



**Universidad  
Rey Juan Carlos**

**Escuela Superior de Ciencias Experimentales y Tecnología**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo Fin de Grado**

**Diseño del acoplamiento de una pistola de  
proyección fría a la herramienta de un brazo  
robótico**

**Sergio Díaz Rubio**

**Director: David Merino Millán y Claudio J. Múnez**

**Curso Académico 2023/24**



## **Grado en Ingeniería Mecánica**

### **Trabajo Fin de Grado**

El presente trabajo, titulado “*Diseño del acoplamiento de una pistola de proyección fría a la herramienta de un brazo robótico*”, constituye la memoria correspondiente a la asignatura Trabajo Fin de Grado que presenta D./D<sup>a</sup>. *Sergio Díaz Rubio* como parte de su formación para aspirar al Título de Graduado/a en Ingeniería Mecánica. Este trabajo ha sido realizado en *Universidad Rey Juan Carlos* en el *Departamento de Tecnología Química, Energética y Mecánica* bajo la dirección de *David Merino Millán* y *Claudio José Múnez Alba*.

Móstoles, 9 de octubre de 2023

## **Agradecimientos**

“Cuando uno hace algo con el corazón,  
uno debe sentirse orgulloso”.

**Fernando Alonso Díaz**

El siguiente trabajo representa el fruto de un esfuerzo continuo y largo, aunque reconfortante. Promovido por la motivación de la vocación como ingeniero que me ha venido desde edades muy tempranas gracias a personas que me motivaron a seguir este camino, el cual me ha hecho adquirir muchos conocimientos, pero también me ha enseñado a no rendirme y superarme, cualidades que están implícitas en la mentalidad del ingeniero.

En primer lugar, quiero agradecer a mis tutores David y Claudio por haberme dado esta oportunidad y haberme ayudado en todo lo posible para llevar a cabo este trabajo. También, por haberme mostrado las actitudes se deben tener para llevar a cabo una labor de ingeniería como esta.

Por otra parte, me gustaría dar las gracias a mis amigos, ya que son una parte muy importante de mi vida y una gran ayuda, sobre todo en los momentos más estresantes y de desesperación durante esta etapa. Especialmente quiero agradecer a Miguel, el cual, aunque no es de la especialidad de ingeniería mecánica, sus conocimientos en relación con la electrónica y automática industrial me ha ayudado en gran magnitud y también ha sido de gran ayuda fuera del ámbito profesional.

Por último, quiero mostrar agradecimiento y dedicarle este logro a mi familia, en especial a mis padres y mi hermano. Gracias a la motivación indirecta por parte de mi padre decidí estudiar ingeniería industrial, concretamente ingeniería mecánica. Desde aquí les doy las gracias por haberme dado todas las ayudas para llegar hasta aquí, por su afecto y confianza y por enseñarme a tomarme esta etapa con humor.

## Índice

<b>1. Resumen</b> .....	5
<b>2. Introducción</b> .....	6
<b>2.1 Recubrimientos</b> .....	6
<b>2.1.2 Proyección térmica</b> .....	7
<b>2.2 Robótica</b> .....	8
<b>2.3 Uniones</b> .....	10
<b>3. Objetivos</b> .....	14
<b>4. Metodología/Cálculos</b> .....	15
<b>4.1 Estudio estático</b> .....	17
<b>4.2 Estudio dinámico</b> .....	20
<b>4.2.1 Movimiento ascendente del robot</b> .....	22
<b>4.2.2 Movimiento descendente del robot</b> .....	23
<b>4.2.3 Movimiento frontal del robot</b> .....	23
<b>4.2.4 Movimiento lateral del robot</b> .....	26
<b>4.3 Estudio del agarre de la pistola</b> .....	27
<b>4.4 Estudio de la unión atornillada</b> .....	31
<b>4.5 Selección de materiales</b> .....	33
<b>4.6 Diseño en Catia V5</b> .....	37
<b>4.7 Simulación en Ansys Workbench</b> .....	39
<b>4.8 Optimización topológica y diseño final</b> .....	43
<b>4.9 Parámetros del proceso de impresión</b> .....	45
<b>5. Resultados y discusión/Solución técnica</b> .....	47
<b>5.1 Resultados de las solicitaciones estáticas</b> .....	47
<b>5.2 Resultados de las solicitaciones dinámicas</b> .....	48
<b>5.3 Resultados del agarre de la pistola</b> .....	54
<b>5.4 Resultados de la unión atornillada</b> .....	54
<b>5.5 Resultados de la simulación en Ansys Workbench</b> .....	55
<b>5.5.1 Vertical ascendente</b> .....	55
<b>5.5.2 Vertical descendente</b> .....	56
<b>5.5.3 Frontal</b> .....	58
<b>5.5.4 Lateral</b> .....	59
<b>5.6 Resultados del diseño final</b> .....	60
<b>5.6.1 Lateral</b> .....	60
<b>5.6.2 Descendente</b> .....	61
<b>5.7 Presupuesto</b> .....	63
<b>6. Futuras mejoras</b> .....	65

<b>7. Conclusión</b> .....	66
<b>8. Bibliografía</b> .....	67
<b>9. Apéndices</b> .....	69
<b>ANEXO 1: Resultados adicionales de la simulación</b> .....	69
<b>ANEXO 2: Manual KUKA KR 6 R900 sixx</b> .....	72
<b>ANEXO 3: Par de apriete en pernos</b> .....	73
<b>ANEXO 4: Presupuesto de la empresa externa</b> .....	74
<b>ANEXO 5: Plano Explosionado</b> .....	76
<b>ANEXO 6: Plano de la Parte Superior</b> .....	77
<b>ANEXO 7: Plano de la Parte Inferior</b> .....	78

## 1. Resumen

Actualmente, el uso de los brazos robóticos para cualquier proceso industrial es lo más común, de tal manera que, en la Universidad Rey Juan Carlos se utiliza un brazo robótico de seis ejes KR6 R900 sixx. Dicho brazo robótico desempeña la tarea de automatizar el proceso de proyección térmica en frío, aplicando recubrimientos de distintas características a diferentes sustratos.

Para conseguir buenos resultados en el proceso de proyección, se necesitará unir la pistola al extremo del brazo robótico mediante una pieza que sirva de acoplamiento, la cual sea desmontable, rígida y estable. Para conseguir dichas cualidades y perdure en el tiempo, se comenzó un estudio de solicitaciones tanto estáticas como dinámicas a partir de las medidas disponibles en el medio en el que va a ir unido. Para ello se hizo uso de conocimientos de elasticidad y resistencia de materiales y diseño mecánico y se inició un proceso iterativo de diseño ya que tanto en los cálculos como en la optimización no siempre se continuaba de forma lineal.

Después del proceso de dimensionamiento en base a las solicitaciones, se realizó una selección de materiales para elegir el material más óptimo para fabricar el acoplamiento. Tras partir de un grupo de materiales poliméricos fabricados mediante impresión 3D y aluminios mecanizados se escogió el PETG como mejor material.

Una vez conocido el dimensionamiento inicial en base a los cálculos, se procedió a realizar el diseño de las piezas en el software Catia V5. Tras el ensamblaje de dichas piezas se inició un proceso de simulación en el software Ansys Workbench. Se simularon todos los casos estudiados en el apartado de cálculos y una vez verificado que se cumplían las solicitaciones, se optimizaron las dos piezas diseñadas con el fin de ahorrar material y disminuir el peso. De nuevo, se volvió a simular el diseño optimizado para verificar que este seguía cumpliendo con las solicitaciones.

Teniendo el diseño finalizado se pasó a realizar un presupuesto para estimar cuando costaría fabricar las dos piezas diseñadas y el resto de elementos del acoplamiento, como pernos tuercas y pasadores.

Tras ser finalizadas todas las fases mencionadas, se da por finalizado el proyecto del diseño de un acoplamiento a un brazo robótico para una pistola de proyección térmica en frío, adjuntando los planos correspondientes al conjunto de elementos y las piezas individuales.

**Palabras clave:** brazo robot, pistola de proyección térmica, sustrato, acoplamiento, simulación.

## 2. Introducción

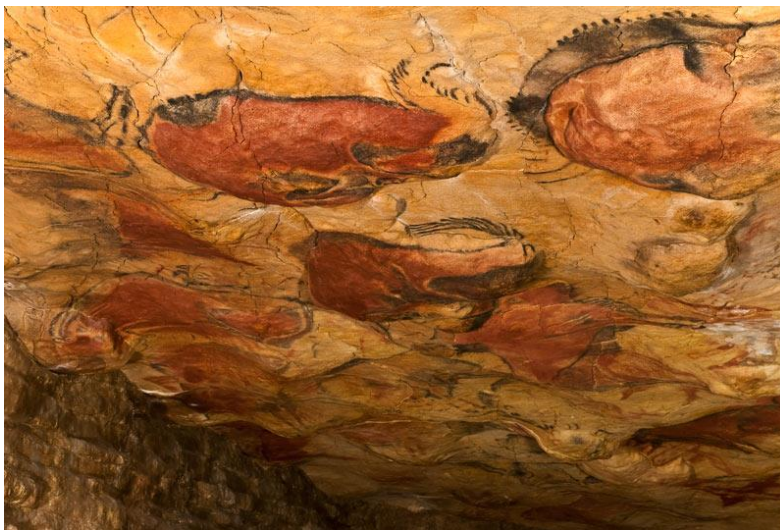
### 2.1 Recubrimientos

En la actualidad hay un extendido uso de los recubrimientos con distintos propósitos y características, como proteger contra la corrosión, desgaste, temperatura, resistencia, etc.

Respecto al origen etimológico de la palabra revestimiento, del latín *revestire* que quiere decir cubrir una superficie con una capa protectora o a modo de decoración. Dicha palabra se divide en el prefijo *re*, el cual significa de nuevo y *vestire*, que quiere decir cubrirse con ropa [1].

Dicho esto, los recubrimientos se pueden definir como procesos superficiales que tienen el objetivo de mejorar las propiedades de la superficie de los materiales, como la dureza, resistencia o desgaste.

Remontándose al origen de los recubrimientos, se puede ir atrás en el tiempo hasta a la prehistoria, más de 20.000 años atrás [2]. Dicho origen se encontraba en las pinturas compuestas por óxidos de hierro, cal y carbón vegetal entre otras sustancias. El resultado eran pinturas monocromáticas que únicamente servían de forma decorativa en la superficie de las cuevas y no se buscaba ninguna mejora en las propiedades del sustrato a recubrir [3]. Un ejemplo que se conserva a día de hoy son las pinturas rupestres de la cueva de Altamira, en Cantabria, las cuales se observan en la Imagen 1.



*Imagen 1. Pinturas rupestres de la cueva de Altamira [4].*

Se podría decir que este es el inicio de los recubrimientos, aunque como se ha comentado, solo tiene la característica de servir como decoración, sin dar ningún tipo de propiedad a la superficie.

A lo largo de la historia han ido apareciendo descubrimientos que han sido aplicados dentro de la ingeniería de superficies. En 1742, el químico de origen francés P.J. Malouin descubrió el galvanizado en caliente [5].

Un siglo después, en 1824, Humphry Davy, químico británico, inició el concepto de lo que hoy se conoce como ánodo de sacrificio, al descubrir que el cobre podía ser protegido contra la corrosión acoplándolo al hierro o al cinc. Esto se desarrolló hasta llegar a los recubrimientos convencionales electroquímicos y químicos que son muy extendidos, como el anodizado [6].

A día de hoy existen una amplia variedad de recubrimientos, los cuales se dividen principalmente en convencionales y avanzados. Dentro de los recubrimientos convencionales se encuentran el galvanizado, recubrimientos electroquímicos, químicos y por conversión.

Por otro lado, los recubrimientos no convencionales se dividen en el Sol Gel, PVD, CVD, láser y proyección térmica. Este último es en el que se basa el equipo que se pretende acoplar al brazo robótico, concretamente la proyección fría.

Dichos recubrimientos no convencionales pueden aplicarse en distintos tipos de materiales y recubrir una superficie con un material bastante diferente a la superficie a recubrir. Desde recubrimientos metálicos, como cerámicos y poliméricos.

### 2.1.2 Proyección térmica

Entre las técnicas de recubrimiento no convencionales, se destaca la proyección térmica, la cual se puede definir como el conjunto de procesos en los que se proyectan partículas cerámicas o metálicas, de 5 a 100  $\mu\text{m}$ , fundidas o parcialmente fundidas sobre el sustrato, donde terminan creando un recubrimiento tras solidificarse y adherirse. Las partículas fundidas o parcialmente fundidas son aceleradas a velocidades supersónicas mediante un gas a presión, nitrógeno o argón normalmente y así evitar la oxidación. Dichas gotas golpean al sustrato y se acaban formando lo que se denomina como splat [7]. El proceso, en este caso concretamente de proyección fría, se esquematiza en la Figura 1:

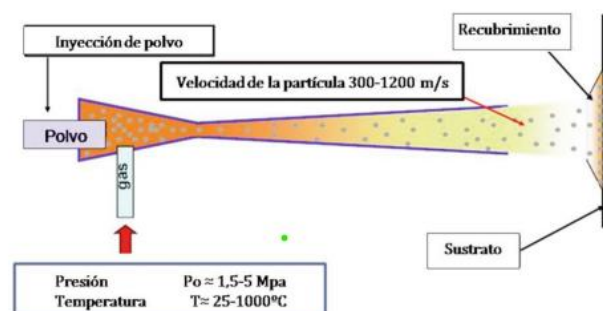


Figura 1. Esquema del funcionamiento de una pistola de proyección térmica en frío [7].

Dentro de la proyección térmica existen distintas técnicas como la proyección térmica mediante combustión o llama oxiacetilénica, mediante arco eléctrico, HVOF (High Velocity Oxygen Fuel), por detonación, plasma y proyección fría [8]. Cada una tiene unas propiedades específicas, tanto de los parámetros como de los resultados, además de los materiales a utilizar.



En cuanto a los parámetros más influyentes, se destacan: la temperatura, velocidad, tamaño y morfología de las partículas, atmósfera y uniformidad de material [7]. Los dos primeros se comparan entre las distintas técnicas en el Gráfico 1.

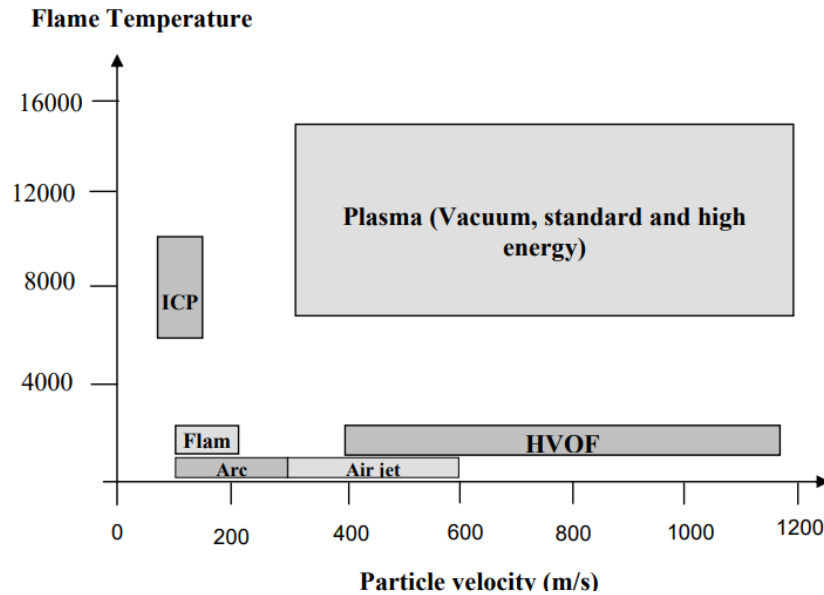


Gráfico 1. Temperatura y velocidad de las técnicas de proyección térmica [8].

Mientras, los criterios de selección de la técnica más destacados son: el material de recubrimiento, requerimientos en servicio, tamaño de la pieza, costes y portabilidad del equipo.

La temperatura a la que se calientan las partículas en la proyección fría oscila entre 300 y 800°C, lo cual es la principal diferencia respecto a otras técnicas de proyección térmica [7].

La calidad del recubrimiento dependerá de algunas variables como la presión, temperatura, velocidad de la partícula, distancia de proyección, morfología del polvo y ángulo de la pistola de proyección entre otras. Además, este proceso se puede hacer de forma manual o automatizada mediante un brazo robot, lo cual, también influirá en los resultados.

## 2.2 Robótica

Anteriormente se han mencionado las palabras brazo robótico. Sin embargo, no se ha definido que es ni para que sirve.

Antes de explicar que es un brazo robótico se debe entrar en materia y empezar describiendo que es un robot.

La palabra robot, procedente del eslavo robota, la cual significa trabajo, fue introducida por el escritor checoslovaco Karel Kapek [9].

Partiendo de esta idea, se puede describir a un robot como: “máquina programable capaz de realizar trabajos antes reservados solo a las personas” según la RAE [1].

Mientras que la robótica se puede definir cómo: “área interdisciplinaria formada por la ingeniería mecánica, eléctrica, electrónica y sistemas computacionales” [9].

En cuanto a los inicios de esta área, se remontan a la Prehistoria, donde se utilizaban las primeras máquinas simples que tenían como finalidad minimizar la fuerza ejercida por el ser humano en una acción. También se utilizaban personas y animales como fuente de energía. A día de hoy se utilizan otras fuentes de energía como las renovables [10].

La automatización y la robótica han ido avanzando desde entonces. Pasando por los egipcios, los cuales utilizaban brazos mecánicos en unión a las estatuas de los dioses en los templos y los griegos, que introdujeron la hidráulica a estatuas de templos [10].

Como ejemplo de estas primeras máquinas, aún muy lejanas a la automatización industrial que existe en la actualidad, se destaca la eliolípila, creada por Herón de Alejandría en el 1 dC. Se basaba en una esfera hueca llena de agua con dos salidas con cierta deflexión. Cuando era calentada, producía vapor para generar un impulso continuo que la hiciera girar [11]. Es representada en la Imagen 2:



*Imagen 2. Eliolípila de Herón*

Aunque más bien se considera la primera máquina de vapor de la historia, refleja las capacidades tecnológicas de la época.

Haciendo un salto en la historia, en los siglos XVII y XVIII se empezaron a concebir los primeros autómatas de la historia o cerca de la descripción. Se destacan algunos nombres como Jacques de Vaucansos o Henri Maillardet, los cuales ingeniaron autómatas mecánicos que tenían la finalidad de divertir a la gente más que de realizar una tarea para facilitar la vida del ser humano [10].

Pasada la primera mitad del siglo XVIII es cuando, a través de la mecanización, se llegó al uso de la automatización en la producción. No es hasta 1958 cuando ocurrió. En 1969, General Motors instala el primer robot industrial que hace la soldadura por puntos de los chasis de sus automóviles de forma

automática. Cinco años después, en 1974, acercándose a lo que se acostumbra en las fábricas hoy en día, la empresa Cincinnati Milacron, introduce el primer robot industrial controlado por ordenador [12].

En torno a 10 años después, Bhabha Atomic Research Centre, desarrolla un robot multipropósito de 6 ejes, el cual tiene un concepto similar al robot utilizado en este trabajo [12].

Actualmente la robótica se extiende a pasos más grandes que hace dos décadas. Abarca amplios campos de aplicación como la investigación, entretenimiento, construcción, automatización industrial, etc. Este último es posiblemente el más extendido y el más importante desde el punto de vista de la ingeniería industrial y la producción.

### 2.3 Uniones

En muchas ocasiones es necesario unir varias piezas o componentes ya sea para facilitar su transporte, porque el proceso de fabricación lo requiere u otras características relativas al uso y funcionamiento del objeto a manipular. En base a esto se puede definir una unión como: “la acción y efecto de unir o unirse” [1].

En algunos casos, se busca una unión permanente que aguante las solicitaciones o requerimientos, en otras se necesita una opción desmontable. En la Figura 2, se encuentran los distintos tipos de uniones:

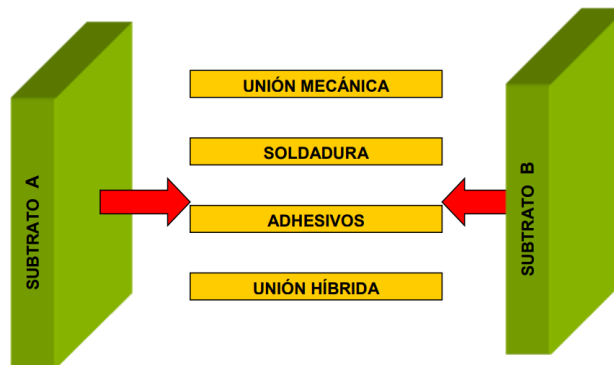


Figura 2. Esquema de los tipos de uniones [13].

Dentro de los tipos de uniones descritos en la figura 2, se pueden destacar algunos ejemplos principales de cada uno:

- **Uniones mecánicas:** son las más antiguas. Se pueden diferenciar en las que utilizan dispositivos accesorios, como clavos, tornillos, pernos, remaches, abrazaderas, racores, etc. Por otra parte, están las uniones mediante ensamblaje, engarzado y por último mediante recalado [13].

En la Figura 3, se pueden observar algunos ejemplos comunes de uniones mecánicas:

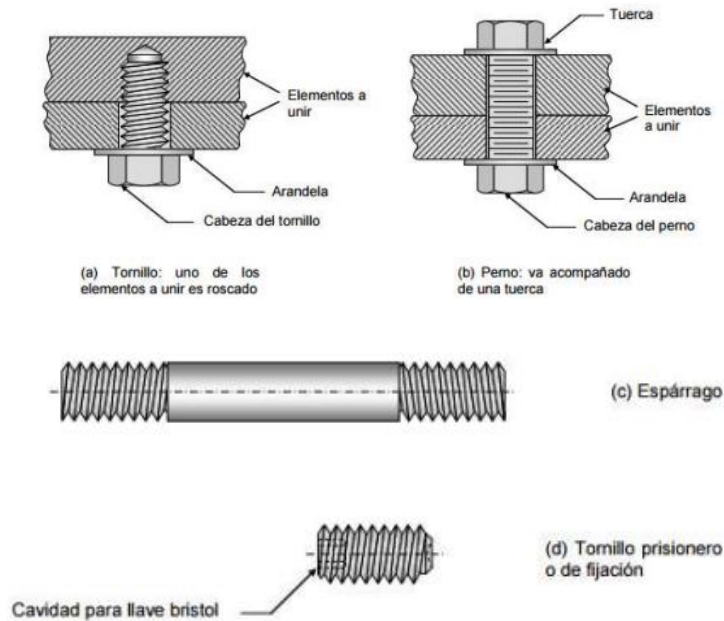


Figura 3. Esquema de ejemplos de uniones mecánicas [14].

- **Uniones soldadas:** se tratan de uniones permanentes en la que las piezas se convierten en una mediante calentamiento y en ocasiones también presión. Según el tipo de soldadura se utilizará un material de aporte o no [13]. En la Figura 4 se observa un ejemplo de soldadura:

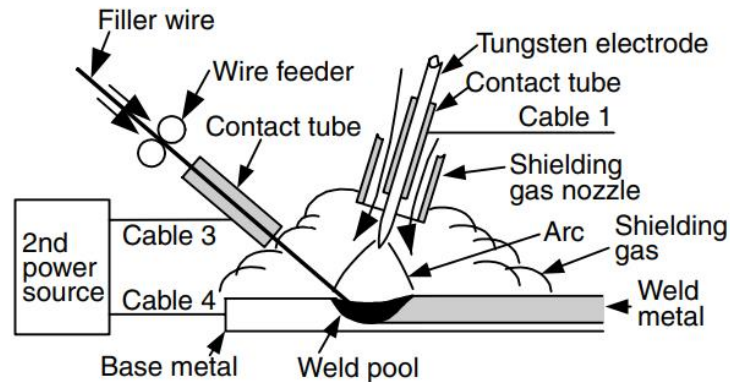


Figura 4. Esquema del proceso de soldadura GTAW [15].

- **Uniones adhesivas:** pueden ser físicas o químicas. Las físicas se fundamentan en ocupar los intersticios del material a unir, mientras que las químicas se producen debido a la atracción entre el sustrato y el adhesivo generada por las fuerzas de Van Der Waals [13].

En la Figura 5, se esquematiza la unión mediante epoxi de un panel de abeja tipo sándwich.

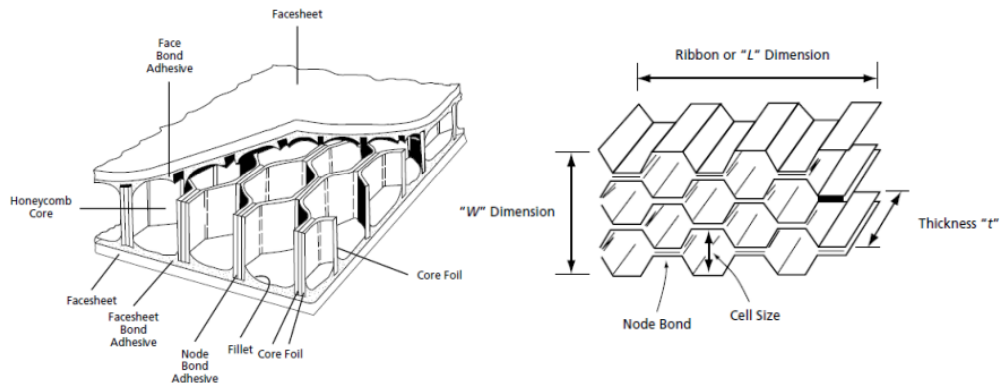


Figura 5. Esquema de un panel de abeja único con epoxi

- **Uniones híbridas:** son la combinación de uniones mecánicas y soldadas con uniones adhesivas [13].

Una vez establecido que es la proyección térmica, que es un brazo robótico, sus antecedentes y las opciones que hay para unir estas dos inquietudes, se ha llegado al punto de partida de este trabajo. El cual se basa en el diseño mecánico y será la base de todo el desarrollo del proyecto. A su vez, reunirá conceptos de resistencia de materiales, simulación, selección de materiales y más áreas. Según el libro *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*: “diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema” [16].

Aplicando la definición a la ingeniería mecánica, se puede decir que es el diseño aplicado a las disciplinas que pertenecen a la ingeniería mecánica e industrias tales como la mecánica de sólidos, de fluidos, la transferencia de masa y momento, los procesos de manufactura y la teoría eléctrica, etc. El proceso de diseño es un proceso iterativo que consta de varias fases [16]. Dichas fases e iteraciones se ven reflejadas en la Figura 6.

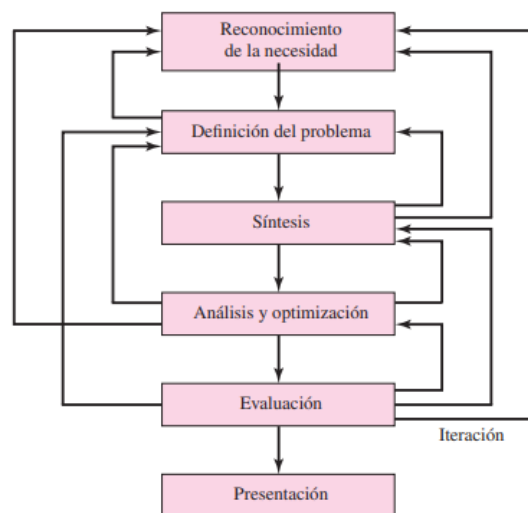


Figura 6. Esquema de las fases de diseño mecánico iterativo [16].

Entre dichas fases, se inicia por el reconocimiento de la necesidad que se quiere satisfacer, en este caso, se necesita mejorar el proceso de recubrimiento automatizándolo. Seguidamente está la definición del problema, a la cual se llega a que se necesita un acoplamiento con ciertas características y se sintetiza. Se continúa con la etapa de análisis y optimización, ya que se trata de optimizar el diseño, no de quedarse simplemente en un diseño que cumpla las propiedades y necesidades. Por último, se evalúa. Si el resultado es correcto, se procede a la presentación, en caso contrario, se vuelve atrás en el proceso a la etapa correspondiente hasta llegar a la solución esperada. De esta forma hasta conseguir el resultado.

Comenzando el proceso, se parte del problema inicial:

El caso a estudiar es el siguiente, se tiene un equipo de proyección térmica en frío con la siguiente disposición mostrada en Imagen 3.



*Imagen 3. Equipo inicial del caso de estudio.*

Como se puede contemplar, el equipo se compone de varias partes entre las que se destacan la pistola de proyección con sus conexiones correspondientes, y dos piezas sujetas por pernos que la completan para poder ser utilizada manualmente de forma ergonómica.

Este es el punto de partida. Lo que se busca es poder automatizar el proceso con el fin de aumentar la precisión y exactitud en el proceso de recubrimiento y a su vez disminuir el tiempo de proceso entre otras inquietudes. En la Imagen 4 se muestra un ejemplo del resultado:



*Imagen 4. Idea del equipo final del caso de estudio.*

### **3. Objetivos**

La finalidad de este trabajo es conseguir la unión de una pistola de proyección térmica en frío al extremo de un brazo robótico, para así poder automatizar el proceso de proyección y crear recubrimientos de forma automatizada, en vez de tener que recurrir al método manual, el cual es menos preciso.

El objetivo principal es hacer un diseño que permita la unión adecuada entre la pistola de proyección térmica y el brazo robótico, teniendo en cuenta las solicitaciones y requerimientos específicos de la aplicación.

Para alcanzar este objetivo principal, se plantean los siguientes objetivos específicos:

- Evaluación de las solicitaciones mecánicas, tanto estáticas como dinámicas, a las que se someterá la unión.
- Diseño de elemento de unión utilizando el software de diseño mecánico Catia V5.
- Selección de materiales y proceso de fabricación adecuados que permita cumplir con las solicitaciones de la aplicación utilizando la herramienta informática Granta EduPack.
- Estudio de la resistencia del diseño mediante simulación por elementos finitos y optimización del diseño para el ahorro de material utilizando el software Ansys Workbench.
- Evaluación de los costes de fabricación del acoplamiento y la unión.

Para conseguir todo lo mencionado, se hará uso de conocimientos de elasticidad y resistencia de materiales, diseño mecánico, expresión gráfica y otras disciplinas y software como Catia V5, Ansys Workbench, Ansys Granta EduPack, Ultimaker cura, entre otros.

## 4. Metodología/Cálculos

Una vez introducida la temática y la historia del arte de este trabajo, se pasa a describir la metodología aplicada y los cálculos realizados que han servido para justificar las decisiones tomadas en el diseño.

El primer paso, es tener clara la idea principal de lo que se pretende diseñar. Se necesita un acoplamiento que sea desmontable, por lo que estará atornillado a la placa que hay unida el extremo del brazo robótico. Además, para poder sujetar la pistola de proyección térmica se utilizarán dos piezas, una superior y otra inferior, las cuales serán unidas de forma no permanente, de forma similar a una abrazadera. Cabe destacar, que no existe ninguna normativa a tener en cuenta en el diseño, ya que es un componente cuya finalidad es meramente docente, concretamente ayudará al área de mecánica en sus investigaciones haciendo el proceso de forma automatizada, como ya se ha explicado en el apartado anterior.

Recogiendo varias ideas en cuanto a geometría para el diseño, se llegó a la siguiente idea, desarrollada en Catia V5, que sirve como concepto. Por lo que es el primer diseño sin tener en cuenta las solicitaciones a las que se someterá. Esta idea que se construyó teniendo en cuenta las dimensiones del equipo, se refleja en la Imagen 5.

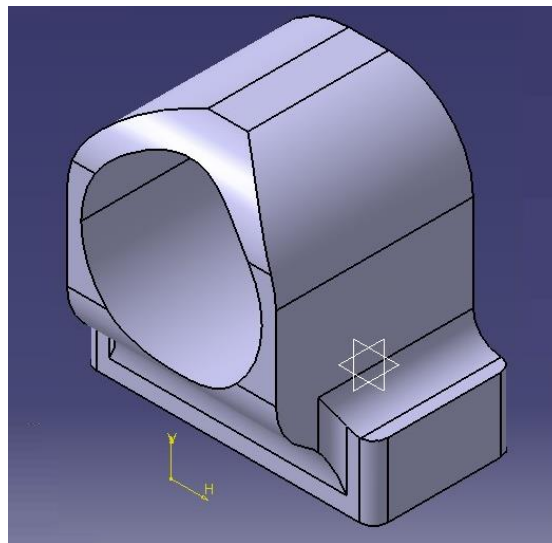


Imagen 5. Idea conceptual del acoplamiento.

El siguiente paso para poder proceder al dimensionamiento, es analizar las características y dimensiones disponibles en relación al equipo con el que se va a trabajar. Se dispone de un brazo robótico KUKA KR 6 R900, el cual posee las siguientes especificaciones facilitadas en la ficha técnica asociada al Anexo 2. Las principales se recogen en la Tabla 1 y Tabla 2:

Tabla 1. Datos técnicos del brazo robótico.

Datos técnicos			
Número de ejes	Carga máxima (kg)	Alcance máximo (mm)	Peso (kg)
6	6	901,5	52



Tabla 2. Rango de movimiento de los ejes del brazo robótico.

Rango de movimiento					
A1	A2	A3	A4	A5	A6
± 170	-190°/45°	-120°/156	± 185	± 120	± 350

La pistola de proyección térmica tiene las siguientes dimensiones, reflejadas en la Figura 7:

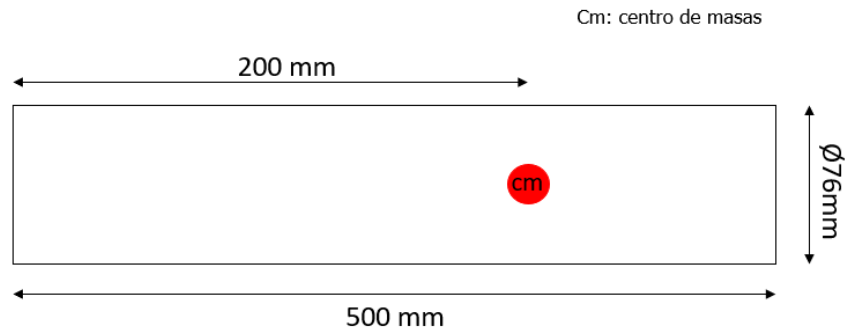


Figura 7. Esquema de las dimensiones de la pistola de proyección térmica.

Haciendo referencia al círculo rojo con las letras cm a la posición del centro de masas, el cual se observa que está a 200 mm del inicio de la propia pistola de 76 mm de diámetro.

Se conocen las dimensiones y características del brazo robótico y una idea del concepto inicial. El siguiente paso es estudiar que solicitaciones tendrá que resistir el acoplamiento. Por una parte, las propias solicitaciones estáticas, el peso de la pistola de proyección principalmente, sobre todo porque el centro de masas está situado bastante atrasado y esto creará momentos que lo desestabilicen, ya que el apoyo del acoplamiento estará ubicado en la parte delantera según el concepto de la Imagen 5. Debido a la variación en la geometría de la pistola de proyección, al inicio es cilíndrica y luego varía, no se puede trasladar para colocar su centro de masas en una zona más central.

En base a este problema se pensó en utilizar dos apoyos, uno donde ya estaba en la idea inicial y otro de menores dimensiones, muy cerca del centro de masas, para solucionar el problema.

A su vez, esta idea se derivó en otros tres casos a estudiar, ya que se tenía claro la ubicación del primer apoyo el cual estaría en la parte delantera de la placa, donde va atornillado. Esto se puede apreciar en la Figura 8, donde se esquematiza la placa que va anclada al extremo del brazo robot. La zona roja corresponde al primer apoyo mencionado. El segundo apoyo estaría en el otro extremo de la placa, zona azul, entre el extremo y el centro de masas, zona amarilla y el último caso, en el que el segundo apoyo está lo más alejado posible al centro de masas sin interactuar con los pernos que unen la chapa al brazo robótico, zona verde. Por lo que cuando la ubicación del apoyo trasero sea la zona azul será el caso 1, la zona amarilla el caso 2 y la zona verde el caso 3.

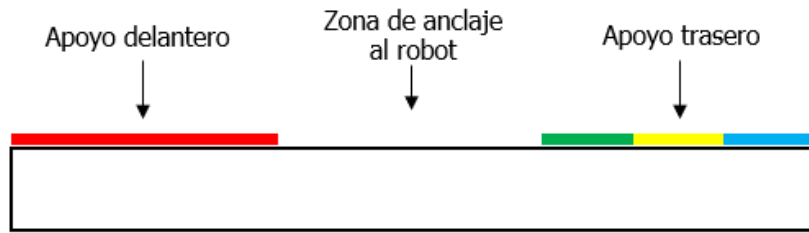


Figura 8. Esquema de la ubicación de los apoyos del acoplamiento.

La ubicación del apoyo influirá en gran medida en el diseño final de la pieza, por lo que en base a los resultados que se obtienen en cada paso del proceso del diseño se tomarán las decisiones oportunas. También influye en la cantidad de material a utilizar en el diseño, lo que es uno de los objetivos en este estudio para así minimizar el coste de fabricación.

Para dimensionar los apoyos se tendrán en cuenta tanto las solicitaciones estáticas como las dinámicas.

#### 4.1 Estudio estático

Partiendo del estudio estático, se han estudiado tres propuestas para el diseño de los apoyos del acoplamiento. La única carga es el peso del equipo, que como antes se ha mencionado, tiene el centro de masas bastante atrasado. Estudiándolo como una viga la cual se apoyará sobre dos superficies, apoyo delantero y trasero, más cerca el centro de masas. Con el fin de estabilizar mejor el equipo, se han calculado las reacciones en cada apoyo para poder obtener una longitud mínima a tener en cuenta en el diseño. Esto se ha hecho para cada ubicación del apoyo trasero.

A continuación, se presenta la Figura 9, en la que se describe el esquema del caso a estudiar:

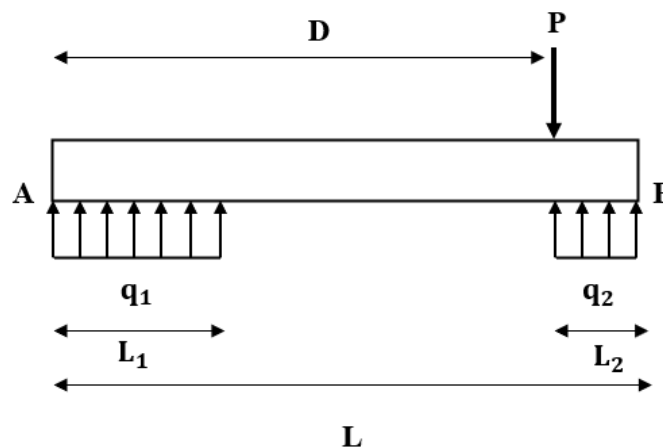


Figura 9. Esquema de las cargas y reacciones estáticas.

En la siguiente tabla, Tabla 3, se muestran distintos datos en relación a la Figura 9 y a los cálculos siguientes:

Tabla 3. Datos iniciales.

Masa equipo (kg)	Gravedad (m/s <sup>2</sup> )	D (m)	P (N)
7	9,81	0,09	68,87

La fuerza P, que representa el peso, se ha obtenido mediante la siguiente ecuación:

$$P = m \cdot g \quad (1)$$

$$P = 7 \cdot 9,81 = 68,87N$$

Siendo m la masa del equipo en kg y g la aceleración de la gravedad en m/s<sup>2</sup>. La masa m en realidad tenía un valor de 5 kg, pero se utilizó un valor superior con la finalidad de aumentar la seguridad, además de la complejidad al pesar la pistola al estar conectada mediante cables y mangueras. Por lo que se estaría trabajando con un coeficiente de seguridad de 1,4.

Observando el esquema de la Figura 9, se obtienen dos ecuaciones, 2 y 3. Igualando a cero el sumatorio de fuerzas en el eje vertical y haciendo lo mismo con el sumatorio de momentos en el punto A.

Dichas ecuaciones se presentan a continuación:

$$\Sigma F_y = 0 \quad (2)$$

$$q_1 \cdot L_1 + q_2 \cdot L_2 = P$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad (3)$$

$$q_1 \cdot L_1 \cdot \frac{L_1}{2} + q_2 \cdot L_2 \left( L - \frac{L_2}{2} \right) = P \cdot D$$

A partir de estas dos ecuaciones se realizarán los cálculos necesarios para obtener las longitudes de los apoyos L1 y L2 en los tres casos, antes mencionados.

### Caso 1: apoyo trasero al final de la placa

Para este primer caso, la longitud L=150 mm ya que es lo que mide la placa de largo. Despejando la Ecuación 2, se obtiene  $q_1$  y se sustituye en la ecuación 3 para obtener  $q_2$ . Iterando  $L_1$  y  $L_2$  hasta obtener  $F_1$  y  $F_2$ , que son las resultantes de estas al ser multiplicadas por  $L_1$  y  $L_2$  hasta llegar a un valor de  $F_1$  y  $F_2$  similar para asegurar el equilibrio del equipo.

### Caso 2: apoyo trasero entre el final de la placa y el centro de masas

De la misma manera que para el caso 1, haciendo uso de las ecuaciones 1 y 2 se obtiene  $q_1$  y  $q_2$  tras un procedimiento iterativo dando valores a  $L_1$  y  $L_2$ . Por último, con estas longitudes se obtienen las resultantes  $F_1$  y  $F_2$ . En este caso L=130 mm.

### Caso 3: apoyo trasero entre la zona central de la placa y el centro de masas

Al igual que para los otros dos casos se obtienen las longitudes  $L_1$  y  $L_2$  y las resultantes  $F_1$  y  $F_2$ .

En este caso  $L=120$  mm.

Una vez obtenidas las reacciones de cada apoyo y las longitudes mínimas de cada uno en cada caso, se procede a estudiar la otra dimensión de cada apoyo. Es decir, teniendo en cuenta la reacción resultante y la longitud de cada apoyo, calculadas anteriormente, se puede obtener la otra distancia de la base de la superficie de cada apoyo con la cual se obtiene el área.

Se calcula simplemente con la siguiente ecuación, ecuación 4, que refleja la compresión que recibe cada apoyo causado por la reacción de estos al peso del equipo. También se representa en la Figura 10:

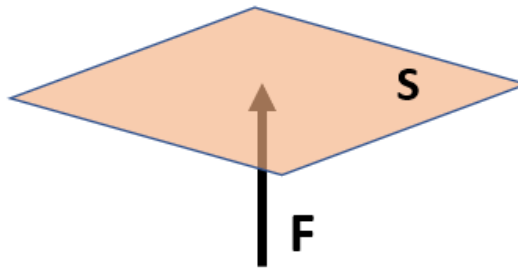


Figura 10. Esquema de las cargas de compresión en los apoyos.

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (4)$$

Siendo  $\sigma$  la tensión de compresión generada por la fuerza  $F$ , que representa la fuerza resultante de la reacción y  $S$  la sección de la superficie que apoyara en la placa en las cuales está implícita la longitud del apoyo ya calculada.

Para llevar a cabo este cálculo, se tendrá en cuenta la tensión admisible con el fin de asegurar la resistencia del apoyo, ya que la sección y la geometría que se va a calcular no será exactamente igual que la del diseño, que estará más optimizada, pero si es una base fiable para dimensionar a partir de la sección mínima. El coeficiente elegido se mencionó anteriormente.

Para obtener la tensión admisible, se partirá de dos grupos de materiales principales: polímeros termoplásticos que puedan procesarse por impresión 3D y aluminios que puedan ser procesados por mecanizado, ya que el diseño estará orientado a estas dos opciones. Dicho esto, se elegirá un valor de límite elástico para cada grupo de materiales que representará la tensión admisible, de 50 MPa para los polímeros y de 150 MPa para los aluminios [17].

De nuevo se harán los cálculos para cada propuesta y para cada opción de material.

Utilizando la ecuación 4, los valores  $F_1$ ,  $F_2$  y la tensión admisible, se halla un área muy pequeña, por lo que en el diseño final se escogerá un área con un hueco para ahorrar material. Dicha geometría de área se muestra en la Figura 11, que se muestra se continuación:

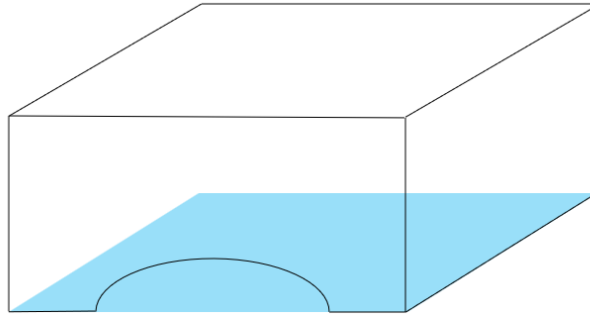


Figura 11. Esquema de la geometría de los apoyos.

Observando la Figura 11, se puede apreciar que los apoyos tendrán un vaciado en medio ya que no será necesario que ocupen toda la superficie debido al pequeño valor de área que tendrán. De esta forma se podrá reducir el material y, por ende, peso y coste de fabricación.

Tanto para materiales poliméricos procesados mediante impresión 3D como para aluminios procesados mediante mecanizado, utilizando la tensión admisible correspondiente:

Aplicando de nuevo la ecuación 4 con  $F=F_1$  y  $S=S_1$  se obtendrá la anchura necesaria  $W_1$ .

De la misma manera con  $F=F_2$  y  $S=S_2$  se obtendrá la anchura del segundo apoyo  $W_2$ .

## 4.2 Estudio dinámico

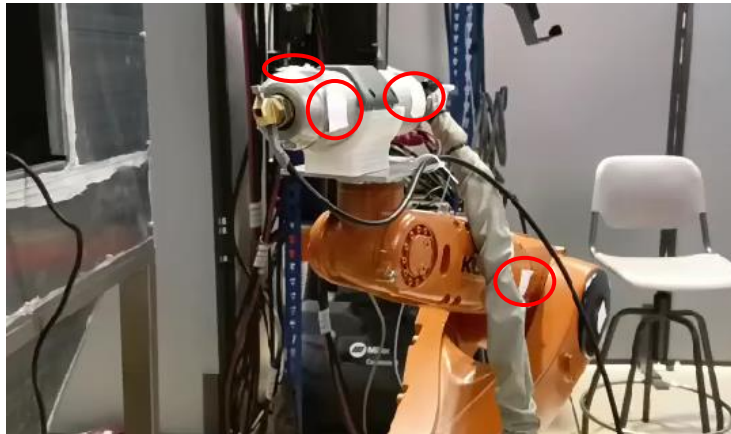
Una vez obtenidos los cálculos de los apoyos debidos a las solicitaciones estáticas, se estudian las solicitaciones debido a las inercias. El equipo debe de soportar las fuerzas a las que está involucrado al estar en movimiento. Teniendo en cuenta las aceleraciones máximas a las que puede llegar el brazo robótico, se obtendrán las fuerzas que actuarán sobre el acoplamiento y sumando estas a las solicitaciones estáticas antes calculadas, se podrán obtener unas dimensiones mínimas teniendo en cuenta las inercias que existen. Cabe destacar que estas aceleraciones máximas no son alcanzadas en el proceso, sin embargo, como el brazo robótico puede llegar a alcanzarlas, se han tenido en cuenta.

La forma en la que se han calculado las aceleraciones ha sido utilizando un software de uso libre llamado Kinovea, ya que, por parte de lo que el fabricante ofrece, no se pudo conocer esta información. Este software permite utilizar vídeos de un cuerpo en movimiento y calcular distancias, velocidades, aceleraciones, en resumen, la cinemática descrita por el cuerpo en cuestión.

Para conseguirlo, se debe hacer una grabación lo más paralela posible para evitar variaciones en el ángulo del foco que capta las imágenes. De esta forma los resultados serán más exactos.

Otro paso importante es calibrar la imagen, con esto se quiere decir que hay que tener en cuenta alguna porción o referencia en el vídeo de la que se conozca la medida real, para así acotarla y establecer la medida real y pueda escalarse en el software. Una vez hecho esto, se toman una serie de marcadores de las zonas del cuerpo en movimiento que se desee calcular la cinemática para así seguir la trayectoria.

Los marcadores que son de interés en este caso de estudio están en el extremo del robot, concretamente en la pistola de proyección, debido a que es la zona donde se situará el componente que se está diseñando y además donde mayor es la aceleración del brazo robótico. Para ello, se marcaron en color blanco y así poder seguirlos mejor en el software.



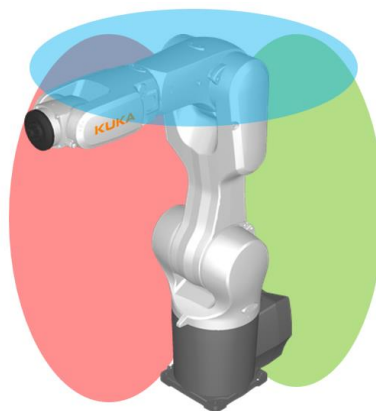
*Imagen 6. Marcadores utilizados en el cálculo de aceleraciones.*

En la Imagen 6, aparecen recalcadas en color rojo las zonas en la que se tomaron los marcadores para el cálculo de las aceleraciones mediante el software. También se escogieron en algunas zonas fuera del extremo del brazo robot, aunque previamente se sabía que estas zonas no serían relevantes en el cálculo.

Los instantes en los que el brazo robótico experimentará las máximas aceleraciones se corresponden con el inicio del movimiento desde parado y al finalizar el movimiento, sobre todo al inicio las fuerzas de inercia serán más críticas.

En este caso, se han calculado las aceleraciones en tres planos distintos para calcular la aceleración total máxima tras hacer el cómputo de las tres componentes.

Esto se puede apreciar en la Figura 12:



*Figura 12. Planos de las aceleraciones calculadas.*

Tomando las aceleraciones de cada plano, se calculará el módulo de la aceleración y así se obtendrá una fuerza máxima a tener en cuenta en el dimensionamiento, mediante las ecuaciones 5 y 6.

$$a_T = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 + a_3^2} \quad (5)$$

Siendo: 
$$a_T = \sqrt{(25,5)^2 + (32,9)^2 + (25)^2} = 48,55 \text{ m/s}^2$$

Utilizando la ley de Newton:

$$F_i = m \cdot a_T \quad (6)$$

Siendo: 
$$F_i = 7 \cdot 48,55 = 339,89 \text{ N}$$

Esta fuerza se tendrá en cuenta en todos los cálculos realizados a continuación para poder hacer un dimensionamiento más fiel a las sollicitaciones en servicio. Para asegurar la resistencia, se tendrá en cuenta esta fuerza máxima en los tres movimientos principales, vertical, horizontal y lateral.

Retomando desde el inicio el estudio estático, se modificarán las ecuaciones, ya que se tiene una fuerza en adición a las cargas que ya se tuvieron en cuenta.

Se repetirá el cálculo asociado al dimensionamiento de la longitud de los apoyos teniendo en cuenta los dos casos, cuando el movimiento vertical del robot es ascendente y descendente.

#### 4.2.1 Movimiento ascendente del robot

Al ser un movimiento ascendente, la fuerza de inercia irá en contra del movimiento, por lo que tendrá sentido negativo, es decir, hacia abajo. Dicho esto, es fácil de imaginar que tendrá el mismo sentido que el peso y desde el mismo punto, el centro de masas.

Como después se verá en los resultados, respecto al movimiento vertical, es más crítico que el caso descendente y las dimensiones serán mayores.

La representación de las cargas se recoge en la Figura 13:

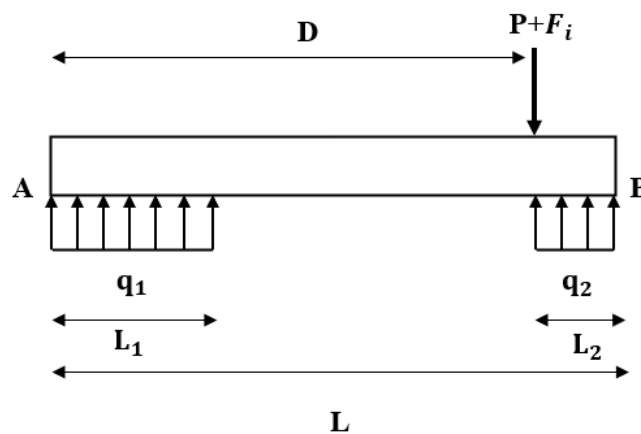


Figura 13. Esquema de las cargas y reacciones dinámicas.

Aplicando el sumatorio de fuerzas en el eje vertical y el de momentos en el punto A, se obtienen las ecuaciones 7 y 8 que aparecen a continuación:

$$\Sigma_{F_y} = m \cdot a_T \quad (7)$$

$$q_1 \cdot L_1 + q_2 \cdot L_2 = P + F_i$$

$$\Sigma_{M_A} = m \cdot a_T \cdot D \quad (8)$$

$$q_1 \cdot L_1 \cdot \frac{L_1}{2} + q_2 \cdot L_2 \left( L - \frac{L_2}{2} \right) = (P + F_i) \cdot D$$

#### 4.2.2 Movimiento descendente del robot

Al igual que para el movimiento ascendente se calcula el descendente, pero teniendo en cuenta la fuerza  $F_i$  en sentido contrario. Teniendo en cuenta esto en las ecuaciones 7 y 8 se obtiene:

$$\Sigma_{F_y} = m \cdot a_T$$

$$q_1 \cdot L_1 + q_2 \cdot L_2 = P - F_i$$

$$\Sigma_{M_A} = m \cdot a_T \cdot D$$

$$q_1 \cdot L_1 \cdot \frac{L_1}{2} + q_2 \cdot L_2 \left( L - \frac{L_2}{2} \right) = (P - F_i) \cdot D$$

Después de iterar se vuelven a obtener las reacciones  $F_1$  y  $F_2$  y las longitudes  $L_1$  y  $L_2$ . Este cálculo se realiza de forma iterativa para los tres casos según se ubique el apoyo trasero como se hizo anteriormente para las sollicitaciones estáticas.

Obtenidas las reacciones, se tienen en cuenta para calcular la otra dimensión correspondiente a la base de cada apoyo,  $W_1$  y  $W_2$ , de nuevo para los tres casos. Volviendo a hacer uso de la ecuación 4.

Siendo F la reacción y S el área de la base de cada apoyo.

Una vez calculadas las sollicitaciones teniendo en cuenta la inercia del movimiento vertical se hace lo mismo para el movimiento horizontal, es decir hacia delante y hacia atrás y para el movimiento lateral.

#### 4.2.3 Movimiento frontal del robot

En este caso se planteará la pieza como una superficie empotrada en la parte inferior, debido a que está anclada mediante pernos. Por lo que, en vez de un vuelco, se tratará de un caso de flexión y compresión. Flexión provocada por la fuerza frontal de inercia y compresión por el propio peso del equipo. Esto se esquematiza en la Figura 14:



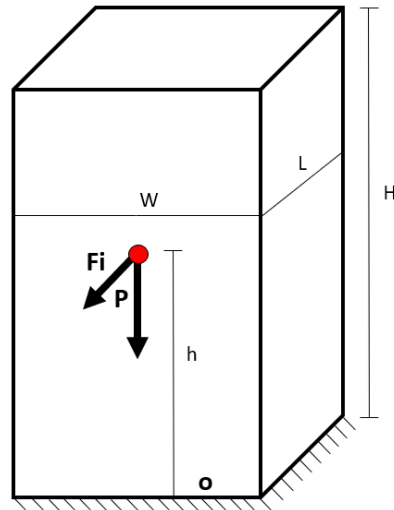


Figura 14. Esquema de la aproximación del movimiento frontal.

Siendo  $P$  el peso del equipo,  $F_i$  la fuerza de inercia, cuya dirección es perpendicular a la cara frontal y paralela a la base,  $h$  la distancia de la base al centro de masas,  $H$  la altura total de la pieza y  $W$  y  $L$  las dimensiones de las bases de los apoyos que se están calculando en este estudio de las sollicitaciones dinámicas. La distancia  $h$  es de 7,8 cm ya que se tiene en cuenta que la pistola debe de estar 4 cm de la base para no interactuar con el brazo robot ni los cables y el radio de la pistola es de 3,8 cm. La longitud  $L$  se debería distinguir entre el apoyo delantero y el trasero, pero al aumentar altamente la dificultad del cálculo, se ha aproximado a un único apoyo que ocupa toda la longitud de la pieza. Por lo que se calculará el ancho de las bases a partir de los siguientes cálculos:

Haciendo uso del sumatorio de fuerzas en el eje vertical y horizontal y el sumatorio de momentos en 0 quedan las siguientes expresiones, ecuación 9,10 y 11:

$$\Sigma_{F_y} = 0 \quad (9)$$

$$R_y = P$$

$$\Sigma_{F_x} = m \cdot a_T = F_i \quad (10)$$

$$R_x = F_i$$

$$\Sigma_{M_0} = m \cdot a_T \cdot D \quad (11)$$

$$M_0 = F_i \cdot h$$

Para el tramo de  $0 < y < h$

El axil será:

$$N + R_y = 0$$

$$N = -R_y$$

$$N = -P = -68,87 \text{ N}$$

El momento flector:

$$M + M_0 - R_x \cdot x = 0$$

$$M = -M_0 + R_x \cdot x$$

Siendo el momento máximo:

$$M(x = 0) = -F_i \cdot h = -26,51 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para el tramo de  $h < y < H$

El axil será:

$$N + R_y - P = 0$$

$$N = 0$$

El momento flector:

$$M + M_0 - R_x \cdot x + F_i \cdot (x - h) = 0$$

$$M = -M_0 + R_x \cdot x - F_i \cdot (x - h)$$

Teniendo en cuenta la ley de Navier y la expresión de tensión de compresión la tensión admisible será:

$$\sigma_{adm} = \frac{N}{S} - \frac{M \cdot y}{I} \quad (12)$$

Siendo, S el área transversal, I el momento de inercia e y la distancia desde la fibra neutra a la superficie.

El momento de inercia será  $I = \frac{w \cdot L^3}{12}$  mientras que  $y = -\frac{L}{2}$ . La fibra de abajo será la crítica ya que el momento flector es negativo y la pieza se está comprimiendo.

Tanto el momento flector como el axil máximo se ubicarán en el primer tramo calculado, es decir cuando  $x < h$ .

Sustituyendo en la ecuación 12:

$$\sigma_{adm} = -\frac{68,87}{W \cdot L} - \frac{26,51 \cdot \frac{L}{2}}{\frac{w \cdot L^3}{12}}$$

Sustituyendo la longitud L en los tres casos estudiados según la ubicación del apoyo trasero y la tensión admisible de los dos grupos de materiales a estudiar se obtiene W.

Por último, faltaría estudiar el movimiento lateral, el cual, al existir simetría respecto a la vista frontal, el resultado será el mismo para el movimiento hacia la derecha o la izquierda.

#### 4.2.4 Movimiento lateral del robot

Al igual que para el movimiento frontal, se planteará la pieza como una superficie empotrada en la parte inferior, debido a que está anclada mediante pernos. Por lo que en vez de un vuelco se tratará de un caso de flexión y compresión. Flexión provocada por la fuerza lateral de inercia y compresión por el propio peso del equipo. Esto se esquematiza en la Figura 15:

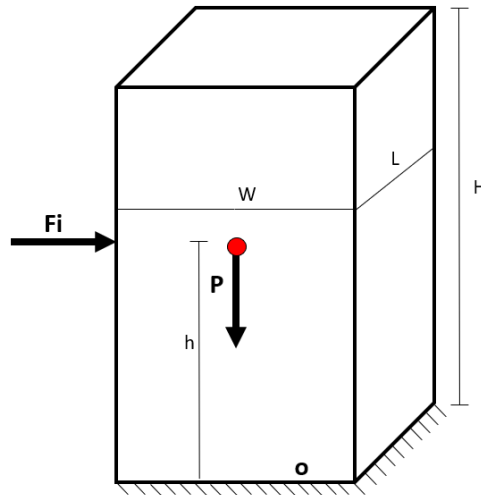


Figura 15. Esquema de la aproximación del movimiento lateral.

Haciendo uso de nuevo del sumatorio de fuerzas en el eje vertical y horizontal y el sumatorio de momentos, ecuaciones 9,10 y 11, quedan las siguientes expresiones:

$$\Sigma_{F_y} = 0$$

$$R_y = P$$

$$\Sigma_{F_x} = m \cdot a_T = F_i$$

$$R_x = F_i$$

$$\Sigma_{M_0} = m \cdot a_T \cdot D$$

$$M_0 = F_i \cdot h$$

Para el tramo de  $0 < y < h$

El axil será:

$$N + R_y = 0$$

$$N = -R_y$$

El momento flector:

$$M + M_0 - R_x \cdot x = 0$$

$$M = -M_0 + R_x \cdot x$$

Para el tramo de  $h < y < H$

El axil será:

$$N + R_y - P = 0$$

$$N = 0$$

El momento flector:

$$M + M_0 - R_x \cdot x + F_i \cdot (x - h) = 0$$

$$M = -M_0 + R_x \cdot x - F_i \cdot (x - h)$$

El momento de inercia será  $I = \frac{L \cdot W^3}{12}$  mientras que  $y = -\frac{W}{2}$ . La fibra de abajo será la crítica ya que el momento flector es negativo y la pieza se está comprimiendo. Tanto el momento flector como axil máximo se ubicarán en el primer tramo calculado, es decir cuando  $x < h$ , al igual que en el movimiento lateral. Esto se debe a que lo único diferente en estos dos cálculos es que la fuerza de inercia esta aplicada en una cara a  $90^\circ$  respecto al movimiento frontal, por lo que todo se mantiene igual menos el momento de inercia y la distancia la fibra neutra al haberse rotado  $90^\circ$  la sección.

Sustituyendo en la ecuación 12:

$$\sigma_{adm} = -\frac{68,87}{W \cdot L} - \frac{26,51 \cdot \frac{W}{2}}{\frac{L \cdot W^3}{12}}$$

De nuevo, sustituyendo la longitud L en los tres casos estudiados según la ubicación del apoyo trasero y la tensión admisible de los dos grupos de materiales a estudiar se obtiene W, esta vez iterando.

### 4.3 Estudio del agarre de la pistola

Por último, para terminar con el dimensionamiento previo, se tiene que tener en cuenta la interferencia entre la pistola de proyección térmica y la pieza, que hace que se mantenga en su sitio, siendo similar a una abrazadera. Se podría describir como el apriete de un cuerpo sobre otro. En base a este apriete se puede calcular el grosor necesario o mínimo de la parte que hace de abrazadera del acoplamiento y así tener en cuenta esta dimensión en el diseño. En la Figura 16 se muestra un esquema de este tipo de uniones:

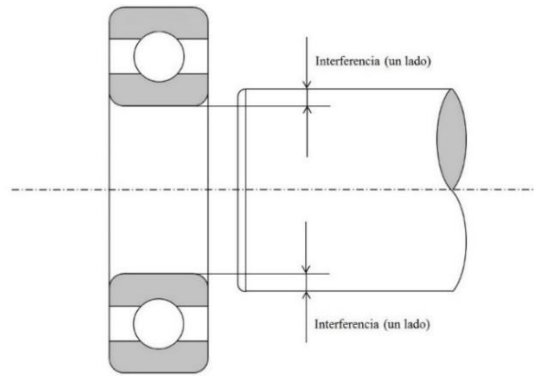


Figura 16. Esquema de una unión por interferencia.

Esta unión es conocida como ajuste a presión. Su nombre se debe a que el agujero es de menor tamaño, menor diámetro, que la pieza cilíndrica que se va a introducir y quedar unida, así la pieza interior provoca una presión sobre el interior del orificio y conseguirá que quede una unión firme y ajustada. Esto se dará siempre y cuando la pieza con el agujero aguante la presión y la diferencia del radio del orificio con la de la pieza introducida sea suficiente para que no se mueva. En la Figura 17, se muestra el esquema de cargas a las que estará solicitado el acoplamiento al producir el ajuste.

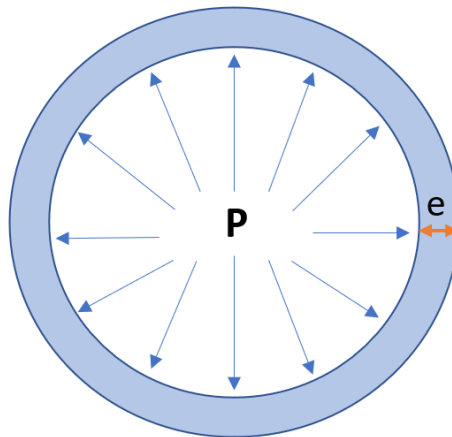


Figura 17. Esquema de las cargas de la unión por interferencia.

Planteado el problema y las hipótesis, se puede iniciar el problema estableciendo la tolerancia de la unión y concretamente el valor del radio interior de la pieza a diseñar, es decir la variación de radio.

Es difícil establecer una tolerancia. Se podría establecer una tolerancia H7 para el diámetro interior, ya que para este tipo de ajustes es la más común, pero puede ser demasiado pequeña para lo que se busca debido a que, para el radio de la pistola que es de 76 mm, la calidad 7 se corresponde con una tolerancia de 30  $\mu\text{m}$ , que es lo mismo que 0,03 mm [18]. Tampoco se conoce como es internamente la pistola de proyección y no se podría tomar como una unión de este tipo, ya que no es una pieza maciza de un único material. Dicho esto, se tratará de buscar el espesor que permita la deformación necesaria para producir el ajuste sin que falle por plastificación.

Una vez se tiene el radio del agujero, se calcularán las deformaciones circunferenciales con la ecuación 13, ya que son las que dependen del radio, para finalmente obtener la tensión que está experimentando el acoplamiento y obtener el espesor. Las tensiones se encuentran representadas en la Figura 18.

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{\Delta R}{R} \quad (13)$$

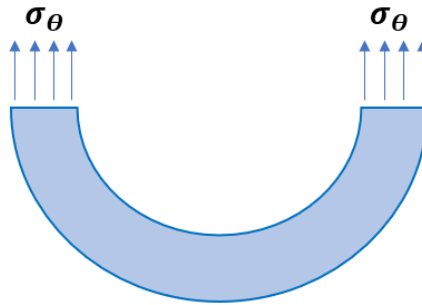


Figura 18. Esquema de la dirección de la tensión circunferencial.

Para la realización de este cálculo se va a utilizar el software de simulación, Ansys Mechanical APDL, ya que es complejo de realizar de forma analítica y la suposición de pared delgada sería errónea, por lo que de esta forma se podrá obtener el resultado [19].

Se inició el proceso generando la geometría, se utilizó un cuarto de la circunferencia completa, ya que por simetría se podía hacer y así ahorrar tiempo de cálculo, por lo que se fijó el desplazamiento en las zonas cortadas de la circunferencia. Se dio un radio interior de 37,5 mm y 47,5 mm de radio exterior, es decir, se redujo 1mm el diámetro de la pistola, de 76 a 75 y se impuso un espesor de 10mm.

Utilizando la ecuación 13, se calcula la deformación tras realizar el ajuste. La condición es que la variación de radio sea el radio interior de la pieza menos el radio de la pistola de proyección. Es decir:

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{76 - 75}{75} = 0,013$$

Las propiedades del material para el polímero fueron 2 GPa el módulo de elasticidad y 0,38 el coeficiente de Poisson.

Realizando el mallado de 1mm, se obtiene la siguiente apariencia reflejada en la Imagen 7:

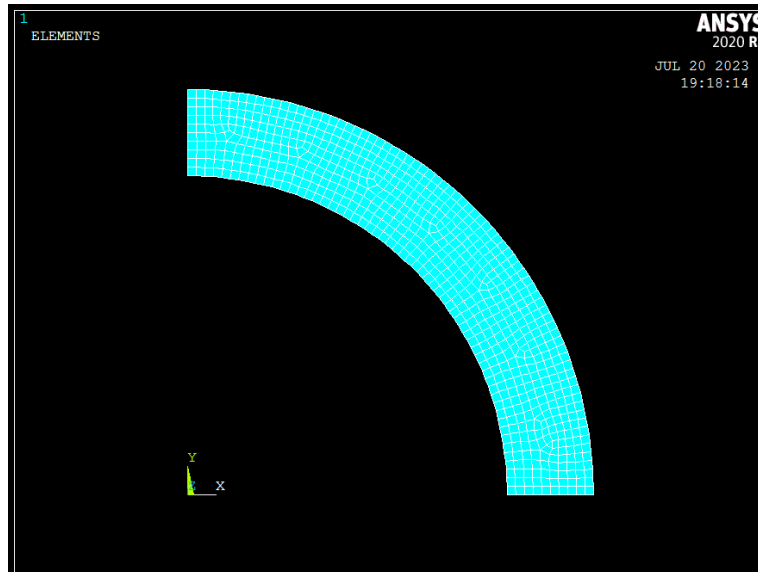


Imagen 7. Mallado de la simulación del ajuste a presión.

Las cargas impuestas fueron una presión en el contorno interior de 5,6 MPa finalmente, ya que, al desconocerla, se fue iterando este valor hasta conseguir una deformación de 0,13, calculada anteriormente, ya que es la que hace que el radio interior se deforme hasta llegar al radio de la pistola, que es lo que ocurre al realizar el ajuste. Como se ha explicado, se fijó el desplazamiento de las zonas del corte de la circunferencia para estudiar una cuarta parte de ella. Esto se hace fijando el desplazamiento perpendicular a la superficie con un comando que sirve para este tipo de geometrías.

Por último, tras realizar la simulación, se obtuvo la deformación para que esta coincidiera con la calculada según la condición explicada, Imagen 8 y la tensión máxima para asegurar que no falle la pieza al realizar el ajuste a presión, Imagen 9.

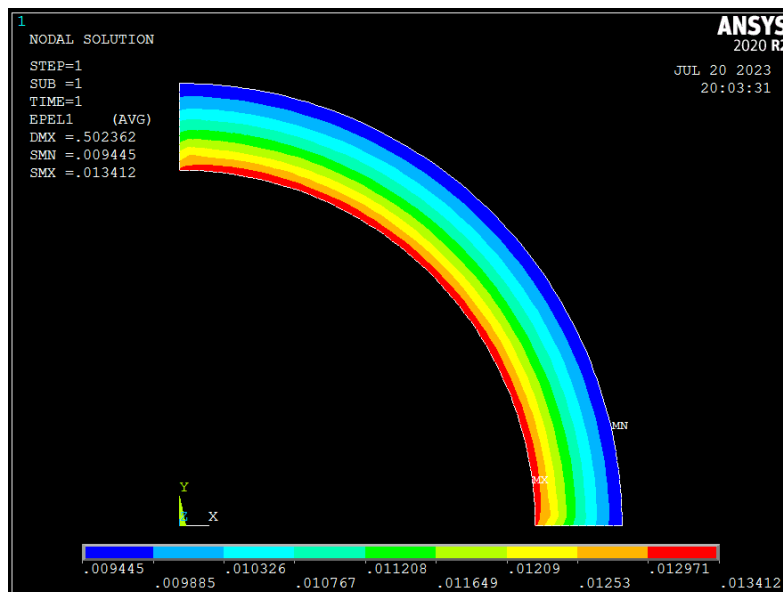


Imagen 8. Deformación en la simulación del ajuste a presión.

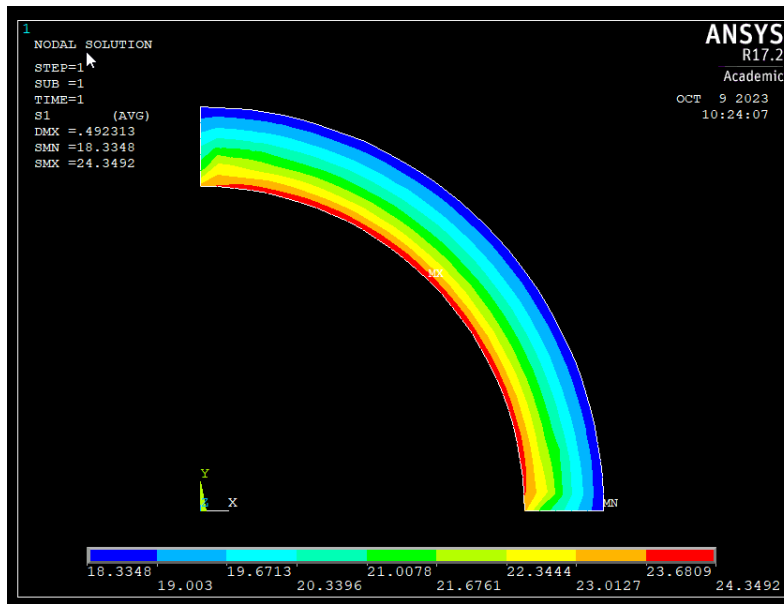


Imagen 9. Tensión en la simulación del ajuste a presión.

Analizando la Imagen 8 y la Imagen 9, se puede concluir que, tras iterar hasta conseguir las condiciones estipuladas, el espesor de 10mm es válido, ya que se llega a la deformación producida por variar el radio interior al realizar el ajuste a presión y existe suficiente margen entre tensión máxima alcanzada y el límite elástico de 50 MPa para la propuesta de polímeros.

De la misma forma se realizó este cálculo para la opción de las aleaciones de aluminio mecanizadas.

#### 4.4 Estudio de la unión atornillada

El último cálculo a realizar será el dimensionamiento de los pernos que se van a utilizar para unir el acoplamiento a la placa sujeta al brazo robot. Los pernos estarán pretensados, es decir, tendrán un apriete determinado para asegurar su estabilidad e integridad cuando esté en servicio. Además, se tendrá en cuenta la sollicitación a tracción de estos, ya que es la más crítica. Cuando se produzcan movimientos verticales, estarán sollicitados a fuerzas de compresión y tracción y en los movimientos laterales y frontales estarán sometidos a tracción. Los cálculos que se presentan a continuación serán en base a la normativa DB-SE-A, la cual es el más común en estos casos y se suele encontrar en distintos libros de estructuras y diseño mecánico [20].

Para aprovechar los medios, se utilizarán los taladros que hay en la placa antes mencionada, los cuales tienen un diámetro de 6 mm y por tanto se deberían usar pernos M5.

Dichos pernos, también garantizan que sean fáciles de encontrar y económicos, además de que sean lo suficientemente largos para atravesar la placa y ocupar cierta longitud de los orificios de la pieza a diseñar. Lo que garantiza su apriete y estabilidad.

En la Imagen 10, se representan los 4 taladros mencionados.



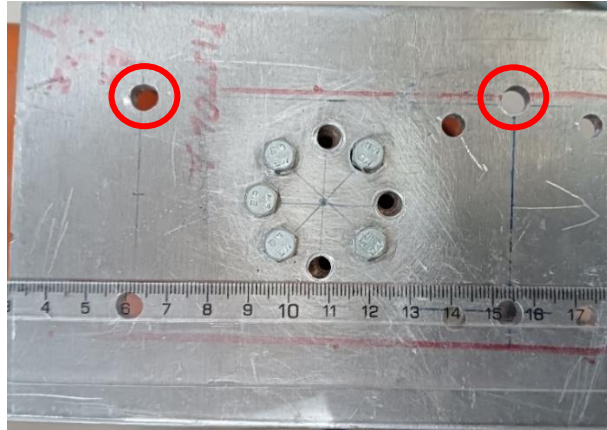


Imagen 10. Taladros de la unión atornillada en la placa.

Lo primero será calcular el apriete que deben de tener los pernos:

Se podría hacer uso de las ecuaciones expresadas en el DB-SE-A, ecuación 14 y 15, pero este dato también esta tabulado. Buscando un perno M5 de calidad 8,8 de acero cincado, ya que son los más comunes, en la tabla del Anexo 3, se concluye que la fuerza de pretensado sería de 7000 N y 6,5 Nm de par de apriete. La calidad 8.8 significa que su límite de elasticidad es el 80% de su resistencia mecánica.

$$N_0 = 0,7 \cdot f_{ub} \cdot A_s \quad (14)$$

$$M_t = 0,18 \cdot d \cdot N_0 \quad (15)$$

Dónde  $f_{ub}$  es la resistencia a la tracción mínima del tornillo y  $A_s$  el área resistente a la tracción del tornillo que se obtiene con la siguiente ecuación, ecuación 16:

$$A_s = \frac{\pi}{4} (d - 0,9382 \cdot p)^2 \quad (16)$$

Siendo  $d$  el diámetro nominal y  $p$  el perímetro del perno.

Por último, se calculará la fuerza máxima de tracción de un perno de idénticas características, para así comprobar que es válido, aunque a priori debería de serlo, ya que este tipo de pernos se utilizan en aplicaciones con solicitaciones más exigentes.

Para ello se comparará dicha fuerza máxima de tracción, ecuación 17, representada en la Figura 19, con las fuerzas máximas a las que se solicita la pieza, como las resultantes de cada apoyo del estudio dinámico vertical.

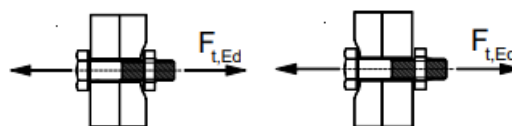


Figura 19. Esquema de la fuerza de tracción de los pernos.

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{Mb}} \quad (17)$$

Dónde  $\gamma_{Mb}$  es el coeficiente parcial de seguridad.

Tabla 4. Datos del tornillo M5.

$f_{ub}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$A_s$ (mm <sup>2</sup> )	$\gamma_{Mb}$
800	14,18	1,25

La fuerza máxima de tracción del perno tras sustituir los valores de la Tabla 4 en la ecuación 17 será:

$$F_{t,Rd} = 8167,68 \text{ N}$$

Una vez realizados todos los cálculos que servirán como dimensionamiento principal para el diseño, se procede a llevarlo a la práctica. La idea se corresponde con la mostrada anteriormente en las figuras, solo que se modificarán las dimensiones en base a los resultados obtenidos tras tener en cuenta las sollicitaciones. Esto se hará para los dos materiales y los tres casos estudiados mediante Catia V5.

#### 4.5 Selección de materiales

A continuación, se va a estudiar cual es el material más óptimo para fabricar el acoplamiento. Para ello, se ha decidido partir de un grupo de materiales poliméricos termoplásticos que puedan ser conformados mediante impresión 3D y un grupo de aleaciones de aluminios que puedan procesarse mediante mecanizado. Esto se debe a que, en primer lugar, se busca ajustar el coste lo máximo posible dentro de la seguridad, resistencia y vida útil. Por otra parte, tiene que poder ser fabricado por y en la universidad, haciendo uso de los medios, equipos y maquinaria disponible. Por estos motivos, no se pueden tener en cuenta materiales no tan comunes y que además elevarían el precio del acoplamiento.

En base a dicho argumento, se utilizará la base de datos de nivel 3 del software Granta EduPack, con el que se estudiará dicha selección de materiales [21], [22].

Con la condición de que la fabricación pueda ser de fácil acceso para la universidad, se van a seleccionar previamente los polímeros más comunes o asequibles en impresión 3D, concretamente los utilizados en la tecnología FDM (extrusión), tales como el PLA, ABS, PETG y TPU. Todos es una composición comercial sin ninguna mezcla [23].

El primer paso en la selección de materiales es establecer los límites que deben superar los materiales más óptimos. Por una parte, el equipo funciona a una temperatura medianamente elevada, por lo que la superficie exterior de la pistola de proyección térmica supera la temperatura ambiente. Esto es un dato a tener en cuenta para seleccionar el material, por lo que se ha establecido un límite mínimo en la temperatura de servicio de 50°C, ya que es lo que alcanza aproximadamente el exterior del equipo. Al aplicar este límite desaparece el PLA y TPU, únicamente quedando el ABS y PETG.

Además de este límite, se va a limitar el precio por unidad de masa a 2€, para cumplir con el objetivo de minimizar material y ahorrar en los costes de fabricación. Aunque esta condición no es demasiado limitante, debido a que, al tratarse de polímeros termoplásticos comerciales, suelen rondar dicha cifra.

Por último, se va a utilizar un índice de optimización con el fin de maximizar la resistencia frente a la masa teniendo en cuenta la condición de flexión. Posteriormente se hará lo mismo teniendo en cuenta la compresión. Esto se debe a que el quipo pesa 5 kg y el máximo que soporta el brazo robot es de 6 kg, por lo que también se quiere aligerar el acoplamiento. Dicho índice se ha seleccionado mediante el software asimilando el caso a una barra sometida a flexión mediante una carga puntual. Mientras que el segundo índice será sometido a compresión. Las dos condiciones estudiadas anteriormente.

El índice de optimización que representa la resistencia frente a la masa es el siguiente:

$$C_1 = \frac{\sigma_f}{\rho}$$

Mientras que para representar la compresión frente a la masa sería:

$$C_2 = \frac{\sigma_c}{\rho}$$

Siendo  $\rho$  la densidad del material,  $\sigma_f$  el módulo a flexión y  $\sigma_c$  el módulo a compresión.

Y ambas pendientes serían igual a uno al aplicar logaritmos y relacionar la ecuación de la recta:

$$\log C_1 = \log \sigma_f - \log \rho$$

$$\log \sigma_f = \log C_1 + \log \rho$$

$$y = mx + n$$

$$m = 1$$

Realizando una gráfica en la que en el eje y se describe  $\sigma_f$  y en el x  $\rho$ , se hallará el material más óptimo bajo esta condición representando una recta de pendiente uno, es decir, los materiales que queden por encima son los mejores. Tras los filtros establecidos anteriormente, únicamente quedan el ABS y el PETG. En el Gráfico 2, se muestra dicha gráfica. Se puede observar que el conjunto referente al ABS es más grande, lo que significa que hay un mayor rango en las propiedades del material elegido según el fabricante y otras condiciones. Si se desplaza hacia arriba la recta, el único material que se mantiene completamente dentro es el PETG, por lo que tendrá unas propiedades mucho más óptimas que el ABS independientemente del fabricante. Esto también bajo la justificación de que los rollos de filamento para impresoras 3D no suelen decir las propiedades mecánicas del material, por lo que no se puede asegurar exactamente un valor dentro del rango que da el programa.

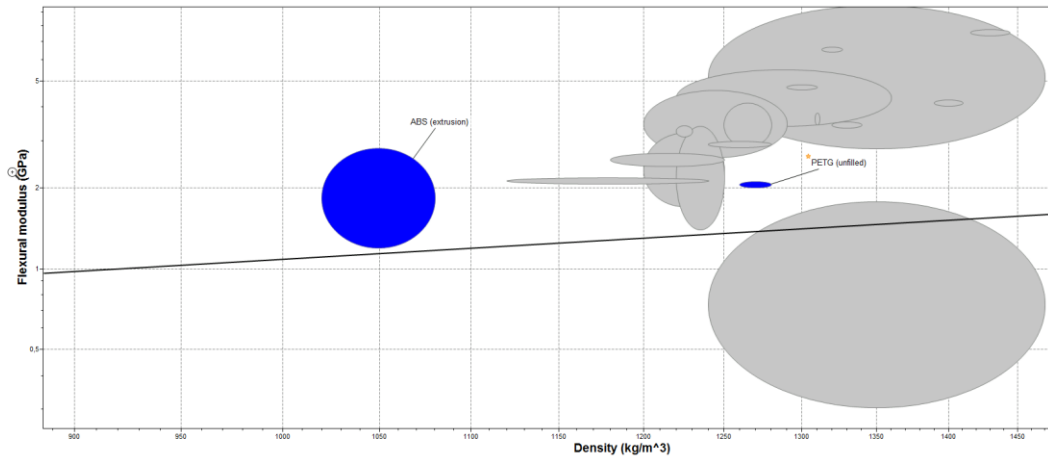


Gráfico 2. Módulo a flexión en función de la densidad de los polímeros.

Si se hace lo mismo para la condición de compresión, se obtiene el mismo resultado por las mismas razones, esto se ve representado en el Gráfico 3:

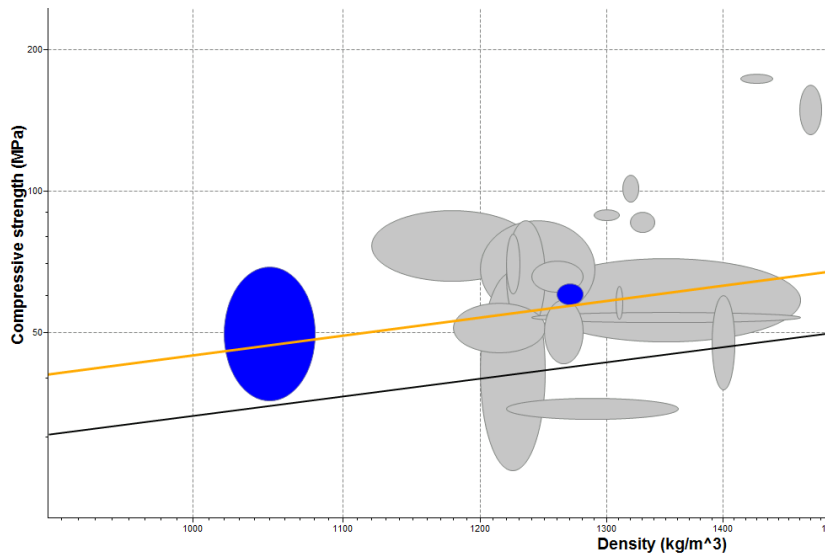


Gráfico 3. Módulo a compresión en función de la densidad de los polímeros.

Dicho esto, se ha elegido el PETG, el cual es un polímero muy utilizado en la tecnología FDM, no tanto como el PLA o ABS, pero posee mejores propiedades mecánicas. Se caracteriza por tener un límite elástico de 47,9 a 53,3 MPa ya que, como se ha mencionado, esto varía en función del fabricante [17].

De la misma forma se va a proceder a seleccionar el aluminio fabricado mediante mecanizado. Debido a la misma razón anterior, se van a seleccionar una serie de aleaciones de aluminio, las cuales son de uso extendido, para así garantizar la disponibilidad por parte de la universidad en el caso de fabricar el acoplamiento en este material mediante este proceso. Para ello se han seleccionado previamente el 6061, 6082, 7075, 5052, 5083 y 2024 [24].

Una vez seleccionados estos registros, se establecen las mismas condiciones de precio máximo y temperatura en servicio, además de quedarse únicamente con los materiales que pueden ser mecanizados.

Se aplica el primer índice de optimización y se restringen a los siguientes materiales, Gráfico 4:

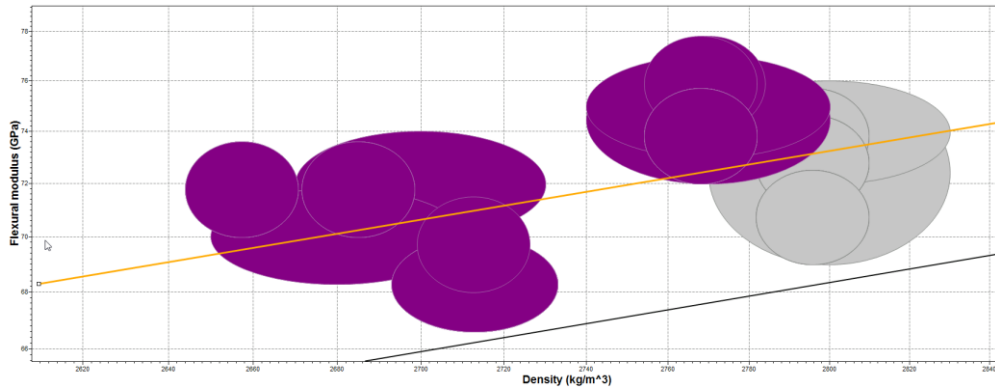


Gráfico 4. Módulo a flexión en función de la densidad de los aluminios.

Después se aplica el segundo índice de optimización y se obtiene el material final. Esto se observa en Gráfico 5:

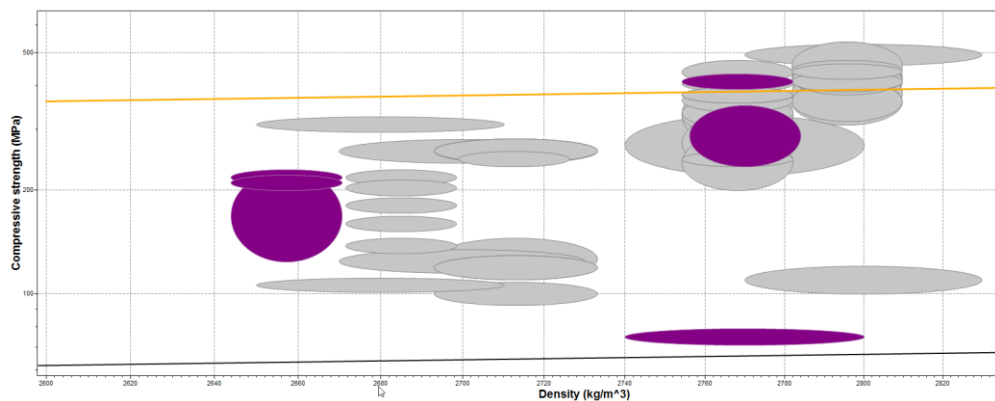


Gráfico 5. Módulo a compresión en función de la densidad de los aluminios.

Finalmente se obtiene como mejor aleación de aluminio el 2024 T8510.

Pese a ofrecer un límite elástico bastante superior al PETG, se va a decidir realizar el acoplamiento en dicho polímero mediante impresión 3D en vez de aluminio. Esto se debe a que es algo más económico que el aluminio incluyendo así el proceso de fabricación, ya que la impresión 3D para esta aplicación no requiere de postprocesado o apenas lo necesita y se puede hacer mediante Ultimaker Cura y una impresora de las que dispone la universidad. Mientras tanto, el aluminio mecanizado requiere de un postprocesado más laborioso y un precio mayor en el proceso de fabricación, por lo que debido a las bajas solicitaciones que se tienen y el sobredimensionamiento debido a las razones ya explicadas, es mejor utilizar dicho material y proceso de fabricación, ya que dicho sobredimensionado cubre ambas dimensiones mínimas calculadas para las dos propuestas de materiales.

## **4.6 Diseño en Catia V5**

Una vez concluidos los cálculos iniciales para hacer el dimensionamiento previo del acoplamiento, se va a proceder a realizar el diseño. Para llevarlo a cabo, se hará uso del software de CAD Catia V5 con el que se han realizado los conceptos anteriormente. Una vez establecido el diseño, se procederá a realizar una simulación mediante Ansys Workbench, un software de simulación mediante elementos finitos. Así se conseguirá ver si las suposiciones en los cálculos han sido válidas y se podrá optimizar la geometría con el fin de ahorrar material y seguir soportando las solicitaciones con cierta seguridad.

Después de analizar los resultados en el apartado de resultados, se ha visto que, respecto a la longitud de los apoyos, es conveniente escoger el caso 1, ya que la suma de la longitud de los dos apoyos, es igual en los tres casos, por lo que el material utilizado en los apoyos es el mismo en los tres casos. Sin embargo, la longitud total del primer caso es 2 centímetros más que el segundo y 3 cm más que el tercero, por lo que habrá un poco más de distancia entre apoyos, aunque al ser más larga la pieza, abra más superficie para apoyar la pistola de proyección y estará más equilibrado al haber más superficie en la zona del centro de masas. Lo positivo es que las reacciones en los apoyos del caso 1 en el movimiento ascendente, más crítico de los verticales, son más equilibradas que en los otros dos casos, siendo iguales. Por lo que se ha decidido descartar el caso 2 y el 3 y realizar el diseño del primero.

Además, no es posible hacer diferenciación en el diseño respecto a las dos propuestas de materiales y procesos de fabricación, ya que, al tenerse que sobredimensionar la anchura de las bases para poder unirlos mediante pernos, las dimensiones son mayores que en todos los casos calculados, por lo que se hará un único diseño.

### **Pieza inferior del diseño**

La pieza inferior será la que vaya anclada mediante la unión mecánica al extremo del brazo robot y la principal. Tendrá una longitud total de 150 mm.

Se comenzó realizando la vista frontal en 2D teniendo en cuenta las dimensiones del diámetro de la pistola, la altura que se tuvo en cuenta en los cálculos, la cual es en base a la necesaria para que los cables de la pistola de proyección no interactúen cuando el brazo robótico esté en movimiento y la anchura calculada, la cual ha sido aumentada debido al tamaño de los pernos, lo cual se ha comentado anteriormente. La longitud de los apoyos si se mantiene igual que la calculada.

Como se aprecia en la Imagen 11, existen unos taladros en la parte de arriba, los cuales son más grandes que los de la base en los que se introducen los pernos. Dichos taladros tienen la función de albergar las tuercas para así asegurar la unión de los pernos colocados por abajo.

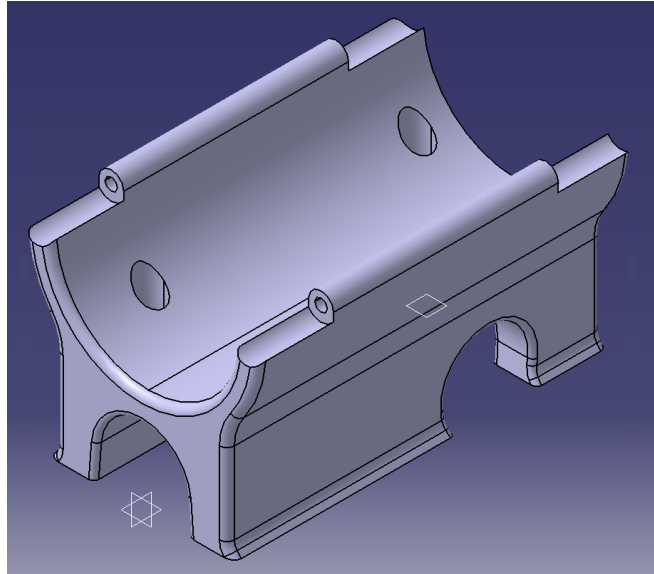


Imagen 11. Diseño de la pieza inferior en Catia V5.

### Pieza superior del diseño

En cuanto al diseño de la pieza superior del acoplamiento, es más sencillo. Al igual que para la pieza principal, se partirá de la vista frontal y se extruirá hasta llegar a la longitud total. En cuanto a sus dimensiones, únicamente se tienen en cuenta los radios interiores y exteriores comentados en el apartado de cálculos.

En la Imagen 12 se observa el resultado final de la pieza ya en 3D:

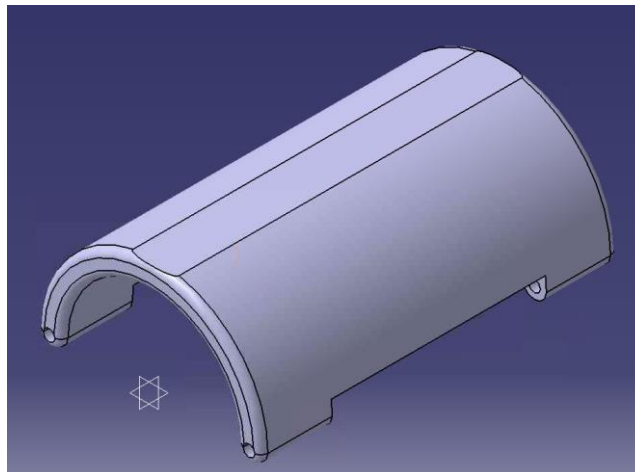


Imagen 12. Diseño de la pieza superior en Catia V5.

Tras haber diseñado las dos piezas, se ensamblan junto con los dos pasadores M4, que terminaran de unir la parte inferior con la superior. Se puede apreciar en la Imagen 13:

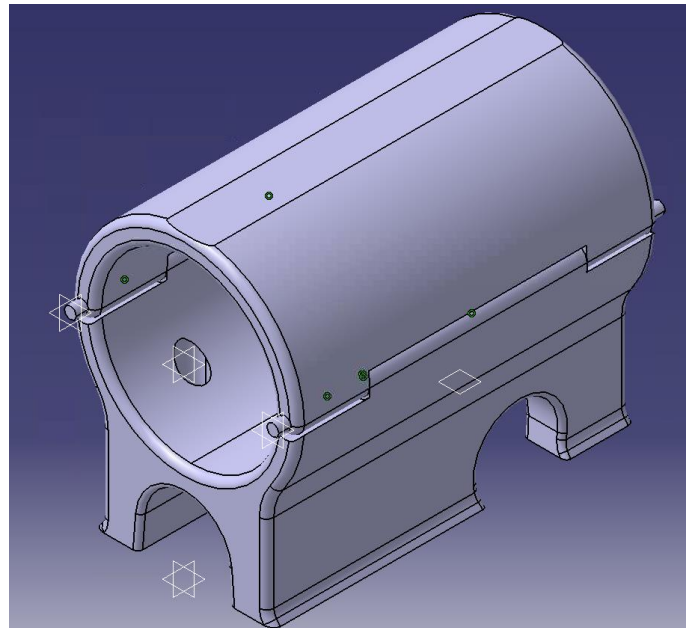


Imagen 13. Diseño del conjunto en Catia V5.

#### 4.7 Simulación en Ansys Workbench

Una vez finalizado el diseño del acoplamiento, se procede a realizar una simulación mediante el software de elementos finitos Ansys Workbench, el cual servirá de gran ayuda para comprobar los cálculos realizados o hacer alguna modificación en el diseño, ya sea por un dimensionamiento previo insuficiente o para optimizar el diseño ahorrando volumen y, por tanto, material y costes.

Inicialmente, se hará una simulación estática estructural en la cual se mantendrá fijo el acoplamiento restringiendo el desplazamiento en los orificios donde va anclado, teniendo en cuenta las solicitaciones o cargas a las que está sometido.

El primer paso, fue establecer las propiedades de los materiales a utilizar en los componentes del acoplamiento. Por una parte, las dos piezas diseñadas estarán hechas de PETG como se ha concluido en la selección de materiales. Se utilizarán los valores mínimos que aparecen en Granta EduPack ya que varían según el fabricante. Esto se resume en la Tabla 5:

Tabla 5. Propiedades del PETG para la simulación [17].

Límite elástico (MPa)	Límite elástico a compresión (MPa)	Densidad ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	Módulo de Young (GPa)
49,7	57,5	1260	2,01

En cuanto a los dos pasadores del diseño, serán de acero cincado.

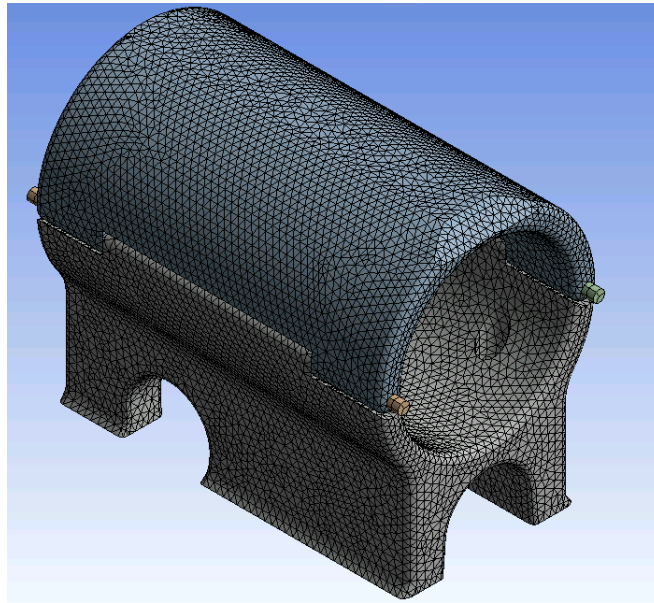
Una vez importado el diseño, establecidos los materiales y características de las conexiones entre piezas, se procede a realizar el mallado. Se probaron diferentes mallados para la geometría y a partir de 2mm de tamaño de elemento, no se notó demasiada diferencia en los resultados, por lo que se puede concluir



que convergían. Se utilizó esta medida ya que ahorra bastante tiempo de cálculo en las simulaciones realizadas [25]. El resultado se puede observar en la Imagen 14.

Establecidas las condiciones en cuanto a propiedades, materiales y generado el mallado, faltaba imponer las solicitaciones antes de proceder a la solución de la simulación.

Se fijó el acoplamiento en la base, en los orificios en los que van los pernos para unirlo al extremo del brazo robot. Además, se estableció una carga vertical hacia abajo en la zona aproximada al centro de masas de la pistola de 69N equivalente al peso del equipo, la cual actuaba en la zona inferior del hueco donde va la pistola, es decir la zona superior de la pieza inferior que compone el acoplamiento.



*Imagen 14. Mallado seleccionado para la simulación.*

En cuanto a la fuerza de inercia, se establecieron 4 casos, los mismos que se estudiaron en el apartado de cálculos, esta es la única diferencia entre las simulaciones, la dirección de la fuerza de inercia, ya que el peso siempre lleva la misma dirección. Siendo 69 N el valor del peso y 340 N el de la fuerza de inercia.

A continuación, se muestran los siguientes casos:

### Vertical ascendente

Para el movimiento vertical más crítico, se estableció una fuerza de 340 N sobre la zona inferior en la que apoya la pistola, zona roja en la Imagen 15. A parte del peso mencionado antes.

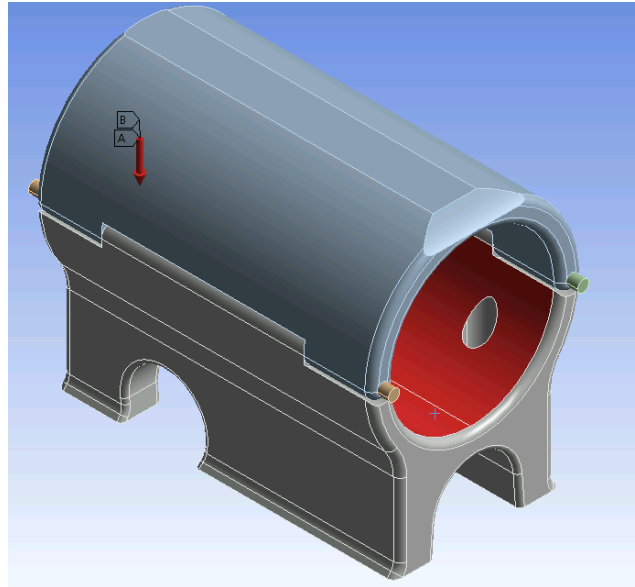


Imagen 15. Cargas en la simulación del caso ascendente.

### Vertical descendente

Igual que en el caso ascendente, pero con la fuerza de inercia en sentido positivo, ocurre en el caso descendente, representado en la Imagen 16:

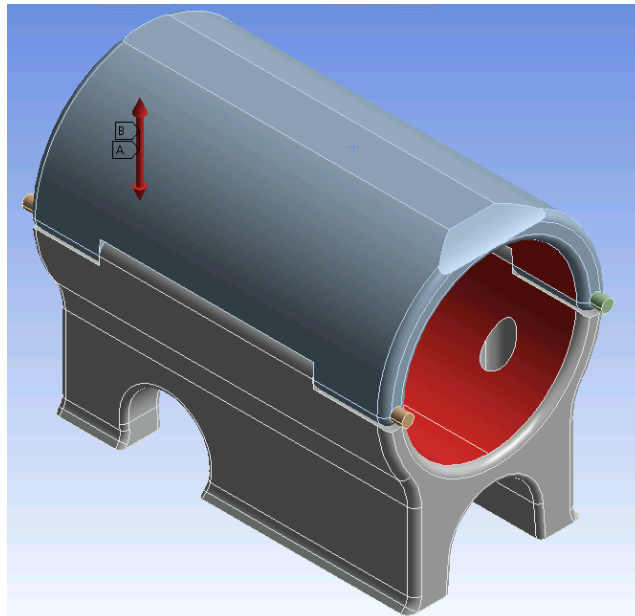


Imagen 16. Cargas en la simulación del caso descendente.

### Frontal

En este caso, representado en la Imagen 17, se establece la carga en sentido frontal, axial al hueco interior donde va la pistola de proyección en adición al peso establecido en todas las simulaciones.

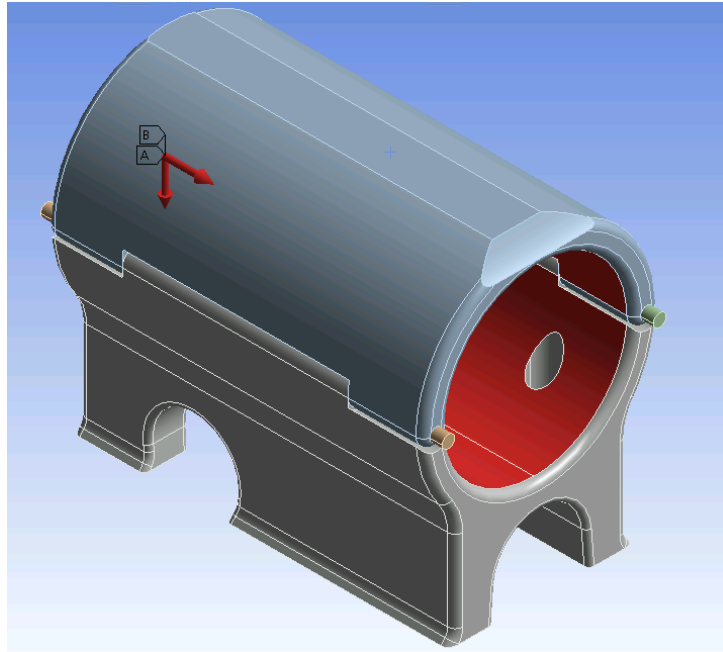


Imagen 17. Cargas en la simulación en el caso lateral.

### Lateral

Al igual que en los demás casos, se establece la fuerza de 340 N pero en sentido perpendicular al lado del acoplamiento, sobre las caras interiores del lado al que se direcciona la fuerza, manteniendo el peso como en el resto de casos. Se puede observar en la Imagen 18:

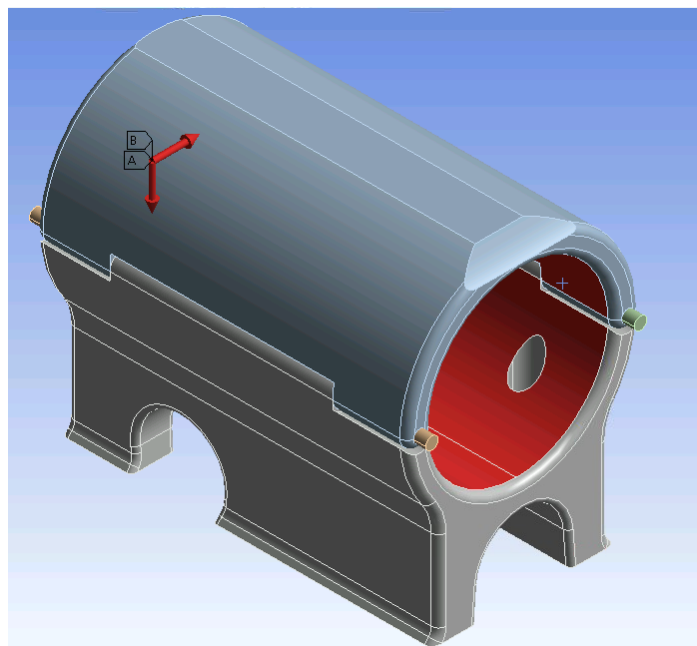


Imagen 18. Cargas en la simulación del caso frontal.

## 4.8 Optimización topológica y diseño final

Una vez obtenidos los resultados de la simulación realizada al diseño propuesto, se pretende optimizar la geometría con la finalidad de aligerar la pieza, ya que el equipo pesa 5 kg y la carga máxima del brazo robot es de 6 kg y así reducir la cantidad de material a utilizar.

Para ello, se le añadirá a la simulación anterior un módulo de análisis de optimización topológica, la cual se basa en hacer una simulación iterativa respecto al análisis estructural ya hecho, con el fin de remarcar las zonas que pueden ser aligeradas o sustraídas, determinando previamente un porcentaje de retención de la masa. También se podría hacer en volumen.

En este caso se ha partido del movimiento descendente, ya que era el más crítico respecto a los resultados de las simulaciones anteriores, por lo que es el limitante. Además, se ha establecido retener un 85% de la masa, ya que el límite elástico máximo del caso mencionado estaba en torno a los 10 MPa y se quería tener un margen relativamente amplio respecto al límite elástico más bajo del registro del PETG, sobre todo al tratar de utilizar un relleno de entorno al 30% al imprimirlo con la impresora FDM. Se tuvieron en cuenta solo las piezas diseñadas y no los pasadores, ya que estos son comerciales y no tiene sentido optimizarlos, además se dejó fuera de la optimización la zona interior de las piezas, donde va la pistola de proyección, por razones obvias.

Tras establecer estas condiciones, el resultado de la geometría optimizada es el representado en la Imagen 19. Como era de esperar, las zonas sustraídas tienen una apariencia irregular, lo que implicará suavizarlas de cara al diseño final. Las principales zonas en las que desaparece material son la zona intermedia de los apoyos, la zona frontal de la pieza superior y la zona frontal del hueco de los apoyos de la pieza inferior, por lo que como es de esperar, el propio software se centra en aquellas zonas que son menos críticas al ser aplicadas las cargas, como la zona frontal de la pieza superior, la cual está sometida a tensiones muy bajas y nada relevantes, por no decir nulas.

En adición, se retira ligeramente material en los laterales de la pieza superior, aunque no es demasiado significativo y no se tendrá en cuenta al suavizar la geometría.

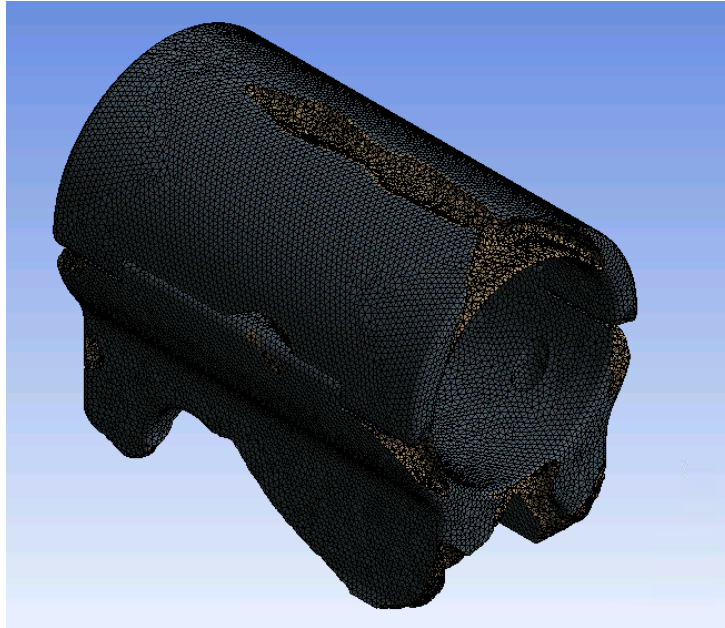


Imagen 19. Geometría optimizada topológicamente mediante el software.

Una vez obtenida la geometría, se suavizaron en las zonas de interés, excluyendo algunas como ya se ha mencionado, dando lugar al diseño final, el cual aparece en la Imagen 20.

Comparando la Imagen 19 con la Imagen 20, se puede apreciar la diferencia en la geometría.

Hay zonas que no se han eliminado de cara al diseño final y las que se han hecho, como los apoyos delanteros, se han suavizado bastante. Todo esto para establecer un diseño más regular y más fácil de fabricar, ya que la diferencia de material no es muy significativa entre la geometría optimizada y el diseño final. Dicho esto, el peso varía de 0,66 kg a 0,61 kg, por lo que la masa se reduce en un 7,6%.

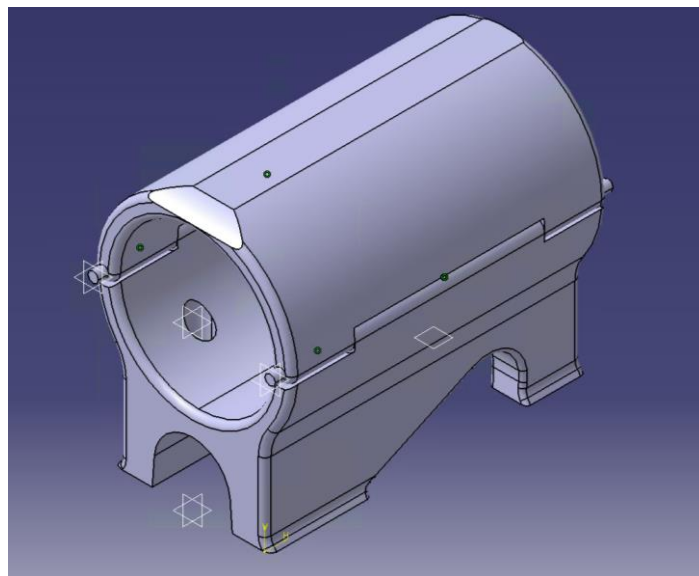


Imagen 20. Geometría optimizada final del diseño.

## 4.9 Parámetros del proceso de impresión

Una vez finalizado el diseño final, falta la última fase antes de llevarlo a la realidad, la cual es su fabricación. Es de vital importancia imponer unos parámetros del proceso de impresión adecuados para obtener el acoplamiento con buenos resultados y la calidad deseada, ya que si no se establecen los soportes adecuados o el relleno suficiente puede tener una geometría inadecuada o fallar mientras está en servicio.

Se va a utilizar el software de impresión 3D Ultimaker Cura, el cual sirve para establecer la disposición, características y parámetros de impresión de las piezas que se deseen.

El objetivo en esta fase es establecer los mejores parámetros y condiciones sin un tiempo excesivo de impresión, ya que cuanto más elevado sea el tiempo de fabricación, más tiempo estará funcionando la impresora y por tanto más electricidad será necesaria, ya que el material será aproximadamente el mismo siempre y cuando el relleno no varíe en exceso y no haya una diferencia muy grande en la elección de los soportes.

En base a estudios de referencia en los que se muestran los rangos en los que establecer los parámetros y el tiempo de impresión y vista previa, se decidirán los valores para el proceso de impresión. También se ve influenciado por el material a utilizar, en este caso PETG.

Los parámetros principales se muestran a continuación en la Tabla 6:

*Tabla 6. Parámetros de impresión.*

Altura de capa (mm)	Espesor de pared (mm)	Nº paredes	Relleno (%)	Geometría de relleno
0,2	1,2	3	30	Triangular

Observando la Tabla 6, se pueden apreciar los parámetros referentes a la geometría de la impresión. La altura de capa según un estudio debe de estar entre el 40 y 80% del tamaño del extrusor el cual es de 0,4mm en este caso. En cuanto al espesor de pared, se eligió uno dentro de lo común que asegurase más resistencia en vez de reducir el tiempo de impresión [23].

El relleno tiene una gran importancia en este diseño, ya que los cálculos se tuvieron en cuenta para un relleno del 100%, por lo que, al utilizar menos relleno, es más fácil que falle, por eso no se optimizó excesivamente la pieza anteriormente, porque se tenía en cuenta este parámetro. Un relleno del 20% ya es aceptable, pero se ha decidido utilizar más porque va ligado proporcionalmente a la resistencia y a la tensión admisible, en el Gráfico 6 se representa la relación entre la tensión a tracción y el porcentaje de relleno [26].

Además, se ha elegido la geometría triangular, ya que es más resistente que a 0 y 90°, las cuales, son muy débiles en una dirección, aunque resistentes respecto a 90° por la dirección de las capas.



Gráfico 6. Relación entre la resistencia a tracción y porcentaje de relleno [26].

En cuanto a los parámetros del proceso de impresión recogidos en la Tabla 7, no son tan críticos en el acabado, siempre y cuando estén adaptados al material utilizado, por lo que se han seleccionado los recomendados excepto la velocidad de impresión, que podría ser superior para ahorrar tiempo, pero se perdería calidad y por ende propiedades mecánicas.

Tabla 7. Reglajes del proceso de impresión [23].

Tº impresión (Cº)	Tº cama de impresora (Cº)	Velocidad impresión (mm/s)
240	70	40

Una vez finalizado la elección de los parámetros de impresión, se estima un tiempo de impresión de 2 días y 19 h. Podría ser inferior, pero se perdería calidad y sobre todo material, lo cual no es recomendable, ya que la integridad del acoplamiento se vería cuestionada.

## 5. Resultados y discusión/Solución técnica

En este apartado del trabajo se representarán y analizarán los resultados más relevantes de los cálculos y simulaciones realizados.

### 5.1 Resultados de las solicitaciones estáticas

Como se ha comentado en el apartado anterior referente a la metodología y cálculos, se calcularon las reacciones sobre los apoyos del acoplamiento y de forma iterativa se hallaron las longitudes de cada apoyo para cada uno de los tres casos. Los resultados finales se muestran en la Tabla 8.

Tabla 8. Longitudes y cargas en los apoyos respecto al estudio estático.

	$L_1$ (m)	$L_2$ (m)	$F_1$ (N)	$F_2$ (N)	$q_1$ (N/m)	$q_2$ (N/m)
Caso 1	0,05	0,018	34,33	34,33	686,70	1907,50
Caso 2	0,07	0,015	30,99	37,67	442,85	2511,36
Caso 3	0,08	0,015	27,94	40,73	349,27	2715,22

Analizando los resultados de la Tabla 8, se puede observar que las reacciones son menores en el primer caso, ya que la longitud total es superior. Además, están igualadas, la resultante de las cargas distribuidas consecuencia de la reacción de los dos apoyos comparten el mismo valor.

Para el caso 2 difieren un poco y para el caso 3 aún más, esto es debido a la misma razón que para el caso 1, la longitud total es menor en el caso 2 y aún menor en el caso 3.

A priori, no se puede establecer ninguna conclusión acerca de cuál de los tres casos es el más adecuado ya que, aún falta evaluar otras solicitaciones. Sin embargo, en base a este cálculo, es posible que eligiendo el segundo se ahorre material y cumpla las solicitaciones, ya que, aunque las reacciones del caso 1 esté mucho más equilibradas, en el caso dos hay una diferencia de unos 7 N.

Continuando con las solicitaciones estáticas, en la Tabla 9, se muestran los resultados obtenidos respecto al dimensionamiento de la base de cada apoyo, de nuevo para los tres casos estudiados. Siendo  $S_1$  y  $S_2$  el área de la base del primer y segundo apoyo, el delantero y el trasero y  $W_1$  y  $W_2$  la anchura de dicha base, ya que la longitud se corresponde a  $L_1$  y  $L_2$ .



Tabla 9. Dimensiones de los apoyos respecto al estudio estático.

Polímero termoplástico por impresión 3D					
	$S_1$ (m <sup>2</sup> )	$S_2$ (m <sup>2</sup> )	$W_1$ (m)	$W_2$ (m)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Caso 1	$6,87 \cdot 10^{-7}$	$6,87 \cdot 10^{-7}$	$1,37 \cdot 10^{-5}$	$3,81 \cdot 10^{-5}$	50
Caso 2	$6,20 \cdot 10^{-7}$	$7,53 \cdot 10^{-7}$	$8,85 \cdot 10^{-6}$	$5,02 \cdot 10^{-5}$	
Caso 3	$5,58 \cdot 10^{-7}$	$8,14 \cdot 10^{-7}$	$6,98 \cdot 10^{-6}$	$5,43 \cdot 10^{-5}$	
Aluminio por mecanizado					
	$S_1$ (m <sup>2</sup> )	$S_2$ (m <sup>2</sup> )	$W_1$ (m)	$W_2$ (m)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Caso 1	$2,89 \cdot 10^{-7}$	$2,89 \cdot 10^{-7}$	$4,58 \cdot 10^{-6}$	$1,27 \cdot 10^{-5}$	150
Caso 2	$2,06 \cdot 10^{-7}$	$2,51 \cdot 10^{-7}$	$2,95 \cdot 10^{-6}$	$1,67 \cdot 10^{-5}$	
Caso 3	$1,86 \cdot 10^{-7}$	$2,71 \cdot 10^{-7}$	$2,32 \cdot 10^{-6}$	$1,81 \cdot 10^{-5}$	

Como es lógico, los resultados obtenidos con el aluminio son inferiores, ya que posee mayor límite elástico y resiste más. En cuanto a que caso es más crítico, el primero está más equilibrado en cuanto a cargas, aunque la suma del área de los dos apoyos es la misma en todos los casos. Además, al obtener unas dimensiones tan pequeñas, el diseño las superará, por lo que todos resistirían igual. La única diferencia en los resultados sería que con el tercer caso se utilizaría menos material al ser ligeramente más corto que los otros.

## 5.2 Resultados de las solicitaciones dinámicas

Como se comentó en el apartado de metodología y cálculos, era necesario un estudio dinámico o de las inercias a las que está sometido el equipo en funcionamiento y que, por tanto, son muy relevantes en el diseño.

Se sabe que la velocidad máxima ronda los 2,5 m/s, lo cual se confirma en la veracidad de las tres mediciones ya que está en el rango de los 2,5 a 2,7 m/s.

Tras haber calculado las aceleraciones mediante el software se obtuvieron los siguientes resultados:

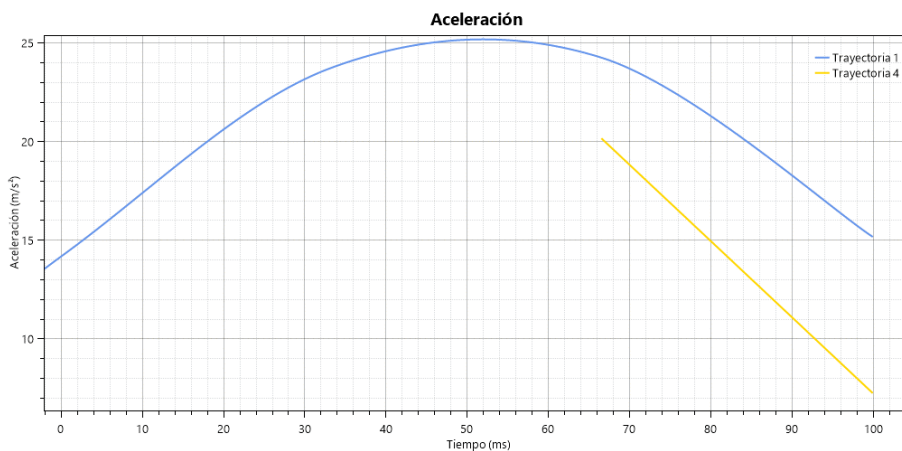


Gráfico 7. Aceleración en el plano 1.

Tanto en el Gráfico 7 y el Gráfico 8, como en el Gráfico 9 se representa la aceleración de la pistola cuando el brazo robot está en funcionamiento, cada una en un plano distinto de los mencionados. No se

puede comparar directamente, ya que son planos y direcciones distintas, además, los videos de los que provienen también lo son y tiene duraciones diferentes, además de un margen de error.

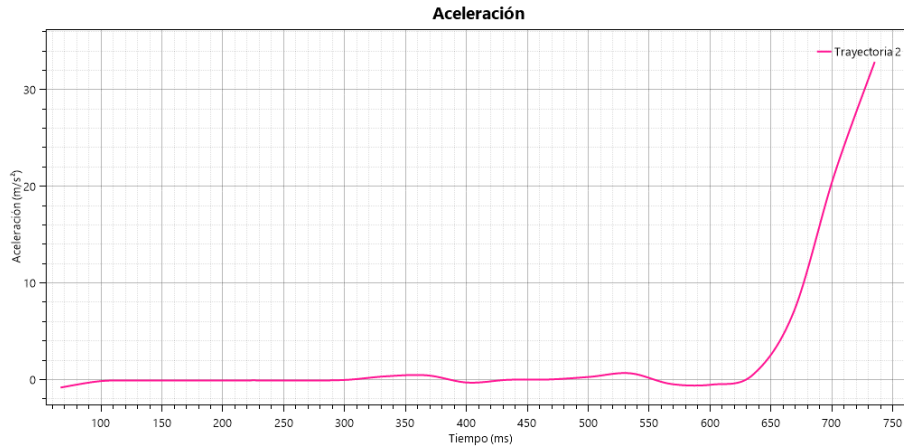


Gráfico 8. Aceleración en el plano 2.

Pese a esta diferencia, sirven para hacerse una idea de la progresión que existe hasta alcanzar la aceleración máxima en cada plano estudiado. En el Gráfico 7, sigue una tendencia más progresiva, en el 8 y 9, son más bruscas debidas a la duración del video, el momento que captan y donde se pierde el seguimiento del marcador del equipo. No obstante, se garantiza que dentro de ese fragmento la aceleración no ha podido superarse, por lo que fueron válidos para determinar dicha magnitud.

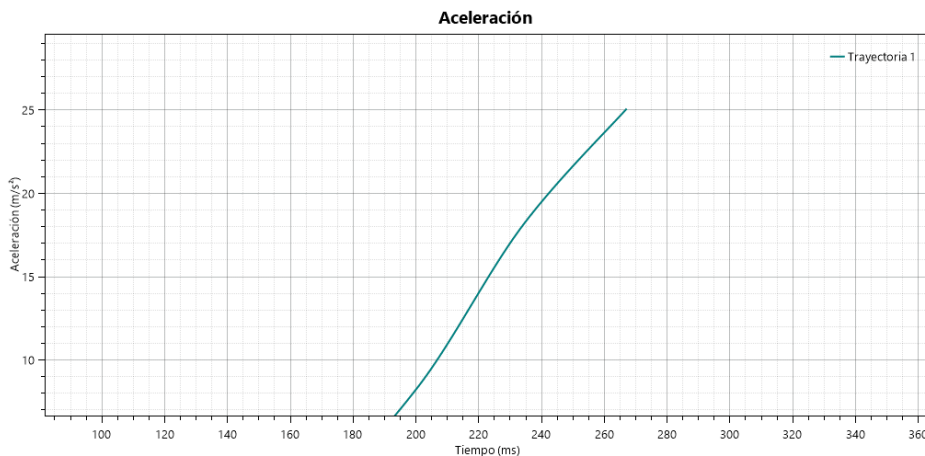


Gráfico 9. Aceleración en el plano 3.

Después de realizar el cálculo mediante el software mencionado y detallado en el apartado anterior, se presentan los resultados en la Tabla 10:

Tabla 10. Aceleraciones y fuerzas de aceleraciones máximas.

	Aceleración (m/s <sup>2</sup> )	Aceleración total (m/s <sup>2</sup> )	$F_i$ (N)
Plano 1	25,5	48,55	339,89
Plano 2	32,9		
Plano 3	25		

Siendo  $F_i$  la fuerza máxima que se tiene en cuenta en el dimensionamiento.

Debido a que en la tabla 9 solo se han tenido en cuenta las solicitaciones estáticas para hallar la anchura mínima de los apoyos, se superpondrán el valor de fuerza máxima debido a las inercias para tener en cuenta las solicitaciones dinámicas en el diseño como se explicaba anteriormente.

Para el caso vertical ascendente y el descendente se representan las tablas 11 y 12:

Tabla 11. Longitudes y cargas de los apoyos respecto al movimiento ascendente.

	$L_1$ (m)	$L_2$ (m)	$F_1$ (N)	$F_2$ (N)	$q_1$ (N/m)	$q_2$ (N/m)
Caso 1	0,9	0,3	204,3	204,3	2269,8	6809,3
Caso 2	0,1	0,2	175,1	233,4	1756	11673,1
Caso 3	0,11	0,1	170,23	238,3	1369,2	23832,7

Tabla 12. Longitudes y cargas en los apoyos respecto al movimiento descendente.

	$L_1$ (m)	$L_2$ (m)	$F_1$ (N)	$F_2$ (N)	$q_1$ (N/m)	$q_2$ (N/m)
Caso 1	0,05	0,02	-134,33	-136,69	-2686,63	-6834,42
Caso 2	0,1	0,02	-408,44	137,42	-4084,42	6871,09
Caso 3	0,1	0,02	-431,35	160,63	-4313,46	8016,27

En cuanto a las dimensiones del caso vertical ascendente, se obtiene la Tabla 13:

Tabla 13. Dimensiones de los apoyos del caso ascendente.

Movimiento ascendente					
Polímero termoplástico por impresión 3D					
	$S_1$ (m <sup>2</sup> )	$S_2$ (m <sup>2</sup> )	$W_1$ (m)	$W_2$ (m)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Caso1	$4,08 \cdot 10^{-6}$	$4,08 \cdot 10^{-6}$	$4,54 \cdot 10^{-5}$	$1,36 \cdot 10^{-4}$	50
Caso 2	$3,50 \cdot 10^{-6}$	$4,67 \cdot 10^{-6}$	$3,50 \cdot 10^{-5}$	$2,33 \cdot 10^{-4}$	
Caso 3	$3,40 \cdot 10^{-6}$	$4,76 \cdot 10^{-6}$	$3,09 \cdot 10^{-5}$	$4,76 \cdot 10^{-4}$	
Aluminio por mecanizado					
	$S_1$ (m <sup>2</sup> )	$S_2$ (m <sup>2</sup> )	$W_1$ (m)	$W_2$ (m)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Caso1	$1,36 \cdot 10^{-6}$	$1,36 \cdot 10^{-6}$	$1,51 \cdot 10^{-5}$	$4,54 \cdot 10^{-5}$	150
Caso 2	$1,16 \cdot 10^{-6}$	$1,55 \cdot 10^{-6}$	$1,16 \cdot 10^{-5}$	$7,78 \cdot 10^{-5}$	
Caso 3	$1,13 \cdot 10^{-6}$	$1,59 \cdot 10^{-6}$	$1,03 \cdot 10^{-5}$	$1,58 \cdot 10^{-4}$	

Al igual que en el caso estático, el cómputo de las áreas de los dos apoyos de cada caso es igual en los tres, ya que la fuerza es la misma, solo varía como se distribuye entre los dos apoyos. Sin embargo, en el caso 1 las reacciones están mucho más equilibradas respecto los otros dos casos, bastante más que en el estudio estático. Esto se traduce en que en los casos 2 y 3, uno de los apoyos recibirá más compresión que el otro y por tanto el área deberá de ser más grande. Aunque la suma del largo de los apoyos es igual en los tres casos. Por lo que, como se mencionó anteriormente, se escogió el caso 1 en el diseño.

Los resultados de las dimensiones del caso descendente se recogen en la Tabla 14:

Tabla 14. Dimensiones de los apoyos respecto al caso descendente.

Movimiento descendente					
Polímero termoplástico por impresión 3D					
	$S_1$ (m <sup>2</sup> )	$S_2$ (m <sup>2</sup> )	$W_1$ (m)	$W_2$ (m)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Caso 1	$2,68 \cdot 10^{-6}$	$2,73 \cdot 10^{-6}$	$5,37 \cdot 10^{-5}$	$1,37 \cdot 10^{-4}$	50
Caso 2	$8,16 \cdot 10^{-6}$	$2,74 \cdot 10^{-6}$	$8,16 \cdot 10^{-5}$	$1,14 \cdot 10^{-4}$	
Caso 3	$8,62 \cdot 10^{-6}$	$3,21 \cdot 10^{-6}$	$8,63 \cdot 10^{-5}$	$1,16 \cdot 10^{-4}$	
Aluminio por mecanizado					
	$S_1$ (m <sup>2</sup> )	$S_2$ (m <sup>2</sup> )	$W_1$ (m)	$W_2$ (m)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Caso 1	$8,95 \cdot 10^{-7}$	$9,11 \cdot 10^{-7}$	$1,79 \cdot 10^{-5}$	$4,55 \cdot 10^{-5}$	150
Caso 2	$2,72 \cdot 10^{-6}$	$9,16 \cdot 10^{-7}$	$2,72 \cdot 10^{-5}$	$4,58 \cdot 10^{-5}$	
Caso 3	$2,87 \cdot 10^{-6}$	$1,07 \cdot 10^{-6}$	$2,87 \cdot 10^{-5}$	$5,34 \cdot 10^{-5}$	

Comparando los resultados del caso ascendente con el descendente, se observa que las dimensiones del caso ascendente son mayores que el descendente, lo cual es intuitivo, ya que en el caso ascendente la fuerza de inercia y el peso tienen el mismo sentido, hacia abajo, al contrario que en el caso descendente donde el sentido es opuesto. Debido a esto, el caso ascendente solo presenta tensiones de compresión en los apoyos, mientras que el descendente ofrece tracción al ir las reacciones en sentido opuesto a este.

En cuanto a los movimientos frontal y lateral, el momento flector y axil es igual en los dos casos, como ya se ha explicado en el apartado de cálculos. Los diagramas de axil y flector se aprecian en el Gráfico 10 y el Gráfico 11.

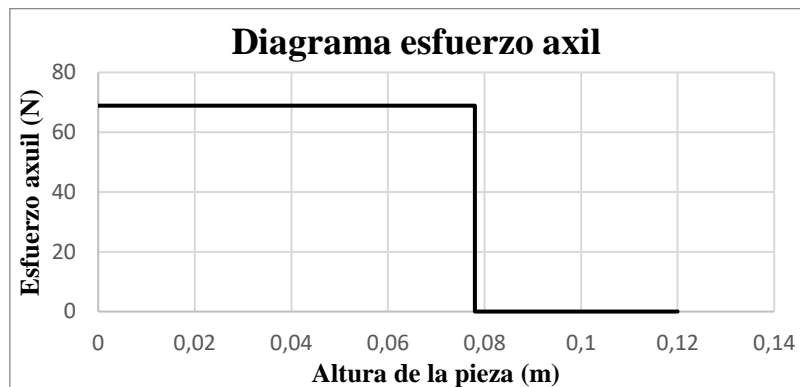


Gráfico 10. Diagrama del esfuerzo axil.

Cómo se ha mencionado anteriormente, el axil es máximo en el primer tramo estudiado, como se ha visto en los cálculos, esto se debe a que después no hay ninguna fuerza en esa dirección, por lo que la función será como se muestra en el gráfico 10, constante hasta la altura en la que actúa el peso con un valor de 68,87 N, que es igual al peso del equipo que produce la compresión en el acoplamiento.

Lo mismo ocurre con el momento flector, es máximo al inicio, 26,51 N·m en la zona de empotramiento y luego decrece de forma exponencial hasta el mismo punto que el axil, donde ambos esfuerzos son nulos. Esto se refleja en el Gráfico 11.

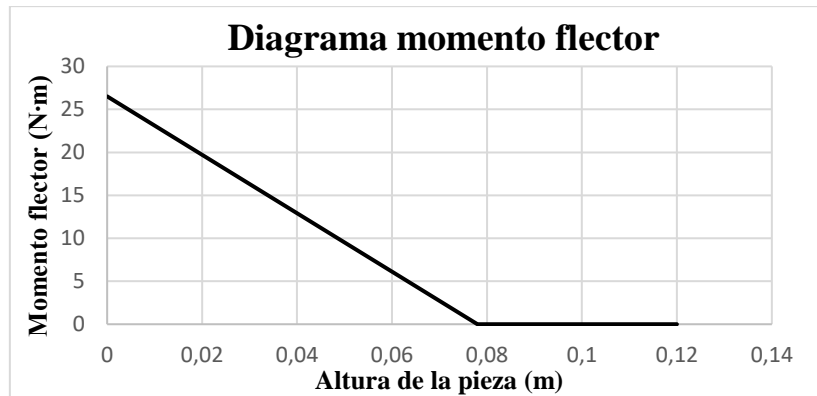


Gráfico 11. Diagrama del momento flector.

Como se ha mencionado en el apartado de cálculos, solo es necesario estudiar el movimiento en un sentido ya que, por la simetría de la pieza tras la aproximación tomada, el resultado será el mismo en ambos casos.

Para estos dos movimientos, lateral y frontal, al suponer un único apoyo debido a la dificultad en los cálculos que supondría no hacer esta simplificación, únicamente habrá un área y la distinción en la cota denominada como L, se diferencia en la longitud total de la pieza sobre la placa en los 3 casos.

En las tablas 15 y 16, se pueden encontrar los resultados obtenidos en estos dos casos estudiados. Como en los cálculos anteriores, las dimensiones son muy pequeñas, aunque superiores a los casos verticales. En la Tabla 15, se observa que la anchura W no difiere demasiado entre los tres casos, aunque si lo hace de un material a otro, obviamente porque el aluminio tiene una tensión admisible superior a los polímeros. El área es aproximadamente la misma, ya que de un caso a otro solo varía la longitud L que le corresponde.

El caso lateral, recogido en la Tabla 16, será más crítico, ya que el momento de inercia es menor al tener la sección a 90° de diferencia. Esto se ve reflejado en las anchuras calculadas, las cuales para cada material son bastante similares y son las más grandes al comparar todos los movimientos estudiados. Esta vez no existe una diferencia muy grande entre los polímeros y los aluminios para el movimiento lateral, aunque en el frontal si es más significativa.

Tabla 15. Dimensiones de los apoyos respecto al caso frontal.

Movimiento frontal.				
Polímero termoplástico por impresión 3D				
	S (m <sup>2</sup> )	W (m)	L (m)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Caso1	$2,25 \cdot 10^{-5}$	$1,50 \cdot 10^{-4}$	0,15	50
Caso 2	$2,58 \cdot 10^{-5}$	$1,99 \cdot 10^{-4}$	0,13	
Caso 3	$2,78 \cdot 10^{-5}$	$2,32 \cdot 10^{-4}$	0,12	
Aluminio por mecanizado				
	S (m <sup>2</sup> )	W (m)	L (m)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Caso1	$7,52 \cdot 10^{-6}$	$5,01 \cdot 10^{-5}$	0,15	150
Caso 2	$8,61 \cdot 10^{-6}$	$6,62 \cdot 10^{-5}$	0,13	
Caso 3	$9,29 \cdot 10^{-6}$	$7,74 \cdot 10^{-5}$	0,12	

Comparando las dos tablas, Tabla 15 y Tabla 16, las dimensiones varían entre los dos movimientos. Esto se debe a que, con la suposición tomada, la sección esta girada 90°, por lo que el momento de inercia varía de un movimiento a otro. La tensión de compresión es igual en los dos casos y solo se ve afectada la flexión respecto de un caso a otro.

Tabla 16. Dimensiones de los apoyos respecto al caso lateral.

Movimiento lateral.				
Polímero termoplástico por impresión 3D				
	S (m <sup>2</sup> )	W (m)	L (m)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Caso1	$6,91 \cdot 10^{-4}$	$4,61 \cdot 10^{-3}$	0,15	50
Caso 2	$6,47 \cdot 10^{-4}$	$4,98 \cdot 10^{-3}$	0,13	
Caso 3	$6,18 \cdot 10^{-4}$	$5,15 \cdot 10^{-3}$	0,12	
Aluminio por mecanizado				
	S (m <sup>2</sup> )	W (m)	L (m)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Caso1	$3,99 \cdot 10^{-4}$	$2,66 \cdot 10^{-3}$	0,15	150
Caso 2	$3,71 \cdot 10^{-4}$	$2,86 \cdot 10^{-3}$	0,13	
Caso 3	$3,58 \cdot 10^{-4}$	$2,98 \cdot 10^{-3}$	0,12	

Teniendo en cuenta los tres casos de movimiento, vertical, horizontal y lateral, se escogerán las dimensiones de valor más alto para cada apoyo. Es decir, un cálculo en condición de una dirección de movimiento puede dar una medida para dimensionar, pero al tener en cuenta otra dirección puede que la medida supere a la anterior por lo que habrá que tener en cuenta la más restrictiva. Sin embargo, como ya se ha mencionado en el apartado de metodología y cálculos, estas dimensiones serán mucho más grandes para poder unir la pieza inferior al brazo robótico mediante pernos.

A pesar de las pequeñas áreas obtenidas en el dimensionamiento, las longitudes de los dos apoyos si son lo suficientemente grandes, por lo que, si se pudieron tener en cuenta en el diseño a diferencia de la anchura, también fue comentado en el apartado de metodología y cálculos.

Comparando todos los resultados de los movimientos se puede concluir que el movimiento más crítico es el lateral, ya que, al estar el centro de masas a casi 8 cm de la base, se crean tensiones de flexión que comprometen más el acoplamiento que la compresión y tracción de los movimientos verticales.

Además, los materiales aguantan más las sollicitaciones a compresión, que es el caso más crítico de los dos verticales.

### 5.3 Resultados del agarre de la pistola

Cómo antes se ha explicado en el apartado de metodología y cálculos, se han obtenido tanto el radio interior de la unión como el espesor de la zona del agarre de la pistola del acoplamiento. Es importante no llegar a la tensión máxima para que aguante la pieza al ajustar la pistola dentro del acoplamiento, pero asegurar una buena presión que la mantenga en su sitio con seguridad. Dicho esto, en la Tabla 17 se hallan las dimensiones obtenidas:

Tabla 17. Dimensiones del ajuste a presión de la unión.

Ri (mm)	e (mm)	P (MPa)	$\sigma_{\theta}$ (MPa)	$\sigma_{adm}$ (MPa)
Polímero termoplástico por impresión 3D				
75	10	5,6	24,34	50
Aluminio por mecanizado				
75	8	12	59,83	150

Se puede encontrar por orden, el radio interior del acoplamiento, espesor, presión, tensión que soportará y la tensión admisible. Concluyendo, un espesor de 10 mm será suficiente para resistir con margen a la presión interior producida por la pistola al introducirla en el acoplamiento.

### 5.4 Resultados de la unión atornillada

La fuerza de tracción deberá de ser mayor o igual al esfuerzo axial al que está sometida la unión.

Teniendo en cuenta las resultantes de los apoyos para cada caso en la Tabla 18:

Tabla 18. Reacciones máximas de los apoyos y fuerzas de tracción de los pernos.

Caso 1		Caso 2		Caso 3		Perno
$F_1$ (N)	$F_2$ (N)	$F_1$ (N)	$F_2$ (N)	$F_1$ (N)	$F_2$ (N)	$F_{t,Rd}$ (N)
204,28	204,28	175,10	233,47	150,60	238,33	8167,68

Como era de esperar, la fuerza de tracción máxima del perno es altamente superior a las sollicitaciones. Esto se ha mencionado antes en el apartado de cálculos, al tratarse de sollicitaciones moderadas y ser pernos que se utilizan en aplicaciones más exigentes como en automoción, sobrepasa altamente las fuerzas máximas teóricas, que, aun siendo calculadas con simplificaciones, existe mucho margen. Ocurre lo mismo con las reacciones en los apoyos del caso frontal y lateral, las cuales se corresponden al peso y la fuerza de inercia, ambas son mucho menores a la fuerza de tracción.

Aun así, anteriormente se ha mencionado que la placa ya tiene los orificios idóneos para utilizar esa medida en los pernos de la unión del acoplamiento al brazo robótico, aunque se puedan utilizar unos de una medida inferior y resistan de forma segura.

## 5.5 Resultados de la simulación en Ansys Workbench

### 5.5.1 Vertical ascendente

En este caso, la tensión máxima producida en el conjunto es de 2,2 MPa. Por lo que no es el caso más crítico de los estudiados. Hay un margen muy alto hasta llegar las condiciones críticas. Esto se debe a que las cargas van hacia abajo y la zona más segura del conjunto es la base, por lo que las tensiones se reducen en comparación con otros de los casos estudiados.

Lo mismo ocurre con la parte superior, representada en la Imagen 21, la cual es la menos afectada, ya que las fuerzas actúan hacia abajo, es decir, creando más tensión en la parte donde apoya la pistola de proyección, correspondiente a la pieza inferior del conjunto. Las zonas más críticas son las más cercanas a dónde van los pasadores, ya que al ir unido con la pieza inferior las fuerzas hacen comprimir la pieza inferior y los pasadores tiran de la pieza superior, es decir, la parte superior se tracciona mientras que la inferior se comprime en el eje vertical donde tienen dirección las sollicitaciones de este movimiento. Esto explica que la zona delantera superior apenas muestre tensiones, ya que las cargas actúan en la zona trasera y debido a esto, la zona de los pasadores delanteros tampoco se ve demasiado afectada.

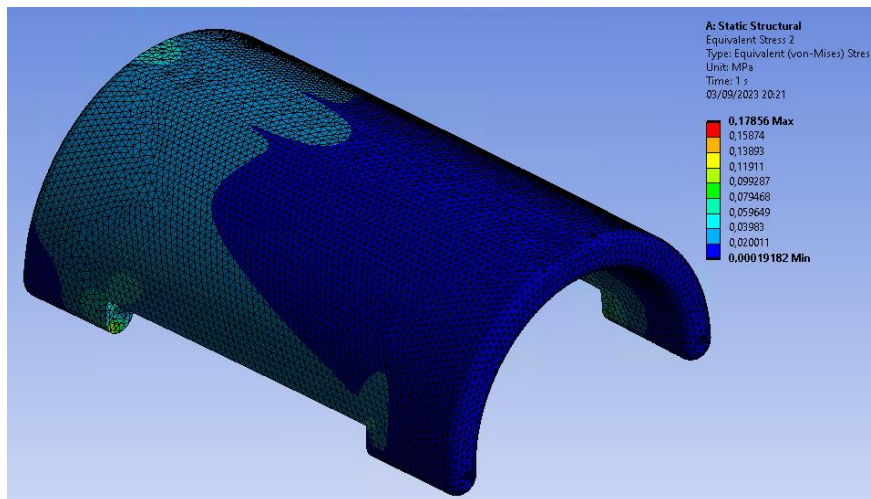


Imagen 21. Tensiones de la pieza superior del caso ascendente.

En la próxima imagen, Imagen 22, se puede apreciar las tensiones en la pieza inferior del acoplamiento, las cuales son mayores que en la pieza superior y con una distribución más concreta en torno a la zona trasera.



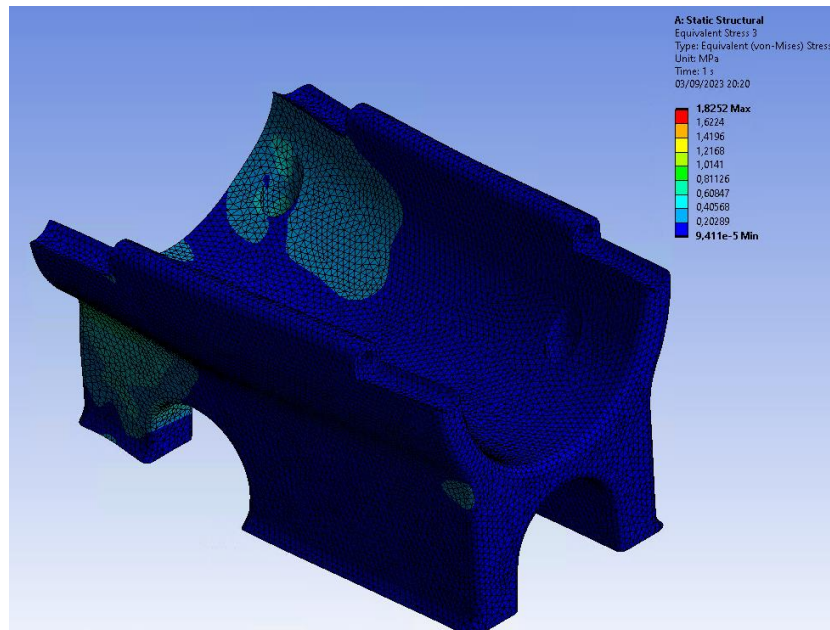


Imagen 22. Tensiones de la pieza inferior del caso ascendente.

Esto es lógico por el mismo motivo que antes, al estar el centro de masas tan atrasado e ir toda la fuerza hacia abajo, la zona con mayor compresión es el apoyo trasero. No obstante, la tensión máxima de esta pieza es de 1,82 MPa por lo que resiste con mucho margen a la plastificación.

También se puede observar que se concentra algo de tensión en los taladros donde van los pernos, lo cual es lógico ya que pueden actuar ligeramente como concentradores de tensiones, pero no suponen un inconveniente para la resistencia de la pieza.

### 5.5.2 Vertical descendente

En la Imagen 36 del Anexo 1, se puede observar que la tensión máxima es de 43,96 MPa. Sin embargo, analizando las imágenes, se puede apreciar que esa tensión máxima se produce en el pasador que une las dos piezas de PETG. Dicho pasador está hecho de acero cincado, el cual tiene un límite elástico de 200 MPa aproximadamente, por lo que se cumple con mucho margen la integridad del pasador.

Cabe destacar que este es el caso más crítico de la simulación, por lo que es totalmente opuesto a los resultados de los cálculos realizados, ya que en estos no se ha podido contemplar de forma analítica la geometría al ser compleja y se centró más en dimensionar la base de los apoyos, por lo que no se pudo predecir.

En la Imagen 23, se puede observar la distribución de tensiones de la pieza superior, la cual es similar al caso ascendente. La tensión máxima es de 4,6 MPa en esta pieza, más alta que en los otros casos simulados. Aun así, está bastante lejos de llegar al fallo por plastificación.

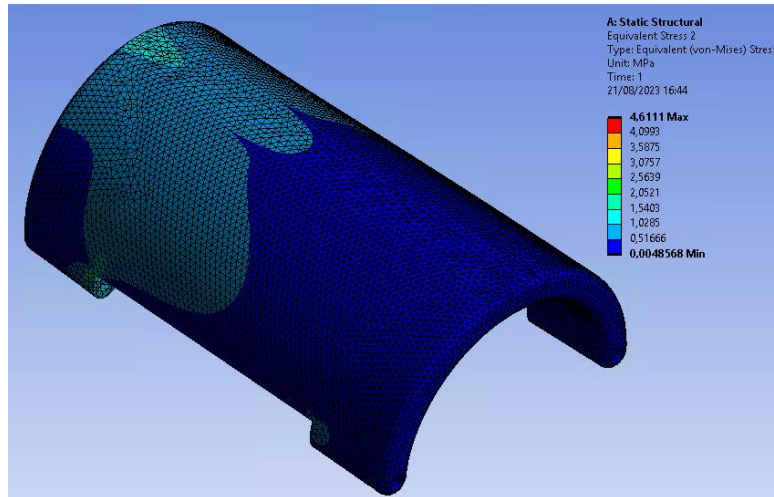


Imagen 23. Tensiones de la pieza superior del caso descendente.

De nuevo la zona con mayor tensión está en las zonas cercanas a dónde van los pasadores. En este caso se produce un efecto similar al pelado, ya que el peso va hacia abajo, pero la fuerza de inercia actúa en sentido contrario, lo que conlleva a generar más tensión en la pieza superior y tirar de la pieza inferior. Dicha fuerza produce un momento respecto a la zona delantera. Es decir, en este caso se podría decir que la pieza inferior se tracciona.

La tensión máxima de la pieza inferior, la cual se puede ver en la Imagen 24, es de 8,3 MPa y como se ha descrito, es traccionada al estar unida a la pieza superior. La parte delantera de la pieza permanecerá prácticamente intacta mientras que la zona trasera, próxima al centro de masas y donde se generan las fuerzas, es traccionada consecuencias del pelado producido por la fuerza de inercia, aunque el peso que va hacia abajo causa algo de compresión en el apoyo trasero como ocurría en el caso ascendente, pero en menor magnitud.

De nuevo, se ve observa que, en las zonas limítrofes a los taladros de los pasadores, se genera algo de tensión entre 1 y 1,5 MPa debido al fenómeno de concentración de tensiones. Sin embargo, esto no es nada preocupante ya que son valores muy bajos en comparación con la tensión admisible del material.

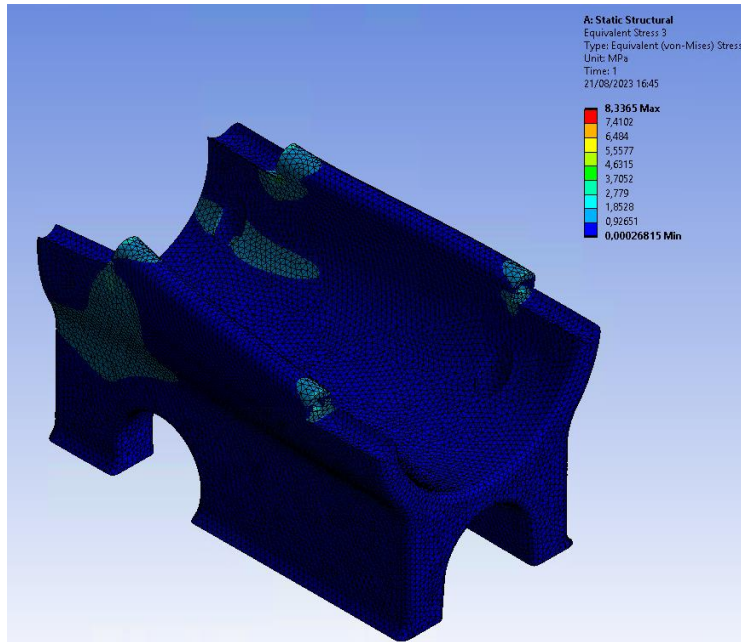


Imagen 24. Tensiones de la pieza inferior del caso descendente.

### 5.5.3 Frontal

En cuanto al movimiento frontal, es más crítico que el ascendente, pero menos crítico que el descendente y el lateral. Las tensiones en la pieza superior llegan hasta 1,47 MPa, mientras que en la inferior alcanzan 2,32 MPa. En la Imagen 25 se aprecia la distribución de tensiones de la pieza superior:

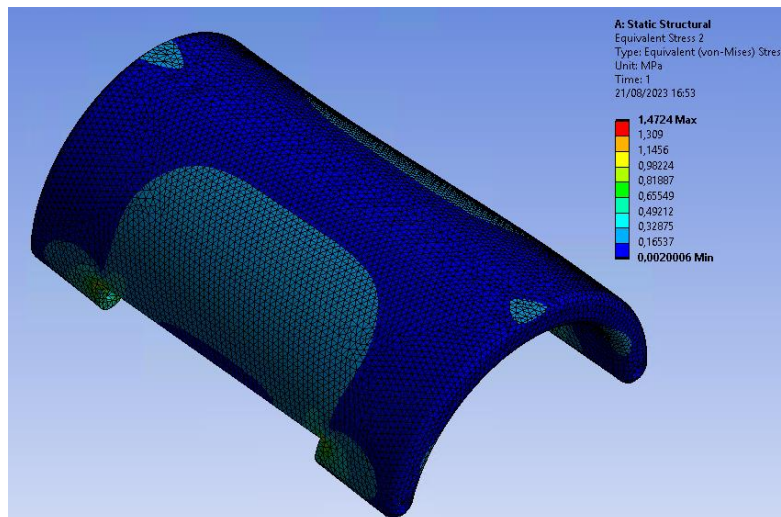


Imagen 25. Tensiones de la pieza superior del caso frontal.

En este caso, se observa como las zonas laterales y cercanas a la zona de los pasadores tienen una distribución de la tensión similar a lo largo de la pieza. Esto es porque la fuerza predominante, fuerza de inercia, va en el mismo sentido que esa dirección y no crea momentos en ese eje. Tampoco se crea compresión o tracción como en los casos verticales, sino que se flexiona la zona que alberga los pasadores, la cual es la más solicitada y presenta mayores tensiones.

Lo mismo se puede apreciar en la Imagen 26, donde se presenta la pieza inferior, las tensiones están repartidas a lo largo de la longitud de la pieza y de nuevo con máximos en las zonas de los pasadores.

En cuanto a los apoyos, dichas zonas no se comprimen por la acción del peso, pero sobre todo estarán sometidas a flexión en el mismo sentido que la carga que va hacia delante.

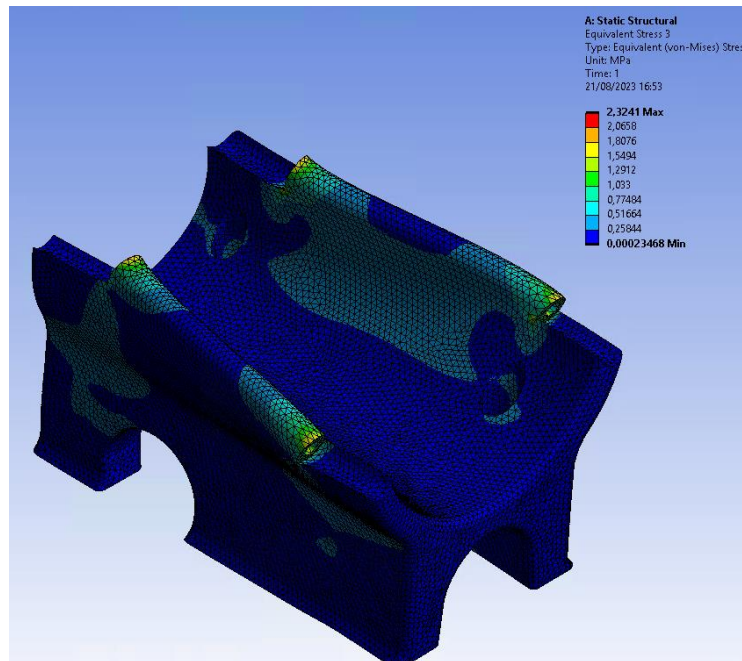


Imagen 26. Tensiones de la pieza inferior del caso frontal.

#### 5.5.4 Lateral

Este caso es el segundo más crítico. De nuevo, la tensión máxima de la pieza está asociada a los pasadores de acero. El resultado se puede observar en la Imagen 35 incluida en el Anexo 1.

Si se comparan la distribución de tensiones de las dos piezas de PETG con el caso descendente, representadas en la Imagen 27 y la Imagen 28, la pieza superior experimenta ligeramente más tensión mientras que la inferior experimenta menos que con el movimiento descendente. Aunque los máximos de las dos piezas están entre los 5 y 6 MPa por lo que aguantan con creces la tensión admisible del PETG que ronda los 50 MPa. En este caso las dos piezas presentan una flexión en dirección a la carga que actúa sobre ellas, del mismo modo que en el caso frontal, por lo que no se traccionan como en los casos verticales. Aunque el apoyo trasero se verá levemente comprimido debido al peso.

Analizando la distribución de las tensiones de la pieza inferior, se puede decir que las tensiones se distribuyen de forma más homogénea y no en zonas tan específicas como en otros casos, aunque la zona más crítica está ligada a las partes cercanas a donde se ubican los pasadores.

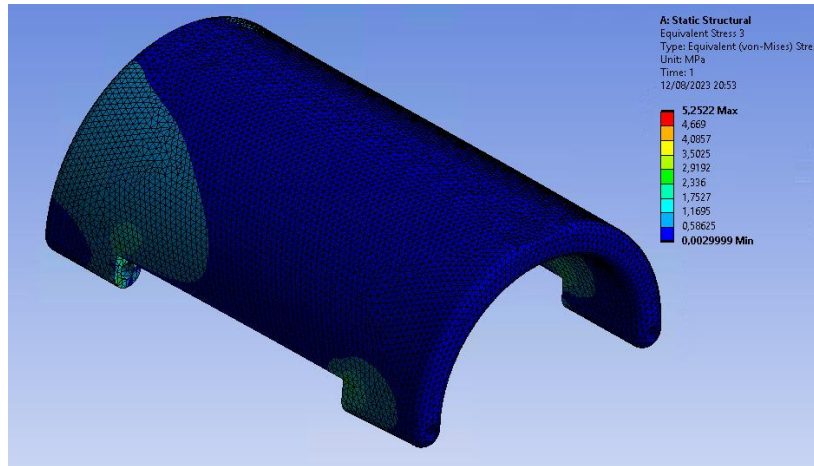


Imagen 27. Tensiones de la pieza superior del caso lateral.

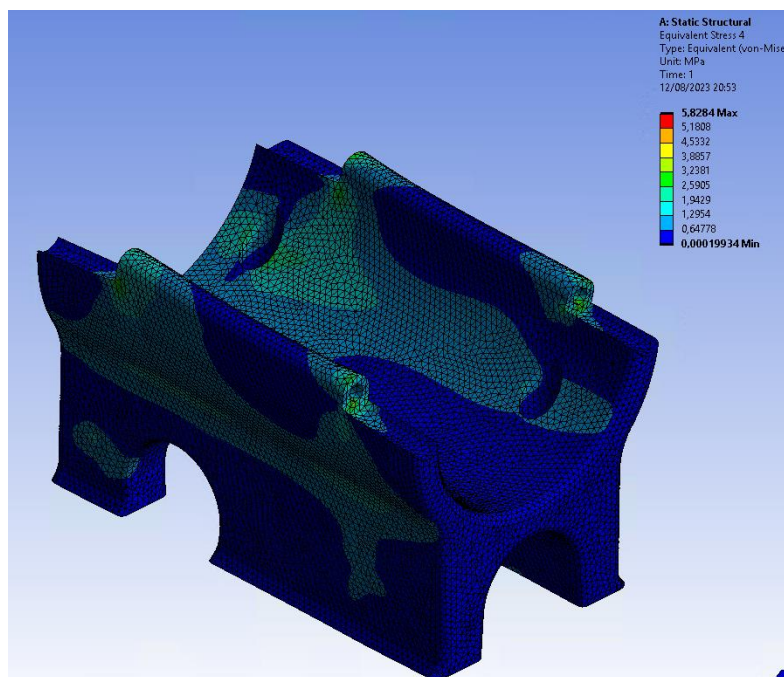


Imagen 28. Tensiones de la pieza inferior del caso lateral.

## 5.6 Resultados del diseño final

Una vez obtenidos los resultados de la simulación de la pieza tras ser optimizada, se puede apreciar que los resultados en cuanto a estado tensional apenas han sido alterados ya que el recorte de material ha sido muy pequeño.

### 5.6.1 Lateral

Observando la pieza superior en la siguiente imagen, Imagen 29, se puede apreciar que la distribución de tensiones es prácticamente la misma, al igual que la tensión máxima en la pieza superior, ya que se ha recortado una zona que tenía muy poca tensión aplicada o prácticamente nula, ya que, como se ha comentado, la pieza se flexionaba lateralmente y la zona donde se unen las dos piezas es la más solicitada.

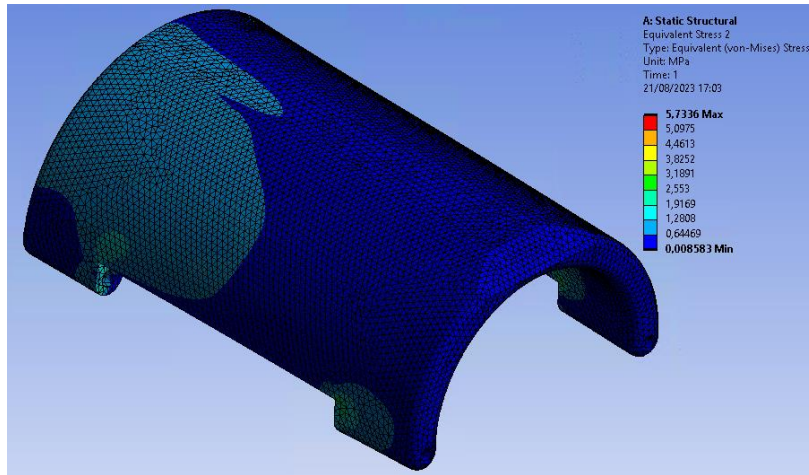


Imagen 29. Tensiones de la pieza superior optimizada del caso lateral.

Lo mismo ocurre con la pieza inferior, Imagen 30, aunque en este caso la tensión ha aumentado un poco más de 1 MPa. Sin embargo, esta cifra sigue siendo irrelevante para la resistencia de la pieza, aunque si se ha reflejado al eliminar algo de material de la zona central de la base.

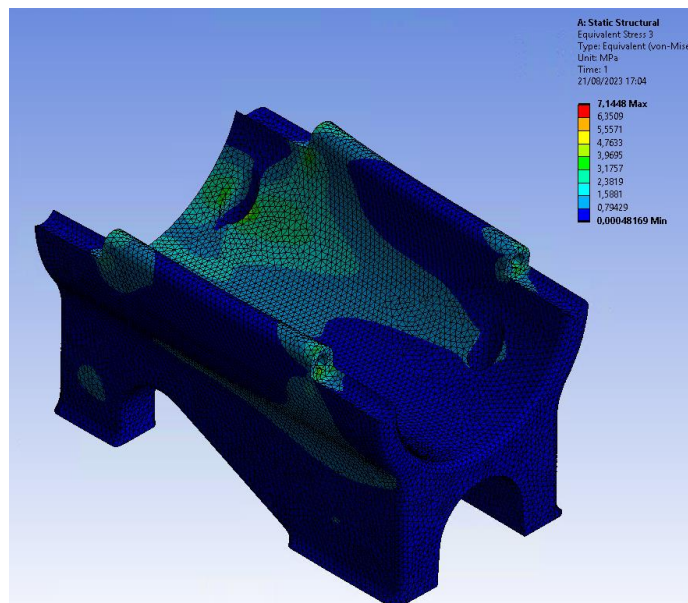


Imagen 30. Tensiones de la pieza inferior optimizada del caso lateral.

### 5.6.2 Descendente

Lo mismo ocurre para el caso más crítico, caso descendente. La distribución representada en las imágenes 31 y 32, son prácticamente las mismas, así como las tensiones máximas alcanzadas. Esto se debe a que el material se ha retirado principalmente del apoyo delantero, el cual, presentaba tensiones muy bajas debido a que la zona crítica se ubicaba atrás donde se introducen los pasadores.

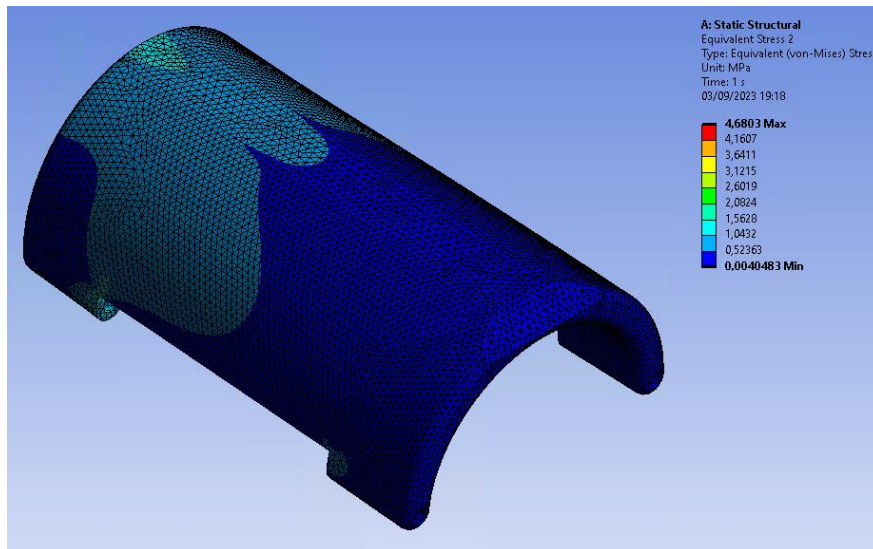


Imagen 31. Tensiones de la pieza superior optimizada del caso descendente.

Se puede concluir que no ha habido una diferencia significativa en haber optimizado el acoplamiento, pero si se ha conseguido ahorrar material.

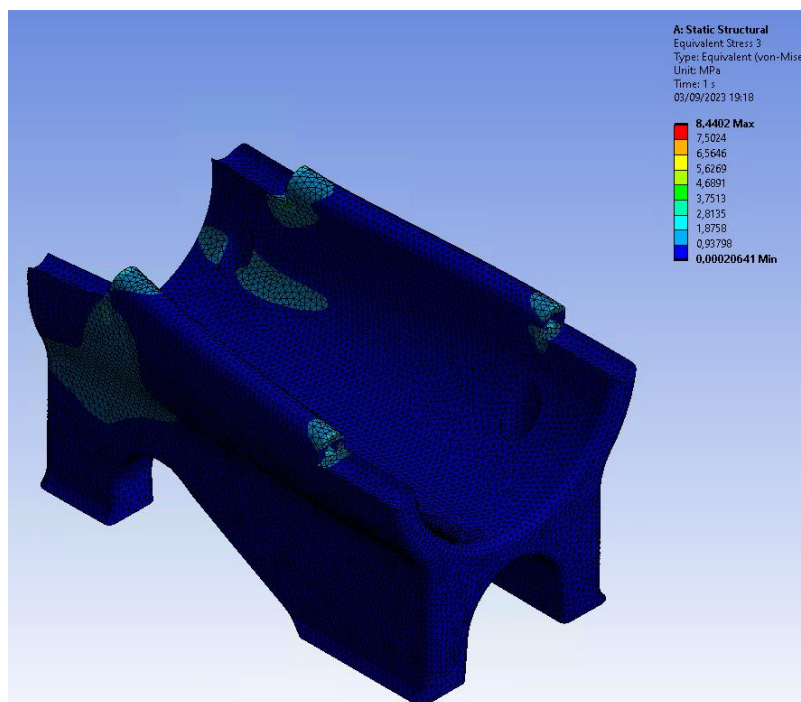


Imagen 32. Tensiones de la pieza inferior optimizada del caso descendente.

Sin embargo, se decidió no optimizar más la pieza debido a que el relleno con el que se va a fabricar es de un 30%, mientras que la simulación se ha hecho teniendo en cuenta un 100%, por lo que realmente las tensiones alcanzadas son superiores y existe menos margen respecto a la tensión admisible, aunque dicho margen seguirá siendo suficiente.

## 5.7 Presupuesto

Una vez definido el diseño final, se procede a realizar el presupuesto, que se ha enfocado a cuál sería el coste de la fabricación de una unidad desde el punto de vista del proceso de fabricación y los materiales, teniendo en cuenta en primer lugar el material necesario, como el filamento de PETG, las varillas roscadas que hacen de pasadores y las tuercas y pernos que permiten su fijación, tanto de las dos piezas como al brazo robot. Se han analizado los precios y se ha calculado el coste de las unidades necesarias, resumiéndose finalmente en la Tabla 19.

Tabla 19. Precio de los materiales a utilizar.

Materiales	Cantidad	Precio unidad (€)	Precio (€)	Total (€)
Rollo PETG 3D	1	21,99	13,41	15,67
Varilla roscada M4	1	0,73	0,73	
Tornillos M5	4	0,35	1,43	
Tuercas M5	4			
Tuercas M4	4	0,025	0,1	

Además de los materiales, se tiene en cuenta el precio del proceso de impresión, tanto del operario, luz, amortización a 2 años de la impresora, siendo el modelo de referencia usado para el estudio de los parámetros de impresión en Ultimaker Cura una Creality Ender 5 S1. Además, se tuvo en cuenta una tasa de fallos del 10% para cubrir los efectos de que aparezcan o pudieran aparecer en el proceso [27]. Todo esto se resume en la Tabla 20.

Tabla 20. Precio de los recursos humanos y del equipo [27].

Gastos	Precio (€/h)	Precio total (€)	Total (€)
Operario impresión 3D	20	20	94,98
Ingeniería	45	45	
Amortización impresora 3D	0,275	19,19	
Electricidad	0,15	5,03	
Tasa de fallos 10%	-	5,76	

La mano de obra de en el proceso de impresión 3D se resume en media hora de preparación y media hora postproducción del operario [27]. Esto implica preparar la impresora, la calibración y posteriormente retirar los soportes y rebabas o los imperfectos principales si es necesario. Además, se tiene en cuenta otra hora de ingeniería aplicada a la definición de los parámetros de la impresión adecuados al diseño.

En el Gráfico 12 mostrado a continuación, se puede apreciar de forma más visual el peso de cada coste del proceso de impresión 3D. Siendo lo más caro la mano de obra, seguido de la amortización, el material y la energía eléctrica lo menos significativo.



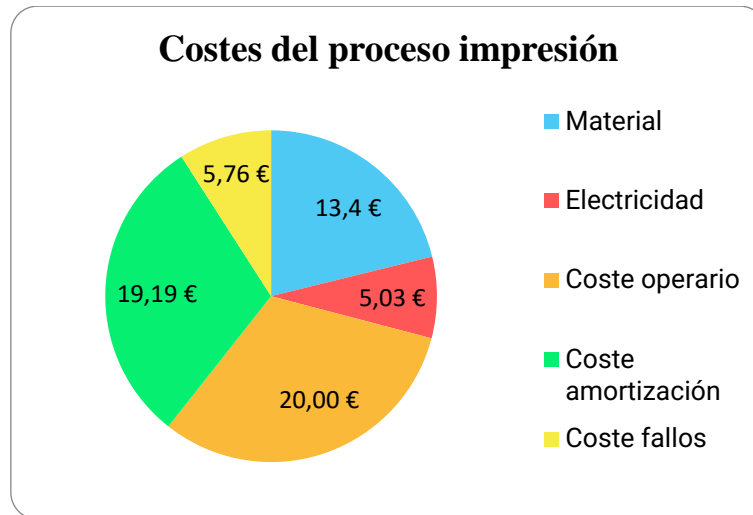


Gráfico 12. Desglose del presupuesto del proceso de impresión 3D.

Sumando el coste de materiales más el de energía, recursos humanos, amortización y tasa de fallos y comparando este presupuesto el de con la empresa Xometry Europe Gmb, disponible en el Anexo 4, dedicada a la fabricación de diferentes tecnologías, se obtiene la siguiente tabla, Tabla 21.

Tabla 21. Comparativa de presupuestos.

Presupuesto propio		Empresa externa	
Coste total (€)	Coste total con IVA (€)	Coste total (€)	Coste total con IVA (€)
108,39	131,15	107,11	129,60

Como se puede apreciar a simple vista, la similitud con el presupuesto ofrecido por la empresa externa es muy cercana ya que la diferencia es poco más de 1,5 €, por lo que se ha hecho un buen análisis en este aspecto.

Este presupuesto sería sin tener en cuenta los pasadores, pernos y tuercas. Teniendo en cuenta esto en ambos presupuestos ascendería ligeramente el presupuesto final. En la Tabla 22 se encuentran los presupuestos finales:

Tabla 22. Comparativa de presupuestos finales.

Presupuesto propio (€)	Empresa externa (€)
133,41	131,86

## 6. Futuras mejoras

Una vez se ha finalizado el diseño y fabricación del acoplamiento y se verifica que cumple las solicitudes adecuadamente a lo esperado, se sigue pensando en mejoras que se puedan emplear en un futuro.

El objetivo en este caso es intentar abaratar aún más los costes y hacer más simple su uso y manipulación.

Por una parte, se propone como mejora a futuro utilizar cierre a presión similar al de la Imagen 33. Es decir, suprimir uno de los dos pasadores y utilizar uno de estos cierres a presión o de palanca en uno de los dos laterales para no tener que desatornillar las dos tuercas laterales de un lado cada vez que se quiera quitar la pistola de proyección. Además, esto proporcionaría una presión extra en el ajuste.



Imagen 33. Cierre de palanca a presión [28].

Por último, otra mejora sería utilizar filamentos fabricados con botellas de PET reutilizadas en la misma tecnología de impresión 3D, FDM. Esto se podría hacer con una máquina manual o bien una como la de la Imagen 34. En la cual se pone la botella en una de las bobinas y por mediación de un motor eléctrico lo hace girar e ir recogiendo el filamento.



Imagen 34. Máquina generadora de filamento reciclado de PET [29].

Esto permitirá ahorrar bastante utilizando botellas usadas en vez de comprar una bobina de PETG.

## **7. Conclusión**

Finalizado el desarrollo del trabajo de fin de grado, se puede confirmar que se ha seguido con lo estipulado desde el principio. Se ha desarrollado la idea a llevar a cabo, definiendo las características, condiciones y solicitaciones a tener en cuenta en su estudio, el cual no ha sido lineal, sino iterativo.

Se ha podido observar, que las condiciones críticas estudiadas en el dimensionamiento no eran las críticas en la simulación. Esto es debido a las simplificaciones tomadas en los cálculos debido a la complejidad de abordar la geometría analíticamente, aunque puede que, en las bases del acoplamiento, para las cuales estaba destinado el dimensionamiento, sí sea más correcto.

Comparando el coeficiente de seguridad inicial de 1,4 con el que se obtendría tras la simulación de 5 aproximadamente, se refleja el sobredimensionamiento realizado en comparación con los resultados de los cálculos iniciales, esto debido al espacio que se necesitaba para poder unir el acoplamiento mediante pernos, lo que garantiza su resistencia con un amplio margen. Aunque este se reduce si se tiene en cuenta el porcentaje de relleno ya que no es del 100%.

En cuanto a la optimización, podría haber sido mayor pero debido a utilizar un porcentaje de relleno del 30%, se decidió no optimizar más el diseño por seguridad. No obstante, la masa se redujo un 7,6%.

Se ha conseguido diseñar en base a un material más económico a parte de por la materia prima, por el proceso de fabricación de los propuestos, y se verifica que el PETG es más que suficiente para este proyecto. Además, al final de este trabajo se ha propuesto como futura mejora el uso de filamento de PET reciclado a partir de botellas, lo que lo lleva a reducir el coste de la materia prima.

Analizando la parte económica, se ha llegado a la conclusión de que no hay una diferencia significativa en cuanto a la fabricación propia del acoplamiento o la subcontratación de esta mediante una empresa externa, ya que las diferencias entre las dos opciones son mínimas. Es lógico, ya que, al dedicarse profesionalmente a ello, los costes en materia prima y rentabilidad del equipo son más bajos, por lo que, si no se tuviera en cuenta el beneficio, la diferencia del coste sería aún menor que el presupuestado.

En conclusión, este trabajo ha cumplido todos los objetivos impuestos al inicio de este y ha seguido los pasos principales de un proceso iterativo de diseño mecánico.

## 8. Bibliografía

- [1] REAL ACADEMIA ESPAÑOLA: Diccionario de la lengua española, 23.<sup>a</sup> ed., [versión 23.6 en línea], 2023.
- [2] TEJADA, A. y GRIMAL, A. *L'Art Rupestre del Cogul. Primeres Imatges Humanes a Catalunya*. Lérida: Pagès Editors, 2007. ISBN 9788497795937.
- [3] GUIDICE, C.A. y PEREYRA, A.M. *Tecnología de pinturas y recubrimientos. Componentes, formulación, manufactura y control de calidad*. Buenos Aires: Editorial de la Universidad Tecnológica Nacional – Argentina, 2019. ISBN 9789872536022.
- [4] MÚZQUIZ PÉREZ-SEOANE, M. *Análisis artístico de las pinturas rupestres del gran techo de la cueva de Altamira materiales y técnicas: comparación con otras muestras de arte rupestre*. Madrid: Universidad Complutense de Madrid, 2007.
- [5] JULVE, E. Historia de la galvanotecnia y técnicas afines. [En línea], 2009 vol. 105, no. 3. pp. 227-233. Disponible en: [www.rseq.org](http://www.rseq.org)
- [6] MÉNDEZ PÉREZ, A. *Protección catódica: Ánodos de Sacrificio*. Tenerife: Universidad de La Laguna, 2016.
- [7] VILLA, M., DOSTA, S., FERNÁNDEZ, J. y GUILMANY, J.M. La proyección fría (CGs): Una alternativa a las tecnologías convencionales de deposición. *Revista de Metalurgia*, 2016. vol. 48, no 3. pp. 175-191. ISSN 00348570. DOI 10.3989/revmetalm.1111.
- [8] TALIB, R.J., SAAD, S., TOFF, M.R.M. HASHIM, H. Thermal Spray Coating Technology-A Review. *Solid State Science and Technology*, 2003. vol. 11, no. 1. pp. 109-117
- [9] GOBIERNO DE ARAGÓN. Guía técnica de seguridad en robótica. Aragón, 2015.
- [10] AGUDELO, N., TANO, G., y VARGAS, C.A. Historia de la automatización, 2020.
- [11] GIRI, L. Máquinas térmicas desde la antigüedad al siglo xvii: Análisis histórico desde la filosofía de la técnica, *Llull*, 2020. vol. 43, no. 87. pp. 29-43. ISSN 02108615. DOI: 10.47101/llull.2020.43.87.02giri.
- [12] RAJPUT, R.K. *Robotics And Industrial Automation*, 2.<sup>a</sup> ed. S Chand, 2008. ISBN 8121929970.
- [13] GARCÍA, R. *Diseño y comportamiento de uniones estructurales mecánicas y adhesivas. Condiciones superficiales y operacionales*. Madrid: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid, 2013.
- [14] OCHOA GARCÍA, L. *Tablero didáctico de los tipos de roscas en los tornillos enfocado desde el campo metrológico*. Cartagena: Universidad de Cartagena, 2016.
- [15] KOU, S. *Welding Metallurgy*, 2.<sup>a</sup> ed. John Wiley & Sons, 2003. ISBN 0471434914
- [16] BUDYNAS, R.G. y NISBETT, J.K. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8.<sup>a</sup> ed. México: McGraw-Hill, 2008. ISBN 9701064046.
- [17] Granta EduPack, 2023. 8 de mayo de 2023. Software for Materials Education.2023 R2.
- [18] ESTRADA, U. *Estudio de ensambles mecánicos por interferencia*. Ciudad de México: Universidad Nacional Autónoma de México, 2017.
- [19] MENSUA, R. *Análisis mediante elementos finitos de un eje con ajuste a presión y hueco interno toroidal*. Sevilla: Universidad de Sevilla, 2019.

- [20] ORTÍZ, J., HERNANDO, J.I. Y CERVERA, J. *Manual de uniones frontales atornilladas pretensadas*. Madrid: APTA, 2006.
- [21] HERRERA PAZ, A.D. *Selección de materiales en el diseño mecánico Estudio de una metodología para la selección de materiales en el diseño mecánico*. Quito: Escuela Politécnica Nacional, 2023.
- [22] MONTAÑÉS MUÑOZ, N., QUILES, J.L., LASCANO, D.S., IVORRA, J., ROJAS, S.P. Y GARCÍA, D. *El método gráfico de selección de materiales con CES EDUPACK*. Alcoy: Universidad Politécnica de Valencia, 2020.
- [23] MARTÍ, B. *Estudio sobre la optimización de los parámetros de impresora 3D con tecnologías FDM*. Barcelona: Universidad politécnica de Cataluña, 2017.
- [24] S. A. Empresa Nacional de Aluminio y S. A. Aluminio de Galicia. *Mecanizado de las aleaciones de aluminio*. Galicia: Empresa Nacional de Aluminio, S.A. / Aluminio de Galicia, S.A., 1971.
- [25] PATIL, H. y JEYAKARTHIKEYAN, P.V. Mesh convergence study and estimation of discretization error of hub in clutch disc with integration of ANSYS. *IOP Conference Series: Material Science and Engineering*, 2018 [en línea], vol. 402, no. 1. DOI: 10.1088/1757-899X/402/1/012065.
- [26] ALVAREZ, K.L., LAGOS, R.F. y AIZPUN, M. *Influencia del porcentaje de relleno en la resistencia mecánica en impresión 3D, por medio del método de Modelado por Deposición Fundida (FDM)*, 2016. pp. 22-22.
- [27] GÓMEZ, G. *Proyecto diseño de una prótesis a partir de fabricación aditiva (impresión 3D)*. Terrassa: Universidad Politécnica de Cataluña, 2019.
- [28] Amazon. [en línea], 2023. [consulta: 5 de septiembre 2023]. Disponible en: [https://www.amazon.es/QWORK-Palanca-Resorte-Inoxidable-Herramientas/dp/B095WS1P9F/ref=asc\\_df\\_B095WS1P9F/?tag=googshopes-21&linkCode=df0&hvadid=551352532976&hvpos=&hvnetw=g&hvrnd=3788808185166520312&hvpone=&hvptwo=&hvqmt=&hvdev=c&hvdvcmdl=&hvlocint=&hvlocphy=9047046&hvtargid=pla-1469104968927&th=1](https://www.amazon.es/QWORK-Palanca-Resorte-Inoxidable-Herramientas/dp/B095WS1P9F/ref=asc_df_B095WS1P9F/?tag=googshopes-21&linkCode=df0&hvadid=551352532976&hvpos=&hvnetw=g&hvrnd=3788808185166520312&hvpone=&hvptwo=&hvqmt=&hvdev=c&hvdvcmdl=&hvlocint=&hvlocphy=9047046&hvtargid=pla-1469104968927&th=1)
- [29] VARGAS ALICE, N. Diseño de sistema embebido para máquina de reciclaje de PET. *Elektron*, 2023, vol. 7, no. 1. pp. 34-39. DOI: 10.37537/rev.elektron.7.1.179.2023.

## 9. Apéndices

### ANEXO 1: Resultados adicionales de la simulación

En este apartado de apéndices, se recogen algunos resultados añadidos a los comentados en el apartado de resultados.

En la Imagen 35, se muestra la tensión correspondiente a los pasadores del acoplamiento que unen las dos piezas. Se destaca el máximo de 30 MPa en la zona media trasera. Al ser de acero no es relevante respecto a la integridad del diseño.

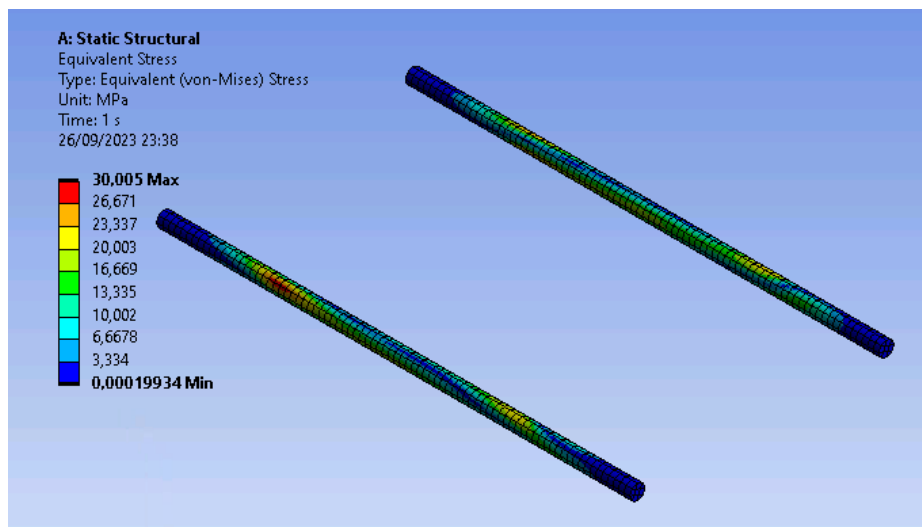


Imagen 35. Tensión en los pasadores del caso lateral.

En la Imagen 36, se vuelven a representar los pasadores, pero esta vez para el caso descendente, el cual es el más crítico. Esto se nota al observar la tensión máxima ya que es de 43,9 MPa en la misma zona que para el caso lateral. De nuevo, no es preocupante, ya que el límite elástico es bastante superior.

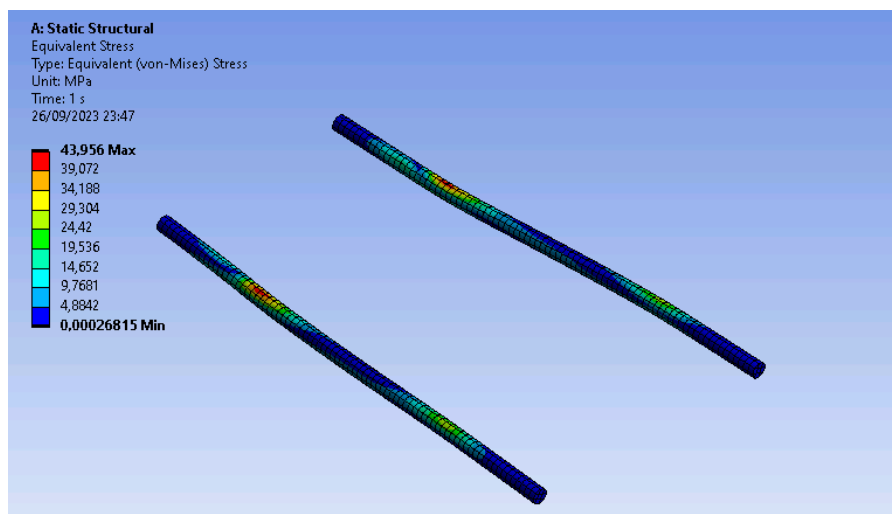


Imagen 36. Tensión en los pasadores del caso descendente.

En cuanto a la Imagen 37, muestra la deformación producida en el acoplamiento al estudiar el movimiento lateral. Se trata de deformaciones muy pequeñas, por lo que la estabilidad y exactitud en el proceso de proyección térmica, no se verán perjudicadas.

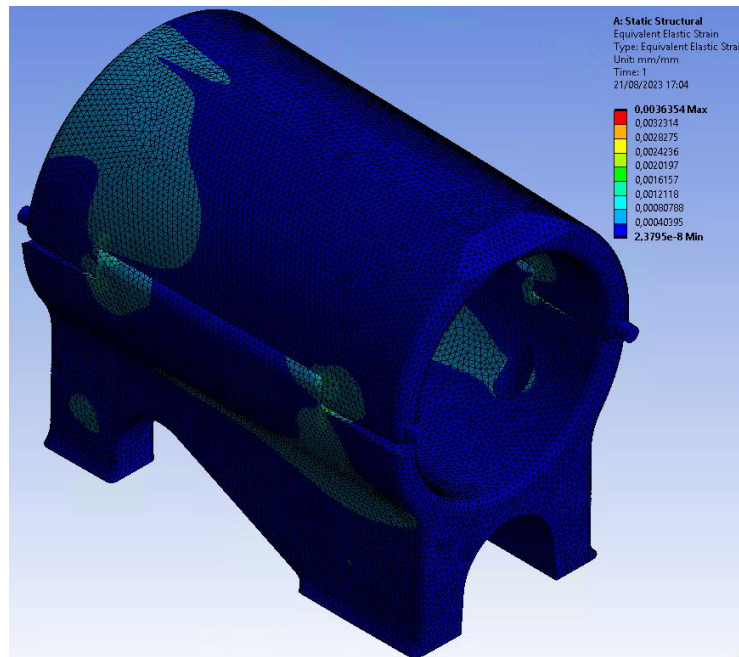


Imagen 37. Deformación del diseño final del caso lateral.

Además de la deformación, los desplazamientos para el caso lateral son representados en la Imagen 38. De nuevo, se puede afirmar que no influirán en el proceso, ya que el desplazamiento máximo se da en la zona trasera de la pieza superior y apenas supera los 0,37 mm. Por lo que no son relevantes.

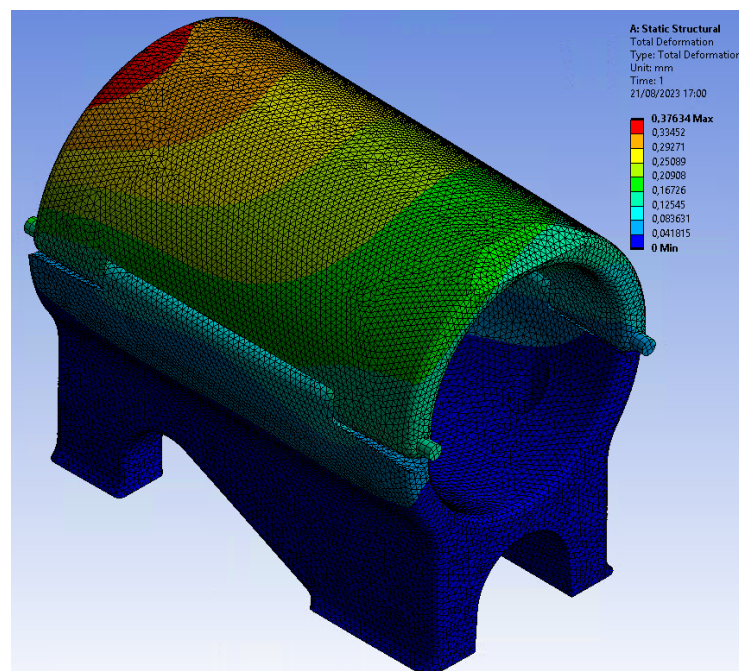


Imagen 38. Desplazamiento del diseño final del caso lateral.

Por último, se muestran las deformaciones en la Imagen 39 y los desplazamientos en la Imagen 40 del acoplamiento respecto al movimiento descendente. Esta vez son inferiores en comparación con el caso lateral, a pesar de que el movimiento descendente es más crítico y el más crítico de todos los movimientos estudiados.

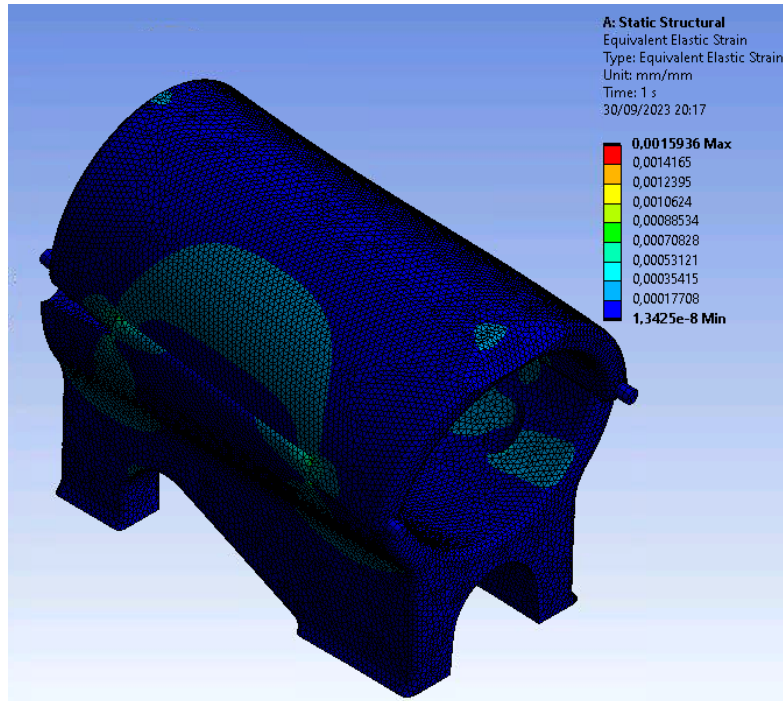


Imagen 39. Deformación del diseño final del caso descendente.

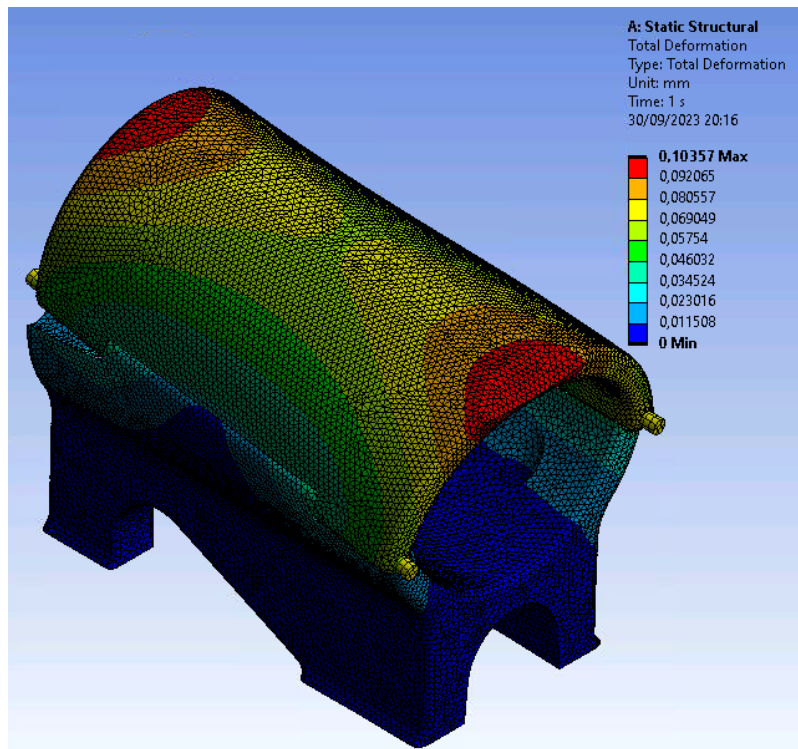


Imagen 40. Desplazamiento del diseño final del caso descendente.





## KR 6 R900 sixx



### Technical data

Maximum reach	901.5 mm
Maximum payload	6 kg
Pose repeatability (ISO 9283)	± 0.03 mm
Number of axes	6
Mounting position	Floor
Footprint	320 mm x 320 mm
Weight	approx. 52 kg

### Axis data

Motion range	
A1	±170 °
A2	-190 ° / 45 °
A3	-120 ° / 156 °
A4	±185 °
A5	±120 °
A6	±350 °

### Operating conditions

Ambient temperature during operation	5 °C to 45 °C (278 K to 318 K)
--------------------------------------	--------------------------------

### Protection rating

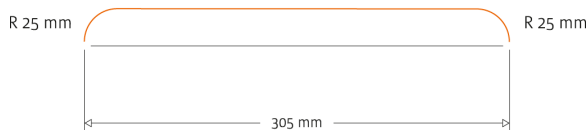
Protection rating (IEC 60529)	IP54
Protection rating, robot wrist (IEC 60529)	IP54

### Controller

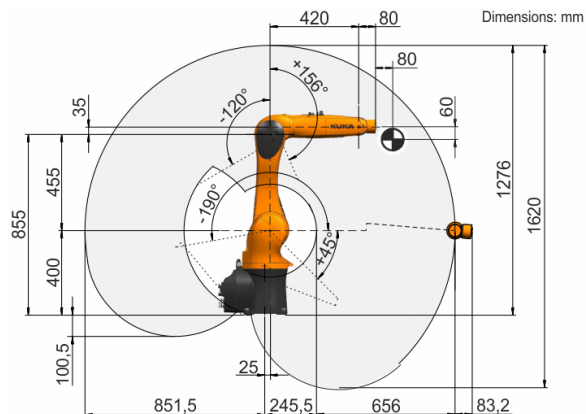
Controller	KR C4 smallsize-2; KR C4 compact
------------	-------------------------------------

### Cycle time

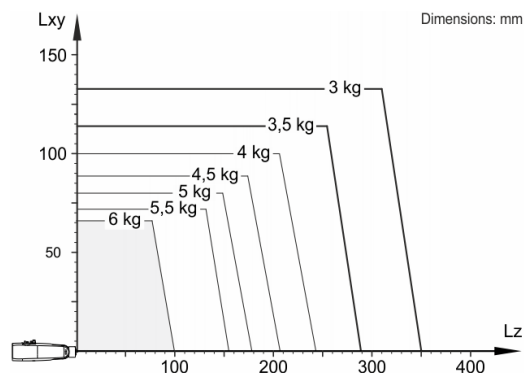
150 cycles per minute (25 mm / 305 mm / 25 mm, 1 kg)



### Workspace graphic

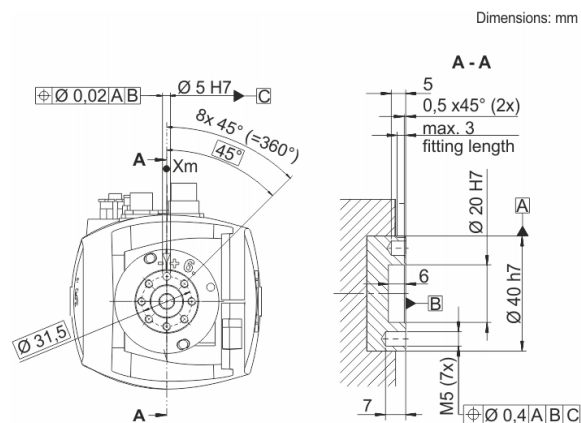


### Payload diagram



The KR 6 R900 sixx is designed for a rated payload of 3 kg in order to optimize the dynamic performance of the robot. With reduced load center distances and favorable supplementary loads, a maximum payload of up to 6 kg can be mounted. The specific KUKA Load case must be verified using KUKA. For further consultation, please contact KUKA Service.

### Mounting flange



# ANEXO 3: Par de apriete en pernos

## PAR DE APRIETE RECOMENDABLE

El par de apriete recomendable para la sujeción de un tornillo depende del tipo de tornillo, del diámetro nominal del tornillo y del coeficiente de fricción entre tornillo y tuerca, entre otras variables. En la siguiente tabla se ha considerado un coeficiente de fricción de  $\mu=0,14$ .

Diámetro nominal	Sección nominal mm <sup>2</sup>	Fuerzas de pretensado F <sub>v</sub> (kN)			Par de apriete M <sub>A</sub> (Nm)		
		8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9
M4	8,78	4,3	6,3	7,4	3,2	4,6	5,5
M5	14,2	7	10	12	6,5	9,5	11
M6	20,1	10	14	17	11	16	19
M8	36,6	18	26	31	27	40	46
M10	58	28	42	49	54	79	93
M12	84,3	41	61	72	92	135	160
M14	115	57	84	98	145	210	250
M16	157	78	115	135	230	330	390
M18	192	99	140	160	325	460	540
M20	245	127	180	210	460	660	770
M22	303	158	220	260	630	900	1000
M24	353	180	260	300	790	1100	1300
M27	459	240	340	400	1170	1600	1900
M30	561	290	410	480	1550	2200	2600
M33	694	360	510	600	2100	3000	3600
M36	817	420	600	700	2700	3900	4600
M39	976	510	720	850	3500	5100	5900
M42	1117	580	830	970	4400	6200	7300
M45	1302	680	970	1100	5500	7800	9100
M48	1468	770	1100	1250	6600	9400	11000
M52	1753	920	1300	1500	8500	12000	14000
M56	2024	1050	1500	1700	10000	15000	17000
M60	2356	1200	1700	2000	13000	18000	22000
M64	2669	1400	2000	2300	15000	22000	26000
M68	3047	1600	2250	2650	19000	27000	32000
M72	3451	1800	2600	3000	23000	32000	38000

Estos valores son orientativos y calculados para un tornillo y tuerca hexagonales con unas características y aplicación determinadas. Dependiendo de los elementos de fijación, coeficientes de fricción y aplicación final los valores deberían ser calculados específicamente.

Clase de material tornillo y tuerca	Coefficiente Fricción sin lubricación
Acero ZN	0,12 - 0,24

Hay productos con la misma clase de material que por su forma y diseño tienen unas características mecánicas diferentes. Un ejemplo son los espárragos, que por ser un artículo sin cabeza y con huella hexagonal, el par de apriete recomendable tiene unos valores inferiores a los tornillos habituales.

Diámetro nominal	Par de apriete recomendado (Nm) espárragos de calidad 45H
M3	0,7
M4	2
M5	4
M6	7
M8	16
M10	32
M12	52
M16	130
M20	250
M24	420

# ANEXO 4: Presupuesto de la empresa externa



Xometry Europe GmbH  
Ada-Lovelace-Str. 9  
85521, Ottobrunn  
T: +49 89 3 803 4818  
F: +49 89 3 960 142  
E: info@xometry.eu  
www.xometry.de

UST-id.Nr.: DE318027176  
Steuer-Nr.: 143/194/00231  
Handelsregister: Amtsgericht München  
/ HRB 256172  
Bank: J.P. Morgan AG  
IBAN: DE38 5011 0800 6161 5322 02  
BIC: CHASDEFX

Directors / Geschäftsführer: Albert Belousov, Dmitry Kalidov

## PRESUPUESTO E-700383-670478

Para: **Sergio Díaz**

Dirección – not assigned –  
de – not assigned –, – not assigned –  
facturació – not assigned –  
n:

Teléfono: +34 608 455 449



Correo electrónico: sergiodr12@gmail.com

Número de presupuesto: **E-700383-670478**

Fecha del presupuesto: **30.09.2023**

Fecha de envío estimada: **8 business days**

(calculado a partir de la fecha de pedido del cliente)\*

Pos.	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
10.	<b>Nombre de la pieza:</b> partesupfinal.stl <b>Caja contenedora:</b> 150.0mm x 94.0mm x 51.0mm <b>Proceso:</b> 3D Printing FDM - Fused Deposition Modeling <b>Material:</b> PETG, Black, Light Infill <b>Layer thickness, µm:</b> 200 <b>Infill:</b> Light (20% 50%) <b>Acabado:</b> Standard <b>Insertos:</b> - <b>Roscas y agujeros roscados:</b> - 	1	€39.44	€39.44
20.	<b>Nombre de la pieza:</b> parteinffinal.stl <b>Caja contenedora:</b> 150.0mm x 94.0mm x 82.0mm <b>Proceso:</b> 3D Printing FDM - Fused Deposition Modeling <b>Material:</b> PETG, Black, Light Infill <b>Layer thickness, µm:</b> 200 <b>Infill:</b> Light (20% 50%) <b>Acabado:</b> Standard <b>Insertos:</b> - <b>Roscas y agujeros roscados:</b> - 	1	€67.67	€67.67
	Gastos de envío a: , Spain. (Delivery terms: DAP)			€0.00
	VAT (21.0%)			€22.49
	<b>Valor total del pedido, neto:</b>			<b>€107.11</b>
	<b>Valor total del pedido, bruto:</b>			<b>€129.60</b>

Estado del presupuesto: **Auto presupuestado**

[Abrir el presupuesto](#)

**Queremos trabajar con usted. Si obtiene un presupuesto más bajo, envíenoslo e intentaremos superarlo.**

**Por favor, revise este presupuesto para comprobar su exactitud antes de realizar el pedido**

- Hemos presupuestado y estimado un plazo de entrega para su pedido basándonos en la geometría del modelo 3D que nos ha proporcionado, junto con las tolerancias, características y operaciones secundarias que ha seleccionado durante el proceso de envío y que son confirmadas específicamente por nosotros en este Presupuesto. No extraemos automáticamente características, tolerancias u otra información no geométrica del modelo 3D que nos ha enviado, aunque esté representada en él (por ejemplo, roscas, agujeros roscados, etc.). Aunque nuestros precios se generan dinámicamente en tiempo real, respetaremos el precio de este presupuesto durante siete (7) días a partir de su generación (aunque el plazo de entrega estimado se volverá a calcular en el momento de realizar el pedido).

- Aunque podemos proporcionarle asistencia en el diseño para la fabricación, usted es el responsable último de la idoneidad de su diseño y de la selección de los materiales asociados, para cualquier fin previsto. Puede enviarnos uno o más dibujos de ingeniería y/o hojas de especificaciones. Aunque haremos todo lo posible para identificar cualquier incoherencia o conflicto en sus materiales antes de fabricar su pieza, usted es el único responsable de cualquier incoherencia entre los materiales que nos proporciona y lo que se refleja en este presupuesto.

Unless specified otherwise, [Terms and Conditions](#) of Xometry Europe GmbH apply

Web:

Servicio de atención al cliente:

Teléfono:

[get.xometry.eu](http://get.xometry.eu)  
[enquiry@xometry.eu](mailto:enquiry@xometry.eu)  
+49 893 803 4818



Xometry Europe GmbH  
Ada-Lovelace-Str. 9  
85521, Ottobrunn  
T: +49 893 803 4818  
F: +49 89 93 960 142  
E: [info@xometry.eu](mailto:info@xometry.eu)  
[www.xometry.de](http://www.xometry.de)

UST-id.Nr.: DE318027176  
Steuer-Nr.: 143/194/00231  
Handelsregister: Amtsgericht München  
/ HRB 256172  
Bank: J.P. Morgan AG  
IBAN: DE38 5011 0800 6161 5322 02  
BIC: CHASDEFX

Directors / Geschäftsführer: Albert Belousov, Dmitry Kalidov

---

- A menos que se especifique lo contrario, se aplican los [Términos y condiciones](#) de Xometry Europe GmbH

- Las piezas fabricadas con materiales propensos a la oxidación pueden ser recubiertas con un agente anticorrosivo a base de aceite a nuestra discreción. Por favor, infórmenos si acepta el riesgo de una posible corrosión durante el transporte y desea recibir sus piezas sin aceite

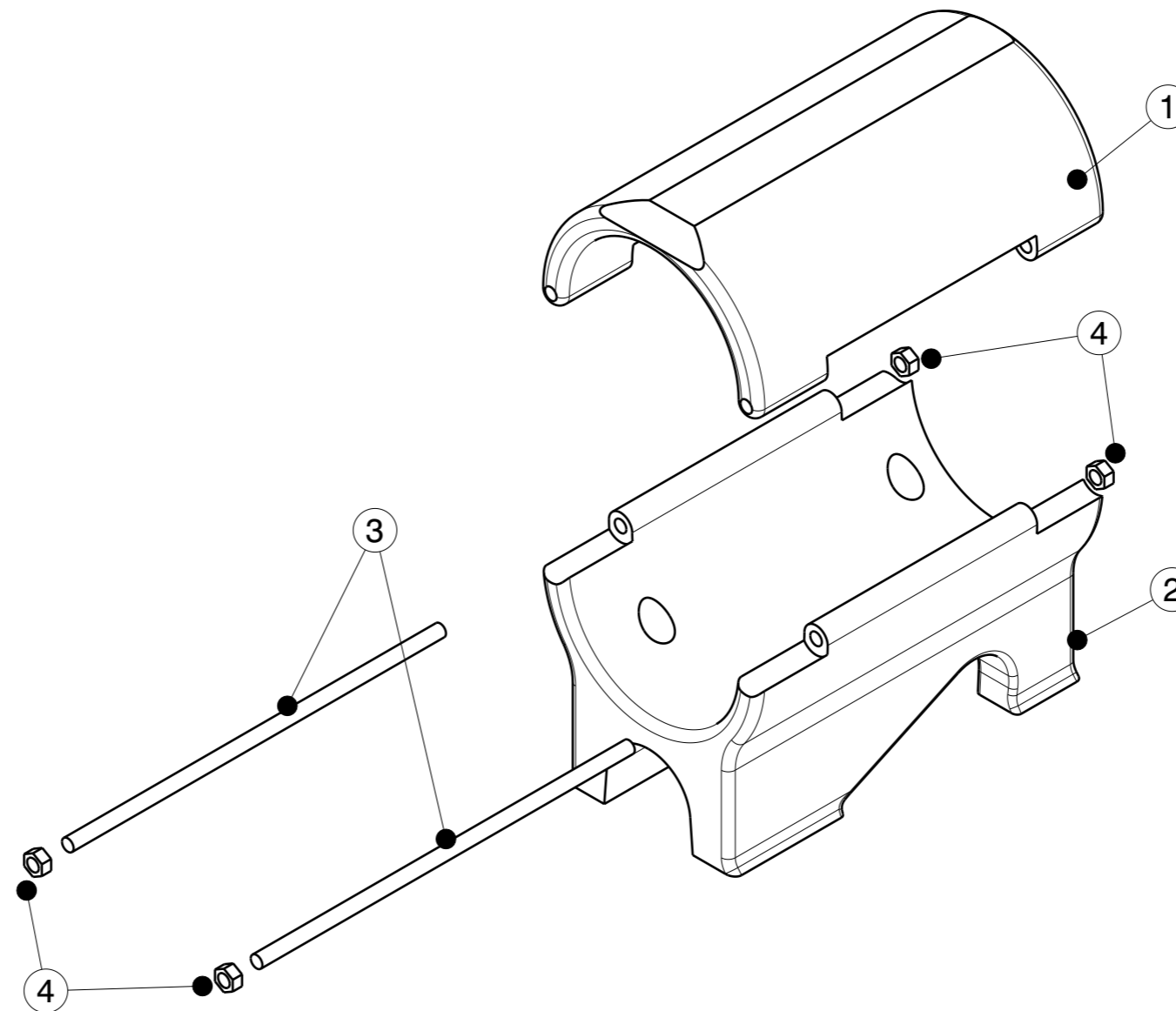
Unless specified otherwise, [Terms and Conditions](#) of Xometry Europe GmbH apply

---

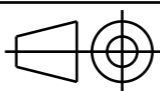
**Web:**  
**Servicio de atención al**  
**cliente:**  
**Teléfono:**

[get.xometry.eu](http://get.xometry.eu)  
[enquiry@xometry.eu](mailto:enquiry@xometry.eu)  
**+49 893 803 4818**

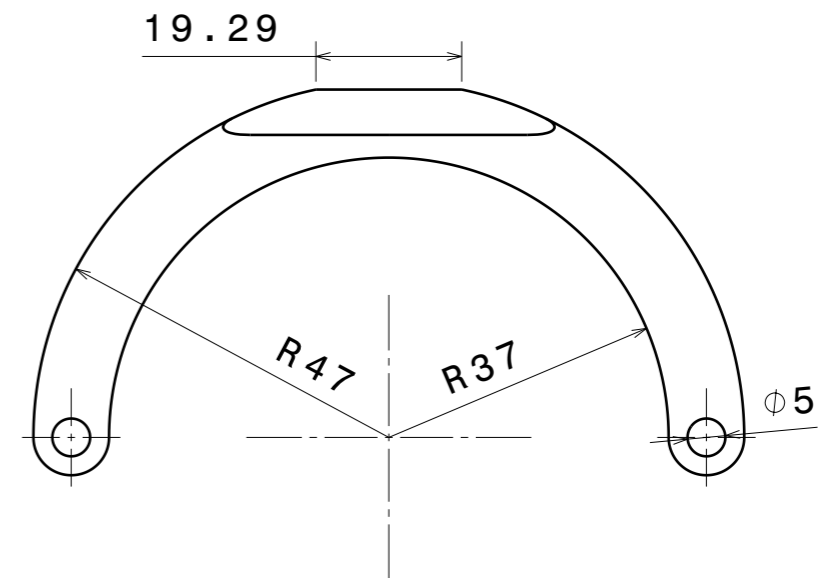
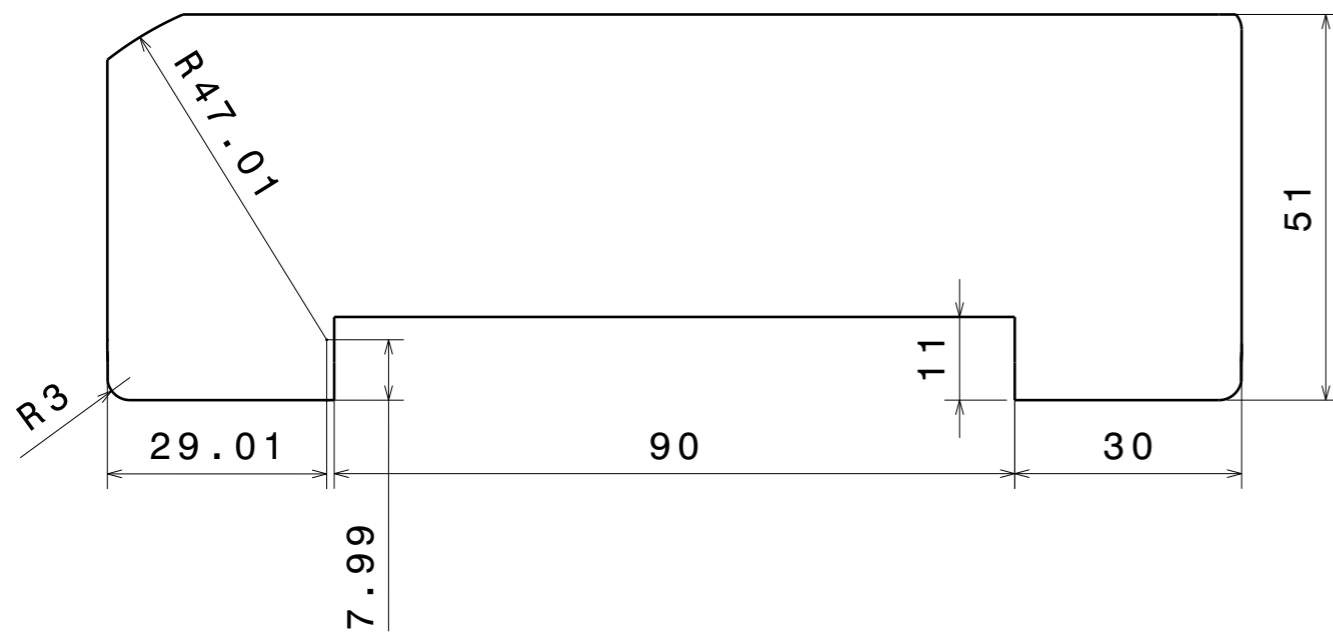
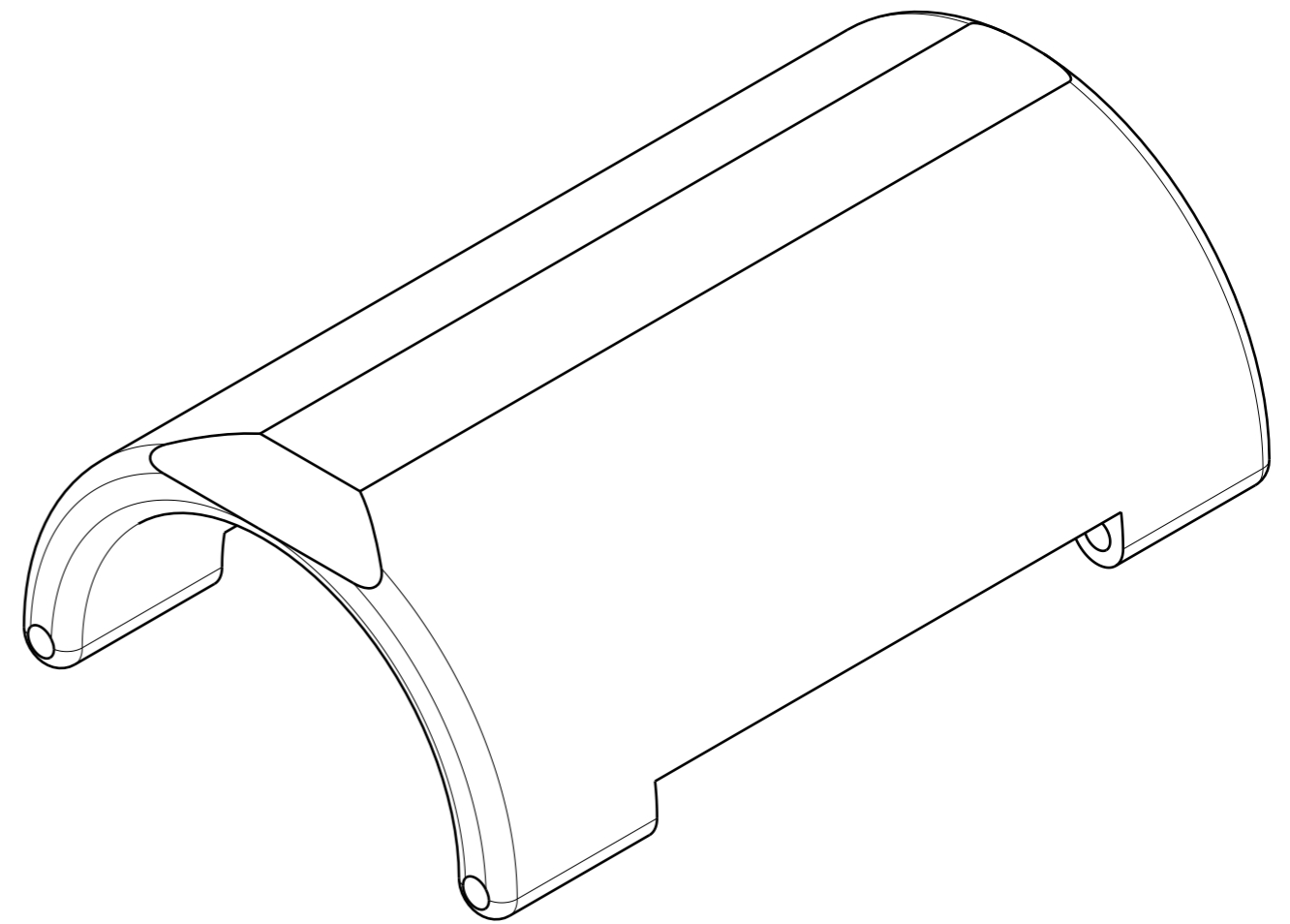
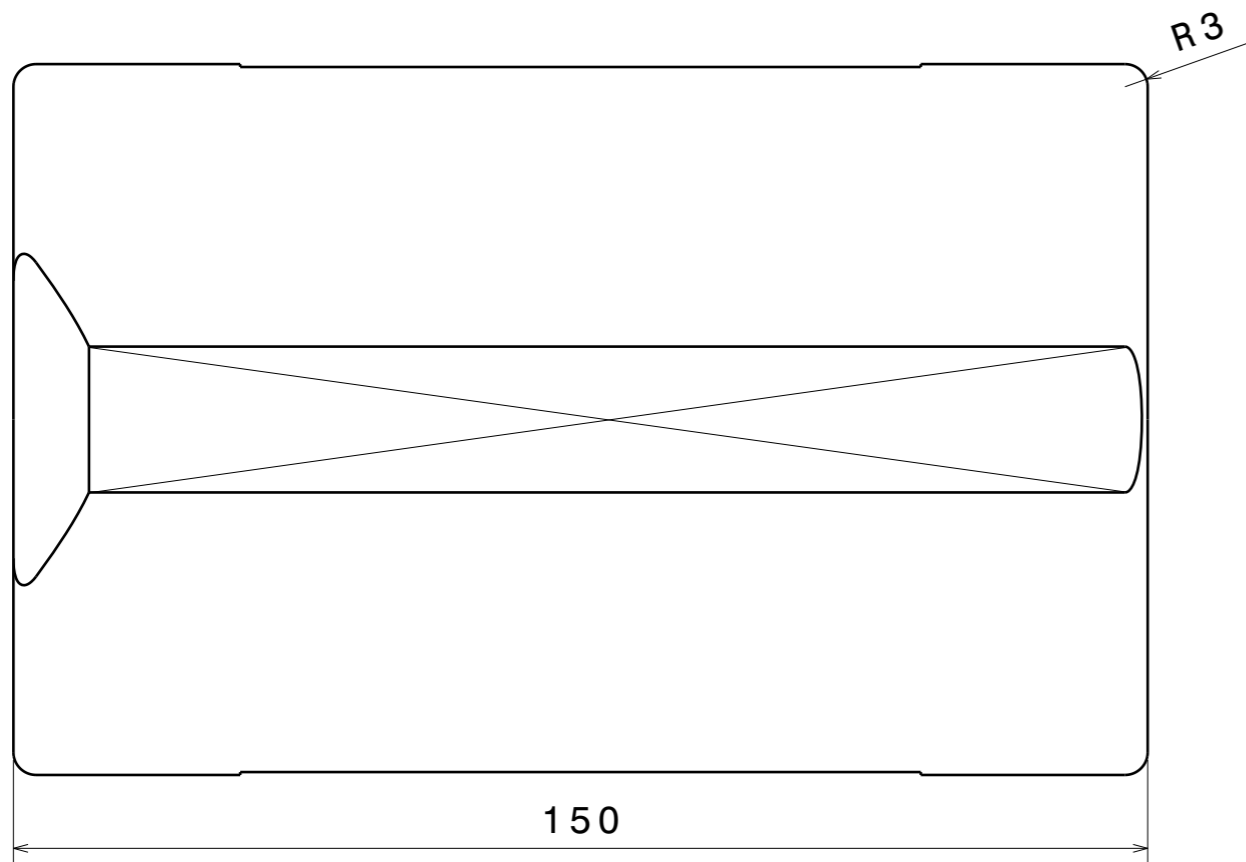
# ANEXO 5: Plano Explosionado



Número	Nombre	Material	Cantidad
1	Parte superior	PETG	1
2	Parte inferior	PETG	1
3	Pasador	Acero zincado	2
4	Tuerca	Acero zincado	4

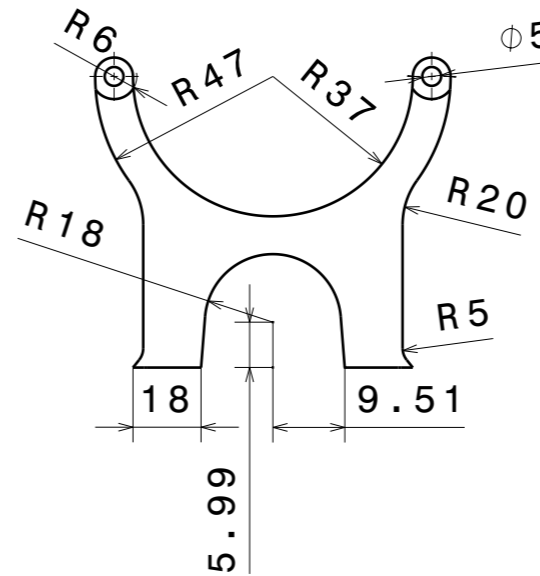
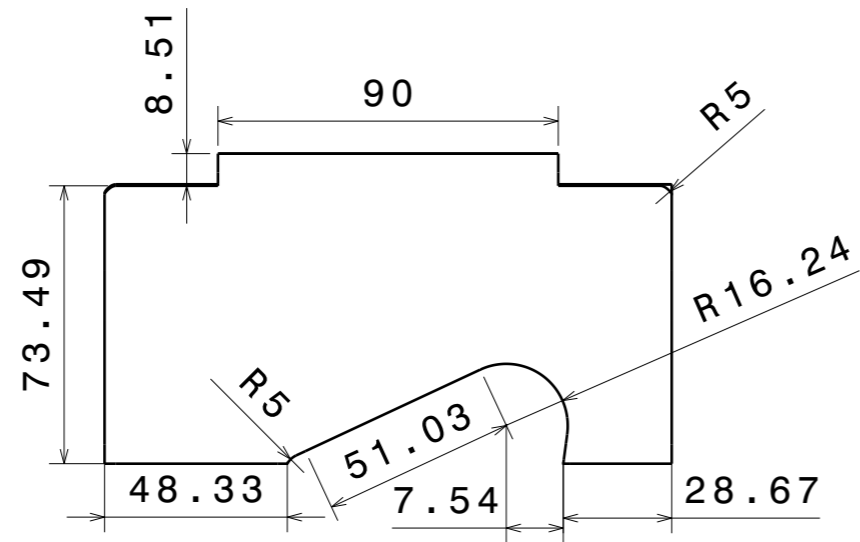
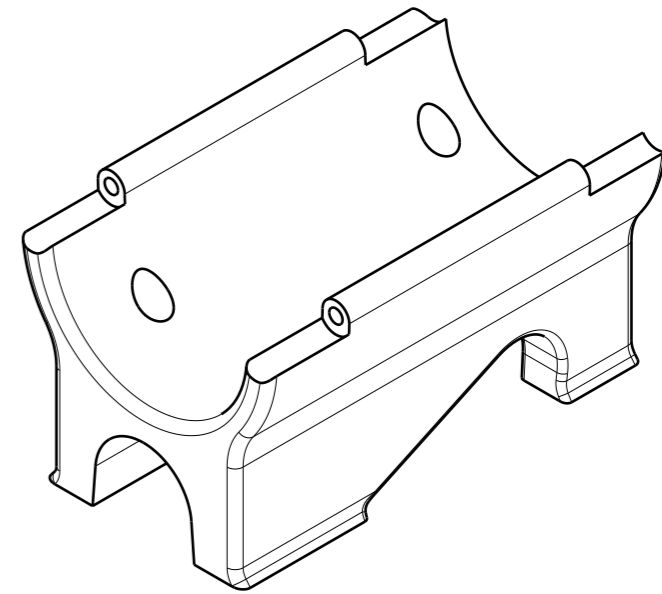
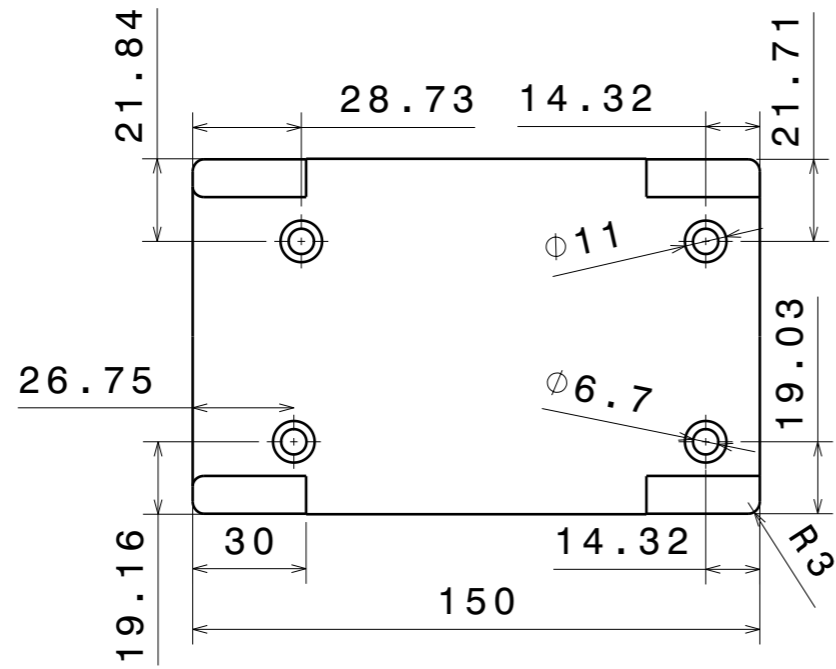
DESIGNED BY: Sergio Díaz		<h1>Explosionado</h1>		I	-
DATE: 17/08/2023				H	-
CHECKED BY:				G	-
DATE:		Universidad Rey Juan Carlos		F	-
SIZE A3				E	-
SCALE 1:2	WEIGHT (kg) 0,61	DRAWING NUMBER 1	TOLERANCE ISO-2768-mk	D	-
			SHEET 1/1	C	-
				B	-
				A	-

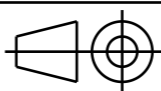
**ANEXO 6: Plano de la Parte Superior**



DESIGNED BY: <b>Sergio Díaz</b>		<h1>Parte superior</h1>			I	-
DATE: 18/08/2023					H	-
CHECKED BY:		<h1>Universidad Rey Juan Carlos</h1>			G	-
DATE:					F	-
SIZE <b>A3</b>		<h1>ISO-2768-mk</h1>			E	-
SCALE <b>1:1</b>	WEIGHT (kg) <b>0,128</b>				DRAWING NUMBER <b>2</b>	TOLERANCE
		<h1>1 / 1</h1>			C	-
					B	-
					A	-

**ANEXO 7: Plano de la Parte Inferior**



DESIGNED BY: <b>Sergio Díaz</b>		<h1>Parte inferior</h1>			I	-
DATE: <b>18/08/2023</b>					H	-
CHECKED BY:		<h1>Universidad Rey Juan Carlos</h1>			G	-
DATE:					F	-
SIZE <b>A3</b>		<b>ISO-2768-mk</b>			E	-
SCALE <b>1:2</b>	WEIGHT (kg) <b>0,48</b>				DRAWING NUMBER <b>3</b>	TOLERANCE
		<b>1/1</b>			C	-
					<b>1/1</b>	
		<b>1/1</b>				