

Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

# Trabajo Fin de Grado

Simulador de conducción con actuadores neumáticos

**TITULACIÓN:** Grado en Ingeniería Mecánica

**AUTOR:** Del Buono González, Antonio Benito

**TUTOR:** Alejandro Félix Molowny López Peñálver

Julio, 2016

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

**TITULACIÓN:** Grado en Ingeniería Mecánica

# Índice General

Trabajo Fin de Grado

Simulador de conducción con actuadores neumáticos

AUTOR

Del Buono González, Antonio Benito

<b>Memoria.....</b>	<b>4</b>
<b>Anexo I: Cálculos.....</b>	<b>96</b>
<b>Anexo II: Simulación MEF.....</b>	<b>119</b>
<b>Planos.....</b>	<b>180</b>

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

**TITULACIÓN:** Grado en Ingeniería Mecánica

# Memoria

Trabajo Fin de Grado

Simulador de conducción con actuadores neumáticos

AUTOR

Del Buono González, Antonio Benito

# Índice Memoria

1.	Hoja de identificación.....	1
2.	Abstract .....	2
3.	Objeto.....	3
4.	Alcance.....	3
5.	Antecedentes.....	4
5.1.	Simulator Adaptation Syndrome (SAS).....	5
5.2.	Clasificación de los simuladores según sus grados de libertad .....	6
5.3.	SimXperience Motion Simulator (Stage1 y Stage 2) – 2DoF.....	7
5.4.	Eleetus Racing Simulator – 2DoF .....	8
5.5.	SimXperience Motion Simulator Stage 4 – 3DoF.....	9
5.6.	Vesaro I Quad Motion – 3DoF .....	10
5.7.	MOTION-SIM – 4DoF .....	11
5.8.	Cruden Hexatech – 6DoF .....	13
6.	Normas y referencias.....	14
6.1.	Normas.....	14
6.2.	Bibliografía .....	14
6.3.	Programas de diseño .....	14
7.	Sistema de actuadores .....	15
7.1.	Estructura 3DoF planteada .....	16
7.2.	Comparativa tipos de actuadores.....	18
7.3.	Análisis de soluciones .....	20
7.3.1.	Cargas y fuerza necesaria en el actuador. Parámetros que cumplir.....	21
7.3.2.	Esquema de funcionamiento del sistema de actuación.....	22
7.3.3.	Cilindros de vástago simple .....	23
7.3.4.	Cilindros guiados.....	26

7.4. Solución final .....	29
7.4.1. Brazo actuador .....	31
7.4.2. Base .....	47
7.4.3. Sistema rotación – planteamiento de diseño. ....	51
8. Puesto de conducción .....	54
8.1. Ergonomía del puesto de conducción .....	54
8.2. <i>Human Builder Workbench</i> en CATIA V5.....	56
8.3. Piezas comerciales.....	58
8.3.1. Asientos comerciales .....	58
8.3.2. Volante, palanca y pedalera.....	59
8.3.3. Otros.....	60
8.4. Análisis de soluciones.....	60
8.4.1. Estructura perfiles rectangulares.....	61
8.4.2. Estructura perfiles circulares .....	63
8.5. Solución final .....	65
8.5.1. Estructura trasera .....	67
8.5.2. Estructura delantera .....	69
8.5.3. Tubos soporte volante .....	70
8.5.4. Base volante .....	71
8.5.5. Estructura punto de apoyo .....	73
8.5.6. Tubo soporte palanca .....	74
8.5.7. Base palanca.....	75
8.5.8. Comprobación postural con <i>Human Builder</i> .....	76
8.6. Comprobación de interferencias en el ensamblaje final .....	78
9. Instalación neumática .....	81
9.1. Condiciones de funcionamiento.....	81

9.2. Alimentación del sistema.....	82
9.2.1. Elección del tanque .....	84
9.3. Dispositivos de control.....	85
9.3.1. Circuito neumático .....	85
9.3.2. Dispositivo PLC/PID .....	86



## 1. Hoja de identificación

### Proyectista

Nombre: Antonio Benito Del Buono González  
Dirección: Camino Hoya Nadia nº63  
Localidad: Santa Cruz de Tenerife  
C.P.: 38434  
Teléfono: 678111756  
e-mail: alu0100608632@ull.edu.es

### Promotor

Nombre: Universidad de La Laguna  
Dirección: Avda. Astrofísico Francisco Sánchez s/n  
Localidad: Santa Cruz de Tenerife  
C.P.: 38206  
Teléfono: 922845059  
e-mail: amolowny@ull.es

## 2. Abstract

This project has been developed with the aim of designing a racing simulator that can rival with the existing ones, offering a better and more realistic simulation experience at a competitive price. The project includes both an adaptable cockpit and the actuator system necessary to perform the simulation.

The cockpit has been designed through the extensive use of steel notched tubes joined by TIG welding, obtaining a tubular chassis-like appearance. To allow a better transportation, the hole cockpit has been break into two main parts, attached by a detachable connection. The back part has the fixing points for the seat and the telescopic connection for the gear shifter support; while the front part has the telescopic connection for the wheel support. Regarding the pedals, they use a system of sliding guides that is supported by the tubes of both the front and back parts. To assure the ergonomics of the cockpit, an ergonomics module of the software CATIA has been used though all the modelling process. Therefore, the cockpit will be able to adapt to people of different sizes.

Regarding the actuator system, it has been modeled as a combination of two separated motion elements. The first one, and the one that will be directly connected with the cockpit, is a three degrees of freedom system composed by three lineal actuators of double effect, each one animated by the combination of a pneumatic muscle with two compression springs. The second motion system will be a rotary mechanism, that will be fixed to the base of the former. Altogether, they provided the cockpit with a total of four degrees of freedom: roll, yaw, pitch and heave; giving it the capability of simulating virtually any feeling that the driver could get in a real car.

However, and due to the large size of this project, the rotary mechanism will not be design as part of this project, leaving it as a possible extension of it.

Also, the project will be developed from a mechanical point of view, so the simulation software, the programing of the PLC or the electrical elements of the circuit, will not be covered.

### 3. Objeto

El objetivo de este proyecto fin de grado es la realización del diseño estructural de un simulador de conducción que contemplará tanto el diseño de un puesto de conducción completamente adaptable, como el sistema de actuadores necesarios para llevar a cabo la simulación.

Dicho proyecto busca ser una alternativa a los simuladores comerciales usados en la actualidad, buscando ofrecer una experiencia de simulación más realista e intensa a un precio competitivo, para lo cual se hará énfasis en el uso de músculos neumáticos como sistema de actuación principal.

El simulador se diseñará con el objetivo de ser usado principalmente en el ámbito profesional para la formación de pilotos de cualquier tipo de modalidad automovilística, incluido el drifting. Aunque también se considerarán otros usos, como el recreativo o la formación vial (ej. maniobras de emergencia).

### 4. Alcance

Debido a la magnitud del proyecto, se hace necesario “dividir” el simulador en los dos elementos principales que lo componen: el sistema de actuadores y el puesto de conducción. Ambos elementos se tratarán y desarrollarán de manera independiente a lo largo de este documento, aunque su diseño fue llevado a cabo de manera paralela para asegurar la compatibilidad entre ambos.

Con respecto al proceso de diseño, y aunque son elementos diferentes, ambos han seguido un proceso análogo:

- Toma de medidas de referencia de simuladores comerciales y mediciones ergonómicas.
- Realización de diseños conceptuales y planteamiento de su viabilidad.
- Búsqueda de componentes comerciales y elementos normalizados.
- Modelado tridimensional mediante software de diseño asistido por ordenador (CAD).
- Comprobación mediante análisis por elementos finitos de cada una de las piezas.

Ambos elementos se han modelado buscando un equilibrio entre funcionalidad, sencillez y diseño; buscando obtener un producto que pueda ser efectivo y competitivo económicamente, pero dotándolo de una estética cohesionada y llamativa.

## 5. Antecedentes

Los simuladores de conducción actuales en realidad derivan de los simuladores de vuelo empleados desde antes de la Segunda Guerra Mundial. Más adelante, a mediados del siglo XX, comenzaron a aparecer los primeros simuladores de conducción de mano de SAAB y Volkswagen. Los usos iniciales para los que se concibieron los simuladores de conducción son:

- Prácticas de conducción: facilitando a los alumnos de autoescuelas a tener un primer contacto de manera segura con la conducción y señalización, así como someterlos a situaciones que requieran toma de decisiones.
- Investigación: permitiendo realizar estudios en un entorno controlado y que facilita la toma de datos, especialmente en aquellos cuya naturaleza impidiese el ser realizados en carretera abierta (ej. Efectos del alcohol en la conducción).

Desde entonces y gracias fundamentalmente a los grandes avances en el terreno de la informática, a la mejora en el realismo en el software de simulación y a la reducción en los tiempos de respuesta de los actuadores, ha habido un gran desarrollo de este tipo de sistemas; pudiendo abarcar incluso otros ámbitos como la simulación de conducción enfocada a los pilotos de carreras. Dicho eso, y antes de continuar, es necesario diferenciar entre lo que en el idioma anglosajón se entiende por ***driving simulator*** y ***racing simulator***.

El primero hace referencia a los simuladores de conducción que se emplean con fines de práctica de conducción en carretera y de investigación, empleando por lo general cabinas de gran tamaño completamente aisladas del exterior y que incluyen un puesto de conducción idéntico al que encontraríamos en un coche real. En otros simuladores se llega incluso a situar un coche completo en su interior. Suelen usarse en conjunto con plataformas Stewart de gran tamaño para realizar la simulación física. Generalmente, este tipo de simuladores son empleados por las compañías de automoción debido a: su desorbitado precio, que supera con facilidad los 5 millones de euros, y su gran tamaño, que obliga a situarlos en naves industriales especialmente destinadas para ellos.

El segundo tipo, **siendo el objeto de este proyecto**, son aquellos simuladores de conducción empleados fundamentalmente para la formación y entrenamiento de pilotos profesionales y amateurs, debido a que poseen una velocidad de actuación mucho más rápida gracias a su considerable menor tamaño. Este tipo de simuladores carecen de una cabina que los aisle del exterior y el puesto de conducción se reduce únicamente a una estructura que soporta los elementos esenciales: asiento, volante, palanca de cambios y pedalería. Permiten una gran flexibilidad en cuanto a la elección de los componentes y son además mucho más económicos, partiendo los más básicos de los 2.000 euros.

### **5.1. Simulator Adaptation Syndrome (SAS)**

El *Simulator Adaptation Syndrome* (abreviado SAS) hace referencia a un problema intrínseco a todos los simuladores y que se debe al *lag* (o retraso) entre la acción que realiza el conductor y la respuesta del simulador. Cuanto mayor es el retraso, mayor será desviación entre la sensación real que transmitiría un vehículo y la que proporciona el simulador. Ello obliga al cerebro del conductor a adaptarse a dicho retraso generando estrés cerebral, lo que deriva en dolores de cabeza, desorientación y cinetosis (trastorno en la percepción del movimiento).

Aunque es cierto que tras un tiempo de adaptación el cerebro es capaz de “aceptar” ese retraso en la señal, luego los conductores pueden experimentar SAS al volver a conducir un coche real, debido a que el cerebro debe volver a re-adaptarse a los tiempos de respuesta.

Es precisamente este fenómeno el que ha obligado a los *racing simulators* a necesitar de un mayor tiempo de gestación, ya que inicialmente las limitaciones informáticas, electrónicas y en los actuadores, generaban un retraso demasiado grande.

Por tanto, el objetivo primordial de cualquier simulador debe ser mitigar dicho retraso al máximo posible para poder garantizar una experiencia de simulación realista y pretender ser una opción válida para la formación de conductores.

## 5.2. Clasificación de los simuladores según sus grados de libertad

Aunque los simuladores pueden clasificarse según varios criterios, la clasificación según los grados de libertad es una de las más útiles puesto que permite entender de manera directa la forma de funcionamiento del simulador, así como dar una idea del costo del mismo.

Es necesario recordar que los grados de libertad para un sistema mecánico se definen como el número de parámetros independientes que definen su configuración. En el caso de un cuerpo tridimensional que pueda desplazarse libremente, su movimiento puede descomponerse en 3 rotaciones y 3 traslaciones, correspondientes a cada uno de los ejes X, Y y Z.

En el caso de los simuladores, el término de grados de libertad se emplea para referirse al número de desplazamientos o giros permitidos para la estructura del simulador en su conjunto, siendo la definición que se usará de aquí en adelante.

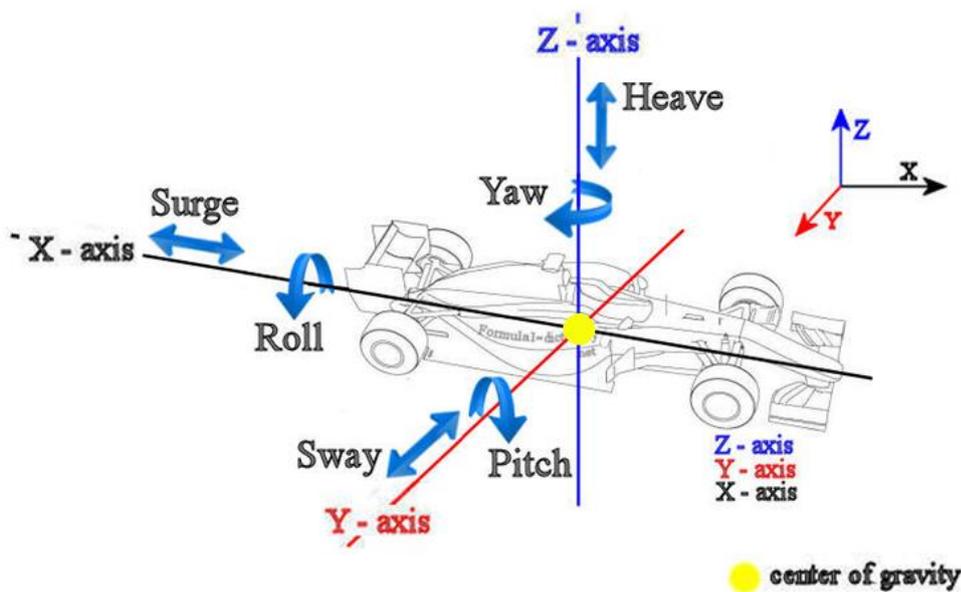


Figura 1 – Ejes principales con sus traslaciones y rotaciones asociadas.

A la hora de nombrar los desplazamientos y rotaciones se empleará nuevamente la terminología anglosajona, debido a la falta de una traducción correcta al castellano:

Traslación X:	Surge	Rotación X:	Roll
Traslación Y:	Sway	Rotación Y:	Pitch

Traslación Z: Heave

Rotación Z: Yaw

A continuación, se introducirán algunos de los simuladores comerciales más empleados en la actualidad ordenados de manera creciente según su número de grados de libertad (abreviado en adelante como **DoF**). Con ello se busca presentar los diferentes tipos de soluciones aplicadas, así como analizar sus desventajas e inconvenientes.

### 5.3. SimXperience Motion Simulator (Stage1 y Stage 2) – 2DoF

Fabricado por la empresa estadounidense SimXperience<sup>®</sup>, permite un total de dos grados de libertad: roll y pitch. Para poder lograrlo, emplea un par de actuadores lineales eléctricos de doble efecto que se conectan directamente a la parte alta de la estructura que soporta el asiento. Dicha estructura se conecta a la base por medio de una unión cardan, permitiéndole girar con respecto a los ejes X e Y.



Figura 2 – SimXperience Motion Simulator Stage 1.

Este tipo de configuración en concreto recibe el nombre de **Seat Shaker**, ya que su funcionamiento se basa en mover únicamente el asiento, dejando el resto de elementos del puesto de conducción (volante, palanca de cambios y pedalera) estáticos. Debido a ello deben emplearse inclinaciones pequeñas, lo que limita la capacidad de simular la sensación de

aceleraciones constantes. Sin embargo, esto se compensa usando altas aceleraciones en los actuadores, lo que permite un enorme nivel de realismo a la hora de simular las sacudidas y vibraciones.

De hecho, los simuladores con configuración *Seat Shaker* se consideran por muchos pilotos como los mejores simuladores debido a su bajísimo tiempo de respuesta. Otra ventaja es que son muy económicos, pudiendo adquirir solo la estructura con los actuadores por menos de 2.500 euros.

#### 5.4. Eleetus Racing Simulator – 2DoF

Inicialmente comercializado por la compañía BlueTiger y en la actualidad propiedad de Eleetus™ Motorsport. Es un simulador de 2DoF que comparte algunas similitudes con el simulador SimXperience, como que permite rotaciones en los ejes X e Y (*Roll* y *Pitch*) y apoya la estructura sobre una unión cardan – ver figura 4.



Figura 3 – Simulador Eleetus en funcionamiento durante la simulación de una aceleración.

Sin embargo, el simulador Eleetus emplea una estructura integral donde se acoplan todos los elementos, lo que implica que todos se mueven en conjunto con el asiento, incluidas la/s pantalla/s.



Figura 4 – Sistema de actuación empleado en el simulador Eleetus.

También difiere en el sistema de actuación empleado para la plataforma, haciendo uso de un par de servo-motores que al girar en un determinado ángulo permiten bajar o subir los puntos de apoyo de la plataforma. La ventaja de este sistema es que permite obtener ángulos amplios de inclinación (amplitud de hasta  $40^\circ$ ) favoreciendo la simulación de aceleraciones prolongadas. Sin embargo, tiene como principal inconveniente el mayor tiempo de respuesta debido al mayor recorrido a realizar por los actuadores, así como la imposibilidad de simular sacudidas o vibraciones de manera efectiva.

Posee además otros inconvenientes como la generación de mareo debido al gran cabeceo del simulador, o la distorsión en la percepción generada por el hecho de que las pantallas se muevan junto con el simulador.

### **5.5. SimXperience Motion Simulator Stage 4 – 3DoF**

Una modificación del simulador SimXperience realizado por la propia empresa como un paquete de ampliación. Parte del simulador presentado anteriormente e incluye un actuador adicional para permitir la rotación de la estructura con respecto al eje Z (Yaw). Aun así, el actuador solo tiene un pequeño margen de desplazamiento por lo que solo alcanza a simular

pérdidas de tracción, quedando descartada la posibilidad de simular sobrevirajes mayores (ej. drifting).

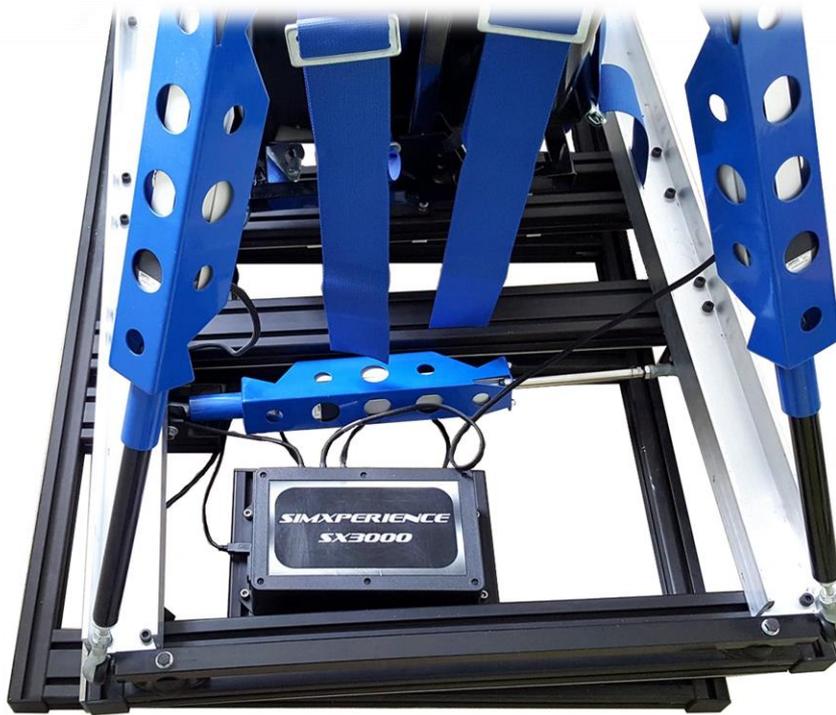


Figura 5 – Vista de la parte trasera del simulador.

Pese a la limitación en la amplitud del desplazamiento, la gran velocidad de reacción ya mencionada hace de ésta una modificación idónea que añade una dosis extra de realismo a este simulador; manteniendo aun así un precio muy competitivo, en torno a los 5.800 euros.

### 5.6. Vesaro I Quad Motion – 3DoF

Un simulador modular diseñado y manufacturado por la empresa británica Vesaro®. Incluye con sus *packs* de ampliación un sistema de cuatro actuadores lineales eléctricos que dotan al simulador de un total de 3 grados de libertad: *Pitch*, *Roll* y *Heave*. Permite por tanto simular la sensación de aceleración producida en los cambios de rasante y en los saltos.

Los actuadores emplean recorridos relativamente cortos (en torno a 15cm de amplitud), que ofrecen un compromiso entre disponer de la suficiente inclinación para simular aceleraciones continuas, y ser lo suficientemente cortos para tener un bajo tiempo de respuesta.



Figura 6 – Imagen del Vesaro I, equipado con el paquete Stage 7.

En cuanto a la estructura emplea una configuración integral que soporta todos los elementos excepto la pantalla, evitando la distorsión generada al mover el punto de referencia del conductor.

Es un simulador valorado muy positivamente por la comunidad, aunque su alto precio, en torno a los 28.000€, y su menor velocidad de respuesta en comparación con los simuladores con configuración *Seat Shaker*, hace que sea menos recomendado.

### 5.7. MOTION-SIM – 4DoF

Fabricado por la compañía checa Elsaco, se emplea tanto para simulación de conducción como para simulación de vuelo. Cuenta con una estructura integral donde se acoplan todos los elementos, y que se conecta mediante 3 apoyos a un total de 4 actuadores lineales eléctricos. Debido a la configuración espacial de los mismos, se consiguen las tres rotaciones posibles (*Pitch*, *Yaw* y *Roll*) y el desplazamiento en el eje Z (*Heave*).



Figura 7 – Imagen del MOTION-SIM en funcionamiento.

Usa actuadores de gran recorrido lo que le permite disponer de grandes desplazamientos angulares (con amplitud de hasta  $60^\circ$ ) y un recorrido en el eje Z de hasta 50cm.

Es un simulador muy completo que puede simular virtualmente cualquiera de las sensaciones que se producirían en un vehículo; sin embargo, el gran recorrido de los actuadores (así como su naturaleza eléctrica) impide que puedan usarse para simular sacudidas o vibraciones. Además, y al igual que pasaba con el simulador Eleetus, las grandes inclinaciones y el hecho de que las pantallas se muevan junto con el simulador penalizan la experiencia de simulación.

Tiene un precio moderado de en torno a los 25.000€.

## 5.8. Cruden Hexatech – 6DoF

Diseñado y manufacturado por la compañía alemana Cruden B.V. Es un simulador usado en simulación de conducción, vuelo y naval. Al igual que los simuladores anteriores emplea una estructura integral donde se fijan todos los componentes. Como sistema de actuación emplea una plataforma Stewart movida por 6 actuadores lineales eléctricos de gran tamaño, lo que le confiere movilidad en todos los grados de libertad.



Figura 8 – Imagen del Cruden Hexatech en stand-by.

El simulador es capaz de simular todas las sensaciones posibles que se generarían en un vehículo, aunque comparte las desventajas ya mencionadas asociadas al uso de actuadores eléctricos de largo recorrido.

Pese a todo, el principal inconveniente de este simulador es su excesivo precio, que ronda los 150.000€.

## 6. Normas y referencias

### 6.1. Normas

- UNE 1039:1994 Dibujos técnicos. Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones especiales.
- UNE 157001:2014 Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- UNE 1027:1995 Dibujos técnicos. Plegado de planos.

### 6.2. Bibliografía

Se incluye a continuación el listado de todas aquellas referencias que se han consultado para la realización de este proyecto:

1. <https://es.wikipedia.org/wiki/Cinetosis>
2. [https://en.wikipedia.org/wiki/Driving\\_simulator](https://en.wikipedia.org/wiki/Driving_simulator)
3. [http://eprints.whiterose.ac.uk/2110/1/ITS170\\_WP481\\_uploadable.pdf](http://eprints.whiterose.ac.uk/2110/1/ITS170_WP481_uploadable.pdf)
4. <http://www.xsimulator.net/>
5. <http://www.backyardbrains.cl/experiments/reactiontime>
6. [https://en.wikipedia.org/wiki/Mental\\_chronometry](https://en.wikipedia.org/wiki/Mental_chronometry)
7. <http://kimerius.com/app/download/5793843517/Instalaci%C3%B3n+de+aire+comprimido.pdf>

### 6.3. Programas de diseño

Para la realización de este proyecto se ha empleado fundamentalmente el software CATIA V5 Student, un programa CAD/CAE/CAM desarrollado por la empresa francesa Dassault Systèmes. Con dicho software se ha abarcado tanto el modelado como el cálculo de las piezas.

También se ha hecho uso del software Microsoft Excel durante las fases de cálculos teóricos, así como el Festo MuscleSIM para la determinación de los actuadores neumáticos y su consumo.

## 7. Sistema de actuadores

Tal como se comentó anteriormente, se tratarán por separado los dos grandes componentes que conforman este trabajo, comenzando por el sistema de actuadores. El primer paso consiste en decidir qué tipo de sistema de actuadores se empleará, para lo cual se hará un repaso por las ventajas e inconvenientes de los sistemas de actuación ya presentados:

	<b>2DoF - SimXperience Motion Simulator</b>	<b>2DoF - Eleetus Racing Simulator</b>	<b>3DoF - SimXperience Motion Simulator Stage 4</b>	<b>3DoF - Vesaro I Quad Motion</b>	<b>4DoF - MOTION- SIM</b>	<b>6DoF - Cruden Hexatech</b>
<b>DoF capaces de simular</b>	Roll, Pitch	Roll, Pitch	Roll, Pitch, Yaw	Roll, Pitch, Heave	Roll, Pitch, Yaw, Heave	Todos
<b>Tiempo de respuesta</b>	Muy corto	Medio	Muy corto	Corto	Medio	Medio/Corto
<b>Simulación vibraciones y sacudidas</b>	Muy buena	Mala	Muy buena	Media/Buena	Mala	Media
<b>Simulación aceleraciones constantes</b>	Mala	Muy buena	Mala	Media	Muy buena	Muy buena
<b>Realismo de la simulación</b>	Muy bueno	Distorsión de la percepción y mareo	Muy bueno	Puede producir SAS	SAS, distorsión de la percepción y mareo	Distorsión de la percepción y mareo
<b>Compactibilidad del simulador</b>	Buena	Muy buena	Buena	Muy buena	Media	Mala
<b>Coste aproximado del simulador</b>	2.500 €	No especificado	5.800 €	28.000 €	25.000 €	150.000 €

En base a lo mostrado en la tabla, y dado que la prioridad del simulador es buscar el máximo realismo posible, se ha decidido optar por un **sistema de actuación con 4DoF: con *Roll*, *Pitch*, *Yaw* y *Heave***. Para conseguirlos se empleará una combinación de dos sistemas:

- Un sistema de 3DoF basado en un sistema compuesto por 3 actuadores lineales que proporcionen los movimientos de *Roll*, *Pitch* y *Heave*. El sistema debe poseer un tiempo de reacción muy bajo, aunque con un recorrido de los actuadores lo suficientemente largo que permita simular de manera aceptable la sensación de aceleraciones constantes.

- Un sistema de rotación mediante base giratoria que permita simular no solo pérdidas de tracción sino sobrevirajes más intensos que permitan que el simulador sea apto para simulación de drift.

**Sin embargo, debido a la envergadura del proyecto, el diseño del sistema de actuación se limitará únicamente al sistema 3DoF.** El sistema de rotación se dejará planteado como una posible continuación del proyecto, sugiriendo el tipo de actuador a usar, así como otras recomendaciones de diseño.

### 7.1. Estructura 3DoF planteada

La estructura de actuadores planteada toma inspiración en un modelo de plataforma Stewart como el de la figura 9. Por supuesto, y dado que se busca obtener una plataforma con 3DoF, se reducirá el número de actuadores lineales a 3, los cuales se conectarán desde el extremo del triángulo base al extremo del triángulo superior.



Figura 9 – Plataforma Stewart comercializada por DirectIndustry.

Los puntos de unión de las plataformas se corresponderán con las aristas de un triángulo equilátero imaginario, de forma que los tres puntos de la misma plataforma se encuentren a la misma distancia entre ellos.

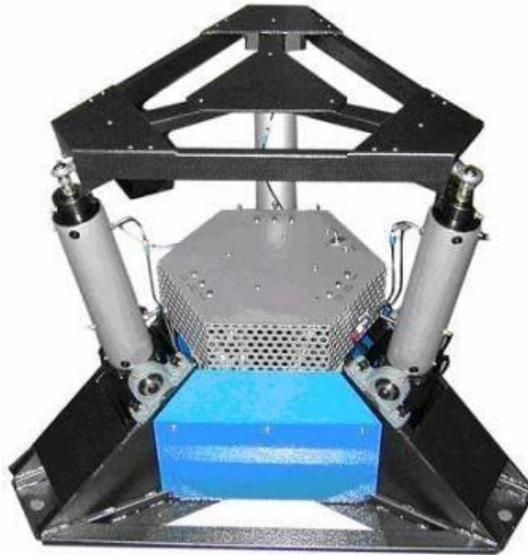


Figura 10 – Plataforma 3DoF.

Para que la estructura pueda mantenerse estable con la modificación realizada se sustituirá la junta cardan de la base del actuador por una unión que solo permita un giro, de forma que el actuador solo pueda desplazarse por el plano imaginario que pasa por: el punto de anclaje del actuador, el centro geométrico del triángulo y que sea perpendicular al plano base – ver figura 10.

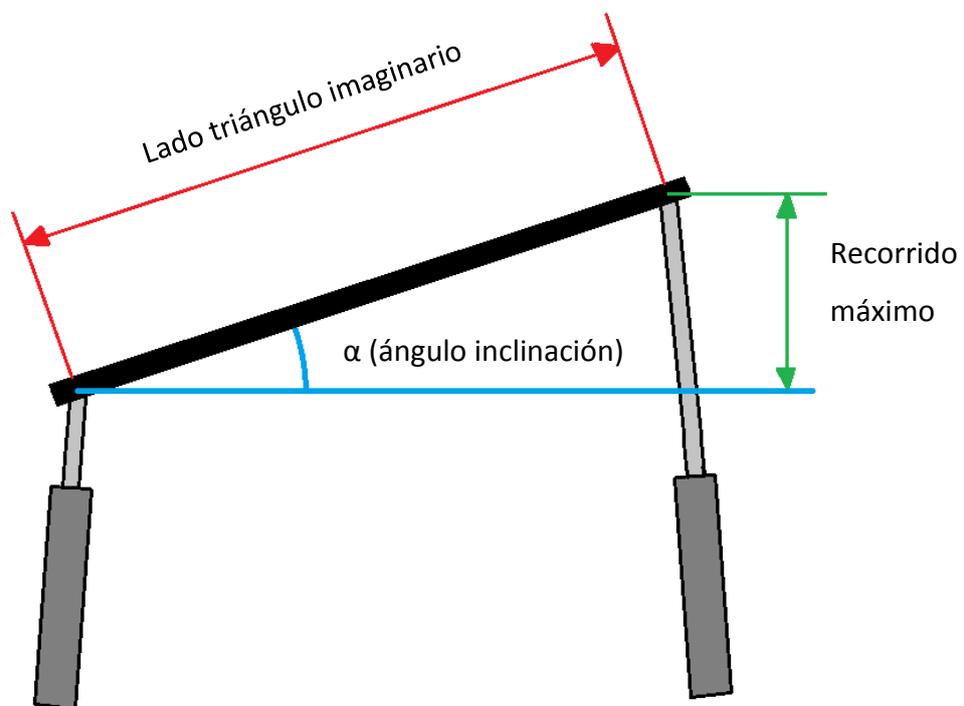


Figura 11 – Esquema simplificado de la plataforma móvil contemplando solo la unión entre dos puntos.

También se realizará una modificación de cara a obtener un simulador con un diseño cohesionado y homogéneo, y es “combinar” la plataforma móvil con el puesto de conducción, de forma que los puntos de apoyo (de la que sería la plataforma móvil) formarían parte de la estructura del puesto de conducción.

Aunque el puesto de conducción no es objeto de este apartado, se hará un cálculo previo aproximado sobre la longitud que debe tener el lado del triángulo imaginario que conecta los puntos de unión, al ser un valor necesario al modelar el sistema de actuación. Empleando una relación trigonométrica basada en el esquema simplificado de la figura 11 se tienen los siguientes valores:

- Lado triángulo imaginario (incógnita a resolver).
- $\alpha$ : ángulo máximo de inclinación que tendrá la plataforma, suponiendo que el actuador de un extremo esté en su posición más baja y el actuador opuesto esté en su posición más alta. Se desea que dicha **inclinación sea de 10°**.
- Recorrido máximo: desplazamiento efectivo del que dispondrá el actuador para llevar a cabo la simulación. Para intentar mantener un bajo tiempo de respuesta se empleará un **recorrido total de en torno a 12cm**, determinado en el **ANEXO I: 2.3. Recorrido necesario**.

Haciendo uso de la función seno:

$$\text{sen}(10^\circ) = \frac{12\text{cm}}{\text{Lado triángulo imaginario}}$$

$$\text{Lado triángulo imaginario} = 69,1\text{cm} \approx 70\text{cm}$$

Con respecto a la plataforma base a priori no se realizará ningún cálculo, puesto que primero será necesario haber modelado los actuadores y haber planteado la forma en la que se unirán a la placa base.

## 7.2. Comparativa tipos de actuadores

Una vez decidida el tipo de estructura y las dimensiones previas de ésta, queda elegir el tipo de actuador lineal que se empleará. Para tomar dicha decisión se ha empleado una tabla

pertenece al catálogo de actuadores de Parker, donde se detallan las ventajas e inconvenientes de los principales sistemas de actuación: neumática, hidráulica y eléctrica.

Características	Cilindro neumático	Cilindro hidráulico	Actuadores electro-mecánicos
Seguro contra sobrecargas	***	***	*
Fuerza fácil de limitar	***	***	*
Velocidad fácil de variar	***	***	*
Velocidad de movimiento	***	**	**
Funcionamiento fiable	***	***	***
Robusto	***	***	*
Costos de instalación	***	*	**
Servicio fácil	***	**	*
Seguro en entornos húmedos	***	***	*
Seguro en entornos explosivos	***	***	*
Riesgo de seguridad con instalaciones eléctricas	***	***	*
Peligro de fuga de aceite	***	*	***
Limpieza, higiene	***	**	*
Medidas de montaje estandarizadas	***	***	*
Vida útil	***	***	*
Requiere una unidad hidráulica	***	*	***
Peso	***	**	**
Precio de compra	***	**	*
Densidad de potencia	**	***	*
Nivel sonoro durante el funcionamiento	**	***	**
Mucha fuerza comparado con el tamaño	**	***	*
Posibilidad de posicionamiento	*	***	***
Consumo total de energía	*	**	***
Intervalo de servicio	*	**	***
Requiere capacidad de compresor	*	***	***

\* = bueno, \*\*=mediano, \*\*\*=el mejor

Figura 12 – Catálogo PDE2570TCES de Parker ([http://www.akcomponentes.es/pdf/CILINDROS\\_P1DS.pdf](http://www.akcomponentes.es/pdf/CILINDROS_P1DS.pdf)).

En base a lo expuesto en la tabla se escogerán actuadores neumáticos como sistema de actuación, debido principalmente a las siguientes razones:

- Gran velocidad de movimiento: indispensable para posicionar rápidamente el actuador reduciendo las probabilidades de sufrir SAS.
- Fuerza fácil de limitar: lo cual permitirá adaptar el sistema en función del peso de la persona, permitiendo además compensar el balanceo de la carga durante la simulación.
- Robustez, mantenimiento y vida útil: fundamental al tratarse de un sistema enfocado a la formación de pilotos, al cual se le someterá a un uso frecuente e intenso.
- Bajo peso y reducido tamaño: esencial para hacer un sistema de actuación lo más compacto y ligero posible, reduciendo las inercias de cara a su montaje sobre el sistema de rotación.
- Bajo precio y coste de instalación: lo cual permitirá obtener un simulador a precio competitivo que haga atractiva su adquisición.

Por supuesto, el uso de actuación neumática tiene también inconvenientes como el mayor coste de operación, la necesidad de emplear compresor y tanque, el posicionamiento o el mayor nivel de ruido generado. Sin embargo, dichos inconvenientes se han considerado asumibles en pos de las ventajas recién mencionadas.

### **7.3. Análisis de soluciones**

Se pasará a continuación a describir las dos soluciones intermedias que se llegaron a plantear durante la fase de diseño, pero que finalmente fueron descartadas; influyendo, eso sí, en el resultado final. También es necesario aclarar que en las dos soluciones intermedias no se llegó a pasar de la fase de diseño del actuador, debido a limitaciones en los mismos que se identificaron sobre la marcha.

Para el planteamiento de ambas soluciones se ha usado la información y los modelos CAD disponibles en las páginas web de Festo© y Parker Hannifin Corp©, empresas dedicadas al desarrollo y manufactura de elementos de control y automatización industrial.

### 7.3.1. Cargas y fuerza necesaria en el actuador. Parámetros que cumplir

Antes de poder entrar a describir las soluciones previas, es necesario primero definir cuál será la carga que tendrá que soportar el sistema de actuación, así como la consiguiente fuerza que deberá ejercer el actuador para conseguir una experiencia de simulación aceptable (ver **ANEXO I: 2. Condiciones simulación**).

Las cargas correspondientes al conductor y a la estructura son objeto del apartado **8. Puesto de conducción**, por lo que no se entrará en detalle de las mismas, sino que únicamente se indicará su valor:

- Masa del conductor: 120kg.
- Masa de la estructura: 100kg.

A continuación, se supondrá que la carga se reparte equitativamente entre los 3 actuadores, de forma que cada uno recibe un total de 74kg aproximadamente. En base a dicha masa se determina que la fuerza máxima necesaria será de unos 1.613,94N para cumplir con los requisitos de simulación – ver **ANEXO I: 3.1. Fuerza de actuación**. Aplicando un coeficiente de seguridad de 2,5 (recomendado por el fabricante Parker) se tiene que cada actuador neumático debe poder ejercer una fuerza de 4.034,84N.

Una vez seleccionados aquellos actuadores que cumplan con la fuerza requerida, es necesario verificar también dos parámetros igual de importantes:

#### Velocidad máxima de desplazamiento del émbolo

Se determina gráficamente en función de la carga a la que esté sometido el actuador y al diámetro del émbolo, y debe ser aproximadamente de **0,6m/s** para garantizar una correcta experiencia de simulación – ver **ANEXO I: 2.2. Velocidad requerida**.

#### Fuerza transversal admisible

Es la máxima fuerza de flexión simple que puede soportar el cilindro al aplicar una carga puntual en su extremo, estando desplegado una distancia 'l' equivalente al recorrido máximo del mismo. La existencia de dicho esfuerzo flexionante se deberá principalmente al funcionamiento de la base giratoria, que someterá al sistema de actuación a grandes aceleraciones y desaceleraciones angulares, de hasta **9rad/s<sup>2</sup>**. En función de dichas

aceleraciones, y a partir del momento de inercia del puesto de conducción, se ha calculado teóricamente que cada cilindro debe soportar una carga de flexión de unos 1.125N (considerando un coeficiente de seguridad de 3) – Más información sobre los cálculos en el

### ANEXO I: 3.2. Fuerza tangencial en los apoyos.

#### 7.3.2. Esquema de funcionamiento del sistema de actuación

Además de ser necesario conocer las fuerzas a las que estará sometido el sistema de actuación, es necesario entender la forma de funcionamiento que se ha planteado para el mismo.

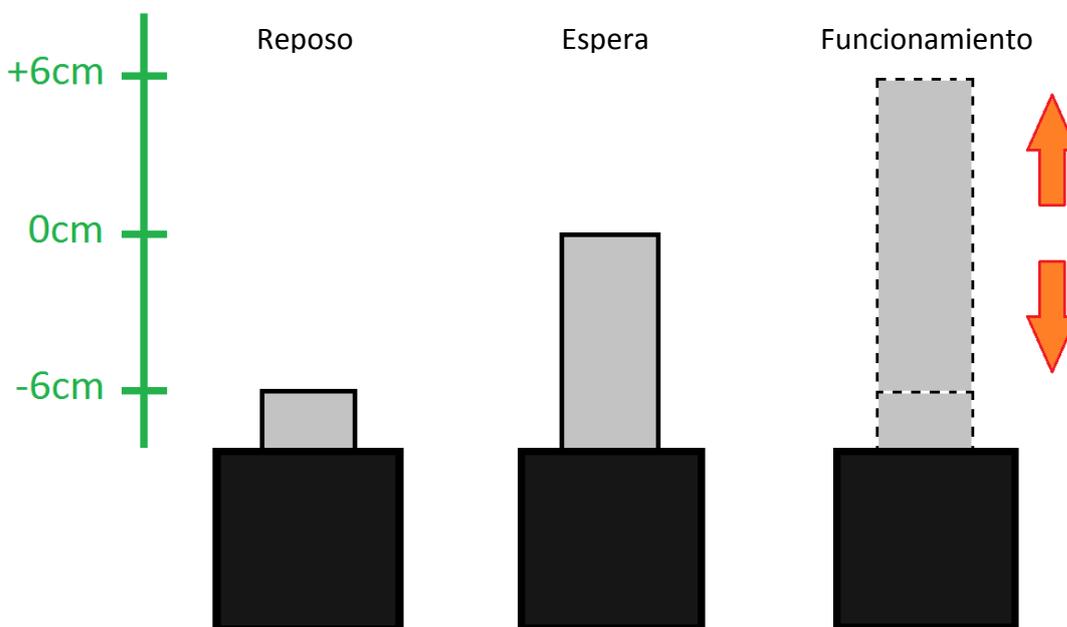


Figura 13 – Esquema simplificado del funcionamiento de cada actuador del sistema.

Partiendo de los 12cm de recorrido total considerados para cada actuador, el esquema del funcionamiento del sistema será como el de la figura 13:

1. El sistema parte del reposo (al estar el simulador apagado) desde la posición más baja del recorrido ( $L = -6\text{cm}$ ).
2. Cuando el simulador se enciende, pasa a posición de espera a la distancia media del recorrido, siendo el punto de referencia respecto al cual se moverá el actuador ( $L = 0\text{cm}$ ).
3. Una vez ya funcionando, el actuador se desplazará hacia arriba o hacia abajo respecto al punto de referencia, variando la aceleración y distancia de

desplazamiento según la simulación a realizar; y regresando siempre al punto de referencia tras cada actuación. La acción conjunta de los tres actuadores permitirá obtener los 3DoF necesarios.

### 7.3.3. Cilindros de vástago simple

La primera propuesta fue la de utilizar actuadores lineales de doble efecto colocados en una disposición como la mostrada en la Figura 13. Dichos actuadores se han seleccionado a partir del catálogo de “Cilindros normalizados DSBC, ISO 15552” disponible en la página web de Festo ([https://www.festo.com/cat/es\\_es/data/doc\\_es/PDF/ES/DSBC\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/es_es/data/doc_es/PDF/ES/DSBC_ES.PDF)).

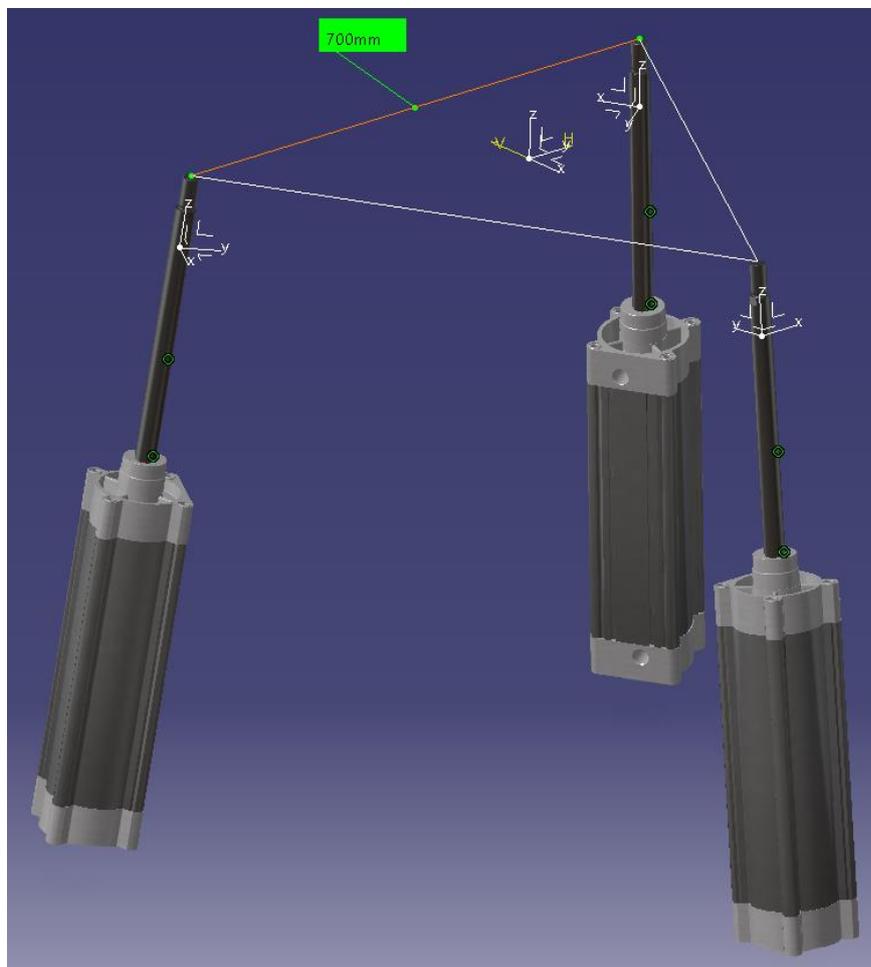


Figura 14 – Captura de pantalla del ensamblaje preliminar realizado en CATIA V5.

Consultando el catálogo de Festo se puede observar que para una presión de 6 bar (presión estándar de funcionamiento) se debería emplear bien un cilindro con un diámetro de émbolo de 100mm o de 125mm, con una fuerza máxima teórica de 4.712 y 7.363N respectivamente en avance, y 4.418 y 6881N en retroceso.

Fuerzas [N] y energía del impacto [J]				
Diámetro del émbolo	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar, avance	1870	3016	4712	7363
Fuerza teórica en retroceso con 6 bar	1682	2721	4418	6881
Energía máx. de impacto en las posiciones finales				
DSBC-...	1,3	1,8	2,5	3,3
DSBC-...-L/-U/-T1/-T3/-T4	0,65	0,9	1,25	1,65

Figura 15 – Catálogo Cilindro normalizado DSBC de Festo ([https://www.festo.com/cat/es\\_es/data/doc\\_es/PDF/ES/DSBC\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/es_es/data/doc_es/PDF/ES/DSBC_ES.PDF)).

Para verificar las velocidades de desplazamiento se recurrirá al siguiente gráfico presente en el catálogo de Parker:

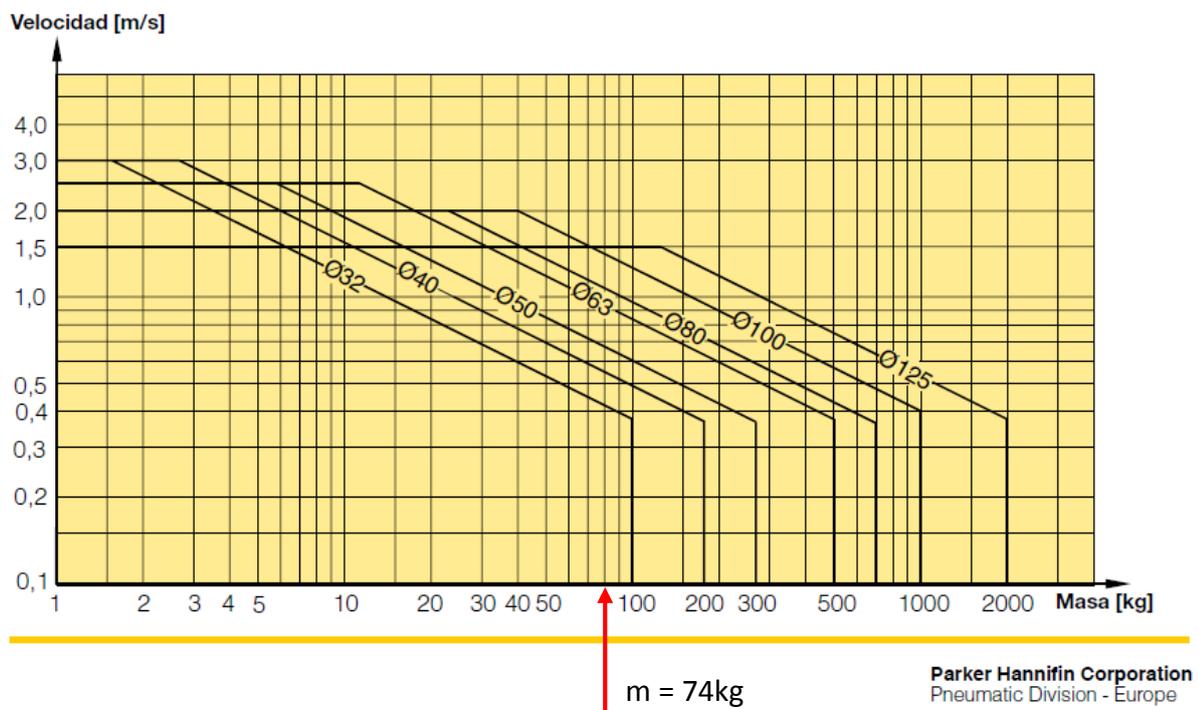


Figura 16 – Catálogo PDE2570TCES de Parker ([http://www.akcomponentes.es/pdf/CILINDROS\\_P1DS.pdf](http://www.akcomponentes.es/pdf/CILINDROS_P1DS.pdf)).

A partir de la inspección visual del gráfico se puede comprobar que ambos actuadores tienen, para la masa de 74kg, una velocidad máxima alcanzable de en torno a 1,5m/s. Incluso reduciendo la velocidad con un factor de seguridad de 1,5 (recomendado por Parker al usar masas altas) se obtendría una velocidad de 1m/s, siendo aún suficiente para cumplir con los requisitos de simulación.

El problema surge al comprobar la fuerza transversal admisible para ambos cilindros, ya que en el catálogo de Festo solo figuran gráficas para el cilindro de émbolo de 100mm o

menos; mientras que en el catálogo de Parker directamente no figuran ningún tipo de gráficas relativas a los cilindros simples. Consultando la gráfica de Festo se tiene lo siguiente:

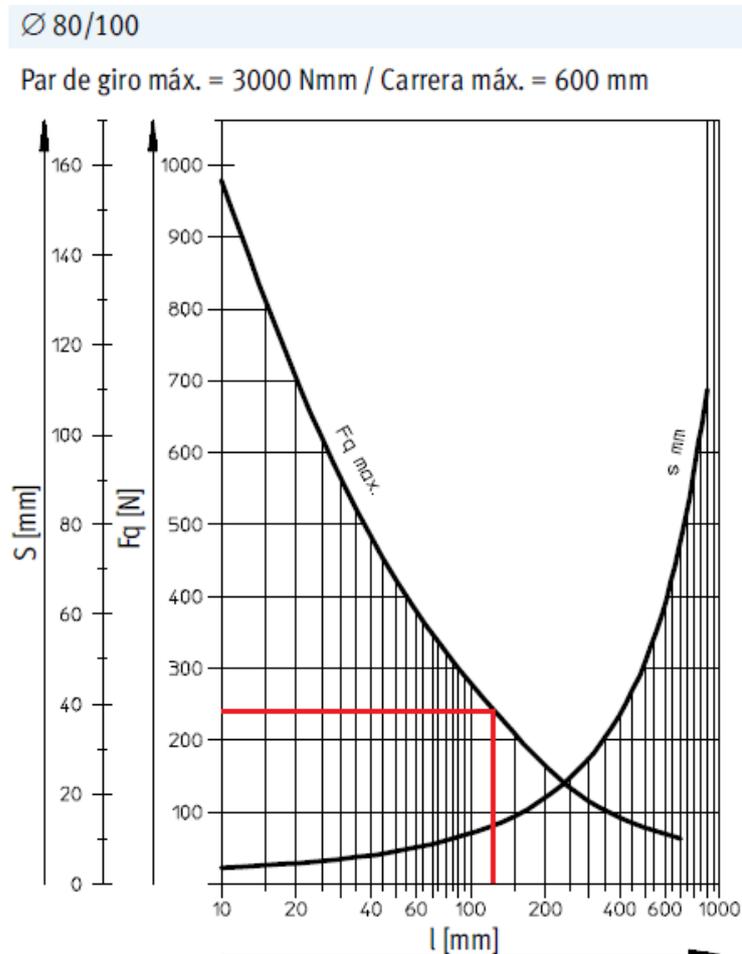


Figura 17 – Catálogo Cilindro normalizado DSBC de Festo ([https://www.festo.com/cat/es/es/data/doc/es/PDF/ES/DSBC\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/es/es/data/doc/es/PDF/ES/DSBC_ES.PDF)).

Se puede observar que la fuerza transversal admisible para un cilindro de émbolo 100mm extendido 120mm es solo de unos 240N aproximadamente, muy por debajo del valor de seguridad de 1.125N. En principio quedaría por comprobar el valor del cilindro de émbolo de 125mm, pero dado el bajo valor del cilindro de émbolo de 100mm, sería muy improbable que el de 125mm pudiese llegar a cumplirlo.

Queda descartado, por tanto, la posibilidad de realizar el sistema de 3DoF haciendo uso de cilindros neumáticos simples, debido a que no se puede garantizar la integridad de la estructura para las cargas flexionantes.

### 7.3.4. Cilindros guiados

Dado que el problema se origina debido a la imposibilidad del cilindro simple de resistir las cargas de flexión, se ha propuesto el uso de un cilindro guiado – ver figura 18.

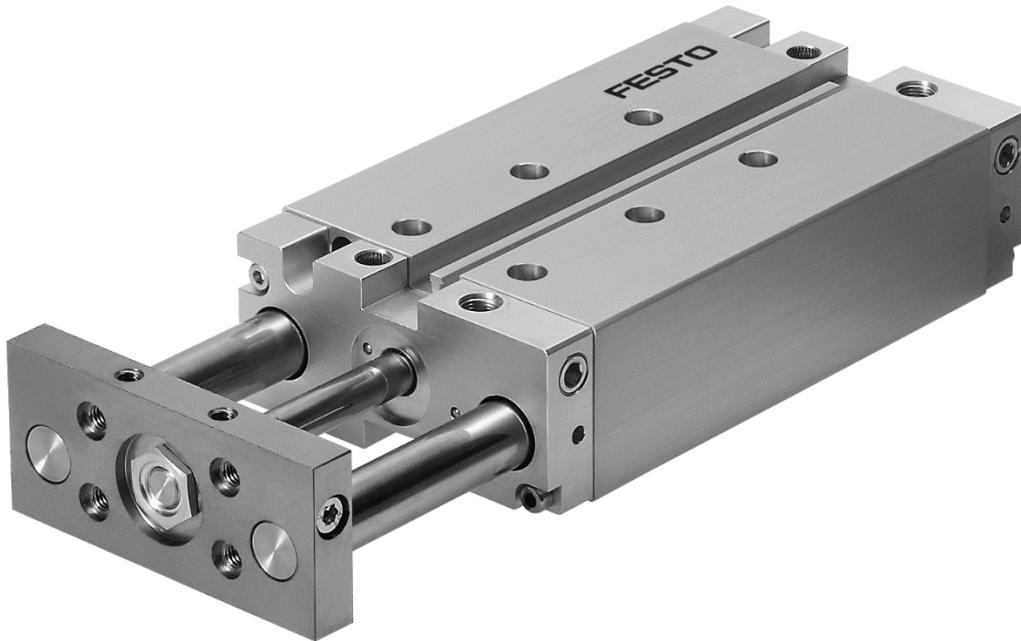


Figura 18 – Ejemplo de cilindro guiado con cuerpo *unibody* de Festo

El cilindro guiado es una modificación del cilindro simple que emplea dos tubos guía situados a ambos lados del émbolo, los cuales tienen la función de mitigar los esfuerzos de flexión y torsión que de otro modo dañarían irreversiblemente el cilindro. Los tubos guía se desplazan dentro de una camisa que puede formar parte del cuerpo del cilindro (configuración *unibody*) o bien formando parte de un accesorio.

El inconveniente inicial que aparece con estos cilindros es que solo vienen hasta un diámetro de émbolo de como máximo 100mm, lo que limita la fuerza máxima teórica a 4.712N para el avance y 4.418N para el retroceso (datos de Festo). Sin embargo, el inconveniente principal, y el que hace que estos cilindros no sean aptos para la realización de la plataforma 3DoF, es la considerable reducción de la velocidad máxima de los mismos.

Velocidades [m/s]				
Diámetro del émbolo	50	63	80	100
Amortiguación P				
Velocidad máxima en avance	0,6	0,6	0,4	0,4
Velocidad máxima en retroceso	0,6	0,6	0,4	0,4

Figura 19 – Catálogo Cilindros guiados DFM/DFM-B de Festo ([https://www.festo.com/cat/es\\_es/data/doc\\_es/PDF/ES/DFM\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/es_es/data/doc_es/PDF/ES/DFM_ES.PDF)).

Se puede ver que para el cilindro de émbolo 100mm la velocidad máxima queda reducida a solo 0,4m/s. Sin embargo, ni Festo ni Parker proporcionan gráficas de la variación de la velocidad respecto a la carga; lo cual puede ser debido a que este tipo de cilindros se emplean en condiciones de carga pesada para desplazamientos lentos, y no en aplicaciones que requieren desplazamientos rápidos.

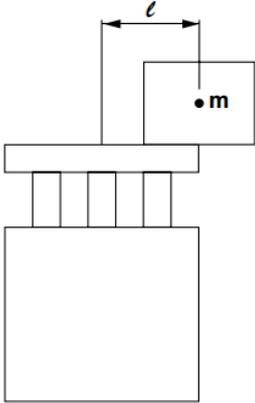
Posición de montaje	Vertical	
		
Velocidad máxima (mm/s)	200	400
Diagrama (Casquillos de fricción)	<b>1, 2</b>	<b>3, 4</b>
Diagrama (Cojinetes lineales a bolas)	<b>5 a 8</b>	<b>9 a 12</b>

Figura 20 – Catálogo Cilindro compacto con guías Serie MGP de SMC ([https://content2.smctech.com/pdf/MGP-C\\_ES.pdf](https://content2.smctech.com/pdf/MGP-C_ES.pdf)).

Pese a todo, se ha podido encontrar en un catálogo de cilindros guiados de SMC® una serie de gráficas que permiten determinar cuál debe ser la carga máxima a la que se debe someter el cilindro si se desea que se desplace a una velocidad de 0,2 ó 0,4m/s. Para ello hay

que elegir primero la posición de montaje y la distancia excéntrica (en caso que la haya) a la cual se aplica la carga – según la figura 20. En este caso se considera una posición de montaje vertical con una distancia excéntrica de 0.

A continuación, basta con ir a la gráfica y comprobar cuál será la carga máxima que puede soportar el cilindro para garantizar una velocidad máxima de 0,4m/s – ver figura 21.

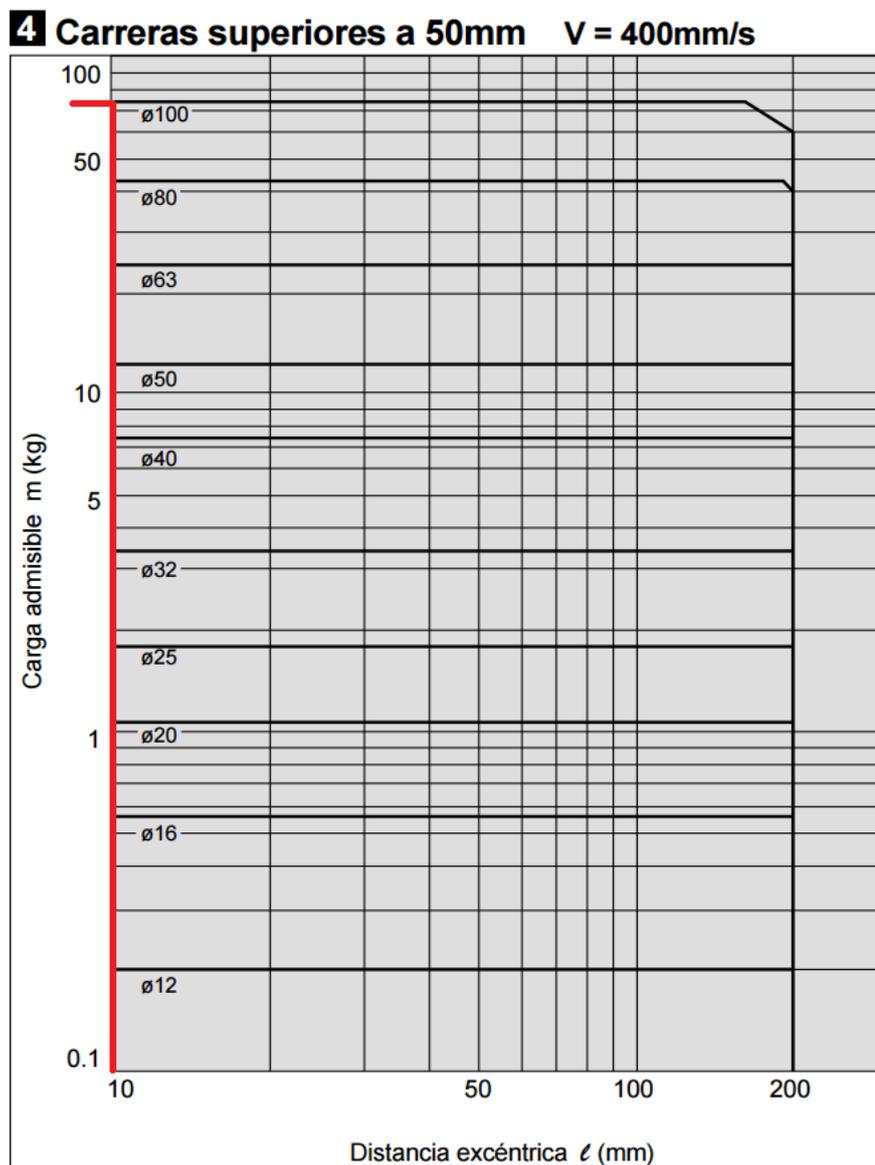


Figura 21 – Catálogo Cilindro compacto con guías Serie MGP de SMC  
([https://content2.smcetech.com/pdf/MGP-C\\_ES.pdf](https://content2.smcetech.com/pdf/MGP-C_ES.pdf)).

En ella se puede ver que para un diámetro de émbolo de 100mm, y para carreras superiores a 50mm, la carga máxima que garantiza una velocidad de 0,4m/s es de aproximadamente unos 75kg, por lo que coincidiría con la carga que recae sobre el cilindro. Si

además se tiene en cuenta un coeficiente de seguridad de 1,5 para la velocidad, daría como resultado una velocidad de 0,26m/s.

Se descarta por tanto la posibilidad de usar este actuador para el sistema 3DoF debido a las bajas velocidad de operación, que penalizaría severamente la experiencia de simulación, pudiendo incluso llegar a generar SAS.

#### 7.4. Solución final

Habiendo descartado los principales tipos de actuadores neumáticos, así como la posibilidad de emplear actuación hidráulica o eléctrica, era necesario buscar algún tipo de actuador que pudiese operar bajo las condiciones de carga y movimiento establecidas. La solución llegó de la mano de los **músculos neumáticos**, un tipo de actuador neumático de simple efecto comercializado por Festo.



Figura 22 – Imagen del músculo neumático desarrollado por Festo.

Los músculos neumáticos están formados por un tubo flexible contráctil, compuesto por una membrana de goma y un tejido interno de hilos de aramida. La membrana encierra herméticamente el medio de funcionamiento, que al recibir una presión interna (en forma de aire comprimido) obliga a la membrana tubular a dilatarse, obteniendo una fuerza de tracción y un movimiento de contracción a lo largo del eje longitudinal.

Lo que hace idóneo a este tipo de actuador para el sistema de 3DoF es que es un actuador pensado para aplicaciones de gran fuerza, permitiendo trabajar a altas aceleraciones (de hasta  $100\text{m/s}^2$ ) y frecuencias de hasta 150Hz. También, y gracias a su naturaleza elástica, es un actuador insensible a cargas de flexión o torsión.

Puesto que el actuador es de simple efecto, se ha pensado en un sistema combinado con resortes de compresión. La finalidad de dichos resortes debe ser no solo llevar a cabo el retroceso, sino además ser capaces de hacerlo de forma que permita cumplir los requisitos de

simulación. Dicho de otra forma, los resortes, más que un elemento de reposicionamiento, **deben ser un elemento de actuación.**

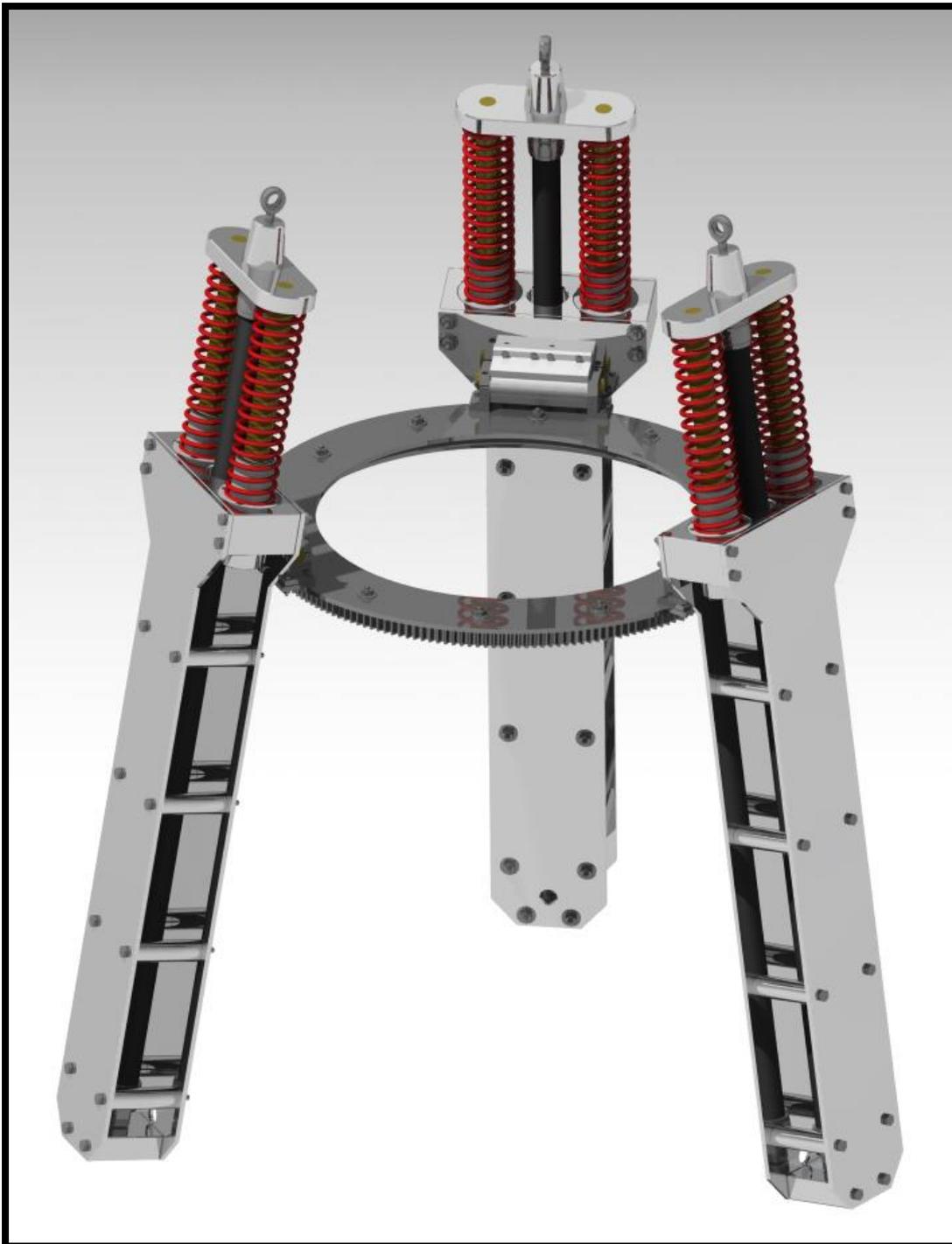


Figura 23 – Renderizado de la plataforma 3DoF al completo realizado con CATIA V5.

Ambos elementos, músculo neumático y resortes, formarán cada uno de los tres brazos actuadores que componen el sistema 3DoF, haciendo las veces de un mega-actuador lineal de doble efecto. Cada uno de los brazos estará unido a la base del sistema de actuación por medio

de una unión mediante un cojinete de superficie plana, que permitirá una única rotación. Y finalmente, la base se encontrará apoyada sobre un rail circular con corona dentada, que está pensado para su uso en el sistema de rotación.

Se pasará a continuación a describir cada uno de los componentes que conforman este primer gran elemento del simulador de conducción, detallando cada una de las piezas que lo componen, así como las decisiones de diseño que se han tomado para llevar a cabo su modelado.

#### **7.4.1. Brazo actuador**

Es el elemento principal del sistema de actuación, y de él depende generar una correcta experiencia de simulación. Está compuesto de una estructura hecha íntegramente en aluminio, la cual alberga el músculo neumático y dos resortes. Cada resorte va a su vez colocado alrededor de un tubo guía, y sujeto gracias a la superficie exterior del cojinete de superficie plana respecto al cual desliza cada tubo guía.

Los cojinetes se encargan de guiar el cabezal móvil, en el cual va acoplada la unión articulada que permite unir cada brazo con el correspondiente apoyo del puesto de conducción. Además, ambos tubos tienen en sus extremos unos *silentblocks* que hacen las veces de “tope”, manteniendo el resorte comprimido para garantizar una precarga suficiente que mantenga al puesto de conducción (con el conductor) en la distancia máxima del recorrido.

Esta configuración toma inspiración en los cilindros guiados, con la diferencia de que el émbolo central es sustituido por un músculo neumático.

La forma de funcionamiento es análoga a la mostrada en la figura 13, aunque en este caso el estado de reposo se da cuando el actuador está en la posición más alta del recorrido ( $L = + 6\text{cm}$ ). El esquema de funcionamiento sería por tanto de la siguiente manera:

1. Los resortes se encuentran inicialmente en un estado de precarga que sea capaz de mantener al puesto de conducción (con el conductor) en el estado superior del recorrido, garantizando un ligero margen de seguridad.

2. Una vez se enciende el sistema, cada músculo neumático entra en acción realizando una fuerza suficiente para bajar cada apoyo hasta el punto medio del recorrido ( $L = 0\text{mm}$ ), estando el sistema en estado de espera.
3. Al entrar en funcionamiento, el músculo neumático y los resortes trabajaran alternativamente para llevar a cabo los desplazamientos ascendentes y descendentes de cada punto de apoyo; regresando, como antes, al punto medio tras cada actuación.

En cuanto a los elementos que componen cada brazo de actuación se tienen los siguientes (ver numeración en figura 24):

- |                      |                               |
|----------------------|-------------------------------|
| 1. Resortes          | 7. Tubos guía                 |
| 2. Músculo neumático | 8. Silentblocks               |
| 3. Cojinetes         | 9. Carcasas                   |
| 4. Rótula esférica   | 10. Separadores               |
| 5. Cabezal móvil     | 11. Soporte músculo neumático |
| 6. Soporte cojinetes | 12. Cojinete (pivote)         |

Se pasa a continuación a describir cada uno de los elementos, justificando las decisiones de diseño tomadas para cada caso. Se seguirá el orden expuesto en el listado, al ser el orden de diseño más lógico que permite explicar cada una de las piezas. Aun así, el proceso de modelado real siguió un orden “aleatorio” debido a que fue un proceso de prueba y error; por lo que, en numerosas ocasiones, modificaciones en una pieza obligaban a modificar todas las demás, siendo imprescindible durante este proceso el análisis mediante elementos finitos – más información en el **ANEXO II: Simulación MEF**.

Con respecto a los componentes comerciales, el término de modelado se refiere únicamente a la elección del componente comercial más adecuado, y no a un proceso de modelado propiamente dicho.

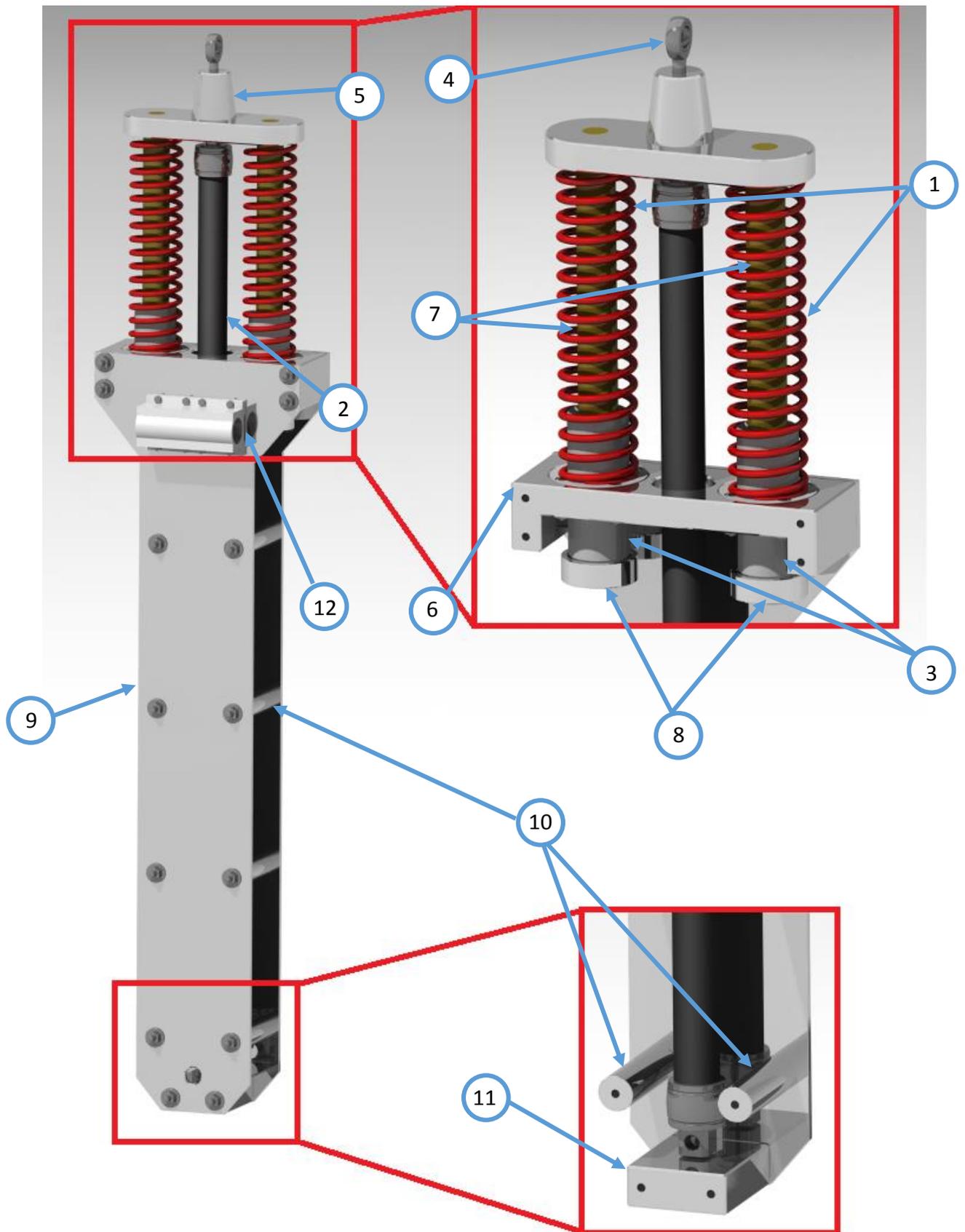


Figura 24 – Imagen renderizada del brazo actuador sin la carcasa delantera, con ampliación en la zona del cabezal móvil.

### Resortes

La elección del resorte adecuado comienza por la determinación teórica de sus parámetros en base a suponer algunos valores tentativos, los cuales permitirán llegar a una posible solución que servirá como punto de partida para la búsqueda de un resorte comercial.

En este caso, y en base a los valores propuestos, se han determinado teóricamente los siguientes parámetros de partida (ver **ANEXO I: 4.1. Cálculos teóricos del resorte**):

Longitud libre:  $L_f = 380\text{mm}$

Espiras activas:  $N_a = 17,98$

Diámetro medio:  $D_m = 70\text{mm}$

Cte. del resorte:  $k = 6,783\text{N/mm}$

Diámetro alambre:  $D_w = 8\text{mm}$

Con dichos valores se ha consultado la página web de la empresa VANEL SARL, la cual tiene a disposición de los clientes un buscador que permite filtrar entre todo su catálogo aquellos resortes que cumplan con los filtros aplicados.

El primer paso es elegir el material del que se desea que estén hechos los resortes, habiendo escogido en este caso acero de piano.

**Elija un material**

- Cable de piano
- Acero inoxidable
- Acero Cr-Si
- Acero recubierto de zinc

Esmerilado

**Peso [g]**  
Aprox.

**L. Libre [mm]**

**Índ. rigidez [N/mm]**  
Mín    
Máx

**Ext. Diám. [mm]**  
Mín    
Máx

**Int. Diám. [mm]**  
Mín    
Máx

**Diám hilo [mm]**  
Mín    
Máx

Figura 25 – Interfaz del buscador para muelles de compresión de acero inoxidable, con los filtros aplicados

<http://www.vanel.com/compression-simple-search.php?lang=spanish&sessionid=851554415777006cf1b3c90032193692689715972908>).

Tras seleccionar el material se han aplicado los filtros, tomando como referencia los valores teóricos hallados – ver figura 25. A partir de ellos se han obtenido un listado de todos los resortes compatibles.

A continuación, y con ayuda de una hoja de cálculo realizada con la herramienta Microsoft Excel, se comenzó con la comprobación de los parámetros de los resortes comerciales, comenzando por aquellos que más se acercaran a los parámetros teóricos– para más información sobre la hoja de cálculo ver el **ANEXO I: 4.2. Comprobación resortes comerciales.**

Tras descartar bastantes resortes del listado, se encontró uno (con referencia C.800.800.4000.A) cuyos valores se aproximaban con bastante exactitud a los teóricos, y el cual cumplía satisfactoriamente las comprobaciones. Para dicho resorte, el esquema de instalación queda de la siguiente manera:

Longitud instalación: $L_{+6cm} = 343,1mm$	Fuerza instalación: $F_{+6cm} = 400N$
Longitud punto medio: $L_{0cm} = 283,1mm$	Fuerza punto medio: $L_{+6cm} = 821,68N$
Longitud punto bajo: $L_{-6cm} = 223,1mm$	Longitud punto bajo: $L_{+6cm} = 1.243,36N$

El resto de especificaciones del resorte serían:

#### ► Detalles del muelle 'C.800.800.4000.A'

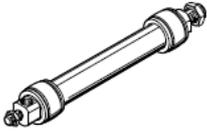
Núm. de espiras	17.9	Int. Diám. [mm]	64
Referencia	C.800.800.4000.A	Lc Bloque [mm]	147.2
Diám hilo [mm]	8	Peso [g]	1605.69064134029
Ext. Diám. [mm]	80	Orificio [mm]	82.4
L. Libre [mm]	400	Árbol [mm]	62.08
Índ. rigidez [daN/mm]	0.702806	Paso [mm]	24.15
Material	Cable de piano	Código tarifa	5N
Esmerilado	Sí	Pandeo longitud [mm]	sin riesgo
Closed ends	Sí	longitud permitida	175.3748

Figura 26 – Hoja de especificaciones técnicas del resorte comercial elegido (<http://www.solidcomponents.com/company/out/4217068/24550.pdf>).

Músculo neumático

La elección del músculo neumático comienza por elegir el diámetro interior del mismo en función de la fuerza que se requiera, la cual deberá ser lo suficientemente grande para conseguir cumplir los requisitos de simulación, venciendo además la fuerza que ejercerán los resortes a medida que se compriman. Dicha fuerza, calculada en el **ANEXO I: 5. Cálculo fuerza músculo neumático**, tendrá un valor de como máximo 3.708,3N (incluyendo un coeficiente de seguridad de 1,4).

En base al valor de fuerza necesario, el único músculo neumático que cumpliría sería el de diámetro interior de 40mm – según figura 27. Sin embargo, debido a la forma en la que operan este tipo de actuadores, la fuerza que son capaces de ejercer decrece con el porcentaje de contracción, por lo que es necesario comprobar que al comprimirse siga siendo capaz de alcanzar la fuerza necesaria.

Función	Ejecución	Tipo	Diámetro interior [mm]	Longitud nominal [mm]	Fuerza de elevación [N]
Simple efecto, tracción	Músculo neumático con extremos prensados				
		DMSP	5	30 ... 1000	0 ... 140
			10	40 ... 9000	0 ... 630
			20	60 ... 9000	0 ... 1500
			40	120 ... 9000	0 ... 6000

27 – Especificaciones técnicas de los músculos neumáticos ofertados por Festo en función de su diámetro interior ([https://www.festo.com/cat/en-gb\\_gb/data/doc\\_ES/PDF/ES/DMSP-MAS\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/DMSP-MAS_ES.PDF)).

En principio, y para intentar emplear el músculo neumático de menor tamaño posible, se fijará como porcentaje de contracción un 9%, el límite máximo recomendado por Festo para asegurar que se trabaja en condiciones óptimas de presión y fuerza. A partir de dicho porcentaje, y dado que el recorrido del actuador debe ser de 120mm, el tamaño del músculo neumático debería ser de:

$$\text{long. músculo} \times 0.09 = 120\text{mm}$$

$$\text{long. músculo} = 1.333,33\text{mm}$$

Puesto que se debe seleccionar una medida comercial se probará con un músculo neumático de 1.300mm de recorrido. A continuación, se hace uso del software de cálculo MuscleSIM disponible desde el portal de soporte de la página de Festo. Dicho software permite realizar simulaciones para poder determinar las dimensiones ideales del músculo neumático, así como verificar medidas ya tomadas. Seleccionando un músculo neumático de 40mm de diámetro interior, una presión de funcionamiento de 6 bar, una longitud de 1.300mm y una carrera de 120mm, se tienen los siguientes resultados:

- Fuerza disponible: 3.890,4N
- Consumo de aire por carrera completa: 15,541l.
- Grado de contracción: 9,23%

Se considera por tanto aceptable el músculo neumático planteado.

### Cojinetes

Para la elección de los cojinetes se ha optado por los de superficie plana, fabricados por PBC Linear©, al tener una mayor capacidad de carga, una mayor vida útil al carecer de componentes móviles y no necesitar mantenimiento (lubricados de por vida).

Para elegir el adecuado se ha tomado una decisión de diseño que involucra a los resortes ya modelados. La razón para ello es intentar mantener un diseño simple y funcional, y consiste en hacer uso de la superficie externa de la pared del cojinete como guía para el resorte. Para ello, se ha buscado en el catálogo de PBC Linear (<http://www.pbclinear.com/Download/Catalog/Round-Shaft-Technology-Catalog.pdf>) un cojinete cuyo valor 'B' sea lo más próximo posible al diámetro máximo de árbol aceptable para instalar el resorte, según la figura 26, y que sería de 62,05mm.



Figura 28 – Imagen del cojinete de la serie CFPMR, de PBC Linear.

En base al criterio planteado se ha elegido el cojinete CFPMR 40 cuya dimensión 'B' es de unos 62mm.

### Rótula HEIM

La rótula es una pieza fundamental del sistema que permite la unión entre el brazo actuador y el puesto de conducción. Debe ser capaz de transmitir los esfuerzos provenientes del brazo actuador, y además permitir el movimiento relativo de la plataforma respecto a éste.

La razón que ha llevado a elegir este elemento en vez de una junta cardan es su mayor simplicidad, su menor coste y tamaño y debido a que no era necesaria una amplitud de movimiento tan grande.

A diferencia del resto de componentes ya mencionados, que podían descargarse de las respectivas páginas web en algún formato CAD, la rótula tuvo que ser modelada a partir de las dimensiones proporcionadas por los fabricantes, al no encontrar ninguno que ofreciese la descarga de dichas piezas. Debido a ello se han usado los datos del fabricante Aurora Bearing®, al ser el fabricante que más datos proporcionaba sobre las dimensiones; además de ser el único que indicaba la fuerza axial admisible (el resto solo indican la radial) y la carga en caso de ser usado en condiciones de fatiga.

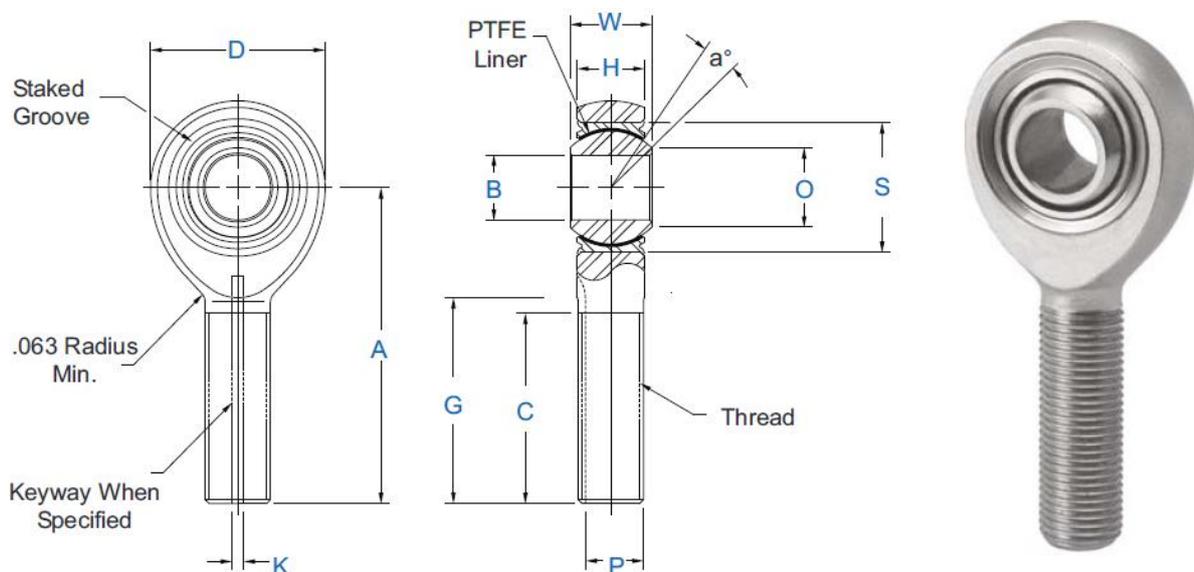


Figura 29 – Imagen de una rótula HEIM perteneciente a la serie aeroespacial

([http://www.aurorabearing.com/pdf/AF15\\_Catalog.pdf](http://www.aurorabearing.com/pdf/AF15_Catalog.pdf)).

Concretamente se ha elegido una rótula macho tipo HEIM de la serie aeroespacial AS81935/1. Las condiciones que debe cumplir la rótula elegida son:

- Soportar una carga radial de 2.664N (coef. seguridad de 3), debida a la actuación transmitida por el brazo actuador ( $12\text{N/m}^2 \cdot 74\text{kg} = 888\text{N}$ ).
- Resistir una carga axial de 1.125N (coef. seguridad de 3), producto de las aceleraciones angulares de la plataforma giratoria.
- Resistir la flexión generada en el cuerpo de la rótula debido a la carga axial.
- Permitir un ángulo de desalineación de  $10^\circ$ , correspondiente al ángulo de inclinación de la plataforma.

Consultando la tabla de especificaciones del catálogo se puede observar que la primera rótula ya cumpliría las condiciones antes establecidas para las cargas axial y radial, así como el ángulo de desalineación; sin embargo, al hacer el estudio mediante elementos finitos se comprueba que el esfuerzo transmitido hacia el cabezal móvil sobrepasaría el límite elástico del material de éste último, ya que el menor diámetro de agujero implica a su vez una menor superficie sobre la que distribuir la carga  $\rightarrow$  mayor tensión.

AURORA NO.		a° Misalign. Angle Min.	Ult. Static Radial Load Lbs.	Fatigue Load Lbs.	Axial Proof Load Lbs.	No Load Rotational Breakaway Torque* In-Lbs.	
Right Hand	Left Hand					Min.	Max.
ASM-3T	ASB-3T	15	2,360	1,470	1,000	.5	6
ASM-4T	ASB-4T	15	4,860	2,380	1,000	.5	6
ASM-5T	ASB-5T	14	7,180	2,770	1,100	1	15
ASM-6T	ASB-6T	8	8,550	3,570	1,660	1	15
ASM-7T	ASB-7T	10	12,000	4,800	1,850	1	15
ASM-8T	ASB-8T	9	19,500	7,680	2,040	1	15
ASM-10T	ASB-10T	12	21,900	9,180	2,430	1	15
ASM-12T	ASB-12T	13	29,300	11,600	2,810	1	15
ASM-14T	ASB-14T	6	34,500	13,100	3,320	1	24
ASM-16T	ASB-16T	12	80,300	30,400	4,340	1	24

Figura 30 – Tabla de especificaciones de la Serie AS81935/1 mostrando solo los datos de interés ([http://www.aurorabearing.com/pdf/AF15\\_Catalog.pdf](http://www.aurorabearing.com/pdf/AF15_Catalog.pdf)).

Las dos rótulas siguientes comparten el diámetro del vástago de la primera, por lo que tampoco son válidas. Luego, tanto la 6T, 7T y 8T son descartadas porque no tienen el ángulo de desalineación suficiente (la 7T lo cumple, pero no asegura ningún margen de seguridad,

por lo que no es aceptable). Solo la rótula ASM-10T vuelve a ser una opción viable, al cumplir a priori las condiciones y asegurar un pequeño margen de seguridad para la desalineación.

Y efectivamente, tras la comprobación mediante elementos finitos, se verifica que la rótula ASM-10T es válida.

### Cabezal móvil

El cabezal móvil es el elemento del brazo actuador encargado de transmitir los movimientos generados por el conjunto músculo neumático/resortes al puesto de conducción (por medio de la rótula). En él deben de ser acoplados los tubos guía, la rótula y el extremo superior del músculo neumático. Además, debe tener unas ranuras adecuadas para alojar y mantener los resortes.

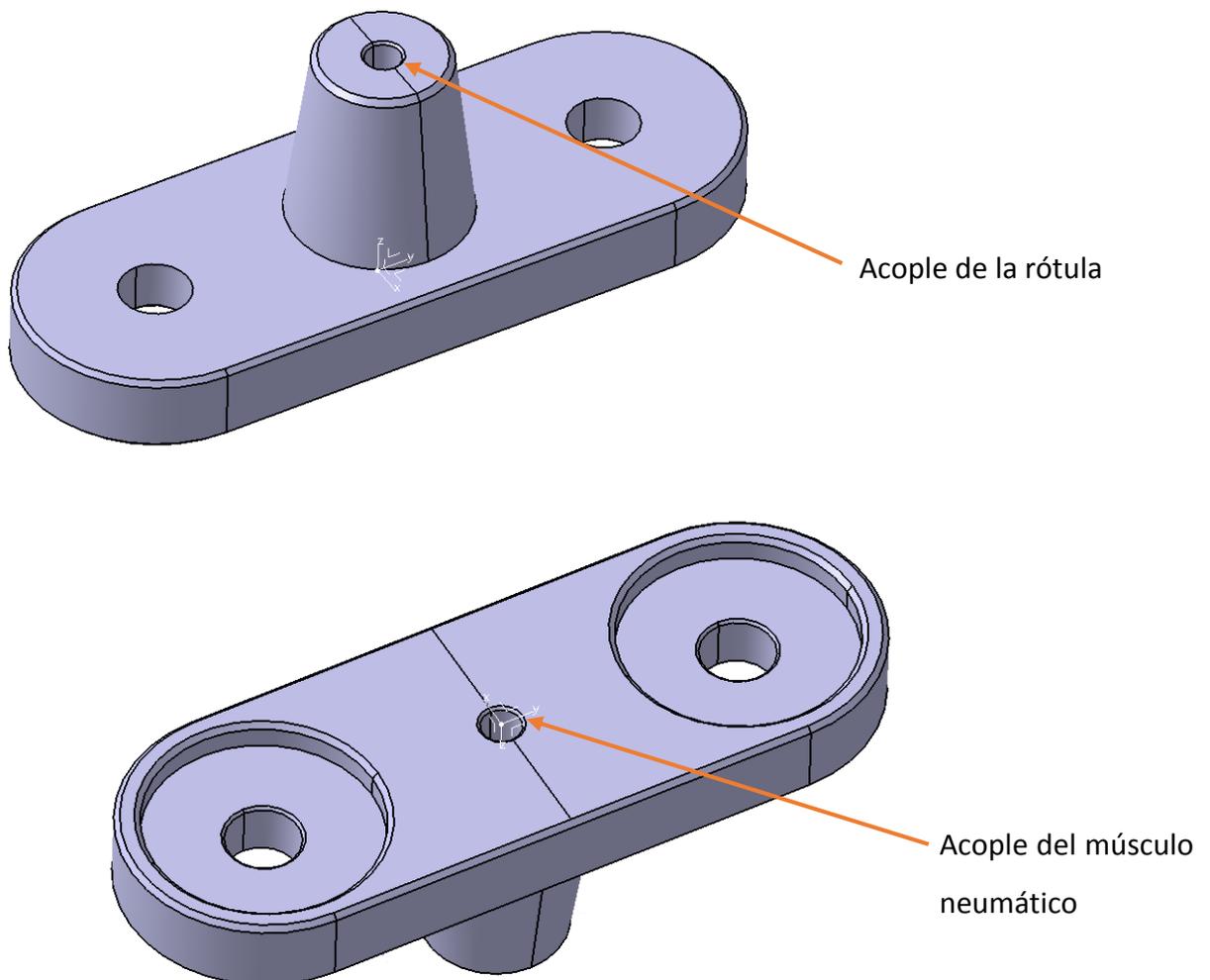


Figura 31 – Capturas de pantalla de la cabeza móvil mostrando la parte superior e inferior de la misma.

Con todo ello en mente, se ha modelado el cabezal mostrado en la figura 31. Se ha empleado aluminio como material, con la idea de que el cabezal sea luego fabricado por mecanizado de un bloque de aluminio. El cabezal cuenta con dos agujeros roscados pasantes M30 en los cuales se enroscarán los tubos guía. En la parte inferior cuenta con dos ranuras circulares, concéntricas a los roscados de los tubos guía, que permiten alojar los extremos de los resortes para evitar su movimiento.

Cuenta además en la parte inferior con un agujero M16x1,5 en el cual se enrosca el extremo superior del músculo neumático, y en la parte superior un roscado M15x1,5 para enroscar la rótula.

La extrusión cónica hecha cumple dos propósitos:

- Proporcionar suficiente altura para que no interfieran ambos roscados, sin aumentar en exceso la cantidad de material.
- Elevar el punto de unión de la rótula para que la base del cabezal no interfiera con la estructura del puesto de conducción – ver **8.6. Comprobación de interferencias en ensamblaje final.**

### Soporte cojinetes

Es el componente central del brazo actuador al ser la conexión entre el cabezal móvil y el resto del cuerpo del brazo actuador. Nuevamente se ha optado por un diseño simple habiendo escogido aluminio como material de fabricación.

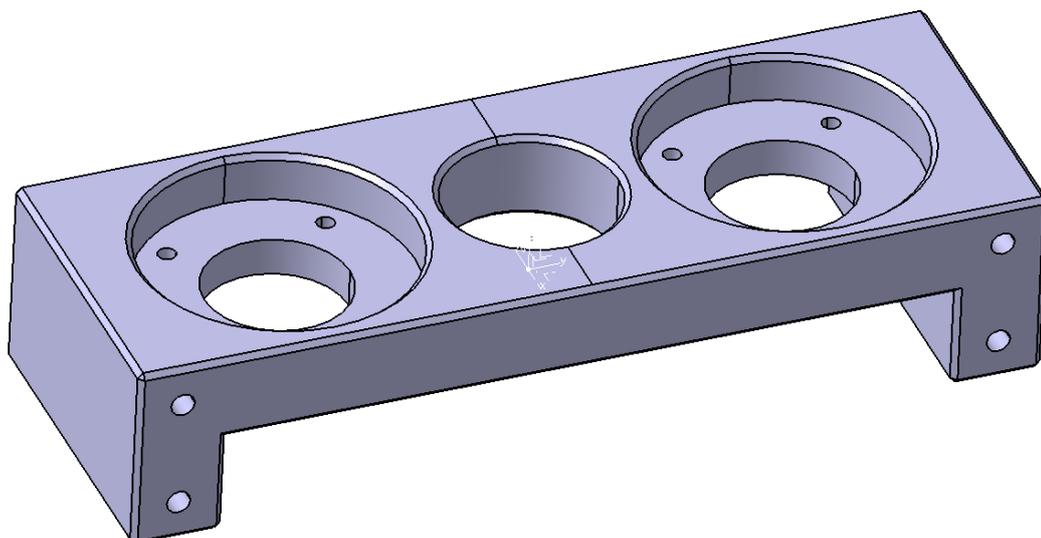


Figura 32 – Captura de pantalla del soporte de los cojinetes visto desde arriba.

La pieza cuenta con dos cavidades circulares para alojar cada cojinete, teniendo la profundidad justa para que el cuerpo del cojinete quede a ras de la superficie del soporte. Tiene además un agujero central de 62 mm de diámetro por el que pasará el músculo neumático, garantizando un margen de espacio suficiente para que la superficie del músculo no haga contacto el cuerpo del soporte.

Para la sujeción de la pieza se han realizado cuatro agujeros pasantes de 8,5mm de diámetro, dos a cada lado, que permitan la sujeción posterior mediante tornillos M10x1,5 con las carcasas.

### Tubos guía

Los tubos guía cumplen con la función de guiar al cabezal móvil en su desplazamiento, teniendo que resistir además las cargas de flexión recibidas por el mismo. El diámetro de los tubos queda fijado de antemano a partir de los cojinetes usados, por lo que en este caso (usando cojinetes CFPMR 40) el diámetro de los mismos deberá ser de 40mm.



Figura 33 – Captura de pantalla de la vista lateral del tubo guía.

Para el cálculo de su longitud, se ha realizado el ensamblaje preliminar en CATIA con los elementos ya mencionados, determinando la longitud necesaria de manera empírica. Para ello se ha tenido en cuenta la longitud de instalación del resorte, el largo del cuerpo del cojinete, y considerando un extra de distancia para realizar los roscados en ambos extremos.

Ambos roscados se mecanizarán sobre los tubos de acero modelo NIM 40, seleccionados del catálogo de Round Shaft Technology de PBC Linear (<http://www.pbcllinear.com/Download/Catalog/Round-Shaft-Technology-Catalog.pdf>), y que están fabricados especialmente para su uso con los cojinetes de superficie plana mencionados anteriormente. El roscado mayor (izquierda figura 33) será un roscado M30 destinado a fijar el tubo guía con el cabezal, mientras que el otro será un roscado M8 dedicado a fijar el *silentblock* que hará las veces de tope y amortiguador de impactos.

Por último, y como decisión de diseño final, **se ha han añadido unos 10mm extra** a cada tubo guía. La finalidad de dicha ampliación es dotar al cabezal móvil de un ligero margen de seguridad superior, evitando que cuando actuador llegue al recorrido máximo superior tenga que recurrir directamente al uso del tope de carrera. Realizando dicha modificación, la longitud de instalación del resorte aumentaría 10mm. Aun así, no afectaría en absoluto el funcionamiento, puesto que el actuador seguiría tomando como referencia la longitud del punto medio  $L_0 = 283,1\text{mm}$ .

### Silentblocks

Como ya se ha mencionado, los *silentblocks* cumplen dos funciones:

- Servir de topes para mantener el cabezal móvil acoplado al brazo actuador, manteniendo a los resortes en un estado de precarga.
- Ser capaces de mitigar los golpes producido durante el funcionamiento del simulador cuando el actuador alcance el recorrido máximo superior.

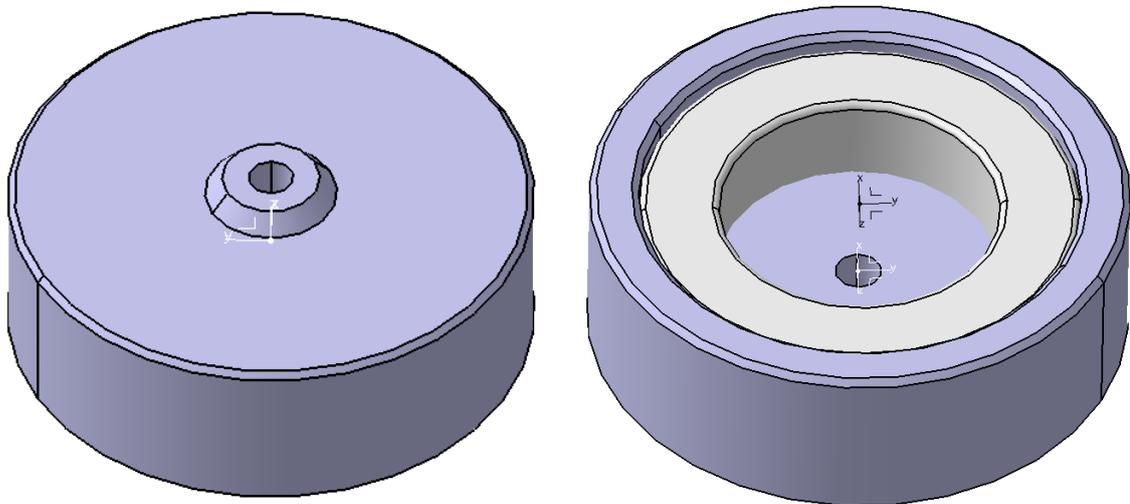


Figura 34 – Captura de pantalla del *silentblock*, desde arriba (izquierda) y desde abajo (derecha).

Puesto que no se encontró ningún *silentblock* en el mercado que se adaptase a las necesidades y dimensiones requeridas, se ha modelado uno con un diseño “tipo carcasa” hecho en aluminio. La forma del diseño permite sujetar el anillo de caucho entre la superficie interior de la carcasa y la exterior del tubo guía al que va atornillado.

Dicho anillo de caucho (en blanco en la figura 34) se encargará de absorber la energía de choque generada al golpear la base del cojinete, ayudando a preservar los componentes.

### Carcasas y separadores

Las carcasas constituyen el cuerpo en sí del brazo actuador, sirviendo de anclaje para el soporte de los cojinetes, el soporte del músculo neumático y el cojinete (pivote), encargado de permitir la rotación del brazo actuador con respecto a la base.

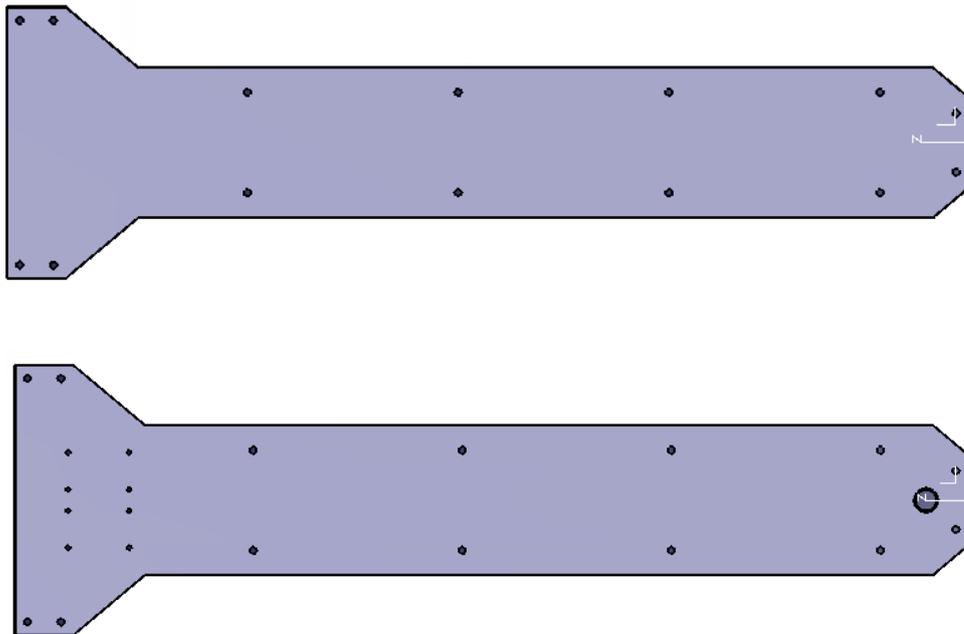


Figura 35 – Captura de pantalla de la carcasas superior e inferior respectivamente, en vista de planta.

Cada brazo hace uso de dos carcasas de dimensiones exteriores idénticas, modeladas a partir de una chapa de aluminio de 8mm de espesor. En la parte más ancha se realizaría el anclaje del soporte de los cojinetes, mientras que en la parte más estrecha se fijaría el soporte del músculo neumático. A lo largo del cuerpo de las carcasas contarán además con dos filas de 4 agujeros las cuales servirán para fijar los separadores, que proporcionarán puntos de apoyo intermedios que evitarán que la chapa pueda pandear bajo el esfuerzo producido por el músculo neumático. Dichos separadores se fabricarán simplemente mediante taladrado de un redondo de aluminio – ver figura 36.

También hay que señalar que la carcasa inferior posee algunos agujeros extra de los cuales carece la superior: el agujero grande inferior está pensado para el paso de la manguera de aire comprimido, mientras que los 8 agujeros de la parte superior son para permitir el anclaje del cojinete (pivote).



Figura 36 – Captura de pantalla del separador, en vista isométrica.

Por simplicidad, todos los agujeros mencionados son de diámetro 8,5mm, pensados para pasar un tornillo M10x1,5.

#### Soporte músculo neumático

Como su nombre indica, este componente será el que permita atornillar el extremo inferior del músculo neumático, uniéndolo así al resto de la estructura del brazo actuador por medio de las carcasas.

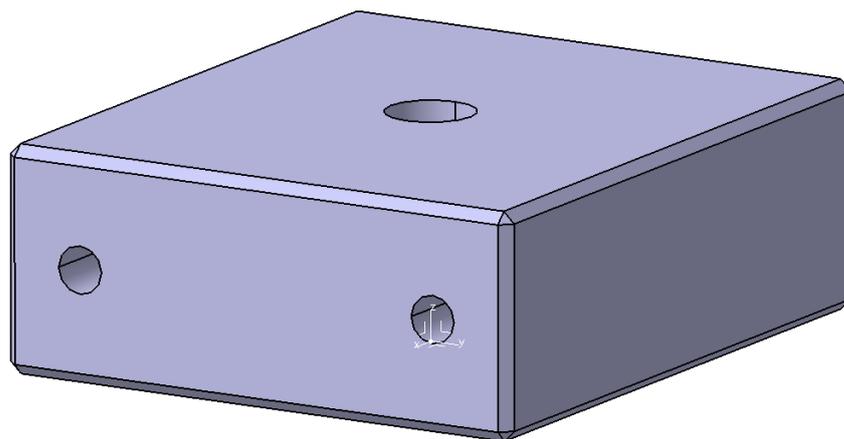


Figura 37 – Captura de pantalla del soporte del músculo neumático.

La pieza se realizará, como en los casos anteriores, por mecanizado de un bloque de aluminio. Se realizará un agujero roscado M16x1,5 para el acople del músculo neumático, y

dos agujeros pasantes de diámetro 8,5mm para pasar los tornillos M10x1,5 que unirán el soporte a las carcasas.

### Cojinete (pivote)

Es el último elemento del brazo actuador y el que permitirá la unión de éste con la base, dándole también la capacidad de giro.



Figura 38 – Imagen de un cojinete doble de la Serie PW, de PBC Linear.

Dicho componente se ha elegido a partir del catálogo de Round Shaft Technology (<http://www.pbcllinear.com/Download/Catalog/Round-Shaft-Technology-Catalog.pdf>). La razón por la que se ha elegido este componente comercial es que se adaptaba perfectamente a las necesidades del diseño. Hay que recordar que el cojinete no solo estará sometido a la carga radial producto del sistema 3DoF, sino que deberá soportar también el momento torsor generado por la carga flectante presente en los apoyos, y que se transferirá de éstos hasta el cojinete vía la carcasa.

El único inconveniente es que la serie PW solo está disponible con dimensiones en el sistema inglés, lo que obligará a usar dicho sistema unidades durante el acotado. Además, afectará también a las piezas directamente relacionadas con el cojinete, como el eje o los soportes de ejes, presentados en el siguiente apartado.

En base a los cálculos mediante elementos finitos se ha optado por el número PW 16, el cual necesita de un eje de 1”.

### 7.4.2. Base

La base contiene los ejes a los cuales se unen cada uno de los brazos actuadores, siendo el elemento que falta para formar el sistema 3DoF. Además, la base se monta sobre un raíl circular dentado, que le confiere la capacidad para poder girar, dotando así al sistema del grado de libertad faltante.

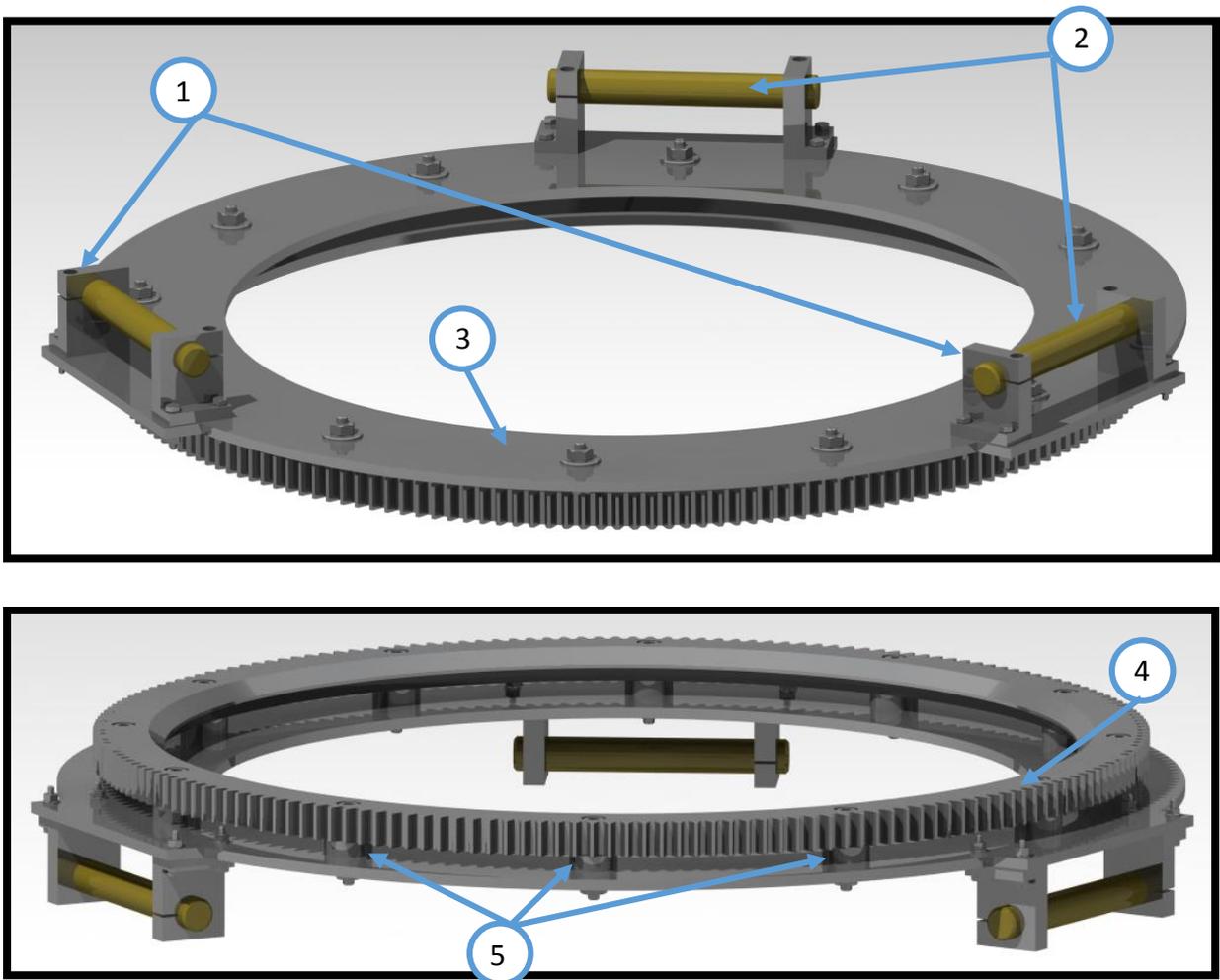


Figura 39 – Renderizados de la base sin los brazos actuadores, realizado mediante CATIA V5.

Los elementos que conforman la base son:

1. Soportes de eje en L.
2. Ejes.
3. Corona circular.
4. Rail de carga pesada.
5. Discos separadores.

### Soportes de eje en L

Para la elección del soporte de eje se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

- Elegir un soporte que venga dado en el sistema inglés de unidades, al tener que alojar un eje que será de 1" de diámetro.
- Debe ser lo más compacto posible con respecto a su ancho, para evitar tener que hacer un borde excesivo en la corona dentada.
- Debe tener unas dimensiones tales que, al acoplar el brazo actuador, impida la colisión entre componentes, tanto en estático como durante el funcionamiento del simulador.

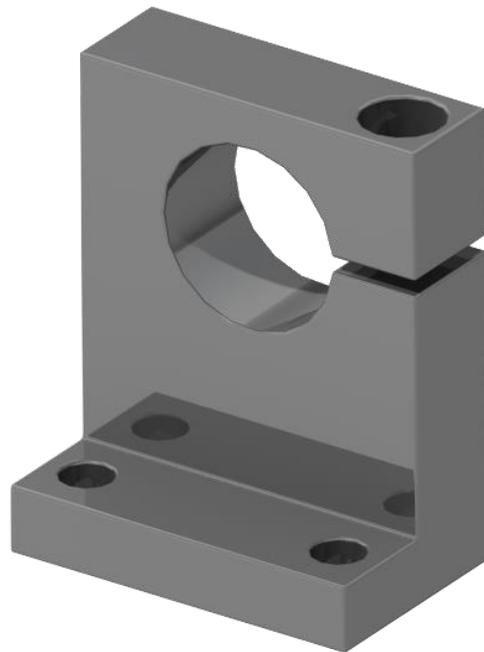


Figura 40 – Renderizado del soporte de eje en L U-SHKWS, modelado en base a la hoja de especificaciones.

En base a esos criterios se seleccionó finalmente un soporte de eje en L comercializado por la empresa MISUMI©, concretamente el modelo U-SHKWS ([http://us.misumi-ec.com/pdf/fa/2009/inch\\_p131.pdf](http://us.misumi-ec.com/pdf/fa/2009/inch_p131.pdf)), fabricado en acero inoxidable.

### Ejes

En el caso de los ejes solo fue necesario especificar la longitud del mismo, puesto que el diámetro de 1" ya venía determinado por el cojinete (pivote) empleado en el brazo actuador.

Dicha longitud se determinó a partir de la suma de la longitud del cuerpo del cojinete (pivote), los 2 espesores de los soportes de ejes, y añadiendo un margen aproximadamente 8mm a cada lado; dando como resultado un eje de 200mm.

Al igual que para los tubos guía, los ejes se seleccionaron del catálogo de Round Shaft Technology de PBC Linear (<http://www.pbclinear.com/Download/Catalog/Round-Shaft-Technology-Catalog.pdf>), habiendo escogido el modelo NIL 16.

### Corona circular y raíl de carga pesada

La corona circular es el componente que sirve de asiento a los soportes de eje y, por consiguiente, a todo el sistema 3DoF. Debe ser capaz por tanto de resistir todos los esfuerzos derivados del mismo, así como ser capaz de transmitir dichos esfuerzos al raíl de carga pesada situado bajo él.

Debido a lo crítico que resulta este elemento se ha modelado en el entorno de ensamblaje del CATIA V5, verificando siempre cada nuevo cambio mediante el análisis por elementos finitos del ensamblaje de la base al completo. Podría decirse que el modelado de la corona circular y el raíl de carga pesada fue un proceso paralelo; donde primero se seleccionaba un raíl y, a continuación, se intentaba modelar la corona circular en torno a él de modo que pudiese resistir las cargas aplicadas.

Con respecto a los raíles, se han empleado los de la serie HDR del catálogo de raíles de carga pesada, del fabricante HepcoMotion© (<http://www.hepcotion.com/es/wp-content/uploads/sites/4/2015/03/HDRT-03-UK-D-ES-Apr-13.pdf>). A la hora de modelarlos, ha sido muy importante establecer el número correcto de agujeros a mecanizar para que pudiesen distribuirse de manera uniforme las tensiones recibidas por los apoyos. En caso contrario, tanto si los agujeros quedan muy separados o muy juntos a las zonas de los apoyos, podrían generarse concentraciones de tensiones indeseables en la corona.

Además, la corona debe contar con unos “salientes” que permitan colocar los soportes de eje e impedir el contacto de la corona con el cuerpo actuador – ver figura 41, los cuales tienden a aumentar el riesgo de flexión de la chapa en dichas zonas.

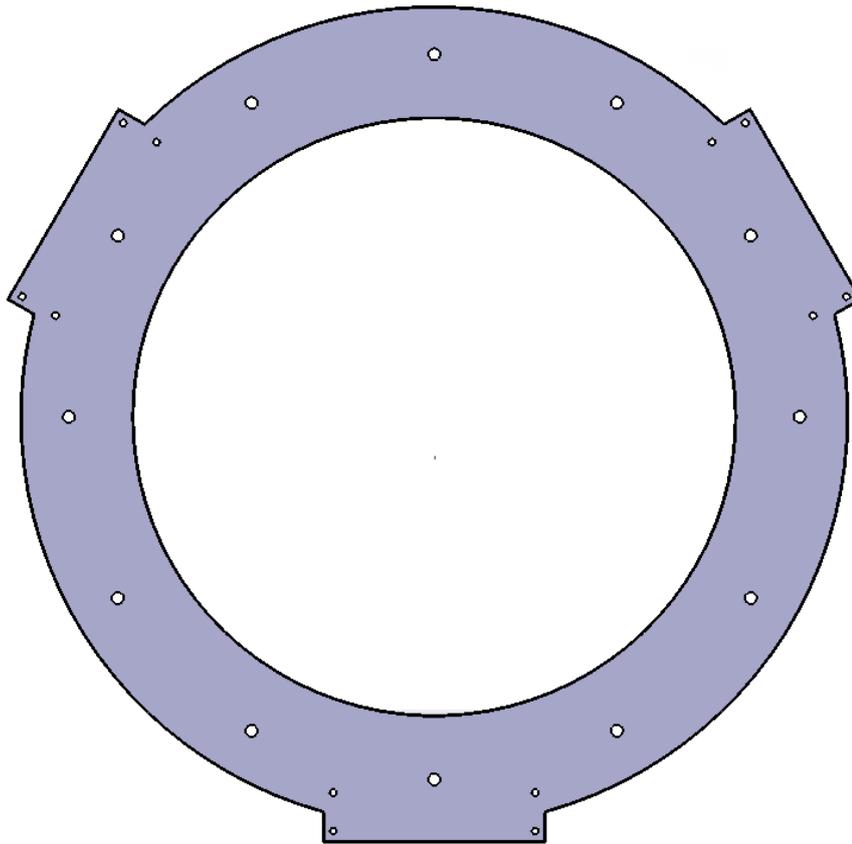


Figura 41 – Vista de planta de la corona dentada realizada.

Por último, se debía llegar a un diseño de la corona circular que permitiese que los brazos actuadores quedasen siempre en un ángulo menor de  $90^\circ$  hacia el interior de la misma (con respecto a la base) al ser instalados en conjunto con el puesto de conducción. Es decir, el triángulo imaginario que une los apoyos de la base debe tener un ‘lado’ mayor que el triángulo imaginario que une los apoyos del puesto de conducción.

Finalmente, se llegó a una solución modelando la corona a partir de una chapa de acero de 8mm, en combinación con un raíl de carga HDR 768, mecanizado con un total de 12 agujeros

### Discos separadores

Los discos separadores se emplean cuando se necesita una cierta altura libre entre el raíl de carga y el elemento al que se va a acoplar. En este caso, dicha altura libre es necesaria por dos motivos:

- Para alojar la tuerca que se usará para atornillar los soportes de eje a la corona circular, evitando que choque contra el engranaje encargado de hacer girar la plataforma.
- Para proporcionar el espacio libre que necesita el cojinete sobre el cual gira la plataforma - ver figura 44.

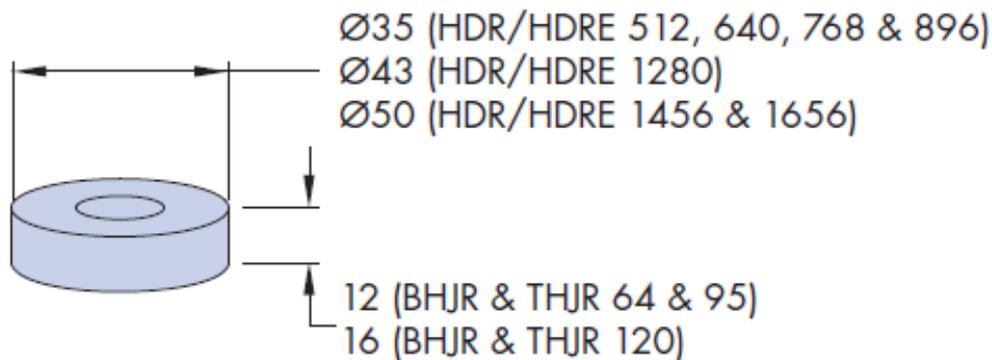


Figura 42 – Esquema de tamaños de los discos separadores en función del raíl de carga y los cojinetes elegidos. (<http://www.hepcomotion.com/es/wp-content/uploads/sites/4/2015/03/HDRT-03-UK-D-ES-Apr-13.pdf>).

El diámetro de los discos viene determinado en función del raíl de carga, por lo que para un raíl HDR 768 se deberán emplear discos separadores de 35mm de diámetro. Con respecto a la altura, ésta vendrá determinada por los cojinetes a usar. Sin embargo, los cojinetes son un elemento que atañería al sistema de rotación, elemento que no se ha modelado debido la envergadura del proyecto; por lo que se supondrá una altura de los discos de 12mm, correspondiente a los tamaños estándar de cojinetes (el cojinete de 120 solo se usa en casos excepcionales).

#### 7.4.3. Sistema rotación – planteamiento de diseño.

Aunque el sistema de rotación no se incluirá como parte del proyecto a presentar, es necesario dejar planteado al menos de forma aproximada cómo debería ser su diseño. Hay que recordar que el sistema de rotación es el encargado de darle al simulador el grado de libertad de *Yaw*, permitiéndole simular las sensaciones generadas en casos de sobreviraje e incluso drift. Por tanto, sin este elemento el proyecto se puede considerar incompleto.



Figura 43 – Renderizado de un posible diseño del sistema de rotación (contemplando solo la estructura básica) con la base del sistema 3DoF.

El sistema de rotación debería contar en primer lugar con una estructura base la cual sirva de asiento a todo el sistema 3DoF, proporcionando además un apoyo fijo y estable al suelo – ver figura 43. Debe contar en la parte alta con los cojinetes sobre los cuales girará el raíl de carga, usando como mínimo un total de 3 cojinetes.

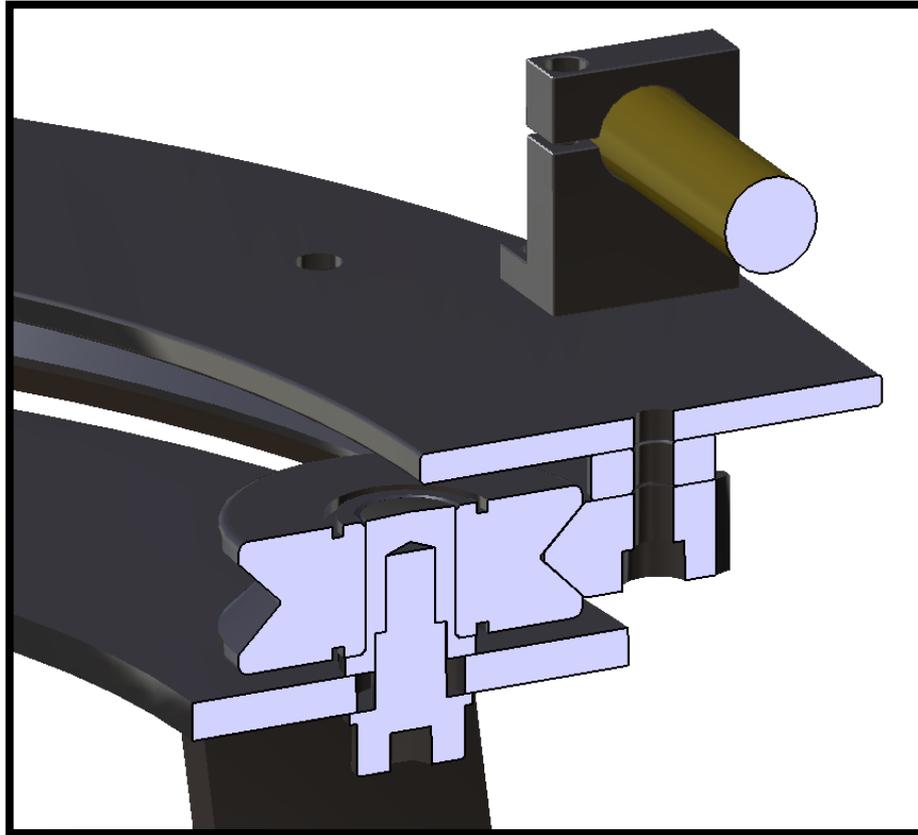


Figura 44 – Sección mostrando la zona de contacto entre el cojinete y el raíl de carga.

La estructura debe tener la suficiente altura para que los brazos actuadores no hagan contacto con el suelo. Además, debe intentar ser más ancha en la base (en la medida que no interfiera con los brazos) para proporcionar una mejor estabilidad.

Para la actuación se emplearía un motor eléctrico giratorio de corriente alterna, que se colocaría con su eje perpendicular al raíl de carga, y acoplado mediante un piñón al engranaje exterior tallado en el raíl de carga. En caso de ser necesario, podría plantearse la incorporación de un sistema reductor para poder disponer del par suficiente para desplazar la plataforma. El motor debería acoplarse a su vez a la estructura base por medio de alguna extensión de la misma, teniendo que ser lo suficientemente resistente para soportar los esfuerzos generados.

Por último, se debería realizar algún tipo de sistema retráctil de escalones que permita al conductor subir a lo alto del puesto de conducción, o incluso, alguna especie de plataforma circundante en forma de rampa que cubra gran parte de los brazos actuadores.

**Todas estas suposiciones quedan como recomendaciones para una posible finalización de este proyecto.**

## 8. Puesto de conducción

Se pasa a continuación a tratar el segundo gran componente que conforma este trabajo, el puesto de conducción. Se comenzarán describiendo los aspectos y herramientas previas que se han tenido en cuenta para afrontar el modelado, indicando las medidas y decisiones que se han tomado. Y una vez hecho, se pasará a la exposición de las soluciones intermedias y, finalmente, la solución definitiva.

### 8.1. Ergonomía del puesto de conducción

El punto de partida en la realización del puesto de conducción comienza en determinar las distancias a las que se deben situar cada uno de los componentes, el margen de desplazamiento del que disponen y el ángulo (cuando proceda) al que deben colocarse. Hay que tener en cuenta que el puesto de conducción debe ser un elemento adaptable que permita configurarse dependiendo de las dimensiones de la persona que lo vaya usar. También es necesario definir cuál será el tipo de puesto de conducción buscado (Figura 45), puesto que condicionará completamente la colocación de los elementos.

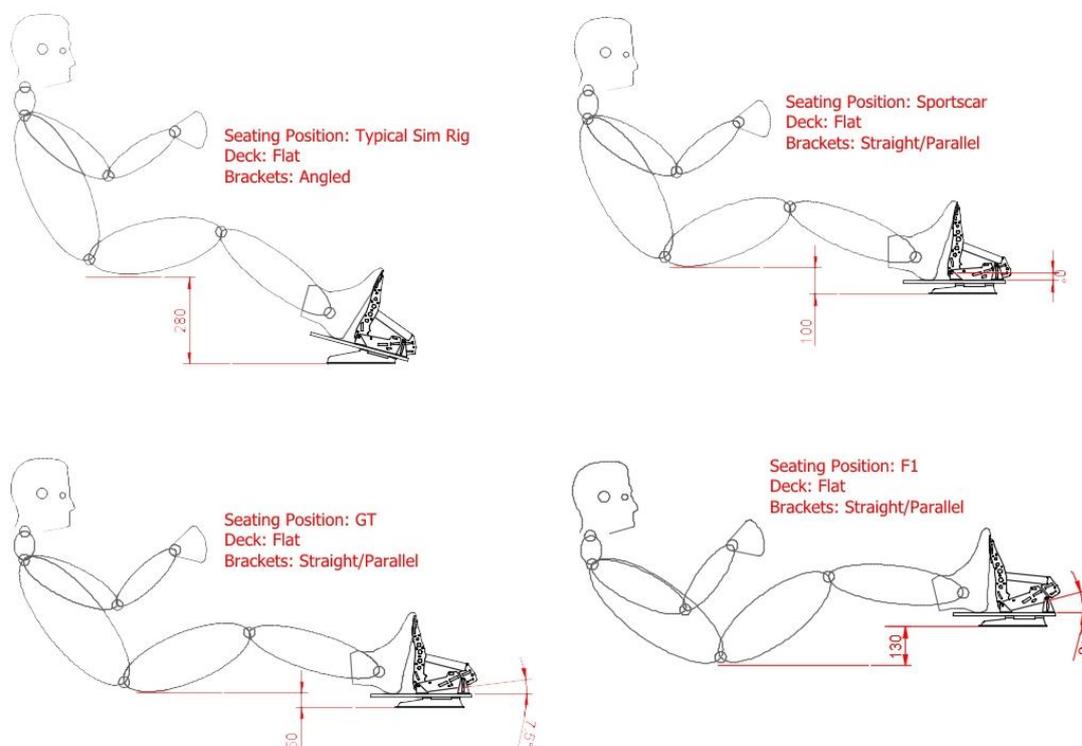
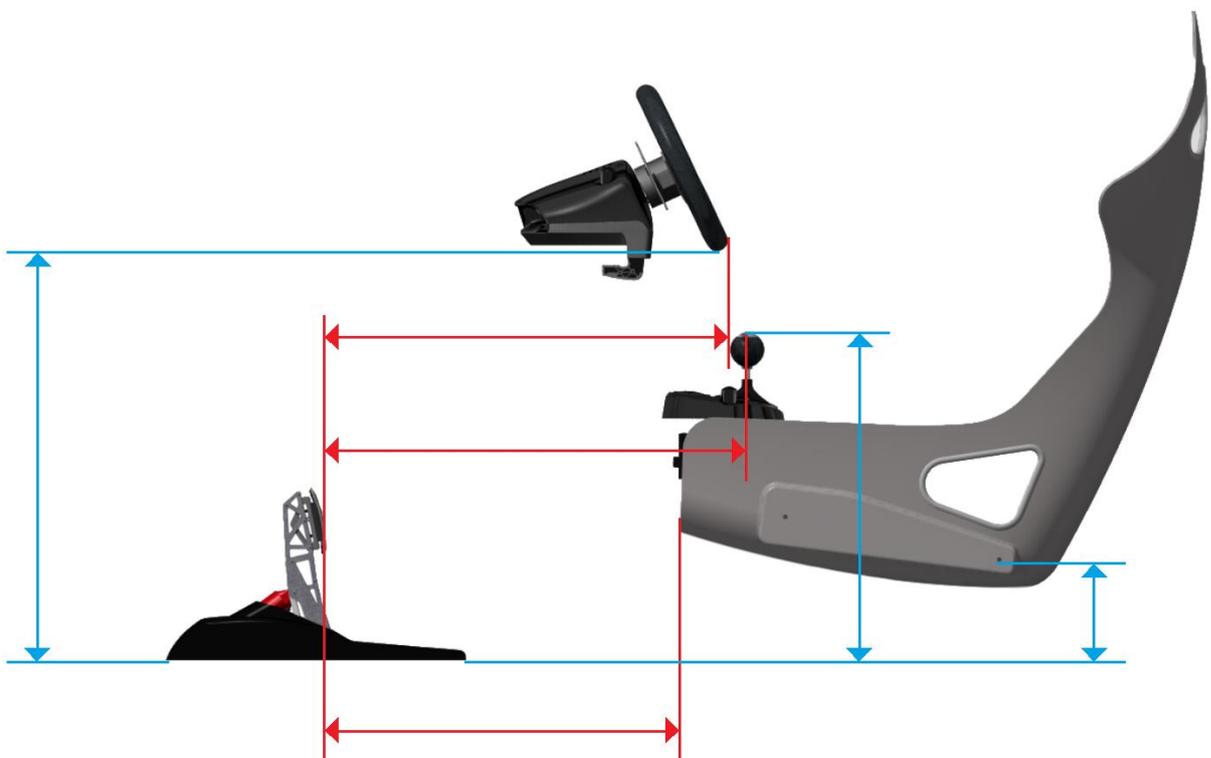


Figura 45 – Esquema de la ergonomía de los diferentes puestos de conducción

Dado que el objetivo de este proyecto es modelar un simulador de gran versatilidad, aunque priorizando una simulación de conducción deportiva, se ha elegido una configuración que permita variar entre una posición de *Sportscar* y una intermedia entre *Typical* y *Sportscar* (según la figura 44). La razón para ello es que ambas configuraciones abarcarían prácticamente la totalidad de automóviles de turismo y deportivos, siendo aún lo suficientemente “baja” para ser una configuración aceptable para GT.

Desafortunadamente, no existen tablas o referencias estandarizadas sobre la distancia a la que deben encontrarse los componentes, por lo que la obtención de dichas dimensiones se ha realizado de forma empírica a partir de los simuladores comerciales antes mencionados, así como del análisis de algunos automóviles reales.

Dichas medidas se han tomado respecto a los puntos de contacto de los elementos con el conductor. Por ejemplo, la palanca de cambios se ha medido con respecto al centro superior del pomo, al ser la parte del elemento que toma contacto con la mano del conductor; mientras que si se hubiese hecho con respecto a la base de la palanca podría conducir a error, ya que dependiendo del fabricante la palanca puede ser más larga o más corta.



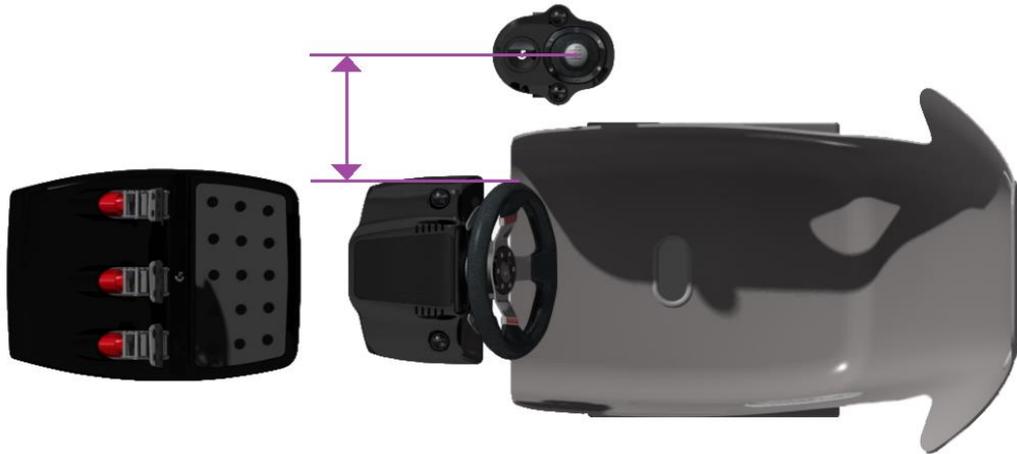
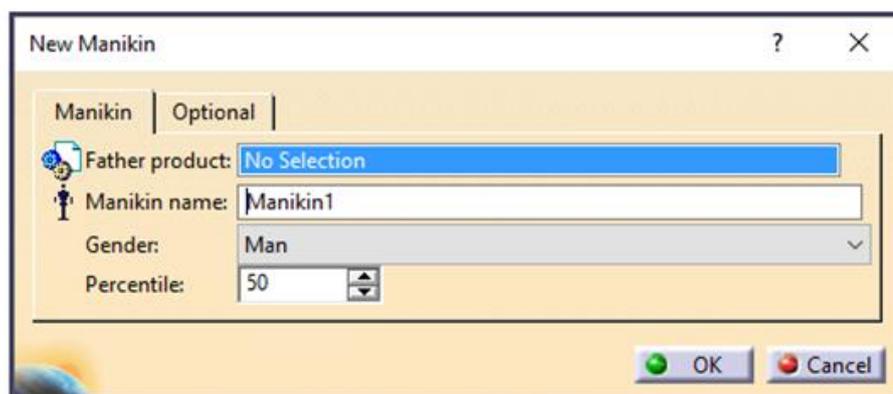


Figura 46 – Vistas lateral y de planta del puesto de conducción, mostrando los puntos respecto a los a cuáles se han tomado las medidas.

A partir de como indica en la figura 46, se han tomado las medidas de partida empleadas para comenzar con el proceso de modelado. Dichas medidas solo se usarán para tener una idea previa de la colocación de los componentes, que luego se corregirán con el uso del módulo *Ergonomics Design & Analysis* descrito a continuación.

## 8.2. *Human Builder Workbench* en CATIA V5

Para poder reducir el error derivado de la falta de medidas exactas se ha decidido emplear el entorno de trabajo *Human Builder* integrado en el módulo *Ergonomics Design & Analysis* en CATIA V5; un módulo dedicado al modelado humano que permite introducir un maniquí completamente configurable en el entorno de trabajo, asegurando un correcto modelado ergonómico del producto.



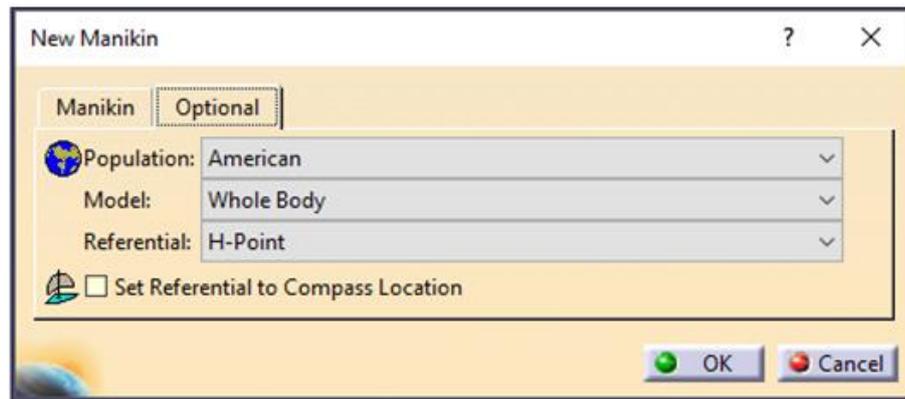


Figura 47 – Cuadros de creación del maniquí

El primer paso en la creación del maniquí es especificar los parámetros básicos del mismo a partir del menú de creación (figura 47): género y población. Una vez definidos ambos se seleccionará el percentil, a partir del cual se generarán automáticamente (en función del género y población) todas las dimensiones del maniquí partiendo de las funciones gaussianas de las distintas medidas antropométricas. Dichas funciones se generan estadísticamente a partir de las bases de datos antropométricas implementadas en el CATIA V5.

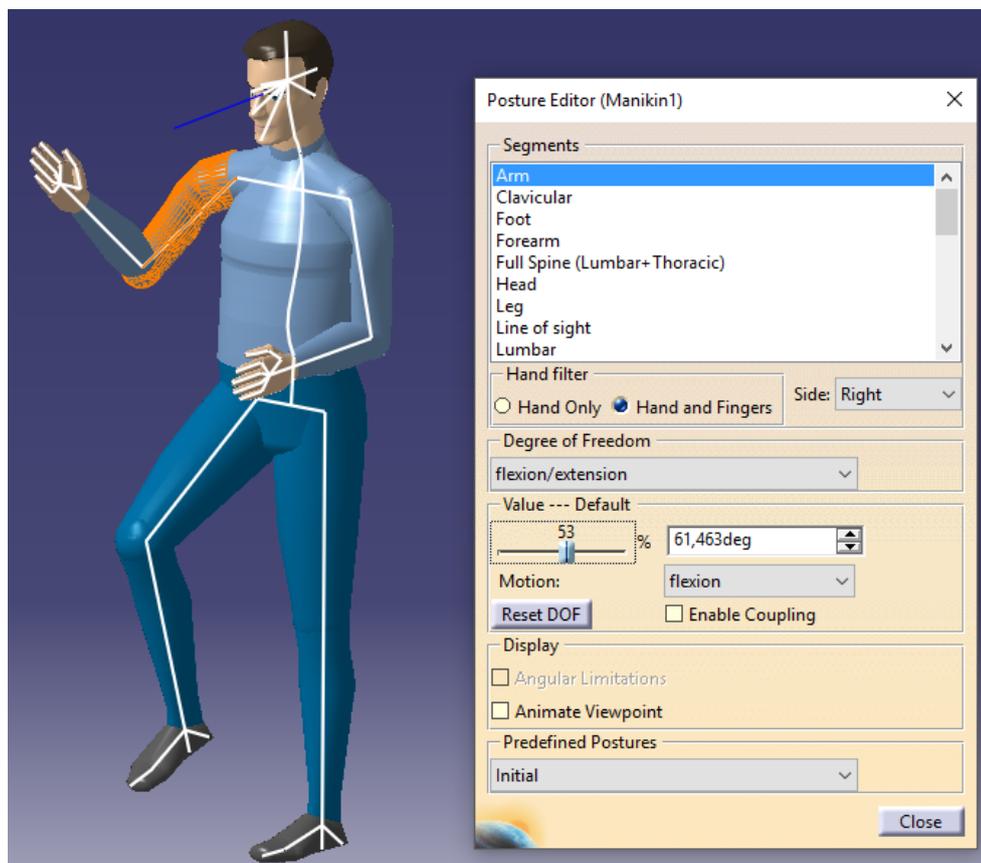


Figura 48 – Ventana del editor postural

Como ya se mencionó al principio de este apartado, el puesto de conducción deberá ser un elemento adaptable que permita que personas de diferentes estaturas y pesos lo puedan usar. Se usará inicialmente un maniquí del percentil\* 50 para corregir las medidas de partida, y a continuación, se colocarán sendos maniquís de los percentiles\* 1 y 99 para determinar la amplitud de desplazamiento de los elementos. Las medidas de dichos maniqués serán:

- P<sub>1</sub> → Estatura: 1,488m | Peso: 52,632kgf
- P<sub>50</sub> → Estatura: 1,755m | Peso: 78,49kgf
- P<sub>99</sub> → Estatura: 2,022m | Peso: 122,731kgf

\*Los percentiles se toman en base a la población americana con género masculino.

### **8.3. Piezas comerciales**

Una característica fundamental que debe poseer un simulador versátil es que sea compatible con la mayor cantidad posible de componentes comerciales. Ello permitirá a cada usuario elegir aquellos componentes que mejor se adapten a sus necesidades y/o presupuesto. Aunque este proyecto solo engloba la realización de la estructura integral, se han empleado durante las fases de modelado algunos componentes comerciales que por supuesto no se incluirán como parte de este proyecto ni figurarán en los planos (aunque sí en los *renders* adjuntos), pero que es necesario conocer debido a cómo han condicionado el modelado de la estructura.

#### **8.3.1. Asientos comerciales**

Con respecto a los asientos, se ha modelado la estructura para que sea compatible con los anclajes de fijación de la mayoría de asientos comerciales, habiendo consultado las medidas de montaje de los asientos Recaro y Sparco. Las dimensiones tomadas son las de la montura base (figura 48) ya que garantiza el poder fijar tanto asientos de respaldo regulable (con anclaje bajo el asiento) como de respaldo fijo (por lo general con anclaje mediante monturas laterales).



Figura 49 – Diferencias entre la sujeción lateral y basal del asiento.

### 8.3.2. Volante, palanca y pedalera

A diferencia de los asientos, los cuales emplean unas dimensiones “estándar” de fijación, los demás elementos suelen variar significativamente de unos fabricantes a otros. Algunos solo se especializan en un componente en concreto, como HPP Simulation o Heusinkveld Engineering que solo comercializan pedaleras; mientras que otros por lo general poseen kits con todos los elementos como Logitech, Fanatec, Thrustmaster, etc.

Aunque ya se mencionó que dichos componentes no se incluirían como parte del proyecto, se ha hecho uso de un kit completo para modelar lo más correctamente posible el puesto de conducción y asegurar que no haya interferencias a la hora de colocar los componentes una vez fabricado.

Concretamente se ha empleado el kit Logitech G27 (figura 49) debido a que es uno de los kits más comunes y con unas dimensiones relativamente grandes, lo que asegura la colocación de componentes alternativos de tamaño similar o inferior.



Figura 50 –Logitech G27: kit completo de volante, palanca y pedalera.

### 8.3.3. Otros

A parte de los componentes ya mencionados se han ido añadiendo otros componentes comerciales a lo largo del proceso de diseño como las guías de corredera, o soportes de fijación lateral para el asiento, que tampoco se incluirán en el análisis o los planos.

Inclusive, ha sido necesario modelar algunos componentes plásticos para poder fijar algunos de los componentes, pero que tampoco se incluirán como parte del proyecto. La razón para ello es que son componentes que dependerán enormemente de las piezas comerciales a emplear, teniendo incluso que fabricarse a medida para cada caso.

## 8.4. Análisis de soluciones

Se comienza ya con la exposición de las distintas soluciones que se han ido considerando a lo largo del proceso de diseño y que han conducido al diseño final que se mostrará en el subapartado siguiente. Dichas soluciones intermedias no figurarán en los planos, así como tampoco en el anexo de cálculos.

También es conveniente mencionar que en todas las soluciones planteadas, así como en la solución final, se optó por un diseño en el cual el asiento fuese un elemento inmóvil, haciendo coincidir su centro con el centro geométrico del triángulo imaginario que define los apoyos. La razón para tomar dicha decisión es mantener siempre al conductor en eje central

respecto al cual gira y desplaza la estructura, de forma que las sensaciones que éste percibe no varíen.

Además, el asiento (con el conductor) será a priori el elemento con más masa, y el que determinará en mayor medida la posición del centro de gravedad del conjunto del puesto de conducción. Por lo que tenerlo fijado permite un control más preciso de las inercias generadas y la distribución de la carga.

#### **8.4.1. Estructura perfiles rectangulares**

La primera propuesta planteada consistió en un puesto de conducción sencillo hecho a partir de perfiles rectangulares, compuesto por varias estructuras soldadas desmontables. Primero está la estructura trasera principal, la cual sirve de soporte al asiento. Luego, se usan los propios tubos como guías para la estructura delantera, en la cual irá la pedalera en configuración invertida.



Figura 51 – Renderizado de la primera propuesta para el puesto de conducción.

La regulación de la profundidad a la cual se colocan los pedales se llevaría a cabo mediante el deslizamiento de la estructura delantera dentro de la estructura trasera, fijando la posición mediante un pasador. Se podría también regular la inclinación de la pedalera, aunque no la altura.

Con respecto al volante, iría sobre una plataforma la cual puede ser regulada en altura mediante deslizamiento con respecto a los brazos laterales. Dichos brazos se fijarían mediante los mismos pasadores empleados para fijar la profundidad de la estructura delantera.

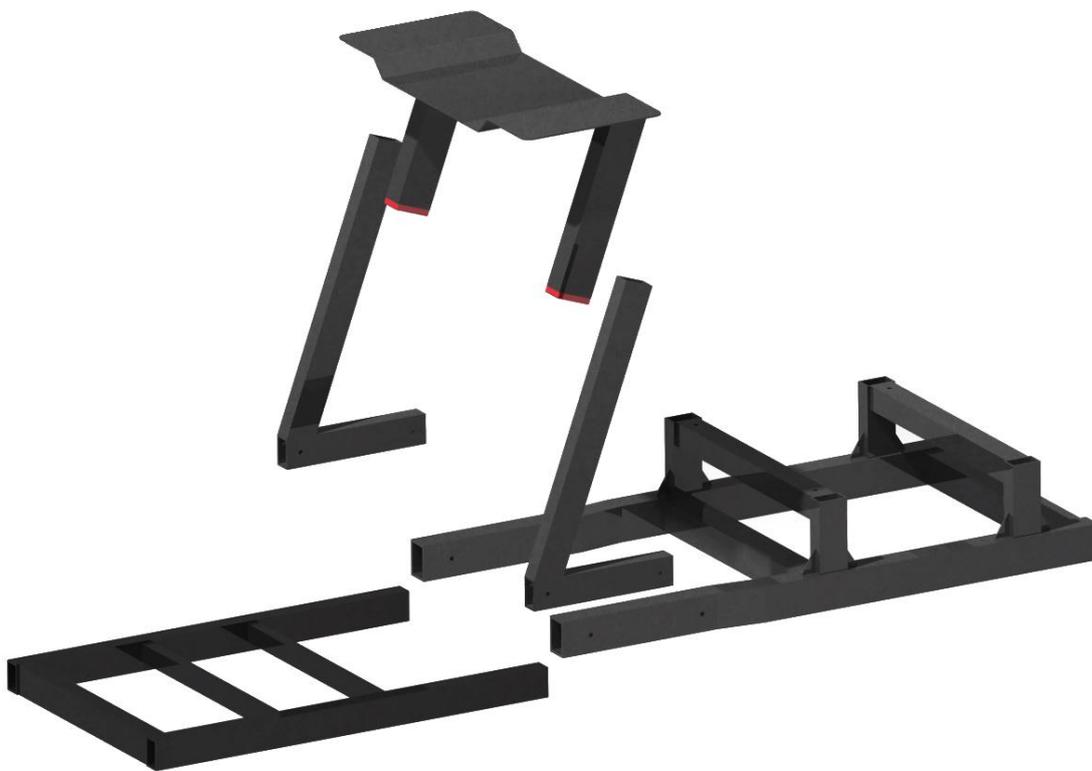


Figura 52 – Renderizado de la vista explotada del puesto de conducción, sin los elementos comerciales.

Sin embargo, llegados a este punto, se ha decidido abandonar este diseño debido a los siguientes inconvenientes:

- No ofrece una sujeción rígida de los componentes, especialmente de los brazos que sirven de soporte a la base del volante, lo cual puede derivar en vibraciones o desplazamientos durante el funcionamiento.
- La regulación del volante es limitada, no pudiendo regularse en profundidad.

- Al emplear una configuración de pedales invertida limita el número de productos comerciales compatibles.
- La forma de los brazos de soporte de la base del volante puede hacer incómodo el acceso al puesto de conducción.
- Zonas con muchas concentraciones de tensiones, debido a las aristas pronunciadas en las zonas de contacto.
- Diseño anti-estético.

#### 8.4.2. Estructura perfiles circulares

La segunda estructura propuesta ya se acerca bastante más a la solución final y, de hecho, comparte algunas de las piezas aquí modeladas. Con la idea de obtener una estructura más homogénea y con un mejor reparto de tensiones, así como con un mejor acabado estético, se decidió optar por perfiles tubulares. La ventaja que ofrecen es que se pueden doblar para lograr formas relativamente complejas realizadas de una sola pieza, algo que sería imposible de lograr con estructuras rectangulares.



Figura 53 – Renderizado de la segunda propuesta para el puesto de conducción.

El puesto de conducción estaría formado por una estructura tubular central, un soporte tubular doble y la base del volante. La estructura tubular estaría hecha mediante la soldadura de varios perfiles tubulares, formando una única pieza. A ella se le acoplaría, mediante los dos tubos cruzados situados en la parte frontal, el soporte tubular doble que permitiría la regulación en altura del volante. Para lograrlo, el soporte deslizaría entre los tubos cruzados, fijándose a la altura deseada mediante pasadores a ambos lados. A continuación, se colocaría el volante sobre una base móvil que deslizaría sobre los tubos del soporte, permitiendo la regulación en profundidad.

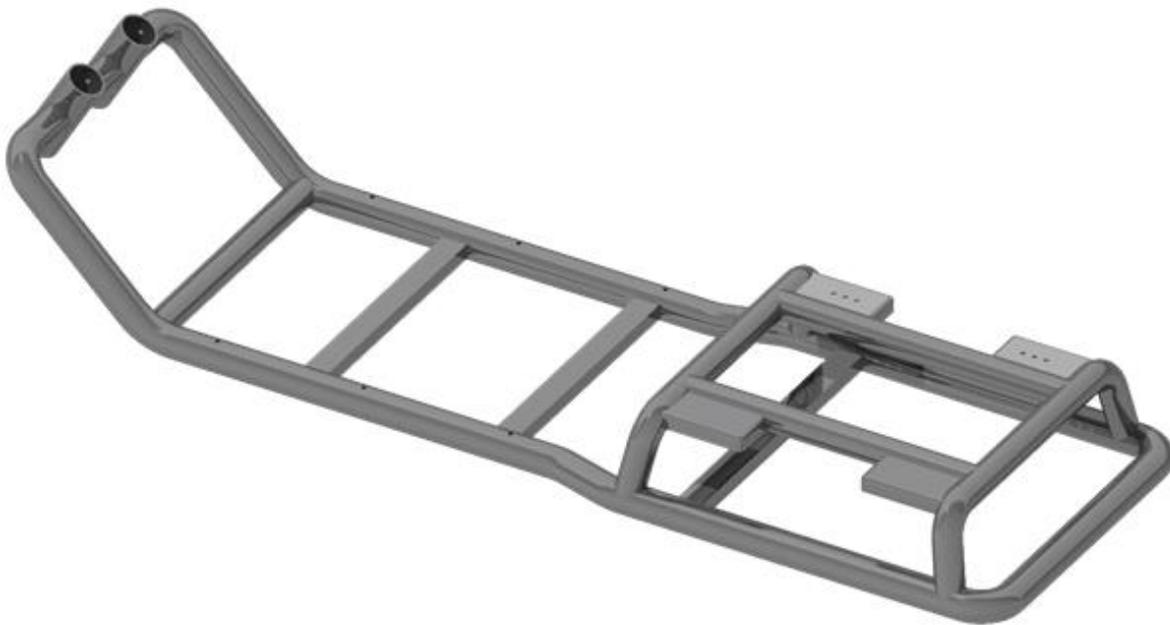


Figura 54 – Renderizado de la estructura tubular central.

Con respecto a la pedalera, se ha empleado una solución mediante guías de corredera (análogas a las empleadas para la regulación de la profundidad del asiento en vehículos), consiguiendo así una regulación mucho más simple y rápida. Sobre dichas correderas se colocarían unas chapas de aluminio conformadas especialmente para poder regular la inclinación.

Sin embargo, aunque el puesto de conducción mejora significativamente el anterior, también presenta una serie de inconvenientes:

- Aunque la estructura tubular central da al conjunto una gran resistencia, su gran tamaño haría impráctico su transporte, así como su manipulación.

- Debido a la forma de los tubos en la zona del anclaje del asiento solo se podrían emplear asientos con soporte lateral, al no proporcionar una superficie plana.
- Y fundamentalmente, que no se ha hallado la forma de añadir los apoyos de manera satisfactoria debido al poco margen de espacio.

### 8.5. Solución final

La solución final adoptada toma como punto de partida el segundo puesto de conducción propuesto, reutilizando el soporte tubular doble junto con la base del volante, así como la idea de emplear un sistema de guías de corredera para la regulación de la profundidad de la pedalera.

Con el fin de evitar el problema surgido durante el modelado del puesto de conducción anterior, al no haberse dispuesto de espacio suficiente para la realización de los apoyos, se ha optado por la realización de una estructura con un diseño que integre desde el principio dichos puntos de apoyo como parte de la misma.

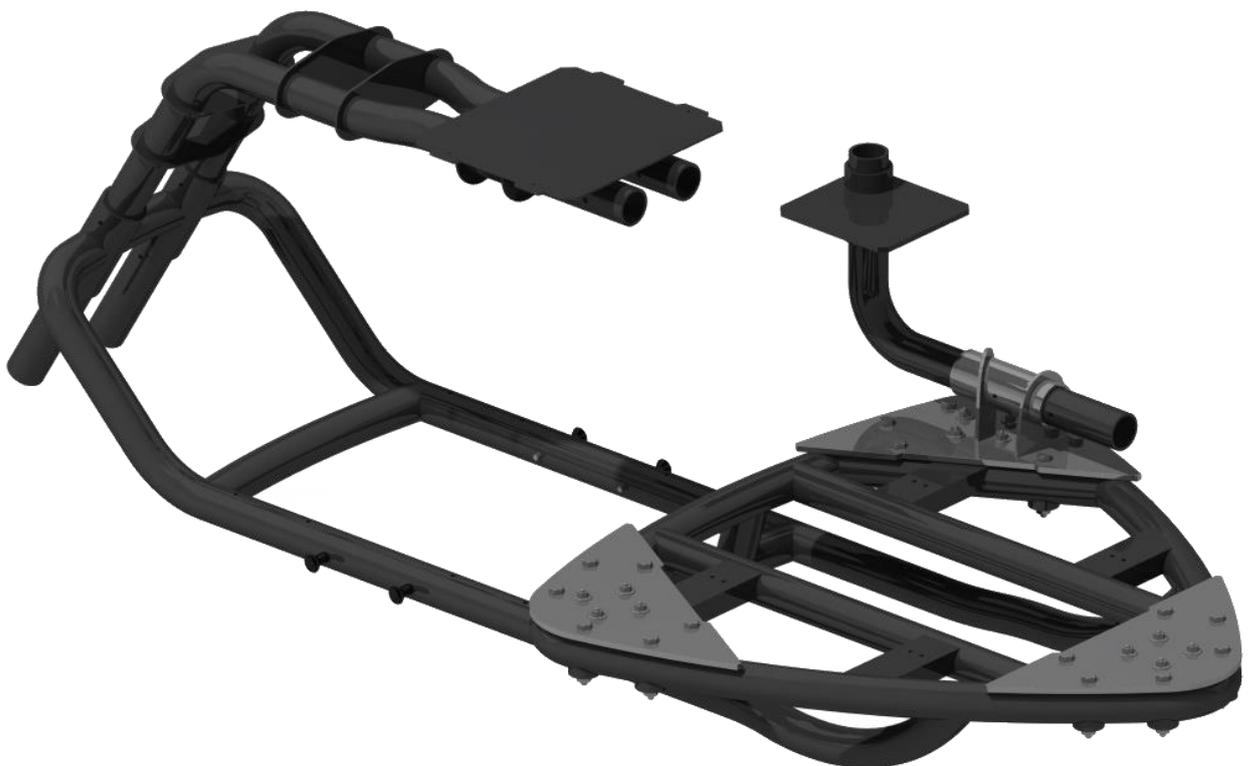


Figura 55 – Renderizado de la propuesta final del puesto de conducción, vista desde atrás.

Con el fin de simplificar al máximo el proceso de modelado se han empleado solo dos tipos de perfiles circulares (seleccionados de los perfiles comerciales estándar): de 50 y 60,3mm de diámetro, ambos con 4mm de espesor.

En lo que respecta a la soldadura (en aquellos elementos que la requieran) se empleará siempre soldadura TIG, al permitir soldar aceros inoxidable obteniendo cordones de gran calidad y precisión con una resistencia óptima en la zona soldada, y por supuesto, sin necesidad de emplear un material de aportación.



Figura 56 – Renderizado de la propuesta final del puesto de conducción con los componentes, vista de frente.

También, y de forma análoga a los componentes comerciales ya mencionados, se han añadido algunos componentes plásticos (piezas en rojo) cuya finalidad va desde simplemente estética (topes de los tubos), a piezas funcionales que permiten soportar los raíles o proporcionar una superficie intermedia que evite el contacto metal-metal en las piezas que

emplean regulación. Aunque como ya se ha mencionado, dichas piezas no han sido incluidas en este proyecto más allá de los renders mostrados. Dicho esto, se pasará a detallar a continuación cada una de las piezas relativas a la estructura en sí del simulador.

### 8.5.1. Estructura trasera

Para la solución final se ha partido de una estructura similar al triángulo de Reuleaux con las esquinas redondeadas. Dichas esquinas bordean a los puntos donde deben situarse los apoyos, de manera que queden en el centro geométrico de la figura formada por la intersección de la esquina del triángulo y el tubo recto colocado perpendicularmente con respecto a la mediatriz que pasa por cada esquina – ver figura 56.

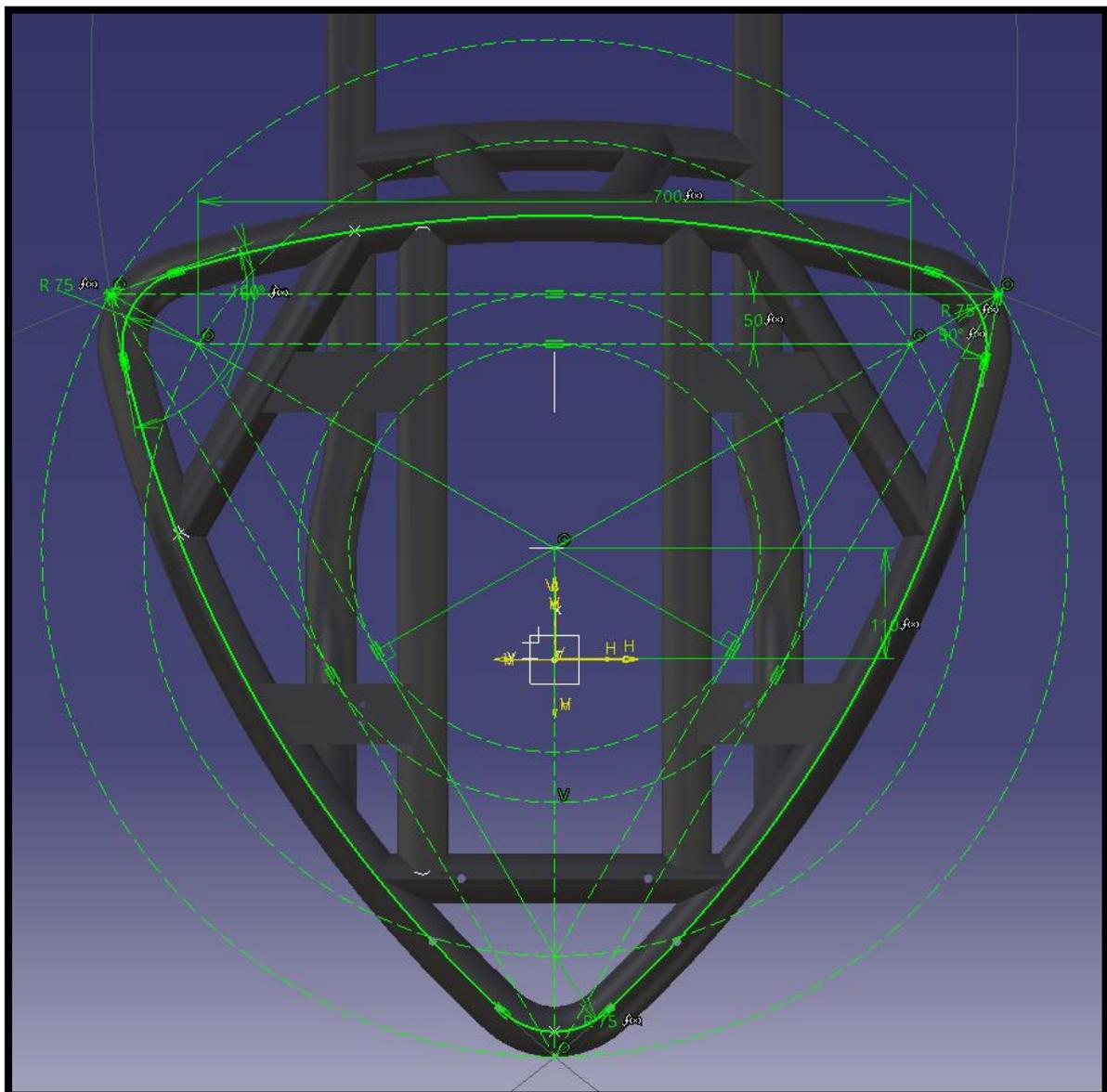


Figura 57 – Croquis de la estructura triangular, mostrando la localización de los puntos de apoyo.

La razón por la cual se hace este tipo de “mini-triángulos” en las esquinas es porque cada uno servirá de anclaje a la estructura soporte que acopla los puntos de unión con los brazos actuadores.

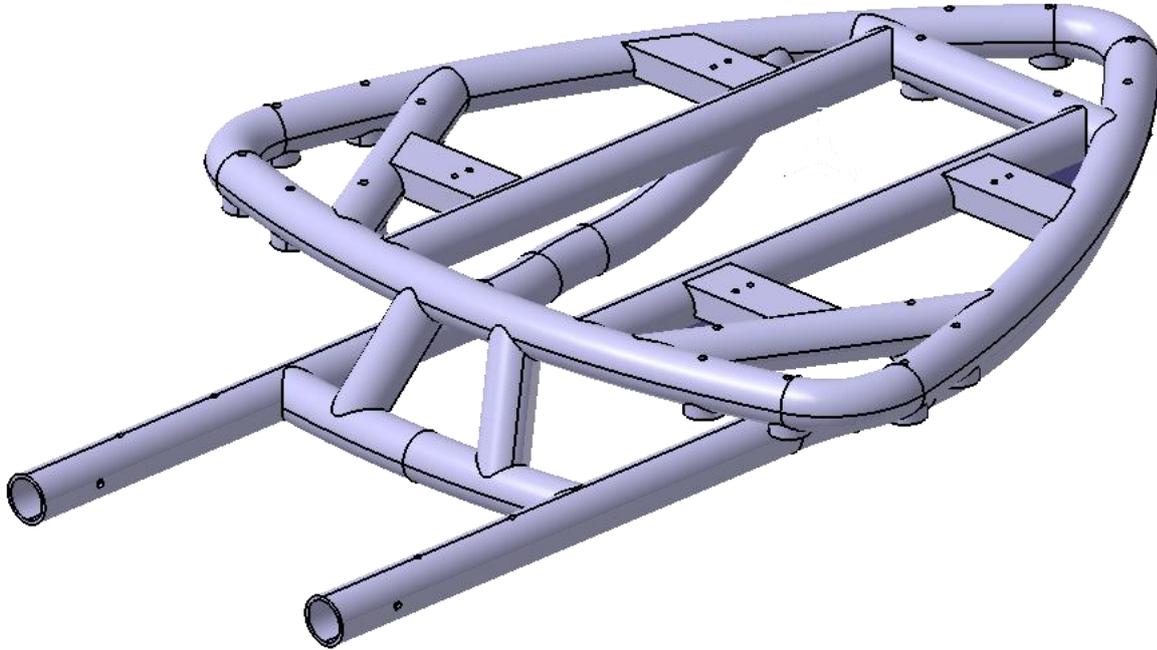


Figura 58 – Vista de la estructura trasera del puesto de conducción.

A continuación, se han añadido dos tubos longitudinales que sirven de soporte para los perfiles en U dispuestos transversalmente, y en los cuales se dispondrán los agujeros que permitan fijar el asiento; tanto de forma directa por anclaje basal al asiento, o bien mediante el uso de monturas laterales.

Una vez modelada la estructura triangular se han añadido dos tubos que salen desde la parte posterior de la estructura, los cuales servirán de punto de conexión para acoplar la estructura delantera. Con ello se consigue un puesto de conducción desmontable que puede ser fácilmente transportado, ocupando relativamente poco espacio.

Por último, se han añadido unas pequeñas extrusiones en las zonas donde se tendrán que colocar los tornillos del soporte de los apoyos, con el fin de proporcionar una superficie plana sobre la cual la arandela y el tornillo puedan distribuir más homogéneamente el esfuerzo.

### 8.5.2. Estructura delantera

La estructura delantera es la encargada de dar soporte a la estructura de tubos dobles sobre la que se coloca el volante. Para ello se añaden dos tramos cortos de tubo de 60,3mm de diámetro y 4mm de espesor, alrededor de los cuales deslizan los tubos dobles, permitiendo la regulación en altura del volante. Para la fijación, se disponen de dos agujeros pasantes en ambos tubos, por los que se pasarán los pernos.

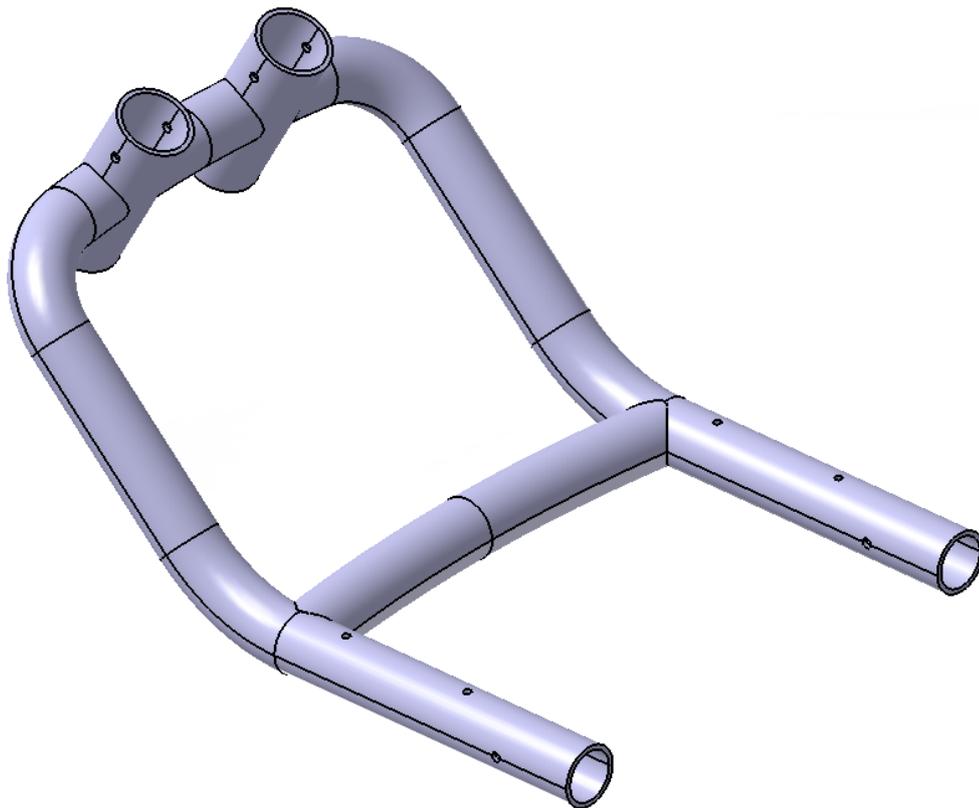


Figura 59 – Vista de la estructura delantera.

Para acoplar dicha estructura a la trasera, se emplea un tubo de conexión de acero (figura 59) que se aseguraría mediante dos pasadores por cada tubo a través de los agujeros horizontales dispuestos: uno en la parte de la estructura delantera y otro en la parte de la estructura trasera.

Como último detalle se han incluido dos taladrados verticales en cada tubo que permitirían, junto con los taladrados verticales presentes en los tubos de la estructura posterior, fijar las guías deslizantes que dotarían a la pedalera de la regulación en profundidad.

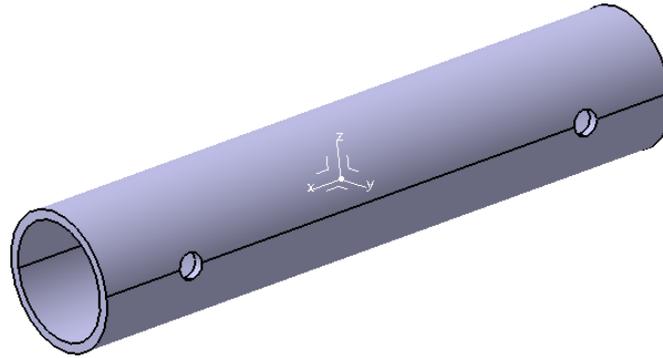


Figura 60 – Vista del tubo de conexión empleado para unir la estructura trasera y delantera.

### 8.5.3. Tubos soporte volante

La estructura de los tubos soporte está compuesta simplemente por dos tubos de acero curvados de manera simétrica respecto a su plano central. Los tubos se unen a continuación mediante varias chapas de acero de 4mm de espesor, que se sueldan con los tubos para mantenerlos la posición deseada.

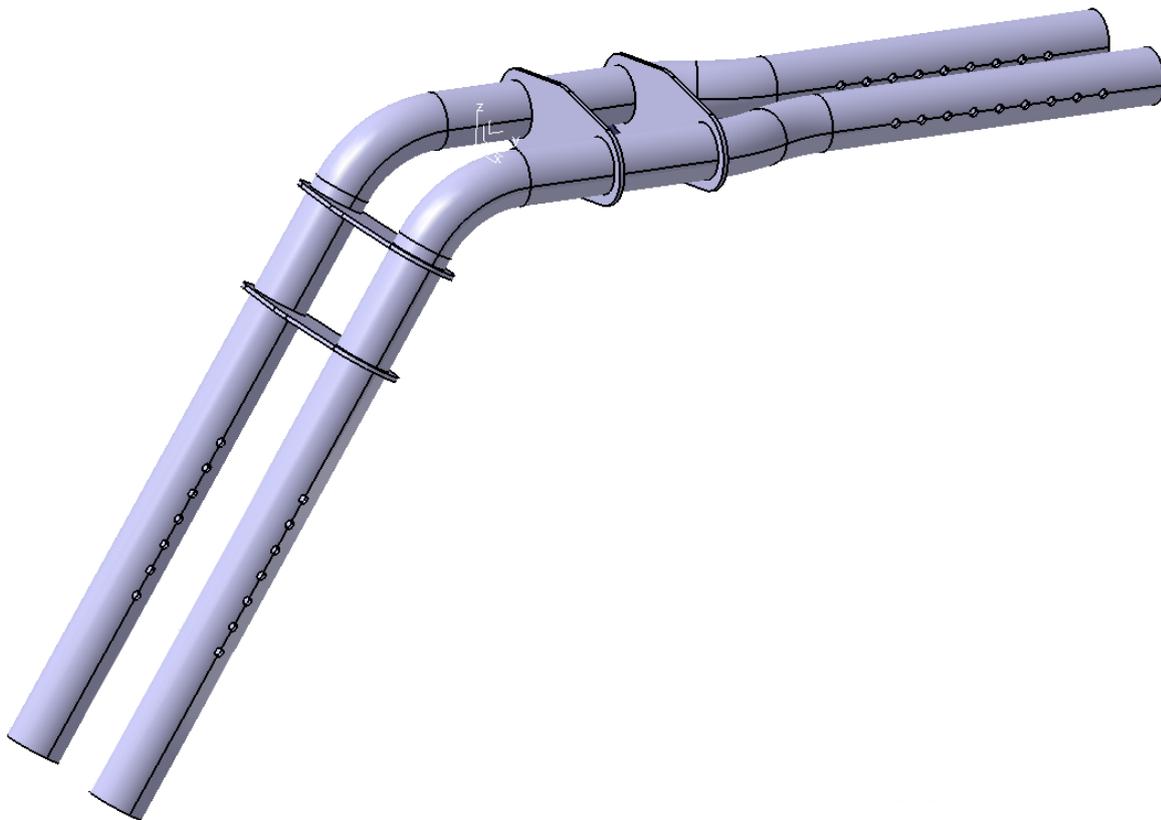


Figura 61 – Vista de los tubos soporte empleados para soportar la base del volante.

Cada tubo cuenta además con una serie de agujeros dispuestos con un espaciado de 25mm entre ellos, de modo que permitan una gran regulación de altura y profundidad del volante. Para lograr una cómoda regulación, se haría uso de pernos enchufables que permitiesen ser acoplados y desacoplados rápidamente, pero garantizando una unión firme.



Figura 62 – Imagen de un perno enchufable (modelo 03195) vendido por la empresa norelem© (<http://www.norelem.com/us/es/Productos/Vista-general-de-producto/Sistema-flexible-de-piezas-est%C3%A1ndar.html>).

#### 8.5.4. Base volante

La base del volante está compuesta por sendos tubos cortos de 60,3mm de diámetro y 4mm de espesor, los cuales deslizan alrededor de los tubos de soporte; y una chapa superior de 4mm de espesor sobre la que coloca el volante propiamente dicho.

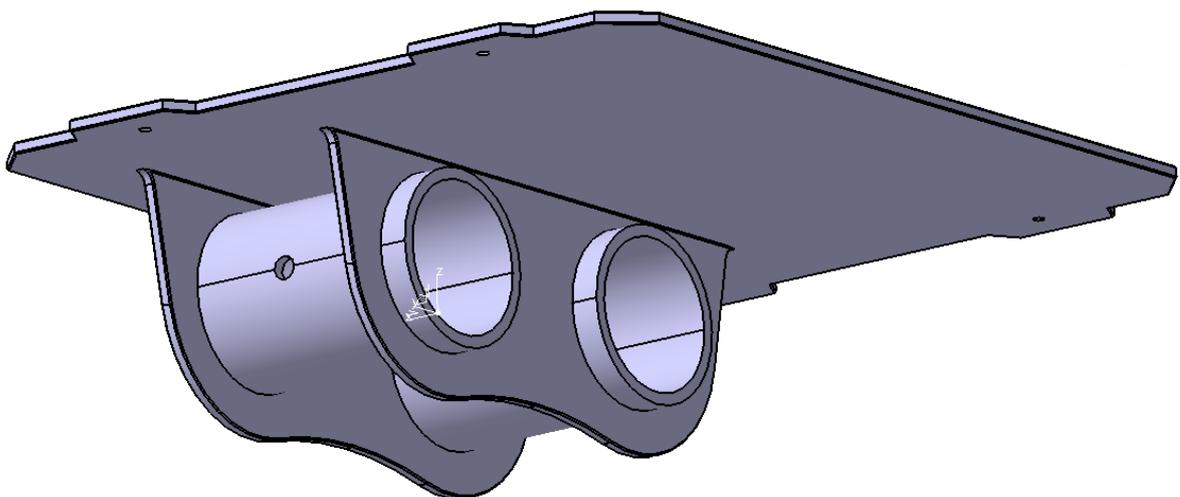


Figura 63 – Vista desde la parte inferior de la base volante.

Para acoplar los tubos guía con la chapa superior se emplean dos chapas de 4mm de espesor mecanizadas tal como se ve en la figura 63, las cuales se sueldan con los tubos para formar una única pieza.

Para poder fijar la base a la profundidad deseada, los tubos cuentan con dos agujeros pasantes a través de los cuales se colocarán los pernos. De manera adicional, y para aquellos volantes que no admitan fijación mediante tornillos, se proporcionaría como accesorio una segunda chapa de iguales dimensiones. Dicha chapa se colocará justo encima de la chapa de la base del volante mediante el uso de separadores, lo que dará el espesor necesario para poder fijar volantes que usen sistemas de sujeción mediante mordazas – ver figura 64.

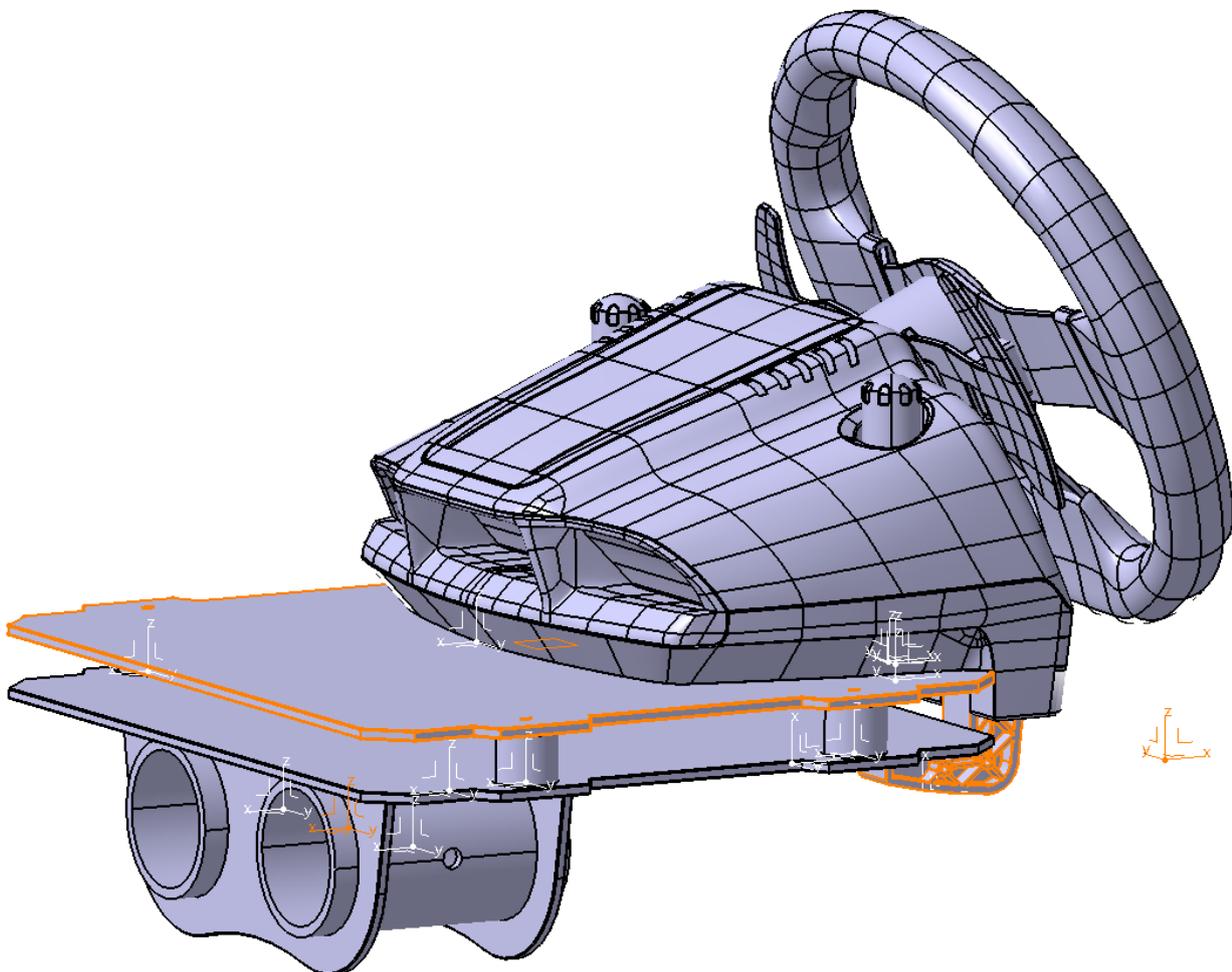


Figura 64 – Vista de la base del volante haciendo uso de la chapa adicional para poder instalar un volante con anclaje mediante mordazas.

### 8.5.5. Estructura punto de apoyo

La estructura del punto de apoyo es el componente del puesto de conducción que contiene los elementos que permiten la unión articulada con el sistema de actuadores, siendo el componente encargado de transmitir y recibir los esfuerzos derivados de la actuación al puesto de conducción.

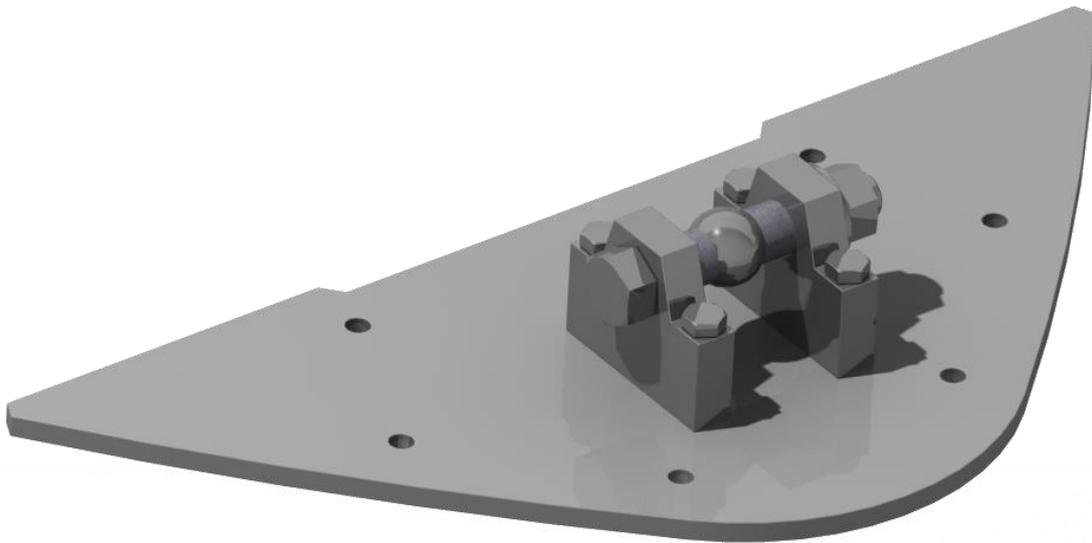


Figura 65 – Renderizado de la estructura del punto de apoyo vista desde abajo.

La primera pieza que conforma la estructura es una chapa de acero de 8mm de espesor mecanizada de forma que sigue el contorno formado los “mini-triángulos” que tiene la estructura triangular en casa esquina. Posee un total de 6 agujeros pasantes a través de los cuales se pasarán los tornillos M10, que servirán para fijar la estructura a su correspondiente posición en el puesto de conducción.

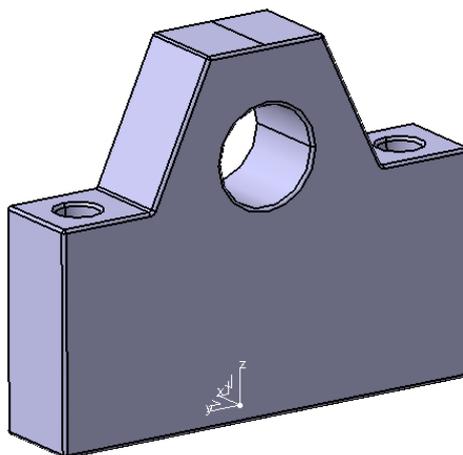


Figura 66 – Vista del soporte de eje empleado para sujetar el perno.

Bajo la chapa de asiento se colocan dos soportes de ejes, mecanizados a partir de chapa de acero de 15mm de espesor. La finalidad de los soportes de eje es mantener firmemente sujeto el perno en cuyo centro se fijará la bola giratoria de la rótula HEIM. Se deben añadir también pequeñas anillas separadoras que proporcionen un margen lateral y ayuden a fijar en el sitio la bola giratoria, de manera que el cuerpo de la rótula no choque contra los soportes al pivotar.

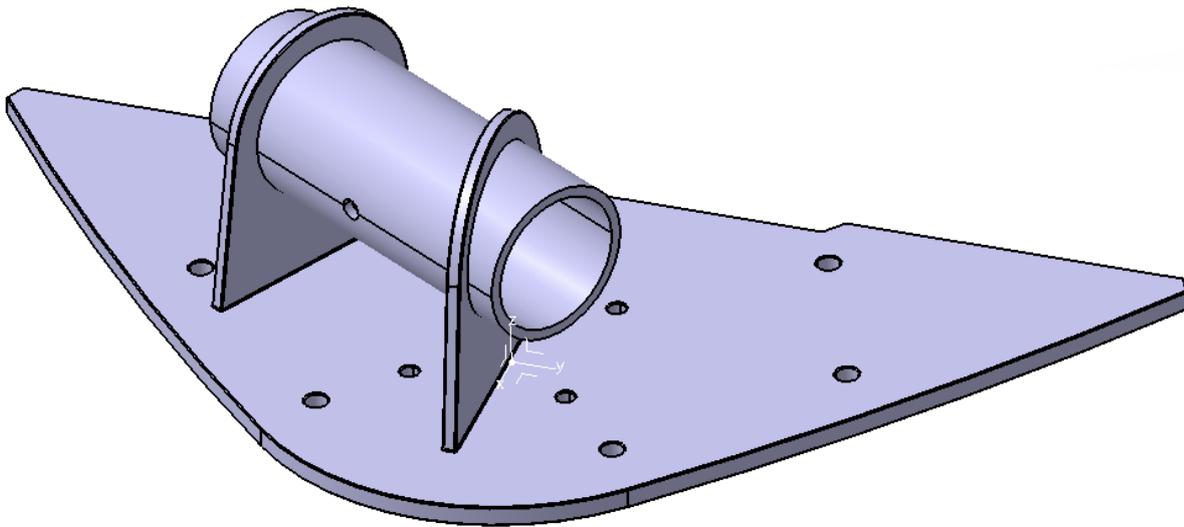


Figura 67 – Vista de la placa de asiento especial para albergar el brazo soporte de la palanca de cambios.

En principio, la estructura del punto de apoyo será igual para los tres apoyos existentes en el sistema. Sin embargo, en el caso de solicitar un simulador que permita acoplar una palanca de cambios, se usará una placa de asiento especial que cuenta con un soporte enfocado a albergar el brazo de soporte de la palanca de cambios. Para ello se empleará un tubo corto de 60,3mm de diámetro que se unirá a la placa de asiento mediante soldadura a través de unas chapas intermedias, de forma análoga a como se ha realizado en piezas anteriores. Contará, por supuesto, con un agujero pasante para albergar el perno enchufable que permita regular de manera fácil y rápida la profundidad a la que se sitúa la palanca.

#### **8.5.6. Tubo soporte palanca**

Diseñado para poder conectar la base de la palanca de cambios con el correspondiente soporte realizado como una modificación de la placa de asiento. Consiste simplemente en un tubo de 50mm de diámetro doblado en un ángulo de 90°. En dicho tubo se han realizado una

serie de agujeros pasantes que permitirán variar a posteriori la altura y profundidad a la cual se coloca la palanca de cambios.

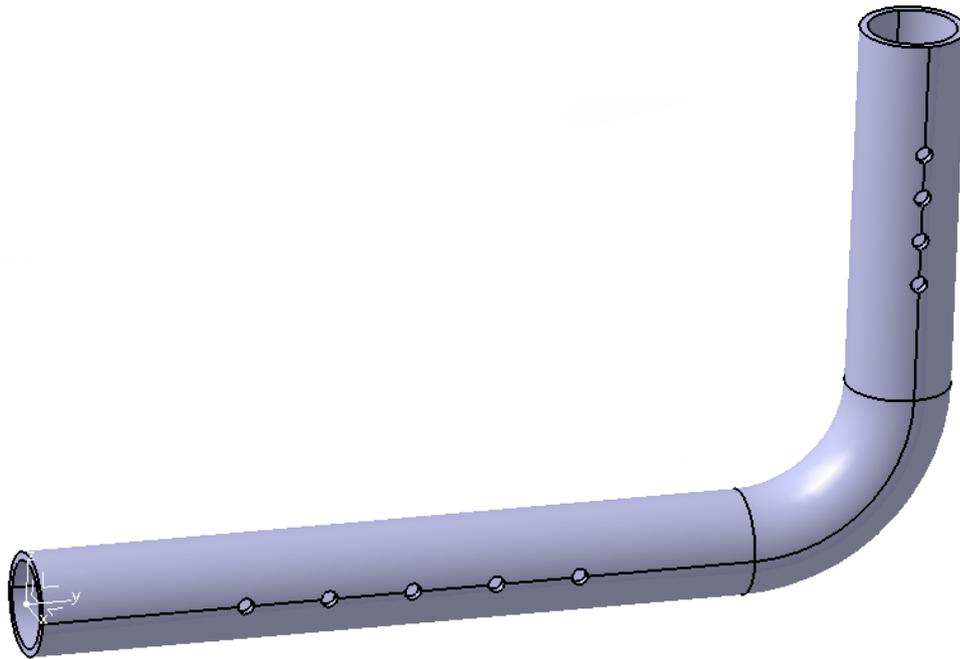


Figura 68 – Vista del brazo soporte de la palanca de cambios, mostrando los agujeros de regulación.

#### 8.5.7. Base palanca

El último componente que conforma el puesto de conducción, y sobre el cual se colocará la palanca de cambios. Está compuesto solo por un tramo corto de tubo de 60,3mm de diámetro al cual se le ha soldado transversalmente una chapa de acero de 8mm.

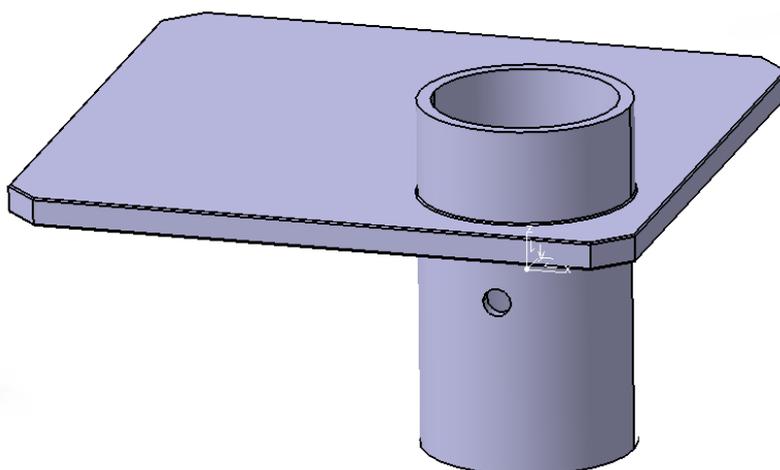


Figura 69 – Vista de la base de la palanca de cambios.

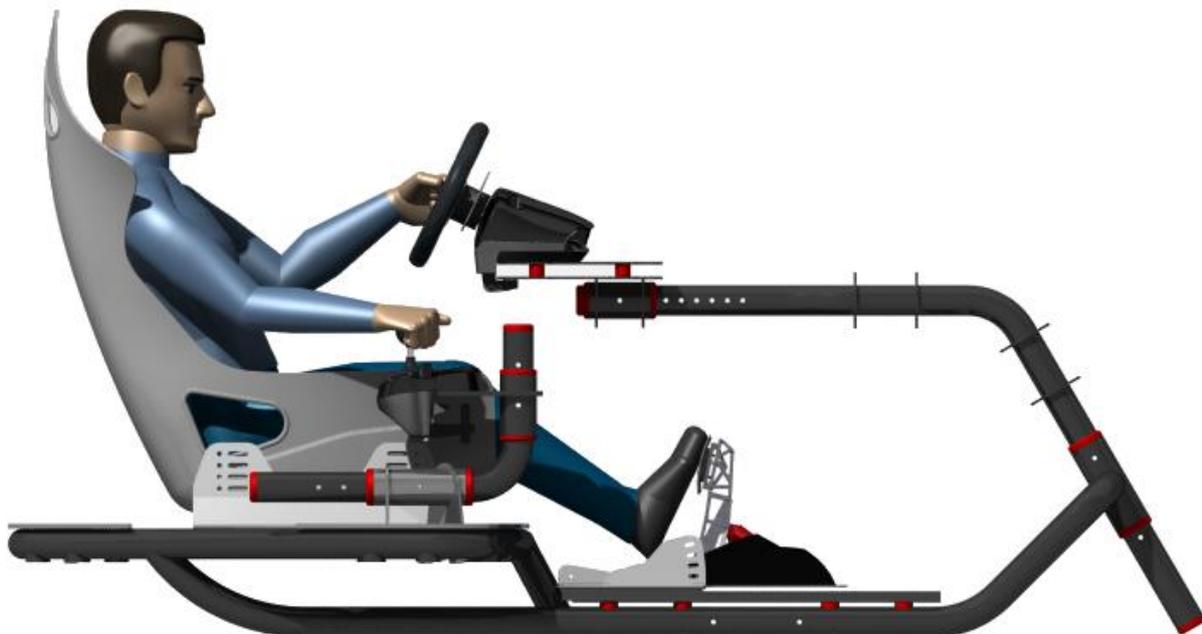
La razón para haber elegido una chapa tan gruesa no es debido a las tensiones que vayan a producirse, sino para proporcionar un ancho suficiente para los anclajes de mordaza que emplean las palancas de cambios, las cuales requieren de espesores mucho menores a los necesarios por el volante. Aun así, el método de instalación principal debería ser mediante atornillado.

Y por supuesto, la sección de tubo corta cuenta con el correspondiente agujero pasante para la regulación de la altura.

#### **8.5.8. Comprobación postural con *Human Builder***

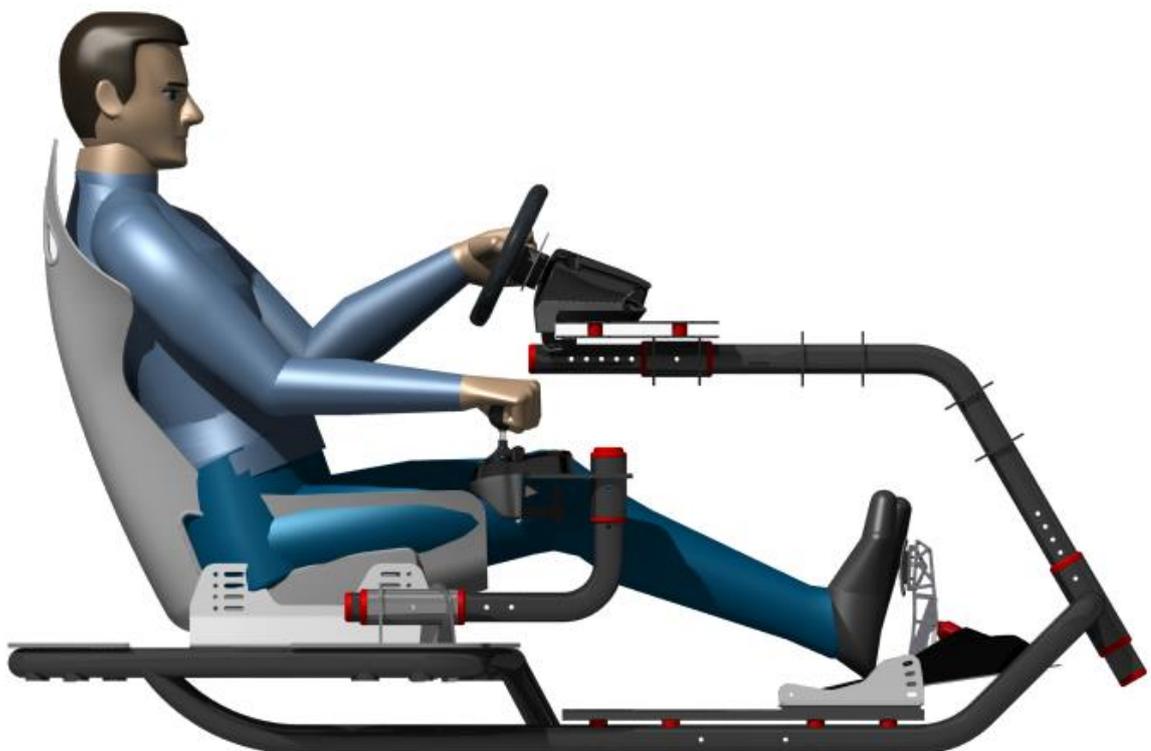
Tal como se comentó en el apartado **8.2. Módulo "Human Builder"**, el módulo *Ergonomics Design & Analysis* ha jugado un papel fundamental durante el modelado de las piezas para garantizar la ergonomía de las mismas y del conjunto. Dicho eso, se adjuntan a continuación imágenes del puesto de conducción en el cual se han colocado los maniqués de percentil 1 y 99, respectivamente; permitiendo así comprobar que el puesto de conducción se adapte correctamente a personas con diferentes estaturas.

*Maniquí percentil 1: Estatura: 1,488m | Peso: 52,632kgf*





Maniquí percentil 99: Estatura: 2,022m | Peso: 122,731kgf





## 8.6. Comprobación de interferencias en el ensamblaje final

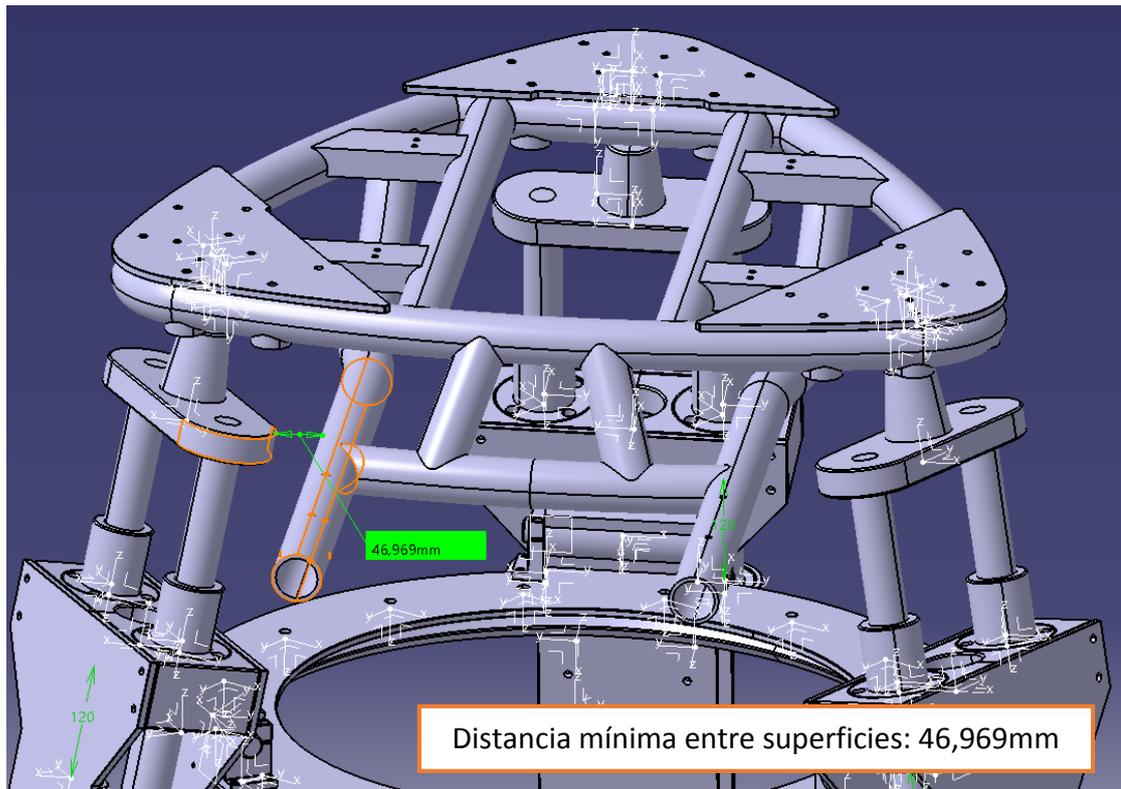
Para finalizar, es necesario hacer una última comprobación del puesto de conducción para garantizar que, una vez hecho el ensamblaje con el sistema de actuadores, no exista ningún tipo de contacto o interferencia entre ambos.

Para ello se ha realizado un ensamblaje simplificado donde solo se han incluido los elementos fundamentales: estructura trasera con los puntos de apoyo y el sistema 3DoF retirando los resortes y el músculo neumático.

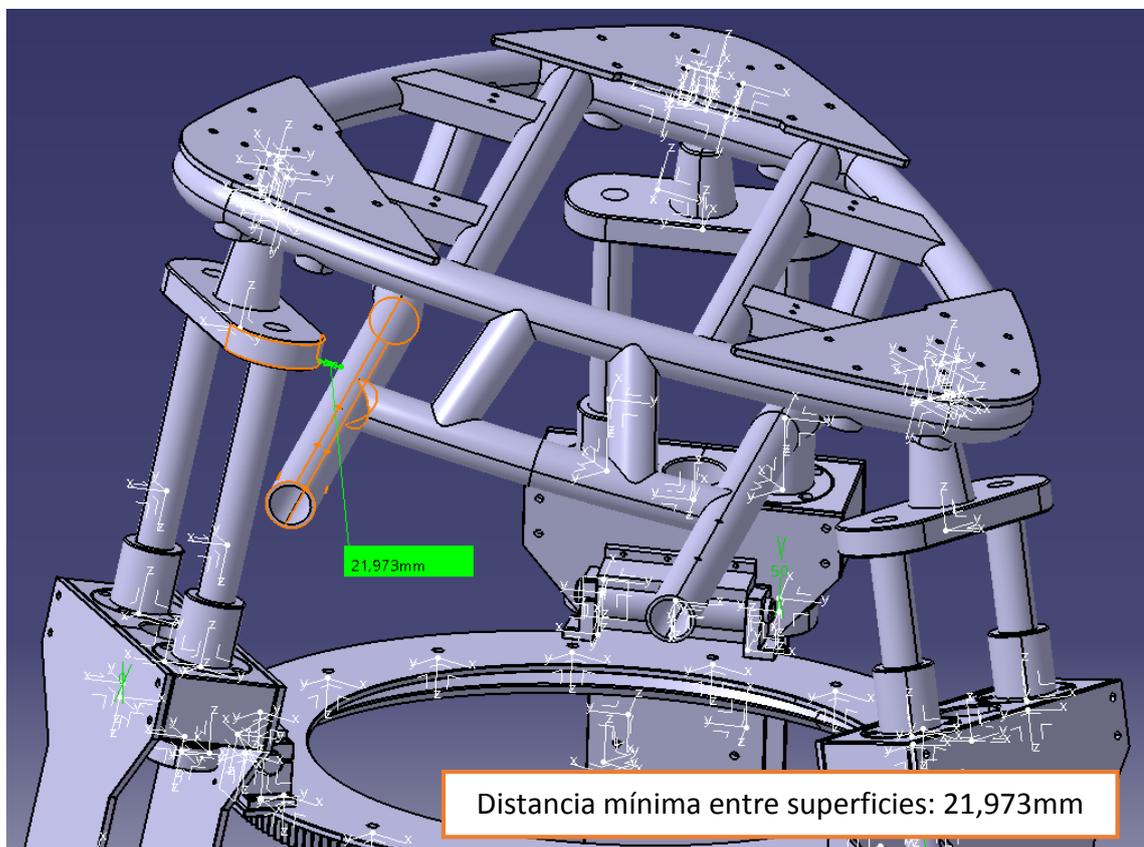
Una vez hecho dicho ensamblaje, se han ido comprobando distintos valores de recorrido para cada brazo actuador, para garantizar que en ninguno hubiese contacto entre el cabezal móvil y la estructura trasera, especialmente con los tubos inferiores de la misma.

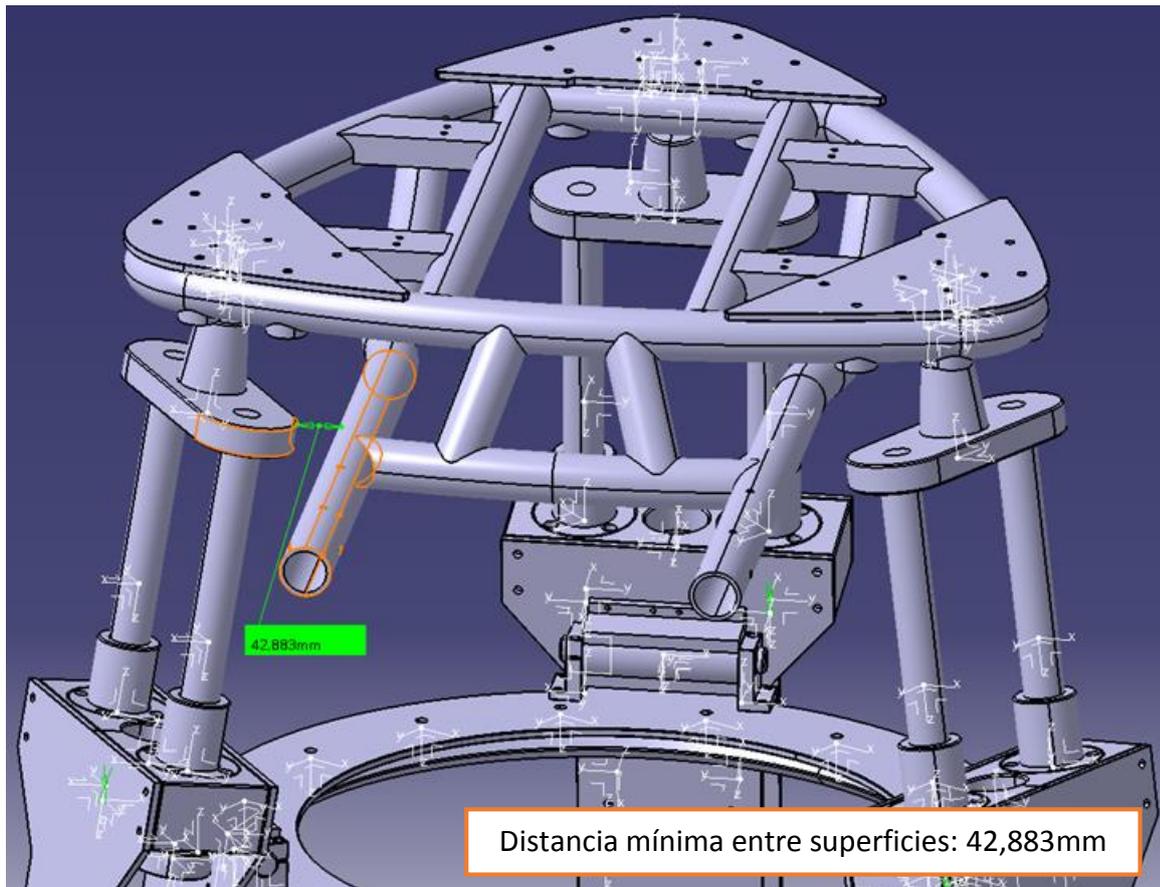
Se incluyen a continuación algunas de las imágenes obtenidas del ensamblaje en sus posiciones extremas, considerando 1cm extra de recorrido, garantizando así un cierto margen de seguridad.

Posición 1: Todos actuadores retraídos



Posición 2: Actuadores opuestos en el punto más alto y más bajo, respectivamente



Posición 3: Todos actuadores extendidos

Se puede asegurar por tanto que independientemente de la posición que adopte el puesto de conducción no habrá interferencias entre ésta y los cabezales móviles de los brazos actuadores.

## 9. Instalación neumática

Como última parte de este proyecto se realizará el diseño de la instalación neumática pensada para poder llevar a cabo la actuación de este simulador. Se abarcará tanto la elección de los componentes de alimentación y válvulas, como el planteamiento de cómo debería ser el sistema de control.

### 9.1. Condiciones de funcionamiento

Antes de comenzar con el proceso de selección de componentes, hay que definir primero el caudal y presión de aire que necesitan los actuadores durante su funcionamiento. Para el músculo neumático elegido – ver apartado 7.4.1. Brazo actuador – se tienen los siguientes datos:

- Presión de funcionamiento: 6 bar.
- Consumo de aire por carrera completa: 15,541l.

Hay que tener en cuenta que el MuscleSIM proporciona el consumo de aire para una carrera completa, en este caso de 120mm. Sin embargo, debido al esquema de funcionamiento establecido para el brazo actuador, las carreras serán realmente de 60mm en cada dirección, nunca haciendo de golpe un recorrido de 120mm.

Lo siguiente que se debe hacer es determinar el número de ciclos por segundo que efectuará el actuador. Sin embargo, dicho valor no puede ser establecido de forma certera puesto que el número de ciclos dependerá totalmente de la simulación que se esté llevando a cabo. Por lo general, tras observar el funcionamiento de gran parte de simuladores comerciales, suele haber un gran número de ciclos en zonas de curvas cerradas o cambios de rasante, para luego apenas haber actuación en los tramos de recta o curvas de radio más amplio.

En base a ello, se ha establecido como promedio un total de 2 ciclos por segundo (**2Hz**). Aunque dicho valor apenas se alcance en la gran parte del tiempo de simulación, compensará el gran número de ciclos que se pueden llevar a cabo en las zonas de curvas rápidas o en zonas bacheadas, pudiendo llegar incluso a **5Hz** en momentos muy puntales.

En base a las dos consideraciones anteriores ya se puede hacer una estimación del caudal de aire comprimido necesario por actuador:

$$Q_{músculo} = 2Hz \cdot 7,77l \text{ (por carrera)} \cdot \frac{60s}{1min} = 932,46l/min = 0,932m^3/min$$

Aplicando un coeficiente de seguridad de 2 para el consumo de aire da como resultado un consumo de  $1,864m^3/min$  por actuador, con un total de  $5,595m^3/min$  para el conjunto del sistema actuador.

La última consideración previa consiste en determinar el tiempo en el que estará en funcionamiento el simulador. A priori, y puesto que el simulador está enfocado principalmente al ámbito de formación de pilotos, se estimará un uso de unas 3 horas diarias 4 días a la semana, lo que supondrá un total de 576 horas anuales de uso.

## 9.2. Alimentación del sistema

Debido al gran consumo de aire del simulador, así como el relativamente largo periodo de tiempo en el que se mantendrá funcionando, se ha decidido emplear un compresor que sea capaz de alimentar de manera continuada al simulador.

Con ello en mente se ha optado por elegir un compresor de tornillo, al ser los más adecuados cuando se requieren grandes caudales de bombeo a presiones no muy elevadas, condiciones de trabajo duras, bajo nivel de ruido, larga vida útil y poco mantenimiento. Además, están especialmente indicados para funcionamiento continuo (al igual que los centrífugos o los de paleta), a diferencia de los compresores alternativos que solo pueden funcionar como máximo un 70% del tiempo.

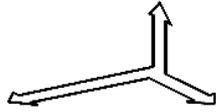
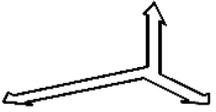
Inicialmente, y a modo de simplificar al máximo el número de componentes, se ha pensado en emplear un único compresor de aire para alimentar todos los actuadores neumáticos. Para ello, se hará una comparativa entre usar un compresor único frente a usar 3 individuales, haciendo especial hincapié en el consumo eléctrico, así como en otros factores como el aprovechamiento de espacio.

Para la selección de los compresores se ha consultado el catálogo del fabricante italiano FINI NUAIR®, debido al amplio número de modelos que posee, así como la gran

cantidad de información técnica que facilita. Concretamente, se ha consultado el catálogo de los compresores empleados en el ámbito industrial (al ser los que usan tornillo sinfín):

[http://tipo3.finicompressors.it/fileadmin/templates/finicompressors/pdf/cataloghi/industrial/generazione/FINI\\_cat\\_MicroPlus\\_CE-IE3\\_0315\\_EN\\_9041453.pdf](http://tipo3.finicompressors.it/fileadmin/templates/finicompressors/pdf/cataloghi/industrial/generazione/FINI_cat_MicroPlus_CE-IE3_0315_EN_9041453.pdf).

Se presentan ahora las dos soluciones encontradas:

Solución por compresor único		Solución por compresores individuales	
			
Modelo: PLUS 38-08 ES		Modelo: PLUS 16-08	
Potencia: <b>37kW</b>		Potencia: 15kW ( <b>45kW x3</b> )	
Caudal: <b>6.000l/min</b>		Caudal: 2.350l/min ( <b>7.050l/min x3</b> )	
Presión máxima: 8bar		Presión máxima: 8bar	
Ruido: 68db		Ruido: 68db	
Peso: <b>780kg</b>		Peso: 240kg ( <b>720kg x3</b> )	
 L x W x H (cm)	Dimensiones: 186 x 83 x 144	 L x W x H (cm)	Dimensiones: 80 x 70 x 98
Incluye secador de aire		Incluye secador de aire y tanque de 500l	
Precio: <b>23.000€</b>		Precio: 12.350€ ( <b>37.050€ x3</b> )	

A priori, y en función de los datos presentados, el sistema mediante 3 compresores quedaría descartado debido a las siguientes razones:

- Coste de adquisición más elevado al considerar los tres compresores a adquirir, siendo unos 14.050€ más caro frente a la adquisición de un compresor único.
- Consumo eléctrico combinado más elevado.
- Mayor espacio consumido.

Por tanto, se elegirá como compresor el modelo PLUS 30-08 ES de FINI NUAIR. Dicho modelo proporciona un caudal ligeramente superior a los 5,595m<sup>3</sup>/min estimados para el conjunto de actuadores (incluyendo coef. de seguridad de 2), así como un margen de presión suficiente para garantizar los 6bar en el actuador (en la práctica es normal un 10% de pérdidas de presión).

### 9.2.1. Elección del tanque

Puesto que el compresor elegido no lleva un tanque incorporado, será necesario elegir uno que se adapte a las necesidades del sistema. En principio, los tanques tienen como finalidad principal evitar el continuo funcionamiento del compresor y/o garantizar un caudal suficiente de aire comprimido para efectuar el paro seguro de los componentes en un intervalo de par de minutos.

En este caso concreto, el tanque no será necesario desde ninguno de los puntos de vista anteriores, puesto que se ha elegido un compresor pensado para funcionamiento continuo y, en caso de producirse un fallo en el sistema, éste quedará sustentado por los resortes, por lo que no será necesario ningún caudal de aire de emergencia.

Dicho esto, sí que resulta conveniente tener un tanque que proporcione una reserva de aire comprimido para poder hacer frente a los picos de consumo que puedan darse puntualmente, en momentos donde se lleve a cabo una simulación muy intensa y continuada.

En base a todo lo anterior, se ha decidido optar por el tanque 87RY010 ([http://typo3.finicompressors.it/fileadmin/templates/finicompressors/pdf/cataloghi/FINI\\_catt TrattamentoAria\\_09-15\\_IT-EN\\_9041388.pdf](http://typo3.finicompressors.it/fileadmin/templates/finicompressors/pdf/cataloghi/FINI_catt TrattamentoAria_09-15_IT-EN_9041388.pdf)), con capacidad de 900l a 11bar.

### 9.3. Dispositivos de control

Habiendo determinado los elementos que llevarán a cabo la alimentación, así como sus parámetros, es necesario definir los componentes que se emplearán para controlar la actuación de los músculos neumáticos.

#### 9.3.1. Circuito neumático

Lo primero que se debe hacer para poder determinar los dispositivos de control, es hacer un esquema del circuito neumático que tendría el simulador. Para ello, se ha recurrido al software FluidSim®, en el cual se ha modelado de manera muy simplificada dicho circuito. NOTA: puesto que el FluidSim no incorpora músculos neumáticos, se han empleado cilindros neumáticos de simple efecto con retroceso por muelle para representar los brazos actuadores.

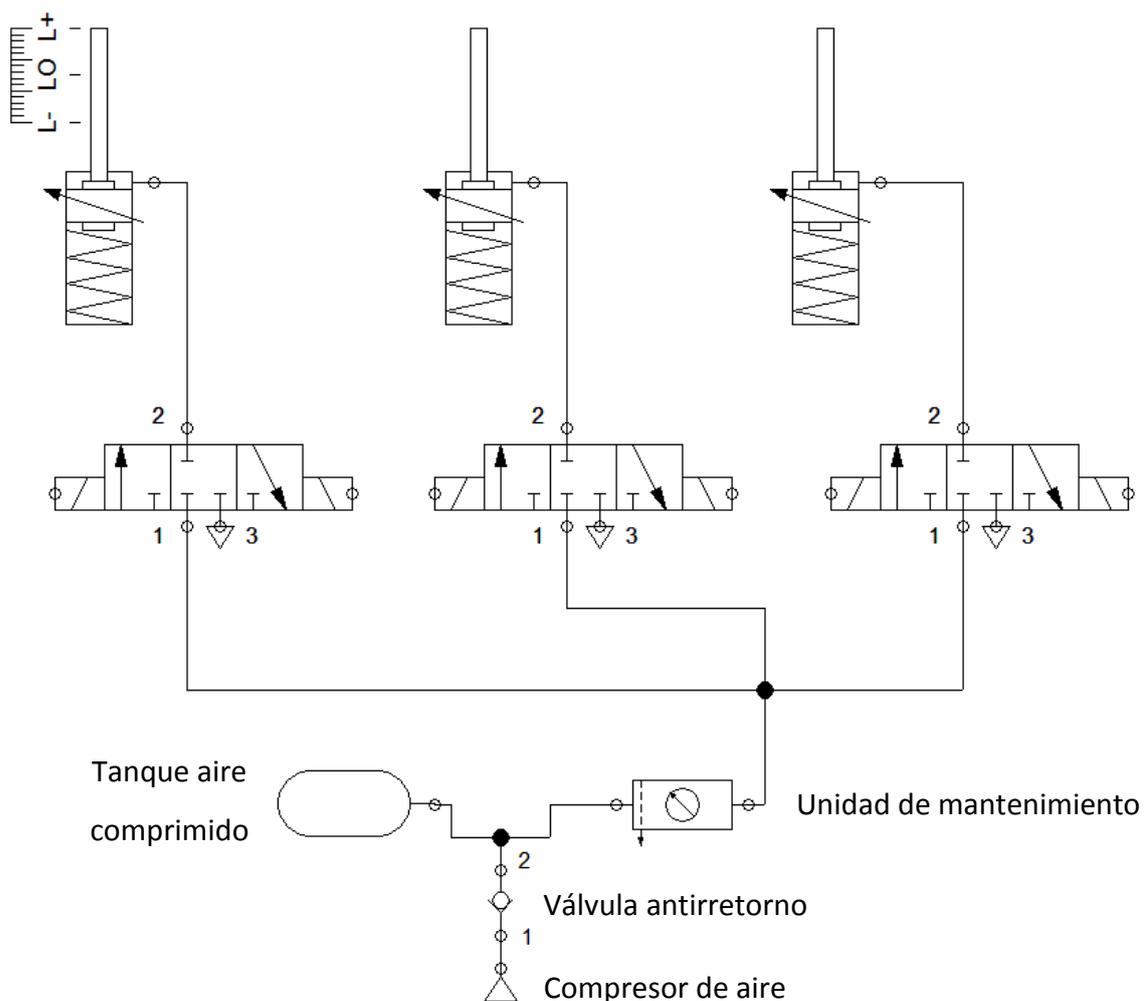


Figura 69 – Esquema simplificado del circuito neumático del simulador.

La elección de la válvula distribuidora se ha hecho en función de:

- El actuador: al tratarse de un actuador de simple efecto, emplea el mismo circuito para la entrada y salida de aire, de forma que solo necesita 3 vías.
- La actuación: actuadores deben ser capaces de avanzar, retroceder y mantenerse en la misma posición. Por lo tanto, son necesarias 3 posiciones.

Una vez decidida el tipo de válvula (3/3 biestable), es necesario seleccionar el tipo de pilotaje. En este caso, y puesto que la actuación será llevada a cabo mediante un dispositivo electrónico en función de la información proporcionada por el software de simulación, está claro que se debe seleccionar pilotaje eléctrico mediante relés.

El último paso por tanto es buscar una válvula comercial que se adapte a las necesidades del sistema. Para ello, se ha optado por elegir una válvula distribuidora proporcional 5/3 de la serie VPWP de Festo: [https://www.festo.com/cat/es\\_es/data/doc\\_es/PDF/ES/VPWP\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/es_es/data/doc_es/PDF/ES/VPWP_ES.PDF). Dichas válvulas proporcionales se diferencian de las electroválvulas normales en que no solo permiten realizar posiciones de conmutación sencillas, sino que hacen posible la transición continua de la apertura de la válvula; estando especialmente indicadas en aplicaciones que requieran de una demanda de caudales variables, de necesidad de compensación de carga o bien, capacidad de trabajar con presiones variables.

La válvula distribuidora elegida es de diámetro nominal 10, que permite regular un flujo nominal de aire de hasta 2000l/min, a una presión de funcionamiento entre 6 y 10bar. Por supuesto, es necesario modificar la válvula para que pase de 5 a 3 vías, para lo cual simplemente habrá que poner un tapón ciego en una de las dos conexiones de utilización.

### **9.3.2. Dispositivo PLC/PID**

Una vez elegida y explicada el tipo de válvula a emplear, es necesario ahora describir el mecanismo de control que se empleará para enviar las señales que permitirán llevar a cabo la conmutación entre las tres posiciones disponibles.

Inicialmente se pensó en hacer uso de un PLC, sin embargo, ello exigiría tener de antemano ya un programa con los parámetros perfectamente definidos. En la realidad, sin embargo, no existe ningún PLC programado para el funcionamiento concreto de este

simulador, por lo que será necesario llevar a cabo un proceso de prueba y error para desarrollar uno que fuese válido. Por tanto, se ha optado por elegir un controlador PID, un mecanismo de control por retroalimentación que está diseñado para aquellos procesos de los cuales no se tiene conocimiento previo. El controlador se apoya en la retroalimentación que recibe del sistema para ir ajustando los procesos a los parámetros de control establecidos.

En este caso, el controlador tomaría los datos del software de simulación, y en función de la simulación a realizar enviaría las señales correspondientes a las válvulas proporcionales. A su vez, estaría recibiendo información de la posición a la que se encuentran los actuadores mediante algún tipo de sensor de distancia (sensor láser, potenciómetro lineal, etc.), la cual emplearía para ajustar cada vez más la simulación a realizar. Este proceso, realizado de manera continuada, permitiría poner a punto el programa de control de forma que incluso pudiese adaptar de manera automática la fuerza a realizar en los actuadores dependiendo del peso de la persona.

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

**TITULACIÓN:** Grado en Ingeniería Mecánica

# **Anexo I: Cálculos teóricos**

Trabajo Fin de Grado

Simulador de conducción con actuadores neumáticos

AUTOR

Del Buono González, Antonio Benito

## Índice Anexo I: Cálculos

1.	Introducción.....	1
2.	Condiciones de simulación.....	1
	2.1. Tiempo de respuesta y fases de la actuación.....	1
	2.2. Velocidad mínima.....	2
	2.3. Recorrido necesario.....	3
3.	Cálculos preliminares.....	5
	3.1. Fuerza de actuación.....	5
	3.2. Fuerza tangencial en los apoyos.....	6
4.	Elección del resorte.....	8
	4.1. Cálculos teóricos del resorte.....	8
	4.2. Comprobación resortes comerciales.....	14
5.	Cálculo fuerza músculo neumático.....	17



## 1. Introducción

Mediante el siguiente documento se busca detallar todas aquellas consideraciones de carácter analítico, fórmulas y cálculos que, debido a su naturaleza, no se incluyeron en el documento principal de la Memoria.

Aunque es cierto que a lo largo del desarrollo del simulador se ha hecho un uso intensivo del análisis mediante elementos finitos para el modelado de las piezas, dicho análisis no hubiese sido posible sin tener una idea aproximada de las cargas a las que estarían sometidas las diferentes partes del sistema, para lo cual ha sido obligatorio el cálculo teórico de las mismas.

También hay que señalar que todos los cálculos englobados en este anexo están relacionados únicamente con el modelado del sistema de actuadores, y no con el puesto de conducción. La razón para ello es que el sistema de actuadores será el principal elemento “generador de esfuerzos” del sistema, al ser el elemento que engloba los componentes de actuación; los cuales se han calculado a partir de un gran número de hipótesis y cálculos teóricos.

## 2. Condiciones de simulación

Se introducirán a continuación aquellos conceptos y parámetros relativos a la simulación que se definieron antes de comenzar con la fase de análisis de soluciones, con el fin de determinar las condiciones a cumplir por el simulador.

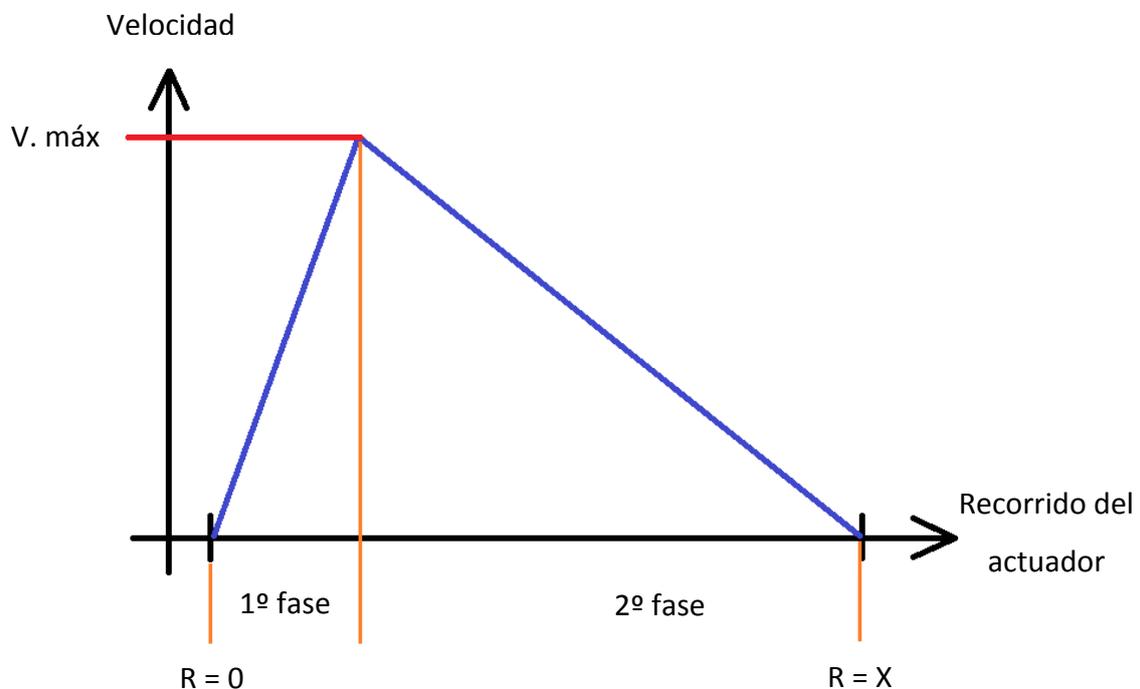
### 2.1. Tiempo de respuesta y fases de la actuación

El tiempo de respuesta, o tiempo de reacción, es una medida de la rapidez con que un organismo responde a algún tipo de estímulo<sup>6</sup>. Dicha respuesta varía dependiendo de la naturaleza del estímulo, así como del individuo en el que se realiza la medición. En promedio, se pueden establecer los siguientes tiempos de reacción:

- Estímulo visual: 250ms.
- Estímulo táctil: 150ms.
- Estímulo sonoro o auditivo: 170ms.

En el caso del simulador, y en lo que atañe a la simulación por parte del sistema de actuadores, los estímulos serán puramente táctiles, producidos debido a los bruscos cambios de inclinación y posición del puesto de conducción. Concretamente, el estímulo percibido por el conductor se genera debido a la desaceleración producida cuando los actuadores están llegando a la posición final establecida.

Sin embargo, para que pueda darse dicha desaceleración, los actuadores deberían de encontrarse anteriormente en movimiento. Si los actuadores parten inicialmente de una posición de espera donde se encuentran en reposo ( $v = 0$ ), se puede observar que el movimiento real de los actuadores puede dividirse en dos fases:



- 1ª fase: se corresponde con la “salida” del actuador desde su posición de reposo, pasando de una velocidad inicial cero a la velocidad máxima establecida para el actuador. Genera una **aceleración de salida**.
- 2ª fase: comienza desde que el actuador alcanza la velocidad máxima y se corresponde con una reducción de velocidad progresiva hasta que éste llega al recorrido máximo establecido. Genera una **desaceleración de llegada**.

Tal como se dijo sobre estas líneas, la desaceleración de llegada es la que permite generar al conductor la sensación de simulación buscada; sin embargo, la aceleración de salida, en caso de ser percibida por el conductor, produciría una sensación opuesta a la que

verdaderamente se busca simular. Si esta situación se produce generará al conductor una falsa percepción del movimiento, llevándole a sufrir SAS.

Para evitar esta situación bastaría con llevar a cabo la aceleración de salida en un intervalo de tiempo menor al tiempo mínimo de reacción de una persona. En base a lo indicado al principio el tiempo de reacción promedio para un estímulo táctil ronda los 150ms, pudiendo incluso llegar a ser tan bajo como 100ms. Por tanto, y para garantizar que bajo ningún concepto el conductor pueda percibir dicha aceleración, se llevará a cabo en un intervalo de tiempo de **50ms**.

## 2.2. Velocidad requerida

A parte de la suposición del intervalo de tiempo de la aceleración, es necesario contar con el valor de velocidad máxima del actuador para poder llevar a cabo los cálculos necesarios. Para ello se ha buscado de manera orientativa que valores de velocidad manejan los simuladores comerciales. El inconveniente es que tipo de datos no están tabulados y ningún fabricante los facilita.

Finalmente, se ha recurrido a la página de XSimulator™ (<https://www.xsimulator.net/>). Una de las mayores comunidades a nivel mundial enfocadas en la realización de simuladores caseros, así como la venta de kits de simulación y la distribución de su propio software de simulación opensource: SimTools (compatible con más de 50 juegos).

En base a la documentación proporcionada en la página, se recomienda una velocidad de actuación máxima entre 0,1 y 0,7m/s para conseguir una experiencia de simulación satisfactoria. Sin embargo, dicha velocidad dependerá enormemente del recorrido de los actuadores, así como de las inclinaciones a las que se desee someter al puesto de conducción. Puesto que se empleará un recorrido relativamente largo para lograr inclinaciones de unos 10º, se deberán emplear velocidades altas para compensar la mayor distancia que deberán recorrer los actuadores.

En este caso se ha optado por una **velocidad de 0,6m/s**. Hay que puntualizar que esta será la velocidad empleada cuando se quiera llevar a cabo la simulación más intensa capaz de ofrecer el simulador, por lo que la velocidad usada será generalmente menor.

### 2.3. Recorrido necesario

Habiendo fijado el tiempo requerido para llevar a cabo la aceleración, y establecida la velocidad máxima, puede determinarse el recorrido necesario para cada carrera del actuador, en base al modo de funcionamiento del sistema de actuación– ver 7.3.2. Esquema de funcionamiento del sistema de actuación.

Lo primero pasa por determinar la longitud que recorrerá el actuador en la aceleración de salida. Para ello emplearemos la ecuación de la posición para un movimiento rectilíneo uniformemente acelerado:

$$x_1 = x_0 + v_0 t_1 + \frac{1}{2} a_1 t_1^2$$

Donde:

- $x_0 = 0$
- $v_0 = 0$
- $t_1 = 0,05s$

Queda por tanto conocer la aceleración generada en ese intervalo de tiempo, la cual puede hallarse como el cociente entre variación de velocidad por el tiempo:

$$a_1 = \frac{\Delta V}{t_1} = \frac{v_{m\acute{a}x} - v_0}{t_1} = \frac{0,6m/s - 0}{0,05s} = 12m/s^2$$

Con lo que:

$$x_1 = \frac{1}{2} (12m/s^2) \cdot (0,05s)^2 = 0,015m$$

$$x_1 = 15mm$$

Calculada la distancia recorrida durante la aceleración, se calculará ahora la distancia que necesitaría el actuador para detenerse, teniendo en cuenta que debe hacerlo en un intervalo de tiempo que permita al usuario percibir la desaceleración. Para ello, se ha planteado que el tiempo para la desaceleración debe de ser de 150ms, el equivalente al promedio del tiempo de reacción.

Volverá a emplearse la fórmula anterior, por lo que se comienza calculando la desaceleración:

$$a_2 = \frac{\Delta V}{t_2} = \frac{v_0 - v_{m\acute{a}x}}{t_2} = \frac{0 - 0,6m/s}{0,15s} = -4m/s^2$$

Se calcula entonces el recorrido restante para finalizar la carrera:

$$x_2 = x_1 + v_{m\acute{a}x}t_2 + \frac{1}{2}a_2t_2^2$$

$$x_2 = 0,015m + \left(\frac{0,6m}{s}\right) \cdot (0,15s) + \frac{1}{2}\left(-\frac{4m}{s^2}\right) \cdot (0,15s)^2 = 0,06m$$

$$x_2 = 60mm$$

Por lo tanto, la carrera necesaria en cada direcci3n respecto al punto medio debe ser de unos 60mm, teniendo un total de 120mm de carrera.

### 3. Cálculos preliminares

Aunque finalmente en el proyecto se optó por usar m3sculos neumáticos como actuadores principales, inicialmente se planteó el uso de cilindros neumáticos est3ndar para la plataforma 3DoF. En este apartado se introducir3n los c3lculos y valores empleados durante la fase de an3lisis de soluciones, y que sirvieron para llevar a cabo el proceso de selecci3n.

#### 3.1. Fuerza de actuaci3n

Lo primero que ha sido necesario conocer es la fuerza que necesitaría realizar el actuador para llevar a cabo la carrera de actuaci3n, cumpliendo las condiciones de simulaci3n establecidas.

En base a lo planteado anteriormente, la fuerza m3xima a desarrollar por parte del actuador se dar3 cuando 3ste realice la aceleraci3n de salida en direcci3n ascendente, puesto que deber3 vencer adem3s la aceleraci3n ejercida por la gravedad. La fuerza se calcular3 entonces a partir de la segunda Ley de Newton, por lo que ser3 necesario conocer primero la masa que deber3 mover dicho actuador.

Dicha masa será la tercera parte (al ser tres apoyos) de la masa total, la cual es la suma de la masa de la estructura y del conductor – ver **Memoria: 8. Puesto de conducción:**

- Masa estructura: 100kg.
- Masa persona: 120kg.

La masa total será entonces de 220kg, lo que equivale a unos 74kg aproximadamente por apoyo. Dicho eso, la fuerza máxima que tendrá que llegar a realizar cada actuador será de:

$$F = m_{apoyo} \cdot (a_1 - g)$$

$$F = 74kg \cdot (12m/s^2 - (-9,81m/s^2))$$

$$F = 1.613,94N$$

### 3.2. Fuerza tangencial en los apoyos

Además de la fuerza necesaria que necesita realizar el actuador, también es fundamental conocer los posibles esfuerzos generados debido al funcionamiento del sistema, y que pueden llevar a la malfunción de los actuadores o incluso a su rotura.

En el caso concreto de los cilindros neumáticos, las cargas flectantes son especialmente críticas, y su determinación servirá también para el cálculo de gran número de componentes del sistema. Dichas cargas flectantes tendrán su origen en las fuerzas tangenciales que se generarán en los apoyos del puesto de conducción; debidas principalmente a las aceleraciones y desaceleraciones angulares a las que estará sometido el mismo, como consecuencia del funcionamiento del sistema de rotación.

Puesto que el sistema de rotación no está contemplado como parte de este proyecto, se ha buscado en las hojas de especificaciones de simuladores comerciales datos sobre las aceleraciones angulares empleadas al simular el movimiento de *Yaw*, habiendo encontrado como valor orientativo un valor máximo de aceleración de **9rad/s<sup>2</sup>**.

A continuación, y a partir del puesto de conducción ya modelado, se puede determinar con ayuda del software CATIA cuál será el momento de inercia del puesto de conducción respecto a un eje de rotación fijado. Fijando como eje de rotación el centro geométrico del

triángulo equilátero que define la distancia entre apoyos, se obtiene un momento de inercia de aproximadamente  $50\text{kgm}^2$ .

A partir de ambos valores, se puede determinar el momento ( $\tau$ ) necesario para poder girar el puesto de conducción respecto a su eje a rotación, a partir de la siguiente ecuación:

$$\tau = I \cdot \alpha$$

Donde:

- $I$ : momento de inercia del cuerpo respecto al eje de rotación fijado.
- $\alpha$ : aceleración angular.

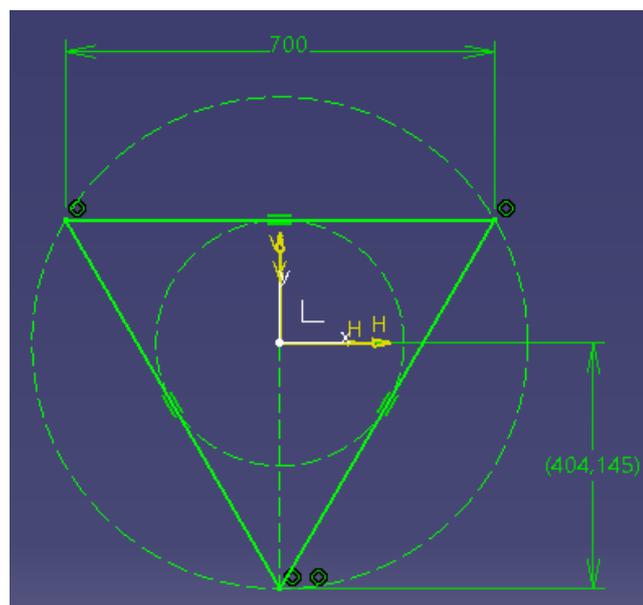
Con lo que:

$$\tau = 50\text{kgm}^2 \cdot 9\text{rad/s}^2 = 450\text{Nm}$$

Una vez hallado el momento se podrá calcular la fuerza producida durante dicha aceleración simplemente despejando de la fórmula del momento:

$$\tau = F \cdot r \quad \rightarrow \quad F = \frac{\tau}{r}$$

Donde ' $r$ ' será la distancia entre el eje de rotación y el punto donde se aplica/recibe la fuerza, la cual coincidirá con la distancia entre el centro geométrico del triángulo imaginario hasta una de sus aristas, tal como se ve en la siguiente figura:



Teniendo en cuenta que  $r \approx 400\text{mm}$ , la fuerza sería:

$$F_t = \frac{450Nm}{0,4m} = 1.125N$$

Dividiendo ahora dicha fuerza entre el número de apoyos queda:

$$F = \frac{F_t}{3} = 375N$$

Cada apoyo tendría que resistir entonces una fuerza tangencial máxima de unos 375N, la cual generará un esfuerzo flector que deberán ser capaz de resistir todos los componentes del sistema de actuación.

## 4. Elección del resorte

A continuación, se pasa a explicar el proceso completo que se ha seguido para realizar la elección del resorte comercial empleado en el sistema de 3DoF. Y que engloba desde el planteamiento teórico inicial, hasta la comprobación de los resortes comerciales compatibles.

### 4.1. Cálculos teóricos del resorte

Para el modelado de los resortes se ha comenzado con un cálculo teórico según el procedimiento que figura en el libro “Diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott, que permitiese dar una idea aproximada de las dimensiones que debería tener el resorte comercial. Para ello, se fijaron las siguientes condiciones a cumplir:

- En su posición de instalación (estado superior del recorrido) cada resorte debe ejercer una precarga de 400N, suficiente para entre los dos contrarrestar los 74kg que recibe cada apoyo y garantizar un pequeño margen.
- Al comprimirse a la longitud media, lo que implica una compresión de 6cm, los resortes deben poder ejercer entre los dos más de 1.613,94N para ser capaces de llevar a cabo la actuación cumpliendo las condiciones de simulación. Ello supone unos 806.97N por resorte.
- Deben poder comprimirse los 6cm restantes para alcanzar la posición más baja del recorrido, asegurando las condiciones de holgura entre espiras y pando.

- Se debe procurar que las tensiones se mantengan dentro del intervalo de servicio severo, lo que aseguraría su funcionamiento para ciclos rápidos, con más de un millón de ciclos; con posibilidad de choques o impactos.
- La fuerza ejercida por los resortes al estar en la posición más baja del recorrido no debe ser excesiva para no penalizar el tamaño del músculo neumático necesario. En conjunto, la fuerza de ambos debería rondar los 2500N.

En base a todas las consideraciones mencionadas, se realizó una hoja de cálculo en Excel que permitiese probar rápidamente los parámetros sin tener que estar manualmente calculándolos. Como material se seleccionó acero de piano, puesto que no se encontraron a priori resortes de acero inoxidable que pudiesen cumplir las condiciones impuestas.

Lo primero es introducir las condiciones impuestas y suponer tentativamente algunos parámetros (todo el proceso siguiente se ha realizado directamente con los parámetros finales hallados):

#### Datos iniciales

F+ [N]	400	Fuerza en el punto superior
Fo [N]	806,97	Fuerza en el punto medio
$\Delta L$ [mm]	60	Amplitud de recorrido en cada dirección
Dm [mm]	70	Diámetro medio del resorte supuesto
G [Gpa]	81,7	ASTM 227
Lf [mm]	380	Longitud libre del resorte supuesta

En base a los datos propuesto pueden calcularse los siguientes parámetros:

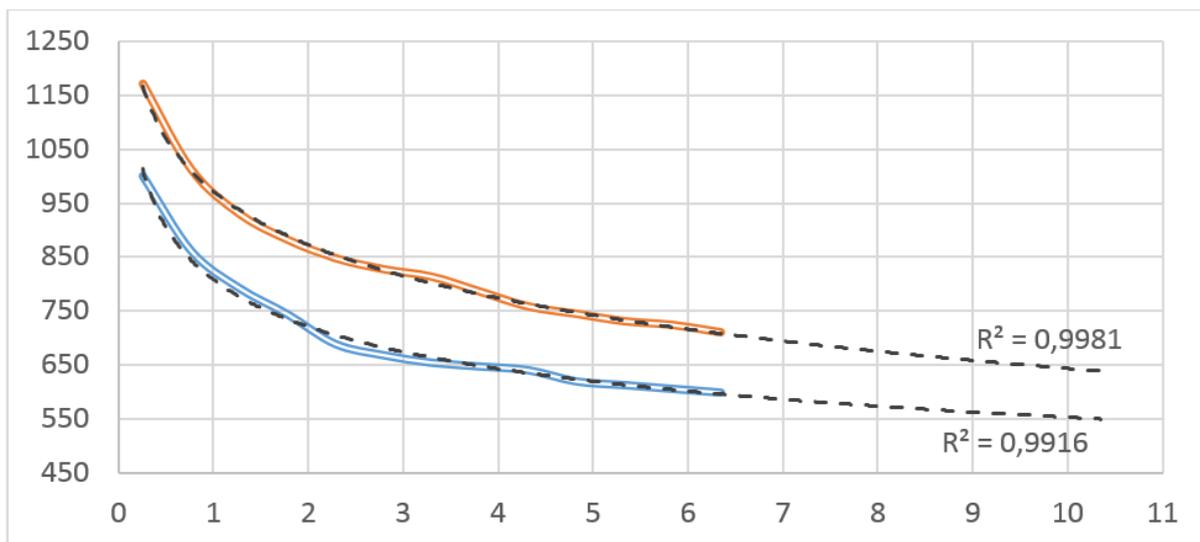
- Constante del resorte (k):

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta L} = \frac{F_0 - F_+}{\Delta L} = \frac{806,97N - 400N}{60mm} = 6,783N/mm$$

- Fuerza en el punto bajo del recorrido (a partir de k y  $\Delta L$ ):

$$F_- = F_0 + k \cdot \Delta L = 806,97N + \frac{6,783N}{mm} \cdot 60mm = 1.213,95N$$

Lo siguiente que se debe hacer es suponer un esfuerzo de diseño promedio para a partir de él poder hallar un diámetro de alambre tentativo. Dicho esfuerzo se tomará en base a las gráficas de esfuerzos cortantes que figuran en el *Spring Designer's Handbook* – Harold Carlson. Sin embargo, la gráfica para alambre de piano (ASTM A228) no contempla diámetros de alambre superiores a 6,2mm, por lo que se han usado los datos disponibles para trazar una gráfica de dispersión en Excel y luego extrapolaras mediante las funciones que incorpora el programa. Una vez obtenidas las gráficas de servicio severo (azul) y servicio promedio (naranja), se ha empleado una función logarítmica, al ser la que proporcionaba un valor de R-cuadrado más cercano a uno, garantizando así una mayor exactitud en la extrapolación.



Puesto que se desea que el resorte trabaje en servicio severo, se toma el valor promedio entre el valor máximo y mínimo de la curva de servicio severo → 775MPa. Con dicho valor ya puede obtenerse un diámetro de alambre ( $D_w$ ) a partir de la fórmula del esfuerzo ( $\tau$ ):

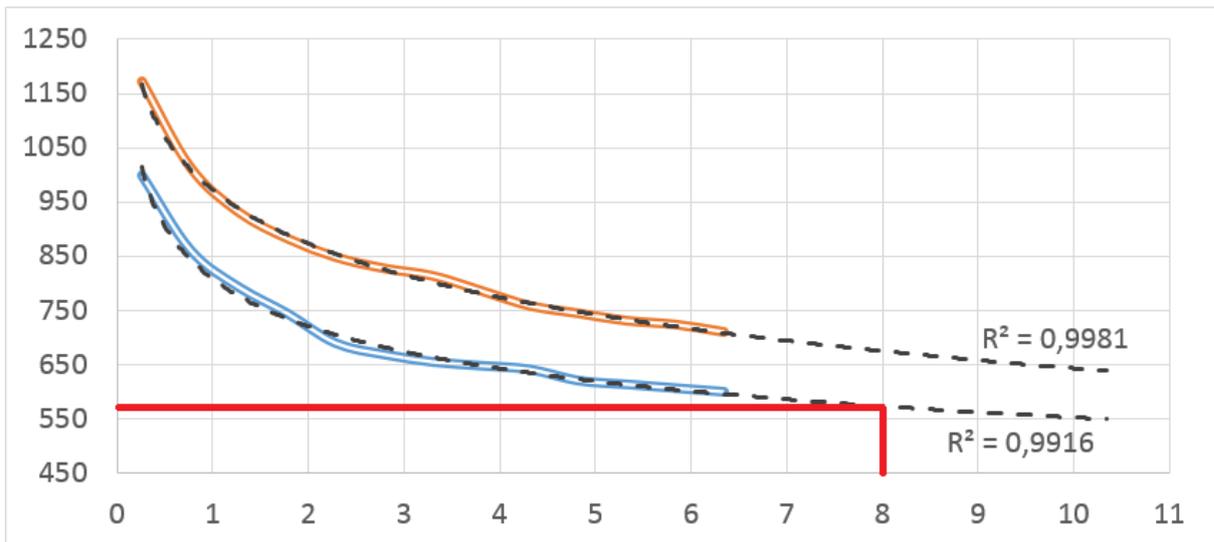
$$\tau = \frac{8KFD_m}{\pi \cdot (D_w)^3}$$

- Donde K: Factor de Wahl → se supone un valor 1,2.
- Se toma como F la fuerza que ejercerá en el punto más bajo del recorrido.

Despejando  $D_w$ :

$$D_w = \sqrt[3]{\frac{8KFD_m}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,2 \cdot 1.213,95N \cdot 70mm}{\pi \cdot 775N/mm^2}} = 6,9455mm$$

Se aproxima entonces al diámetro de resorte comercial superior, aunque para garantizar un mayor margen de seguridad se escogerá un diámetro de 8mm. En base a dicho diámetro, se vuelve a la gráfica del esfuerzo cortante y se determina cuál será el valor máximo del esfuerzo de diseño.



Con lo que:

- Esfuerzo de diseño: máximo esfuerzo al cual puede someterse el resorte durante su funcionamiento normal para mantenerse dentro del servicio severo.

$$\tau_d = 570 \text{ N/mm}^2$$

A continuación, se calculan las longitudes del resorte para los distintos puntos del recorrido, comenzando por la altura en el punto superior:

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta L} = \frac{F_+ - F_f}{L_f - L_+} = \frac{400 \text{ N} - 0}{380 \text{ mm} - L_+}$$

Despejando  $L_+$ :

$$L_+ = 380 \text{ mm} - \frac{400 \text{ N}}{6,783 \text{ N/mm}} = 321,03 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta que el recorrido luego es de 60mm hasta el punto medio, y otros 60mm hasta el punto inferior, las longitudes serían:

- $L_0 = 261,03 \text{ mm}$

- $L = 201,03\text{mm}$

Se calcula ahora el esfuerzo al que estaría sometido el resorte al comprimirse hasta la longitud mínima del recorrido para verificar que sea inferior al esfuerzo de diseño establecido:

$$\tau = \frac{8KFD_m}{\pi \cdot (D_w)^3}$$

Donde:

- Índice del resorte (C):

$$C = \frac{D_m}{D_w} = \frac{70\text{mm}}{8\text{mm}} = 8,75$$

- Índice de Wahl (K):

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4 \cdot 8,75 - 1}{4 \cdot 8,75 - 4} + \frac{0,615}{8,75} = 1,026$$

Por tanto:

$$\tau_- = \frac{8 \cdot 1,026 \cdot 1.213,95\text{N} \cdot 70\text{mm}}{\pi \cdot (8\text{mm})^3} = 433,63\text{N/mm}^2$$

Se obtiene un valor inferior al esfuerzo de diseño, por lo que se garantiza que pueda trabajar bajo servicio severo. Por último, se debe comprobar que el resorte no pandee y que cumpla la condición de holgura entre espiras.

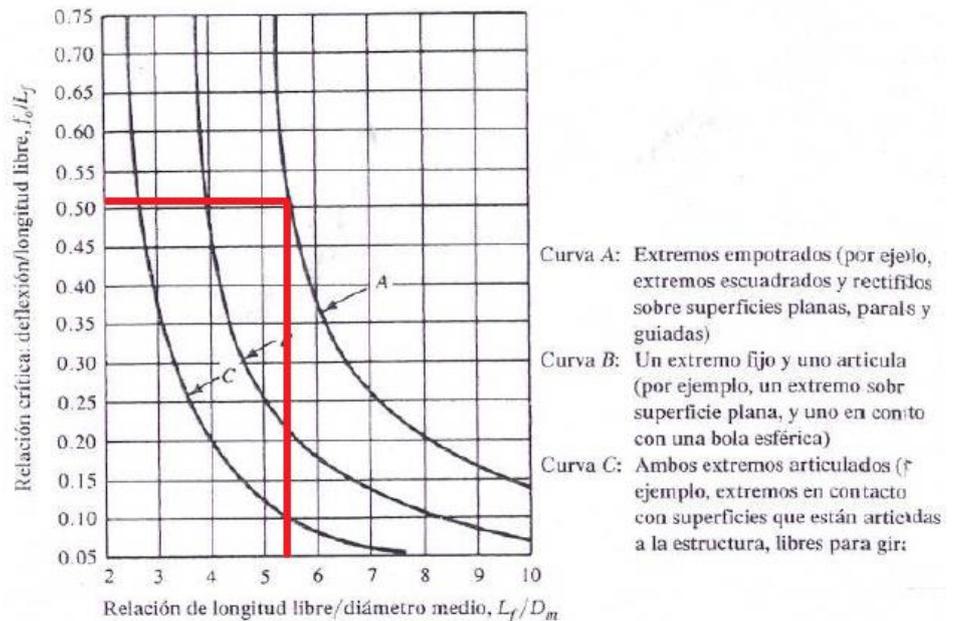
Se comienza calculando la relación  $L_f/D_m$  para verificar el resorte a pandeo:

$$\frac{L_f}{D_m} = \frac{380\text{mm}}{70\text{mm}} = 5,43$$

Se acude ahora a la figura 19-15 mostrada a continuación, y se interseca el valor hallado con la curva A, al ser la que mejor describe la forma en la que se instalará el resorte en el brazo actuador. Al hacerlo se obtiene una relación crítica de aproximadamente 0,5. Por tanto, y tal como indica la descripción, en caso de que la relación real de  $f_0/L_f$  sea mayor al valor de la relación crítica, el resorte pandeará.

FIGURA 19-15

Criterios de pandeo de resortes. Si la relación real de  $f_0/L_f$  es mayor que la relación crítica, el resorte se pandea a la deflexión de operación.



Se pasa entonces a calcular la deflexión del resorte para la longitud de operación, que será simplemente la diferencia entre la longitud libre menos la longitud en el punto más bajo del recorrido:

$$f_0 = L_f - L_- = 380\text{mm} - 201,03\text{mm} = 178,97\text{mm}$$

Con lo que:

$$\frac{f_0}{L_f} = \frac{178,97\text{mm}}{380\text{mm}} = 0,471 < 0,5$$

Por tanto, se verifica que el resorte no pandeará. Con ello, solo quedaría comprobar la holgura entre espiras ( $cc$ ), la cual se calcula de la siguiente manera:

$$cc = \frac{L_- - L_s}{N_a} > 0,1D_w$$

Donde:

- $N_a$ : Número de espiras activas, la cual puede hallarse a partir de la fórmula de la deflexión:

$$f_0 = \frac{8FC^3N_a}{G \cdot D_w} \quad ; \quad N_a = \frac{f_0 \cdot G \cdot D_w}{8FC^3}$$

$$N_a = \frac{178,97mm \cdot (81,7 \cdot 10^3 N/mm^2) \cdot 8mm}{8 \cdot 1.213,94N \cdot 8,75^3} = 17,98$$

- $L_s$ : longitud comprimida del resorte, cuando todas sus espiras están en contacto (extremos escuadrados y rectificadas):

$$L_s = D_w \cdot (N_a + 2) = 8mm \cdot (17,98 + 2)$$

$$L_s = 159,84mm$$

Volviendo a la fórmula de la holgura entre espiras:

$$cc = \frac{201,03mm - 159,84mm}{17,98} = 2,29mm > 0,8mm$$

Cumple la holgura entre espiras, por lo que se da por finalizado el cálculo teórico de los parámetros del resorte. El siguiente paso, por tanto, será buscar un resorte comercial que se adapte lo más posible a los parámetros hallados.

## 4.2. Comprobación resortes comerciales

El proceso de comprobación de los resortes comerciales se ha realizado de manera similar al cálculo teórico de los parámetros del resorte. Para ello se ha hecho una nueva hoja de cálculo en Excel en la que se han ido introduciendo los parámetros de los resortes comerciales que se deseaban comprobar. Como en el apartado anterior, se detallará el proceso de introducción de datos y la resolución para el resorte finalmente elegido (C.800.800.4000.A), aunque se llegaron a comprobar más de 30 resortes.

Lo primero es introducir los datos proporcionados por el fabricante:

Diámetro alambre:  $D_w = 8mm$

Cte. del resorte:  $k = 7,028/mm$

Diámetro exterior:  $D_E = 80mm$

Longitud comprimido:  $L_s = 147,2mm$

Longitud libre:  $L_f = 400mm$

Diámetro interior:  $D_I = 64mm$

En base a los datos proporcionados se calculan los parámetros y constantes del resorte:

- Diámetro medio ( $D_m$ ):

$$D_m = DE - D_w = 80mm - 8mm = 72mm$$

- Índice del resorte (C):

$$C = \frac{D_m}{D_w} = \frac{72mm}{8mm} = 9$$

- Índice de Wahl (K):

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4 \cdot 9 - 1}{4 \cdot 9 - 4} + \frac{0,615}{9} = 1,025$$

- Número espiras activas ( $N_a$ ) para extremos escuadrados y rectificadas:

$$N_a = \frac{L_s}{D_w} - 2 = \frac{147,2mm}{8mm} - 2 = 16,4$$

Se comienza calculando la longitud a la que hay que comprimir el resorte para disponer de una precarga de 400N, es decir, la longitud del punto superior del recorrido:

$$L_+ = L_f - \frac{F_+}{k} = 400mm - \frac{400N}{7,028N/mm} = 343,1mm$$

Teniendo en cuenta que el recorrido luego es de 60mm hasta el punto medio, y otros 60mm hasta el punto inferior, las longitudes serían:

- $L_0 = 283,1mm$
- $L_- = 223,1mm$

Se comprueba ahora la fuerza que ejerce el resorte en el punto medio, para garantizar que sea igual o superior a 806,97N:

$$F_0 = F_+ + k \cdot (L_+ - L_0) = 400N + 7,028N/mm \cdot (343,1mm - 283,1mm) = 821,68N$$

Se calcula ahora la fuerza en el punto inferior del recorrido para comprobar que entre los dos resortes no se ejerza una fuerza muy superior a 2.500N:

$$F_- = F_0 + k \cdot (L_0 - L_-) = 821,68N + 7,028 \frac{N}{mm} \cdot (283,1mm - 223,1mm) = 1.243,36N$$

Se puede ver que entre los dos ejercerían una fuerza de 2.486,72N, lo cual es un valor satisfactorio. También se debe comprobar que el esfuerzo asociado a la fuerza en el punto inferior permita al resorte seguir trabajando dentro del servicio severo:

$$\tau = \frac{8KFD_m}{\pi \cdot (D_w)^3} = \frac{8 \cdot 1,025 \cdot 1.243,36N \cdot 72mm}{\pi \cdot (8mm)^3} = 456,38N/mm^2$$

Dicho valor, aunque ligeramente mayor al hallado en los cálculos teóricos, sigue estando por debajo de los 570N/mm<sup>2</sup>, esfuerzo límite para que el resorte siga trabajando dentro del servicio severo.

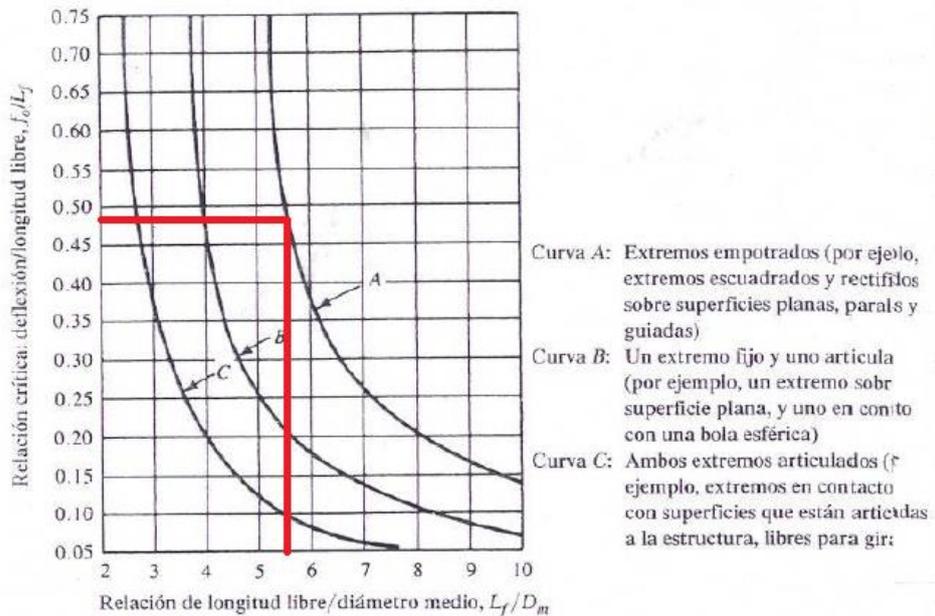
Se pasa ahora a realizar la comprobación a pandeo del resorte, comenzando por calcular la relación Lf/Dm:

$$\frac{L_f}{D_m} = \frac{400mm}{72mm} = 5,556$$

Se acude ahora a la figura 19-15 y se interseca el valor hallado con la curva A. Al hacerlo se obtiene una relación crítica de aproximadamente 0,48:

**FIGURA 19-15**

Criterios de pandeo de resortes. Si la relación real de  $f_o/L_f$  es mayor que la relación crítica, el resorte se pandea a la deflexión de operación.



Se pasa entonces a calcular la deflexión del resorte para la longitud de operación, que será simplemente la diferencia entre la longitud libre menos la longitud en el punto más bajo del recorrido:

$$f_0 = L_f - L_- = 400mm - 223,1mm = 176,9mm$$

Con lo que:

$$\frac{f_0}{L_f} = \frac{176,9mm}{400mm} = 0,442 < 0,48$$

Por tanto, se verifica que el resorte no pandeará. Con ello, solo quedaría comprobar la holgura entre espiras (cc):

$$cc = \frac{L_- - L_s}{N_a} > 0,1D_w$$

$$cc = \frac{223,1mm - 147,2mm}{16,4} = 4,63mm > 0,8mm$$

Queda por tanto verificado el resorte comercial con referencia C.800.800.4000.A, siendo válido para usar en el brazo actuador.

## 5. Cálculo fuerza músculo neumático

El siguiente cálculo a realizar tiene como finalidad determinar la fuerza que deberá poder ejercer el músculo neumático para poder ejercer la actuación cumpliendo las condiciones de simulación.

Hay que tener presente que a diferencia de un sistema con cilindros neumáticos simples, donde al realizar la carrera de descenso no habría que vencer ninguna fuerza, en el caso del sistema del brazo actuador el músculo neumático deberá vencer la fuerza ejercida por el par de resortes, y que la cual aumentará con el porcentaje de contracción de los resortes.

Para poder contar con un margen de seguridad, y evitar tener que hacer un cálculo progresivo en función de la aceleración y la fuerza de los resortes a medida que desciende, se supondrá que el músculo neumático tiene que vencer desde el comienzo de la actuación la fuerza máxima que realizarán los resortes al estar en el punto bajo del recorrido; es decir, que el músculo neumático deberá ser capaz de llevar a cabo la actuación partiendo del punto medio con los resortes ejerciendo entre ambos una fuerza de 2.486,72N.

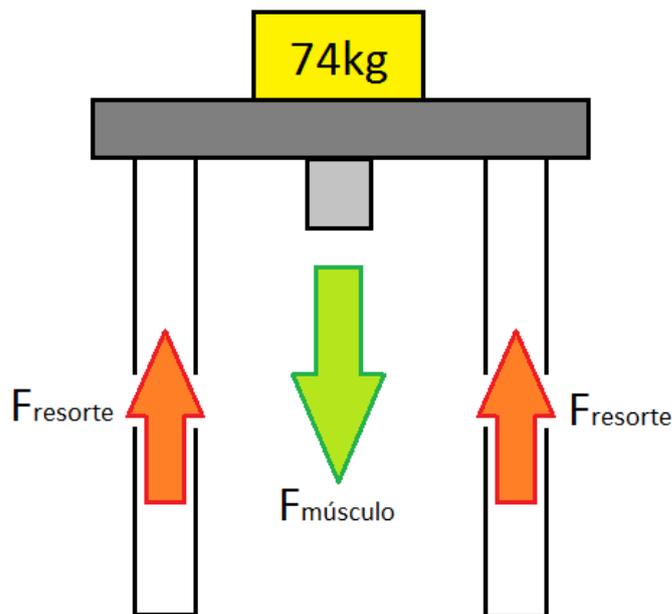
Dicho cálculo se hará mediante la ecuación de la segunda Ley de Newton, empleando los datos planteados anteriormente:

$$F_{\text{músculo}} = F_1 - F_{\text{resortes}} \quad \rightarrow \quad F_1 = m_{\text{apoyo}} \cdot (a_1 - g)$$

$$F_{\text{músculo}} = m_{\text{apoyo}} \cdot (a_1 - g) - F_{\text{resortes}}$$

Donde:

- $F_{\text{músculo}}$ : Fuerza de compresión resultante que deberá hacer el músculo.
- $F_1$ : Fuerza necesaria para lograr la aceleración de la carga sin contar con la fuerza a vencer de los resortes.
- $F_{\text{resortes}}$ : Fuerza combinada de ambos resortes, con sentido opuesto a las otras fuerzas.



Atendiendo a la figura mostrada, el convenio será:

- Positivo para las fuerzas que tengan dirección ascendente.
- Negativo para las fuerzas y aceleraciones que tengan dirección descendente.

Retomando el cálculo:

$$F_{\text{músculo}} = 74\text{kg} \cdot (-12\text{m/s}^2 - (-9,81\text{m/s}^2)) - 2.486,72\text{N}$$

$$F = -2.648,78\text{N}$$

Por tanto, el resorte deberá ser capaz de ejercer un máximo de 2.648,78N. Aunque como ya se comentó anteriormente, dicho valor contempla un cierto margen de seguridad al haber tomado como fuerza de los resortes la máxima que harían en el punto inferior, y no la que estarían ejerciendo en el punto medio en el momento de inicio de la actuación.



Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

**TITULACIÓN:** Grado en Ingeniería Mecánica

# **Anexo II: Simulación MEF**

Trabajo Fin de Grado

Simulador de conducción con actuadores neumáticos

AUTOR

Del Buono González, Antonio Benito

## Índice Anexo II: Simulación MEF

1.	Introducción.....	1
2.	Sistema de actuadores.....	1
	2.1. Rótula – Cabezal.....	2
	2.2. Cabezal – músculo neumático.....	8
	2.3. Sistema de guiado.....	11
	2.4. Silentblocks.....	17
	2.5. Cuerpo. ....	20
	2.6. Carcasa inferior – cojinete (pivote) .....	25
	2.7. Base brazo actuador.....	31
3.	Puesto de conducción.....	38
	3.1. Estructura base completa.....	39
	3.2. Estructura punto de apoyo.....	49
	3.3. Conjunto soporte palanca.....	55

## 1. Introducción

A lo largo del presente anexo se presentarán los resultados de los análisis obtenidos mediante el **Método de los Elementos Finitos (MEF)** para cada una de las piezas que conforman este proyecto, con el objetivo de justificar las decisiones de diseño tomadas para modelar todas y cada una de ellas.

Se especificará para cada una: el material empleado y sus características, las condiciones de contorno y las cargas a aplicadas, y el número de elementos que conforman el mallado usado en el análisis. Acto seguido, se evaluarán los resultados obtenidos considerando la tensión equivalente de Von Mises como aproximación de los resultados reales, buscando siempre como mínimo un factor de seguridad de 2 respecto al límite elástico del material.

Con respecto al mallado es necesario aclarar que para todas las piezas se ha realizado el cálculo mediante **mallado adaptativo**, el cual realiza de manera automática iteraciones refinando el mallado en aquellas zonas donde se concentran especialmente las tensiones.

Se incluirán además los análisis de desplazamiento, de forma que puedan identificarse deformaciones indeseables en las piezas.

## 2. Sistema de actuadores

Se pasa ahora al análisis de las piezas que componen el sistema de actuadores, aunque excluyendo al músculo neumático y el resorte, al ser elementos que se han calculado íntegramente de forma teórica.

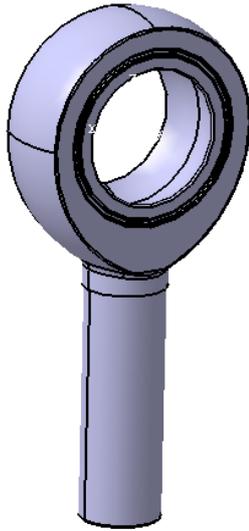
Con respecto al resto de elementos, se calcularán por lo general agrupándolos en pequeños sub-ensamblajes, buscando agrupar aquellas piezas que tengan una importante interacción entre ellas, como por ejemplo piezas acopladas a través de las cuales se trasfiere un esfuerzo considerable. El motivo para realizar el análisis de esta forma se debe a que llevar a cabo un análisis del ensamblaje completo requiere una potencia de cálculo que sobrepasa las capacidades de los ordenadores a disposición del autor de este proyecto.

Se pasa entonces a presentar cada uno de los sub-ensamblajes y piezas planteadas:

## 2.1. Rótula – Cabezal

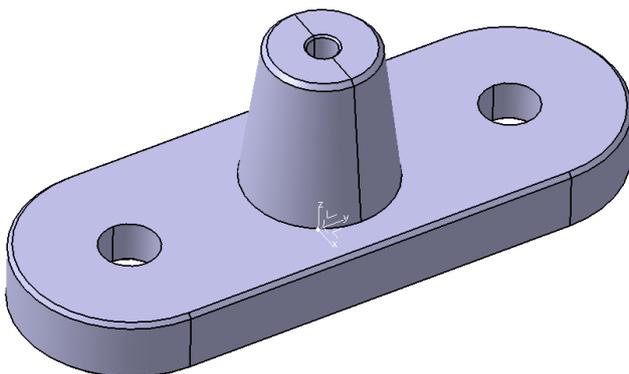
**Objetivo:** Comprobar la zona de acople de la rótula con el cabezal, garantizando que el cuerpo de la rótula resiste la flexión y que el acople del cabezal soporta el esfuerzo transmitido.

### Rótula HEIM



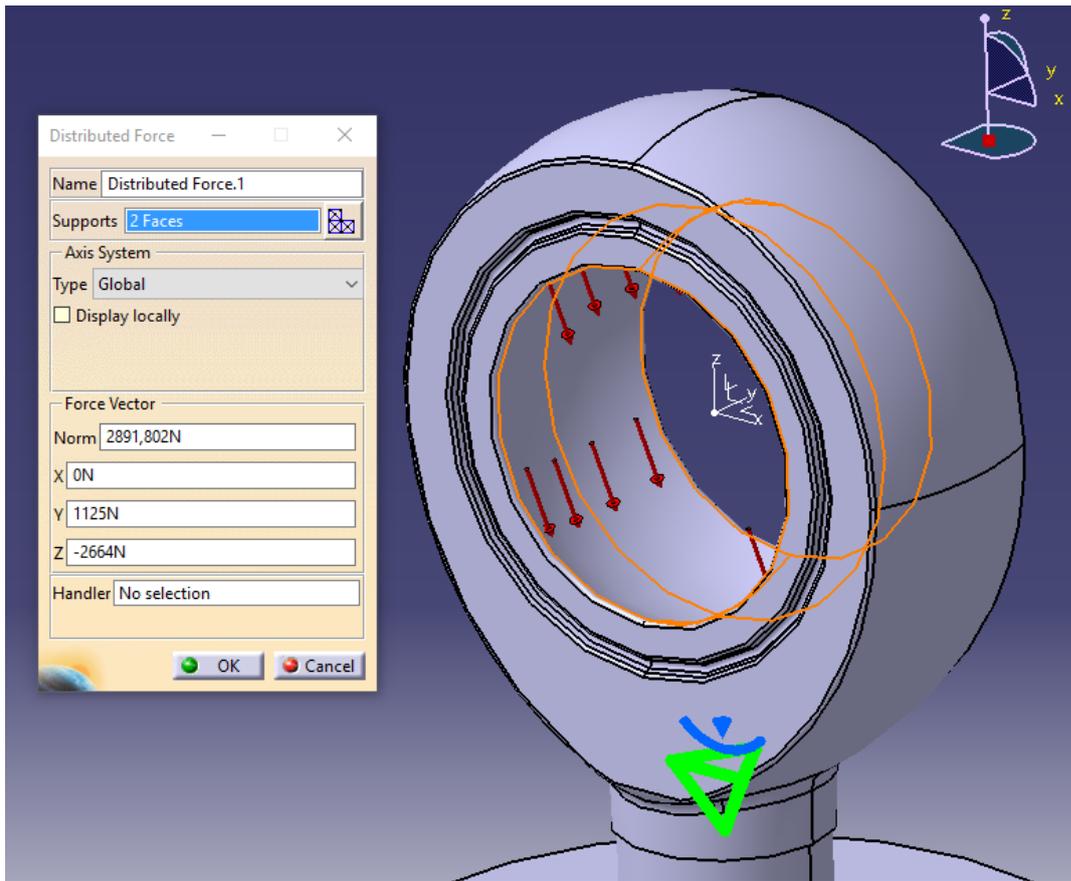
Material: Acero 4340
Densidad: 7.850kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 20.500MPa
Límite elástico: 710MPa
Límite de tracción: 1.110MPa
Coefficiente de Poisson: 0,29

### Cabezal

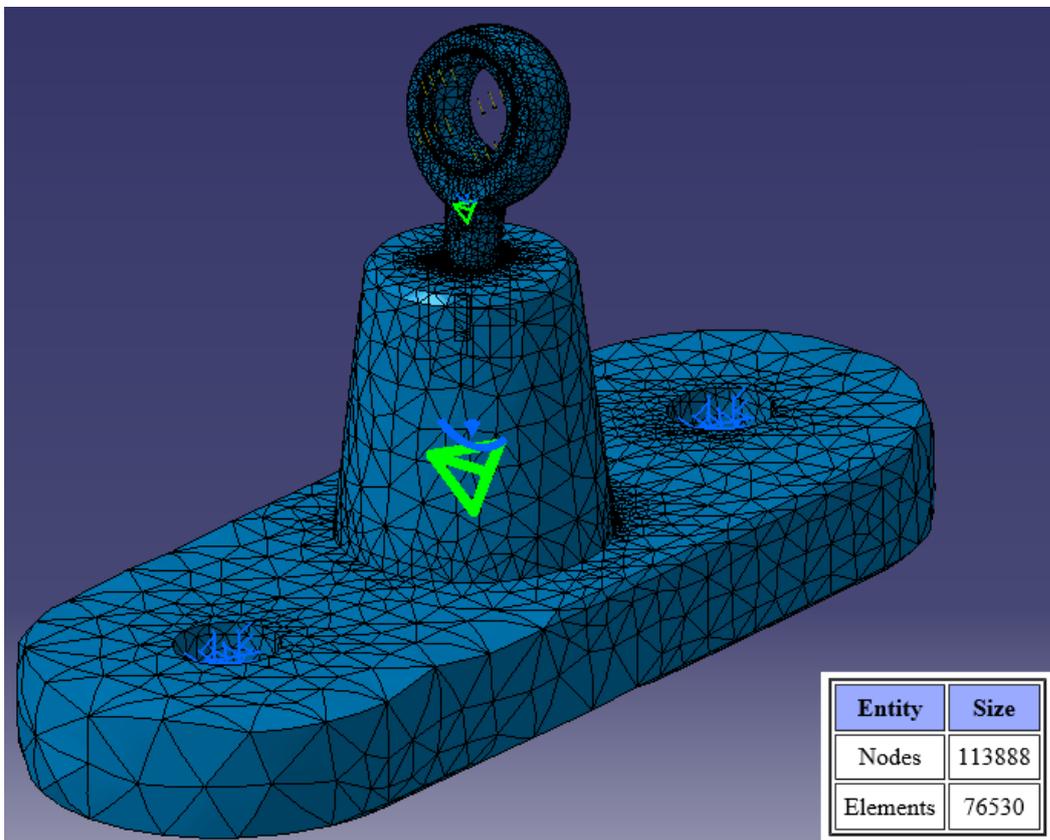


Material: Aluminio 6082 T6
Densidad: 2.710kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 70.000MPa
Límite elástico: 310MPa
Límite de tracción: 340MPa
Coefficiente de Poisson: 0,33



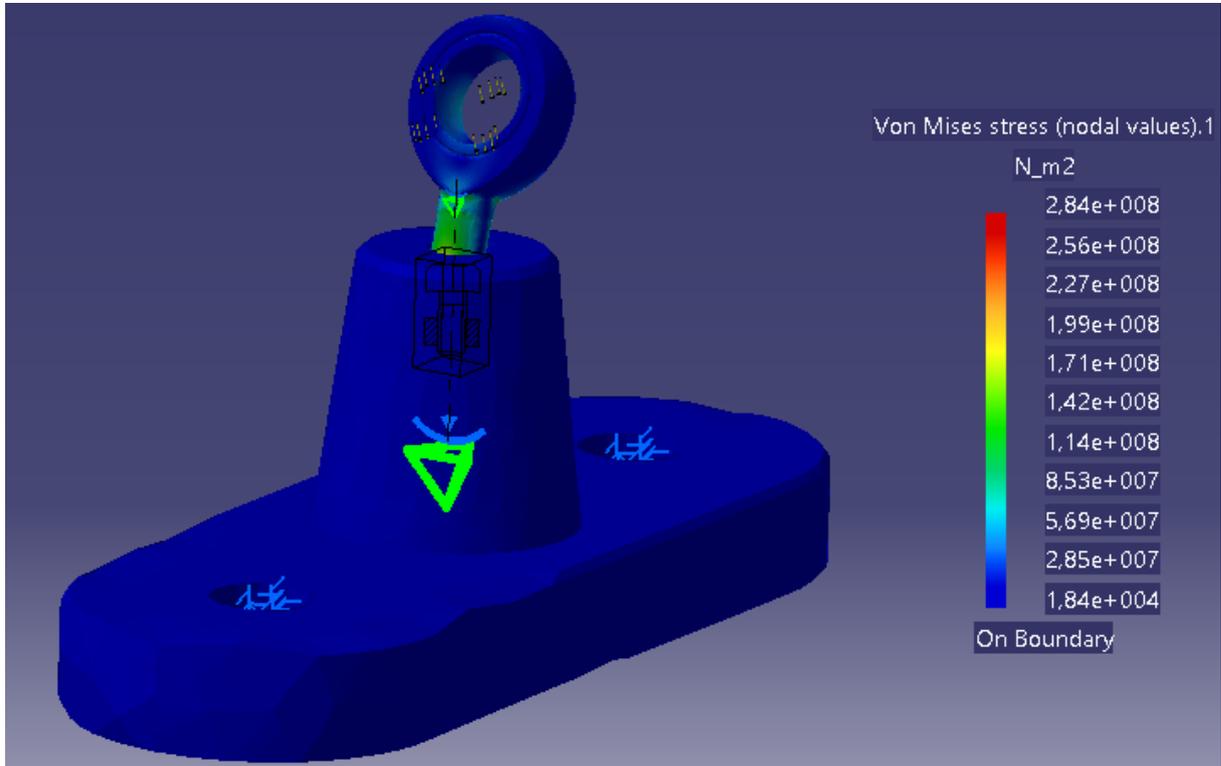


### 2.1.2. Mallado obtenido



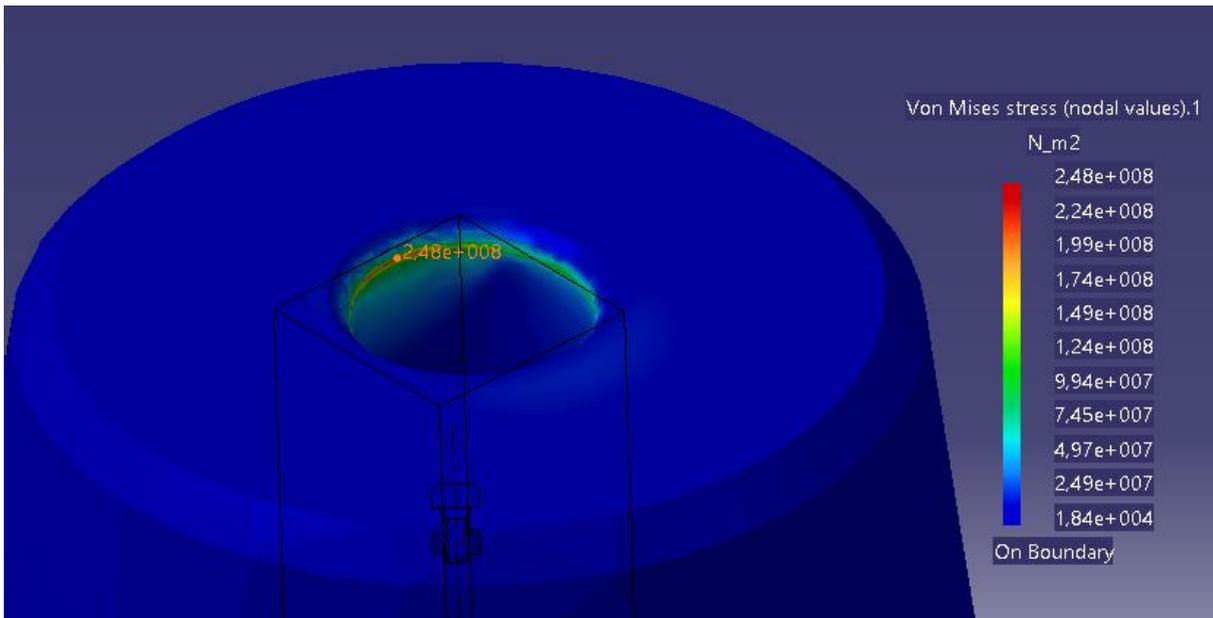
### 2.1.3. Tensiones equivalentes de Von Mises

Se muestran a continuación las tensiones equivalentes de Von Mises obtenidas para el sub-ensamblaje planteado:

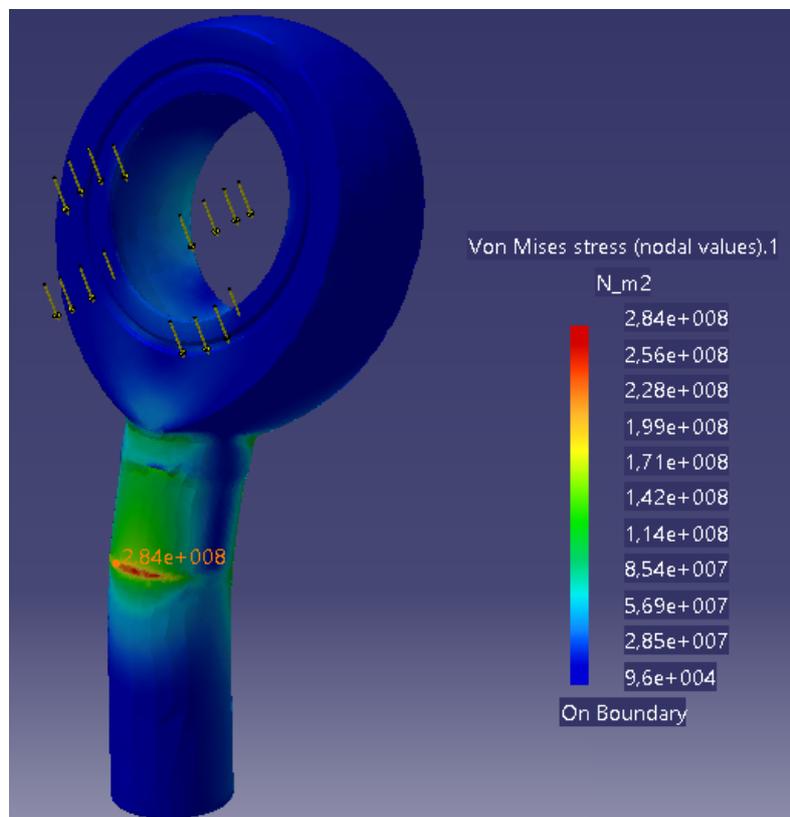


A priori se puede ver que el valor máximo de tensión obtenido será de unos 284MPa, el cual puede ser especialmente peligroso en el caso de estar generándose en el cabezal (al estar muy próximo al límite elástico del aluminio). Por tanto, es necesario aislar cada uno de los elementos para poder analizarlos de manera más detallada, asegurando así que ninguno sufra una tensión tal que pueda deformarlo de manera irreversible.

Se comienza por tanto comprobando el cabezal, al ser el componente con menor tensión admisible.



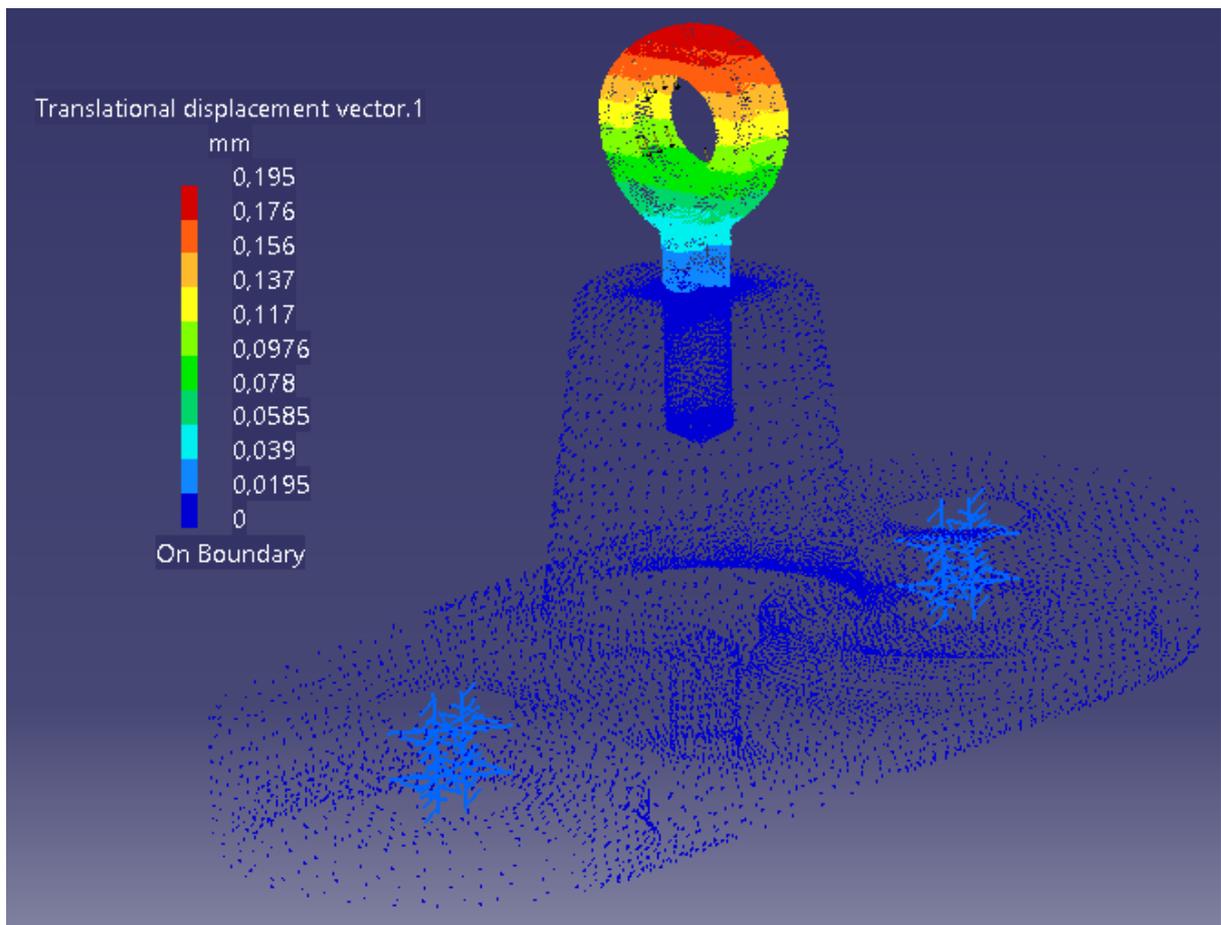
Se observa por tanto que las tensiones más altas en el cabezal se concentran prácticamente en su totalidad alrededor de la parte alta donde comienza en agujero roscado, teniendo un valor máximo de unos 248MPa, el cual ya ofrece un margen aceptable con respecto a los 310MPa establecidos como límite elástico de la aleación de aluminio empleada.



Como se puede observar, la rótula será el componente que presentará las tensiones más altas, las cuales se concentrarán en los puntos del cuerpo justo a la salida del roscado, donde el momento flector sería máximo; concretamente en la zona del vástago que estaría sometida a tracción. Aun así, se puede observar que la tensión máxima será de solo 284MPa, muy lejos de los 710MPa que posee la pieza como límite elástico.

#### 2.1.4. Desplazamientos resultantes

Se muestra a continuación los desplazamientos resultantes para el ensamblaje:

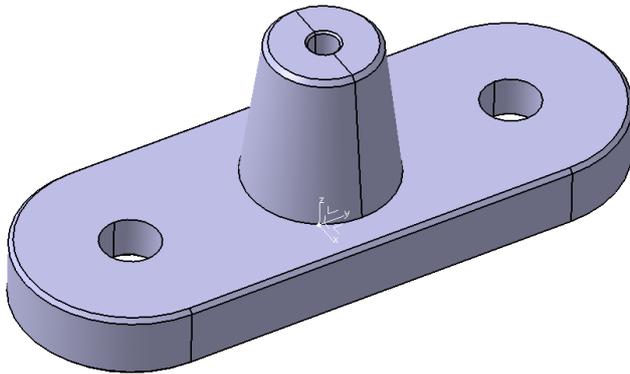


Tal como se ve en la imagen, los desplazamientos serán máximos en la zona más alta de la rótula, y se irán volviendo cada vez más bajos a medida que se aproximan al cabezal, donde son prácticamente cero. Aun así, el desplazamiento máximo es lo suficientemente pequeño con respecto al resto del elemento como para despreciarlo.

## 2.2. Cabezal – músculo neumático

**Objetivo:** Comprobar que el cabezal sea capaz de resistir la tensión generada debido a la contracción del músculo neumático.

### *Cabezal*

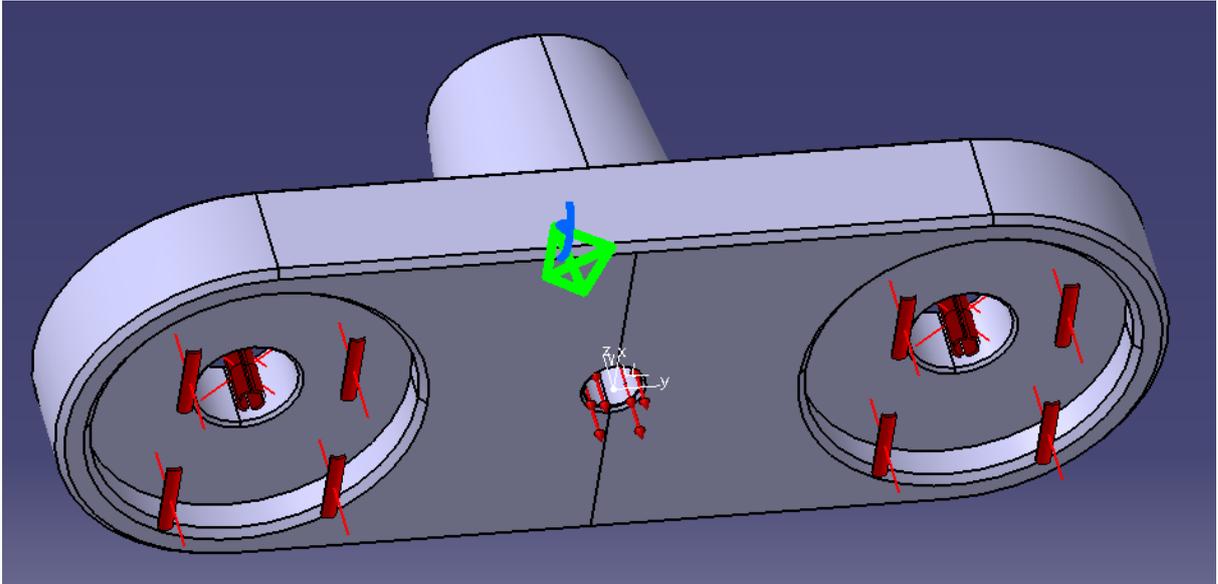


Material: Aluminio 6082 T6
Densidad: 2.710kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 70.000MPa
Límite elástico: 310MPa
Límite de tracción: 340MPa
Coefficiente de Poisson: 0,33

### 2.2.1. Condiciones de contorno y cargas aplicadas

Se considerará ahora el otro estado de carga posible que puede presentar el cabezal, y que se corresponde al momento en el cual se contrae el músculo neumático. Para esta suposición no se ha considerado el “aporte” de esfuerzos por parte de la rótula ya que durante el recorrido descendente la carga radial será mucho más baja, al reducirse considerablemente la fuerza a realizar gracias a la presencia de la aceleración de la gravedad; y la carga flectante, tal como se aprecia en las tensiones de Von Mises obtenidas anteriormente, no tendrá apenas influencia en la presencia de cargas en base del cabezal.

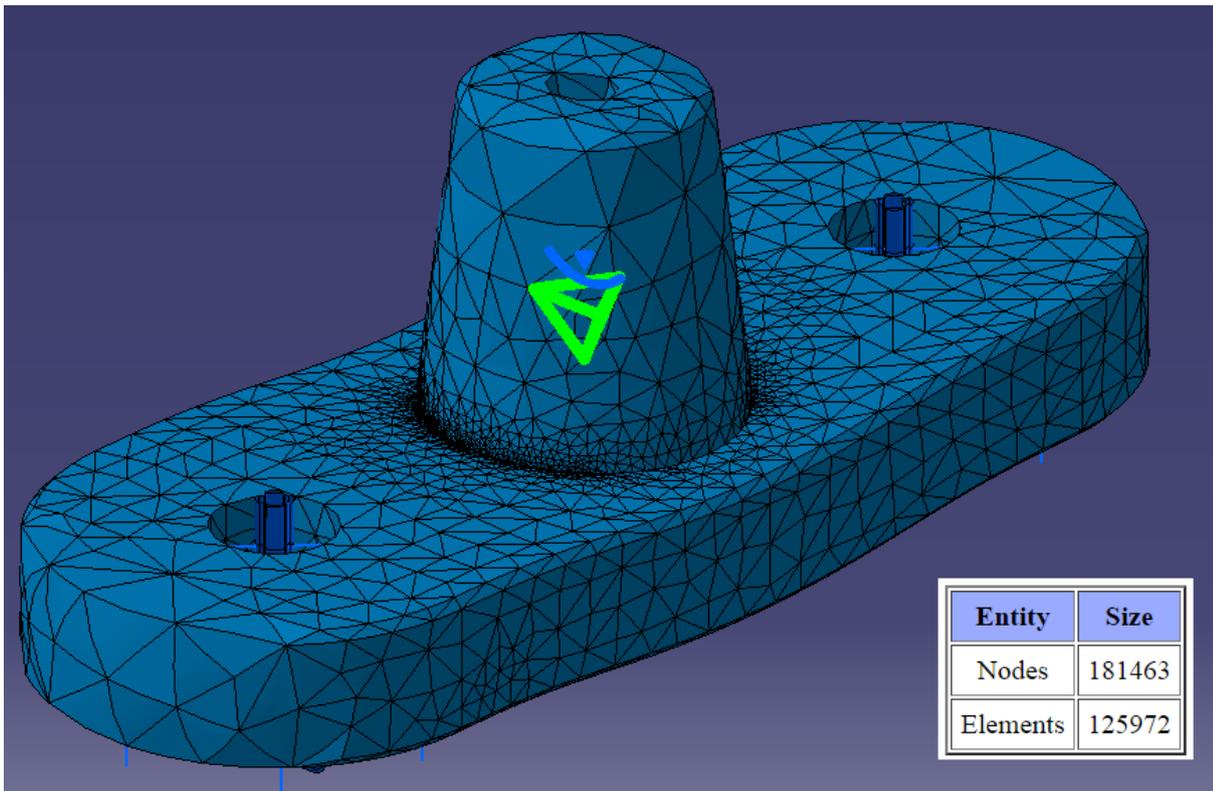
Para realizar la simulación, se han impuesto restricciones por contacto en las conexiones de los tubos guía y en las superficies circulares donde apoyarían los resortes. Con respecto a la carga, se ha aplicado en la superficie interna del taladrado donde se acoplaría el músculo neumático.



En teoría, la carga a aplicar debería ser de 3.708,3N, que es la carga teórica calculada que debería ejercer el músculo neumático para cumplir las condiciones de simulación (con un coeficiente de seguridad de 1,4).

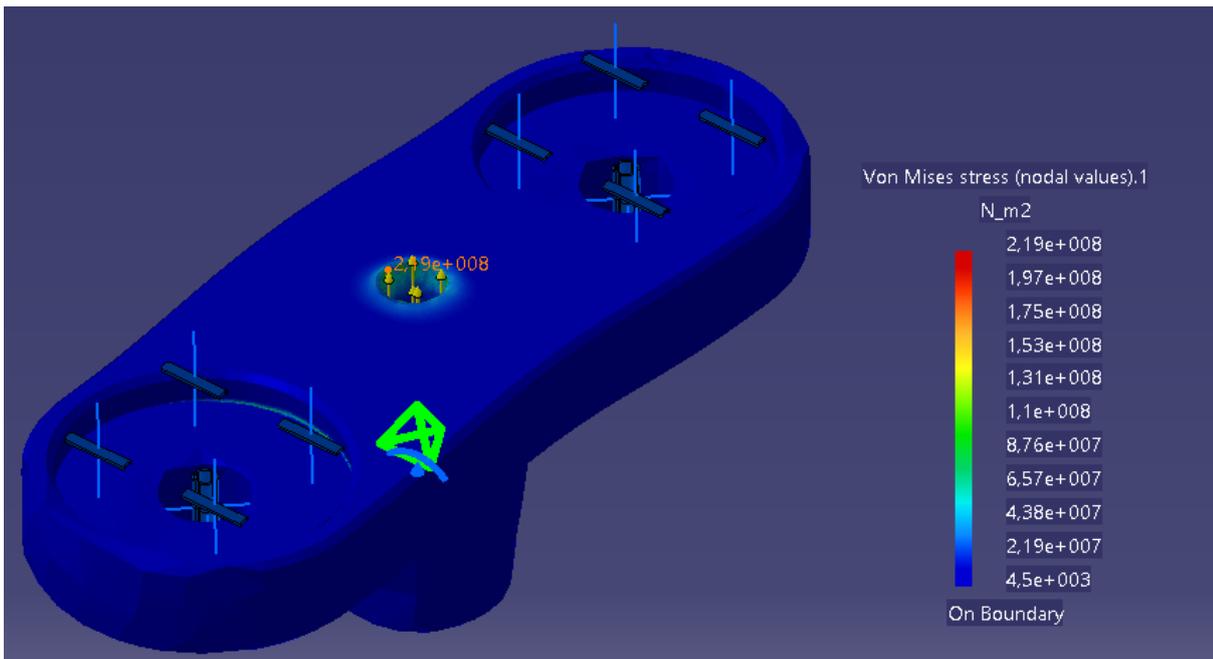
Sin embargo, se ha considerado más seguro partir de la fuerza máxima que es capaz de realizar el músculo neumático. Ya que, en caso de producirse un fallo de funcionamiento en el dispositivo neumático de control, la estructura debe poder soportar la fuerza máxima que pueda generar el actuador, manteniendo la integridad de la estructura y evitando así poner en peligro la vida del conductor. Se ha seleccionado por tanto una carga de 9.000N  $\rightarrow$  6.000N de fuerza máxima realizable por el músculo más un coeficiente de seguridad de 1,5.

**2.2.2. Mallado obtenido**



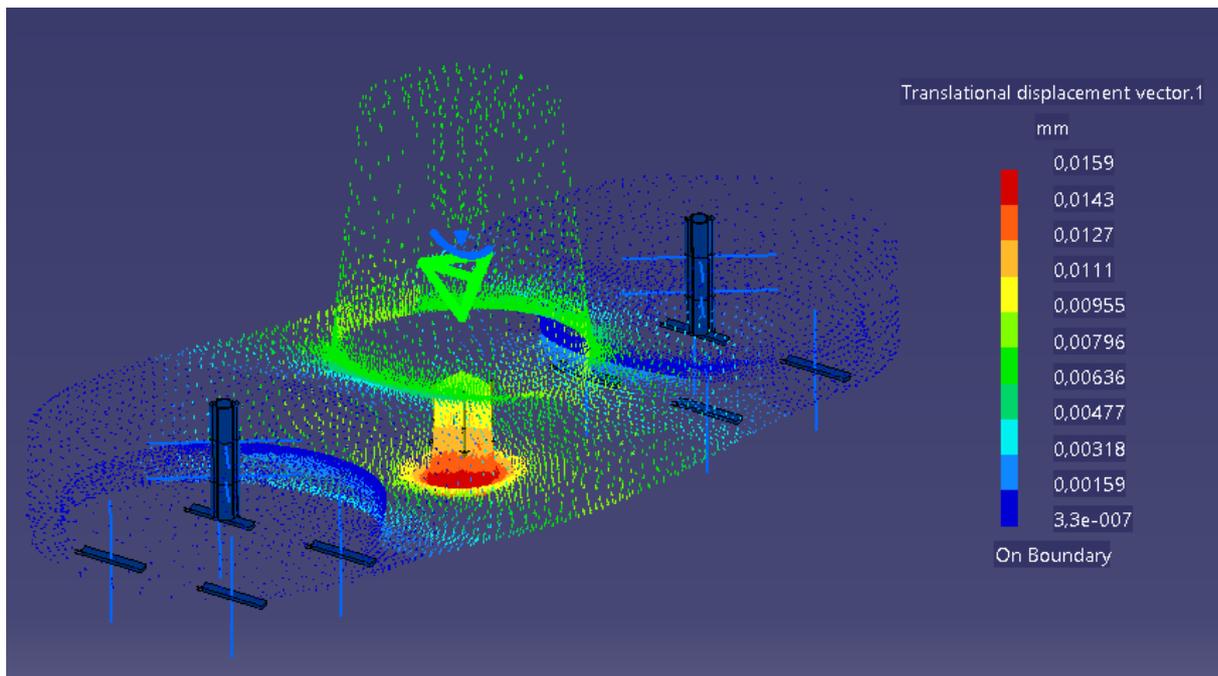
**2.2.3. Tensiones equivalentes de Von Mises**

Se muestran ahora los resultados obtenidos para las tensiones equivalentes de Von Mises, visto desde la parte inferior.



Tal como se puede observar en la imagen anterior, la pieza en general a penas sufre esfuerzos significativos a lo largo de su superficie, estando prácticamente todos concentrados en la superficie interna del roscado, donde el valor máximo presente es de unos 219MPa, el cual es inferior a los 310MPa que tiene como límite elástico esta aleación de aluminio.

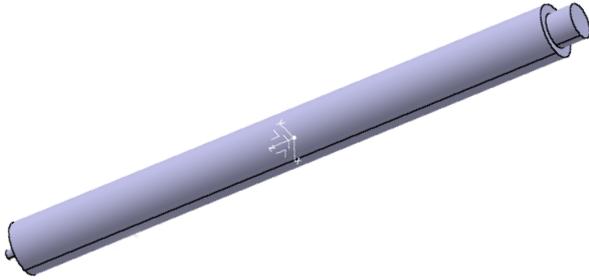
#### 2.2.4. Desplazamientos resultantes



Se puede ver como los desplazamientos aumentan a medida que se aproximan a la zona central, llegando a su máximo en la zona extrema del agujero roscado. Sin embargo, y en comparación con las dimensiones de la pieza, los desplazamientos se pueden considerar despreciables.

### 2.3. Sistema de guiado

**Objetivo:** Comprobar que los elementos encargados de guiar al cabezal móvil puedan resistir correctamente la carga de flexión transmitida desde la rótula, prestando especial atención a los cojinetes de superficie plana.

***Tubos guía***

Material: Acero S235

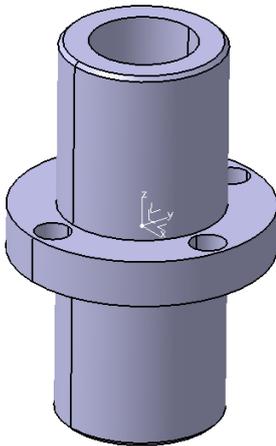
Densidad: 7.860kg/m<sup>3</sup>

Módulo elástico: 200.000MPa

Límite elástico: 250MPa

Límite de tracción: 370MPa

Coeficiente de Poisson: 0,266

***Cojinete superficie plana***

Material: Aluminio 6061 T6

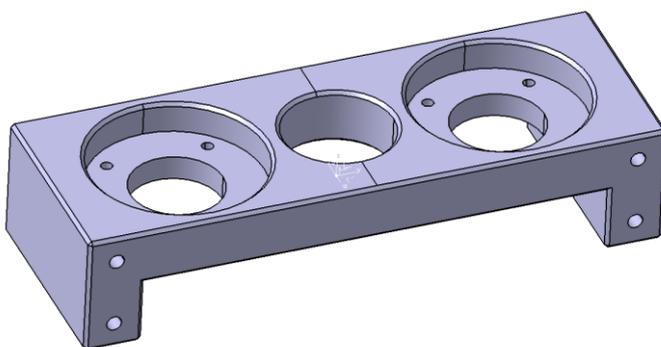
Densidad: 2.700kg/m<sup>3</sup>

Módulo elástico: 69.000MPa

Límite elástico: 270MPa

Límite de tracción: 310MPa

Coeficiente de Poisson: 0,346

***Soporte cojinetes***

Material: Aluminio 6082 T6

Densidad: 2.710kg/m<sup>3</sup>

Módulo elástico: 70.000MPa

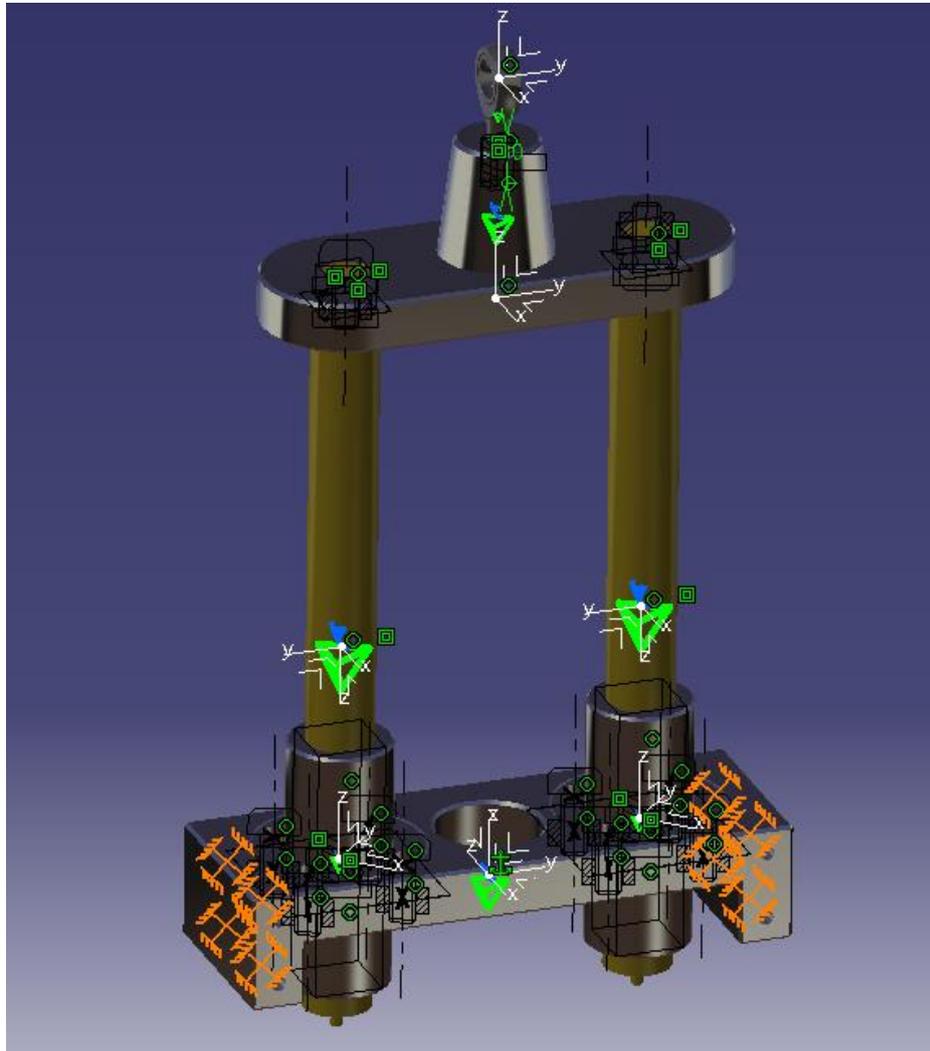
Límite elástico: 310MPa

Límite de tracción: 340MPa

Coeficiente de Poisson: 0,33

### 2.3.1. Condiciones de contorno y cargas aplicadas

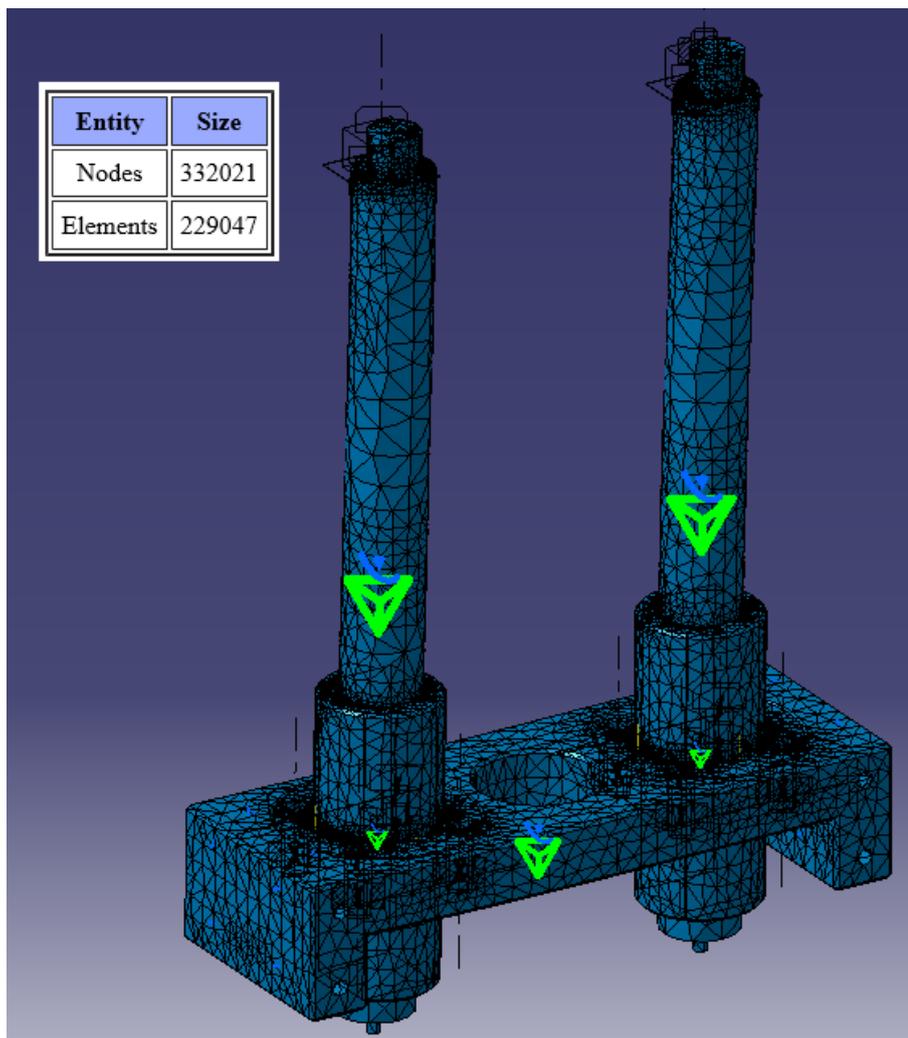
Para la realización del cálculo, se vuelve a incluir el cabezal móvil y la rótula, al ser los elementos a partir de los cuales se transmitirá el esfuerzo flectante al sistema de guiado. Sin embargo, no se tratarán dichos elementos en la posterior evaluación de resultados.



El cálculo se ha realizado con el cabezal en la posición más alta del recorrido, al ser la que conllevará un mayor momento flector. Respecto a las restricciones, se han aplicado empotramientos en los agujeros pasantes del soporte de los cojinetes, los cuales servirán de fijación para toda la estructura de guiado. A continuación, se han unido los cojinetes al soporte mediante fijación por tornillos virtuales; los tubos guía a los soportes mediante restricciones de contacto; y, finalmente, los tubos al cabezal móvil mediante una conexión rígida atornillada.

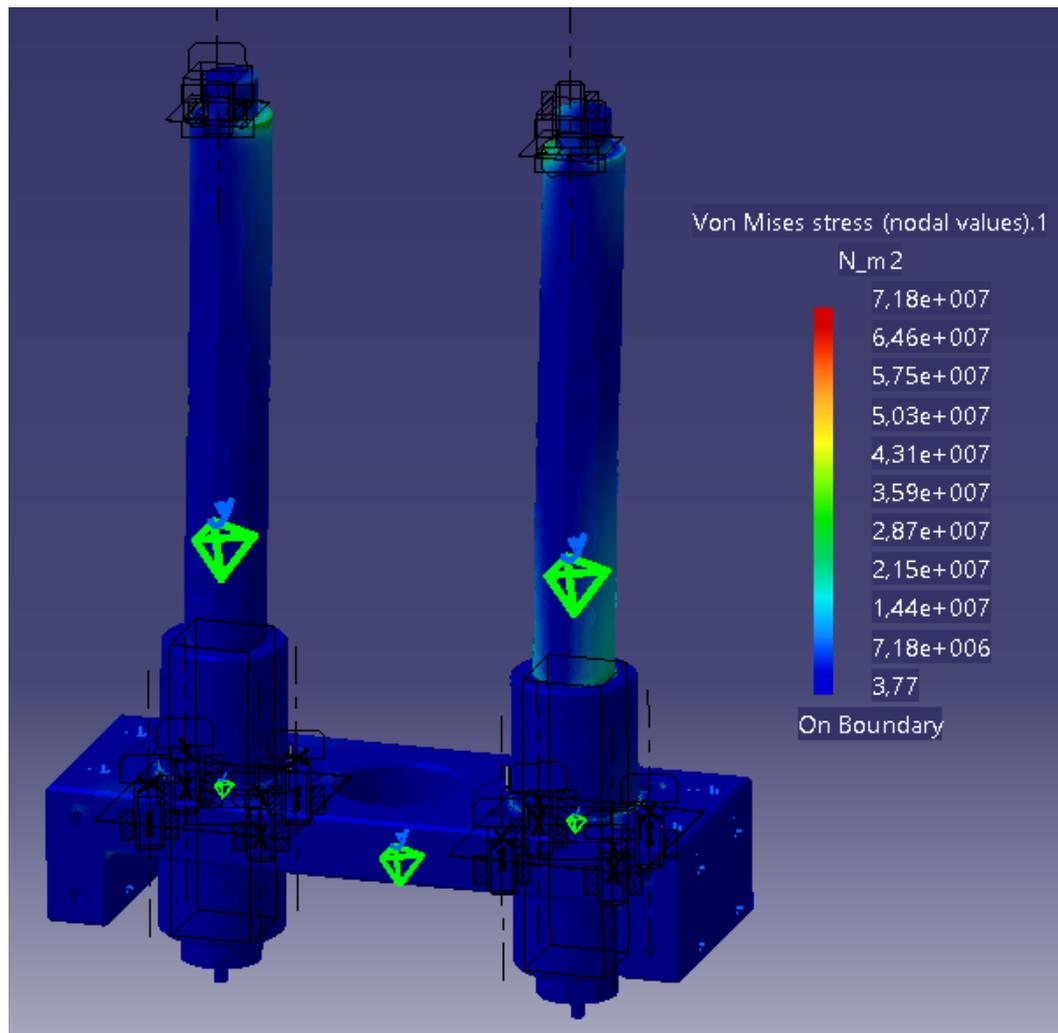
En cuanto a la carga, se ha aplicado la carga flectante de 1.125N en la rótula. La carga axial no se ha aplicado a la rótula puesto que dicha carga no puede ser “recibida” por los cojinetes deslizantes. Sin embargo, sí que se ha aplicado sobre la superficie superior de los cojinetes (en la que descansan los resortes) una carga de 9.000N (4.500N cada uno) que deberían ser capaces de resistir, así como el soporte, en caso de que se produzca un fallo en el sistema de control que lleve al músculo neumático a realizar una contracción descontrolada.

### 2.3.2. Mallado obtenido



\*Tal como se mencionó anteriormente, se han excluido de la representación de resultados tanto el cabezal móvil como la rótula, pese a que sí han sido necesarios en el análisis.

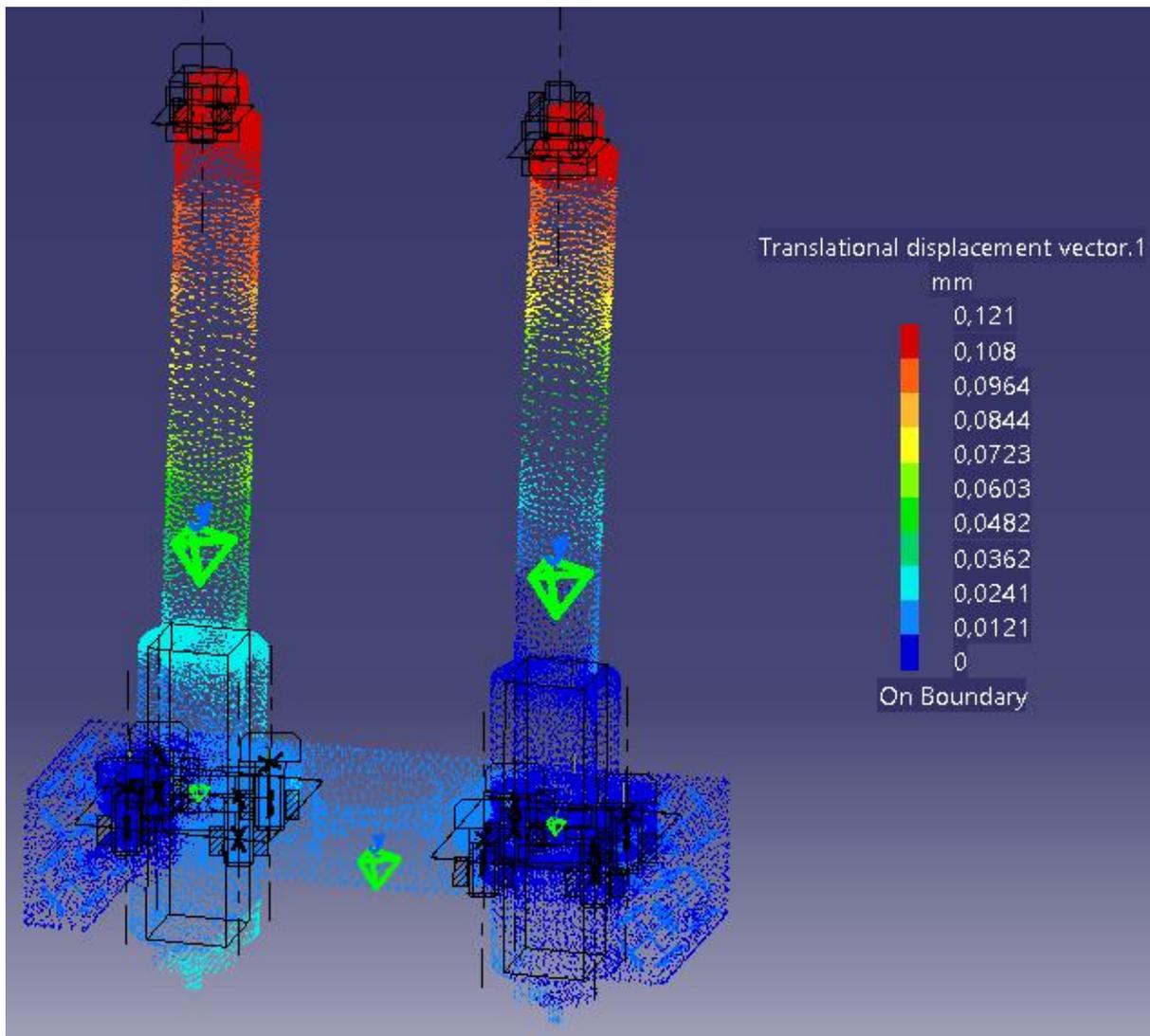
### 2.3.3. Tensiones equivalentes de Von Mises



Se puede ver que, para el conjunto de elementos mostrados en pantalla, el valor de tensión equivalente de Von Mises más alto será de 71,8MPa. Teniendo en cuenta que el límite de tensión del conjunto vendrá dado por la pieza con menor tensión admisible, que en este caso serían los tubos guía (con 250MPa de límite elástico), se puede garantizar que todos los componentes trabajarán en límites seguros de tensión.

Aun así, y como observación, puede comprobarse que los esfuerzos se concentrarán principalmente en los tubos guía, debido al esfuerzo flexionante al que están sometidos; y también en las zonas adyacentes a los agujeros a través de los cuales se colocan los tornillos que se encargan de fijar los cojinetes al soporte.

### 2.3.4. Desplazamientos resultantes

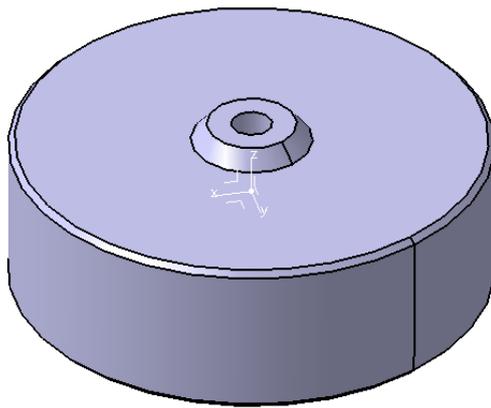


Como es lógico los desplazamientos máximos tendrán lugar en los extremos en los tubos guía, aunque en comparación con las dimensiones del resto de piezas vuelven a ser despreciables.

## 2.4. Silentblocks

**Objetivo:** Comprobar que el silentblock será capaz de mantener la precarga en los resortes en la longitud de instalación, así como tener un margen de seguridad suficiente para hacer frente a los puntuales impactos que puedan suceder.

### *Silentblock*



Material: Aluminio 6082 T6

Densidad: 2.710kg/m<sup>3</sup>

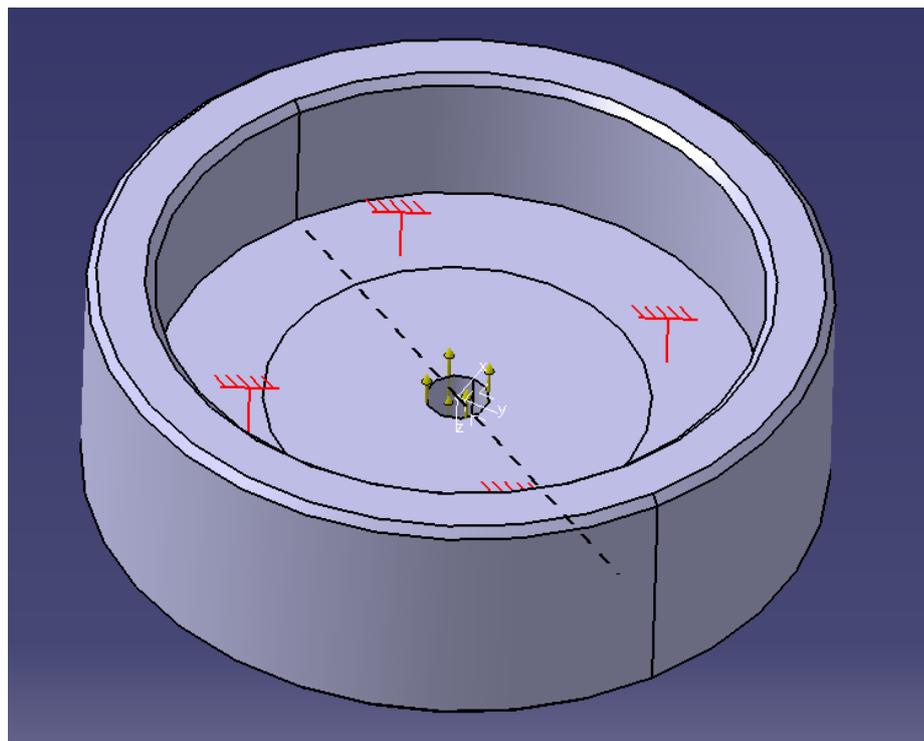
Módulo elástico: 70.000MPa

Límite elástico: 310MPa

Límite de tracción: 340MPa

Coefficiente de Poisson: 0,33

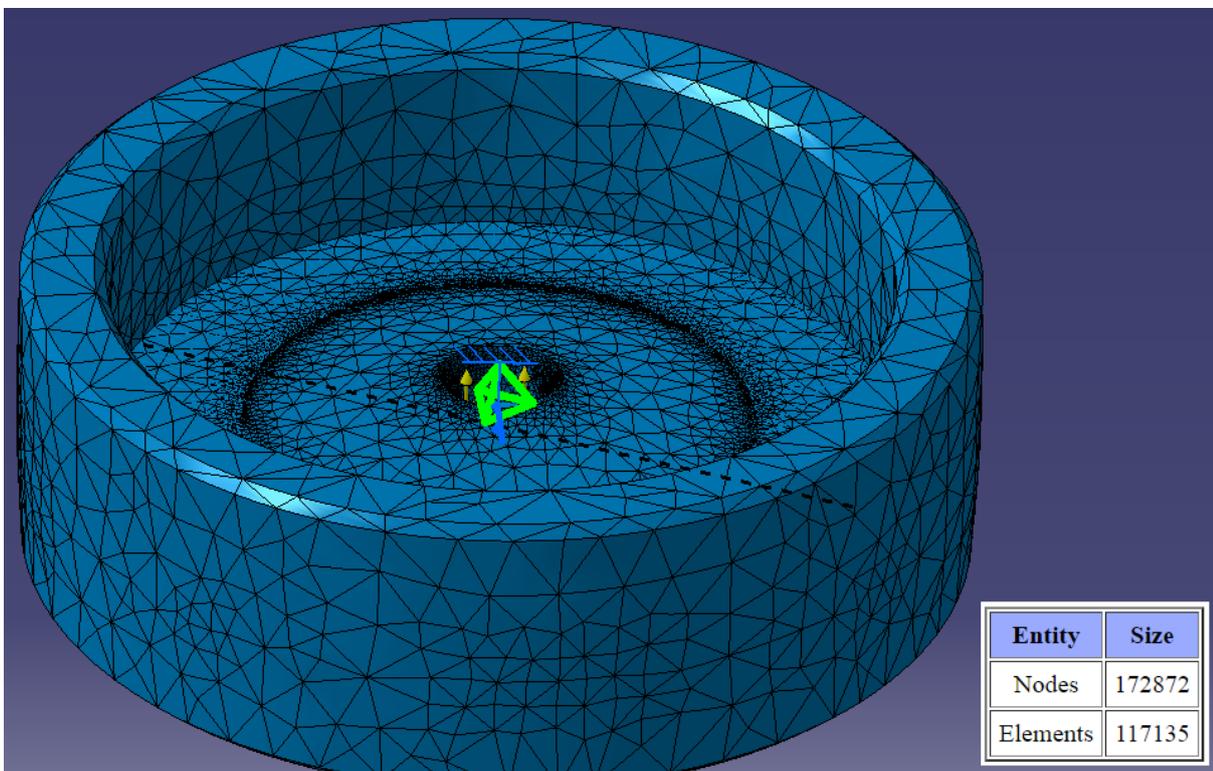
### 2.4.1. Condiciones de contorno y cargas aplicadas



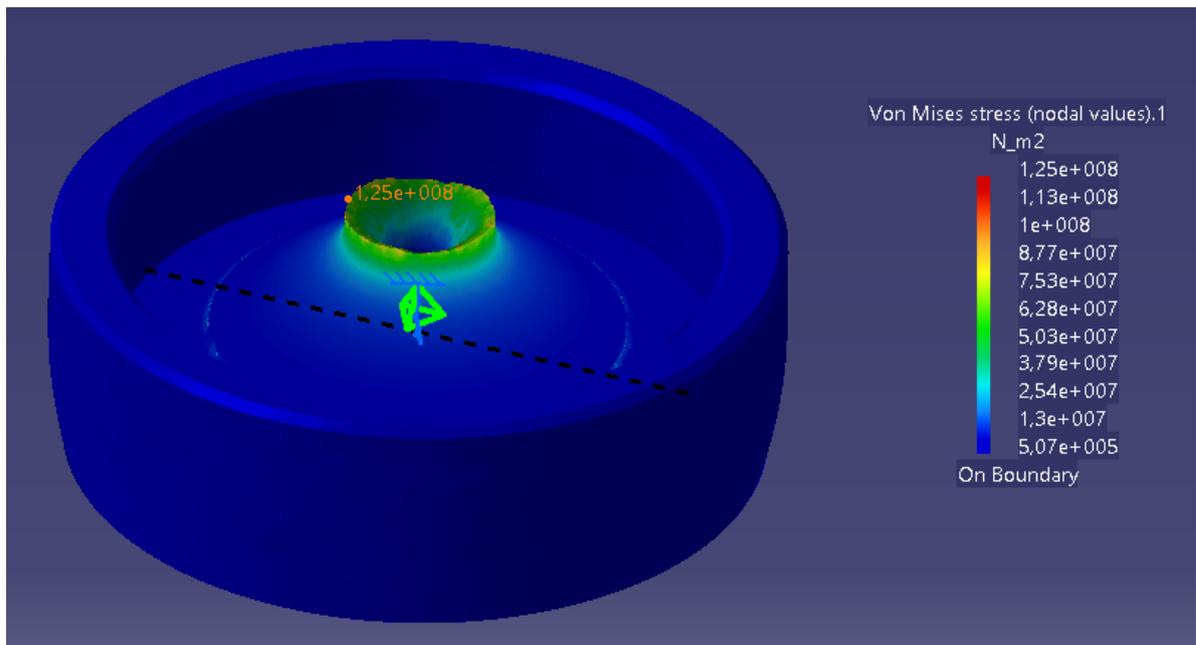
Antes de comenzar con la descripción de las condiciones de contorno, hay que recordar que se realizó una modificación añadiendo 10mm extra al tubo guía – ver **Memoria: 7.4.1. Brazo actuador**. El objetivo es evitar que el tope tenga que entrar en juego cada vez que el cabezal llegue al punto superior del recorrido, siendo el músculo neumático el que mitigaría prácticamente la totalidad del impacto. Dicho eso, el tope tendrá que soportar la precarga del resorte al estar contraído a una longitud de 353,1mm, que supondría un total de 330N.

Para realizar el cálculo se ha supuesto una restricción por empotramiento mediante contacto suave, en la superficie que estaría en contacto con el elastómero. La particularidad de esta restricción es que supone que la zona de contacto no es rígida, por lo que permite una cierta deformación de la misma. A continuación, se ha aplicado una carga en la dirección axial del acople con el tubo guía. Para la determinación de la carga se ha partido de la precarga que debería resistir el silentblock al funcionar como tope (330N), y se le ha aplicado un coeficiente de seguridad de 7 (2310N) para garantizar que bajo los choques casuales que pueda haber siga manteniendo la integridad.

#### 2.4.2. Mallado obtenido

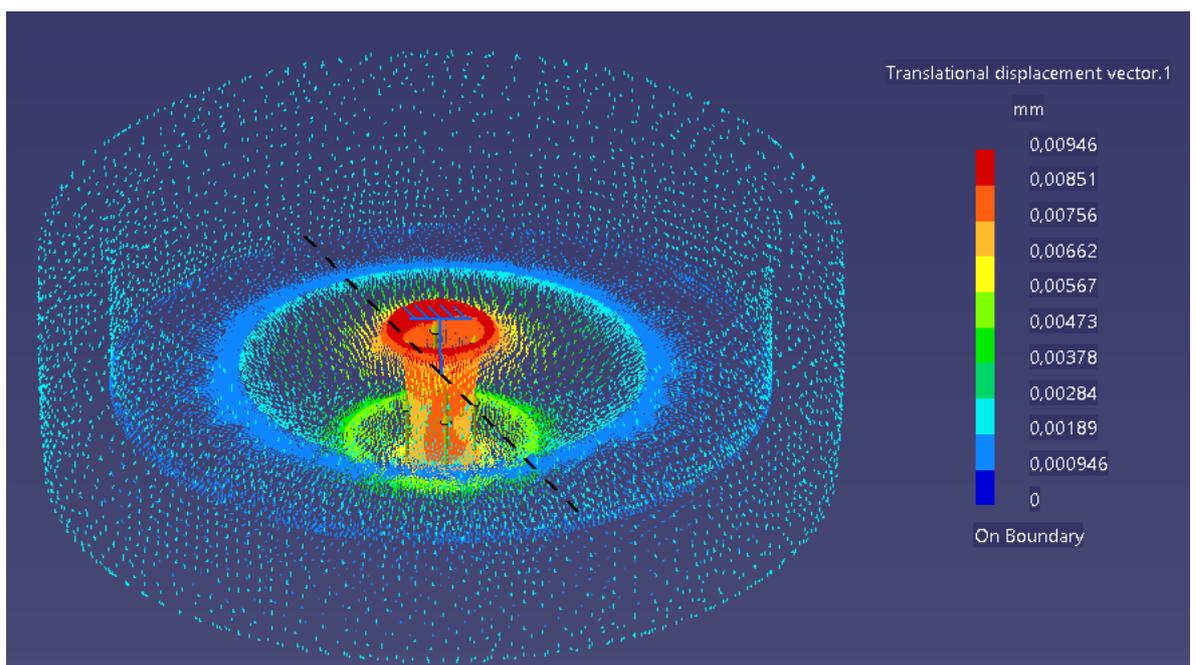


### 2.4.3. Tensiones equivalentes de Von Mises



A partir del resultado obtenido se puede observar que las tensiones se concentrarán en la zona del borde del agujero roscado, reduciéndose luego con bastante rapidez para el resto del cuerpo. El cuanto a la tensión máxima obtenida (125MPa), aunque relativamente alta, estaría todavía bastante alejada del límite elástico de la pieza (310MPa), por lo que se puede considerar aceptable el componente.

### 2.4.4. Desplazamientos resultantes

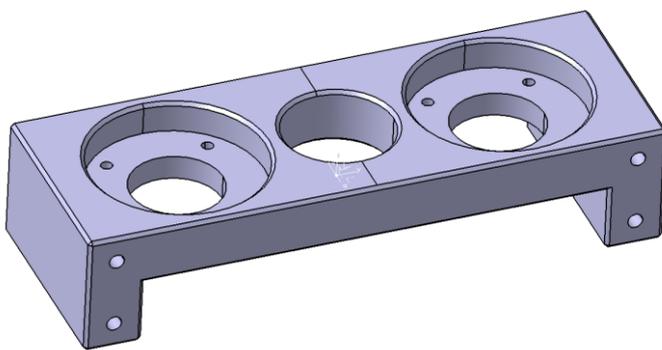


Los desplazamientos resultantes se concentrarán también en la zona del roscado, con un valor máximo de 0,00946mm, por lo que pueden considerarse despreciables.

## 2.5. Cuerpo

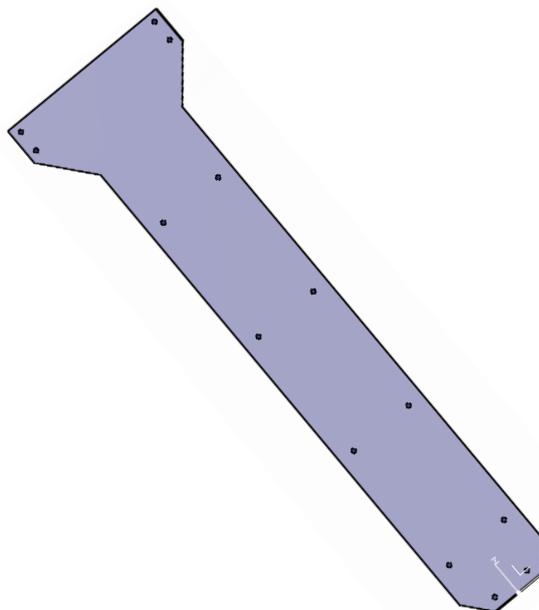
**Objetivo:** Comprobar que las carcasas y separadores empleados para conformar el brazo actuador puedan resistir la carga de compresión que se generará debido a la acción del músculo neumático.

### *Soporte cojinetes*

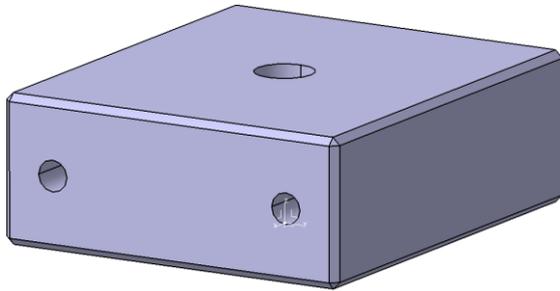


Material: Aluminio 6082 T6
Densidad: 2.710kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 70.000MPa
Límite elástico: 310MPa
Límite de tracción: 340MPa
Coeficiente de Poisson: 0,33

### *Carcasas*



Material: Aluminio 6082 T6
Densidad: 2.710kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 70.000MPa
Límite elástico: 310MPa
Límite de tracción: 340MPa
Coeficiente de Poisson: 0,33

***SopORTE músculo neumático***

Material: Aluminio 6082 T6

Densidad: 2.710kg/m<sup>3</sup>

Módulo elástico: 70.000MPa

Límite elástico: 310MPa

Límite de tracción: 340MPa

Coeficiente de Poisson: 0,33

***Separadores***

Material: Aluminio 6082 T6

Densidad: 2.710kg/m<sup>3</sup>

Módulo elástico: 70.000MPa

Límite elástico: 310MPa

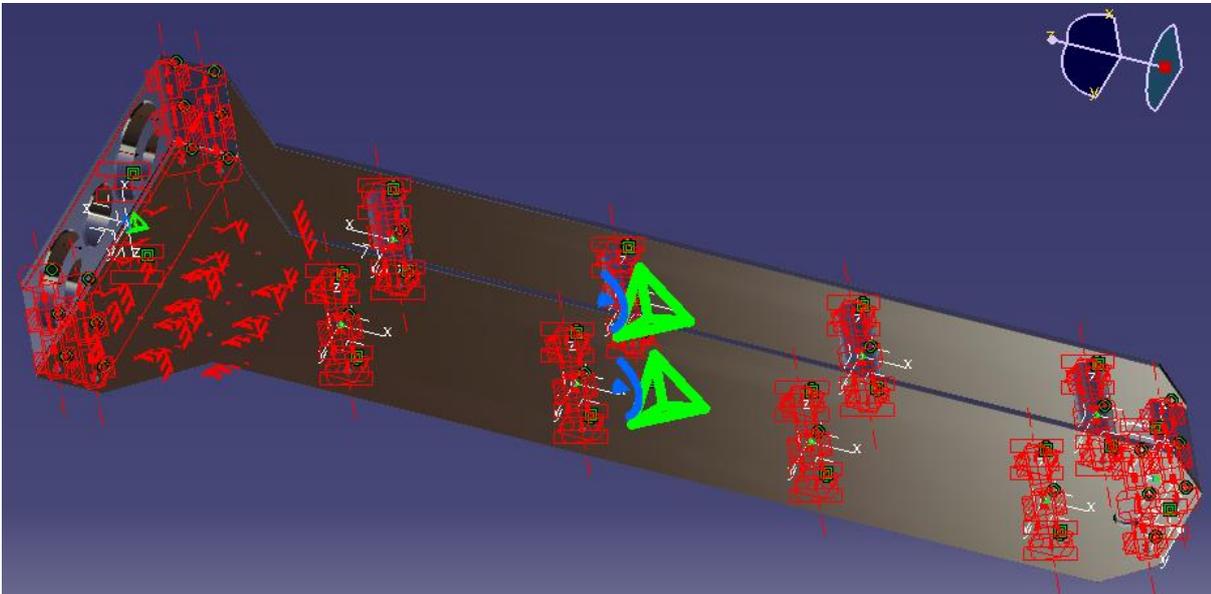
Límite de tracción: 340MPa

Coeficiente de Poisson: 0,33

**2.5.1. Condiciones de contorno y cargas aplicadas**

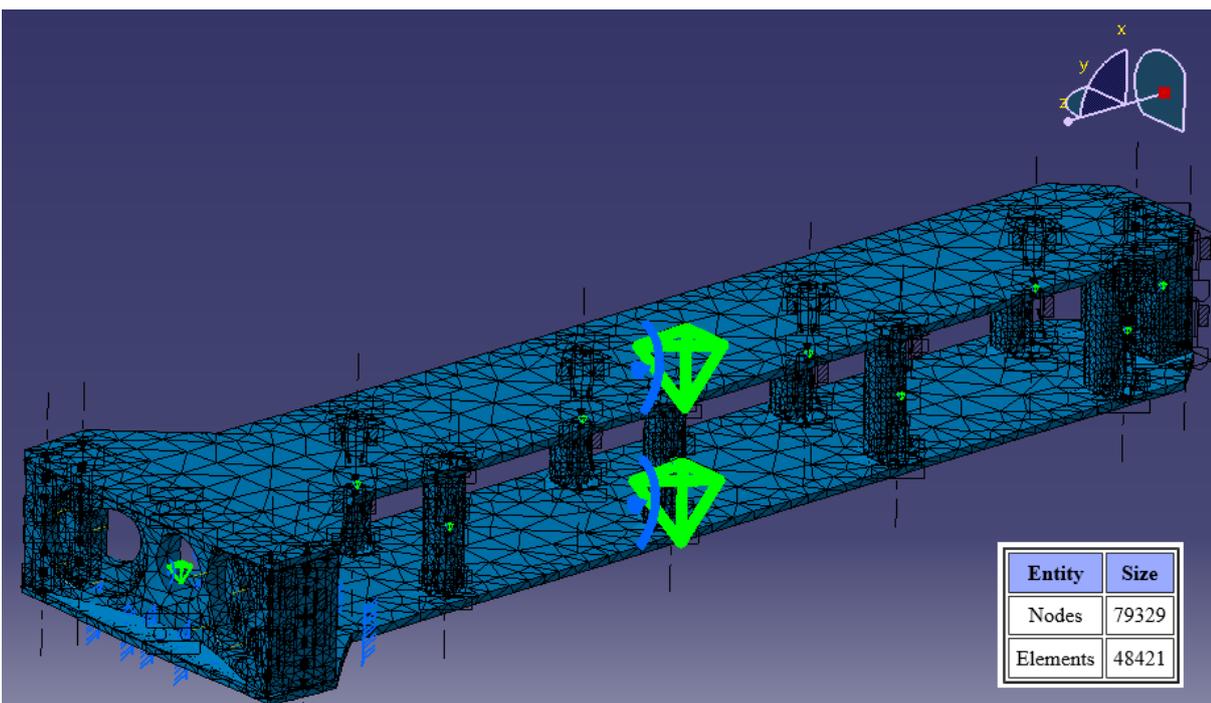
Para el análisis de este elemento ha sido necesario agrupar un gran número de piezas, de forma que se pudiese así simular un resultado lo más realista posible. Para empezar, se fijaron empotramientos en cada uno de los agujeros destinados acoplar la carcasa inferior con el cojinete (pivote) y, a continuación, se unieron todos los componentes restantes mediante fijación por tornillos virtuales.

Para la fijación de la carga se ha seguido el planteamiento adoptado en los apartados anteriores, para los cuales se ha considerado una carga debida al músculo neumático de 9.000N, permitiendo así asegurar la estructura en caso de un fallo en la unidad de control.



Con la finalidad de simular el esfuerzo producido por la contracción del músculo, se aplicará una carga de 9.000N en el acople del soporte del músculo neumático y su correspondiente reacción dividida entre las dos ranuras del soporte de cojinetes.

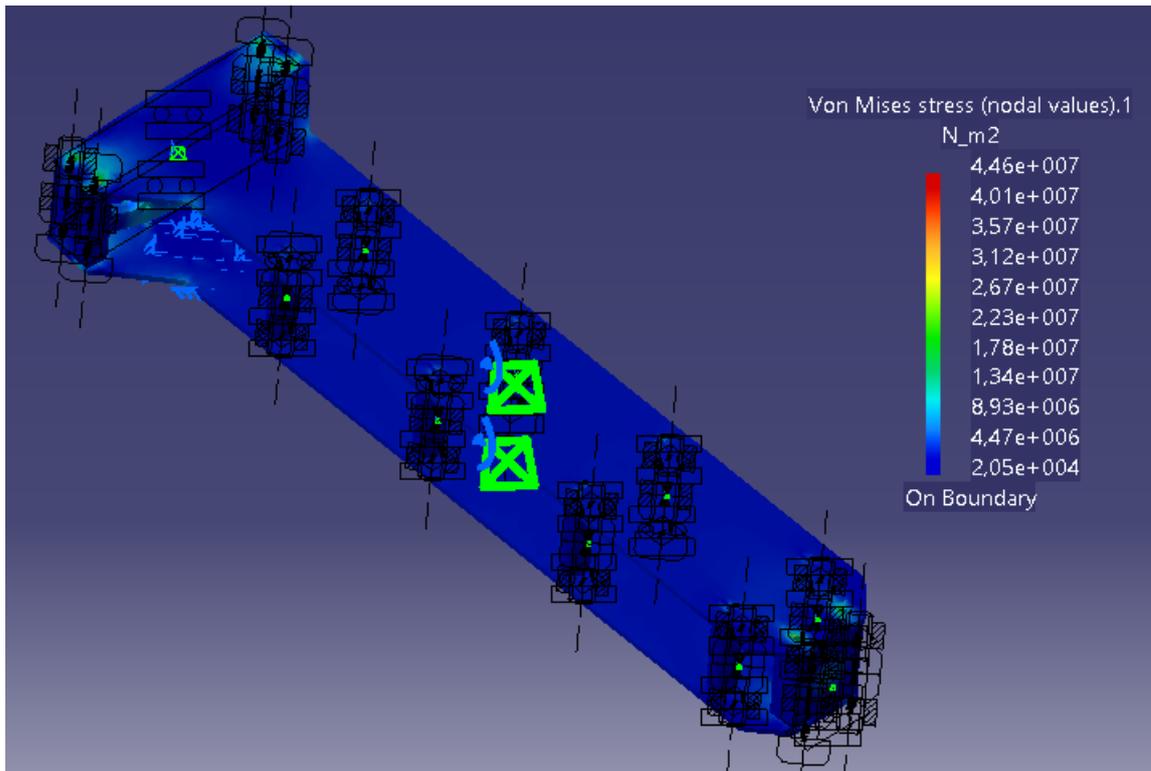
**2.5.2. Mallado obtenido**



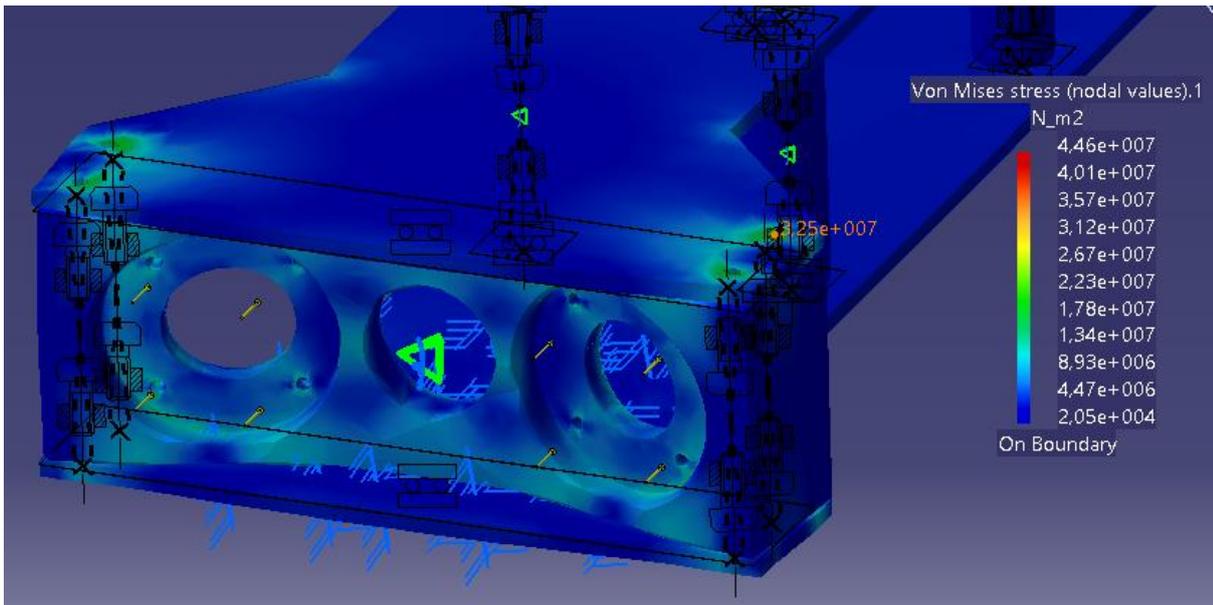
Para este caso el mallado no ha podido emplearse tan refinado como en casos anteriores, debido a que el gran número de elementos y restricciones penalizan significativamente la capacidad de cálculo.

### 2.5.3. Tensiones equivalentes de Von Mises

Se presentan a continuación las tensiones equivalentes de Von Mises obtenidas:

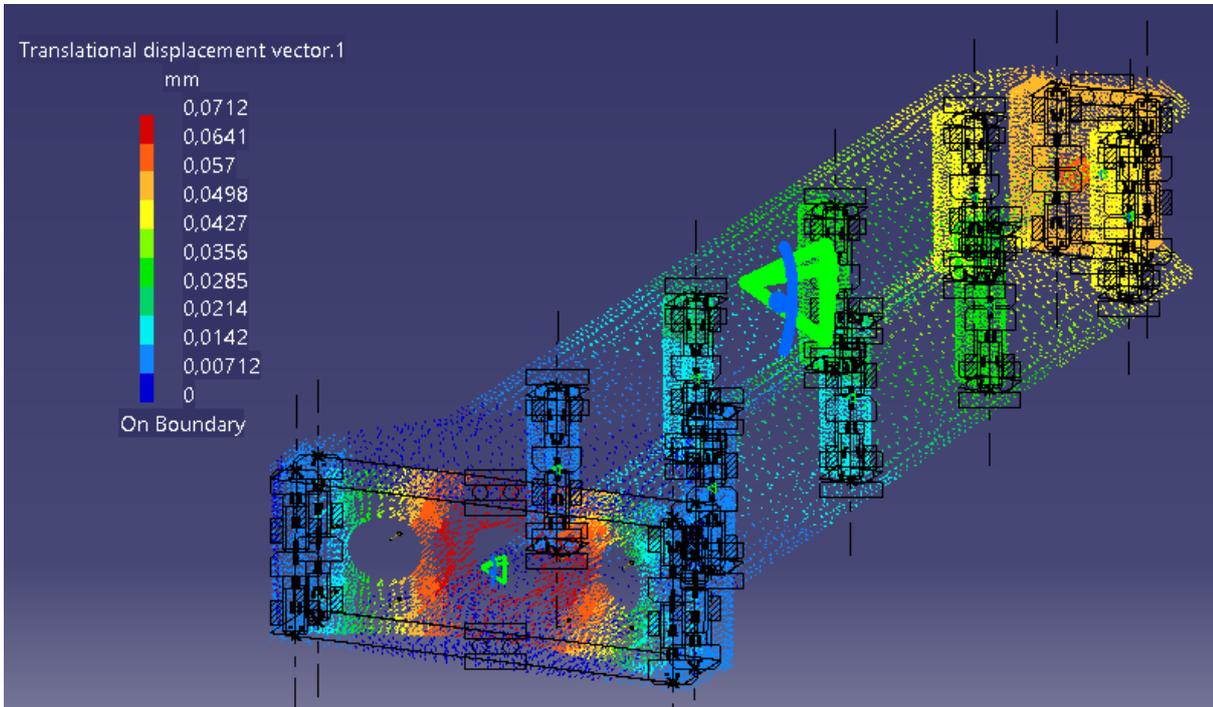


Tal como se puede ver en la imagen, las tensiones, tanto de las carcasas como de los separadores, se mantienen muy por debajo de los límites elásticos correspondientes a las piezas analizadas.



Solo en las zonas adyacentes a los puntos de fijación de los soportes y en las zonas de aplicación de las cargas pueden verse ligeras concentraciones de tensiones, aunque siempre con valores lo suficientemente bajos como para no suponer ningún riesgo.

#### 2.5.4. Desplazamientos resultantes



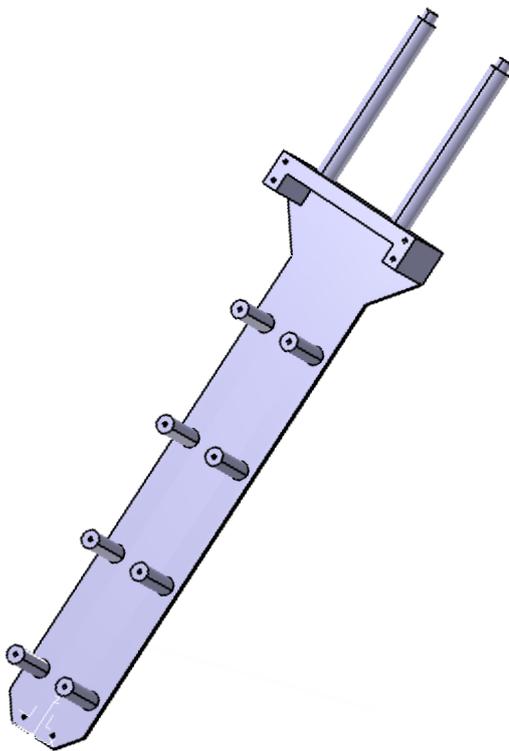
Los desplazamientos son máximos en la zona central del soporte, comenzando a reducirse a medida que se llega a los extremos. Luego comienzan a aumentar a medida que se desciende a lo largo del cuerpo, hasta volver a llegar a una zona con desplazamientos

máximos en la zona del soporte del músculo neumático. Aun así, los desplazamientos son lo suficientemente bajos para considerarlos despreciables.

## 2.6. Carcasa inferior – cojinete (pivote)

**Objetivo:** Asegurar la unión del cojinete (pivote) con la carcasa inferior, asegurando que ambos elementos puedan resistir en los puntos de unión los esfuerzos cortantes derivados de la carga que recibirá la rótula.

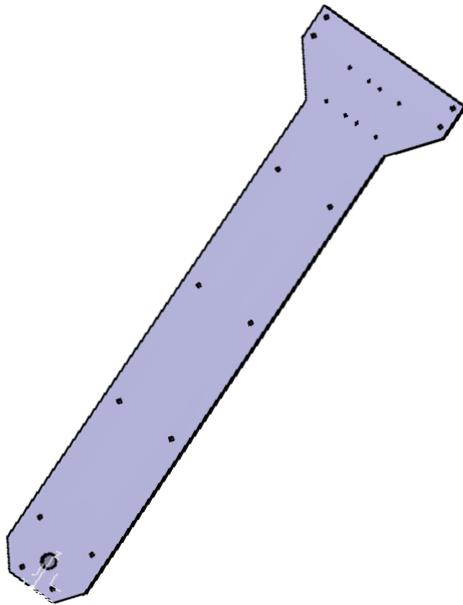
### *Cuerpo simplificado\**



Material: Aluminio 6082 T6
Densidad: 2.710kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 70.000MPa
Límite elástico: 310MPa
Límite de tracción: 340MPa
Coefficiente de Poisson: 0,33

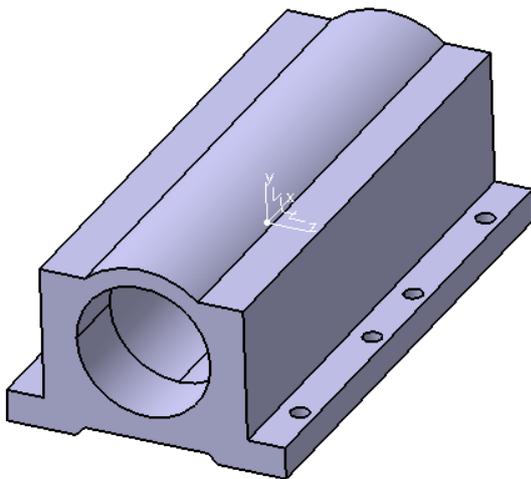
### *Carcasa inferior*

Material: Aluminio 6082 T6
Densidad: 2.710kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 70.000MPa
Límite elástico: 310MPa



Límite de tracción: 340MPa
Coefficiente de Poisson: 0,33

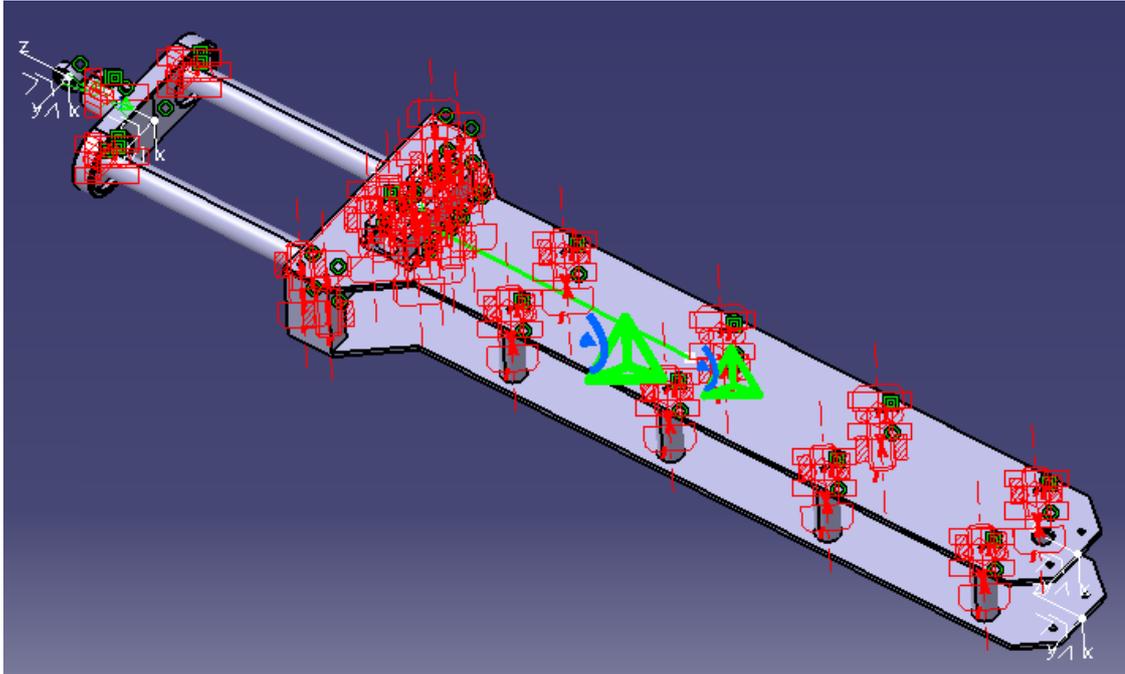
### Cojinete (pivote)



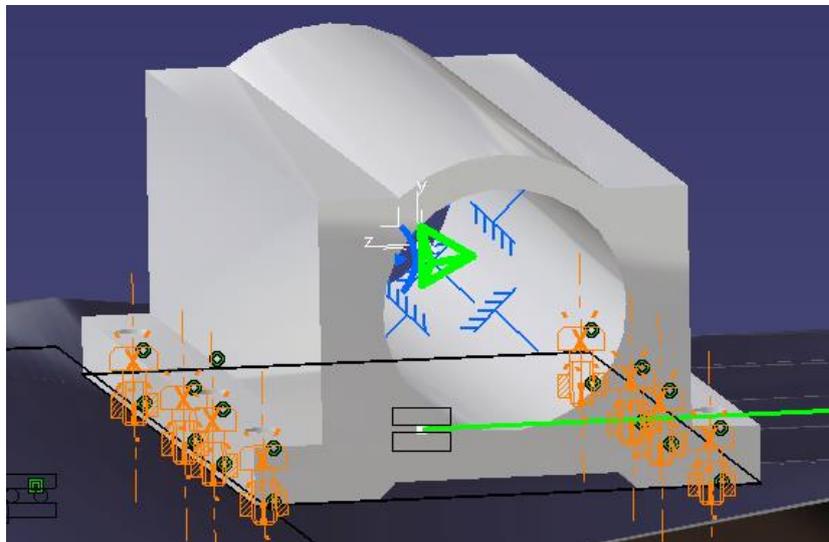
Material: Aluminio 6061 T6
Densidad: 2.700kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 69.000MPa
Límite elástico: 270MPa
Límite de tracción: 310MPa
Coefficiente de Poisson: 0,346

#### 2.6.1. Condiciones de contorno y cargas aplicadas

Al igual que en el análisis del sistema de guiado, ha sido necesario emplear el cabezal y la rótula en el ensamblaje para poder conseguir una correcta transmisión de esfuerzos hacia el resto de la estructura. \*Además, y debido a la enorme cantidad de recursos de cómputo que se requieren para el análisis del ensamblaje, se ha optado por unir todos los componentes que no son objeto concreto de éste análisis en una única pieza denominada Cuerpo simplificado.

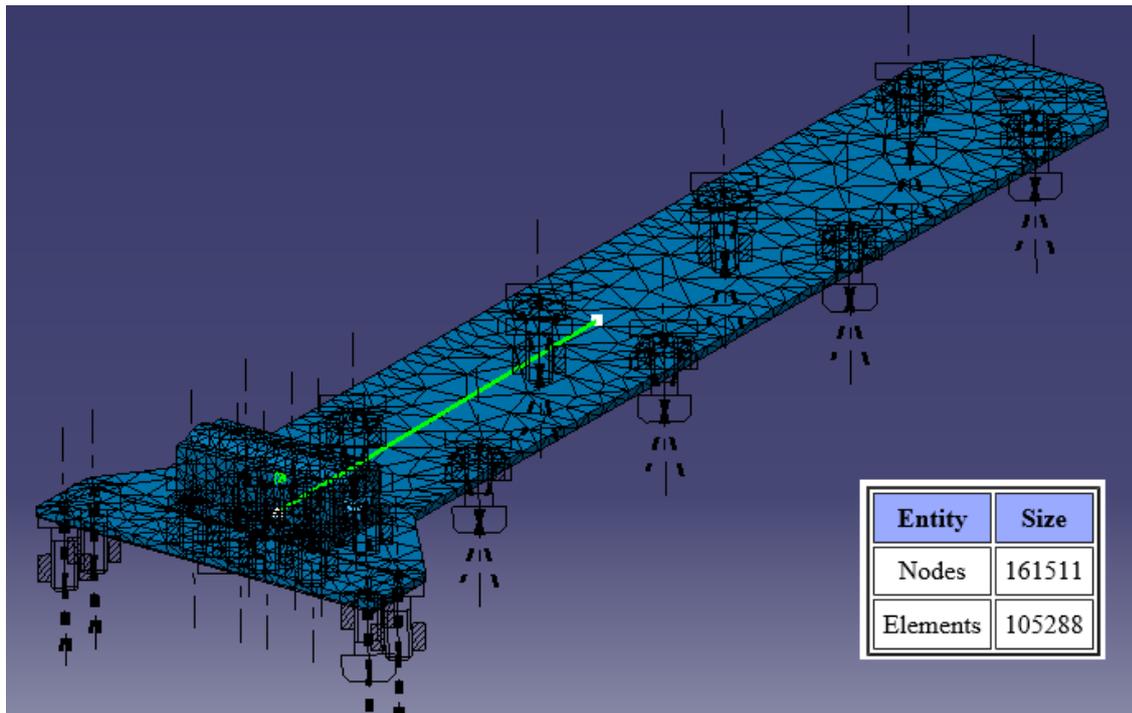


Para la unión de los componentes se ha usado principalmente la fijación mediante tornillos virtuales, así como la unión rígida para fijar el cabezal móvil y la rótula. Para fijar el sistema se ha aplicado una restricción por empotramiento en la superficie interna del cojinete.



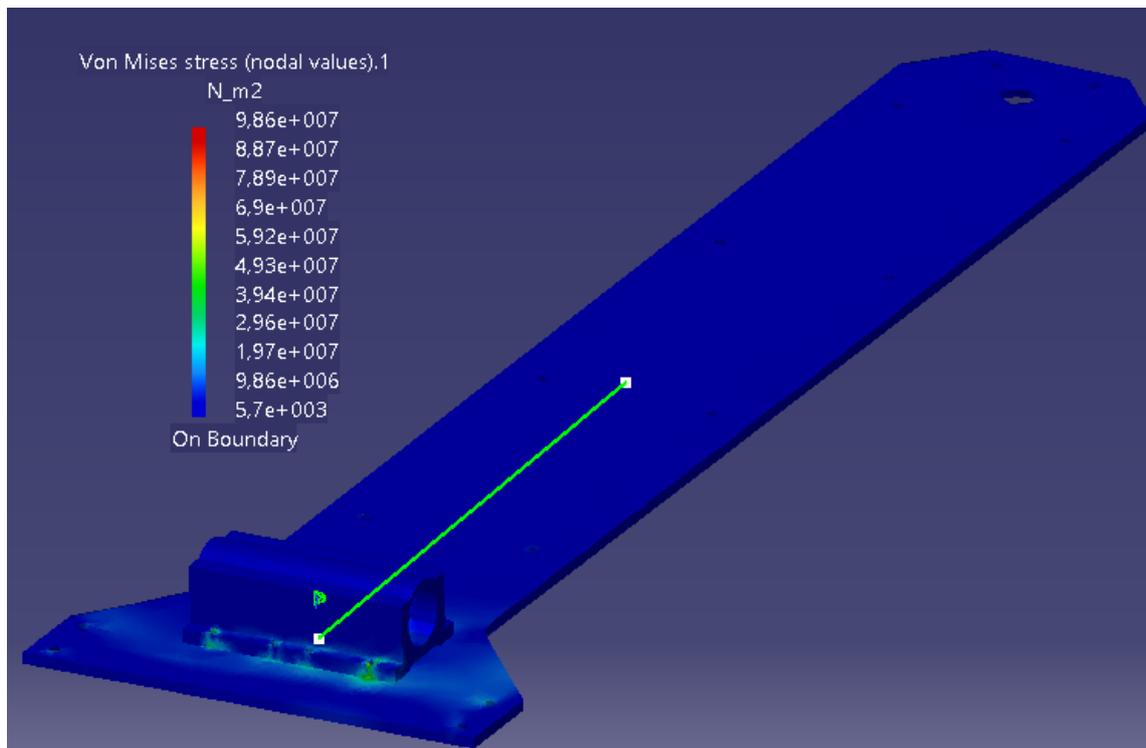
Con respecto a las cargas, se ha aplicado la carga radial de 1.125N y la carga axial de 2.664N, aunque ésta última considerando un ángulo de inclinación de  $10^\circ$  con respecto al plano horizontal sobre el cual se apoya la base del sistema 3DoF, correspondiente al ángulo de inclinación presente una vez llevada a cabo la instalación completa del simulador.

**2.6.2. Mallado obtenido**



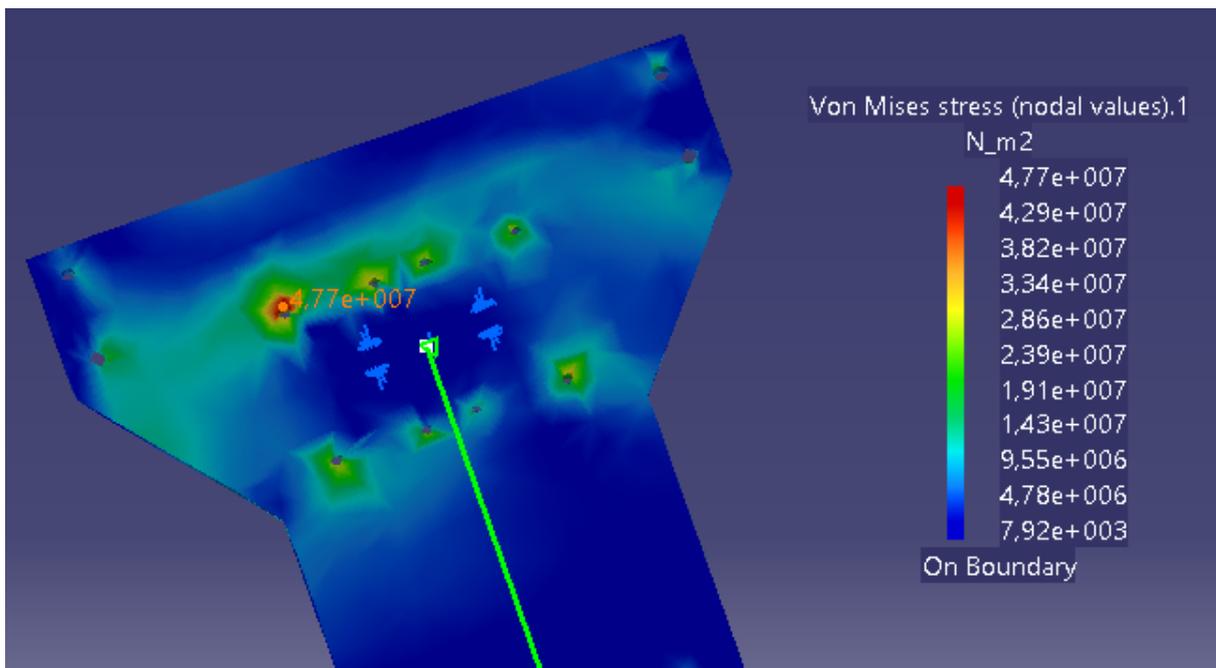
Se muestra en la imagen anterior el mallado relativo solo a los elementos de interés, habiendo ocultado los mallados correspondientes al resto de piezas.

**2.6.3. Tensiones equivalentes de Von Mises**

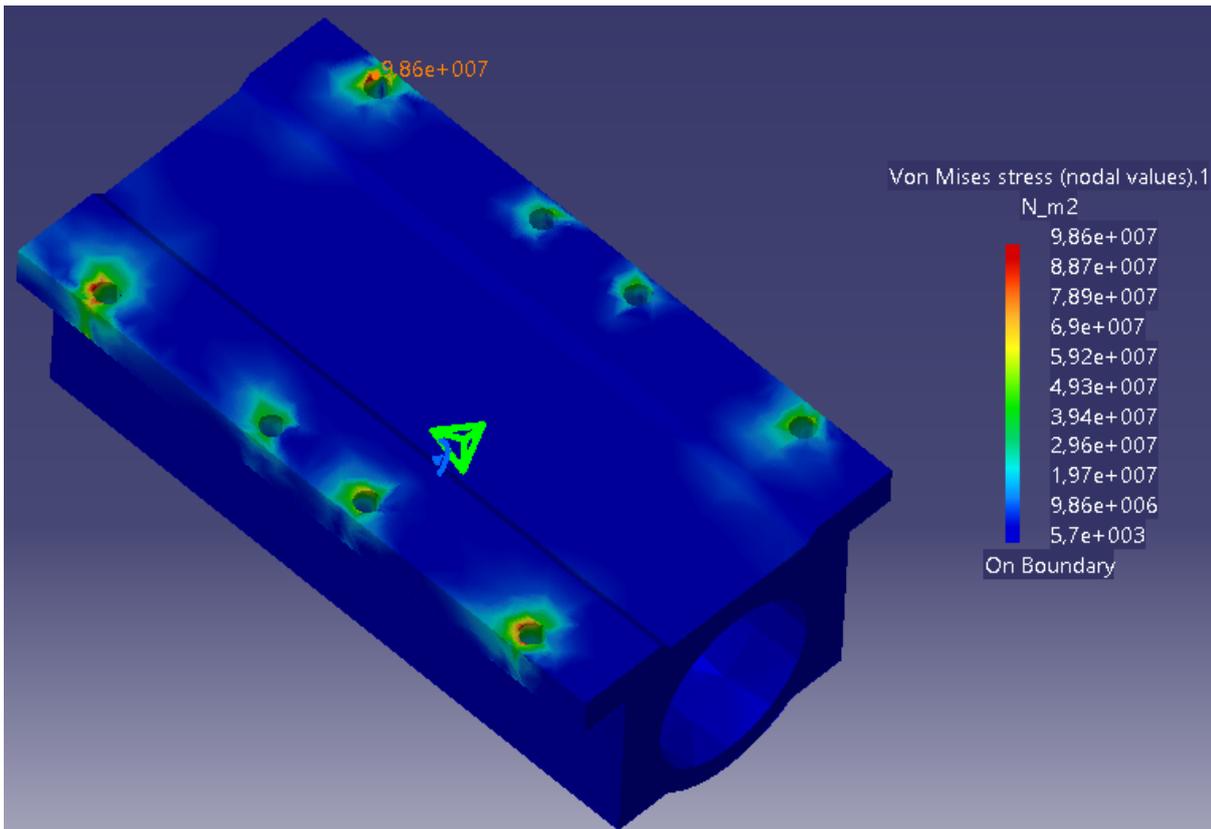


Se pueden observar, a partir de la imagen general, que las tensiones se concentrarán mayoritariamente en la zona donde se usen ambos componentes, especialmente en las zonas adyacentes a los agujeros usados para atornillar ambas piezas. Luego reduciéndose de manera significativa para el resto de la superficie, tanto de la carcasa como del cojinete.

Puesto que la tensión máxima obtenida es relativamente alta ( $\approx 100\text{MPa}$ ), se analizarán de manera aislada ambos componentes para analizar mejor las zonas donde se concentra dicha tensión.



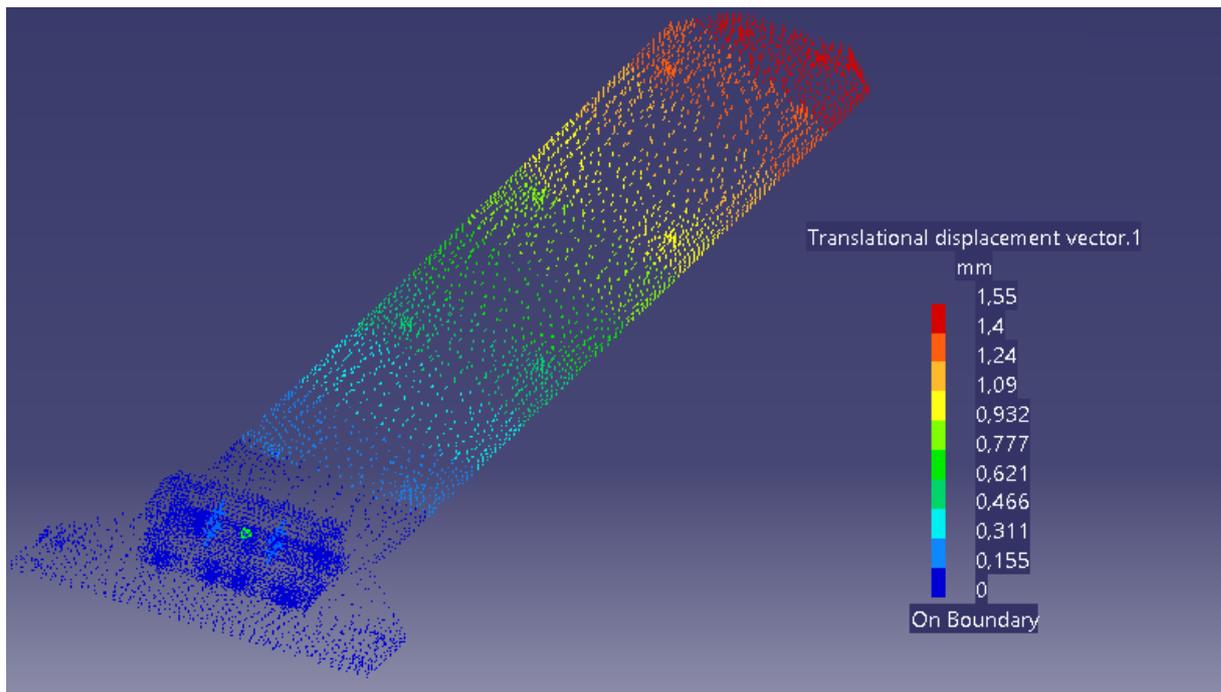
En el caso de la carcasa inferior se tiene un máximo de tensión equivalente de Von Mises de  $47,7\text{Mpa}$ , por lo que se considera seguro teniendo en cuenta que el límite elástico para la aleación 6082 T6 es de  $310\text{MPa}$ .



En el caso del cojinete, se tienen unas tensiones máximas de 98,6MPa localizadas en el borde de los agujeros, conservando un valor relativamente alto en las zonas adyacentes a los mismos. Sin embargo, dicho valor se encuentra lejos de límite elástico del material 270MPa.

Aun así, al tratarse de una pieza de gran importancia para el mecanismo 3DoF, y estar fabricada de aluminio, se hace necesario comprobar que para dicha tensión podrá cumplir la fatiga a la que estará sometida. Consultando en la base de materiales MatWeb, se ha podido comprobar que el límite de tensión para la aleación de aluminio 6061 T6 que garantiza 500.000.000 de ciclos es de 96,5MPa ([http://www.matweb.com/search/datasheet\\_print.aspx?matguid=1b8c06d0ca7c456694c7777d9e10be5b](http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=1b8c06d0ca7c456694c7777d9e10be5b)). Teniendo en cuenta que el resultado de Von Mises contempla un margen de seguridad de 3, daremos por válida la pieza. Aun así, y de cara a la fabricación de un prototipo, podrá plantearse la fabricación de la pieza mediante mecanizado de otra aleación de aluminio con mayor resistencia a fatiga, o incluso, de acero.

### 2.6.4. Desplazamientos resultantes



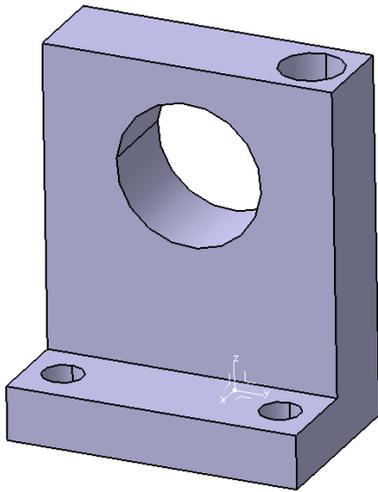
Analizando los desplazamientos resultantes se puede ver como los desplazamientos máximos se localizarán en la zona más alejada del apoyo, siendo mínimos en el apoyo y en la parte alta de la carcasa. Aunque los desplazamientos llegan a tomar un valor de 1,55mm, se pueden considerar despreciables en comparación con la longitud de la pieza.

### 2.7. Base brazo actuador

**Objetivo:** Comprobar que el conjunto formado por los soportes en L y el eje sean capaces de resistir los esfuerzos transmitidos por el brazo actuador, así como la corona circular sobre la cual se apoyan.

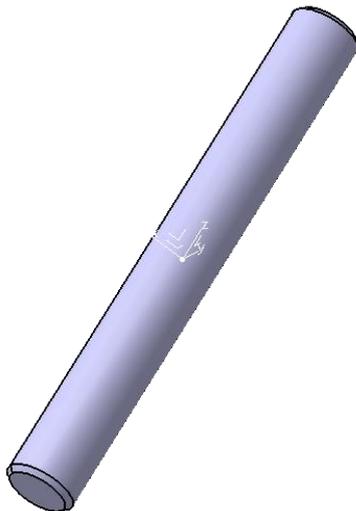
#### *Soporte de eje en L (simplificado)*

Material: Acero AISI 1045
Densidad: 7.870kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 206.000MPa
Límite elástico: 450MPa
Límite de tracción: 585MPa



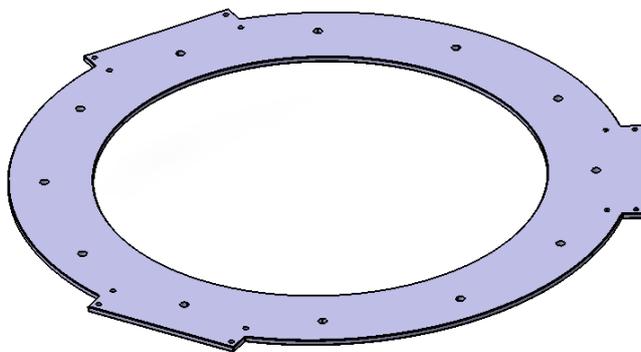
Coeficiente de Poisson: 0,266
-------------------------------

**Eje**

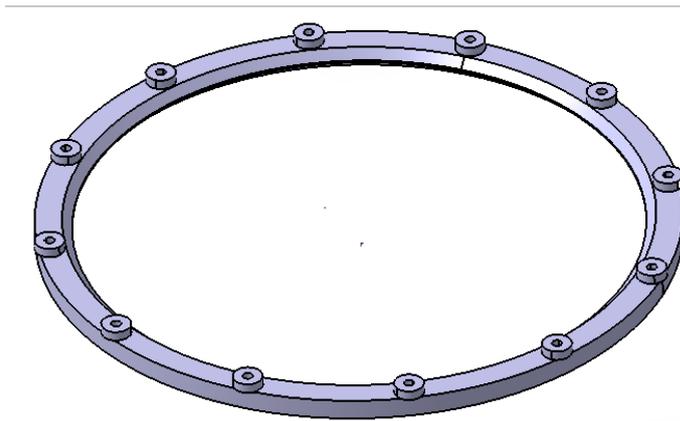


Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coeficiente de Poisson: 0,266

**Corona circular**



Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coeficiente de Poisson: 0,266

**Raíl de carga con separadores (simplificado)**

Material: Acero

Densidad: 7.860kg/m<sup>3</sup>

Módulo elástico: 200.000MPa

Límite elástico: 250MPa

Límite de tracción: 370MPa

Coeficiente de Poisson: 0,266

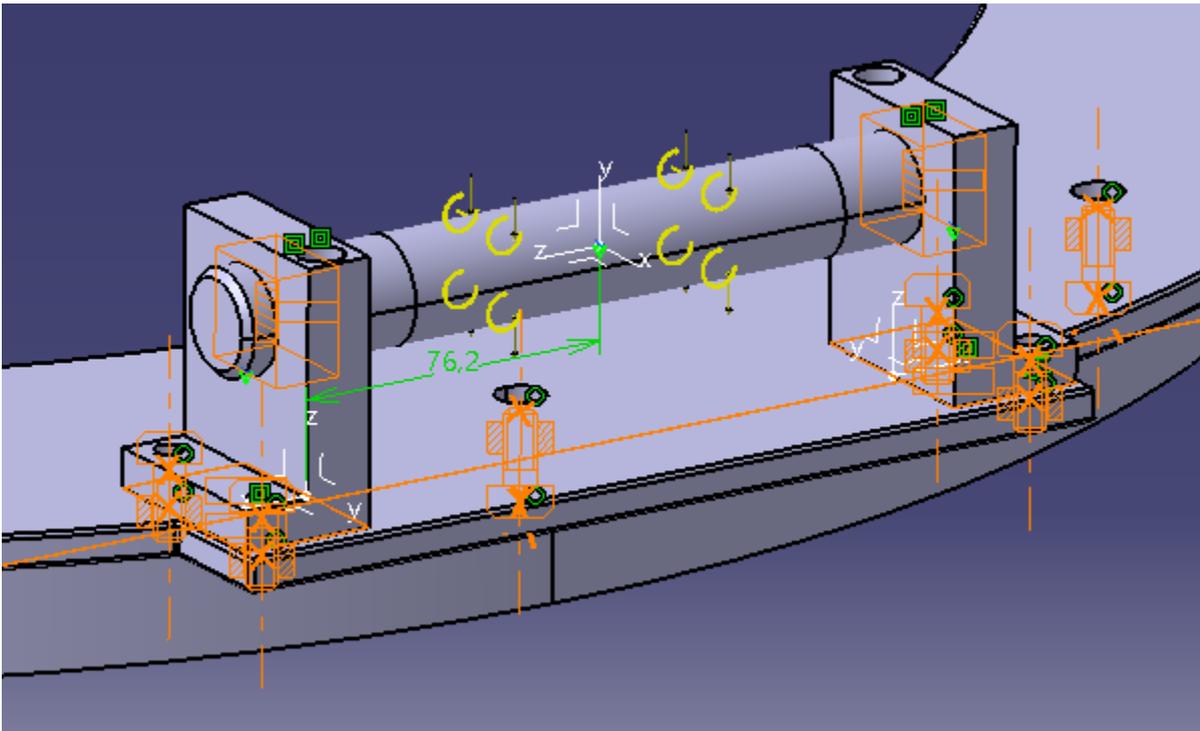
**2.7.1. Condiciones de contorno y cargas aplicadas**

Para realizar el cálculo de tensiones de este ensamblaje han sido necesario suponer una serie de simplificaciones de modo que el ordenador pudiese tener la potencia suficiente para llevar a cabo el cálculo:

- Se ha simplificado el soporte de eje de forma que fuese un bloque continuo de material.
- Puesto que no es objetivo de este análisis, se ha simplificado el contorno del raíl de carga eliminando el tallado del engrane, además de incorporar en una sola pieza dicho componente con los separadores.

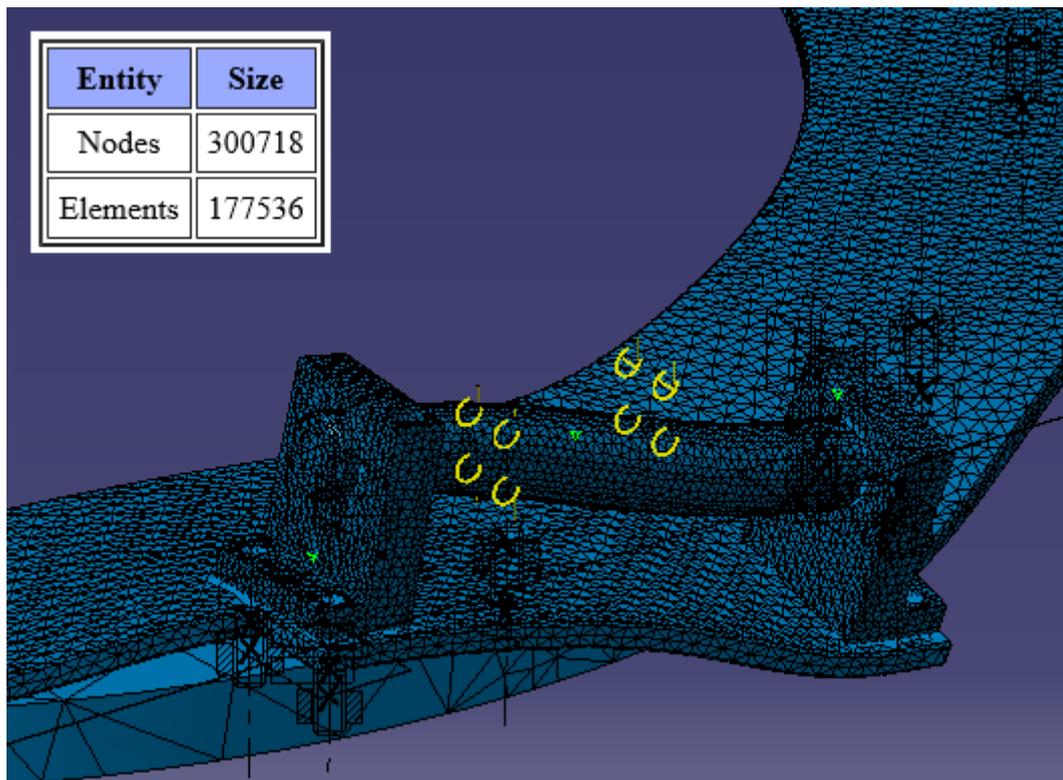
Además, y gracias a que existe simetría con respecto al eje de giro, se llevará a cabo el estudio considerando solo uno de los 3 apoyos, teniendo que ser iguales los resultados de las tensiones y desplazamientos obtenidos para los otros dos apoyos restantes.

Las piezas se han unido entre ellas por medio de condiciones por contacto, y aseguradas por medio de sujeción por tornillos virtuales. El eje se ha fijado a ambos soportes por medio de una sujeción rígida y, finalmente, se ha aplicado una restricción por empotramiento en la base del raíl de carga.

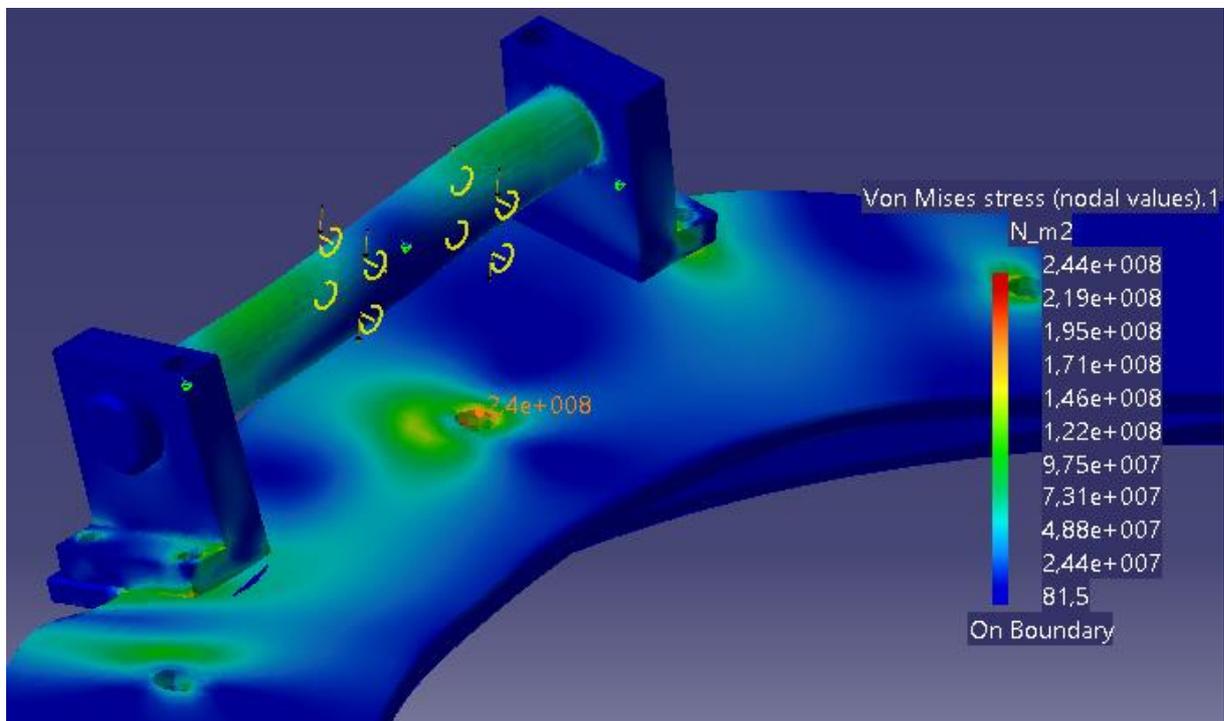


Con respecto a las cargas, y dado que no pudo llevarse a cabo un análisis con el cojinete (debido a la falta de potencia de cómputo), se han aplicado directamente a lo largo de la superficie en la que hace contacto el cojinete con el eje. Se ha aplicado la carga axial de -2.664 N en dirección Z (sistema de ejes global), y el momento torsor equivalente debido a la carga tangencial en los apoyos  $\rightarrow$  Carga  $1.125 \text{ N} \cdot 0,571 \text{ m}$  (distancia desde el punto de apoyo hasta el centro geométrico del eje) = 642 Nm. Ambas cargas cuentan con un coeficiente de seguridad de 3.

**2.7.2. Mallado obtenido**

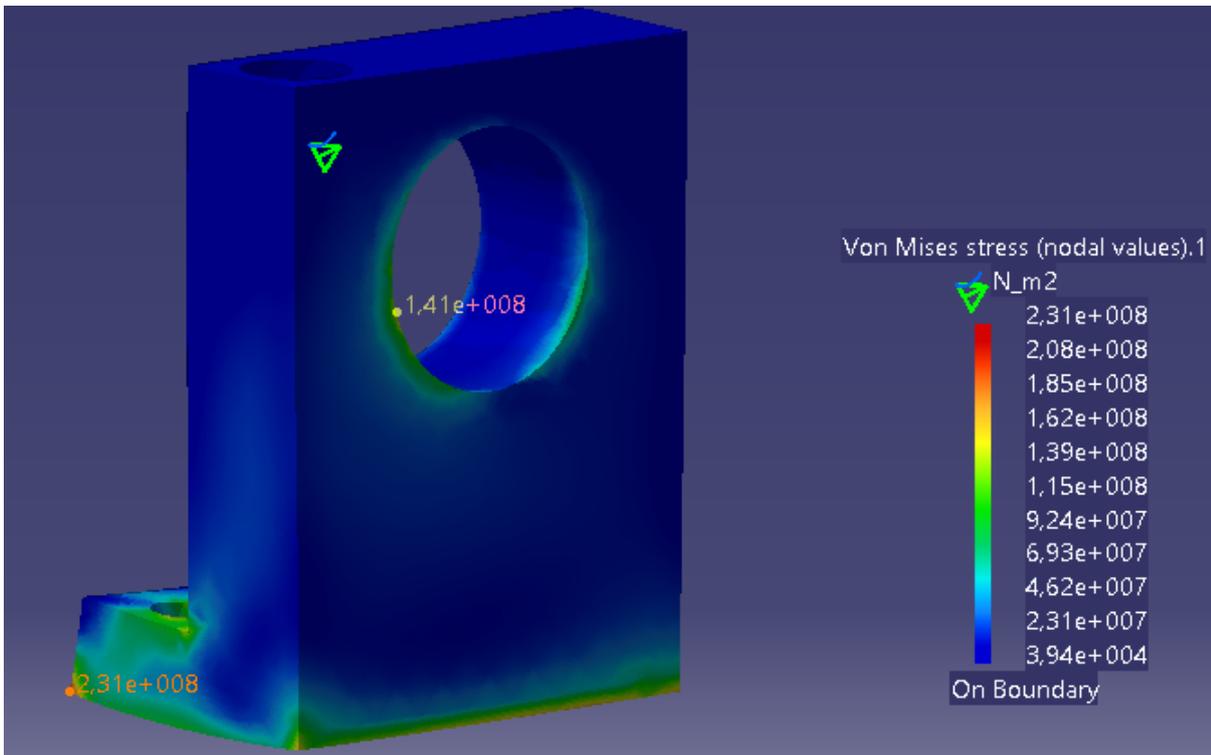


**2.7.3. Tensiones equivalentes de Von Mises**

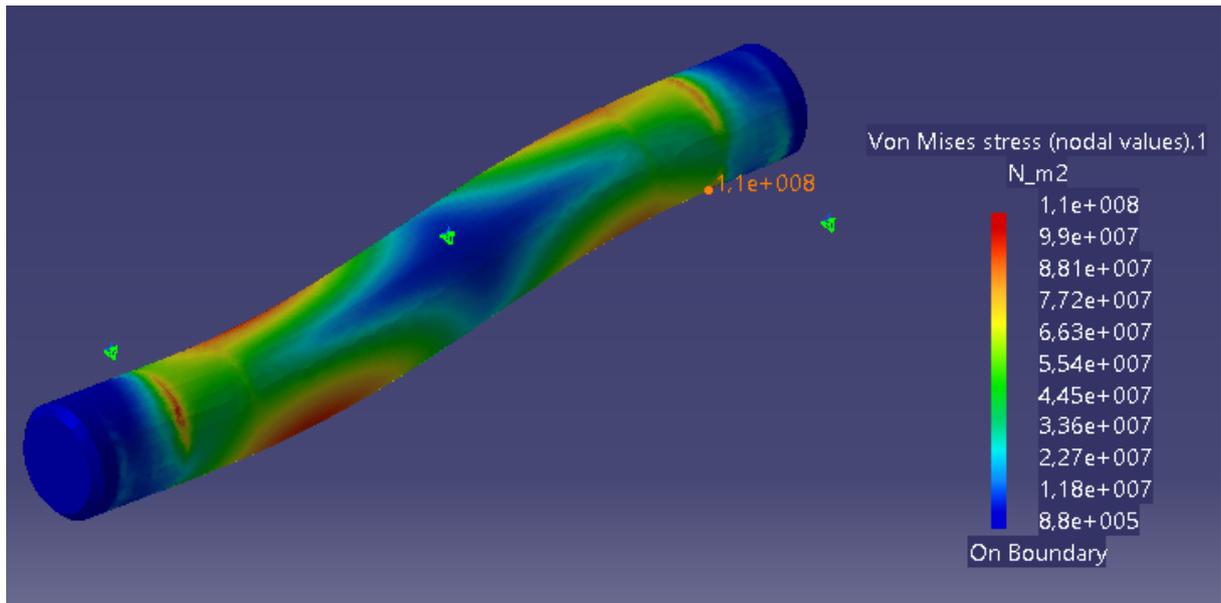


Obtenidas las tensiones de Von Mises, se observa que las tensiones se concentran en las zonas de contacto entre las piezas, especialmente en las zonas donde se realiza el

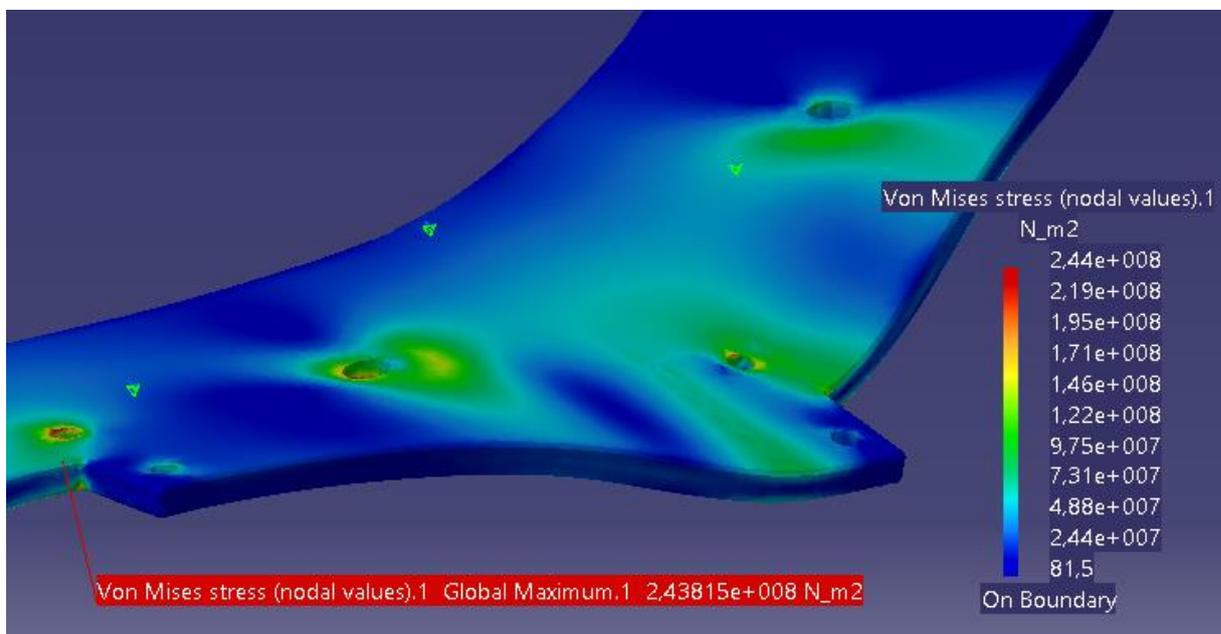
atornillado entre las distintas piezas, alcanzando los valores máximos de tensión en los bordes de dichos agujeros. A priori, la tensión máxima obtenida será de 244MPa, la cual estará ligeramente por debajo del límite elástico de cualquiera de las piezas. En base a ello, se pueden considerar aceptables los resultados. Aun así, se inspeccionarán las piezas de manera individual para ver en cuales se dan los esfuerzos máximos.



Comenzando por los soportes de eje, el que presenta un valor de tensión más alto es el que está situado en el sentido de giro del momento, siendo el que estará sometido a los mayores esfuerzos de compresión. Se observa que la tensión se distribuye tanto en el borde del agujero que hace contacto con el eje, como en toda la base de pieza, donde alcanza en una de las esquinas el valor máximo de 231MPa.



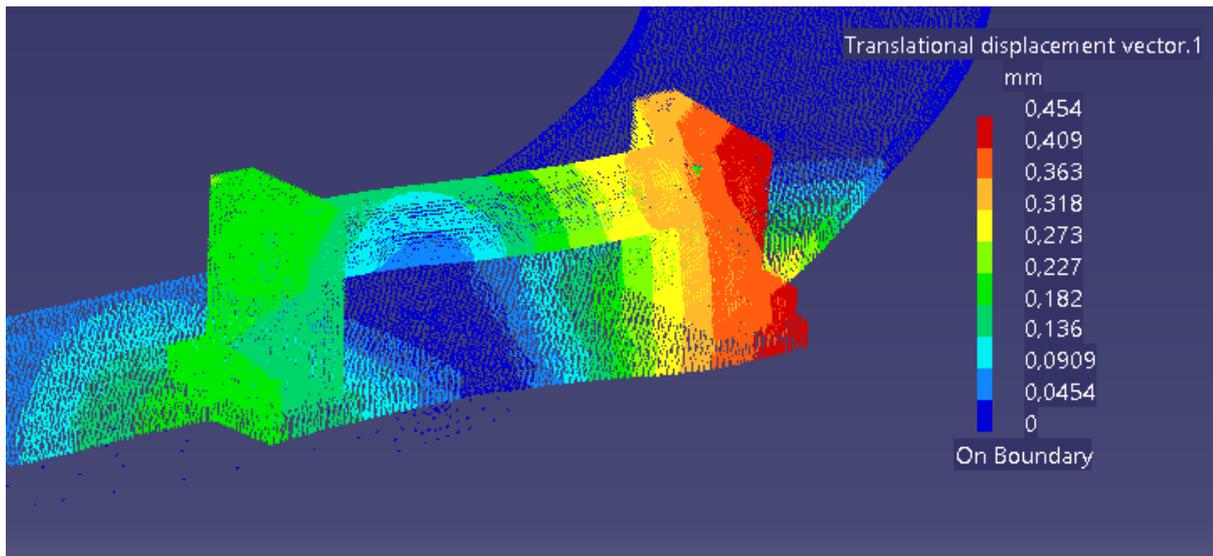
En el caso del eje, las tensiones se distribuirán por las zonas superior e inferior, donde las fibras alcanzan los mayores esfuerzos. Dichos esfuerzos se atenúan por la zona adyacente a la línea neutra, y alcanza una zona de bajas tensiones justo en el centro, donde se “inicia” el momento. Se observa también una zona de altas tensiones en las zonas de contacto del eje con los soportes. Aun así, las tensiones obtenidas en el eje son bastante menores que las obtenidas en el resto de piezas, teniendo un valor máximo de 110MPa.



Finalmente, se verifica que las tensiones máximas que se generarán en este subensamblaje se corresponden con las tensiones generadas en la corona circular, especialmente en los bordes de las zonas atornilladas. También se mantienen tensiones elevadas en las zonas

adyacentes a los agujeros debido al apoyo de la corona sobre los separadores, los cuales proporcionan una superficie de contacto relativamente reducida. Pese a ello, y como ya comentó anteriormente, se darán por válidos los valores de carga obtenidos; pudiendo quedar planteado la posibilidad de emplear una aleación de acero con mayor tensión admisible o emplear una chapa de 10mm, de cara a la fabricación de un prototipo.

#### 2.7.4. Desplazamientos resultantes



Por último, y con respecto a los desplazamientos resultantes, se obtienen unos valores bastante pequeños, por lo que pueden ser despreciados.

### 3. Puesto de conducción

A continuación, se pasa al análisis de las piezas que componen la estructura del puesto de conducción, excluyendo, como ya se comentó, las piezas comerciales y las realizadas de manera temporal.

Al igual que para el análisis del sistema de actuadores, se llevarán a cabo una serie de sub-ensamblajes a modo de poder obtener resultados más precisos, especialmente entre componentes que tienen una importante interacción entre ellos.

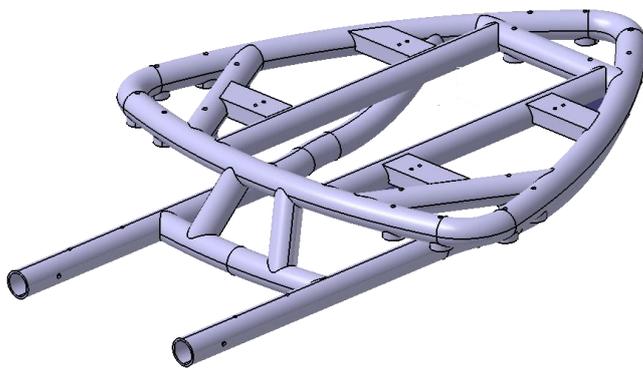
Se tendrá además especial cuidado en las zonas soldadas, ya que es necesario reducir considerablemente el límite elástico en dichas zonas para garantizar que puedan resistir bajo condiciones de fatiga. Para el caso concreto del acero, y en caso de querer garantizar su

integridad durante 5.000.000 de ciclos, el límite elástico debe reducirse a aproximadamente unos 60MPa, siempre y cuando se pueda garantizar la penetración completa de la soldadura.

### 3.1. Estructura base completa

**Objetivo:** comprobar el ensamblaje completo de la estructura base del puesto de conducción, asegurando la integridad de todas las piezas y haciendo especial hincapié en las tensiones presentes en las zonas soldadas.

#### *Estructura trasera*



Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coefficiente de Poisson: 0,266

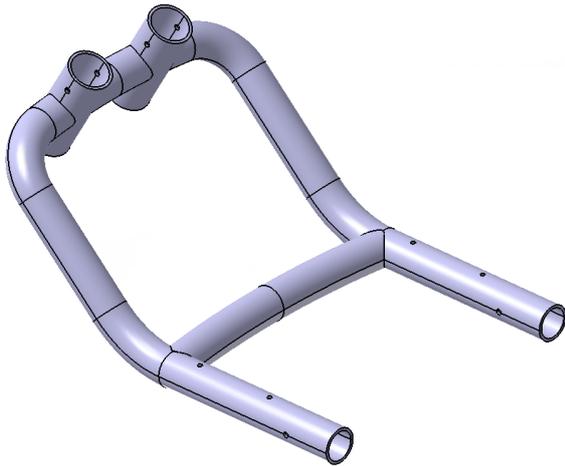
#### *Tubo conexión*



Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coefficiente de Poisson: 0,266

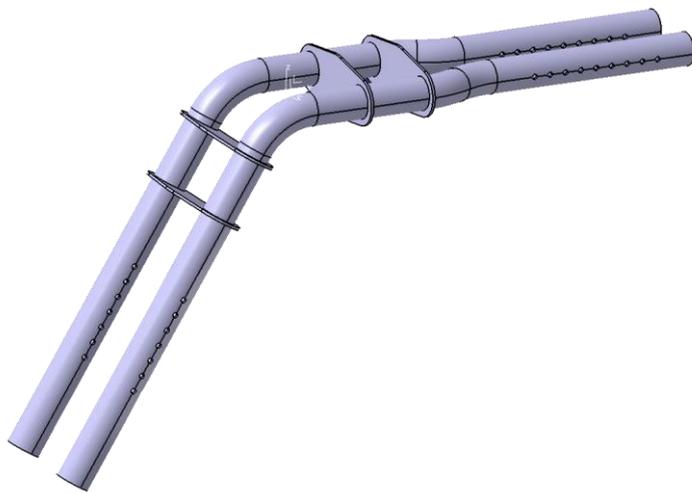
#### *Estructura delantera*

Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>



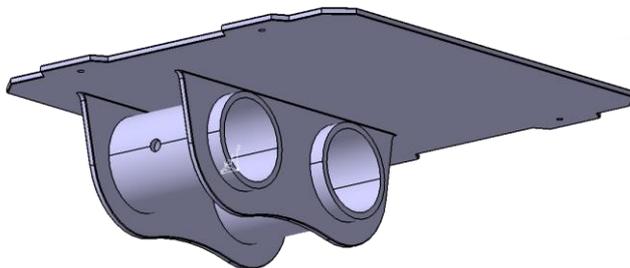
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coeficiente de Poisson: 0,266

**Tubos soporte volante**



Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coeficiente de Poisson: 0,266

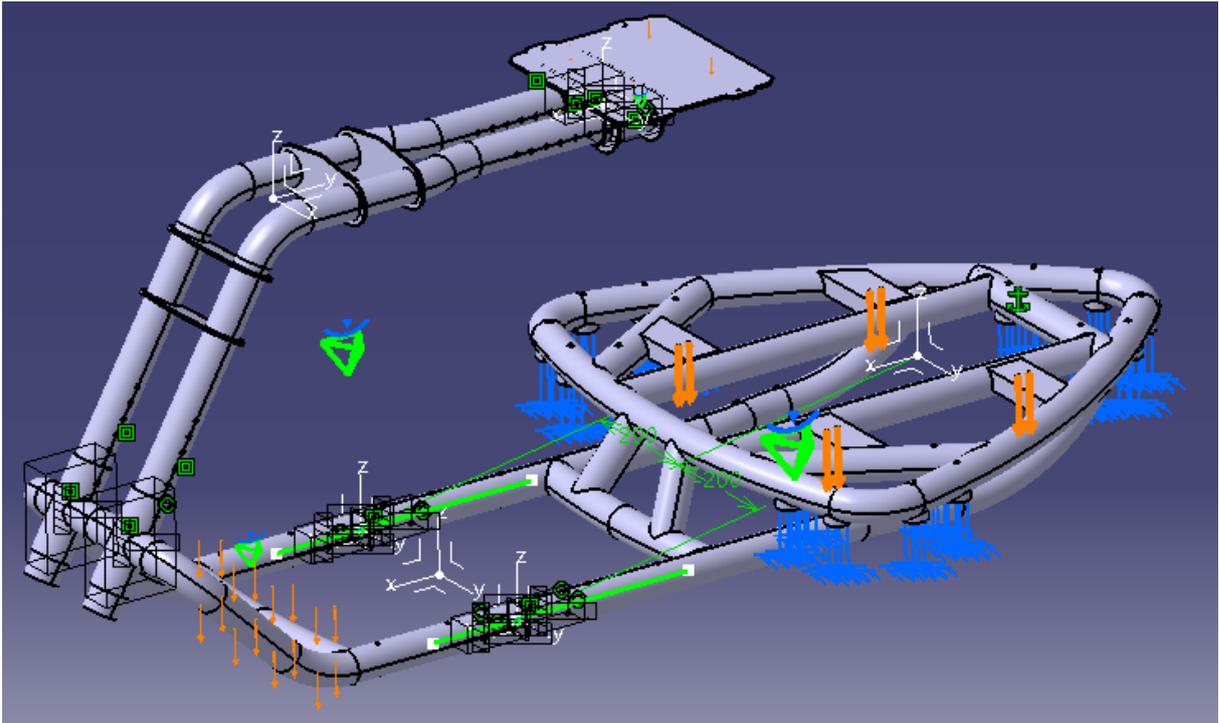
**Base volante**



Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coeficiente de Poisson: 0,266

### 3.1.1. Condiciones de contorno y cargas aplicadas

Para el análisis de este sub-ensamblaje se ha tenido que prescindir de los pernos enchufables que se emplearían para unir las estructuras con los tubos de conexión, así como los empleados en las uniones telescópicas que permiten regular la altura y profundidad del volante. El motivo es que el número extra de condiciones de contorno empeoraban severamente el cálculo obligando a trabajar con mallados gruesos.



Por dicho motivo, se ha optado por hacer el ensamblaje definiendo uniones rígidas entre los tubos a conectar. El inconveniente al emplear este método es que no se consigue determinar el cortante que existiría en los agujeros de fijación. Sin embargo, puesto que los centros geométricos de los agujeros coinciden con la línea neutra de las piezas a unir, cabe esperar que las tensiones en dichos puntos sean relativamente bajas en comparación con las que habrá en las fibras superiores e inferiores.

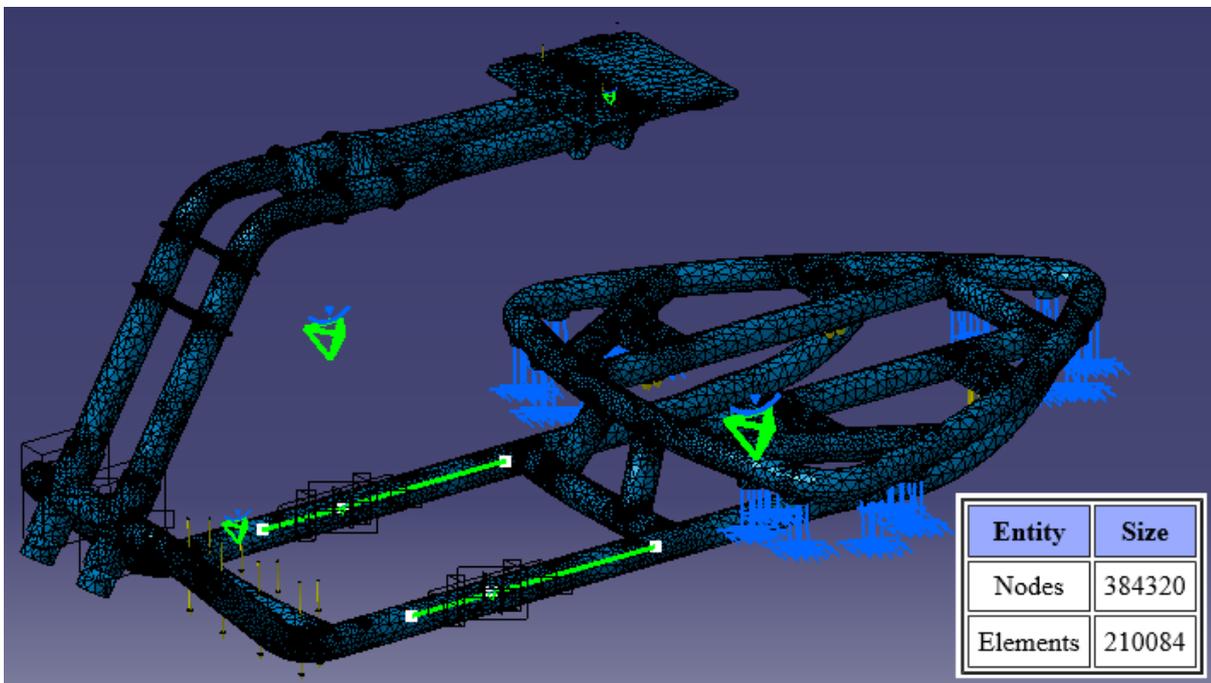
En cuanto a las cargas, se han establecido las siguientes:

- Una carga de 3.600N aplicada en los puntos de anclaje del asiento, y que se corresponde con la fuerza de reacción producida durante la aceleración de salida debido a la masa máxima del conductor  $\rightarrow 12\text{m/s}^2 \cdot 120\text{kg} = 1.440\text{N} \cdot 2,5$  (coef. de seguridad) = 3.600N.

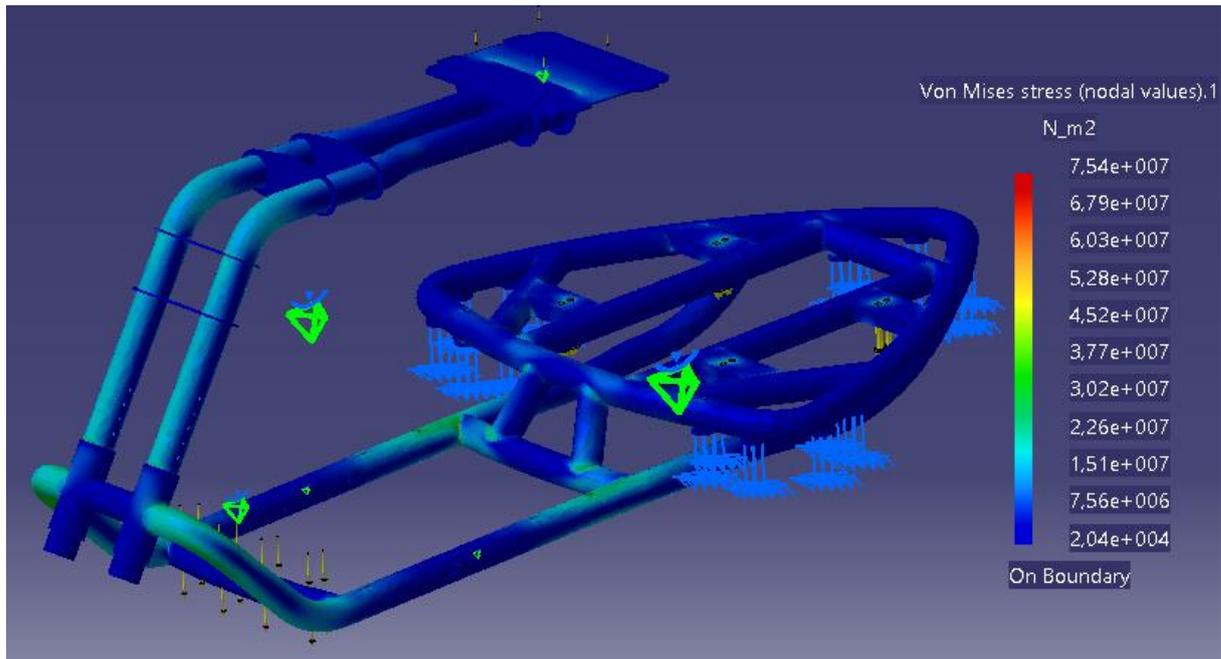
- Una carga de 300N en la base del volante, habiendo supuesto un peso ejercido de 10kgf y con un coeficiente de seguridad de 3.
- Y finalmente, una carga de 600N en el tubo transversal de la estructura delante, tras suponerse un peso debido a los pies del conductor de unos 20kgf, y aplicando un coeficiente de seguridad de 3.

Por último, y para fijar el puesto de conducción, se establecen restricciones por empotramiento en las superficies de apoyo de las arandelas, al ser las superficies sobre las que recaerá el peso del puesto de conducción.

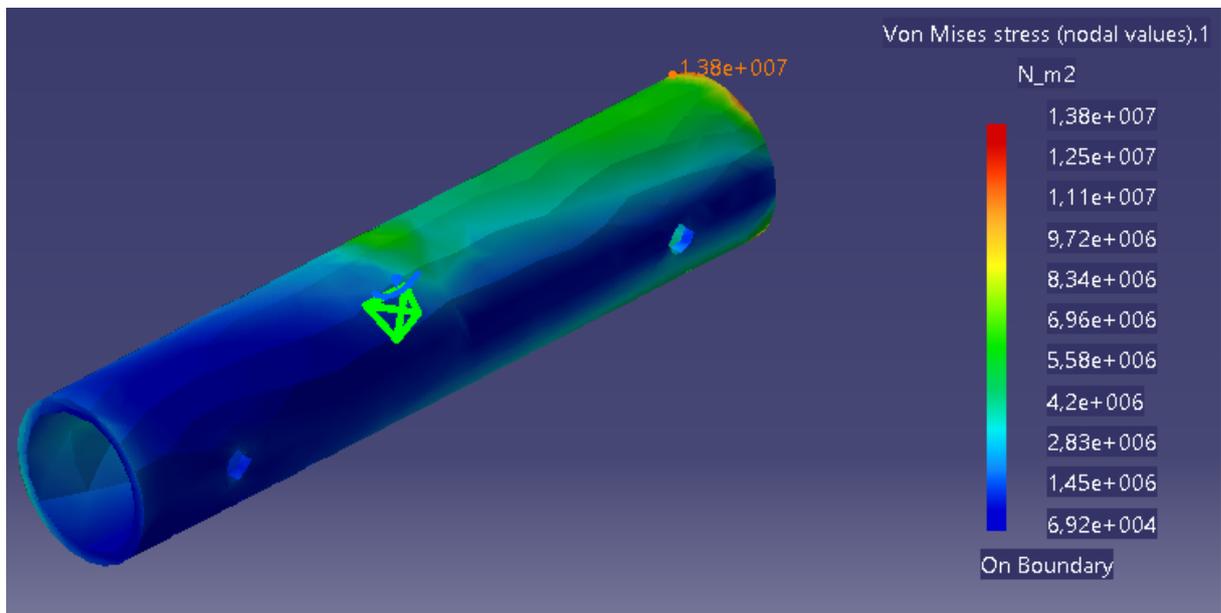
### 3.1.2. Mallado obtenido



### 3.1.3. Tensiones equivalentes de Von Mises

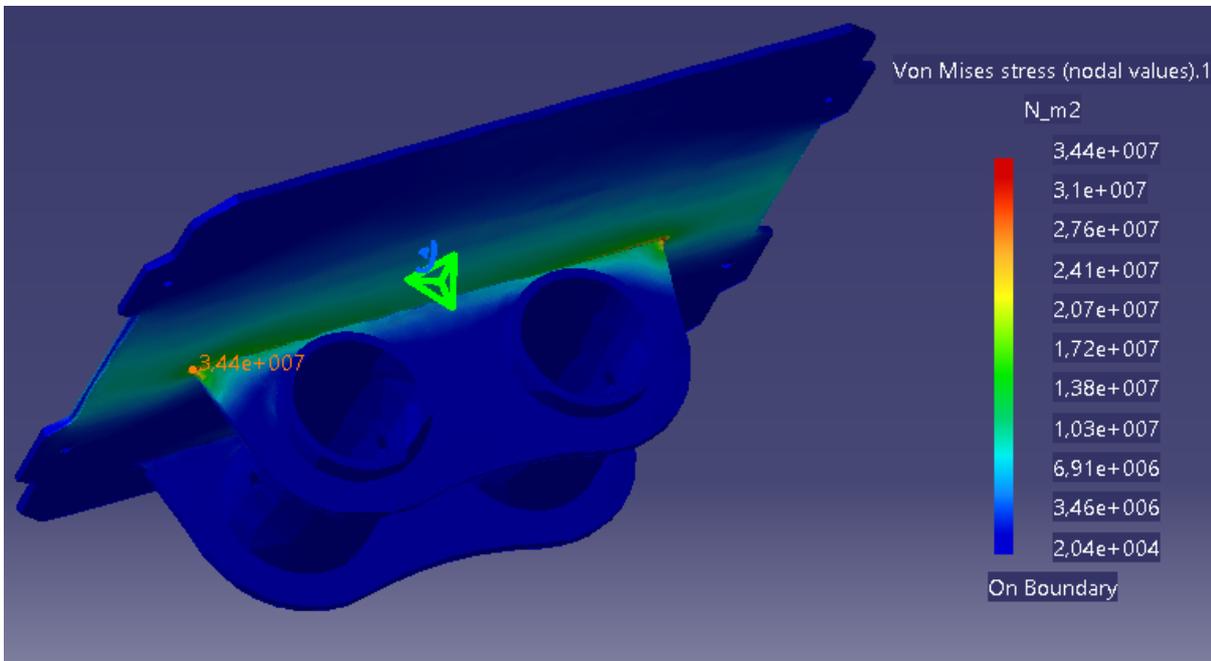


A partir del resultado global se puede observar que la tensión máxima será de 75,4MPa, un valor relativamente bajo. Sin embargo, y teniendo en cuenta lo dicho acerca de la reducción de resistencia a en las zonas soldadas, se hará una inspección aislada de cada una de las piezas revisando en especial las uniones soldadas.

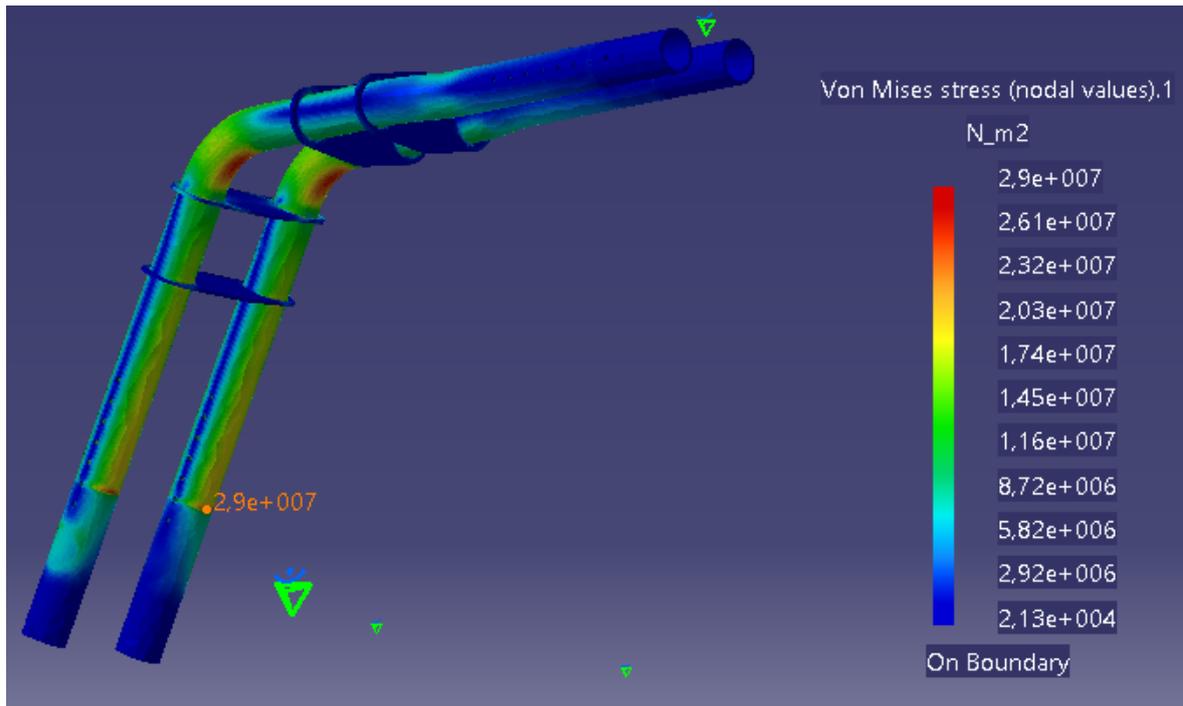


Comenzando por los tubos de conexión se puede observar que las tensiones se concentran en la zona superior de tubo, donde las fibras se someten a tracción. Además, y

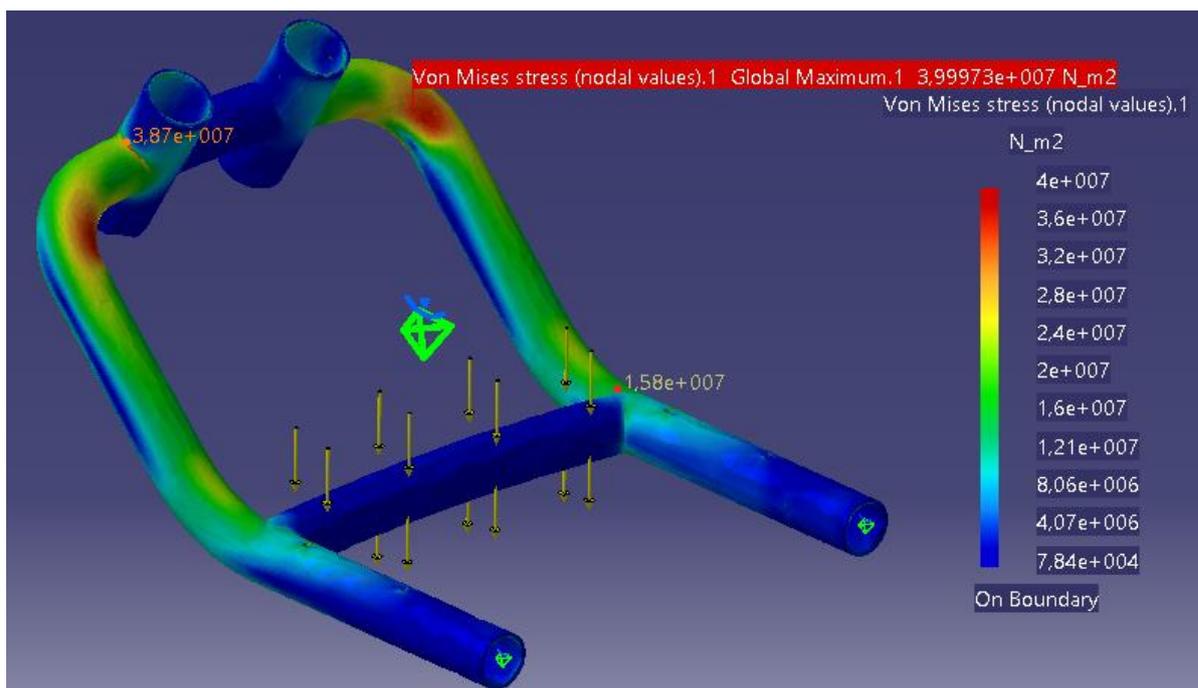
como ya se había comentado, las tensiones alcanzan su valor mínimo en la zona de la línea neutra, por lo que no será necesario preocuparse por los cortantes en dicha zona. El valor máximo de tensión será de 13,8MPa, por lo que podrá garantizarse sin problemas la integridad de la pieza.



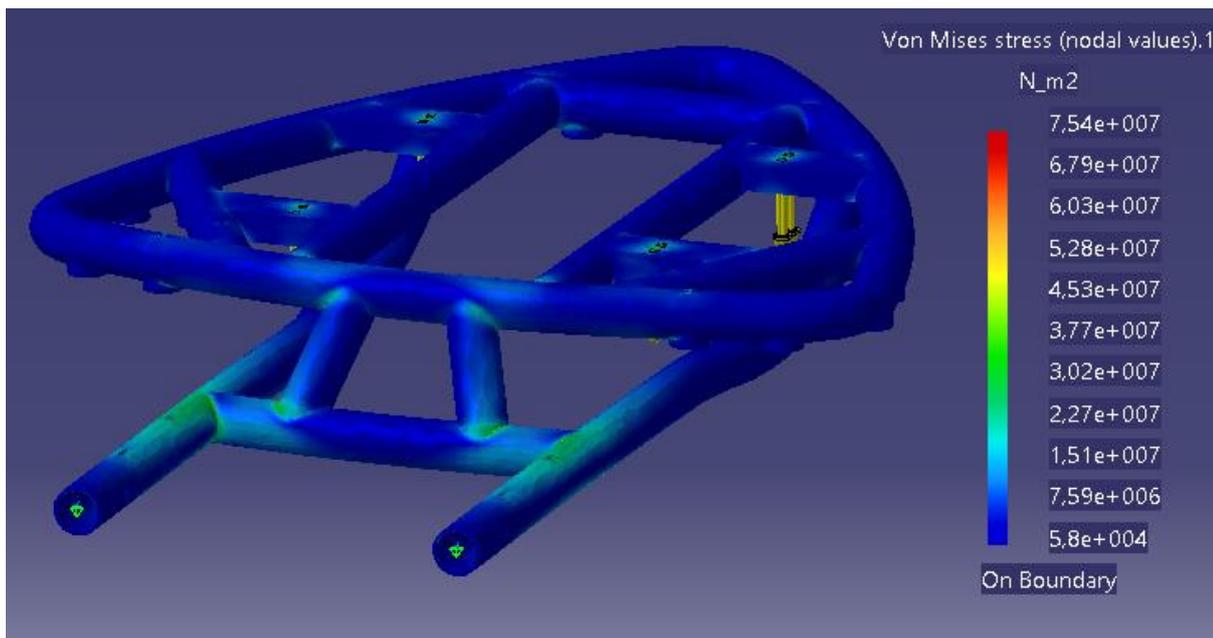
Al pasar a la base del volante, se puede observar que las tensiones se localizarán en una franja a continuación de la placa soldada. Dicha distribución de tensión se debe al momento flector generado en la sección de placa saliente, que queda a modo de “voladizo”. Respecto a la tensión máxima, se localizará en los extremos laterales con un valor de 34,4MPa. En base a dicho valor de tensión, se puede garantizar la integridad de la pieza.



Analizando los tubos soporte del volante, se puede apreciar una gran distribución de las tensiones a lo largo de las superficies anterior y posterior de los tubos de soporte en el tramo vertical, teniendo un máximo de 29MPa en una pequeña franja continua a la zona de conexión con el tubo de unión de la estructura delantera. En lo que respecta a las zonas donde se ha realizado soldadura, las tensiones no llegan a superar en ningún punto los 20MPa, por lo que se considera completamente seguro.

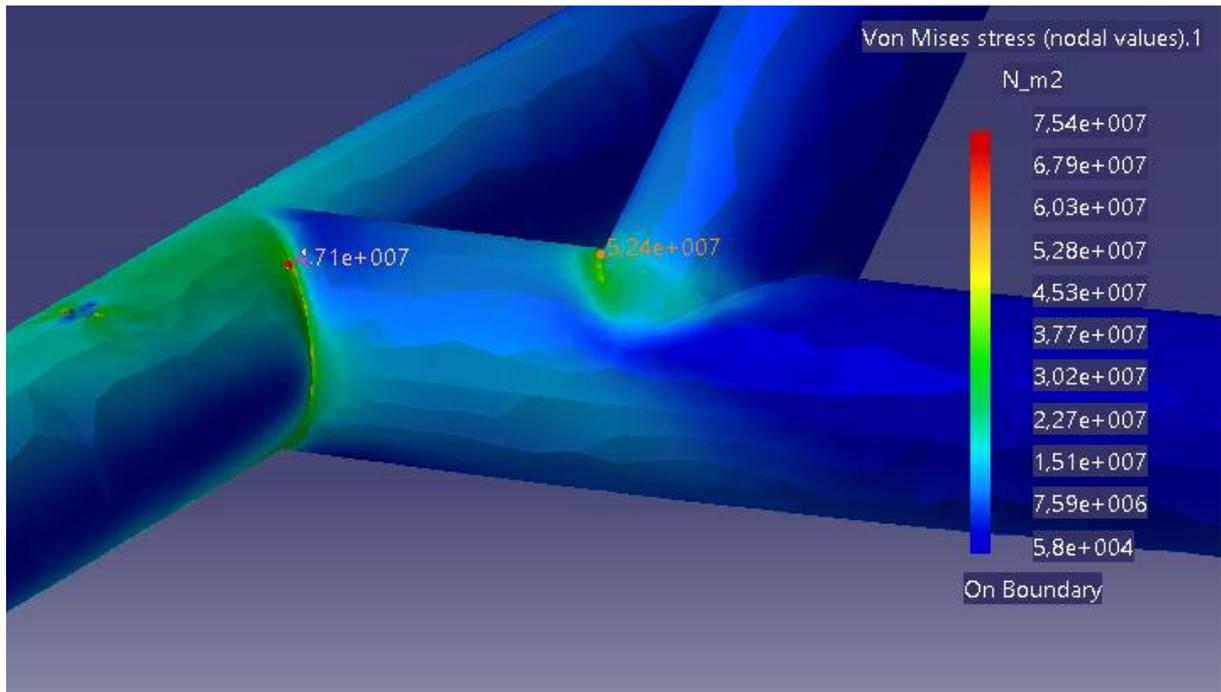


Al comprobar las tensiones en la estructura delantera se puede ver una gran distribución de tensiones en las zonas anterior y posterior de los tubos, alcanzando los valores máximos de tensión en la zona de los codos, con un valor de 40MPa. Al analizar las tensiones en las zonas de la soldadura se puede ver un valor máximo de 38,7MPa en la soldadura de los tubos a los cuales se acopla el soporte del volante; mientras que en la soldadura del tubo transversal se alcanza un valor máximo de 15,8MPa. Puesto que todos se mantienen por debajo de los 60MPa, se considera válido.

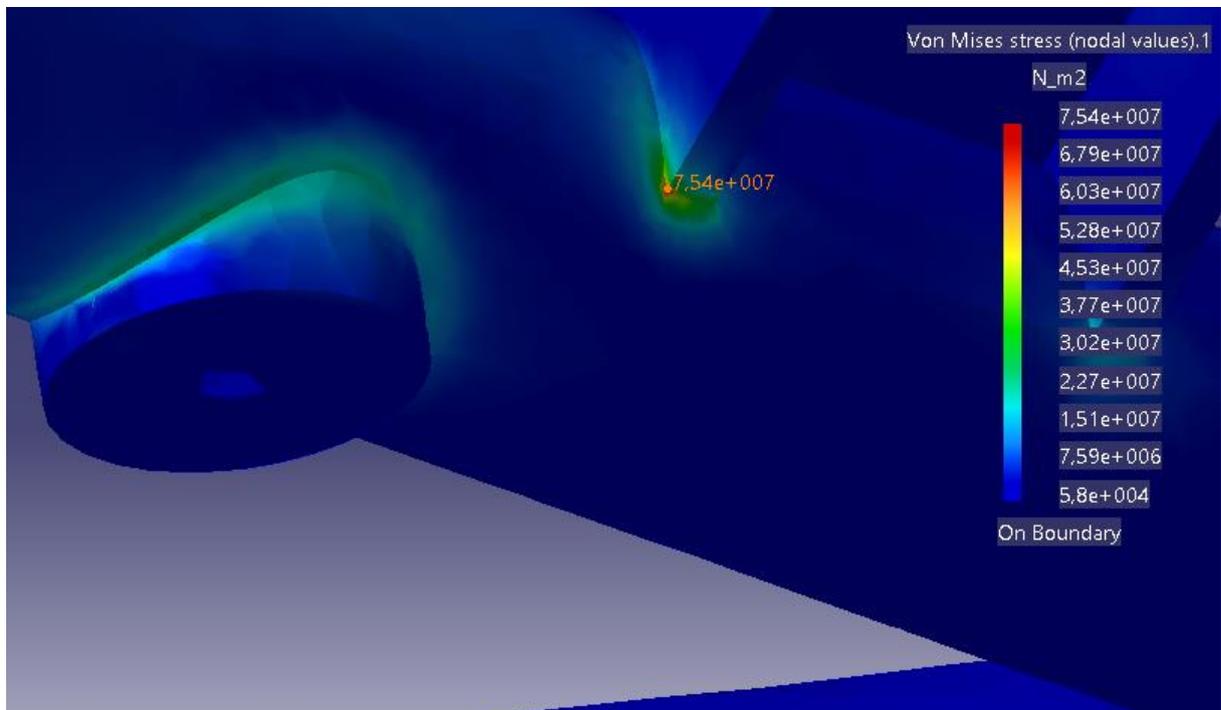


Finalmente, al comprobar la estructura trasera, se puede ver una distribución de tensiones más repartida a lo largo de la pieza, concentrándose especialmente en las zonas de unión de los tubos. Sin embargo, el valor máximo de tensión en este caso asciende a 75,4MPa, el cual puede ser problemático si se localiza en alguna de las soldaduras.

Se pasa entonces a comprobar las tensiones en los puntos de unión de los tubos, donde está presente la soldadura, asegurando que las tensiones no sobrepasen el límite elástico limitado por fatiga a 60MPa.

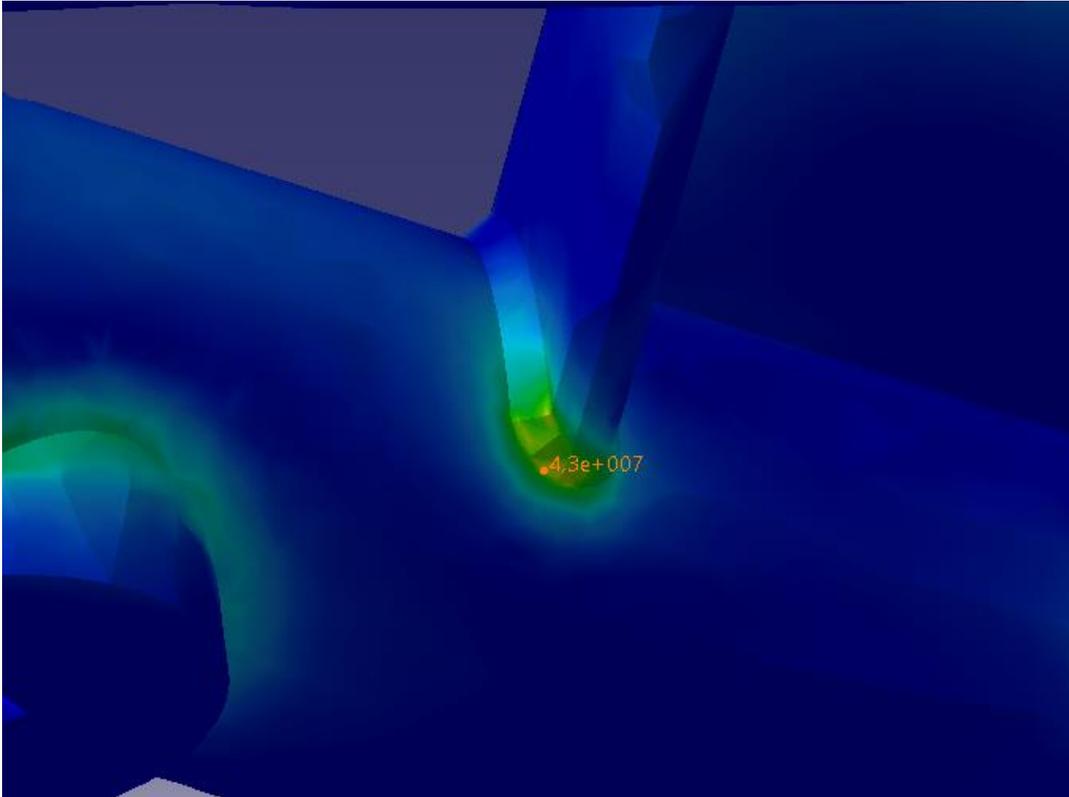


Comprobando la soldadura en los tubos frontales se observa una tensión máxima en la zona del cordón de 47,1MPa para el tubo longitudinal, y de 52,4MPa para el tubo de refuerzo vertical, por lo que se consideran tensiones válidas.



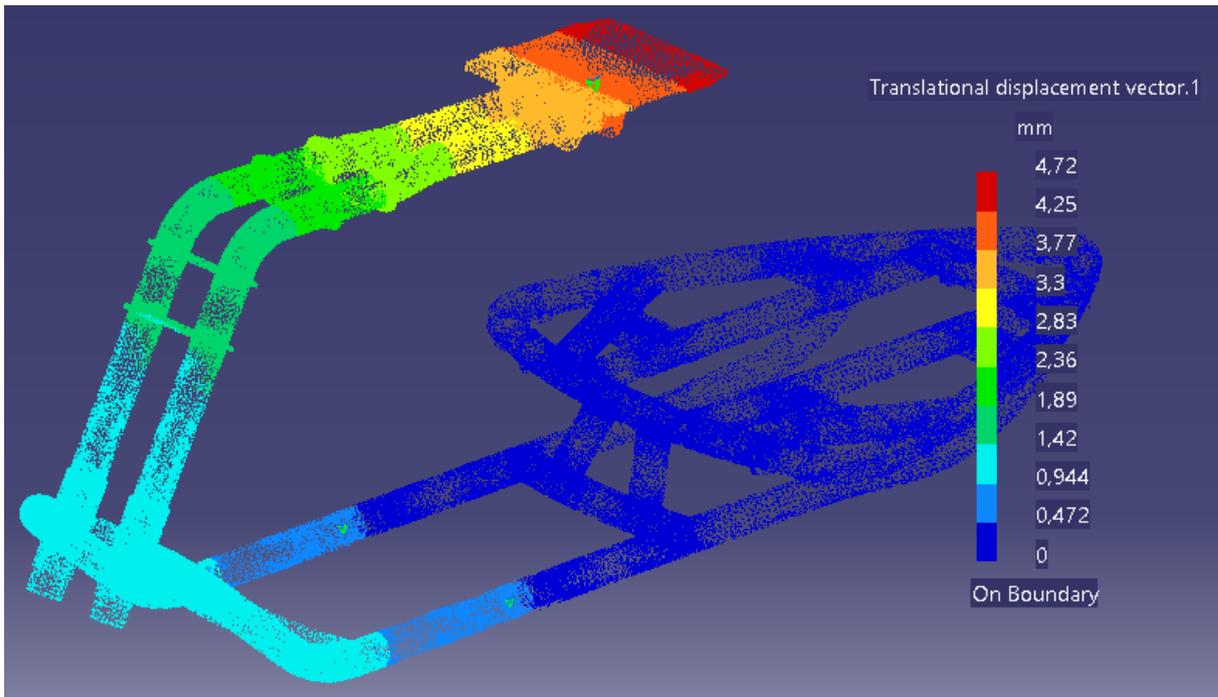
Comprobando el resto de soldaduras de la pieza solo se encuentra una zona donde se dé un valor de tensión mayor al obtenido en la unión de los tubos. Dicho punto se localiza en el perfil en U colocado transversalmente para fijar los puntos de anclaje del asiento.

Concretamente en el perfil delantero en la zona de contacto de la izquierda. Se puede ver que en este caso la tensión toma un valor ligeramente superior al máximo establecido para garantizar los 5.000.000 de ciclos a fatiga. Sin embargo, dicho valor puede deberse a que la zona de contacto “acaba” en una arista muy pronunciada, mientras que en la realidad el cordón crearía un chaflán que ayudaría a repartir las tensiones en dicha zona.



Y en efecto, tras realizar un chaflán de 2mm alrededor de la zona de unión se puede observar como las tensiones se reducen a solo unos 43MPa. Por tanto, se considerará aceptable los resultados obtenidos; aunque de cara a la fabricación de un prototipo habría que llevar a cabo un estudio en profundidad de todas las soldaduras presentes en la pieza.

### 2.1.5. Desplazamientos resultantes



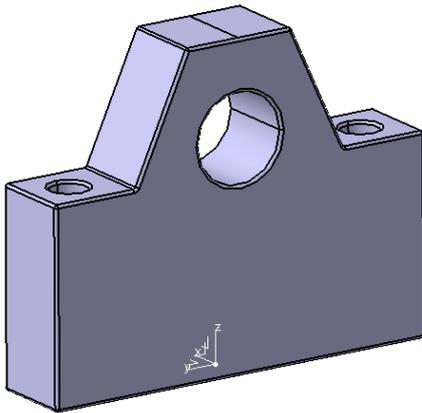
Para los desplazamientos, se obtienen unos valores máximos de 4,72mm en la zona de la base del volante. Aun así, y en comparación con las dimensiones del conjunto, se consideran despreciables dichos desplazamientos.

### 3.2. Estructura punto de apoyo

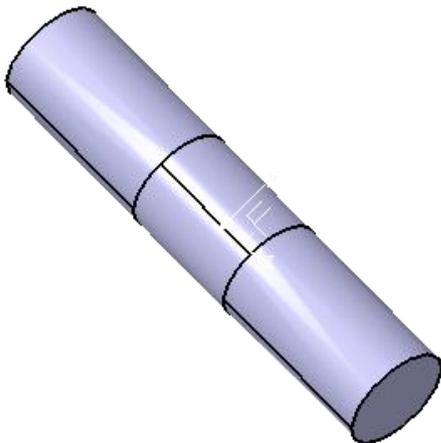
**Objetivo:** Garantizar que la estructura del punto de apoyo sea capaz de resistir las cargas transmitidas por el brazo actuador, así como las generadas debido a las aceleraciones angulares a las que estará sometido el puesto de conducción.

#### *Placa punto de apoyo*

	Material: Acero S235
	Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
	Módulo elástico: 200.000MPa
	Límite elástico: 250MPa
	Límite de tracción: 370MPa
	Coefficiente de Poisson: 0,266

**Soporte de eje**

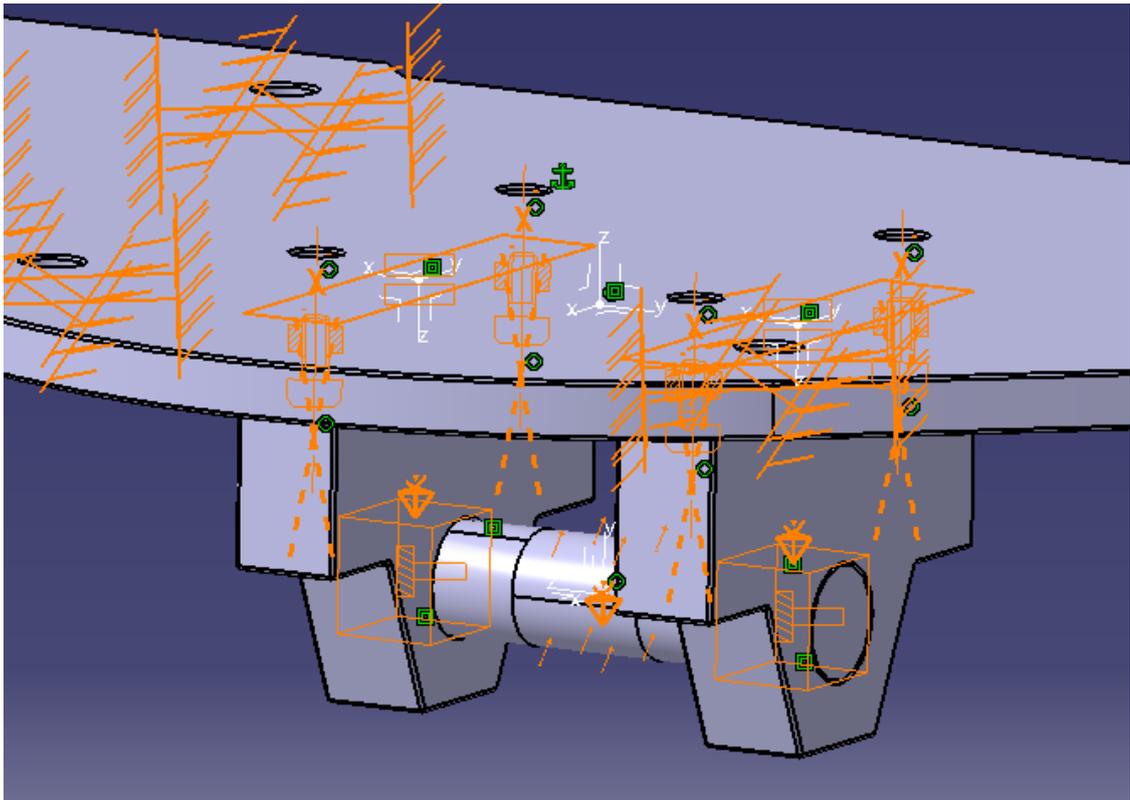
Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coefficiente de Poisson: 0,266

**Perno simplificado**

Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coefficiente de Poisson: 0,266

**3.2.1. Condiciones de contorno y cargas aplicadas**

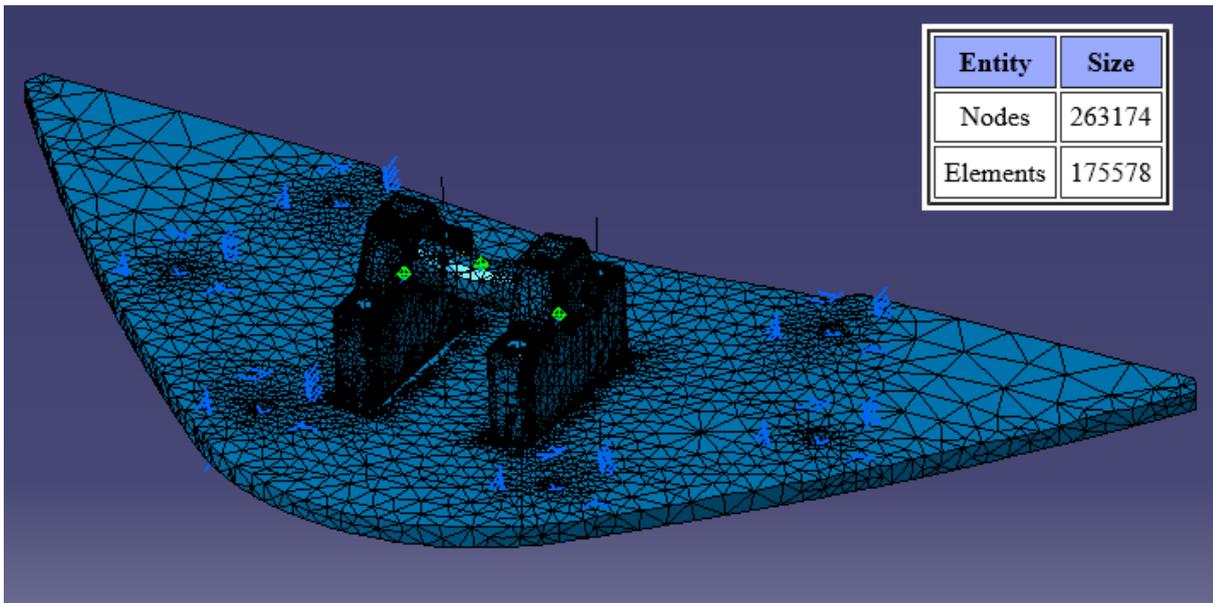
Para la realización del análisis de este sub-ensamblaje se ha tenido que recurrir a una versión simplificada del perno, así como a utilizar restricciones de fijación por tornillo virtual en vez de incluir los tornillos reales. Ello se debe a que al emplear las piezas originales aumentaban en exceso el número de condiciones de contorno, empeorando severamente la precisión del cálculo.



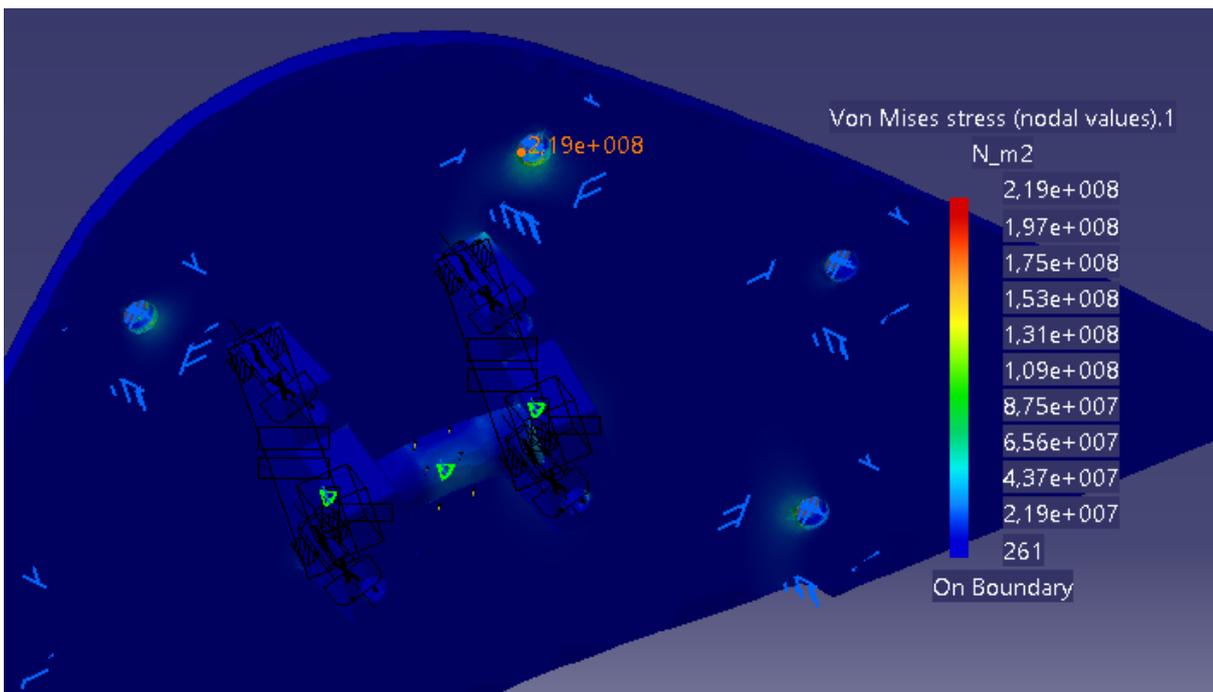
Además de la fijación por tornillos virtuales, empleada para fijar los soportes a la placa, se ha empleado una fijación rígida para unir los extremos del perno a sendos soportes. Para sujetar la pieza se han colocado restricciones por empotramiento en cada uno de los agujeros destinados a unir la estructura del punto de apoyo con el puesto de conducción.

En cuanto a las fuerzas, se han aplicado a lo largo de la superficie que ocuparía la bola de la rótula. Se ha aplicado la carga radial que ejercería el brazo actuador (2.664N), así como la carga axial generada debido a la aceleración angular (1.125N).

**3.2.2. Mallado obtenido**

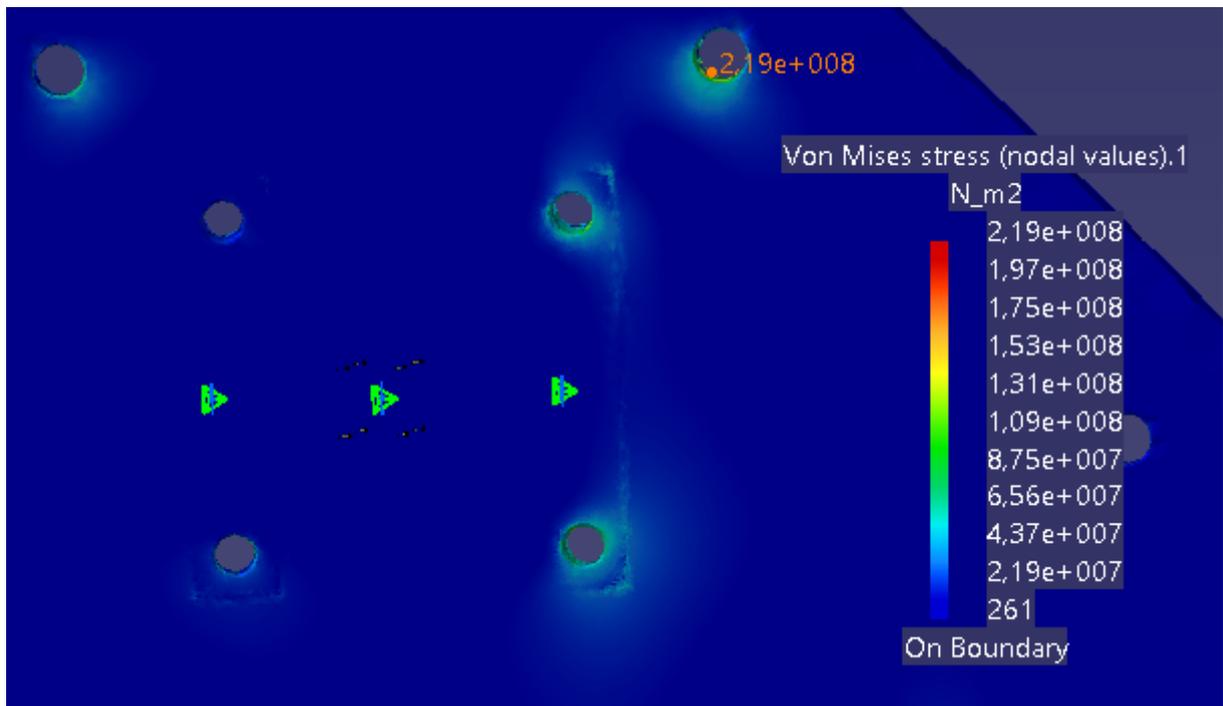


**3.2.3. Tensiones equivalentes de Von Mises**

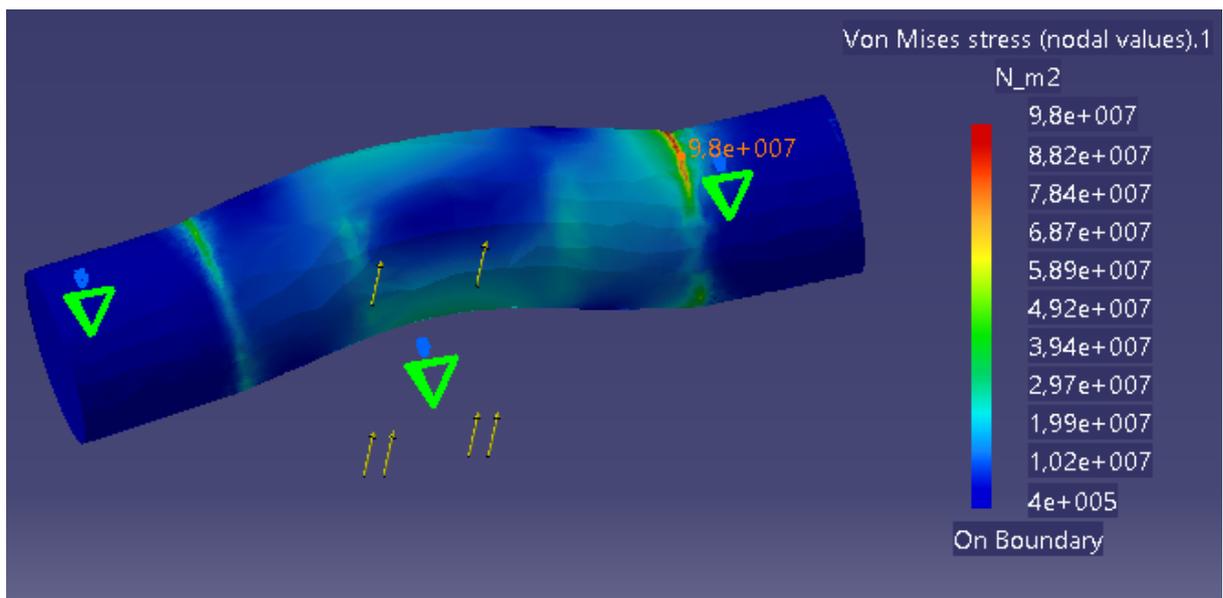


Al inspeccionar las tensiones equivalentes de Von Mises se puede observar que las tensiones se mantendrán relativamente bajas para el conjunto de elementos, teniendo valores puntuales altos en los bordes de los agujeros pasantes realizados para atornillar las piezas. Aun así, la tensión máxima de 219MPa está por debajo del límite elástico de cualquiera de las piezas, por lo que puede asegurarse la integridad de los componentes. Pese a ello, y

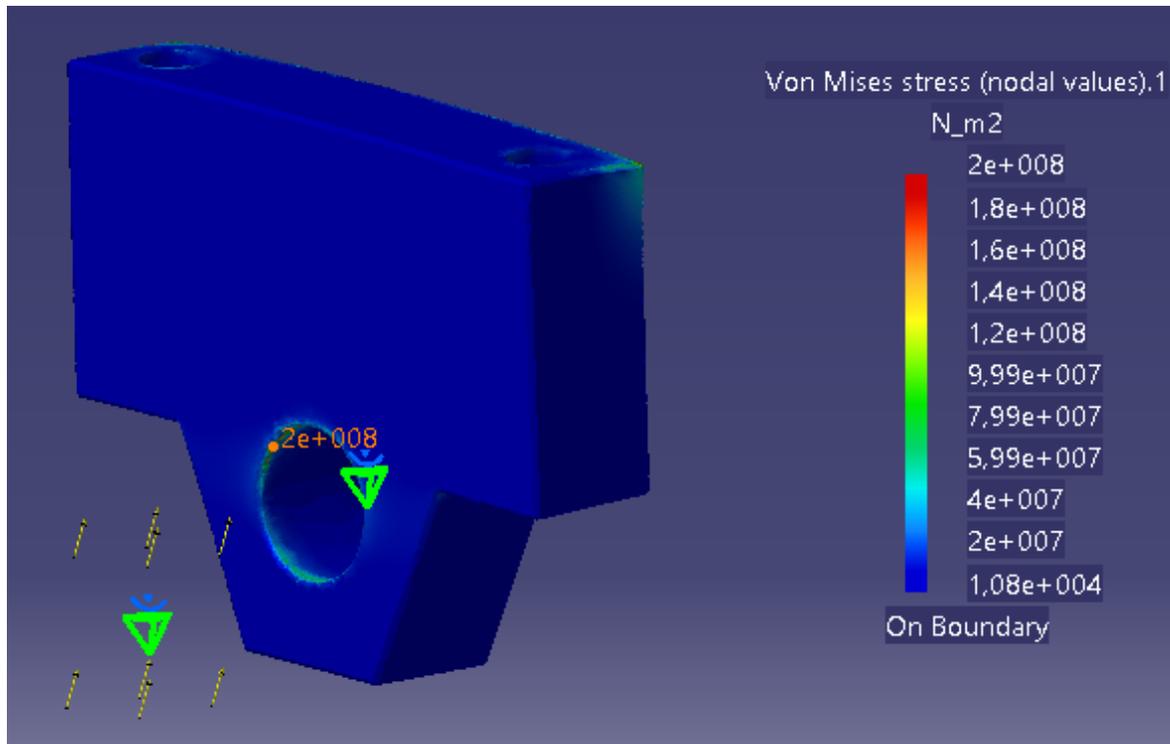
debido a que se obtiene un valor de tensión relativamente alto, se pasa a continuación a un análisis detallado de las tensiones en cada una de las piezas.



Tal como se había visto, el valor de tensión máxima se dará en la placa de apoyo, concretamente en el borde de los agujeros. Aun así, puede verse también una ligera concentración de tensiones siguiendo la silueta del soporte de eje, aunque con valores sustancialmente más bajos.

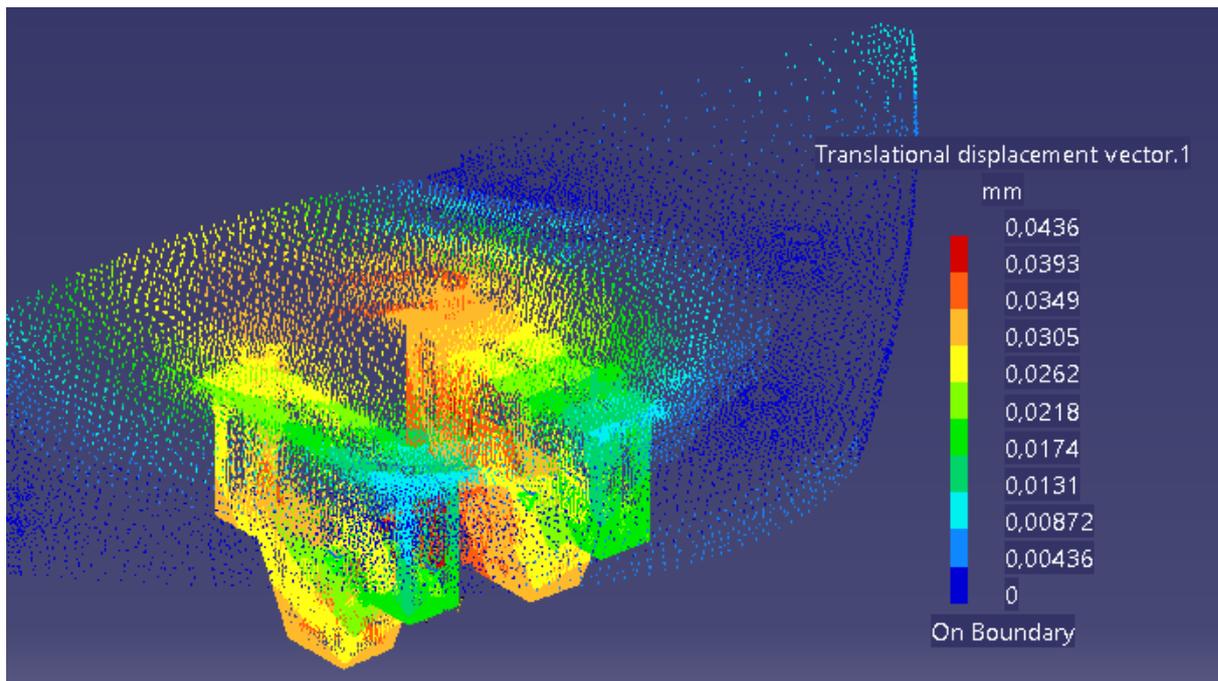


En el caso del perno se obtienen tensiones más distribuidas a lo largo del cuerpo del mismo, teniendo un máximo de tensiones en la zona de contacto de éste con el soporte de eje. Sin embargo, las tensiones para este elemento resultan las más bajas del conjunto, con un máximo de 98,7MPa.



En los soportes de eje se observan tensiones relativamente bajas a lo largo del cuerpo de la pieza, habiendo solo concentraciones puntuales en las zonas de contacto del soporte con el eje y con la placa. Aun así, las tensiones máximas producidas (200MPa) pueden seguir considerándose como seguras en comparación con el límite elástico.

### 3.2.4. Desplazamiento resultantes

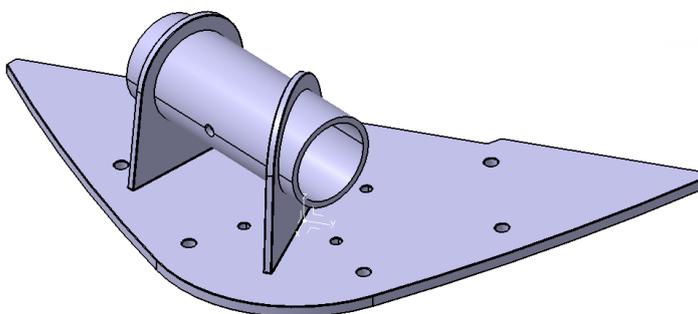


Se evalúan finalmente los desplazamientos resultantes obtenidos, los cuales se concentrarán mayoritariamente en la zona del perno. Aun así, los valores de desplazamiento son lo suficientemente bajos para despreciarse.

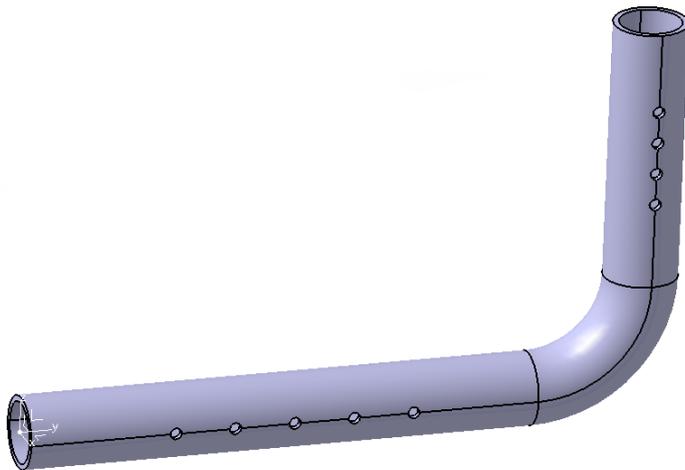
### 3.3. Conjunto soporte palanca

**Objetivo:** Asegurar la integridad de las piezas que conforman el sistema de apoyo y regulación de la palanca de cambios.

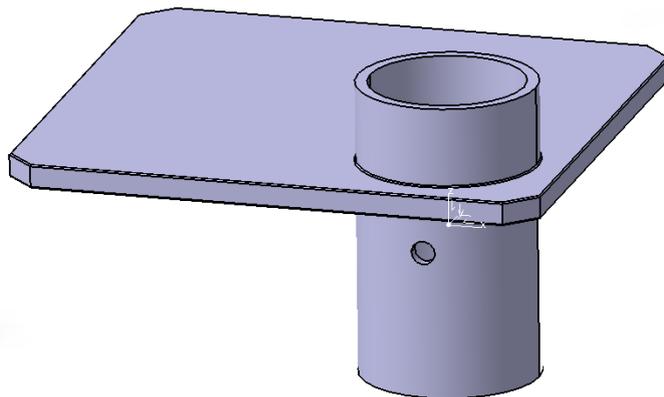
#### *Placa punto apoyo-palanca*



Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coefficiente de Poisson: 0,266

**Tubo soporte palanca**

Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coefficiente de Poisson: 0,266

**Base palanca**

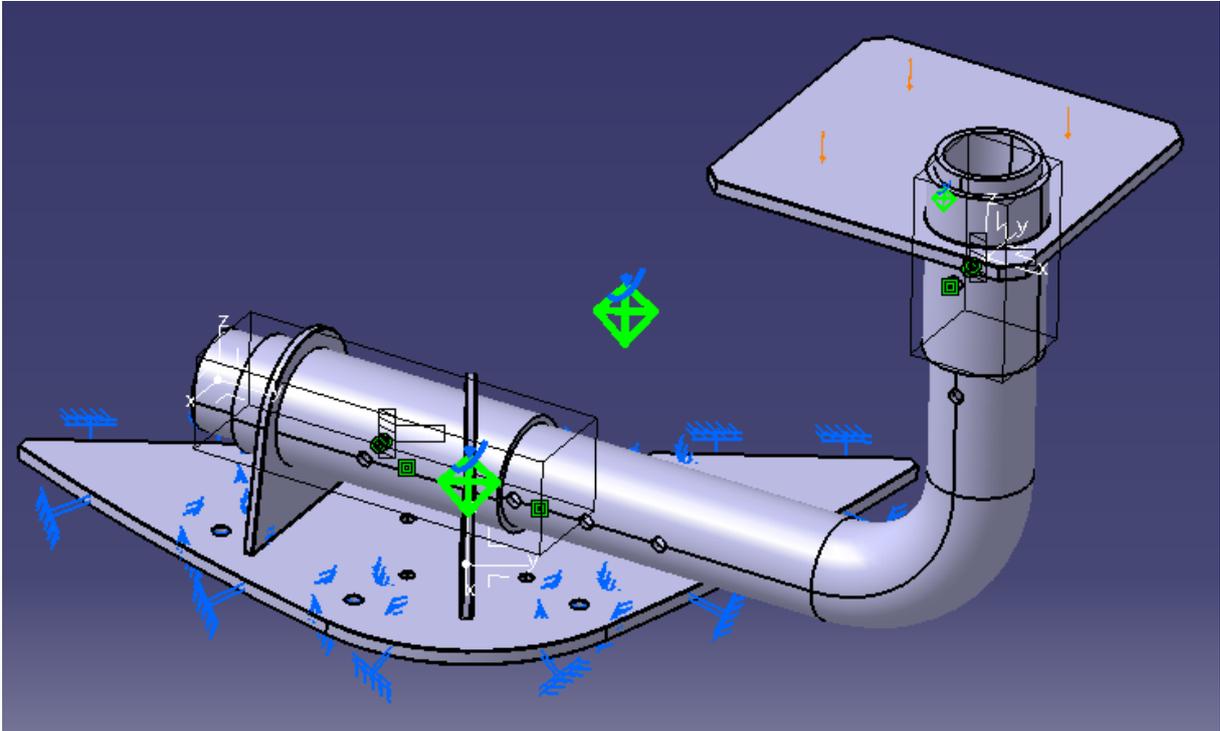
Material: Acero S235
Densidad: 7.860kg/m <sup>3</sup>
Módulo elástico: 200.000MPa
Límite elástico: 250MPa
Límite de tracción: 370MPa
Coefficiente de Poisson: 0,266

**3.3.1. Condiciones de contorno y cargas aplicadas**

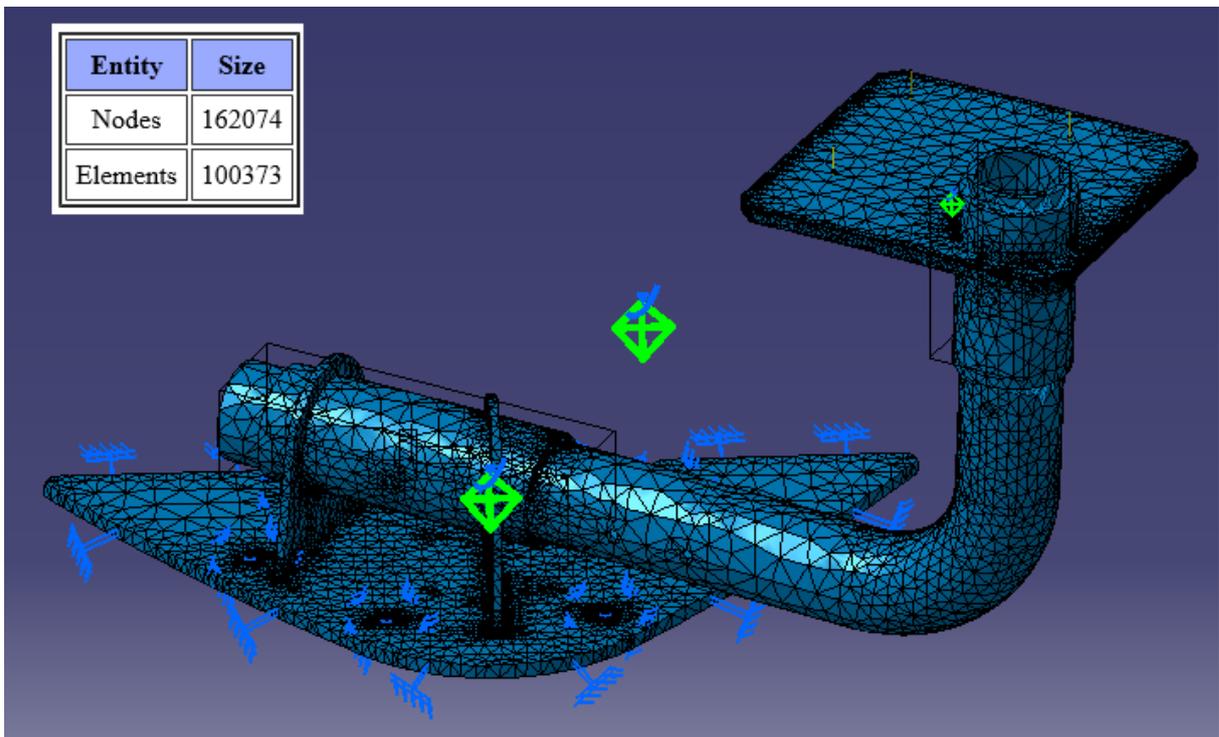
Al igual que en el análisis de la estructura base completa, se descartarán los pernos enchufables en la realización de los cálculos debido a la penalización que supone de cara a los resultados. En su lugar se considerarán sujeciones rígidas entre los tubos.

A parte de ello, se considerará una restricción por empotramiento en los agujeros de la placa del punto de apoyo, así como en su periferia (hay que recordar que la placa está apoyada en su contorno sobre los tubos de la estructura trasera del puesto de conducción).

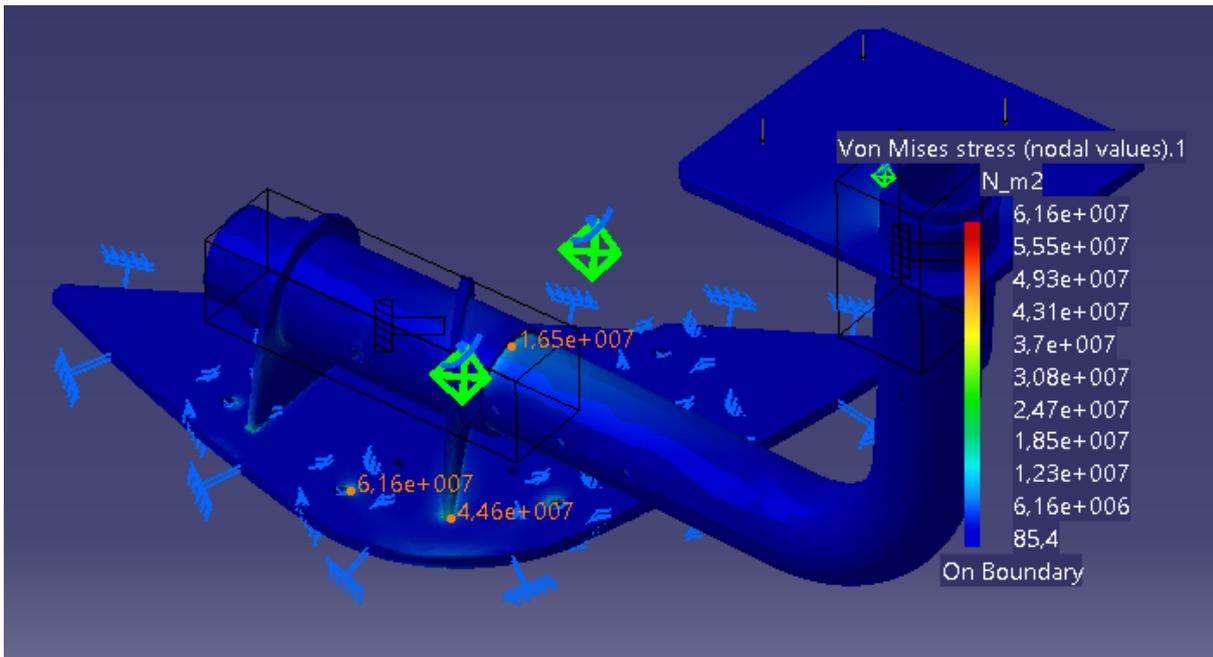
Finalmente se aplicará una carga de 300N en la base de la palanca de cambios, que se ha determinado suponiendo un posible peso ejercido de 10kgf más un coeficiente de seguridad de 3.



### 3.3.2. Mallado obtenido

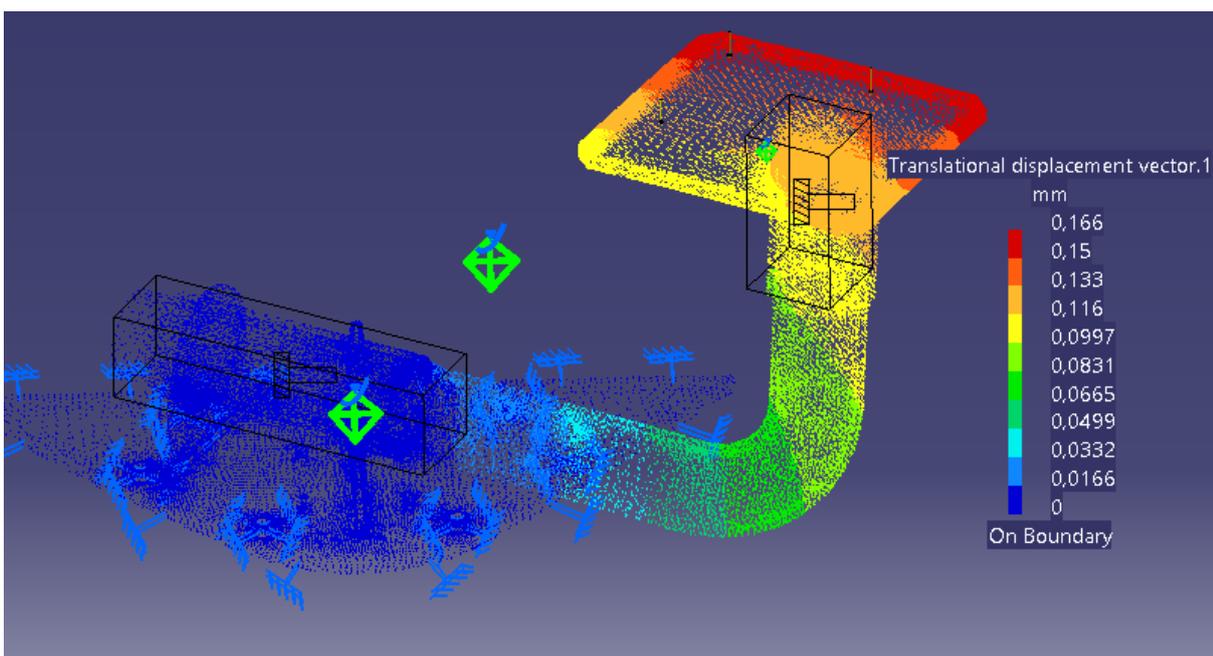


### 3.3.3. Tensiones equivalentes de Von Mises



A partir de las tensiones de Von Mises obtenidas se puede ver que la tensión máxima que tendrá lugar en el sub-ensamblaje se dará en el borde del agujero central-izquierdo, con un valor de 61,6MPa. Comprobando la soldadura en la zona de contacto de la chapa con la placa de soporte se puede ver una tensión máxima de 44,6MPa, por lo que se considera un valor aceptable.

### 3.3.4. Desplazamientos resultantes



Por último, se comprueban los desplazamientos resultantes hallados, los cuales dan como valor máximo 0,166mm; por lo que se considerará despreciable.



Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

**TITULACIÓN:** Grado en Ingeniería Mecánica

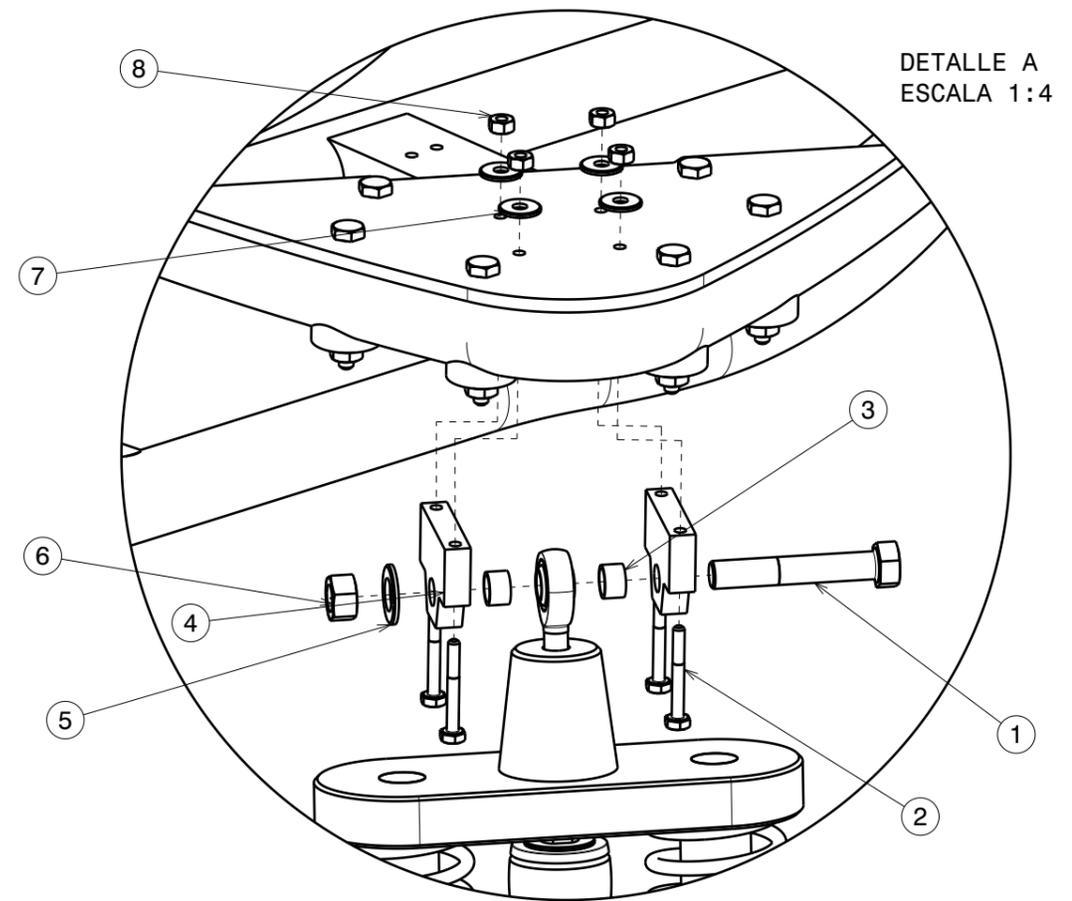
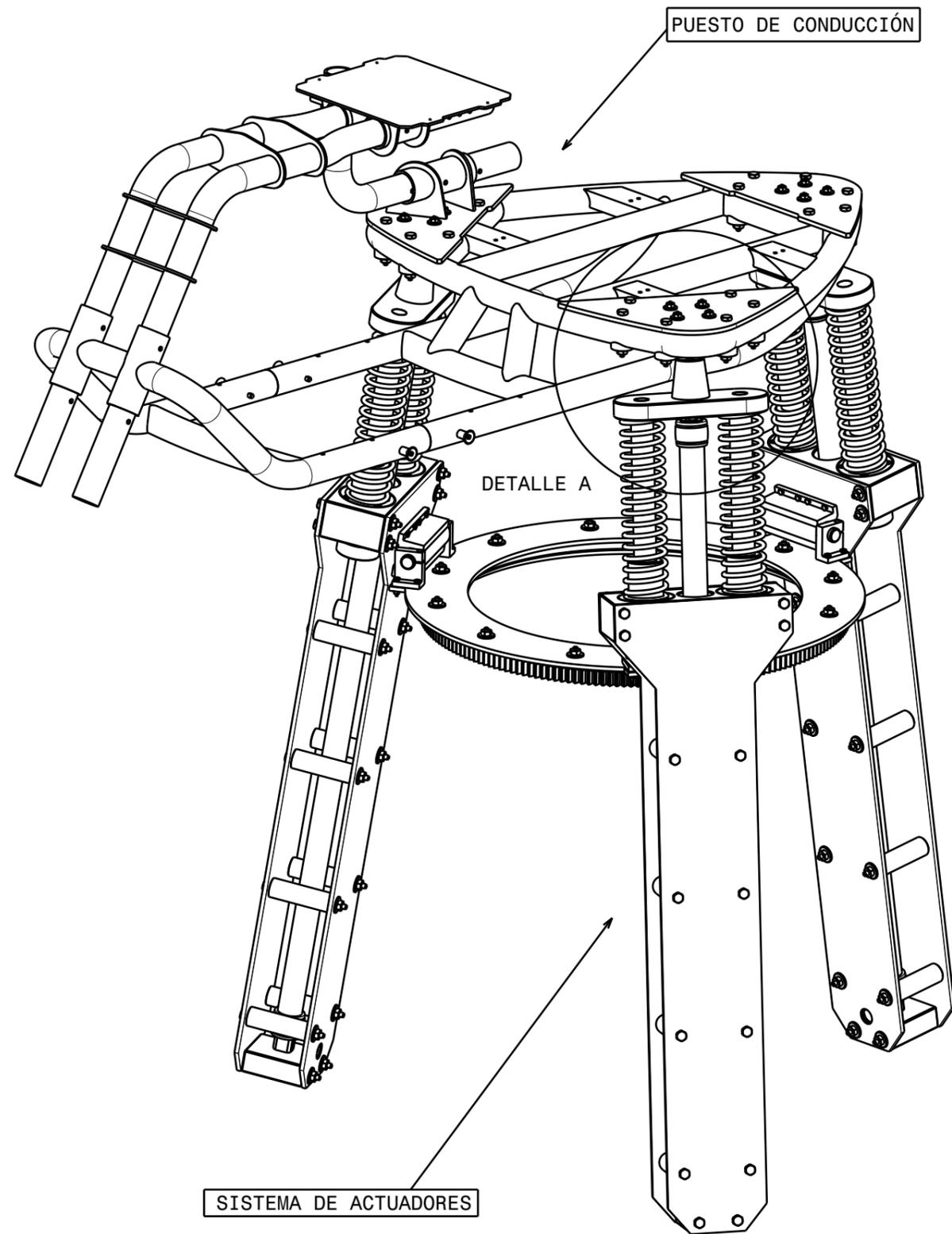
# Planos

Trabajo Fin de Grado

Simulador de conducción con actuadores neumáticos

AUTOR

Del Buono González, Antonio Benito

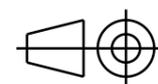


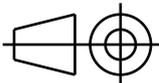
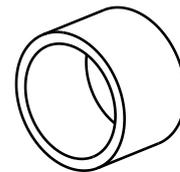
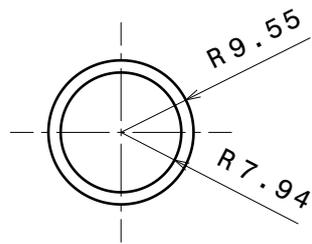
Vista de despiece de la zona de unión entre cada brazo actuador y los puntos de apoyo.

8	12	TUERCA HEXAGONAL M8 ISO 4032	ISO 4032	
7	12	ARANDELA PLANA GRANDE M8 ISO 7093	ISO 7093	
6	3	TUERCA HEXAGONAL 5/8 ASTM A194	ASTM A194	
5	3	ARANDELA PLANA M18 ISO 7089	ISO 7089	
4	6	SOPORTE DE EJE	1.02	ACERO S235
3	6	ANILLA SEPARADORA	1.01	ACERO S235
2	12	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL M8x55 ISO 4014	ISO 4014	
1	3	PERNO HEXAGONAL 5/8x3,7" ASTM A307	ASTM A307	
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

### SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		
Escala:	1:10	Nº P: 1.00 Nom. Arch: ASSEM_Simulador_TFG.CATProduct	
		<b>CONJUNTO ENSAMBLAJE COMPLETO</b>	





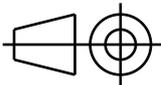
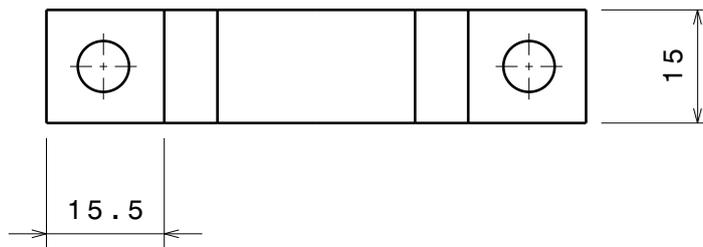
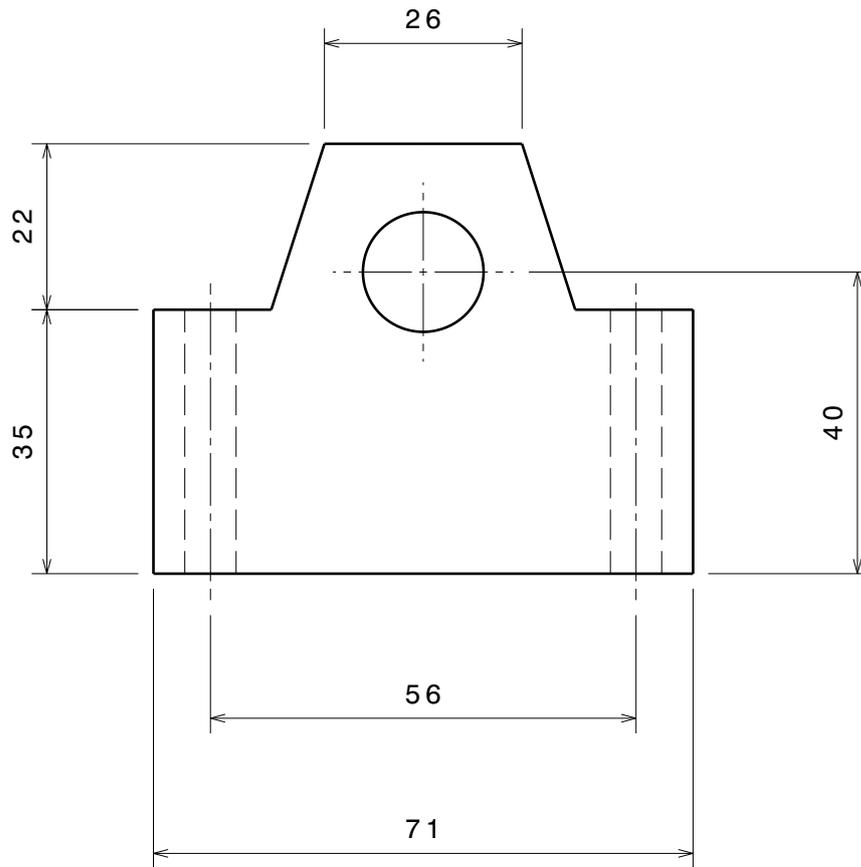
Cotas en mm

3	2	ANILLA SEPARADORA	1.01	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

### SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

Escala:	CONJUNTO ENSAMBLAJE COMPLETO	Nº P: 1.01
1:1	ANILLA SEPARADORA	Nom. Arch: Anilla_separadora.CATPart

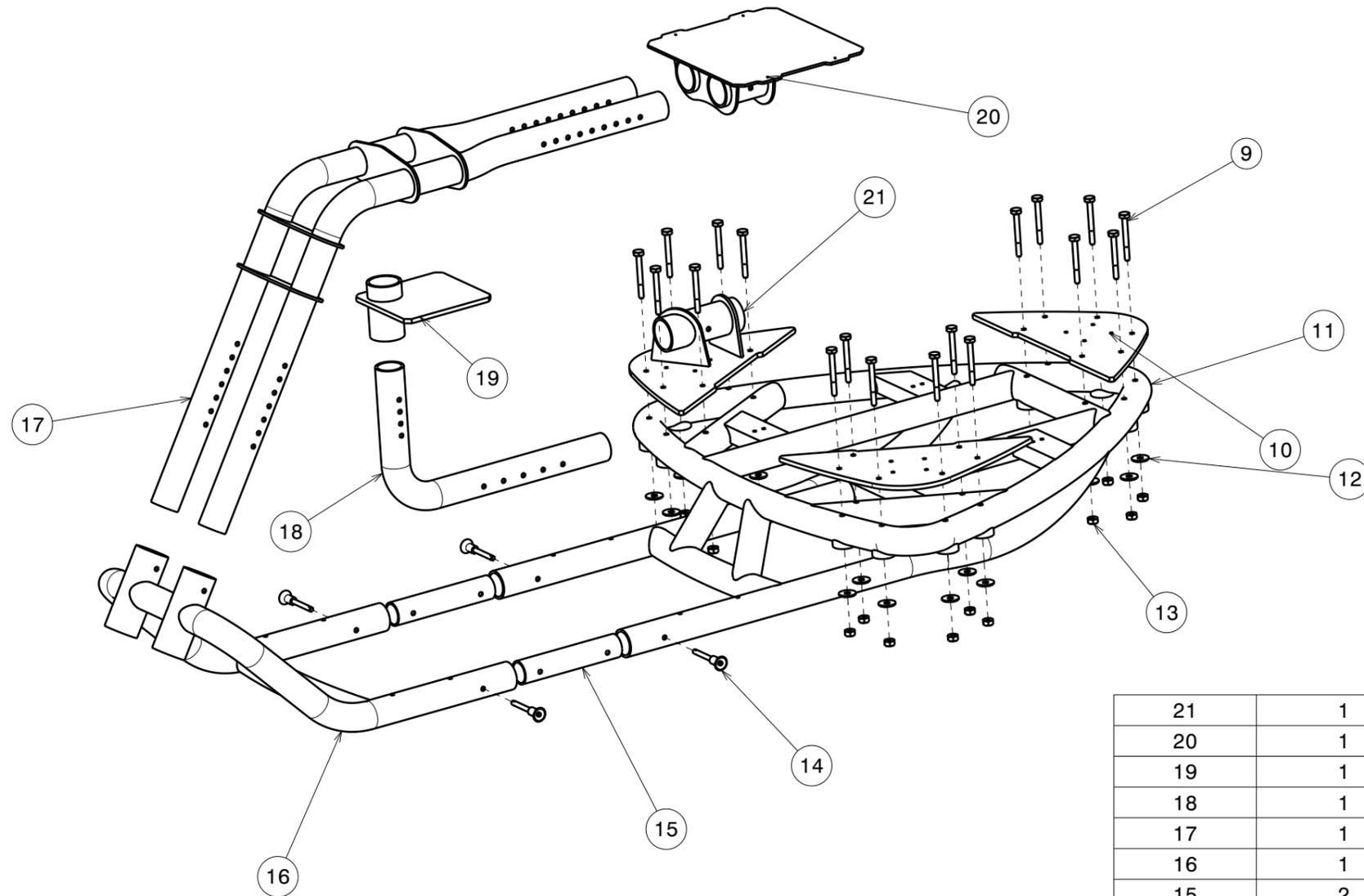


Cotas en mm

MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL
4	6	SOPORTE DE EJE	1.02	ACERO S235

## SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

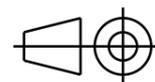
Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		
Escala:	CONJUNTO ENSAMBLAJE COMPLETO	Nº P: 1.02	
1:1	SOPORTE EJE	Nom. Arch: Soporte_eje .CATPart	

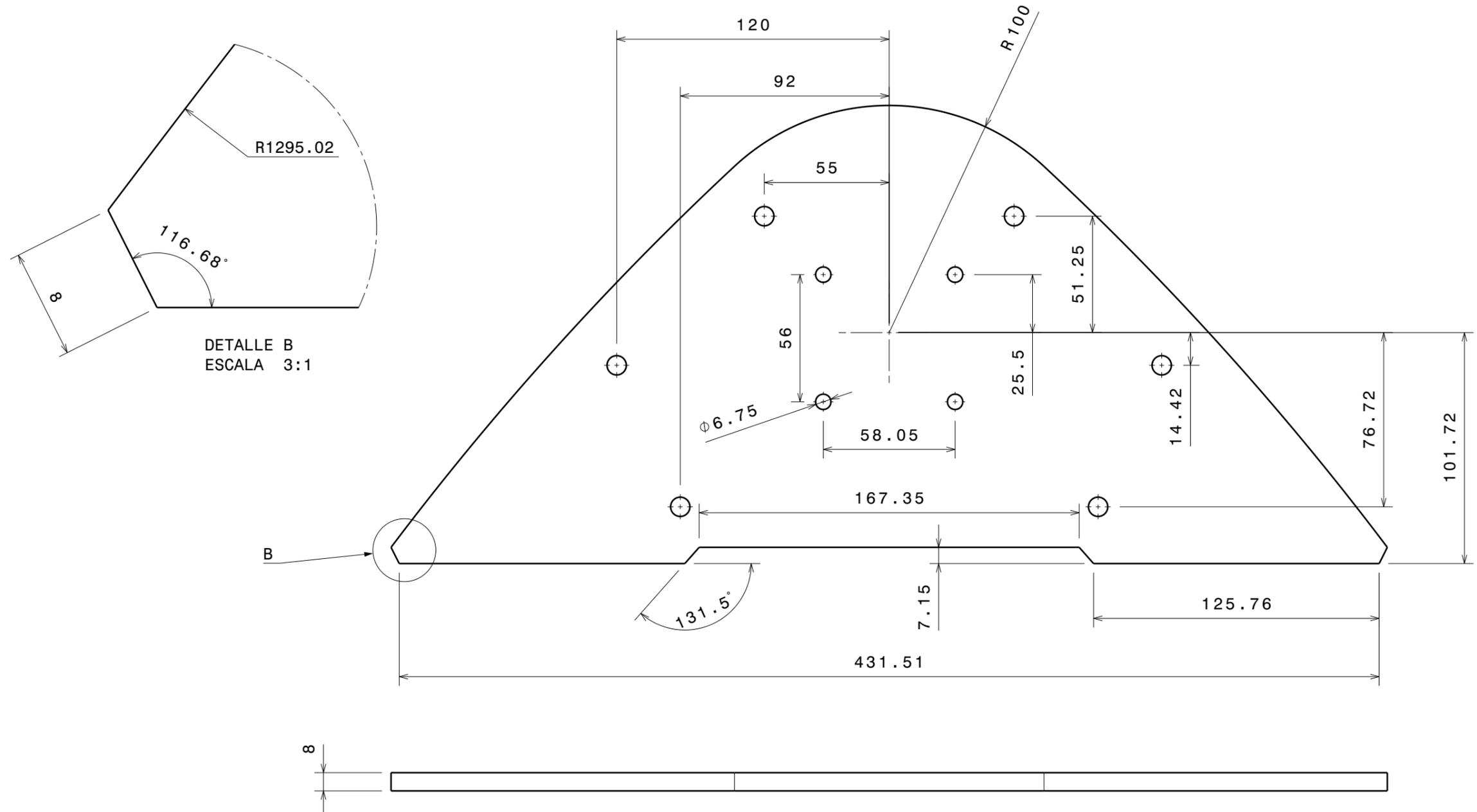


21	1	PLACA PUNTO APOYO-PALANCA	2.10	ACERO S235
20	1	BASE VOLANTE	2.09	ACERO S235
19	1	BASE PALANCA	2.08	ACERO S235
18	1	TUBO SOPORTE PALANCA	2.07	ACERO S235
17	1	TUBOS SOPORTE VOLANTE	2.06	ACERO S235
16	1	ESTRUCTURA DELANTERA	2.05	ACERO S235
15	2	TUBO CONEXIÓN	2.04	ACERO S235
14	4	PERNOS ENCHUFABLES NORELEM	2.03	
13	18	TUERCA HEXAGONAL M10 ISO 4032	ISO 4032	
12	18	ARANDELA PLANA GRANDE M10 ISO 7093	ISO 7093	
11	1	ESTRUCTURA TRASERA	2.02	ACERO S235
10	2	PLACA PUNTO APOYO	2.01	ACERO S235
9	18	TORNILLO HEXAGONAL M10x80 ISO 4014	ISO 4014	
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

### SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		
Escala:	CONJUNTO ENSAMBLAJE COMPLETO	Nº P: 2.00	
1:10	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN	Nom. Arch: ASSEM_Puest o_conduccion.CATProduct	





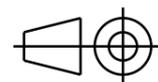
La pieza lleva un redondeo de 0,5mm en todas sus aristas  
Cotas en mm

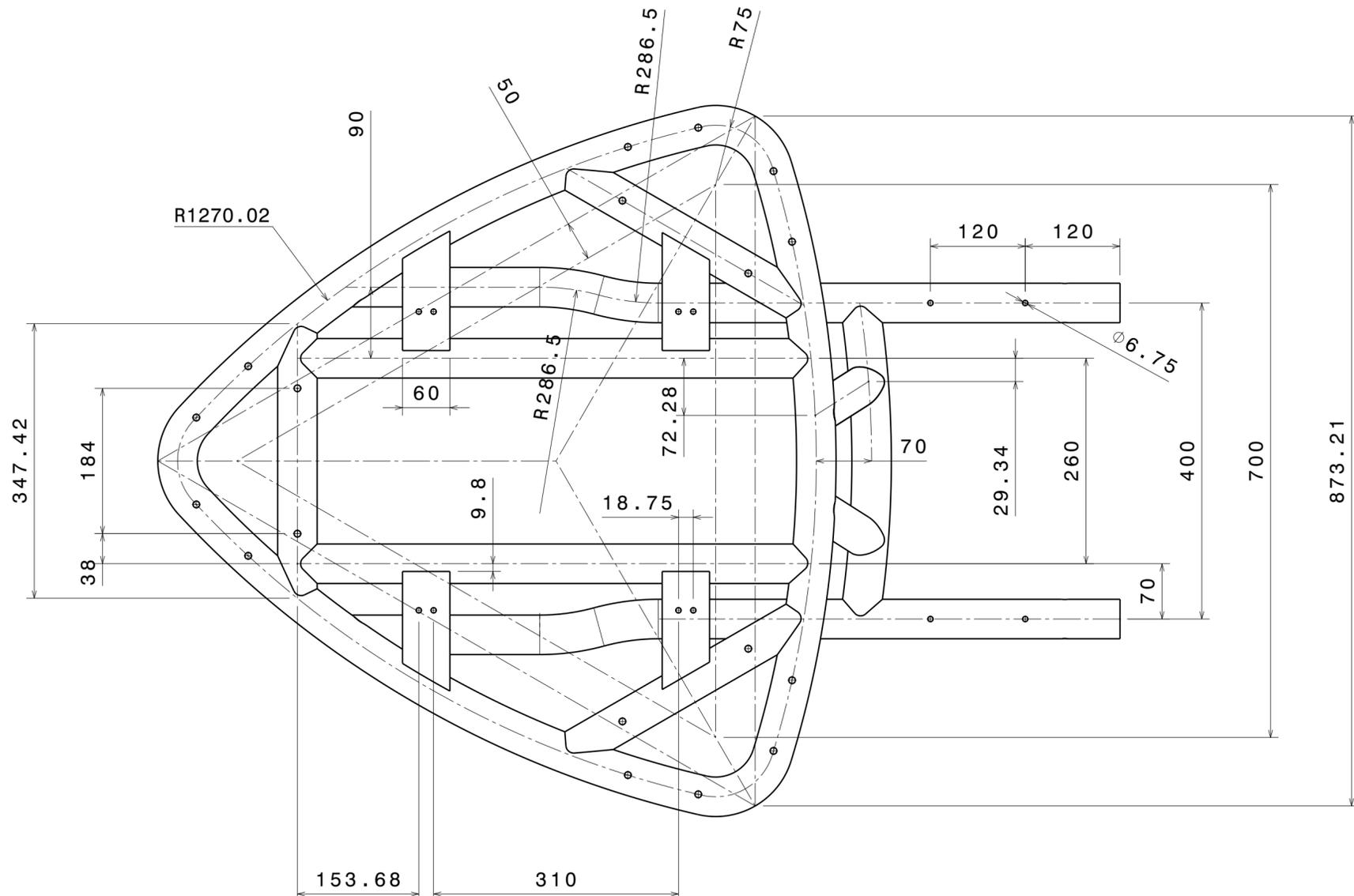
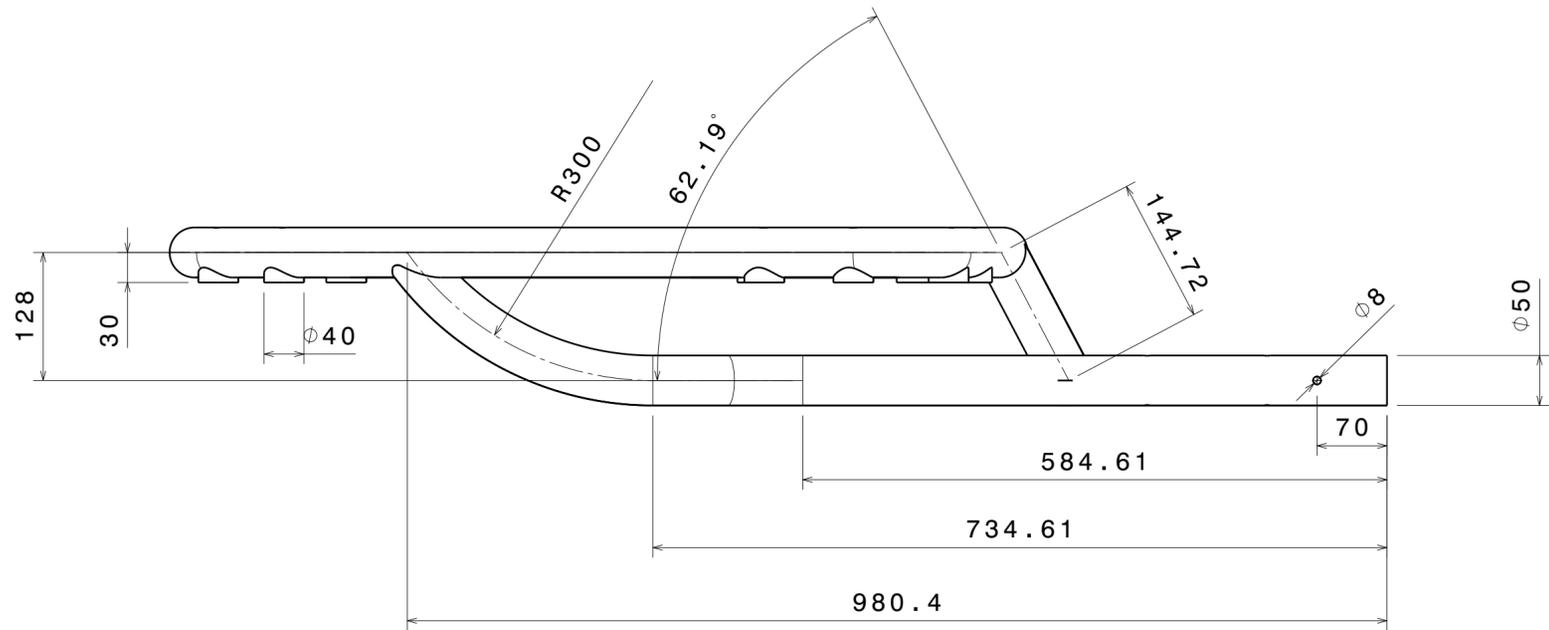
10	2	PLACA PUNTO APOYO	2.01	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

**SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS**

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

Escala:	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN	Nº P: 2.01
1:2	PLACA PUNTO APOYO	Nom. Arch: Placa_apoyo .CATPart



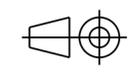


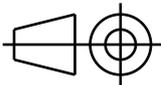
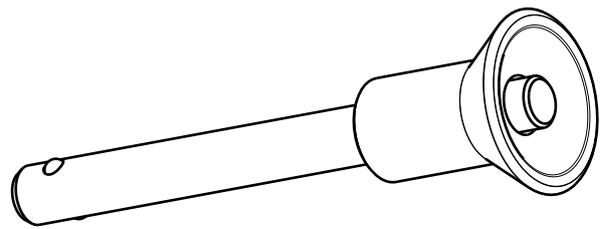
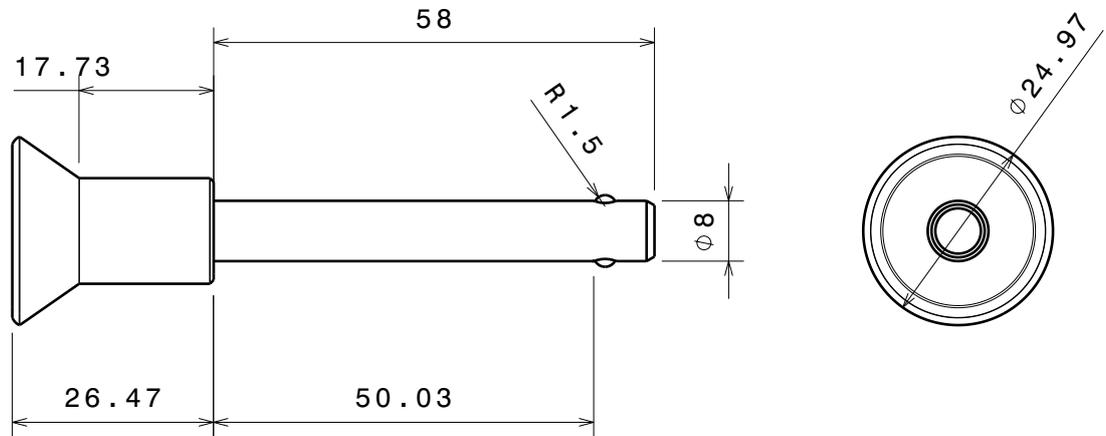
Tubos 50x4mm  
 Anclaje del asiento sobre perfil U 60x30x6mm  
 Todas los elementos soldados mediante soldadura TIG a lo largo de todo su contorno  
 Cotas en mm

11	1	ESTRUCTURA TRASERA	2.02	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS			
Fecha	13/07/16	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN	Universidad de La Laguna	
Escala:	1:5	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN	Nº P: 2.02
		ESTRUCTURA TRASERA	Nom. Arch: Estructura_trasera.CATPart

IMPORTANTE: Para las cotas relativas a los agujeros de fijación de la placa del punto de apoyo consultar el plano 2.01



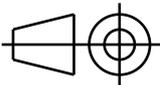
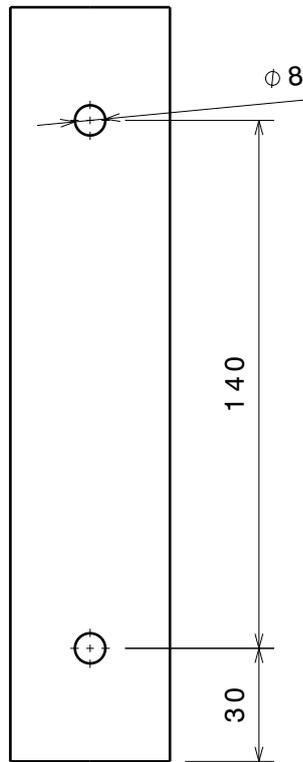
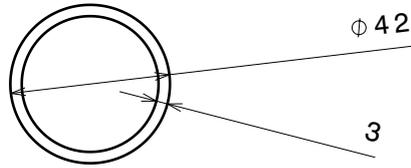


Cotas en mm

14	4	PERNO ENCHUFABLE NORELEM	2.03	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

### SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		
Escala:	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN		Nº P: 2.03
1:1	PERNO ENCHUFABLE NORELEM		Nom. Arch: Perno_enchufable.CATPart



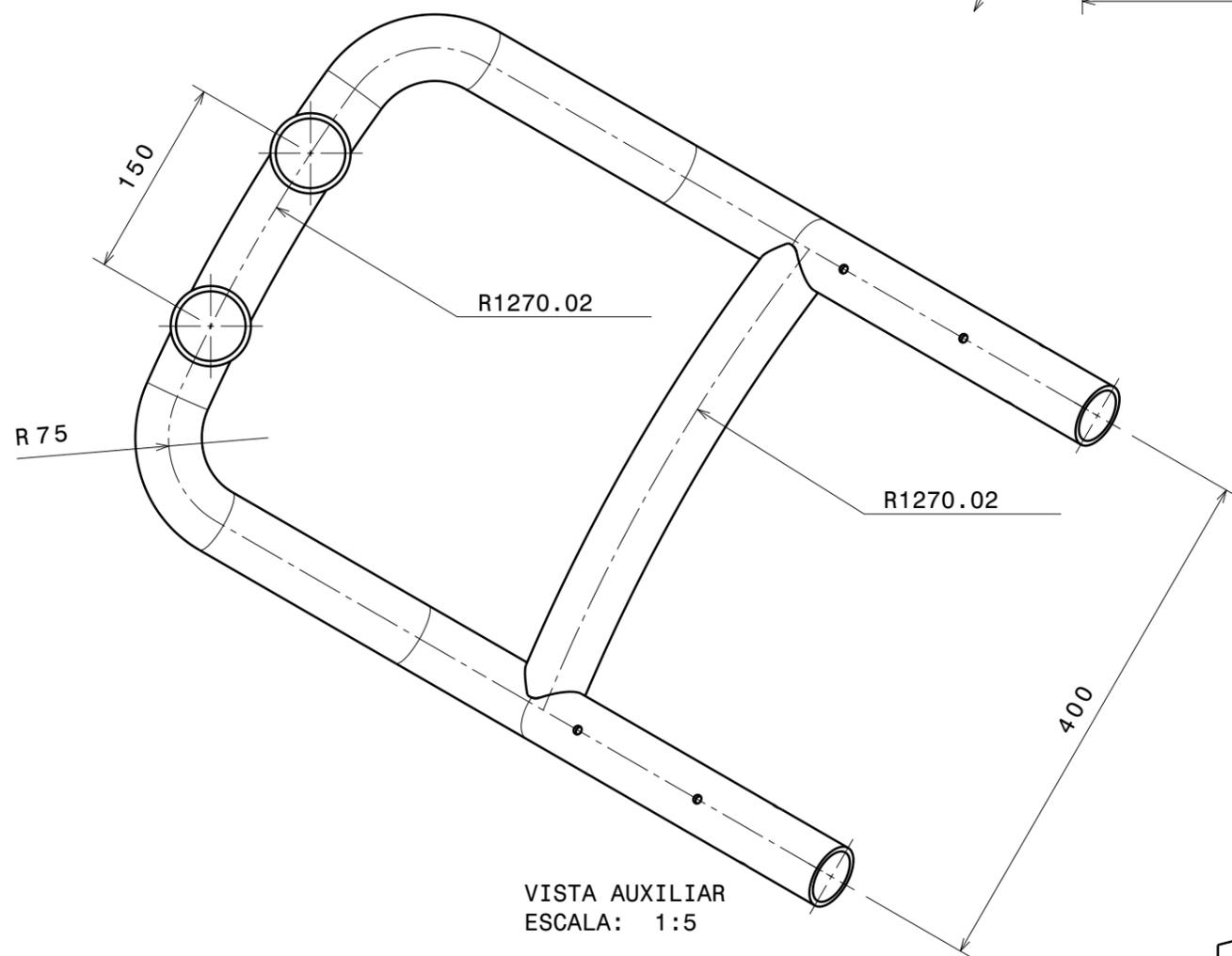
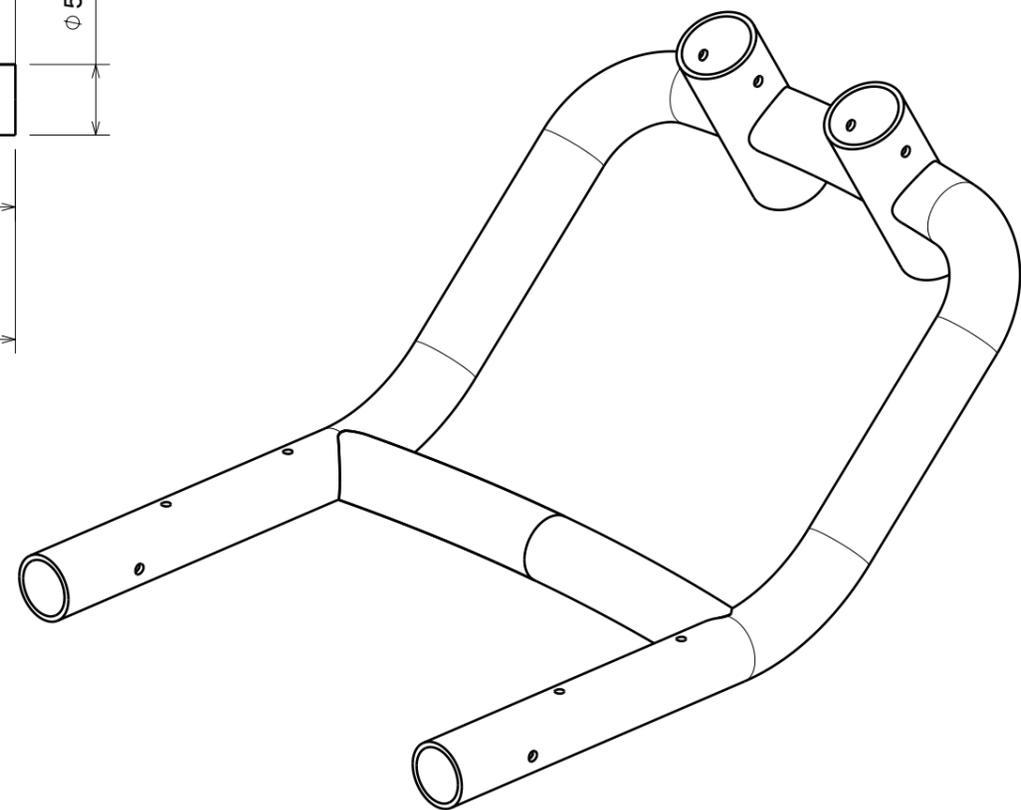
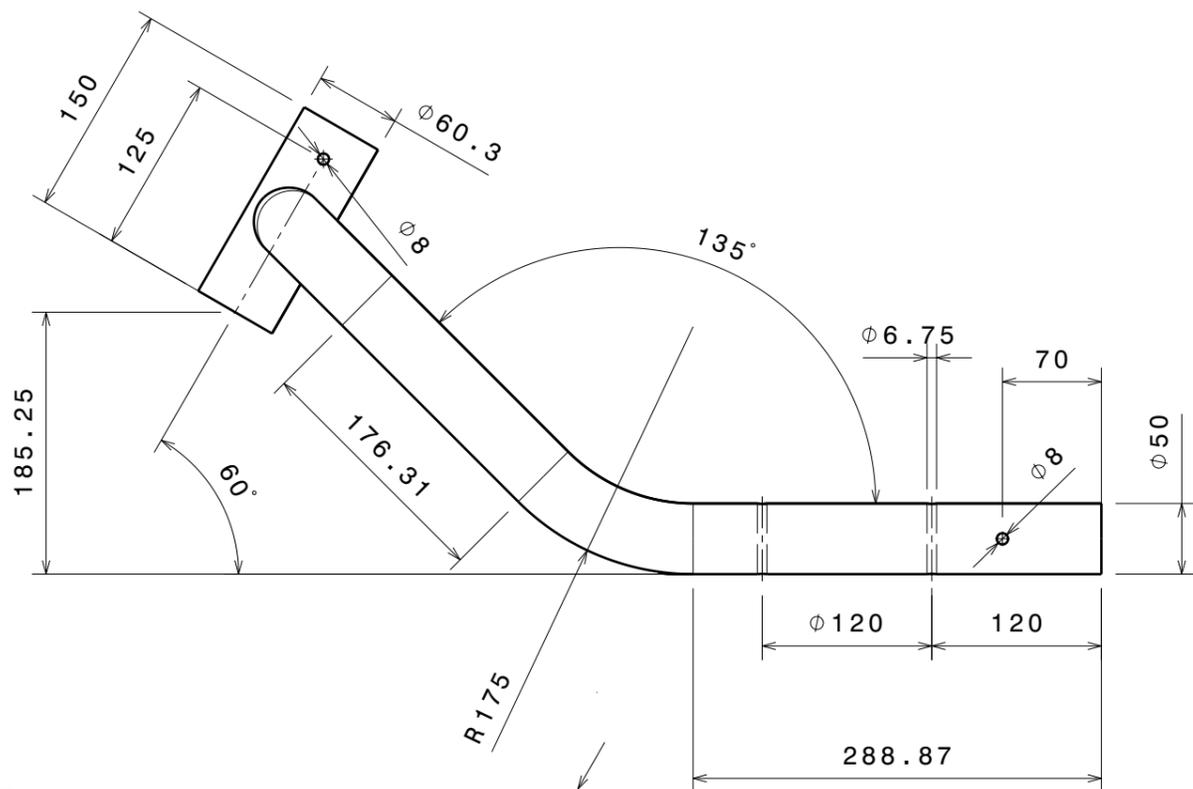
Cotas en mm

15	4	TUBO CONEXION	2.04	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

### SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

Escala:	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN	Nº P: 2.04
1:2	TUBO CONEXIÓN	Nom. Arch: Tubo_conexion.CATPart



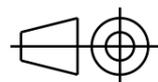
Tubo principal: 50x4  
 Tubo secundario: 60,3x4  
 Los tubos se sueldan por medio de soldadura TIG a lo largo de todo su contorno  
 Cotas en mm

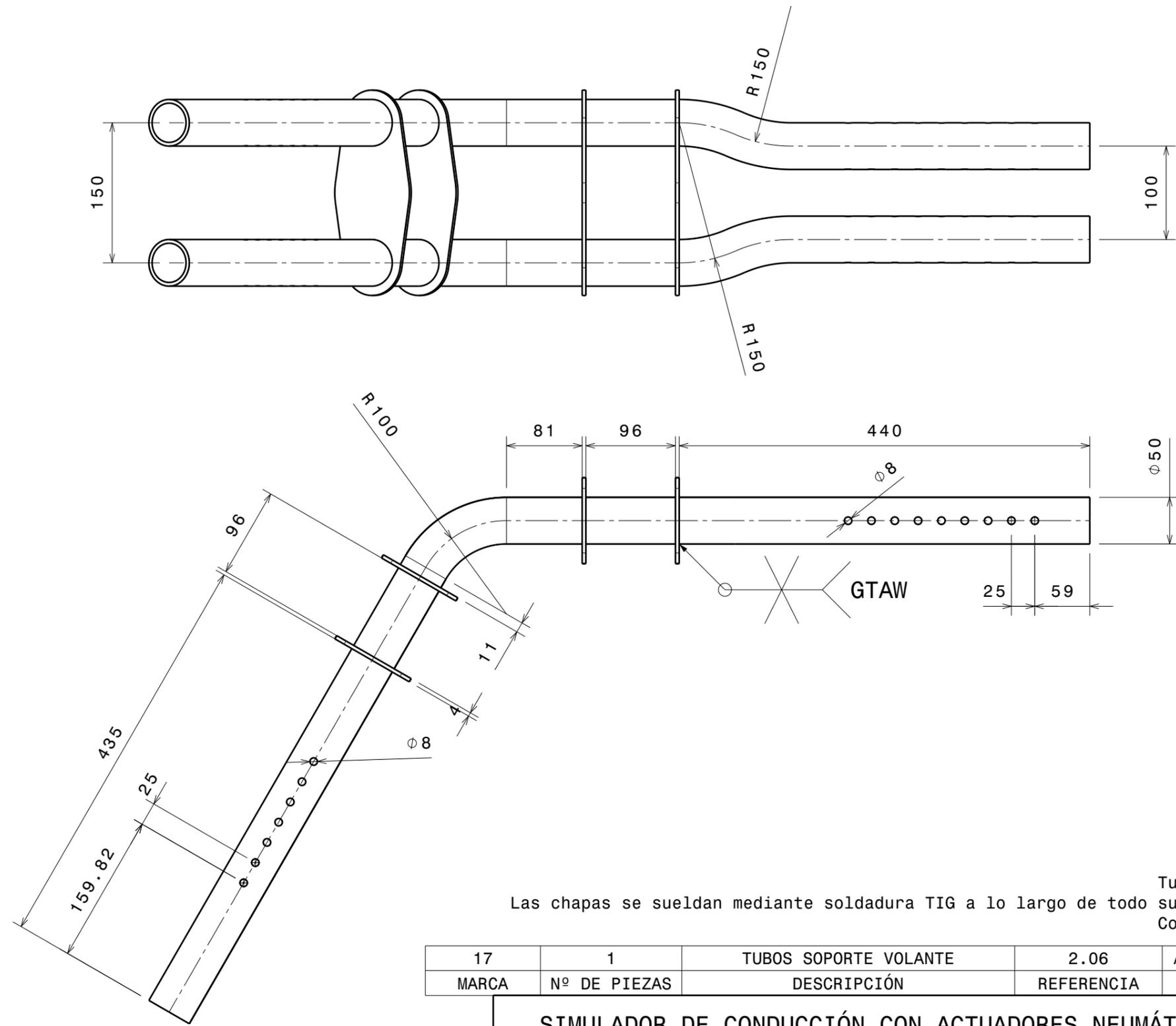
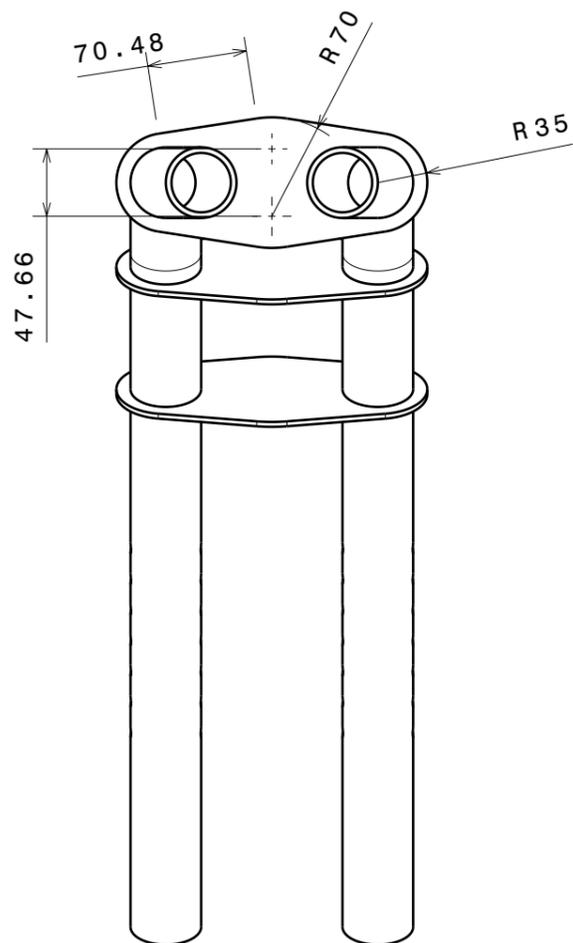
16	1	ESTRUCTURA DELANTERA	2.05	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

### SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

Escala:	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN	Nº P: 2.05
1:5	ESTRUCTURA DELANTERA	Nom. Arch: Estructura_delantera.CATPart





Las chapas se sueldan mediante soldadura TIG a lo largo de todo su contorno  
 Cotas en mm

Tubo 50x4mm

17	1	TUBOS SOPORTE VOLANTE	2.06	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

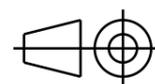
**SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS**

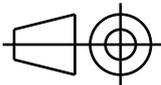
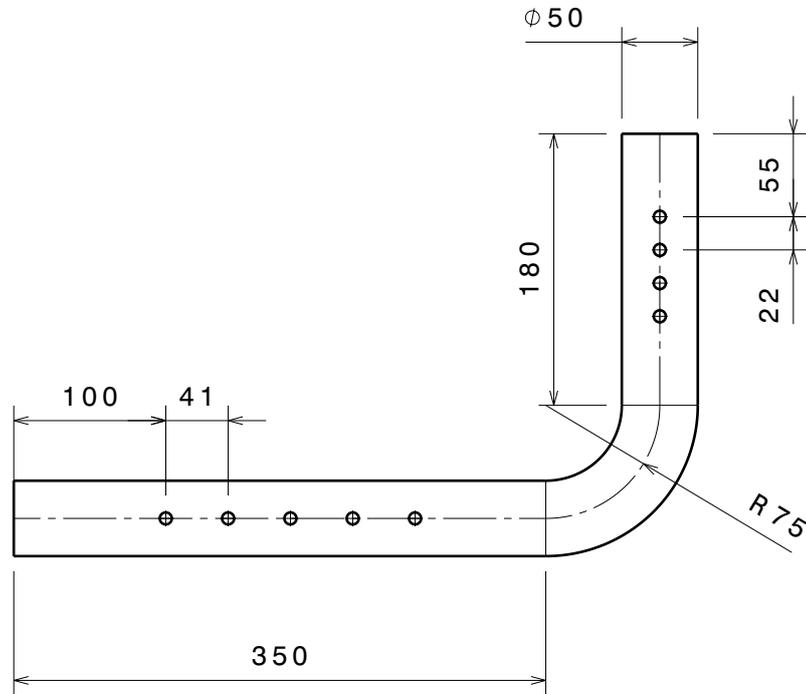
Fecha	13/07/16
Nombre	Antonio Benito
Apellidos	Del Buono Glez.
Id.s.normas	UNE-EN-DIN



ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL  
 Grado en Ingeniería Mecánica  
 Universidad de La Laguna

Escala:	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN	Nº P: 2.06
1:5	TUBOS SOPORTE VOLANTE	Nom. Arch: Tubos_soporte_volante.CATPart





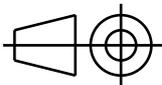
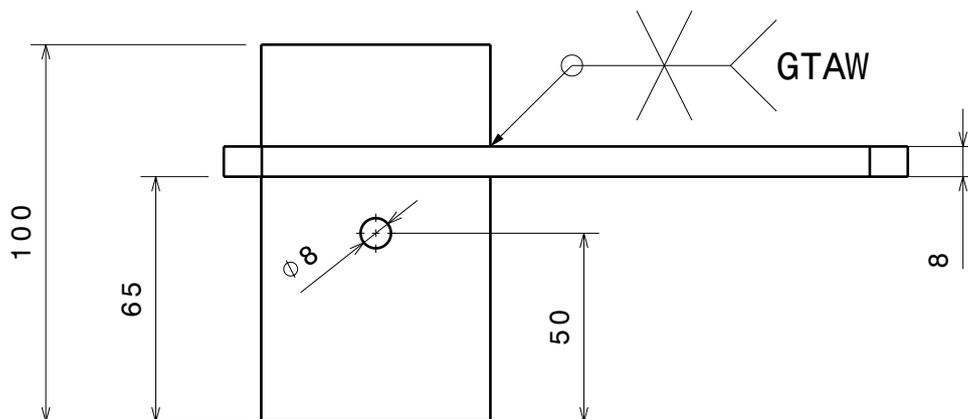
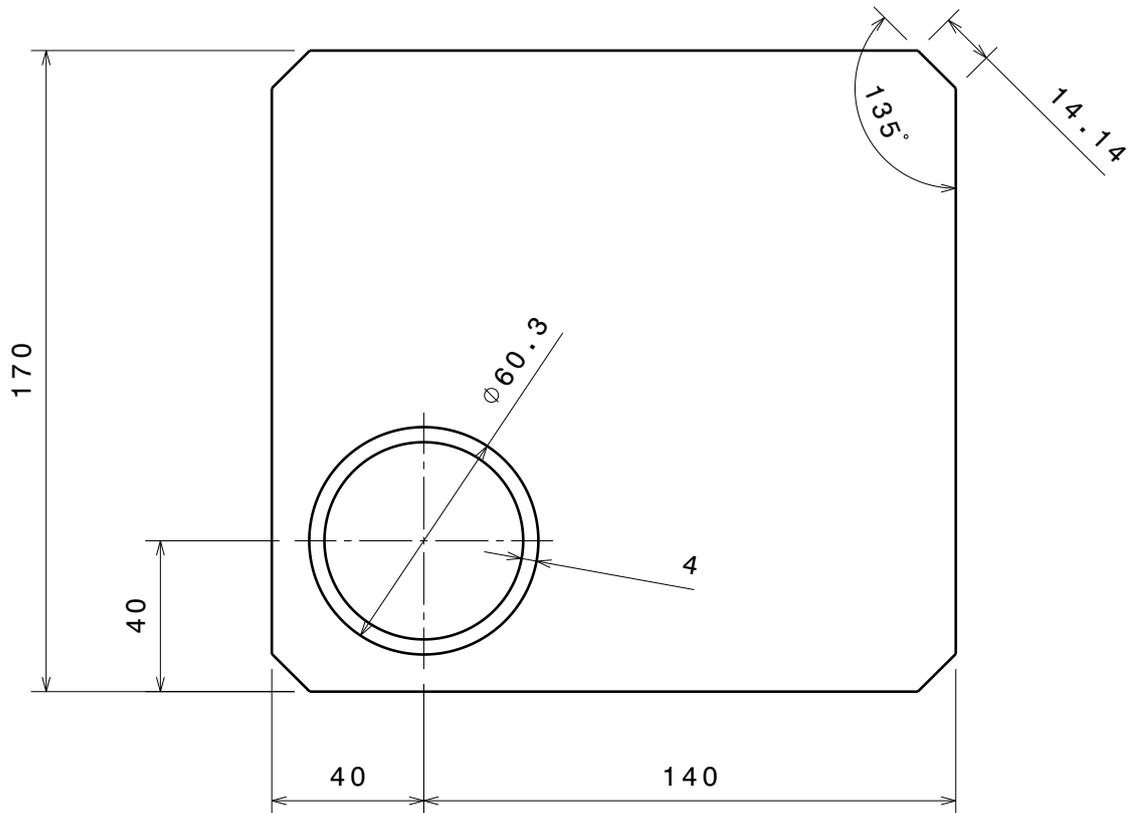
Tubo 50x4  
Cotas en mm

18	1	TUBO SOPORTE PALANCA	2.07	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

### SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

Escala:	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN	Nº P: 2.07
1:5	TUBO SOPORTE PALANCA	Nom. Arch: Tubo_soport e_palanca.CATPart



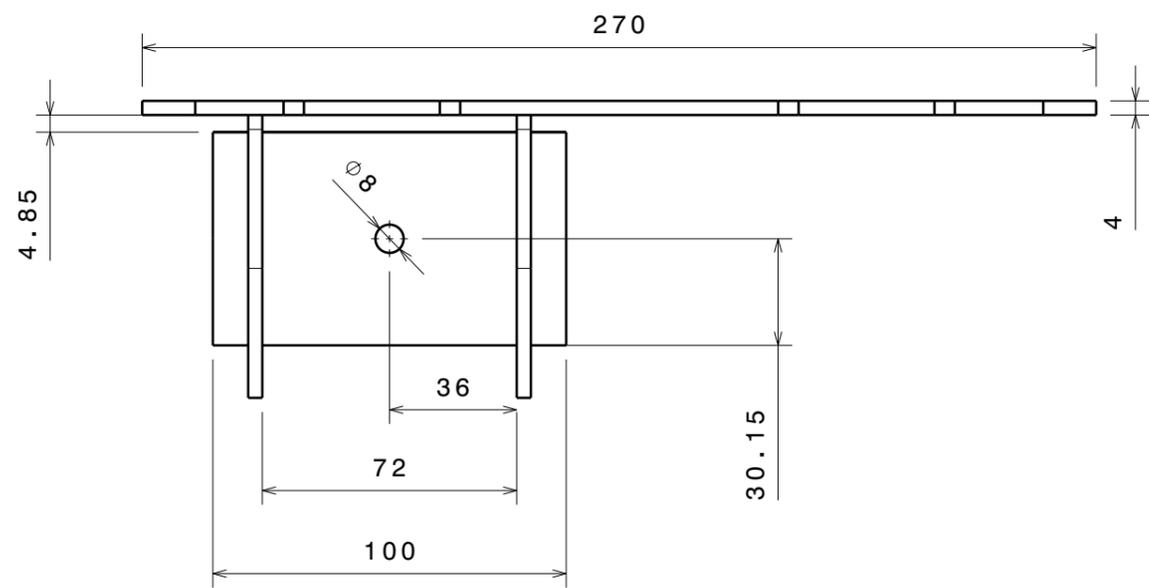
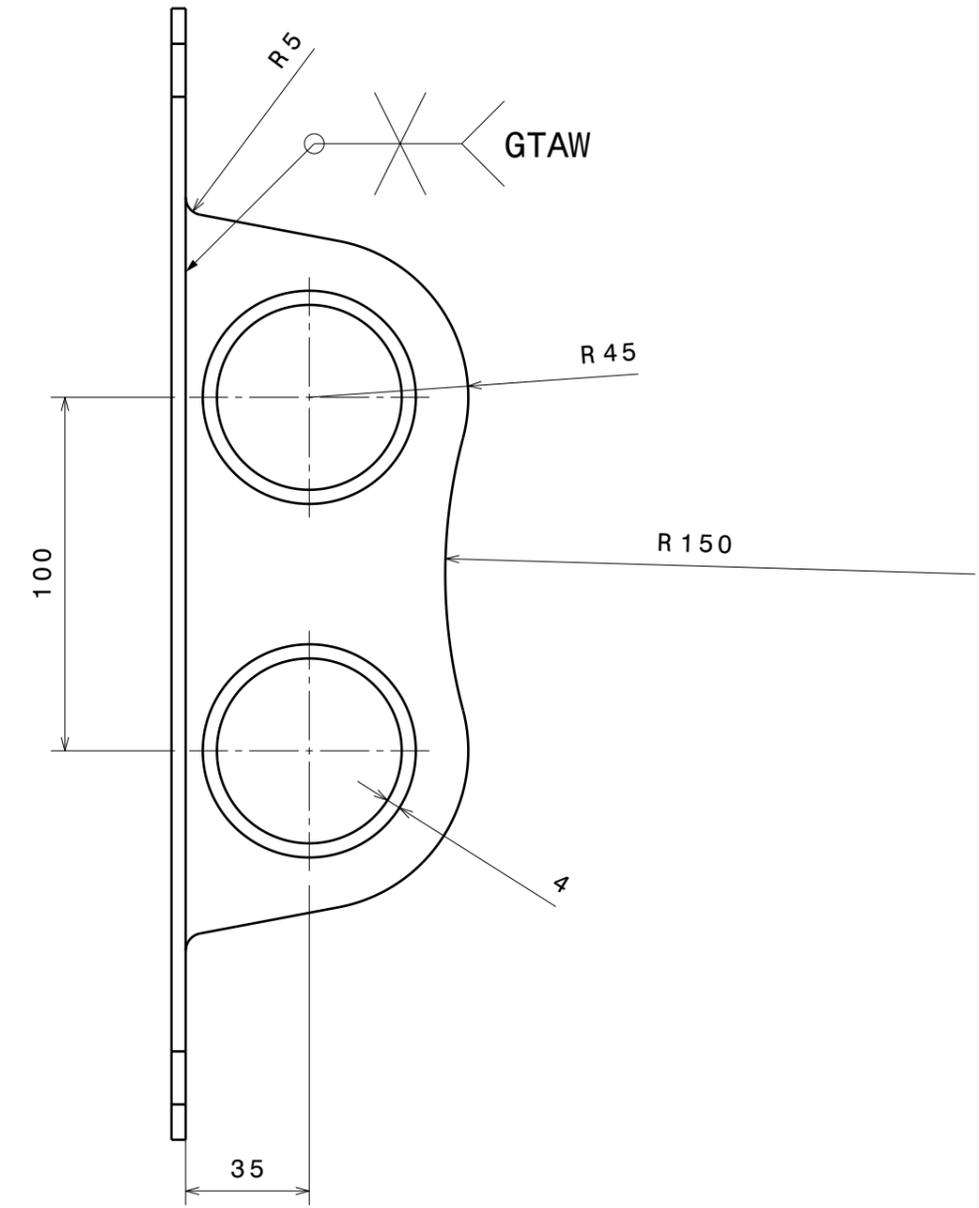
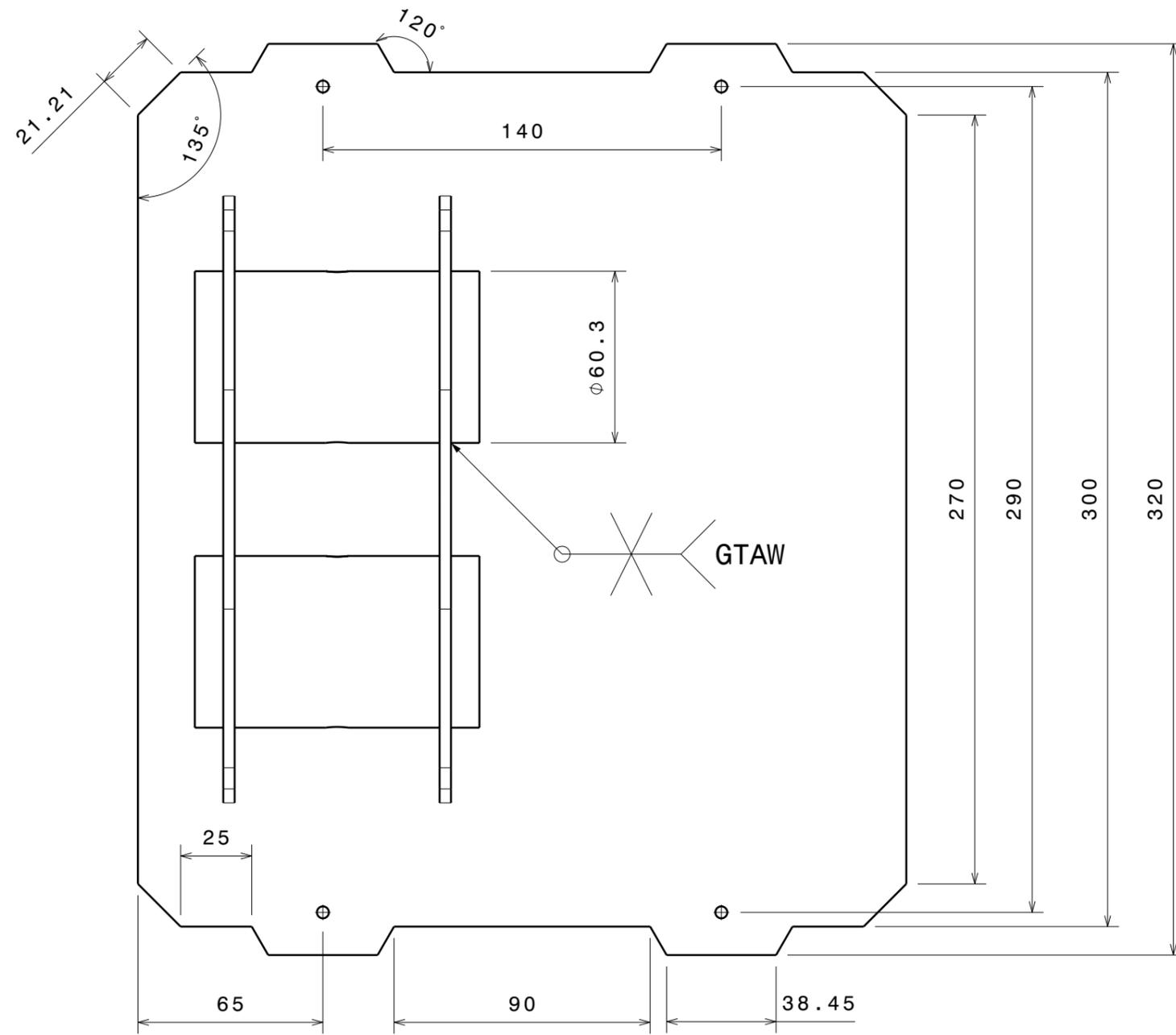
Las piezas se sueldan por medio de soldadura TIG a lo largo de todo su contorno  
 A la chapa se le aplica un redondeado de 0,5mm en todas sus aristas  
 Cotas en mm

Tubo 60,3x4

MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL
19	1	BASE PALANCA	2.08	ACERO S235

## SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		
Escala:	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN		Nº P: 2.08
1:2	BASE PALANCA		Nom. Arch: Base_palanc a.CATPart



Las piezas se sueldan por medio de soldadura TIG a lo largo de todo su contorno  
 A la chapa se le aplica un redondeado de 0,5mm en todas sus aristas  
 Cotas en mm

20	1	BASE VOLANTE	2.09	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

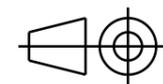
**SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS**

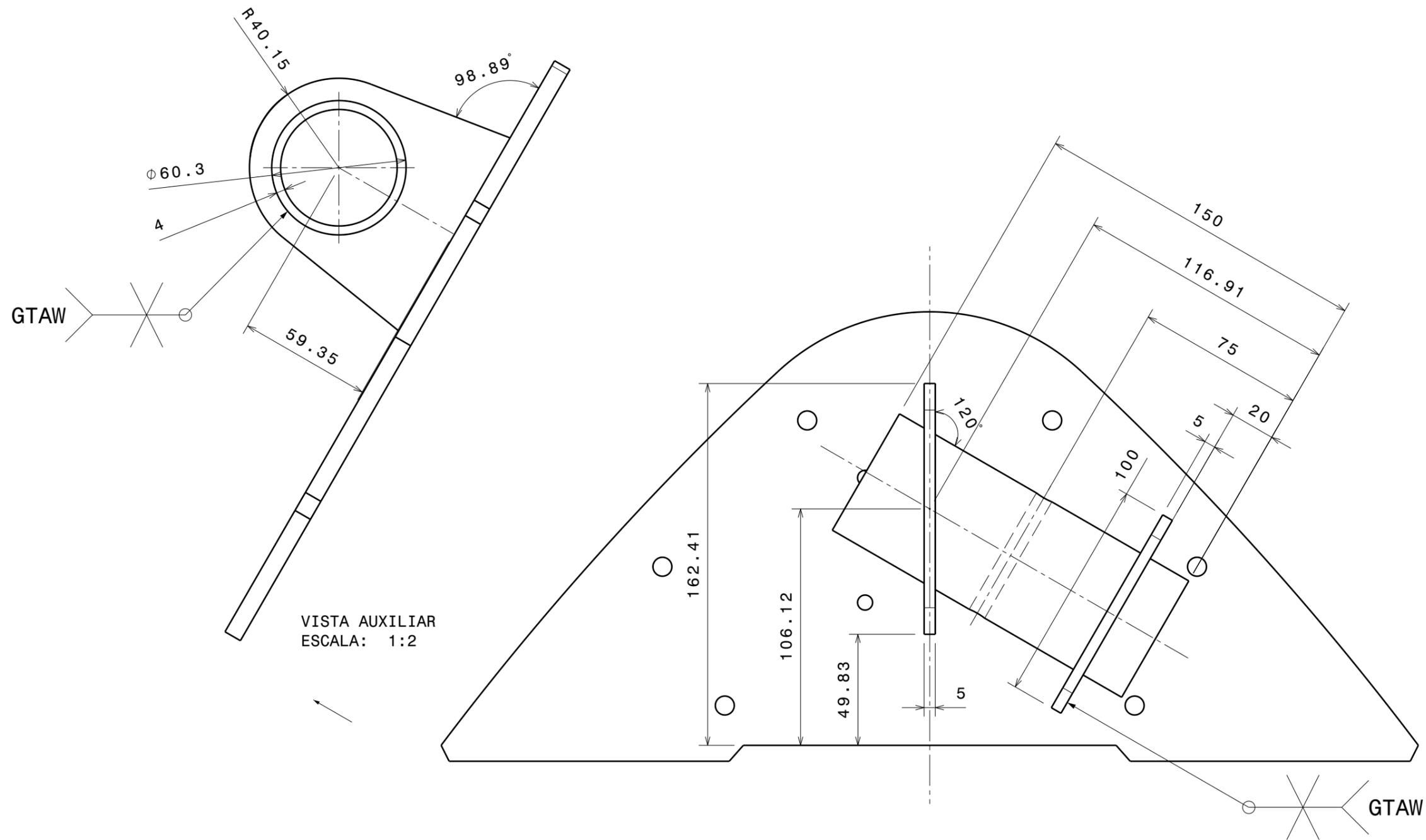
Fecha	13/07/16
Nombre	Antonio Benito
Apellidos	Del Buono Glez.
Id.s.normas	UNE-EN-DIN



ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL  
 Grado en Ingeniería Mecánica  
 Universidad de La Laguna

Escala:	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN	Nº P: 2.09
1:2	BASE VOLANTE	Nom. Arch: Base_volant e.CATPart





Las piezas se sueldan por medio de soldadura TIG a lo largo de todo su contorno  
 Cotas en mm

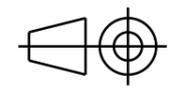
21	1	PLACA PUNTO APOYO-PALANCA	2.10	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

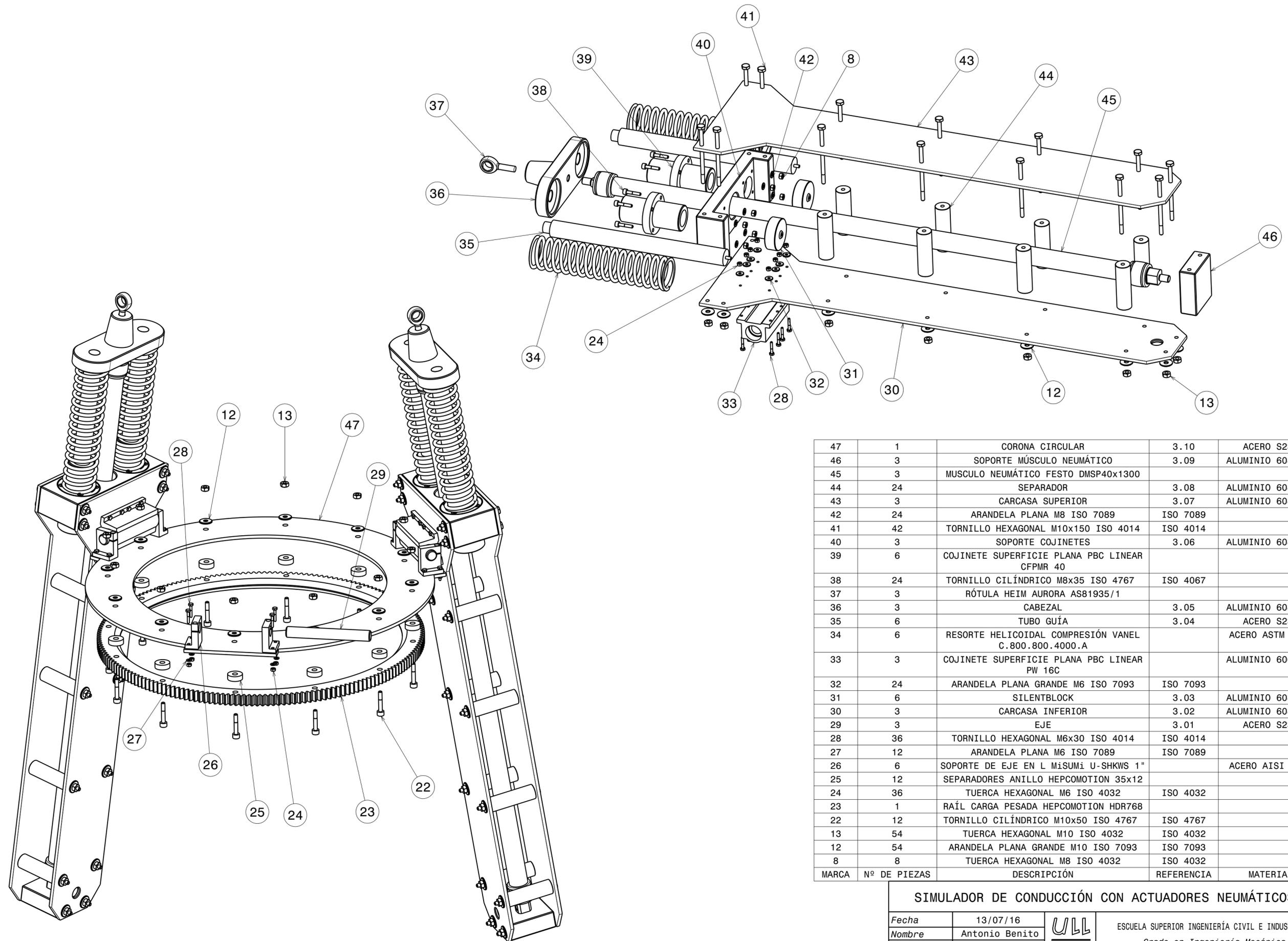
**SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS**

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

Escala:	SUBCONJUNTO PUESTO DE CONDUCCIÓN	Nº P: 2.10
1:2	PLACA PUNTO APOYO-PALANCA	Nom. Arch: Placa_apoyo_palanca.CATPart

IMPORTANTE: Para las cotas generales de la pieza consultar el plano 2.01



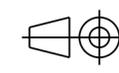


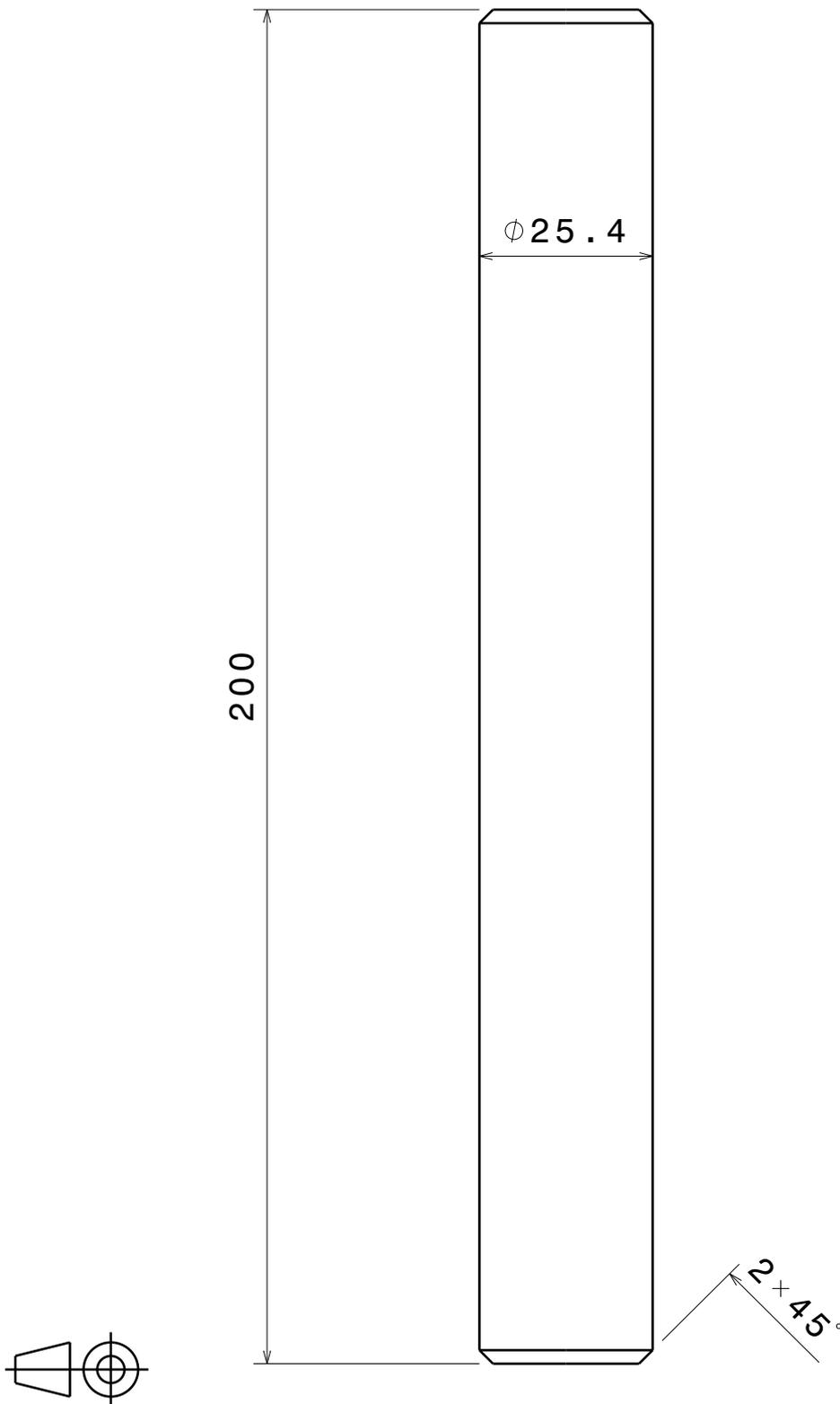
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL	
	47	1	CORONA CIRCULAR	3.10	ACERO S235
	46	3	SOPORTE MÚSCULO NEUMÁTICO	3.09	ALUMINIO 6082 T6
	45	3	MUSCULO NEUMÁTICO FESTO DMSP40x1300		
	44	24	SEPARADOR	3.08	ALUMINIO 6082 T6
	43	3	CARCASA SUPERIOR	3.07	ALUMINIO 6082 T6
	42	24	ARANDELA PLANA M8 ISO 7089	ISO 7089	
	41	42	TORNILLO HEXAGONAL M10x150 ISO 4014	ISO 4014	
	40	3	SOPORTE COJINETES	3.06	ALUMINIO 6082 T6
	39	6	COJINETE SUPERFICIE PLANA PBC LINEAR CFPMR 40		
	38	24	TORNILLO CILÍNDRICO M8x35 ISO 4767	ISO 4067	
	37	3	RÓTULA HEIM AURORA AS81935/1		
	36	3	CABEZAL	3.05	ALUMINIO 6082 T6
	35	6	TUBO GUÍA	3.04	ACERO S235
	34	6	RESORTE HELICOIDAL COMPRESIÓN VANEL C.800.800.4000.A		ACERO ASTM A228
	33	3	COJINETE SUPERFICIE PLANA PBC LINEAR PW 16C		ALUMINIO 6061 T6
	32	24	ARANDELA PLANA GRANDE M6 ISO 7093	ISO 7093	
	31	6	SILENTBLOCK	3.03	ALUMINIO 6082 T6
	30	3	CARCASA INFERIOR	3.02	ALUMINIO 6082 T6
	29	3	EJE	3.01	ACERO S235
	28	36	TORNILLO HEXAGONAL M6x30 ISO 4014	ISO 4014	
	27	12	ARANDELA PLANA M6 ISO 7089	ISO 7089	
	26	6	SOPORTE DE EJE EN L MISUMI U-SHKWS 1"		ACERO AISI 1045
	25	12	SEPARADORES ANILLO HEPCOMOTION 35x12		
	24	36	TUERCA HEXAGONAL M6 ISO 4032	ISO 4032	
	23	1	RAÍL CARGA PESADA HEPCOMOTION HDR768		
	22	12	TORNILLO CILÍNDRICO M10x50 ISO 4767	ISO 4767	
	13	54	TUERCA HEXAGONAL M10 ISO 4032	ISO 4032	
	12	54	ARANDELA PLANA GRANDE M10 ISO 7093	ISO 7093	
	8	8	TUERCA HEXAGONAL M8 ISO 4032	ISO 4032	

**SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS**

Fecha	13/07/16	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito	
Apellidos	Del Buono Glez.	
Id.s.normas	UNE-EN-DIN	

Escala: <b>1:6</b>	<b>CONJUNTO ENSAMBLAJE COMPLETO</b> SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES	Nº P: 3.00 Nom. Arch: ASSEM_Sistema_3dof.CATProduct
-----------------------	--	--





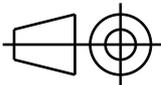
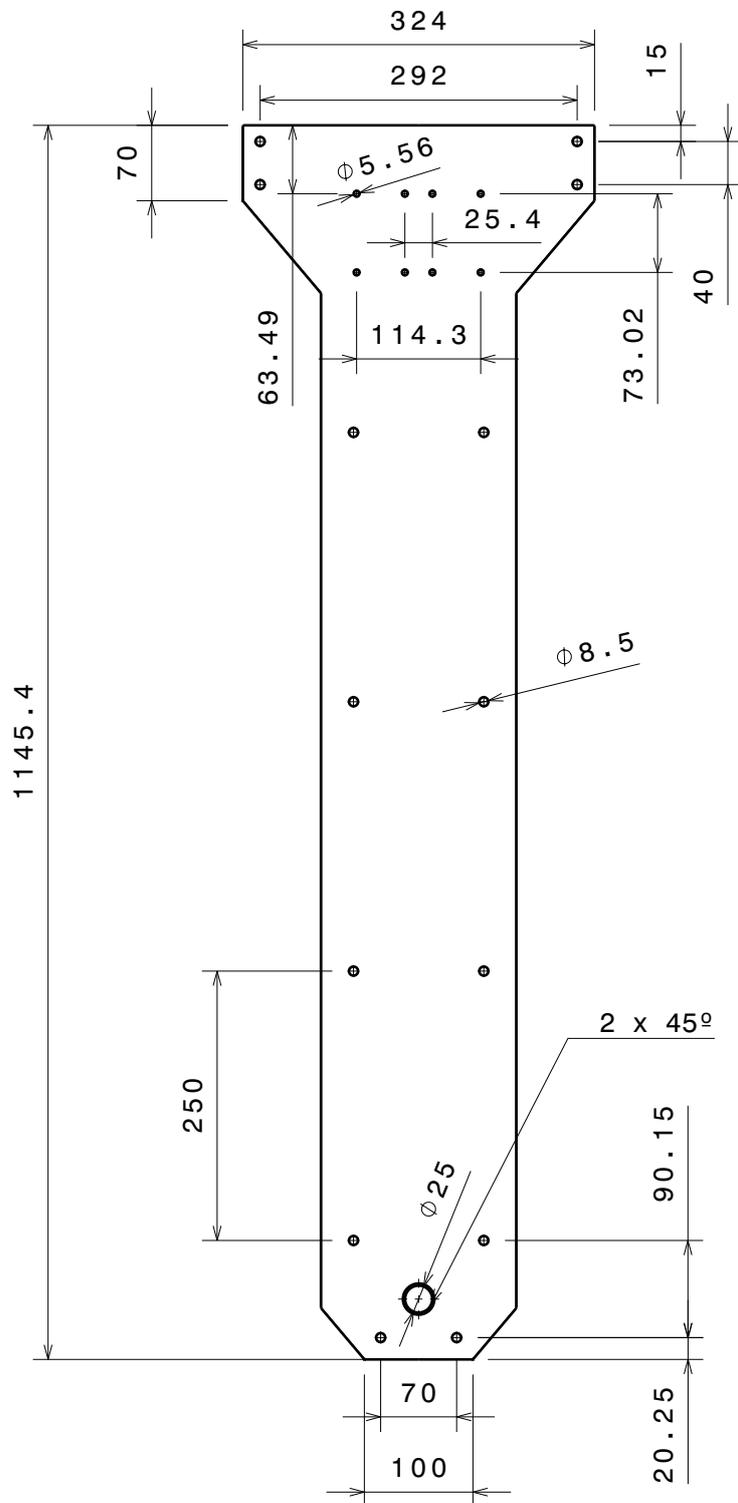
Cotas en mm

29	3	EJE	3.01	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

**SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS**

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

Escala:	SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES	Nº P: 3.01
1:1	EJE	Nom. Arch: Eje.CATPart



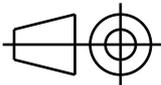
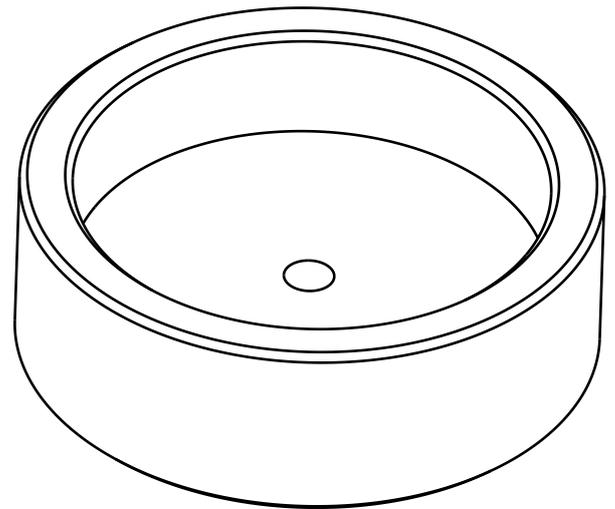
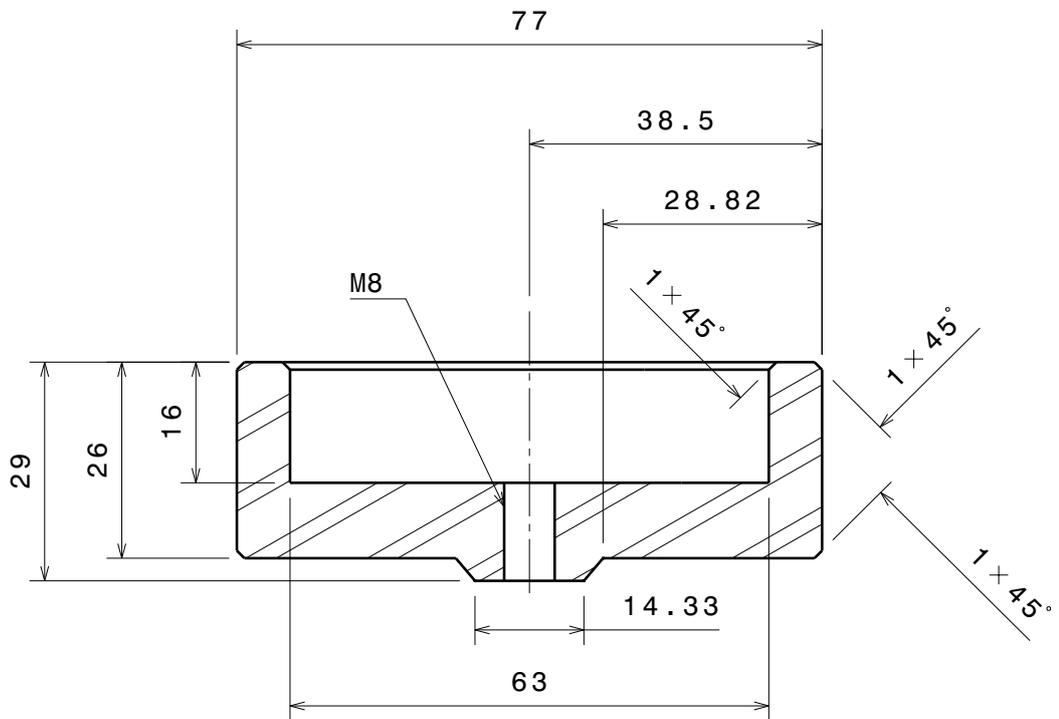
A la chapa se le aplica un redondeo de 0,5mm en todas sus aristas  
Cotas en mm

Chapa de 8mm de espesor

MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL
30	3	CARCASA INFERIOR	3.02	ALUMINIO 6082 T6

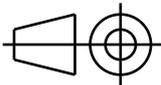
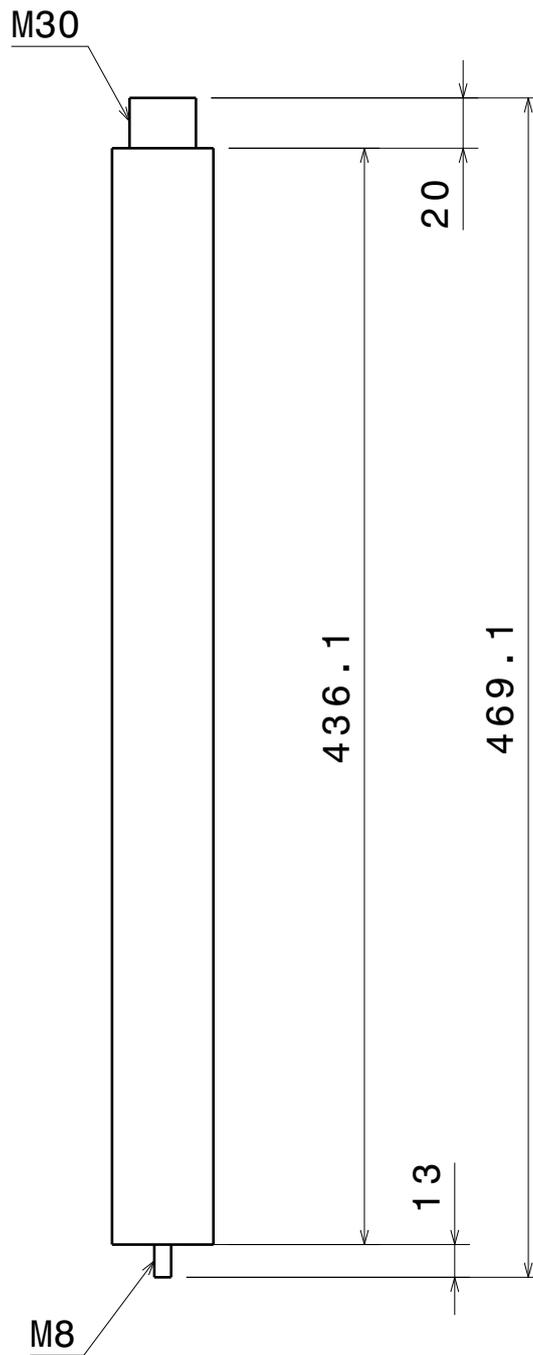
## SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		
Escala:	SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES		Nº P: 3.02
1:7	CARCASA INFERIOR		Nom. Arch: Carcasa_inferior.CATPart



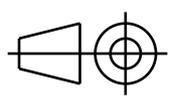
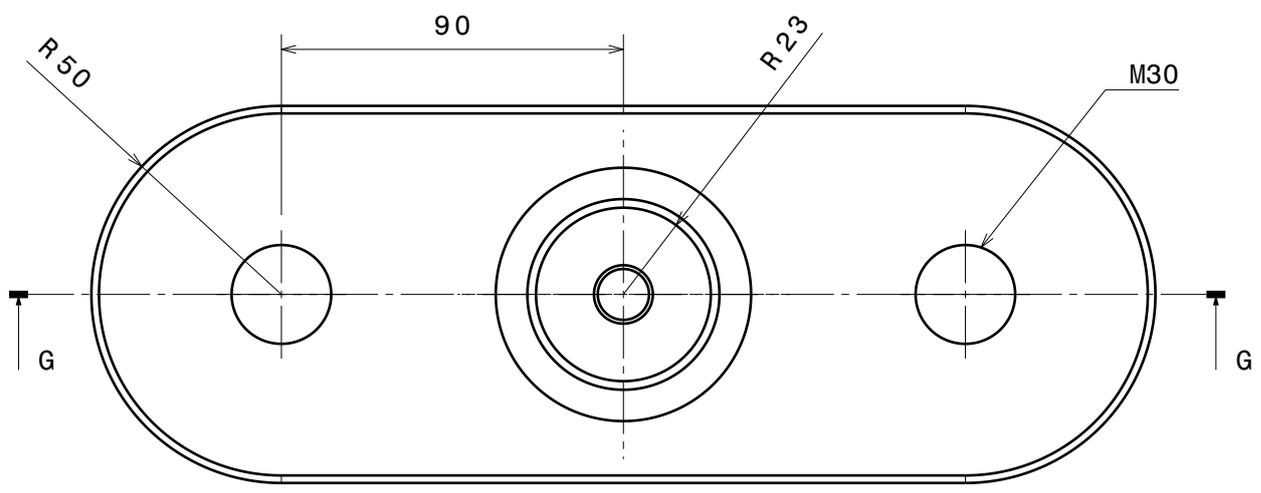
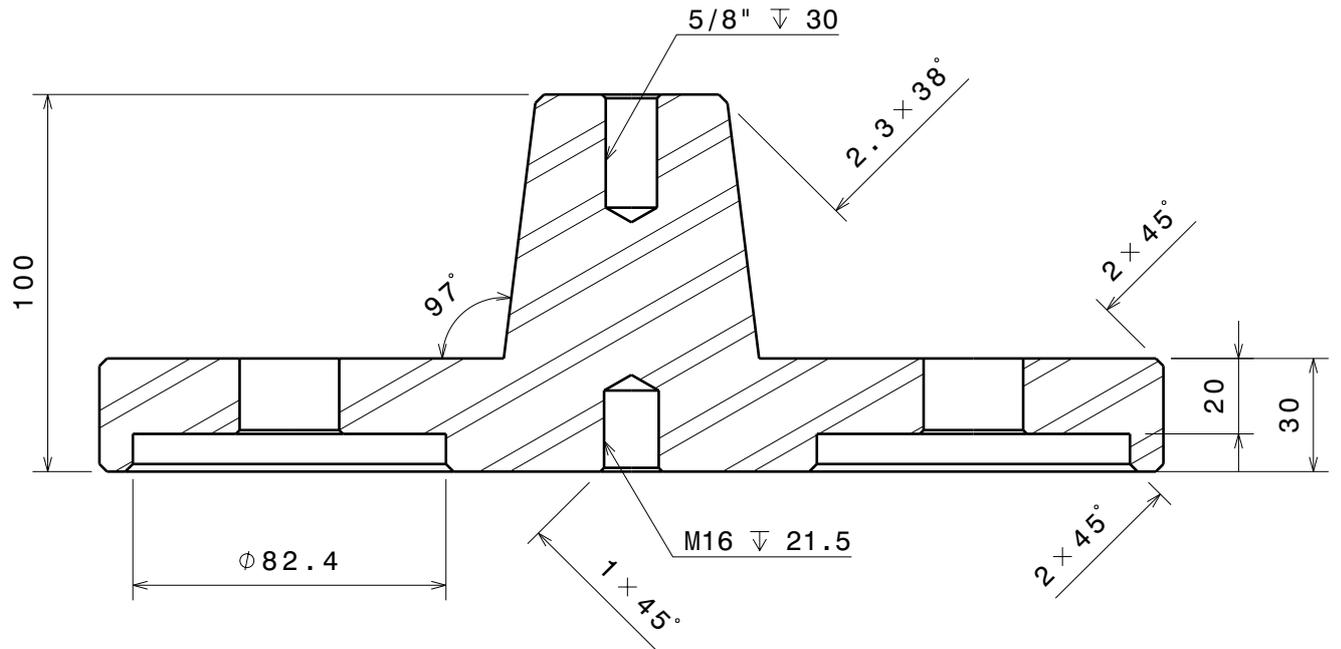
Cotas en mm

MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL
31	6	SILENTBLOCK	3.03	ALUMINIO 6082 T6
<b>SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS</b>				
Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	Antonio Benito			
Apellidos	Del Buono Glez.			
Id.s.normas	UNE-EN-DIN			
Escala:	SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES		Nº P: 3.03	
1:1	SILENTBLOCK		Nom. Arch: Silentblock .CATPart	



Cotas en mm

35	6	TUBO GUÍA	3.04	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL
<b>SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS</b>				
<i>Fecha</i>	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL <i>Grado en Ingeniería Mecánica</i> <i>Universidad de La Laguna</i>	
<i>Nombre</i>	Antonio Benito			
<i>Apellidos</i>	Del Buono Glez.			
<i>Id.s.normas</i>	UNE-EN-DIN			
<i>Escala:</i>	SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES		Nº P: 3.04	
1:3	TUBO GUÍA		Nom. Arch: Silentblock .CATPart	



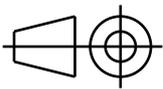
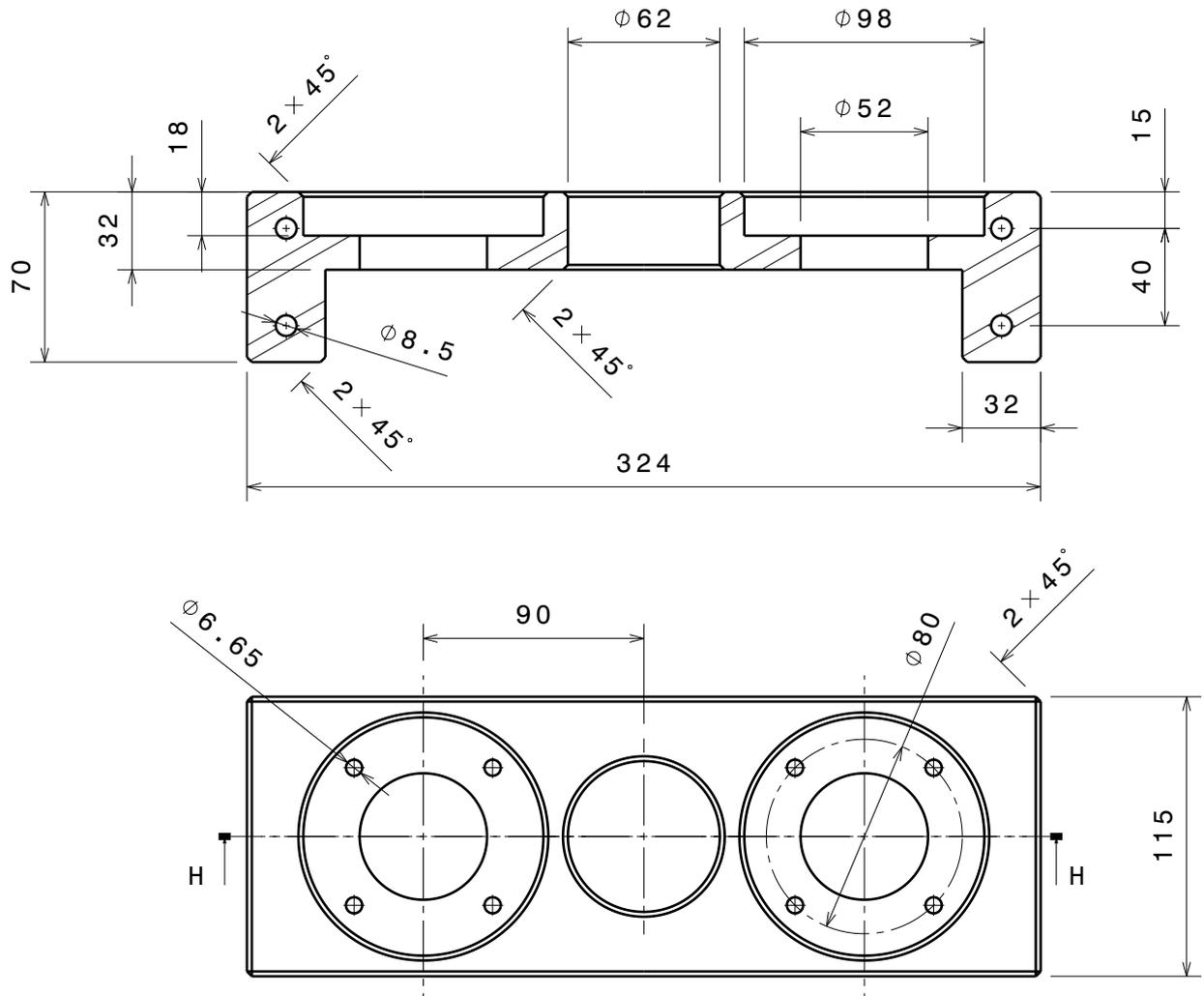
Cotas en mm

36	3	CABEZAL	3.05	ALUMINIO 6082 T6
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

**SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS**

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

Escala:	SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES	Nº P: 3.05
1:2	CABEZAL	Nom. Arch: Cabezal .CATPart



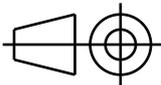
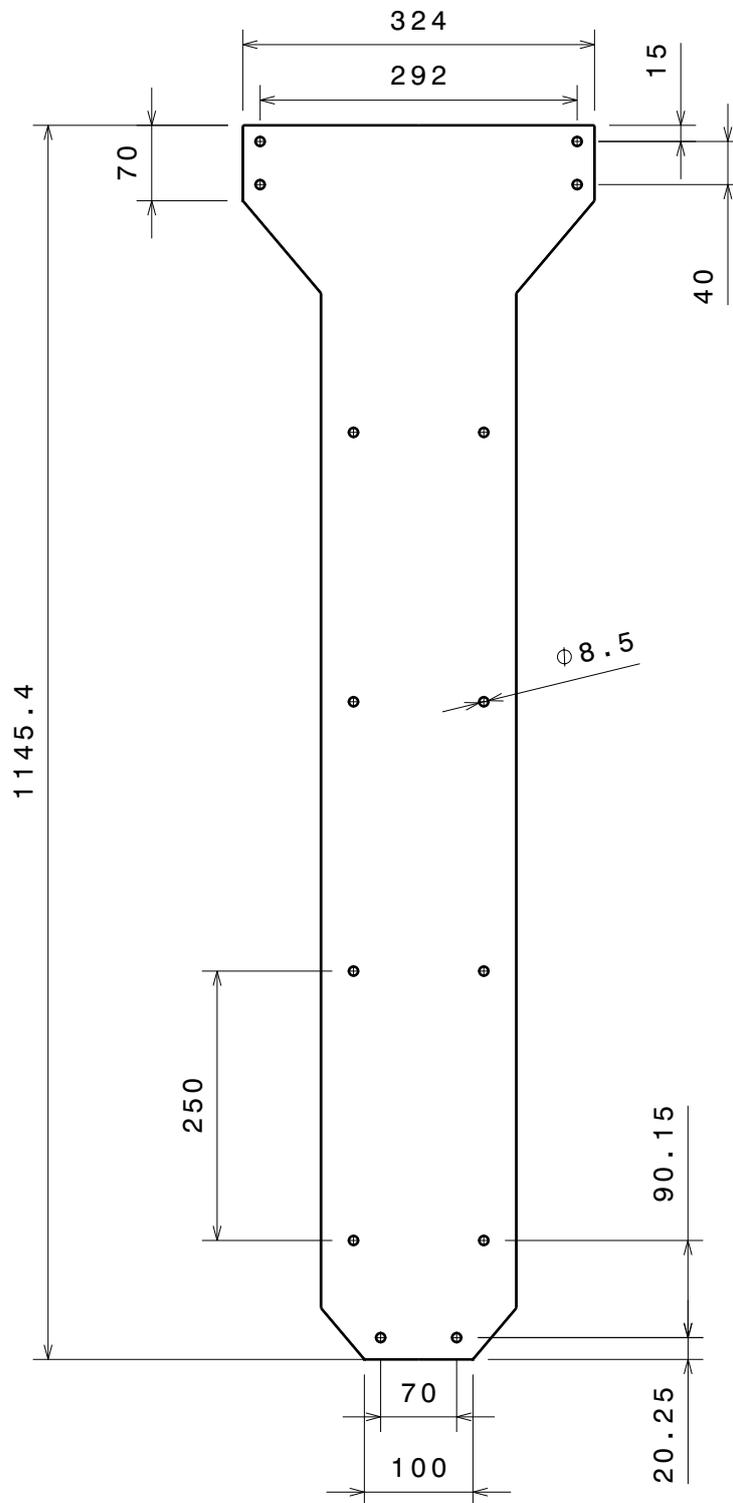
Cotas en mm

40	3	SOPORTE COJINETES	3.06	ALUMINIO 6082 T6
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

**SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS**

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

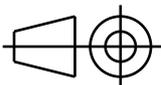
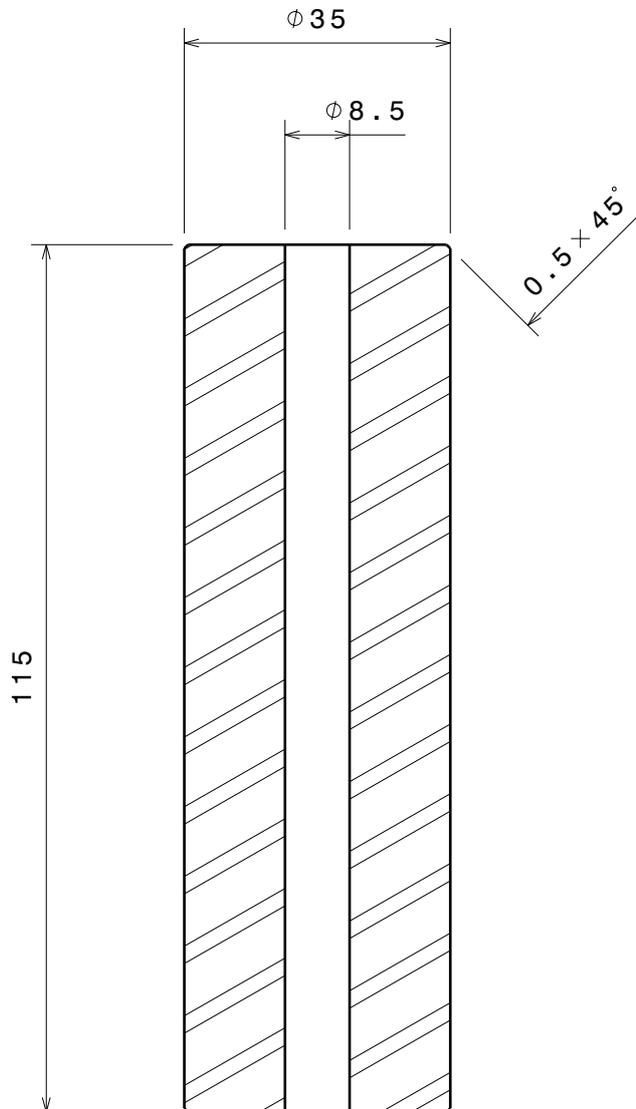
Escala:	SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES	N.P: 3.06
1:3	SOPORTE COJINETES	Nom. Arch: Soporte_cojinetes.CATPart



A la chapa se le aplica un redondeo de 0,5mm en todas sus aristas  
Cotas en mm

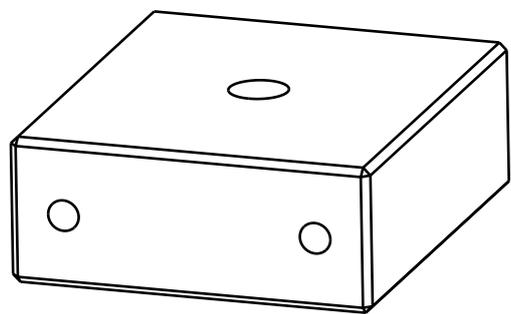
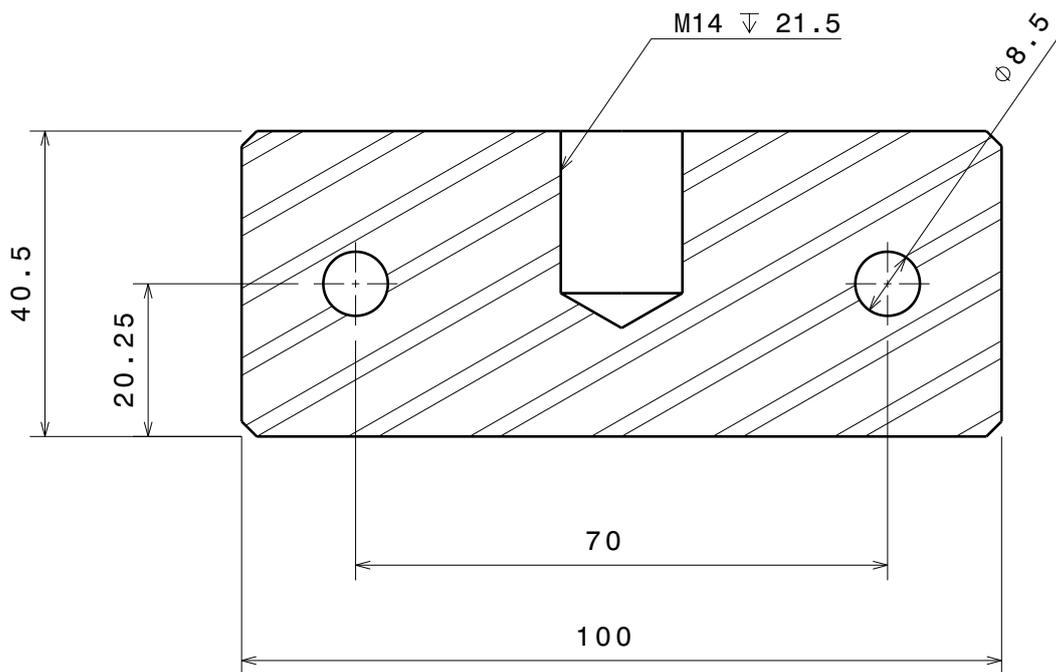
Chapa de 8mm de espesor

MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL
43	3	CARCASA SUPERIOR	3.07	ALUMINIO 6082 T6
<b>SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS</b>				
Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	Antonio Benito			
Apellidos	Del Buono Glez.			
Id.s.normas	UNE-EN-DIN			
Escala:	SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES		Nº P: 3.07	
1:7	CARCASA SUPERIOR		Nom. Arch: Carcasa_superior.CATPart	

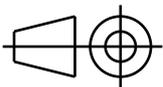


Cotas en mm

MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL
44	24	SEPARADOR	3.08	ALUMINIO 6082 T6
<b>SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS</b>				
<i>Fecha</i>	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL <i>Grado en Ingeniería Mecánica</i> <i>Universidad de La Laguna</i>	
<i>Nombre</i>	Antonio Benito			
<i>Apellidos</i>	Del Buono Glez.			
<i>Id.s.normas</i>	UNE-EN-DIN			
<i>Escala:</i>	SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES		Nº P: 3.08	
1:1	SEPARADOR		Nom. Arch: Separador .CATPart	



ESCALA: 1:2



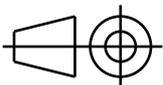
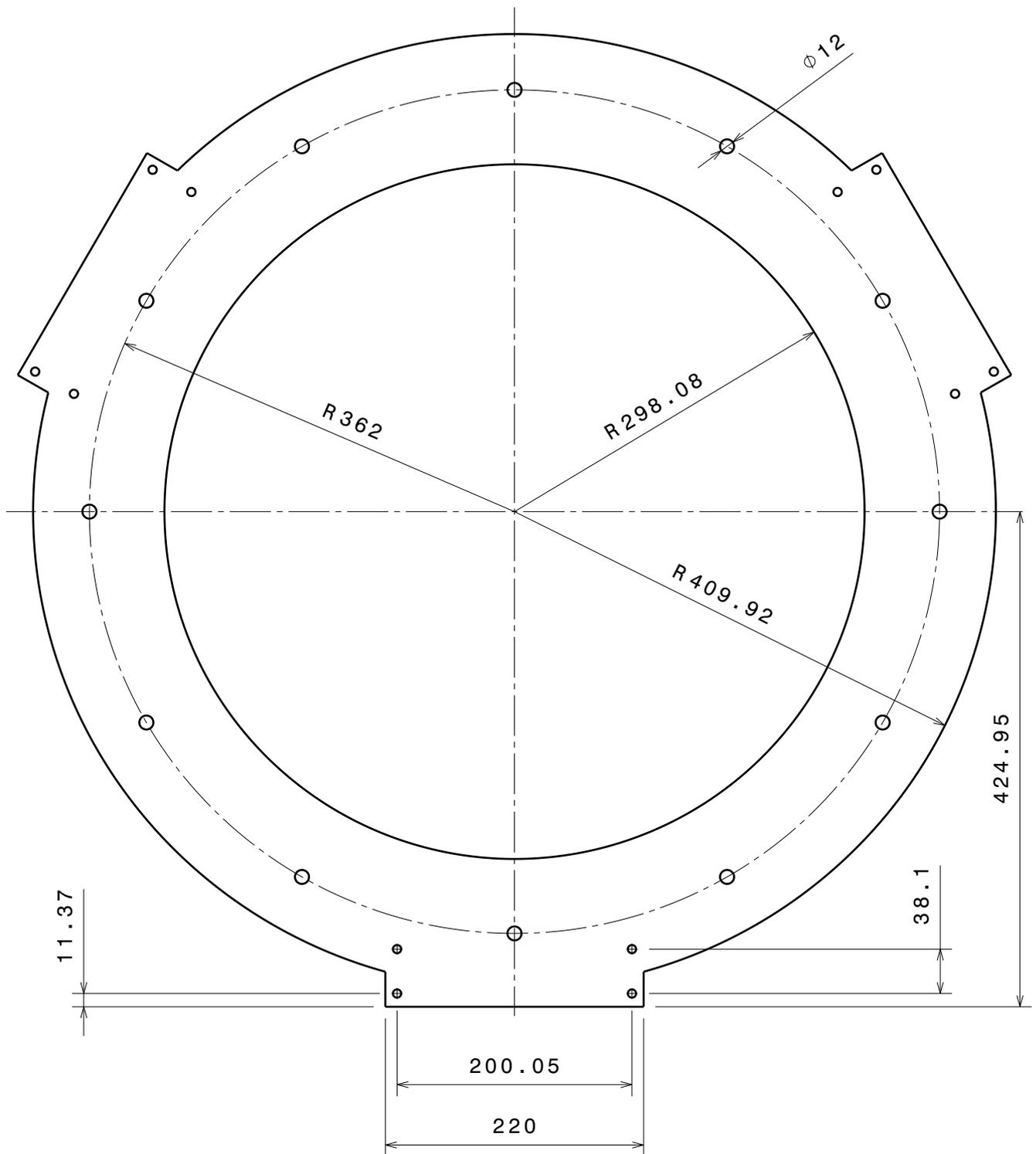
El ancho del bloque de material es de 115mm  
Cotas en mm

46	3	SOPORTE MÚSCULO NEUMÁTICO	3.09	ALUMINIO 6082 T6
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

### SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

Escala:	SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES	Nº P: 3.09
1:1	SOPORTE MÚSCULO NEUMATICO	Nom. Arch: Soporte_musculo.CATPart



El ancho de la chapa de acero es de 8mm  
 A la chapa se le aplica un redondeado de 0,5mm en todas sus aristas  
 Cotas en mm

47	1	CORONA CIRCULAR	3.10	ACERO S235
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	MATERIAL

### SIMULADOR DE CONDUCCIÓN CON ACTUADORES NEUMÁTICOS

Fecha	13/07/16	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA CIVIL E INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Antonio Benito		
Apellidos	Del Buono Glez.		
Id.s.normas	UNE-EN-DIN		

Escala:	SUBCONJUNTO SISTEMA DE ACTUADORES	Nº P: 3.10
1:1	CORONA CIRCULAR	Nom. Arch: Corona_circular.CATPart