



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

**TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

# **SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE MATERIALES RECICLADOS PARA PROCESO DE FABRICACIÓN ADITIVA**

AUTOR: Álvaro Martí Ibáñez

TUTOR: Leopoldo Armesto Ángel

COTUTOR: Andrés Conejero Rodilla

**Curso Académico: 2013-14**

1	INTRODUCCIÓN .....	2
2	OBJETIVOS .....	6
3	SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	7
4	DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN .....	9
4.1	Diseño del Cilindro .....	12
4.2	Diseño de las Cubiertas .....	14
4.3	Cálculo de las Varillas Roscadas.....	16
4.3.1	Predimensionado de las varillas roscadas .....	16
4.3.2	Cálculo de las varillas roscadas M8 .....	18
4.3.3	Comprobación de la Resistencia de las Varillas Roscadas M8 .....	29
4.3.4	Cálculo de las Varillas Roscadas M6 .....	33
4.3.5	Comprobación de la Resistencia de las Varillas Roscadas M6 .....	36
4.4	Cálculo del Cilindro .....	39
4.4.1	Cálculos Generales del Cilindro.....	39
4.4.2	Cálculo de la Soldadura.....	43
4.4.3	Cálculo de las Cubiertas .....	44
4.5	Sellado del Depósito.....	52
4.6	Diseño del Pistón.....	54
5	SELECCIÓN DEL MATERIAL .....	59
5.1	Selección y Preparación de las Materias Primas .....	59
5.2	Selección del Aglutinante.....	63
5.3	Pruebas con los Materiales.....	64
6	PRESUPUESTO .....	75
7	CONCLUSIONES .....	77
8	BIBLIOGRAFÍA.....	78

# 1 INTRODUCCIÓN

En el mundo de la fabricación industrial de piezas, las técnicas empleadas han ido evolucionando a lo largo de la historia conforme se han desarrollado herramientas y maquinaria que han permitido modificar los métodos tradicionales de fabricación. Así mismo, a medida que han aparecido nuevos materiales y se han investigado nuevas tecnologías (informáticas y mecánicas) para la fabricación, se han desarrollado técnicas más novedosas que han evolucionado las ya existentes, o en otras ocasiones, reemplazado.

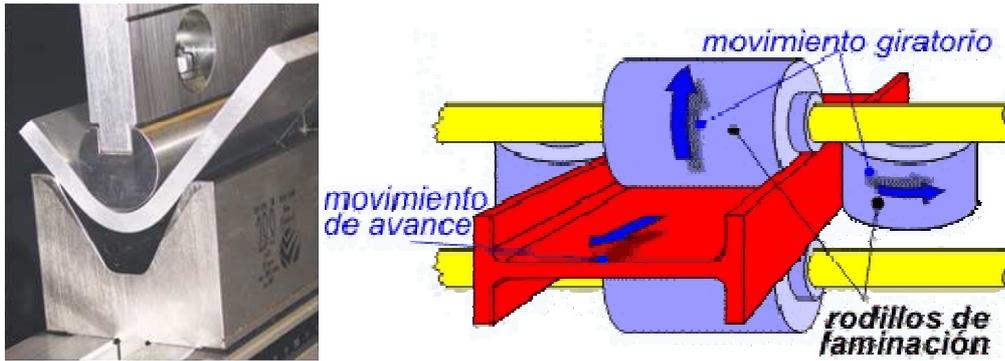
Como categorías principales de técnicas o métodos de fabricación de piezas, se pueden distinguir cuatro grandes grupos (Zavala, 2014):

- **Separación:** como su propio nombre indica, mediante esta técnica, se parte de un bloque de material de dimensiones superiores a la pieza que se desea crear, y a partir de distintos procesos, se va eliminando material hasta lograr que la pieza inicial adquiera la forma del objeto que se desea. En esta categoría, están incluidos los procesos de corte, limado, torneado, fresado, taladrado, esmerilado, lijado...



**Figura 1.1: Esmeriladora (Ferrovicmar, 2014) (izquierda), Proceso de Torneado (Fabrimetal, 2014) (centro), Fresado en Escuadra (Numaingenieria, 2014) (derecha).**

- **Conformación:** en esta ocasión, mediante esta técnica no se elimina material, sino que se le da forma. Se parte de un bloque de material, a partir del cual, por medio de distintos procesos, se modifica su forma hasta llegar al objeto que se quiere fabricar. No se elimina ni se añade material (a excepción del troquelado), por lo que a pesar de ser una técnica que suele requerir mayores esfuerzos mecánicos, se caracteriza por no desperdiciar material. Entre los procesos más representativos de esta categoría, se pueden encontrar la forja, el laminado, el doblado, el rolado, el troquelado...



**Figura 1.2: Proceso de Doblado (FMA, 2014) (izquierda), Proceso de Laminado (IIE, 2014) (derecha).**

- **Unión:** es una técnica mediante la cual, dos piezas se unen para crear una sola pieza. Obviamente, se parte de piezas de menor tamaño que la pieza final, necesitando o no algún tipo de proceso extra para llegar a la forma final del objeto deseado. Las técnicas de unión más comunes son el pegado, el clavado, el ensamblado, el atornillado, el remachado, la soldadura...



**Figura 1.3: Remachadora manual (TR, 2014) (izquierda), Soldadura TIG en aluminio (Saca, 2014) (derecha).**

-**Moldeo:** esta técnica requiere un molde de la pieza que se desea crear, por lo que comúnmente se necesita tener un prototipo a partir de la cual se realiza el molde, aunque se puede crear el molde sin la necesidad de disponer con anterioridad de la pieza que se desea crear. Aunque se hable de crear, esta técnica está orientada a la reproducción o fabricación en serie de piezas. Hay numerosas técnicas, algunas de ellas permiten reutilizar los moldes, otras están destinadas a piezas de alta precisión, otras se llevan a cabo para reducir costes. El moldeo a cera perdida, el moldeo en arena, la inyección de plásticos o resinas o el moldeo en moldes hechos a partir de resinas, son algunas de las técnicas de moldeo más habituales.



**Figura 1.4: Pieza creada por moldeo en arena (Undo, 2014) (izquierda), Máquina inyectora de plástico (Ningbo, 2014) (derecha).**

No obstante, los grandes avances en la informática y la, cada día mayor, implantación de los ordenadores en el mundo de la fabricación, han hecho posible el desarrollo de una nueva tecnología de fabricación, la fabricación aditiva.

La fabricación aditiva es un proceso mediante el cual, una pieza que ha sido diseñada por medio de ordenador, se fabrica desde cero creándola por capas de espesor variable, en función de la tecnología usada, hasta obtener la pieza deseada. Hoy en día supone una revolución en cuanto a la forma de crear prototipos, piezas de alta precisión u objetos a un bajo coste.

Existen diversas tecnologías, entre las que cabe destacar la Impresión 3D, la Estereolitografía (SLA) o el Sinterizado Selectivo Láser (SLS), combinándose también distintas posibilidades de materiales base en cada una de ellas, como por ejemplo plásticos, materiales cerámicos, ceras, resinas... En este caso, se ha focalizado en materiales de bajo coste y reciclables, para la elaboración de un sistema de fabricación aditiva asistido por un robot industrial, que mediante la deposición de dicho material como si se tratase de una impresora 3D, sea capaz de crear objetos con un coste reducido y un bajo impacto medioambiental por el uso de materiales reciclables. Dado el uso al que se ha enfocado este sistema de fabricación aditiva, una vez creado el objeto y terminada su vida útil, éste puede ser reciclado para volver a utilizar el material como materia prima de nuevo.

El principal reto, ha consistido en crear desde cero todo el sistema necesario para llevar a cabo tal empresa, debiendo diseñarse un sistema de almacenamiento y alimentación del material, y haber seleccionado, de entre numerosas opciones, la materia prima a partir de la cual se crearán los objetos que se fabriquen, así como la necesidad de adaptar la codificación informática de las impresoras 3D con el lenguaje informático empleado por el robot que se ha utilizado. En lo que se refiere a este TFG, se ha centrado en el diseño, cálculo y construcción del sistema de alimentación y de la selección del material a utilizar.



**Figura 1.5: Impresora 3D de plástico (Reprap, 2014) (izquierda), Robot industrial (Kuka, 2014) (derecha).**

El sistema de alimentación de dicho sistema, debe almacenar el material y posteriormente impulsarlo hasta el extremo del robot, en el cual está instalado el mecanismo de deposición del material, que por el momento consta de una boquilla de plástico, construida por medio de impresión 3D y con un orificio de salida de 5-10mm.

Así mismo, de entre las opciones de materiales con los que trabajar, es ha evaluado cuál de ellos, mezclado en unas determinadas proporciones con varias opciones de aglutinantes, es capaz de dar como resultado una mezcla que presente una fluidez y una textura que permita ser utilizada por el sistema, y que una vez depositada y seca, dé unos resultados satisfactorios, teniendo en mente que una vez terminada la pieza, ésta va a ser sometida a un proceso de mecanizado con el mismo robot, para dotarla de un adecuado acabado superficial.

Por tanto, además de las propiedades ya mencionadas, la mezcla deberá ser fácilmente mecanizable asegurando un acabado lo suficientemente liso como para poder crear moldes reciclables, sustituyendo así a los moldes tradicionales, como por ejemplo los creados a partir de resinas epoxi, que son más caras, tóxicas y no reciclables.

## 2 OBJETIVOS

Determinar qué mezcla de material reciclable junto con qué aglutinante es la más indicada para la fabricación aditiva de piezas para moldes, para ello se deberá:

- Seleccionar los materiales reciclables a ensayar.
- Seleccionar distintos aglutinantes con los que trabajar.
- Realizar mezclas con distintas proporciones material/aglutinante.
- Evaluar las mezclas según las características requeridas.
- Seleccionar la mezcla idónea para el proceso de fabricación aditiva

También habrá de construirse el sistema de almacenamiento e impulsión de dicha mezcla, para lo cual se tendrá que:

- Estudiar distintas soluciones de diseño.
- Seleccionar la solución constructiva que mejor se adapte a los requerimientos.
- Diseñar, calcular y construir la solución propuesta

Para todo ello, se cuenta con los recursos del IDF (Instituto de Diseño y Fabricación) de la UPV, además de disponer de un espacio de trabajo en las instalaciones del FabLab, equipadas con bancos de trabajo y todas las herramientas y máquinas necesarias para realizar tanto los ensayos con los materiales como para la fabricación del sistema de alimentación, entre las que destacan las Impresoras 3D, una fresadora CNC, una máquina de corte por láser y un torno CNC.

En cuanto al alcance del proyecto, éste queda limitado a la determinación de la mezcla a emplear y a la construcción del sistema de alimentación del material, dejando de lado el procesado del código informático utilizado por el robot y su conversión a partir del código proporcionado por el software con el cual se generan las trayectorias para las impresoras 3D. Así mismo, el diseño y fabricación de la boquilla de impresión tampoco compete a este TFG, ni la determinación de las variables de impresión como las velocidades de deposición y avance, o los parámetros del posterior mecanizado de la pieza.

### 3 SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Como primera posibilidad, se ha estudiado la viabilidad de que el sistema de alimentación estuviese formado por un depósito para el material y un sistema de impulsión de éste, existiendo así dos subsistemas. Dicho esquema quedó descartado por incrementar el número de elementos existentes, así como el hecho de tener que transportar la mezcla de material desde el depósito al sistema de alimentación del robot.

Otra opción consistía en instalar un depósito a mayor altura que la boquilla de impresión, de manera que el material fluyese por gravedad hasta ella. Dicho sistema no se consideró por la falta de espacio por encima del robot y por el desconocimiento sobre si la viscosidad de la mezcla permitiría o no una correcta alimentación. No hay que olvidar que el proceso de fabricación aditiva requiere controlar de manera precisa el caudal con el que se suministra el material a la boquilla de impresión.

También se estudió la posibilidad de que los componentes de la mezcla se combinaran inmediatamente antes de ser depositada, debiendo existir de esta manera dos depósitos, uno para el material reciclable y otro para el aglutinante. La ventaja de este método reside en que el material, al no estar mezclado previamente, no ha de utilizarse antes de que éste seque, pudiéndose emplear conforme se necesita. Para ello, el sistema completo constaría de dos depósitos, un sistema de mezclado y otro de impulsión, complicando excesivamente el proceso. Por otro lado, se desconoce la efectividad del sistema de mezclado, pues al tratarse de un material en estado sólido con textura fibrosa y un aglutinante con una alta viscosidad, el proceso de homogenización no es un proceso rápido. Es un proceso laborioso, durante el cual hay que asegurarse de que todo el material reciclable se ha mezclado por completo, sin que queden partes de éste sin mezclar con el aglutinante, pues podrían atascar la boquilla.

Tras todo este proceso, se llegó a dos conclusiones:

- El material debe mezclarse previamente, para evitar que el sistema de alimentación deba incorporar un sistema de mezclado.
- Es inviable una separación entre el depósito y del sistema de impulsión, debiendo ser todo el conjunto lo más compacto y sencillo posible.

Bajo estas premisas y sin haber decidido todavía qué dirección tomar, se han evaluado las posibilidades existentes para impulsar la mezcla. Una impulsión mecánica a partir de un motor eléctrico implicaría el uso de algún tipo de bomba adaptada a la mezcla finalmente usada, debiendo ser una bomba de desplazamiento positivo por la naturaleza de la mezcla. Evaluando las distintas posibilidades existentes, todas ellas requerían un potente motor eléctrico para su accionamiento y muy posiblemente un grupo reductor para reducir la velocidad de giro del eje de la bomba, pues el caudal necesario en la boquilla de impresión no es tan alto como los caudales nominales de la mayoría de estas bombas.

Por otro lado, el gran inconveniente además de la necesidad de un motor eléctrico y un grupo reductor, es el flujo pulsante que proporcionan dichas bombas. En un sistema de fabricación aditiva se necesita un suministro de material continuo, de modo que la deposición del material sea lo más regular posible. El hecho de tener que operar con un caudal no constante implicaría defectos en la deposición, que para ser contrarrestados debería hacerse mediante una velocidad de avance no constante, reduciéndose cuando el caudal disminuye y aumentando cuando el caudal aumenta, lo cual complicaría mucho el tratamiento del código informático. Por todos estos inconvenientes, se evitó recurrir a este tipo de bombas para diseñar el sistema de alimentación.

Una bomba helicoidal no proporciona un flujo pulsante y podría servir, pero sigue necesitando un potente motor eléctrico y un grupo reductor, incrementando el coste total del sistema.

Tras haber considerado todas estas posibilidades, y ante la gran cantidad de desventajas de emplear una bomba con su correspondiente motor eléctrico, se procedió a contemplar la posibilidad de utilizar la instalación de aire comprimido con la que cuentan los talleres del IDF, el FabLab y el espacio donde está ubicado el Robot KUKA 15/2. Es por ello que se planteó la idea de impulsar la mezcla mediante aire comprimido.

La forma más sencilla de impulsar la mezcla con aire comprimido es mediante un cilindro con un pistón en su interior, que empuje la mezcla a través de una manguera hasta la boquilla de impresión. Finalmente es de esta manera como se ha procedido. El hecho de que se impulse mediante aire comprimido permite un control del caudal suministrado, empleando para ello una válvula que regule la presión en el interior del cilindro, y si éste es lo suficientemente grande puede servir para albergar todo el material necesario para la fabricación de la pieza.

Así pues, se decidió utilizar un cilindro de grandes dimensiones que se llenaría con la mezcla a utilizar y que mediante aire comprimido se accionaría un pistón que propulsaría la mezcla haciéndola llegar a la boquilla de impresión.

## 4 DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

Como se ha adelantado previamente, el sistema de alimentación consta de un cilindro con un émbolo, que almacena el material hasta su uso, y que mediante aire comprimido, empuja el material a través de una manguera hasta la boquilla de impresión, que va montada en la punta del robot sobre un acople de madera.

Al tratarse de una mezcla con una base de cola, una vez depositada, secará y dará lugar al objeto deseado, por lo que el sistema se asemeja mucho en cuanto al principio de funcionamiento a una impresora 3D de plástico, salvo por la excepción de que en este caso, el material no se funde antes de ser extruido y depositado, si no que se deposita en un estado viscoso directamente, y no solidifica rápidamente al enfriarse, sino que solidifica más lentamente conforme se va secando.

Se ha considerado la posibilidad de instalar entre la boquilla de inyección y el cilindro, una bomba de Moineau, con la finalidad de poder controlar más exactamente el caudal de deposición de la mezcla y poder reproducir los efectos de corte de inyección y retracción del material de las impresoras 3D de plástico, para poder hacer saltos en las trayectorias, pero por falta de tiempo y de recursos, se ha dejado para más adelante, diseñando ahora un sistema más sencillo con el que poder practicar y determinar el tipo de pasta, su comportamiento y las trayectorias más idóneas para poder construir piezas y formas sencillas.

La idea general del sistema de alimentación puede verse en la siguiente imagen:

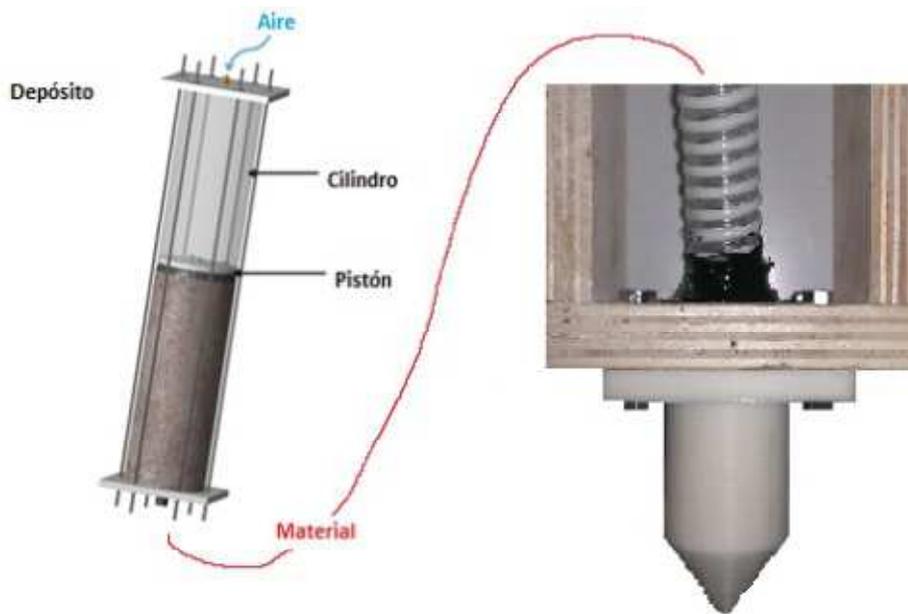
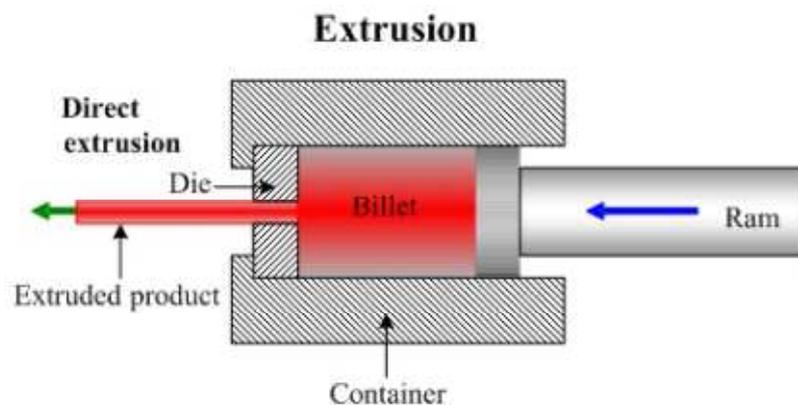


Figura 4.1: Sistema de alimentación.

Para comenzar a probar el concepto de fabricación de piezas con material reciclable, independientemente de que pudiera darse el caso de tener que fabricar moldes de grandes dimensiones, no se necesita una gran cantidad de material para hacer las primeras pruebas, por lo que las dimensiones finales del cilindro serán reducidas, pero suficientes para poder albergar una cantidad moderada de material.

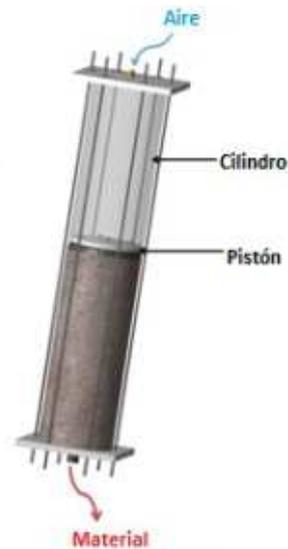
En cuanto a la presión de aire requerida para accionar el émbolo del cilindro, no ha de ser excesivamente alta, por lo que se puede usar el sistema de aire comprimido que incorpora el robot KUKA 15/2 para empujar el émbolo. Dicho robot, trabaja a una presión de aire de alrededor de 6 bares, pudiéndose acoplar un regulador de presión y un manómetro a una de sus salidas, haciendo así que funcione el sistema.



**Figura 4.2: Esquema de un extrusor por extrusión directa (Kopeliovich, 2014).**

Como se puede observar en la Figura 4.2, el material se encuentra preparado bajo presión en el interior del cilindro, el cual es expulsado por el orificio de salida conforme el pistón va avanzando. El sistema puede construirse fácilmente cerrando un cilindro metálico con dos cubiertas.

Mediante pruebas a menor escala, se ha determinado que es necesario disponer de un émbolo para empujar el material, pues no se puede presurizar directamente el interior del cilindro para forzar la salida del material. Cuando se han hecho pruebas sin émbolo, lo que ocurre es que el material que hay cerca del orificio de salida es impulsado rápidamente hacia el exterior, y una vez ocurrido esto, el resto de material se queda adherido a las paredes interiores del cilindro. Incorporando un émbolo al cilindro se soluciona dicho problema, pues el émbolo empuja uniformemente la masa de material, aplicando la presión de forma distribuida, y empujándolo hacia la salida sin que queden restos adheridos a las paredes interiores, por lo que se puede aprovechar la totalidad del material introducido en él. Así mismo, el émbolo permite mantener independientes dos cámaras dentro del cilindro, una de material y otra de aire, impidiendo que el aire inyectado al cilindro entre en contacto con el material, lo cual es beneficioso, pues de este modo el material puede permanecer dentro del cilindro durante períodos prolongados de tiempo sin que se seque al no estar en contacto directo con el aire.



**Figura 4.3: Cilindro del sistema de alimentación.**

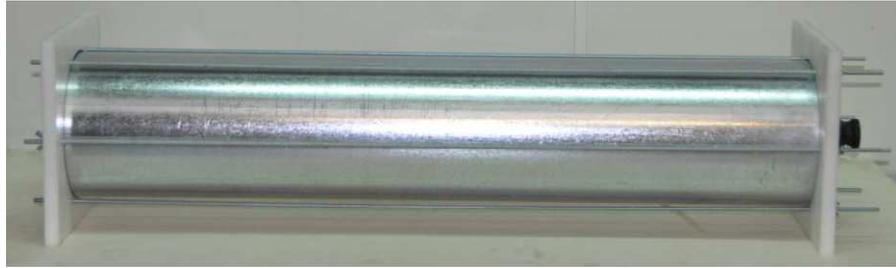
Tal y como se aprecia en la Figura 4.3, una cubierta del cilindro tiene la entrada de aire a presión y la otra un orificio de salida para el material. En cuanto a la sujeción de las cubiertas, como éstas deben asegurar una perfecta estanqueidad, han de estar correctamente fijadas, para lo cual se han dispuesto unas varillas roscadas metálicas que las mantienen en su sitio y sellan el cilindro por medio de tuercas en ambos extremos, aplicando fuerza sobre ellas para presionar las cubiertas sobre el cilindro.

El número de varillas a emplear, debe ser suficientemente alto como para repartir la fuerza de manera uniforme por toda la cubierta, garantizando así la estanqueidad a lo largo de toda la circunferencia del cilindro, pero no debe ser un número muy alto de varillas para no debilitar las propias tapas y facilitar las tareas de montaje y desmontaje a la hora de llenarlo con material nuevo y retirar el viejo. Finalmente, se ha optado por colocar 6 varillas distribuidas uniformemente alrededor del cilindro.

En la Figura 4.4 pueden apreciarse de forma separada, las partes de las que consta el cilindro, y en la Figura 4.5 se muestra el cilindro con todas sus partes montadas. En ninguna de las figuras mencionadas se muestra el émbolo.



**Figura 4.4: Partes separadas del depósito (sin el pistón).**



**Figura 4.5: Depósito montado.**

Como las dimensiones del cilindro determinan las dimensiones del resto de piezas, lo principal es calcular las dimensiones del cilindro metálico para que, posteriormente, se puedan diseñar, calcular y construir el resto de piezas, como se ve más adelante. Dado que la presión máxima de aire disponible viene dada por la salida de aire a presión del robot, que como ya se ha dicho son de 6 bares, será este valor el que se utilice para calcular todas las partes del sistema.

#### **4.1 Diseño del Cilindro**

Para el transporte del material a la boquilla inyectora, lo ideal es que el material a inyectar tenga una baja viscosidad, porque de esta manera el material fluye mejor y se necesita menos presión, consiguiendo que las partes del sistema de alimentación tengan que soportar menos presión. Pero dado que durante los ensayos con distintos materiales se ha observado que los materiales que mejor se comportan durante el proceso de fabricación aditiva tienen una alta viscosidad, se necesita alta presión para transportar el material a la boquilla de inyección. Por lo tanto, el depósito será diseñado para presiones de hasta 6 bares.

Con el fin de hacer varias pruebas de impresión de material, sin tener que rellenar el cilindro con mezcla nueva cada vez que se quiera hacer otra prueba, lo ideal sería disponer de un depósito tan grande como sea posible para que el proceso sea lo más eficiente en el período de prueba. Pero cuanto más grande sea el depósito, más aumentan los esfuerzos que va a tener que resistir el cilindro, debido a que la superficie sobre la que se aplica la presión es más grande, además del incremento en peso del propio sistema. Si el concepto funciona bien, el sistema se sustituirá por otro sistema de alimentación con una mayor capacidad.

En primer lugar, es importante definir qué es una prueba significativa. Sabiendo de antemano que se tendrán que hacer múltiples pruebas fijando todas las variables del proceso de impresión menos una de ellas, e ir probando en qué afecta la variación de ésta al resultado final, se diseña el cilindro para que sea capaz de albergar la cantidad necesaria de material para imprimir un cilindro de diámetro (D) 50 cm y una altura (h) de 50 cm.

La forma del material extruido se estima como una forma cilíndrica, porque la matriz también es cilíndrica con un diámetro (d) de hasta 10 mm .De esta forma, el material necesario para una circunferencia es:

$$V_{circunferencia} = A_{boquilla} \cdot Perímetro = D \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \pi^2 \quad (4.1)$$

Para obtener una altura de ensayo de 50 cm, suponiendo de nuevo un diámetro de 1 cm del material extruido, resulta que el número de capas necesarias para el ensayo es 50. Por tanto la cantidad de material necesario es:

$$\begin{aligned} V_{depósito,1cm} &= 50 \cdot V_{circunferencia} = 50 \cdot D \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \pi^2 \\ &= 50 \cdot 0,5m \cdot \frac{(0,01m)^2}{4} \cdot \pi^2 = 0,0062m^3 \approx 6l \end{aligned} \quad (4.2)$$

Sin embargo, podría ser necesario hacer las capas más delgadas, para obtener una mayor superficie de contacto entre ellas y por lo tanto una mayor estabilidad de la pieza fabricada. Por lo tanto, si el alto de la capa se reduce a sólo 0,5 cm, el volumen necesario es:

$$V_{depósito,0,5cm} = V_{depósito,1cm} \cdot 2 = 12l \quad (4.3)$$

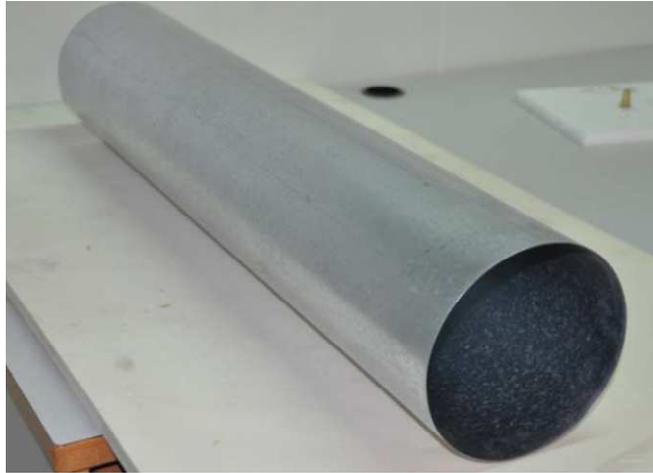
Este es el volumen mínimo necesario para fabricar la geometría planteada, pero sería aconsejable que el volumen fuera mayor, debido a que estas estimaciones se basan en la idealización de una capa perfecta y sin ninguna pérdida de material en la prueba. Por este motivo, se ha usado un cilindro ya disponible en el taller de 88 cm de alto y un diámetro de 17,5 cm. porque el cilindro cumple las necesidades y tiene una capacidad del orden del volumen buscado. El volumen del cilindro es:

$$V_{cilindro actual} = \left(\frac{0,175m}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 0,88m \approx 0,0212m^3 = 21,2l \quad (4.4)$$

Como el espacio interior del cilindro no puede ser usado en su totalidad debido a la existencia de un pistón en su interior, y habiendo considerado el diseño del pistón que se explica más adelante y se sabe que tiene un espesor de 48 mm, el volumen disponible en el cilindro es:

$$V_{útil} = 0,0212m^3 - \left(\frac{0,175m}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 0,048m = 0,0200m^3 = 20l \quad (4.5)$$

El cilindro disponible es de acero galvanizado, que posee capacidad suficiente para trabajar con las presiones estimadas y tiene la ventaja de que no le va a afectar la corrosión. El cilindro se puede ver en la Figura 4.6.



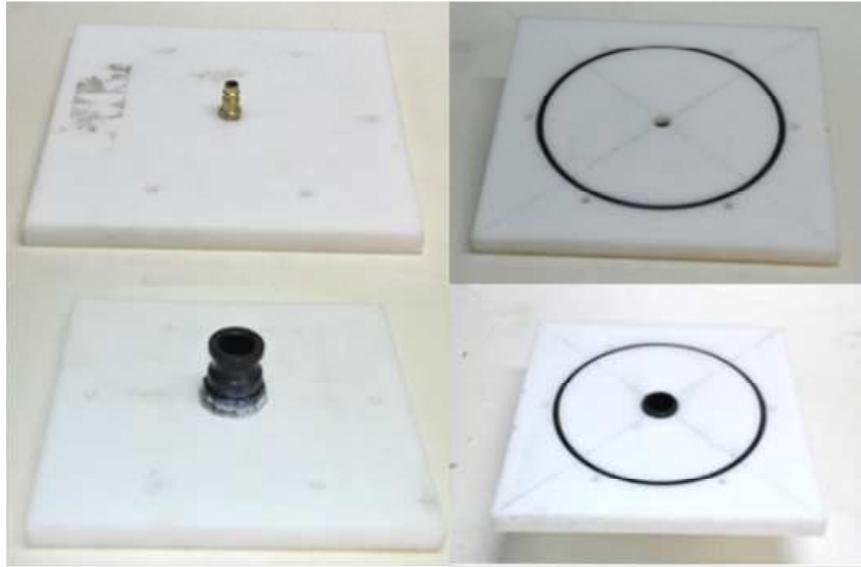
**Figura 4.6: Cilindro de acero galvanizado, de 175mm de diámetro y 88cm de longitud.**

## **4.2 Diseño de las Cubiertas**

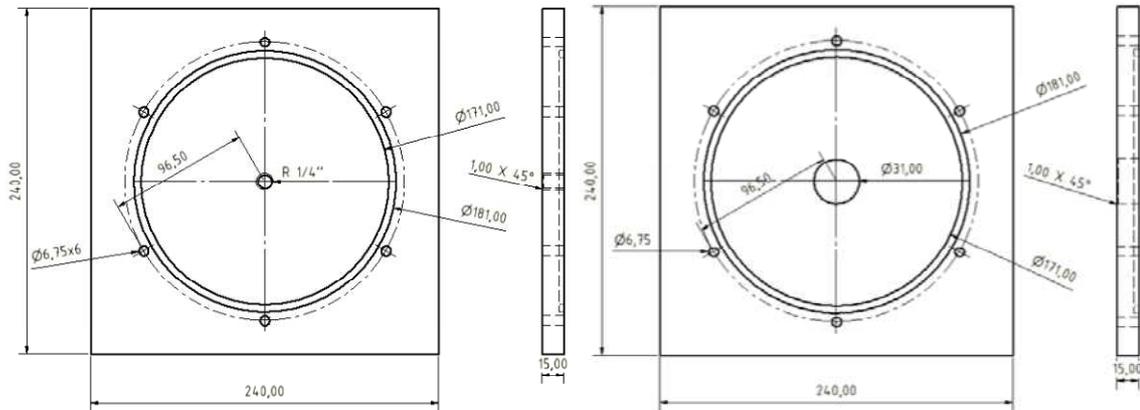
Las cubiertas son dos placas cuadradas, mecanizadas en poliacetal Delrin ® 500. Es un buen material para esta aplicación, ya que es económico y al mismo tiempo tiene un alto límite elástico. El espesor de las cubiertas es de 15mm. Para asegurar un correcto sellado de las cubiertas y para facilitar su posicionamiento, se han mecanizado ranuras en las caras interiores de las cubiertas. El sellado se pretende hacer con silicona, por lo tanto, las ranuras son relativamente anchas, para poder llenarlas con facilidad.

Además, a las cubiertas se les han mecanizado orificios para las varillas roscadas que las mantendrán fijas y presionadas contra el cilindro. Los agujeros para dichas varillas tienen un diámetro de 6.75mm, y están hechos cerca de la ranura de sellado de modo que las fuerzas aplicadas a partir de las varillas tengan un brazo de palanca lo menor posible. Ambas cubiertas tienen un agujero central, una de las cubiertas contiene el que servirá para la entrada del aire (a esta cubierta se le llamará cubierta superior) y la otra cubierta (la llamaremos cubierta inferior) tiene el orificio para la salida del material. El orificio de la cubierta superior tiene una rosca R1/4", mientras que el orificio de la cubierta inferior tiene una rosca R1". Las cubiertas con los accesorios ya montados se pueden ver en la Figura 4.7. En las imágenes, el sellado ya está hecho con una junta de goma. El sellado de las tapas y el cilindro se explica en el Capítulo 4.5.

Las dimensiones exactas de las cubiertas pueden verse en la Figura 4.8, y en el Capítulo 4.4.3 se muestran los cálculos de las cubiertas.



**Figura 4.7: Cubierta superior con la conexión de aire: Vista exterior (arriba izquierda), vista interior (arriba derecha). Cubierta inferior con la conexión para el material: Vista exterior (abajo izquierda), vista interior (abajo derecha).**



**Figura 4.8: Dibujos de las cubiertas con dimensiones: cubierta superior (izquierda) y cubierta inferior (derecha).**

Para asegurar que el conjunto es capaz de resistir la presión de aire aplicada, los componentes se han calculado por separado, mostrando los cálculos en los siguientes capítulos.

### 4.3 Cálculo de las Varillas Roscadas

Debido a que a la hora de montar las cubiertas, hay que apretar las tuercas de las varillas roscadas con una cierta precarga, es necesario calcular en primer lugar la carga que van a tener que soportar las varillas cuando el cilindro se encuentre presurizado. De este modo, dichos valores serán los tomados en cuenta en los cálculos del cilindro y las cubiertas.

Como se explica al comienzo del Capítulo 4, se utilizarán seis varillas roscadas para fijar las tapas. Como la varilla roscada y la tuerca son de la misma clase de calidad, para simplificar los cálculos consideraremos el conjunto varilla-tuerca como un perno de la misma clase de calidad.

#### 4.3.1 Predimensionado de las varillas roscadas

Para el predimensionado de las varillas roscadas, se ha seguido el método descrito en (VDI, 2003), que es una guía para el predimensionado de uniones atornilladas. El primer paso a seguir es calcular la carga operativa aplicada a las varillas roscadas.

Como se mencionó en el Capítulo 4, se ha partido de una presión máxima de 6 bares, y de un diámetro del cilindro de 0.175m, como se menciona en el Capítulo 4.1.

De esta manera la carga aplicada a las cubiertas es:

$$F_{cubiertas} = P \cdot A_i = 6 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \cdot \left(\frac{0,175m}{2}\right)^2 \cdot \pi = 14431,69N \quad (4.6)$$

Así, la carga aplicada a cada varilla es:

$$F_A = \frac{F_{cubiertas}}{6} = 2405.28N \quad (4.7)$$

El procedimiento descrito en (VDI, 2003), es únicamente aplicable cuando la unión atornillada no va a estar sometida a variaciones de temperatura durante su uso. En este caso, dicha condición se cumple, por lo que se puede aplicar este método para el predimensionado.

Para estimar el diámetro nominal se utiliza la tabla que viene a continuación:

**Tabla 4.1: Tabla para la estimación de diámetros de uniones atornilladas (VDI, 2003).**

Columna 1	Columna 2	Columna 3	Columna 4
Carga [N]	Diámetro Nominal en mm		
	Grado de Resistencia		
	12.9	10.9	8.8
1.600	3	3	3
2.500	3	3	4
4.000	4	4	5
6.300	4	5	6
10.000	5	6	8
16.000	6	8	10
25.000	8	10	12
40.000	10	12	14
63.000	12	14	16
100.000	16	18	20
160.000	20	22	24
250.000	24	27	30
400.000	30	33	36

En primer lugar, se ha seleccionado la carga inmediatamente superior a la calculada, por lo que si  $F = 2405.28\text{N}$ , la carga con la que se ha procedido es 2500N.

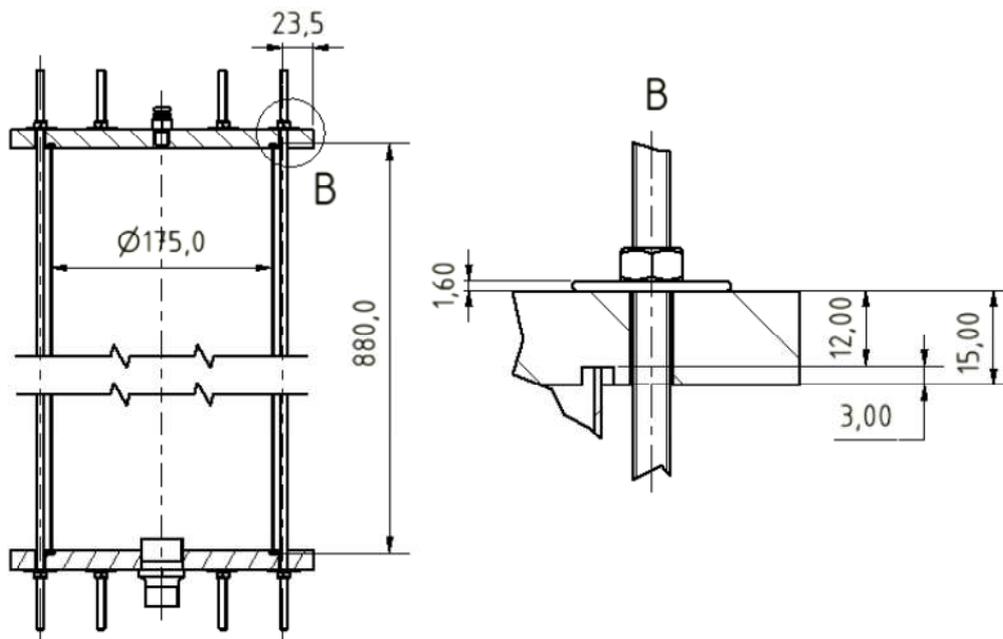
A continuación, debe considerarse el tipo de carga aplicada, ya que dependiendo del tipo carga, esta tiene que ser mayorada. En este caso, la carga aplicada es axial, dinámica y excéntrica. Axial porque no existen cargas transversales, dinámica porque la presión varía en función del caudal de material que se quiere en la boquilla de impresión. Además, la presión se aplica cuando se desea impulsar material, y cesa completamente cuando no se está empujando material a través de la manguera de suministro a la boquilla. Por último, es excéntrica porque la carga no se aplica directamente a las varillas roscadas, sino a las cubiertas, pero se ha supuesto que las cubiertas tienen la rigidez suficiente como para que al existir tan poca distancia entre la junta de sellado y las varillas roscadas, pueda despreciarse el efecto de la curvatura de éstas, pudiendo considerarse que la carga que actúa es concéntrica. Para axial, dinámica y suponiendo que la carga es concéntrica, la carga tiene que ser mayorada en un paso en la tabla. Tras la mayoración, el valor tomado es 4000N.

Finalmente, debe considerarse la forma en la que se aprietan las tuercas, siendo éste otro criterio de mayoración. Dependiendo del método de montaje de las tuercas se mayorará en mayor o menor medida la fuerza. Si las tuercas están montadas con una llave ajustable o una llave fija como es el caso, la carga tiene que ser incrementada en dos valores de la tabla. Por lo tanto el valor final de la fuerza es de 10.000N en la Columna 1.

El diámetro nominal se puede leer en las columnas 2-4, dependiendo del grado de resistencia del conjunto varilla-tuerca. Las varillas roscadas y las tuercas que se han utilizado tienen un grado de resistencia de 8.8. Así que el diámetro nominal de partida es de 8mm, siendo M8 la rosca de las varillas.

### 4.3.2 Cálculo de las varillas roscadas M8

Después de haber estimado el diámetro de las varillas roscadas necesarias, se han calculado los esfuerzos a los que están sometidas para obtener valores más precisos. Con estos resultados se puede decidir si dichas varillas roscadas tienen que ser de mayor diámetro para soportar la carga aplicada, o si incluso usando varillas roscadas de menor diámetro, podrían soportar la carga.



**Figura 3.9: Sección del depósito (izquierda), detalle (derecha).**

La Figura 4.9 muestra una vista de la sección del cilindro. Como la presión en el interior es de 6 bares, la carga que se aplica a cada varilla roscada es, tal como se ha calculado en el Capítulo 4.3.1,  $F = 2405.28N$ . La carga aplicada oscila debido a que la presión aplicada no es constante. Así la carga operativa máxima se da si se aplica la presión máxima de 6 bares, siendo:

$$F = F_M = 2405.28N \quad (4.8)$$

La carga operativa mínima aplicada se da cuando el depósito no está presurizado. En dicha situación, la presión es de 0 bares, de tal modo que la carga operativa es igual a cero:

$$F_m = 0N \quad (4.9)$$

Teniendo ya las cargas operativas, se ha calculado  $F_{\text{precarga}}$ . La precarga es la carga a la que se somete la varilla antes de que se aplique presión al interior del cilindro, es decir, la fuerza que actúa en ellas para mantenerlas en su posición cuando el cilindro no está presurizado. Se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$F_{\text{precarga}} = F_{\text{abrazadera}} + (1 - \phi) \cdot F_M \quad (4.10)$$

Donde:

$F_{\text{abrazadera}}$ : Carga necesaria en la abrazadera.

$\phi$ : Factor de corrección de carga.

La carga necesaria en la abrazadera es igual a 0 porque no hay cargas transversales, de hecho, no hay abrazadera alguna en las varillas roscadas. Por lo tanto:

$$F_{\text{precarga}} = (1 - \phi) \cdot F_M \quad (4.11)$$

De acuerdo con (VDI, 2003), el factor de corrección de carga es un factor que se define a partir de la relación entre la rigidez de la parte intermedia de la varilla  $C_p$  y la rigidez de la parte de la varilla roscada a la cual se aplica el esfuerzo  $C_s$ , a lo que llamaremos cabeza de la varilla, y consiste en:

$$\phi = \frac{c_s}{c_p + c_s} \quad (4.12)$$

Donde:

$C_s$ : rigidez de la cabeza de la varilla.

$C_p$ : rigidez la parte intermedia de la varilla.

A partir de este punto, para calcular el factor de corrección de carga, se sigue el procedimiento propuesto en el método de (VDI, 2003), el cual está basado en que el factor de corrección de carga se puede calcular a partir de las rigideces, como se ha mostrado, o a partir de las deformaciones unitarias (deformación en función del esfuerzo aplicado) recíprocas de sus elementos, es decir:

$$\phi = \frac{c_s}{c_p + c_s} = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} \quad (4.13)$$

Donde:

$\delta_s$ : Deformación unitaria de la cabeza de la varilla.

$\delta_p$ : Deformación unitaria de la parte intermedia de la varilla.

El concepto de deformación por unidad de carga empleado, no es más que una herramienta que se usa para saber cuánto se deforma un elemento al ser sometido a un esfuerzo axial. De este modo, dicha deformación unitaria se expresa en  $mm/N$ , reflejando así la cantidad de mm en que varía su longitud por cada unidad de carga (N).

En primer lugar se han calculado las deformaciones unitarias, para posteriormente calcularse el factor de corrección de carga, y con éste la precarga.

La deformación unitaria de la parte de la cabeza de la varilla viene dada por:

$$\delta_{sgeneral} = \delta_H + \delta_{un} + \delta_M + \delta_{th} \quad (4.14)$$

Subíndices:

H: Tornillos de cabeza.

un: Vástago sin roscar.

M: Tuerca.

th: Rosca libre .

En este caso hay dos tuercas, pero como no se considera una “cabeza de tornillo”,  $\delta_H = 0$ .  $\delta_{un} = 0$  también porque las varillas roscadas están roscadas a lo largo de toda su longitud, quedando:

$$\delta_s = 2 \cdot \delta_M + \delta_{th} \quad (4.15)$$

Como de forma general, la deformación unitaria viene dada por:

$$\delta = \frac{1}{c} = \frac{l_i}{E \cdot A_i} \quad (4.16)$$

Donde:

$l$ : Longitud.

$E$ : Módulo de Young.

$A$ : Sección transversal.

Se calcula primeramente  $\delta_{th}$ , para lo cual se ha usado:

$$\delta_{th} = \frac{l_{th}}{E \cdot A_S} \quad (4.17)$$

$A_S$  es la sección transversal de la parte de rosca de la varilla. Se calcula con:

$$A_S = \frac{\pi \cdot d_S^2}{4} = \frac{\pi \cdot (d_2 + d_3)^2}{16} ; d_S = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (4.18)$$

Donde  $d_2$  es el diámetro exterior de la rosca y  $d_3$  es el diámetro interior de la rosca. Ambos diámetros se han calculado con:

$$d_2 = d - 0.650 \cdot P \quad (4.19)$$

$$d_3 = d - 1.227 \cdot P \quad (4.20)$$

Así:

$$A_S = \frac{\pi \cdot (d - 0.650 \cdot P + d - 1.227 \cdot P)^2}{16} \quad (4.21)$$

En la Ecuación (4.21),  $P$  es el paso de la rosca. Las varillas roscadas tienen una rosca métrica regular. De esta manera, para una rosca M8, con  $d = 8 \text{ mm}$  y  $P = 1,25$ , tenemos:

$$A_S = \frac{\pi \cdot (8\text{mm} - 0.650 \cdot 1.25\text{mm} + 8\text{mm} - 1.227 \cdot 1.25\text{mm})^2}{16} = 36.60\text{mm}^2 \quad (4.22)$$

Las tuercas y las varillas roscadas están hechas de acero:

$$E_M = E_{th} = 210000 \text{ N/mm}^2 \quad (4.23)$$

La longitud de la rosca libre, como indica la Figura 4.9 es:

$$\begin{aligned} l_{th} &= l_C + 2 \cdot (l_C - l_S) + 2 \cdot l_W \\ &= 880\text{mm} + 2 \cdot 12\text{mm} + 2 \cdot 1.6\text{mm} = 907.2\text{mm} \end{aligned} \quad (4.24)$$

Subíndices:

C: Cilindro.

c: Cubierta.

S: Hueco de la cubierta.

W: Arandela.

Para el cálculo de  $l_M$ , se ha usado la relación entre la altura de la tuerca y la longitud de la rosca:

$$l_M = 0.4 \cdot d \quad \text{para} \quad \frac{m}{d} = 0.8 \quad m = \text{altura de la tuerca} \quad (4.25)$$

Así:

$$l_M = 0.4 \cdot d = 0.4 \cdot 8mm = 3.2mm \quad (4.26)$$

$A_M$  es la sección transversal de la tuerca, calculada con el diámetro nominal al igual que se ha hecho con la de las varillas roscadas, con ello:

$$\begin{aligned} \delta_s &= 2 \cdot \delta_M + \delta_{th} = \frac{2 \cdot l_M}{E_M \cdot A_M} + \frac{l_{th}}{E_{th} \cdot A_S} \\ &= \frac{2 \cdot 3.2mm}{210000 N/mm^2 \cdot \left(\frac{8mm}{2}\right)^2 \cdot \pi} + \frac{907.2mm}{210000 N/mm^2 \cdot 36.60mm^2} \\ &= 1.186 \cdot 10^{-4} mm/N \end{aligned} \quad (4.27)$$

La deformación unitaria de la parte intermedia de la varilla roscada, depende de la sección de ésta. Como trabaja a compresión, su deformación hará que presente forma de “barril”. Para simplificar el cálculo, se ha definido la superficie de la varilla como una envuelta tubular. La deformación unitaria se ha calculado, una vez más, con la fórmula:

$$\delta = \frac{1}{c_p} = \frac{l}{E_p \cdot A_{tub}} \quad (4.28)$$

Para el área equivalente que se debe emplear en los cálculos de la parte de la rosca de la varilla, se distinguen tres casos contemplados a continuación:

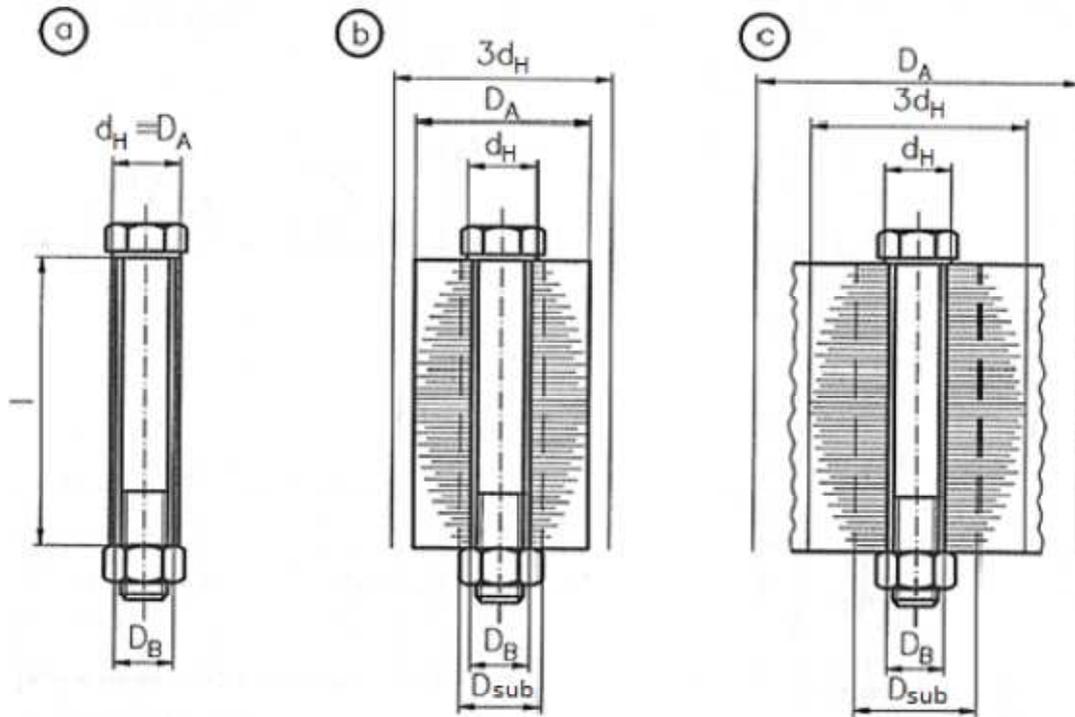


Imagen	Condición	Material	Área equivalente transversal
A	$d_H \geq D_A$	Todos los materiales	$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_A^2 - D_B^2)$
B	$d_H < D_A \leq 3 d_H$ $l \leq 8 d$	Todos los materiales	$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - D_B^2) + \frac{\pi}{8} \left( \frac{D_A}{d_H} - 1 \right) \left( \frac{d_H \cdot l}{5} + \frac{l^2}{100} \right)$
C	$D_A > 3 d_H$ $l \leq 8 d$	Acero	$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \left[ \left( d_H + \frac{l}{10} \right)^2 - D_B^2 \right]$
		Hierro fundido gris	$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \left[ \left( d_H + \frac{l}{8} \right)^2 - D_B^2 \right]$
		AL-aleación	$A_{eq} = \frac{\pi}{4} \left[ \left( d_H + \frac{l}{6} \right)^2 - D_B^2 \right]$

**Figura 4.10: Distinción de casos para la selección de la sección equivalente (VDI, 2003).**

En la Figura 4.10,  $D_A$  significa el diámetro de la parte intermedia de la varilla,  $D_B$  para el diámetro del agujero de la cubierta y  $d_H$  para el diámetro de la cabeza de las tuercas.

Hay tres partes en la zona intermedia de la varilla, la parte del cilindro, la parte de las arandelas y la parte de las tapas. Por lo tanto la deformación unitaria total de la parte de la rosca es:

$$\delta_p = 2 \cdot \delta_{pc} + 2 \cdot \delta_{pw} + \delta_{pc} \quad (4.29)$$

Subíndices:

c: Cubiertas.

W: Arandela.

C: Cilindro.

Para el cálculo del área equivalente para las arandelas se ha hecho uso de que tratándose de arandelas DIN 125 Form A, se sabe que:

$$D_{Aw} = 16mm; D_{Bw} = 8.4mm; l_w = h = 1.6mm$$

Para las tuercas EN 24032 usadas,  $d_H = 13mm$  pues se trata de tuercas con métrica M8, esto es:

$$d_H < D_{Aw} \leq 3 d_H; l_w \leq 8 d \quad (4.30)$$

Y por lo tanto, el caso que se ha aplicado es el caso B:

$$\begin{aligned} A_{eq,w} &= \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - D_{Bw}^2) + \frac{\pi}{8} \left( \frac{D_{Aw}}{d_H} - 1 \right) \left( \frac{d_H \cdot l_w}{5} + \frac{l_w^2}{100} \right) \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot ((13mm)^2 - (8.4mm)^2) + \frac{\pi}{8} \left( \frac{16mm}{13mm} - 1 \right) \left( \frac{13mm \cdot 1.6mm}{5} + \frac{(1.6mm)^2}{100} \right) \quad (4.31) \\ &= 77.69 mm^2 \end{aligned}$$

Más adelante se ha de calcular la deformación unitaria de la parte de las cubiertas, por lo que resulta conveniente calcular ahora el área equivalente de la zona de las cubiertas  $A_{eq,c}$ . La menor distancia hasta el borde es de 23,5 mm (véase la Figura 4.9 izquierda). De esta forma  $D_{Ac} = 47mm$ . Por tanto:

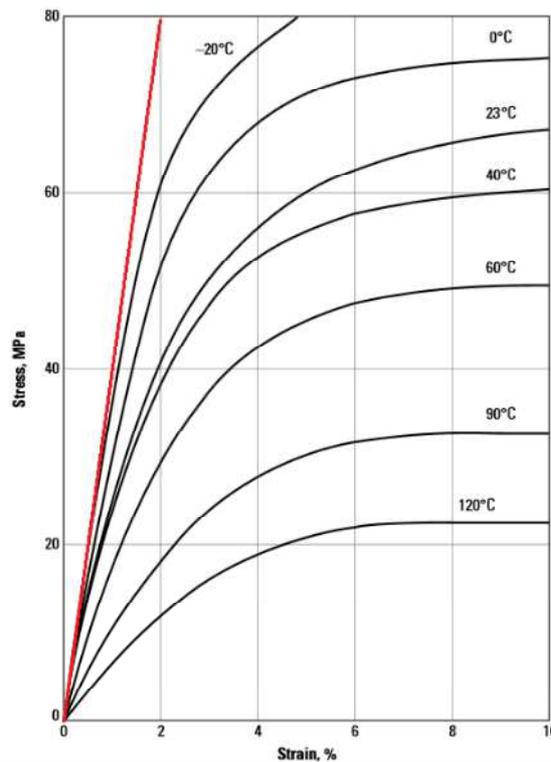
$$D_{Ac} > 3 d_H; l_c \leq 8 d \quad (4.32)$$

Como se observa, en esta ocasión se trata del caso C. Para un fácil montaje, se han hecho los orificios de las cubiertas con un diámetro de  $D_{Bc} = 8,75$ . En el caso C sólo hay fórmulas para tres materiales: acero, fundición gris y AL-aleación. Para estimar  $A_{eq}$  con la mayor precisión posible se ha toma la fórmula para AL-aleación, porque esta es la opción que más se asemeja a nuestro material.

$$A_{eq,c} = \frac{\pi}{4} \left[ \left( d_H + \frac{l_c}{6} \right)^2 - D_{Bc}^2 \right] = \frac{\pi}{4} \left[ \left( 13mm + \frac{12mm}{6} \right)^2 - 8.75^2 mm^2 \right] \quad (4.33)$$

$$= 116.58 mm^2$$

Como las cubiertas son de Delrin ® 500, el módulo de Young se puede obtener de la Figura 4.11, al no considerarse cambios de temperatura, se ha empleado para los cálculos una temperatura ambiente de 23 ° C. Además las cubiertas trabajan bajo los esfuerzos que provoca la presión de 6 bares y la carga aplicada a las varillas roscadas. Obviamente, la carga total aplicada a las varillas roscadas no se ha calculado todavía. Se ha supuesto que es del mismo orden de magnitud que la carga transmitida a las cubiertas por efecto de la presión. De ahí, la tensión resulta:



**Figura 4.11: Tensión vs. Deformación para el DELRIN® 500 a varias temperaturas (velocidad de deformación 5 mm/min) (DuPont, 2014), p.17.**

$$\sigma_{total} = 2 \cdot 6 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} = 1.2 MPa \quad (4.34)$$

Con esta tensión se puede obtener el módulo de Young de la Figura 4.11, que es la pendiente de la línea a 23°C con una tensión de 1.2MPa (ver recta roja), esto es:

$$E_D = \frac{\text{Tensión}}{\text{Deformación}} = \frac{80MPa}{2\%} = 4000 N/mm^2 \quad (4.35)$$

Como se puede ver en la Figura 4.11, la pendiente no varía mucho de cero a aproximadamente 10 MPa. Por lo tanto, es una buena aproximación tomar  $E_D = 4000N/mm^2$ , porque es válido incluso cuando la tensión aplicada a la cubierta es mayor a la supuesta. Como se observa en la imagen, en esta zona, las líneas de 0 ° C a 40 ° C están muy cerca la una de la otra, por lo que se podría simplificar diciendo que el módulo de Young que se ha estimado no sólo es válido para 23 ° C, sino para todo el intervalo de temperaturas de 0 ° C a 40 ° C.

La arandela está hecha de acero, por lo que:

$$E_W = 210000 N/mm^2 \quad (4.36)$$

Por lo tanto, calculando  $\delta_p$  con las ecuaciones(4.28), (4.29), (4.31), (4.33), (4.35)y (4.36):

$$\begin{aligned} \delta_p &= 2 \cdot \delta_{pc} + 2 \cdot \delta_{pw} + \delta_{pc} \\ &= \frac{2 \cdot 12mm}{116.58mm^2 \cdot 4000 N/mm^2} + \frac{2 \cdot 1.6mm}{77.69mm^2 \cdot 210000 N/mm^2} + \delta_{pc} \\ &= 5.166 \cdot 10^{-5} mm/N + \delta_{pc} \end{aligned} \quad (4.37)$$

Como las varillas roscadas no discurren por el interior de la pared del cilindro, sino que están a cierta distancia de la pared del cilindro, no se pueden calcular como el resto de la varilla como se ve en la Figura 4.10. Por ello, si se supone que toda la deformación debida al esfuerzo de tracción o compresión la sufrirá la parte de la varilla correspondiente a la cabeza, permaneciendo el resto sin deformarse, se estará del lado de la seguridad. Por lo que, suponiendo  $\delta_{pc} = 0$ , se prosigue con los cálculos para que, una vez finalizados, se pueda estimar si la suposición puede ser validada o no.

Con dicha suposición de que  $\delta_{pc} = 0$ , de la ecuación anterior queda:

$$\begin{aligned} \delta_p &= 2 \cdot \delta_{pc} + 2 \cdot \delta_{pw} + \delta_{pc} \\ &= 2 \cdot \delta_{pc} + 2 \cdot \delta_{pw} + 0 = 5.166 \cdot 10^{-5} mm/N \end{aligned} \quad (4.38)$$

Pudiendo ahora calcular el factor de corrección de carga:

$$\phi = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} = \frac{5.166 \cdot 10^{-5} \text{ mm/N}}{1.186 \cdot 10^{-4} \text{ mm/N} + 5.166 \cdot 10^{-5} \text{ mm/N}} = 0.303 \quad (4.39)$$

Ahora ya se puede calcular la fuerza de precarga necesaria con:

$$F_{precarga} = (1 - \phi) \cdot F_M = (1 - 0.303) \cdot 2405.28 \text{ N} = 1676.48 \text{ N} \quad (4.40)$$

Una vez sabida la  $F_{precarga}$ , se pasa a calcular la precarga mínima de montaje, sabiendo que:

$$F_{M \text{ min}} \geq F_{pre \text{ need}} + F_Z \quad (4.41)$$

Donde  $F_Z$  es la pérdida de precarga que se produce por el asentamiento de las tuercas cuando la presión interior del cilindro empuja hacia afuera a las cubiertas.  $F_Z$  se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$F_Z = \frac{\phi}{\delta_p} \cdot f_Z \quad (4.42)$$

Donde  $f_Z$  representa la cantidad de asentamiento, además, se sabe que:

$$f_Z = \sum f_{ZF} \quad (4.43)$$

Donde  $f_{ZF}$ , define el asentamiento en los distintos elementos, que puede obtenerse de:

**Tabla 4.2: Valores de  $f_{ZF}$  para el aflojamiento en conexiones con tornillos (VDI, 2003).**

Promedio de rugosidad Rz según DIN 4768	Tipo de carga	Pauta para $f_{ZF}$ en $\mu\text{m}$		
		En la rosca	Por cabeza de tornillo o base de tuerca	Por espacio interior
<10 $\mu\text{m}$	Tensión/compresión	3	2.5	1.5
	De cizalladura	3	3	2
10 $\mu\text{m}$ a < 40 $\mu\text{m}$	Tensión/compresión	3	3	2
	De cizalladura	3	4.5	2.5
40 $\mu\text{m}$ a < 160 $\mu\text{m}$	Tensión/compresión	3	4	3
	De cizalladura	3	6.5	3.5

En este caso se desconoce la rugosidad, por ello, con tal de poder proseguir con los cálculos, y estando de nuevo del lado de la seguridad, se emplea el valor más alto para los cálculos. Como hay dos roscas, una por tuerca, dos espacios entre las cubiertas y las arandelas y dos espacios entre las arandelas y las tuercas, se tiene que:

$$\begin{aligned} f_Z &= 2 \cdot f_{th} + 2 \cdot f_{cW} + 2 \cdot f_{WN} \\ &= 2 \cdot 3\mu\text{m} + 2 \cdot 3.5\mu\text{m} + 2 \cdot 6.5\mu\text{m} = 26\mu\text{m} \end{aligned} \quad (4.44)$$

De este modo,  $F_Z$  resulta:

$$F_Z = \frac{\phi}{\delta_p} \cdot f_Z = \frac{0.303}{5.166 \cdot 10^{-5} \text{ mm/N}} \cdot 0.026 \text{ mm} = 152.50 \text{ N} \quad (4.45)$$

Pudiéndose calcular ya  $F_{Mmin}$  como:

$$F_{Mmin} \geq F_{preneed} + F_Z = 1676.48 \text{ N} + 152.50 \text{ N} = 1828.98 \text{ N} \quad (4.46)$$

Dependiendo del método de montaje, la precarga de ensamblado puede verse afectada sufriendo grandes variaciones. Dichas variaciones se tienen en cuenta con el factor de apriete  $\alpha$ :

$$\alpha_A = \frac{F_{Mmax}}{F_{Mmin}} \Rightarrow F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin} \quad (4.47)$$

Como se desconoce  $\alpha_A$ , se consulta la tabla A8 de (VDI, 2003), en la que se indica que para el montaje con una llave ajustable, dicho factor es  $\alpha = 2.5$ . Por tanto:

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin} = 2.5 \cdot 1828.98 \text{ N} = 4572.45 \text{ N} \quad (4.48)$$

Como se ha dicho al principio del planteamiento, al aplicar la carga en la varilla, la carga operativa que realmente se aplica, es:

$$F_{SA} = \phi \cdot F_M = 0.303 \cdot 2405.28 \text{ N} = 728.80 \text{ N} \quad (4.49)$$

La carga máxima  $F_{Smax}$  en la varilla roscada puede calcularse entonces con:

$$F_{Smax} = F_{Mmax} + F_{SA} = 4572.45 \text{ N} + 728.80 \text{ N} = 5301.25 \text{ N} \quad (4.50)$$

Dichos 5301.25N, es la carga total que ha de resistir cada una de las varillas roscadas. Por lo tanto, si todas las varillas están soportando esa carga máxima total, todas juntas aplican:

$$F_{S \max total} = 6 \cdot F_{S \max} = 6 \cdot 5301.25N = 31807.5N \quad (4.51)$$

Como se ha simplificado el esquema, suponiéndose que debido a que la distancia de los agujeros a la junta de las cubiertas es prácticamente despreciable debido a la alta rigidez de las cubiertas, se puede suponer que esta carga se aplica a la misma superficie a la cual está aplicada la presión interior del cilindro, por tanto, la tensión en las cubiertas es:

$$\sigma_{th} = \frac{31807.5N}{\left(\frac{0.175m}{2}\right)^2 \cdot \pi} = 1322402.18 \frac{N}{m^2} = 1.3MPa \quad (4.52)$$

Con esto, la tensión total a la que se someten las cubiertas es de:

$$\sigma_{total} = 6 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} + 1.3MPa = 1.9MPa \quad (4.53)$$

Por lo tanto, se concluye observando que la suposición para el cálculo del módulo de Young del DELRIN ® 500 es válido.

### 4.3.3 Comprobación de la Resistencia de las Varillas Roscadas M8

Como se sabe, el depósito no va a estar siempre presurizado, sino que va a estar sometido a repetidas presurizaciones y despresurizaciones durante los procesos de impresión, montaje y desmontaje para su uso y llenado. Es por esto que las varillas roscadas van a estar sometidas a ciclos de funcionamiento, que van a consistir en ciclos de carga máxima y carga de ensamblado de forma repetitiva. Por ello, se debe asegurar que son capaces de resistir ambas situaciones sin colapsar.

Como se ha comentado, habrá dos estados, debiéndose calcular el factor de seguridad en ambos, y ver que cumple unas condiciones mínimas para un funcionamiento seguro.

#### Carga estática

El primer paso consiste, en calcular la carga estática, pero no se debe olvidar que durante el montaje, las varillas roscadas, además de un esfuerzo axial de compresión debido al trabajo de sujetar las cubiertas en su posición, también se ven sometidas a un esfuerzo de torsión durante el apriete de las tuercas.

Por lo tanto, la tensión combinada viene dada por:

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 (0.5 \cdot \tau_t)^2} \leq R_{p0.2} \quad (4.54)$$

$$\sigma_z = \frac{F_{Smax}}{A_S} = \frac{5301.25N}{36.60mm^2} = 114.84 \frac{N}{mm^2} \quad (4.55)$$

$$\tau_t = \frac{T_{Mmax}}{W_S} ; T_{Mmax} = F_{Mmax} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') \quad (4.56)$$

Donde:

$\alpha$ : Ángulo del flanco de la rosca.

$\rho'$ : ángulo de fricción para  $\mu_G$ .

$W_S$ : Módulo resistente de la sección transversal de la rosca.

El ángulo del flanco de la rosca se puede calcular con:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{P \cdot n}{\pi \cdot d_2}\right) \quad (4.57)$$

En la fórmula anterior, P es el paso de la rosca, que se puede obtener de la Tabla 5.21 de (Jacobs, 2011) p.255, y es de 1.25mm. N es el número de hilos de la rosca, que en este caso como es una rosca simple, N=1. El valor de  $d_2$  se puede calcular con:

$$d_2 = d - 0.650 \cdot P \quad (4.58)$$

Por tanto:

$$\begin{aligned} \alpha &= \arctan\left(\frac{P \cdot n}{\pi \cdot d_2}\right) \\ &= \arctan\left(\frac{1.25mm \cdot 1}{\pi \cdot (8mm - 0.650 \cdot 1.25mm)}\right) = 3.169^\circ \end{aligned} \quad (4.59)$$

Por otro lado,  $\rho'$  se calcula con:

$$\rho' = \arctan\left(\frac{\mu_G}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right) \quad (4.60)$$

Acudiendo a la Tabla A5 en (VDI, 2003), se obtiene el valor de  $\mu_G$ , que es 0.24 porque es una rosca normalizada, por lo que también se sabe que  $\beta = 60^\circ$  para todas las roscas métricas ISO. Entonces:

$$\rho' = \arctan\left(\frac{\mu_G}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right) = \arctan\left(\frac{0.24}{\cos\left(\frac{60^\circ}{2}\right)}\right) = 15.49^\circ \quad (4.61)$$

Y de ahí:

$$\begin{aligned} T_{Mmax} &= F_{Mmax} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') \\ &= 4572.45N \cdot \frac{8mm - 0.650 \cdot 1.25mm}{2} \cdot \tan(3.169^\circ + 15.49^\circ) = 5548.90 Nmm \end{aligned} \quad (4.62)$$

Se calcula  $W_s$  como:

$$\begin{aligned} W_s &= \frac{\pi \cdot d_s^3}{16} = \frac{\pi}{16} \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^3 = \frac{\pi}{16} \left(\frac{d - 0.650 \cdot P + d - 1.227 \cdot P}{2}\right)^3 \\ &= \frac{\pi}{16} \left(\frac{8mm - 0.650 \cdot 1.25mm + 8mm - 1.227 \cdot 1.25mm}{2}\right)^3 = 62.47mm^3 \end{aligned} \quad (4.63)$$

Pudiéndose calcular:

$$\tau_t = \frac{T_{Mmax}}{W_s} = \frac{5548.90Nmm}{62.47mm^3} = 88.83 \frac{N}{mm^2} \quad (4.64)$$

El valor de  $R_{p0.2}$  se obtiene a partir de la información de las varillas roscadas, siendo su grado de resistencia 8,8. Por lo que:

$$R_{p0.2} = \text{primer número} \cdot \text{segundo número} \cdot 10 = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \frac{N}{mm^2} \quad (4.65)$$

Finalmente, el factor de seguridad es:

$$S_{estático} = \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{es}} = \frac{640 \frac{N}{mm^2}}{138.23 \frac{N}{mm^2}} = 4.6 \quad (4.66)$$

### Carga dinámica

Se calcula ahora la carga dinámica:

$$\sigma_a = \frac{F_{TAa}}{A_S} \leq \sigma_A = 0,85 \left( \frac{150}{d} + 45 \right) \quad (4.67)$$

Donde:

$\sigma_a$ : Tensión alterna continua que actúa sobre la varilla.

$\sigma_A$ : Máxima tensión permitida.

Y por otro lado:

$$F_{TAa} = \pm \phi \cdot \frac{F_M - F_m}{2} \quad (4.68)$$

$F_{TAa}$ : Carga alterna continua adicional.

Por lo tanto, aplicando los valores numéricos:

$$\sigma_a \leq \sigma_A \quad (4.69)$$

$$\sigma_a = \frac{0,303 \cdot \frac{2405,28N - 0N}{2}}{36,60mm^2} = 9,96 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_A = 0,85 \left( \frac{150}{8} + 45 \right) = 54,19 \frac{N}{mm^2}$$

Con lo que, el factor de seguridad es:

$$S_d = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{54,19}{9,96} = 5,44 \quad (4.70)$$

Como conclusión, se observa que ambos factores de seguridad son mayores que 1. Esto significa que las varillas roscadas soportarán la carga aplicada sin problemas. Como se comprueba que los factores de seguridad son relativamente altos, se puede reducir el diámetro de las varillas roscadas y que éstas sigan soportando los esfuerzos requeridos. Para ello, se analizará la viabilidad del uso de varillas roscadas M6, repitiendo el proceso de cálculo empleado con las varillas roscadas M8.

#### 4.3.4 Cálculo de las Varillas Roscadas M6

Para los cálculos de las nuevas varillas, se procederá de la misma forma que con las varillas roscadas M8, pero en este caso, el diámetro empleado es de 6mm. Durante los cálculos, se empleará la misma notación que en los apartados anteriores, no obstante, los valores numéricos variarán en algunos casos, aunque no en otros.

$$F_A = F_M = 2405.28N \quad (4.71)$$

Como ocurría antes:

$$F_{precarga} = F_{abrazadera} + (1 - \phi) \cdot F_M = (1 - \phi) \cdot F_M \quad (4.72)$$

Al igual que antes,  $F_{abrazadera} = 0$ .

$$\begin{aligned} A_S &= \frac{\pi \cdot (d - 0.650 \cdot P + d - 1.227 \cdot P)^2}{16} \\ &= \frac{\pi \cdot (6mm - 0.650 \cdot 1mm + 6mm - 1.227 \cdot 1mm)^2}{16} = 20.12mm^2 \end{aligned} \quad (4.73)$$

Como  $P=1mm$ , y las tuercas siguen cumpliendo  $m/d = 0.8$ , queda:

$$l_M = 0.4 \cdot d = 0.4 \cdot 6mm = 2.4mm \quad (4.74)$$

Así mismo,  $l_{th}$  tampoco varía, por lo que:

$$\begin{aligned} l_{th} &= l_C + 2 \cdot (l_C - l_S) + 2 \cdot l_W \\ &= 880mm + 2 \cdot 12mm + 2 \cdot 1.6mm = 907.2mm \end{aligned} \quad (4.75)$$

Y una vez más, es válido:

$$E_M = E_{th} = 210000 N/mm^2 \quad (4.76)$$

Aplicando la ecuación (4.27) con los nuevos valores numéricos:

$$\begin{aligned}\delta_s &= \frac{2 \cdot l_M}{E_M \cdot A_{th}} + \frac{l_{th}}{E_{th} \cdot A_S} \\ &= \frac{2 \cdot 2.4mm}{210000 N/mm^2 \cdot \left(\frac{6mm}{2}\right)^2 \cdot \pi} + \frac{907.2 mm}{210000 N/mm^2 \cdot 20.12mm^2} \\ &= 2.15 \cdot 10^{-4} \frac{mm}{N}\end{aligned}\quad (4.77)$$

Como al cambiar las varillas, también se modifican las arandelas:

$$D_{Aw} = 25mm, D_{Bw} = 6.4mm, l_w = 1.6mm \quad (4.78)$$

El tamaño necesario de llave para la tuerca EN 24032 es:

$$d_H = 10mm \quad (4.79)$$

$$d_H < D_A < 3 \cdot d_H \quad (4.80)$$

$$l_w \leq 8 d \quad (4.81)$$

Así pues, el caso a aplicar es el B de la Figura 4.10:

$$\begin{aligned}A_{eq,w} &= \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - D_{Bw}^2) + \frac{\pi}{8} \left( \frac{D_{Aw}}{d_H} - 1 \right) \left( \frac{d_H \cdot l_w}{5} + \frac{l_w^2}{100} \right) \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot ((10mm)^2 - (6.4mm)^2) + \frac{\pi}{8} \left( \frac{25mm}{10mm} - 1 \right) \left( \frac{10mm \cdot 1.6mm}{5} + \frac{(1.6mm)^2}{100} \right) \\ &= 48.27mm^2\end{aligned}\quad (4.82)$$

Y para los agujeros de la cubierta, los datos de partida son:

$$D_{Ac} = 47mm; D_{Bc} = 6.75mm; l_c = 12mm \quad (4.83)$$

$$D_A > 3d_H; l_c < 8d \quad (4.84)$$

Aplicando ahora el caso C de la Figura 4.10 para aleaciones de Aluminio como ya se explicó:

$$A_{eq,c} = \frac{\pi}{4} \left[ \left( d_H + \frac{l_c}{6} \right)^2 - D_{Bc}^2 \right] = \frac{\pi}{4} \left[ \left( 10mm + \frac{12mm}{6} \right)^2 - (6.75mm)^2 \right] \quad (4.85)$$

$$= 77.31mm^2$$

Análogamente,  $\delta_{pc} = 0$  como ya se comentó, de este modo, se acude a la ecuación (4.37) con los nuevos valores numéricos y se tiene:

$$\delta_p = 2 \cdot \delta_{pc} + 2 \cdot \delta_{pw}$$

$$= \frac{2 \cdot 12mm}{77.31mm^2 \cdot 4000 N/mm^2} + \frac{2 \cdot 1.6mm}{48.27mm^2 \cdot 210000 N/mm^2} \quad (4.86)$$

$$= 7.79 \cdot 10^{-5} \frac{mm}{N}$$

Y aplicando de nuevo la ecuación (4.13):

$$\phi = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} = \frac{7.79 \cdot 10^{-5} \frac{mm}{N}}{2.15 \cdot 10^{-4} \frac{mm}{N} + 7.79 \cdot 10^{-5} \frac{mm}{N}} = 0.266 \quad (4.87)$$

Se acude ahora a la ecuación (4.72):

$$F_{precarga} = (1 - \phi) \cdot F_M$$

$$= (1 - 0.266) \cdot 2405.28N = 1765.48N \quad (4.88)$$

Se calcula de la misma manera  $F_Z$  sabiendo que  $f_Z$  se mantiene constante:

$$F_Z = \frac{\phi}{\delta_p} \cdot f_Z = \frac{0.266}{7.79 \cdot 10^{-5} \frac{mm}{N}} \cdot 0.026mm = 88.78N \quad (4.89)$$

En este caso, la precarga mínima de montaje es:

$$F_{M \min} \geq F_{precarga} + F_Z$$

$$= 1765.48N + 88.78N = 1854.26N \quad (4.90)$$

Y la precarga máxima de montaje cuando el apriete se realiza mediante una llave fija o una llave ajustable:

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} = 2.5 \cdot 1854.26N = 4635.65N \quad (4.91)$$

Ahora,  $F_{TE}$  es:

$$F_{TE} = \phi \cdot F_M = 0.266 \cdot 2405.28N = 639.80N \quad (4.92)$$

La carga máxima de montaje que se aplicaría ahora a las varillas roscadas, es:

$$F_{Tmax} = F_{M \max} + F_{TE} = 4635.65N + 639.80N = 5275.45N \quad (4.93)$$

Y finalmente, la máxima tensión aplicada a las cubiertas, es:

$$\sigma_{total} = 6 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} + 6 \cdot \frac{5275.45N}{\left(\frac{0.175m}{2}\right)^2 \cdot \pi} = 1.9MPa \quad (4.94)$$

Una vez más, se observa que el Módulo de Young del DELRIN<sup>®</sup>500 es válido. Se aprecia también que la carga máxima aplicada a las varillas roscadas en el caso de M8 y M6, varía tan solo en 25.8N, por lo que la tensión total en las cubiertas es prácticamente la misma.

### 4.3.5 Comprobación de la Resistencia de las Varillas Roscadas M6

Ahora se procederá al cálculo de la resistencia de las varillas roscadas M6, de forma análoga a las varillas roscadas M8.

#### Carga estática

Al igual que antes, primeramente se comprueba el factor de seguridad en el caso de carga estática, para lo cual sigue siendo cierto que:

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_Z^2 + 3 (0.5 \cdot \tau_t)^2} \leq R_{p0.2} \quad (4.95)$$

$$\sigma_z = \frac{F_{T \max}}{A_s} = \frac{5275.45N}{20.12mm^2} = 262.20 \frac{N}{mm^2} \quad (4.96)$$

$$\begin{aligned} \alpha &= \arctan\left(\frac{P \cdot n}{\pi \cdot d_2}\right) \\ &= \arctan\left(\frac{1mm \cdot 1}{\pi \cdot (6mm - 0.650 \cdot 1mm)}\right) = 3.405^\circ \end{aligned} \quad (4.97)$$

Una vez más, con  $P=1mm$ , obtenido de la tabla 5.21 de (Jacobs, 2011), p.255, y usando el mismo  $\mu_G$  y  $\beta$  como en el caso anterior, se tiene:

$$\rho' = \arctan\left(\frac{\mu_G}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right) = \arctan\left(\frac{0.24}{\cos\left(\frac{60^\circ}{2}\right)}\right) = 15.49^\circ \quad (4.98)$$

$$\begin{aligned} T_{M \max} &= F_{M \max} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') \\ &= 4635.65N \cdot \frac{6mm - 0.650 \cdot 1mm}{2} \cdot \tan(3.405^\circ + 15.49^\circ) \\ &= 4244.38Nmm \end{aligned} \quad (4.99)$$

Análogamente:

$$\begin{aligned} W_s &= \frac{\pi \cdot d_s^3}{16} = \frac{\pi}{16} \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^3 = \frac{\pi}{16} \left(\frac{d - 0.650 \cdot P + d - 1.227 \cdot P}{2}\right)^3 \\ &= \frac{\pi}{16} \left(\frac{6mm - 0.650 \cdot 1mm + 6mm - 1.227 \cdot 1mm}{2}\right)^3 = 25.09mm^3 \end{aligned} \quad (4.100)$$

$$\tau_t = \frac{T_{M \max}}{W_s} = \frac{4244.38Nmm}{25.09mm^3} = 169.17 \frac{N}{mm^2}. \quad (4.101)$$

Se calcula ahora  $\sigma_{es}$  con:

$$\begin{aligned} \sigma_{es} &= \sqrt{\sigma_z^2 + 3(0.5 \cdot \tau_t)^2} \\ &= \sqrt{\left(262.20 \frac{N}{mm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(0.5 \cdot 169.17 \frac{N}{mm^2}\right)^2} = 300.35 \frac{N}{mm^2} \end{aligned} \quad (4.102)$$

El factor de seguridad se calculará usando nuevamente:

$$R_{p0.2} = \text{primer número} \cdot \text{segundo número} \cdot 10 = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \frac{N}{mm^2} \quad (4.103)$$

Y como anteriormente:

$$S_{st} = \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{es}} = \frac{640 \frac{N}{mm^2}}{300.35 \frac{N}{mm^2}} = 2.13 \quad (4.104)$$

### **Carga dinámica**

Una vez más, se procede como en el caso de las varillas roscadas M8, empezando por:

$$F_{TEa} = \pm \phi \cdot \frac{F_M - F_m}{2} = 0.266 \cdot \frac{2405.28N - 0N}{2} = 319.90N \quad (4.105)$$

Siguiendo con:

$$\sigma_a = \frac{F_{TEa}}{A_s} = \frac{319.90N}{20.12mm^2} = 15.90 \frac{N}{mm^2} \quad (4.106)$$

Y con:

$$\sigma_A = 0,85 \left( \frac{150}{d} + 45 \right) = 0,85 \left( \frac{150}{6mm} + 45 \right) = 59.5 \frac{N}{mm^2} \quad (4.107)$$

$$\sigma_a = 15.90 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_A = 59.5 \frac{N}{mm^2} \quad (4.108)$$

Llegando finalmente a que el factor de seguridad, en este caso es:

$$S_d = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{59.5 \frac{N}{mm^2}}{15.90 \frac{N}{mm^2}} = 3.74 \quad (4.109)$$

Al igual que en el caso de las varillas roscadas M8, en este caso vuelve a darse que los dos factores de seguridad superan ampliamente la unidad, por lo que se puede afirmar que las varillas roscadas M6 soportarán también los esfuerzos a los que se verán sometidas. Se podría repetir el proceso una vez más, en este caso para las varillas roscadas M5, pero no es recomendable reducir el diámetro de las varillas hasta que el factor de seguridad sea cercano a la unidad, puesto que se necesita un cierto margen para asegurar una resistencia a largo plazo a los esfuerzos. Además, la diferencia de precio entre varillas roscadas M5 y M6 no es lo suficientemente significativa como para reducir el diámetro una vez más, por lo que se opta por instalar las varillas roscadas M6.

Ahora que se conocen las cargas aplicadas en las varillas roscadas y se han determinado sus dimensiones, lo que sigue es calcular los parámetros del cilindro que aseguren que soportará la presión interior que se le aplicará.

## **4.4 Cálculo del Cilindro**

Para asegurar que el cilindro resiste la presión aplicada, se tiene que comprobar su resistencia. Además, como el cilindro utilizado para el depósito presenta una soldadura longitudinal, su resistencia se tiene que calcular también para verificar que soporta el esfuerzo. La comprobación de la soldadura se hará después de calcular la resistencia del cilindro.

### **4.4.1 Cálculos Generales del Cilindro**

Para el cálculo de cilindros presurizados de pared delgada existen muchas recopilaciones de fórmulas mecánicas. Sólo parte de estas fórmulas pueden aplicarse en este caso, ya que son válidas para cilindros cerrados cuyas tapas forman parte del propio cilindro, es decir, depósitos cilíndricos. Dichos depósitos también tienen que resistir la presión aplicada en las tapas. Pero en este caso, dicha presión será absorbida por las cubiertas, por lo cual, el efecto de la presión interior sobre las cubiertas no influirá en la resistencia propia del cilindro.

Hay dos casos de carga en el cilindro:

a) No se aplica ninguna presión al interior del cilindro, en este caso, el cilindro sólo se encuentra bajo el esfuerzo al que le somete la precarga de las varillas roscadas.

b) Se aplica presión al interior del cilindro. En este caso, además de existir el esfuerzo que provoca la precarga de las varillas roscadas sobre el cilindro, existe el efecto de la presión interior.

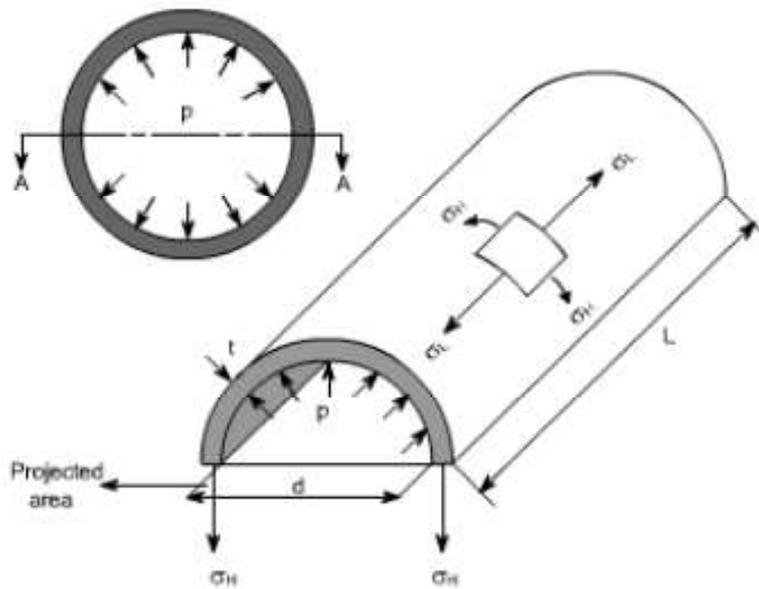
La carga tangencial que tiene que soportar el cilindro puede calcularse con la fórmula de los cilindros presurizados de paredes delgadas, teniendo que haber un equilibrio en la pared del cilindro. La carga en una mitad del cilindro corresponde a la presión sobre el área proyectada del cilindro (véase la Figura 4.12):

$$F_{medio\ cilindro} = P \cdot A_{proyectada} = P \cdot d \cdot L$$

$$= 6 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \cdot 0.175m \cdot 0.880m = 92400N \quad (4.110)$$

$$2 \cdot \sigma_H \cdot t \cdot L = F_{medio\ cilindro} = P \cdot d \cdot L \quad (4.111)$$

$$\sigma_H = \frac{P \cdot d \cdot L}{2 \cdot t \cdot L} = \frac{P \cdot d}{2 \cdot t} \quad (4.112)$$



**Figura 4.12: Medio cilindro con tensiones y presiones (SHARMA, 2013).**

Por otra parte, también se tiene que calcular la tensión longitudinal, debiendo existir también en este caso, un equilibrio en la pared, por lo tanto:

$$\sigma_l \cdot d \cdot \pi \cdot t = -F_l \quad (4.113)$$

$$\sigma_l = \frac{-F_l}{d \cdot \pi \cdot t} \quad (4.114)$$

El signo negativo indica que se trata de una tensión de compresión. Además,  $F_l$  varía según los dos casos mencionados antes:

$$\text{a)} \quad F_l = F_{th} \quad (4.115)$$

$$\text{b)} \quad F_l = F_{th} - P \cdot A \quad (4.116)$$

Los resultados numéricos, son:

-Para el caso a), con:

$$P = 0 \frac{N}{m^2}; F_{th} = 6 \cdot 5275.45N = 31652.7N; d = 175mm; t = 1mm$$

$$\begin{aligned} \sigma_l &= \frac{-F_{th}}{d \cdot \pi \cdot t} = \frac{-31652.7N}{0.175m \cdot \pi \cdot 0.001m} \\ &= -57573527.63 \frac{N}{m^2} \approx -57.6MPa \end{aligned} \quad (4.117)$$

-Para el caso b), con:

$$P = 6 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2}; F_l = 6 \cdot 5275.45N - 6 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \cdot \left(\frac{0.175m}{2}\right)^2 \cdot \pi = 17221,01N;$$

$$d = 175mm; t = 1mm$$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{P \cdot d}{2 \cdot t} = \frac{6 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \cdot 0.175m}{2 \cdot 0.001m} \\ &= 52500000 \frac{N}{m^2} = 52.5MPa \end{aligned} \quad (4.118)$$

$$\begin{aligned} \sigma_l &= \frac{-17221.01N}{0.175m^2 \cdot \pi \cdot 0.001m} \\ &= -31323529.9 \frac{N}{m^2} \approx -31.3MPa \end{aligned} \quad (4.119)$$

No hay cargas transversales ni torsión, es por eso por lo que  $\sigma_H$  y  $\sigma_l$  son tensiones principales. Ahora, se necesita comparar el límite elástico del material del cilindro con la combinación de ambas tensiones principales en una sola de mayor magnitud, para ello, se hará uso de la Tensión Equivalente de Von Mises para una superficie plana, que es:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_I^2 - \sigma_I \cdot \sigma_{II} + \sigma_{II}^2} \quad (4.120)$$

En nuestro caso a):

$$\begin{aligned} \sigma_{ea} &= \sqrt{\sigma_H^2 - \sigma_H \cdot \sigma_l + \sigma_l^2} \\ &= \sqrt{0^2 - 0 + (-57.6MPa)^2} = 57.6MPa \end{aligned} \quad (4.121)$$

Y para el caso b):

$$\begin{aligned} \sigma_{eb} &= \sqrt{\sigma_H^2 - \sigma_H \cdot \sigma_l + \sigma_l^2} \\ &= \sqrt{(52.5MPa)^2 - 52.5MPa \cdot (-31.3MPa) + (31.3MPa)^2} \\ &= 73.3MPa \end{aligned} \quad (4.122)$$

Como se desconoce el tipo exacto de material y sus propiedades mecánicas con precisión, se utilizará el menor valor del límite elástico para acero galvanizado que figura en la tabla A1 de (Jacobs, 2011), p.319-322, que es de 340MPa. De esta forma:

$$\sigma_{ea} = 57.6MPa < R_m = 340MPa \quad (4.123)$$

$$\sigma_{eb} = 73.3MPa < R_m = 340MPa \quad (4.124)$$

Y los correspondientes factores de seguridad:

$$S_a = \frac{340}{57.6} = 5.9 \quad (4.125)$$

$$S_b = \frac{340}{73.3} = 4.6 \quad (4.126)$$

Como se puede observar, los factores de seguridad son lo suficientemente altos como para asegurar que el material usado va a soportar los esfuerzos debidos a la presión interior.

#### 4.4.2 Cálculo de la Soldadura

El cilindro tiene una soldadura longitudinal, como se puede ver en la Figura 4.13. Dicha soldadura debe calcularse por separado.



**Figura 4.13: Cilindro con soldadura longitudinal.**

Como la soldadura se considera una unión completa, el espesor de ésta es el mismo que el espesor de la pared del cilindro, por lo que las tensiones a las que será sometida, serán las mismas que la pared del cilindro, por tanto:

$$\sigma_{eas} = -\sigma_{ea} = -57.6MPa \quad (4.127)$$

$$\sigma_{ebs} = \sigma_{eb} = 73.3MPa \quad (4.128)$$

Se deben considerar ambos signos. Esto se debe a que el signo negativo de  $\sigma_{eas}$  representa que es un esfuerzo de compresión, porque en caso de que el cilindro no se encuentre presurizado, dicha tensión se debe únicamente a la acción de las varillas roscadas. Sin embargo,  $\sigma_{ebs}$  es positivo porque cuando el depósito se encuentra presurizado, el efecto de compresión de las varillas es mucho menor que el efecto de tracción, de ahí que en dicha dirección, el efecto predominante sea el de tracción.

Para cargas dinámicas, se debe obtener la tensión permitida de las Figuras 5.41 y 5.41 de (Jacobs, 2011) p.220-221. El diagrama de la Figura 5.40 es para el acero S235J2G3, que presenta valores apreciablemente menores que en la Figura 5.41. Para estar del lado de la seguridad una vez más, se han usado los valores de la Figura 5.40 para calcular la tensión admisible.

Primeramente, debemos calcular el tipo de tensión mediante:

$$K = \frac{\sigma_{eas}}{\sigma_{ebs}} = \frac{-57.6}{73.3} = -0.785 \quad (4.129)$$

Utilizando el diagrama de la Figura 5.40,  $\sigma_{permitida}$  resulta ser:

$$\sigma_{permitida} \approx 76 \frac{N}{mm^2} \quad (4.130)$$

Y podemos comprobar:

$$\sigma_{eas} < \sigma_{ebs} < \sigma_{permitida} \quad (4.131)$$

Finalmente, se puede afirmar que la soldadura será capaz de resistir los esfuerzos a los que se verá sometida, por lo que el cilindro, tanto por el espesor de la pared como por la soldadura, es perfectamente válido para el uso que se va a hacer de él.

### 4.4.3 Cálculo de las Cubiertas

Para comprobar la resistencia de las cubiertas, se ha usado el método de elementos finitos, incluido en el programa Autodesk Inventor Professional 2013. Únicamente se ha hecho la comprobación de las cubiertas por ese método ya que se ha visto que el cilindro resistirá la presión, es por ello que queda excluido de la simulación.

Puede calcularse la carga que transmite el cilindro cuando se encuentra presurizado, sabiendo de este modo qué presión ejerce el cilindro sobre las cubiertas y pudiendo así simularse. Se ha simulado el caso más desfavorable, que es cuando el depósito está presurizado, correspondiendo al caso b del Capítulo 4.4.1. Las cubiertas aplican una fuerza al cilindro, que como sabemos, es la misma que la que el cilindro aplica a las cubiertas, y es (como ya se calculó en el caso b del Capítulo 4.4.1):

$$F_l = 6 \cdot 5275.45N - 6 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \cdot \left(\frac{0.175m}{2}\right)^2 \cdot \pi = 1722.01N \quad (4.132)$$

Como esta fuerza no está aplicada en un único punto, se debe calcular la presión de dicha fuerza sobre la cubierta.

Suponiendo que la fuerza se aplica en la ranura circular de las caras interiores de las cubiertas, que con un diámetro exterior conocido  $d_e = 181mm$  y un diámetro interior  $d_i = 171mm$ , la presión ejercida es:

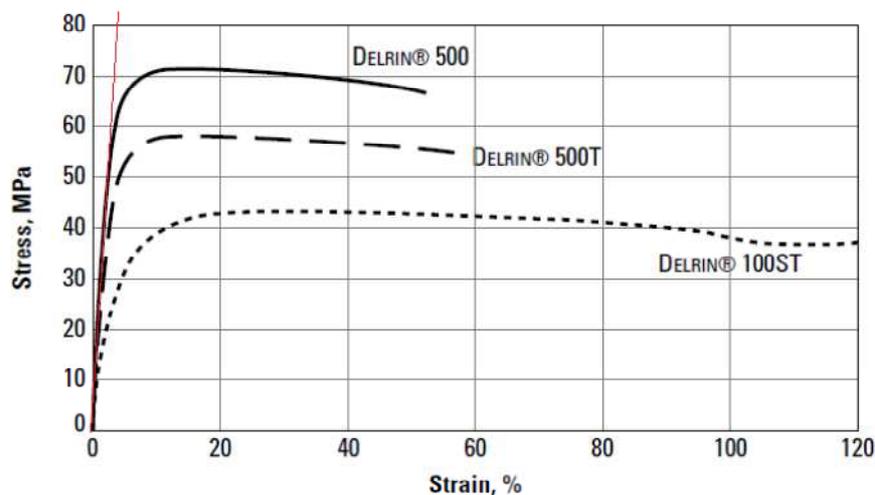
$$P_c = \frac{F_l}{\left(\left(\frac{d_a}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_i}{2}\right)^2\right) \cdot \pi} \quad (4.133)$$

$$= \frac{17221.01N}{\left(\left(\frac{181mm}{2}\right)^2 - \left(\frac{171mm}{2}\right)^2\right) \cdot \pi} = 6.229MPa$$

Por el hecho de presurizar el depósito con 6 bares, las cubiertas se ven afectadas por dicha presión en sus caras interiores.

Para poder implementar correctamente la simulación en el programa Inventor, se necesita conocer cierta información sobre el material de las cubiertas como: el límite elástico, tensión de rotura, la densidad, el módulo de Young, el coeficiente de Poisson y el módulo elástico transversal o de cizalladura. Dichos valores se pueden encontrar en (DuPont, 2014).

El límite elástico del DELRIN 500 es 72MPa (DuPont, 2014), p.10, la tensión de rotura, en el caso del DELRIN 500 coincide con el límite elástico (DuPont, 2014), p.16, la densidad es de  $1.42g/cm^3$  (DuPont, 2014), p.11. El módulo elástico se calcula a partir de la Figura 4.14. Se ha escogido un gráfico con una velocidad de deformación de  $50mm/min$  porque el proceso mediante el cual se aplica la presión es un proceso rápido, con esto, podemos calcular el módulo elástico como:



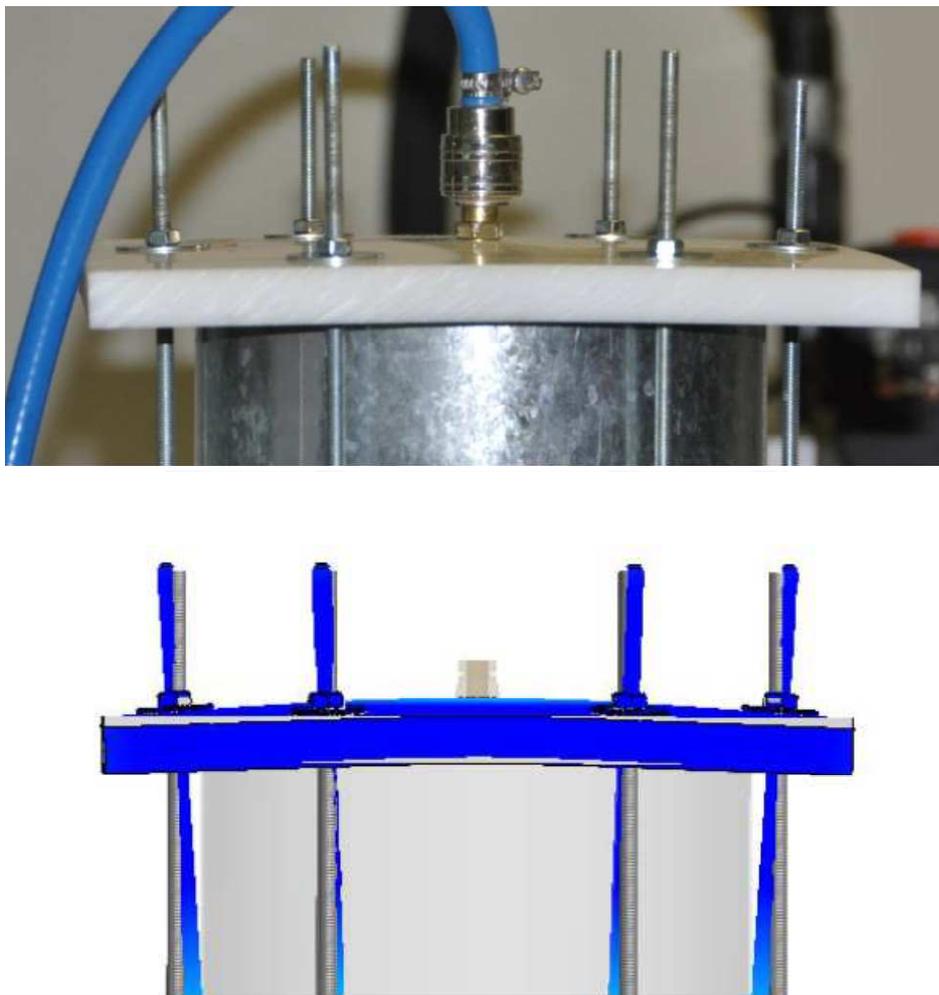
**Figura 4.14: Curvas Tensión-Deformación para 3 resinas de acetal DELRIN® (velocidad de deformación 50 mm/min) (DuPont, 2014), p.17.**

$$E_c = \frac{\text{Tensión}}{\text{Deformación}} \approx \frac{80MPa}{4\%} = 2000MPa = 2GPa \quad (4.134)$$

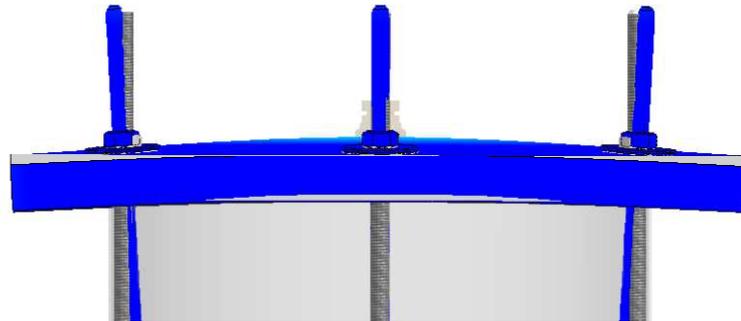
El coeficiente de Poisson es  $\nu = 0.35$  (DuPont, 2014), p.18, y el módulo elástico transversal se obtiene de (DuPont, 2014), p.19:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} = \frac{2GPa}{2 \cdot (1 + 0.35)} = 740.74MPa \quad (4.135)$$

Las Figuras 4.15 y 4.16 muestran que la deformación puede simularse de forma muy precisa con estos valores.

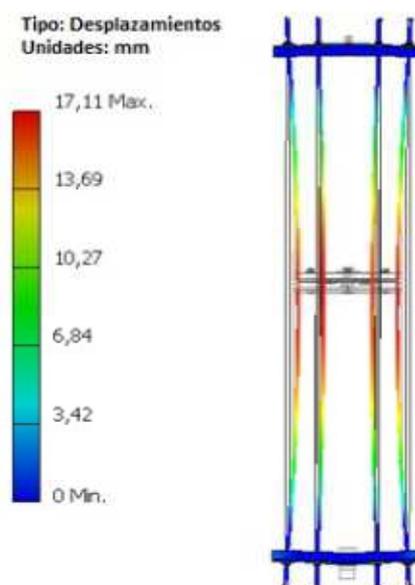


**Figura 4.15: Comparación de la deformación real y la deformación simulada (vista frontal de la cubierta superior).**



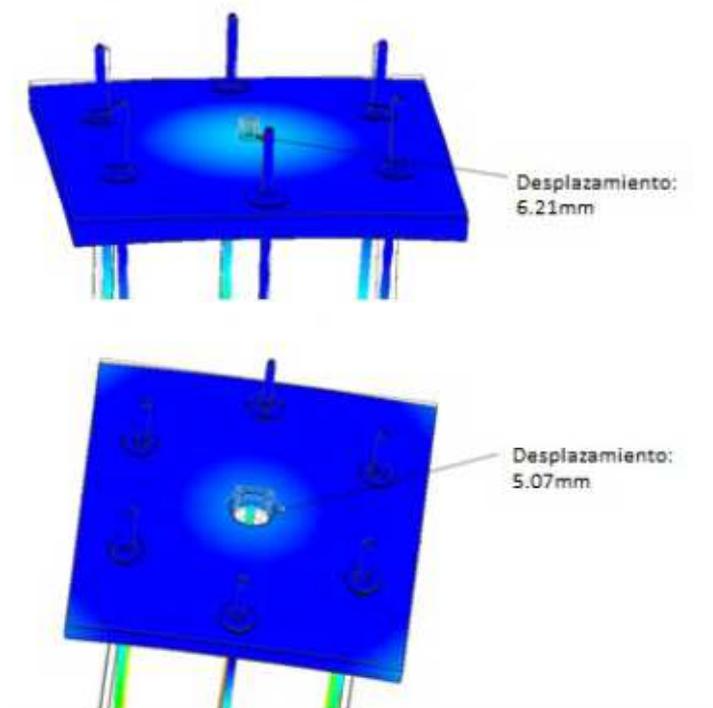
**Figura 4.16: Comparación de la deformación real y la deformación simulada (vista lateral de la cubierta superior).**

En la Figura 4.17 se muestra la deformación de las cubiertas y de las varillas roscadas. Se puede apreciar como las varillas roscadas se doblan en su punto medio hacia el cilindro, como también se puede intuir en las imágenes anteriores. En la realidad, dicho movimiento es menor, ya que las varillas entran en contacto con la pared del cilindro, el cual provoca que no puedan doblarse tanto.



**Figura 4.17: Deformación del depósito y de las varillas roscadas.**

Primeramente se han evaluado los desplazamientos. Como se puede ver en la Figura 4.18, el desplazamiento máximo en la cubierta superior es de 6.21mm, mientras que en la cubierta inferior, el desplazamiento máximo es de 5.07mm. Al tratarse de desplazamientos de varios milímetros, pueden apreciarse a simple vista.



**Figura 4.18: Desplazamientos de las cubiertas: Cubierta superior (arriba), cubierta inferior (abajo).**

A partir de estas deformaciones y de las tensiones aplicadas, se pueden mostrar las tensiones equivalentes de Von Mises, como se ve en la Figura 4.19. El máximo de estas tensiones se alcanza cerca de los orificios de ambas cubiertas, y son de 42MPa y de 48MPa. Como se comprueba, estas tensiones son menores que el módulo elástico, que es de 72MPa, y se sitúan en una zona todavía lineal del gráfico tensión-deformación. Se comprueba también que los factores de seguridad son de 1.5 y 1.97.

Además, en la Figura 4.21, se comprueba que las máximas tensiones son negativas, por lo que se trata de un efecto de compresión. La tensión de compresión es mayor que la de tracción, 125MPa (DuPont, 2014), p.17. En cuanto a la tensión de rotura, los factores de seguridad son de 2.6 y de 1.66 para las cubiertas superior e inferior respectivamente.

A pesar de que la deformación resulte apreciablemente grande y de que los factores de seguridad no sean demasiado altos, el depósito no va a ser presurizado nunca a más de 6 bares.

Tras la comparación con la deformación real para una presión de 6 bares, se verifica que la simulación es válida y que las cubiertas resistirán la presión. Adicionalmente, y como medida de seguridad, se ha tenido en cuenta el fenómeno del creep. La función de las líneas de la Figura 4.23 es aproximadamente:

$$\varepsilon_{total} = \frac{1}{i} \cdot \sigma_{total} \quad (4.136)$$

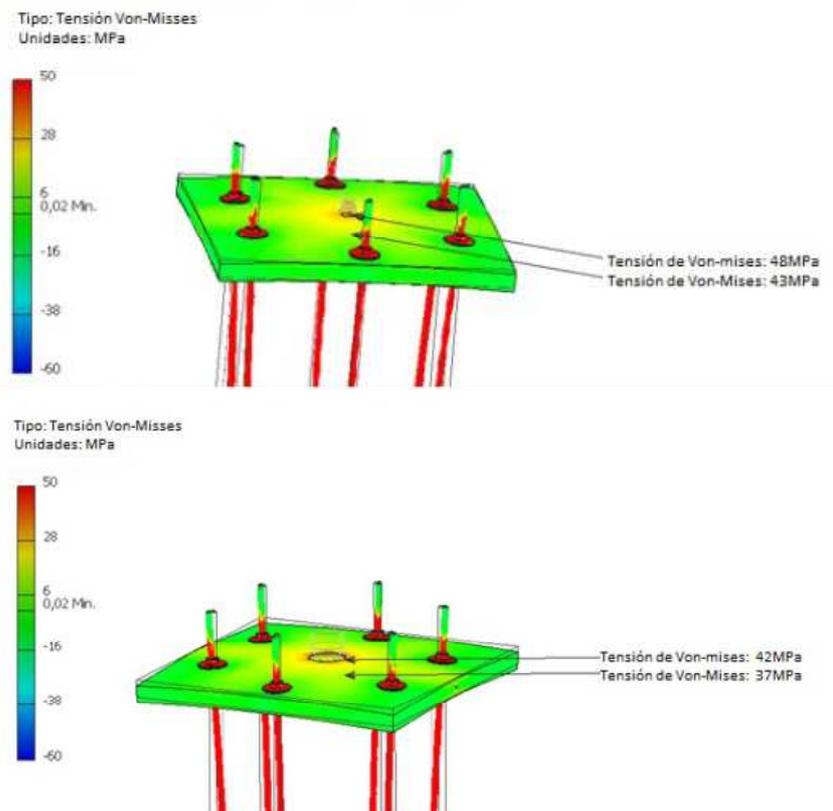
Donde:

$\varepsilon_{total}$ : Deformación total [%].

$\sigma_{total}$ : Nivel de tensión [MPa].

$i$ : Pendiente de las rectas. Con  $i \approx 27$  para 1h,  $i \approx 8$  para 100 000h.

Prestando atención a la máxima tensión de 48MPa, se ve que la deformación total en ese área es de aproximadamente 1.8% para 1 hora de uso del depósito. Para 100000 horas, la deformación total debida a la máxima tensión de 48MPa sería aproximadamente del 6%. Como las deformaciones crecen con el tiempo, el factor de seguridad decrecería, es por ello que el depósito no debe presurizarse durante largos períodos de tiempo. Si la presión cesa al cabo de unas horas, las cubiertas volverán a su posición original y la deformación por dicho efecto será menor, por lo que ahora se advierte de que cuando se tenga el depósito presurizado pero el proceso de impresión se encuentre detenido, es aconsejable despresurizar el depósito.



**Figura 4.19: Tensión de von Mises en las cubiertas: Valores máximos en ambas caras.**

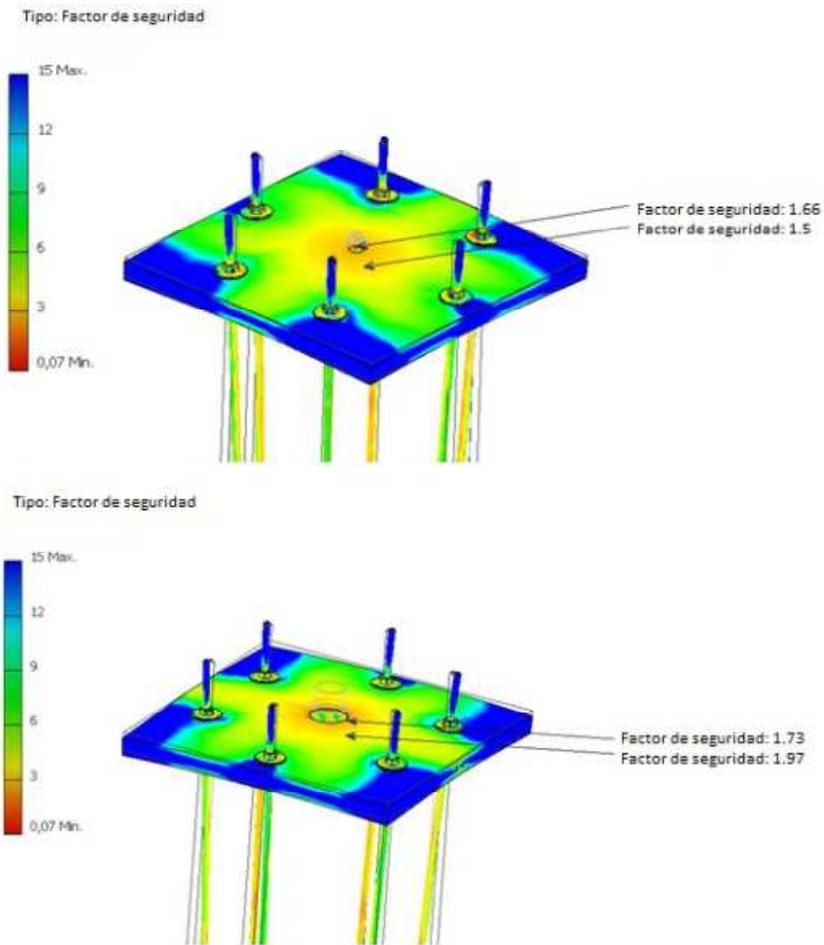


Figura 4.20: Factores de seguridad en las cubiertas: Valores máximos en ambas caras.

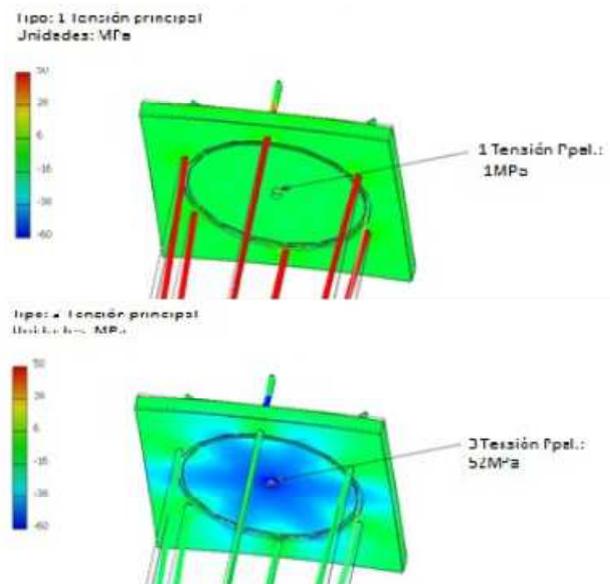


Figura 4.21: 1ª y 3ª Tensiones principales en el punto de menor factor de seguridad.

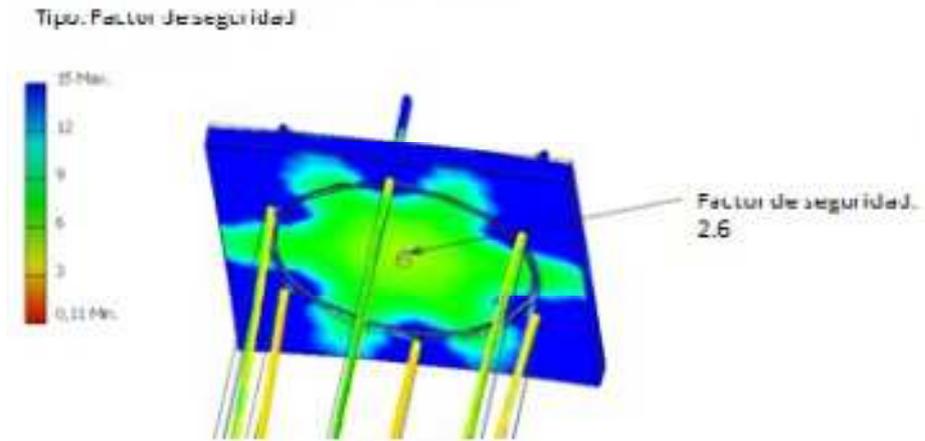


Figura 4.22: Factor de seguridad relativo a la tensión de compresión.

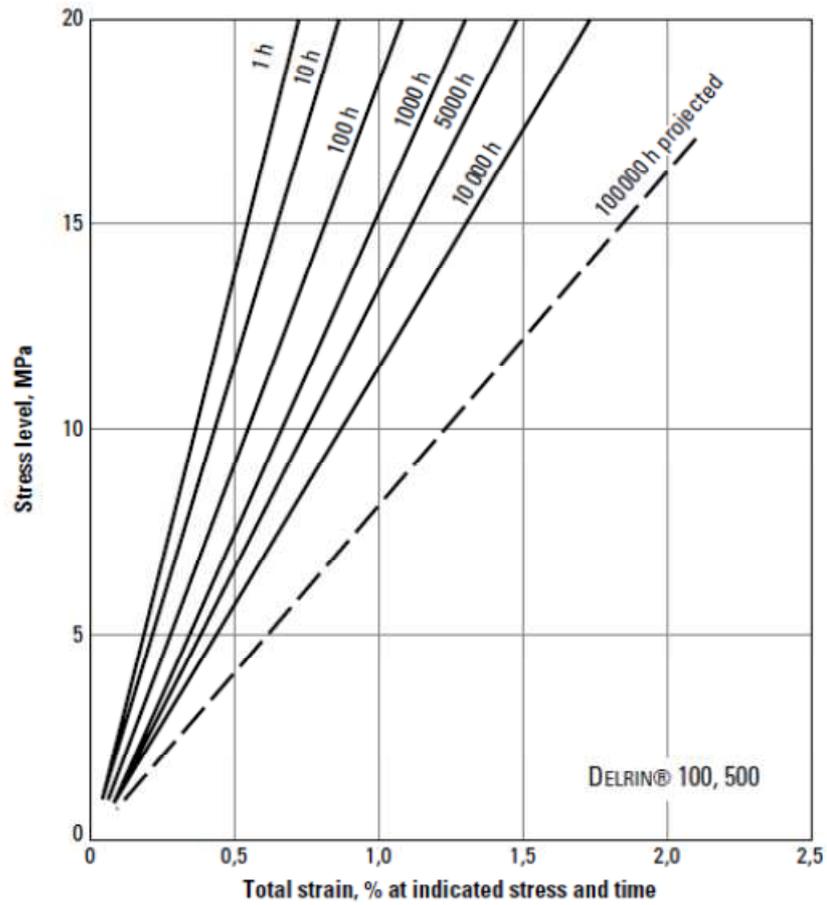


Figura 4.23: Curvas Tensión-Deformación para el DELRIN® sometido a flexión a 23° C.

## 4.5 Sellado del Depósito

Con el fin de asegurar la ausencia de fugas del aire inyectado en el depósito, es preciso sellarlo cuidadosamente.

La boquilla de entrada de aire está directamente enroscada en la cubierta. Aquí no se precisa un sellado especial, ya que la propia rosca sella correctamente debido al material de la cubierta, impidiendo el escape del aire. Si este no fuera el caso, la rosca debería cubrirse con teflón antes de ser enroscada para asegurar un mejor sellado. En este caso, a pesar de lo dicho, se ha sellado igualmente con teflón para garantizar una mayor estanqueidad.

Además, una vez enroscada la boquilla de entrada de aire, se ha sellado por completo utilizando cianocrilato a su alrededor.

El sellado entre el cilindro y la cubierta tiene que resistir una mayor presión superficial, proveniente de la acción de las varillas roscadas. La fuerza que aplican las varillas roscadas es de:

$$F_{th} = 6 \cdot 5275.45N = 31652.7N$$

Por lo tanto, la presión superficial es:

$$P_{sellado} = \frac{31652.7N}{\left(\left(\frac{177mm}{2}\right)^2 - \left(\frac{175mm}{2}\right)^2\right) \cdot \pi} = 57.25MPa \quad (4.137)$$

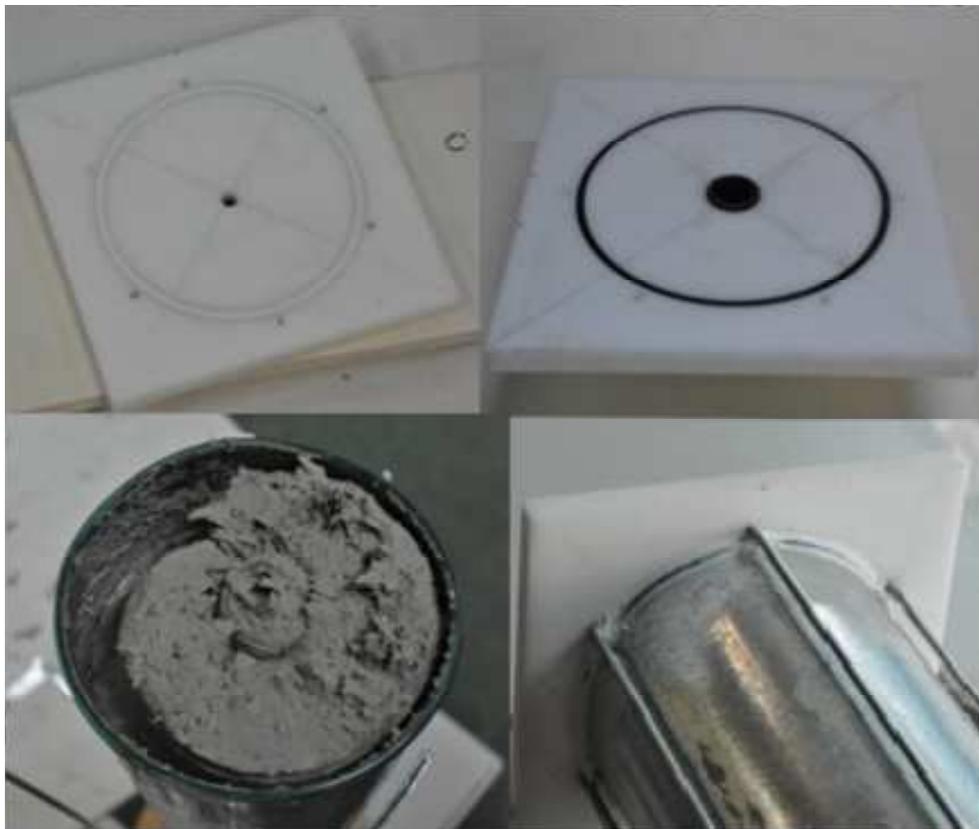
Este valor no es demasiado elevado cuando se trata de materiales metálicos, pero para plásticos dicha presión superficial puede ser crítica. El DELRIN 500 soporta dicho valor de presión, pero como el borde del cilindro metálico es irregular, puede que se dañe la cubierta bajo esa presión. Por ello, se ha debido encontrar una solución para este problema.

Primeramente se decidió usar silicona para sellar esta parte del sistema, pero la afilada pared del cilindro la cortaba, entrando en contacto con la cubierta. El sellado era correcto, pero únicamente servía para un solo uso. Se probó con una junta tórica de goma, pero el resultado fue prácticamente el mismo al de la silicona, tras varios usos la junta se cortaba (no hay que olvidar que el sistema debe abrirse cada vez que se quiere cargar material nuevo dentro del cilindro). La ventaja de la junta de goma respecto a la silicona, es que se puede reemplazar fácil y rápidamente, además de que la silicona tarda un tiempo en secarse.

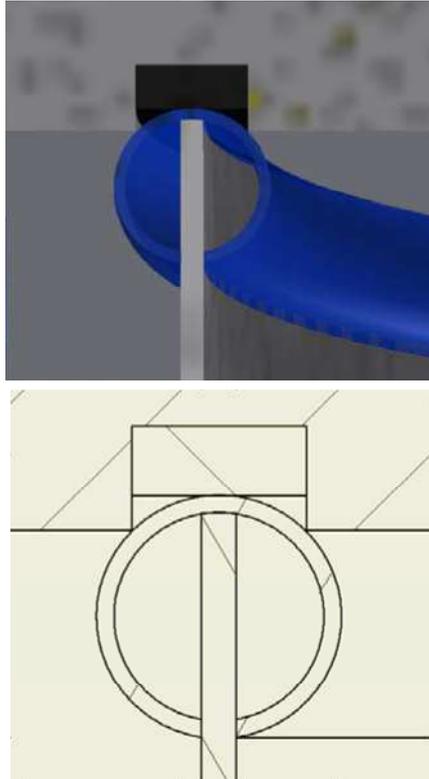
Al final, la solución vino de la mano de un latiguillo de aire comprimido. Se ha usado un trozo de latiguillo de longitud igual a la circunferencia de la hendidura en la cubierta, se le ha practicado un corte longitudinal, y se ha encajado en la ranura de la cubierta, con el corte hacia afuera, para que a través de él, encaje la pared del cilindro como se muestra en la Figura 4.25. Al

tratarse de PVC, soporta sin problemas la presión. Su montaje y desmontaje, así como su sustitución si fuera necesario, no resulta laboriosa, y como adicionalmente se ha insertado una arandela de goma en la hendidura, la superficie de contacto es mucho mayor, por lo que la fuerza se distribuye a lo largo de mayor superficie. Los extremos del latiguillo se han pegado con cianocrilato para un mejor sellado y una mayor resistencia en esa zona, y como última medida de protección, y para mejorar el sellado, el interior del latiguillo se ha rellenado con silicona.

Como para el vaciado y llenado del depósito con material para la impresión, basta con retirar la cubierta inferior, en la parte exterior de la cubierta superior, que no ha de ser desmontada, se ha cubierto la zona de la junta con silicona. Todo este proceso queda ilustrado en las Figuras 4.24 y 4.25.



**Figura 4.24: Sellado entre las cubiertas y el cilindro: silicona (arriba izquierda), junta de goma (arriba derecha), latiguillo de aire a presión (abajo izquierda), sellado adicional con silicona (abajo derecha).**



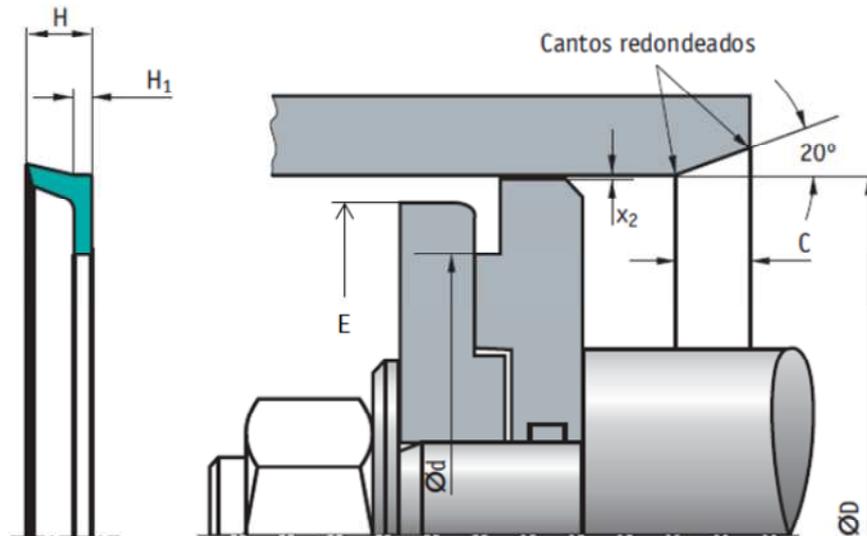
**Figura 4.25: Latiguillo de goma sellando el depósito.**

## **4.6 Diseño del Pistón**

Llegados a este punto, lo único que resta por incorporar al sistema es un pistón en el interior del depósito, que es necesario según se explicó en el Capítulo 4. El pistón transfiere la presión del aire al material y mantiene separados a ambos.

Para garantizar la función del pistón, vuelve a ser necesario un correcto sellado, para evitar que tanto el aire como el material puedan pasar a través de la holgura entre el propio pistón y la pared interior del cilindro. Para ello, se ha solicitado un retén a una empresa suministradora (EPIDOR S.A.) de dichos productos, en base al cual, se ha diseñado el propio pistón.

El diámetro interior del cilindro es de 175mm, que ya no es un diámetro normalizado, por lo que sólo los antiguos retenes sirven para este diámetro. El único retén de 175mm de la empresa EPIDOR S.A. que podía servir, era un retén tipo “junta T” sin muelle interno. Está diseñado para una presión de 1MPa y una velocidad de 0.5m/s, y en este caso, los requerimientos son de una presión de 0.6MPa y la velocidad es mucho menor que 0.5m/s, por lo que es idóneo para este sistema. Las dimensiones y la forma de instalar el retén, se pueden obtener del catálogo (Epidor, 2014), p.588.



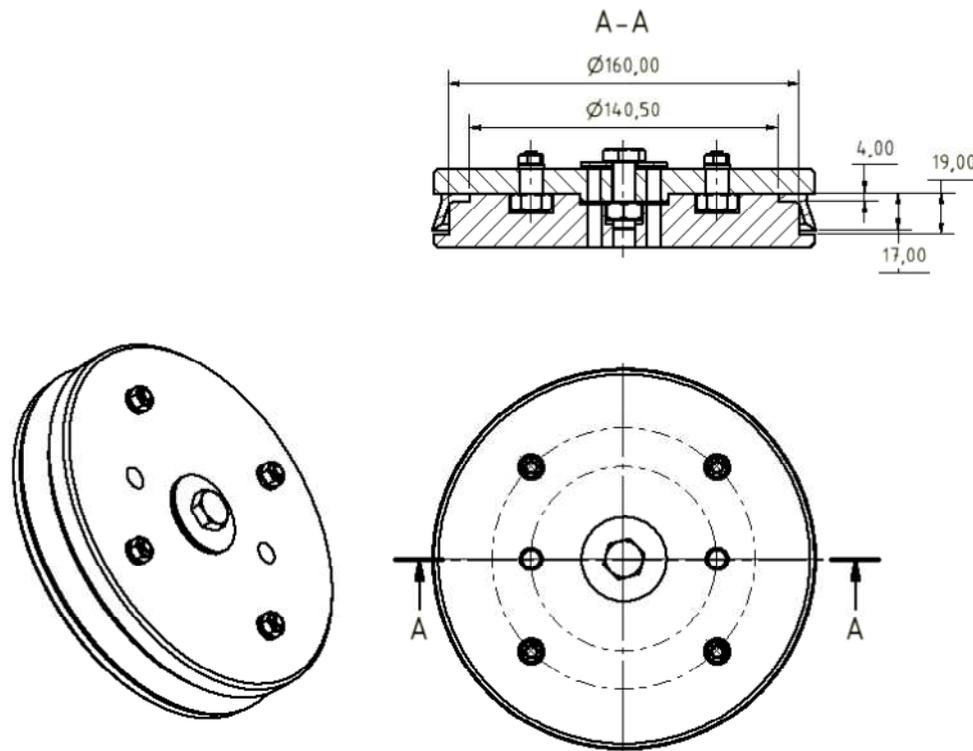
**Figura 4.26: Retén de goma (Izquierda), cierre del retén (Derecha) (Epidor, 2014), p.558.**

Los valores para un D de 175mm son:  $d = 140,5\text{mm}$ ,  $H = 17\text{mm}$ ,  $H_1 = 4\text{mm}$  y  $C = 5,5\text{mm}$ . En el caso del cilindro usado no es posible tener un C de 5.5mm, porque el cilindro tiene solamente un espesor de pared de 1 mm. Sin embargo, es posible montar este retén si se monta desde el otro lado, es decir, al revés. En la Figura 4.26, sería desde la izquierda. De esta manera el retén se ajusta durante el propio montaje. Por otro lado E debe ser como máximo 160mm. La Figura 4.26 muestra que el pistón no está diseñado para tener una guía en el lado izquierdo de la junta, donde no está el material.

El pistón en cuestión, no tiene tanto grosor como se muestra en la Figura 4.26, por lo que ocupa menos volumen, dejando así más espacio libre para el material del interior del cilindro. Para que el pistón tenga la misma estabilidad, debería tener unas guías en el lado del material, pero como el material es viscoso y muy homogéneo, la propia presión distribuida en la superficie del pistón lo mantiene firme en la posición correcta. Por otro lado, debido a que tras varios usos el espacio debajo del labio del retén se deberá limpiar, para poder acceder a esa zona y no tener que desmontar el pistón, el espacio para el sello H debe ser mayor. Además, esto es necesario porque el retén se presiona cuando se monta en el cilindro, por lo tanto, H aumenta ligeramente. Así el espacio para el retén se incrementa hasta una anchura de valor 19mm.

El valor de  $x_2$  también se obtiene directamente del catálogo. Como se sabe, el cilindro presenta una soldadura longitudinal, por lo que no es perfectamente cilíndrico, así que el valor de  $x_2$  aumenta ligeramente hasta 0.6mm.

Tras todo esto, se puede ver en la Figura 4.26 que el pistón ha de constar de dos partes para permitir el montaje del retén. Se ha mecanizado a partir de DELRIN 500, al igual que las cubiertas, porque es un material económico y tiene un alto límite elástico. En la Figura 4.27 se puede ver las dimensiones del pistón, así como todas las partes separadas en la Figura 4.28.



**Figura 4.27: Vista del pistón con las dimensiones del retén.**



**Figura 4.28: Partes del pistón.**

Además, se ha añadido una válvula en el centro del pistón. La válvula consiste en dos pequeños orificios de 6mm de diámetro situados junto a un orificio central, todo ello con un pequeño rebaje para albergar una arandela. El funcionamiento es muy simple, pero a la vez muy efectivo. Cuando el tornillo M10 junto con su tuerca están apretados, la arandela sella los orificios, impidiendo que el aire pase a través de los orificios de la parte donde se inyecta aire a la parte donde está el material, pero una vez se afloja la tuerca o el tornillo, la arandela deja un espacio libre entre ella misma y los orificios, permitiendo el paso del aire. Esto es así para que, en caso de tener que retirar el pistón sin vaciar el material de su interior, no se produzca vacío en la parte del material y se pueda extraer fácilmente el pistón, sin tener que ejercer demasiada fuerza y sin correr el riesgo de que el labio del retén se invierta. El detalle de la válvula abierta, así como el pistón completamente ensamblado pueden verse en la Figura 4.29.



**Figura 4.29: Pistón con la válvula abierta (Izquierda), pistón completamente montado (Derecha).**

Paralelamente, se ha construido una pequeña herramienta para poder abrir la válvula del pistón aunque este se encontrase dentro del cilindro y a una profundidad que impidiese su maniobra. Dicha herramienta consiste en una varilla larga en cuya punta roscada, se ha dispuesto un conjunto tuerca contratuerca, que fijan una llave de tubo para poder maniobrar la tuerca de la válvula. Dicha herramienta puede verse en la Figura 4.30.



**Figura 4.30: Herramienta de apertura y cierre de la válvula del pistón (Izquierda), aplicada en el pistón (Derecha).**

Nuevamente, pensando en que el cilindro tiene una longitud considerable y que aun estando completamente limpio el interior del cilindro, el pistón no se mueve por su interior con mucha facilidad debido al retén, se han practicado en la cara del pistón que empuja al material, dos agujeros de diámetro 10.75mm en los que se ha mecanizado una rosca interior M10, para que por medio de dos varillas roscadas de igual métrica y diámetro, éstas pudieran enroscarse en ellos y poder estirar del pistón con una fuerza no excéntrica y sacarlo con facilidad. Ambas varillas tienen una longitud de 1m. Estas varillas, atornilladas en sus posiciones y con el pistón en el fondo del cilindro, pueden verse en la Figura 4.31.



**Figura 4.31: Pistón con las varillas roscadas M10.**

## **5 SELECCIÓN DEL MATERIAL**

Una vez diseñado, calculado y fabricado el sistema de alimentación, sólo resta seleccionar el tipo de material idóneo con el que se procederá a fabricar las piezas. Como el sistema está principalmente enfocado para fabricar moldes, lo ideal sería que el tiempo de secado no fuera excesivamente largo, además de que una vez seco y habiendo mecanizado la superficie, el acabado sea lo suficientemente liso como para poder usarlo directamente, sin necesitar tratamientos superficiales adicionales.

El mecanizado de la pieza resultante tras la impresión es fundamental, debido a que durante la deposición del material, éste no presenta una superficie lisa. El hecho de que esto sea así, es consecuencia directa del propio proceso de deposición del material, que se realiza por medio de una boquilla de 5mm de diámetro, haciendo pasadas a una distancia determinada la una de la otra, por lo que el aspecto que presenta la superficie final es muy ondulado, si bien es cierto que el interior de la pieza carece de espacios huecos, puesto que las pasadas en el proceso de impresión, se realizan con separaciones (tanto horizontales como verticales) menores que el propio diámetro de la boquilla. De esta forma, se consigue que el material depositado en cada pasada, se aplaste contra las pasadas anteriores si se trata de la cota z, o se amolde rellenando los huecos si se trata de las cotas x e y.

### **5.1 Selección y Preparación de las Materias Primas**

Como ya se ha comentado, uno de los principales atractivos del proyecto es el uso de materiales reciclables, así como su bajo coste económico. Por lo que los tres principales candidatos que se evalúan son papel, cartón y madera.

Dichos materiales, han de prepararse para su uso y mezcla, es decir, no pueden usarse trozos de papel, trozos de cartón, ni madera en forma de viruta ni de serrín, puesto que ya que se pretende extruir la pasta que resulte al mezclarse con un aglutinante, el material que se use debe presentarse en forma de fibras, no de partículas grandes. Es por ello que deben procesarse previamente los tres materiales.

En el caso del papel reciclado, se parte de tiras de papel obtenidas de los restos de máquinas de destrucción de documentos recogidas de varios departamentos del IDF (Instituto de Diseño y Fabricación) de la UPV. Para su procesado, se ha utilizado un molinillo de café, mediante el cual se han triturado dichas tiras de papel hasta conseguir fibras de papel reciclado. El proceso de triturado se hace en pequeñas porciones, consiguiendo cada vez aproximadamente 10gr de fibra de papel, dado que el molinillo de café que se ha utilizado es de uso doméstico y tiene una capacidad reducida.

En la Figura 5.1 se muestra el molinillo de café que se ha empleado para triturar las tiras de papel, el papel en su estado inicial y el papel tras ser molido. Como se aprecia, el resultado es papel en fibras, con aspecto de pelusa, ideal para una perfecta homogenización con el aglutinante.



**Figura 5.1: Molinillo de café (izquierda). Tiras de papel antes y después de ser molido (derecha).**

Como cartón, se ha seleccionado el cartón gris como candidato de entre los muchos tipos de cartón disponibles. El porqué de esta selección, se basa principalmente en aprovechar los retales que sobran del corte por láser de láminas de cartón gris para las maquetas de los alumnos de Arquitectura entre otros usos, por lo que hay una gran disposición de este tipo de cartón que de otra forma no se aprovecharía y se tiraría a la basura. Para preparar este cartón, se ha empleado una fresadora CNC en la que se ha programado un programa de mecanizado que consiste en un rebaje de la superficie en sucesivas pasadas, para convertirlo en fibra de cartón, con aspecto de pelusa, para que su mezcla con el aglutinante sea lo más homogénea posible.

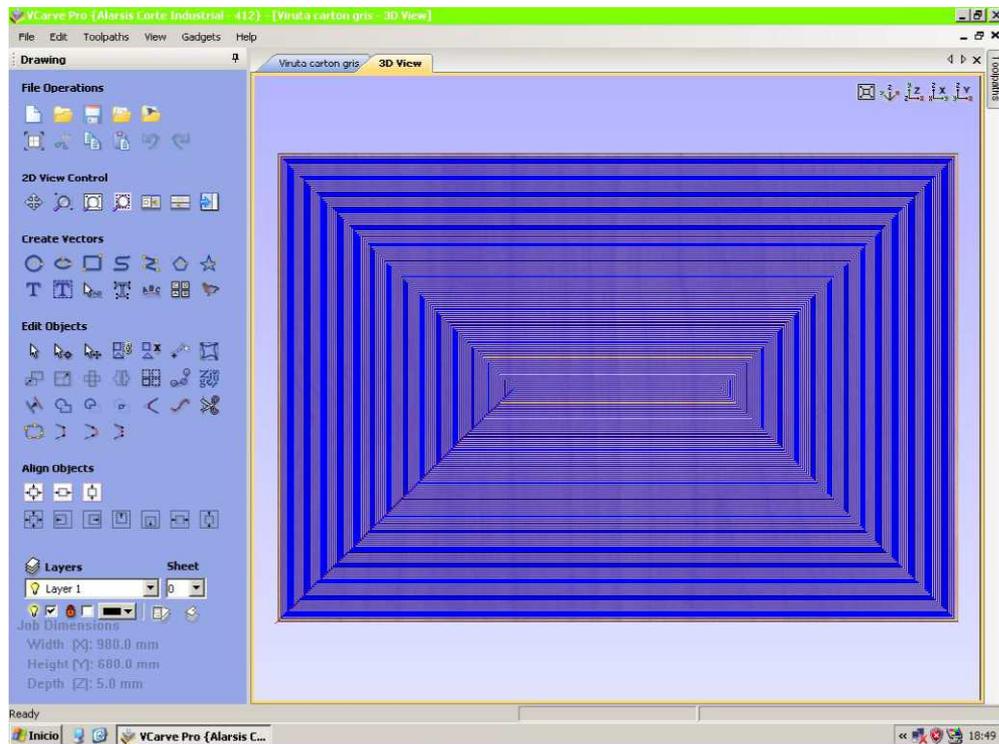
Para la madera, a pesar de contar con la disponibilidad de grandes cantidades de serrín provenientes de los muchos talleres de la UPV que trabajan con madera, se ha descartado el uso directo del serrín porque al presentarse en forma de pequeñas astillas, la mezcla resultante no resulta homogénea a la vista, no facilita el proceso de extrusión e impresión y no proporciona un acabado suficientemente liso para el uso al que se enfoca el proyecto. Por lo tanto, al igual que en el caso del cartón, se han usado retales de madera de los talleres del IDF, a los que por medio de la fresadora CNC, se les ha realizado sucesivos rebajes superficiales de 2mm de profundidad de pasada, para obtener fibras de madera. Estas fibras de madera, a diferencia del serrín, al mezclarse con el aglutinante, proporcionan una mezcla mucho más homogénea, de fácil extrusión y con un acabado superficial mucho mejor.

Como se ha comentado, ambos materiales (cartón y madera) son procesados con la fresadora CNC (ver Figura 5.2). Para ello, se coloca un mártir debajo de la pieza que se desea mecanizar, para que al final del proceso, cuando se realiza la última pasada por toda la superficie de la pieza, la fresa no dañe la mesa de aluminio de la propia fresadora CNC.

Después, mediante el programa VCarve Pro, se programa el mecanizado. Para ello, se selecciona un proceso de rebajado superficial, de manera que se rebajen 2mm de material en cada pasada, con un solape de la fresa del 50%. Dicho programa calcula la trayectoria que debe seguir la herramienta para realizar el mecanizado, como se ve en la Figura 5.3.

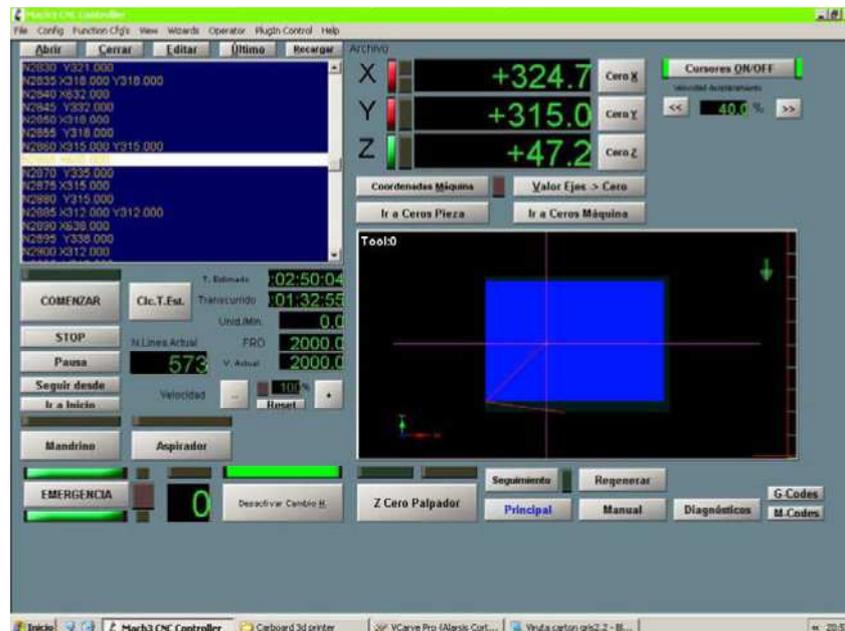


**Figura 5.2: Fresadora CNC**



**Figura 5.3: Interfaz del programa VCarve Pro, con el detalle de la trayectoria de la fresa.**

Una vez preparada la trayectoria, se utiliza el programa Mach3 CNC Controller, el cual controla la fresadora CNC y la dirige según la operación de mecanizado programada. En la Figura 5.4 se muestra la interfaz de dicho programa.



**Figura 5.4: Interfaz de Mach3 CNC Controller.**

Tras todo esto, y una vez referenciadas manualmente las coordenadas de la fresadora CNC, de modo que el origen de coordenadas deseado de la máquina coincida con el origen de coordenadas de la trayectoria definida por el programa VCarve Pro, se procede al mecanizado. Durante el proceso, una aspiradora cuya boca de aspiración se sitúa muy próxima a la fresa, recoge todo el material que se va expulsando, quedando éste almacenado en el depósito de la aspiradora, como se observa en la Figura 5.5.



**Figura 5.5: Depósito de la aspiradora lleno de madera triturada.**



**Figura 5.6: Madera triturada sobre tabla de madera sin triturar (izquierda). Cartón triturado sobre cartón sin triturar (derecha).**

## **5.2 Selección del Aglutinante**

Una vez dispuestas las materias primas, se ha seleccionado una serie de aglutinantes (principalmente colas) con los que se han realizado numerosas pruebas. Dichos aglutinantes debían satisfacer unos requerimientos básicos, como por ejemplo:

- Ser líquidos a temperatura ambiente.
- Un bajo coste económico.
- Buena disponibilidad y accesibilidad.
- Un amplio tiempo de trabajo antes de su secado, y que no solidifique en ausencia de aire dentro del cilindro.
- Un secado rápido una vez depositada la mezcla.

De acuerdo a los requisitos, una primera selección de aglutinantes fue:

- Cola blanca.
- Cola universal para papeles pintados.
- Cola lista para empapelar.
- Cola acrílica para pavimentos y PVC.
- Cemento cola universal.



**Figura 5.7: Aglutinantes usados: Cemento cola (arriba izquierda), Cola para papeles pintados (arriba derecha), Cola para empapelar (centro izquierda), Cola Acrílica (centro derecha), Cola Blanca (abajo).**

Se consideró incluso el uso de escayola, pero al tratarse de un semihidrato cuyo fraguado comienza automáticamente tras la adición de agua aun estando al vacío, fue descartado rápidamente. Por el mismo motivo, también se descartó el uso de cemento en la mezcla.

### **5.3 Pruebas con los Materiales**

El primer paso antes de comenzar a mezclar los materiales, fue preparar una matriz para las probetas de las mezclas. Se mecanizó un trozo de espuma de alta densidad con la ayuda de la fresadora CNC, en la que se practicaron agujeros cilíndricos de 30mm de diámetro y 20mm de profundidad. Se hizo en espuma de alta densidad porque es un material fácil de mecanizar, en el que las probetas podrían ser desmoldadas cómodamente, y convenía tenerlas todas juntas para, una vez secas todas, poder realizar un rebaje superficial a aquellas que mejor resultado dieran. El posterior mecanizado debía hacerse con el robot KUKA 15/2, que es con el cual se hará la impresión y el mecanizado final. Por lo tanto, y debido a que la cadena cinemática del robot es un lazo abierto de grandes dimensiones, no se podía usar un material difícil de mecanizar, pues había que evaluar la capacidad del robot de mecanizar las muestras fácilmente.

Una vez más, para el uso de la fresadora CNC, se empleó el mismo software que en el procesado las materias primas.



**Figura 5.8: Mecanizado de la espuma de alta densidad (arriba). Matriz de probetas terminada (abajo).**

Como la selección de la mezcla final no depende únicamente de un solo factor, sino que hay factores como la facilidad de mecanizado, la cohesión entre capas depositadas, la facilidad de extrusión, etc. las pruebas consistieron en mezclar cada aglutinante con cada tipo de material, en diferentes proporciones. Tras ello, rellenar un hueco de la matriz de espuma de alta densidad, dejarlas secar, y evaluar cualitativamente tanto el aspecto de la mezcla en sí, como el tiempo de secado, la contracción producida durante el proceso de secado y la dureza de la probeta. Tras este proceso, se han seleccionado aquellas muestras que han dado mejores resultados.

En cuanto a la valoración del tiempo de secado y de la contracción, se utilizó una escala cualitativa del 1 al 10. En el caso del tiempo de secado, 1 corresponde a un tiempo de secado excesivamente largo y 10 a un tiempo de secado muy rápido (24 horas o menos). Para la contracción, 1 para mezclas con una alta contracción y 10 para mezclas que no presentasen contracción alguna. Para la dureza, 1 corresponde a un resultado blando, mientras que 10 corresponde a un resultado muy duro.

• **Cola acrílica para Pavimentos y PVC**

Tras unas primeras pruebas con esta cola, fue descartada rápidamente, porque durante el proceso de mezcla se producen grumos, impidiendo la correcta homogenización de la mezcla, además de que el secado es extremadamente rápido. No obstante, se hicieron tres ensayos.

**Tabla 5.1: Probetas con Cola Acrílica para pavimentos y PVC.**

<b>COLA ACRÍLICA PARA PAVIMENTOS Y PVC</b>				
<b>Nº</b>	<b>Componentes</b>	<b>Gramos</b>	<b>%</b>	<b>Aspecto</b>
1	Papel	4	16,67	Excesivamente viscosa
	Cola	20	83,33	
2	Papel	4	13,33	Muy viscosa, pero con grumos
	Cola	20	66,67	
	Alcohol	6	20	
3	Papel	4	11,11	Totalmente formada por grumos
	Cola	20	55,56	
	Alcohol	12	33,33	
4	Cartón	4	16,67	Grumos aislados y duros
	Cola	20	83,33	

No se hicieron muestras con madera, ya que la mezcla resultó peor que la nº 4, por lo que como se ha comentado, se descartó inmediatamente la cola acrílica.

Tras los ensayos con todos los aglutinantes disponibles, se realizaron dos pruebas más con otra marca de cola acrílica para pavimentos, pero el resultado fue exactamente el mismo, siendo también descartadas.

• **Cola lista para empapelar**

En este caso, y al igual que con la cola acrílica, debido a que algunas mezclas son demasiado viscosas, se añadió alcohol para reducir la viscosidad de la mezcla, a sabiendas de que el tiempo de secado se prolongaría, pues antes de secarse, el alcohol debe evaporarse.

**Tabla 5.2: Probetas con Cola lista para empapelar.**

Cola lista para empapelar							
Nº	Componentes	Gramos	%	Aspecto	Secado	Contracción	Dureza
5	Papel	4	13,33	Mezcla muy húmeda	4	4	6
	Cola	20	66,67				
	Alcohol	6	20				
6	Papel	4	16,67	Buena consistencia	7	6	7
	Cola	20	83,33				
7	Papel	4	14,81	Buena consistencia	5	5	6
	Cola	20	74,08				
	Alcohol	3	11,11				
8	Papel	4	18,18	Parcialmente grumosa	5	4	7
	Cola	15	68,18				
	Alcohol	3	13,62				
9	Cartón	5	20	Bastante húmeda	4	8	7
	Cola	20	80				
10	Cartón	5	25	Buena consistencia	6	8	6
	Cola	15	75				
11	Cartón	5	27,78	Parcialmente grumosa	4	3	6
	Cola	10	55,55				
	Alcohol	3	16,67				
12	Madera	10	33,33	Buena consistencia	6	8	7
	Cola	20	66,67				
13	Madera	10	33,33	Buena consistencia	3	4	4
	Cola	15	50				
	Alcohol	5	16,67				
14	Papel	2	7,69	Buena consistencia	7	5	6
	Cartón	2	7,69				
	Madera	2	7,69				
	Cola	20	76,93				
15	Madera	10	30,3	Buena consistencia	3	4	6
	Cola	20	60,7				
	Alcohol	3	10				

Una vez más, se ha observado que la adición de alcohol a la mezcla retrasa el secado e incrementa la contracción, por lo que en la medida de lo posible, se ha evitado su uso en posteriores mezclas.

• Cola para papeles pintados

En este caso, y a diferencia de la cola lista para empapelar, al tratarse de una cola que se comercializa en polvo y a la que hay que añadir agua, se han hecho varias pruebas con diferentes proporciones de agua y cola, con el propósito de obtener una mayor cantidad de muestras a evaluar.

Se denota a cada mezcla de agua y cola en polvo, como Cola1, Cola2...

**Tabla 5.3: Combinaciones de Agua + Cola en polvo.**

		Gramos	%
<b>Cola1</b>	Agua	150	96,77
	Cola en Polvo	5	3,23
<b>Cola2</b>	Agua	150	95,24
	Cola en Polvo	7,5	4,76
<b>Cola3</b>	Agua	150	97,72
	Cola en Polvo	3,5	2,28

**Tabla 5.4: Probetas con Cola para papeles pintados con la proporción de Cola1.**

<b>Cola para papeles pintados (Cola1)</b>							
Nº	Componentes	Gramos	%	Aspecto	Secado	Contracción	Dureza
16	Papel	4	13,33	Mezcla bastante húmeda	5	6	6
	Cola	20	66,67				
17	Papel	4	21,05	Buena consistencia	7	8	4
	Cola	15	78,95				
18	Papel	4	25	Muy viscosa	7	6	4
	Cola	12	75				
19	Cartón	4	13,33	Buena consistencia	4	6	5
	Cola	20	66,67				
20	Cartón	4	21,05	Costosa homogenización	6	8	5
	Cola	15	78,95				
21	Madera	10	33,33	Muy viscosa	7	9	6
	Cola	20	66,67				
22	Madera	10	28,57	Muy viscosa	7	9	6
	Cola	25	71,43				
23	Papel	2	7,69	Buena consistencia	5	7	4
	Cartón	2	7,69				
	Madera	2	7,69				
	Cola	20	76,93				

A continuación, se realizaron dos pruebas con Aguaplast para exteriores, para ver si se podía incluir como otro aglutinante a tener en cuenta, pero quedó descartado por formar grumos y no homogenizar bien las mezclas, por lo que la numeración de las probetas continúa a partir de la número 26.

**Tabla 5.5: Probetas con Cola para papeles pintados con la proporción de Cola2.**

<b>Cola para papeles pintados (Cola2)</b>							
<b>Nº</b>	<b>Componentes</b>	<b>Gramos</b>	<b>%</b>	<b>Aspecto</b>	<b>Secado</b>	<b>Contracción</b>	<b>Dureza</b>
26	Papel	4	13,33	Buena consistencia	4	8	6
	Cola	20	66,67				
27	Papel	4	21,05	Buena consistencia	4	8	5
	Cola	15	78,95				
28	Papel	4	25	Presenta algunos grumos	7	8	4
	Cola	12	75				
29	Cartón	4	13,33	Buena consistencia	5	6	7
	Cola	20	66,67				
30	Cartón	4	21,05	Bastante viscosa	7	8	6
	Cola	15	78,95				
31	Madera	10	33,33	Muy viscosa	8	7	7
	Cola	20	66,67				
32	Madera	10	40	Presenta algunos grumos	9	8	8
	Cola	15	60				
33	Papel	10	28,57	Muy viscosa	8	7	7
	Cartón	25	71,43				

**Tabla 5.6: Probetas con Cola para papeles pintados con la proporción de Cola3.**

<b>Cola para papeles pintados (Cola3)</b>							
<b>Nº</b>	<b>Componentes</b>	<b>Gramos</b>	<b>%</b>	<b>Aspecto</b>	<b>Secado</b>	<b>Contracción</b>	<b>Dureza</b>
34	Papel	4	13,33	Excesivamente húmeda	7	4	6
	Cola	20	66,67				
35	Papel	4	21,05	Muy húmeda	8	5	7
	Cola	15	78,95				
36	Papel	4	28,57	Buena consistencia	8	5	7
	Cola	10	71,43				
37	Papel	4	36,36	Presenta algunos grumos	8	5	7
	Cola	7	63,64				
38	Cartón	4	13,33	Muy húmeda	7	4	8
	Cola	20	66,67				

Nº	Componentes	Gramos	%	Aspecto	Secado	Contracción	Dureza
39	Cartón	4	21,05	Buena consistencia	7	4	8
	Cola	15	78,95				
40	Cartón	4	28,57	Muy viscosa	7	4	8
	Cola	10	71,43				
41	Cartón	6	37,5	Mala homogenización, grumos	8	6	7
	Cola	10	62,5				
42	Madera	10	33,33	Buena consistencia	7	6	6
	Cola	20	66,67				
43	Papel	10	40	Mala homogenización, grumos	8	7	8
	Cartón	15	60				

• **Cemento cola universal**

Con el cemento cola, al igual que con la cola para papeles pintados, al tratarse de polvo al que hay que añadir agua, se han hecho pruebas con dos proporciones distintas. No hay que olvidar que si se prepara el cemento cola con la proporción de agua que aconseja el fabricante, el resultado es una pasta que una vez endurecida, sirve por sí sola para recubrir desperfectos en paredes, por lo que no lo se ha mezclado en la proporción que indica el fabricante, pues la idea es sustituir parte del cemento cola que habría que añadirse por el material de aporte, de esta forma, se consigue reducir el coste de la mezcla final.

Las mezclas de cemento cola y agua, así como sus proporciones son:

**Tabla 5.7: Combinaciones de Agua + Cemento cola en polvo.**

		Gramos	%
<b>Cemento1</b>	Agua	200	44,44
	Cemento cola	250	55,56
<b>Cemento2</b>	Agua	200	53,33
	Cemento cola	175	46,67

**Tabla 5.8: Probetas con Cemento cola con la proporción de Cemento1.**

Cemento cola universal (Cemento1)							
Nº	Componentes	Gramos	%	Aspecto	Secado	Contracción	Dureza
44	Papel	4	11,76	Muy húmeda	5	8	7
	Cemento	30	88,24				
45	Papel	4	13,8	Buena consistencia	6	8	8
	Cemento	25	86,2				
46	Papel	4	16,67	Presenta algunos grumos	6	8	8
	Cemento	20	83,33				
47	Cartón	4	11,76	Muy viscosa	6	8	7
	Cemento	30	88,24				
48	Cartón	4	13,8	Presenta algunos grumos	7	8	7
	Cemento	25	86,2				
49	Cartón	10	14,28	Muy viscosa	5	8	8
	Cemento	60	85,72				
50	Cartón	10	16,67	Presenta algunos grumos	6	8	8
	Cemento	50	83,33				

**Tabla 5.9: Probetas con Cemento cola con la proporción de Cemento2.**

Cemento cola universal (Cemento2)							
Nº	Componentes	Gramos	%	Aspecto	Secado	Contracción	Dureza
51	Papel	4	11,76	Muy húmeda	5	8	7
	Cemento	30	88,24				
52	Papel	4	13,8	Buena consistencia	5	8	7
	Cemento	25	86,2				
53	Papel	4	16,67	Muy viscosa	6	7	6
	Cemento	20	83,33				
54	Papel	4	21,05	Presenta algunos grumos	6	7	8
	Cemento	15	78,95				
55	Cartón	4	11,76	Muy húmeda	6	8	8
	Cemento	30	88,24				
56	Cartón	4	13,8	Presenta algunos grumos	6	8	8
	Cemento	25	86,2				
57	Cartón	10	14,28	Muy húmeda	6	8	8
	Cemento	60	85,72				
58	Cartón	10	20	Presenta algunos grumos	7	8	9
	Cemento	40	80				
59	Cartón	10	16,67	Buena consistencia	8	8	8
	Cemento	50	83,33				

• Cola para papeles pintados y Cemento cola universal

Al haberse evaluado dos aglutinantes que se distribuyen en formato polvo, también se ha probado la combinación de ambos en una sola mezcla, para posteriormente evaluar cómo se comportan al mezclarse con los distintos materiales con los que se trabaja. Para este ensayo, se ha optado por la mezcla de cola para papeles pintados, cemento cola y agua en las proporciones:

**Tabla 5.10: Combinaciones de Agua + Cola para papeles pintados + Cemento cola en polvo.**

		Gramos	%
<b>Cola</b>	Agua	300	74,26
	Cola	4	0,99
	Cemento cola	100	24,75

Tras ello, se han realizado las mismas pruebas con el papel, el cartón y la madera.

**Tabla 5.11: Probetas con Cola para papeles pintados y Cemento cola.**

<b>Cola para papeles pintados y Cemento cola</b>							
Nº	Componentes	Gramos	%	Aspecto	Secado	Contracción	Dureza
60	Papel	4	16,67	Buena consistencia	7	6	6
	Cola	20	83,33				
61	Papel	4	21,05	Muy viscosa	8	7	7
	Cola	15	78,95				
62	Papel	5	28,57	Presenta algunos grumos	8	7	7
	Cola	12,5	71,43				
63	Cartón	4	16,67	Buena consistencia	6	7	6
	Cola	20	83,33				
64	Cartón	4	21,05	Muy viscosa	7	7	7
	Cola	15	78,95				
65	Cartón	4	24,24	Presenta algunos grumos	7	8	7
	Cola	12,5	75,76				
66	Madera	10	20	Muy húmeda	6	8	5
	Cola	40	80				
67	Madera	10	22,22	Buena consistencia	7	8	7
	Cola	35	77,78				
68	Madera	10	25	Presenta algunos grumos	8	8	8
	Cola	30	75				

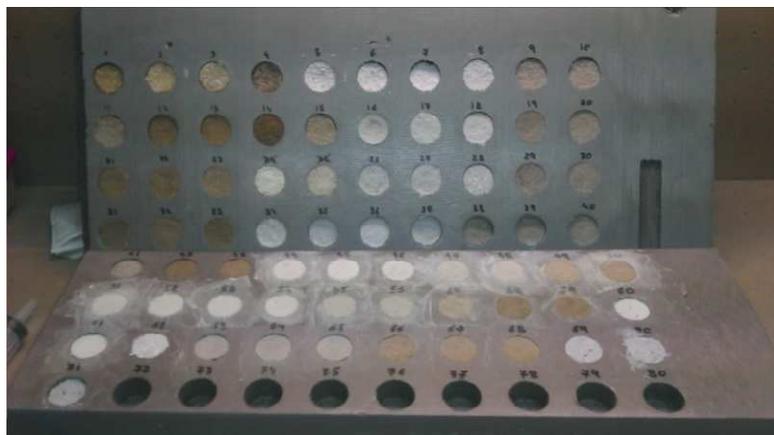
• Cola blanca

Con la cola blanca se han realizado un total de 3 muestras, debido a que han sido suficientes para determinar que la textura de la mezcla resultante imposibilitaría una correcta deposición del material al resultar muy pegajosa. La mezcla resultante arrastraría al material depositado con anterioridad, imposibilitando hacer esquinas o incluso arrastrando tras de sí las capas inferiores, pudiendo darse el caso de que incluso se depositase con dificultad porque se quedara adherida a la boquilla. Una solución hubiera sido añadir alcohol para disminuir dicho efecto, pero se corregiría un defecto añadiendo otro, el de la contracción y el incremento del tiempo de secado.

**Tabla 5.12: Probetas con Cola blanca.**

Cola blanca							
Nº	Componentes	Gramos	%	Aspecto	Secado	Contracción	Dureza
69	Papel	4	16,67	Exceso de cola	6	8	6
	Cola	20	83,33				
70	Papel	4	21,05	Mezcla pegajosa	7	8	6
	Cola	15	78,95				
71	Papel	4	28,57	Mezcla muy seca	8	8	6
	Cola	10	71,43				

En la Figura 5.9 se pueden ver todas las probetas en las matrices de espuma de alta densidad, donde fueron evaluadas. Tras los resultados obtenidos y tras analizar visualmente la textura de las probetas, se seleccionaron unas primeras candidatas, que posteriormente, fueron mecanizadas superficialmente con el robot KUKA 15/2, para determinar cuáles de ellas eran mecanizables con menor esfuerzo y proporcionaban un acabado superficial más idóneo para la fabricación de moldes.



**Figura 5.9: Matrices de espuma de alta densidad con las probetas de los ensayos.**

Finalmente, la muestra seleccionada como óptima fue la muestra número 59, compuesta de cemento cola, agua y madera. Antes de seguir adelante con ella, se llenó una jeringuilla con dicha mezcla, se selló herméticamente y se dejó durante 24 horas. Al término de las 24 horas, la mezcla había solidificado dentro, por lo que quedó descartada, siendo sustituida por la siguiente muestra que dio mejores resultados, que fue la 42, a base de cola para papeles pintados, agua y madera.

Cabe comentar que, además del problema del fraguado/secado al vacío, la muestra 59 presentaba el inconveniente de que, al ser el aglutinante agua y cemento cola una mezcla muy poco viscosa y con mucha agua, al someterla la mezcla a presión para ser extruida, expulsaba el agua, quedándose compactada la madera y totalmente seca.

En el caso de la muestra número 39, también fue descartada, en este caso debido a la gran presión que requiere para ser extruida, optando por la tercera opción, que resultó ser la definitiva.

La muestra 39, compuesta a base de cartón, cola para papeles pintados y agua, además de no secarse cuando se encuentra en un recipiente sellado herméticamente y ser fácilmente extruible, proporciona una buena adhesión entre capas, haciendo que cuando se deposita una capa sobre otra, se adhieran fácilmente y sin dejar espacios huecos entre pasadas.

**Tabla 5.13: Composición de la mezcla seleccionada.**

<b>Cola para papeles pintados (Cola3)</b>							
<b>Nº</b>	<b>Componentes</b>	<b>Gramos</b>	<b>%</b>	<b>Aspecto</b>	<b>Secado</b>	<b>Contracción</b>	<b>Dureza</b>
39	Cartón	4	21,05	Buena consistencia	7	4	8
	Cola	15	78,95				

## 6 PRESUPUESTO

El presupuesto se ha desglosado en dos apartados, uno de ellos corresponde al sistema de alimentación, el cual sólo ha de adquirirse una vez, y el otro corresponde al material de impresión, el cual ha de reponerse conforme se va agotando.

De esta manera, el hecho de crear una pieza con este sistema de fabricación, implica una inversión inicial correspondiente a la fabricación del sistema de alimentación, cuyo coste está detallado en la tabla que sigue.

**Tabla 6.1: Desglose de precios de los componentes del cilindro y pistón.**

Material	Unidades	Coste unidad (€)	Coste total (€)
Plancha Acero Galvanizado 1x880x550 (mm)	1	21,05	21,05
Varilla Roscada Acero M6 1000mm	6	3,97	23,82
Tuercas Hexagonales M6 (Bolsa de 250 Uds.)	1	7,58	7,58
Arandelas M6X25mm (Bolsa 100 Uds.)	1	4,80	4,80
Retén EPIDOR 94 AU 925	1	38,96	38,96
Tornillo Hexagonal M6X40 (Bolsa 200 Uds.)	1	8,05	8,05
Tornillo Hexagonal M10X30 (Bolsa 10 Uds.)	1	5,75	5,75
Arandela M10X40 (Bolsa 50 Uds.)	1	5,60	5,60
Tuercas Hexagonales M10 (Bolsa de 25 Uds.)	1	1,50	1,50
Conectores rápidos F+C100	1	3,25	3,25
Conector Rápido Rosca Macho 1/4" BSP	1	3,75	3,75
DELFIN 500 1000x250x20 (mm)	1	58,8	58,8
		<b>TOTAL</b>	<b>182.91</b>

En cuanto al material de impresión, que está compuesto de:

- Cartón gris: Se comercializa en láminas de 3x750x1050mm, con un precio de 3€ cada lámina. Cada lámina tiene un peso de 950gr.
- Cola para papeles pintados: Se comercializa en paquetes de 125gr, con un precio de 4€ la unidad.
- Agua: Se ha incluido el precio del agua en el cálculo del presupuesto, pero a pesar de que representa el mayor porcentaje de la mezcla, la repercusión en el precio es mínima, pues se ha tomado el precio por kg que proporciona Grupo Aguas de Valencia (Valencia, 2014), y que es de 0.000313€/m<sup>3</sup>.

Por lo tanto, el desglose del precio de la mezcla de material es:

**Tabla 6.2: Desglose de precios de los componentes del material de impresión.**

Componente	% en peso	€/kg (de componente)	€/kg (de mezcla final)
Agua	77,15	0,000313	0,00024148
Cartón	21,05	3,16	0,66
Cola	1,8	32	0,57
		<b>Total</b>	<b>1,23</b>

Como se observa, el material de impresión resulta muy económico, y teniendo en cuenta que el cartón gris se puede obtener de retales que no van a ser utilizados, todavía se reduce más el coste. Es un material reciclable, así como las piezas que se fabriquen, que pueden ser procesadas para volver a obtener materia prima para volver a crear nuevo material de impresión, por lo que el impacto medioambiental es muy reducido.

En cuanto al coste de la mano de obra se debe diferenciar tres categorías profesionales:

- Ingeniero: responsable del diseño del cilindro, las varillas roscadas, las cubiertas y el pistón, así como de los cálculos necesarios para garantizar la viabilidad y resistencia del sistema.
- Técnico de taller: responsable del ensamblado de los componentes del equipo.
- Técnico de laboratorio: responsable de llevar a cabo los ensayos con las distintas mezclas evaluadas.

**Tabla 6.3: Desglose de coste de mano de obra (Ingeniariak, 2014) (Granada, 2014).**

	€/hora	Nº horas	€
Ingeniero	71	90	6390
Técnico de taller	44,06	6	264,36
Técnico de laboratorio	53,50	35	1872,50
		<b>Total</b>	<b>8526,86</b>

## 7 CONCLUSIONES

Como se ha visto, se ha construido un sistema de alimentación simple, eficaz y económico para la fabricación aditiva de piezas creadas a partir de material reciclable, a un bajo coste y con un reducido impacto medioambiental.

Hoy en día, el factor económico es una variable decisiva a la hora de llevar a cabo cualquier proyecto, y con un coste de 1,23€/Kg la fabricación de moldes mediante este sistema resulta una propuesta atractiva para quienes precisen realizar moldes destinados a fabricar piezas con polímeros, plásticos o resinas. Una vez el molde haya agotado su vida útil, puede triturarse y servir de nuevo como materia prima para una nueva mezcla. Reutilizar los moldes deteriorados como materia prima disminuye aun más los costes y reduce considerablemente el impacto medioambiental del proceso.

No hay que olvidar que tras la fabricación del molde, éste ha de someterse a un mecanizado para mejorar su acabado superficial, por lo que a pesar de tener que sobredimensionar las piezas que se creen empleando así mas material del estrictamente necesario, la viruta resultante de dicho mecanizado es por sí misma, y prácticamente sin necesidad de ningún procesado, materia prima para una nueva mezcla. Como se observa, la reutilización de la mezcla es completa.

También es de gran importancia el hecho de que no se utilicen sustancias tóxicas en la elaboración de moldes mediante este proceso, pues en la actualidad se fabrican con resinas epoxi y otros tipos de polímeros que, como se sabe, generan un mayor impacto medioambiental y son perjudiciales para la salud, debiendo manipularse con un equipo de protección como guantes, mascarilla, etc.

En este TFG se ha querido resaltar la idea de avanzar e innovar permitiendo lograr resultados positivos en varias direcciones: respeto al medio ambiente, seguridad, sostenibilidad y también en aspectos de competitividad.

## 8 BIBLIOGRAFÍA

DuPont. (2014). DuPont: Delrin. Acetal resin. Design information. Recuperado el 20 del 05 de 2014, de DuPont: Delrin. Acetal resin. Design information:  
<http://plastics.dupont.com/plastics/pdflit/europe/delrin/DELDGe.pdf>

Epidor. (2014). Epidor. Recuperado el 26 del 05 de 2014, de Epidor:  
[http://www.epidor.com/documentos/A37\\_E-JuntasparaHidraulica.pdf](http://www.epidor.com/documentos/A37_E-JuntasparaHidraulica.pdf)

Fabrimetal (2014). Fabrimetal. Recuperado el 18 del 05 de 2014, de [www.fabrimetal.com](http://www.fabrimetal.com),  
fabricaciones metalmecánicas con calidad y precisión  
<http://fabrimetal.co/taxonomy/term/7>

FMA (2014). Thefabricator.com. Recuperado el 19 del 05 de 2014, FMA Thefabricator.com A  
publication of the Fabricators & Manufacturers Association, Intl®  
<http://www.thefabricator.com/article/bending/doblado-de-metal-de-alta-resistencia-a-la-tension>

Ferrovicmar (2014). Ferro Vicmar. Recuperado el 19 del 05 de 2014, de Ferro Vicmar:  
<http://www.ferrovicmar.com/esmeriladora-bosch-gsm175.asp>

Granada (2014). Centro de Instrumentación Científica, Universidad de Granada. Recuperado el 19  
del 05 de 2014, Centro de Instrumentación Científica, Universidad de Granada  
<http://cic.ugr.es/tarifas-por-servicio.php>

IIE (2014). Ingeniería Industrial y Educación. Recuperado el 18 del 05 de 2014, Ingeniería Industrial  
y Educación <http://profmgodoy.wordpress.com/2013/10/11/laminado/>

Ingeniariak (2014). Colegio de Ingenieros Industriales de Gipuzkoa. Recuperado el 18 del 05 de  
2014, Ingeniariak Gipuzkoako Industri Ingeniarien Elkargoa, Colegio de Ingenieros  
Industriales de Gipuzkoa  
[http://www.coiig.com/COIIG/dmdocuments/Profesional/encuesta%20salarios/encuesta\\_salarios\\_2011\\_modme.pdf](http://www.coiig.com/COIIG/dmdocuments/Profesional/encuesta%20salarios/encuesta_salarios_2011_modme.pdf)

Jacobs, G. (2011). Maschinengestaltung. Vorlesungsumdruck für das Wintersemester.(Series:  
Maschinengestaltung, Vol. 1) . En G. Jacobs. Herzogenrath: Schumache.

- Kopeliovich, D. (2014). [http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=main\\_page](http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=main_page). Recuperado el 27 del 05 de 2014, de SubsTech. Substances and Technologies: [http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=methods\\_of\\_shape\\_forming\\_ceramic\\_powers](http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=methods_of_shape_forming_ceramic_powers)
- Kuka (2014). KUKA Robotics. Recuperado el 19 del 05 de 2014, KUKA Robotics [http://www.kukarobotics.com/spain/es/products/industrial\\_robots/low/kr16\\_2/start.htm](http://www.kukarobotics.com/spain/es/products/industrial_robots/low/kr16_2/start.htm)
- Ningbo (2014). Ningbo Haida Plastic Machinery Company Ltd. Recuperado el 19 del 05 de 2014, Ningbo Haida Plastic Machinery Company Ltd <http://www.injectionmachinecn.es/1-1-plastic-injection-machine.html>
- Numaingenieria (2014). Numa Ingeniería S.A de C.V. Recuperado el 18 del 05 de 2014, Numa Ingeniería: <http://www.numa.com.mx/fresado.html>
- Reprap (2014). RepRap BCN. Recuperado el 19 del 05 de 2014, RepRap BCN <https://reprapbcn.wordpress.com/tag/impresora-3d/>
- Saca (2014). Soldadura de aluminio con arco. Recuperado el 19 del 05 de 2014, Blog Soldadura de aluminio con arco <http://soldaduradealuminioconarco.blogspot.com.es/>
- SHARMA, S. C. (2013). NPTEL. Recuperado el 23 del 05 de 2014, de National Programme on Technology Enhanced Learning: <http://nptel.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT-RORKEE/strength%20of%20materials/lects%20&%20pics/image/lect15/lecture15.htm>
- TR (2014). Taladrar y Remachar. Recuperado el 18 del 05 de 2014, Blog taladrar y remachar <http://taladraryremachar.blogspot.com.es/>
- Undo (2014). Undo prototipos. Recuperado el 18 del 05 de 2014, Undo prototipos <http://undoprototipos.com/index.php/Materiales/arena.html>
- Valencia, A. d. (2014). Aguas de Valencia. Recuperado el 14 del 06 de 2014, de Aguas de Valencia: <https://www.aguasdevalencia.es/portal/web/AreaClientes/Informacion/GaleriaFacturas.html?action=detail&image=4>
- VDI. (2003). Guideline VDI 2230 (February 2003). Systematic calculation of high duty bolted joints. Joints with one cylindrical bolt.

Zavala, R. A. (2014). <http://computacion82morelia.blogspot.com.es/>. Recuperado el 10 del 05 de 2014, de <http://computacion82morelia.blogspot.com.es/>:  
<http://computacion82morelia.blogspot.com.es/2013/03/sistemas-y-tecnicas-de-fabricacion.html>