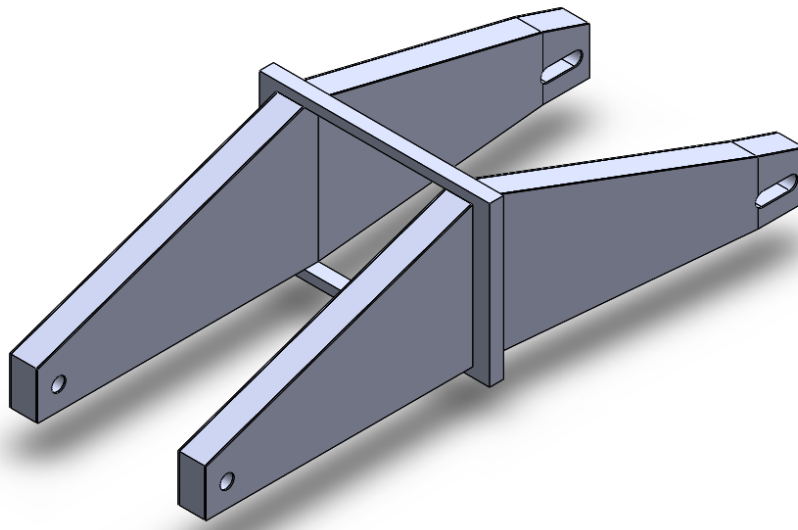


Ilustración 62: Vista isométrica del segundo diseño propuesto

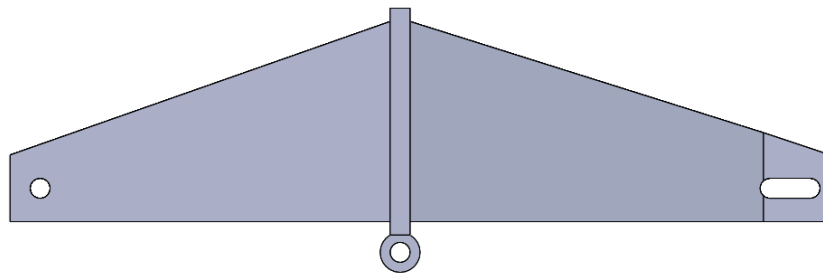


Ilustración 63: Alzado del segundo diseño propuesto

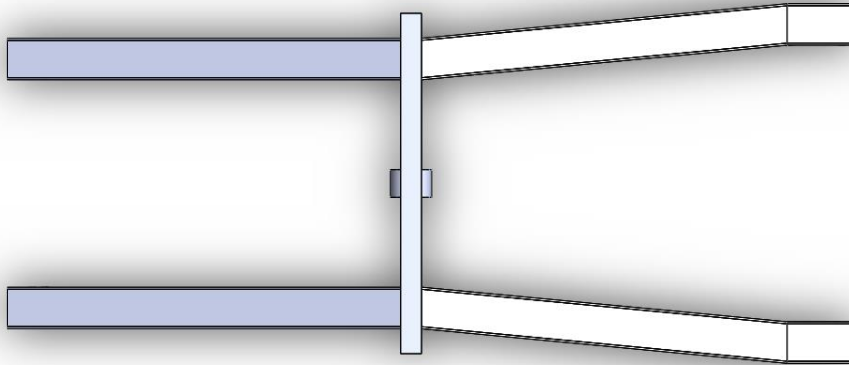


Ilustración 64: Planta del segundo diseño propuesto

Como se puede observar en las imágenes, el diseño cambia de forma evidente. Se cambian los brazos envueltos en aluminio por dos paneles sándwich continuos formados por espuma de aluminio y chapa de aluminio. La zona intermedia, antes un panel completo, se transforma en un marco, optimizando la cantidad de material utilizado.

La unión con la suspensión se pasa a la zona inferior para cumplir con los requerimientos del equipo de Dinámica y se posicionan las uniones con el chasis y el eje de la rueda. En el caso del eje de la rueda se muestra la forma que debe tener el hueco que alojará el tensor de la cadena.

La forma de los paneles sándwich no es aleatoria. El ancho se debe hacer variable en la zona más cercana a las ruedas debido a que si esto no ocurriera, se complicaría el paso de la cadena y la unión con la corona de la rueda. Además, el chasis limita el ancho de la parte más cercana a él, produciendo esta forma característica de este basculante.

Si, siguiendo el proceso de simulación antes propuesto, simulamos la pieza, obtenemos los siguientes resultados:

-Safety factor para el ensayo de Flexión-Tracción:

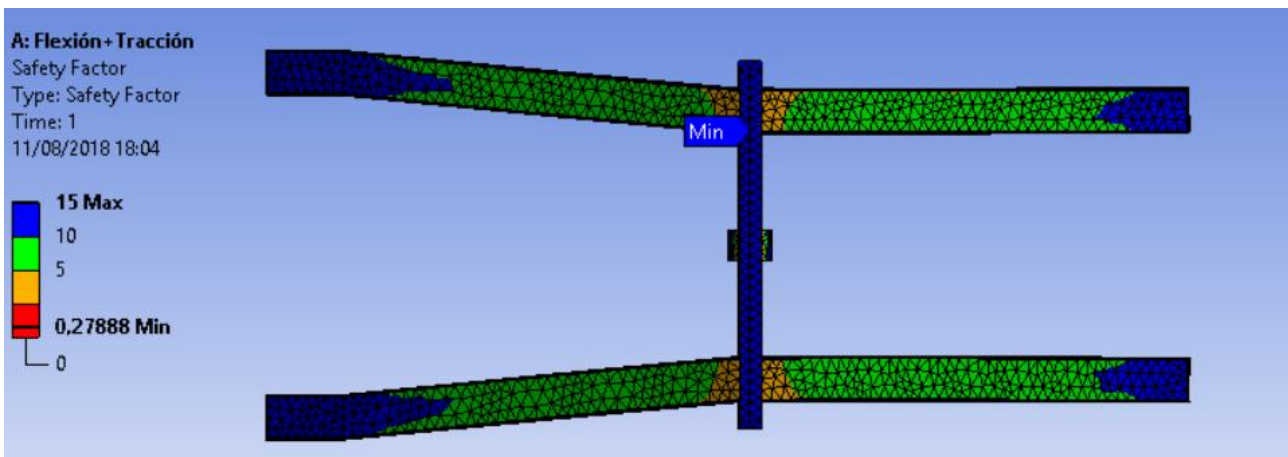


Ilustración 65: Factor de seguridad (Tracción-Flexión) del segundo diseño planteado

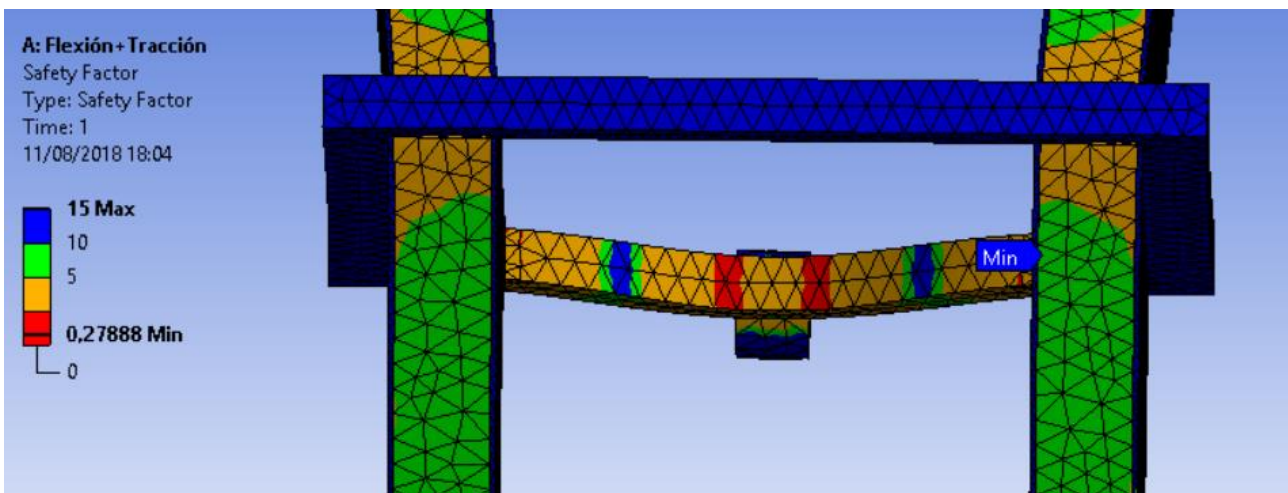


Ilustración 66: Detalle del factor de seguridad mínimo (Tracción-Flexión) en el segundo diseño planteado

El factor de seguridad es el principal valor en el que un diseñador se fija a la hora de decidir si una estructura aguantará las cargas a las que se verá sometida o no. En este caso, en las imágenes se puede ver que el factor de seguridad más pequeño es menor de 1 (0.279), lo que implica que para las cargas con las que se está simulando, la estructura no aguantará.

Las zonas con factor de seguridad menor que 1 se encuentran en la zona inferior del marco, donde se encuentra la unión con la suspensión. Esta zona inferior, por tanto, debe ser reforzada con más material que ayude a soportar las tensiones en estos puntos. También hay puntos del brazo de espuma de aluminio con factor de seguridad menor a 1. Estas zonas también deberán ser reforzadas.

-Deformación total para el ensayo de Flexión-Tracción:

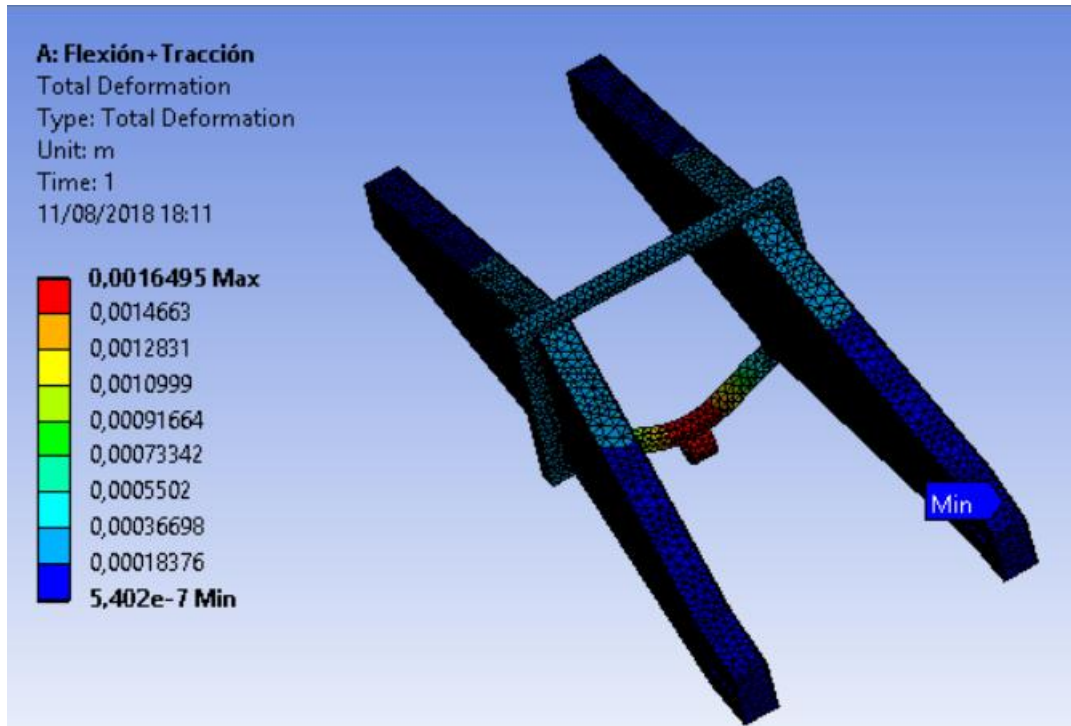


Ilustración 67: Deformación total (Tracción-Flexión) del segundo diseño planteado

Como se observa en la imagen, el valor máximo de la deformación es igual a 1.6mm, por lo que no es un resultado alarmante y no hay motivos para buscar un cambio de material a otro más rígido, para así minimizar esta deformación.

-Safety factor para el ensayo de Torsión:

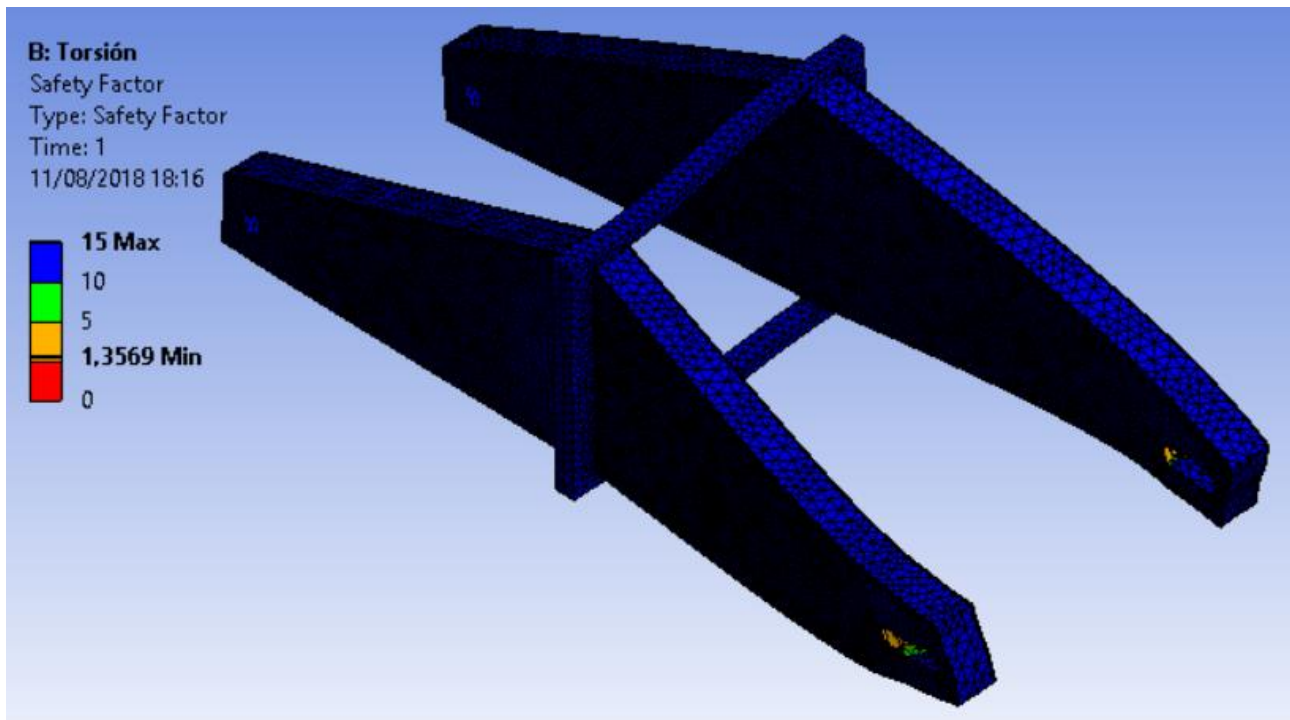


Ilustración 68: Safety factor (Torsión) del segundo diseño planteado

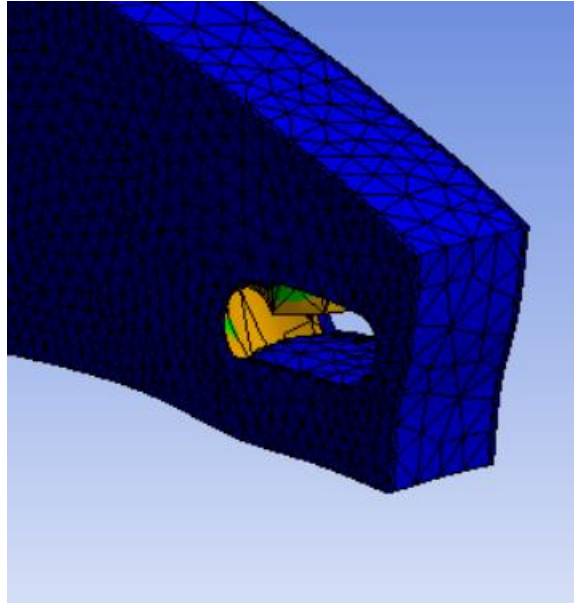


Ilustración 69: Detalle del safety factor mínimo en el ensayo de torsión del segundo diseño propuesto

En este caso, el resultado se podía suponer debido a los bajos valores del momento y las fuerzas aplicados sobre la estructura. En este caso, la estructura no fallaría en caso de sufrir los momentos simulados. Sabiendo que el factor de seguridad mínimo es igual a 1.37, se podría afirmar que el basculante aguantaría hasta 1.37 veces más fuerza en el contacto neumático-suelo.

-Deformación total para el ensayo de Torsión:

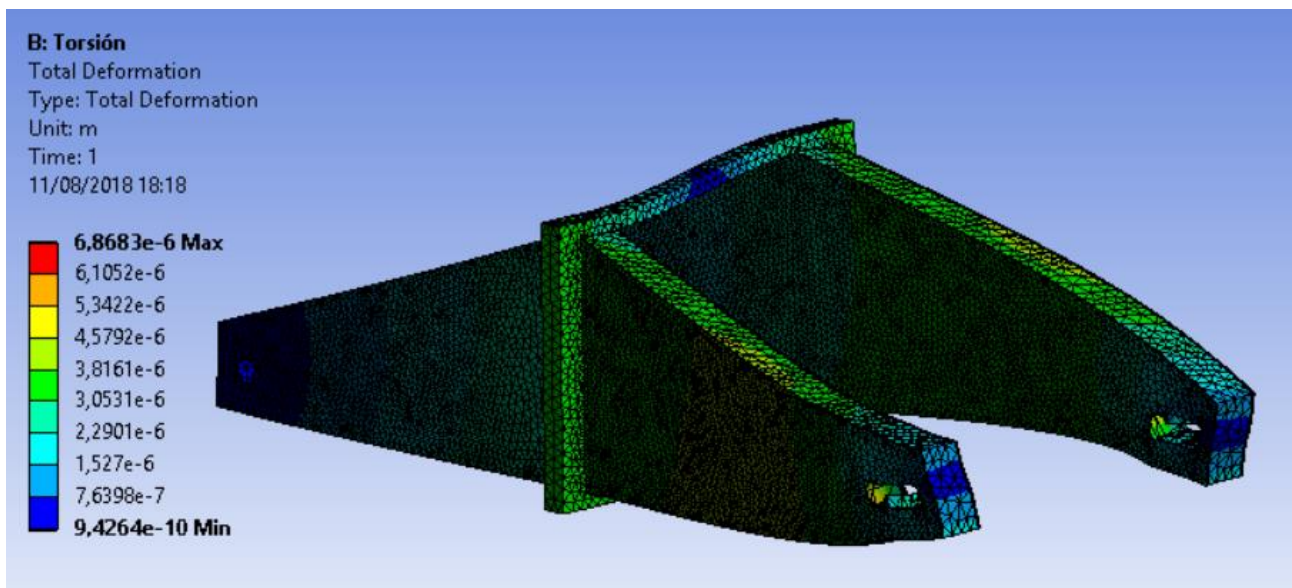


Ilustración 70: Deformación total (Torsión) en el segundo diseño propuesto

Como ocurre con el factor de seguridad, la deformación total en el ensayo de torsión no supone ningún impedimento para la validación de la pieza. La deformación máxima es del orden de 6.9 μm .

A lo largo de este ensayo, con la malla utilizada se obtienen el valor mínimo de *skewness* y máximo de *orthogonality* iguales a 0.90 y 0.65, por lo que el criterio de *orthogonality* sí se cumple, mientras que el de *skewness* no. No obstante, los resultados que lanza son negativos de por sí, por lo que no será necesario mejorar la malla.

Por tanto, analizando los resultados obtenidos en las simulaciones y lo comentado anteriormente, los principales problemas que presenta este diseño, a resolver en las siguientes propuestas son los siguientes:

-Diseño no optimizado: El diseño se puede depurar aún más. Falta optimizar el espesor de la chapa de aluminio y de la espuma de aluminio, además de introducir en la pieza el tensor de cadena y el casquillo que se utilizará para proteger la estructura en la unión con el chasis.

-Falta de resistencia mecánica: Como se ha comentado anteriormente, se tiene que asegurar como mínimo un coeficiente de seguridad de 1.05 en todos los puntos de la estructura. Esto supone que hay que añadir más material en las zonas que no cumplen este requisito.

Una vez analizados estos problemas, en el tercer diseño se prioriza aumentar la resistencia mecánica en la zona inferior del marco de aluminio. El tercer diseño propuesto es el siguiente:

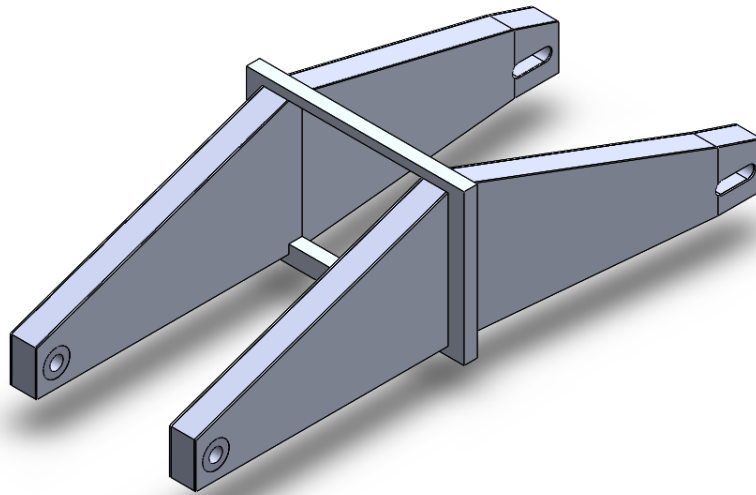


Ilustración 71: Vista isométrica tercera propuesta de diseño

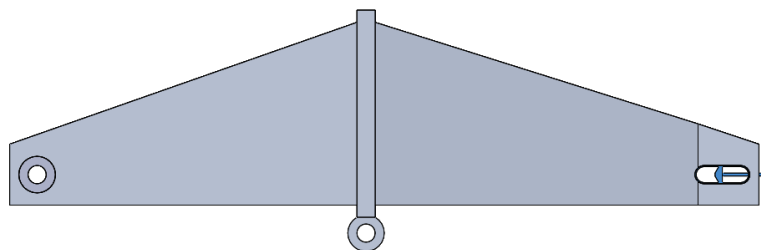


Ilustración 72: Alzado tercera propuesta de diseño

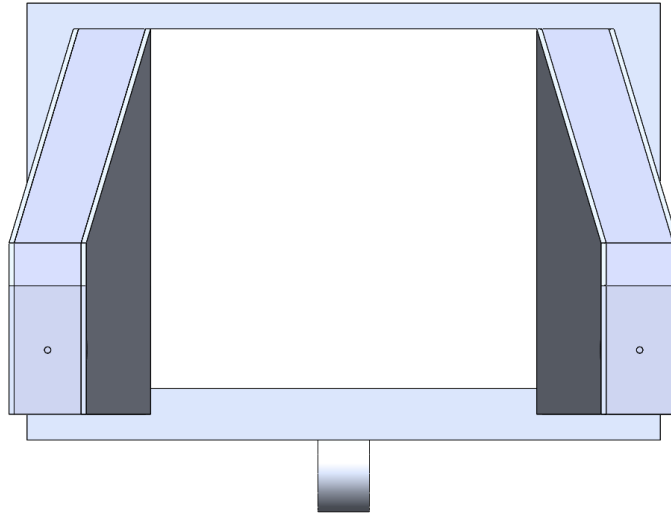


Ilustración 73: Vista lateral de la tercera propuesta de diseño

Como se ve en las imágenes, este diseño se diferencia de los anteriores en que se comienzan a integrar más partes del ensamblaje en el diseño, como es el caso de los casquillos y el tensor de la cadena. Además, la zona inferior del marco de aluminio se ensancha con la finalidad de mejorar la resistencia en esa zona. A continuación, se muestra una comparativa entre esta zona del marco en esta versión y la anterior:

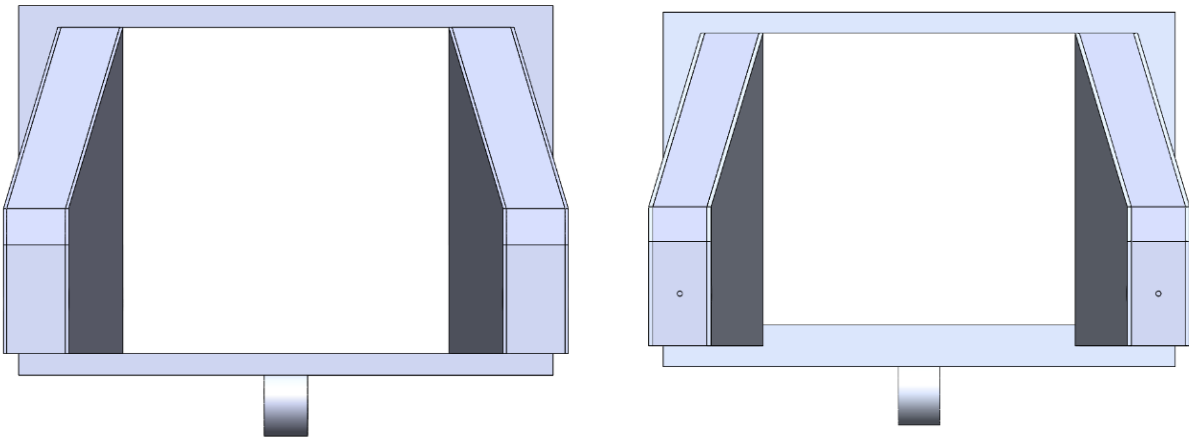


Ilustración 74: Comparativa del marco de aluminio entre la segunda y la tercera versión del basculante

Una vez simulado el diseño, muestra los siguientes resultados:

-Safety factor para el ensayo de flexión-tracción:

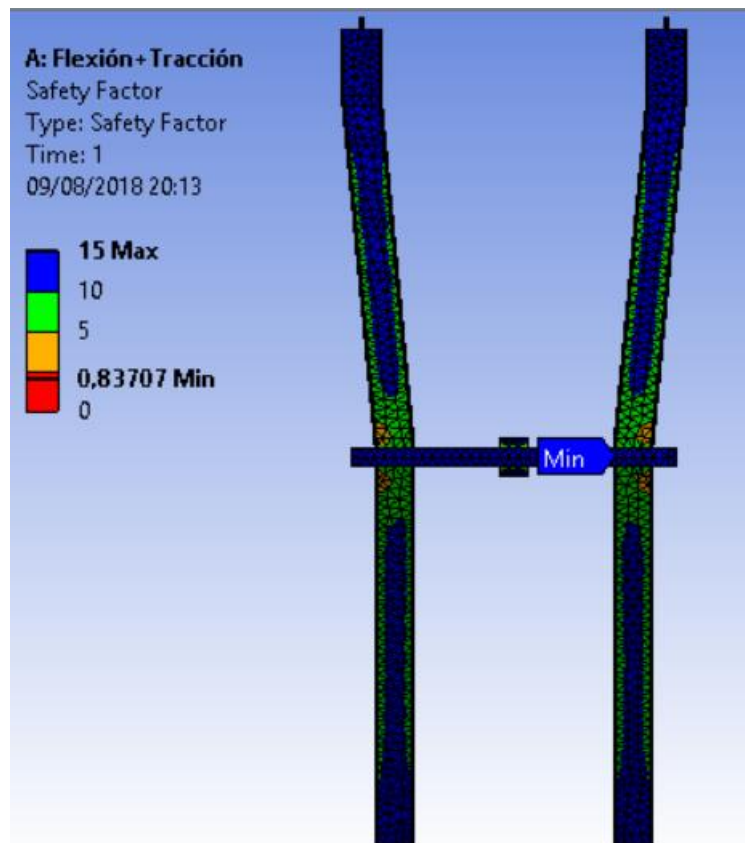


Ilustración 75: Factor de seguridad (Tracción-Flexión) del tercer diseño planteado

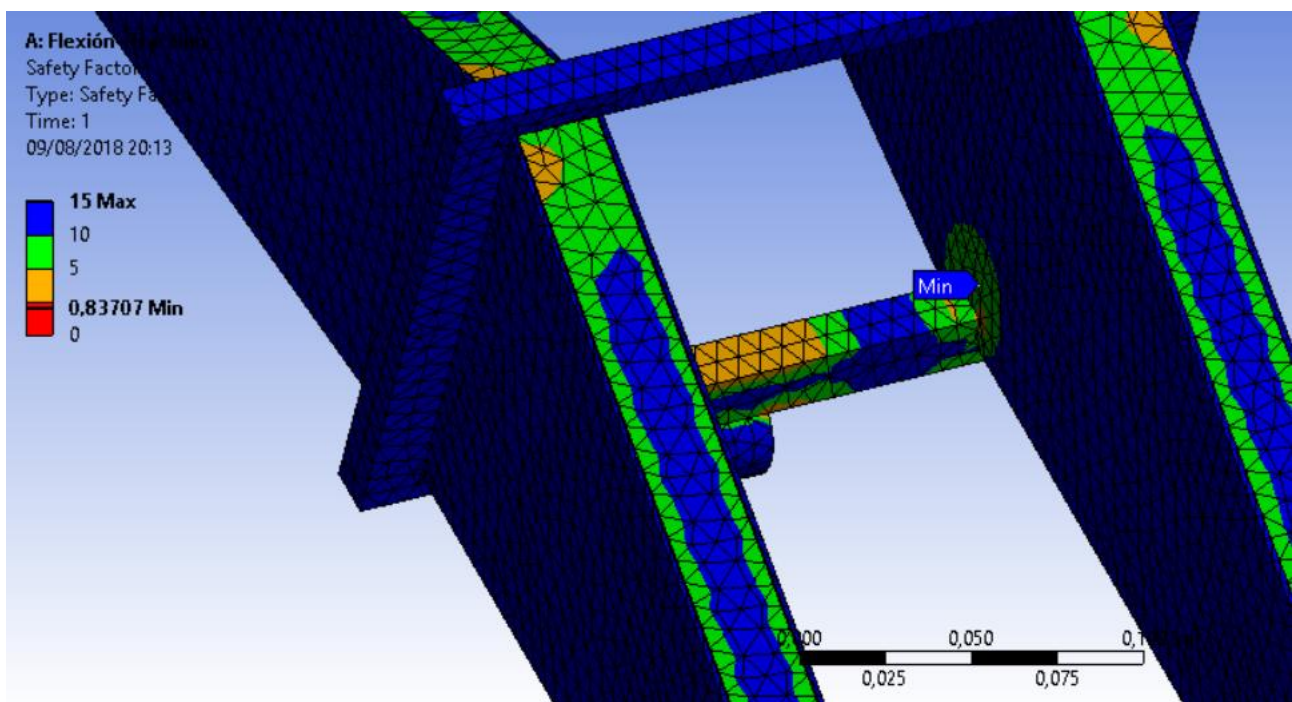


Ilustración 76: Detalle del factor de seguridad mínimo (Tracción-Flexión) en el tercer diseño planteado

Como bien se ha comentado antes, el factor de seguridad mide, para unas cargas dadas, la capacidad de una estructura de soportar las mismas. El límite inferior se estableció en 1.05, lo que implica que

la estructura en todos sus puntos es capaz de superar el 105% de las cargas establecidas en el ensayo. Los resultados mostrados en el ensayo de Tracción-flexión muestran que toda la estructura tiene un coeficiente de seguridad inferior a dicho límite. Esto hace que la zona con factor de seguridad menor al límite debe aumentar su resistencia mecánica. La forma más sencilla de aumentar este coeficiente es añadiendo más material a la zona o cambiando el material de la misma por uno más resistente.

-Deformación total para el ensayo de flexión-tracción:

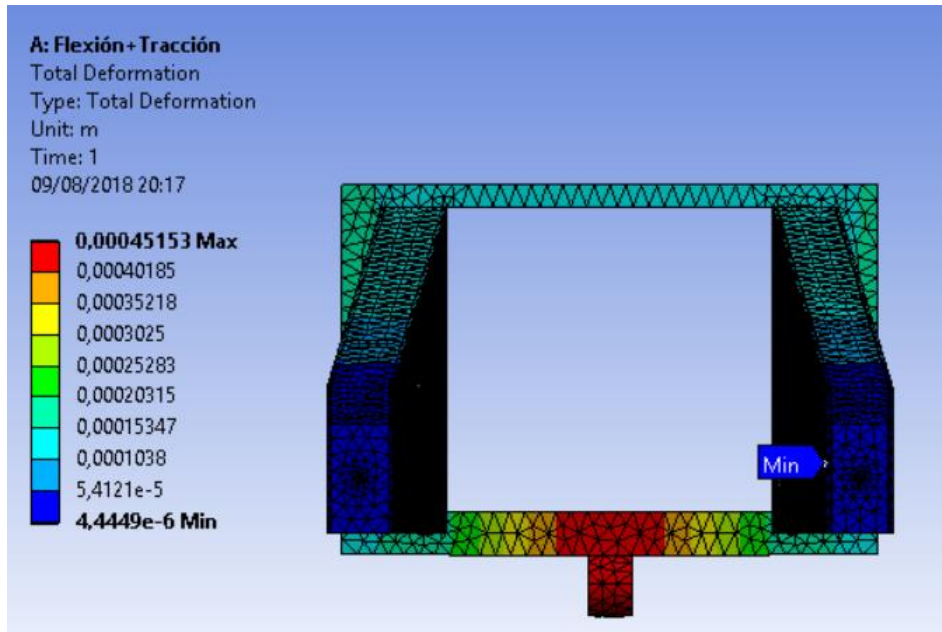


Ilustración 77: Deformación total (Tracción-Flexión) del tercer diseño planteado-Vista lateral

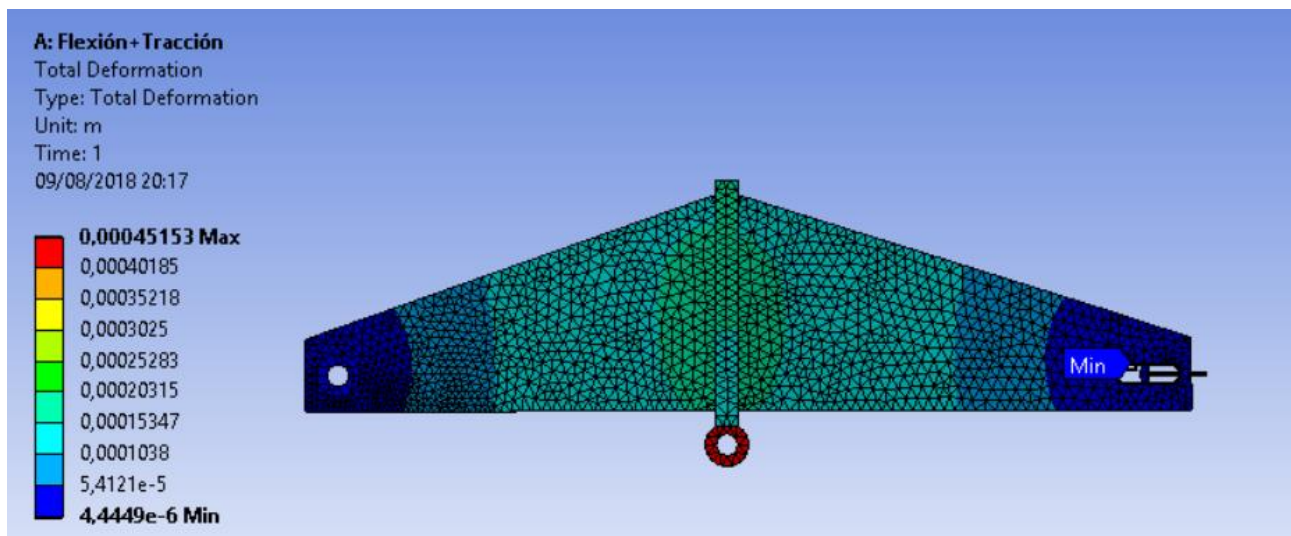


Ilustración 78: Deformación total (Tracción-Flexión) del tercer diseño planteado-Alzado

Como ya ocurría con el diseño anterior, las deformaciones totales tienen valores muy bajos, por lo que el diseño se considera apto respecto a este punto y no hay necesidad de buscar materiales más rígidos para esta pieza.

Una vez hecha la simulación de flexión-tracción, ANSYS muestra el siguiente mensaje:

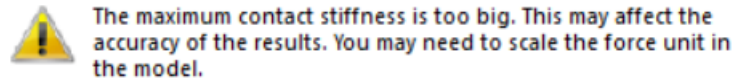


Ilustración 79: Aviso mostrado por ANSYS

Además, analizando el resultado de la simulación, se ve que el factor de seguridad mínimo de la estructura está en el punto de contacto entre la chapa y la espuma. Esto hace suponer que el contacto está mal modelado, haciendo que las fuerzas que aparecen durante la simulación en dicho contacto sean muy superiores a las reales.

Para solucionar esto se plantea la opción de remodelar las uniones. Para ello, se mantienen todas las uniones igual a excepción de la unión entre los brazos de espuma de aluminio y la chapa de aluminio. Para modelar esta unión, se opta por, en *Geometry*, cambiar la configuración que había hasta ahora y formar una nueva Parte (que supone las piezas que la forman como un único conjunto, con uniones perfectas) con la espuma de aluminio y la chapa. De esta forma, se consiguen los siguientes resultados en las simulaciones:

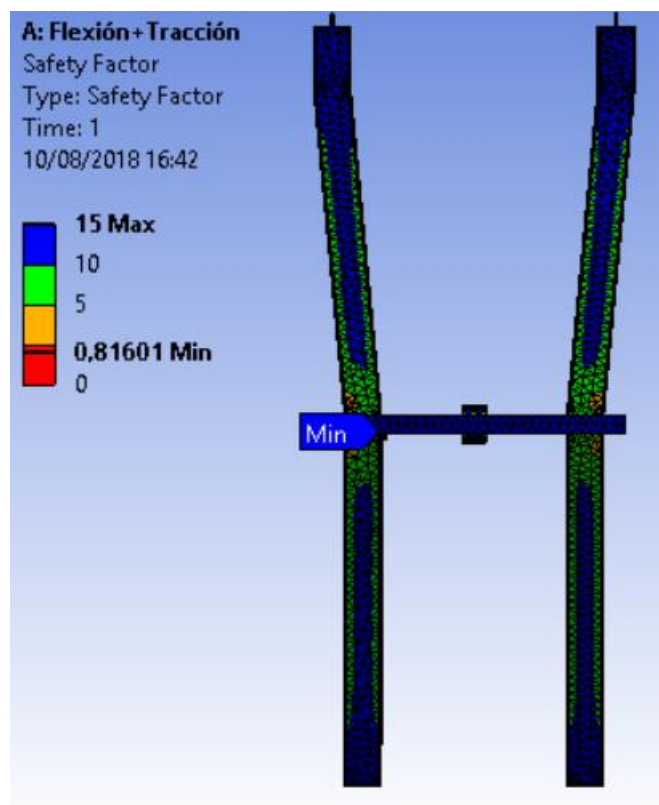


Ilustración 80: Safety factor (Tracción-Flexión) en el tercer diseño planteado tras remodelar las uniones

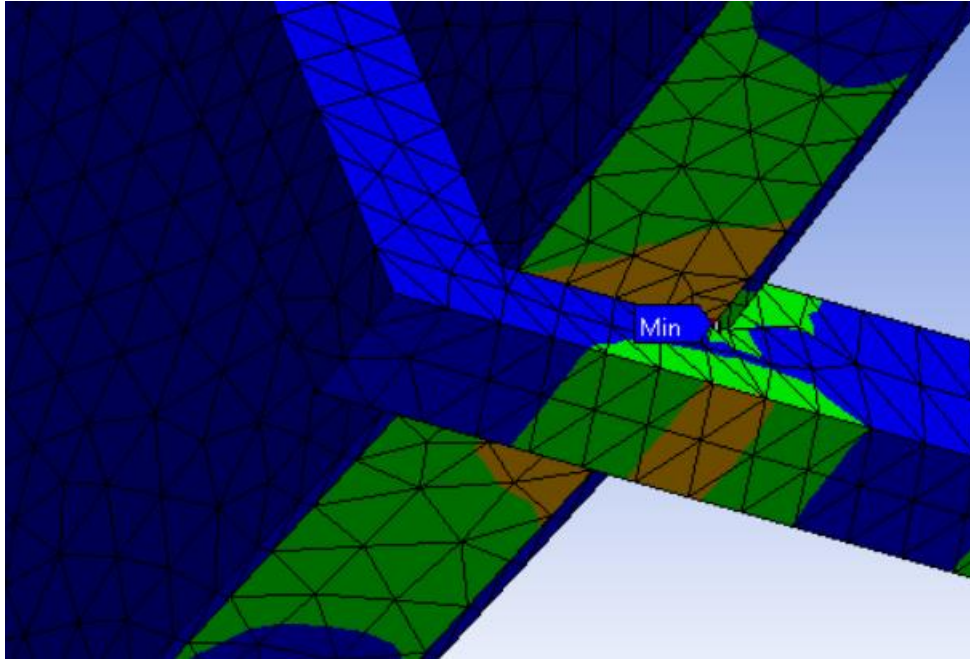


Ilustración 81: Detalle del safety factor (Tracción-Flexión) en el tercer diseño planteado tras remodelar las uniones

La solución cambia, y pese a que el factor de seguridad mínimo disminuye, su localización cambia a la zona inferior donde contactan la espuma de aluminio y la zona inferior del marco de aluminio. Para solucionar esto habrá que aumentar la cantidad de material de la zona o cambiar el material por uno más resistente.

Considerando solucionado el problema de las uniones, a partir de ahora todas las simulaciones cambiarán a la configuración comentada. El problema de esta configuración es que para ANSYS supone un problema mallar con una Parte tan grande, ya que requiere de demasiada potencia de cálculo. Esto hace que el programa lance errores a la hora de mallar si se trata de mallar demasiado fino. Para solucionar esto y poder simular correctamente, se modifica la malla de la siguiente forma:

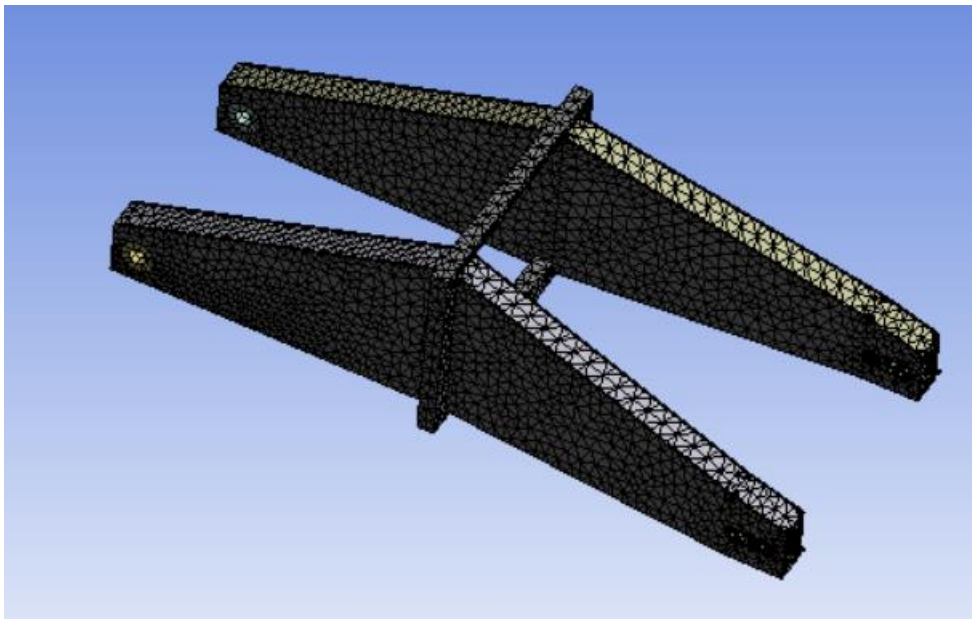


Ilustración 82: Segunda malla utilizada para solucionar el problema del modelado

Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	75
Sizing	
Use Advanced Size Function	Off
Relevance Center	Fine
<input type="checkbox"/> Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Length	2,5e-006 m
Inflation	
Patch Conforming Options	
Patch Independent Options	
Advanced	
Defeaturing	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	64807
<input type="checkbox"/> Elements	36337
Mesh Metric	None

Ilustración 83: Variables de la segunda malla utilizada para solucionar el problema del modelado

Esta malla también cumple los requisitos comentados en el apartado *Estudio de la malla* por lo que se considera válida. Dentro de todas las configuraciones propuestas, se escoge esta ya que es la más fina que permite el programa con el hardware disponible.

-*Safety factor* para el ensayo de torsión:

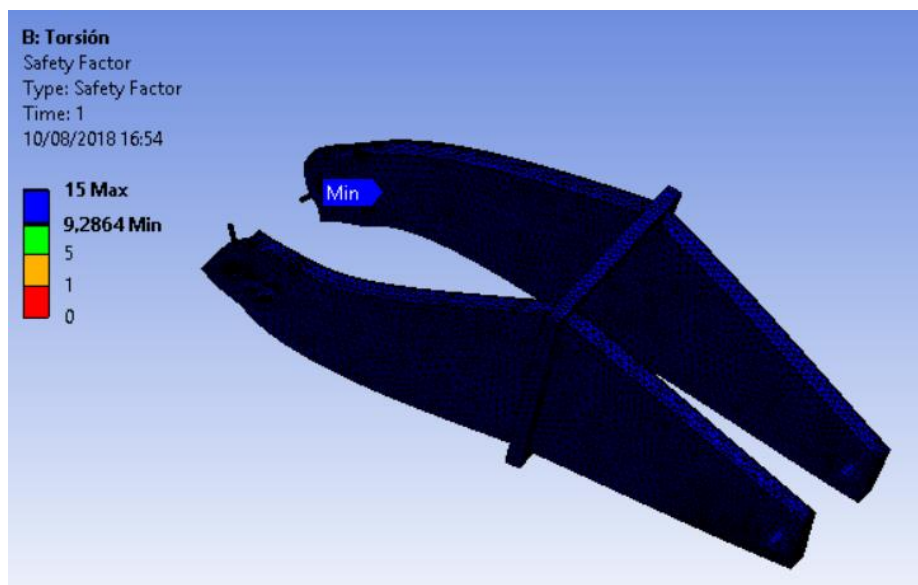


Ilustración 84: *Safety factor* (Torsión) del tercer diseño planteado

Como en el caso anterior, en este caso tampoco la torsión supone ningún problema para la integridad estructural del basculante.

-Deformación total para el ensayo de torsión:

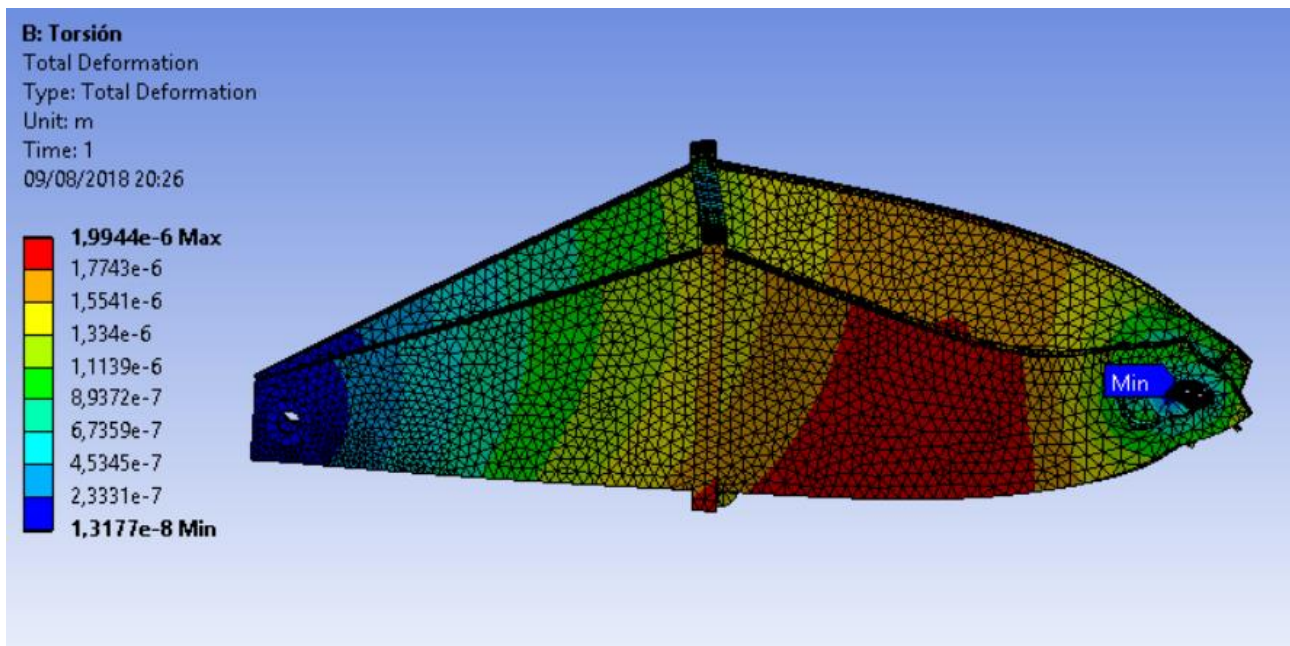


Ilustración 85: Deformación total (Torsión) en el tercer diseño propuesto

De nuevo, no hay deformaciones lo suficientemente grandes como para suponer un problema en el uso de los materiales planteados.

En esta simulación, la calidad de la malla se caracteriza por un valor máximo de *skewness* igual a 0.92 y un valor mínimo de *orthogonality* igual a 0.12, por lo que no se cumple ninguna de las dos condiciones. No obstante, como ocurría con el caso anterior, los resultados son negativos, por lo que no hará falta refinar la malla.

Por tanto, una vez analizados los resultados de las simulaciones, se detectan algunos problemas en el diseño, que deberán resolverse en el siguiente diseño planteado:

-Falta de resistencia mecánica: Como se ha comentado en el estudio de la simulación a Flexión-tracción, la estructura no tiene aún suficiente resistencia mecánica como para aguantar las fuerzas a las que se la someterá.

-Diseño no finalizado: En el diseño mostrado, faltan algunos detalles necesarios para que el diseño sea completamente válido, como puede ser la forma de unión entre las chapas de aluminio y la espuma de aluminio, o la forma de roscar la zona donde se introducirá la varilla roscada que forma parte del tensor de cadena.

-Diseño no optimizado: El espesor de la chapa de aluminio y de la espuma no se ha optimizado para minimizar la masa del basculante, por lo que es algo que se debe estudiar.

Observando los ensayos de flexión-tracción, se puede ver que el factor de seguridad está muy próximo al límite inferior, por lo que el diseño final tendrá una estructura muy similar a esta última propuesta, por lo que se partirá desde este punto para desarrollar la versión final del basculante.

5.3. Diseño final

Como se ha comentado en el apartado anterior, el objetivo de este apartado es añadir las pequeñas modificaciones necesarias para que el diseño propuesto anteriormente sea validado por las simulaciones y pueda montarse en el prototipo final.

Para comenzar con este apartado, se le añadirán al diseño las piezas necesarias para considerarlo terminado. Los principales problemas por solucionar son los siguientes:

- Roscado del agujero para la varilla roscada del tensor de cadena: La espuma de aluminio presenta un problema importante a la hora de hacer un agujero roscado. Debido a su naturaleza de espuma, su interior está prácticamente forma por aire, por lo que realizar una rosca en su interior es muy complicado. Además, el proceso de introducir y sacar la varilla roscada daña la espuma y eso es algo que se debe evitar de cualquier manera. Para solucionar esto se plantea el uso de un casquillo de acero que se introduzca en la zona. El casquillo presenta el siguiente diseño:

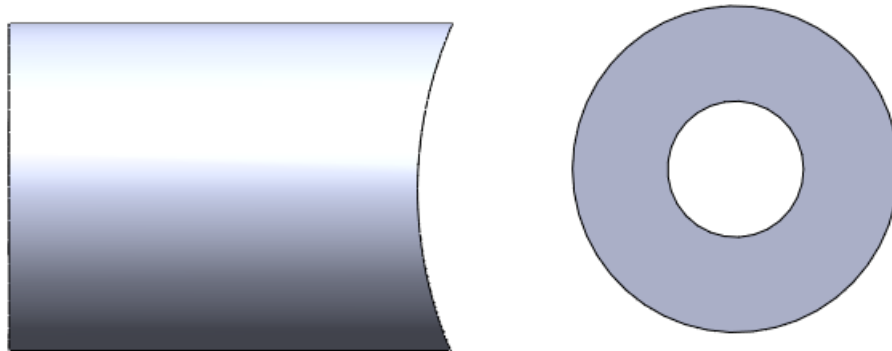


Ilustración 86: Casquillo de protección para el tensor de cadena

- Unión del marco de aluminio a los brazos del basculante: El marco de aluminio tiene que tener una forma de anclarse y quedar fijo con respecto a los brazos del basculante. Para ello, se plantea la opción de utilizar unas varillas roscadas que, mediante dos tuercas, una a cada lado, unan todas las piezas. El resultado de esta modificación sería el siguiente:

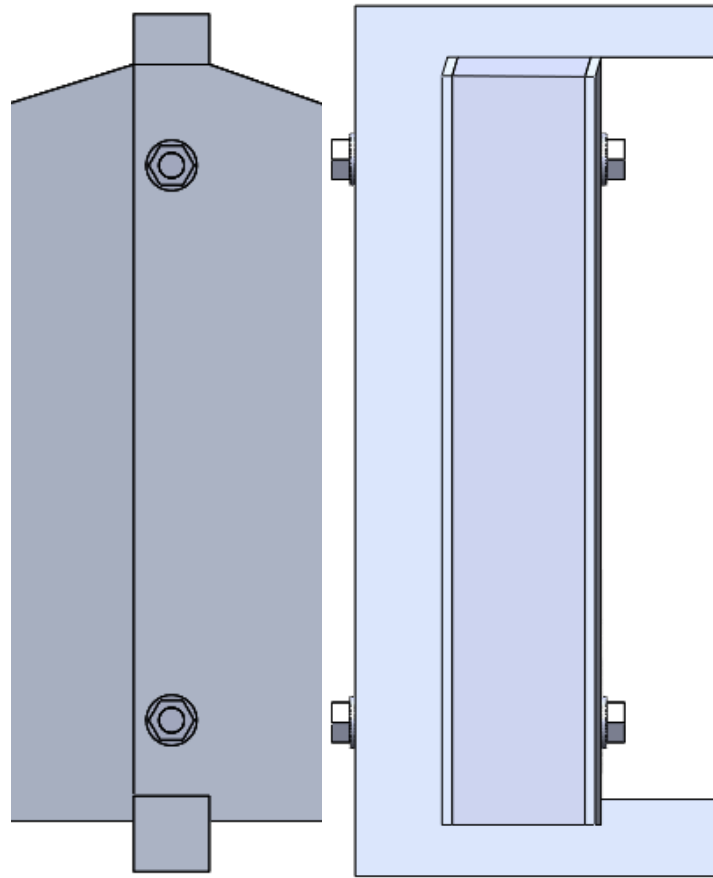


Ilustración 87: Solución propuesta para unir los brazos del basculante y el marco de aluminio

Estas varillas no requieren de casquillos de protección ya que el interior de la espuma no se tiene que roscar y no se enroscará y desenroscará las varillas en numerosas ocasiones, como sí ocurre con el tensor de la cadena.

- Aumento de la resistencia mecánica: Lo principal a conseguir es aumentar la resistencia mecánica hasta que el coeficiente de seguridad supere el límite inferior. Para eso, se plantea un cambio en el diseño: Se añadirán dos pletinas de aluminio a la zona de contacto inferior entre el marco de aluminio y la espuma. El diseño quedaría de la siguiente forma:

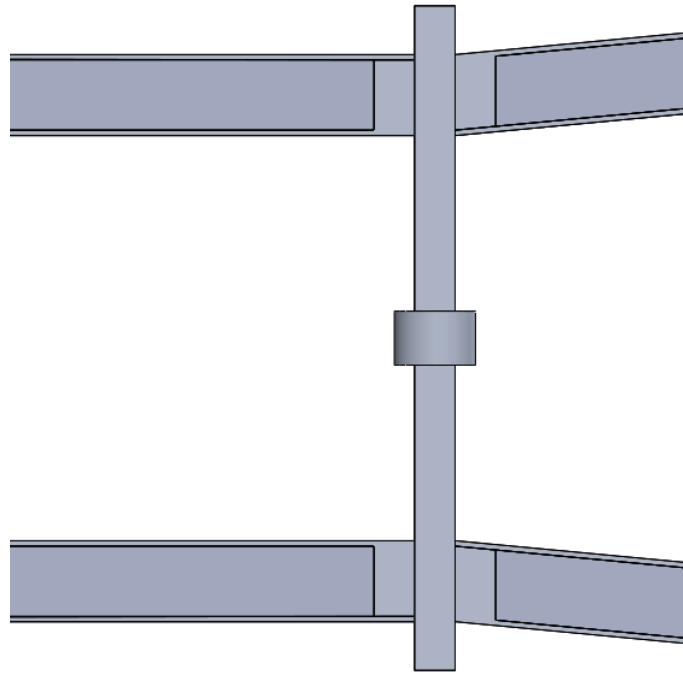


Ilustración 88: Pletinas de aluminio añadidas a la zona inferior del contacto marco de aluminio-espuma de aluminio

Para comprobar su efectividad, se simula la pieza para ver qué diferencias aparecen en el factor de seguridad de esa zona:

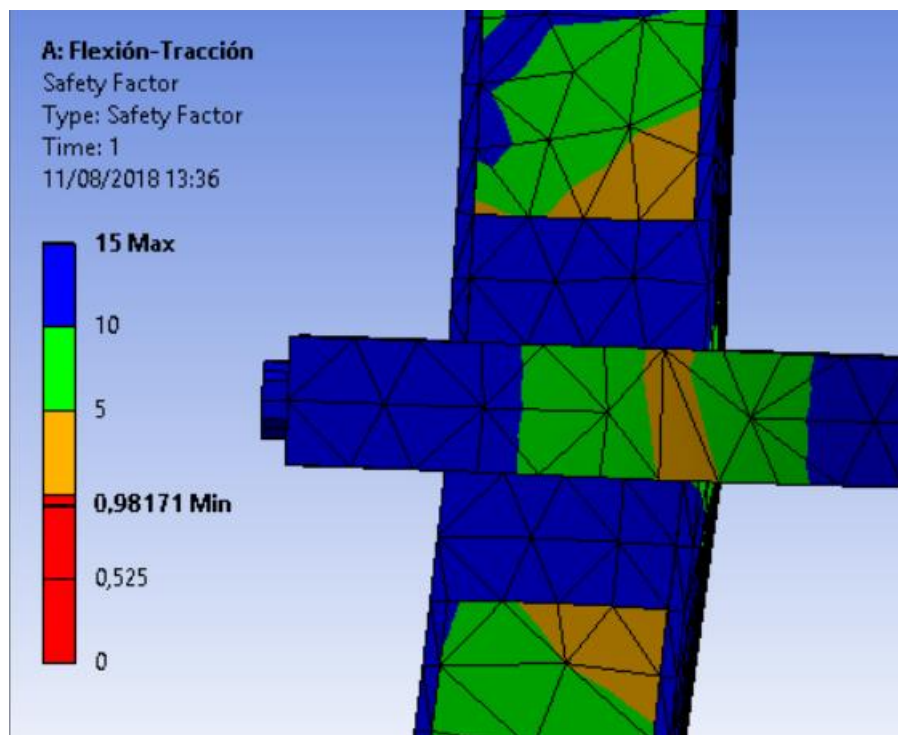


Ilustración 89: Factor de seguridad en la pletina de aluminio

El factor de seguridad de esta zona aumenta considerablemente. No obstante, el coeficiente de seguridad de la pieza sigue siendo menor que el límite inferior. La zona con factor de seguridad mínimo es la siguiente:

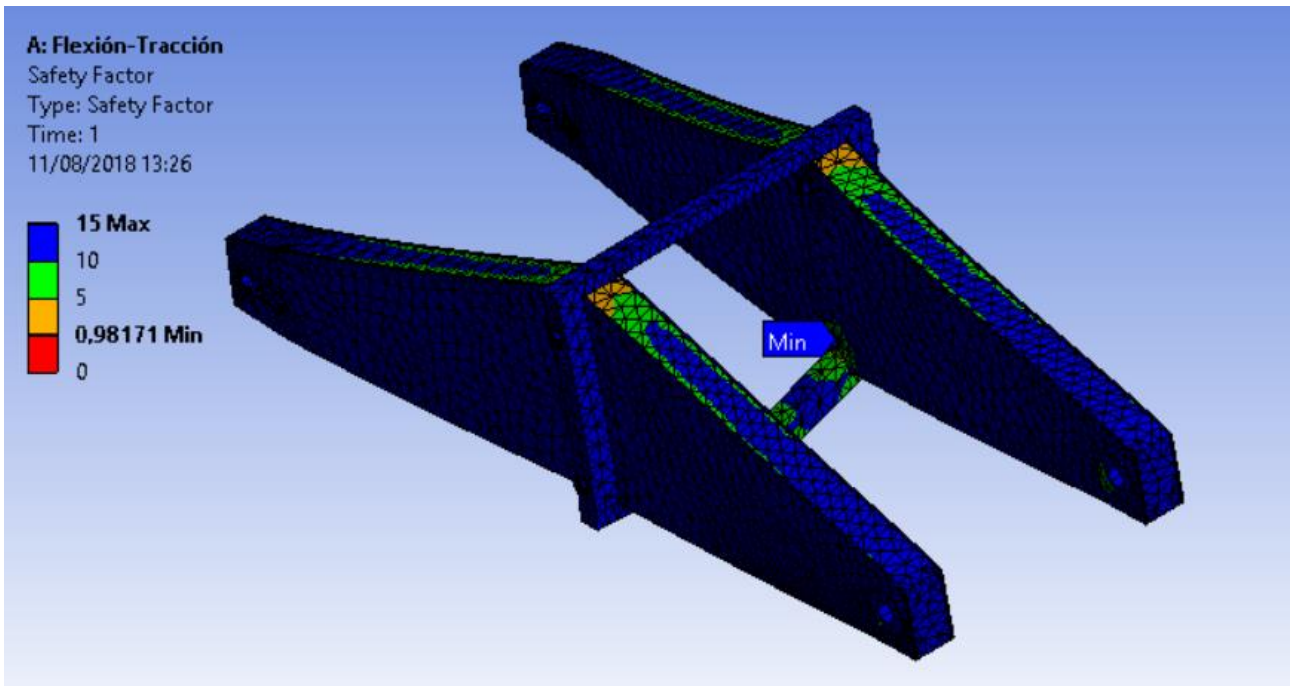


Ilustración 90: Safety Factor mínimo (Tracción-flexión) en el cuarto diseño propuesto

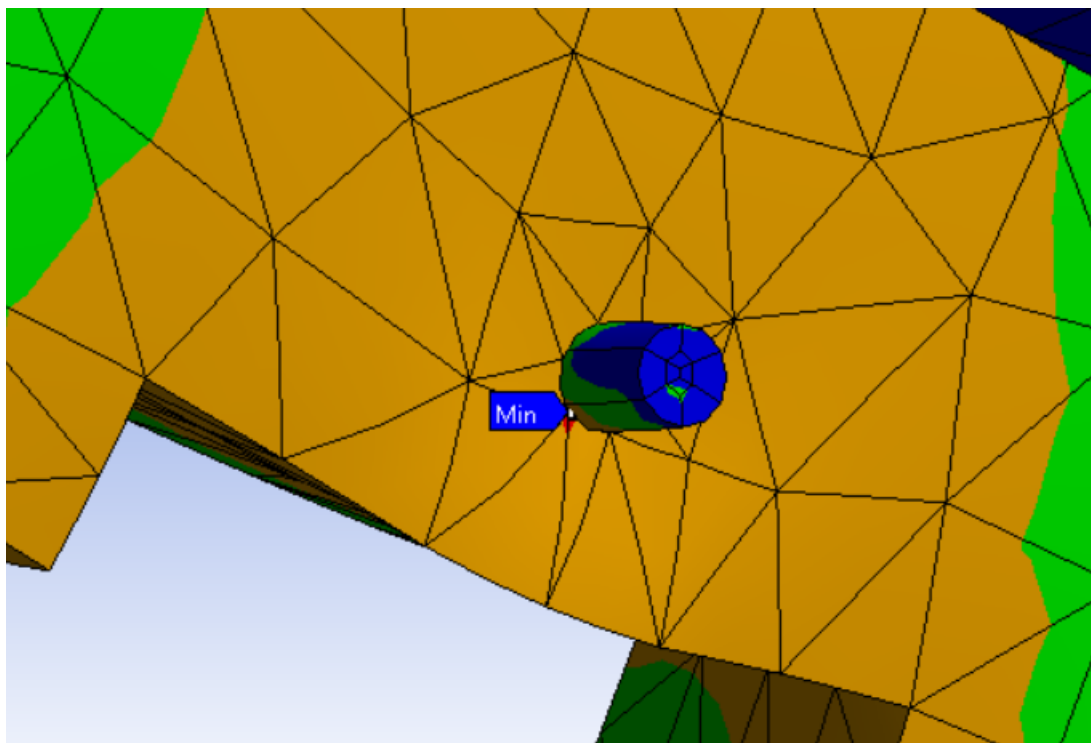


Ilustración 91: Detalle del safety factor mínimo (Tracción-Flexión) en el cuarto diseño propuesto

La zona con factor de seguridad mínimo se encuentra en la espuma de aluminio, en la zona de contacto entre la varilla roscada y la espuma. Para solucionar esto, se debe aumentar la cantidad de material debajo de la varilla, para que los esfuerzos sean absorbidos por más material. La modificación propuesta es la siguiente:

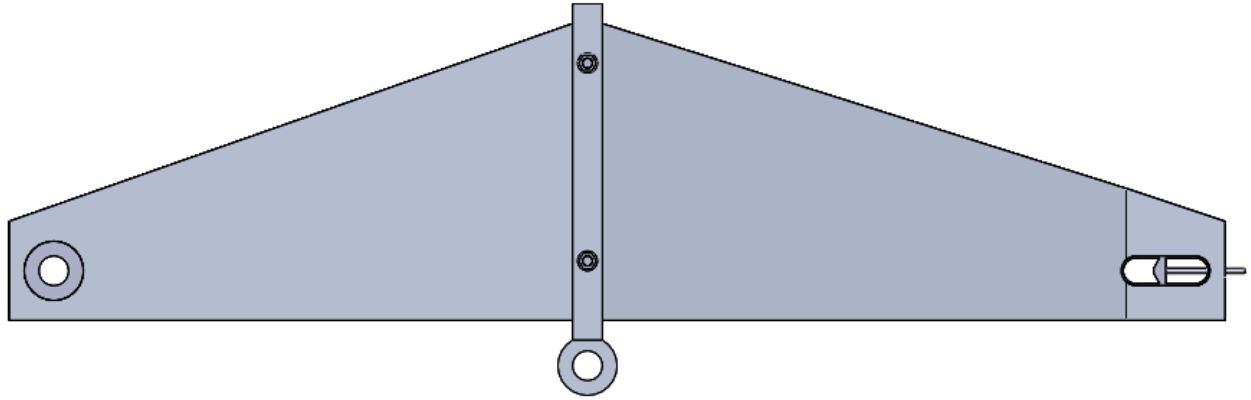


Ilustración 92: Distribución final de las varillas de unión brazos-marco de aluminio

La simulación de esta nueva distribución muestra el siguiente resultado:

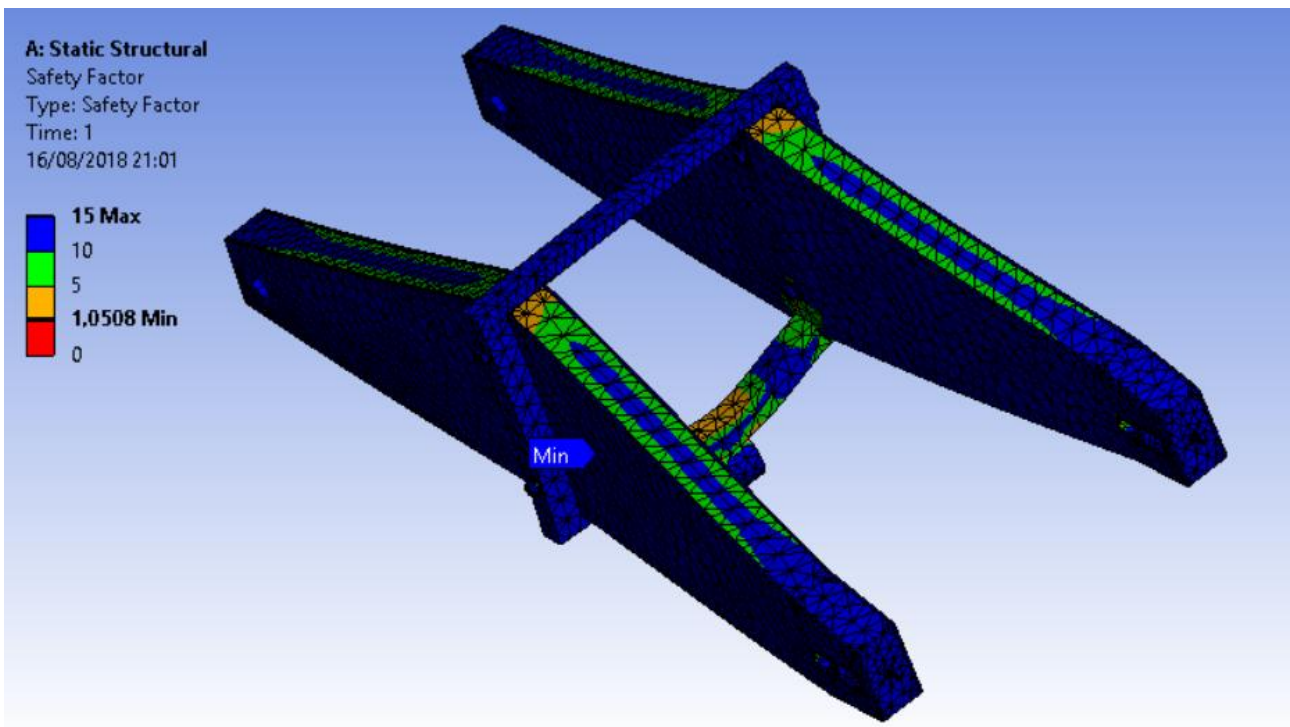


Ilustración 93: Safety Factor (Tracción-flexión) de la cuarta propuesta de diseño

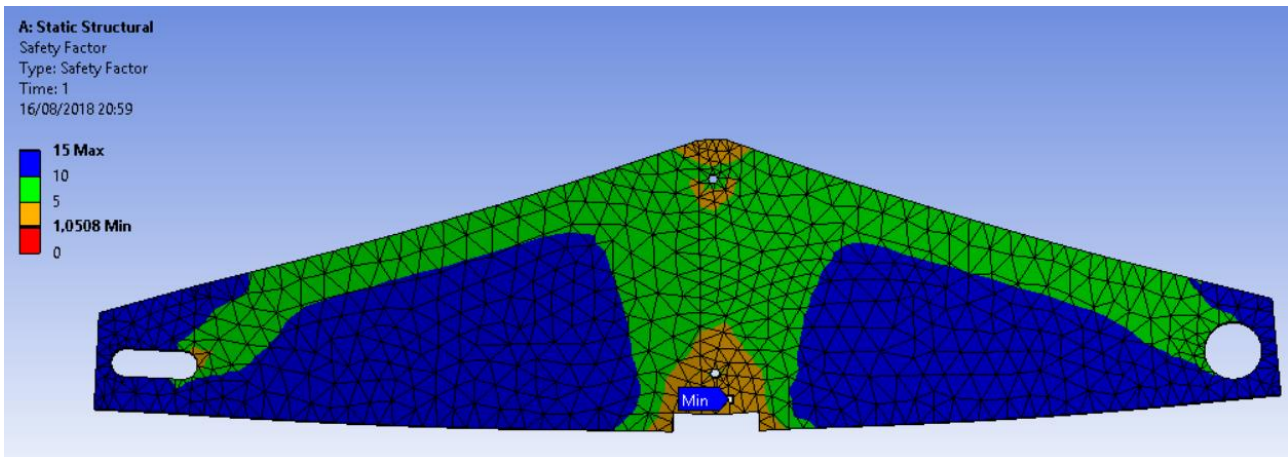


Ilustración 94: Detalle del safety factor mínimo (Flexión-Tracción) del cuarto diseño propuesto

Como se ve en las imágenes anteriores, el resultado de la simulación es positivo, pues todos los puntos tienen un factor de seguridad superior a 1.05, lo que hace del diseño una opción válida en cuanto a resistencia mecánica. Por tanto, una vez conseguidos todos estos puntos, se puede considerar que el diseño está terminado.

Los resultados deben ser validados además por una correcta calidad en la malla. En este caso, las variables estadísticas de la malla son 0.12 en *orthogonality* y 0.87 en *skewness*. Por tanto, es necesario refinar la malla en el punto crítico, donde el coeficiente de seguridad es menor. Si hacemos esto, el resultado del ensayo Flexión-tracción es el siguiente:

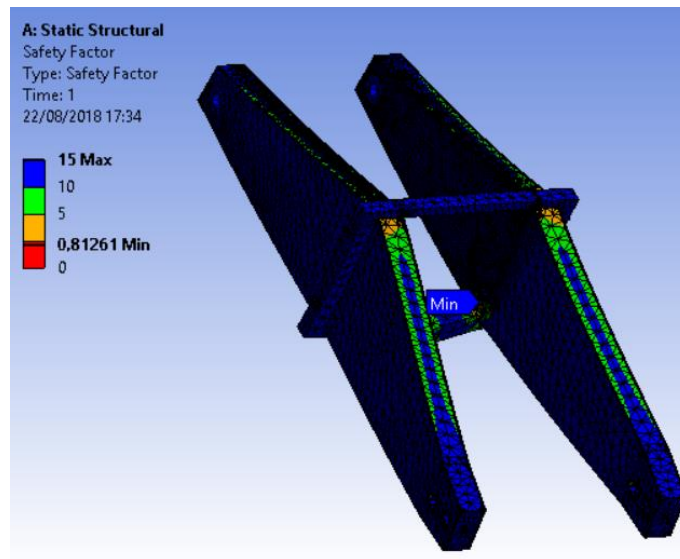


Ilustración 95: Safety facor (flexión-tracción) sobre el diseño final una vez mejorada la malla

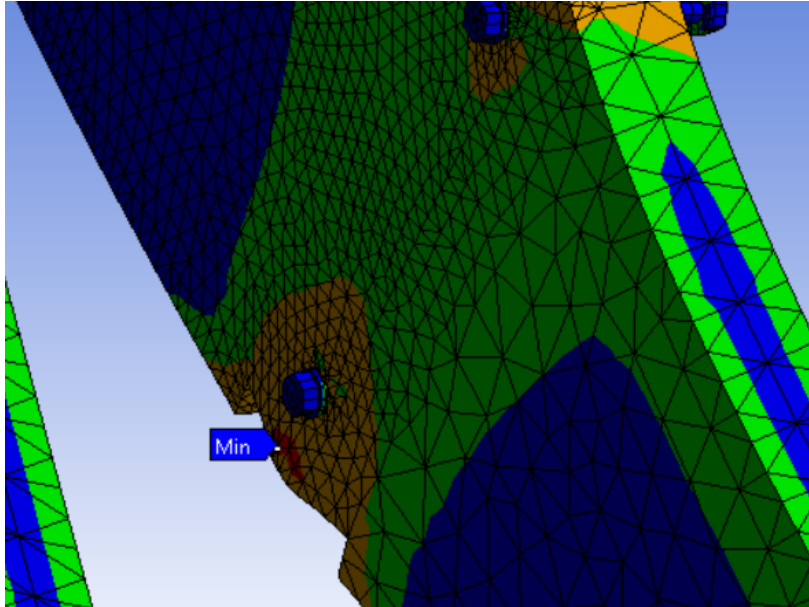


Ilustración 96: Detalle del factor de seguridad mínimo en el diseño final con la malla mejorada

Como se ve en ambas imágenes, hay una zona con factor de seguridad menor que 1.05. Por tanto, se plantea la opción de aumentar la pletina de aluminio de la zona inferior, solo que, en este caso, en vez de aumentar de forma continua la pletina, se aumenta de forma escalonada, como se muestra en la siguiente imagen:

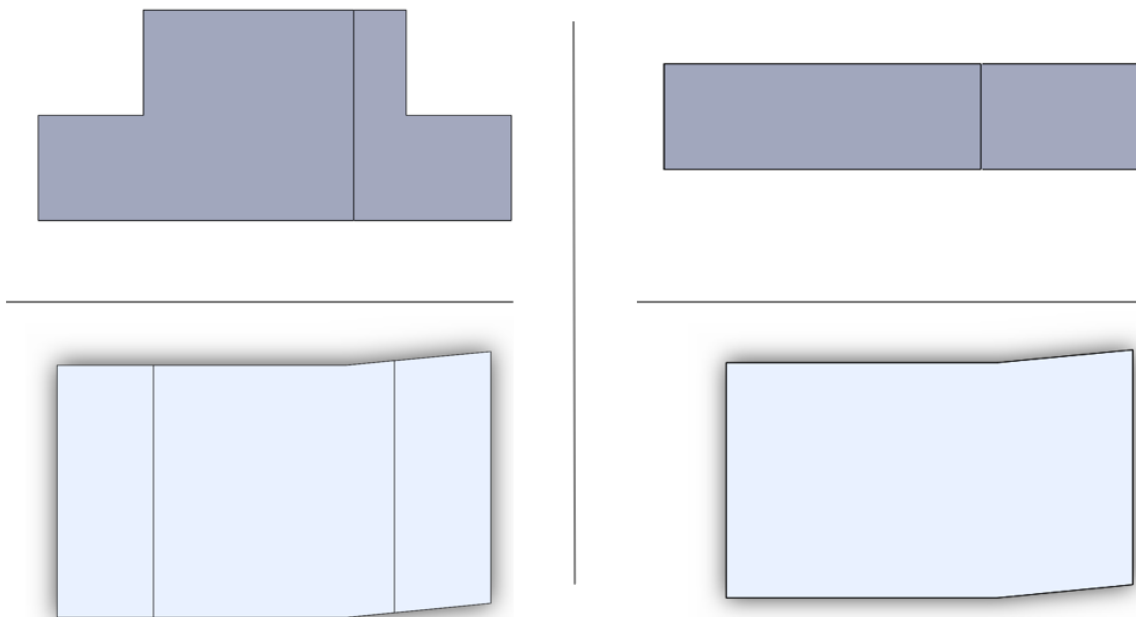


Ilustración 97: Comparativa entre la primera versión de la pletina y la segunda

Simulando completamente el diseño final con esta nueva pletina y la malla antes planteada, se obtienen los siguientes resultados:

-*Safety factor* en el ensayo de flexión-tracción:

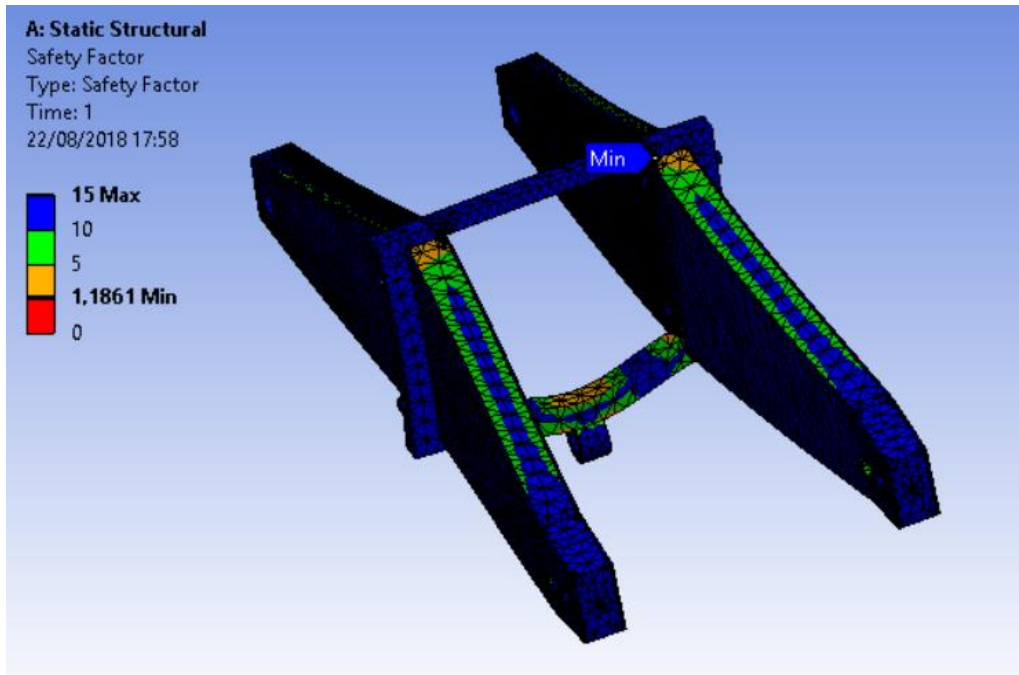


Ilustración 98: Safety factor (flexión-tracción) del diseño final

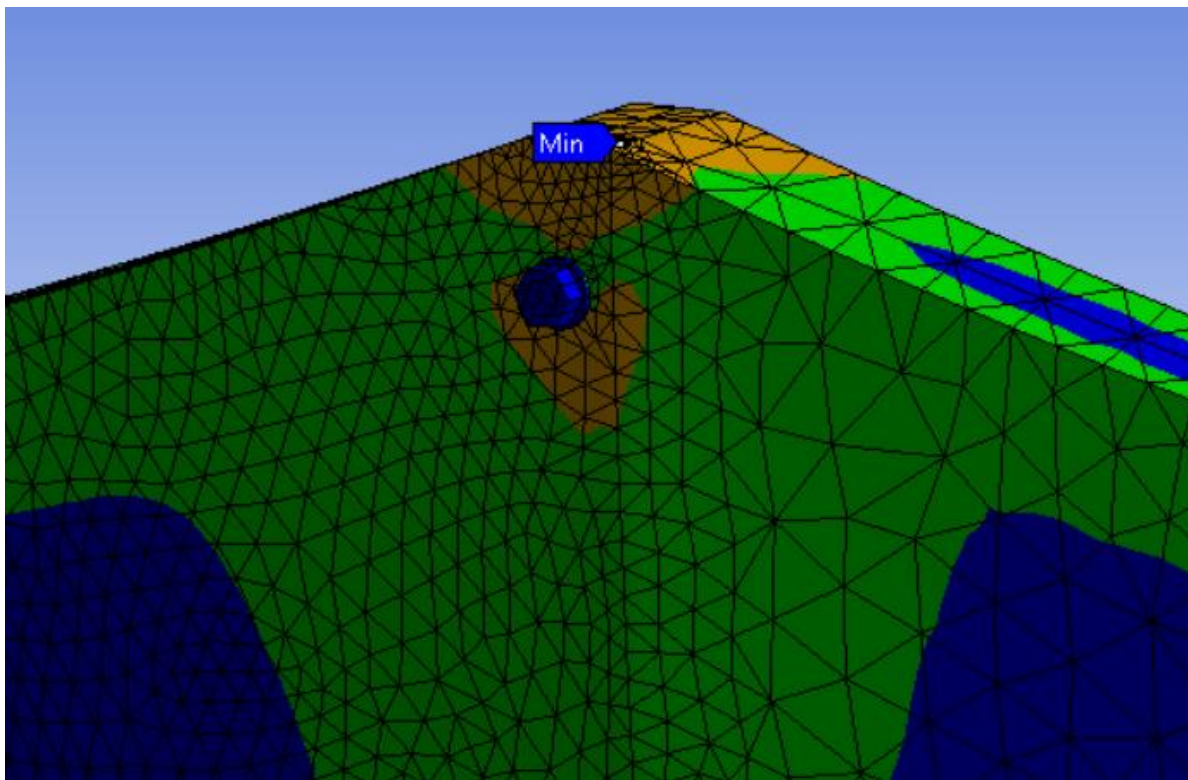


Ilustración 99: Detalle del mínimo safety factor (flexión-tracción) del diseño final

Como se ve en las imágenes, en este caso sí se consigue finalmente cerrar el diseño con un coeficiente de seguridad superior a 1.05. El punto de factor de seguridad mínimo se traslada a la zona superior y tiene un valor de 1.18. Además, en esta zona se conserva aún un mallado fino lo que permite afirmar que la simulación es correcta en estos puntos, por lo que el diseño quedaría validado de cara a la resistencia mecánica.

-Deformación total en el ensayo flexión-tracción:

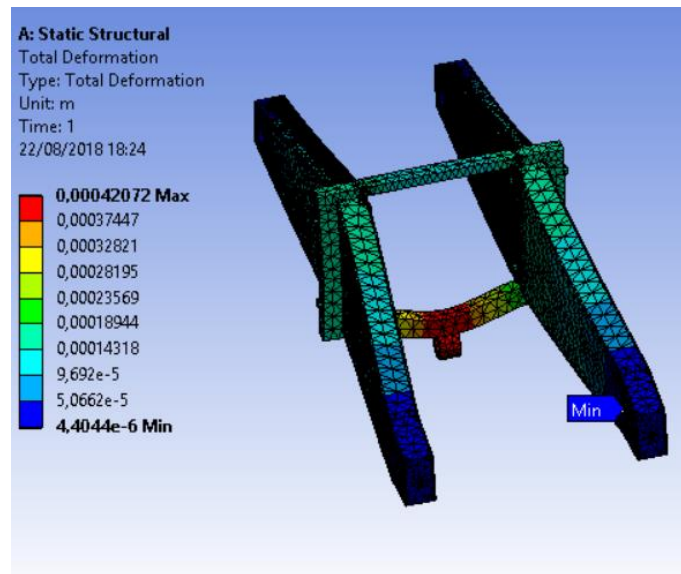


Ilustración 100: Deformación total del diseño final

Los resultados de los ensayos a torsión no se muestran ya que a lo largo del desarrollo del diseño quedaron validadas todas las piezas en función de estos ensayos. A lo largo de este proceso sólo se ha aumentado la resistencia mecánica de la pieza, y en las simulaciones pertinentes a torsión en el diseño final, los resultados son igual de válidos.

En este caso, las características de la malla toman los siguientes valores: 0.82 para el valor máximo de *skewness* y 0.28 como valor mínimo de *orthogonality*. Por tanto, la malla y el ensayo se consideran exactos y el diseño validado.

En las siguientes imágenes se muestran las vistas principales del diseño final:

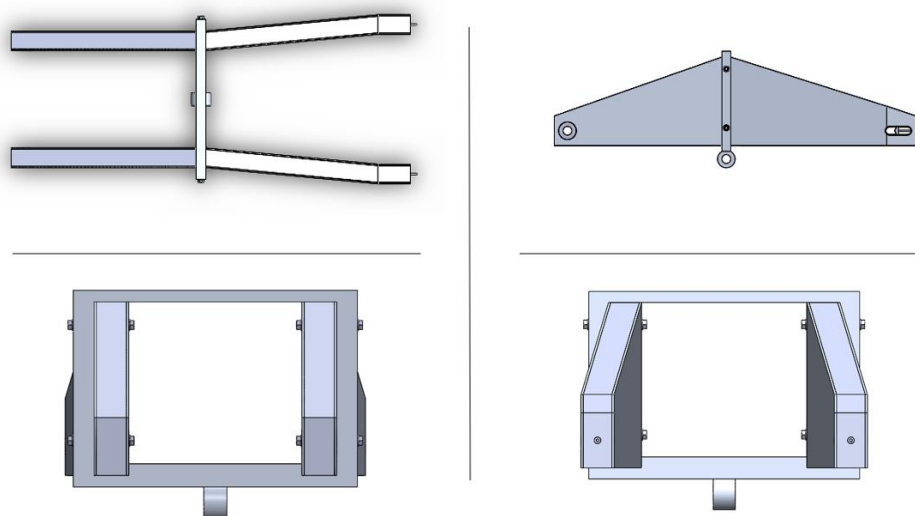


Ilustración 101: Vistas principales de la versión final del basculante

Con esto se da por concluido el apartado de *Diseño final*, dando paso al último apartado de la etapa de diseño, donde se darán los resultados finales del diseño y se sacarán conclusiones en función de estos.

5.4. Resultados del diseño y conclusiones

A lo largo de este apartado se darán los resultados finales del diseño, comparando este diseño con uno similar en Aluminio 6082 T6. Se recuerda que todas las simulaciones hechas hasta ahora se han hecho suponiendo que la espuma de aluminio es la Cymat 040SS de la que se habló en el apartado *Selección de material*, por lo que en este apartado también se discutirá qué espuma se habrá de elegir.

Primero, en la siguiente tabla se resumen las principales características físicas y mecánicas de la pieza:

	Masa	Factor de seguridad mínimo	Dimensiones máximas
Basculante	3.509 Kg	1.1861	625x198x260 mm

Tabla 8:: Principales propiedades del diseño final del basculante-Cymat 040SS

Comparando estos valores con los de un basculante convencional, cabe destacar la poca masa de la pieza, siendo la masa media de un basculante de competición de alrededor de 4 kilogramos. En la anterior edición de Motostudent se presentó un basculante de masa 8 kg, por lo que se consigue una reducción de esta del 56.25%.

A la hora de elegir la espuma de aluminio, se comparan principalmente dos cosas: la primera es el coeficiente de seguridad, que tiene que ser siempre superior a 1.05 y, a continuación, se valora la masa, a menor masa del basculante, mejor.

A priori, debido a la poca diferencia que hay entre el factor de seguridad mínimo con la espuma Cymat040SS, se puede afirmar que ninguna de las dos espumas (030SS y 020SS, ambas menos resistentes y más ligeras que la 040SS) conseguirá un factor de seguridad superior al mínimo.

Espuma	Factor de seguridad mínimo	Masa
Cymat 040SS	1.1861	3.509 Kg
Cymat 030SS	0.77	3.158 Kg
Cymat 020SS	0.58	2.987 Kg

Tabla 9: Comparación de la masa y coeficiente de seguridad mínimo para las distintas espumas.

Por tanto, se concluye que el basculante se debe fabricar con la espuma Cymat 040SS para conseguir superar el coeficiente de seguridad mínimo. La masa final del basculante será de 3.5 Kg, disminuyendo 4.5 kilogramos al diseño del año anterior. La mejora en masa es evidente y se cumple uno de los objetivos de mejora planteados al principio del proyecto.

Como futuros trabajos a realizar, en relación con el diseño, se plantean las siguientes opciones:

- Con la espuma Cymat 040SS se podría optimizar el diseño, el espesor de la espuma y de la chapa de aluminio y mejorar los sistemas de unión con el resto de partes del ensamblaje.
- Se puede modificar el diseño de forma que se puedan utilizar también las espumas 030SS y 020SS para así elegir el diseño más conveniente de las distintas opciones.
- Para la espuma Cymat 040SS se podría cambiar el diseño aumentando su coeficiente de seguridad, en caso de querer plantear un modelo comercial con espuma de aluminio.

6. FABRICACIÓN

A lo largo de este apartado se desarrollará todo el proceso de fabricación, desde la materia prima hasta el basculante final, además de realizar un presupuesto del proyecto y uno del proceso de fabricación.

Como anexo al proyecto se incluirán los planos de fabricación y las distintas hojas de procesos necesarias para definir completamente todos los puntos críticos en el proceso de fabricación.

Previo a comenzar con el desarrollo del proceso de fabricación, se incluyen las principales vistas de la pieza para tenerlas como referencia:

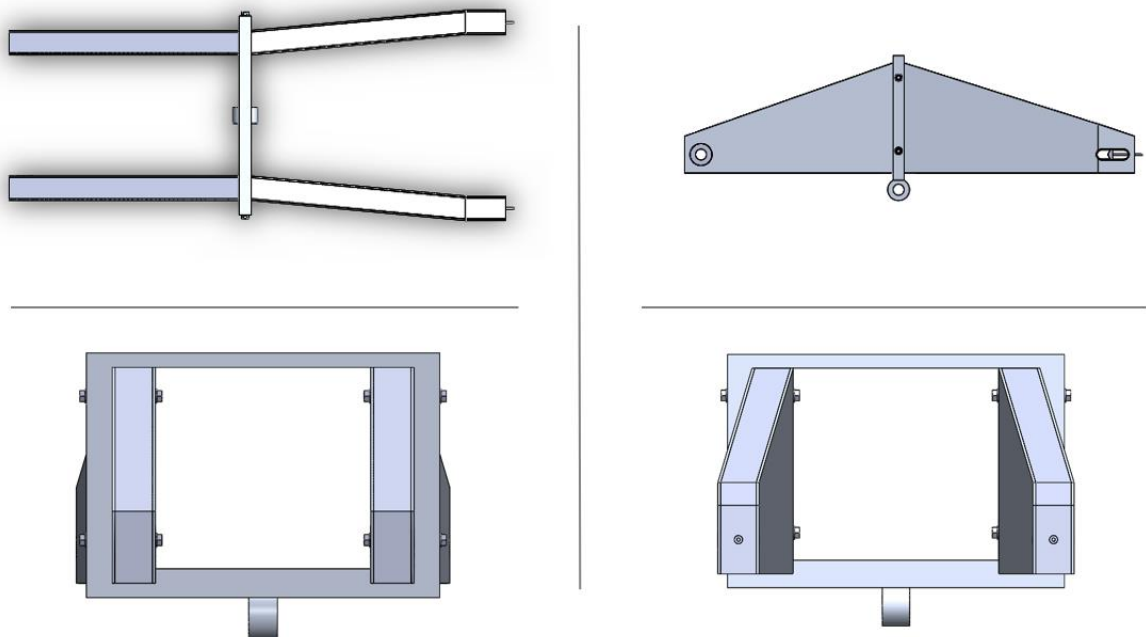


Ilustración 102: Principales vistas del basculante

Cabe destacar también las distintas piezas que componen el basculante, a saber:

- Los brazos del basculante: Formados por paneles sándwich de espuma de aluminio. Su fabricación se hará principalmente mediante doblado y corte con sierra CNC.
- Marco de aluminio: Junto al brazo del basculante, da rigidez estructural a la pieza. Su fabricación se puede hacer mediante máquina de control numérico o mediante fresado convencional.
- Varillas y casquillos roscados: Una de las principales características de la pieza es que apenas aparecen soldaduras, por lo que la mayor parte de las uniones se hacen mediante varillas roscadas, machihembrando con tuercas en los extremos. Su fabricación se hace en torno si son roscas exteriores o utilizando útiles de roscado si son roscas interiores.
- Tuercas y elementos normalizados: Los elementos normalizados no se fabrican, ya que al ser normalizados su precio no es particularmente elevado y se ahorra tiempo y dinero comprándolos a un distribuidor.
- Tensor de cadena: Formado por cuatro piezas distintas, se planteará más adelante si se fabrica o se compra el elemento de otra pieza y se adapta el hueco a la nueva configuración.

A lo largo del desarrollo del proceso de fabricación, se comenzará definiendo el proceso de cada parte por separado para luego entrar en la unión de todas las piezas.

6.1. Desarrollo del proceso de fabricación

Como se ha comentado anteriormente, en este punto se desarrollará la fabricación de cada pieza del basculante y, finalmente, se tratará el proceso de unión de todas las piezas hasta conseguir el ensamblaje completo.

Para empezar, se tratará la fabricación del elemento más importante del basculante, ya que es donde se encuentra la espuma de aluminio, que es la característica más importante de este proyecto. Antes de empezar a hablar sobre la fabricación de la espuma de aluminio, es importante conocer cómo se comercializa la espuma Cymat 040SS.

Consultando con el fabricante Cymat, sólo fabrican la espuma de aluminio en planchas y no en paneles sándwich. Por tanto, habrá que añadir una primera parte de la fabricación en la que se fabricarían manualmente los paneles sándwich.

Para fabricar los paneles, se necesitarán cuatro planchas de aluminio de 630x160x2 mm, dos planchas de espuma de aluminio de 630x160x26 mm y un adhesivo para pegar todas las partes. El fabricante de la espuma de aluminio recomienda como adhesivo el HexBond™ ST1035. Este adhesivo se comercializa en forma de film, y necesita un tiempo de curado a 120°C de una hora, aproximadamente.

Por tanto, el proceso de fabricación de los paneles sándwich es el siguiente:

En función de reducir el tiempo de fabricación, primero se fabricarán los paneles sándwich para luego doblarlos. Para la fabricación de estos, primero hay que cortar las planchas de aluminio y la espuma con la forma indicada. A continuación, se muestran dos imágenes con la forma y las principales cotas con las que se deberán cortar todas las planchas:

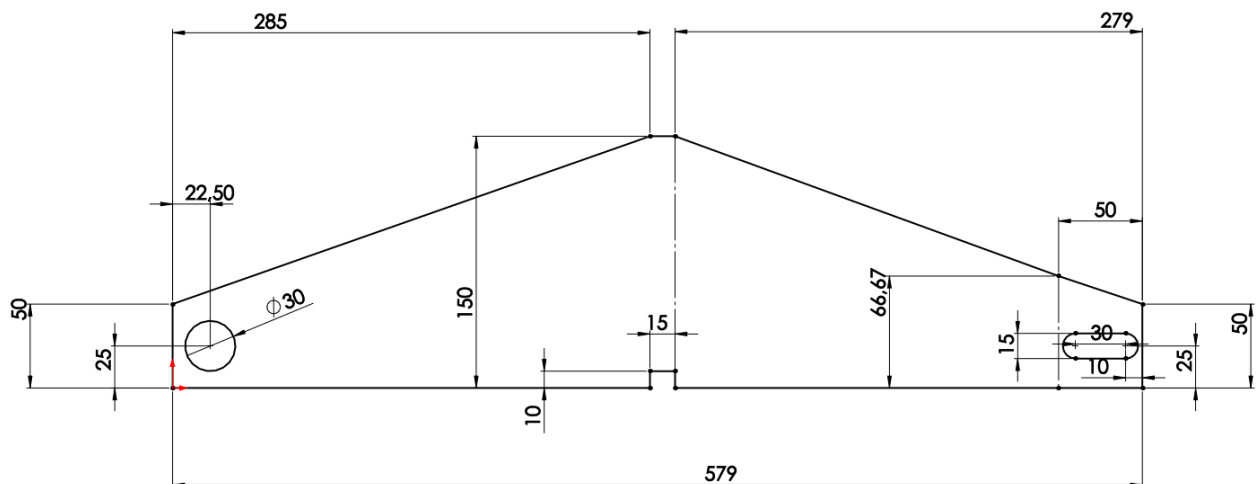


Ilustración 103: Corte a realizar en las chapas de aluminio

En el caso de la espuma de aluminio, el corte se modifica ligeramente, ya que hay que dejar hueco para las pletinas de aluminio planteadas durante el proceso de diseño:

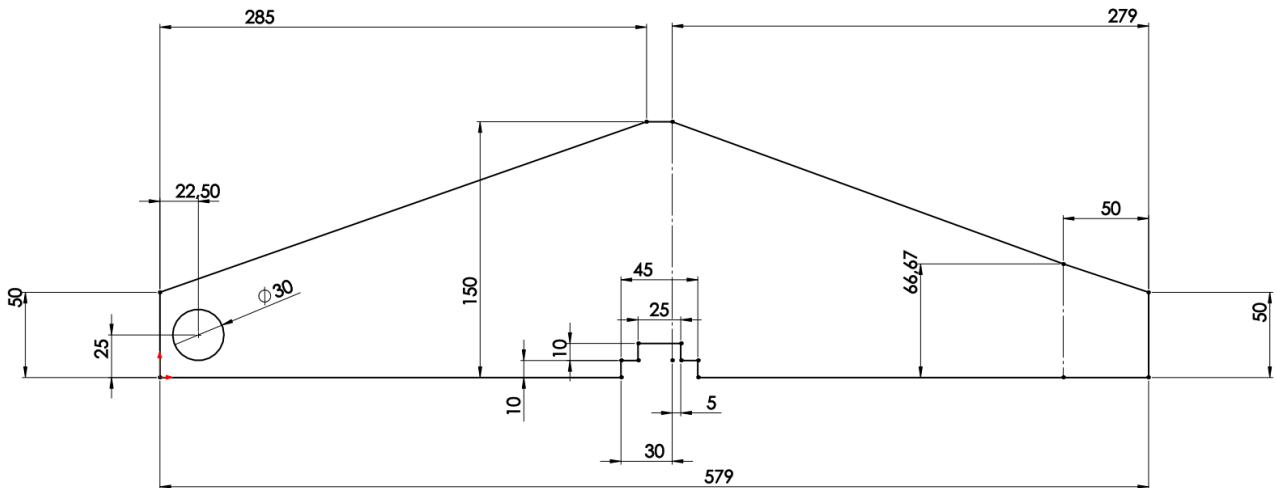


Ilustración 104: Croquis del corte a realizar en la espuma de aluminio

Este corte presenta un problema principal: tanto el corte del tensor de cadena como el del agujero donde se alejará el casquillo no tienen entrada desde fuera, por lo que no se pueden hacer con una sierra de corte convencional. Para esto se puede utilizar el corte con agua a presión. Esta solución tiene un problema y es que aumenta el costo de la fabricación si se tiene que subcontratar el corte al no poseer una máquina de corte por agua a presión. Se supondrá que sí se posee esta máquina en la fábrica y se presupuestará en función de esto. Se utiliza en este caso corte con agua a presión ya que el fabricante de la espuma de aluminio recomienda este método de corte para su material.

Por tanto, para realizar estos cortes en todas las piezas, es necesario primero programar el control numérico de la máquina en G-code. Para ello se necesitará un experto en programación de control numérico (Ingeniero I) que pueda generar y modificar el código en caso de necesitarlo.

Una vez hechos todos los cortes, se pasará a preparar las superficies de todas las planchas y placas para realizar el pegado. El preparado de bordes y superficies consiste en eliminar impurezas y salientes de forma que se garantice la mayor calidad posible en la unión. El fabricante del adhesivo recomienda en [8] que primero se le realice un pequeño tratamiento químico a la superficie de la chapa de aluminio para eliminar el óxido, para luego continuar con un desengrasado y la aplicación de una solución proporcionada por ellos. En la espuma de aluminio, simplemente hay que retirar el envoltorio en el que viene envuelto.

Tras preparar todas las placas, se aplica el film adhesivo en todas las superficies de unión y se mandan a curar al horno, a 120°C durante al menos una hora. El proceso de curado sirve para que el adhesivo se expanda y entre por todos los poros posibles, mejorando la unión.

Con el curado y el posterior enfriado de las piezas, se da por concluido el proceso de fabricación de los paneles sándwich. Durante este proceso han tenido que intervenir, como mínimo, un ingeniero que programe el corte mediante agua a presión, un responsable de horno y dos operarios, que realizan los procesos de pegado simultáneamente. Como material ha hecho falta una máquina de corte por agua a presión, un horno industrial y una mesa de trabajo, además de la materia prima. A continuación, se muestran imágenes de los materiales necesarios:



Ilustración 105: Máquina para corte con chorro de agua a presión. Fuente: www.flowwaterjet.com



Ilustración 106: Horno para tratamientos térmicos. Fuente: www.metalmecanica.com

Para concluir con la fabricación de los brazos del basculante, se procede a doblar los paneles sándwich, ya con su forma definida. Para el corte, se utilizará una máquina de corte con control numérico. Para esta máquina se necesitaría también a alguien que programase el control. Dependiendo del tamaño del taller, se podría plantear tener otro ingeniero encargado de esta tarea, no obstante, se supondrá que el Ingeniero I es el encargado de escribir y modificar el código de esta máquina.

Los doblados de los paneles sándwich que hay que realizar son los siguientes:

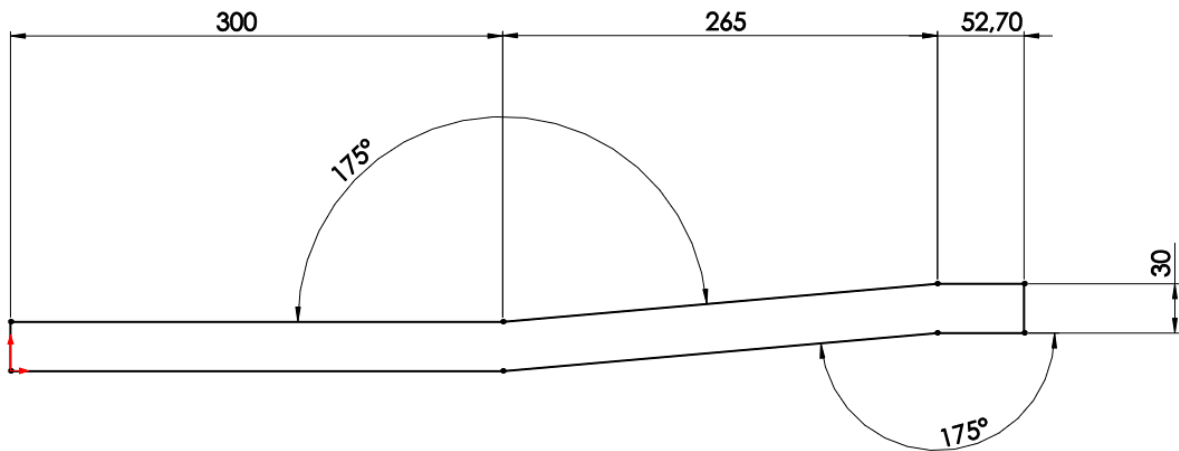


Ilustración 107: Croquis del doblado a los paneles sándwich

En las dobladoras CNC es necesario saber también qué ancho de panel hay que doblar, para elegir correctamente el útil de doblado. El útil de doblado debe tener un ancho, siempre mayor o igual al ancho del panel a doblar y muy cercano a este valor. En la siguiente imagen se muestra que anchos de doblado son necesarios para ambos:

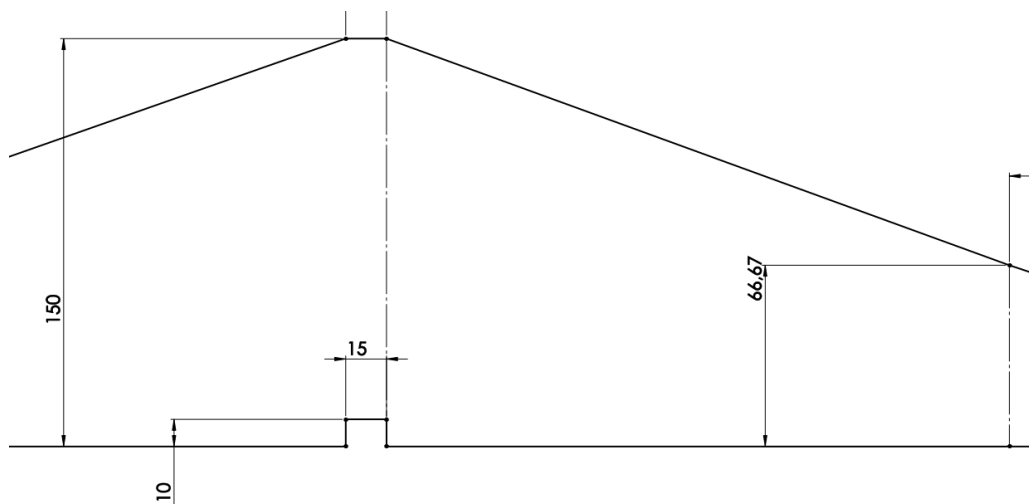


Ilustración 108: Anchos de doblado necesarios

Por tanto, para el primer corte se propone el uso de un útil de 150-155 mm y para el primero se propone uno de 70 mm. Un ejemplo de máquina de doblado con CNC podría ser la siguiente imagen:



Ilustración 109: Dobladora CNC. Fuente: www.ferrecatalogo.com

Una vez finalizado esto, se debería obtener dos brazos como los mostrados a continuación:

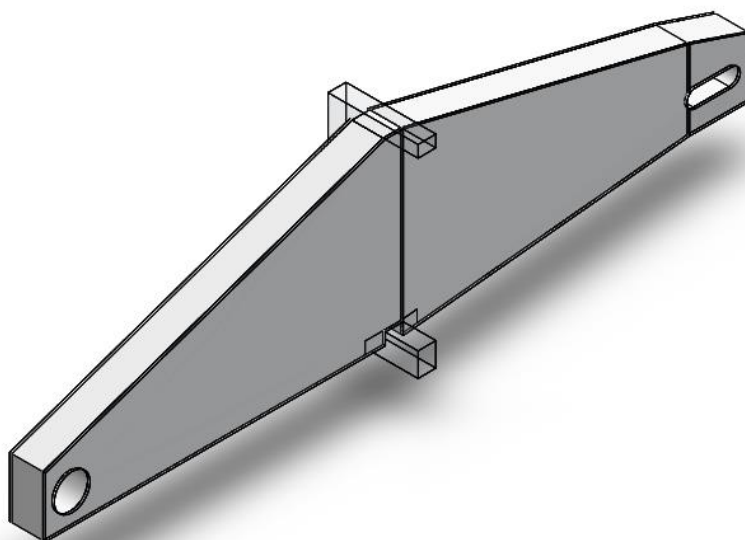


Ilustración 110: Brazo del basculante obtenido tras la fabricación

A continuación, se fabricará el marco de aluminio. En la siguiente imagen se muestra la pieza:

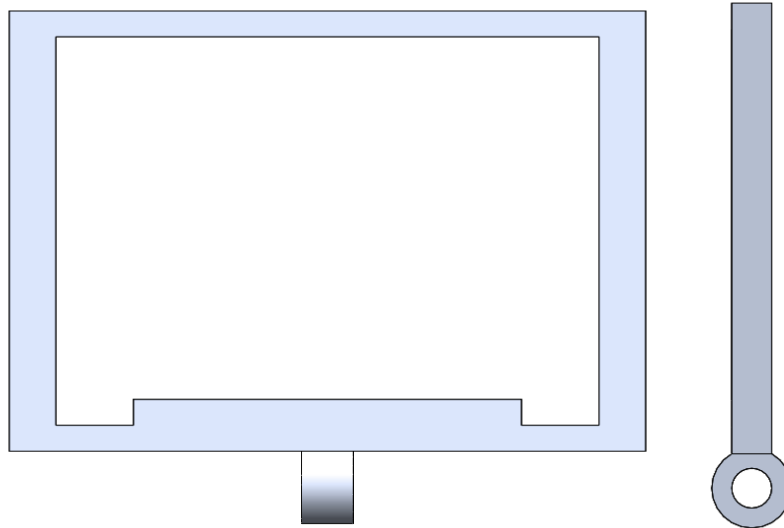


Ilustración 111: Principales vistas del marco de aluminio

El proceso de fabricación del marco de aluminio se puede enfocar de dos formas distintas. O bien se divide la pieza en dos, una siendo el marco en sí mismo y otro el enganche con la suspensión para posteriormente soldarlas, o bien, se parte de un bloque de aluminio más grande y se mecaniza toda la pieza de una sola tirada.

Para tomar la decisión se depende de dos cosas: la primera es si el taller cuenta con soldador titulado y con experiencia soldando aluminio y con una soldadora TIG y la segunda es el presupuesto total del proyecto. Si se opta por la primera opción, es necesario que el taller disponga de soldador y máquina de soldadura pues sino el precio se dispararía. En este caso, como ya se comentó anteriormente, se opta siempre por limitar las soldaduras al máximo, más en este caso, ya que la mayor fuerza que se transmite al basculante se hace a través de la unión con la suspensión.

Por tanto, se parte de la segunda opción, donde a partir de un bloque de aluminio un poco más grande se mecaniza la pieza en conjunto. Esto también presenta algunos problemas: el primero y más importante es que al necesitar mecanizar algo circular en la zona inferior de la pieza, se deberá disponer de una máquina herramienta con control numérico de al menos cuatro ejes para permitir todos los movimientos necesarios. Si no se dispone de dicha máquina, será necesario subcontratar una empresa que mecanice la pieza. Se supone que en el taller disponible sí hay una máquina herramienta con al menos cuatro ejes.

Se partirá de un bloque de aluminio de dimensiones 260x210x40mm. El bloque ha de ser más grande que las dimensiones máximas de la pieza original para poder apurar el acabado y mejorar el acabado superficial de la pieza. Para fabricar la máquina, primero hay que hacer el código en G-code y simular el resultado. Una vez simulado, se puede conocer el tiempo que se tardará en fabricar la pieza.

No obstante, si se opta por dividir la pieza en dos, el proceso a seguir sería el mecanizado de cada una de las dos partes, siendo el marco hecho mediante fresado y el enganche con la suspensión mediante torneado y fresado. Una vez fabricadas ambas partes, el soldador habría de soldarlas, con cuidado de no abrir agujeros en el metal. Una vez soldado, se dejaría enfriar la pieza y ya estaría lista.

El principal motivo por el que se escoge la opción de mecanizar la pieza partiendo de un único bloque es que la operación necesita de menos personal: un ingeniero que redacte el código y un operario que controle la máquina. La segunda opción requiere de un fresador y un tornero (en caso de no utilizar una MHCN), dependiendo de si se requiere mejorar la calidad superficial se requeriría de otro operario encargado de la rectificadora y, finalmente, un soldador capaz de soldar aluminio.

Todo esto haría que el tiempo de fabricación y el coste de esta se disparase, además de que la resistencia mecánica de la pieza se vería comprometida a lo largo de todo el cordón de soldadura.

Las máquinas que se necesitarán para fabricar la pieza en el caso de utilizar una MHCN de cuatro ejes son las siguientes:



Ilustración 112: Máquina herramienta de cuatro ejes. Fuente: www.exapro.com

En caso de necesitar un mejor acabado superficial por motivos de diseño, se utilizaría una rectificadora:



Ilustración 113: Rectificadora tangencial. Fuente: www.dimasol.es

Una vez terminadas las tres piezas principales del basculante (marco de aluminio y los dos brazos), se pasa a fabricar las piezas secundarias. Estas son las varillas roscadas que sirven como unión del marco de aluminio y los brazos, el tensor de cadena y sus casquillos. El resto de los elementos son normalizados y de uso habitual, por lo que se compran al proveedor habitual.

Las varillas roscadas tienen una fabricación sencilla, pues se compra una varilla roscada con métrica M5 y de un metro y se corta lo necesario para cada varilla. Ocurre lo mismo con la varilla del tensor de cadena. En el Anexo se encuentra la ficha técnica proporcionada por el proveedor.

En el caso de los casquillos, la fabricación es más compleja. Para ello, primeramente, se necesita un eje de acero con un agujero en el dentro de, al menos, 2mm de diámetro. Esta medida no puede superar la métrica de la rosca, ya que entonces no se podría roscar el interior. El eje hueco se puede comprar al por mayor a cualquier proveedor de tubos de acero. Una vez cortado el eje con la forma deseada, como se ve en la imagen a continuación, se comienza el proceso de roscado interior:



Ilustración 114: Forma con la que se debe cortar el eje hueco

Para el roscado interior se necesita una herramienta conocida como roscadora. La finalidad de la roscadora es ir introduciendo útiles cada vez más grande de forma que se vayan comiendo las paredes del hueco y formando la rosca. En la imagen se muestra un roscador manual y otro eléctrico:



Ilustración 115: Roscador manual. Fuente: www.grainger.com.mx



Ilustración 116: Roscador eléctrico. Fuente: www.directindustry.es

El proceso de roscado es repetitivo y largo, no obstante, es sencillo, por lo que para fabricar ambos casquillos solo haría falta un operario.

Una vez terminadas las varillas y los casquillos, quedaría fabricar el bastidor del tensor de cadena. En la imagen se muestra la pieza a fabricar:

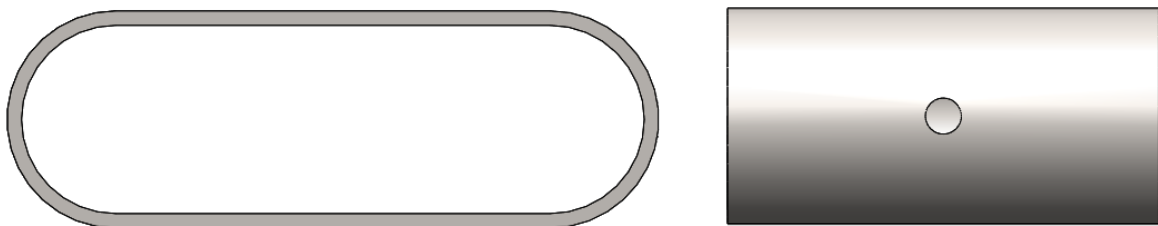


Ilustración 117: Vistas principales del bastidor del tensor de cadena

Para fabricar esta pieza se necesita una fresadora convencional o una MHCN de dos ejes o más. En este caso, dado que se necesita buen acabado superficial al ser una pieza con muchas superficies funcionales, se opta por el uso de una MHCN. Pese a que la programación hace más complejo su uso y la necesidad de contar con un ingeniero que redacte el código, su tiempo de fabricación es mucho más corto que con una máquina convencional y se consiguen mejores acabados superficiales.

Para finalizar la fabricación de todos los componentes, se termina por fabricar las pletinas de aluminio que aparecen debajo de la espuma de aluminio para añadir resistencia mecánica a esa zona. Las pletinas tienen la siguiente geometría:

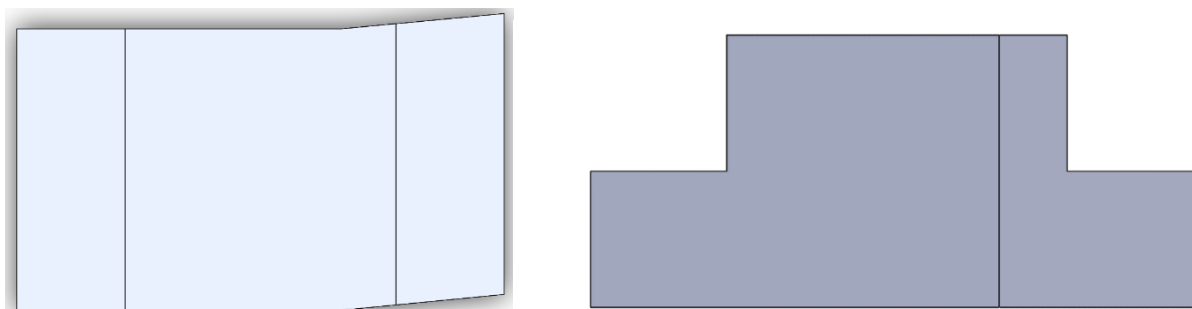


Ilustración 118: Vistas principales de la pletina de aluminio

La fabricación de esta pieza es sencilla. Se hace en una fresadora convencional dada la simplicidad geométrica de la misma. Para su fabricación se requiere un único operario con cierta experiencia, para garantizar el mejor acabado superficial posible. En la siguiente imagen se puede ver una fresadora convencional:



Ilustración 119: Fresadora convencional. Fuente: www.orpi-sl.com

Una vez terminada la fabricación de todas las partes del basculante, se procede a unir todas las piezas. El proceso de unión de las piezas es el siguiente:

1. Se hacen los taladros en los brazos de espuma de aluminio y el marco de aluminio.
2. Se colocan los brazos de espuma en el marco de aluminio, pegando las pletinas de aluminio en los brazos antes de introducirlos.8516
3. Se introducen las varillas roscadas y se roscan las tuercas con las arandelas.
4. Se introduce los casquillos de la unión con el chasis. Será necesario hacer presión, por lo que puede ser necesario un martillo.
5. Se coloca el bastidor del tensor de cadena. También será necesario hacer presión para que entre.
6. Se rocían de adhesivo (se propone el uso de Cey M48516) los casquillos roscados. Una vez rociados, se introducen en el hueco pertinente y se deja curar el pegamento durante una hora.
7. Finalmente, se introduce la varilla roscada en el tensor de cadena, finalizando la fabricación del basculante.

6.2. Conclusiones de la fabricación

Una vez finalizado el desarrollo de la fabricación, se debería obtener la siguiente pieza:

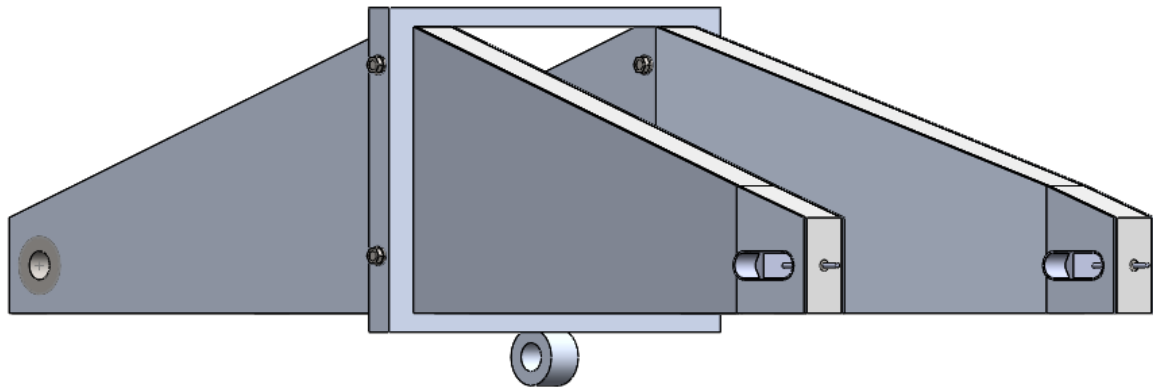


Ilustración 120: Pieza final tras la fabricación

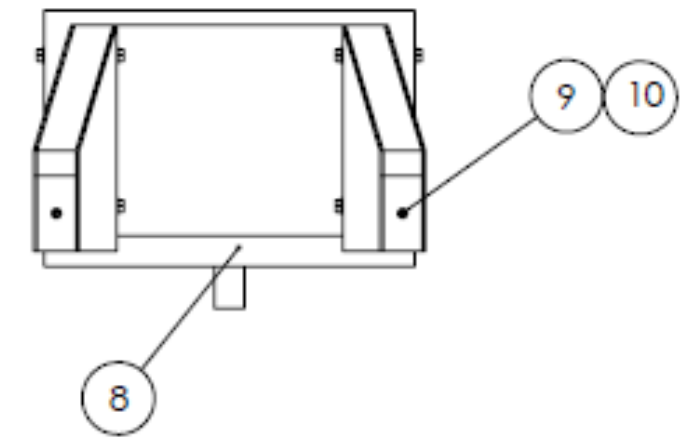
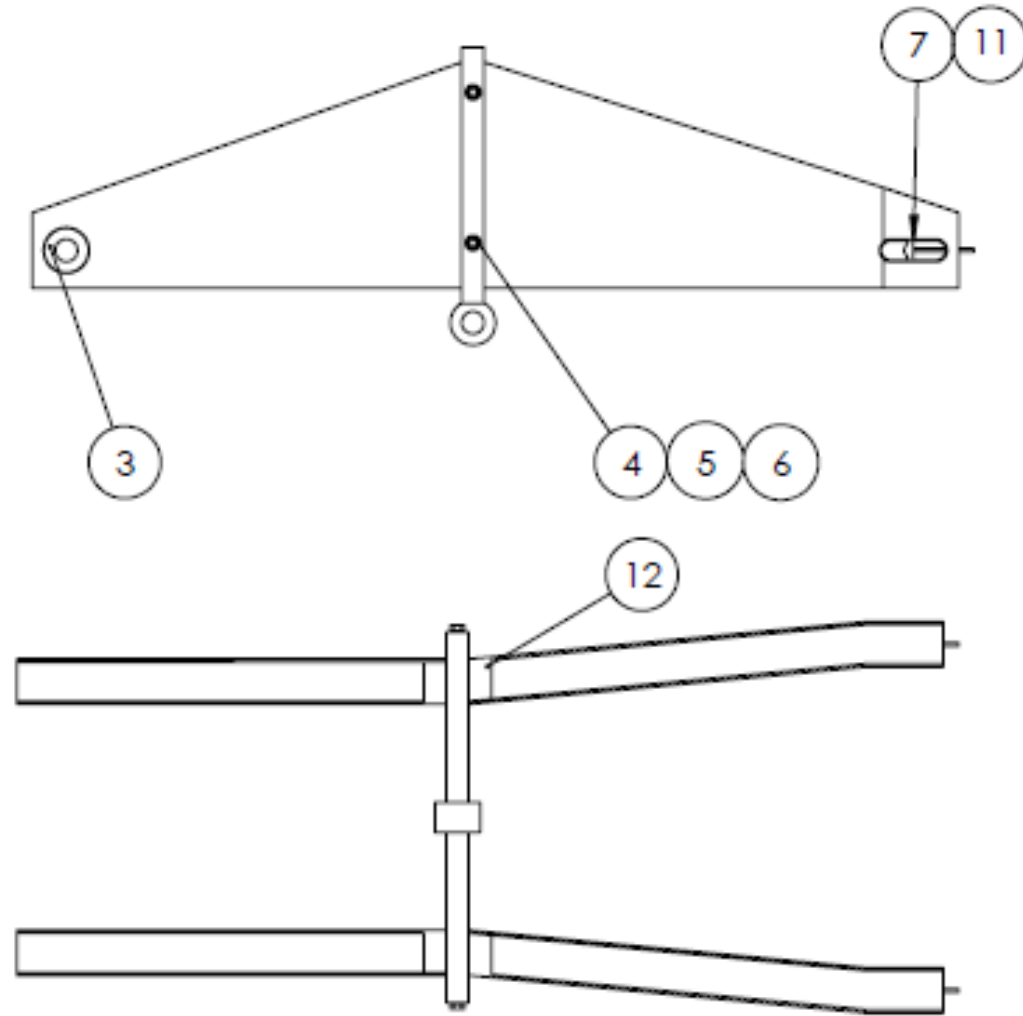
Las conclusiones que se obtienen del proceso de fabricación son las siguientes:

- El proceso de fabricación no puede automatizarse en gran medida, pues es una pieza compleja que requiere de la intervención de operarios no solo en el montaje final, sino en el proceso de fabricación de cada pieza.
- El coste del proceso de fabricación (Anexo C: Presupuesto) es relativamente elevado, pero su precio se contrarresta con las buenas características físicas y mecánicas de la pieza.
- El taller en el que se fabrique la pieza requerirá de:
 - MHCN de cuatro ejes.
 - Rectificadora tangencial.
 - Fresadora convencional.
 - Torno convencional.
 - Dobladora con control numérico.
 - Horno para tratamientos térmicos.
 - Cortadora por chorro de agua a presión.
 - Roscador eléctrico.
 - Mesas de trabajo.
- Los operarios que se necesitan para la fabricación del prototipo son: un ingeniero industrial, dos operarios I, dos operarios II, cuya finalidad es el transporte de las piezas entre puestos y la asistencia a los operarios I y un almacenero, además del personal auxiliar a la fabricación.

Referencias

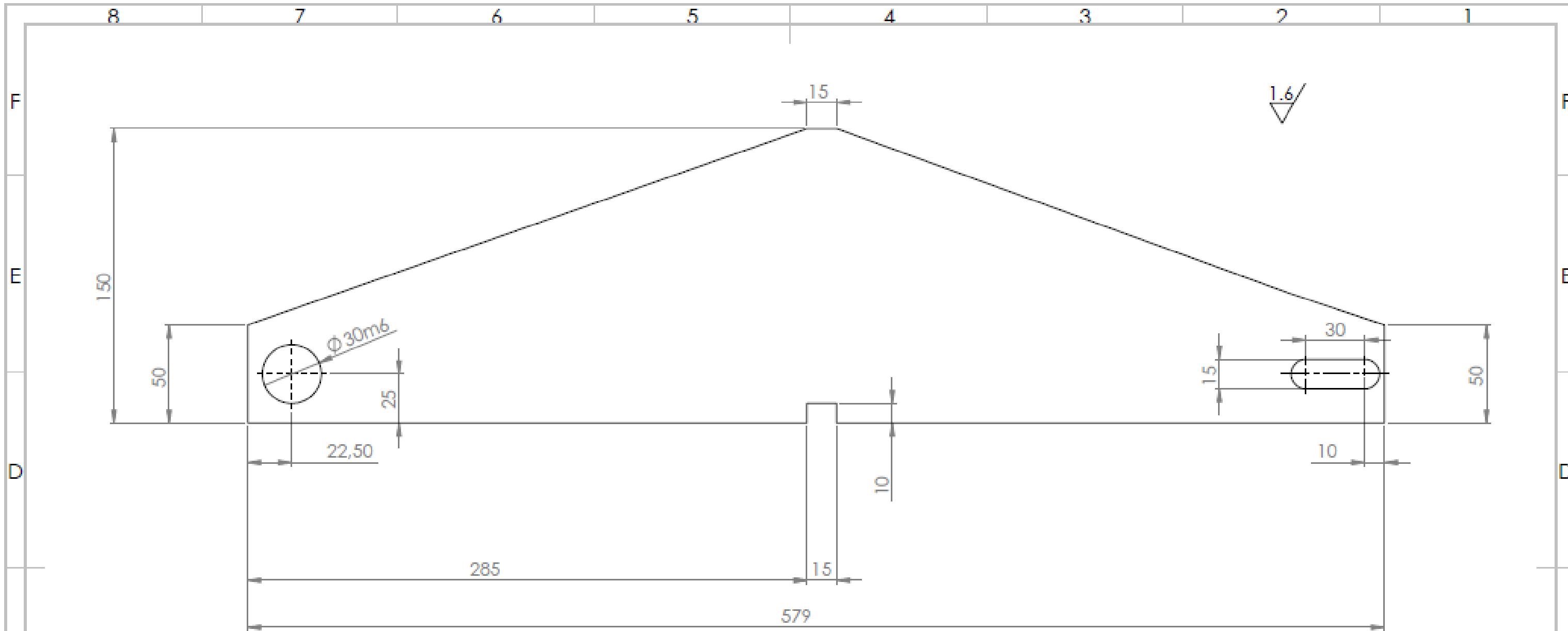
- [1] M. V. Kennedy, Propuesta de un basculante y sistema de suspensión para una moto de competición, 2012.
- [2] I. A. Borja, Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión, 2010.
- [3] H. R. Fernández, Diseño del basculante de una motocicleta de competición de 250cc, 2016.
- [4] I. G. García, Diseño y desarrollo de un chasis de una motocicleta de 250cc para la "II Competición Internacional Motostudent" ., 2013.
- [5] G.-V. J.A. y O. J., «Espumas de aluminio. Fabricación, propiedades y aplicaciones.,» 2008.
- [6] J. Gutiérrez Vázquez y O. J., Fabricación y comportamiento de espumas de aluminio de diferente densidad a partir del precursor AlSi12.
- [7] V. Cossalter, «Motorcycle Dynamics».
- [8] H. Corporation, «Redux Bonding Technology».
- [9] I. A. I. Castro, Caracterización mecánica de espumas metálicas y su aplicación en sistemas de absorción de energía, 2012.

ANEXO A: PLANOS DE FABRICACIÓN



Nº de pieza	Denominación	Cantidad	Material
1	Chapa de aluminio	4	Aluminio 6082 T6
2	Espuma de aluminio	2	Cymat 040SS
3	Casquillo D30-d15	2	Acero estructural
4	Varilla roscada M5	4	Acero estructural
5	Tuerca M5	8	Acero estructural
6	Arandela M5	8	Acero estructural
7	Tensor de cadena	2	Acero estructural
8	Marco de aluminio	1	Aluminio 6082 T6
9	Varilla roscada M2.5	2	Acero estructural
10	Casquillo roscado M2.5	2	Acero estructural
11	Protector varilla roscada	2	Acero estructural
12	Pletina de sujeción	2	Aluminio 6082 T6

	ACABADO:		RESABAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN	
					Tol. No indicadas UNE EN 22768-f	
DIBUJ.	HOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:		
VERIF.	DSL		22/06/18	Basculante en espuma de aluminio		
				MATERIAL:	Nº DE DIBUJO	A3
				PESO: 3,5 kg	ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 9



Tolerancia general	DESVIACIONES ADMISIBLES RESPECTO AL VALOR NOMINAL				
	0.5 hasta 3mm	más de 3 hasta 6 mm	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
fina(f)	0.05	0.05	0.1	0.15	0.2

	Ds	Di	IT	Cota
m6	21	8	13	30

NOTA:
MATERIAL BRUTO: CHAPA DE ALUMINIO 6082 T6-630x160x2mm

ACABADO: 1.6

REBARBAR Y BOWER A BERTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

Tol. No indicadas UNE EN 22788-f

TÍTULO:
Chapa de aluminio-Corte

Nº DE DIBUJO: 1_1

A3

MATERIAL: Aluminio 6082 T6

ESCALA: 1:5

HOJA 2 DE 2

UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS MADRID

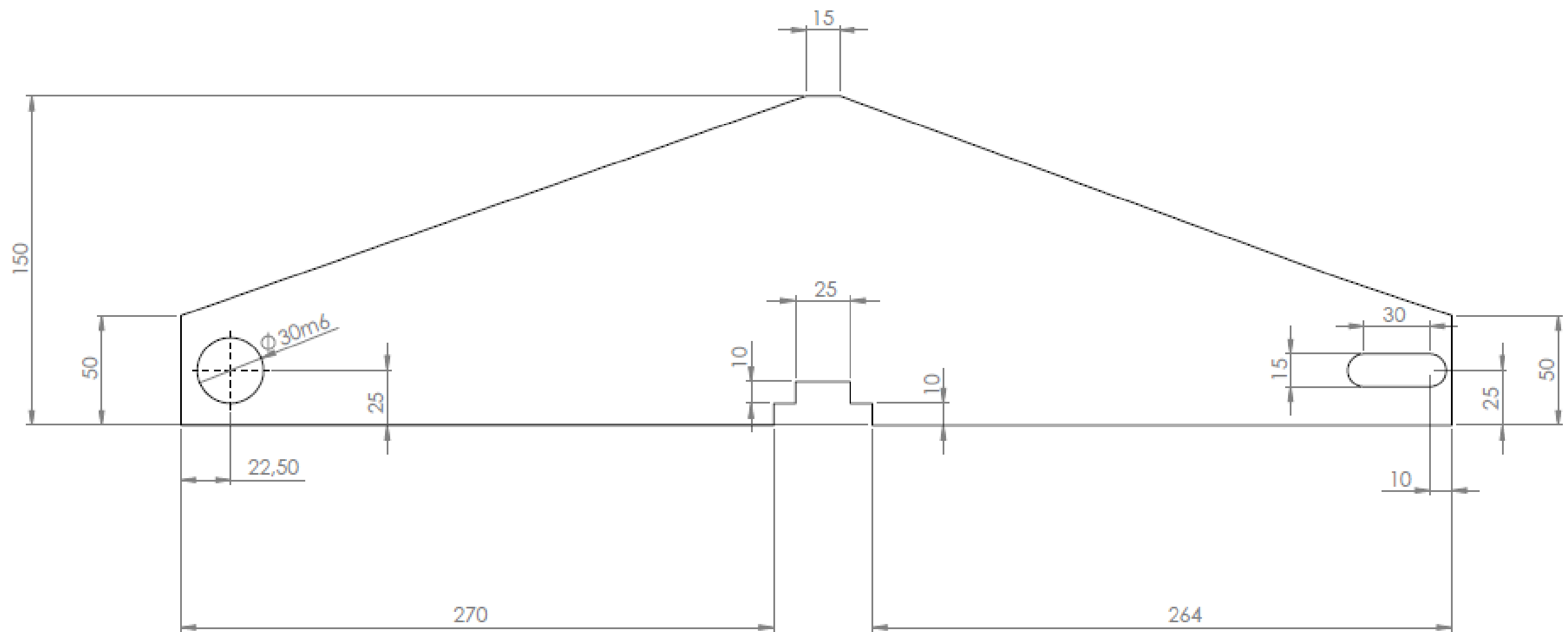
ICAI ICAIDE

DELL: DSL

FECHA: 22/06/18

VERIF:

PESO: 300g



	Ds	Di	IT	Cota
m6	21	8	13	30

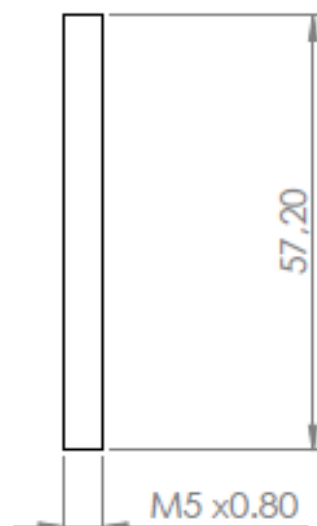
Tolerancia general	DESVIACIONES ADMISIBLES RESPECTO AL VALOR NOMINAL				
	0.5 hasta 3mm	más de 3 hasta 6 mm	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
fina(f)	0.05	0.05	0.1	0.15	0.2

NOTAS:
 MATERIAL BRUTO: LÁMINA DE ESPUMA DE ALUMINIO CYMAT040SS-630x160x26mm
 AL SER UNA ESPUMA NO SE HABLA DE ACABADO SUPERFICIAL

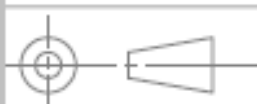
		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARESTAS VIVAS	NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN										
				Tol. No indicadas UNE EN 22768-f											
<table border="1"> <tr> <th>NOBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> <tr> <td>DSL</td> <td></td> <td>22/08/18</td> </tr> </table>	NOBRE	FIRMA	FECHA	DSL		22/08/18	<table border="1"> <tr> <th>TÍTULO:</th> <td colspan="2">Corte de espuma de aluminio</td> </tr> <tr> <th>Nº DE DIBUJO</th> <td>1_2</td> <td>A3</td> </tr> </table>			TÍTULO:	Corte de espuma de aluminio		Nº DE DIBUJO	1_2	A3
NOBRE	FIRMA	FECHA													
DSL		22/08/18													
TÍTULO:	Corte de espuma de aluminio														
Nº DE DIBUJO	1_2	A3													
			MATERIAL:	Cymat 040SS											
			PESO: 3.5 kg	ESCALA: 1:5	HOJA 3 DE 3										

NOTA:

MATERIAL BRUTO: BARRA ROSCADA (M5) DE 1M
NO APLICA ACABADO SUPERFICIAL



Tolerancia general	DESVIACIONES ADMISIBLES RESPECTO AL VALOR NOMINAL				
	0.5 hasta 3mm	más de 3 hasta 6 mm	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
fina(f)	0.05	0.05	0.1	0.15	0.2



ACABADO:

RESBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

Tol. No indicadas UNE EN 22788-f

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	DSL		22/06/18		
VERIF.					

TÍTULO:
Varilla roscada M5



MATERIAL:
Acero estructural

N.º DE DIBUJO

1_4

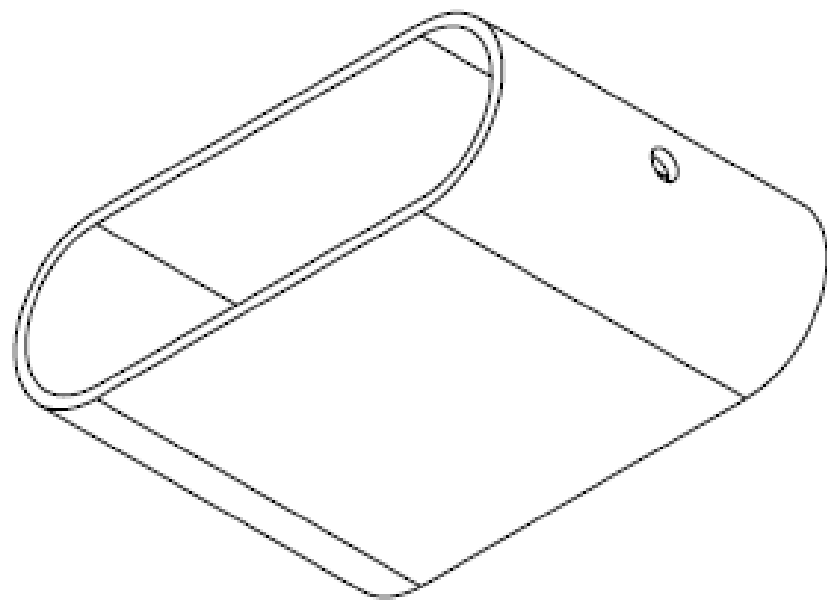
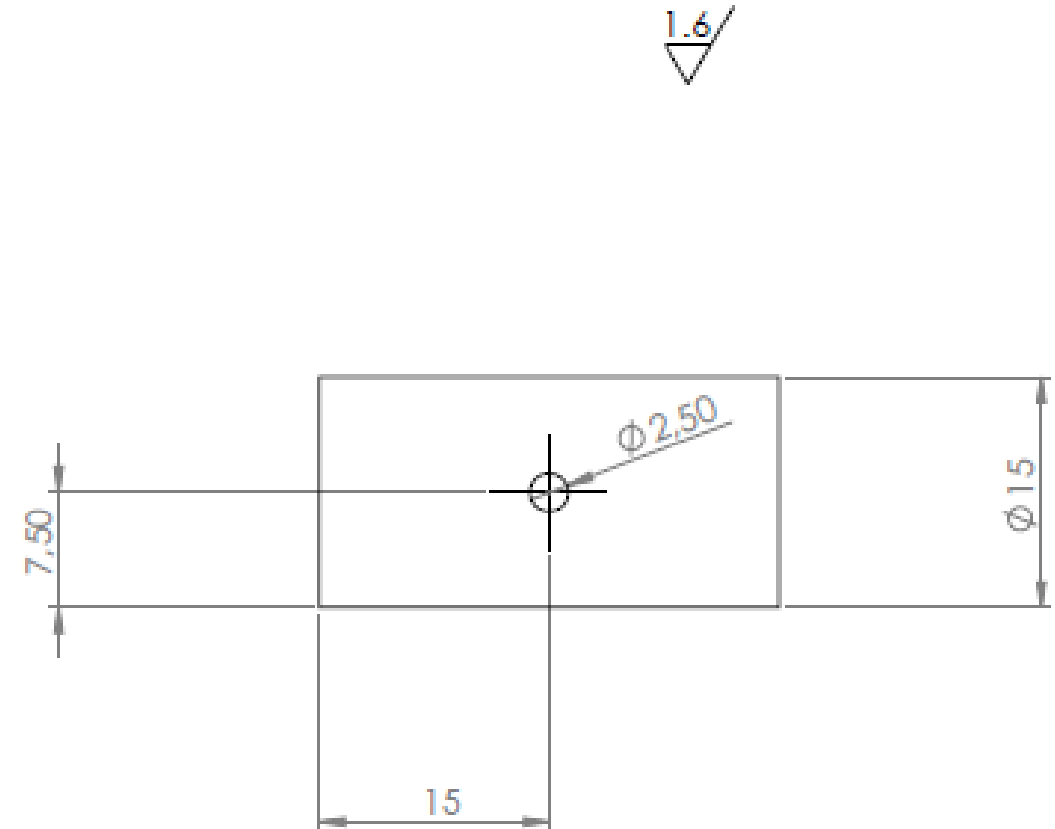
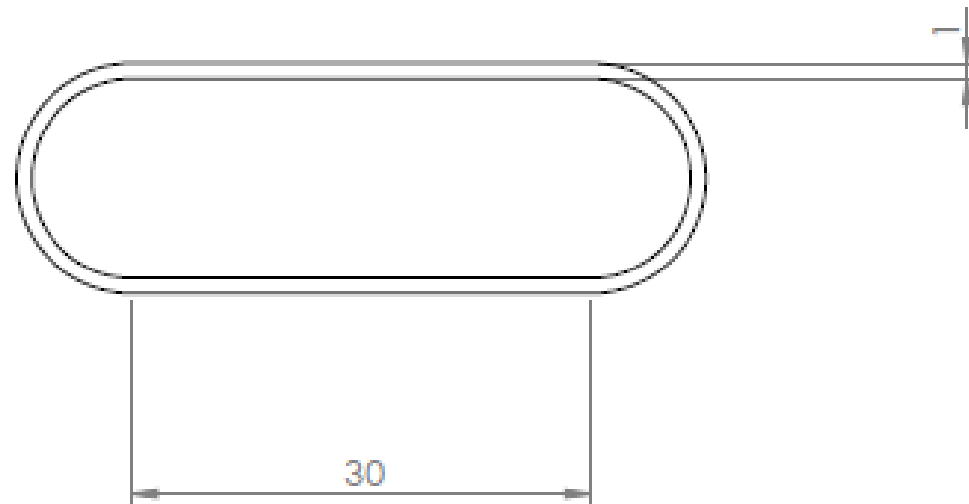
A4

ESCALA:1:1

HOJA 4 DE 9

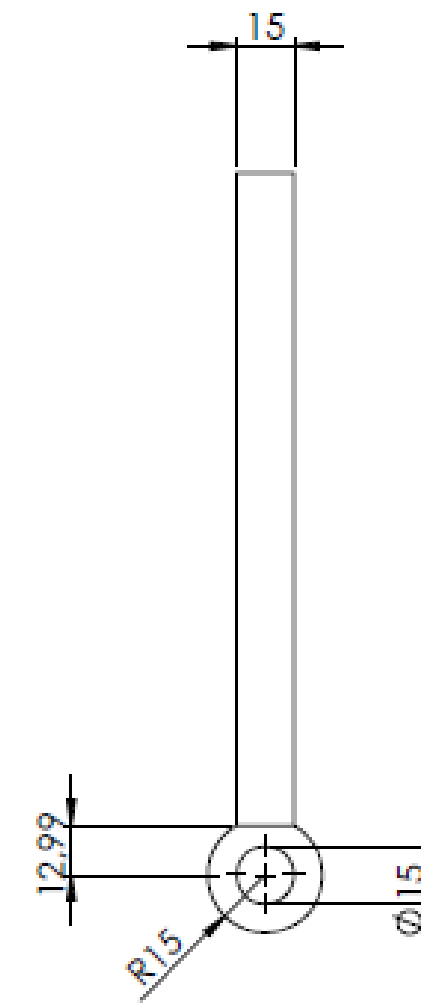
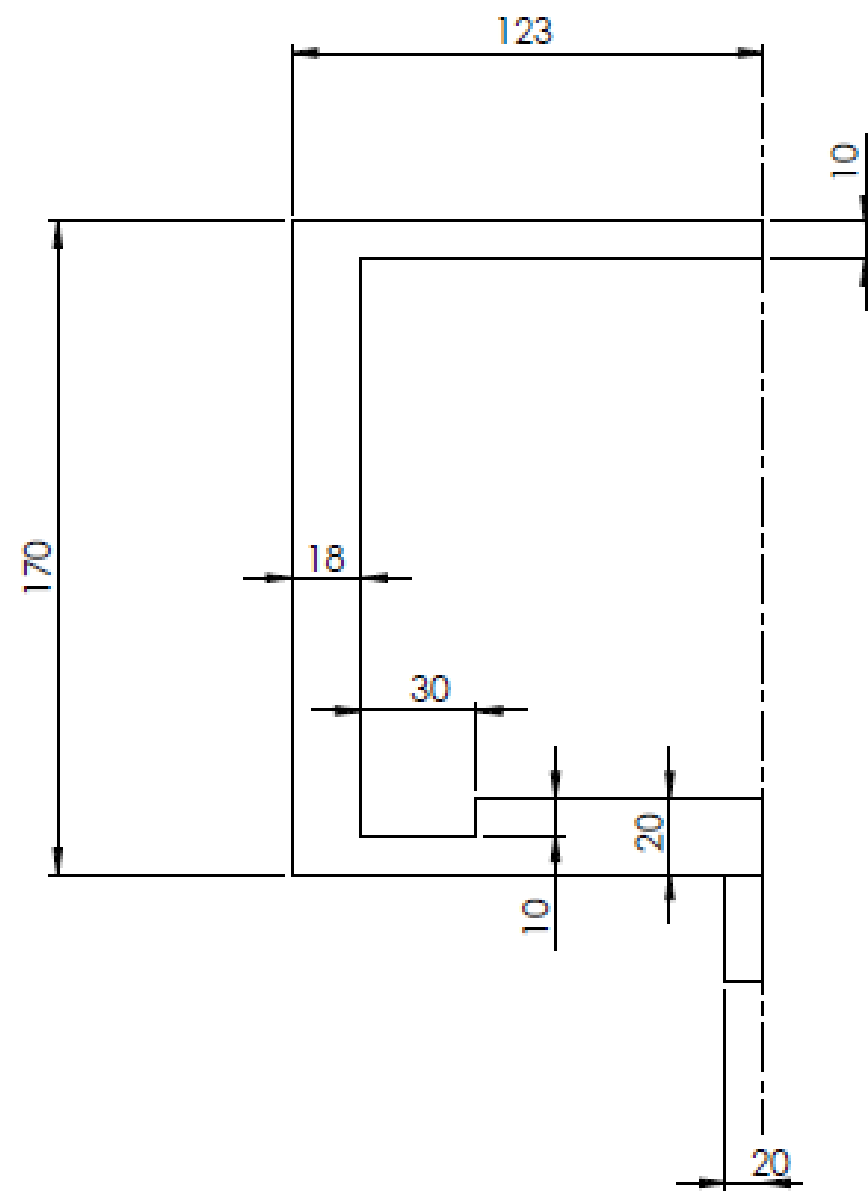
NOTA:

MATERIAL EN BRUTO: ACERO ESTRUCTURAL: 40x55x25 15 mm



Tolerancia general	DESVIACIONES ADMISIBLES RESPECTO AL VALOR NOMINAL				
	0.5 hasta 3mm	más de 3 hasta 6 mm	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
fina(f)	0.05	0.05	0.1	0.15	0.2

		ACABADO: 1.6	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN							
					Tol. No indicadas UNE EN 22768-f								
<table border="1"> <tr> <td>HOMBRE</td> <td>FECHA</td> </tr> <tr> <td>DSL</td> <td>22/08/18</td> </tr> </table>	HOMBRE	FECHA	DSL	22/08/18	<table border="1"> <tr> <td>FECHA</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> </tr> </table>	FECHA				TÍTULO: <h2 style="text-align: center;">Tensor de cadena</h2>			
HOMBRE	FECHA												
DSL	22/08/18												
FECHA													
MATERIAL: Acero estructural		N° DE DIBUJO: 1_7		A3									
		ESCALA: 2:1		HOJA 5 DE 9									



NOTA:
MATERIAL BRUTO: ALUMINIO 6082 T6-260x210x40 mm

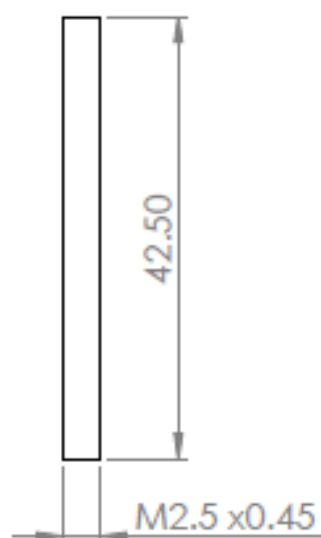
Tolerancia general	DESVIACIONES ADMISIBLES RESPECTO AL VALOR NOMINAL				
	0.5 hasta 3mm	más de 3 hasta 6 mm	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
fina(f)	0.05	0.05	0.1	0.15	0.2

		ACABADO: 1.6	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN						
				Tol. No indicadas UNE EN 22768-f							
<table border="1"> <tr> <td>HOMBRE</td> <td>IRMA</td> <td>FECHA</td> </tr> <tr> <td>DSL</td> <td></td> <td>22/08/18</td> </tr> </table>	HOMBRE	IRMA	FECHA	DSL		22/08/18	TÍTULO:			<p style="text-align: center; font-size: 1.2em;">Marco de aluminio</p>	
HOMBRE	IRMA	FECHA									
DSL		22/08/18									
			MATERIAL:	Nº DE DIBUJO	A3						
			Aluminio 6082 T6	1_8							
			ESCALA: 1:5	HOJA 4 DE 9							

NOTA:

MATERIAL BRUTO: BARRA ROSCADA (M2.5) DE 1M

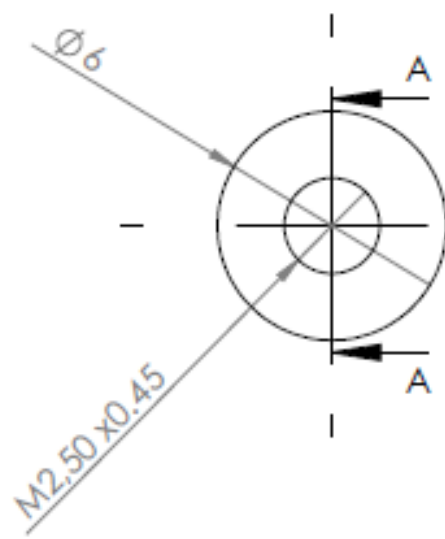
NO APLICA ACABADO SUPERFICIAL



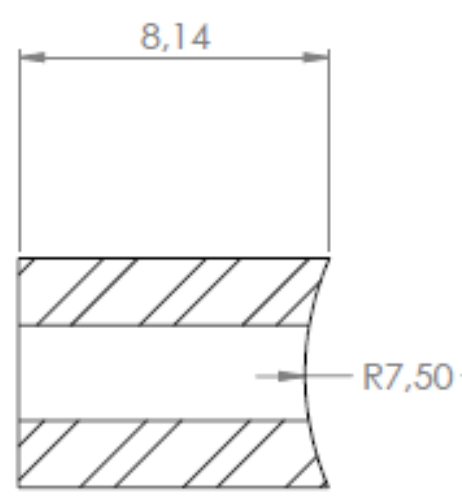
Tolerancia general	DESVIACIONES ADMISIBLES RESPECTO AL VALOR NOMINAL				
	0.5 hasta 3mm	más de 3 hasta 6 mm	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
fina(f)	0.05	0.05	0.1	0.15	0.2

		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBE LA ESCALA	REVISIÓN
				Tol. No indicadas UNE EN 22788-f		
NOMBRE	DSL	FIRMA	FECHA	22/08/18	TÍTULO:	
					Varilla roscada M2.5	
UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS MADRID					MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
					Acero estructural	1_9
					ESCALA: 1:1	HOJA 7 DE 9





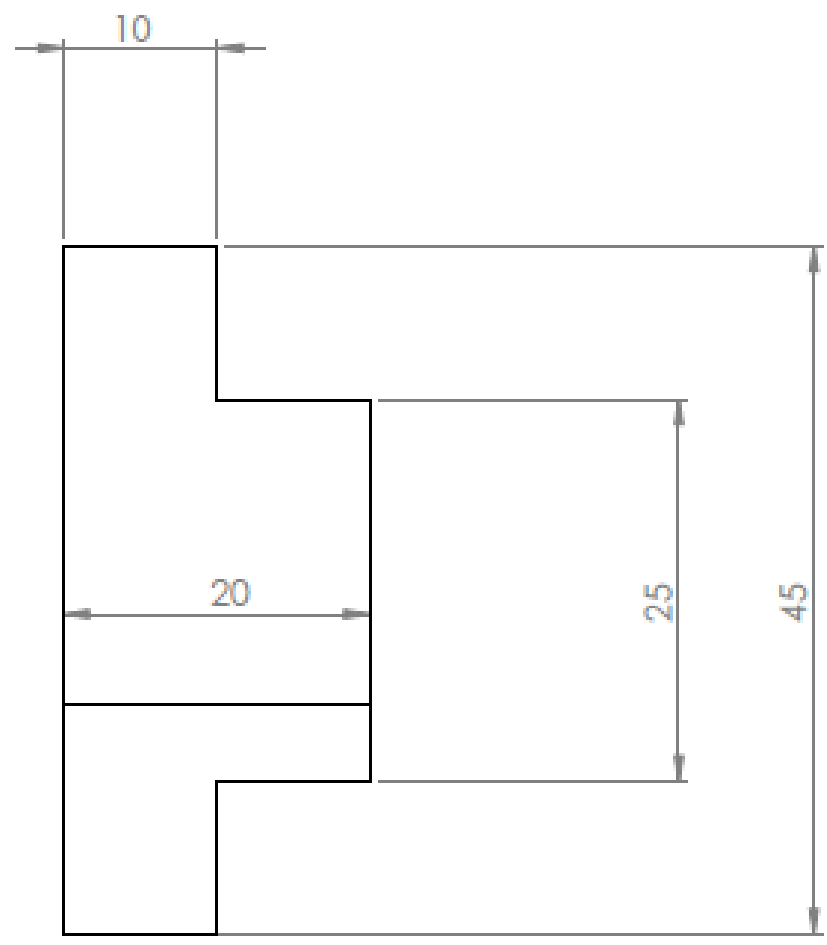
0.8



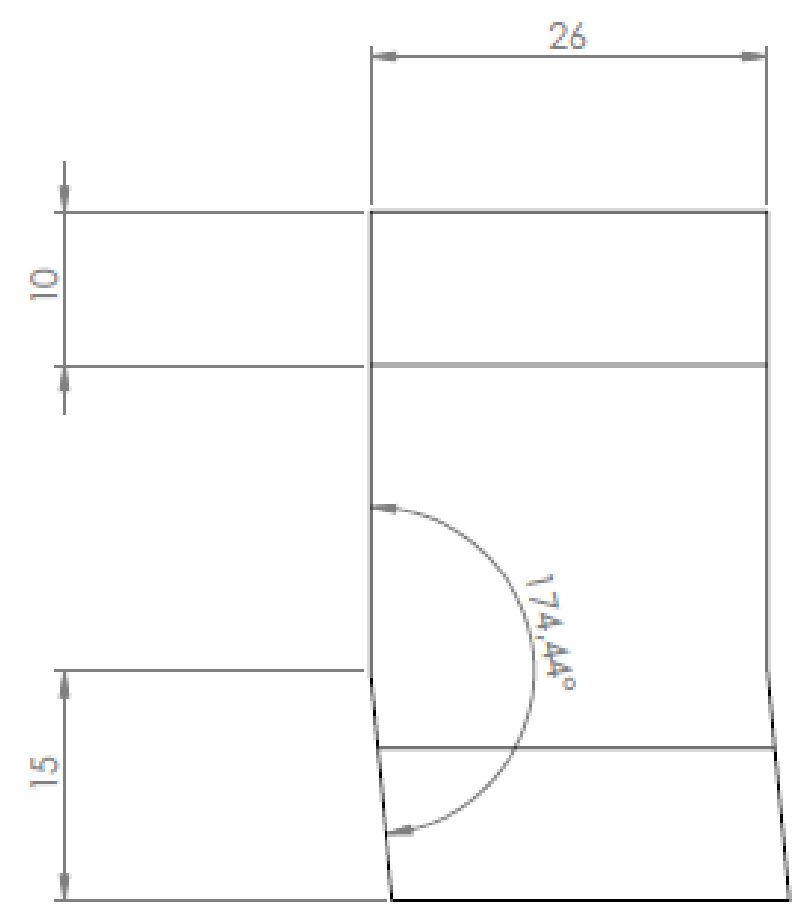
SECCIÓN A-A

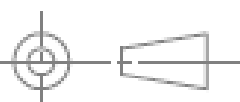

Tolerancia general	DESVIACIONES ADMISIBLES RESPECTO AL VALOR NOMINAL				
	0.5 hasta 3mm	más de 3 hasta 6 mm	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
fina(f)	0.05	0.05	0.1	0.15	0.2

		ACABADO: 0.8	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN									
<table border="1"> <tr> <td>NOMBRE</td> <td>FIRMA</td> <td>FECHA</td> </tr> <tr> <td>DSL</td> <td></td> <td>22/08/18</td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		NOMBRE	FIRMA	FECHA	DSL		22/08/18	VERIF.			Tol. No indicadas UNE EN 22768-f			
NOMBRE	FIRMA	FECHA												
DSL		22/08/18												
VERIF.														
			TÍTULO: <h2>Casquillo roscado M2.5</h2>											
MATERIAL: Acero estructural			N.º DE DIBUJO 1_10		A4									
ESCALA: 1:1			HOJA 8 DE 9											



0.8



		ACABADO:	0.8	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					Tol. No indicadas UNE EN 22768-f	
DIBUJ. DSL VERIF.		NOMBRE FIRMA FECHA 22/08/18			TÍTULO: Pletina de sujeción	
		MATERIAL: Aluminio 6082-T6		N° DE DIBUJO 1_12		A3
				ESCALA: 1:1	HOJA 9 DE 9	

**ANEXO B:
HOJAS DE
PROCESOS**

A lo largo del presente documento, se mostrarán las hojas de fabricación de las distintas piezas del basculante que lo requieran. Para que una pieza necesite de una hoja de proceso de fabricación, tiene que cumplir dos características: que su fabricación sea compleja, es decir, que intervengan más de dos máquinas, y que sea una pieza de precisión y responsabilidad.

En el caso del basculante tratado a lo largo de este proyecto, sólo se identifican tres piezas que requieren de estas hojas de procesos: los brazos del basculante y el marco de aluminio. En el caso del marco de aluminio, debido al proceso de fabricación elegido, no intervienen más de dos máquinas, sino que interviene una, únicamente, al ser una máquina herramienta de control numérico.

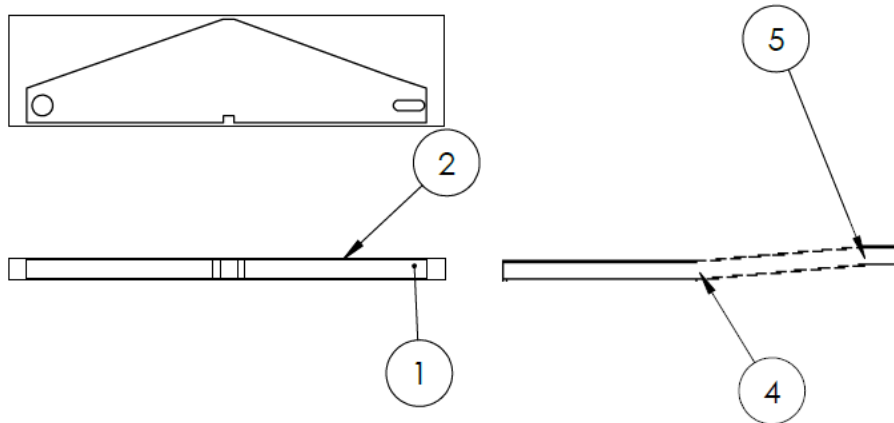
Se podría plantear la opción de incluir las hojas de procesos de otras piezas, como es el caso del bastidor del tensor de cadena. No obstante, su proceso de fabricación solo requiere del uso de una fresadora, por lo que su fabricación es simple y no requiere de una hoja de procesos detallada.

A continuación, se encuentran las hojas de procesos:

ETSI – ICAI / Laboratorio de Máquinas-herramienta

Mecanismo	PROCESO DE FABRICACIÓN	Material
Basculante	Establecido por: DSL	ALUMINIO- ESPUMA DE ALUMINIO
Pieza	Fecha: Revisión:	Nº piezas:
BRAZO DEL BASCULANTE	Departamento: FABRICACIÓN	Marca: 1-2

HOJA ANALÍTICA DE FASES



Fase	Subfase	Operación	Descripción	Máquina
10	10	10	Cortar 1	Cortadora con agua a presión
	20	20	Cortar 2	Cortadora con agua a presión
	30	30	Cortar 3	Cortadora con agua a presión
20	40	40	Pegado de 1-2	
	50	50	Pegado de 1-3	
30	60	60	Curado	Horno para tratamientos térmicos
40	70	70	Doblado de 4	Dobladora CNC
	80	80	Doblado de 5	Dobladora CNC

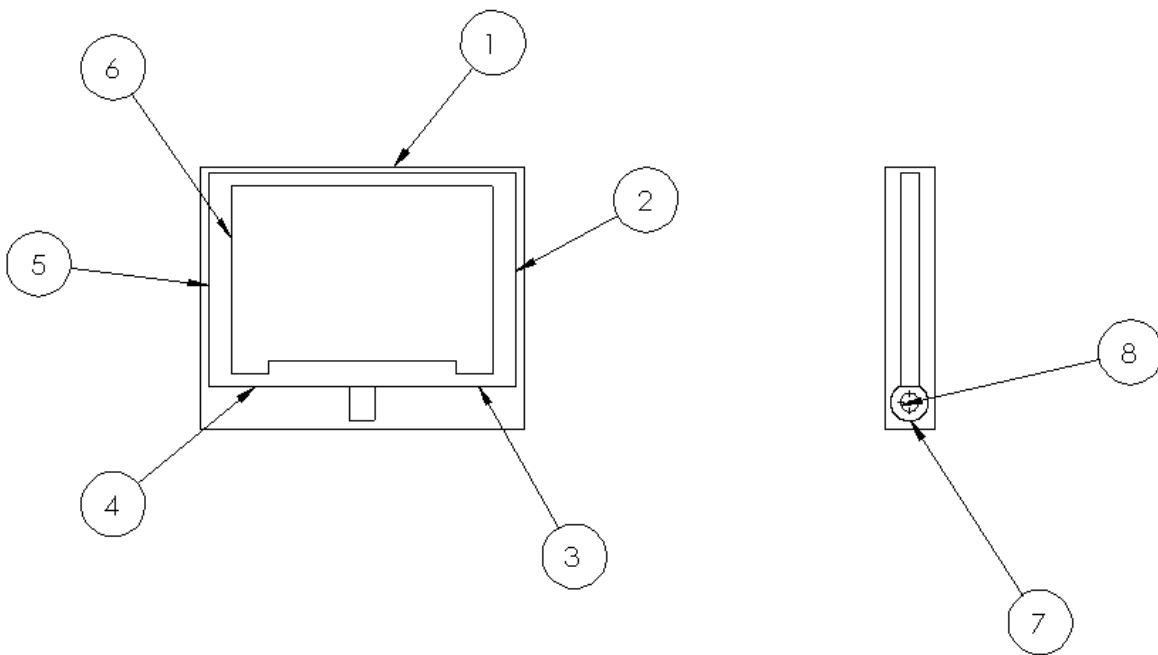
HOJA ANALÍTICA DE OPERACIONES								Máquina Cortadora con agua a presión					
Conjunto: Basculante				Grupo:									
Pieza: Brazo del basculante				Cantidad/grupo:				Tiempo serie:					
Material: Espuma de aluminio- Aluminio				Cantidad: 2				Preparador:					
Operación	Hoja Nº: 1			Datos técnicos				Tiempos			Utillajes Herram. Calibres		
	Fase Nº: 10			Nº de pasadas	Profundidad (mm)	Avance (mm/rev.)	V. corte (m/min)	r.p.m.	Longitud	Máquina		Exterior	Total
	Subfase: 10												
10	Cortar 1									15	5	20	U09/V01
	SUBFASE 20												
20	Cortar 2									15	5	20	U09/V01
	SUBFASE 30												
30	Cortar 3									15	5	20	U09/V01
	FASE 20												
	SUBFASE 40												
40	Pegado de 1-2									-	10	10	
	SUBFASE 50												
50	Pegado de 1-3									-	10	10	
	FASE 30												
60	Curado									60		60	
Tiempo unitario													
<i>Tiempo concedido</i>													

HOJA ANALÍTICA DE OPERACIONES							Máquina Dobladora CNC					
Conjunto: Basculante			Grupo:									
Pieza: Brazo del basculante			Cantidad/grupo:				Tiempo serie:					
Material: Espuma de aluminio-Aluminio			Cantidad: 2				Preparador:					
Operación	Hoja Nº: 2		Datos técnicos				Tiempos			Utilajes Herram. Calibres		
	Fase Nº: 40		Nº de pasadas	Profundidad ((mm)	Avance (mm/rev.)	V. corte (m/min)	r.p.m.	Longitud	Máquina		Exterior	Total
	Subfase:											
70	Doblado de 4							2	1	3	V01	
	SUBFASE 80											
80	Doblado de 5							2	1	3	V01	
Tiempo unitario								146 min				
<i>Tiempo concedido</i>								170 min				

ETSI – ICAI / Laboratorio de Máquinas-herramienta

Mecanismo	PROCESO DE FABRICACIÓN	Material
Basculante	Establecido por: DSL	Aluminio 6082 T6
Pieza	Fecha: Revisión:	Nº piezas: 1
Marco de aluminio	Departamento: Fabricación	Marca: 8









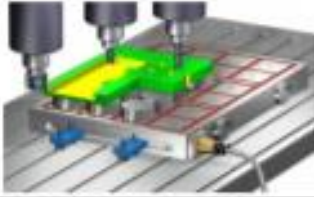


HOJA ANALÍTICA DE FASES



Fase	Subfase	Operación	Descripción	Máquina
10	10	10-100	Mecanizado 1-5	MHCN
		110-120	Mecanizado interior 6	MHCN
	20	130-140	Mecanizado 7	MHCN
		150-160	Taladrado 8	MHCN

HOJA ANALÍTICA DE OPERACIONES										Máquina			
Conjunto: Basculante				Grupo:				MHCN					
Pieza: Marco de aluminio				Cantidad/grupo:				Tiempo serie:					
Material: Aluminio 6082 T6				Cantidad: 1				Preparador:					
Operación	Hoja Nº: 1			Datos técnicos						Tiempos			Utillajes Herram. Calibres
	Fase Nº: 10			Nº de pasadas	Profundida d./mm)	Avance (mm/rev.)	V. corte (m/min)	r.p.m.	Longitud	Máquina	Exterior	Total	
	Subfase: 10												
10	Fresado a desbaste 1			4	3					2	15	17	U09
20	Fresado a acabado 1			2	1.5					1			U09
30	Fresado a desbaste 2			4	3					2			U09
40	Fresado a acabado 2			2	1.5					1			U09
50	Fresado a desbaste 3			4	3					2			U09
60	Fresado a acabado 3			2	1.5					1			U09
70	Fresado a desbaste 4			4	3					2			U09
80	Fresado a acabado 4			2	1.5					1			U09
90	Fresado a desbaste 5			4	3					2			U09
100	Fresado a acabado 5			2	1.5					1			U09
110	Fresado interior a desbaste 6			4	3					10			U09
120	Fresado interior a acabado 6			2	1.5					7			U09
Tiempo unitario													
Tiempo concedido													

HOJA ANALÍTICA DE OPERACIONES										Máquina			
Conjunto: Basculante				Grupo:						MHCN			
Pieza: Marco de aluminio				Cantidad/grupo:						Tiempo serie:			
Material: Aluminio 6082 T6				Cantidad: 1						Preparador:			
Operación	Hoja Nº: 2			Datos técnicos						Tiempos			Utilajes Herram. Calibres
	Fase Nº: 10			Nº de pasadas	Profundida d (mm)	Avance (mm/rev.)	V. corte (m/min)	r.p.m.	Longitud	Máquina	Exterior	Total	
	Subfase: 20												
130	Fresado a desbaste 7			6	3					7			U07
140	Fresado a acabado 8			2	1					3			U07
150	Torneado interior a desbaste 8			4	3					5			U07
160	Torneado interior a acabado 8			2	1.5					3			U07
Tiempo unitario										1:05 h			
Tiempo concedido										1:20 h			
TIEMPO TOTAL DE FABRICACIÓN										1:05 h			

ÚTILES DE SUJECIÓN DISPONIBLES			
DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE SUJECIÓN	DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE SUJECIÓN
U01 Plato de garras		U02 Punto rotativo	
DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE SUJECIÓN	DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE SUJECIÓN
U03 Arrastrador frontal		U04 Mandril expansible	
DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE SUJECIÓN	DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE SUJECIÓN
U05 Luneta		U06 Mordaza	
DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE SUJECIÓN	DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE SUJECIÓN
U07 Útil modular		U08 Plato divisor	
DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE SUJECIÓN	DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE SUJECIÓN
U09 Sujeción magnética		U10 Sujeción por vacío	
U11 Mesa circular		U12 Otros (especificar)	

ÚTILES DE VERIFICACIÓN DISPONIBLES

DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE VERIFICACIÓN	DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE VERIFICACIÓN
V01 Pie de Rey		V02 Micrometro	
DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE VERIFICACIÓN	DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE VERIFICACIÓN
V03 Comparador		V04 Rugosímetro	
DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE VERIFICACIÓN	DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE VERIFICACIÓN
V05 Perfilómetro		V06 Máquina de formas	
DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE VERIFICACIÓN	DESCRIPCIÓN	ÚTIL DE VERIFICACIÓN
V07 Brazo de medición – Máquina tridimensional 3D		V08 Máquina de Visión	

ANEXO C: PRESUPUESTO DE FABRICACIÓN

En el siguiente documento se definen los costes de fabricación del basculante. En este caso no se aplicará un beneficio industrial ya que no se busca lucrarse de la fabricación del prototipo. Es, por tanto, que sólo se definirán los costes de fabricación y no se tendrán en cuenta costes indirectos, pues la fabricación será llevada a cabo por miembros de ISC, que no posee mano de obra indirecta.

Los costes de los materiales se consideran en función de las ofertas presentadas por algunos proveedores consultados.

Primero, hay que conocer qué materiales debe tener el taller en el que se fabricará, su coste y su periodo de amortización:

MÁQUINA	COSTE	PERIODO DE AMORTIZACIÓN	HORAS DE FUNCIONAMIENTO	TASA DE AMORTIZACIÓN	OPERARIO
MHCN de cuatro ejes	40.000€	8 años	9.600 h	4.16€/h	1ª
Rectificadora tangencial	50.000€	10 años	10.000h	5€/h	2ª
Fresadora convencional	11.000€	10 años	10.000h	1.1€/h	2ª
Dobladora con CN	20.000€	15 años	9.500 h	2.1€/h	1ª
Horno	15.000€	5 años	3.765 h	4€/h	Peón
Cortadora para chorro de agua a presión	80.000€	8 años	10.000 h	8€/h	1ª

Una vez definido el coste por hora de cada máquina, se calcula el coste de cada puesto de trabajo. Para ello, se utilizan los datos obtenidos del convenio. A continuación, se muestran unas tablas donde aparecen qué tipo de empleado necesita cada puesto de trabajo, el coste de cada empleado en función de su categoría y, finalmente, el coste por hora de cada puesto de trabajo:

TABLA SALARIAS (por categorías)			
Concepto	OFICIAL		PEÓN
	1ª	2ª	
Salario día	54.09€	52.55€	51.92€
Salario anual	12981.60€	12612.00€	12460.80€
Jornal (€/h)	6.76€/h	6.57€	6.49€/h

COSTE DEL PUESTO DE TRABAJO					
Puesto de trabajo	Amortización	Interés	Mantenimiento	Energía	Total, f
MHCN de cuatro ejes	4.16	1.67	3.33	2.4	11.56
Rectificadora tangencial	5	2.5	5	0.6	13.1
Fresadora convencional	1.1	0.55	1.1	1.2	3.95
Dobladora con CN	2.1	1.58	3.16	0.6	7.44
Horno	4	1	2	-	7
Cortadora con chorro de agua a presión	8	3.2	6.4	2.4	20

Interés	5%
Amortización	Según máquina
Energía (kW/h)	0,12 cts
Mantenimiento	10%

Una vez calculado el coste por hora del puesto de trabajo, se calcula la cantidad de material necesaria. Como se ha comentado anteriormente, los costes de los materiales se plantean en función de las ofertas enviadas por algunos proveedores consultados:

COSTE DEL MATERIAL			
MATERIAL	COSTE UNITARIO	UNIDADES	COSTE TOTAL
Aluminio 6082	11€/Kg	3 Kg	33€
Varilla roscada acero M5	6.7€/m	1 m*	6.7€
Varillas roscada acero M2.5	5.3€/m	1 m*	5.3€
Espuma de aluminio	201.01€/plancha	2 planchas	402.02€
Acero estructural	2.5€/kg	1 Kg	2.5 Kg
Casquillos D30-d15	3€/casquillo	5 casquillos*	15€
Adhesivo	30€/m ²	1 m ² *	30€

*Cantidad mínima con la que el proveedor comercializa.

Una vez calculado el coste del material necesario, se calcula el coste total del basculante, sabiendo que el %m.o.i es igual a 0 y el beneficio industrial también es un 0%. El porcentaje respecto a cargas sociales se considera del 37.5%. Pese a que ISC no tributa a hacienda y no tiene empleados a sus miembros, se plantea como si la fabricación se hiciera en un taller profesional, únicamente formado por los responsables de fabricación. Los gastos generales de la fabricación se consideran un 47%

añadido del coste de mano de obra directa. Previo al cálculo del presupuesto total, se calcula la valoración horaria del coste de fábrica por hora:

VALORACIÓN HORARIA PARA COSTE FABRICA POR HORA						
PUESTO Nº	mod	f	moi	CS	GG	cf/h*
Oficial 1ª	6.76	39	0	2.54	3.18	51.48
Oficial 2ª	6.57	17.05	0	2.46	3.09	29.17
Peón especializado	6.55	7	0	2.46	3.08	19.09

A continuación, el coste de fabricación de la pieza:

COSTO EN FÁBRICA			
1. Costo de fabricación	Mano de obra directa	53.11€	597.13€
	Material	494.52€	
	Puesto de trabajo	49.5€	
2. Mano de obra indirecta	$m.o.i. = (0\% m.o.i.) m.o.d$		0€
3. Cargas Sociales (CS)	$CS = (37,5\% C.S.) (m.o.i. + m.o.d.)$		19.92€
4. Gastos generales (GG)	$GG = (47\% G.G.) (m.o.d.)$		24.96€
5. Costo en fábrica	$CF = Cf + m.o.i. + CS + GG$		642.01€

Para el cálculo de la mano de obra directa se plantea que la unión de todos los componentes le toma a un oficial de 2ª alrededor de tres horas.

Por tanto, los costos totales derivados de la fabricación del basculante son 642.01€. Este valor será válido siempre que se cumplan todos los supuestos planteados de fabricación y capacidad técnica del taller. En caso de no poseer alguna de las máquinas u operarios, habría que subcontratar alguna de las operaciones, lo que incrementaría el precio de la pieza.

Si la pieza se quisiera comercializar, habría que añadirle a este coste una mano de obra indirecta y un beneficio industrial para la empresa.

ANEXO D: FICHAS TÉCNICAS

-6082- (ALUMINIO – MAGNESIO – SILICIO)

COMPOSICIÓN QUÍMICA

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros elementos	Al
Mínimo	0,70			0,40	0,60				Otros Total	
Máximo	1,30	0,50	0,10	1,00	1,20	0,25	0,20	0,10	0,05 0,10	El resto

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

Estado	Características a la tracción					
	Carga de rotura Rm, N/mm ²	Límite elástico Rp 0,2, N/mm ²	Alargamiento A 5,65%	Límite a la fatiga N/mm ²	Resistencia a la cizalladura τ N/mm ²	Dureza Brinell (HB)
0	130	60	27	120	85	35
T1	260	170	24	200	155	70
T4	260	170	19	200	170	70
T5	325	275	11	210	195	90
T6	340	310	11	210	210	95

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

Módulo elástico N/mm ²	Peso específico g/cm ³	Intervalo de fusión °C	Coefficiente de dilatación lineal 1/10 ⁶ K	Conductividad térmica W/m K	Resistividad eléctrica a 20°C - $\mu\Omega$ cm	Conductividad eléctrica % IACS	Potencial de disolución V
70,000	2,71	575-650	23,1	T4-167 T6-172	T4-4,1 T6-3,9	T4-42 T6-44	-0,83

APTITUDES TECNOLÓGICAS

SOLDADURA		MECANIZACIÓN		Estado: 0	Estado: T6
A la llama		Fracmentación de la viruta			
Al arco bajo gas argón		Brillo de superficie			
Por resistencia eléctrica					
Braseado					
COMPORTAMIENTO NATURAL		RECUBRIMIENTO			
En ambiente rural		Lacado			
En ambiente industrial		Galvanizado			
En ambiente marino		Níquel químico			
En agua de mar					
ANODIZADO					
De protección					
Decorativo					
Anodizado duro					

Muy buena.
Buena.
Regular.
Mala, evitar.

RADIOS DE PLEGADO

Estado	0,4<-e<0,8 mm,	0,8<-e<1,6 mm	1,6<-e<3,2 mm,	3,2<-e<4,8 mm,	4,8<-e<6 mm,	6<-e<10 mm,	10<-e<12 mm,
0	0	0,5	1	1	1,75	2	2,5
T4	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
T6	2	2,5	3,5	4	4,5	5	6

Multiplicar el coeficiente por el espesor (e) de la chapa

-6082- (ALUMINIO – MAGNESIO – SILICIO)

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE LA ALEACIÓN A DIFERENTES TEMPERATURAS

Estado	-195°C			-80°C			-30°C			+25°C			+100°C		
	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65
T6	395	330	16	330	290	13	315	280	12	315	280	12	300	265	14

Estado	+150°C			+205°C			+260°C			+315°C			+370°C		
	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65	Rm	Rp 0,2	A 5,65
T6	240	220	17	130	105	28	50	35	60	30	18	80	20	12	85

Rm N/mm² ; Rp N/mm² ; A 5,65 %

Según normas A.A.

TRATAMIENTOS DEL ALUMINIO

Estado	Tratamiento de puesta en solución T°C	Medio de temple	Tratamientos de maduración artificial. Mantenimiento a T° en horas	Maduración natural.
T4	530°C± 5 °C	Agua a 40°C		8 días mínimo
T6	530°C± 5 °C	Agua a 40°C	8 horas a 175± 5°C ó 6 horas a 185± 5°C	

Intervalo de temperatura de forja: 350° – 500°C

Recocido total: 420°C, con enfriamiento lento hasta 250°C

Recocido contra acritud: 340°C

1 kg / mm² = 9,81 N/mm²; 1N/mm² = 1MPa

APLICACIONES

Estructuras ligeras para vagones de ferrocarril, construcciones navales, plataformas marítimas, pantalanés, puentes civiles y militares, bicicletas y sus accesorios, calderería, estructuras para vehículos, sistemas hidráulicos, equipamiento de minas, torres, motoras, tecnología nuclear, mastiles y timones para barcos (especialmente para agua dulce), andamios, estructuras para carpas y pabellones, tomillería, remaches, moldes, etc.

OBSERVACIONES

Aleación de características medias y buena forjabilidad. Esta aleación que endurece por tratamiento térmico, tiene una buena aptitud a la soldadura pero pierde casi un 30% de la carga de rotura en la zona soldada, por lo que se aconseja hacer un tratamiento de maduración para recuperar las características perdidas.

Cymat A35620SC 020SS Stabilized Aluminum Foam

Category : Metal , Metal Foam, Mesh, or Honeycomb , Metal Matrix Composite , Nonferrous Metal , Aluminum Alloy , Other Engineering Material , Composite Core Material

Material Notes:

Description: Cymat A35620SC 020SS stabilized aluminum foam (SAF) is a closed cell aluminum foam formed from A356 aluminum alloy with a density of 0.2 g/cm³. The mechanical properties of SAF make it ideal for many varied applications. These properties include: High strength and stiffness to-weight ratio Strain rate insensitive (the speed of loading does not affect the strength) Notch insensitive (holes do not affect material strength) Constant properties over time, temperature and moisture range High mechanical energy absorption in all directions Not flammable or susceptible to environmental degradation Acoustic and thermal insulation properties Electromagnetic insulation properties Recyclable Applications: Energy absorption for vehicle crashworthiness Energy absorption for blast protection Structural stability Core for a casting Information provided by Cymat.

Order this product through the following link:

http://www.lookpolymers.com/polymer_Cymat-A35620SC-020SS-Stabilized-Aluminum-Foam.php

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	0.200 g/cc	0.00723 lb/in ³	
Cell Length	7.00 mm	0.276 in	Average Cell Size

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Tensile Strength, Ultimate	0.700 MPa	102 psi	Through Plane Direction
	0.900 MPa	131 psi	Foaming Direction
	1.50 MPa	218 psi	In Plane Direction
Elongation at Break	0.20 %	0.20 %	Through Plane Direction
	0.20 %	0.20 %	Foaming and In Plane Directions
Tensile Modulus	0.230 GPa	33.4 ksi	Through Plane Direction
	0.450 GPa	65.3 ksi	Foaming Direction
	0.700 GPa	102 ksi	In Plane Direction
Compressive Strength	0.300 MPa	43.5 psi	Lower Yield in the Through Plane Direction
	1.00 MPa	145 psi	Upper Yield in the Through Plane Direction
	1.20 MPa	174 psi	In the Foaming Direction
	1.60 MPa	232 psi	In the In Plane Direction
Compressive Modulus	0.185 GPa	26.8 ksi	Loading, In the Through Plane Direction

Mechanical Properties	Metric _{GPa}	English	Comments _{the Foaming Direction}
	0.230 GPa	33.4 ksi	Unloading, In the Through Plane Direction
	0.270 GPa	39.2 ksi	Loading, In the In Plane Direction
	0.500 GPa	72.5 ksi	Unloading, In the Foaming Direction
	0.600 GPa	87.0 ksi	Unloading, In the In Plane Direction
Shear Modulus	0.200 GPa	29.0 ksi	
Shear Strength	0.500 MPa	72.5 psi	
Impact	0.11	0.11	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Through Plane Direction
	0.15	0.15	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Foaming Direction
	0.23	0.23	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the In Plane Direction
	0.45	0.45	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Through Plane Direction
	0.50	0.50	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Foaming Direction
	0.60	0.60	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Through Plane Direction
	0.67	0.67	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the In Plane Direction
	0.80	0.80	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Foaming Direction
	1.2	1.2	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the In Plane Direction
	2.3	2.3	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Through Plane Direction
	2.5	2.5	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Foaming Direction
	3.3	3.3	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the In

Cymat A35620SC 030SS Stabilized Aluminum Foam

Category : Metal , Metal Foam, Mesh, or Honeycomb , Metal Matrix Composite , Nonferrous Metal , Aluminum Alloy , Other Engineering Material , Composite Core Material

Material Notes:

Description: Cymat A35620SC 030SS stabilized aluminum foam (SAF) is a closed cell aluminum foam formed from A356 aluminum alloy with a density of 0.3 g/cm³. The mechanical properties of SAF make it ideal for many varied applications. These properties include: High strength and stiffness to-weight ratio Strain rate insensitive (the speed of loading does not affect the strength) Notch insensitive (holes do not affect material strength) Constant properties over time, temperature and moisture range High mechanical energy absorption in all directions Not flammable or susceptible to environmental degradation Acoustic and thermal insulation properties Electromagnetic insulation properties Recyclable Applications: Energy absorption for vehicle crashworthiness Energy absorption for blast protection Structural stability Core for a casting Information provided by Cymat.

Order this product through the following link:

http://www.lookpolymers.com/polymer_Cymat-A35620SC-030SS-Stabilized-Aluminum-Foam.php

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	0.300 g/cc	0.0108 lb/in ³	
Cell Length	4.00 mm	0.157 in	Average Cell Size

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Tensile Strength, Ultimate	2.00 MPa	290 psi	Through Plane Direction
	2.50 MPa	363 psi	Foaming Direction
	3.00 MPa	435 psi	In Plane Direction
Elongation at Break	0.20 %	0.20 %	Through Plane Direction
	0.40 %	0.40 %	Foaming and In Plane Directions
Tensile Modulus	1.00 GPa	145 ksi	Through Plane Direction
	1.10 GPa	160 ksi	Foaming Direction
	1.20 GPa	174 ksi	In Plane Direction
Compressive Strength	1.10 MPa	160 psi	Lower Yield in the Through Plane Direction
	2.40 MPa	348 psi	Upper Yield in the Through Plane Direction
	3.00 MPa	435 psi	In the Foaming Direction
	4.00 MPa	580 psi	In the In Plane Direction
Compressive Modulus	0.300 GPa	43.5 ksi	Loading, In the Through Plane Direction

Mechanical Properties	Metric (GPa)	English	Comments
	0.575 GPa	83.4 ksi	Loading, In the In Plane Direction
	0.675 GPa	97.9 ksi	Unloading, In the Through Plane Direction
	1.00 GPa	145 ksi	Unloading, In the Foaming Direction
	1.20 GPa	174 ksi	Unloading, In the In Plane Direction
Shear Modulus	1.00 GPa	145 ksi	
Shear Strength	1.00 MPa	145 psi	
Impact	0.30	0.30	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Through Plane Direction
	0.50	0.50	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Foaming Direction
	0.80	0.80	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the In Plane Direction
	1.2	1.2	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Through Plane Direction
	1.4	1.4	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Through Plane Direction
	1.5	1.5	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Foaming Direction
	1.7	1.7	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the In Plane Direction
	1.7	1.7	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Foaming Direction
	2.7	2.7	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the In Plane Direction
	4.7	4.7	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Through Plane Direction
	5.0	5.0	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Foaming Direction
	5.7	5.7	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the In

Cymat A35620SC 040SS Stabilized Aluminum Foam

Category : Metal , Metal Foam, Mesh, or Honeycomb , Metal Matrix Composite , Nonferrous Metal , Aluminum Alloy , Other Engineering Material , Composite Core Material

Material Notes:

Description: Cymat A35620SC 040SS stabilized aluminum foam (SAF) is a closed cell aluminum foam formed from A356 aluminum alloy with a density of 0.4 g/cm³. The mechanical properties of SAF make it ideal for many varied applications. These properties include: High strength and stiffness to-weight ratio Strain rate insensitive (the speed of loading does not affect the strength) Notch insensitive (holes do not affect material strength) Constant properties over time, temperature and moisture range High mechanical energy absorption in all directions Not flammable or susceptible to environmental degradation Acoustic and thermal insulation properties Electromagnetic insulation properties Recyclable

Applications: Energy absorption for vehicle crashworthiness Energy absorption for blast protection Structural stability Core for a casting Information provided by Cymat.

Order this product through the following link:

http://www.lookpolymers.com/polymer_Cymat-A35620SC-040SS-Stabilized-Aluminum-Foam.php

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	0.400 g/cc	0.0145 lb/in ³	
Cell Length	3.00 mm	0.118 in	Average Cell Size

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Tensile Strength, Ultimate	3.20 MPa	464 psi	Through Plane Direction
	3.70 MPa	537 psi	Foaming Direction
	5.00 MPa	725 psi	In Plane Direction
Elongation at Break	0.15 %	0.15 %	Through Plane Direction
	0.20 %	0.20 %	Foaming and In Plane Directions
Tensile Modulus	1.20 GPa	174 ksi	Through Plane Direction
	1.30 GPa	189 ksi	Foaming Direction
	1.50 GPa	218 ksi	In Plane Direction
Compressive Strength	2.00 MPa	290 psi	Lower Yield in the Through Plane Direction
	4.00 MPa	580 psi	Upper Yield in the Through Plane Direction
	5.00 MPa	725 psi	In the Foaming Direction
	6.00 MPa	870 psi	In the In Plane Direction
Compressive Modulus	0.500 GPa	72.5 ksi	Loading, In the Through Plane Direction

Mechanical Properties	Metric μPa	English	Comments <small>Measuring in the Foaming Direction</small>
	0.850 GPa	123 ksi	Loading, In the In Plane Direction
	1.05 GPa	152 ksi	Unloading, In the Through Plane Direction
	1.20 GPa	174 ksi	Unloading, In the Foaming Direction
	1.30 GPa	189 ksi	Unloading, In the In Plane Direction
Shear Modulus	0.920 GPa	133 ksi	
Shear Strength	2.10 MPa	305 psi	
Impact	0.70	0.70	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Through Plane Direction
	1.0	1.0	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Foaming Direction
	1.1	1.1	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the In Plane Direction
	1.8	1.8	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Through Plane Direction
	2.5	2.5	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the Foaming Direction
	2.6	2.6	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Through Plane Direction
	2.8	2.8	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 20% Strain in the In Plane Direction
	2.9	2.9	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Foaming Direction
	3.1	3.1	MJ/m ³ , Volumetric Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the In Plane Direction
	6.5	6.5	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Through Plane Direction
7.3	7.3	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the Foaming Direction	
7.8	7.8	kJ/kg, Specific Energy Absorption (compression) at 50% Strain in the In	



HexBond™ ST1035

Epoxy Film Adhesive



Product Data Sheet

Description

HexBond™ ST1035 adhesive film is a 120°C/248°F cure modified epoxy film supported (moisture-resistant polyester carrier) or unsupported.

Standard areal weights are 150, 250 and 300 g/m². 75, 100, 200, 400 and 450 g/m² films are also available on demand. Designed for the manufacture of sandwich structures from a various types of skins and cores and for bonding a wide range of substrates (metals, plastics, reinforced plastics and composite structures, marble, etc.).

Features

- Excellent balance between peel and shear in the range of -55°C/-67°F to 120°C/248°F
- Very flexible cure temperature from 90°C/194°F to 160°C/320°F and processing methods (press, oven or autoclave)
- Good tack for easy adhesive joint assembly

Applications

- Sandwich construction
- Metal to metal bonding
- Composite to composite bonding
- Metal to composite bonding

Form

- The film is protected on one side by a polyethylene film and on the other side by a release paper

Reference	Areal Weight (g/m ²)	Carrier	Width (mm)	Roll surface (m ²)
ST 1035 75 g/m ² unsupported	75 g/m ² ± 15	-	1270	101.6
ST 1035 100 g/m ² unsupported	100 g/m ² ± 15	-	1270	101.6
ST 1035 100 g/m ² supported	100 g/m ² ± 15	Polyester non-woven (17 g/m ²)	1270	101.6
ST 1035 150 g/m ² unsupported	150 g/m ² ± 20	-	1270	101.6
ST 1035 150 g/m ² supported	150 g/m ² ± 20	Polyester non-woven (17 g/m ²)	1270	101.6
ST 1035 200 g/m ² unsupported	200 g/m ² ± 25	-	1270	101.6
ST 1035 200 g/m ² supported	200 g/m ² ± 25	Polyester non-woven (17 g/m ²)	1270	101.6
ST 1035 250 g/m ² unsupported	250 g/m ² -0 / +30	-	1270	101.6
ST 1035 250 g/m ² supported	250 g/m ² -0 / +30	Polyester non-woven (17 g/m ²)	1270	101.6
ST 1035 300 g/m ² unsupported	300 g/m ² ± 30	-	1270	101.6
ST 1035 300 g/m ² supported	300 g/m ² ± 30	Polyester non-woven (17 g/m ²)	1270	101.6
ST 1035 400 g/m ² supported	400 g/m ² ± 40	Polyester non-woven (17 g/m ²)	1270	69.85
ST 1035 450 g/m ² unsupported	450 g/m ² ± 45	-	1270	69.85



HexBond™ ST1035

Epoxy Film Adhesive



Product Data Sheet

Instructions for use

Refer to the Safety Data Sheet before handling.

- To avoid any moisture, allow the adhesive to warm to room temperature before opening the waterproof polyethylene bag.
- Bonding surfaces should be clean, dry and properly prepared.
- Cut the film to the shape and size required.
- Remove the release paper and position the adhesive on the prepared bonding surface.
- Remove the polyethylene backing sheet.
- Complete the joint assembly and proceed to the curing.

Curing

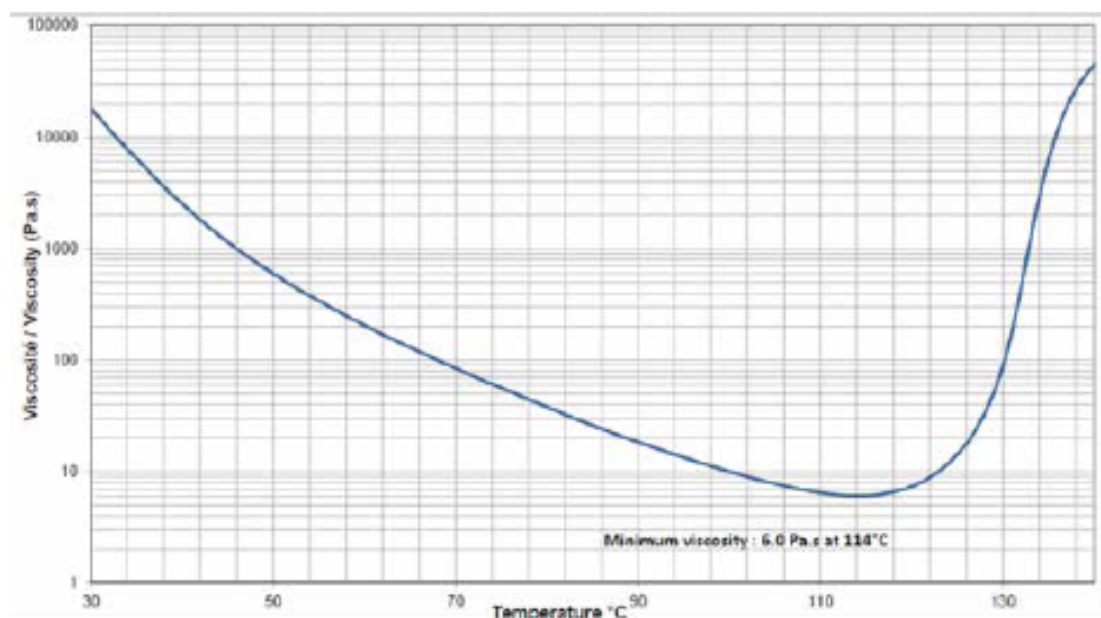
- Typical cure cycle : 60 minutes at 120°C/248°F
- Alternative cure cycles :

Temperature (°C/°F)	150 / 302	140 / 284	130 / 266	120 / 248	110 / 230	100 / 212	90 / 194
Time (min)	10	20	40	60	150	300	600

- Recommended heat up rate: 0.6 to 5.6°C/min (1 to 10°F/min)
- Recommended pressure: 1.5 to 3.5 bar (22 to 51 psi) during whole cycle.
- For sandwich structures the pressure application should be selected to suit the type of core and skins being used.
- Enough time should be allowed for heat to penetrate evenly through the assembled parts to ensure that the adhesive reaches that temperature before timing starts.
- Cool down the components to below 70°C before releasing the pressure.

Resin properties

- Rheology profile (Heat up rate : 2°C / min) :





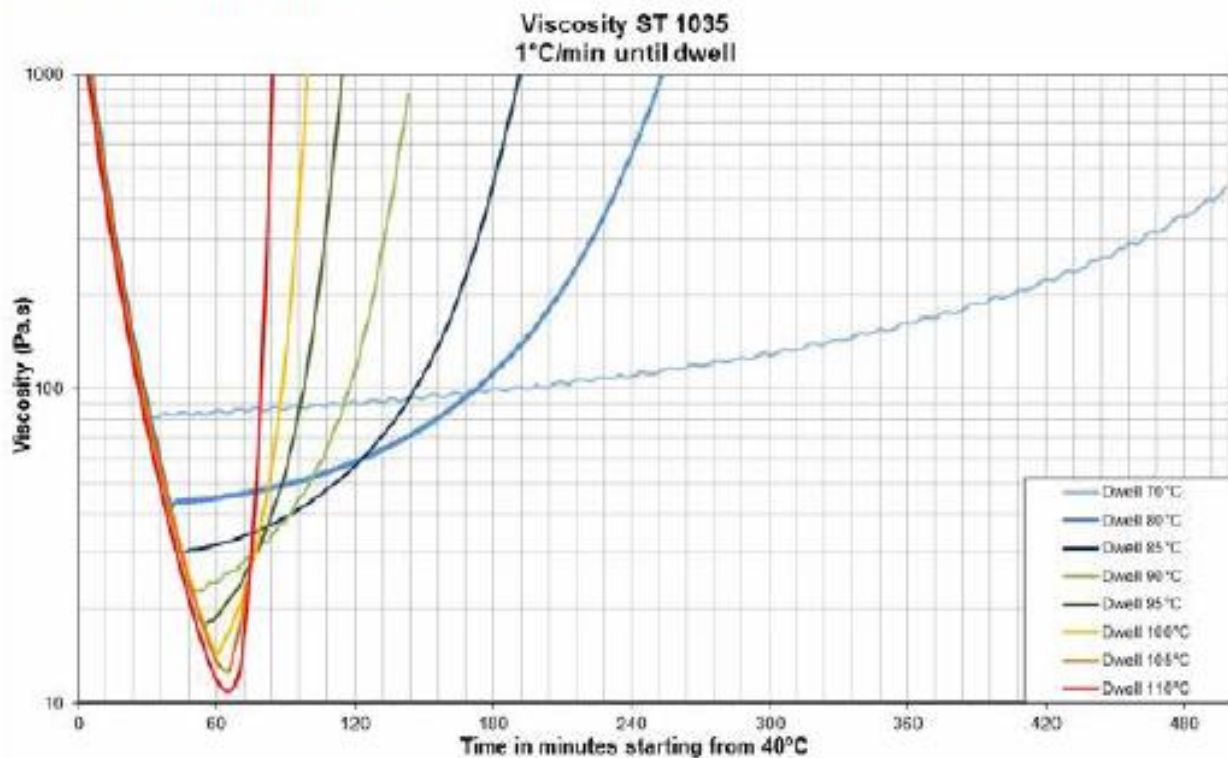
HexBond™ ST1035

Epoxy Film Adhesive



Product Data Sheet

- Viscosity versus temperature :



Mechanical properties

Test	Environmental conditioning	Test temperature (°C/°F)	Typical values			
			150 g/m ² supported	250 g/m ² supported	300 g/m ² supported	300 g/m ² unsupported
Lap shear strength ⁽¹⁾ (MPa)	None	23 / 73	33	34	41	43
		70 / 158	29	31	33	37
		120 / 248	16	16	18	19
	70°C 85% RH (1000hrs.)	23 / 73	25	30	33	31
		70 / 158	15	20	18	18
Climbing Drum Peel ⁽²⁾ (Lower skin) (mN/m)	None	23 / 73	-	54	65	-

VARILLA ROSCADA DIN 975

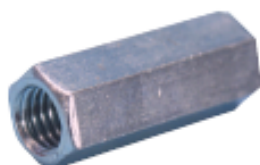


Según DIN 975

- Materiales: Acero 4,6, Acero 8,8, Latón (MS 58)
Acero especial A2, Acero especial A4
- Tratamiento: Brillante
Superficial Galvanizado
- Permiten cortar cualquier longitud.
- Ocupan menos espacio en el almacén.

Material	Acero	MS	Acero inox.	Acero inox.	Acero	Acero	Acero
Calidad	4.6	MS 58	A 2	A 4	4.6	4.6	4.6
Tratamiento superficial	Sin baño	Sin baño		Sin baño	Cincado	Cincado	Cincado
Longitud	1 m	1 m	1 m	1 m	1 m	2 m	3 m
M 3	0950 3	0951 3	-	-	0958 3	-	-
M 4	0950 4	0951 4	0954 4	0953 4	0958 4	0958 04	-
M 5	0950 5	0951 5	0954 5	0953 5	0958 5	-	-
M 6	0950 6	0951 6	0954 6	0953 6	0958 6	0958 06	-
M 8	0950 8	0951 8	0954 8	0953 8	0958 8	0958 08	0958 008
M 10	0950 10	0951 10	0954 10	0953 10	0958 10	0958 010	0958 001 0
M 12	0950 12	0951 12	0954 12	0953 12	0958 12	0958 012	0958 001 2
M 14	0950 14	-	0954 14	0953 14	0958 14	-	-
M 16	0950 16	-	0954 16	0953 16	0958 16	0958 016	0958 001 6
M 18	0950 18	-	0954 18	0953 18	0958 18	-	-
M 20	0950 20	-	0954 20	0953 20	0958 20	0958 020	958 002 0
M 22	0950 22	-	0954 22	0953 22	0958 22	-	-
M 24	0950 24	-	0954 24	0953 24	0958 24	-	-
M 27	0950 27	-	-	-	0958 27	-	-
M 30	0950 30	-	-	-	0958 30	-	-
M 36	0950 36	-	-	-	0958 36	-	-

TUERCA DISTANCIADORA HEXAGONAL



- Galvanizado.
- Para unir varillas roscadas, separar abrazaderas de la pared, etc...

Rosca	Longitud mm	Ancho mm	Art. N°	U/E
M6	20	10	0974 6 20	50/100
	25		0974 6 25	50
	30		0974 6 30	
M8	25	11	0974 8 25	50/100
	30		0974 8 30	
M10	20	12	0974 10 20	50
	25		0974 10 25	
	30		0974 10 30	
	40		0974 10 40	
M12	40	17	0974 12 40	10
	50		0974 12 50	
M16	40	24	0974 16 40	10
M20	50		0974 20 50	

