



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología

Sección de Ingeniería Industrial

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO:

Diseño y construcción de un banco de pruebas para criogenia

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Luis Miguélez García

Tutor: Carmelo Militello Militello

Tutor externo: Pablo Redondo Caicoya

Septiembre de 2017

ÍNDICE GENERAL

Abstract.

Memoria.

Anexo I. Cálculos.

Anexo II. Cálculos termodinámicos.

Anexo III. Catálogos.

Planos.

Anexo IV. Presupuesto.

ABSTRACT

The objective of this project is the design of a test bed in which the behaviour of mechanical elements at cryogenic conditions will be tested; this will be presented as a new proposal as an alternative to conventional cryostats.

The test bed pretends to simulate the working conditions of the different elements with the highest possible grade of reliability, efficacy and security conditions for the operator and the environment. As refrigerant, it had been chosen liquid nitrogen (at a temperature of 77 K, reference in cryogenic instruments), as environment in which the pieces will be entered in direct immersion.

The final chosen result has been a testing bench composed of three differentiated parts:

- First of all, a pre-forming chamber of vacuum, that allows to eliminate the residual moisture, which could affect to the correct functioning of the pieces.
- Secondly, a cryogenics chamber that will hold the liquid nitrogen, this is the part where the different elements studied will be submerged.
- At last, there is a mechanical system of the transfer bar between both chambers.

The own proportions of the components of the test bed limit the dimensions of the studied pieces. All of this is supported by several calculations and thermal and structural analysis.

The solution that it has been reached to answer to the necessity of studying the behaviour of certain materials in cryogenic conditions, have been an hermetic test bed able to be evacuated and handle from the outside through mechanical systems. That is why we need to take into account the design: the feasibility in construction, the facility of handling, the portability and the implementation costs.



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

Memoria

TÍTULO:

**Diseño y construcción de un banco de pruebas para
criogenia**

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Luis Miguélez García

Tutor: Carmelo Militello Militello

Tutor externo: Pablo Redondo Caicoya

Septiembre de 2017

ÍNDICE MEMORIA

0. Hoja de identificación	7
1. Objeto	9
2. Alcance.....	9
3. Antecedentes	10
3.1 Criostatos.....	11
3.2 Banco de pruebas UKATC:.....	12
4. Normas y Referencias	13
4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas	13
4.2 Bibliografía	13
4.3 Programas de cálculo y diseño	15
4.4 Orden de prioridad de los documentos.....	15
5 Requisitos de diseño	15
6 Ideas previas.....	16
6.1 Introducción	16
6.2 Primera idea	17
6.2.1 Conclusiones del primer intento.....	18
6.3 Eliminación total o en gran medida de la humedad ambiental.....	19
6.3.1 Primera idea.....	19
6.3.2 Conclusiones del segundo intento.....	20
6.4 Circuito de deshumidificación con filtros sólidos para la humedad.....	21
6.5 Hervidor como flujo de nitrógeno independiente	21
6.6 Conclusiones finales.....	22
7 Diseño y análisis de soluciones	23
A la hora de describir los diferentes pasos que se han llevado a cabo durante el diseño del banco de pruebas, dividiremos el desarrollo en tres partes, siguiendo los componentes principales y claramente diferenciados de la máquina:	23
7.1 Precámara	25
7.1.1 Cámara de vacío.....	25
7.1.2 Tapa fija	30
7.1.2.1 Primer diseño	30
7.1.2.2 Diseño final.....	33
7.1.3 Tapa móvil.....	35
7.1.3.1 Primer diseño	35
7.1.3.2 Diseño final.....	36
7.1.4 Conducción y complementos del sistema de vacío	38
7.2 Cámara de criogenia	44
7.2.1 Estructura superior de la cámara de criogenia	44
7.2.2 Sistema de guías y soportes.....	47
7.2.3 Hervidor de nitrógeno líquido y carcasa	47
7.2.4 Dispositivos de seguridad.....	52
7.3 Mecanismo de movimiento de Inmersión-Emersión-Traslación.....	53
7.3.1 Sistema manivela-eje.....	54
7.3.2 Sistema tornillo sinfín-corona.....	56

7.3.3 Sistema piñón-cremallera.....	58
7.3.4 Orejas de sujeción.....	60
7.3.5 Placa de apoyo.....	61
7.3.6 Elección de los materiales del mecanismo y lubricación.....	62
CONCLUSIÓN.....	66
CONCLUSION.....	67

ÍNDICE DE FIGURAS MEMORIA

Figura 1. Criostato de pruebas para el sistema multirrendijas del instrumento EMIR. Fuente: IAC.	12
Figura 2. Ensayo criogénico con atmósfera de presión positiva. Fuente: UKATC.	12
Figura 3. Glove-Box. Fuente: madeinchina.com	16
Figura 4. Caja de granallar. Fuente: elaboración propia.	17
Figura 5. Experimento con deshumidificador. Fuente: elaboración propia	19
Figura 6. Derecha - Bolsa Silicagel. Izquierda: experimento con desecante. Fuente: elaboración propia	21
Figura 7. Conjunto banco de pruebas. Fuente: elaboración propia	24
Figura 8.- Corte de sección del conjunto. Fuente: elaboración propia.	24
Figura 9. Rangos de presión de los procesos industriales de vacío Fuente: Fundamentals of Vacuum Technology.	26
Figura 10. Precámara de perfil rectangular. Fuente: elaboración propia.	27
Figura 11. Precámara de perfil cilíndrico. Fuente: elaboración propia.	29
Figura 12. Posiciones de cordones de soldadura. Fuente: Curso soldadura de vacío. Universidad de Vigo	30
Figura 13. Palanca de fijación vertical con desplazamiento axial. Fuente: Toggle clamps & clamping system. CLAMPTEK.	31
Figura 14. Primer diseño de tapa fija con bisagra y palancas . Fuente: elaboración propia.	32
Figura 15. Detalle del alojamiento de la junta tórica en la tapa fija. Fuente: elaboración propia.	32
Figura 16. Detalle de la holgura del pasador de la bisagra. Fuente: elaboración propia.	33
Figura 17. Vista isométrica de tapa fija final. Fuente. elaboración propia.	34
Figura 18. Pasamuros DFC(MIL-DTL- 26482 Type). Fuente: www.detoronics.com.	34
Figura 19. Primer diseño de tapa móvil. Fuente. elaboración propia.	35
Figura 20. Diseño fina de tapa móvil, detalle de O-rings, guías de sujeción y dados de sujeción. Funete: elaboración propia.	37
Figura 21. Tipos de bombas de vacío según el rango de trabajo. (Fuente: Propia, basada en "Curso de Vacío TECNOVAC PDF").	39
Figura 22. Bomba de vacío de paletas rotativas TRIVAC D40 y partes de la bomba. (Fuente: Catálogo LEYBOLD	40
Figura 23. Tipos de medidores de vacío y sus rangos de trabajo. Fuente: http://www.marpavacuum.com/es/controladores/elementmedicion.html .	41
Figura 24. Medidor de vacío piezo-Pirani. Fuente: www.thyracont-vacuum.com.	41
Figura 25. Esquema de conjunto de brida KF. Fuente: Nociones de la tecnología de vacío. U. Vigo.	42
Figura 26. Vista explosionada de sistema KF del banco de pruebas (Elaboración propia)	43
Figura 27. Vista explosionada del conjunto "cuerpo de cámara". Fuente: Elaboración propia.	45
Figura 28. Detalle de posición de las guías en el interior de la cámara. Fuente: elaboración propia.	46
Figura 29. Partes del conjunto de guías y soporte. Fuente: elaboración propia.	47
Figura 30. Efecto del contenido del Níquel en la tenacidad del acero. Fuente: ingenieriademateriales.wordpress.com	49
Figura 31. Vista de sección del subconjunto hervidor y carcasa de aislamiento. Fuente: elaboración propia	51
Figura 32. Vista de corte y despiece de un disco de ruptura. Fuente: Catálogo de "Alivio de Presión y Vacío" REMBE.	53
• Figura 33. Esquema de vista isométrica de las partes y funcionamiento del mecanismo de inmersión-traslación-emersión. Fuente: elaboración propia.	54
Figura 34. Perspectiva isométrica del conjunto eje-manivela. Fuente: elaboración propia.	54
Figura 35. Detalle y partes del sistema de apriete. Fuente: elaboración propia.	55
Figura 36. Detalle de posición de tornillo sin fin-corona en el conjunto. Fuente: elaboración propia.	57
Figura 37. Conjunto de tornillo sin fin y corona envolvente simple (Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L.Mott)	58

- *Figura 38. Detalle de posición de piñón cremallera. Oreja de sujeción en el conjunto. Fuente: elaboración propia.* _____ 59
- Figura 39. Alzado y vista lateral de oreja de sujeción. Fuente: elaboración propia.* _____ 60
- Figura 40. Vista de placa de apoyo (a y b). Fuente: elaboración propia.* _____ 62

ÍNDICE DE TABLAS MEMORIA

Tabla 1. Niveles de vacío según la presión interna. Fuente: Fundamentals of Vacuum Technology. ___ 25

0. Hoja de identificación

TÍTULO:	Diseño y construcción de un banco de pruebas para criogenia.
GRADO:	Ingeniería Mecánica.
TUTOR ACADÉMICO: Contacto:	Carmelo Militello Militello. carmelomilitello@gmail.com
TUTOR EXTERNO: Contacto:	Pablo Redondo Caicoya. pablo@instru-tec.com
ENCARGADO POR: Dirección:	Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología (ESIT). Universidad de La Laguna (ULL). Avda. Astrofísico Francisco Sánchez, s/n San Cristóbal de La Laguna, Tenerife, España.
ENCARGADO POR: Dirección:	INSTRUTEC S.L.U. C/ El Rey y la Reina 16A 2ºC San Cristóbal de La Laguna, Tenerife, España.
AUTOR DEL PROYECTO: DNI: Dirección: Contacto:	Luis Miguélez García 54110130-P C/ Ara, nº9 Guamasa, San Cristóbal de La Laguna, Tenerife, España. luistf92@gmail.com

Memoria

1. Objeto

El presente trabajo de fin de grado tiene por objeto el diseño y construcción de un banco de pruebas para el estudio del comportamiento de piezas, motores y otros elementos mecánicos que van a trabajar posteriormente bajo condiciones de criogenia.

El proyecto surge con la idea de proponer una alternativa al empleo de los criostatos convencionales destinados para dicho fin.

Todos los diseños elaborados serán de carácter conceptual, y se elaborarán una serie de estudios para comprobar la funcionalidad del instrumento en base a los diseños.

2. Alcance

El sistema consta de tres partes bien diferenciadas: una precámara de vacío diseñada para conseguir una presión interior de $9 \times 10^{-3} \text{ mbar}$, suficiente para que se produzca la deshumidificación de la atmósfera a niveles permisibles; de una cámara de criogenia de presión positiva y atmósfera de nitrógeno gas libre de humedad y de un sistema mecánico de desplazamiento entre cámaras.

El sistema diseñado es apto sólo para uso con nitrógeno líquido dadas las especiales características del gas (el bajo calor latente del nitrógeno hace que el gas evaporado no enfríe demasiado el recipiente). No sirve para Helio líquido.

El banco de pruebas está específicamente diseñado para probar el comportamiento de elementos mecánicos que no requieran de unos parámetros críticos de precisión a la hora de su funcionamiento. Dichos elementos no deberían exceder los 10 kg de peso en su conjunto y sus dimensiones no deberán sobrepasar los 10 cm de alto (limitado por las dimensiones del recipiente propuesto en donde se realizará el baño con LN₂) y no deberán ser de una longitud mayor de 35 cm de largo por 15 cm de ancho (limitadas por las dimensiones de la precámara de vacío propuestas).

El uso del banco de pruebas se ha diseñado para que su uso sea íntegramente manual y analógico (exceptuando los sensores de temperatura y presión).

En este trabajo, se han tenido en cuenta todos los aspectos mecánicos necesarios, sin incluir el diseño de los elementos electrónicos, si bien se ha previsto la localización de los sensores y el espacio para el cableado.

Este proyecto, por la propia naturaleza del mismo, tendrá como ámbito de aplicación todos aquellos campos de la industria que trabajen con componentes en condiciones criogénicas, así como los institutos de investigación y alta tecnología en donde se realicen experimentos que requieran componentes mecánicos que trabajen en estas condiciones y se deseen probar previamente a su implementación final.

3. Antecedentes

El proyecto surge de la necesidad que se le plantea a ciertas empresas o instituciones que utilizan aparataje o equipamiento que debe trabajar bajo condiciones criogénicas. El comportamiento de las piezas debe ser comprobado previo a su instalación.

3.1 Criostatos

En primer lugar, y como antecedente principal, se dispone de un criostato, el cual es el dispositivo originario para tal fin. Un criostato es un elemento diseñado para mantener temperaturas criogénicas¹ en un entorno o un objeto montados en su interior.

Las bajas temperaturas pueden mantenerse dentro de un criostato utilizando diversos métodos de refrigeración, usualmente utilizando un baño de líquidos criogénicos, tales como el nitrógeno o el helio líquido. Por lo tanto, normalmente se monta en un recipiente de construcción similar a un matraz de vacío o “Dewar”².

Sin embargo, estos criostatos tienen el inconveniente de que, al ser recipientes específicamente diseñados para vacío (necesario para aislar térmicamente el interior a temperaturas criogénicas, del exterior a temperatura ambiente), son difícilmente accesibles desde el exterior. Por tanto, muchas de las pruebas que se llevan a cabo dentro de estos criostatos implican la instalación de sensores (fuerza, par, desplazamiento, temperatura) que al tener que funcionar en criogenia y vacío son difíciles de conseguir.

La alternativa es colocarlos fuera de los criostatos, a temperatura ambiente, y emplear pasamuros³ de vacío para manipular el contenido del criostato. Ello conlleva muchas limitaciones en cuanto a la variedad y flexibilidad de las pruebas que se pueden realizar.

El resultado es que las pruebas criogénicas conllevan un trabajo arduo de preparación del criostato, lo que dilata la ejecución de las mismas, especialmente cuando por el más mínimo error de diseño hay que abrir el criostato para acceder al interior y volver a poner el sistema en marcha. Muchas veces montar un banco de pruebas en un criostato es casi crear un instrumento nuevo.

¹ Temperaturas criogénicas: Se consideran temperaturas criogénicas las temperaturas inferiores a 123 K (-150,15°C).

² Dewar: Son recipientes de doble pared con un alto vacío entre las paredes para reducir la transferencia de calor al líquido.

³ Pasamuro: sistemas de sellado que se utilizan en lugares donde se enrutan cables y tuberías a través de aperturas.

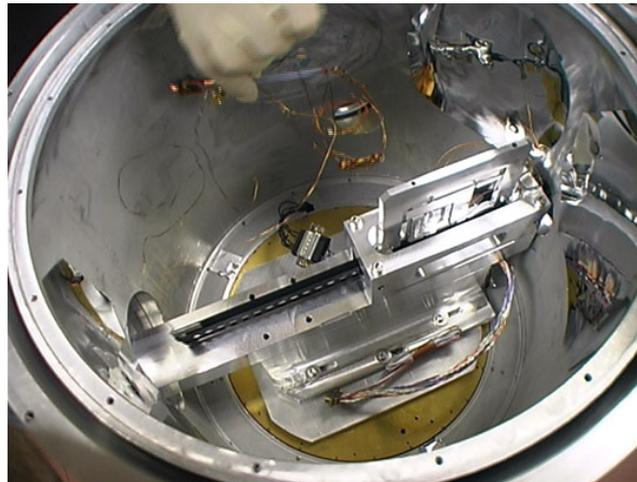


Figura 1. Criostato de pruebas para el sistema multirrendijas del instrumento EMIR. Fuente: IAC.

En la fotografía se puede observar uno de los instrumentos del proyecto EMIR del IAC en el interior de un criostato en el que posteriormente se realizaran las pruebas correspondientes bajo condiciones criogénicas. Se puede observar como es necesario adaptar la forma y estructura del criostato a las dimensiones específicas del instrumento.

3.2 Banco de pruebas UKATC:

Como antecedente directo se tiene el banco de pruebas del UKATC (United Kingdom Astronomy Technology Centre), que han empleado para la caracterización de brazos robóticos a temperatura criogénica.



Figure 11. Cryogenic testing in a protective atmosphere

Figura 2. Ensayo criogénico con atmósfera de presión positiva. Fuente: UKATC

Atendiendo a la fotografía en la que se muestra el prototipo británico, se observan dos compartimentos superpuestos. El compartimento interior es en el que se

realizan los ensayos de los mecanismos en criogenia mediante un baño de LN₂. El compartimento externo contiene el primer compartimento y las mangueras del refrigerante.

Este sistema ideado por los británicos se diferencia principalmente de los criostatos convencionales, en que en su interior existe una atmósfera de presión positiva de nitrógeno gas seco (libre de humedad) en vez de una atmósfera de vacío, lo cual reduce bastante las dimensiones y peso del dispositivo.

4. Normas y Referencias

4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas

- UNE 1039-94 (ISO 129-1985): *Acotación de los planos.*
- UNE 1027-95: *Dibujos técnicos. Plegado de planos.*
- UNE 157001-14: *Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.*
- UNE EN 22768-1: *Tolerancias generales para las dimensiones lineales y angulares que no llevan especificación individual de tolerancia.*
- UNE 50-132-94: *Documentación. Numeración de las divisiones y subdivisiones en los documentos escritos, AENOR.*
- UNE 82100 – 0 a 13: *Magnitudes y unidades, AENOR.*
- Normativa interna de la Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología de la Universidad de La Laguna para la redacción de Trabajos de Fin de Grado UNE.

4.2 Bibliografía

Libros:

[1] NORTON, ROBERT L, 2011, *Diseño de máquinas 4ª Edición*. México, Pearson Education.

[2] MOTT, ROBERT L, 2006, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª Edición. México, Pearson Education.

[3] YOUNG, W., BUDYNAS, R., & ROARK, R. (2011). *Roark's formulas for stress and strain*. New York [u.a.]: McGraw-Hill.

[4] INCROPERA, FRANK P and WITT, DAVID P. DE, 2009, *Fundamentos de transferencia de Calor*, 4ª Edición. México, Prentice Hall.

[5] ÇENGEL, YUNUS A and GHAJAR, AFSHIN J, 2011, *Transferencia de calor y masa*, 4ª Edición. México, D.F. : McGraw-Hill Interamericana.

Textos:

[6] *Diseño de ruedas de posicionado de precisión para ambientes criogénicos basadas en cojinetes autolubricados*, 2014. , Pablo Gustavo Redondo Caicoya. Doctorado. Universidad de la Laguna.

[7] *Estudio Técnico del proceso de caracterización de sólidos a bajas temperaturas*, 2014. María del Carmen Santoja Moltó. Trabajo de Fin de Grado. Universidad Politécnica de Valencia.

[8] *Fundamentos de procesamiento con laser. 3 Nociones de tecnología del vacío*, 2006. [online], Universidad de Vigo.

[9] *Fundamentals of Vacuum Technology*, 2002 [PDF Online]. LEYBOLD.

[10] *O-rings and Back-up Rings*, 2016. TRELLEBORG

Web:

[11] *Soldadura de aceros para aplicaciones criogénicas*. Ingeniería de Materiales, 2009.

<https://ingenieriademateriales.wordpress.com/2009/04/26/soldadura-de-aceros-para-aplicaciones-criogenicas/>

[12] *Properties of Aluminum Alloys at Cryogenic and Elevated Temperatures*. 2001.
<http://www.totalmateria.com/Article23.htm>

[13] *Curso de vacío TECNOVAC*, [PDF Online]. TECNOVAC S.L Tecnología del vacío.
<http://www.uhv.es/sites/milka/doc/Curso%20de%20vacio%20Tecnovac.pdf>

4.3 Programas de cálculo y diseño

- Hojas de cálculo de Microsoft Office Excel 2010.
- Solid Works 2015: *Diseño mecánico de las piezas y conjuntos, generación y edición de planos de fabricación, análisis de elementos finitos (FEA) para tensiones y desplazamientos.*
- AutoCAD 2014: *Generación y edición de diagramas y planos.*

4.4 Orden de prioridad de los documentos

- Memoria.
- Cálculos.
- Planos.
- Presupuesto.

5 Requisitos de diseño

Para llevar a cabo un diseño funcional del banco de pruebas, se deben cumplir una serie de requisitos en lo referente a su fabricación y uso:

- **Costo:** La máquina deberá presentar una mejora económica en cuanto a la fabricación y uso de los criostatos convencionales en lo referente a pruebas en nitrógeno líquido. Además, debe reducir el tiempo necesario para la preparación y cambios de escenarios previstos en las diferentes piezas y modelos que se deseen probar en criogenia.
- **Tamaño:** La máquina deberá tener un tamaño adecuado para posibilitar su transporte sin necesidad de desmontarla o de emplear medios engorrosos. El conjunto debe ser lo más ligero posible y capaz de transportarse como máximo entre dos personas.
- **Operación:** El banco de pruebas deberá poder utilizarse de manera rápida y sencilla, permitiendo que el personal sea capaz de utilizarlo sin estar previamente cualificado para ello.

- **Seguridad:** El banco de pruebas deberá asegurar la seguridad tanto del operario que lo utilice, como de los componentes que se deseen probar en su interior. Se deberá lidiar con las temperaturas criogénicas y con todos los problemas que ello conlleva.

La máquina final deberá ser capaz de realizar las pruebas en criogenia correspondientes en el menor tiempo y costo posible, en un entorno favorable y descontaminado de impurezas y elementos que puedan afectar al correcto funcionamiento de las piezas y mecanismos. Además de proporcionar al usuario las medidas de seguridad correspondientes.

6 Ideas previas

6.1 Introducción

El planteamiento inicial se resume en el desarrollo de un dispositivo que actúa como un recipiente hermético pero evacuable, el cual se asemeja a una “glove-box” (caja de guantes) en la cual se introducirán los mecanismos o elementos que se deseen probar bajo condiciones de criogenia mediante nitrógeno líquido.



Figura 3. Glove-Box. Fuente: madeinchina.com

Una de las principales ventajas atribuibles al sistema de caja de guantes, era la posibilidad de manipular las piezas al mismo tiempo que se mantenían bajo condiciones criogénicas (nunca en contacto directo, siempre mediante una herramienta).

Otro factor que tenía que satisfacer el diseño era el de contemplar la posibilidad de añadir herramientas o sensores en el interior de la caja mientras se llevaba a cabo la manipulación de las piezas, o en su defecto, ser capaz de parar y reiniciar las pruebas en un periodo de tiempo razonablemente corto y poco costoso.

Se adquirió en primera instancia una caja de granallar la cual se consideró que, con una serie de pequeñas manipulaciones, podría adaptarse a los requerimientos planteados anteriormente. La caja de granallar en cuestión se presenta en la imagen 4 adjunta a continuación:



Figura 4. Caja de granallar. Fuente: elaboración propia.

6.2 Primera idea

La idea inicial de este proyecto era realizar un banco de pruebas para piezas en criogenia con atmosfera de presión positiva inmersas en el nitrógeno líquido. En este caso el nitrógeno tenía dos funciones principales, en primer lugar se utilizaría parte del nitrógeno para desplazar la atmosfera de aire interior y purgar la caja para crear una atmosfera de presión positiva íntegra de nitrógeno gas, desplazando el aire y sus respectivos gases contaminantes como el vapor de agua presente en la humedad absoluta del aire. En segundo lugar, se conseguía el enfriamiento de las piezas a probar mediante un baño de nitrógeno líquido.

Para ello, se buscó un recipiente que serviría tanto como de hervidor como de contenedor para la colocación de las piezas que se deseaban manipular en

criogenia. Así, se dispuso de una bandeja de acero inoxidable de unos 30x40x10 cm.

6.2.1 Conclusiones del primer intento

El nitrógeno líquido, tras el proceso de ebullición, produjo el efecto deseado de desplazamiento del aire interior. Aun así, no se debió extraer todo correctamente, debido a que en el interior de la bandeja de pruebas, se detectaron numerosos trozos de cristales de hielo presentes en el nitrógeno líquido. Esto se debe a que se produjo un proceso de cristalización de las trazas de vapor de agua presentes en la atmosfera de la caja al entrar en contacto con el nitrógeno líquido.

Otro inconveniente detectado fue que, una vez estabilizado el nitrógeno, (suponiendo que la bandeja había alcanzado la temperatura del nitrógeno líquido y ha dejado de hervir), se estabiliza el sistema y deja de tener una atmosfera de presión positiva. Es más, se apreciaba como el aire exterior comenzaba a entrar de nuevo en el sistema contaminándolo.

Esto concluía que la cantidad de nitrógeno que se evaporaba en el interior de la bandeja era insuficiente como para vencer la presión atmosférica del aire exterior, por lo tanto el aire retornaba al interior.

Por primera vez se observa como los objetos situados en el interior de la caja, y a temperatura criogénica, comienzan a cubrirse poco a poco de una capa uniforme de hielo superficial. Esto se debe a que, debido a una rápida disminución de la temperatura, la cantidad de vapor de agua saturado que soporta el aire desciende drásticamente, llegando a una humedad relativa del 100% rápidamente y provocando así la condensación y posterior solidificación del agua presente en el aire.

6.3 Eliminación total o en gran medida de la humedad ambiental

6.3.1 Primera idea

El mayor problema que se nos presentaba en el modelo, era el del exceso de humedad en el ambiente de trabajo. Por lo tanto, la primera solución que se procedió a aplicar fue la de realizar un circuito cerrado en el sistema, en el cual hubiese un deshumidificador que redujese la humedad progresivamente a medida que el aire interior se recirculaba por el mismo.

Para ello se creó un circuito cerrado formado por unas mangueras y tuberías de diversos diámetros y se improvisaron unos sistemas de adaptación para acoplarlas a las salidas y entradas de aire de un deshumidificador de uso doméstico, cuya máxima capacidad de reducción de la humedad estaba tarada en un 30% de humedad relativa desde un máximo de un 80% bajo condiciones estándar de presión y temperatura.



Figura 5. Experimento con deshumidificador. Fuente: elaboración propia

Manteniendo un flujo constante durante unos 20 minutos y con una humedad relativa ambiental de un 85%, se consiguió bajar la humedad relativa del interior del sistema en torno a un 40%. Aunque se redujo considerablemente la humedad relativa, también aumentó considerablemente la temperatura del aire. Esto se debe a que debido a las grandes pérdidas de carga del fluido en el circuito de recirculación de aire, el ventilador del aparato requería de una mayor potencia

eléctrica para mantener el flujo de aire. Por consiguiente se aumentó la temperatura del interior de la caja en unos 10-15° C más.

6.3.2 Conclusiones del segundo intento

Una vez terminada la deshumidificación se repite el mismo procedimiento mencionado en el apartado 6.2.1, dando como resultado los mismos problemas. En primer lugar, vuelven a aparecer signos de hielo superficial que van progresivamente en aumento. Cabe destacar que se observó una leve disminución de la cantidad de hielo formado tanto en las piezas a manipular como en el interior de la bandeja en donde se encuentra expuesto el nitrógeno líquido.

Aun así las cantidad de hielo formado seguía siendo inadmisibile para el correcto funcionamiento de la mayoría de los aparatos con piezas móviles.

6.3.2.1 Posibles causas

En primer lugar el sistema no estaba perfectamente sellado, por lo que una fuga en el circuito de deshumidificación del aire junto con las reversibilidades que pueden ocasionarse tras la desconexión del aparato pudieron haber contaminado el ambiente deshumidificado.

Por otro lado, al aumentar la temperatura con la misma cantidad de aire en un circuito cerrado, y atendiendo a la definición de humedad relativa, se disminuye la fracción molar de vapor de agua en el aire respecto a la fracción molar del vapor de agua en un aire saturado de agua a la misma temperatura seca.

Esto pudo significar que la humedad absoluta se mantuviera prácticamente igual o con una disminución mínima, a la vez que falseaba los datos determinados por el sensor del deshumidificador, el cual proporciona sólo los datos de la temperatura y la humedad relativa del aire.

6.4 Circuito de deshumidificación con filtros sólidos para la humedad

Como alternativa al uso del deshumidificador y, debido a los posibles fallos detectados anteriormente, se planteó un método de captación de humedad diferente. En este caso, se optó por el uso de unas bolsas desecantes las cuales tendrían la función de retener las partículas de humedad presentes en el aire atmosférico.

Se optó como material desecante por el gel de sílice, también conocido como Silicagel, por dos grandes razones: su gran porosidad, que le otorga alrededor de $800 \text{ m}^2/\text{g}$ de superficie específica lo que le convierte en un absorbente de agua y su disponibilidad.



Figura 6.Derecha - Bolsa Silicagel. Izquierda: experimento con desecante. Fuente: elaboración propia

Los resultados fueron desfavorables como en los casos anteriores.

6.5 Hervidor como flujo de nitrógeno independiente

En este caso, se planteó el problema desde otra perspectiva. En esta ocasión se dividió en dos procesos independientes: se separó el circuito de gas nitrógeno del propio nitrógeno que se utilizaría posteriormente para la realización de las pruebas en las piezas y posteriormente se empleó una cantidad de nitrógeno, contenida en un recipiente dentro de la estructura que se utilizaría para probar las piezas. Básicamente, el planteamiento de este nuevo estudio se centró en que si no se conseguía purgar la humedad de aire interior, se procedería a desplazar todo el aire por nitrógeno gas.

Transcurrido un tiempo desde el inicio de la prueba, se observa como resultado el mismo problema que en los primeros casos de estudio, e incluso con una mayor presencia de hielo en forma de escarcha que en el test anterior. Por lo tanto se concluyó que la cantidad de nitrógeno gas necesaria para el desplazamiento del aire en el interior de la caja no era suficiente, necesitando unas cantidades muy superiores de nitrógeno gas para poder realizar este procedimiento.

6.6 Conclusiones finales

La deshumidificación es el problema principal a superar para la correcta realización del ensayo criogénico. El método escogido para realizar este procedimiento en el diseño final del banco de pruebas es el de añadir una precámara en el banco de pruebas en la que previamente se realice un vacío del orden de 9×10^{-3} , el cual se explicará más detalladamente en el apartado 7 de este documento.

Se prescindió de la implementación de los guantes por varios motivos:

- Los guantes empleados para la protección contra quemaduras para la manipulación criogénica están diseñados para proteger derrames accidentales de nitrógeno líquido, no para contactos prolongados. Aunque suelen estar diseñados para permitir una gran libertad de movimientos, para la manipulación de elementos mecánicos de precisión, resultan incómodos y difíciles de utilizar.
- A su vez, la mayoría de los tiempos de enfriamiento restan utilidad al uso de guantes, ya que para alcanzar temperaturas las criogénicas necesarias se requiere un tiempo elevado e impredecible que demora excesivamente el periodo de espera haciendo que el banco de pruebas pierda su sentido práctico.

7 Diseño y análisis de soluciones

A la hora de describir los diferentes pasos que se han llevado a cabo durante el diseño del banco de pruebas, dividiremos el desarrollo en tres partes, siguiendo los componentes principales y claramente diferenciados de la máquina:

- **La precámara del banco de pruebas o cámara de vacío**, la cual será la encargada de eliminar la mayor cantidad de humedad posible presente en las piezas o mecanismos y sus alrededores, previo a la inmersión en el nitrógeno líquido. En este punto se engloban todos elementos relacionados con la generación de vacío en el interior de la misma.
- **La cámara de criogenia**, en la cual se realizará la inmersión de la pieza o mecanismo que se desee probar en nitrógeno líquido. Está dispondrá de los elementos necesarios para proteger al usuario de las inclemencias del nitrógeno líquido mientras manipula la máquina y observa el procedimiento criogénico.
- **El sistema de desplazamiento**, el cual se encargará de mover las piezas o mecanismos que se deseen probar de manera longitudinal entre las diferentes partes del banco de pruebas, además de sumergir y emerger dichos objetos en el nitrógeno líquido.

En la figura 7 se muestra el conjunto del banco de pruebas y la mención de los subconjuntos mencionados anteriormente. En la figura 8 se muestra un corte de sección transversal del conjunto, indicando las partes principales del sistema.

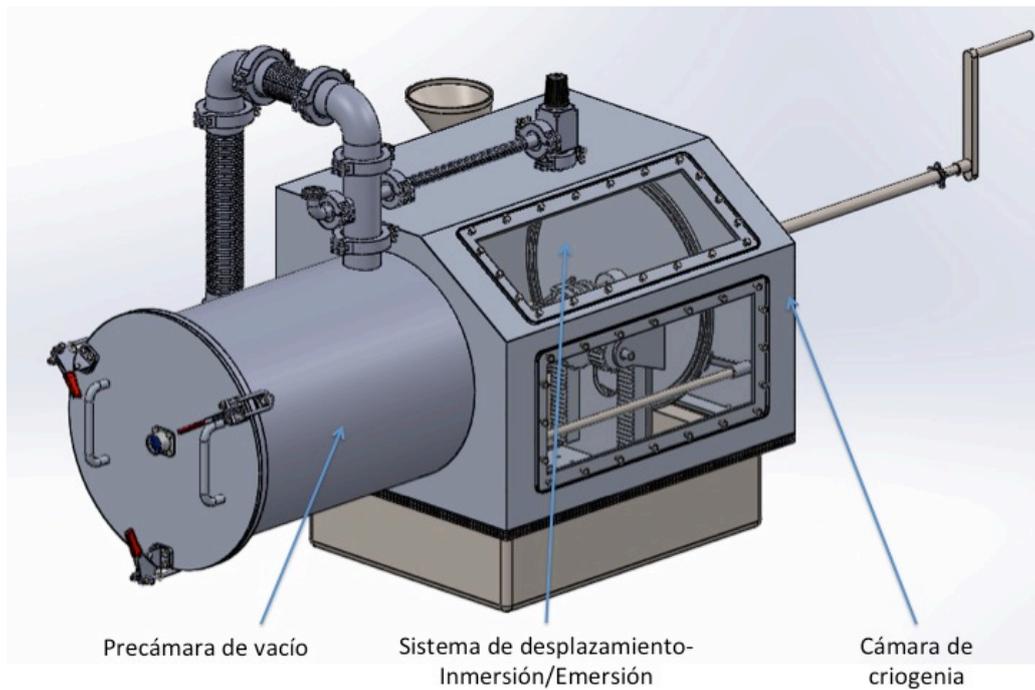


Figura 7. Conjunto banco de pruebas. Fuente: elaboración propia

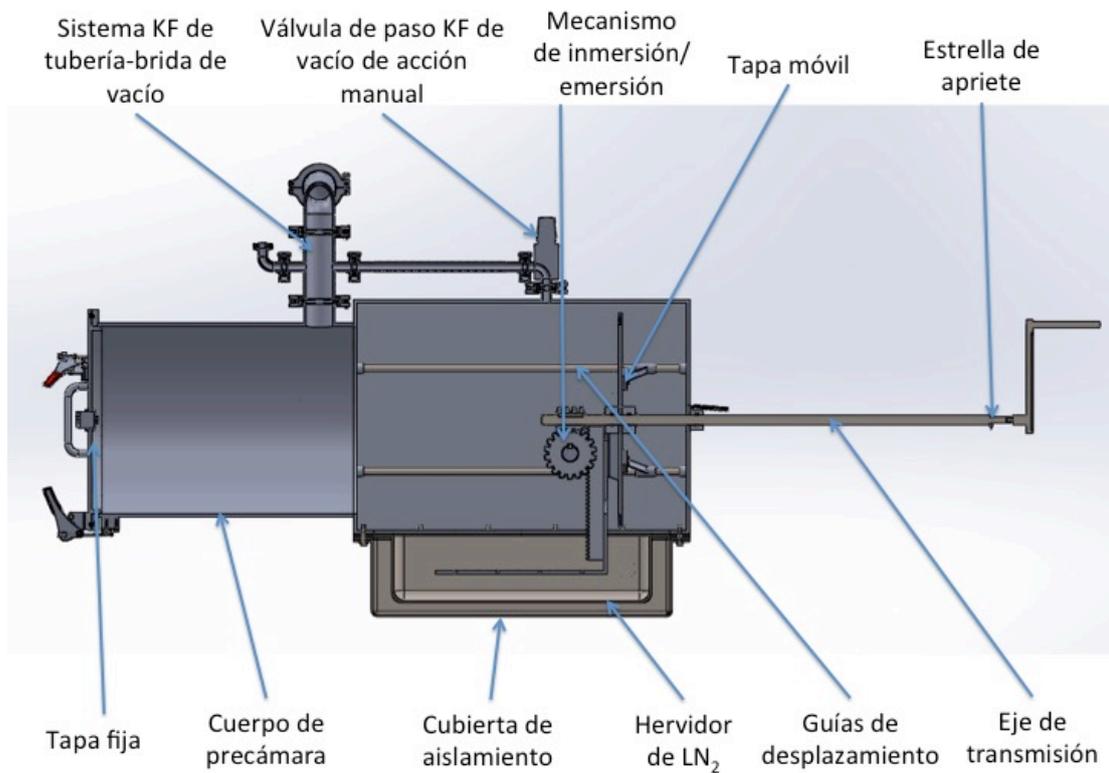


Figura 8.- Corte de sección del conjunto. Fuente: elaboración propia.

7.1 Precámara

7.1.1 Cámara de vacío

El término “vacío” describe un ambiente en el cual la presión del gas es menor que la presión atmosférica. Si atendemos a la definición de la Sociedad Estadounidense del Vacío (AVS), el término se refiere a cierto espacio lleno con gases a una presión total menor que la presión atmosférica, por lo que el grado de vacío se incrementa en relación directa con la disminución del gas residual.

Es común en la tecnología de vacío subdividir su amplia gama de rangos de presiones (los cuales abarcan al menos 16 potencias en base diez) en regímenes individuales más pequeños. Generalmente se definen de la siguiente manera:

Bajo vacío	1000 – 1 mbar
Medio vacío	1 – 10^{-3} mbar
Alto vacío	10^{-3} – 10^{-7} mbar
Ultra-alto vacío	10^{-7} – 10^{-14} mbar

Tabla 1. Niveles de vacío según la presión interna. Fuente: Fundamentals of Vacuum Technology.

A su vez, acorde con las regiones de presión mencionadas anteriormente se pueden clasificar los diferentes procesos y equipos industriales:

- **Bajo vacío:** secado, destilación y desgasificación de acero.
- **Medio vacío:** destilación molecular, liofilización, impregnación, hornos de fundición y colada y hornos de arco eléctrico.
- **Alto vacío:** revestimiento evaporativo, estirado de cristal, espectrómetros de masas, producción de tubos, microscopios electrónicos, plantas de haz de electrones y aceleradores de partículas.
- **Ultra alto vacío:** fusión nuclear, anillos de almacenamiento para aceleradores, investigación espacial y física superficial.

En el caso que nos ocupa, se realizará un vacío del orden de 9×10^{-3} mbar de presión interior. Dicha presión entra dentro del rango de “medium vacuum”, el cual es suficiente para los procesos de secado y liofilización⁴, como se observa en la figura adjunta. Con ello se asegura la extracción de la gran mayoría de vapor de agua disuelto en el aire. [9]

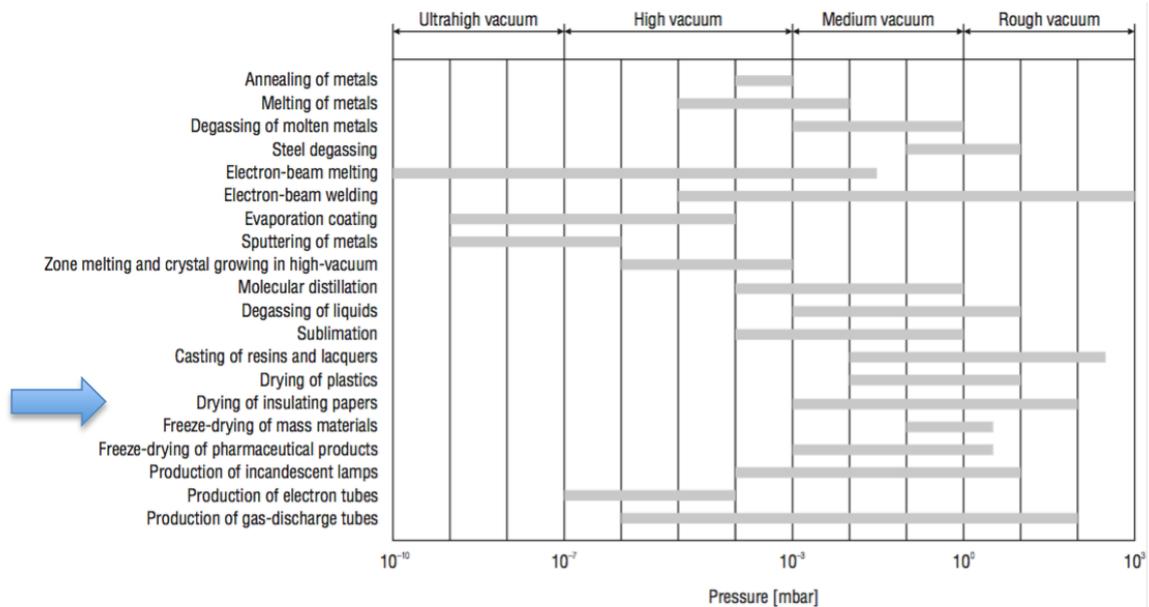


Figura 9. Rangos de presión de los procesos industriales de vacío Fuente: Fundamentals of Vacuum Technology.

Hay que tener en cuenta que, llegados a estos niveles de vacío, una sola década puede ser muy difícil de conseguir respecto a las décadas anteriores, por lo tanto, va a ser muy distinto necesitar 9×10^{-3} mbar de vacío que 1×10^{-3} mbar.

El vapor de agua presente en el aire ambiental es el motivo por el cual es necesario realizar un vacío parcial en el interior de la cámara, ya que como se ha explicado anteriormente, es el causante de la contaminación de los elementos de prueba en el interior de la misma debido a la solidificación de aquel sobre los componentes a medida que se alcanza la temperatura criogénica.

⁴ Método que consiste en la deshidratación precedida de una rápida congelación y posteriormente reduciendo la presión circundante mediante vacío, se elimina el hielo por sublimación.

Al disminuir la presión se asegura de que si existe algún tipo de condensación o de vapor de agua adherido a las superficies internas de las paredes del sistema de vacío, éste se extraiga.

7.1.1.2 Primer diseño de la precámara:

La primera alternativa fue realizar una estructura rectangular, conformada por placas de acero inoxidable soldadas entre si y acopladas posteriormente mediante soldadura a la cámara criogénica. En su parte delantera dispondría de una tapa cuadrada la cual estaría sellada mediante un hilo tórico situado en un prensaestopas en el reborde en el que se apoyaría. En su parte trasera se encontraría la tapa móvil, la cual transportaría el sistema de ascenso y descenso de las piezas y se desplazaría de manera axial con respecto al eje de acción del mecanismo.

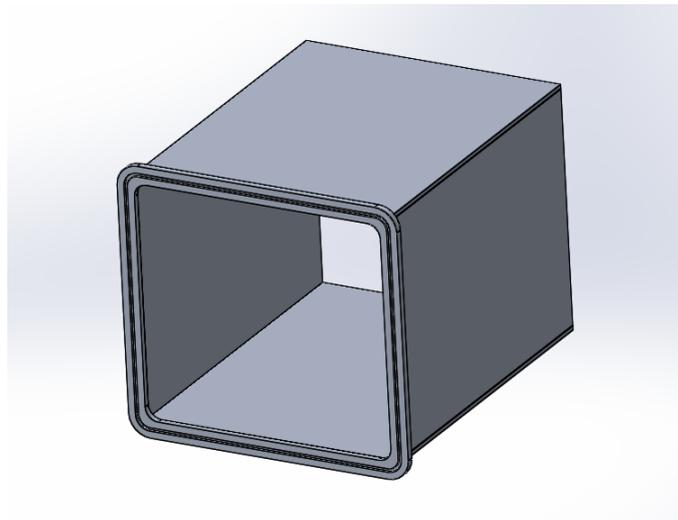


Figura 10. Precámara de perfil rectangular. Fuente: elaboración propia.

Esta opción fue desechada rápidamente por los siguientes motivos:

- El diseño presentaba un gran número de soldaduras por lo que el riesgo de posibles fisuras y filtraciones era muy elevado en el caso de que la soldadura no se realizase correctamente.
- La aplicación de placas planas de diferentes tamaños hace que las tensiones no se repartan de manera uniforme, provocando esfuerzos críticos no deseados.

- A la hora de diseñar las tapas adecuadas para esta geometría, los elementos de estanqueidad como las juntas tóricas tendrían que disponer de un prensaestopas⁵ más amplio para poder redondear el vértice interior de las esquinas por donde se conduce la junta.

7.1.1.3 Diseño final de la precámara:

Como diseño final se optó por adoptar una forma cilíndrica a la cámara de vacío. Dicho cilindro tiene unas dimensiones de 280 mm de diámetro por 380 mm de longitud, teniendo finalmente volumen de 24 l aproximadamente. Las paredes tienen un espesor de 5 mm y la cámara esta compuesta de una aleación de aluminio AW 5083.

En su parte superior se encuentra la toma del sistema de canalización que conecta la precámara con la bomba vacío. Se trata de una brida tipo KF (Klein Flange) (ver apartado 7.1.4.4) de 40 mm de diámetro nominal, situada a 50,80 mm del lateral izquierdo de la cámara de criogenia. En la parte correspondiente a las palancas de sujeción (ver punto 7.1.2.1), se instalarán unos anclajes que van soldados a los laterales de la cámara de vacío. Éstos se distribuyen de manera radial a lo largo del cuerpo de la cámara y deberán disponer de una altura de 26,4 mm para encontrarse a ras de las varillas de tracción de las palancas.

Para llegar al nivel de medio vacío se dispondrá de una bomba de vacío de paletas rotativas TRIVAC® D40B la cual llegaría a los 9×10^{-3} mbar de vacío requeridos en aproximadamente 2,5 min para una cámara de 25 l (más información acerca de las bombas en el Anexo 1, apartado 8).

⁵ Prensaestopas: Alojamiento o canal mecanizado que contiene la junta tórica.

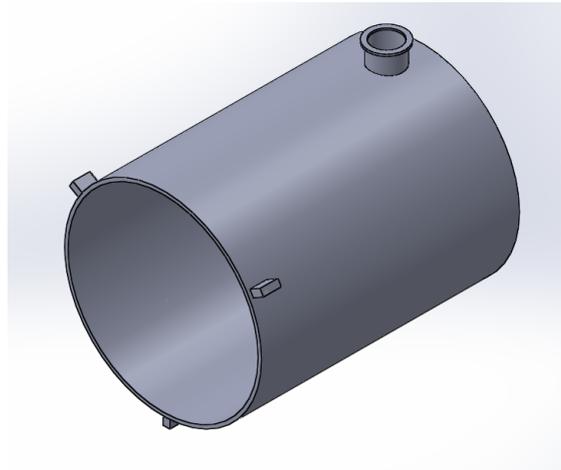


Figura 11. Precámara de perfil cilíndrico. Fuente: elaboración propia.

Este diseño soluciona muchos de los problemas mencionados anteriormente:

- Al tratarse de un contenedor cilíndrico, las tensiones se distribuyen de manera uniforme, reduciendo considerablemente los esfuerzos de flexión debidos a la presión exterior. La presión se distribuye de manera uniforme por toda la superficie del cilindro.
- Al tener un perfil circular, la instalación de la junta tórica se simplifica.

A la hora de realizar la soldadura de la precámara con la cámara de vacío, las soldaduras deben ser de alta calidad y estar en el interior de la precámara (deben ubicarse en la zona donde se producirá la presión negativa), para evitar grietas en las cuales se acumularían impurezas como H_2O , aceites y demás sustancias contaminantes.

Las superficies dispuestas a soldar deben ser lo menos rugosas posible para disminuir la superficie en la cual pueden ser absorbidas impurezas. En la figura 12 se presenta una serie de ejemplos de posiciones de cordones de soldadura según se sitúe la posición del cordón respecto del vacío:

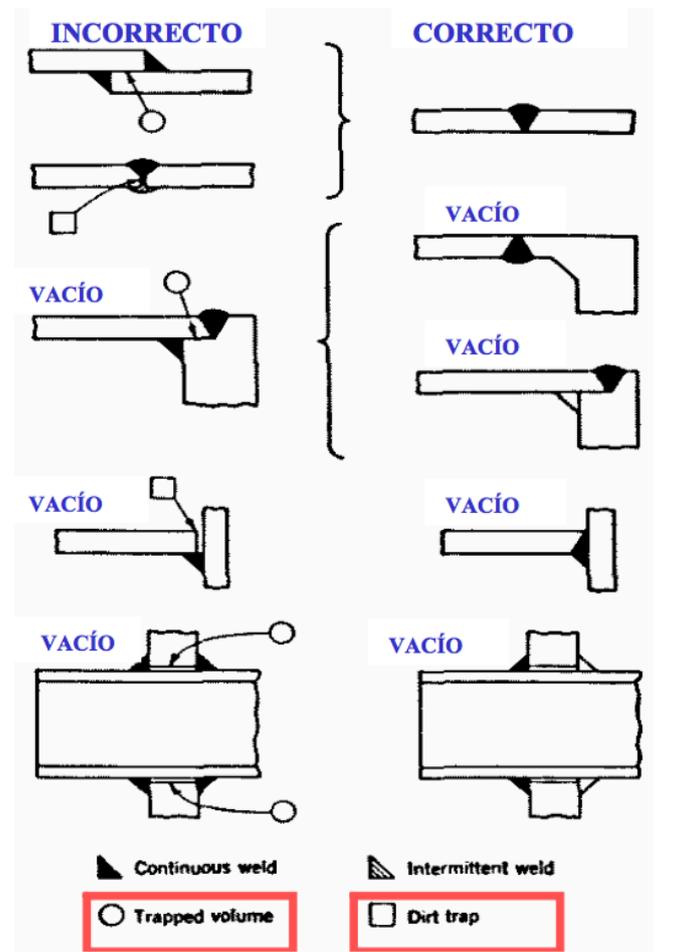


Figura 12. Posiciones de cordones de soldadura. Fuente: Curso soldadura de vacío. Universidad de Vigo

7.1.2 Tapa fija

7.1.2.1 Primer diseño

Colocada en la parte inicial de la cámara, su función no es otra que la de mantener la estabilidad de vacío a la hora de introducir los elementos que se deseen en el interior. Con respecto al diseño del cuerpo de la precámara final, la tapa tiene una forma circular de unos 330 mm de diámetro y 5 mm de espesor. El material de la tapa es el mismo que el del resto de la cámara, una aleación de aluminio de la serie AW-5083.

Como cerradura de la tapa se utilizarían unos cierres especiales denominados palancas de fijación (figura 13). En un primer diseño, se utilizarían dos de estos cierres dispuestos de manera radial a una distancia equidistante de 60° al plano de

planta de la tapa (el correspondiente a cortar la tapa por la mitad) y en uno de los laterales de la misma. Además se añadirán dos piezas rectangulares soldadas de aluminio, del mismo material que la tapa, y con las mismas dimensiones que la base de la palanca de fijación (ver figura 14). Estas placas rectangulares dispondrán de 4 taladros roscados para tornillos cuya función es la de anclar las palancas de fijación a la tapa, evitando agujerear su superficie.

Este tipo de cierre se escogió principalmente por dos motivos fundamentales:

- Disposición geométrica de la tapa, que forma un ángulo de 90° con respecto a la cámara.
- Gran capacidad de esfuerzo de tracción del cierre (hasta 9.000 N/palanca), proporcionando la fuerza necesaria para la acción de sellado.



Figura 13. Palanca de fijación vertical con desplazamiento axial. Fuente: Toggle clamps & clamping system. CLAMPTEK.

Además, hay que tener en cuenta que al existir una presión negativa en el interior de la cámara, la presión atmosférica ejercerá una fuerza uniformemente distribuida en la superficie exterior de la tapa, contribuyendo así al sellado de la misma.

Dicha tapa estaría sujeta a la cámara de vacío mediante unas bisagras soldables que permitirían la apertura y sujeción de la puerta. Estas bisagras estarían soldadas al reborde de apoyo de la tapa en el cual, como se observa en la figura 15, existe una canaleta en la cual iría ubicada la junta tórica de sellado. Este reborde irá soldado al cuerpo de la precámara.

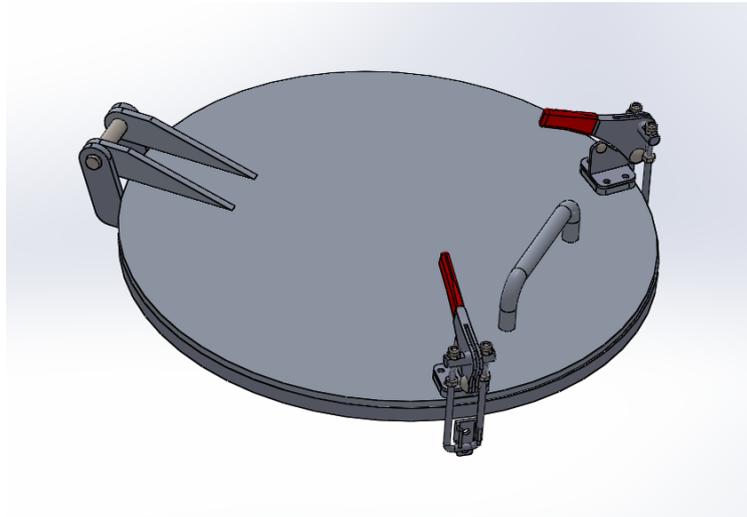


Figura 14. Primer diseño de tapa fija con bisagra y palancas . Fuente: elaboración propia.

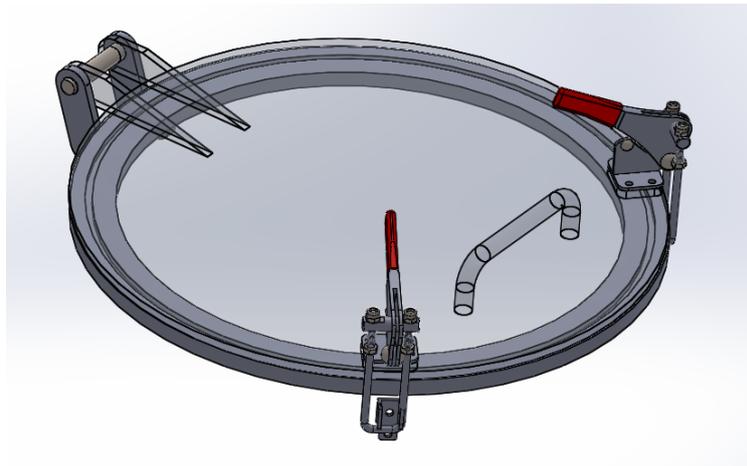


Figura 15. Detalle del alojamiento de la junta tórica en la tapa fija. Fuente: elaboración propia.

En primera instancia, este sistema de bisagras presentaba un inconveniente. La elaboración y disposición del sistema bisagra-tapa tendría que tener una gran precisión a la hora de su elaboración y montaje. De no ser así, es probable que como consecuencia de los desplazamientos provocados en la estructura de la tapa debido a la presión, la propia bisagra actuaría de tope, impidiendo que ésta se adaptase al reborde de la cámara. La consecuencia sería la inclusión de aire durante el proceso de vacío, impidiendo mantener la presión de vacío en la cámara e introduciendo aire exterior en su interior.

Una solución a este problema, fue la de diseñar el agujero del pasador de unión con las bisagras con un juego que permitiese la adaptación de la tapa durante los desplazamientos.

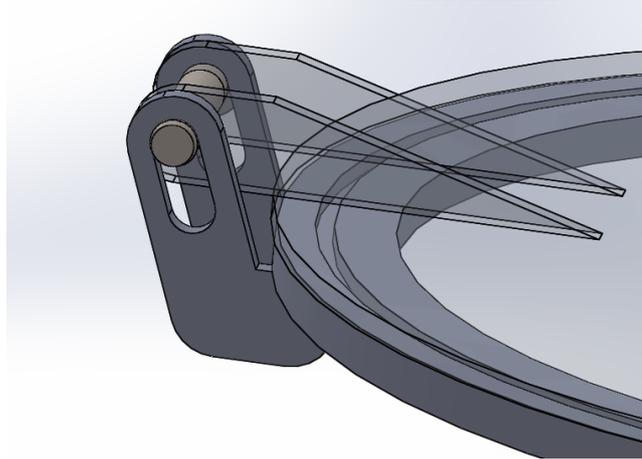


Figura 16. Detalle de la holgura del pasador de la bisagra. Fuente: elaboración propia.

7.1.2.2 Diseño final

Aunque este último diseño satisfacía las condiciones impuestas, finalmente se optó por suprimir el sistema de bisagras y por añadir una tercera palanca de sujeción. Aunque la tapa tendrá que ser retirada y colocada por el usuario, el diseño se simplifica al eliminar el mecanizado e implementación de la bisagra, y añade más libertad a la adaptación de la tapa a los desplazamientos ocasionados por las presiones externas.

A su vez se le añadió un saliente radial de unos 15 mm de altura en la superficie interior de la tapa, para facilitar al usuario su colocación en el interior de la cámara y servir de apoyo mientras se colocan las palancas de anclaje. Este borde radial dispone de un chaflán en su arista exterior de 45° y 3 mm de longitud para facilitar la introducción del mismo en el interior de la cámara. Además, el saliente aporta rigidez al borde exterior de la tapa (figura 17 derecha).

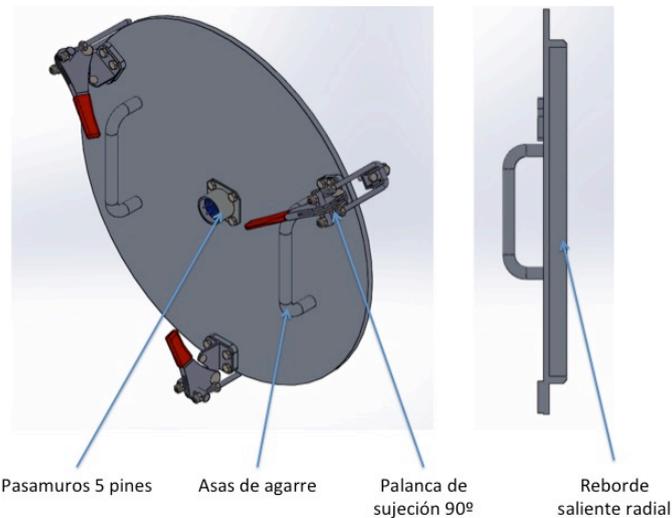


Figura 17. Vista isométrica de tapa fija final. Fuente. elaboración propia.

Al carecer de una bisagra que soporte el peso de la tapa a la hora de retirarla de la cámara de vacío, se añade otra sujeción manual para facilitar al operario la extracción completa de la tapa.

En el centro de la misma se implantará un pasamuros similar al que se muestra en la figura 18 para permitir la entrada de cableado hacia el interior de la precámara de vacío.



Figura 18. Pasamuros DFC(MIL-DTL-26482 Type). Fuente: www.detoronics.com.

En este caso, se implantará un pasamuros para vacío comercial de la marca DETORONICS®. Más concretamente uno de tipo “flange mount connectors” de 6 pines de salida. La propia brida del sistema trae consigo una junta tórica que asegura la estanqueidad a la hora de acoplarlo a la cámara.

7.1.3 Tapa móvil

El siguiente elemento que cerraría el sistema de cámara de vacío sería la tapa móvil. Esta pieza no es solamente un elemento de estanqueidad, sino también cumple la función de transportar y sujetar el mecanismo de inmersión-emersión de los elementos que se deseen probar en criogenia. Este elemento pertenece tanto al conjunto de la precámara como al sistema de desplazamiento.

7.1.3.1 Primer diseño

El primer diseño de este proyecto se inspiró en uno de los tipos de tapas que se utilizan habitualmente en los sistemas de recipientes a presión de forma cilíndrica. Se trata de la tapa de tipo abombada con ceja plana, las cuales son empleadas en recipientes a presión manométrica relativamente baja y su fabricación es sencilla y de bajo costo.

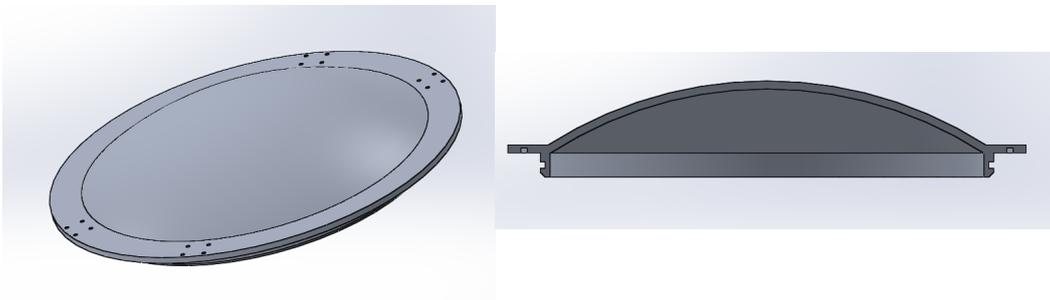


Figura 19. Primer diseño de tapa móvil. Fuente. elaboración propia.

Esto se traduce en una distribución de los esfuerzos de la base, permitiendo una pared más delgada y prácticamente sin desplazamientos en la cúpula. Aunque el diseño anterior es perfectamente válido, existen numerosos factores a tener en cuenta para su descarte, tales como:

- Aunque estructuralmente es un diseño que responde mejor a los esfuerzos y desplazamientos con menor cantidad de material (paredes más delgadas), para las presiones dadas, una placa circular plana cumpliría el esfuerzo

tensional de una manera satisfactoria. Esto se traduce en una mecanización más sencilla de realizar y menos costosa.

- Otro factor importante eran las limitaciones a la hora de colocar elementos necesarios para el correcto funcionamiento de la tapa. Como es el caso del cilindro central, en el que se ubican las juntas tóricas encargadas de estanqueizar el eje del sistema de desplazamiento además de la posición de las guías-soporte las cuáles sujetaran a la propia tapa el mecanismo de inmersión-emersión del sistema.

7.1.3.2 Diseño final

En este caso se descarta la forma semiesférica y se sustituye por una placa circular plana. Como se mencionó anteriormente, se simplifica la elaboración de la tapa y se facilita la adhesión de elementos soldados tanto en la superficie interna como externa de la placa.

También se prescinde del reborde saliente soldado a la superficie de contacto de la tapa con la pared. Este perfil estaba pensado para mejorar la concentricidad de la tapa con el agujero de la precámara y así facilitar su acoplamiento. Este diseño presentaba dos grandes problemas:

1. La mecanización del saliente radial tiene que ser precisa para que entre correctamente en el interior de la precámara sin chocar con los bordes. A pesar de disponer de un chaflán que facilitaría la entrada, podría llegar a producirse una desalineación de la tapa con el agujero y no completar el cierre.
2. Por último, el sistema de la tapa estará guiado por unas barras las cuales soportarán el peso total de todo el sistema móvil del banco de pruebas. Estas barras se denominarán **guías de desplazamiento**. Aunque la flecha provocada en las guías disminuya a medida que la carga avanza hacia los extremos de éstas, siempre existirá un valor de flecha que puede afectar a la alineación de ejes del sistema.

En los bordes exteriores de la tapa, se mecanizarán dos alojamientos para las juntas tóricas, disponiendo así de dos juntas de estanqueización estáticas dispuestas en serie. Con esta implementación, se asegura una mejor estanqueidad del sistema de juntas, porque si se produce un fallo en alguna de las tóricas, la otra supliría su función.

Ocurre lo mismo en el interior del cilindro por el que pasa el eje. En su interior existen dos juntas tóricas que permiten la estanqueización de esta parte de la estructura, impidiendo el flujo de gas por la ranura del eje durante la operación de vacío.

En la superficie de la tapa que da a la cámara de criogenia, se dispondrán 16 taladros para tornillos con cabeza cilíndrica ranurada M2 dispuestos como se indica en la figura 20. Estos taladros serán roscados e irán sobre unas pletinas soldadas del mismo modo que el sistema de la tapa fija (para evitar perforaciones hacia el interior de la precámara).

Este diseño no solamente simplifica el anterior y facilita su fabricación, sino que dota a la tapa móvil de un margen más holgado a la hora de posicionarse correctamente frente a la precámara para un correcto funcionamiento de los sellos tóricos.

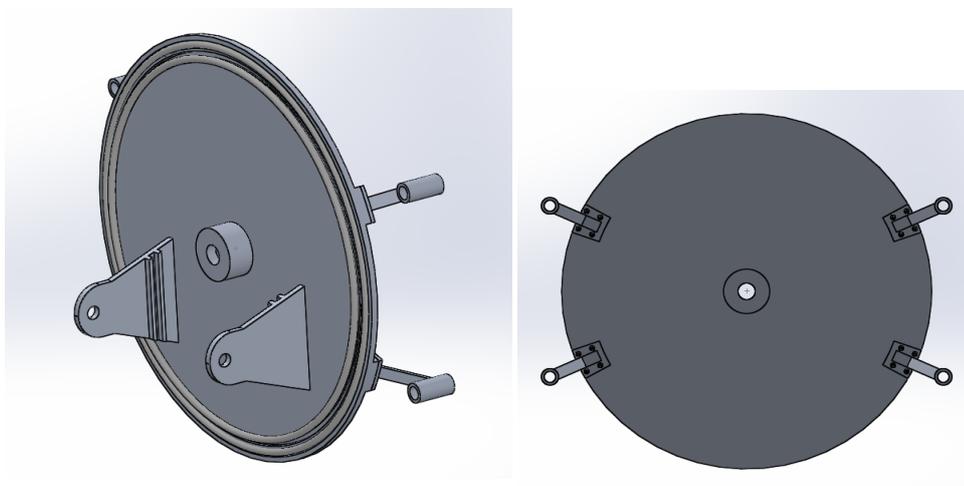


Figura 20. Diseño fina de tapa móvil, detalle de O-rings, guías de sujeción y dados de sujeción. Funete: elaboración propia.

El material escogido para la tapa es la aleación de aluminio AW-5083. Para las juntas tóricas se empleará goma de nitrilo butadieno (NBR).

7.1.4 Conducción y complementos del sistema de vacío

7.1.4.1 Bomba de vacío

En un sistema de vacío las bombas de vacío son el elemento fundamental para reducir la presión de un recipiente cerrado. Estos elementos mecánicos varían según varios factores, pero principalmente los factores que más definen el tipo de bomba de vacío a utilizar son el tamaño del volumen de gas a evacuar y el nivel de vacío que se pretenda alcanzar.

Los gases a presiones muy bajas son bombeados de formas muy distinta de aquellos que están a presiones cercanas a la atmosférica. Hasta alrededor de 10^{-3} mbar, el gas se comporta como un fluido; a presiones más bajas deja de comportarse como un fluido y se puede tratar como constituido por moléculas individuales.

Reduciendo la presión del gas, el flujo gaseoso pasa de un fluido viscoso, parecido al de un líquido (y por tanto turbulento y laminar), a un flujo de tipo molecular. Este último se da cuando el gas entra en un estado de tan baja densidad que el camino libre medio de las moléculas es mayor que el diámetro del recipiente que lo contiene. A este estado se le conoce como gas de Knudsen.

En la precámara la presión del gas no bajará de los 9×10^{-3} mbar, por lo que la bomba que se seleccionará funcionará dentro del régimen viscoso.

7.1.4.2 Elección de la bomba comercial:

Según la geometría del compresor, existen varios tipos de bombas mecánicas. En este caso se utilizará una bomba de paletas rotatorias. Este tipo de bombas son muy utilizadas en todas las áreas de la tecnología de vacío, sobre todo para aplicaciones en investigación y producción. Estas bombas se utilizan principalmente para producir niveles de bajo y medio vacío por si solas. En la siguiente figura se observa un gráfico que justifica la elección de este tipo de bomba.

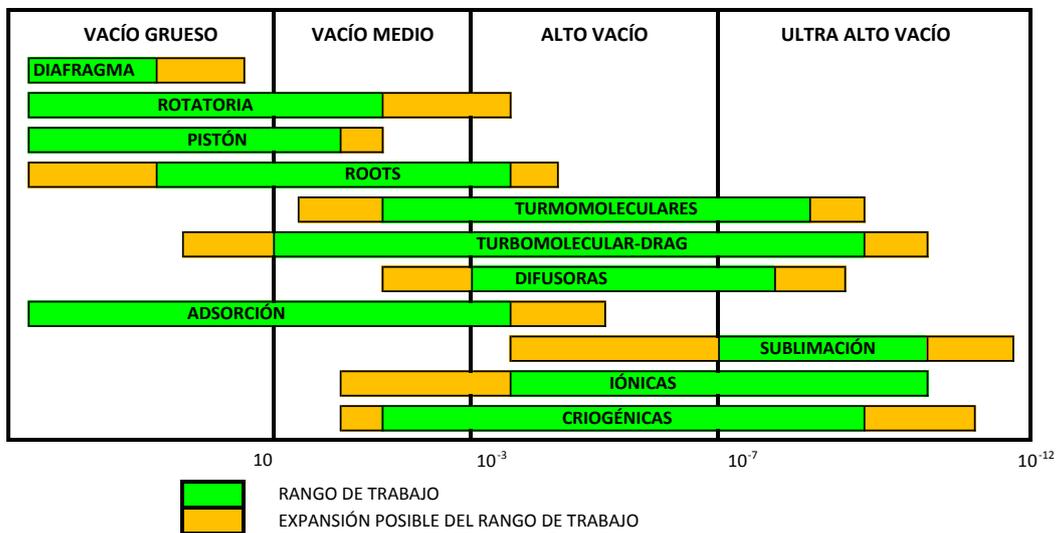


Figura 21. Tipos de bombas de vacío según el rango de trabajo. (Fuente: Propia, basada en "Curso de Vacío TECNOVAC PDF").

Es necesario destacar que a la hora de clasificar este tipo de bombas, se pueden dividir en dos grandes grupos:

- Las bombas de **etapa simple**, las cuales disponen de un solo cuerpo de bombeo y consiguen una presión total final menor que 5×10^{-2} mbar.
- Las bombas de **doble etapa**, las cuales disponen de dos cuerpos de bombeo y consiguen una presión total final de aproximadamente 5×10^{-3} mbar.[13]

En este caso se empleará una bomba del segundo tipo, ya que el objetivo es el de llegar a los 9×10^{-3} . Dicho valor se encuentra dentro del rango de operación.

La bomba que se empleará pertenece a la empresa LEYBOLD. Concretamente el modelo de la bomba en cuestión es la bomba de paletas rotatorias TRIVAC® D 40B. Presión máxima de trabajo sin lastre de aire *gas ballast*⁶: 1×10^{-4} mbar. Con lastre de aire 1×10^{-3} mbar.

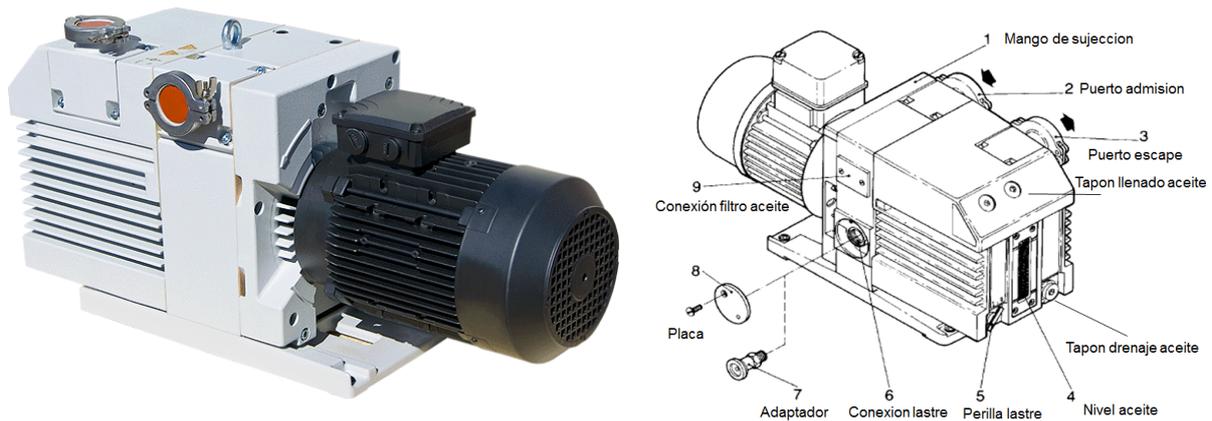


Figura 22. Bomba de vacío de paletas rotativas TRIVAC D40 y partes de la bomba. (Fuente: Catálogo LEYBOLD)

7.1.4.3 Dispositivo de medición de vacío:

Para poder medir el nivel de vacío en el interior de la precámara, será necesaria la implementación de un dispositivo de medición denominado vacuómetro. Existen diferentes clases de vacuómetros para diferentes niveles de vacío que utilizan tecnologías de medición diferentes. En la figura 23 se exponen los diferentes tipos de vacuómetros según el nivel de vacío que se desee medir:

⁶ El gas ballast (lastre de aire) sirve para evitar que haya condensaciones en el cuerpo de la bomba, en procesos en los que se tiene que bombear gran cantidad de vapor de agua. A través de una válvula de gas ballast se admite una cantidad controlada de aire en la etapa de compresión de la bomba y de esta forma se consigue que la nueva mezcla gas-vapor alcance la presión de expulsión antes de producirse condensación.

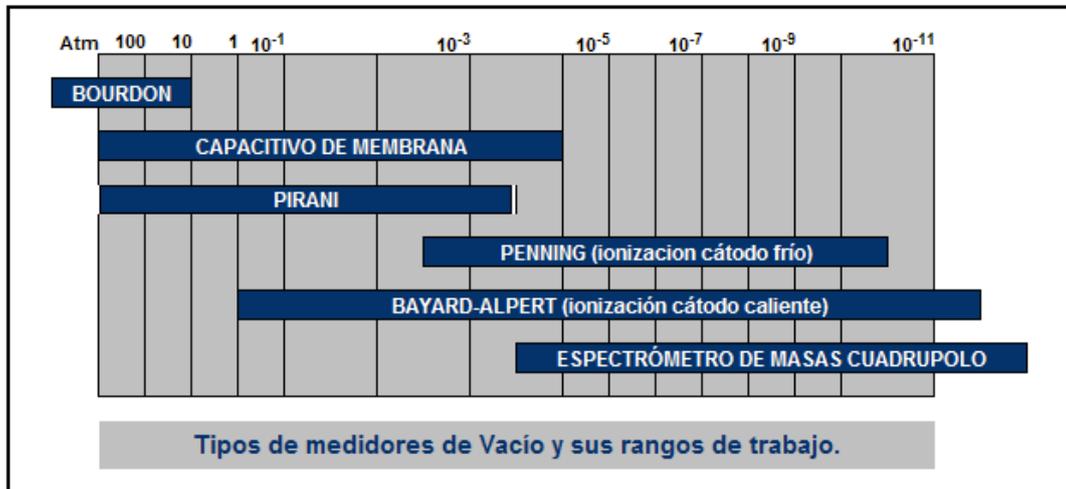


Figura 23. Tipos de medidores de vacío y sus rangos de trabajo. Fuente: <http://www.marpavacuum.com/es/controladores/elementmedicion.html>.

Para el rango de trabajo solicitado, el tipo Pirani es el sensor que más se adecua a las necesidades de vacío. La tecnología de este dispositivo se basa en un filamento de metal calentado suspendido en el gas interior que transferirá dicho calor. Si se reduce la presión del gas, el número de moléculas presentes caerá proporcionalmente y el cable perderá calor más lentamente. Medir la pérdida de calor es una indicación indirecta de la presión.

En la figura 24 se muestra el vacuómetro comercial empleado. Se trata de un sensor piezo-Pirani con display LCD integrado de la marca THYRACONT convertida KFDN16. Su rango de medición abarca desde 1200 a 1×10^{-4} mbar.



Figura 24. Medidor de vacío piezo-Pirani. Fuente: www.thyracont-vacuum.com.

7.1.4.4 Sistema de tuberías de vacío

Para poder realizar el vacío en la cámara, es necesario un sistema de canalización estanco que conecte los diferentes sistemas de la precámara con los diferentes componentes del equipo de vacío, como la bomba y los sensores de medición. También se deberá conectar la precámara con la cámara de criogenia por medio de un sistema de tuberías que cumpla los mismos requisitos que el sistema de admisión de gas hacia la bomba, puesto que durante el proceso de vacío, este tramo de tuberías se encontrará a las mismas condiciones de presión que el resto.

El sistema encargado de cumplir este propósito es un sistema de bridas de vacío conocido como “sistema de brida de liberación rápida ISO” o “Quick Flange”[8]. El tipo de sistema de brida escogido para este proyecto es el que se puede observar en la figura 25 denominado como “brida Klein” o más conocido por su nombre en inglés “ISO-Klein Flange (KF)” o (NW) dependiendo de la empresa.

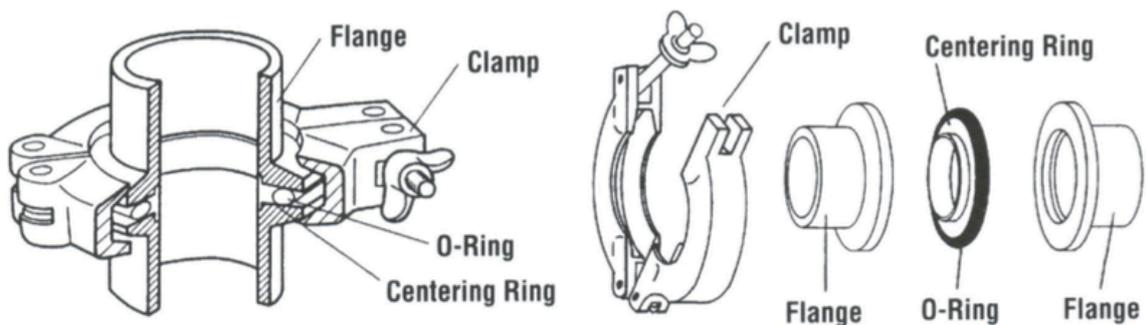


Figura 25. Esquema de conjunto de brida KF. Fuente: Nociones de la tecnología de vacío. U. Vigo.

Las bridas KF están hechas con una superficie trasera achaflanada que está unida con una abrazadera circular y una junta tórica elastomérica montada en un anillo de centrado metálico. Los tamaños estándar están indicados por el diámetro interno nominal en milímetros para las bridas de 10 a 50 mm de diámetro. Algunos tamaños comparten sus dimensiones de brida con su vecino más grande y utilizan

el mismo tamaño de abrazadera. Esto significa que un DN10KF puede acoplarse a un DN16KF utilizando un anillo de centrado adaptativo por ejemplo.

Las conexiones de sellado de alto vacío KF se pueden hacer sin el uso de herramientas de apriete, simplemente girando manualmente la tuerca de mariposa del anillo de sujeción. Esto dota a este sistema de una gran versatilidad y simpleza a la hora de emplearlo. Como si de las piezas de un mecano se tratase, el usuario puede desmontar y montar en cuestión de minutos el circuito de vacío entero y adaptarlo a las necesidades que requiera el sistema.

Todos los materiales del sistema KF serán de aluminio excepto las juntas tóricas que estarán conformadas por NBR.

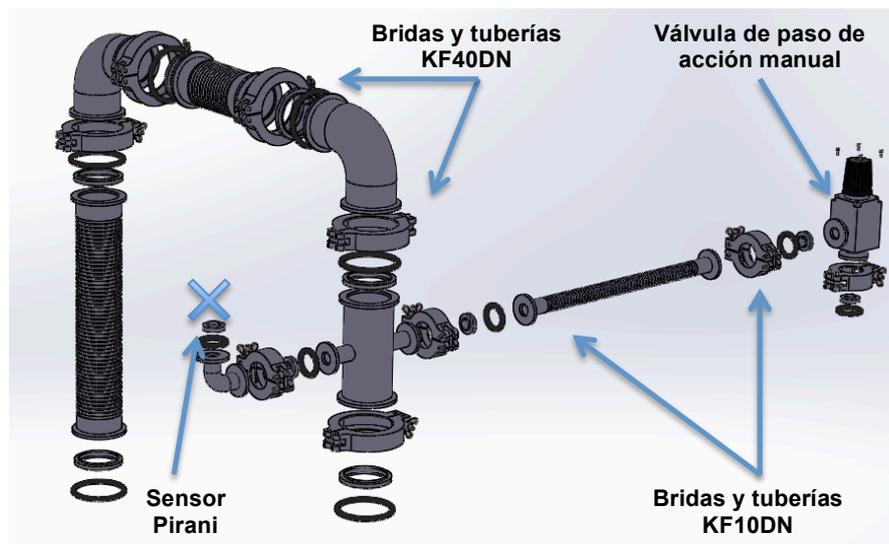


Figura 26. Vista explosionada de sistema KF del banco de pruebas (Elaboración propia)

En circuito planteado en este proyecto se utilizarán bridas y tuberías KF de DN10 y DN40. Estos elementos de unión responden a la norma DIN 28 403 e ISO 2861.

7.2 Cámara de criogenia

En la cámara de criogenia se realizará todo el proceso de prueba de los elementos que se deseen estudiar bajo estas condiciones. En esta sección se hará una breve descripción de los componentes, así como de los problemas surgidos durante su diseño y las soluciones planteadas.

7.2.1 Estructura superior de la cámara de criogenia

En esta zona de la cámara se llevara a cabo el desplazamiento del sistema de inmersión-emersión del banco de pruebas. En esta parte del banco de pruebas se tienen que cumplir varios supuestos:

- El primero de ellos y el más importante, es el de mantener aislada la pieza de los gases contaminantes del exterior. En este caso, la estanqueidad no es un problema de vital importancia, ya que cuando el nitrógeno líquido entre en contacto con el hervidor, la ebullición del mismo creará en su interior una atmósfera de presión positiva. Al ser la presión interior mayor que la exterior ($P_i > P_{atm}$), se asegura que el aire exterior cargado con trazas de vapor de agua no pueda acceder al interior y contamine la muestra; la cual llegados a este punto, se encontrará envuelta en una atmósfera de nitrógeno gas.
- Al encontrarse en un espacio confinado, el aire del interior de la cámara sufrirá dos consecuencias que lo purgaran en mayor medida de vapor de agua:
 - a. El nitrógeno gas tras la ebullición desplazará progresivamente el aire interior al exterior de la cámara por medio de la válvula de escape situada en la parte posterior de la cámara de criogenia hasta albergar nitrógeno gas en su totalidad.
 - b. El nitrógeno gas se encontrará a una temperatura inferior al punto de ebullición del agua, por lo que las trazas de vapor de agua que queden, se precipitarán hacia el interior del hervidor situado en la

base, el cual estará lleno de LN₂ a 77,35 K actuando como una trampa de humedad.

Para cumplir los requisitos citados anteriormente, se diseña una caja de perfil trapezoidal rectangular de 350 mm de alto por 400 mm de ancho, con una longitud de 500 mm. Teniendo en cuenta la sección trapezoidal, la cámara se queda en un volumen interno de unos 66 l aproximadamente. La cámara estará conformada por una serie de placas soldadas de una aleación de aluminio AW 5083.

La estructura dispondrá de dos ventanas dispuestas como se muestra en la figura 27. Ambas ventanas irán sujetas a la cámara mediante uniones atornilladas con 20 tornillos de cabeza hexagonal M4 cada una. Las ventanas estarán conformadas por una placa de 8 mm de espesor de polimetilmetacrilato (PMMA), que no sólo tiene un índice de transparencia similar al del vidrio sino que también es más ligero y sirve como aislante térmico en esa zona.

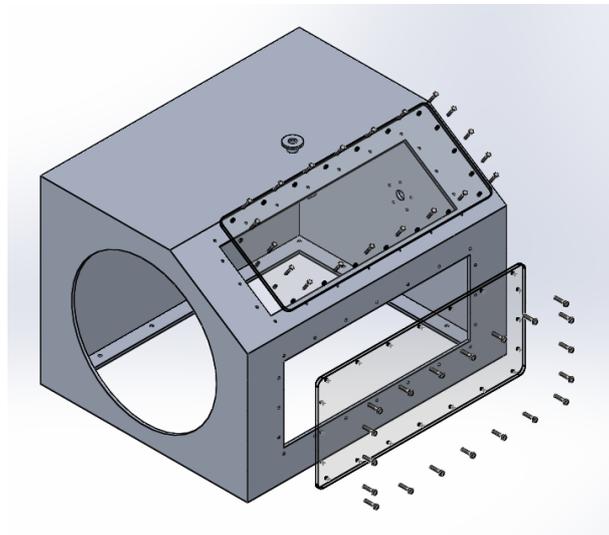


Figura 27. Vista explosionada del conjunto "cuerpo de cámara". Fuente: Elaboración propia.

En la figura 27 se puede observar la toma de nitrógeno hacia la precámara en su parte superior. Esta toma será una brida tipo KF10, la cual encajará perfectamente con el sistema de tuberías de vacío mencionado en el apartado 7.1.3.4. Esta toma

canalizará el nitrógeno gas hacia la precámara con la función de romper el vacío en su interior, convirtiéndolo en una atmósfera neutra.

En el perfil izquierdo se realizará un corte cilíndrico de 280 mm de diámetro coincidente con el diámetro de la precámara. Las superficies de los bordes de este corte (tanto exteriores como interiores y con una superficie de 30 mm a partir del corte) deberán tener un acabado superficial óptimo, por lo que se someterá a un bruñido con piedra una vez finalizado el corte. Esto disminuirá la rugosidad y se preparará la zona para una correcta soldadura con la cámara de vacío y una superficie correcta para el apoyo de las juntas tóricas de la tapa respectivamente.

En el perfil derecho, se realizará un taladro de 15 mm de diámetro para el eje. En este punto se soldará una pieza tubular en donde irá el alojamiento de la junta tórica que sellará el eje del exterior de la cámara.

En su interior irán dispuestas las 4 guías de desplazamiento citadas en el punto 7.1.3.2. en las cuales descansará el peso de la tapa móvil y de sus componentes. Dichas guías estarán formadas por tubos de acero inoxidable de 10 mm de diámetro. Estos tubos irán anclados a las paredes de la cámara como se muestra en la figura 28.

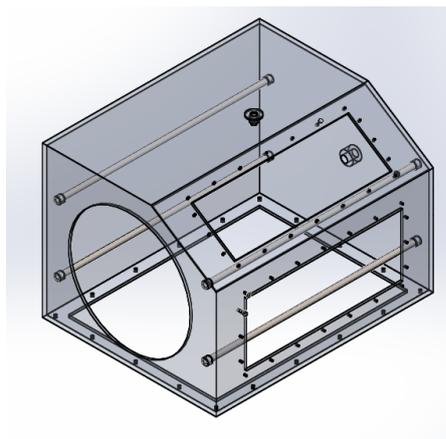


Figura 28.Detalle de posición de las guías en el interior de la cámara. Fuente: elaboración propia.

7.2.2 Sistema de guías y soportes

Como se mencionó en el apartado anterior, en el interior de la cámara discurrirán las guías por las que se deslizará de manera longitudinal la tapa móvil con el sistema de inmersión-emersión. Para ello se dispondrán 4 casquillos de fricción lineales sobre 4 guías cilíndricas de acero inoxidable dispuestos de manera radial y equidistantes en parejas de 2 en 2. Tanto los casquillos de fricción como la placa que los une a la tapa móvil estarán conformados de aluminio AISI 5083.

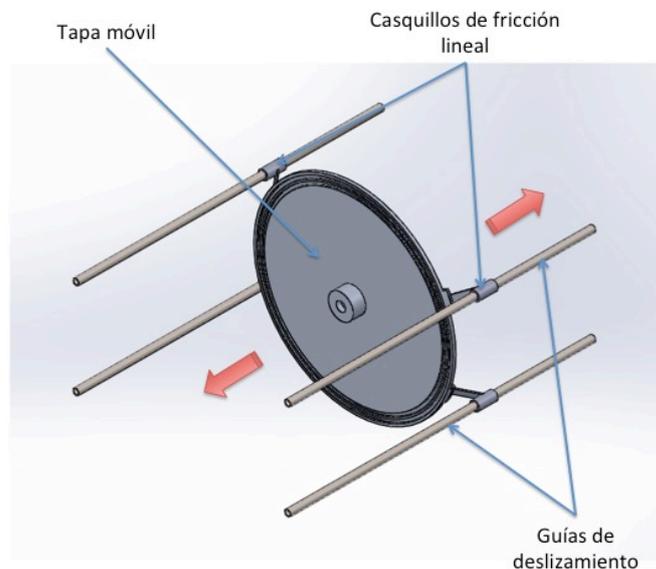


Figura 29. Partes del conjunto de guías y soporte. Fuente: elaboración propia.

7.2.3 Hervidor de nitrógeno líquido y carcasa

El hervidor o bañera-recipiente de nitrógeno líquido es uno de los elementos fundamentales del banco de pruebas para criogenia. En él se introducirán los elementos o piezas que se deseen probar. Esta parte de la máquina posee una serie de condicionantes a tener en cuenta en relación a las otras partes del dispositivo debido a que, a temperaturas criogénicas, las propiedades de los materiales cambian a medida que desciende la temperatura.

En este punto hay que tener en cuenta que los materiales se fragilizan cuando se desciende a estas temperaturas de operación, y cualquier golpe al hervidor desde dentro o fuera del banco de pruebas podría provocar su rotura y por consiguiente el escape de todo el contenido de nitrógeno líquido.

Por todo ello, para este apartado del trabajo se han elegido materiales que trabajen bien a bajas temperaturas y que, como valor añadido, tengan un precio asequible.

7.2.3.1 Elección del material adecuado para temperaturas criogénicas

En este apartado se revisarán la metalurgia y la soldabilidad de este tipo de acero, así como aspectos generales para la soldadura y las precauciones a tener en cuenta para llevar a cabo una soldadura.

En primer lugar se pensó en emplear una aleación de acero inoxidable. La propiedad más crítica a tener en cuenta de los aceros utilizados en aplicaciones criogénicas es su tenacidad. Los materiales ferríticos presentan cambios en su comportamiento mecánico cuando son expuestos a bajas temperaturas. Esto se manifiesta en una reducción en su tenacidad, caracterizada por un cambio en su comportamiento pasando de dúctil a frágil cuando la temperatura a la que están expuestos decrece por debajo de la temperatura crítica de transición. Estos cambios, dependientes de la temperatura, no se pueden apreciar en todos los materiales y dependerá de su estructura cristalina.

El níquel mejora la tenacidad del acero a bajas temperaturas reduciendo la temperatura de transición, pero sólo con adiciones superiores al 13% en peso, desapareciendo la temperatura de transición dúctil-frágil como se aprecia en la figura 30.

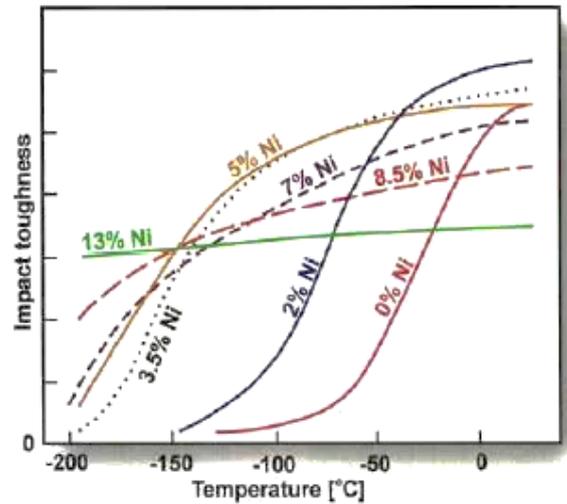


Figura 30. Efecto del contenido del Níquel en la tenacidad del acero. Fuente: ingenieriademateriales.wordpress.com

Además de las propiedades de tenacidad, es también muy importante la resistencia del metal a la tracción para la selección del material estructural en construcción de tanques o tuberías. En este caso se tiene un recipiente que actúa de tanque y unas tuberías que conducen el LN₂, por lo que el comportamiento del material a tracción es un factor muy importante a tener en cuenta.

Para temperaturas por debajo de -196°C, se seleccionan aceros inoxidable austenísticos y aluminio. En este caso, tendremos en contacto con el acero nitrógeno líquido a una temperatura de 195,8°C aproximadamente, por lo que se podría utilizar un acero de estas características. Sin embargo, se descarta esta opción ya que los aceros ferríticos son magnéticos, y podrían afectar a algunos de los sensores y componentes de las piezas a estudiar.

Por ello, como candidato firme para la realización de esta pieza del sistema, se escogerá un acero inoxidable de la serie 300 AISI, en particular el AISI 316 debido a su disponibilidad y a su alto contenido en níquel (entre un 10 y 14%)⁷.

[11]

⁷A la hora de escoger cualquier acero, es muy importante que este posea un porcentaje igual o superior a un 10,5% de cromo (inoxidable) y que posea un contenido bajo en carbono.

El siguiente candidato a tener en cuenta es el aluminio. Las propiedades mecánicas y físicas del aluminio y de las aleaciones de aluminio, cambian al cambiar la temperatura de trabajo desde criogénico (-195°C) a temperaturas elevadas (400°C máximo).

A temperaturas bajo cero, la mayoría de las aleaciones de aluminio muestran pocos cambios en sus propiedades. El rendimiento y las resistencias a la tracción pueden aumentar pero el alargamiento puede disminuir ligeramente. La resistencia al impacto permanece aproximadamente constante. Por consiguiente, el aluminio es un material útil para muchas aplicaciones a baja temperatura.

La aleación 5083-0 es la aleación de aluminio más utilizada para aplicaciones criogénicas. Esta aleación muestra las siguientes características desde la temperatura ambiente hasta el punto de ebullición del nitrógeno (-195°C):

- Alrededor del 40% en resistencia a la tracción final.
- Aproximadamente un 10% de límite de elasticidad.

Al igual que en los aceros, la retención de tenacidad también es de gran importancia para equipos que funcionan a baja temperatura. Hay que tener en cuenta que las aleaciones de aluminio no tienen una transición de dúctil a frágil.

Finalmente se escogió como material el acero inoxidable AISI 316. Aunque el aluminio cumple perfectamente los requisitos propuestos, el acero tiene un coeficiente de conductividad térmica 16 veces menor que el aluminio ($13,4$ y 218 $\text{w}/\text{m} \cdot \text{K}$ respectivamente). Mantener un correcto aislamiento térmico en esta parte del sistema es muy importante para evitar así las pérdidas innecesarias de LN_2 , y, la elección del material del hervidor, es el primer paso a tomar [11][12].

7.2.3.2 Diseño del hervidor y la carcasa

A continuación se presenta una imagen con todos los componentes del subconjunto hervidor:

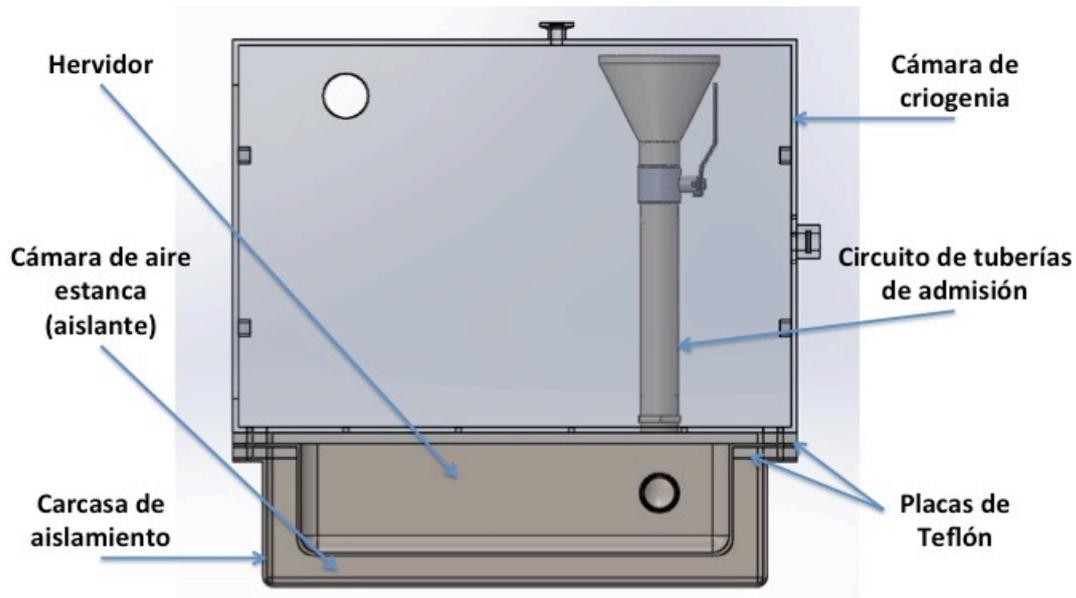


Figura 31. Vista de sección del subconjunto hervidor y carcasa de aislamiento. Fuente: elaboración propia

El hervidor o bañera-recipiente de LN₂ es una bandeja con unas dimensiones de 380x280 mm y una profundidad de unos 97 mm, dotando así al recipiente de un volumen de unos 10 litros aproximadamente. Como se mencionó en el apartado anterior, el material escogido es el acero inoxidable AISI 316. Como se puede observar en la figura 31, la cámara dispone de una toma de entrada de LN₂ de 27,8 mm de diámetro (aproximadamente 1 pulgada). Esta toma corresponde a una brida soldada al hervidor e implementada con una rosca hembra de tamaño de rosca M30. En dicha brida irá acoplado el sistema de tuberías roscadas de admisión de LN₂.

La carcasa de aislamiento corresponde al sistema ideado para proporcionar una barrera aislante y cumplir así dos objetivos necesarios:

1. Proteger al usuario de quemaduras por el contacto directo con el material a temperatura criogénica.

2. Procurar impedir que entre el máximo calor del exterior y reduciendo así las pérdidas residuales de nitrógeno líquido por el intercambio de calor con el entorno.

Uno de los mejores aislantes térmicos es el vacío, en el que el calor sólo se trasmite por radiación, pero debido a la gran dificultad para obtener y mantener condiciones de vacío y la complejidad añadida de elaborar un sistema que lo mantenga, se emplea una cámara de aire. El aire, gracias a su baja conductividad térmica, es un buen aislante contra la conducción térmica.

En las zonas donde la conducción es inevitable, se han aplicado unas láminas de teflón entre los componentes metálicos de 10 mm de espesor cada una.

Todos los componentes se unen al cuerpo de la cámara de criogenia por medio de 18 tornillos de cabeza hexagonal de diámetro nominal M4.

7.2.4 Dispositivos de seguridad

Durante el proceso de vertido, enfriamiento y cualquier situación en la que el LN₂ entre en contacto con parte de la estructura, éste comenzará a hervir. Teniendo en cuenta que la tasa de expansión volumétrica del nitrógeno es de 1:694, una expansión repentina en un espacio confiado podría resultar peligroso tanto para la máquina como para el usuario.

La cámara de criogenia dispondrá de dos sistemas de seguridad: en primero lugar una válvula anti-retorno con una presión de apertura de 4 mbar. Con esto se asegura una atmósfera de presión positiva en el interior y se impide el retorno accidental del aire exterior en caso de una bajada de presión.

En segundo lugar, un disco de ruptura como última barrera de seguridad. En disco de ruptura es un dispositivo de alivio instantáneo de sobrepresiones. Esta formado

por una fina lámina de un material que rompe a la presión para la que se ha diseñado.

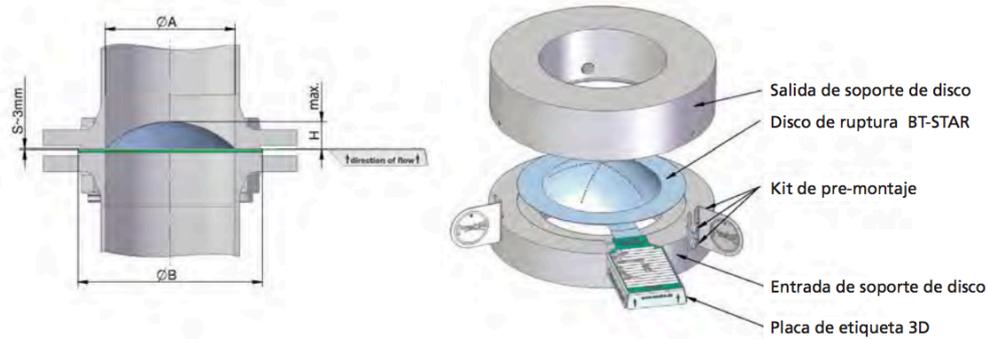


Figura 32. Vista de corte y despiece de un disco de ruptura. Fuente: Catálogo de "Alivio de Presión y Vacío" REMBE.

En este caso se empleará un disco de ruptura abovedado multicapa con apertura en forma de estrella. El disco está tarado a 1 bar de presión y tendrá un diámetro nominal $DN50$.

7.3 Mecanismo de movimiento de Inmersión-Emersión-Traslación

En este apartado se pueden distinguir las dos funciones fundamentales del sistema que permitirán el movimiento de los componentes a través de las diferentes zonas del banco de pruebas. Dichos movimientos son (como el propio nombre del sistema indica), un movimiento de traslación lineal, el cual moverá todos los componentes del sistema (tanto el sistema "inmersión-traslación" ubicado con la tapa móvil junto con la propia tapa y las piezas a probar) y un movimiento ascendente-descendente aplicado mediante un sistema ideado para sumergir las piezas o componentes que se deseen probar bajo condiciones criogénicas en el interior del LN_2 .

Este sistema consiste en un mecanismo en el cual se pueden diferenciar tres partes:

- El sistema manivela-eje.
- El sistema eje-tornillo sinfín/corona sinfín.
- El sistema tornillo sinfín/corona sinfín-piñón/cremallera.

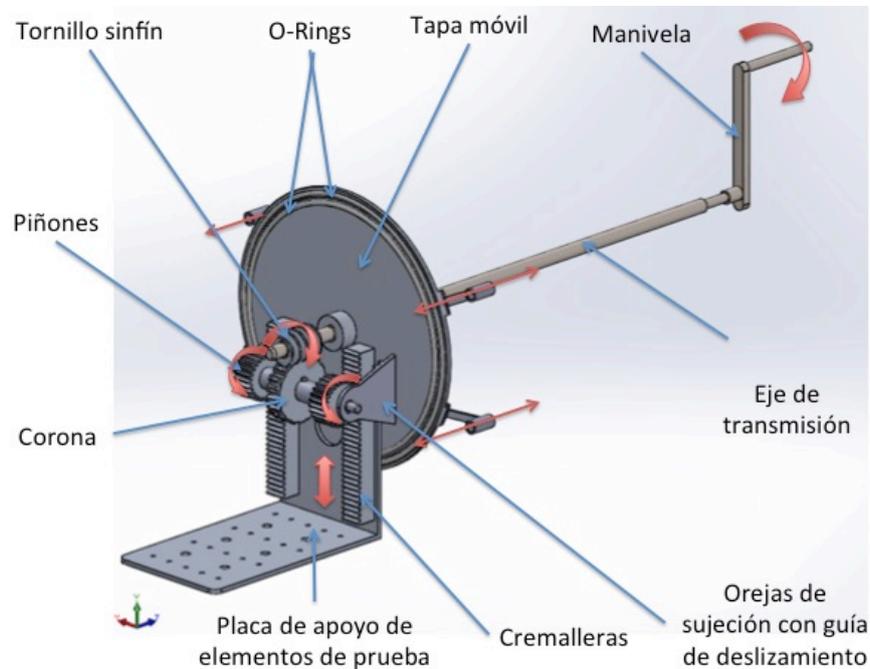


Figura 33. Esquema de vista isométrica de las partes y funcionamiento del mecanismo de inmersión-traslación-emersión. Fuente: elaboración propia.

7.3.1 Sistema manivela-eje

Su finalidad es convertir un movimiento circular en un movimiento lineal. El eje es el componente mecánico encargado de transmitir el movimiento rotatorio y potencia al tornillo sinfín ubicado en la tapa móvil. Este movimiento circular, como se aprecia en la figura 34, se aplicaría desde el exterior de la cámara de forma manual mediante la manivela; y este a su vez transmitiría el movimiento al tornillo sinfín.

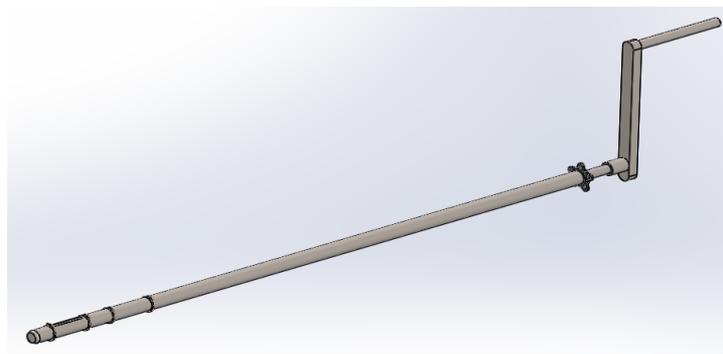


Figura 34. Perspectiva isométrica del conjunto eje-manivela. Fuente: elaboración propia.

El eje a su vez dispondrá de una serie de anillos de retención (circlips) diseñados según la norma DIN 471. La función de estos anillos es, en el caso de los dos primeros impedir el desplazamiento del tornillo sinfín, y la de los siguientes es la de disponer de una superficie de apoyo para aplicar la fuerza normal de empuje a la hora del desplazamiento de la tapa móvil.

A la hora de realizar el empuje (accionado de forma manual), en el momento de efectuar el vacío, la tapa móvil debe estar pegada al lateral de la cámara de vacío para asegurar que, cuando la presión ejercida por el vacío comience a actuar sobre la superficie de la tapa, no existan holguras entre las tóricas y la pared lateral. Para ello se diseñará un sistema de apriete que consistirá en 5 resortes de extensión dispuestos de manera radial tal y como se muestra en la figura 35 unidos mediante un dispositivo denominado “estrella de apriete”. Dichos resortes irán posteriormente ensamblados a la pared exterior derecha de la cámara de criogenia mediante 5 hembrillas dispuestas también de manera radial.

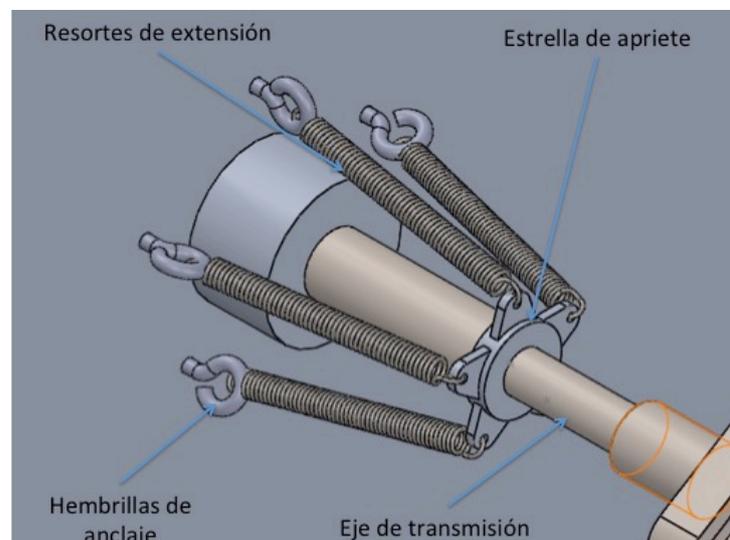


Figura 35. Detalle y partes del sistema de apriete. Fuente: elaboración propia.

Dichos resortes se colocarán manualmente en el momento previo a la operación de vacío, y se retirarán una vez termine dicha operación y se prosiga con el desplazamiento del sistema hacia el interior de la cámara de criogenia. Cada uno

de los resortes ejercerá una fuerza de 20 N en su extensión de operación, aplicando sobre la estrella de apriete y por consiguiente en la tapa móvil una fuerza total de 100 N.

Para este sistema se escogió como material el acero inoxidable AISI 316 para los resortes y la aleación AW-5083 para la estrella de apriete.

7.3.2 Sistema tornillo sinfín-corona

Previamente a la elección de este mecanismo, se plantearon ciertos problemas que se debían resolver. El primero era el de transformar un movimiento circular en uno lineal. Existen varios tipos de mecanismos que logran este objetivo, como el sistema de levas o de biela-manivela entre otros, pero se cuenta con una serie de limitaciones que hay que tener en cuenta a la hora de implementar el sistema en el interior de la precámara. El sistema escogido finalmente fue el de piñón-cremallera, del que se hablará más detenidamente en el apartado 7.3.3.

Para poder transmitir el movimiento circular a los piñones de la cremallera es necesario cambiar la dirección de giro del sistema. En este caso los piñones se encuentran de manera perpendicular al eje, por lo que se necesitará un sistema que transmita el movimiento entre los ejes que forman 90° entre sí. Para solucionar este problema se plantearon dos posibilidades: un sistema de engranajes cruzados o un sistema tornillo sinfín-corona.

Se escogió el segundo caso por una simple razón: el autobloqueo. El autobloqueo es una condición en la que el sinfín impulsa a la corona, pero si se aplica un par torsional al eje de la corona, el sinfín no gira. Esta acción de bloqueo se produce con la fuerza de fricción entre las roscas del sinfín y los dientes de la corona. Para que esto suceda, es recomendable que el ángulo de avance no sea mayor de aproximadamente 5° para asegurar el autobloqueo. En consecuencia, el sistema de ascensor podría quedarse estático en el aire sin necesidad de mantener “trancado” el sistema por un medio o mecanismo externo.

Como se observa en la figura 36, el tornillo sin fin se encuentra en el eje de transmisión y la corona en la parte central del eje de soporte el cual comparte solidariamente con los dos piñones del sistema piñón cremallera

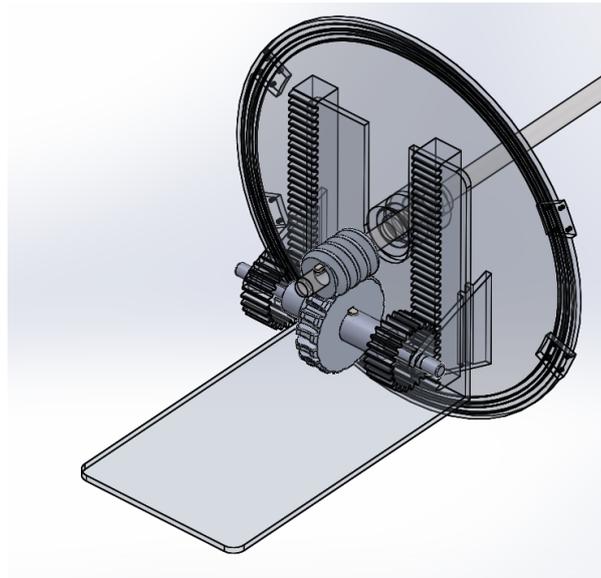


Figura 36. Detalle de posición de tornillo sin fin-corona en el conjunto. Fuente: elaboración propia.

En este caso se ha escogido la forma más común, la cual usa un sinfín hueco que engrana en una corona cuyos dientes son cóncavos y abrazan parcialmente el sinfín. Este sistema recibe el nombre de transmisión sinfín de tipo envolvente sencilla.

Una característica de este tipo de sistema en particular, es que tiene una reducción de velocidad bastante grande en comparación con otros tipos de engrane, de 27:1 para ser más exactos. Esto le da al sistema un gran control sobre la velocidad de bajada de la placa de apoyo, pudiendo controlar así un descenso más lento, acondicionado al tamaño de la pieza. Este tipo se usa principalmente para aplicaciones con posicionamiento no preciso, a bajas velocidades y con bajas potencias (como es este caso).

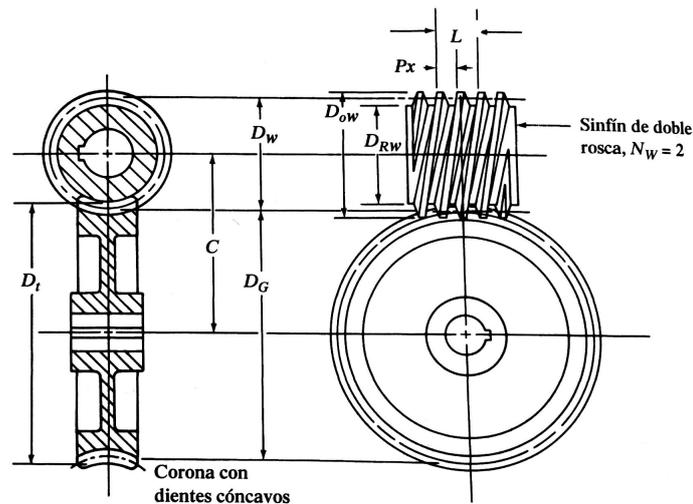


Figura 37. Conjunto de tornillo sin fin y corona envolvente simple (Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L.Mott)

7.3.3 Sistema piñón-cremallera

Este sistema es el encargado de convertir el movimiento circular en el movimiento lineal. Cuando un engranaje circular encaja en una cremallera, la combinación se llama “accionamiento por piñón y cremallera”. La función de este accionamiento es producir un movimiento lineal de la cremallera, a partir del movimiento giratorio de un piñón motriz.

Entre otros sistemas posibles, se escogió este sistema por su sencillez de instalación y diseño, y porque el límite de distancia que puede recorrer la cremallera lo marca su propia longitud, pudiendo así adaptar fácilmente la altura de la pieza a ensayar en LN₂.

En la figura 39 se pueden observar algunos detalles que se tuvieron en cuenta a la hora de diseñar esta sistema. En primer lugar, se dispusieron dos cremalleras con sus respectivos piñones posicionadas equidistantemente del centro de gravedad de la placa. Esto se planteó así porque:

- Primero, no se podía disponer en su posición central debido a que el paso del eje con el tornillo sin fin obstaculizaría el movimiento del piñón.

- En segundo lugar, y en consonancia con lo anterior, si solo se dispusiera en uno de los lados, el sistema por inercia tendería a ladearse al lado opuesto, pudiendo ocasionar un mal funcionamiento del sistema e incluso llegar a atascarse.

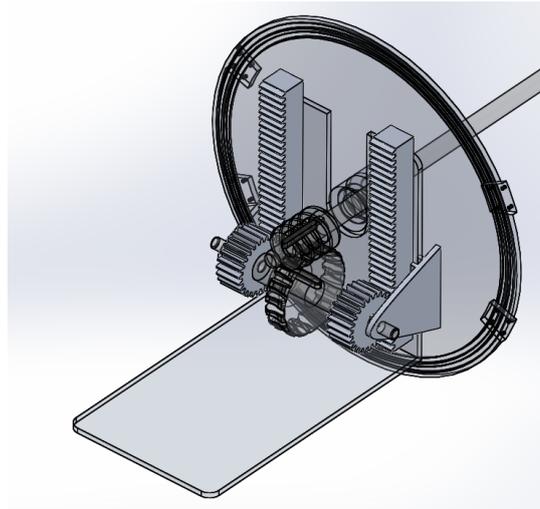


Figura 38. Detalle de posición de piñón cremallera. Oreja de sujeción en el conjunto. Fuente: elaboración propia.

Como se mencionó en el punto 7.3.2, las longitudes de las cremalleras están limitadas por el tamaño de la precámara. Para este mecanismo se adaptaron dos cremalleras de 200 mm de longitud, las cuales pueden lograr un desplazamiento efectivo de la placa de soporte de 100 mm dentro del nitrógeno.

Las cremalleras irán soldadas a los laterales de la placa de soporte dejando una distancia de 5 mm en cada uno de los extremos, ya que esta será la zona en la que las guías de soporte se encargarán de dirigir la placa de apoyo a la hora del ascenso y descenso de la misma (ver punto 7.3.4).

El peso de todo el mecanismo, exceptuando el tornillo sinfín, recaerá sobre un eje. Este eje se encarga de transmitir el movimiento de la corona a los piñones, y además aguanta el peso de todos los componentes situados bajo él.

7.3.4 Orejas de sujeción

Este elemento se diseñó con una doble funcionalidad:

1. Mantener sujeto el mecanismo y la placa de apoyo a la tapa móvil.
2. Disponer a la placa de apoyo un carril que la sostenga en el momento de ascenso y descenso de la misma.

En primer lugar, se diseñó como una placa rectangular, pero esta opción no dejaba mucho espacio para la instalación de la guía, y a la hora del descenso de la placa, en su punto más bajo se descarrilaba, provocando así que la placa se ladeara y cayera. La forma final es la que se muestra en la figura 40. Esta forma geométrica satisface tanto la longitud necesaria para aplicar un rail decente, como la de proporcionar la esbeltez necesaria para aguantar el peso de la estructura.

Estas guías de soporte se ubicarán a ambos extremos de la placa de apoyo y soldadas a la tapa móvil. El material seleccionado para este componente es la aleación de aluminio AW-8083.

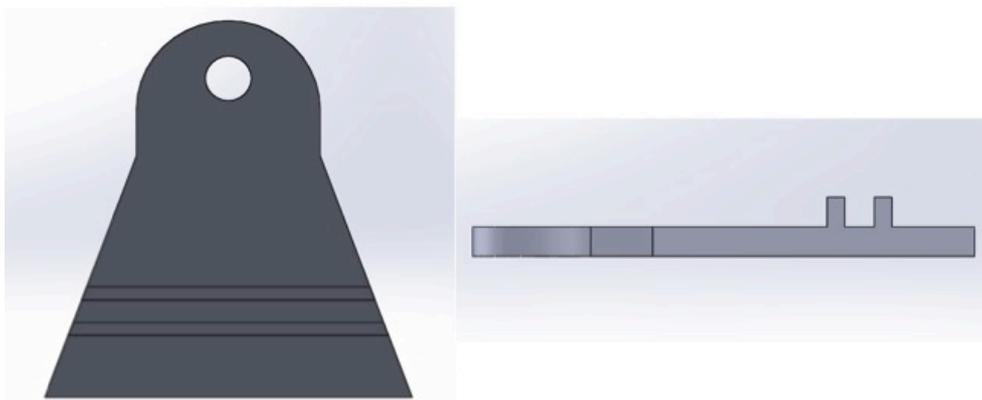


Figura 39. Alzado y vista lateral de oreja de sujeción. Fuente: elaboración propia.

7.3.5 Placa de apoyo

En la parte posterior a las cremalleras, se encuentra este elemento el cual se ha denominado “*placa de apoyo*”. Esta pieza será el encargado de sujetar las piezas y componentes que se deseen introducir en el LN₂. Este diseño se basa simplemente en una placa con forma de L. Como se puede observar en la figura 41, en su parte frontal dispone de una ranura para poder pasar a través del eje durante el ascenso. Esta ranura también actuará como señal de que la placa está en la posición más elevada, y podrá introducirse en el interior de la precámara sin miedo a que se pueda producir un choque de alguna parte del mecanismo con los bordes de entrada a la precámara.

La segunda parte de la placa de soporte sería la superficie de contacto con las piezas y elementos destinados a la inmersión en criogenia. Esta placa se encontraría en voladizo con la parte de la placa descrita anteriormente. En un principio se planteó el diseño como una placa maciza simple como se muestra en la figura 41a, pero más adelante se cambió el diseño y se le ha añadido una matriz de perforaciones de diferentes diámetros (de 5 y 10 mm respectivamente) (ver figura 41b) con dos objetivos fundamentales:

- Permitir la posibilidad de añadir distintas sujeciones a los elementos a probar sobre la superficie de contacto de la placa, posibilitando al usuario un poco de versatilidad a la hora de realizar las sujeciones de los diferentes componentes (ya sean sensores, elementos mecánicos, tornillos, etc.) permitiendo así realizar diferentes experimentos con diferentes configuraciones.
- Permitir el paso del LN₂ a la hora del descenso de la pieza, provocando así menos ondulaciones y desplazamientos no deseados en el líquido.

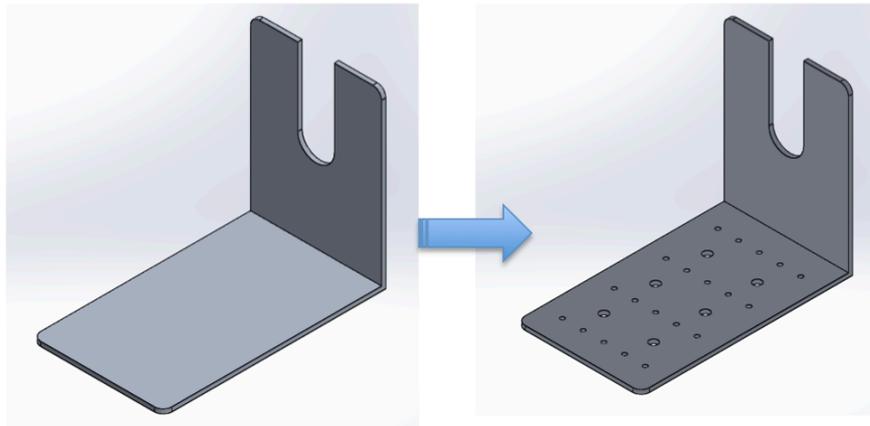


Figura 40. Vista de placa de apoyo (a y b). Fuente: elaboración propia.

El tamaño de la placa está limitado por las dimensiones del agujero de entrada y salida de la precámara y por su longitud. En este caso, se han propuesto unas dimensiones consideradas suficientes teniendo en cuenta la clase de componentes para los que está pensado este banco de pruebas (pequeños motores paso a paso, rodamientos, dispositivos electrónicos de control, cojinetes, etc). La placa de apoyo dispondrá de un espesor de 5 mm de chapa, una anchura de 150 mm y una longitud de 250 mm.

7.3.6 Elección de los materiales del mecanismo y lubricación

7.3.6.1 Materiales

En lo referente a los materiales, todos los elementos mecánicos mencionados en esta parte de la máquina serán del mismo material que la mayoría de los componentes del banco de pruebas para criogenia. Dicho material es una aleación de aluminio AW 5083.

Se ha escogido esta aleación porque es una de las mejor aleaciones soldables de aluminio, y porque en el ámbito de stock, en Canarias es más fácil de conseguir, debido a que es una aleación muy utilizada en la industria naval.

A la hora de escoger el material de las chavetas, este debe ser más blando que el husillo para que sirva de fusible, previniendo así el deterioro del alojamiento del mismo. Por tanto, una buena elección para este material sería la de una aleación de aluminio menos resistente que la AW 5083.

7.3.6.2 Lubricación

En el aspecto tribológico⁸ de los mecanismos, se presentaban algunos problemas a solventar de gran importancia:

- El vacío realizado en la precámara.
- La temperatura criogénica (o muy frías en la mayoría de los componentes) a la que estarán sometidos algunos de los componentes, como es el caso de la cremallera, la cual estará parcialmente sumergida en el interior del LN₂.

Los lubricantes convencionales (tales como las grasas o los aceites) no son válidos ya que son incompatibles con el vacío y las bajas temperaturas, por lo que la solución impuesta será emplear lo que se conoce como “lubricación en seco”. Los lubricantes secos o lubricantes sólidos, son materiales que a pesar de que se encuentran en fase sólida, son capaces de reducir la fricción entre dos superficies que se deslizan entre sí, sin necesidad de contar con un medio líquido.

Existen numerosos tipos de lubricantes secos. Por ejemplo: el grafito, el nitruro de boro hexagonal, el disulfuro de molibdeno y el disulfuro de tungsteno son alguno de ellos. El mayor problema es que muchos de ellos no se comportan bien al vacío o bajo condiciones criogénicas o no son viables desde le punto de vista económico.

⁸ Tribología: es la ciencia que estudia la fricción, el desgaste y la lubricación que tienen lugar durante el contacto entre superficies sólidas en movimiento.

El lubricante necesario tiene que ser compatible con criogenia y vacío. Esto significa, en el caso del vacío, que no desgasifique debido a las propiedades del material.

Con estas condiciones, la opción más recomendable es la de utilizar un material autolubricante. Esta técnica se basa en la posibilidad de unir fuertemente el material lubricante a las superficies metálicas o incluso, hacer que penetre cierta cantidad del mismo en el metal. Este metal estará convenientemente preparado para la realización de tal fin.

El uso de estos materiales está bastante extendido en la actualidad, ya que permite resolver problemas de lubricación difícil que no pueden resolverse con los lubricantes convencionales. Además en algunos casos se pueden obtener lubricaciones “for life” de algunas piezas de máquinas, las cuales suelen ser de difícil acceso después de su montaje.

De los materiales encontrados que satisfagan estas características, tenemos los siguientes:

- Aleación de aluminio (AW 5083) anodizado recubierto con Teflón.
- Aleación de aluminio (AW 5083) recubierto con WS_2 . (Dicronite®).
- Aleación de aluminio (AW 5083) recubierto con $TiN+MoS_2$.

Finalmente de entre estas tres opciones, se optó por la primera opción ya que cumple con todos los requisitos mencionados anteriormente y es la más viable desde el punto de vista económico.

Para las piezas de los mecanismos, el método de lubricación será el de anodizado recubierto con Teflón. “Existe un procedimiento industrial disponible [NITUF 2012] que proporciona una capa de 25 micrómetros de teflón sobre la base de una pieza de aluminio anodizado”. [6]

El tratamiento consiste en la inserción de partículas de Teflón® (PTFE) en la matriz de óxido de aluminio obtenida mediante anodizado duro. De esta manera se obtiene una capa que combina una elevada dureza y resistencia al desgaste con una elevada autolubricación superficial.

Las piezas por lo tanto se adquirirían de la aleación de aluminio AW 5083 y posteriormente se les aplicaría el tratamiento descrito anteriormente.

CONCLUSIÓN

Para cada uno de los problemas que se han ido presentando, se ha diseñado una solución, estudiada y analizada, teniendo en cuenta las condiciones especiales del proyecto: trabajo en temperaturas criogénicas.

Se partía de una primera aproximación experimental utilizando como banco de pruebas una caja tipo “glove-box”. Problemas relacionados con el exceso de humedad no controlada y la poca operatividad de la manipulación de las piezas a testar mediante guantes externos en el refrigerante elegido, nitrógeno líquido, dieron paso a una nueva hipótesis en la que se diseñó un dispositivo tripartito.

El hecho de disponer de una precámara utilizando tecnología de vacío, permitió solventar el problema de la humedad que afectaba a la fiabilidad de los ensayos a realizar en el interior del banco de pruebas.

Se ha diseñado un banco de pruebas que puede ser considerado como una alternativa altamente fiable, de fácil manejo y transporte, con criterios de costo-efectividad, en relación a los criostatos convencionales.

Permite además trabajar en condiciones de seguridad, tanto para el operario como para el entorno y da respuesta a la necesidad planteada como hipótesis de trabajo: testar piezas y mecanismos que deben trabajar a temperaturas criogénicas que no requieran niveles críticos de precisión.

CONCLUSION

For each of the problems that have been presented, it has been designed a solution studied and analysed, taking into account the special conditions of the project: to work in cryogenic conditions.

The starting point of a first experimental approximation was to use as a test bed a box “glove-box” type. The related problems with the excess of non-controlled moisture and the little operability capacity of the manipulation of the several pieces to test through the external gloves in the chosen refrigerant (liquid nitrogen), led out to a new hypothesis in which a tripartite device was designed.

The fact of having a pre-chamber by using vacuum technology, allowed us to solve the moisture problem that affected to the reliability of the different trials done within the test bed.

It has been designed a test bed that can be considered as a highly reliable alternative, based on its easy handling and transport, with cost-effectiveness criteria in relation with the conventional cryostats.

In addition, it allows having safety conditions as much for the operator as for the environment. It also provides an answer to the need presented as the working hypothesis: to test pieces and mechanisms that should work into cryogenic temperatures that not require critical precision levels.



**Universidad
de La Laguna**

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

ANEXO I Cálculos

TÍTULO:

**Diseño y construcción de un banco de pruebas para
criogenia**

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Luis Miguélez García

Tutor: Carmelo Militello Militello

Tutor externo: Pablo Redondo Caicoya

Septiembre de 2017

ÍNDICE ANEXO I

Consideraciones previas	6
1 Cálculo de la fuerza necesaria para mover el mecanismo de manera axial	6
2 Cálculo de la sección del tubo de soporte a flexión:	8
2.1 Consideraciones e hipótesis	8
2.2 Diagramas de cuerpo libre y cálculo de fuerzas	9
2.3 Cálculo de las tensiones y dimensionado	12
2.4 Cálculo de las deformaciones de la barra	13
3 Placa de apoyo	15
3.1 Consideraciones e hipótesis	15
3.2 Diagrama de cuerpo libre y cálculo de fuerzas:	15
3.3 Cálculo de las tensiones y dimensionado	17
4 Cálculo y dimensionado de los tornillos empleados en el equipo	18
4.1 Ventanas de la cámara de criogenia	18
4.1.1 Consideraciones e hipótesis	18
4.1.2 Dimensionado de los tornillos	19
4.2 Hervidor y cubierta aislante	20
4.2.1 Consideraciones e hipótesis	20
4.2.2 Dimensionado de los tornillos	21
4.3 Unión de soporte con tapa móvil:	22
4.3.1 Consideraciones e hipótesis	22
4.3.2 Dimensionado de los tornillos	22
4.3.3 Comprobación de barrido de los filetes	25
4.3.4 Longitud de contacto mínima en orificios roscados	26
5 Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción	26
5.1 Consideraciones e hipótesis	26
5.2 Cálculo de las tensiones y dimensionado	27
6 Dimensionado y parámetros del sistema de transmisión	28
6.1 Consideraciones previas:	28
6.2 Estimación de la velocidad de descenso/ascenso de la placa de apoyo	29
7 Parámetros y curvas de la bomba de vacío	30
7.1 Tiempo estimado del proceso de vacío	31
7.2 Potencia consumida por la bomba	31
8 Análisis tensional y estudio de deformaciones mediante simulación con elementos finitos	33
8.1 Introducción	33
8.2 Precámara de vacío	35
8.2.1 Cuerpo de precámara:	35
8.2.2 Tapa fija	37
8.2.3 Estudio de pandeo	40
8.3 Cámara de criogenia	42
8.3.1 Cuerpo de cámara	42
8.3.2 Ventana inferior	45
8.3.3 Hervidor	47
8.3.3.1 Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo	47

8.3.4 Carcasa de hervidor.....	49
8.4 Mecanismo de desplazamiento.....	52
8.4.1 Tapa móvil.....	52
8.4.2 Estrella de apriete.....	55

ÍNDICE DE FIGURAS ANEXO I

Figura 1. Detalle de posición de la fuerza ejercida del sistema de traslación sobre las barras de deslizamiento. Fuente: elaboración propia. _____	7
Figura 2. Diagrama de cuerpo libre y cálculo de fuerzas. Fuente: elaboración propia. _____	9
Figura 3. Diagrama de momento flector de guía de deslizamiento. Fuente: elaboración propia. ____	11
Figura 4. Diagrama de esfuerzo cortante de guía de deslizamiento. Fuente: elaboración propia. ____	12
Figura 5. Diagrama de cuerpo libre y cálculo de fuerzas de la placa de apoyo. Fuente: elaboración propia. _____	15
• Figura 6. Diagrama de momento flector de la placa de apoyo. Fuente: elaboración propia. _____	17
Figura 7. Diagrama de esfuerzo cortante de la placa de apoyo. Fuente: elaboración propia. _____	17
Figura 8. Situación del tornillo superior con el dado de anclaje y la tapa móvil; dirección de la fuerza en el conjunto. Fuente: elaboración propia. _____	22
Figura 9. Distribución de la fuerza y los momentos generados en el empotramiento de la unión atornillada. Fuente: elaboración propia. _____	23
Figura 10. Detalle de los momentos que afectan a los diferentes grupos de tornillos del anclaje. Fuente: elaboración propia. _____	24
Figura 11. Detalle de los momentos que afectan a los diferentes grupos de tornillos del anclaje. Fuente: elaboración propia. _____	27
Figura 12. Tiempo de operación de la bomba. Fuente: LEYBOLD. _____	31
Figura 13. Potencia empleada por la bomba durante la operación. Fuente: LEYBOLD. _____	32
Figura 14. Detalle de mallado previo a la simulación mediante elementos finitos. Fuente: elaboración propia. _____	34
Figura 15. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: cuerpo de precámara. Fuente: elaboración propia. _____	36
Figura 16. Tensión de von Misses para el modelo: cuerpo de precámara. Fuente: elaboración propia. _____	36
Figura 17. Desplazamientos para el modelo: cuerpo de precámara. Fuente: elaboración propia. ____	37
Figura 18. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: tapa fija. Fuente: elaboración propia. _____	38
Figura 19. Tensión de von Misses para el modelo: tapa fija. Fuente: elaboración propia. _____	39
Figura 20. Desplazamientos para el modelo: tapa fija. Fuente: elaboración propia. _____	39
Figura 21. Resultados de las tensiones de los modos de pandeo. Fuente: elaboración propia. _____	41
Figura 22. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: cámara de criogenia. Fuente: elaboración propia. _____	43
Figura 23. Tensión de von Misses para el modelo: cuerpo de cámara. Fuente: elaboración propia. ____	43
Figura 24. Desplazamientos para el modelo: cuerpo de cámara. Fuente: elaboración propia. _____	44
Figura 25. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: ventana inferior. Fuente: elaboración propia. _____	45
Figura 26. Tensión de von Misses para el modelo: ventana inferior. Fuente: elaboración propia. ____	46
Figura 27. Desplazamientos para el modelo: ventana inferior. Fuente: elaboración propia. _____	47
Figura 28. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: hervidor. Fuente: elaboración propia. _____	48
Figura 29. Tensión de von Misses para el modelo: hervidor. Fuente: elaboración propia. _____	48
Figura 30. Desplazamientos para el modelo: hervidor. Fuente: elaboración propia. _____	49
Figura 31. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: carcasa de hervidor. Fuente: elaboración propia. _____	50
Figura 32. Tensión de von Misses para el modelo: carcasa de hervidor. Fuente: elaboración propia. _	51
Figura 33. Desplazamientos para el modelo: carcasa de hervidor. Fuente: elaboración propia. ____	51
Figura 34. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: tapa móvil. Fuente: elaboración propia. _____	53
Figura 35. Tensión de von Misses para el modelo: tapa móvil. Fuente: elaboración propia. _____	53
Figura 36. Desplazamientos para el modelo: tapa móvil. Fuente: elaboración propia. _____	54
Figura 37. Desplazamientos sufridos en el interior del eje. Fuente: elaboración propia. _____	55
Figura 38. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: estrella de apriete. Fuente: elaboración propia. _____	56

Figura 39. Tensión de von Misses para el modelo: estrella de apriete. Fuente: elaboración propia. ___ 56
Figura 40. Desplazamientos para el modelo: estrella de apriete. Fuente: elaboración propia. _____ 57

ÍNDICE DE TABLAS ANEXO I

Tabla 1.- Sumatorio de masas de los diferentes componentes del sistema de Tapa móvil/Mecanismo de inmersión-emersión (elaboración propia) _____	6
Tabla 2.- Coeficiente de rozamiento estático y cinético. Fuente: Serway R.A. Física. Ed. McGraw-Hill 1992 _____	7
Tabla 3.- Fuerza equivalente a la presión ejercida en las ventanas. Fuente: elaboración propia _____	19
Tabla 4.- Masa total soportada por el conjunto hervidor-cubierta aislante. Fuente: elaboración propia _____	20
Tabla 5.- Listado de masa que soportan las orejas de sujeción. Fuente: elaboración propia. _____	26
Tabla 6.- Parámetros de los componentes del sistema de transmisión. Fuente: elaboración propia. _____	29
Tabla 7.- Datos finales de la curva de operación. Fuente: LEYBOLD _____	31
Tabla 8.-Listado de piezas de simulaciones y materiales que las conforman. Fuente: elaboración propia _____	34
Tabla 9.-Propiedades físicas de los materiales. Fuente: elaboración propia. _____	34
Tabla 10.-Coeficiente de carga de los diferentes modos de pandeo. Fuente: elaboración propia. _____	41

Consideraciones previas

En este anexo se realizarán todos los cálculos y simulaciones necesarias para asegurar la integridad de la estructura. Para ello se tendrán en consideración todas las fuerzas, cargas y presiones que afecten a la estructura.

No se tendrá en cuenta la fatiga en los cálculos, diseño y análisis de los elementos; ya que se considera que el aparato no estará sometido a cargas cíclicas debido a la peculiaridad de su función.

A la hora de analizar las situaciones, se considerará siempre el caso más desfavorable.

1 Cálculo de la fuerza necesaria para mover el mecanismo de manera axial

A continuación, se presenta una tabla con la masa de las diferentes piezas del sistema de ascenso y descenso del mecanismo. Dicha tabla ilustra la masa total del sistema de desplazamiento que el operario tendría que mover manualmente tirando o empujando del eje cuando se produzca el movimiento axial:

Tabla 1.- Sumatorio de masas de los diferentes componentes del sistema de Tapa móvil/Mecanismo de inmersión-emersión (elaboración propia)

Denominación de pieza	Masa (kg)
Placa de apoyo	0,826
Cremalleras (x2)	0,602
Piñones (x2)	0,232
Eje de transmisión corona-engranajes	0,126
Corona	0,212
Tornillo sinfín	0,067
Eje de transmisión manivela-sinfín	0,955
Tapa móvil	1,126
$\Sigma m_{componentes}$	4,146

*El peso de los componentes de sujeción tales como anillos de sujeción y chavetas no está incluido en esta suma, pero se presupone dentro del margen del peso final.

La masa total de las piezas es de unos 4,146 kg. Suponiendo que el peso máximo de las piezas o elementos que se deseen probar sea de unos 10 kg, la masa total asciende a:

$$m_{total} = m_{componentes} + m_{piezas\ a\ probar} = 4,146 + 10$$

$$m_{total} = 14,146 \approx 15\ kg$$

Acto seguido se obtiene el peso a partir de la masa total estimada de 15 kg:

$$W_{total} = m_{total} \cdot g = 15\ kg \cdot 9,81\ m/s^2$$

$$W_{total} = 147,15 \approx 150\ N$$

En el momento en el que se produce el desplazamiento axial del sistema de ascenso-descenso con la tapa móvil, éste se deslizará sobre las guías de deslizamiento superiores y de manera manual. Estas tendrán un rozamiento con respecto a los dados de fricción de los soportes, por lo que:

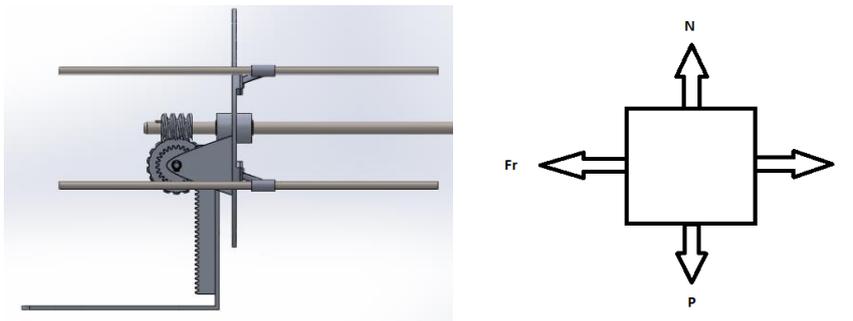


Figura 1. Detalle de posición de la fuerza ejercida del sistema de traslación sobre las barras de deslizamiento. Fuente: elaboración propia.

Tabla 2.- Coeficiente de rozamiento estático y cinético. Fuente: Serway R.A. Física. Ed. McGraw-Hill 1992

Superficies en contacto	μ_s	μ_k
Cobre sobre acero	0,53	0,36
Acero sobre acero	0,74	0,57
Aluminio sobre acero	0,61	0,47
Caucho sobre concreto	1,0	0,8
Madera sobre madera	0,25-0,5	0,2
Teflón sobre acero	0,04	0,04
Teflón sobre teflón	0,04	0,04

En este caso se considerará la situación más desfavorable de rozamiento, la cual corresponde al inicio del movimiento del sistema, por lo que se calculará la fuerza de rozamiento estática μ_s de arranque de movimiento. En este caso, las guías de desplazamiento son de acero inoxidable y los dados de deslizamiento de soportes del sistema de aluminio, por lo que el coeficiente de rozamiento es el indicado en la tabla 2 para esta combinación:

$$F_r = \mu_s \cdot N ; \text{ donde } N = W_{total}$$

$$F_r = 0,61 \cdot 150N = 91,5N$$

Por lo tanto, el operario para poder desplazar la carga, debería realizar una fuerza de tracción o compresión equivalente a $91,5 N \cong 9 \text{ kgf}$.

Este resultado puede ser excesivo para trabajar con comodidad para una persona, por lo que se recubrirá el interior con una lámina fina de Teflón a fin de reducir el rozamiento:

$$F_r = 0,04 \cdot 150N = 6 N$$

Finalmente el resultado del esfuerzo aplicado por el brazo humano sería de aproximadamente $0,6 \text{ kgf}$.

2 Cálculo de la sección de la guía de soporte a flexión:

2.1 Consideraciones e hipótesis

En el sistema de deslizamiento se cuenta con 4 guías de desplazamiento. A simple vista se podría decir que el peso se reparte entre las 4 guías por igual, pero esto no es así. A efectos prácticos, el peso se distribuye prácticamente entre las dos guías superiores, quedando las dos guías inferiores en un segundo plano en materia de soporte del peso de la estructura, sirviendo más bien para proporcionar un apoyo a la tapa para que se mantenga perpendicular al eje de transmisión.

Por este motivo y para tener en cuenta la situación más desfavorable se dividirá el peso $W_{componentes}$ entre las dos barras superiores a la hora de realizar el estudio y

se situará el peso en el punto de mayor momento flector. Quedando un peso en cada barra de $F_c = W_{total}/2 = 75 \text{ N}$.

Además se tendrá en cuenta la carga en voladizo de las piezas de prueba (ver apartado 3.1), las cuales se situarán a una distancia de los dados de sujeción de 275 mm. Teniendo en cuenta que el peso estipulado sobre la placa de apoyo es de 110 N y tomando el criterio mencionado anteriormente, se genera un momento en cada barra de $M_{piezas\ de\ prueba} = \frac{110 \text{ N} \cdot 275 \text{ mm}}{2} = 15125 \text{ Nmm}$.

Para las guías de desplazamiento se ha escogido una barra comercial de acero AISI 316 de perfil circular hueco de $d = 10 \text{ mm}$ de diámetro y $t = 1 \text{ mm}$ de espesor, y tendrán una longitud total de $l = 490 \text{ mm}$. Consideramos que la barra se encuentra empotrada-empotrada en los extremos con la cámara de criogenia.

2.2 Diagramas de cuerpo libre y cálculo de fuerzas

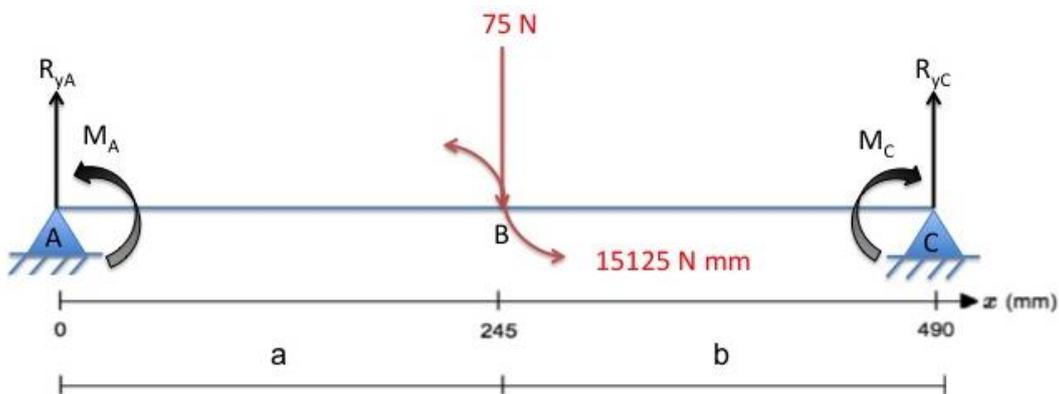


Figura 2. Diagrama de cuerpo libre y cálculo de fuerzas. Fuente: elaboración propia.

La fuerza $F = 75 \text{ N}$ y el momento $M = 15125 \text{ Nmm}$ producen una reacción vertical y un momento en los puntos A y B. Para que se produzca un equilibrio estático:

$$\Sigma F_x = 0;$$

$$\Sigma F_y = 0; R_{yA} - F_B + R_{yC} = 0$$

Para calcular el sistema combinado, se calculará por separado las reacciones debidas al momento y posteriormente las reacciones debidas a la carga. Para ello se utilizarán las ecuaciones para vigas simplemente empotradas[3]:

Reacción debida a la fuerza F :

$$R_{A_{fuerza}} = \frac{F}{l^3} \cdot (l - a)^2 \cdot (l + 2a)$$

$$R_{A_{fuerza}} = 37,5N$$

Reacción debida al momento M_o :

$$R_{A_{momento}} = \frac{6M_o}{l^3} \cdot ab$$

$$R_{A_{momento}} = 46,3 N$$

Con el sumatorio de ambas reacciones se obtiene la reacción final del sistema:

$$R_{yA} = 83,8 N$$

Por lo que sustituyendo en el primer sistema de ecuaciones se obtiene:

$$R_{yC} = -8,8 N$$

Para calcular los momentos generados en los puntos A y C se sigue el mismo procedimiento que para las reacciones:

Momento debido a la fuerza F :

$$M_{A_{fuerza}} = M_{B_{fuerza}} = \frac{-F \cdot l}{8}$$

$$M_{A_{fuerza}} = M_{B_{fuerza}} = 4593,75 Nmm$$

Momento debido al momento M_o :

$$M_{A_{momento}} = \frac{-M_o}{l^2} (l^2 - 4al + 3a^2)$$

$$M_{A_{momento}} = 3781,25 Nmm$$

$$M_{B_{momento}} = \frac{M_o}{l^2} (3a^2 - 2al)$$

$$M_{B_{momento}} = -3781,25 Nmm$$

Por lo tanto se obtiene que:

$$M_A = 8375 Nmm$$

$$M_B = 812,5 Nmm$$

A continuación se calcula el momento flector máximo producido por la carga y el momento en la barra y el esfuerzo cortante. Apoyándose en el diagrama expuesto anteriormente en la figura 2:

➤ Tramo AB siendo $0 \leq x_{AB} \leq 245 \text{ mm}$

$$\Sigma F_y = 0; +83,801\text{N} - V_x = 0;$$

$$V_x = 83,801\text{N}$$

$$\Sigma M_x = 0; +83,801 \cdot x_{AB} - M_A - M_{AB} = 0; M_{AB} = -8375 + 83,801x_{AB}$$

$$M_{A(x=0 \text{ mm})} = -8375 \text{ Nmm}$$

$$M_{B^-(x=245 \text{ mm})} = -12156,245 \text{ Nmm}$$

➤ Tramo BC siendo $245 \leq x_{BC} \leq 490 \text{ mm}$

$$\Sigma F_y = 0; +83,801 - 75 - V_x = 0;$$

$$V_x = -8,801\text{N}$$

$$\Sigma M_x = 0; +83,801 \cdot x_{BC} - 8375 - 15125 - 75 \cdot (x_{BC} - 245) - M_{BC} = 0;$$

$$M_{AB} = -5125 + 8,801x_{BC}$$

$$M_{B^+(x=245\text{mm})} = -2968,75 \text{ Nmm}$$

$$M_{C(x=490\text{mm})} = -812,5 \text{ Nmm}$$

Por lo tanto, el momento flector máximo del sistema es: $M_{f_{\text{máx}}} = 12156,245 \text{ Nmm}$.

• Diagrama de momento flector:

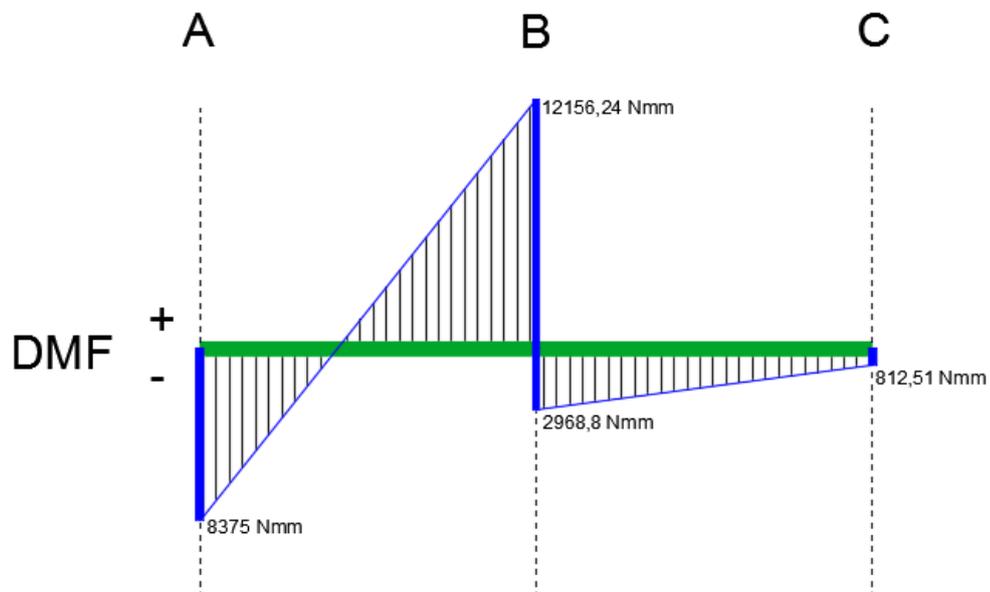


Figura 3. Diagrama de momento flector de guía de deslizamiento. Fuente: elaboración propia.

- Diagrama de esfuerzo cortante:

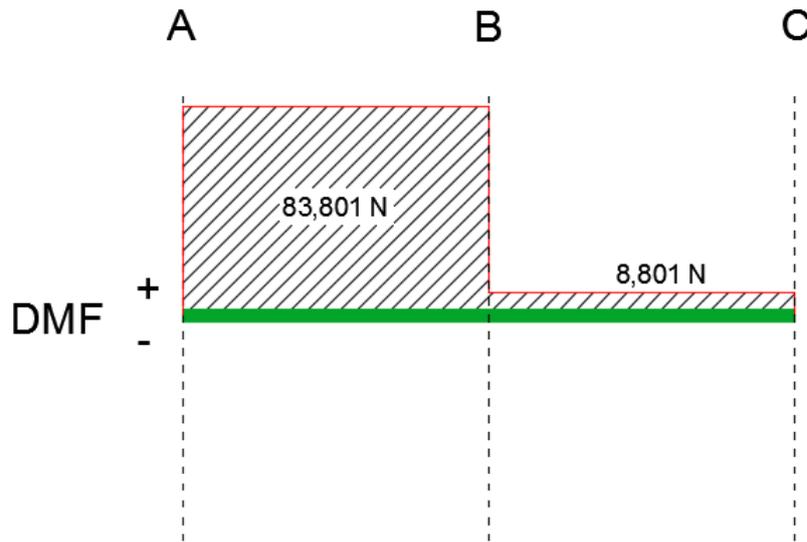


Figura 4. Diagrama de esfuerzo cortante de guía de deslizamiento. Fuente: elaboración propia.

2.3 Cálculo de las tensiones y dimensionado

El valor de esta tensión normal de trabajo o tensión de flexión máxima $\sigma_{f_{m\acute{a}x}}$ debida al momento flector máximo M_f , viene calculada por la siguiente ecuación de resistencia a flexión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_f}{W_x}$$

Donde:

- M_f es el momento flector máximo.
- W_x es el módulo resistente de sección.

Para calcular el módulo resistente de sección, ya que no se dispone un prontuario con perfiles de un diámetro tan pequeño, se emplea la siguiente fórmula:

$$W_x = \frac{I_{xx}}{y_{m\acute{a}x}}$$

Donde:

- I_{xx} : momento de inercia de la sección total del perfil.
- $y_{m\acute{a}x}$: distancia media desde la posición del eje neutro de la sección a su fibra más alejada.

El momento de inercia para una sección circular hueca se puede definir mediante la siguiente expresión:

$$I_{xx} = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$$

$$I_{xx} = \frac{\pi}{64}(10^4 - 8^4) = 289,8 \text{ mm}^4$$

$$W_x = \frac{289,8 \text{ mm}^4}{5 \text{ mm}} = 57,96 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{12156,245 \text{ Nmm}}{57,96 \text{ mm}^3} = 209,7 \text{ N/mm}^2$$

Considerando que el material escogido para realizar las guías de desplazamiento es el acero AISI 304 cuyo límite elástico es igual a 205 MPa. Como los esfuerzos serán puntuales y poco repetitivos, se puede considerar que la barra está trabajando de manera estática, por lo que se considerará un factor de seguridad de N=1,5:

$$\frac{\sigma_e}{N} \geq \sigma_{m\acute{a}x}$$

$$\frac{205 \text{ MPa}}{1,5} = 136,67 \text{ MPa} > 209,7 \text{ MPa} \quad \square$$

No cumple, por lo que se procederá a realizar un cambio en los perfiles de las barras. Se propone un perfil de diámetro similar, pero esta vez correspondiente a una barra maciza del mismo material:

$$I_{xx} = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$I_{xx} = 490,87 \text{ mm}^4$$

$$W_x = \frac{490,87 \text{ mm}^4}{5 \text{ mm}} = 98,17 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{12156,245 \text{ Nmm}}{98,17 \text{ mm}^3} = 123,82 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 136,67 \text{ MPa} > 123,82 \text{ MPa} \quad \square$$

Por lo tanto, la guía de desplazamiento con perfil circular macizo de d=10 mm es un diseño admisible.

2.4 Cálculo de las deformaciones de la barra

A continuación calculamos la flecha de la barra para comprobar si cede demasiado y por ello pudiese afectar a la alineación de la tapa móvil con las juntas tóricas y con la paredes de la precámara. Para ello se utilizará la expresión de flecha máxima para deformaciones de vigas simplemente empotradas con carga en $F_{x=L/2}$:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{FL^3}{192 \cdot EI}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{75 \text{ N} \cdot (490 \text{ mm})^3}{192 \cdot 190000 \text{ MPa} \cdot 490,87 \text{ mm}^4} = 0,493 \text{ mm}$$

(Para el caso de $x=L/2$, el momento no produce deflexión en la viga)

Se realiza la misma operación pero en este caso, cuando la tapa se encuentra pegada a la pared de la entrada a la precámara, donde $x = 33 \text{ mm}$. Para este caso, la expresión de la flecha cambia, para $F_{x=AC}$:

En el caso de la carga:

$$y_{AB_{fuerza}} = \frac{-2F(l-a)^2 \cdot a^3}{3EI(l+2a)^2}$$

$$y_{Ac} = \frac{-2 \cdot 75 \text{ N} \cdot (490 \text{ mm} - 33 \text{ mm})^2 \cdot (33 \text{ mm})^3}{3 \cdot 190000 \text{ MPa} \cdot 490,87 \text{ mm}^4 \cdot (490 \text{ mm} + 2 \cdot 33 \text{ mm})^2} = -0,013 \text{ mm}$$

En este caso, también habría que tener en cuenta el efecto del momento sobre la barra, para ello se utilizará la siguiente expresión para vigas con momento M intermedio:

$$y_{AB_{momento}} = \frac{-Ma^2b^2}{2EIL^3} \cdot (a-b)$$

$$y_{Mc} = \frac{-15125 \text{ Nmm} \cdot (33 \text{ mm})^2 \cdot (457 \text{ mm})^2}{2 \cdot 190000 \text{ MPa} \cdot 490,87 \text{ mm}^4 \cdot (490 \text{ mm})^3} \cdot (33 - 490) \text{ mm} = -0,072 \text{ mm}$$

Por lo tanto, sumando ambas flechas obtenemos la flecha para $x = 33 \text{ mm}$

$$y_{x=33 \text{ mm}} = -0,085 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta que la distancia entre la ranura del O-ring inferior y del agujero de la precámara es de 3 mm, no hay peligro de pérdida de estanqueidad por desalineación.

3 Placa de apoyo

3.1 Consideraciones e hipótesis

La placa de apoyo para piezas y mecanismos a probar, se mantiene mediante el autobloqueo del tornillo sinfín, soportando todo el peso de la placa el mecanismo en si con contacto directo de los piñones sobre las cremalleras. Para este caso se ha supuesto como masa máxima a probar 10 kg, a los que sumándole 1 kg más por seguridad, sumaría un total de 11kg equivalente a 110N. Este peso se situará en el punto más alejado del apoyo (245 mm).

Además para evitar el ladeo del sistema por el momento producido, el sistema dispone de unos railes en la cara interna de las orejas que proporcionarán un apoyo a la placa.

3.2 Diagrama de cuerpo libre y cálculo de fuerzas:

A continuación se realiza un diagrama del cuerpo libre de la placa de apoyo con sus respectivas cargas y sujeciones. Posteriormente se plantean las ecuaciones para el diagrama:

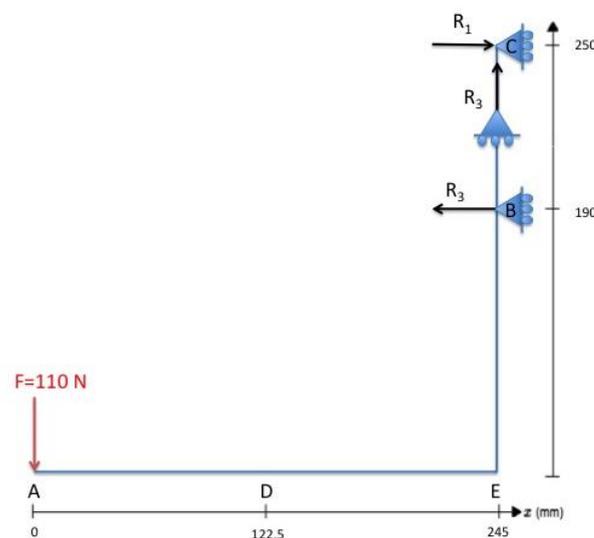


Figura 5. Diagrama de cuerpo libre y cálculo de fuerzas de la placa de apoyo. Fuente: elaboración propia.

$$1) \Sigma F_x = 0; R_1 - R_2 = 0; R_1 = R_2 \rightarrow R_2 = 450 \text{ N}$$

$$2) \Sigma F_y = 0; -F + R_3 = 0; F = R_3 \rightarrow R_3 = 110 \text{ N}$$

$$3) \Sigma M_B = 0; F \cdot b(245\text{mm}) - R_1 \cdot a(60\text{mm}) = 0$$

$$R_1 = \frac{-110 \cdot 245}{-60} = 450\text{N}$$

Una vez resuelto el sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas se procede a calcular el momento flector máximo producido por la carga en la placa y el esfuerzo cortante. Para ello, y por medio del diagrama expuesto en la figura 5, se estudiará por tramos, el de la barra horizontal por un lado y el de la barra vertical por otro:

➤ **Tramo AD siendo $0 \leq x_{AD} \leq 122,5$**

$$\Sigma F_y = 0; -110 - V_x = 0;$$

$$V_x = -110\text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0; 110 \cdot x_{AD} + M_x = 0; M_x = -110 \cdot x_{AD}$$

$$M_{A(x=0\text{ mm})} = 0\text{ Nmm}$$

$$M_{D(x=122,5\text{ mm})} = -13475\text{ Nmm}$$

➤ **Tramo DE siendo $122,5 \leq x_{DE} \leq 245$**

$$\Sigma F_y = 0; -110 - V_x = 0;$$

$$V_x = -110\text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0; 110 \cdot x_{AE} + M_x = 0; M_x = -110 \cdot x_{AE}$$

$$M_{E(x=245\text{ mm})} = -27000\text{ Nmm}$$

➤ **Tramo CB siendo $0 \leq x_{CB} \leq 60$**

$$\Sigma F_y = 0; +450 - V_x = 0;$$

$$V_x = 450\text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0; -450 \cdot x_{CB} + M_x = 0; M_x = 450 \cdot x_{CB}$$

$$M_{C(x=0\text{ mm})} = 0\text{ Nmm}$$

$$M_{B(x=60\text{ mm})} = 27000\text{ Nmm}$$

➤ **Tramo BE siendo $60 \leq x_{BE} \leq 250$**

$$\Sigma F_y = 0; +450 - 450 - V_x = 0;$$

$$V_x = 0\text{ N}$$

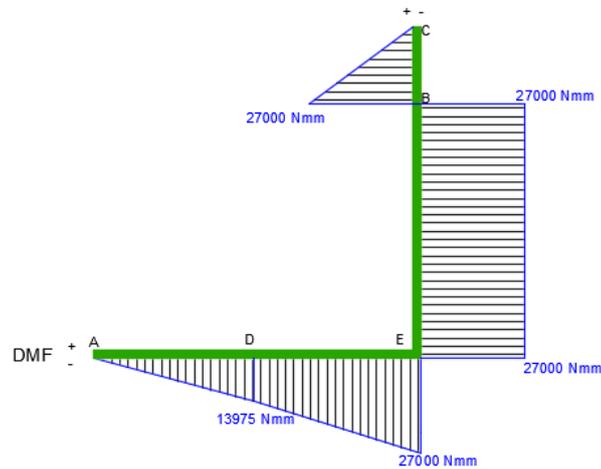
$$\Sigma M_x = 0; 450 \cdot x_{BE} + M_x = 0; M_x = -450 \cdot x_{BE} + 450 \cdot (x - 60)$$

$$M_{E(x=190\text{ mm})} = -27000\text{ Nmm}$$

Por lo tanto el momento flector máximo para este sistema es:

$$M_{f_{m\acute{a}x}} = 27000 Nmm$$

- **Diagrama de momento flector:**



- **Figura 6. Diagrama de momento flector de la placa de apoyo. Fuente: elaboración propia.**

- **Diagrama de esfuerzo cortante:**

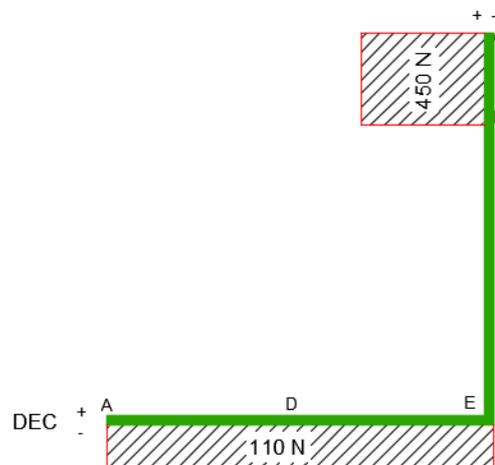


Figura 7. Diagrama de esfuerzo cortante de la placa de apoyo. Fuente: elaboración propia.

3.3 Cálculo de las tensiones y dimensionado

Al igual que en el apartado 2.3 mediante el mismo procedimiento se comprueba el esfuerzo para la placa. Considerando un espesor inicial de $t = 5 \text{ mm}$, se procede a

calcular los parámetros necesarios de la ecuación $\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_f}{W_x}$

Sabiendo que la sección de la placa tiene un ancho de $b = 150 \text{ mm}$ y $t = h = 5 \text{ mm}$, el momento de inercia para una sección rectangular se puede definir mediante la siguiente expresión:

$$I_{xx} = \frac{bh^3}{12}$$

$$I_{xx} = \frac{150 \text{ mm} \cdot (5 \text{ mm})^3}{12} = 1562,5 \text{ mm}^4$$

$$W_x = \frac{1562,5 \text{ mm}^4}{2,5 \text{ mm}} = 625 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{27000 \text{ Nmm}}{625 \text{ mm}^3} = 43,2 \text{ N/mm}^2$$

$$43,2 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{\text{adm}}$$

Considerando que el material escogido para realizar las guías de desplazamiento es la aleación de aluminio 5083 cuyo límite elástico es igual a 270 MPa y considerando las mismas condiciones de uso que en el apartado anterior, se considera de nuevo un factor de seguridad de $N=1,5$:

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{270 \text{ MPa}}{1,5} = 180 \text{ MPa} > 43,2 \text{ Mpa} \quad \square$$

4 Cálculo y dimensionado de los tornillos empleados en el equipo

4.1 Ventanas de la cámara de criogenia

4.1.1 Consideraciones e hipótesis

Ambas ventanas trabajarán bajo unas condiciones de presión interna, por lo que los tornillos que las sujetan trabajarán, prácticamente tracción pura. Puesto que el material de las ventanas es el metacrilato, el peso que este proporciona a los tornillos es muy bajo. Por este motivo no se considerará el esfuerzo cortante (el cual quedará cubierto después de aplicar el factor de seguridad) a la hora de comprobar los tornillos.

Para comprobar los tornillos, en primer lugar, se calculará la fuerza a tracción a la que están sometidos. Para ello se supondrá una presión interna de 1 bar sobre la ventana.

Como se pretende poner el mismo tipo de tornillos en ambas ventanas (por motivos de facilidad económica), se estudiará la ventana de mayor superficie, puesto que es la que ejercerá una resistencia mayor hacia la presión interna. Aplicando la definición de presión y despejando la fuerza, se obtiene la siguiente tabla:

$$P = \frac{F}{A_s} \rightarrow F = PA_s$$

Tabla 3.- Fuerza equivalente a la presión ejercida en las ventanas. Fuente: elaboración propia

Nombre de la pieza	Superficie A_s	Fuerza F
Ventana superior	63743,1 mm ²	6374,31 N
Ventana inferior	73743,1 mm ²	7374,31 N

Como la ventana inferior es la que más sufrirá la mayor presión interna, se dimensionará para esta ventana, y se aplicarán los mismos pernos a la menos desfavorable por cuestiones económicas.

4.1.2 Dimensionado de los tornillos

Material escogido: Acero Inoxidable AISI 304

$$\sigma_{tracción} = 517MPa; \quad \sigma_{fluencia} = 207MPa;$$

Se pretende instalar 20 tornillos dispuestos de manera uniforme alrededor de los bordes de la ventana con el objetivo de repartir bien las cargas y minimizar las posibles de fugas de gas debido a las deformaciones de la ventana.

$$\sigma_{tracción} = 517 MPa \rightarrow \text{Aplicando un factor de seguridad de } k = 2$$

$$\sigma_{adm} = 258,5 MPa$$

$$\sigma_{material} = \frac{F}{A \cdot N}$$

donde N = número de tornillos

Despejamos el área del núcleo del tornillo de la ecuación para saber el diámetro del tornillo:

$$A = \frac{7374,31N}{258,5 MPa \cdot 20} = 1,426 mm^2$$

$$A = 1,426 mm^2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = 1,35 mm$$

Los 20 tornillos como mínimo deberían de ser de 1,35 mm de diámetro, el cual correspondería a la métrica comercial inmediatamente superior: M2.

Aunque esta clase de tornillos soportaría perfectamente el esfuerzo, desde el punto de vista del aspecto de seguridad visual por parte del cliente, siempre queda mejor ver un tornillo de un aspecto robusto, sobre todo cuanto de trata de componentes de elementos a presión interna, por lo que se aumentará el tamaño del tornillo a un ISO 4017 M4 x 16 AB. A esto se añade que su valor, desde el punto de vista económico, apenas varía.

4.2 Hervidor y cubierta aislante

4.2.1 Consideraciones e hipótesis

En este caso, se trata de pernos pretensados cuya función principal es la de mantener la unión del conjunto hervidor-cubierta de aislamiento al cuerpo de cámara de criogenia, ya que el peso de la estructura recaerá sobre la cubierta, y no sobre los tornillos. Sin embargo, cabe la posibilidad de que si se deseara desplazar banco de pruebas, se eleve sin apoyo sujeto por los laterales, por lo que todo el peso recaería sobre los tornillos.

Tabla 4.- Masa total soportada por el conjunto hervidor-cubierta aislante. Fuente: elaboración propia

Denominación de pieza	Masa (kg)
Hervidor	7,877
Cubierta de aislamiento	9,595
Lámina aislante de Teflón (x2)	0,348
$\Sigma m_{componentes}$	18,168

Conociendo el volumen y la densidad del LN₂, se obtiene la masa del mismo despejándola de la definición de densidad media:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$m_{NL_2} = V_{NL_2} \cdot \rho_{NL_2}$$

La densidad del LN₂ en su punto triple corresponde a $\rho_{NL_2} = 807 \text{ kg/m}_3$. Sabiendo que las dimensiones del hervidor son de 380x280x97 mm, obtenemos el volumen máximo de LN₂ que podría albergar el hervidor:

$$V_{NL_2} = 10320800 \text{ mm}^3 \cong 0,0103 \text{ m}^3$$

$$m_{NL_2} = 807 \cdot 0,0103 = 8,329 \text{ kg}$$

La masa total de las piezas es de unos 18,168 kg. Suponiendo que el hervidor se encuentra completamente lleno de NL₂, la masa total asciende a:

$$m_{total} = m_{componentes} + m_{NL_2} = 18,168 + 8,329 = 26,5 \text{ kg}$$

Por lo tanto la fuerza total asciende a $F = 26,5 \cdot 9,81 \cong 260 \text{ N}$

A esta fuerza se le sumará también la presión a 1 bar como presión más desfavorable por seguridad como en el caso de las ventanas, sabiendo que la superficie del hervidor es 280x380:

$$F = 0,1 \text{ N/mm}^2 \cdot (280 \text{ mm} \times 380 \text{ mm}) = 10640 \text{ N}$$

Por lo que la fuerza total equivale a:

$$F_{total} = 260 \text{ N} + 10640 \text{ N} = 10900 \text{ N}$$

4.2.2 Dimensionado de los tornillos

Material escogido: Acero Inoxidable AISI 304:

Ya que los tornillos estarán sometidos a una carga de tracción pura, se efectuarán los cálculos del mismo modo que se realiza en el apartado 5.1.2, considerando de nuevo un factor de seguridad de $k = 2$. Para este caso, se ha propuesto utilizar N=18 tornillos por el mismo motivo que el apartado anterior.

$$\sigma_{adm} = \frac{517}{k} = 258,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{material} = \frac{F}{A \cdot N}$$

$$A = \frac{10900N}{258,5 MPa \cdot 18} = 2,3426 mm^2$$

$$A = 2,3426 mm^2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = 1,73 mm$$

Los 18 tornillos como mínimo deberían de ser de 1,73 mm de diámetro, el cual correspondería a la métrica comercial M2. Aunque por el mismo motivo que en el apartado 5.2 se aumentará el tamaño del tornillo a un ISO 4017 M4 x 16 AB, coincidiendo con la métrica de las ventanas y facilitando el pedido del proyecto final en stock.

4.3 Unión de soporte con tapa móvil:

4.3.1 Consideraciones e hipótesis

En este caso se tiene, como se muestra en la figura, una placa dispuesta con 4 tornillos para soportar el peso de la tapa. En este caso, al igual que el planteamiento considerado con las guías de deslizamiento del apartado 2.1, consideraremos que de los 4 tornillos, sólo el tornillo superior se encuentra trabajando a cortante, sujetando el peso total de la tapa.

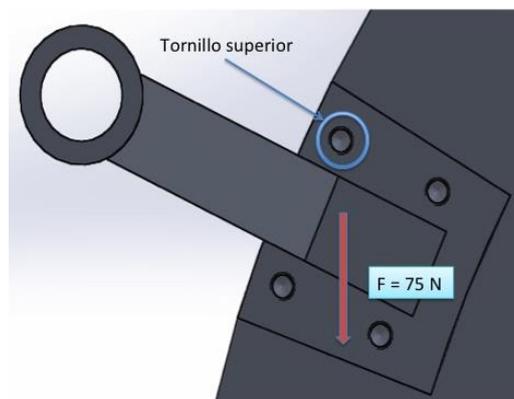


Figura 8. Situación del tornillo superior con el dado de anclaje y la tapa móvil; dirección de la fuerza en el conjunto. Fuente: elaboración propia.

4.3.2 Dimensionado de los tornillos

Material escogido: acero inoxidable AISI 304:

Aplicando la definición de la fuerza de tensión a cortante:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$F = \tau A \rightarrow F = \tau_{adm(A304)} \cdot N \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

donde N es el número de tornillos y $\tau_{adm(Al)} = \tau 0,577$

$$75 N = 517 MPa \cdot 0,577 \cdot 1 \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$d = 0,566 \text{ mm}$$

Una vez estimado el diámetro mínimo plausible para el tornillo a cortante, se deben considerar los momentos en el empotramiento para calcular el diámetro mínimo de los tornillos a tracción. En la figura 9 se muestran la fuerza y los momentos que se generan de los tornillos que soportan la tapa móvil con el dado de sujeción hacia la guía de deslizamiento:

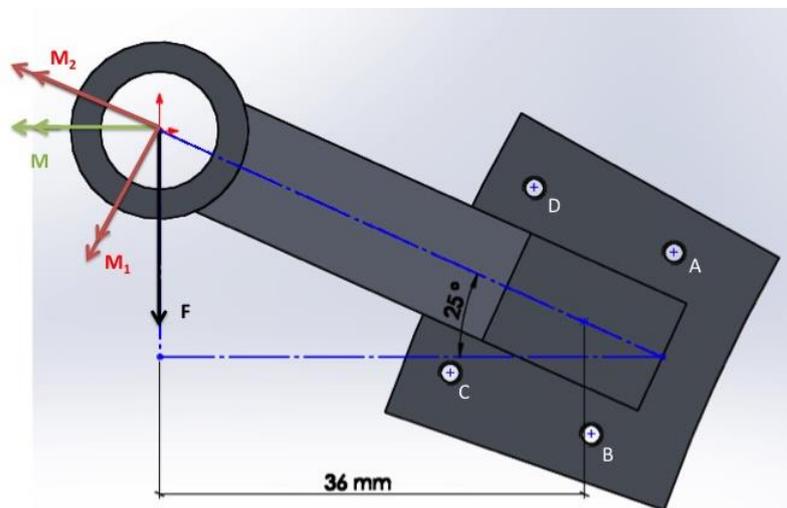


Figura 9. Distribución de la fuerza y los momentos generados en el empotramiento de la unión atornillada. Fuente: elaboración propia.

El peso $F = 75 N$ ejerce un momento M sobre la unión atornillada

$$M = F \cdot d$$

$$M = 36 \text{ mm} \cdot 75 N = 2700 \text{ Nmm}$$

Se desglosa el momento M en sus componentes cartesianas con el ángulo θ , M_1 y M_2 con el fin de estudiar su efecto en los grupos de tornillos, comprobando así cuales trabajan a tracción y cuales a compresión.

$$M_1 = M \cdot \text{sen}\theta; M_1 = 2700 \text{ Nmm} \cdot \text{sen } 25^\circ = 1141,07 \text{ Nmm}$$

$$M_2 = M \cdot \text{scos}\theta; M_2 = 2700 \text{ Nmm} \cdot \text{cos } 25^\circ = 2447,03 \text{ Nmm}$$

A continuación se calculan las fuerzas de tracción en los tornillos para cada uno de los momentos que afectan al anclaje:

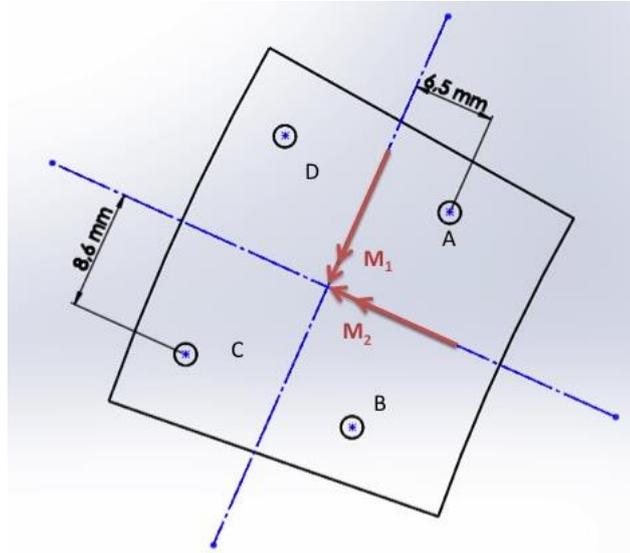


Figura 10. Detalle de los momentos que afectan a los diferentes grupos de tornillos del anclaje. Fuente: elaboración propia.

Momento 1:

En este caso, los tornillos A y B trabajan a tracción y C y D a compresión, por lo que:

$$M_1 = N \cdot F_{tracción} \cdot d$$

Donde N = número de tornillos que actúan a tracción

$$F_{T1} = \frac{M_1}{N \cdot d} = \frac{1141,07 \text{ Nmm}}{2 \cdot 6,5 \text{ mm}} = 87,77 \text{ N}$$

Momento 2:

En este caso, los tornillos C y B trabajan a tracción y A y D a compresión, por lo que:

$$M_2 = N \cdot F_{tracción} \cdot d$$

$$F_{T2} = \frac{M_2}{N \cdot d} = \frac{2447,03 \text{ Nmm}}{2 \cdot 8,5 \text{ mm}} = 142,27 \text{ N}$$

Una vez obtenía la fuerza de tracción para cada tornillo y en cada situación, se puede observar como el tornillo B se encuentra en ambas situaciones sometido a tracción, por lo que este será el tornillo de referencia para dimensionar la unión:

$$F_{TB} = F_{T1} + F_{T2} = 230,04 \text{ N}$$

Siguiendo el mismo criterio tomado para los apartados anteriores para tornillos sometidos a tracción:

$$\sigma_{material} = \frac{F}{A}$$

$$A = \frac{230,04N}{258,5 MPa} = 0,89 mm^2$$

$$A = 0,89 mm^2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = 1,06 mm$$

El siguiente diámetro comercial sería el M2, pero por motivos de facilidad en el manejo de los mismos, y para dar una sensación visual de seguridad mayor para el cliente, se emplearán tornillos ISO 7045 M4 de cabeza cilíndrica con ranura en cruz.

4.3.3 Comprobación de barrido de los filetes

Para comprobar si se produce barrido de la perforación roscada debido a la tracción de los tornillos, se seguirá el procedimiento descrito en uniones atornilladas del libro [1]. Se considera esta comprobación ya que el material conformado por la tapa móvil (a la que van anclados los tornillos) es de un material más blando que el que conforma tornillos.

El área de cortante de una tuerca por barrido es:

$$A_s = \pi d w_o p$$

donde: $w_o = 0,88$ (factor de área para áreas de cortante por barrido) para cuerdas de tipo UNS/ISO

Aplicando esta definición para un tornillo de rosca métrica M2:

$$A_s = \pi \cdot 3,30 mm \cdot 0,88 \cdot 0,7mm = 6,386 mm^2$$

El esfuerzo cortante τ_s para el barrido de la cuerda se determina entonces con:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{230,04 N}{6,386 mm^2} = 36,02 N/mm^2$$

La tensión admisible para el Al 5084, con el límite de tracción 345 MPa.

$$\tau_{adm} = 0,577 S_y$$

donde S_y es la resistencia a tracción del tornillo

$$\tau_{adm} = 0,577 \cdot 310MPa = 199,065MPa$$

$$\tau_{adm} \geq \tau_s \rightarrow \text{Cumple}$$

4.3.4 Longitud de contacto mínima en orificios roscados

Para el caso de perforaciones roscadas, se recomienda que la longitud roscada sea mayor o igual al diámetro d , si los materiales son iguales. Para un tornillo de acero y un agujero roscado en hierro fundido, latón o bronce, la longitud roscada mínima será de $1,5d$. Para un tornillo de acero y un agujero roscado en aluminio (el caso que nos ocupa), la longitud roscada mínima será de $2d$.

$$l_{min} = 2 \cdot 3,3 \text{ mm} = 6,6 \text{ mm}$$

5 Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción

5.1 Consideraciones e hipótesis

Parte del mecanismo de ascenso-descenso del sistema de inmersión de las piezas en criogenia, se sostiene a la tapa móvil mediante dos placas de sujeción soldadas a la misma. Dichas placas soportan el peso de los elementos que se presentan a continuación:

Tabla 5.- Listado de masa que soportan las orejas de sujeción. Fuente: elaboración propia.

Denominación de pieza	Masa (kg)
Placa de apoyo	0,826
Cremalleras (x2)	0,602
Piñones (x2)	0,232
Eje de transmisión corona-engranajes	0,126
Corona	0,212
Piezas de estudio (w máximo)	10
$\Sigma m_{componentes}$	12

$$m_{total} \approx 12 \text{ kg}$$

$$W_{total} = m_{total} \cdot g = 12 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 117,72 \approx 118 \text{ N}$$

Como tenemos 2 orejas de sujeción, cada una soportará la mitad de la fuerza, por lo que $F_{parcial} = W_{total}/2 = 59 N$

Para el cálculo de las orejas de sujeción, se simplificará su geometría tomando como referencia su sección longitudinal más desfavorable, tal y como se muestra en la figura 11:

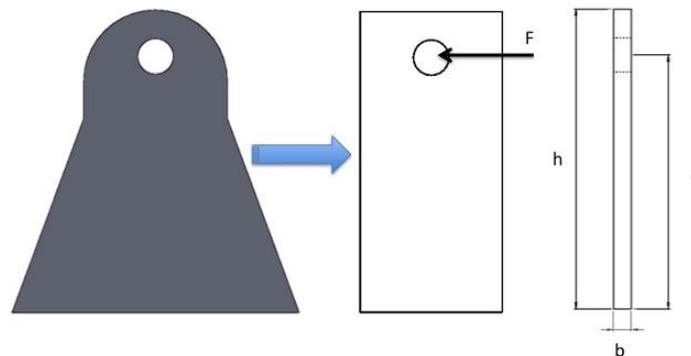


Figura 11. Detalle de los momentos que afectan a los diferentes grupos de tornillos del anclaje. Fuente: elaboración propia.

5.2 Cálculo de las tensiones y dimensionado

El material empleado para la elaboración de esta pieza es la aleación de aluminio EN-AW 5083.

$$\sigma_{tracción} = 345MPa \quad \sigma_{fluencia} = 270MPa \quad \tau_{adm} = 135MPa$$

El factor de seguridad aplicado será $N=1,5$:

$$\frac{\sigma_{fluencia}}{1,5} = \sigma_{adm} = 180MPa$$

Las dimensiones de la placa de sujeción son $h = 85 mm$, $b = 5 mm$ y $d = 72 mm$.

- **Se comprueba si cumple a flexión:**

En primer lugar se calcula la inercia del elemento mediante la ecuación de la inercia para perfiles rectangulares (apartado 3.3):

$$I = 255885,42mm^4$$

En segundo lugar el momento producido por la fuerza:

$$M_{f_{máx}} = F \cdot d \rightarrow 59N \cdot 72mm = 4248Nmm$$

Finalmente se obtiene la tensión de flexión:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{f\acute{m}ax}}{I} = \frac{4248Nmm}{\frac{255885,42mm^4}{42,5mm}} = 0,705MPa \ll \sigma_{adm} \quad \square$$

- **Se comprueba si cumple al cortante:**

En primer lugar se calcula el Tau máximo para una sección rectangular:

$$\tau_{max} = \frac{F}{bh} \cdot \frac{3}{2} \leq \tau_{adm}$$

$$\frac{59N}{5mm \cdot 85mm} \cdot \frac{3}{2} = 0,208MPa \quad \square$$

Por último se comprueba el estado límite tensional mediante la tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_{flex}^2 + 6\tau} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{2} \sqrt{0,705^2 + 6 \cdot 0,208} = 0,66MPa \leq \sigma_{adm} \quad \square$$

Las placas cumplen satisfactoriamente. Aunque se podría reducir el espesor de las placas (ya que hay bastante margen vistos los resultados) se mantendrá de 5 mm. Esto se debe a que estas piezas irán soldadas a la tapa móvil, cuyo espesor es también de 5 mm y no es recomendable soldar piezas de espesores muy dispares.

6 Dimensionado y parámetros del sistema de transmisión

6.1 Consideraciones previas:

Ante todo es necesario describir que criterios se han tomado para la elaboración de este sistema de engranajes. Una vez planteado el sistema de engranajes previamente a su dimensionado, se tuvieron que solventar dos problemas fundamentales: las condiciones criogénicas a las que se someten algunos de los componentes y la disposición geometría de los mismos para adaptarse a las dimensiones del banco de pruebas.

En primer lugar se escogió un eje de transmisión a criterio personal de un diámetro de $d_{eje\ tr} = 15\ mm$. A partir de este punto se instaló el tornillo sinfín con

su respectiva corona. El primer grupo en que coincidía el barrenado con el $d_{eje\ tr}$ fue el conjunto sinfín-corona con una distancia entre centros $D_{cd} = 50\ mm$ (para más detalles ver ANEXO IV: Planos). Finalmente se instalaron los dos subconjuntos de piñón-cremallera también con $D_{cd} = 50\ mm$.

A continuación se muestran algunos de los parámetros de los componentes del sistema de transmisión:

Tabla 6.- Parámetros de los componentes del sistema de transmisión. Fuente: elaboración propia.

Mecanismo	Módulo m	Relación de transmisión i	Número de dientes Z_n	Diámetro primitivo d_m
1 Sinfín	2,5	1:27	1	30,73 mm
2 Corona	2,5	27:1	27	69,27 mm
3 Piñón	2	25:32	25	25 mm
4 Cremallera	2	32:25	32	25 mm

A la hora de escoger los materiales, se escogió uno que soportara las condiciones criogénicas excepcionales que requiere el sistema. Por este motivo se escogió el aluminio como material para la mayoría de los componentes del sistema, debido a su ligereza, sus grandes propiedades mecánicas bajo condiciones criogénicas y la posibilidad de implementar una autolubricación. Por lo tanto, ya que el sistema no trabaja con cargas ni velocidades considerables, para este proyecto no se tendrán en cuenta los esfuerzos tensionales de los elementos, ya que se sobreentiende que están holgadamente sobredimensionados en ese aspecto.

6.2 Estimación de la velocidad de descenso/ascenso de la placa de apoyo

Para calcular una velocidad estimada de descenso de la placa de apoyo (al ser de manera manual, la velocidad dependerá completamente de cuanto desee o considere el operario), se supone una velocidad constante de $n_0 = 60\ rpm$.

A continuación, se estudiará la relación de transmisión por los diferentes tramos del sistema:

➤ Tornillo sinfín-corona:

La velocidad transmitida desde la manivela se transmite directamente al barreno del sinfín, por lo que:

$$n_{eje} = n_{sinfín} = 1 \text{ rps} \rightarrow n_{sinfín} = 60 \text{ rpm}$$

$$Z_{sinfín} = Z_1$$

$$Z_{corona} = Z_2$$

Relación de transmisión:

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{27} = 0,037$$

Con la relación de transmisión y la velocidad del tornillo sin fin, averiguaremos la velocidad de la corona en rpm:

$$i = \frac{n_2}{n_1}; \quad 0,037 = \frac{n_2}{60 \text{ rpm}} \rightarrow n_{2corona} = 2,22 \text{ rpm}$$

Al estar la corona y ambos piñones unidos por el mismo eje de transmisión, las velocidades angulares son las mismas.

$$n_2 = n_3$$

A continuación se calcula el diámetro de paso del piñón mediante la siguiente ecuación:

$$D_P = \frac{N_3}{P_d} = \frac{25}{6,28} = 3,98 \text{ mm}$$

donde $P_d = 6,28 \text{ mm}$ (ver catálogo)

A continuación, se igualan la velocidad de la línea de paso del piñón con la velocidad lineal de la cremallera:

$$v_R = v_t = \frac{D_P}{2} \omega_p = \frac{3,98 \text{ mm}}{2} \cdot \left(2,22 \cdot 2\pi \frac{1}{60} \right)$$

$$v_R = 0,463 \text{ mm/s}$$

Por lo tanto por cada vuelta que el operario de a la manivela por segundo, la cremallera se desplazará 0,46 mm.[2]

7 Parámetros y curvas de la bomba de vacío

A continuación se adjuntan una serie de gráficas que ayudarán al operario a la hora de realizar las pruebas y de calcular los tiempos y los gastos de energía durante la realización de los ensayos. Se recuerda que el nivel de vacío requerido es del orden de 9×10^{-3} mbar.

Estos datos hacen referencia a la bomba de paletas rotatorias TRIVAC D40B de la empresa LEYBOLD.

7.1 Tiempo estimado del proceso de vacío

Mediante la siguiente gráfica, se obtiene el tiempo que tardaría la bomba aproximadamente en llegar al nivel de vacío demandado. Aunque el equipo dispone de un sensor que indica dicha cantidad, también se podría estimar el nivel de vacío mediante el tiempo de operación de la bomba.

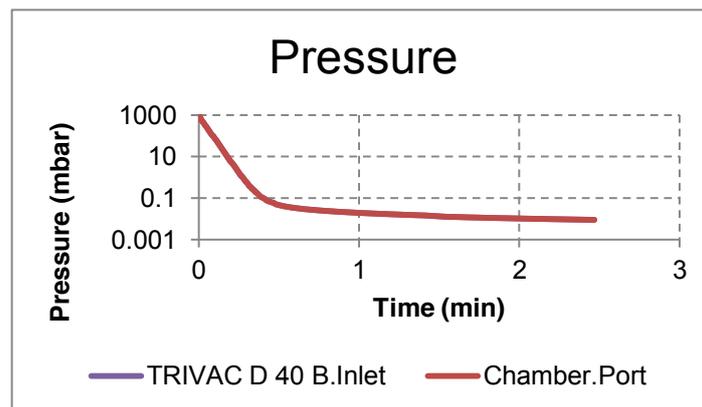


Figura 12. Tiempo de operación de la bomba. Fuente: LEYBOLD.

Tabla 7.- Datos finales de la curva de operación. Fuente: LEYBOLD

Nombre	Presión inicial (mbar)	Presión Objetivo (mbar)	Presión Alcanzada (mbar)	Tiempo estimado (min)
Precámara de vacío	1000	0.009	0.009	2.468

7.2 Potencia consumida por la bomba

La siguiente gráfica muestra la potencia demandada por la bomba durante el tiempo de operación. Se observa que al principio se produce un pico que llega aproximadamente a 1700W.

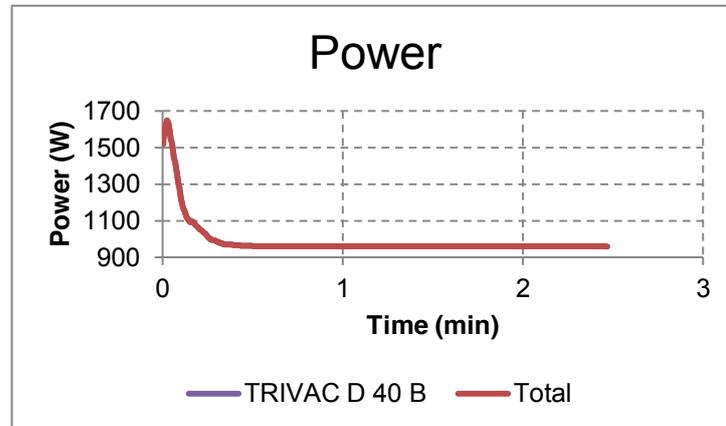


Figura 13. Potencia empleada por la bomba durante la operación. Fuente: LEYBOLD.

8 Análisis tensional y estudio de deformaciones mediante simulación con elementos finitos

8.1 Introducción

En este apartado se presentan todas las simulaciones de análisis estático de las piezas que conforman el banco de pruebas para criogenia. Cabe mencionar que solo se simularán las piezas que están sometidas a un esfuerzo considerado crucial para su correcto dimensionado y funcionamiento. Para el análisis se ha empleado la extensión SolidWorks SIMULATION perteneciente al programa SolidWorks 2015.

Para los análisis de tensiones y desplazamientos se ha realizado la simulación de cada pieza de manera individual, aplicando las sujeciones, el material y las cargas correspondientes a cada elemento. Para el estudio de pandeo, se ha realizado un estudio del conjunto completo de la precámara, ya que cada componente afecta de manera directa a los resultados de este fenómeno.

A su vez, se han tenido en cuenta las condiciones más desfavorables a las que se podrían someter las piezas para asegurar un margen de seguridad para el funcionamiento de los componentes.

A continuación se adjuntan una serie de tablas en las cuales se presentan, en primer lugar, las diferentes piezas objeto de las simulaciones posteriores con cada uno de los materiales asignados a las mismas (tabla 8) y las características físicas de dichos materiales (tabla 9):

Tabla 8.-Listado de piezas de simulaciones y materiales que las conforman. Fuente: elaboración propia

Subconjunto	Elemento	Material
Precámara	Tapa fija	Al EN-AW 5083
	Cuerpo de Precámara	Al EN-AW 5083
Cámara de Criogenia	Cuerpo de Cámara	Al EN-AW 5083
	Hervidor de NL ₂	AISI 316
	Cubierta aislante	AISI 316
	Ventana	PMMA
Mecanismo de Desplazamiento	Tapa móvil	Al EN-AW 5083
	Estrella de apriete	Al EN-AW 5083

Tabla 9.-Propiedades físicas de los materiales. Fuente: elaboración propia.

Propiedad	Materiales			Unidades
	AW Al 5083	AISI 316	PMMA	
Módulo elástico	70000	192999,9974	2944	N/mm^2
Coefficiente de Poisson	0,39	0,3	0,35	—
Módulo cortante	27000	75000		N/mm^2
Densidad de masa	2660	8000	1200	Kg/m^2
Límite de tracción	345	550	81	N/mm^2
Límite elástico	270	172	70	N/mm^2
Coefficiente de expansión térmica	$2,4 \times 10^{-5}$	$1,6 \times 10^{-5}$	0,7	/K

*El tipo de modelo de los materiales es el isotrópico elástico lineal.

En primer lugar se procederá a realizar un mallado en cada una de las piezas solicitadas (como se observa en la figura 12) para llevar a cabo los estudios correspondientes. Para ello se ha empleado una malla fina para elementos sólidos basada en curvatura.

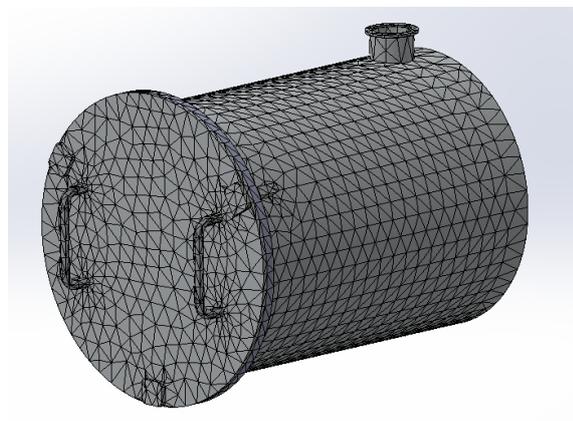


Figura 14. Detalle de mallado previo a la simulación mediante elementos finitos. Fuente: elaboración propia.

Se aplicará a cada una de las piezas afectadas empleando así el método de elementos finitos para calcular los desplazamientos pertinentes y la tensión equivalente de vonMises:

$$\sigma_{vonMises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}}$$

donde:

$$\sigma_{vonMises} \leq \sigma_{limite}$$

8.2 Precámara de vacío

En este apartado se simularán las piezas principales que comprenden el subconjunto de la precámara de vacío. En este caso, se trata del cuerpo cilíndrico de la precámara, de la tapa fija y de la tapa móvil. Para finalizar, se realizará un estudio de pandeo de toda la estructura.

8.2.1 Cuerpo de precámara:

Se considera la chapa que conforma el cuerpo de la precámara con un espesor de $t = 5 \text{ mm}$.

8.2.1.1 Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo

Para llevar a cabo el estudio, se ha supuesto un empotramiento en su parte posterior (flechas verdes a la derecha de la imagen), debido a que dicha parte se encuentra soldada a la *cámara de criogenia*. A su vez, se ha aplicado un control deslizante en su parte delantera (flechas verdes a la izquierda de la imagen), en donde iría ubicada la *tapa fija* en contacto con el saliente, restringiendo el movimiento del material en la dirección radial interna del mismo.

En cuanto a las fuerzas aplicadas al modelo, se aplicará una presión uniforme (flechas azules) sobre toda la superficie cilíndrica de la precámara. Dicha presión será la equivalente a 1 atm de presión (100000 Pa) considerando que en su interior se pretende tener una presión de vacío de unos $9 \times 10^{-3} \text{ mbar}$. Posteriormente, se ha aplicado una carga remota (en magenta) de $F = 8553 \text{ N} (1 \text{ bar} \cdot A_{tapa\ fija})$ en el centro de la ubicación de la tapa fija, simulando la

presión que ejercería esta sobre el lateral del cilindro. También se ha tenido en cuenta el efecto de la gravedad (flecha roja).

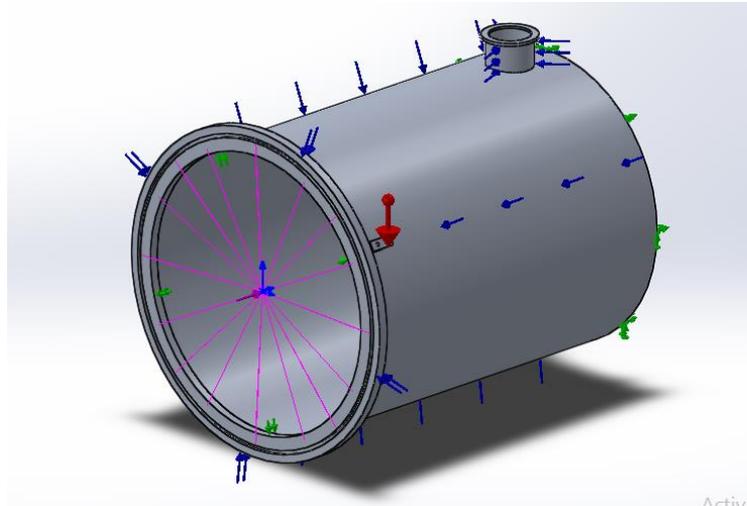


Figura 15. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: cuerpo de precámara. Fuente: elaboración propia.

8.2.1.2 Tensiones

Tras efectuar el estudio se han obtenido las siguientes tensiones en el modelo:

- Tensión máxima de von Mises: 6,6563 MPa.
- Tensión mínima de von Mises: 0,021 MPa.

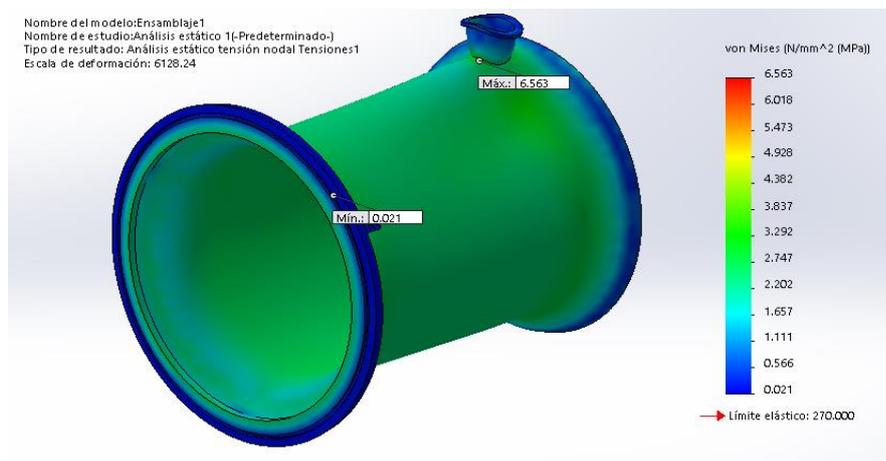


Figura 16. Tensión de von Mises para el modelo: cuerpo de precámara. Fuente: elaboración propia.

Se observa como las tensiones máximas se distribuyen uniformemente a lo largo de la estructura cilíndrica, encontrándose la mayor de ellas en la costura de la brida KF con la precámara. No obstante, las tensiones se encuentran muy por debajo del límite de rotura del material, en este caso el límite elástico del Aluminio

EN-AW 5083 es de 270MPa . De esta manera la cámara estaría sobredimensionada para un factor de seguridad de $N = 40$.

8.2.1.3 Desplazamientos:

Los desplazamientos obtenidos durante el estudio fueron los siguientes:

- Desplazamiento máximo: $6,949\ \mu\text{m}$.
- Desplazamiento mínimo: $0\ \mu\text{m}$.

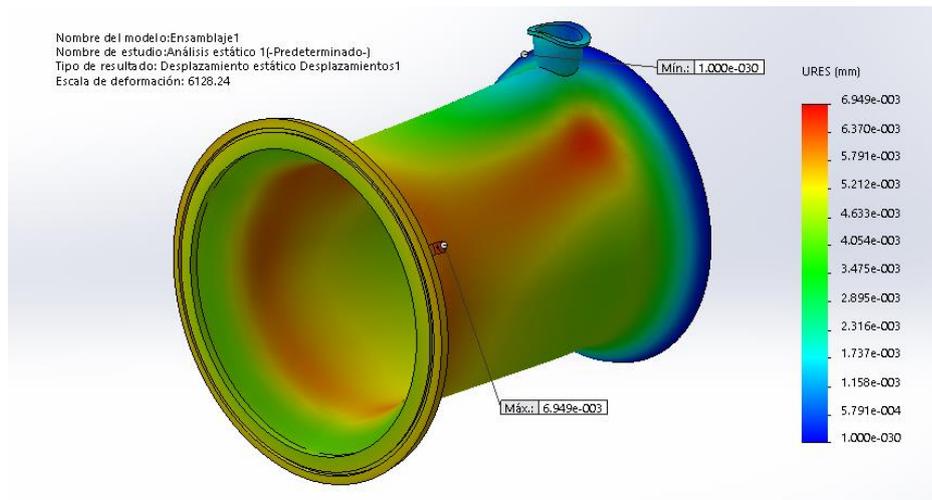


Figura 17. Desplazamientos para el modelo: cuerpo de precámara. Fuente: elaboración propia.

Como se puede observar si se comparan las dos figuras, las mayores tensiones se dan en las zonas de cambio más abrupto en los desplazamientos. Las zonas con valores mínimos coinciden con los apoyos de la estructura. Los desplazamientos en cualquier caso son prácticamente imperceptibles.

8.2.2 Tapa fija

Se considera el espesor de chapa de la tapa fija y el del reborde de $t = 5\text{mm}$.

8.2.2.1 Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo

En el caso de la *tapa fija* se debe tener en cuenta que se encuentra apoyada sobre la estructura de alojamiento de la tórica sobre la precámara y sujeta por las tres palancas, las cuales impiden el movimiento axial y radial con respecto a el *cuerpo de la precámara* (flechas en verde sobre los taladros de imagen A). A su vez, el reborde de apoyo soldado a su superficie interior, impide los desplazamientos radiales hacia el exterior al encontrarse con el *cuerpo de la precámara*, por lo que se colocara una restricción al movimiento radial en dicho reborde (flechas verdes en imagen B). La presión se distribuiría de manera uniforme en su superficie exterior (flechas azules) y será como en el caso anterior de 1 bar.

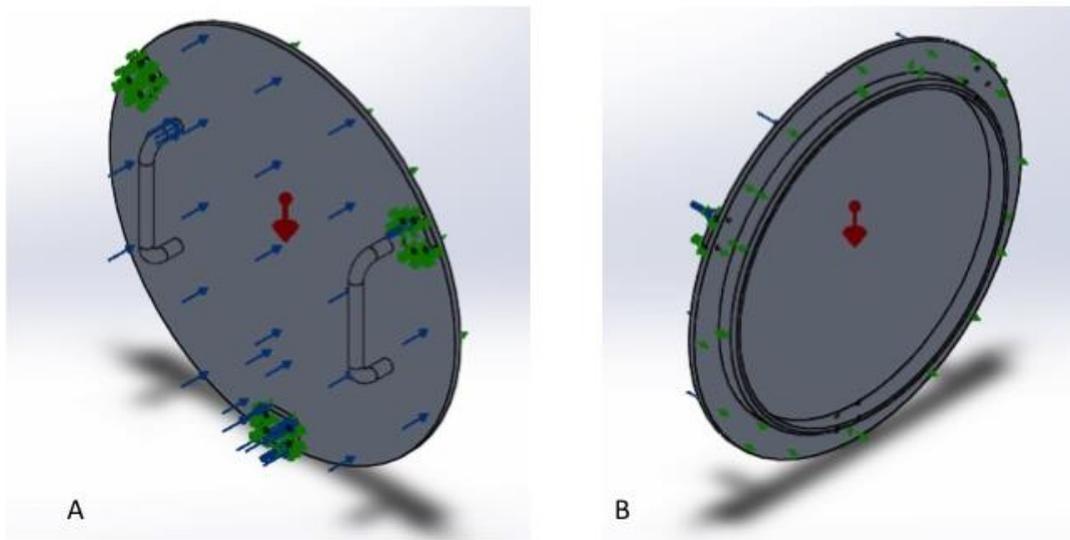


Figura 18. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: tapa fija. Fuente: elaboración propia.

8.2.2.2 Tensiones

Tras efectuar el estudio se han obtenido las siguientes tensiones en el modelo:

- Tensión máxima de von Mises: 46,912 MPa.
- Tensión mínima de von Mises: 0,035 MPa.

Nombre del modelo: Tapa fija Sin bisagra
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 54.3952

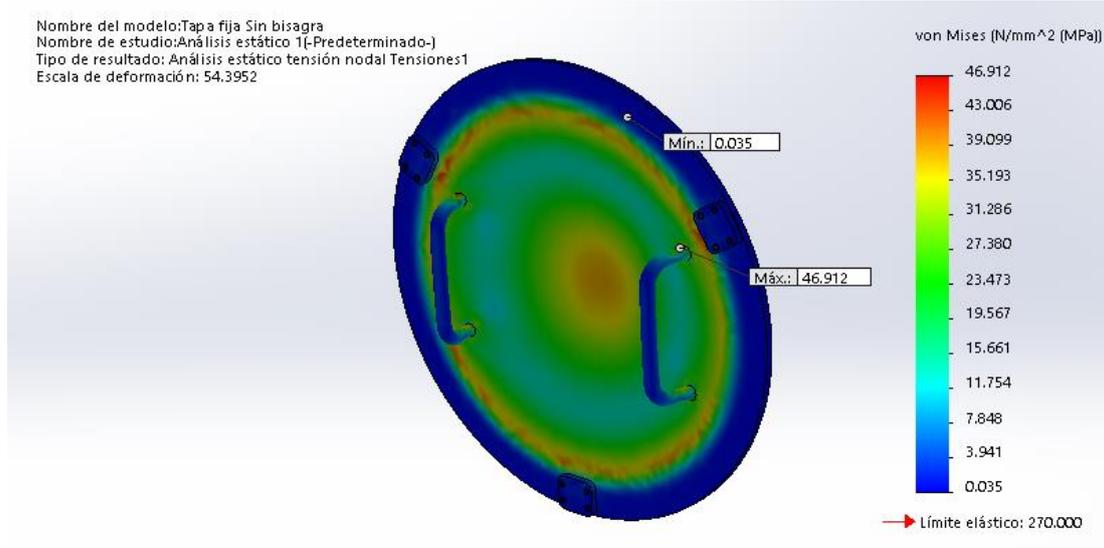


Figura 19. Tensión de von Misses para el modelo: tapa fija. Fuente: elaboración propia.

Se observa que las tensiones máximas se encuentran tanto en la zona central de la tapa, como en la zona de contacto con la precámara. La tensión máxima se encuentra lejos del límite elástico del material. En este caso, la tapa tiene un coeficiente de seguridad de $N = 5$.

8.2.2.3 Desplazamientos

Los desplazamientos obtenidos durante el estudio fueron los siguientes:

- Desplazamiento máximo: 0,607 mm.
- Desplazamiento mínimo: 0 mm.

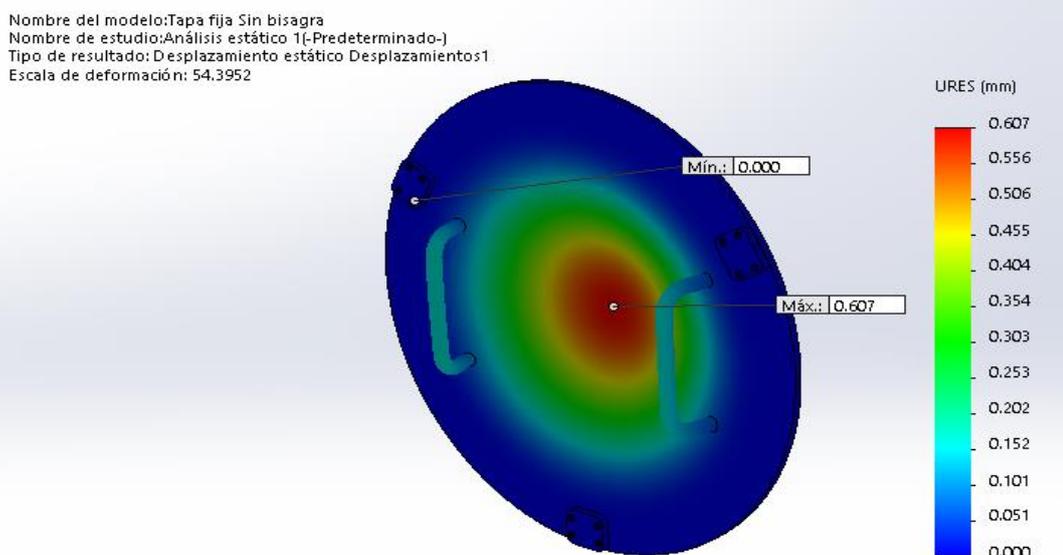
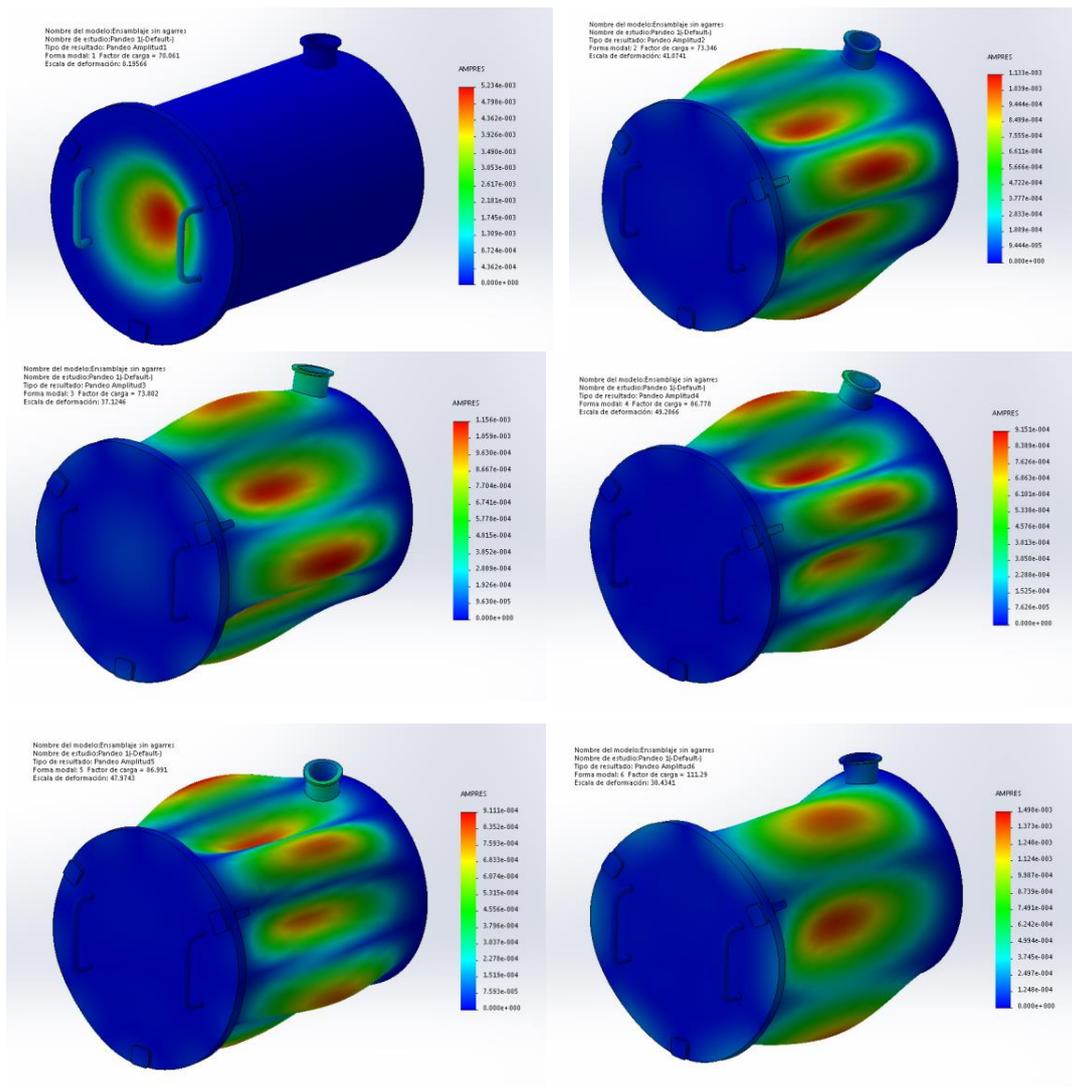


Figura 20. Desplazamientos para el modelo: tapa fija. Fuente: elaboración propia.

Se observa que los mayores valores de desplazamiento se encuentran en la zona central de la tapa, los cuales van disminuyendo de manera progresiva desde el centro hacia el borde exterior. Los valores máximos de deformación son muy pequeños, por lo que no afectan al correcto funcionamiento de la tapa.

8.2.3 Estudio de pandeo

En la cámara de vacío existen una serie de condicionantes que podrían originar este fenómeno de inestabilidad elástica, por lo que es un aspecto importante a tener en cuenta. Considerando que las paredes de la cámara de vacío poseen cierta esbeltez y que estarán sometidas a la acción de esfuerzos axiales de cierta importancia, se procederá a realizar un estudio estático de pandeo. Para ello se aplica una presión uniforme de 1 bar sobre toda la superficie:



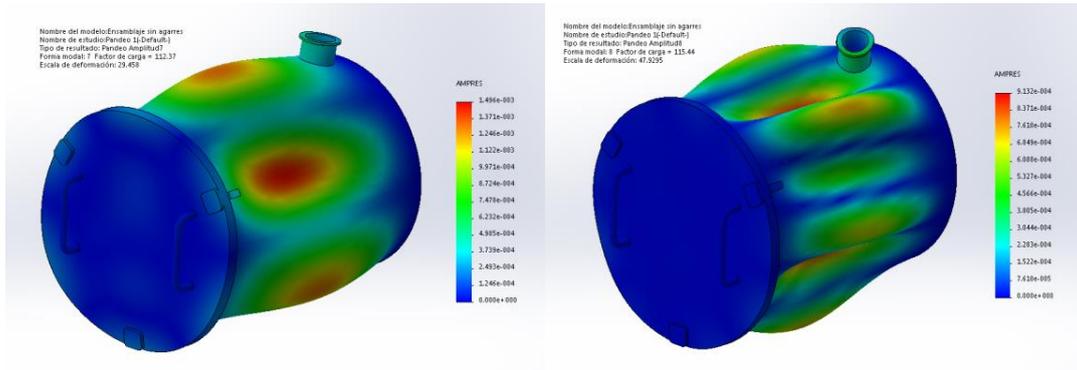


Figura 21. Resultados de las tensiones de los modos de pandeo. Fuente: elaboración propia.

Acto seguido, el programa proporciona unos coeficientes denominados factores de carga crítica de pandeo. Estos son factores de seguridad los cuales relacionan las cargas de pandeo con respecto a las cargas aplicadas. Dicho con otras palabras, son los factores por los que habría que multiplicar el esfuerzo para que se produjeran cada uno de los casos mostrados en la figura anterior.

A continuación se adjunta una tabla en la que quedan recogidos dichos factores según los diferentes modos de pandeo:

Tabla 10.-Coeficiente de carga de los diferentes modos de pandeo. Fuente: elaboración propia.

MODO DE PANDEO	COEFICIENTE DE CARGA (F. Seguridad)
1	70,061
2	73,346
3	73,802
4	86,778
5	86,991
6	111,29
7	112,37
8	115,44

8.3 Cámara de criogenia

En este apartado se simularán las piezas que comprenden el subconjunto de la cámara de criogenia. A este subconjunto, pertenecen el cuerpo de la cámara con sus respectivos componentes y el hervidor de LN₂.

8.3.1 Cuerpo de cámara

En este caso se estudiará si la cámara de criogenia aguantaría el hipotético caso de una sobrepresión accidental. La cámara esta diseñada para trabajar a una presión levemente superior a la atmosférica, ya que dispone de una válvula de sobrepresión tarada a 0,5 bar. En el caso de que la válvula fallase, dispondría de un disco de rotura tarado a 1 bar de presión como elemento de seguridad adicional. Por lo tanto se comprobará con el siguiente estudio, si la estructura aguantaría 1 bar de presión y comprobar así si la seguridad del operario se ve comprometida. El espesor de chapa escogido para cada una de las partes es de $t = 5mm$.

8.3.1.1 Condiciones de contorno y cargas aplicadas

Para este caso se ha aplicado una condición de unión fija en la parte inferior de la cámara (flechas verdes). Dicha zona correspondería con la unión atornillada de la cámara con el hervidor y la carcasa aislante.

En cuanto a las cargas aplicadas, se ha considerado una presión uniforme de 1 bar sobre toda la superficie interna de la cámara (flechas rojas). En las zonas en donde se observan agujeros en los que iría algún elemento complementario a la cámara (tapa móvil y ambas ventanas), se aplicará una carga remota en su centro (flechas y líneas en magenta) equivalente a la presión que transmitirían dichos elementos a los contornos de la cámara que los soportan. La tapa móvil correspondería con el agujero situado a la izquierda de la imagen, y las dos ventanas con los agujeros superior e inferior situados a la derecha.

$$F_{Remota\ equivalente} = P_{1bar} \cdot A_s$$

$$F_{R_{tapa\ móvil}} = 0,1\ MPa(N/mm^2) \cdot \pi\ 160mm^2 = 8042,48N$$

$$F_{R_{Ventana\ Superior}} = 0,1\ MPa(N/mm^2) \cdot (360 \times 120)mm^2 = 4320N$$

$$F_{R_{Ventana Inferior}} = 0,1 \text{ MPa}(\text{N/mm}^2) \cdot (360 \times 145) \text{ mm}^2 = 5220 \text{ N}$$

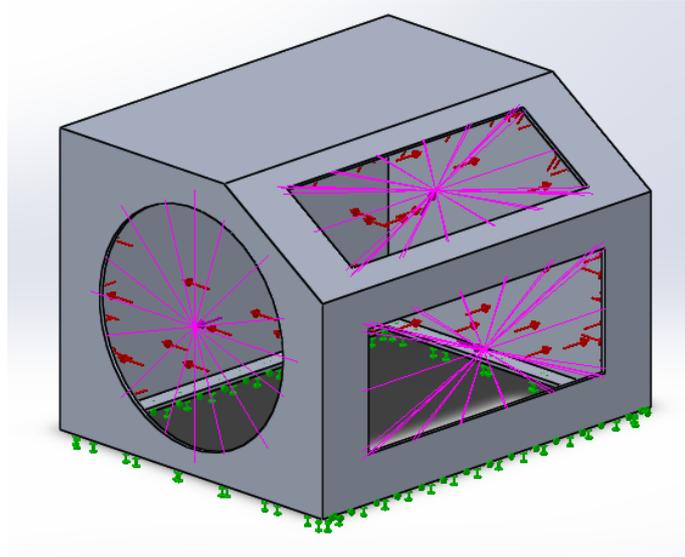


Figura 22. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: cámara de criogenia. Fuente: elaboración propia.

8.3.1.2 Tensiones

Tras efectuar el estudio se han obtenido las siguientes tensiones en el modelo:

- Tensión máxima de von Mises: 211,949 MPa.
- Tensión mínima de von Mises: 0,152 MPa.

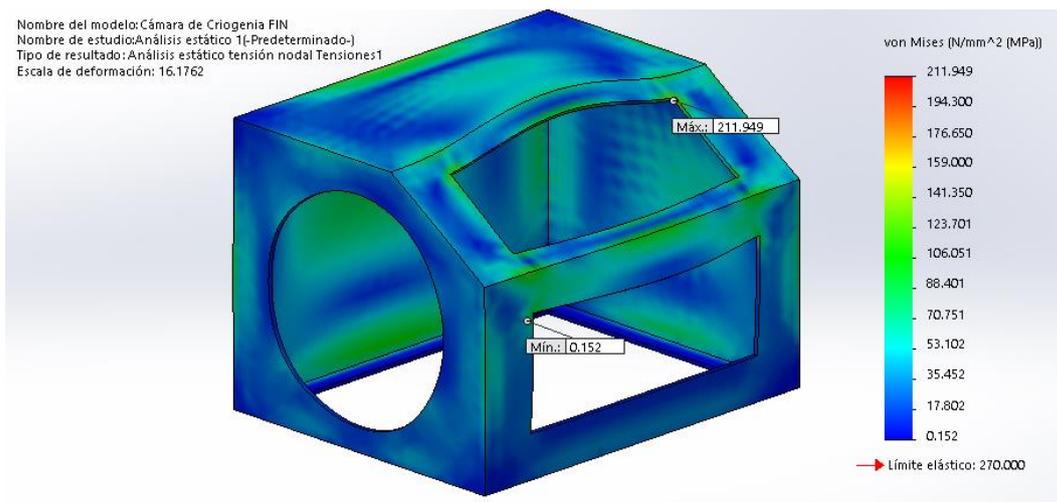


Figura 23. Tensión de von Mises para el modelo: cuerpo de cámara. Fuente: elaboración propia.

Se observa como las mayores tensiones se reparten en las zonas circundantes a las uniones entre las diferentes placas y en los centros de cada uno de los conjuntos de

placas. El punto de tensión máxima corresponde a cada una de las esquinas del agujero rectangular de la placa superior. Estos puntos son especialmente sensibles, ya la tendencia natural, cuando se somete a una presión en las placas, es la de desgarrarse en las uniones de los extremos libres.

En el caso de tratarse de una presión de trabajo, el diseño no sería válido ya que el coeficiente de seguridad correspondería a $N = 1,3$, el cual sería demasiado bajo para unas condiciones de trabajo normales. Pero al tratarse de un caso hipotético y poco probable, el diseño y el espesor de placa se dará por válido, ya que la tensión máxima no supera el límite elástico del material y aún tendría un pequeño margen de seguridad.

8.3.1.3 Desplazamientos

Los desplazamientos obtenidos durante el estudio fueron los siguientes:

- Desplazamiento máximo: 3,091 mm.
- Desplazamiento mínimo: 0 mm.

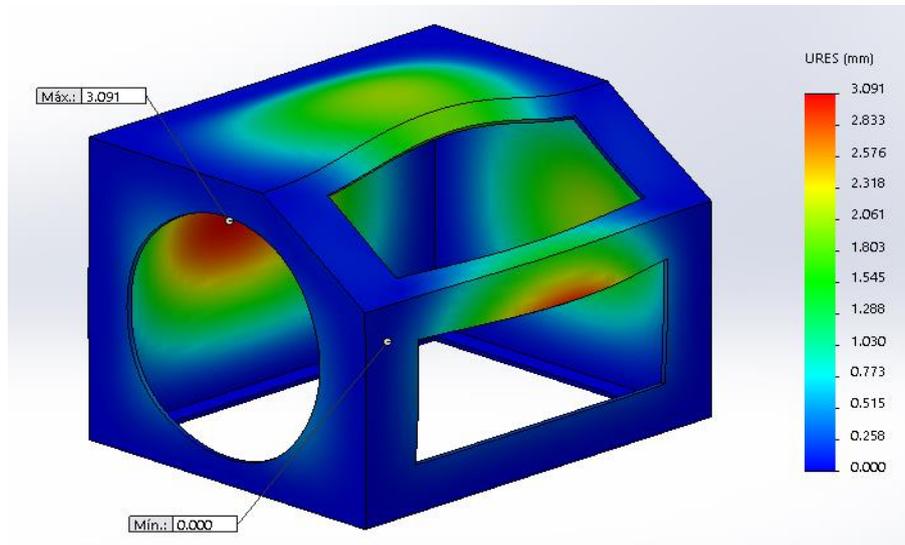


Figura 24. Desplazamientos para el modelo: cuerpo de cámara. Fuente: elaboración propia.

Como era de esperar, los mayores desplazamientos se producen en las zonas más alejadas a una zona de sujeción. En este caso corresponderían a los centros de las placas y a los extremos con bordes libres. El desplazamiento máximo se produce en la placa posterior, la cual se corresponde con la de mayor dimensión. Para unas condiciones de trabajo normales, 3 mm es demasiado desplazamiento para una

placa de 5 mm. Pero como se mencionó en el apartado anterior, este caso sería bajo unas condiciones de sobrepresión, y lo que interesa verificar es que en caso de sobrepresión, la estructura no plastificará.

8.3.2 Ventana inferior

Para este estudio se ha escogido la ventana más desfavorable de las dos. Esta ventana corresponde a la de mayor superficie, ya que al estar sometidas a la misma presión, la de mayor superficie tendrá que soportar mayores cargas, por lo que las tensiones generadas serán mayores. La ventana inferior se considera la más desfavorable al ser la mayor. Se había escogido un espesor para ambas ventanas de $t = 5\text{ mm}$, pero dicho valor no cumplió los requisitos impuestos a continuación, por lo que se aumenta a $t = 8\text{ mm}$. A su vez se estudia el modelo en la situación más desfavorable: una sobrepresión accidental de 1 *bar*.

8.3.2.1 Condiciones de contorno y cargas aplicadas

Para las sujeciones de la ventana, al tratarse de una unión atornillada, y para simplificar el modelo, se ha aplicado una unión rígida a un área equivalente a la de compresión por parte del perno (flechas verdes), ya que cuando el área de las partes a unir es muy grande, la compresión sobre ellas actúa sólo en cierta zona cercana al tornillo.

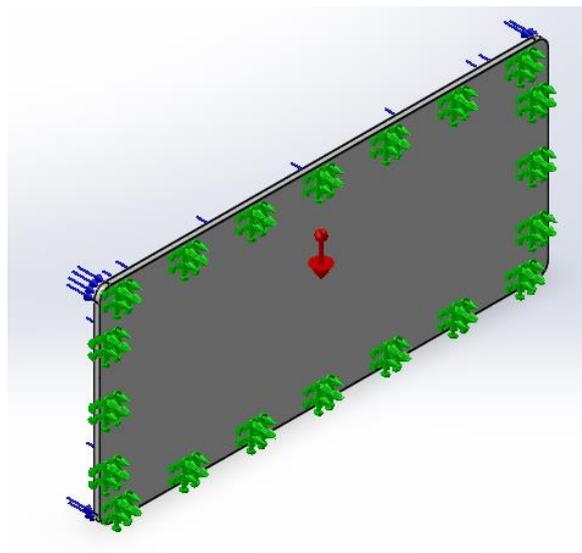


Figura 25. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: ventana inferior. Fuente: elaboración propia.

En la parte posterior, tal y como actuaría en el modelo real, se aplica una presión uniforme de 1 bar (flechas azules) sobre toda la superficie.

8.3.2.2 Tensiones

Tras efectuar el estudio se han obtenido las siguientes tensiones en el modelo:

- Tensión máxima de von Misses: 23,042 MPa.
- Tensión mínima de von Misses: 0,066 MPa.

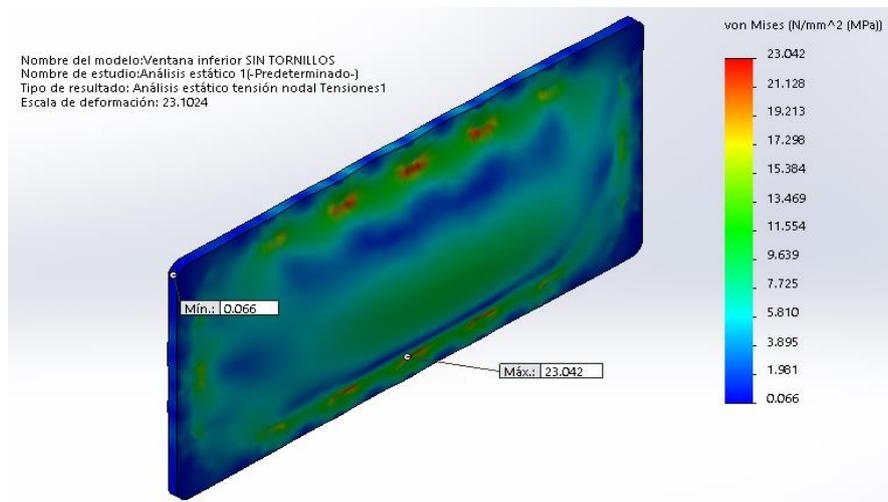


Figura 26. Tensión de von Misses para el modelo: ventana inferior. Fuente: elaboración propia.

Las tensiones son máximas en las zonas circundantes a la unión rígida correspondiente con los tornillos de sujeción. Como la presión se puede equiparar a una fuerza puntual equivalente en el centro de la placa, se produce un momento flector alrededor de todo el borde de la placa. Para este caso se asegura un factor de seguridad de $N = 3$.

8.3.2.3 Desplazamientos:

Los desplazamientos obtenidos durante el estudio fueron los siguientes:

- Desplazamiento máximo: 1,731 mm.
- Desplazamiento mínimo: 0,00 mm.

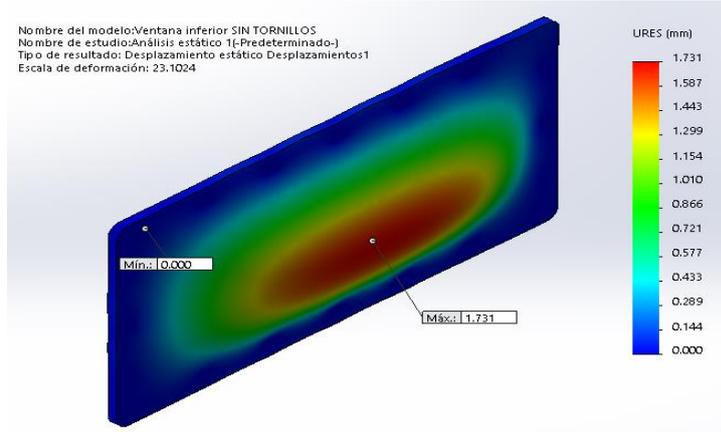


Figura 27. Desplazamientos para el modelo: ventana inferior. Fuente: elaboración propia.

Los desplazamientos máximos se producen, como es lógico, en las zonas más alejadas de las sujeciones, produciendo una deformación máxima de 1,7 mm. Esta se considera baja para el propósito de la ventana, por lo que es admisible.

8.3.3 Hervidor

Se considera el espesor de la chapa que conforma el hervidor de $t = 3 \text{ mm}$.

Para las cargas del hervidor se tendrán en cuenta dos consideraciones importantes: el volumen de NL_2 máximo admitido (ver apartado 4.2.1) y, al tratarse de la situación más desfavorable posible, una sobrepresión equivalente a 1 bar por la ebullición del nitrógeno.

$$F_{\text{Equivalente}_{NL_2}} = 8,329 \text{ kg} \cdot g = 83 \text{ N} \approx 100 \text{ N}^*$$

*(carga en condiciones normales de trabajo)

$$F_{\text{Equivalente}_{1 \text{ bar}}} = \text{Área contacto } N_2 (380 \times 280) \text{ mm}^2 \cdot 0,1 \text{ MPa} = 10640 \text{ N}$$

$$F_{\text{hervidor}} = F_{\text{Equivalente}_{NL_2}} + F_{\text{Equivalente}_{1 \text{ bar}}} = 10740 \text{ N}$$

8.3.3.1 Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo

Para llevar a cabo el estudio, en este caso se ha supuesto una unión rígida (flechas verdes) en la parte posterior de los bordes del hervidor, coincidiendo con las dimensiones de la parte de la carcasa en la que quedaría apoyada y teniendo en cuenta que se trata de una unión atornillada.

Las cargas mencionadas en el apartado 8.3.3, se han propuesto como una fuerza distribuida (flechas magenta) en la superficie interna del hervidor.

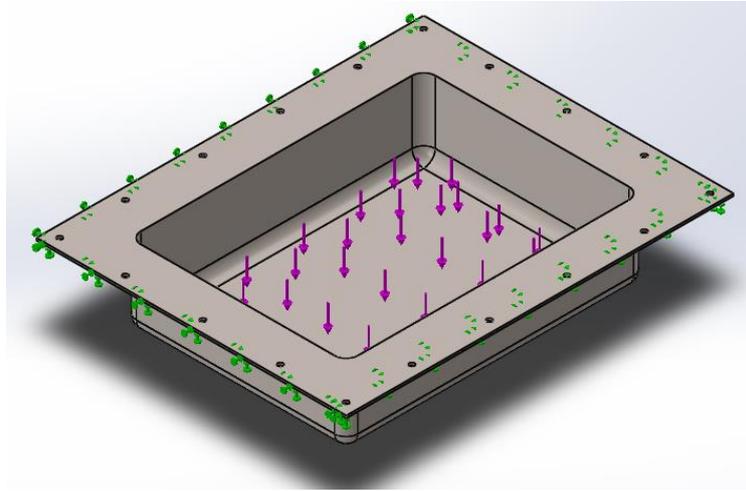


Figura 28. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: hervidor. Fuente: elaboración propia.

8.3.3.2 Tensiones

Tras efectuar el estudio se han obtenido las siguientes tensiones en el modelo:

- Tensión máxima de von Mises: 131,911 MPa.
- Tensión mínima de von Mises: 0,00 MPa.

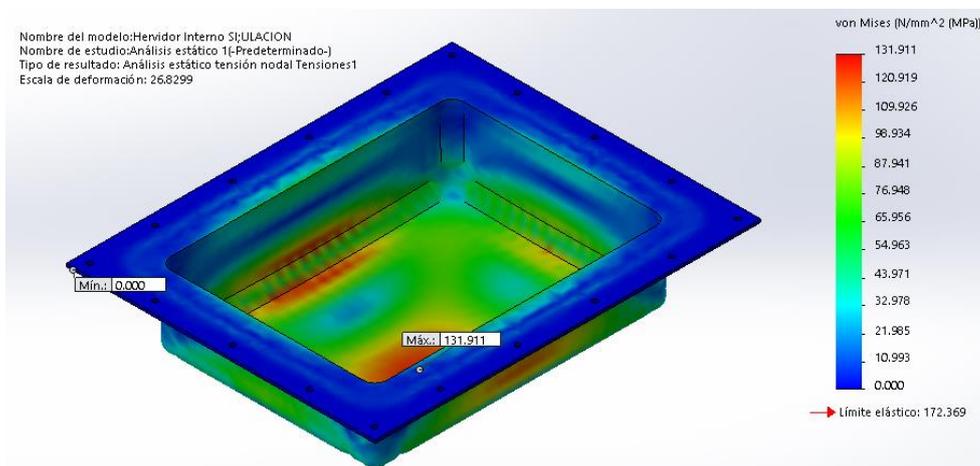


Figura 29. Tensión de von Mises para el modelo: hervidor. Fuente: elaboración propia.

Las tensiones máximas se concentran tanto en los bordes de unión de la base del hervidor con los laterales que conforman la estructura, como el centro de la base coincidiendo este con el punto de máxima tensión. En este caso se asegura un factor de seguridad de $N = 1,3$, cuya justificación es similar a la del apartado 8.3.1.2.

8.3.3.3 Desplazamientos

Los desplazamientos obtenidos durante el estudio fueron los siguientes:

- Desplazamiento máximo: 1,864 mm.
- Desplazamiento mínimo: 0,00 mm.

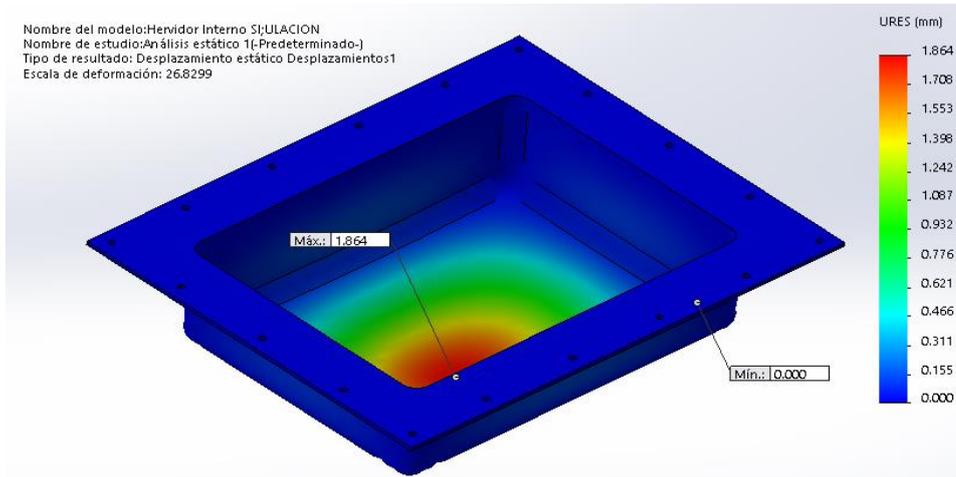


Figura 30. Desplazamientos para el modelo: hervidor. Fuente: elaboración propia.

La deformación máxima coincide con el punto de mayor tensión, siendo ésta un valor pequeño que no afecta al correcto funcionamiento de la pieza, por lo que se considera admisible.

8.3.4 Carcasa de hervidor

Esta pieza será la encargada de soportar el peso del resto de la estructura y a su vez de establecer una cámara de aire estanca entre el hervidor con el LN₂ y el exterior. Mediante la herramienta del programa “Propiedades físicas” del SOLIDWORKS, se determina el peso total de todos los componentes sobre la carcasa. A esto hay que sumarle la masa del nitrógeno líquido máxima que admite el hervidor (ver apartado 8.3.3) y la posible sobrepresión del gas interior de 1 bar:

$$m_{\text{banco de pruebas}} = 34,467 \text{ kg}$$

$$m_{\text{NL}_2} = 8,329 \text{ kg}$$

$$m_{\text{sobre carcasa}} = m_{\text{banco de pruebas}} + m_{\text{NL}_2} = 42,344 \text{ kg} \approx 45 \text{ kg}$$

Por lo tanto:

$$F_{\text{carcasa}} = F_{\text{Equivalente}_{1 \text{ bar}}} + 450 \text{ N} = 11090 \text{ N}$$

El espesor de la placa de acero AISI 316 que conforma la carcasa será de $t = 3,5 \text{ mm}$

8.3.4.1 Condiciones de contorno y cargas aplicadas

En primer lugar se aplica una restricción en la base de la carcasa simplemente apoyado sobre una superficie (flechas verdes).

En cuanto a la carga, se ha aplicado una fuerza de 11090 N alrededor de todo el borde superior de la carcasa (flechas magenta) tal y como soportaría el peso en el modelo real.

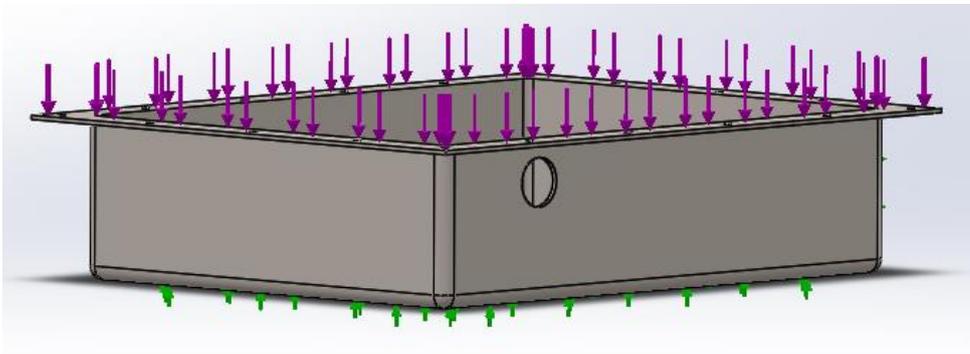


Figura 31. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: carcasa de hervidor. Fuente: elaboración propia.

8.3.4.2 Tensiones

Tras efectuar el estudio se han obtenido las siguientes tensiones en el modelo:

- Tensión máxima de von Mises: $90,933 \text{ MPa}$.
- Tensión mínima de von Mises: $0,119 \text{ MPa}$.

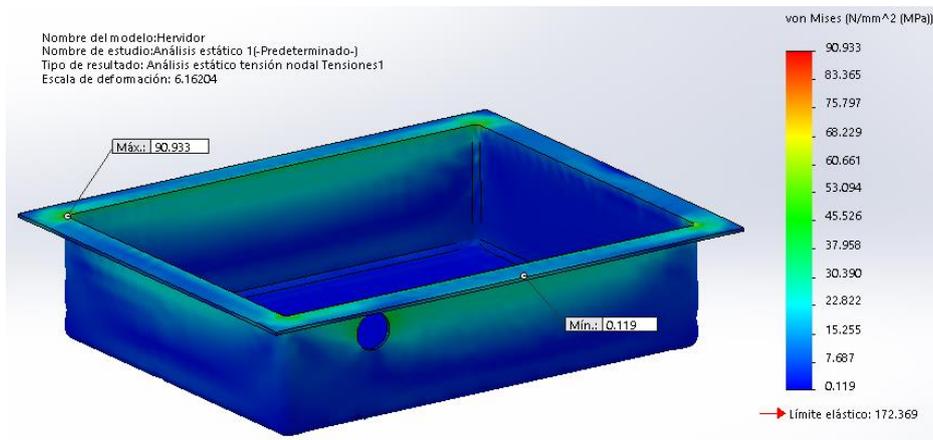


Figura 32. Tensión de von Mises para el modelo: carcasa de hervidor. Fuente: elaboración propia.

Al igual que en caso 8.3.1.2, las mayores tensiones se localizan en las esquinas que conforman la carcasa, siendo este el punto más crítico de la pieza. Aun así las tensiones originadas no suponen un problema estructural, asegurando con este diseño con un factor de seguridad $N = 1,9$. Por lo tanto la carcasa no solamente aguantaría el peso, sin que también aguantaría el hipotético caso de sobrepresión del sistema sin plastificar.

8.3.4.3 Desplazamientos

Los desplazamientos obtenidos durante el estudio fueron los siguientes:

- Desplazamiento máximo: 8,115 mm.
- Desplazamiento mínimo: 7,923 mm.

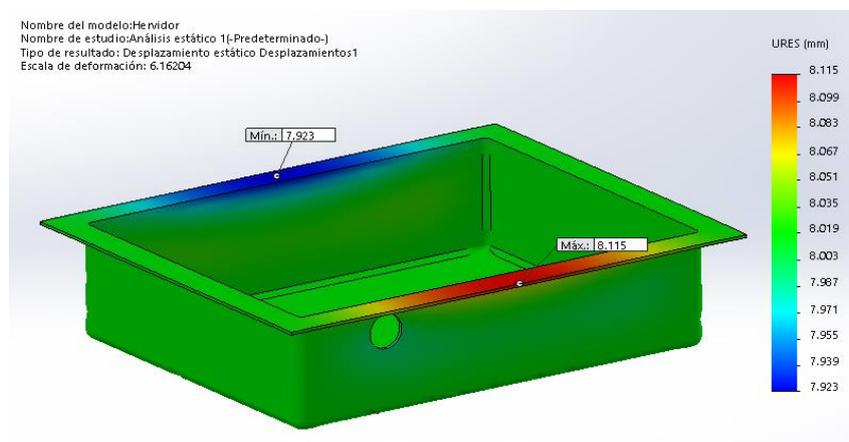


Figura 33. Desplazamientos para el modelo: carcasa de hervidor. Fuente: elaboración propia.

Como se puede observar, los mayores desplazamientos se producen en los centros de los laterales de mayor longitud. Al ser los puntos más lejanos de los apoyos laterales entre placas, es en ellos donde se produce un momento flector mayor.

Los valores obtenidos de desplazamiento sería inadmisibles si el sistema estuviera bajo estas condiciones de manera habitual, pero al tratarse de una situación extraordinaria y bajo la situación más desfavorable propuesta, se consideraran admisibles.

Además en el modelo real, los tornillos le aportarán robustez a los bordes de la carcasa, disminuyendo así los desplazamientos en detrimento de unas tensiones mayores.

8.4 Mecanismo de desplazamiento

8.4.1 Tapa móvil

Previamente se consideró en el diseño un espesor de chapa de la pieza $t=5$ mm

8.4.1.1 Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo

Para el caso de la tapa móvil, se ha tenido en cuenta como restricción el desplazamiento axial de la tapa (flechas verdes, figura A) ya que esta zona se apoya contra la pared de la cámara de criogenia cuando se realice el vacío, y se ha restringido el desplazamiento radial de la superficie interior de los taladros, pues se trata de una unión a los soportes de las guías de desplazamiento (flechas verdes, figura B).

Como en los casos anteriores, se ha supuesto una presión uniformemente distribuida de 1 bar (flechas azules) por toda la superficie exterior de la tapa. En las orejas de sujeción se aplicado una restricción tipo carga de rodamiento (flechas magenta) en dirección Y en el eje de coordenadas con una carga de 130 N repartida en 65 N por guía (ver apartado 5.1) para la distribución de las fuerzas). También se ha tenido en cuenta la acción de la gravedad (flecha roja).

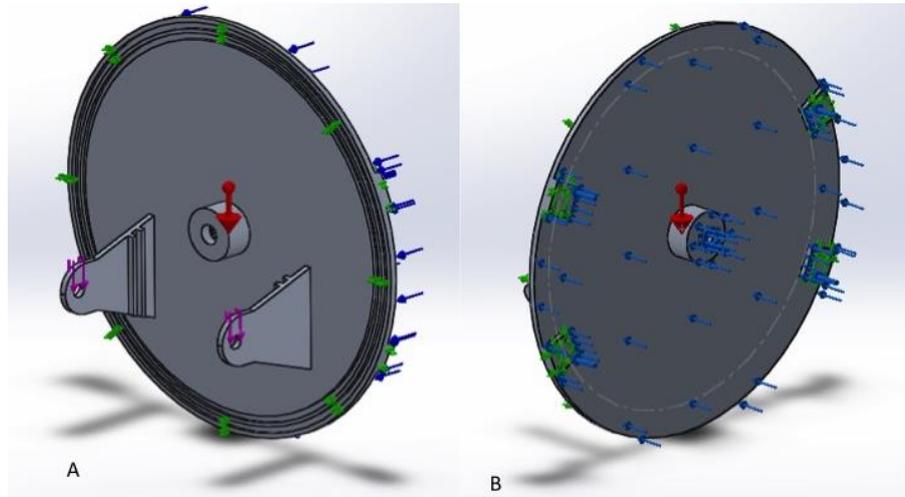


Figura 34. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: tapa móvil. Fuente: elaboración propia.

8.4.1.2 Tensiones:

Tras efectuar el estudio se han obtenido las siguientes tensiones en el modelo:

- Tensión máxima de von Mises: 200,908 MPa.
- Tensión mínima de von Mises: 0,027 MPa.

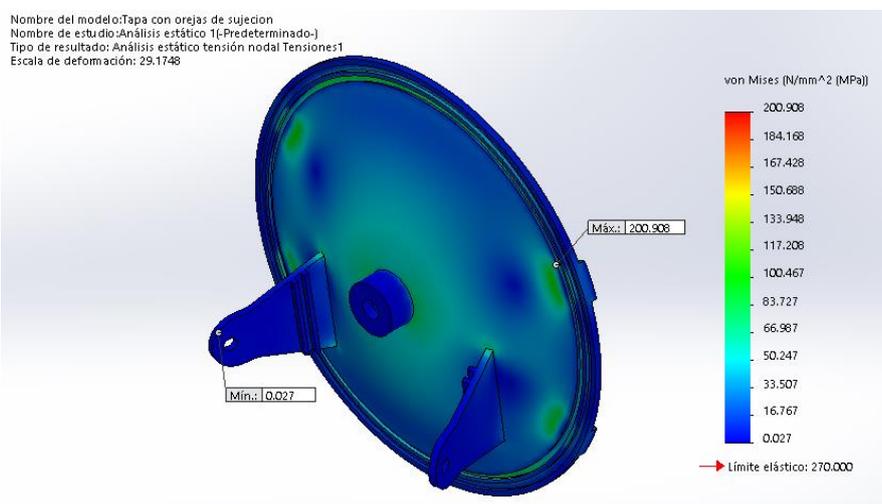


Figura 35. Tensión de von Mises para el modelo: tapa móvil. Fuente: elaboración propia.

Las tensiones se reparten de manera muy similar a las del caso 8.1.1.2, ya que las piezas son bastante parecidas y se someten a las mismas cargas. En este caso cabe mencionar que la tensión máxima se aplica en el lado posterior de la imagen, correspondiendo esta al interior de los taladros que la sostienen. En un modelo real, las restricciones impuestas no serán tan severas como las considera el

programa, por lo que los valores de tensión máxima puede que se vean amplificados por este factor. Aún así, tomando este valor como plausible la estructura cumple las condiciones impuestas. .

8.4.1.3 Desplazamientos:

Los desplazamientos obtenidos durante el estudio fueron los siguientes:

- Desplazamiento máximo: 1,121 mm.
- Desplazamiento aproximado en el agujero del eje: 1,09 mm.
- Desplazamiento mínimo: 0 mm.

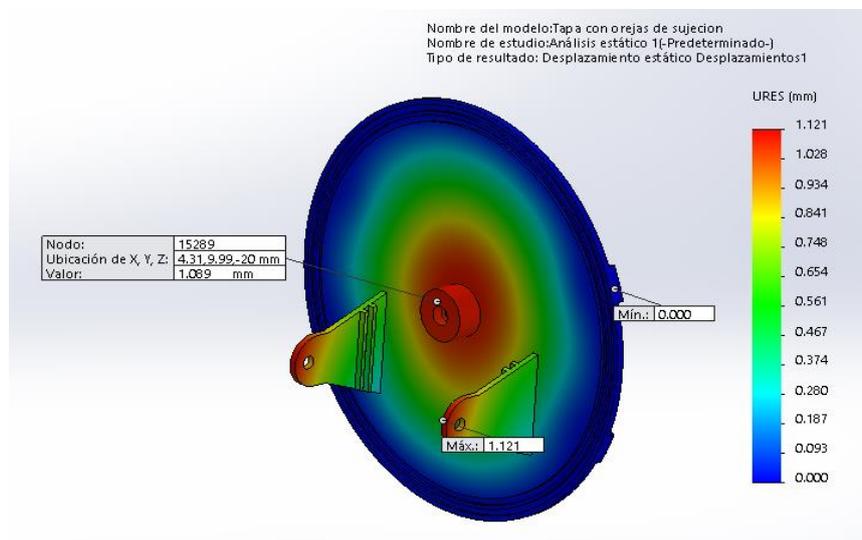


Figura 36. Desplazamientos para el modelo: tapa móvil. Fuente: elaboración propia.

En este caso se puede observar como el mayor desplazamiento no se produce exactamente en el centro, sino que queda situado en un centro excéntrico levemente superior. Esto se debe a la transmisión de la tensión generada en las orejas de sujeción que soportan el peso, generando un momento flector en la unión con la tapa. En agujero de soporte del eje de transmisión si es importante considerar los desplazamientos, ya que afectaría a la posición del eje con las tóricas dispuestas en su interior, pudiendo así afectar a la estanqueidad de la junta. Se identificaran los valores en esa zona:

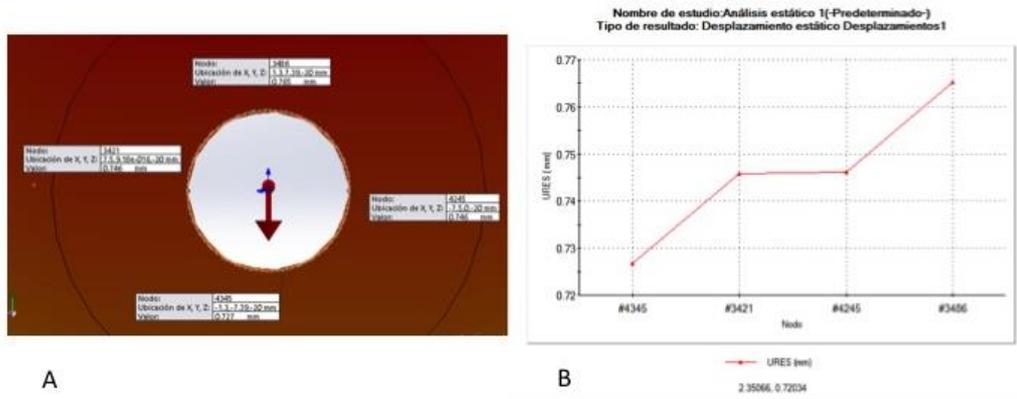


Figura 37. Desplazamientos sufridos en el interior del eje. Fuente: elaboración propia.

En la figura 37 A se observan una serie de nodos seleccionados alrededor de la superficie de la cara interna del agujero para comprobar el índice de desplazamiento entre ellos y ver si es tolerable o no. En la figura 37 B se observa que la mayor diferencia es la existente entre el nodo superior y el inferior, siendo esta de 0,038 mm. Sabiendo que la tolerancia en el eje es $\pm 0,20\text{mm}$, es un desplazamiento tolerable.

8.4.2 Estrella de apriete

8.4.2.1 Condiciones de contorno y cargas aplicadas

Las restricciones de movimiento coincidirán con la superficie de contacto entre la estrella y el eje restringiendo el movimiento axial en la cara frontal del cilindro de la estrella (flechas verdes) y el movimiento radial ya que la estrella irá dentro del eje de transmisión (flechas verdes en el interior del agujero del eje)

Para esta pieza se aplicarán las cargas correspondientes aplicadas por los resortes de extensión. Cada resorte ejercerá una fuerza aproximada de 20 N sobre cada uno de los brazos de la estrella (flechas magenta).

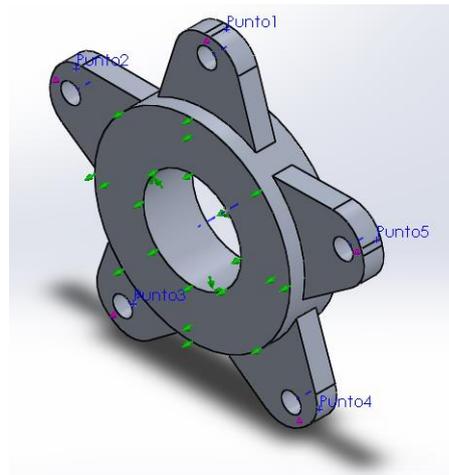


Figura 38. Condiciones de contorno y cargas aplicadas al modelo: estrella de apriete. Fuente: elaboración propia.

8.4.2.2 Tensiones

Tras efectuar el estudio se han obtenido las siguientes tensiones en el modelo:

- Tensión máxima de von Misses: 44,184 MPa.
- Tensión mínima de von Misses: 0,087 MPa.

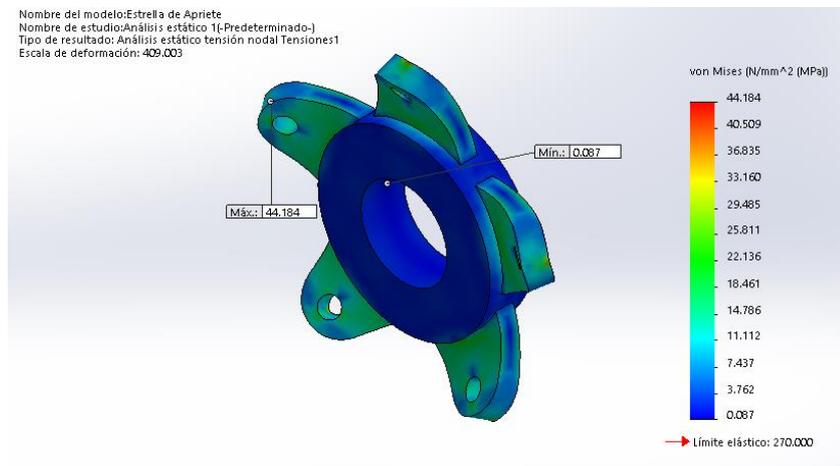


Figura 39. Tensión de von Misses para el modelo: estrella de apriete. Fuente: elaboración propia.

Las tensiones resultantes están muy por debajo del límite elástico. Por lo tanto el diseño es admisible, cumpliendo con un factor de seguridad de $N = 6$.

8.4.2.3 Desplazamientos

Los desplazamientos obtenidos durante el estudio fueron los siguientes:

- Desplazamiento máximo: 8,038 μm .
- Desplazamiento mínimo: 0 μm .

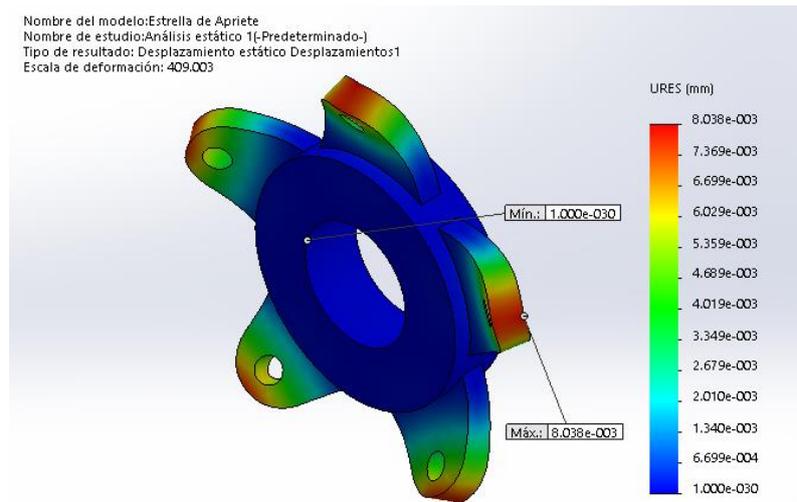


Figura 40. Desplazamientos para el modelo: estrella de apriete. Fuente: elaboración propia.

Los desplazamientos obtenidos en esta pieza son del orden de micras por lo que se pueden considerar prácticamente despreciables.



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

ANEXO II. Cálculos termodinámicos

TÍTULO:

**Diseño y construcción de un banco de pruebas para
criogenia**

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Luis Miguélez García

Tutor: Carmelo Militello Militello

Tutor externo: Pablo Redondo Caicoya

Septiembre de 2017

ÍNDICE ANEXO II

1 Cálculo de temperaturas y pérdidas de calor	5
1.1 Consideraciones e hipótesis previas.....	5
1.1.1 Datos de partida.....	5
1.1.2 Esquema simplificado del aparato.....	6
1.1.3 Hipótesis de trabajo.....	6
1.2 Cálculo de las resistencias por conducción.....	7
1.2 Cálculo de las resistencias de convección.....	7
1.3 Cálculo de los flujos de calor.....	9
1.4 Conclusión.....	11
2 Nitrógeno necesario para estabilizar el conjunto	12
3 Estimación del tiempo de enfriamiento de las piezas	13
3.1 Consideraciones e hipótesis previas.....	13
3.1.1 Datos de partida.....	13
3.2 Método de la resistencia interna despreciable.....	14
3.2.1 Cálculo de la longitud característica.....	15
3.2.2 Cálculo del coeficiente de convección.....	15
3.2.3 Resultados finales.....	16
4 Nitrógeno empleado para enfriar piezas	17
4.1 Caso práctico.....	18

ÍNDICE DE FIGURAS ANEXO II

<i>Figura 1. Esquema simplificado del aparato. Fuente: elaboración propia.....</i>	<i>6</i>
<i>Figura 2. Detalle de zonas de convección del hervidor. Fuente: elaboración propia.</i>	<i>8</i>
<i>Figura 3. Circuito térmico equivalente del sistema. Fuente: elaboración propia.</i>	<i>10</i>

ÍNDICE DE TABLAS ANEXO II

<i>Tabla 1.- Dimensiones de distintos elementos del sistema . Fuente: elaboración propia _____</i>	<i>5</i>
<i>Tabla 2.- Propiedades termofísicas de los materiales. Fuente: elaboración propia _____</i>	<i>5</i>
<i>Tabla 3. Resistencias a la conducción equivalentes. Fuente: elaboración propia. _____</i>	<i>7</i>
<i>Tabla 4. Coeficiente C y n de la correlación de McAdams. Fuente: elaboración propia. _____</i>	<i>9</i>
<i>Tabla 5. Resultados de las superficies para Ra, Nu, h y Rcv. Fuente: elaboración propia. _____</i>	<i>9</i>
<i>Tabla 6. Temperaturas de los tramos del sistema. Fuente: elaboración propia. _____</i>	<i>12</i>
<i>Tabla 7. Datos iniciales del acero antes de la inmersión. Fuente: elaboración propia. _____</i>	<i>14</i>
<i>Tabla 8. Propiedades del nitrógeno a la temperatura media de película. Fuente: elaboración propia. _____</i>	<i>16</i>

ANEXO II. Cálculos termodinámicos

1 Cálculo de temperaturas y pérdidas de calor

1.1 Consideraciones e hipótesis previas

1.1.1 Datos de partida

Se consideran como datos de partida las siguientes variables:

- Temperatura del nitrógeno: $T_{int} = -195,8^{\circ}\text{C}$
- Temperatura ambiente: $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de la carcasa: $T_{carcasa} = -10^{\circ}\text{C}$
- Datos geométricos de las piezas:

Tabla 1.- Dimensiones de distintos elementos del sistema . Fuente: elaboración propia

Bañera 1	Bañera 2	Aislante de teflón	Aire aislante
$e_{B1} = 3 \text{ mm}$ $A_{B1} = 0,31 \text{ m}^2$ $V_{B1} = 9,82 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$	$e_{B2} = 3 \text{ mm}$ $A_{B2} = 0,37 \text{ m}^2$ $V_{B2} = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$	$e_{Tf} = 10 \text{ mm}$ $A_{Tf} = 0,05 \text{ m}^2$ $V_{Tf} = 1,502 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$	$e_a = 19,71 \text{ mm}$ $A_a = 0,275 \text{ m}^2$ $V_a = 1,674 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3$

donde e = espesor, A = área y V = volumen.

- Propiedades termofísicas de los materiales (a presión y temperaturas normales):

Tabla 2.- Propiedades termofísicas de los materiales. Fuente: elaboración propia

Nitrógeno	Acero	Teflón (PTFE)	Aire
$\text{Punto ebullición: } -195,8^{\circ}\text{C (77,35K)}$ $h_{fg} = 198,6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$ $C_p = 2,06 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$ $\rho = 809 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$C_p = 0,48 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$ $\rho = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ $k = 47 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	$C_p = 1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$ $\rho = 2200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ $k = 0,2 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	$C_p = 1,005 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$ $\rho = 1,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ $k = 0,024 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$ $\alpha = 2,416 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ $\beta = \frac{1}{273} \text{K}^{-1}$ $\nu = 1,749 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

donde h_{fg} : significa calor latente de ebullición, C_p : calor específico, ρ : densidad, k : conductividad, α : difusividad térmica, β : coeficiente de expansión volumétrica (considerando el aire como un gas ideal) y ν : viscosidad cinemática.

1.1.2 Esquema simplificado del aparato

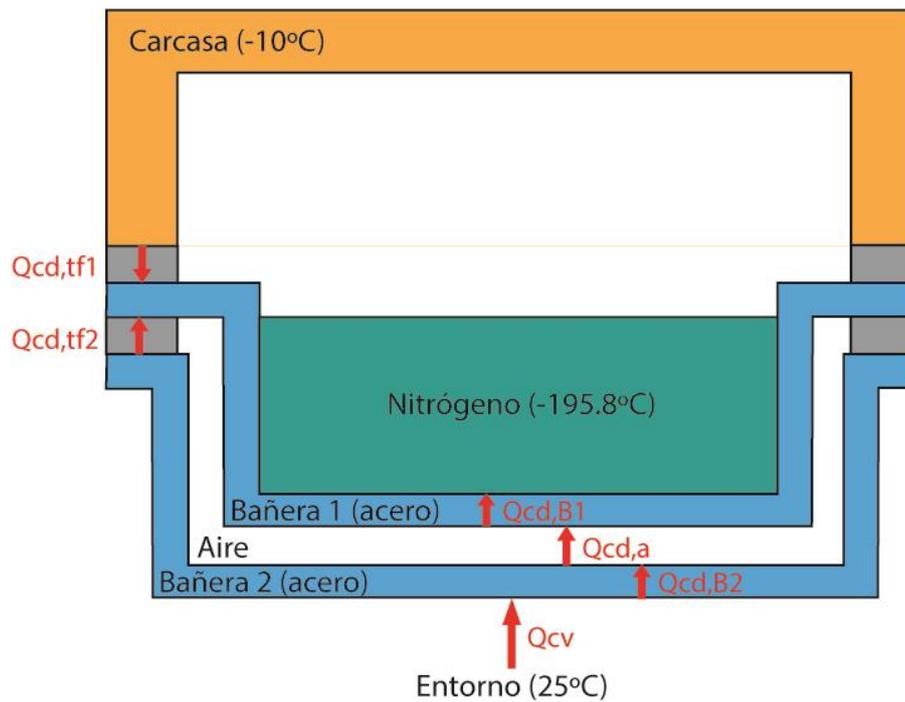


Figura 1. Esquema simplificado del aparato. Fuente: elaboración propia.

1.1.3 Hipótesis de trabajo

Se han considerado los siguientes postulados para la resolución del problema:

1. El sistema se encuentra en estado estacionario.
2. La conductividad de los distintos materiales se considera constante.
3. El flujo de calor se supone unidimensional.
4. Los componentes no especificados en el diagrama anterior se suponen parte del elemento denominado "carcasa" (correspondiente con el cuerpo de la cámara de criogenia), el cual se supondrá a una temperatura constante de -10°C.
5. La transmisión de calor por radiación al entorno se considera despreciable.

1.2 Cálculo de las resistencias por conducción

Las distintas resistencias por conducción de los elementos se han hallado a través de su espesor, área y conductividad, asemejándolos con una pared plana, donde se obtiene la resistencia a la conducción mediante la siguiente expresión:

$$R_{cond} = \frac{e}{k \cdot A}$$

Mediante el programa SOLIDWORKS se obtienen los datos de espesores y áreas de los diferentes conjuntos que intervienen en la transferencia de calor, obteniéndose los resultados mostrados en la tabla adjunta:

Tabla 3. Resistencias a la conducción equivalentes. Fuente: elaboración propia.

Bañera 1	Bañera 2	Aislante de teflón	Aire aislante
$2,06 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$	$1,73 \cdot 10^{-4} \frac{K}{W}$	$1 \frac{K}{W}$	$2,99 \frac{K}{W}$

1.2 Cálculo de las resistencias de convección

Debido a que la resistencia a la convección entre una superficie y el fluido que la rodea depende, entre otras cosas, del salto térmico entre estos dos, se debe partir de una suposición y realizar un cálculo iterativo:

- Se supone una temperatura de la superficie externa de la “bañera 2”:
 $T_{ext} = -50^{\circ}C^{**}$ (**Dato basado en los resultados experimentales)
- Se calculan las resistencias de convección
- Realizando los balances de energía oportunos se recalcula la temperatura supuesta
- Si la diferencia entre las temperaturas supuesta y calculada es significativa se repite el proceso anterior partiendo de la temperatura calculada.

Hay tres zonas diferentes donde se produce convección:

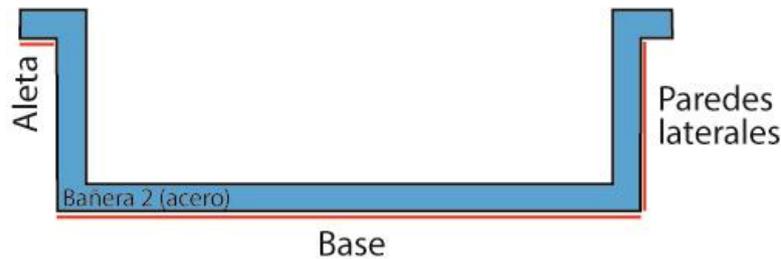


Figura 2. Detalle de zonas de convección del hervidor. Fuente: elaboración propia.

- Base: superficie inferior de placa fría, T_s cte.
- Paredes laterales: superficie vertical, T_s cte.
- Aleta: superficie inferior de placa fría, T_s cte.

Para hallar el coeficiente de convección de la base y las aletas se utiliza la correlación de McAdams:

$$Nu = C \cdot Ra^n$$

donde Ra = (Número de Rayleigh)

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot |T_s - T_\infty| \cdot L_c^3}{\alpha \cdot \nu} \quad [1.2.1]$$

Donde g es la aceleración de la gravedad [m/s^2]; β es el coeficiente de expansión térmica del fluido [k^{-1}]; T_s es la temperatura de la superficie [K]; T_∞ es la temperatura del aire [K]; L_c la longitud característica de la superficie ($L_c = S/P$ [m]); α es la difusividad térmica del fluido [m^2/s]; ν es la viscosidad cinemática del fluido [m^2/s].

Esta correlación es válida para convección libre, en flujo externo, tanto para superficies horizontales como verticales de placas frías y calientes, teniendo en cuenta los siguientes coeficientes:

Tabla 4. Coeficiente C y n de la correlación de McAdams. Fuente: elaboración propia.

Posición de la superficie		C	n	
Vertical		Ra=10 ⁴ -10 ⁹	0.59	1/4
		Ra=10 ⁹ -10 ¹³	0.10	1/3
Horizontales	Superior inferior de placa fría	Ra=10 ⁴ -10 ⁷	0.54	1/4
		Ra=10 ⁷ -10 ¹¹	0.15	1/3

A partir de la definición del número de Nusselt se podrá despejar el coeficiente de convección:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \rightarrow h = \frac{k \cdot Nu}{L_c} \quad [1.2.2]$$

Por último, una vez conocido este coeficiente, hallarán las resistencias de convección:

$$R_{cv} = \frac{1}{h \cdot A}$$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones anteriormente presentadas se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 5. Resultados de las superficies para Ra, Nu, h y Rcv. Fuente: elaboración propia.

	Ra	Nu	h (W/Km ²)	R _{cv} (K/W)
Base	5,31 · 10 ⁶	25,9	6,66	1,07
Paredes	5,78 · 10 ⁵	14,9	8,02	0,891
Lengüeta	1,09 · 10 ⁴	5,52	11,2	2,24

1.3 Cálculo de los flujos de calor

Antes de comenzar con el cálculo del flujo de calor, es necesario obtener la R_{total} del sistema, para ello se tendrán en cuenta los espesores de pared de cada componente y de la capa de aire aislante. Así, será conveniente realizar una red de resistencias térmicas, pudiendo así obtener la resistencia de cada componente.

El circuito térmico equivalente al esquema del dispositivo, sería el representado en el siguiente esquema:

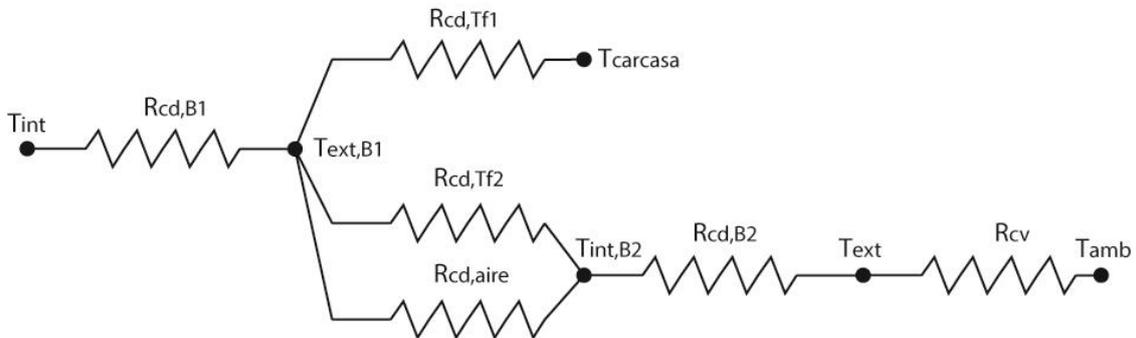


Figura 3. Circuito térmico equivalente del sistema. Fuente: elaboración propia.

Se sabe que todo el calor es absorbido por el nitrógeno a través de la “bañera 1”. Por tanto, planteando un balance de energía en la superficie de esta se obtiene la siguiente expresión:

$$\sum E_{VC} \equiv \dot{Q}_{carcasa} + \dot{Q}_{atm} - \dot{Q}_{B1} = 0$$

Donde: \dot{Q}_{B1} es el calor cedido al nitrógeno, $\dot{Q}_{carcasa}$ es el calor procedente de la carcasa y \dot{Q}_{atm} el calor procedente de la atmósfera.

Sabiendo que:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$$

Se sustituye en el balance de energía descrito anteriormente y se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{T_{carc} - T_{extB1}}{R_{cdTf1}} + \frac{T_{amb} - T_{extB1}}{R_{cv} + R_{cdB2} + \left(\frac{1}{R_{cdTf2}} + \frac{1}{R_{cd,aire}}\right)^{-1}} - \frac{T_{extB1} - T_{int}}{R_{cdB1}} = 0$$

Y a partir de aquí se podrá despejar la temperatura $T_{ext,B1}$:

$$T_{extB1} = \frac{T_{carc} \cdot R_{cdB1} \cdot R_{amb} + T_{amb} \cdot R_{cdB1} \cdot R_{cdTf1} + T_{int} \cdot R_{cdTf1} \cdot R_{amb}}{R_{cdTf1} \cdot R_{amb} + R_{cdB1} \cdot R_{amb} + R_{cdB1} \cdot R_{cdTf1}}$$

$$\text{donde } R_{amb} = R_{cv} + R_{cdB2} + \left(\frac{1}{R_{cdTf2}} + \frac{1}{R_{cd,aire}} \right)^{-1}$$

Por tanto: $T_{extB1} = 77,3 \text{ K} = -195,7^\circ\text{C}$

Con esto se obtienen datos suficientes para calcular los flujos caloríficos:

$$\dot{Q}_{B1} = \frac{T_{extB1} - T_{int}}{R_{cdB1}} = 378 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{carcasa} = \frac{T_{carc} - T_{extB1}}{R_{cdTf1}} = 186 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{amb} = \dot{Q}_{B1} - \dot{Q}_{carcasa} = 192 \text{ W}$$

Por último, se recalculará la temperatura de la superficie externa para comprobar que la suposición inicial tomada es correcta:

$$T_{ext} = T_{amb} - \dot{Q}_{amb} \cdot R_{cv} = -51^\circ\text{C}$$

La diferencia entre la suposición inicial y la temperatura calculada es del 2%, por tanto se puede considerar dicha suposición y los valores obtenidos a partir de estas como válidos.

1.4 Conclusión

El nitrógeno del sistema absorberá 378 W del entorno. Esta absorción de calor se traducirá en una evaporación del líquido:

$$\dot{Q}_{N2} = \dot{m}_{N2} \cdot h_{fg}$$

Despejando el caudal másico de la expresión anterior:

$$\dot{m}_{N2} = \frac{\dot{Q}_{N2}}{h_{fg}} = \frac{378 \text{ W}}{198600 \text{ J/kg}} = 1,903 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{N2} = 1,903 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

Este dato indica que se evaporará 1,903 g de nitrógeno por segundo debido al calor absorbido desde el entorno.

La temperatura exterior $T_{ext} = -51^\circ\text{C}$, pese a que se ha disminuido considerablemente con el sistema de aislamiento planteado y aunque no es

peligrosa, sigue siendo muy fría y podría ocasionar alguna quemadura si se produjese un contacto directo con la piel por parte del operario. Como solución, se recomienda recubrir el exterior de la carcasa con alguna tela aislante.

2 Nitrógeno necesario para estabilizar el conjunto

Al comienzo del proceso todas las piezas del conjunto se encontrarán a temperatura ambiente. El sistema se estabilizará cuando cada una de ellas alcance la temperatura antes calculada:

Tabla 6. Temperaturas de los tramos del sistema. Fuente: elaboración propia.

Nitrógeno	Bañera 1	Teflón 1	Teflón 2	Aire	Carcasa	Bañera 2
-195,75°C	-195,8 °C	-102,85 °C	-123,35 °C	-123,35 °C	-10 °C	-51 °C

Todo el calor cedido por las distintas piezas será absorbido por el nitrógeno:

$$\dot{Q}_{N_2} = \dot{Q}_{B1} + \dot{Q}_{Tf1} + \dot{Q}_{Tf2} + \dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{carcasa} + \dot{Q}_{B2}$$

Se podrá calcular el calor aportado por cada una de las partes mediante la ecuación:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Teniendo en cuenta que el nitrógeno se evaporará durante esta transferencia de calor, para este elemento, la ecuación anterior se verá modificada:

$$Q_{N_2} = m_{N_2} \cdot C_p \cdot \Delta T + m_{N_2} \cdot h_{fg}$$

Por tanto:

$$m_{N_2} = \frac{Q_{N_2}}{C_p \cdot \Delta T + h_{fg}} = \frac{1820,04 \text{ KJ}}{2,06 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (-195,8 + 196) \text{K} + 198,6 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}} = 9,145 \text{ kg}$$

Conclusión: se emplearán 9,145 kg de LN₂ los cuales se evaporarán para enfriar el sistema hasta que se estabilice. Lo que se traduce en una cantidad de:

$$V_{NL_2} = \frac{m_{NL_2}}{\rho_{NL_2}} = \frac{9,145 \text{ kg}}{807 \text{ kg/m}_3} = 0,0113 \text{ m}^3 = 11,3 \text{ l}$$

3 Estimación del tiempo de enfriamiento de las piezas

3.1 Consideraciones e hipótesis previas

El estudio de la ebullición de una pieza sumergida en un líquido que está saturado (como es el caso) requiere un estudio termofísico complejo, que requiere numerosas correlaciones basadas en procesos experimentales previos. la curva de ebullición del líquido en cuestión. Por lo tanto, para este estudio, se supondrán las condiciones necesarias para facilitar el cálculo, ya que el valor obtenido será más bien una aproximación al modelo real.

El tiempo de enfriamiento depende en gran medida tanto de la forma geométrica como del material del que estén conformadas las piezas. Ya que las piezas normalmente poseen formas geométricas irregulares, suelen estar conformadas por diferentes materiales y además no son macizas, el estudio que se realizará en este apartado está sujeto a numerosas consideraciones para facilitar los cálculos y así obtener un valor aproximado del tiempo de enfriamiento de las piezas.

Por este motivo, se realiza el siguiente estudio para un cilindro de acero de $150 \times 50 \text{ mm}$ de largo y diámetro, respectivamente, como forma de aproximación geométrica. Se escogió esta forma y material para asemejar el estudio un motor convencional.

3.1.1 Datos de partida

A la hora de realizar el estudio, se parte de las siguientes consideraciones impuestas:

- Propiedades térmicas del cilindro cte.
- Coeficiente de transferencia de calor por convección cte.
- Transferencia de calor por radiación despreciable.
- Estudio del sistema termodinámico en régimen transitorio ($t \neq 0$).

- El efecto de la radiación se considera despreciable.
- Temperatura y presión inicial del cilindro normales: Una temperatura de 20°C y una presión absoluta de 1 atm.
- El enfriamiento de la pieza se realizará mediante inmersión directa.
- Consideramos un flujo de LN₂ cte., por lo que se considera que la temperatura final del sólido será la misma que la del refrigerante: $T_f = T_\infty$. Donde $T_\infty = 77,35 K$.

Tabla 7. Datos iniciales del acero antes de la inmersión. Fuente: elaboración propia.

Datos iniciales del material de prueba (Acero de herramientas)	
Temperatura uniforme inicial del acero T_o (K)	293,15
Densidad del acero ρ (kg/m ³)	7832
Calor específico del acero C_p acero (J/kgK)	452
Conductividad térmica del acero K (w/mK)	58

3.2 Método de la resistencia interna despreciable

Para calcular el tiempo necesario para alcanzar dicha temperatura, se empleará el *Método de la resistencia interna despreciable*, el cual implica que los gradientes de temperatura dentro del sólido son insignificantes.

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_o - T_\infty} = e^{-b \cdot t}$$

donde $b = \text{constante térmica de tiempo}$; $b = \frac{h \cdot A_s}{\rho \cdot V_c \cdot C_p} = \frac{h}{\rho \cdot L_c \cdot C_p}$

Para que sea razonable debemos suponer una distribución de temperaturas uniforme a través del sólido en cualquier momento durante un proceso transitorio, $Bi < 0,1$ siendo Bi el número de Biot, el cual relaciona la conducción con la convección:

$$\frac{(L/kA_s)}{(1/hA_s)} = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = \frac{h_f L_c}{k_s} \equiv Bi$$

donde k_s es el coeficiente de conducción del sólido y h_f el coeficiente de convección del fluido.

3.2.1 Cálculo de la longitud característica

En primer lugar se obtiene la longitud característica del cilindro mediante la ecuación:

$$L_c = \frac{\pi \cdot r^2 \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot L} = \frac{\pi \cdot (0,025m)^2 \cdot 0,15m}{2 \cdot \pi \cdot 0,025m \cdot 0,15m} = 0,00125 m$$

3.2.2 Cálculo del coeficiente de convección

En segundo lugar se necesita el coeficiente de película o coeficiente de convección del LN_2 .

En este caso, la correlación más apropiada será la correspondiente a la convección natural sobre cilindros horizontales, (*Churchill & Chu*) como la más adecuada:

$$\bar{N}_{uD} = \left[0,60 + 0,387 \frac{Ra_D}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{1}{4}}} \right]^{\frac{1}{4}}$$

donde P_r : Número de Prandtl y con la condición impuesta de que.

$$10^{-5} < Ra_D < 10^{12}$$

Esta vez, se obtiene Rayleigh Ra_D se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$Ra_D = Gr_D \cdot P_r$$

donde Gr_D : Número de Grashof y P_r : Número de Prandtl siendo:

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_0 - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2}$$

Las propiedades físicas del fluido se deben evaluar a la temperatura de la capa límite, la cual corresponde a la temperatura media de película:

$$T_m = \frac{T_0 + T_\infty}{2} = 185,25 K$$

Acto seguido, se obtienen las propiedades físicas del nitrógeno para este rango de temperaturas:

Tabla 8. Propiedades del nitrógeno a la temperatura media de película. Fuente: elaboración propia.

Propiedades termo-físicas del nitrógeno a $T_m = 185\text{ K}$			
$\nu = (\text{m}^2/\text{s})$	$k (\text{w}/\text{mK})$	Pr	$\beta (\text{k}^{-1})$
$6,744 \times 10^{-6}$	0,01694	0,7527	$5,39 \times 10^{-3}$

Siguiendo el procedimiento anteriormente descrito, y sustituyendo los valores en la ecuaciones, se obtiene el número de Nusselt:

$$\bar{N}_{uD} = 11,114$$

Al igual que en el apartado 1.2.2, aplicamos la fórmula del número de Nusselt para obtener el coeficiente de convección

$$h_f = \frac{k_f \cdot Nu}{L_c} = \frac{11,114 \cdot 0,016943 \text{ w}/\text{mK}}{0,0125 \text{ m}} = 15,064 \frac{\text{w}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Una vez calculado el coeficiente de convección, se procede a comprobar si es aplicable el método de análisis de sistemas concentrados:

$$Bi = \frac{15,064 \text{ w}/\text{m}^2\text{K} \cdot 0,0125 \text{ m}}{58 \text{ w}/\text{mK}} = 3,246 \times 10^{-3} < 0,1 \checkmark$$

3.2.3 Resultados finales

Una vez certificado Biot, se obtiene la constante térmica del tiempo b :

$$b = \frac{226,95 \text{ w}/\text{m}^2\text{K}}{7832 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 452 \text{ J}/\text{kgK} \cdot 0,0125 \text{ m}} = 5,1287 \times 10^{-3} \text{ s}^{-1}$$

Despejando el tiempo en la expresión de la resistencia interna despreciable, y suponiendo que el cilindro llega a una temperatura final $T_f = 78 \text{ K}$ obtenemos que:

$$\frac{(78 - 77,35)K}{(293,15 - 77,35)K} = e^{-3,404 \times 10^{-4}t}$$
$$t = 17054 \text{ s} \approx 4 \text{ horas y } 42 \text{ min}$$

El resultado a simple vista parece excesivo, sobre todo si se compara con operaciones de índole similar como el temple en agua.

El nitrógeno líquido se encuentra en estado de saturación, por lo que en cuanto entra en contacto con la pieza a temperatura ambiente, comienza la ebullición instantáneamente. Esto produce alrededor del cilindro una capa uniforme de vapor y la transferencia de calor de la superficie al líquido ocurre por la conducción a través del vapor.

Teniendo en cuenta que el nitrógeno gas es un mal conductor de calor, y que el método empleado anteriormente es una aproximación. Para conseguir un resultado más cercano a la realidad, habría que realizar un estudio de cada uno de los regímenes de ebullición, en función de los gradientes de temperatura.

4 Nitrógeno empleado para enfriar piezas

Al enfriar una pieza sumergiéndola en nitrógeno, será el fluido el que absorba el calor cedido por la pieza durante su enfriamiento.

Cuando el sistema está estable, el nitrógeno se encontrará a una temperatura de $-195,8^\circ\text{C}$, es decir, la absorción del calor supondrá evaporación del mismo en función del calor latente de evaporación:

$$Q_{N_2} = m_{N_2} \cdot h_{fg}$$

Por tanto, para calcular que cantidad de nitrógeno necesitaremos para enfriar una determinada pieza, se deberá tener en cuenta el LN₂ evaporado por el calor absorbido de la pieza y el LN₂ evaporado debido al calor recibido desde la atmosfera durante el tiempo que se lleve a cabo el enfriamiento (378 W).

4.1 Caso práctico

Ejemplo de aplicación. Enfriamiento de un cilindro de acero macizo de 15 cm de largo por 5 cm de diámetro.

El cilindro tendrá una masa de:

$$m_{cilindro} = V_{cilindro} \cdot \rho_{acero} = \pi \cdot h \cdot r^2 \cdot \rho_{acero} = \pi \cdot 0,15 \text{ m} \cdot 0,05^2 \text{ m}^2 \cdot 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$
$$m_{cilindro} = 9,245 \text{ kg}$$

Enfriar dicho cilindro desde temperatura ambiente hasta una temperatura de -195,8°C supondrá una liberación de calor de:

$$Q_{cilindro} = m_{cilindro} \cdot C_{P,acero} \cdot \Delta T = 9,245 \text{ kg} \cdot 0,48 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \cdot (20 + 195,8) \text{ K}$$
$$Q_{cilindro} = 976,26 \text{ KJ}$$

Además, se considera que se tardará aproximadamente unas 4 horas y media en enfriar esta pieza (consultar apartado 3 “Estimación del tiempo de enfriamiento”), lo cual supone un calor absorbido por el nitrógeno de:

$$Q_{atm} = \dot{Q}_{atm} \cdot t = 378 \text{ W} \cdot 4,7 \text{ h} \cdot 3600 \text{ s} = 6395,76 \text{ KJ}$$

En total, para enfriar la pieza el nitrógeno absorberá:

$$Q_{N_2} = 976,26 \text{ KJ} + 6395,76 \text{ KJ} = 7372 \text{ KJ}$$

Finalmente, se podrá calcular la cantidad de nitrógeno que se evaporará:

$$m_{N_2} = \frac{Q_{N_2}}{h_{fg}} = \frac{7372 \text{ KJ}}{198,6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 37,12 \text{ kg}$$

$$V_{NL_2} = \frac{m_{NL_2}}{\rho_{NL_2}} = \frac{37,12 \text{ kg}}{807 \text{ kg/m}^3} = 0,046 \text{ m}^3 \approx 46 \text{ l}$$

Conclusión: se emplearán 11,3 l de LN₂, el cual se evaporará para enfriar el sistema hasta que se estabilice y 46 l para enfriar la pieza hasta la temperatura del NL₂. Todo ello sumando un total de 57,3 l.



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

ANEXO III. Catálogos

TÍTULO:

**Diseño y construcción de un banco de pruebas para
criogenia**

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Luis Miguélez García

Tutor: Carmelo Militello Militello

Tutor externo: Pablo Redondo Caicoya

Septiembre de 2017

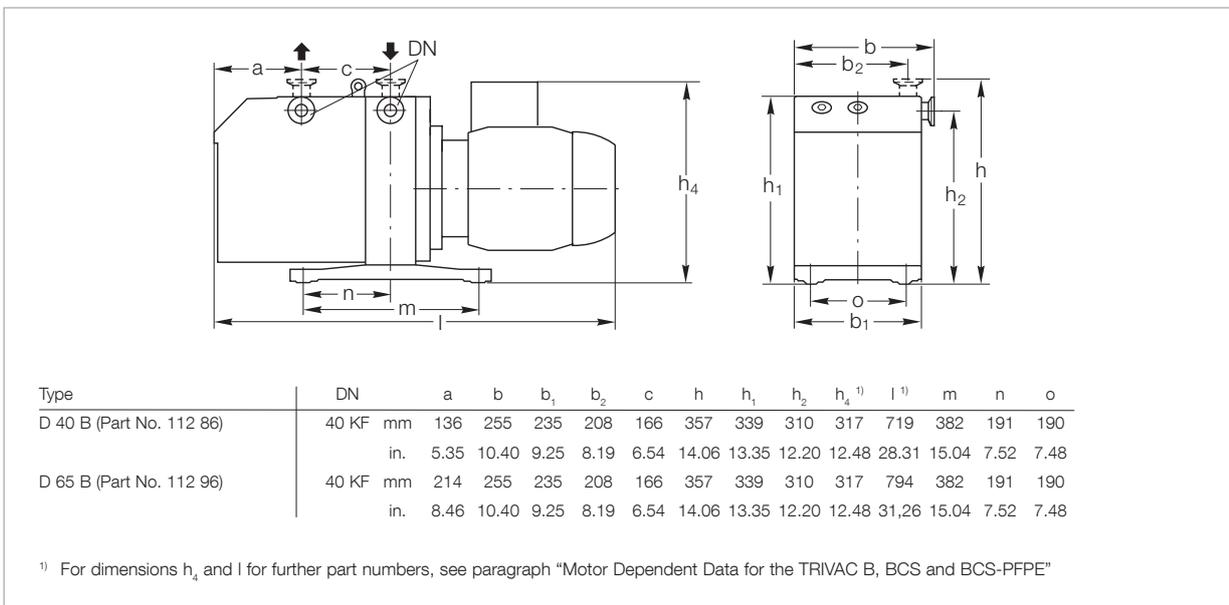
ÍNDICE CATÁLOGOS

1. Bomba de vacío TRIVAC D 40 B.....	4
2. Válvula de ángulo recto acción manual DN 10 KF.....	7
3. Anillo de centrado con O-ring para bridas ISO KF.....	8
4. Abrazadera estándar ISO KF.....	8
5. Brida ISO KF con tubo corto.....	9
6. Codos 90º ISO KF.....	9
7. Cruz de 4 vías ISO KF DN40/10.....	10
8. Tubo/manguera flexible de vacío ISO KF	10
9. Vacuómetro tipo piezo-Pirani DN 16 KF LSD Display.....	11
10. Pasamuros de vacío 6 pines. Brida cuadrada.....	13
11. Válvula anti-retorno 600-ESG1.....	14
12. Palanca de fijación CH-40324.....	16
13. Cremallera dentado recto 200/500.....	17
14. Piñón dentado recto.....	18
15. Conjunto sinfín-corona A50mm.....	19
16. Servicio de Nitrógeno Líquido SEGAI.....	20

TRIVAC D 40 B and D 65 B



TRIVAC D 40 B (left) and TRIVAC D 65 B (right)



Dimensional drawing for the TRIVAC D 40 and D 65 B

Technical Data
TRIVAC D 40 B
two-stage
TRIVAC D 65 B
two-stage

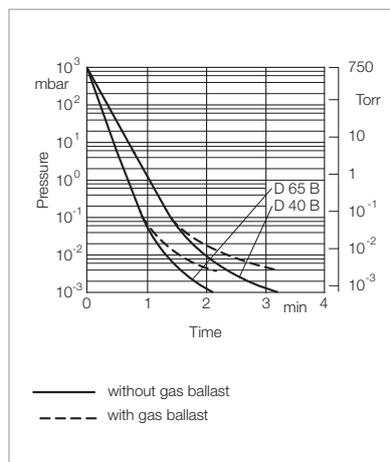
		50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz
Nominal pumping speed ¹⁾	m ³ /h (cfm)	46 (27)	55 (32.5)	75 (44)	90 (53)
Pumping speed ¹⁾	m ³ /h (cfm)	40 (24)	48 (28)	65 (38)	78 (46)
Ultimate partial pressure without gas ballast ¹⁾	mbar (Torr)	10 ⁻⁴ (0.75 x 10 ⁻⁴)			
Ultimate total pressure without gas ballast ¹⁾	mbar (Torr)	< 2 x 10 ⁻³ (< 1.5 x 10 ⁻³)	< 2 x 10 ⁻³ (< 1.5 x 10 ⁻³)	< 2 x 10 ⁻³ (< 1.5 x 10 ⁻³)	< 2 x 10 ⁻³ (< 1.5 x 10 ⁻³)
Ultimate total pressure with gas ballast ¹⁾	mbar (Torr)	< 5 x 10 ⁻³ (< 3.8 x 10 ⁻³)	< 5 x 10 ⁻³ (< 3.8 x 10 ⁻³)	< 5 x 10 ⁻³ (< 3.8 x 10 ⁻³)	< 5 x 10 ⁻³ (< 3.8 x 10 ⁻³)
Water vapor tolerance ¹⁾	mbar (Torr)	40 (30)	40 (30)	40 (30)	40 (30)
Water vapor capacity	g/h (lbs/h)	1185 (2.612)	1420 (3.131)	1925 (4.244)	2310 (5.093)
Oil filling, min. / max.	l (qt)	1.7 / 2.6 (1.8 / 2.7)	1.7 / 2.6 (1.8 / 2.7)	2.0 / 3.3 (2.1 / 3.5)	2.0 / 3.3 (2.1 / 3.5)
Noise level ²⁾ to DIN 45 635, without / with gas ballast	dB(A)	57 / 59	57 / 59	57 / 59	57 / 59
Admissible ambient temperature	°C (°F)	+12 to +40 (+54 to +104)			
Motor rating 50/60 Hz ²⁾	W (HP)	2200 (3.0)	2200 (3.0)	2200 (3.0)	2200 (3.0)
Nominal speed ²⁾	rpm	1420	1710	1420	1710
Type of protection	IP	3)	3)	3)	3)
Weight ²⁾	kg (lbs)	72.5 (160)	72.5 (160)	81.7 (180)	81.7 (180)
Connections, Intake and Exhaust	DN	40 KF	40 KF	40 KF	40 KF

¹⁾ To DIN 28 400 and following numbers

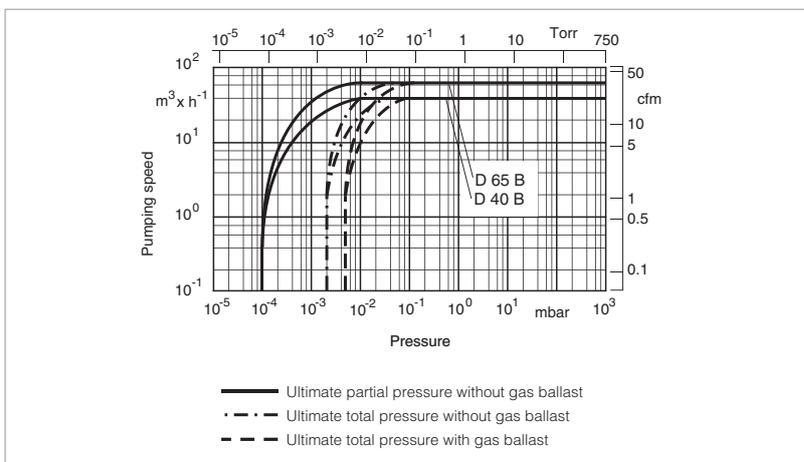
²⁾ Motor rating and noise levels for the pumps with AC motor 50 Hz.

Any data that deviate from the above for pumps with other motors, and other motor-dependent data are given in chapter "Products", paragraph "Motor Dependent Data for the TRIVAC B, BCS and BCS-PFPE"

³⁾ See paragraph "Motor Dependent Data for the TRIVAC B, BCS and BCS-PFPE"



Pump-down characteristics of a 100 l vessel at 50 Hz



Pumping speed characteristics at 50 Hz (60 Hz curves at the end of the chapter)

Ordering Information

TRIVAC D 40 B

two-stage

TRIVAC D 65 B

two-stage

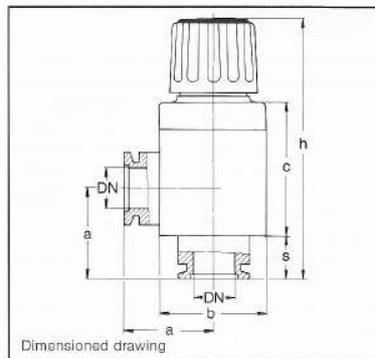
	Part No.	Part No.
TRIVAC B		
with 3-phase motor 200-240 V (200 V IE2) / 380-400 V (380-400 V IE 2), 50 Hz / 200-240 V (208-240 V EPact) / 380-480 V (416-480 V EPact), 60 Hz ¹⁾	112 86	112 96
219-242/380-420 V, 50 Hz ATEX Category 3 inside and 3 outside inside: II (i) 3G IIC T4 (50 Hz) outside: II (o) 3G IIC T3 (50 Hz)	140 180	140 190
Accessories		
Roots pump adaptor	168 30	168 30
AS 30-60 dust separator	186 16	186 16
MF 30-60 molecular filter	186 17	186 17
Dust filter		
Filter pot FH 40-65	140 140 T	140 140 T
Dust filter insert DF 40-65	140 141 S	140 141 S
Adsorption trap		
Filter pot FH 40-65	140 140 T	140 140 T
Adsorption filter insert RF 40-65	140 142 A	140 142 A
Accessories for dust filter and adsorption trap		
Active charcoal	178 10	178 10
Zeolite	854 20	854 20
Activated aluminium oxide, 1.3 kg (2 l approx.)	854 10	854 10
AF 40-65 exhaust filter	189 16	189 16
AR 40-65 exhaust filter with lubricant return	189 22	189 22
AK 40-65 condensate trap	188 16	188 16
OF 40-65 mechanical oil filter	101 92	101 92
CF 40-65 chemical oil filter	101 97	101 97
Connector for gas ballast inlet M 16 x 1.5 – DN 16 KF	168 40V01	168 40V01
Oil drain tap M 16 x 1.5	190 90	190 90
Spare Parts		
Inner body	E 200 10 933	E 200 10 944
Major maintenance kit (without oil)	EK 110 002 613	EK 110 002 612
Minor maintenance kit (without oil)	EK 110 002 624	EK 110 002 624
Shaft sealing ring replacement kit	EK 110 002 629	EK 110 002 629
Small parts kit	EK 110 002 636	EK 110 002 636
Seal kit	197 22	197 22
For further accessories see section “Accessories for TRIVAC E, B and BCS”		

¹⁾ Certification after 94/9/EG (ATEX), Category 3 inside. Inside: II (i) 3G IIC T4 (50 Hz), T3 (60 Hz)

KF Valve System

Bellows-Sealed Right-Angle Valves, manually operated

DN 10 KF to DN 40 KF



With Quick-Acting Knob

Simple and low-cost OPEN/CLOSED isolation valve, spring-closing, for quick actuation by only a 90 degree smooth turn of the knob.

- **Seals and opens against atmospheric pressure in both directions**
- **Rapid and convenient operation by handy knob**

With Rotary Knob

Versatile, continuously variable isolation valve with easily handled rotary knob, completely sealing when closed by hand.

- **Suitable as a coarse adjustment variable leak valve for flow control**
- **Allows carefully controlled venting of vacuum systems**
- **Seals and opens against differential pressures up to 2.5 bar in both directions**

Materials

Valve body: at choice aluminium alloy or stainless steel (1.4580)

Inner part: stainless steel

Gaskets: FPM O-ring gaskets

Valve top and rotary or quick-action knob: high-quality plastics, temperature-resistant up to 80 °C.

Note

For details on operation and applications please refer to page 5 in this catalogue section.

Dimensions	DN	10 KF	16 KF	25 KF	40 KF
a	mm	30	40	50	65
b	mm	36	36	60	80
c	mm	53 (49)	43 (49)	74 (69)	95 (83)
h	mm	103	113	144	174
s	mm	11 (15)	21 (25)	24 (29)	25 (37)

Dimensions in brackets apply to stainless steel valve bodies

Technical Data	DN	10 KF	16 KF	25 KF	40 KF
Conductance at molecular flow	$l \times s^{-1}$	1.6	3.0	12	32
Weight					
with aluminium body	kg	0.28	0.30	0.72	1.46
with stainless steel body	kg	0.42	0.42	1.24	2.38
Service life		> 200.000 operations			

Ordering Information	DN	10 KF	16 KF	25 KF	40 KF
With aluminium body and rotary knob	Cat.-No.	287 00	287 01	287 02	287 03
quick-action knob		287 10	287 11	287 12	287 13
With stainless steel body and rotary knob		288 00	288 01	288 02	288 03
quick-action knob		288 10	288 11	288 12	288 13

KF Small Flange Fittings and Components

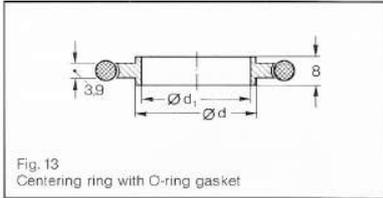


Fig. 13
Centering ring with O-ring gasket

Centering ring with O-ring gasket

DN		10 KF	16 KF	20 KF	25 KF	32 KF	40 KF	50 KF
d	mm	12	17	22	26	34	41	52
d ₁	mm	10.2	16	20.2	25	32.2	40	50.2
Alum. / NBR	Cat.-No.	183 21	183 26	183 22	183 27	183 23	183 28	183 25
Stainl. steel / FPM	Cat.-No.	883 21	883 46	883 22	883 47	883 23	883 48	883 25

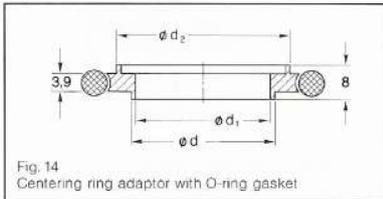


Fig. 14
Centering ring adaptor with O-ring gasket

Centering ring adaptor with O-ring gasket

DN		10/16 KF	20/25 KF	32/40 KF
d	mm	12	22	34
d ₁ /d ₂	mm	10.2/17	20.2/26	32.2/41
Alum. / NBR	Cat.-No.	183 56	183 57	183 58
Stainl. steel / FPM	Cat.-No.	883 56	883 57	883 58

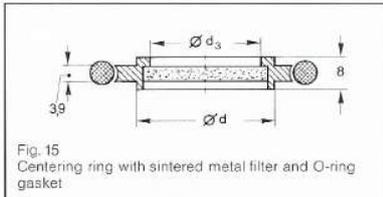


Fig. 15
Centering ring with sintered metal filter and O-ring gasket

Centering ring with sintered metal filter and O-ring gasket

DN		10 KF	16 KF	20 KF	25 KF	32 KF	40 KF	50 KF
d	mm	12	17	22	26	34	41	52
d ₃	mm	8.5	14.2	18	22.7	28	37.7	48
Alum. / NBR	Cat.-No.	183 61	183 66	183 62	183 67	183 63	183 68	183 65
Air throughput at 20°C and a differential pressure of 200 mbar ≈ 1 m ³ h ⁻¹ cm ² ; pore size: 20 μm								

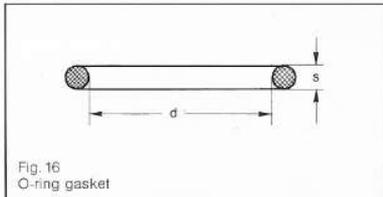


Fig. 16
O-ring gasket

Spare O-ring gaskets for KF small flange connections

DN		10 KF	16 KF	20 KF	25 KF	32 KF	40 KF	50 KF
d	mm	15	18	25	28	40	42	55
s	mm	5	5	5	5	5	5	5
NBR	Ref. No.	23950193	23950510	23950196	23950113	23950199	23950115	23950203
FPM	Ref. No.	23970123	23970176	23970125	23970506	23970127	23970516	23970504

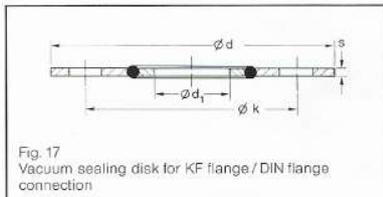


Fig. 17
Vacuum sealing disk for KF flange / DIN flange connection

Vacuum sealing disks (aluminium) for DIN 21 409 / 2501 flange connection

DN		50	Clamping flange 50
d	mm	140	DN 50 KF
d ₁	mm	50	on
k/s	mm	110/4	DN 50 DIN
Cat.-No.		167 45	169 65

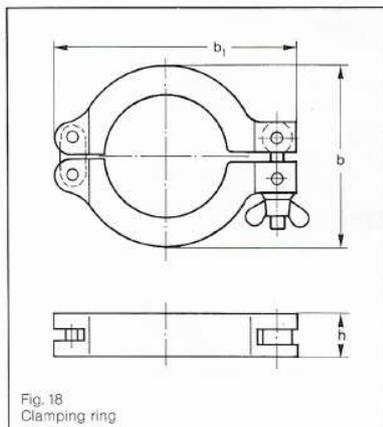


Fig. 18
Clamping ring

Clamping rings (aluminium)

DN		10/16 KF	20/25 KF	32/40 KF	50 KF
b	mm	44	55	70	95
b ₁	mm	62	73	90	123
h	mm	16	16	16	25
Cat.-No.		183 41	183 42	183 43	183 45

KF Small Flange Fittings and Components

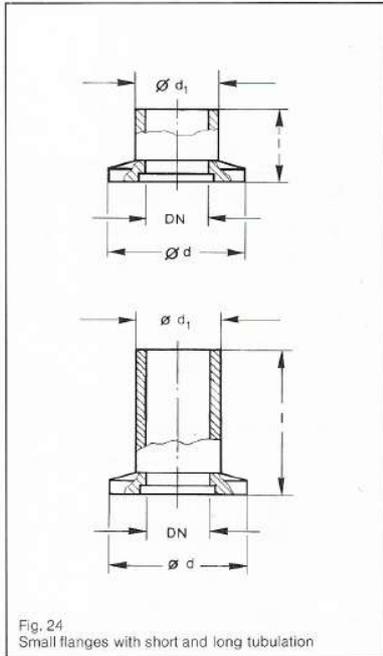


Fig. 24
Small flanges with short and long tubulation

Small flange with short tubulation

DN		10 KF	16 KF	20 KF	25 KF	32 KF	40 KF	50 KF
d	mm	30	30	40	40	55	55	75
d ₁	mm	15	20	25	30	38	44,5	55
l	mm	16	16	20	20	25	25	25
Carbon steel	Cat. No.	183 01	183 06	183 02	183 07	183 03	183 08	183 05
d ₁	mm	15	20	25	30	38	45	56
l	mm	16	16	20	20	20	20	20
Stainl. steel	Cat. No.	868 40	868 41	868 42	868 43	868 44	868 45	868 46

Small flange with long tubulation

DN		10 KF	16 KF	20 KF	25 KF	32 KF	40 KF	50 KF
d	mm	30	30	40	40	55	55	75
d ₁	mm	15	20	25	30	38	45	—
l	mm	55	55	55	55	55	55	—
Carbon steel	Cat. No.	183 91	183 94	183 92	183 95	183 93	183 96	—
d ₁	mm	15	20	25	30	38	45	56
l	mm	40	40	40	40	40	40	40
Stainl. steel	Cat. No.	868 50	868 51	868 52	868 53	868 54	868 55	868 56

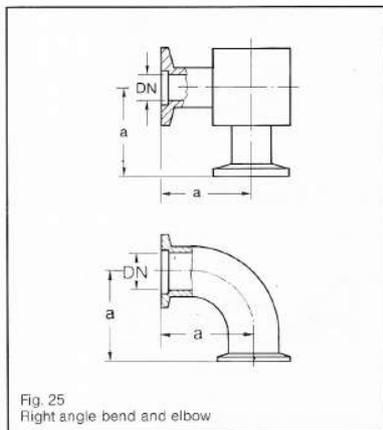


Fig. 25
Right angle bend and elbow

Elbow (right-angle bend)

DN		10 KF	16 KF	20 KF	25 KF	32 KF	40 KF	50 KF
a	mm	30	40	50	50	50	65	70
Alum.	Cat. No.	184 31	184 36	184 32	184 37	184 33	184 38	184 35
Stainl. steel	Cat. No.	884 60¹⁾	884 61¹⁾	—	884 62¹⁾	—	884 64	884 65

¹⁾ right-angle bend

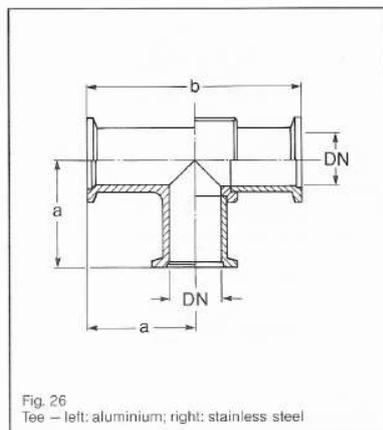


Fig. 26
Tee — left: aluminium; right: stainless steel

Tee

DN		10 KF	16 KF	20 KF	25 KF	32 KF	40 KF	50 KF
a	mm	30	40	50	50	50	65	70
b	mm	60	80	100	100	100	130	140
Alum.	Cat. No.	184 01	184 06	184 02	184 07	184 03	184 08	184 05
Stainl. steel	Cat. No.	884 70	884 71	—	884 72	—	884 74	884 75

Cross

DN		10 KF	16 KF	20 KF	25 KF	32 KF	40 KF	50 KF
a	mm	35 ¹⁾	40	50	50	50	65	70
a ₁	mm	25 ¹⁾	40	50	50	50	65	70
Alum.	Cat. No.	184 11	184 71	184 72	184 74	184 73	184 75	184 76
Stainl. steel	Cat. No.	884 80	884 85	—	884 86	—	884 87	—

¹⁾ Cross of stainless steel: 30 mm

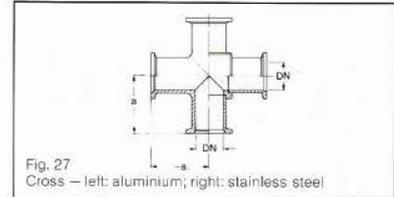


Fig. 27
Cross – left: aluminium; right: stainless steel

Cross with 2 lateral DN 10 flanges

DN		20/10 KF	25/10 KF	32/10 KF	40/10 KF	50/10 KF
a	mm	35	35	35	50	50
a ₁	mm	30	35	35	50	50
Alum.	Cat. No.	184 12	184 17	184 13	184 19	184 15
a	mm	—	50	—	65	—
a ₁	mm	—	37	—	45	—
Stainl. steel	Cat. No.	—	884 92	—	884 94	—

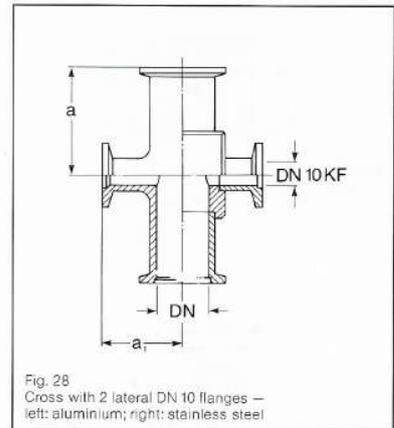


Fig. 28
Cross with 2 lateral DN 10 flanges – left: aluminium; right: stainless steel

Reducer

DN / KF		20/10	32/20	32/10	50/32	25/16	40/25	50/40	40/16
Alum.	Cat. No.	183 82	183 83	183 84	183 85	183 86	183 87	183 88	183 89
Stainl. steel	Cat. No.	—	—	—	—	885 15	885 16	885 17	885 18

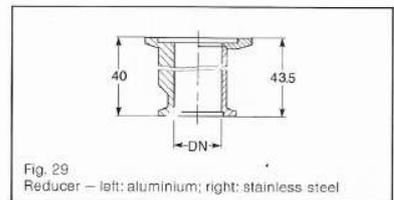


Fig. 29
Reducer – left: aluminium; right: stainless steel

Bellows (stainless steel)

DN		10 KF	16 KF	25 KF	40 KF	50 KF
l	mm	70	70	80	100	100
Max. flex. extension	mm	6.5	10.5	13	16	20
Compression / tension	mm	3.9/2.6	6.3/4.2	7.8/5.2	9.6/6.4	12.8
	Cat. No.	872 40	872 41	872 43	872 45	872 46
Max. angular motion degree		± 23	± 21	± 17	± 15	± 15
Lateral motion	mm	6.5	10.5	13	18	16

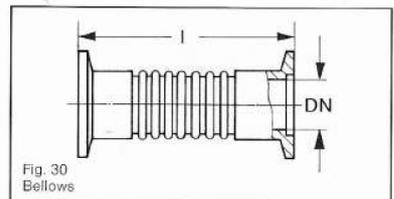


Fig. 30
Bellows

Flexible vacuum tubing (stainless steel)

DN		10 KF	16 KF	20 KF	25 KF	32 KF	40 KF	50 KF
l = 250 mm	Cat. No.	867 80	867 81	—	867 83	—	867 85	—
l = 500 mm	Cat. No.	867 90	867 91	—	867 93	—	867 95	867 96
l = 1000 mm	Cat. No.	868 00	868 01	—	868 03	—	868 05	868 06
Bending radius (min. 3 x O.D.)	mm	44	68.5	68.5	103	129	198	—

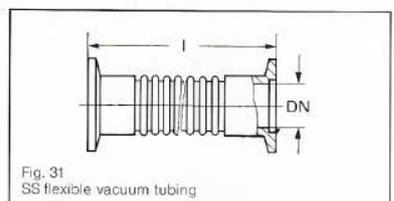


Fig. 31
SS flexible vacuum tubing

PVC coiled vacuum tubing

DN		10 KF	16 KF	20 KF	25 KF	32 KF	40 KF
l = 500 mm	Cat. No.	185 71	185 76	185 72	185 77	185 73	185 78
l = 1000 mm	Cat. No.	185 91	185 96	185 92	185 97	185 93	185 98

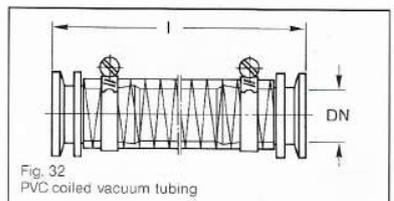


Fig. 32
PVC coiled vacuum tubing

VSR

The combination of piezo and Pirani sensor in the digital VSR vacuum transducer offers high precision and excellent resolution in the rough and fine vacuum range.

Microcontroller intelligence automatically manages the optional interplay of both vacuum sensors.

Smartline represents cutting edge technology providing safe, precise and cost effective process control.

Typical Applications

- Load locks
- Analysis technology
- Coating plants
- Vacuum furnaces
- Leakage tests
- Operational control of roughing pumps
- Process engineering
- Mass spectrometers
- Safety circuits in vacuum systems

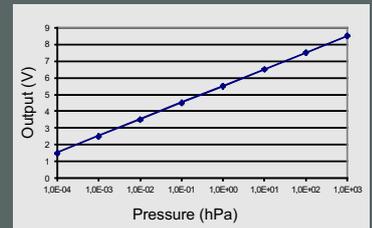
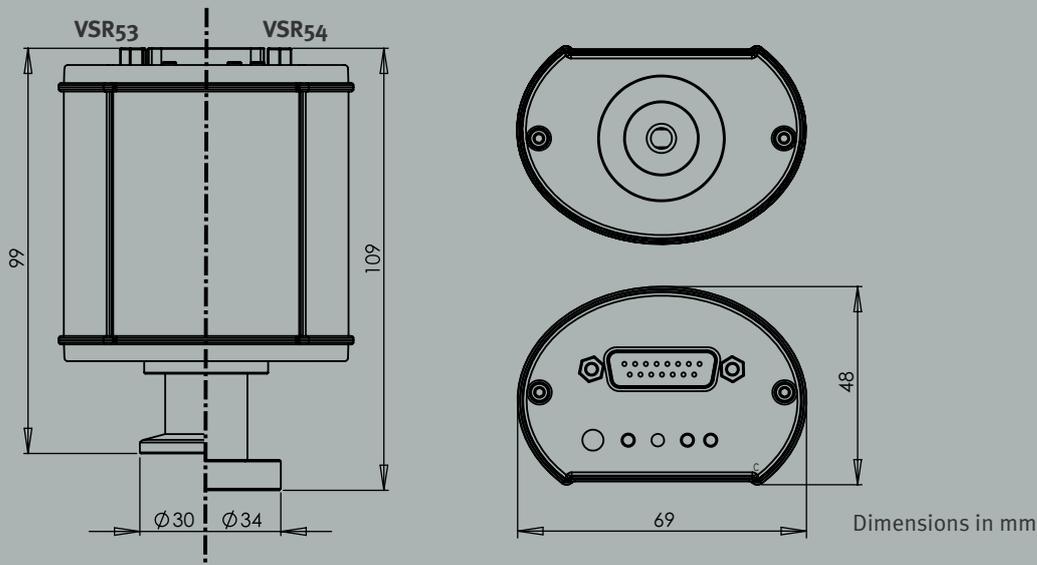
Smartline Vacuum Transducer Absolute Pressure 1200 to 1×10^{-4} mbar



Smartline

Benefits

- Wide measuring range due to combination sensor piezo / Pirani
- High accuracy and optimal resolution over the whole measuring range
- Two independent, potential-free relay switch points
- Short response time
- Excellent reproducibility and long term stability
- Small measuring cell volume e. g. 2 cm^3 for VSR53D
- Metal sealed stainless steel sensor, suitable for UHV applications
- Filament is protected against oil and solvent vapors by a metal screen
- Stable measurements due to optimized temperature compensation
- Easily replaceable sensor heads with stored calibration data
- Measurements independent of gas type above 20 mbar and adjustable gas type correction factors for Pirani sensor
- LEDs for device status and switch points
- Digital RS485 interface and additional analog output signal 1.5-8.58 V or EtherCAT
- Digital adjustment of zero and atmospheric pressure via pushbutton or interface
- Large, integrated LCD display with background illumination (VSR53DL, VSR54DL)
- Display flashes in bright red color in case of error, compared to green lighting in the normal mode (VSR53DL, VSR54DL)
- Easy connection with PLCs
- The digital output signal can be transmitted error-free over long distances (up to 500 m)
- Baud rate 9.6 kBd to 115 kBd
- Rugged, EMI-proof metal housing
- Protection class IP54 (VSR53E, VSR54E)
- Suitable for Thyracont 2 and 4 channel display and control units VD12 / VD10
- Vacuum connection using stainless steel small flange DN 16 ISO-KF or conflat flange DN 16 CF-F



$$V_{\text{out}} (\text{V}) = \log(p(\text{hPa})) + 5.5$$

$$p (\text{hPa}) = 10^{(V_{\text{out}}(\text{V}) - 5.5)}$$

Technical Data

Measuring Principle	Diaphragm piezo resistive / Pirani
Materials In Contact With Vacuum	Stainless steel 1.4307, nickel, gold, silicon oxide, tungsten, glass
Measurement Range	1200 - 1 x 10 ⁻⁴ mbar (900 - 1 x 10 ⁻⁴ Torr), max. overpressure 4 bar abs.
Accuracy	1200 - 10 mbar: ±0.3% full scale 10 - 2 x 10 ⁻³ mbar: ±10% from reading
Repeatability	1200-10 mbar: ±0.1% full scale, 10-2x10 ⁻³ mbar: ±2% from reading
Reaction Time	1200 - 10 mbar: < 30ms (piezo) 10 - 2 x 10 ⁻³ mbar: < 100 ms (Pirani)
Voltage Supply	20 - 30 VDC
Electrical Connection	VSR53D/DL, VSR54D/DL: SubD 15pol., male, lockable VSR53E, VSR54E: M12 circular connector, female, lockable, 1x A standard, 5pol., 2x D coded, 4 pol.
Power Consumption	2.5 W, additionally 0.8 W for EtherCAT / relays /LCD
Operating Temperature	+5...+60°C (rel. humidity max. 80% at 30°C noncondensing)
Storage Temperature	-40...+65°C
Max. Bake Out Temperature	125°C at the flange
Output Signal	0-10 VDC, measuring range 1.5 to 8.58 VDC, logarithmic, 1V / decade, load resistor > 10 k Ω (VSR53D/DL, VSR54D/DL)
Serial Interface	RS485: 9.6 kBd to 115 kBd, address switch 1 - 16
Switch Points	2 switch-over relays, 50 VAC / 2 A, 30 VDC / 2 A, max. 60 VA
Vacuum Connection	DN 16 ISO-KF (VSR53), DN 16 CF-F (VSR54)
Protection Class	IP54 (VSR53E, VSR54E), IP40 (VSR53D/DL, VSR54D/DL)
Weight	220 g (VSR53D)

Product Codes

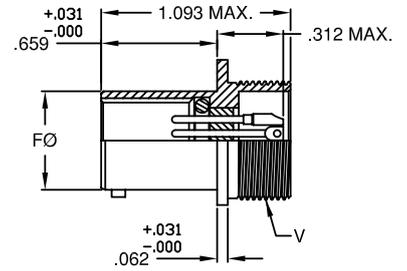
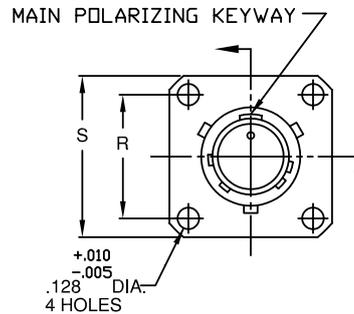
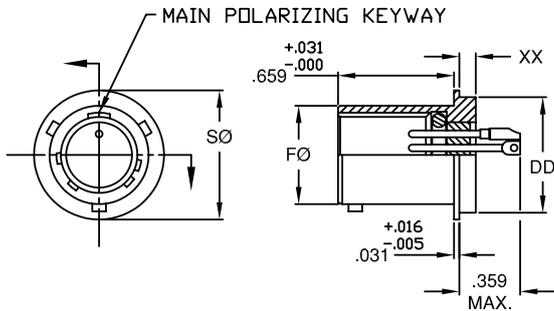
- VSR53D**
 Combi transducer piezo-Pirani,
 1200 - 1 x 10⁻⁴ mbar,
 DN16 ISO-KF connection,
 output RS485 and 0-10V
- VSR53DL**
 As VSR53D, with LCD display
- VSR53E**
 As VSR53D,
 output RS485 and EtherCAT
- VSR54D**
 Combi transducer piezo-Pirani,
 1200 - 1 x 10⁻⁴ mbar,
 DN16 CF-F connection,
 output RS485 and 0-10V
- VSR54DL**
 As VSR54D, with LCD display
- VSR54E**
 As VSR54D,
 output RS485 and EtherCAT

Accessories:

- SLN4**
 Plug-in power supply 24 V
- SLKUSB**
 Interface converter RS485-USB
- VGR**
 VacuGraph™ software for Windows
- W1515002**
 Measuring cable for VD12 and
 VD10, shielded, 2 m
- W1515006**
 As W1515002, 6 m
- W1515020**
 As W1515002, 20 m
- Replacement sensor heads**
 B_VSR53, B_VSR54
 Alterations reserved (VSR403)

MINIATURE HERMETIC ELECTRONIC CONNECTORS—DJL SERIES

MIL-DTL-38999 SERIES I TYPE, COMMERCIAL EQUAL
HERMETIC GLASS-TO-METAL SEALED
(VACUUM / PRESSURE FEED THRU)

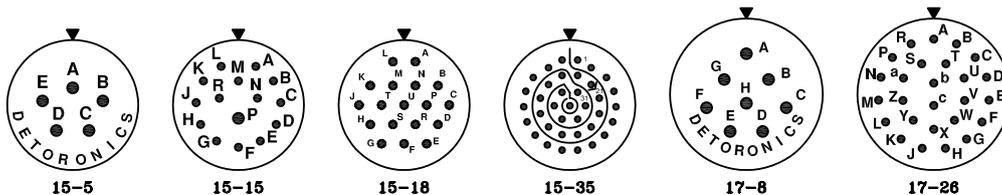
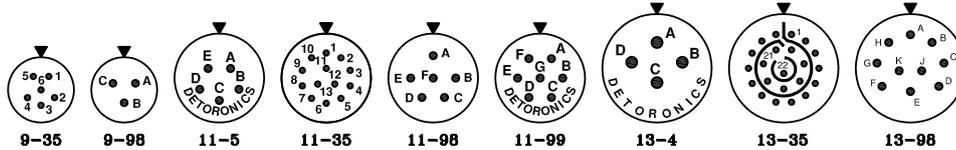


DJLT1H - SOLDER MOUNT CONNECTORS (MS27471 TYPE)

PART NO.	FØ +.001 -.005	DD +.001 -.005	SØ ±.016	XX MAX.
DJLT1H-9-*PN	.572	.672	.750	.187
DJLT1H-11-*PN	.700	.781	.844	.187
DJLT1H-13-*PN	.850	.906	.969	.187
DJLT1H-15-*PN	.975	1.031	1.094	.187
DJLT1H-17-*PN	1.100	1.156	1.218	.187

DJLT02H - SQUARE FLANGE MOUNT CONNECTORS (MS27469 TYPE)

PART NO.	FØ +.001 -.005	S ±.016	R (TYP.) BSC	V THREAD UNEF-2A †
DJLT02H-9-*PN	.572	.938	.719	.6875-24
DJLT02H-11-*PN	.700	1.031	.812	.8125-20
DJLT02H-13-*PN	.850	1.125	.906	.9375-20
DJLT02H-15-*PN	.975	1.219	.969	1.0625-18
DJLT02H-17-*PN	1.100	1.312	1.062	1.1875-18



ENGAGING FACE PIN INSERTS

* ADD DESIRED INSERT ARRANGEMENT.

▼ = INSERT ARRANGEMENT IS SHOWN IN NORMAL POSITION.

† AFTER PLATING, SUBJECT TO ACCEPTANCE USING A BASIC CLASS 3A GO GAGE.

H = O-RING. IF SILICONE INTERFACIAL SEAL IS REQUIRED, SUBSTITUTE 'Y' FOR 'H' IN PART NUMBER.

OTHER SHELL SIZES, PIN PATTERNS AND INSERT POSITIONS MAY BE AVAILABLE - CONSULT FACTORY.

MATERIAL: STANDARD IS CRS SHELL AND 52 NICKEL ALLOY PINS AND SILICONE O-RING ONLY.

STANDARD PIN IS SOLDER CUP. OTHER PIN TYPES ALSO AVAILABLE (EYELET, STRAIGHT) - CONSULT FACTORY.

STANDARD FINISH IS TIN PLATED SHELL AND PINS.

OTHER FINISHES ALSO AVAILABLE (GOLD, NICKEL, OLIVE DRAB, etc.) - CONSULT FACTORY.

SPECIALS CAN BE SUPPLIED TO MEET CUSTOMER SPECIFICATIONS - CONSULT FACTORY.

OUR CONNECTORS MATE WITH ANY PLUG WITH SOCKET CONTACTS WHICH MEET THE DIMENSIONAL REQUIREMENTS OF MIL-DTL-38999 AND MS27467.

GENERAL SPECIFICATIONS

AIR LEAKAGE: 1×10^{-7} CM³/SEC AT 15psi

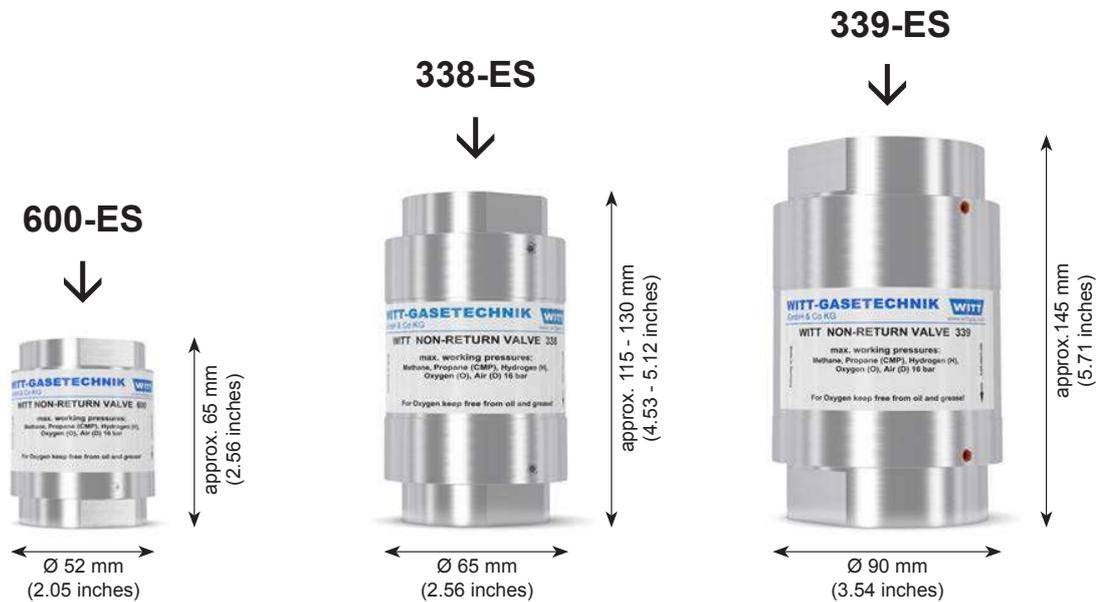
INSULATION RESISTANCE: 5,000 megohms AT 500VDC

OPERATING TEMPERATURE: 39°F TO +201°F (4°C TO +90°C)

DETORONICS CORPORATION
10660 EAST RUSH STREET, SO. EL MONTE, CA 91733
TELE: (626) 579-7130 FAX: (626) 579-1936
www.detoronics.com

NON-RETURN VALVES STAINLESS STEEL

600-ES / 338-ES / 339-ES



WITT non-return valves for reliable protection against dangerous reverse gas flow. Every non-return valve 100% tested.

Benefits

- a spring loaded non-return valve prevents back feeding of gases which could lead to unwanted gas mixtures
- low pressure drops – using complex valve assembly with low opening pressures
- no leaks – using of a spring loaded valve assembly with elastomer sealing
- stainless steel filter (100 µm) in the gas inlet protects the non-return valve against dirt contamination, extending the service life
- diverse applications – useful for many technical gases

Operation / Usage

- non-return valves are used to protect equipment and pipelines against dangerous reverse gas flow. Use is possible for applications according to EN 746-2
- ideal for use with corrosive gases in the chemical industry, process technology or in the laboratory area

- WITT non-return valves may be mounted in any position / orientation
- the maximum ambient / working temperature is 70 °C / 158 °F

Maintenance

- annual testing of the non-return valve and body leak tightness is recommended
- WITT is happy to supply special test equipment
- non-return valves are only to be serviced by the manufacturer. The dirt filter may be replaced by competent staff

Approvals

Company certified according to ISO 9001 and PED 97/23/EC Module H

CE-marked according to:
- PED 97/23/EC

Cleaned for Oxygen Service according to:

- EIGA IGC Doc 13/12/E: Oxygen Pipeline and Piping Systems

Model	Max. working pressure [bar]	Material	Weight [g]	Connection [inch]	Order No.
600-ES	Town gas (C) Natural gas (M) LPG (P)	16	681	G 1/2	037-017
			615	G 3/4	037-033
			540	G 1	037-018
338-ES	Hydrogen (H) Oxygen (O) Compressed air (D) corrosive and non-flammable gases	Stainless steel Elastomer	1,500	G 1	038-064
			2,665	G 1.1/2	038-014
339-ES			2,633	G 2	038-022

Other connections available upon request

NON-RETURN VALVES STAINLESS STEEL

600-ES / 338-ES / 339-ES

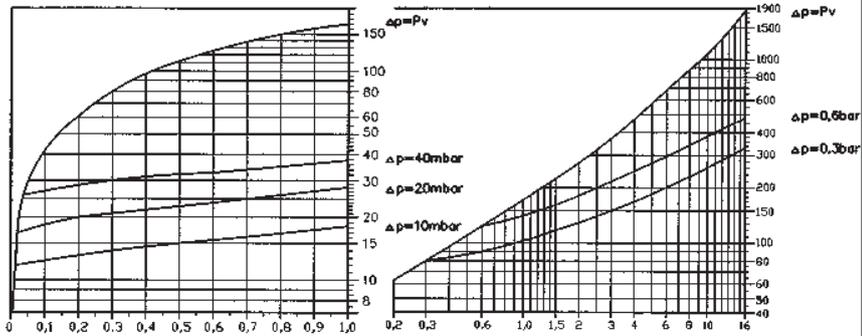


600-ES

Flow diagram for air (20 °C / 68 °F)

Conversion factors:

Butane	x 0.68
Natural Gas	x 1.25
Methane	x 1.33
Propane	x 0.80
Oxygen	x 0.95
Town gas	x 1.54
Hydrogen	x 3.75



Standard volume flow [Nm³/h]
(1013 mbar / 14.7 psi, 0 °C / 32 °F)

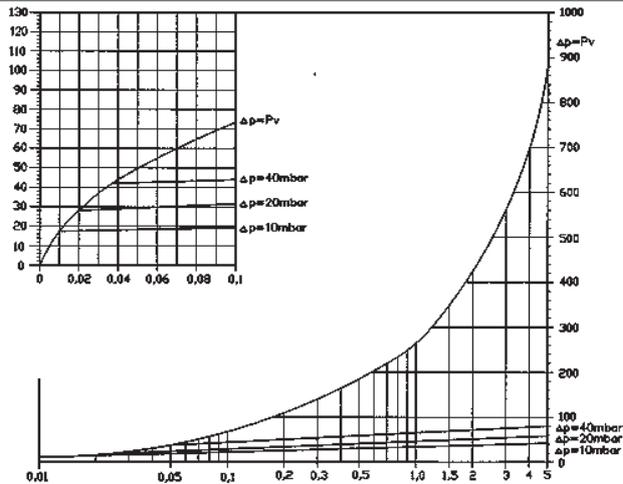
Inlet pressure: P_V [bar] Opening pressure: 4 mbar

338-ES

Flow diagram for air (20 °C / 68 °F)

Conversion factors:

Butane	x 0.68
Natural Gas	x 1.25
Methane	x 1.33
Propane	x 0.80
Oxygen	x 0.95
Town gas	x 1.54
Hydrogen	x 3.75



Standard volume flow [Nm³/h]
(1013 mbar / 14.7 psi, 0 °C / 32 °F)

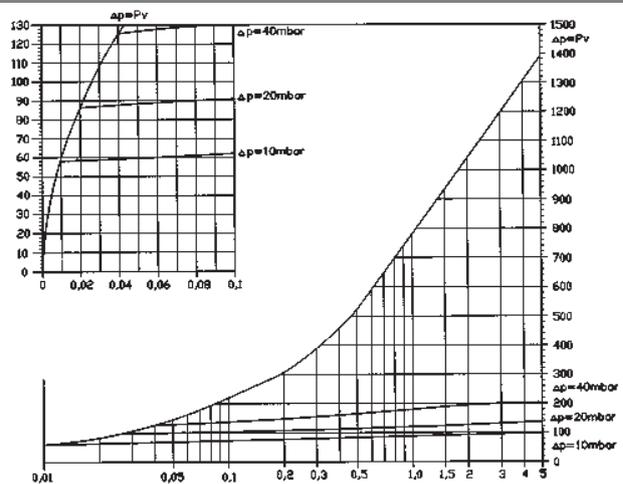
Inlet pressure: P_V [bar] Opening pressure: 6 mbar

339-ES

Flow diagram for air (20 °C / 68 °F)

Conversion factors:

Butane	x 0.68
Natural Gas	x 1.25
Methane	x 1.33
Propane	x 0.80
Oxygen	x 0.95
Town gas	x 1.54
Hydrogen	x 3.75



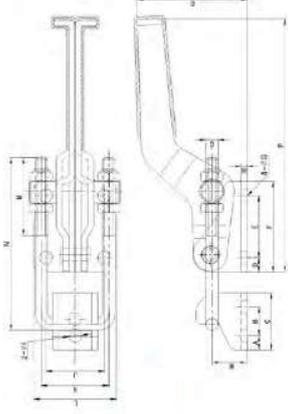
Standard volume flow [Nm³/h]
(1013 mbar / 14.7 psi, 0 °C / 32 °F)

Inlet pressure: P_V [bar] Opening pressure: 5 mbar

CH-431



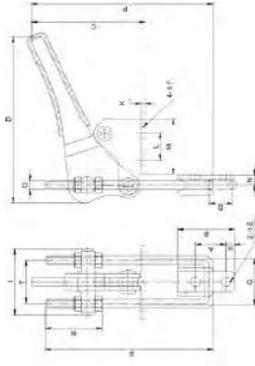
CH-40323(SS) TO CH-40341(SS)



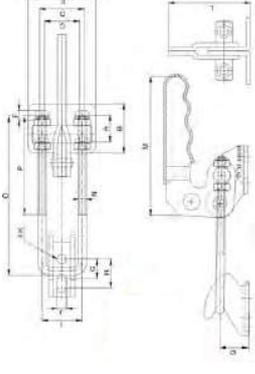
CH-40324



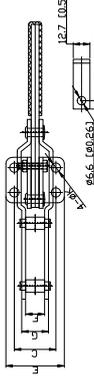
CH-40324(SS) TO CH-4344(SS)



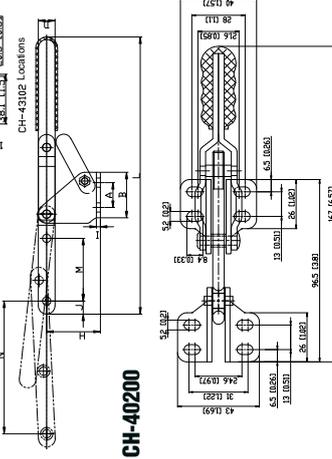
CH-40820 TO CH-40870



CH-43101 AND CH-43102



CH-40200



CH-40840



CH-43102



CH-43101



CH-40200



MODEL	HOLDING CAPACITY N [kN]	WEIGHT kg [lb]
CH-40323(SS)	1630(365.75)	0.07(0.15)
CH-431(SS)	3180(715.5)	0.22(0.50)
CH-40341(SS)	900(202.5)	0.68(1.50)

Material : Steel. The product with(SS) mark is available also in stainless steel.

MODEL	A	B	C	D	E	F	G	H	ØI	J	K	L	M	N	O	P	Q	W	
CH-40324(SS)	50.20	100.30	200.70	5.20(20)	15.90(63)	26.21(103)	4.40(17)	20.08	4.40(17)	19.0(75)	28.21(11)	24.0(95)	57.2(23)	29.31(15)	73.2(29)	M4	P=0.7	12(4.7)	
CH-431(SS)	6.0(2.7)	126.4(7)	25.4(1.0)	6.40(25)	19.0(75)	39.7(1.56)	6.7(0.26)	30.1(12)	63.0(25)	31.6(1.25)	271.0(106)	44.4(1.75)	381.5(150)	879.4(35)	41.3(1.63)	123.7(4.87)	M5	P=0.8	12.2(0.48)
CH-40341(SS)	9.5(0.37)	19.2(0.76)	38.1(1.50)	9.5(0.37)	41.3(1.63)	60.3(2.38)	8.6(0.34)	40.1(1.6)	8.50(33)	39.1(1.50)	44.5(1.75)	54.2(2.13)	52.2(2.05)	115.4(4.53)	74.2(2.92)	168.5(6.64)	M5	P=1.25	23.2(0.91)

Material : Steel. The product with(SS) mark is available also in stainless steel.

MODEL	HOLDING CAPACITY N [kN]	WEIGHT kg [lb]
CH-40324(SS)	225(50.625)	0.10(2.2)
CH-40334(SS)	450(101.25)	0.23(0.54)
CH-40344(SS)	900(202.5)	0.68(1.48)

Material : Steel. The product with(SS) mark is available also in stainless steel.

MODEL	A	B	C	D	ØE	ØF	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T
CH-40324(SS)	14.9(5.98)	25.4(1.0)	53.3(2.1)	79.3(3.1)	4.40(17)	5.30(21)	M4P=0.7	40.1(16)	31.1(12)	20.0(8)	19.0(75)	28.2(1.1)	11.10(4.4)	65.5(26)	22.0(8.7)	26.5(1.04)	28.5(3.09)	29.5(1.16)	14.4(4.9)	28.1(1.1)
CH-40334(SS)	23.6(8.8)	38.1(1.5)	61.2(2.4)	126.4(5)	7.1(0.28)	M5P=1	7.1(0.28)	41.3(1.63)	30.1(12)	19.0(75)	33.3(1.3)	8.70(34)	17.5(6.89)	103.8(4.07)	25.4(1.0)	6.5(1.6)	11.4(4.5)	28.1(1.1)		
CH-40344(SS)	271.0(106)	54.2(2.1)	38.73(1.5)	130.2(5.1)	8.70(34)	M5P=1.25	9.5(0.37)	60.3(238)	40.1(16)	31.6(1.25)	271.0(106)	28.2(1.1)	19.0(75)	33.3(1.3)	19.0(75)	38.5(1.44)	39.2(1.5)	14.6(0.7)	44.5(1.7)	

Material : Steel. The product with(SS) mark is available also in stainless steel.

Unit : mm [in.]

MODEL	HOLDING CAPACITY N [kN]	WEIGHT kg [lb]
CH-40820	200(450)	0.12(0.26)
CH-40840	250(562.5)	0.36(0.67)
CH-40870	700(1575)	0.71(1.54)
CH-43101	1700(3825)	0.31(0.68)
CH-43102	543(1200)	0.51(1.10)
CH-40200	200(450)	0.15(0.34)

Material : Steel.

MODEL	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	ØK	L	M	N	O	P	Q
CH-40820	130.5(5.1)	281.0(11.0)	190.7(7.5)	24.0(0.95)	38.1(1.5)	5.20(20)	11.0(4.3)	16.0(6.3)	38.1(1.5)	5.20(20)	5.20(20)	46.1(1.8)	63.2(2.5)	58.2(2.3)	12.9(0.51)		
CH-40840	190.7(7.5)	351.3(13.8)	250.0(9.8)	32.1(1.26)	48.1(1.89)	6.50(26)	14.0(5.5)	20.0(8.0)	28.1(1.1)	6.50(26)	6.50(26)	59.2(2.3)	100(3.94)	88.1(3.47)	114.5(4.5)	60.2(2.38)	20.7(0.82)
CH-40870	321.2(12.6)	512.0(20.1)	381.4(14.9)	45.7(1.77)	62.2(2.4)	8.50(33)	19.0(7.5)	27.1(1.06)	44.4(1.75)	8.50(33)	8.50(33)	82.3(3.2)	117.4(4.6)	108.1(4.25)	15.5(0.61)	60.2(2.38)	24.2(0.95)
CH-43101	190.7(7.5)	381.4(14.9)	31.6(1.25)	12.7(0.50)	44.4(1.74)	14.4(0.56)	20.0(8.0)	31.6(1.25)	30.1(1.18)	10.0(39)	7.1(0.28)	21.8(0.87)	49.1(1.93)	10.0(39)			
CH-43102	31.6(1.25)	48.1(1.90)	45.2(1.77)	19.0(7.5)	64.4(2.52)	14.3(0.56)	20.0(8.0)	62.2(2.46)	30.1(1.18)	9.5(0.37)	9.5(0.37)	24.1(0.95)	76.7(3.01)	84.3(3.33)			

Material : Steel.

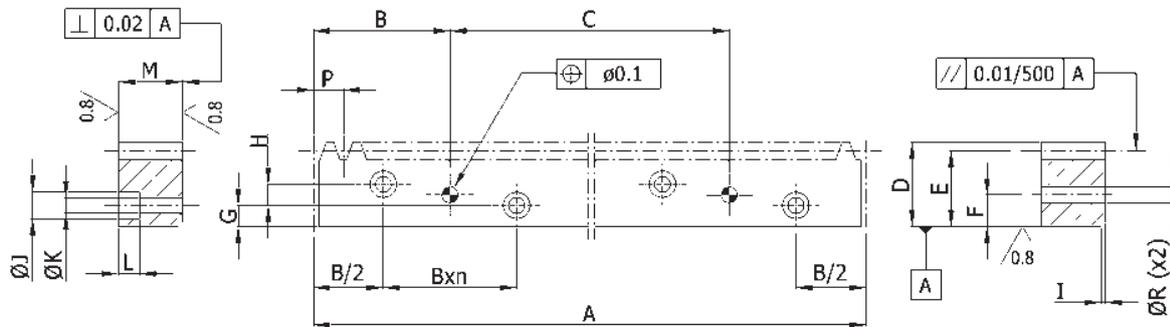
CREMALLERA DENTADO RECTO

Tipo **CKR-CT**



- Ángulo de presión: 20°.
- Z = Número de dientes.

- Ejemplo de pedido: **CKR-I-CTZ-0300/0500**.

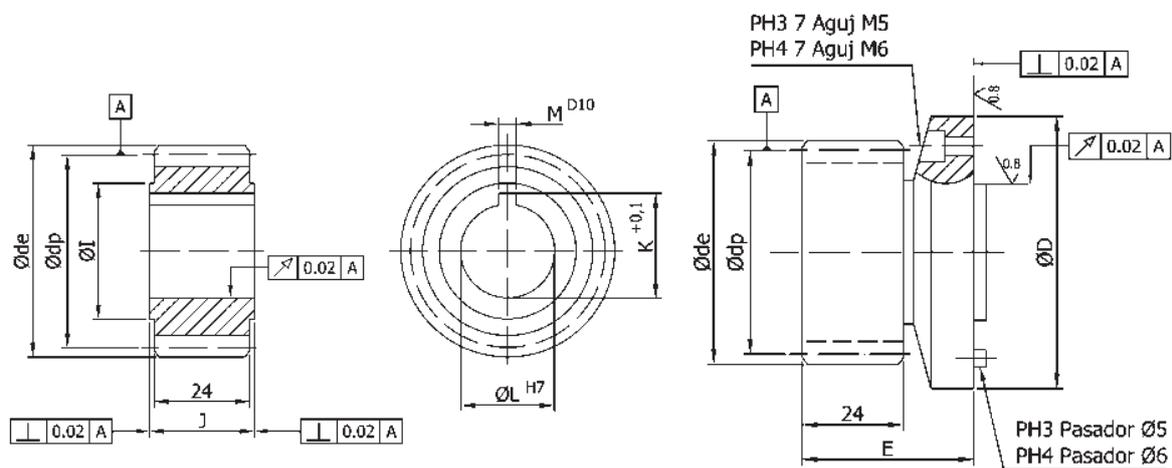


Denominación	Módulo	P	Z	A	B	C	D	E	F
200/0500	2	6,28	80	502,65	62,83	377,0	26	24 ^{-0,02} _{-0,07}	9,5
200/1000	2	6,28	160	1005,31	62,83	879,6	26	24 ^{-0,02} _{-0,07}	9,5
200/1500	2	6,28	240	1507,96	62,83	1382,3	26	24 ^{-0,02} _{-0,07}	9,5
300/0500	3	9,42	54	508,94	63,62	381,7	35	32 ^{-0,02} _{-0,07}	11,25
300/1000	3	9,42	108	1017,88	63,62	890,6	35	32 ^{-0,02} _{-0,07}	11,25
300/1500	3	9,42	162	1526,81	63,62	1399,6	35	32 ^{-0,02} _{-0,07}	11,25
400/0500	4	12,57	40	502,65	62,83	377,0	45	41 ^{-0,02} _{-0,07}	14
400/1000	4	12,57	80	1005,31	62,83	879,6	45	41 ^{-0,02} _{-0,07}	14
400/1500	4	12,57	120	1507,96	62,83	1382,3	45	41 ^{-0,02} _{-0,07}	14
500/0500	5	15,71	32	502,65	62,83	377,0	60	55 ^{-0,02} _{-0,10}	20
500/1000	5	15,71	64	1005,31	62,83	879,0	60	55 ^{-0,02} _{-0,10}	20
500/1500	5	15,71	96	1507,96	62,83	1382,2	60	55 ^{-0,02} _{-0,10}	20
600/0500	6	18,85	27	508,94	63,62	381,7	65	59 ^{-0,02} _{-0,10}	20
600/1000	6	18,85	54	1017,88	63,62	890,6	65	59 ^{-0,02} _{-0,10}	20
600/1500	6	18,85	81	1526,81	63,62	1399,6	65	59 ^{-0,02} _{-0,10}	20
800/0500	8	25,13	20	502,65	62,83	377,0	85	77 ^{-0,02} _{-0,10}	25,5
800/1000	8	25,13	40	1005,31	62,83	879,6	85	77 ^{-0,02} _{-0,10}	25,5
800/1500	8	25,13	60	1507,96	62,83	1382,3	85	77 ^{-0,02} _{-0,10}	25,5
1000/0500	10	31,42	16	502,65	62,83	377,0	105	95 ^{-0,02} _{-0,10}	31,5
1000/1000	10	31,42	32	1005,31	62,83	879,6	105	95 ^{-0,02} _{-0,10}	31,5
1000/1500	10	31,42	48	1507,96	62,83	1382,3	105	95 ^{-0,02} _{-0,10}	31,5

PIÑÓN DENTADO RECTO $m = 2$

Tipo **PKR-200**

- Material: 18NiCrMo5 (UNE **F 1540**). Dientes cementado templado **HRc 58÷62**.
- Precisión dentado: Clase 6 **DIN 3962**, Acabado dientes (Ra): 0,8.
- Ángulo de presión: 20°.
- Ejemplo de pedido: **PKR-III-200-24/ PH3**



Piñón NORMAL

Piñón PH

Para dimensiones de la norma **ISO 9409** ver página 70

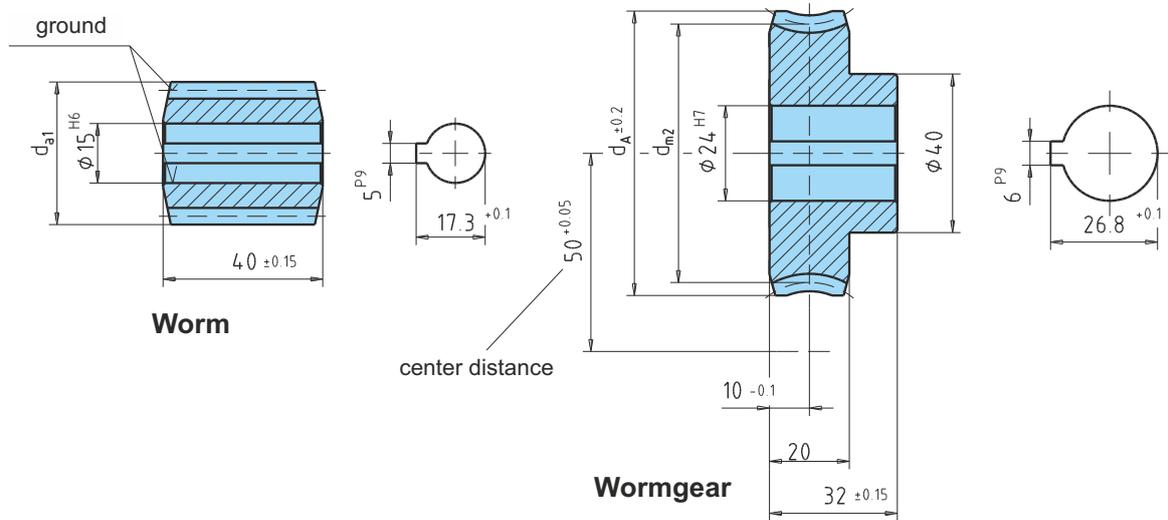
Z	de	dp	Piñón PH3		Piñón PH4		Piñón NORMAL				
			D	E	D	E	L H7	M D10	I	J	K ^{+0,1}
24	52	48	40	42	63	46	16	5	40	26	17.7
26	56	52	40	42	63	46	22	6	44	26	24.2
28	60	56	40	42	63	46	22	6	48	26	24.2
30	64	60	40	42	63	46	22	6	52	26	24.2
32	68	64	40	42	63	46	32	10	56	26	34.4

El **Piñón PH** está especialmente indicado para su fijación con los reductores con nariz **ISO 9409** (Reductores tipo PH, PHA, PHK, PHKX) presentes en este catálogo.

El número de dientes que aparecen en esta tabla son considerados los indicados para cada tipo de PH. Bajo pedido es posible diseñar piñones de cualquier forma y número de dientes.

METRIC

A50 (50 mm center distance)



pressure angle 15°

i = gear ratio
 α_m = lead angle
 m = module
 z_1 = number of threads
 d_{m1} = pitch diameter (worm)

d_{a1} = tip diameter (worm)
 z_2 = No. of teeth
 d_{m2} = pitch diameter (worm gear)
 d_A = max. diameter (worm gear)
 T_2 = output torque

MG = mineral grease
 MO = mineral oil / synthetic grease
 SO = synthetic oil

Catalog	i	α_m	m	worm			wormgear			T ₂ [Nm] No. Bronze		
				z ₁	d _{m1}	d _{a1}	z ₂	d _{m2}	d _A	MG	MO	SO
A50U4	4.25:1	25°51'	3.5	4	32.1	39.1	17	67.9	77	34	40.8	51
A50U6	6:1	19°17'	3.5	3	31.8	38.8	18	68.2	77	52	62.4	78
A50U9	8.66:1	13°52'	2.5	3	31.29	36.29	26	68.71	77	64.3	77.1	96.4
A50U12	12:1	10°23'	2.75	2	30.5	36	24	69.5	77	66.4	79.6	99.6
A50U14	13.5:1	9°38'	2.5	2	29.9	34.9	27	70.1	77	62.8	75.4	94.2
A50U19	19:1	6°17'	3.5	1	32	39	19	68	77	78.2	93.8	117.3
A50U23	23:1	5°38'	3	1	30.58	36.58	23	69.42	77	71.1	85.3	106.6
A50U27	27:1	4°40'	2.5	1	30.73	35.73	27	69.27	77	64.5	77.4	96.7
A50U35	35:1	3°51'	2	1	29.78	33.78	35	70.22	77	56.7	68	85
A50U46	46:1	2°47'	1.5	1	30.85	33.85	46	69.15	74	50.6	60.7	75.9
A50U55	55:1	2°19'	1.25	1	30.9	33.4	55	69.1	74	46.2	55.4	69.3
A50U69	69:1	1°51'	1	1	30.9	32.9	69	69.1	74	41.4	49.6	62.8

All worms and worm gears stocked right hand only, worm made of case hardened and ground steel (HV 620 - 700). Worm gear made of CuZn37Mn3Al2PbSi-S40 or at request of plastic or Hgw 2083.

Subject to technical changes

Servicio de Nitrógeno Líquido



Localización

Instituto Universitario de Bio-Orgánica
"Antonio González". Campus de Anchieta

Correo del servicio

snlsegai@ull.es

Teléfonos de contacto

922 318 595

CONCEPTO	PRECIOS (€) PARA DISTINTOS TIPOS DE USUARIO		
	ULL	OPI	EMPRESAS
Nitrógeno líquido / litro	1,00	1,60	2,70

Tarifas de las prestaciones de servicio que oferta el **Servicio General de Apoyo a la Investigación (SEGA)** de la Universidad de La Laguna para los investigadores de la propia universidad (**Tarifa ULL**), los organismos públicos de investigación y otras universidades (**Tarifa OPI**), y empresas o privados (**Tarifa Empresas**), salvo existencia de un convenio específico.

Los importes indicados no incluyen el IGIC.

Las tarifas a aplicar cubren como mínimo los gastos de material fungible utilizado en la prestación y el mantenimiento básico de los equipos e instalaciones. Por tanto, se considera que la Tarifa ULL está completamente subvencionada, y su aplicación conlleva el compromiso de los investigadores de incluir en los **agradecimientos** de su **producción científica** el uso del SEGA. Con el fin de facilitar búsquedas automatizadas se solicita el uso íntegro de una de estas dos opciones de texto:

*"Authors would like to acknowledge the use of **SEGA** – **ULL**."*

*"Los autores desean agradecer la colaboración del **SEGA** – **ULL**."*

Estas tarifas han sido aprobadas por el Consejo Social de la ULL en su sesión del 20 de enero de 2017.



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

PLANOS

TÍTULO:

**Diseño y construcción de un banco de pruebas para
criogenia**

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Luis Miguélez García

Tutor: Carmelo Militello Militello

Tutor externo: Pablo Redondo Caicoya

Septiembre de 2017

ÍNDICE DE PLANOS

1 CONJUNTO BANCO DE PRUEBAS

1.01.01 Vista explosionada del conjunto general

1.01 Subconjunto precámara de vacío

1.01.02 Vista explosionada del conjunto general

1.S1 Vista explosionada: precámara de vacío

1.01.01 Cuerpo de la precámara de vacío

1.01.02 Tapa Fija

1.02 Subconjunto tubería de vacío

1.02.01 Vista explosionada de subconjunto: Tubería de vacío

1.03 Subconjunto cámara de criogenia

1.03.01 Vista explosionada de subconjunto: Cámara de criogenia

1.03.02 Vista de sección subconjunto: Cámara de criogenia

1.03.03 Placa aislante de teflón

1.03.04 Carcasa de aislamiento

1.03.05 Hervidor

1.03.06 Barra de desplazamiento

1.03.07 Ventana inferior

1.03.08 Ventana superior

1.03.09 Cuerpo de cámara

1.04 Subconjunto mecanismo de movimiento

1.04.01 Vista explosionada: Mecanismo de desplazamiento

1.04.02 Placa de apoyo

1.04.03 Tapa móvil

1.04.04 Orejas de sujeción

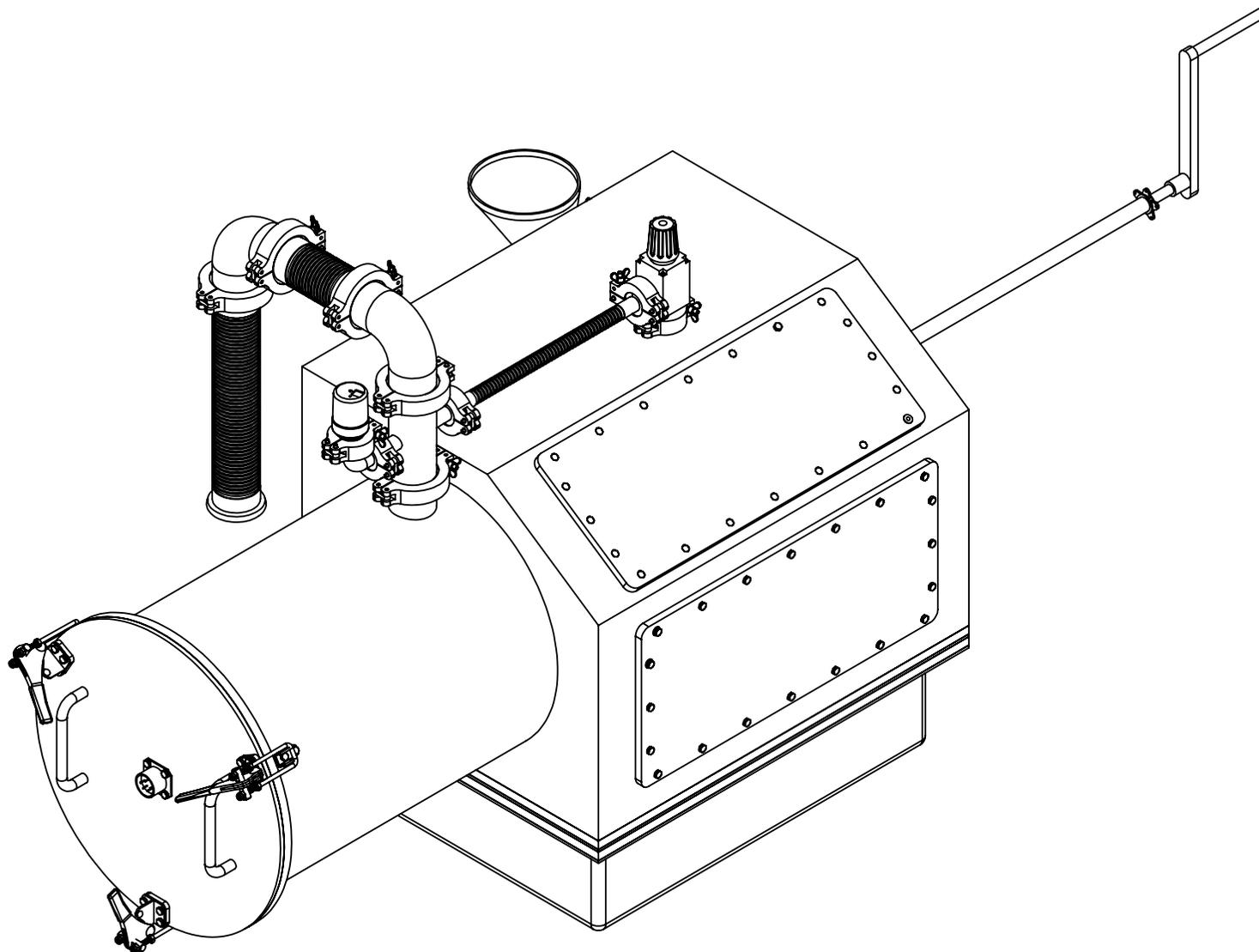
1.04.05 Manivela

1.04.06 Eje de transmisión

1.04.07 Soporte de deslizamiento

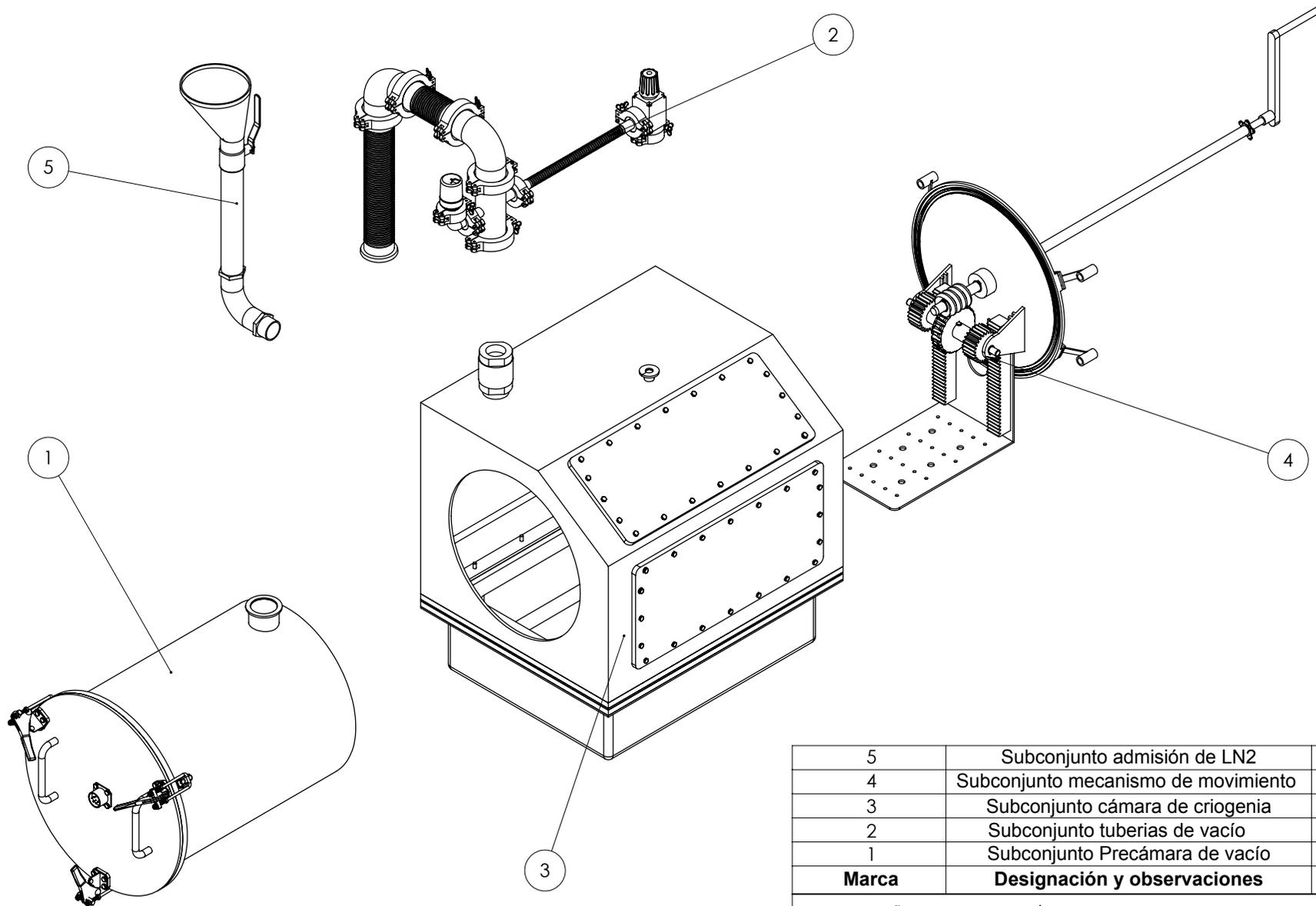
1.04.08 Eje de transmisión corona/piñón

1.04.09 Estrella de apriete



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA

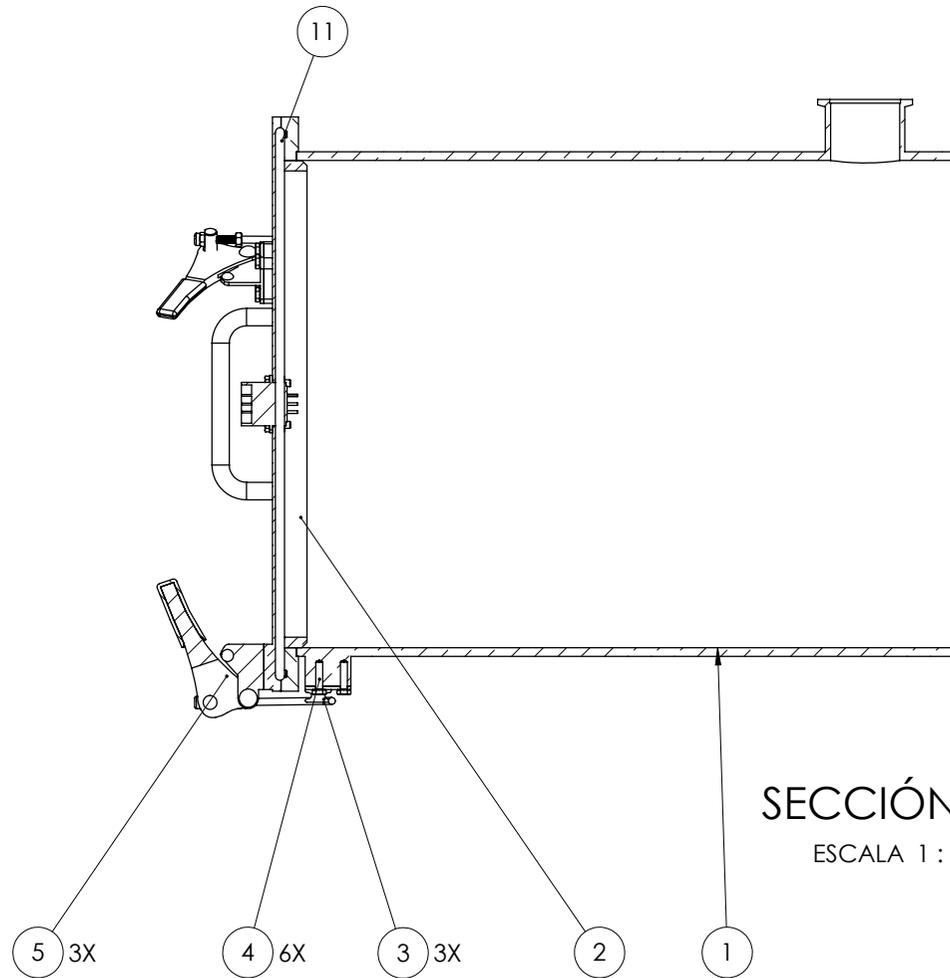
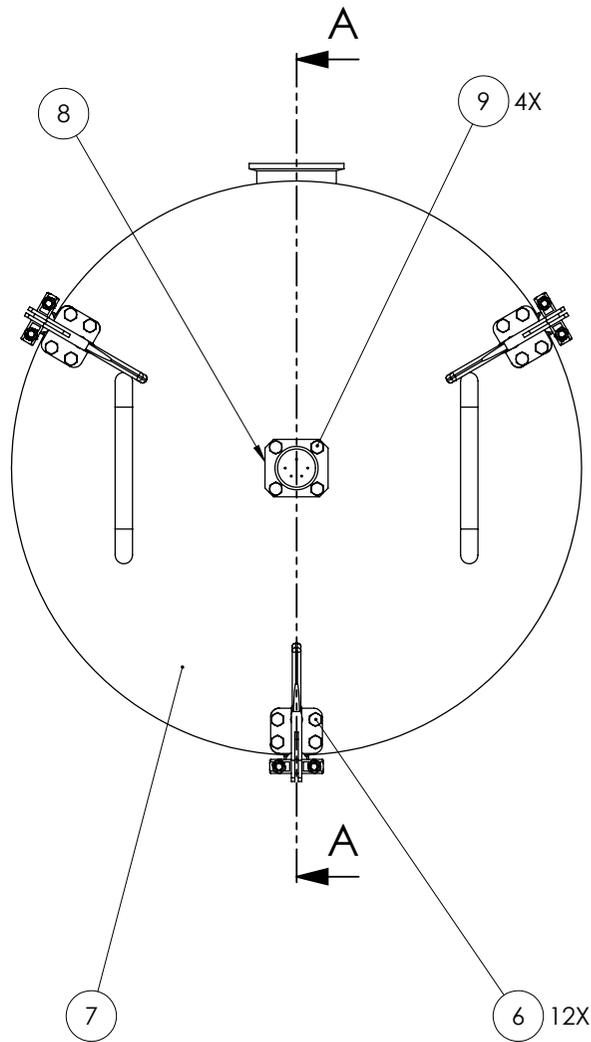
	Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Macánica Universidad de La Laguna		
Nombre		LUIS				
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		Universidad de La Laguna		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN					
ESCALA:	TITULO DEL PLANO			Nº P. :		
1:6	PLANO DE CONJUNTO GENERAL			1.00	Nom.Arch:	



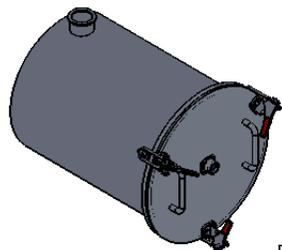
5	Subconjunto admisión de LN2	1.05
4	Subconjunto mecanismo de movimiento	1.04
3	Subconjunto cámara de criogenia	1.03
2	Subconjunto tuberías de vacío	1.02
1	Subconjunto Precámara de vacío	1.01
Marca	Designación y observaciones	Nº Plano

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA

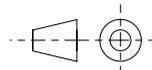
Nombre	Fecha	Autor	 ULL Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		LUIS		
Id. s. normas		MIGUELEZ GARCIA		
UNE-EN-DIN				
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :	1.00.01
1:6	Vista explosionada: conjunto general		Nom.Arch:	



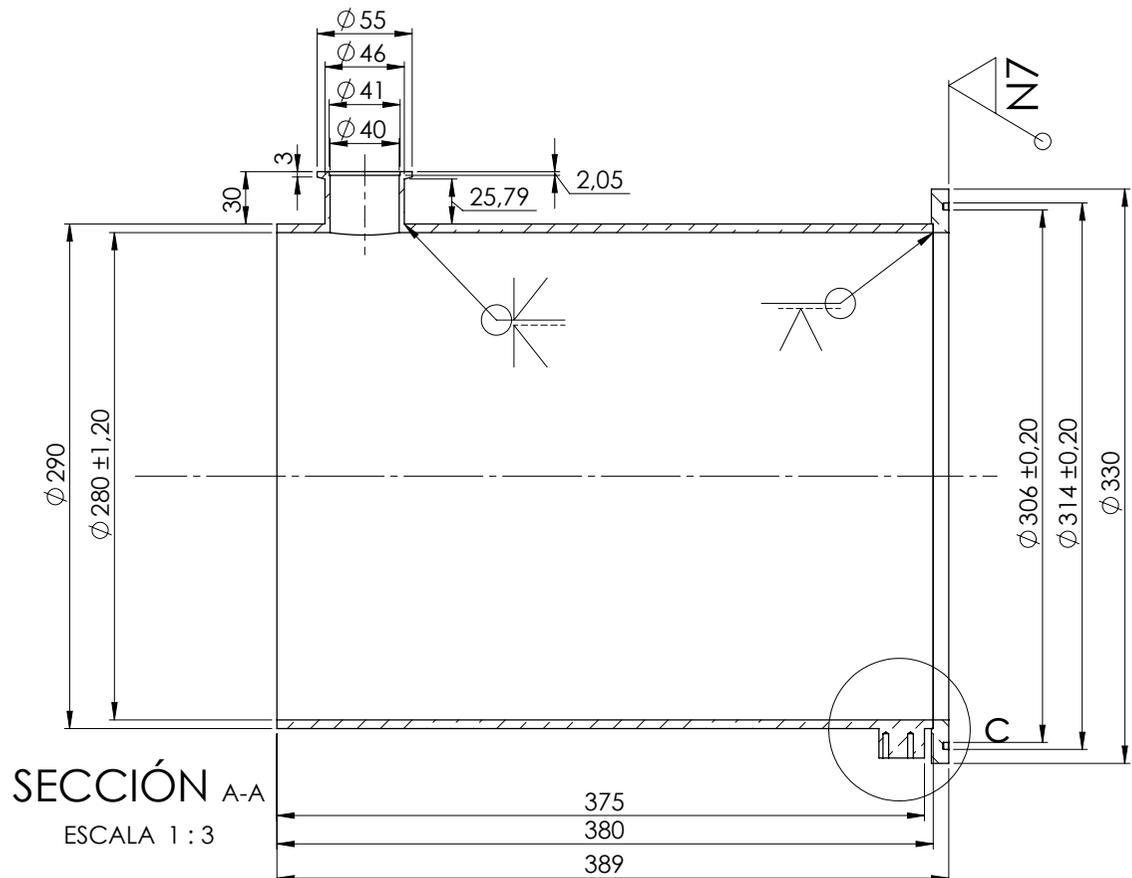
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3



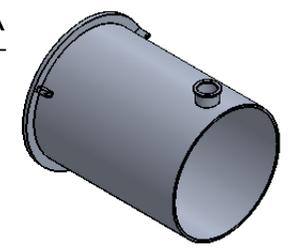
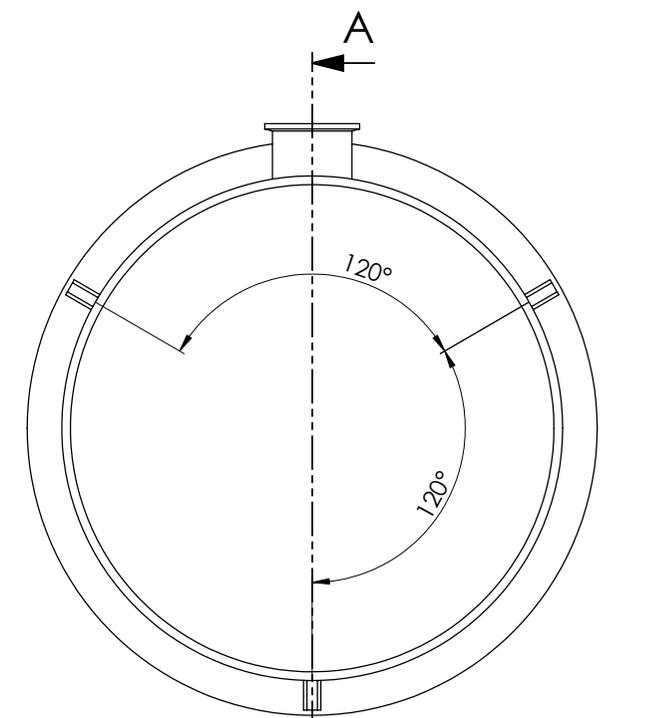
ESCALA 1:10



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA			
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	
ESCALA:		TITULO DEL PLANO	
1:3		Subconjunto: precámara de vacío	1.01
			Nom.Arch:

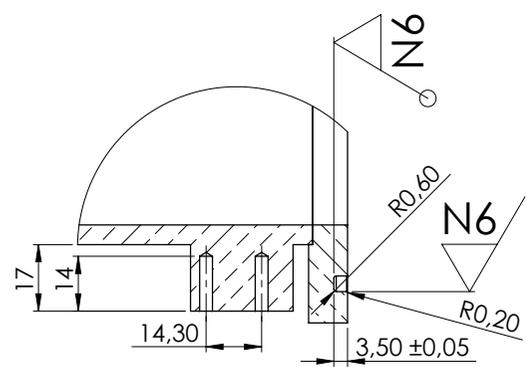


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3

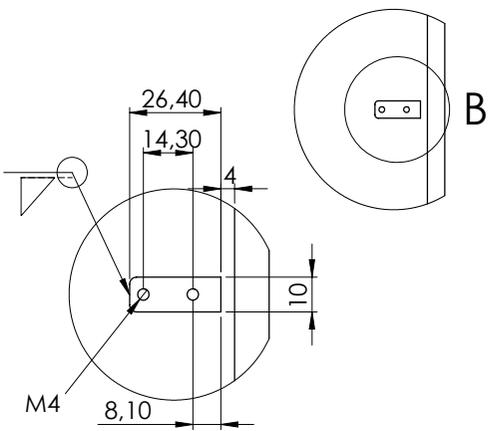


ESCALA 1:10

N9
(En todas las superficies a menos que se indique lo contrario)



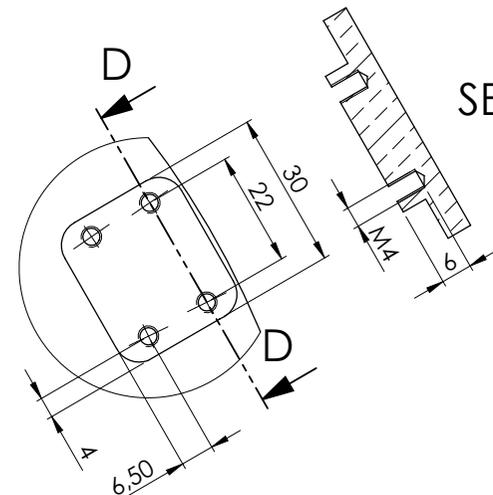
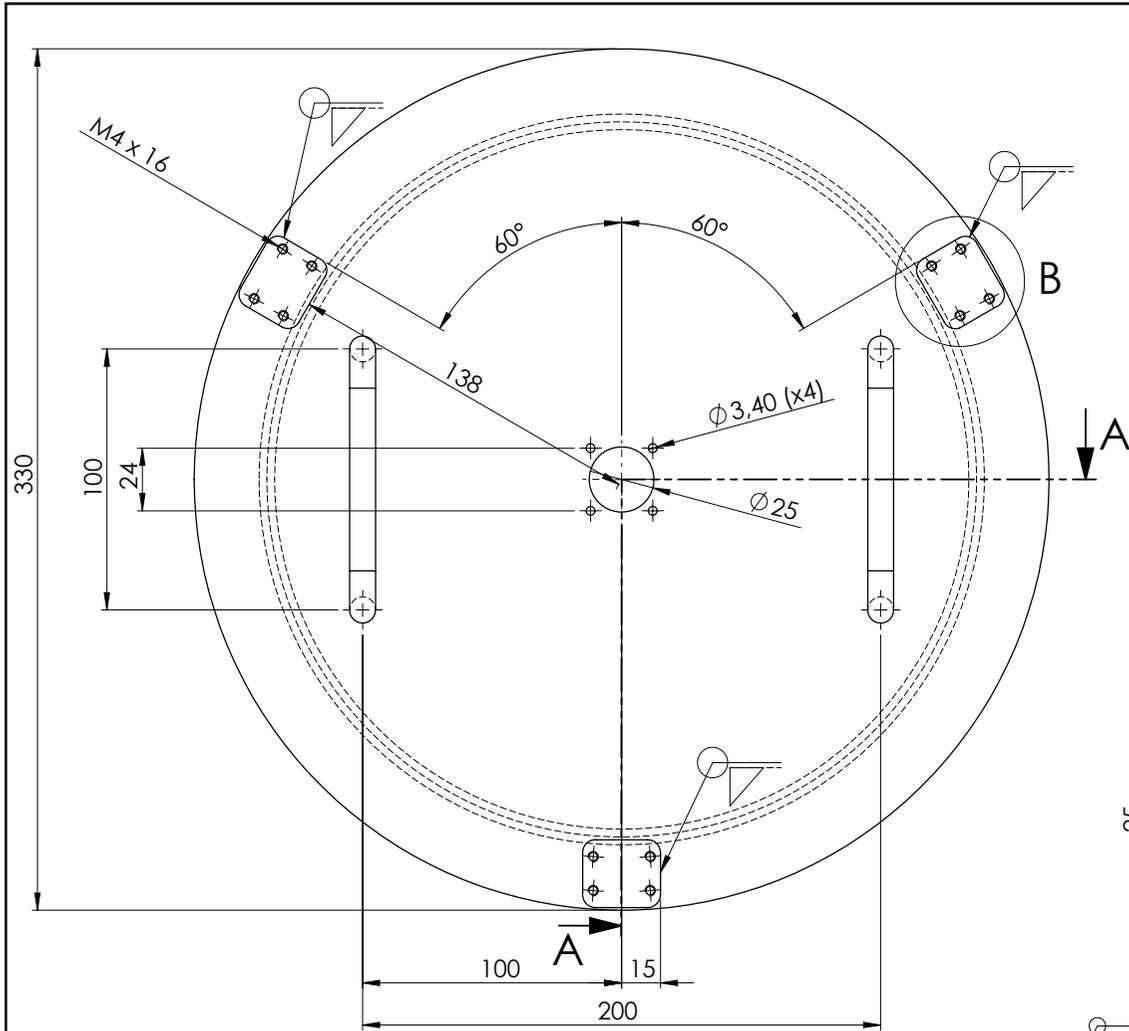
DETALLE C
ESCALA 3 : 4



DETALLE B
ESCALA 2 : 3

Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
	2	Placa circular de apoyo de tapa		AW 5081
	1	Cuerpo de la precámara		AW 5081

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
Nombre	Fecha	Autor	ULL ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA	
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA	Grado en Ingeniería Mecánica	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	Universidad de La Laguna	
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P.:	1.01.01
1:3	Cuerpo de la precámara de vacío		Nom.Arch:	

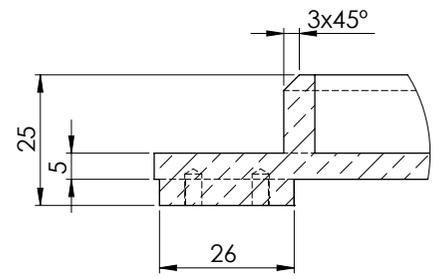


SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 1

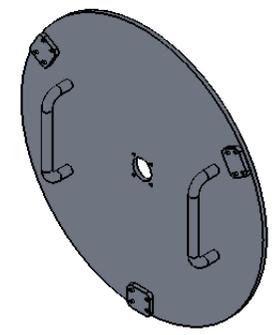


DETALLE B
ESCALA 1 : 1

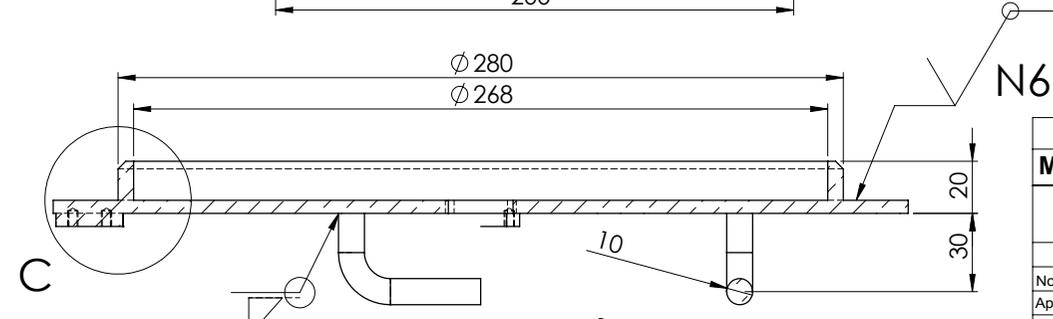
N9
(En todas las superficies
a no ser que se indique lo contrario)



DETALLE C
ESCALA 1 : 1

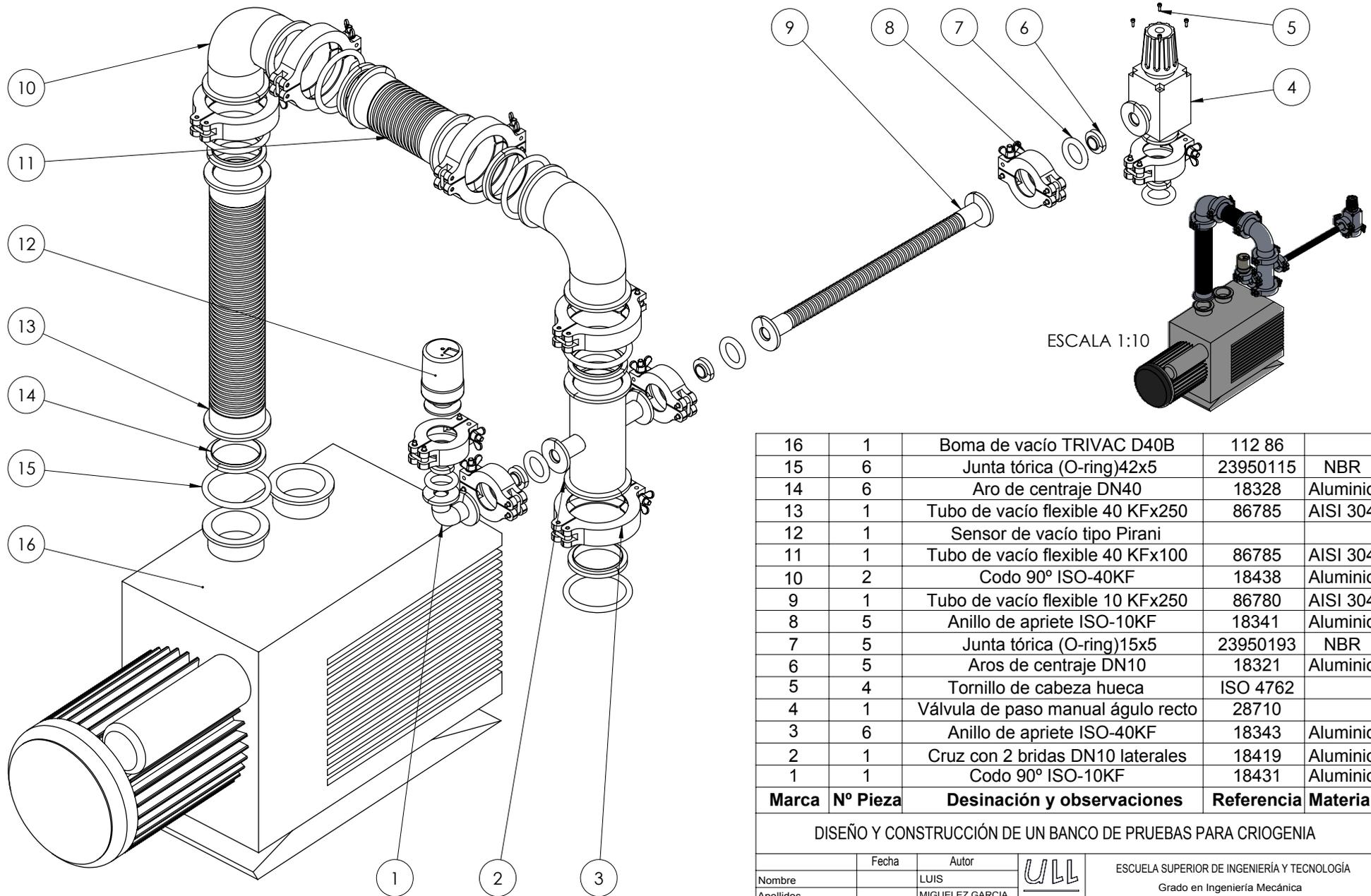


ESCALA 1:5



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

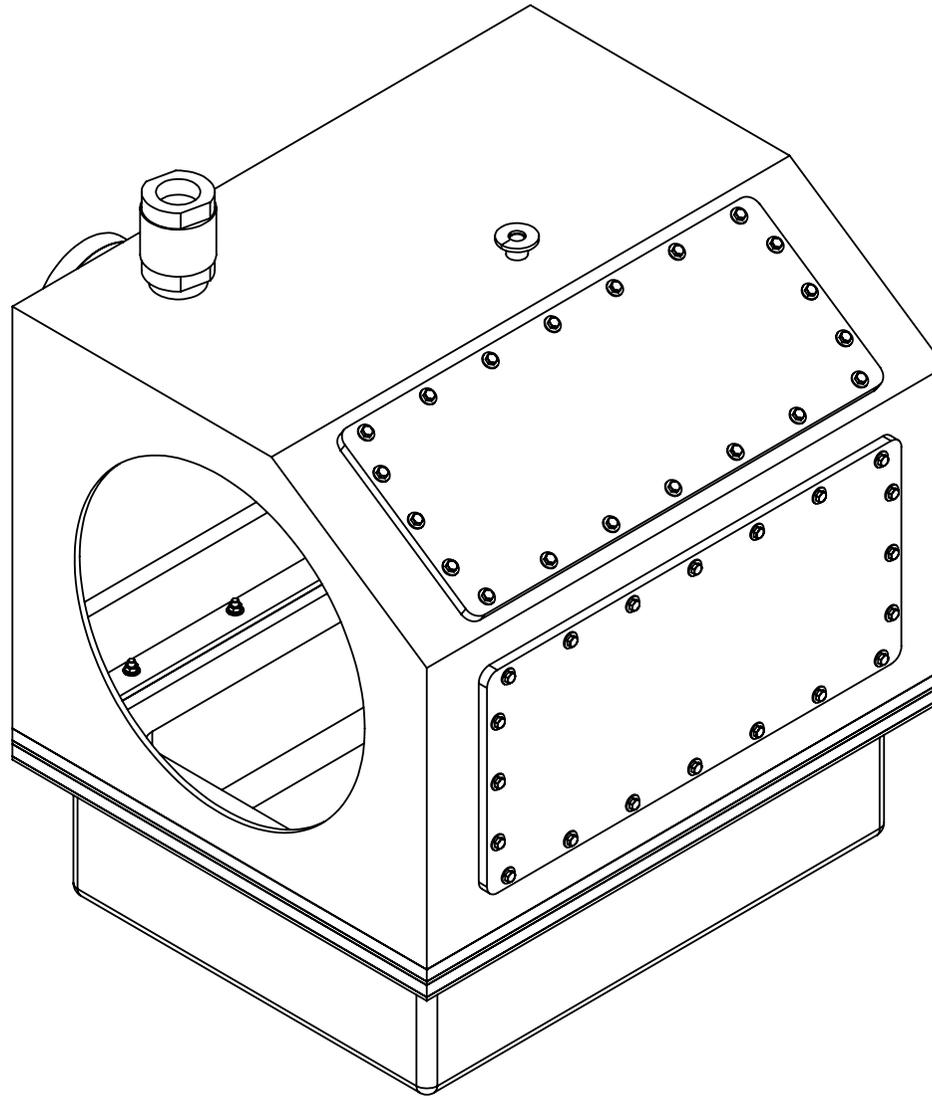
7	1	Tapa fija		AW-5083
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Apellidos		LUIS MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P.:	
1:2	Tapa fija		1.01.02	
			Nom.Arch:	



16	1	Boma de vacío TRIVAC D40B	112 86	
15	6	Junta tórica (O-ring)42x5	23950115	NBR
14	6	Aro de centrado DN40	18328	Aluminio
13	1	Tubo de vacío flexible 40 KFx250	86785	AISI 304
12	1	Sensor de vacío tipo Pirani		
11	1	Tubo de vacío flexible 40 KFx100	86785	AISI 304
10	2	Codo 90° ISO-40KF	18438	Aluminio
9	1	Tubo de vacío flexible 10 KFx250	86780	AISI 304
8	5	Anillo de apriete ISO-10KF	18341	Aluminio
7	5	Junta tórica (O-ring)15x5	23950193	NBR
6	5	Aros de centrado DN10	18321	Aluminio
5	4	Tornillo de cabeza hueca	ISO 4762	
4	1	Válvula de paso manual ángulo recto	28710	
3	6	Anillo de apriete ISO-40KF	18343	Aluminio
2	1	Cruz con 2 bridas DN10 laterales	18419	Aluminio
1	1	Codo 90° ISO-10KF	18431	Aluminio
Marca	Nº Pieza	Desinación y observaciones	Referencia	Material

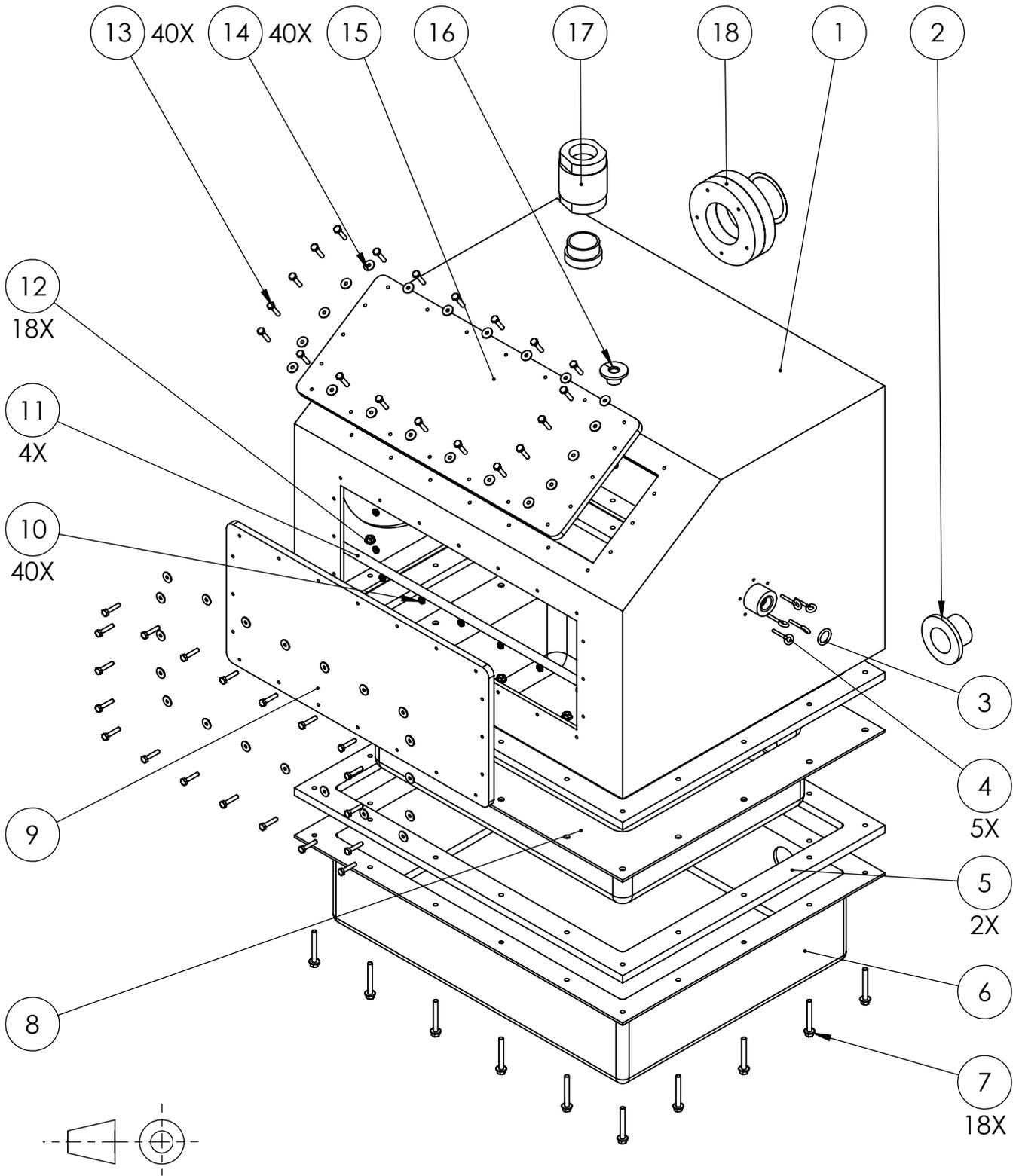
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA

Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		LUIS MIGUELEZ GARCIA	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	
ESCALA: 1:3			
TITULO DEL PLANO Subconjunto: tuberías de vacío			Nº P.: 1.02 Nom.Arch:



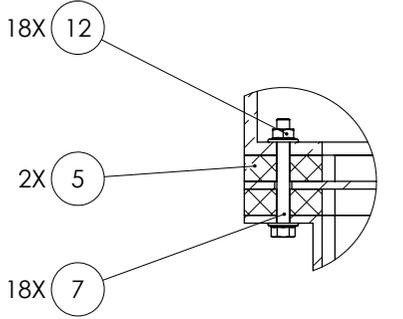
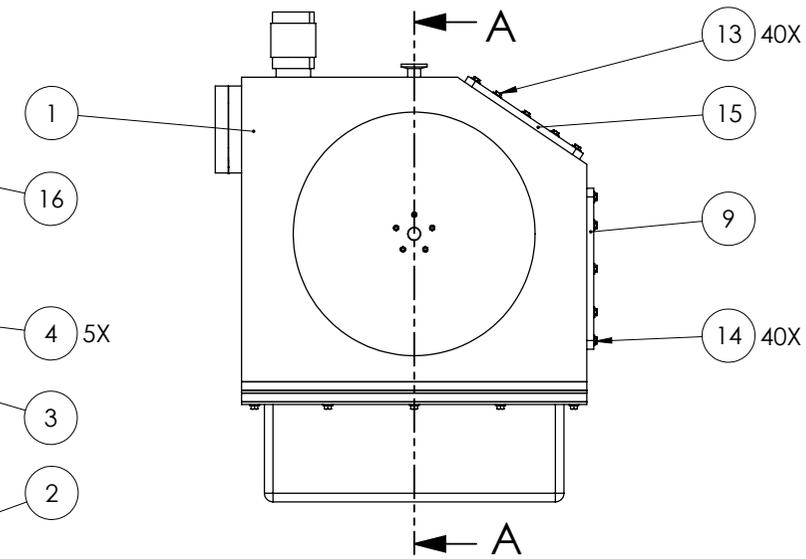
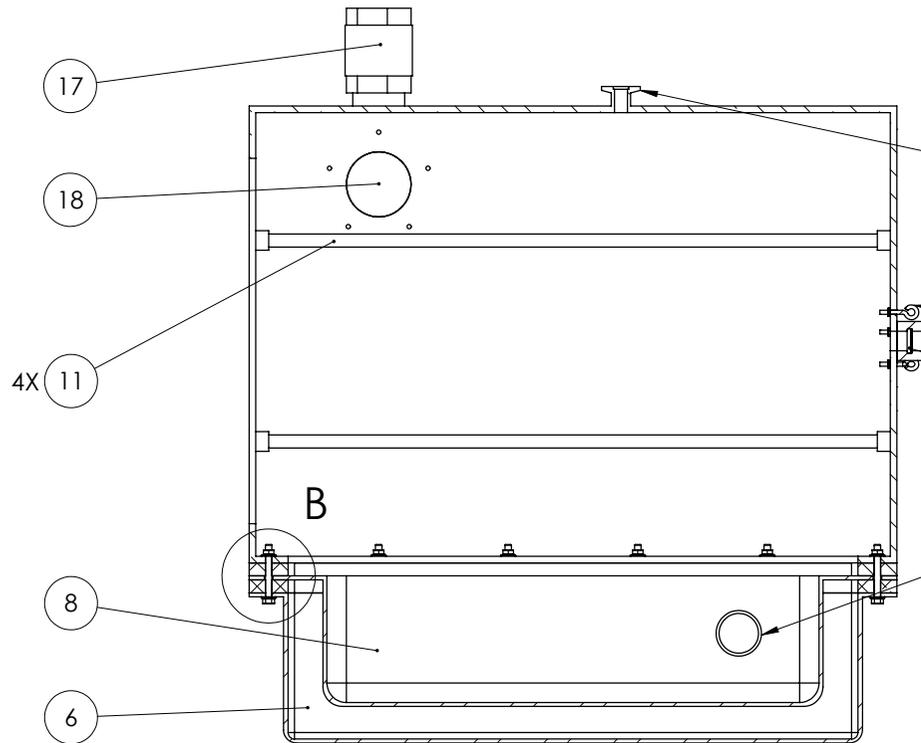
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA

	Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Macánica Universidad de La Laguna		
Nombre		LUIS				
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		Universidad de La Laguna		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN					
ESCALA:	TITULO DEL PLANO			Nº P. :		
1:5	Plano de subconjunto: Cámara de criogenia			1.03	Nom.Arch:	



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA

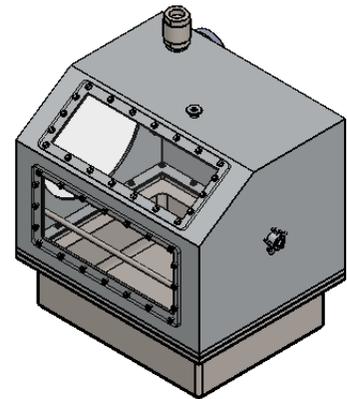
Nombre	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		LUIS MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:4	TITULO DEL PLANO Vista explosionada de subconjunto: Cámara de criogenia			Nº P. : 1.03.01 Nom.Arch:



DETALLE B
ESCALA 1:2

SECCIÓN A-A

ESCALA 1:4

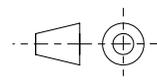


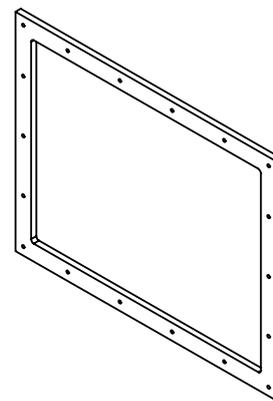
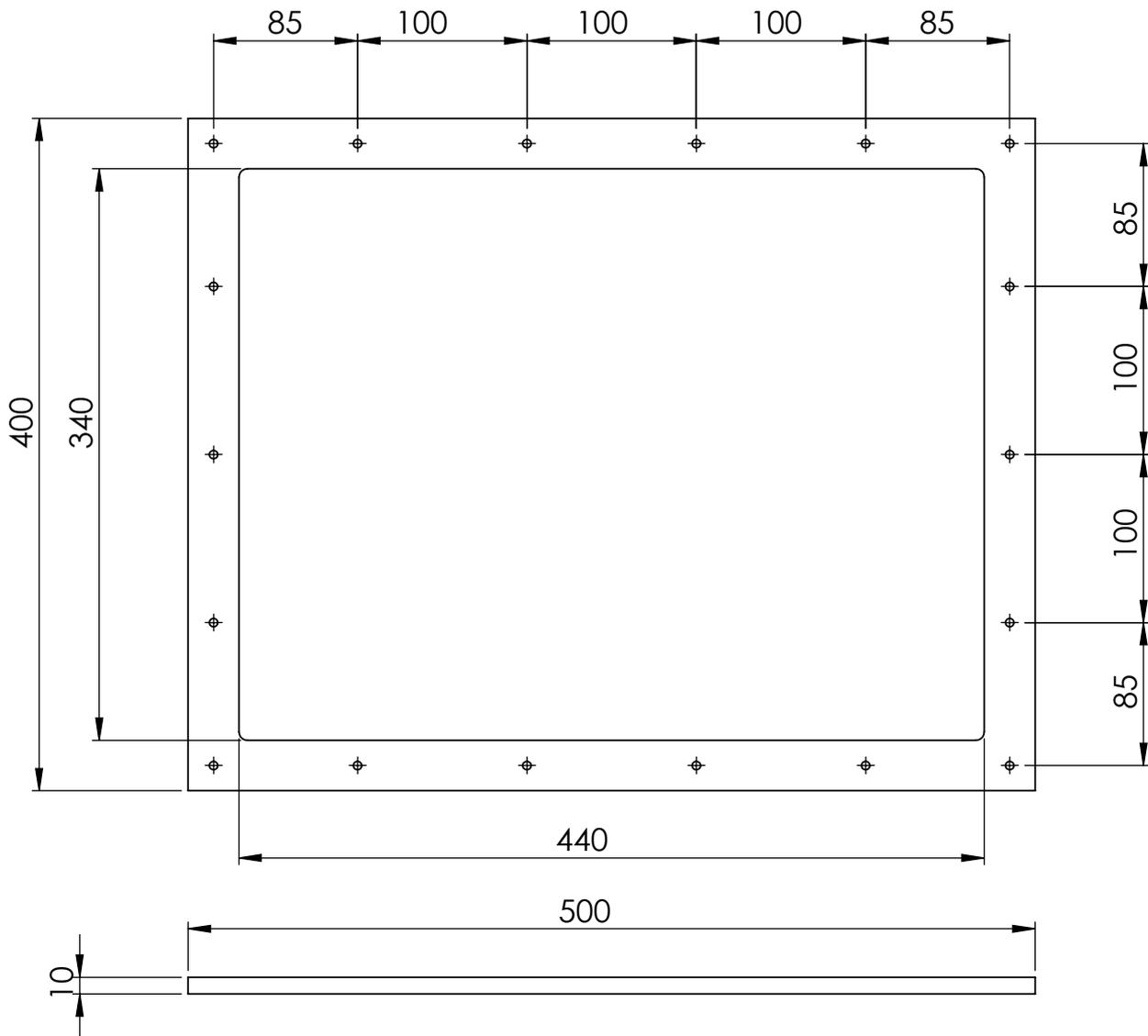
ESCALA 1:10

18	1	Soporte para disco de ruptura	BT-OD DN50	FEP
17	1	Válvula antirretorno 600-ES	037-017	AISI316
16	1	Brida de soldadura ISO KF10	18391	AW5083
15	1	Ventana superior		PMMA
14	40	Arandela plana	DIN 6923-M4-N	AISI304
13	40	Tornillo cabeza hexagonal AB	ISO4015-M4x20x14	AISI304
12	4	Tuerca hexagonal abridada	DIN 6923-M4-N	AISI316
11	1	Barras de deslizamiento	ISO 1127	AISI304
10	40	Tuerca hexagonal delgada AB	ISO 4035-M4-N	AISI304
9	1	Ventana inferior		PMMA
8	1	Hervidor		AISI316
7	18	Perno de brida hexagonal	DIN 6921-M4-40N	AISI316
6	1	Carcasa de aislamiento		AISI316
5	2	Placa aislante de Teflón		PTFE
4	5	Hembrilla rosca métrica cerrada	E0233 M3x20	AISI304
3	1	Junta tórica (O-ring) 14x2,65	ORIB01400-N7	NBR
2	1	Brida soldada con rosca interna		AISI316
1	1	Cuerpo de cámara		AW 5081
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material

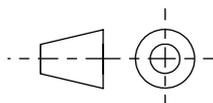
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA

Nombre	Fecha	Autor		ESCUOLA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		LUIS MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P.:	
1:6	Vista de sección subconjunto: Cámara de criogenia		Nom.Arch:	1.03.02

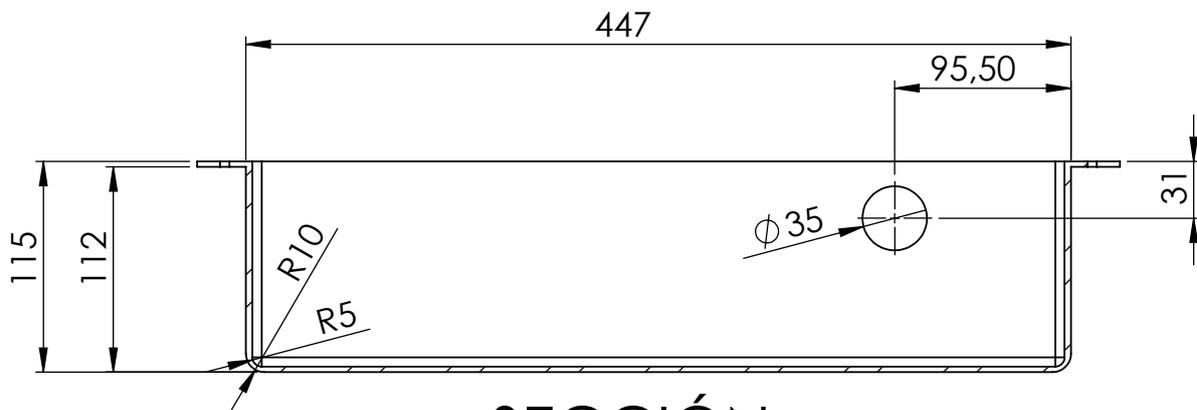




ESCALA 1:10

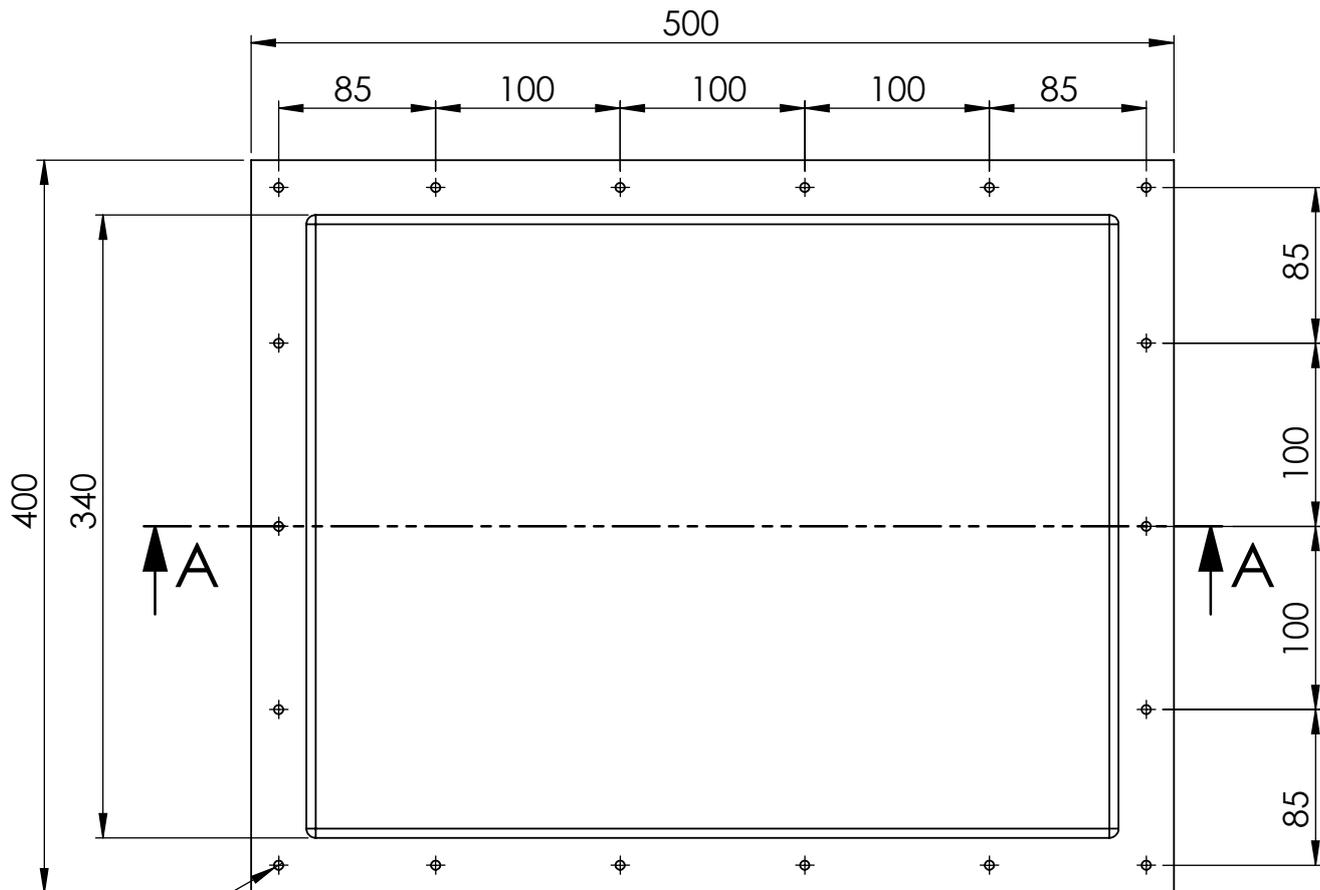


5	2	Placa aislante de teflón		PTFE
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		LUIS		
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			Universidad de La Laguna
ESCALA: 1:4	TITULO DEL PLANO Placa aislante de teflón		Nº P. : 1.03.03	Nom.Arch:

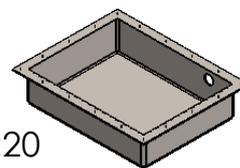
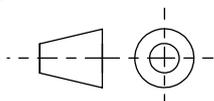


SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 4

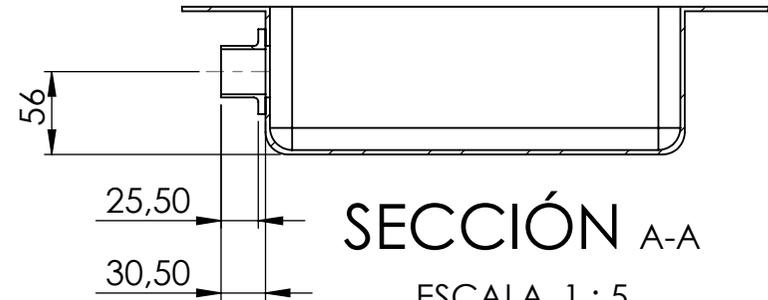
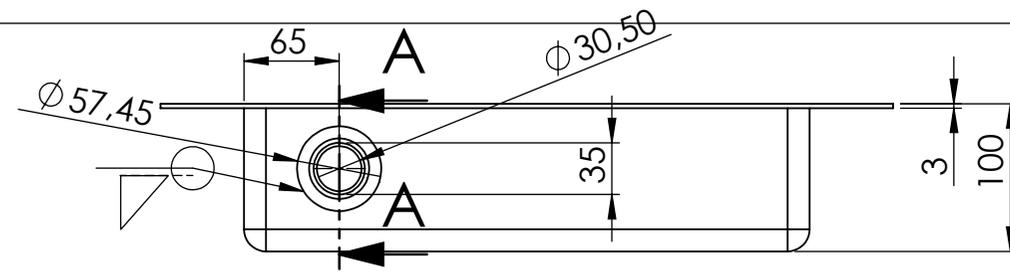


M4 (x18)

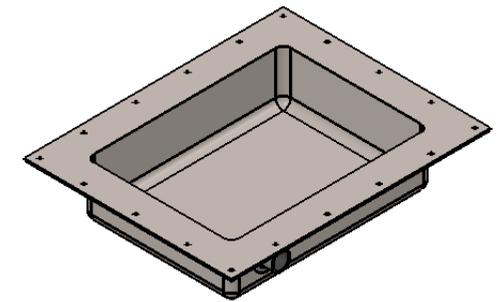
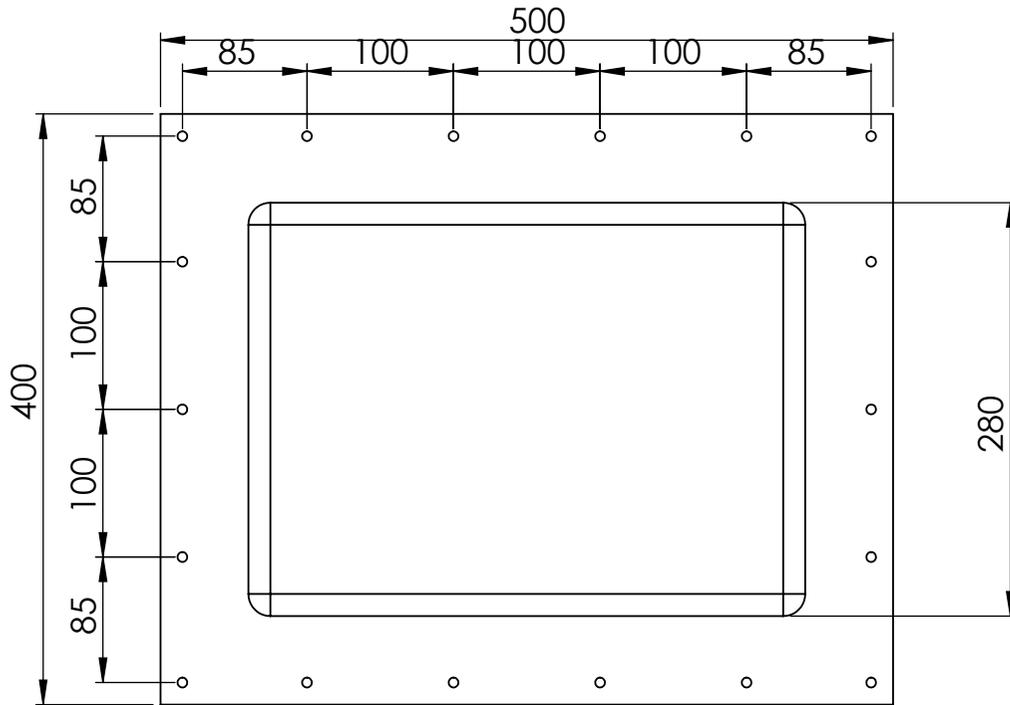


ESCALA 1:20

6	1	Carcasa de aislamiento		AISI 316
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		LUIS		
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:4	TITULO DEL PLANO Carcasa de aislamineto		Nº P. : 1.03.04	Nom.Arch:



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

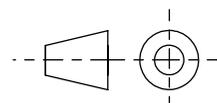


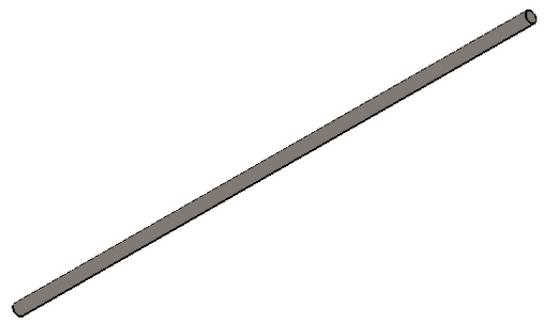
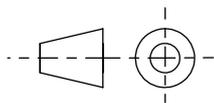
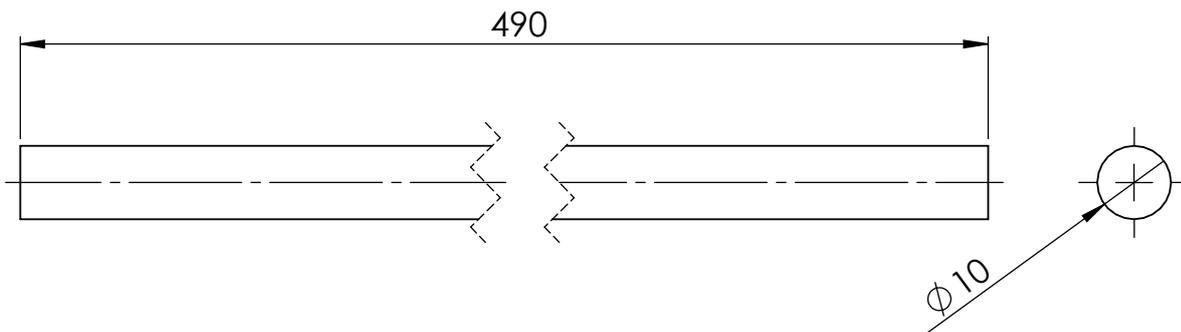
ESCALA 1:10

2	1	Brida soldada con rosca interna		AISI 316
8	1	Hervidor		AISI 316
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA

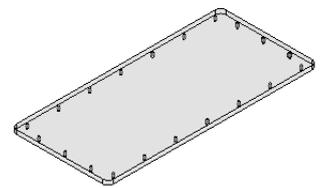
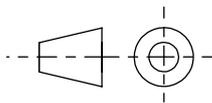
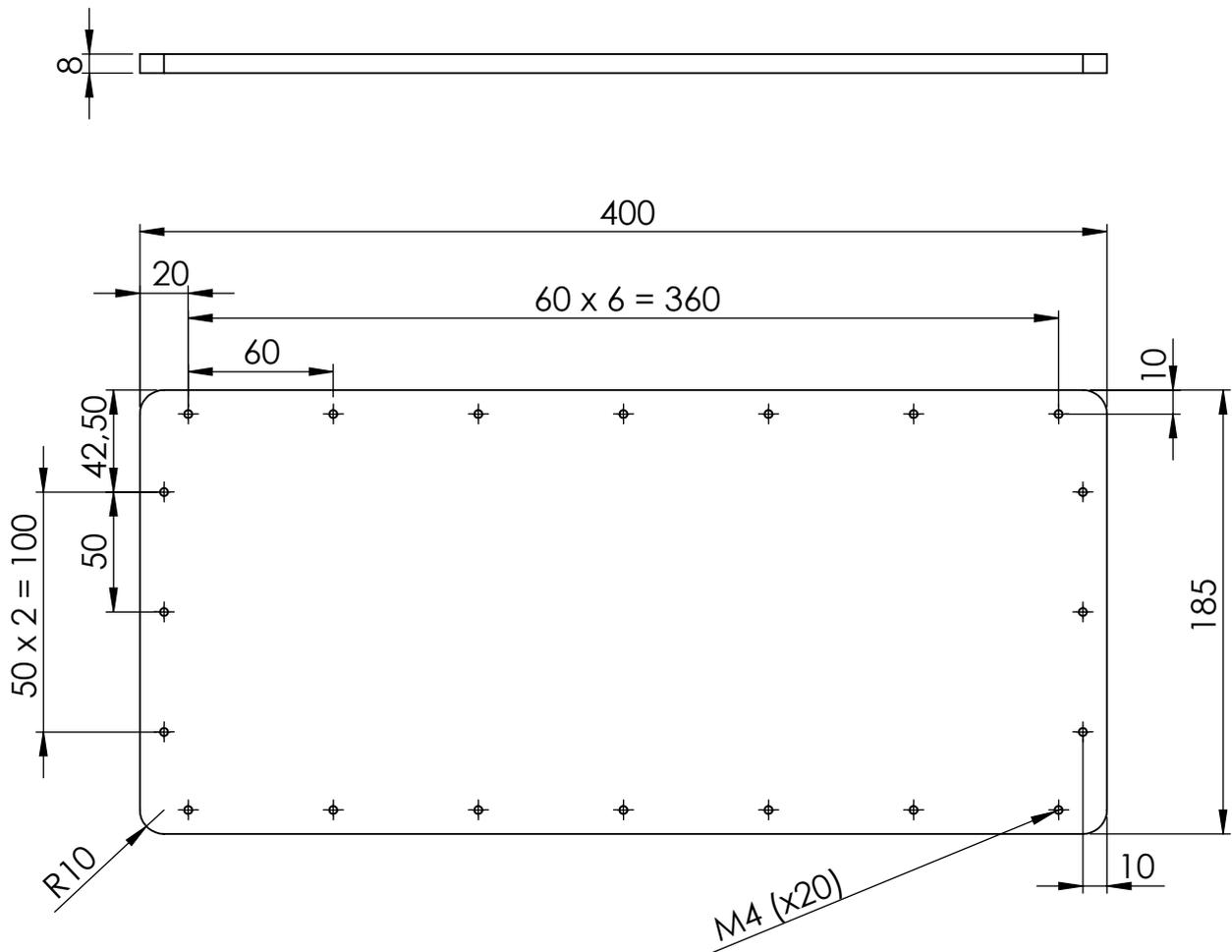
Nombre		Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Macánica Universidad de La Laguna
Apellidos			LUIS	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	MIGUELEZ GARCIA	
ESCALA:		TITULO DEL PLANO		
1:5		Hervidor		Nº P. : 1.03.05 Nom.Arch:





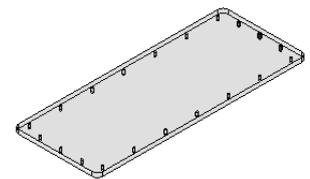
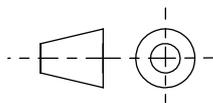
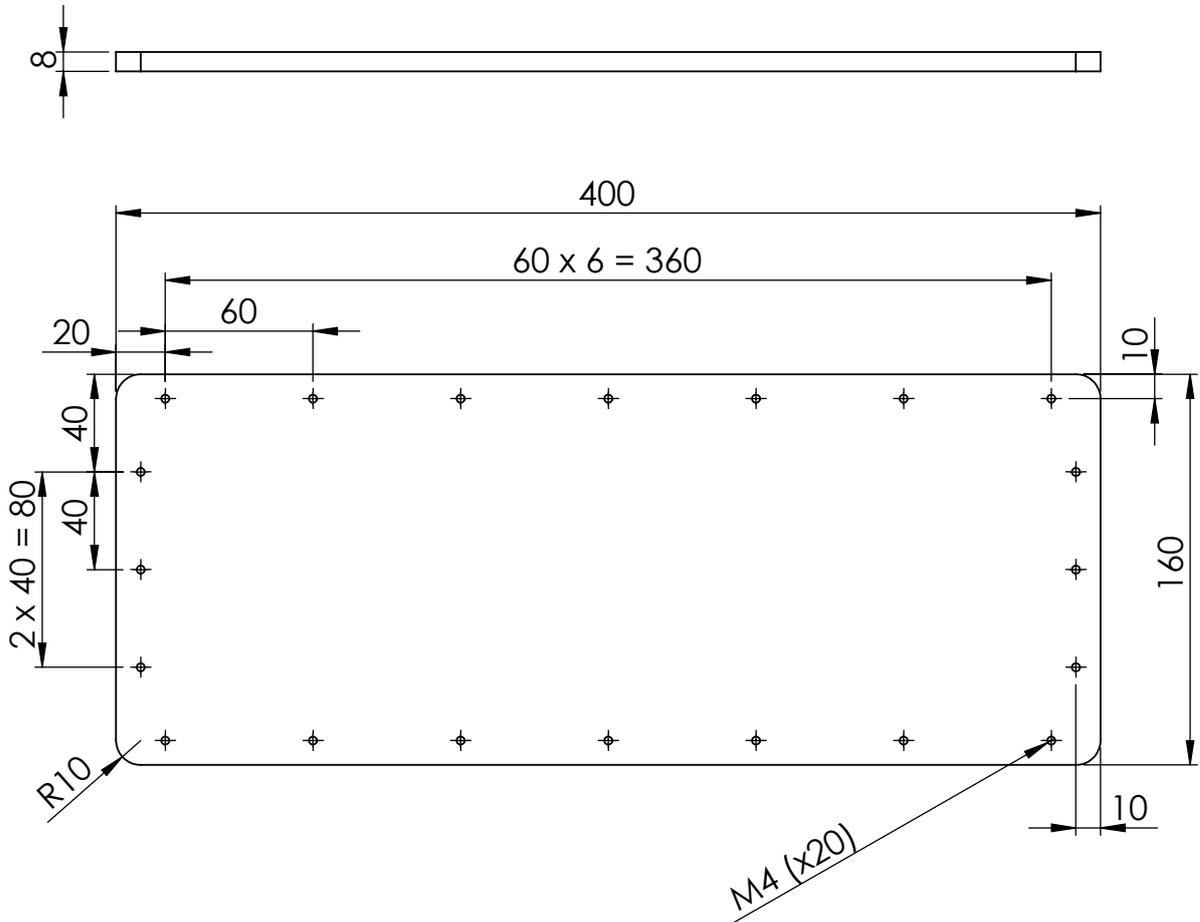
ESCALA 1:5

Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
11	4	Barra de deslizamiento		AISI 304
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Apellidos		LUIS MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:1	TITULO DEL PLANO Barra de deslizamiento		Nº P. : 1.03.06	Nom.Arch:



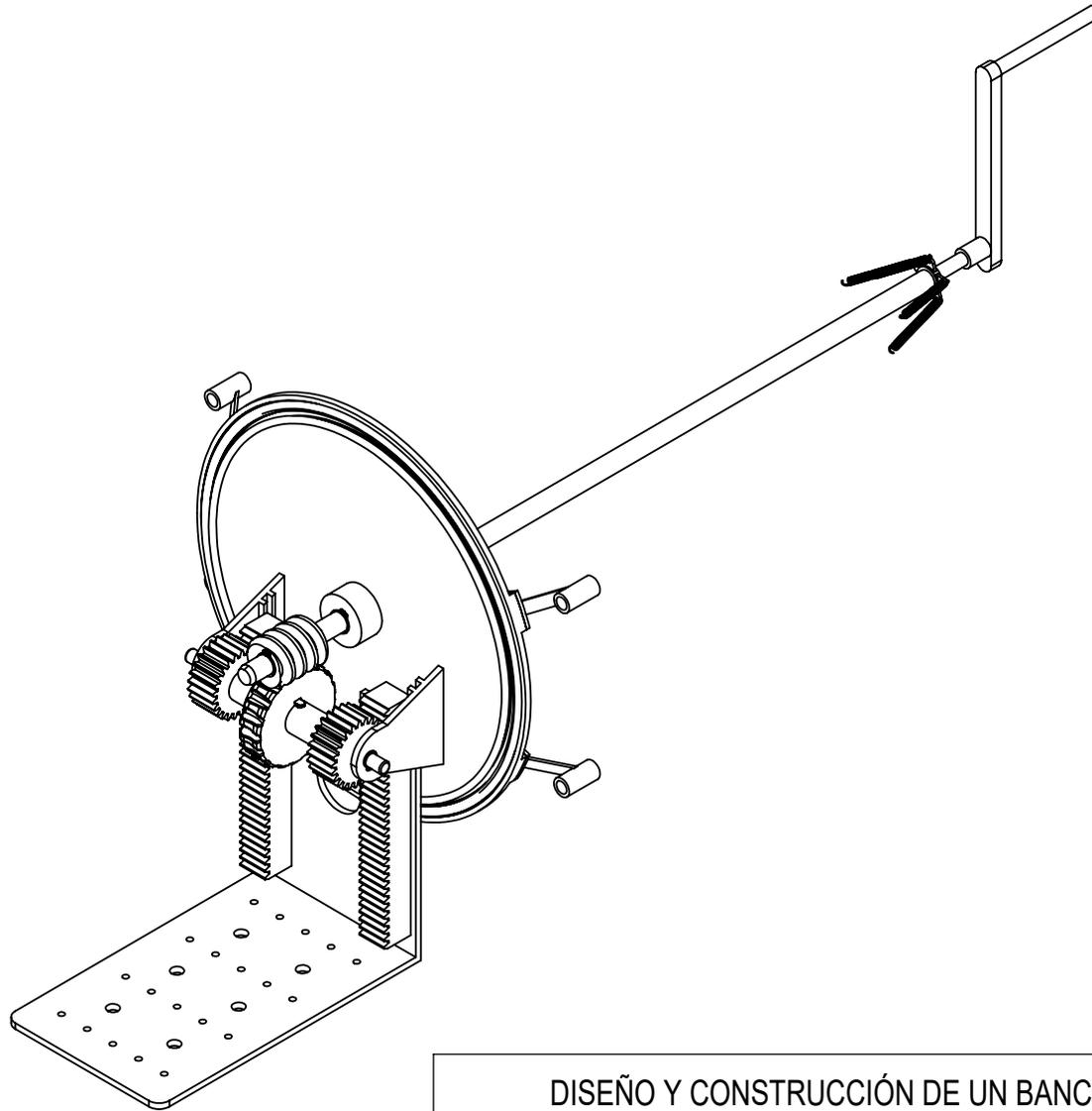
ESCALA 1:10

9	1	Ventana inferior		PMMA
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		LUIS		
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :	
1:3	Ventana inferior		Nom.Arch:	1.03.07



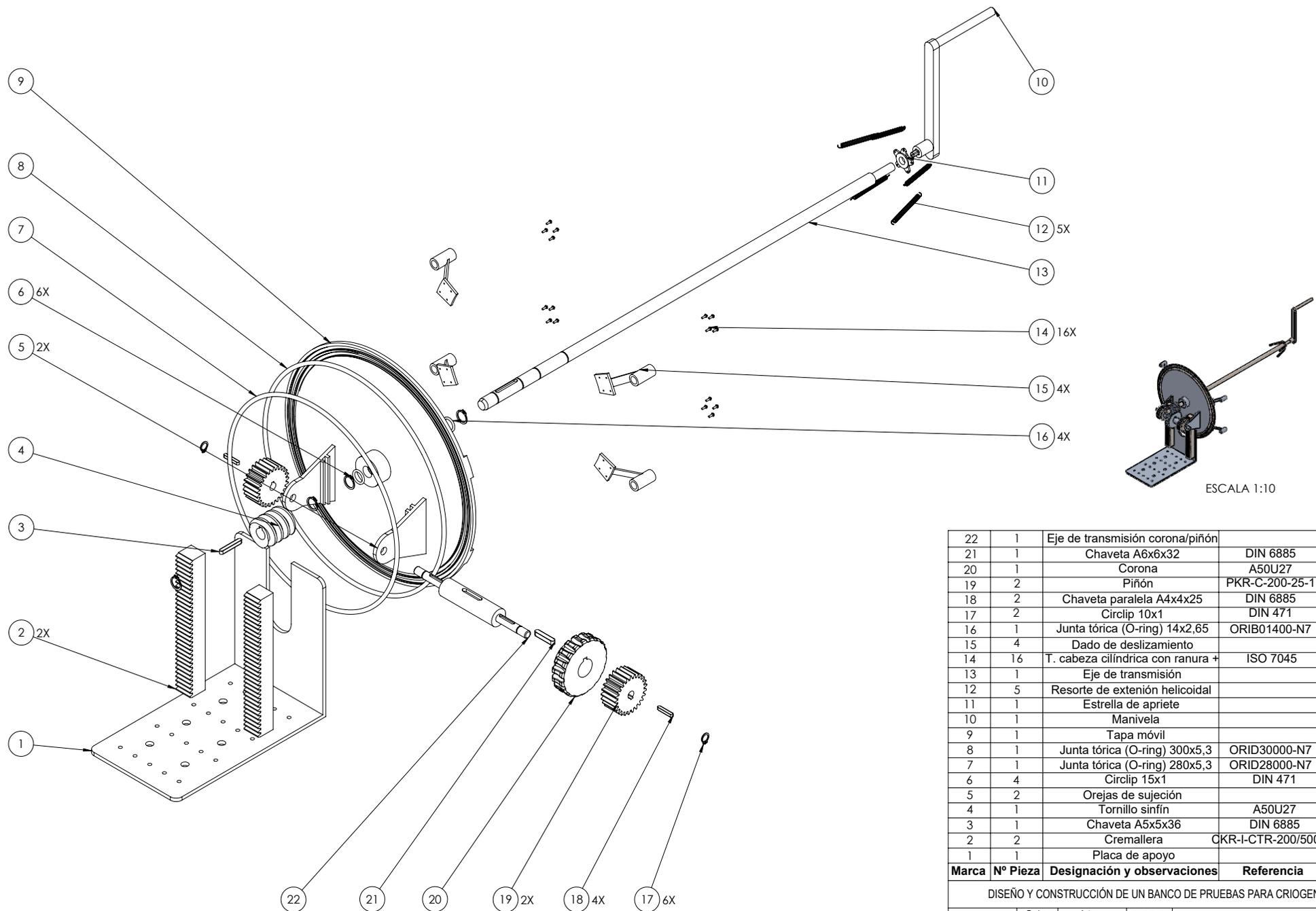
ESCALA 1:10

15	1	Ventana superior		PMMA
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		LUIS		
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			Universidad de La Laguna
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :	
1:3	Ventana superior		Nom.Arch:	1.03.08



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA

Nombre		Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos			LUIS MIGUELEZ GARCIA	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA:		TITULO DEL PLANO		
1:5		Plano de subconjunto: Mecanismo de desplazamiento		Nº P. : 1.04
				Nom.Arch:

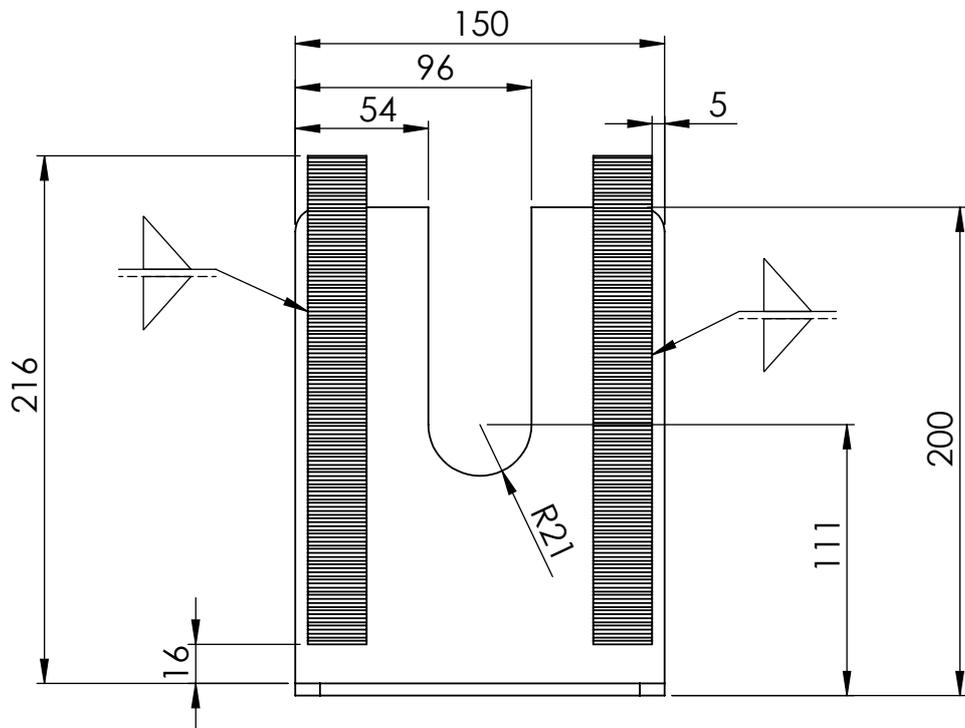


ESCALA 1:10

22	1	Eje de transmisión corona/piñón		AW 5081
21	1	Chaveta A6x6x32	DIN 6885	AISI316
20	1	Corona	A50U27	B148-9D
19	2	Piñón	PKR-C-200-25-1	AW 5081
18	2	Chaveta paralela A4x4x25	DIN 6885	AISI316
17	2	Circlip 10x1	DIN 471	AISI316
16	1	Junta tórica (O-ring) 14x2,65	ORIB01400-N7	NBR
15	4	Dado de deslizamiento		AW 5081
14	16	T. cabeza cilíndrica con ranura +	ISO 7045	AISI316
13	1	Eje de transmisión		AISI316
12	5	Resorte de extensión helicoidal		AISI316
11	1	Estrella de apriete		AW 5081
10	1	Manivela		AISI316
9	1	Tapa móvil		AW 5081
8	1	Junta tórica (O-ring) 300x5,3	ORID30000-N7	NBR
7	1	Junta tórica (O-ring) 280x5,3	ORID28000-N7	NBR
6	4	Circlip 15x1	DIN 471	AISI316
5	2	Orejas de sujeción		AW 5081
4	1	Tornillo sinfín	A50U27	AW 5081
3	1	Chaveta A5x5x36	DIN 6885	AISI316
2	2	Cremallera	CKR-I-CTR-200/500	AW 5081
1	1	Placa de apoyo		AW 5081
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material

DESEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA

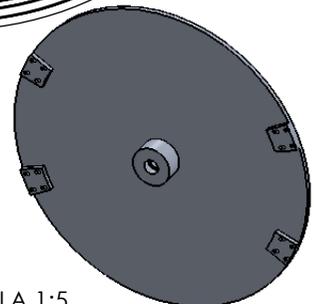
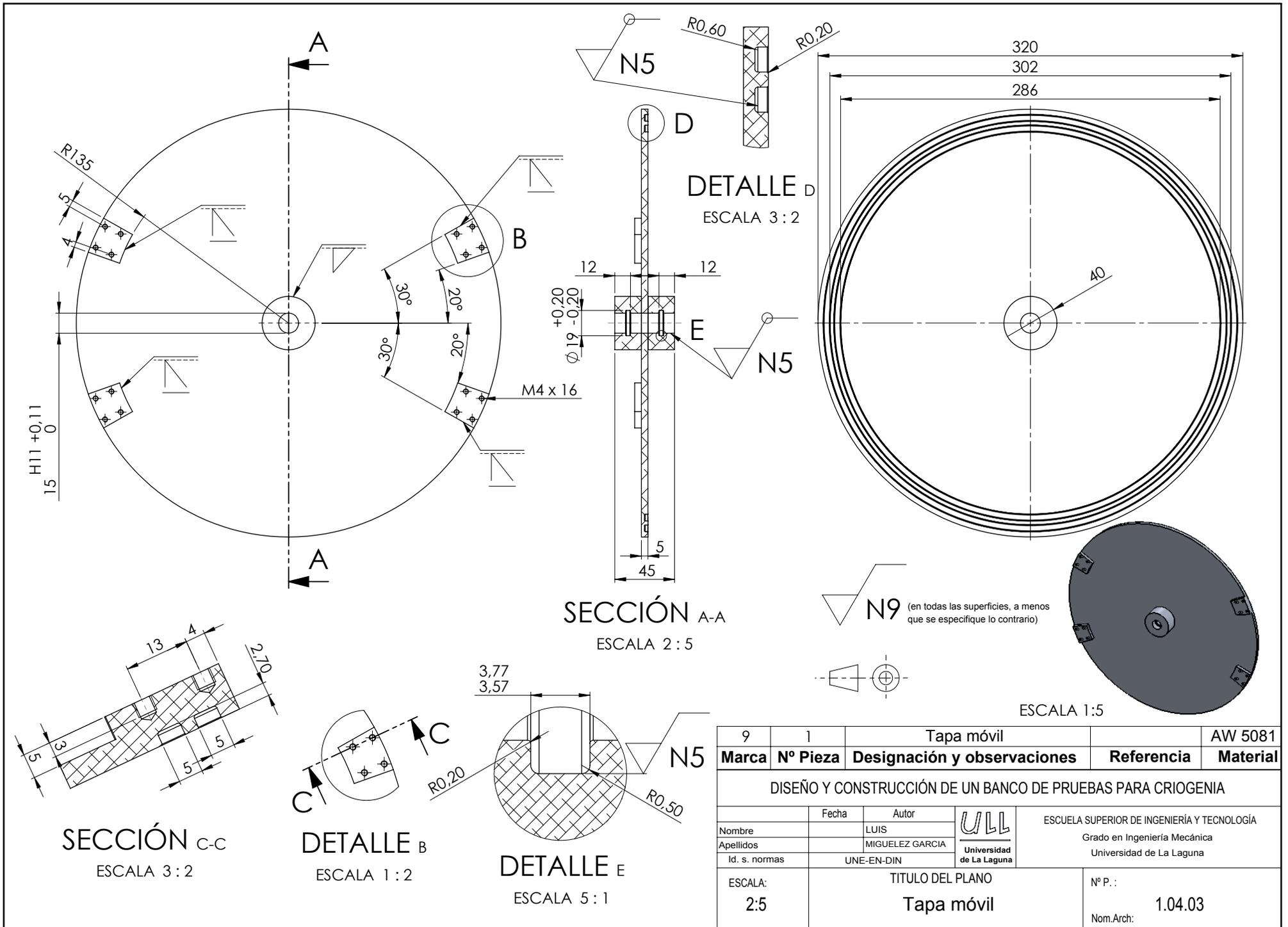
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		LUIS MIGUELEZ GARCIA	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	
ESCALA:	TÍTULO DEL PLANO		Nº P.:
1:3	Vista explosionada: Mecanismo de deslizamiento		1.04.01
			Nom.Arch:



Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
2	2	Cremallera	CKR-I-CTR-200/500	AW 5081
1	1	Placa de apoyo		AW 5081

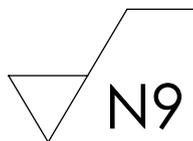
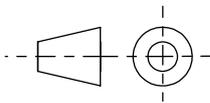
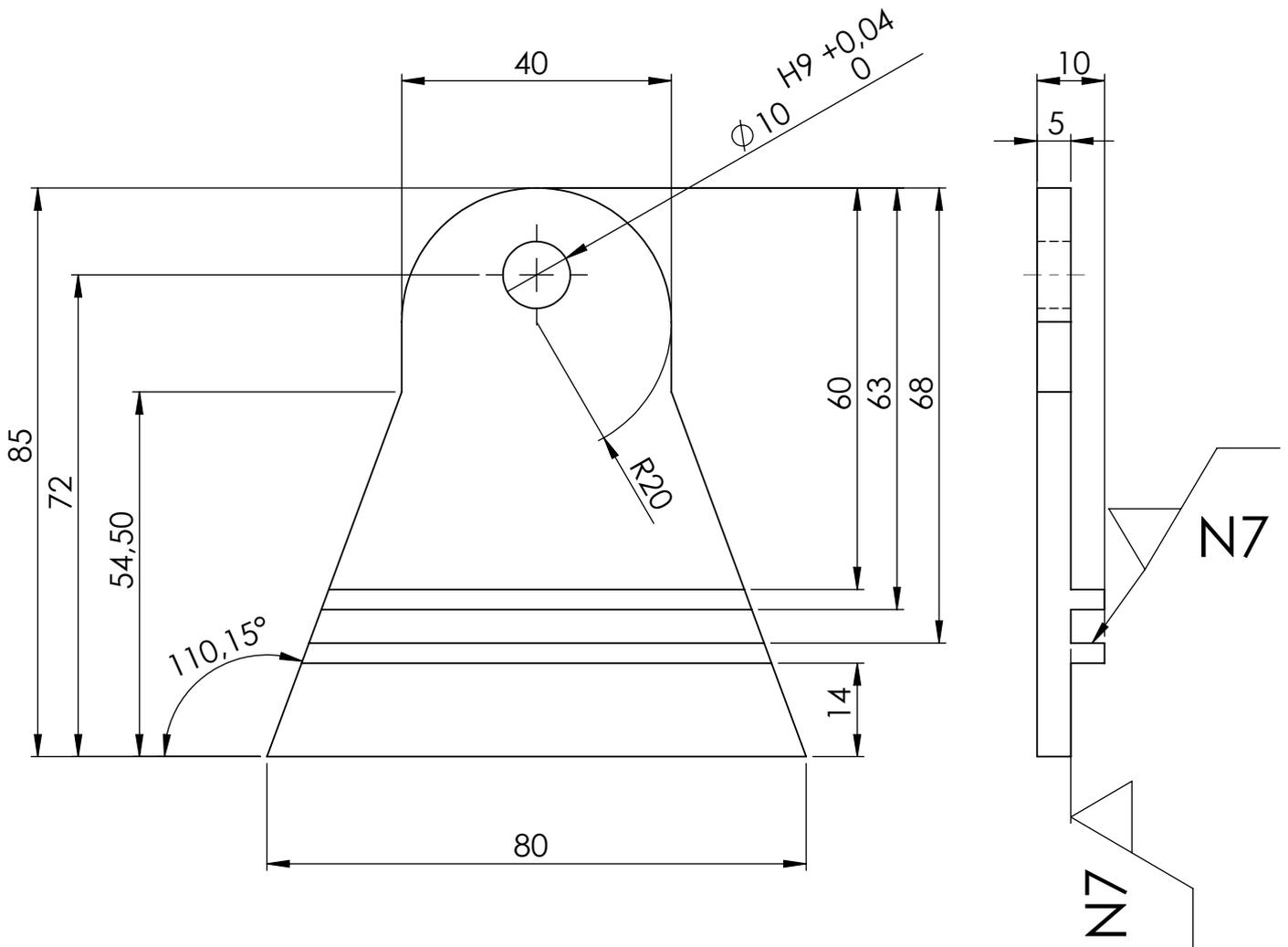
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PREUBAS PARA CRIOGENIA

Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		LUIS MIGUELEZ GARCIA	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	
ESCALA: 1:3	TITULO DEL PLANO Placa de apoyo		Nº P. : 1.04.02 Nom.Arch:

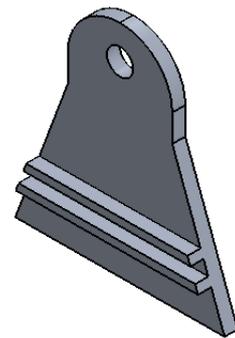


ESCALA 1:5

9	1	Tapa móvil	AW 5081
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA			
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos		LUIS MIGUELEZ GARCIA	
Id. s. normas		UNE-EN-DIN	
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :
2:5	Tapa móvil		1.04.03
			Nom.Arch:

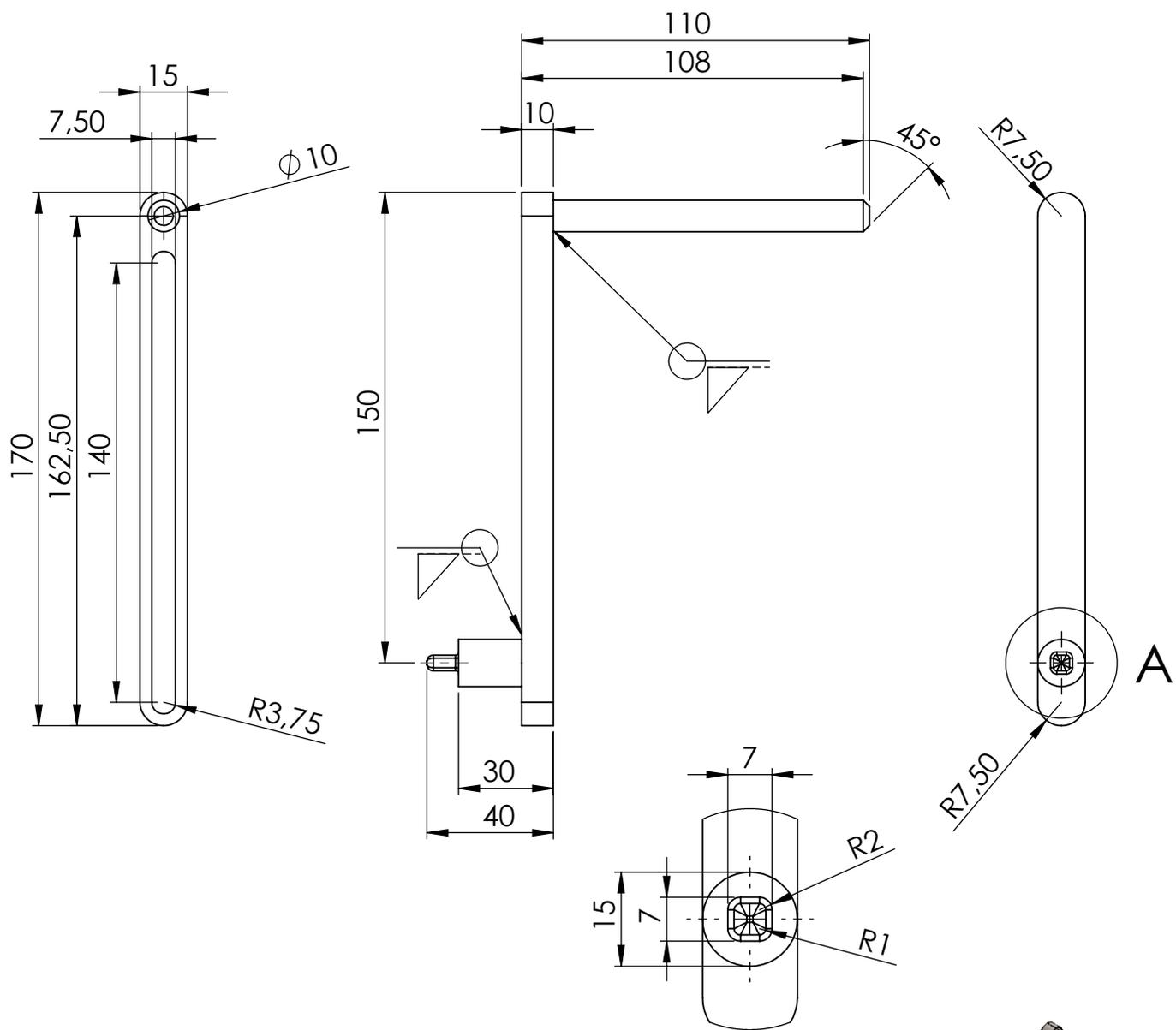


N9 (en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)



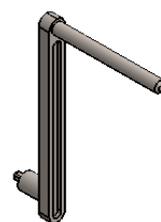
ESCALA 1:2

5	2	Oreja de sujeción		AW 5081
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		LUIS		
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			Universidad de La Laguna
ESCALA: 1:1	TITULO DEL PLANO Orejas de sujeción		Nº P. : 1.04.04	
			Nom.Arch:	

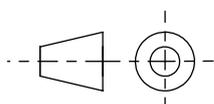


DETALLE A

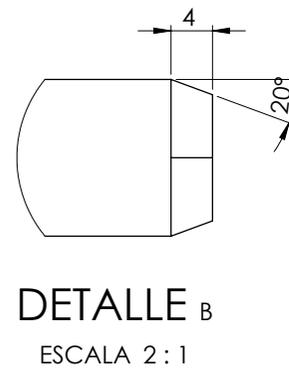
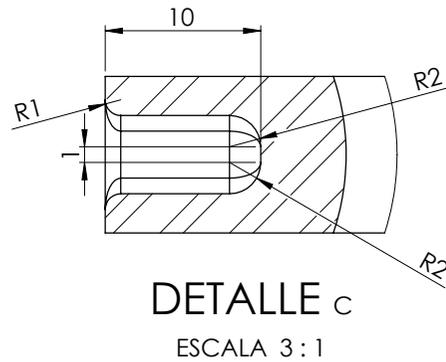
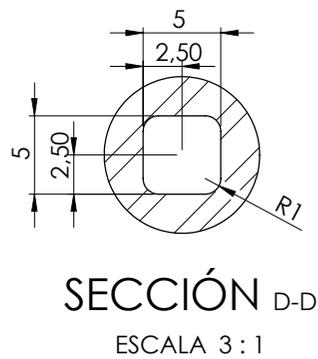
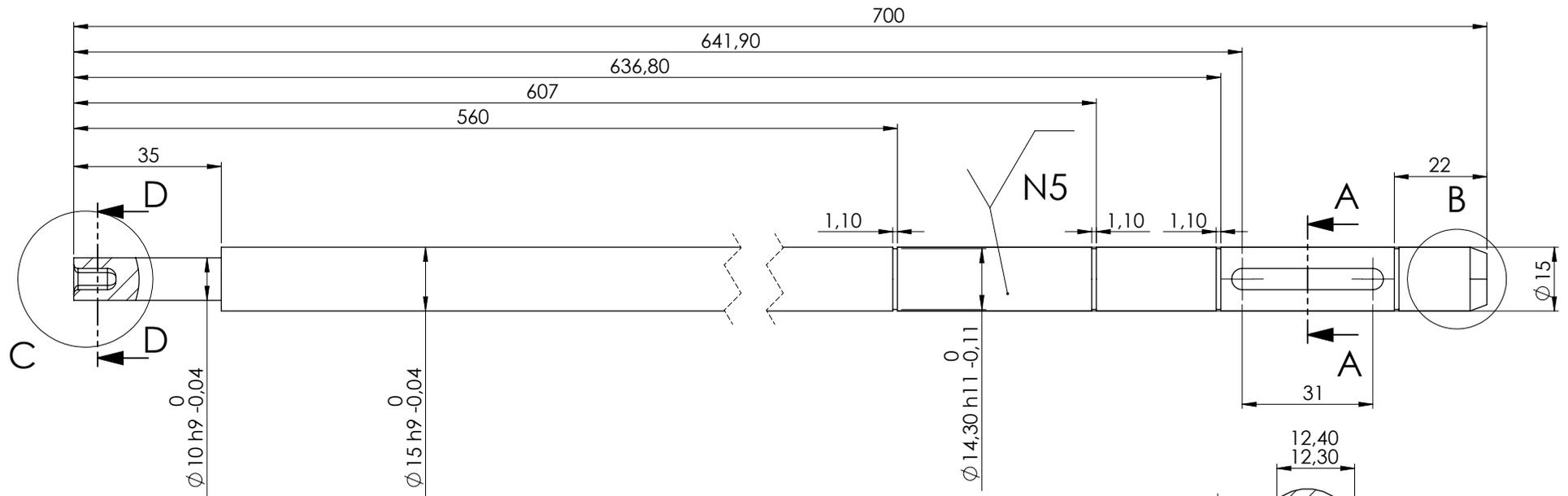
ESCALA 1 : 1



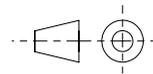
ESCALA 1:5



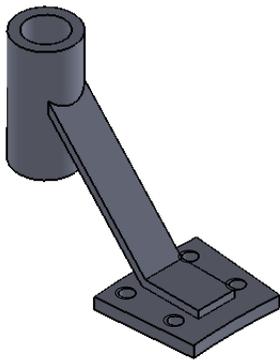
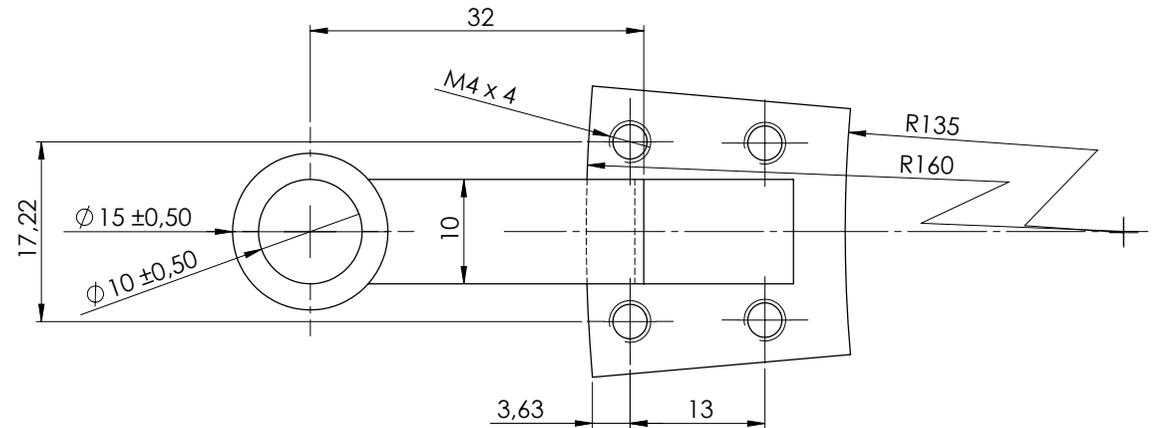
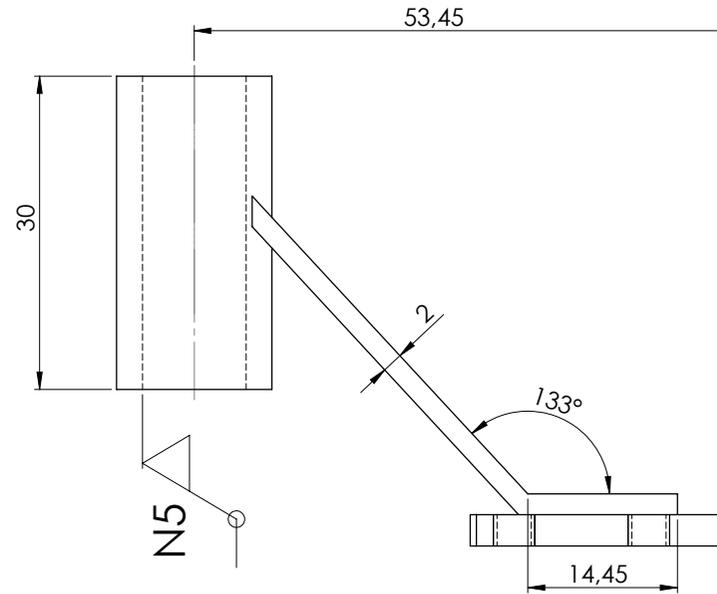
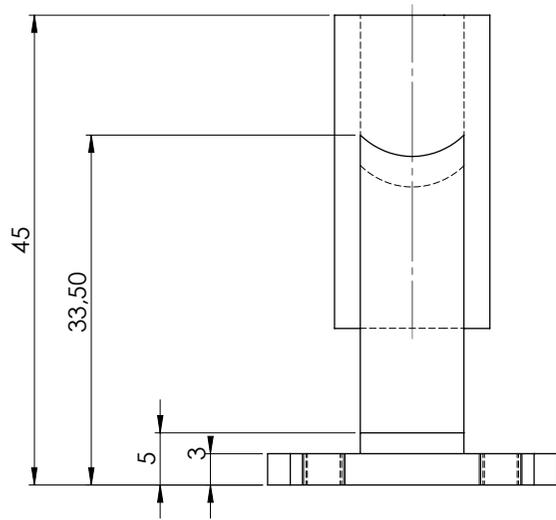
10	1	Manivela		AISI 316
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		LUIS		
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			Universidad de La Laguna
ESCALA: 1:2	TITULO DEL PLANO Manivela		Nº P. : 1.04.05	Nom.Arch:



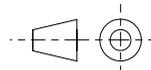
 N7 A menos que se indique lo contrario.



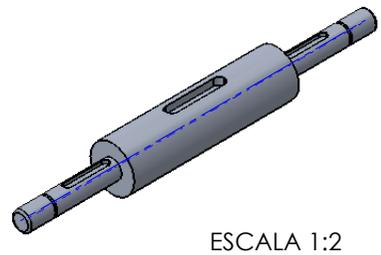
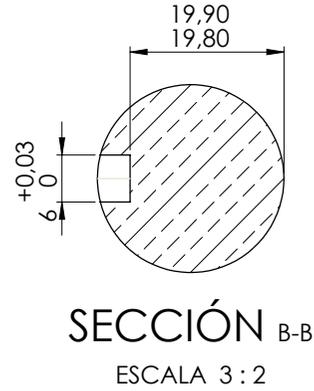
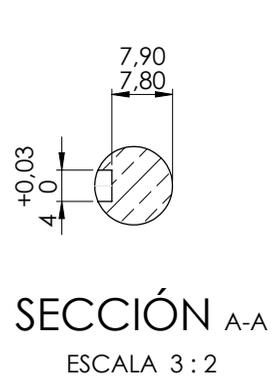
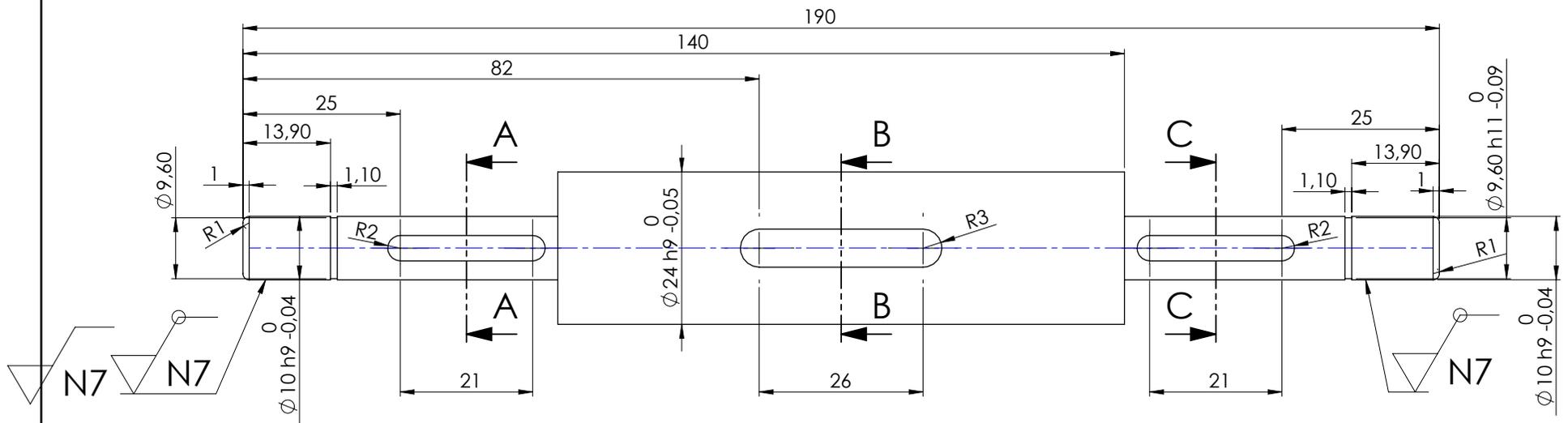
12	1	Eje de transmisión		AISI316
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO			
1:1	Eje de transmisión		1.04.06	
			Nom.Arch:	



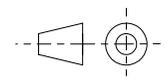
ESCALA 1:1



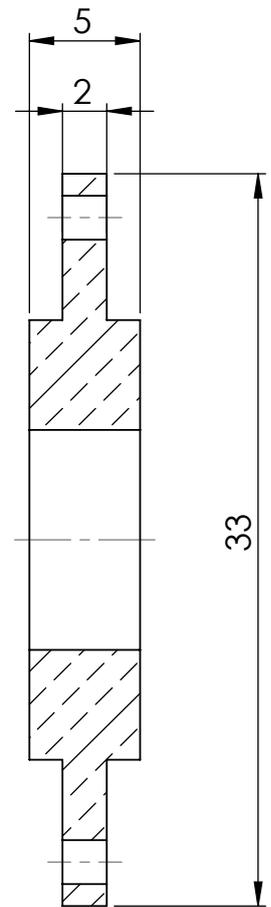
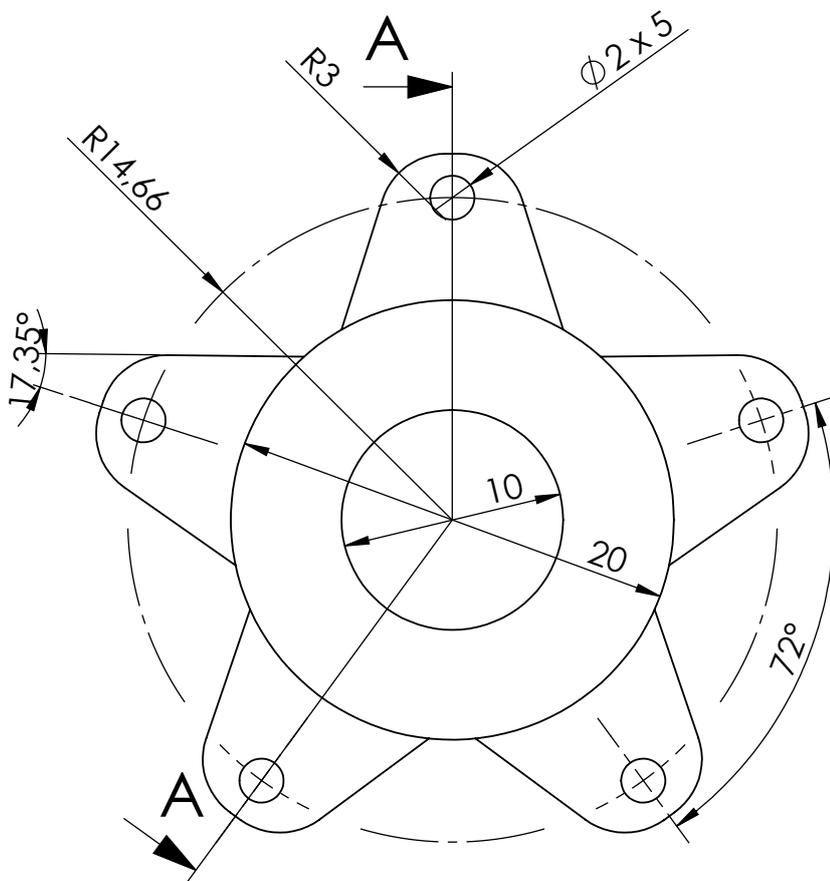
14	4	Dado de deslizamiento		AW 5081
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :	
2:1	Dado de deslizamiento		Nom.Arch:	1.04.07



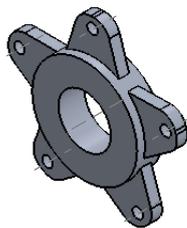
N9 (en todas las superficies a menos que se indique lo contrario)



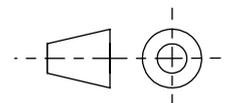
21	1	Eje de transmisión corona/piñón		AW 5081
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO			
3:2	Eje de transmisión corona/piñón		Nom.Arch:	1.04.08



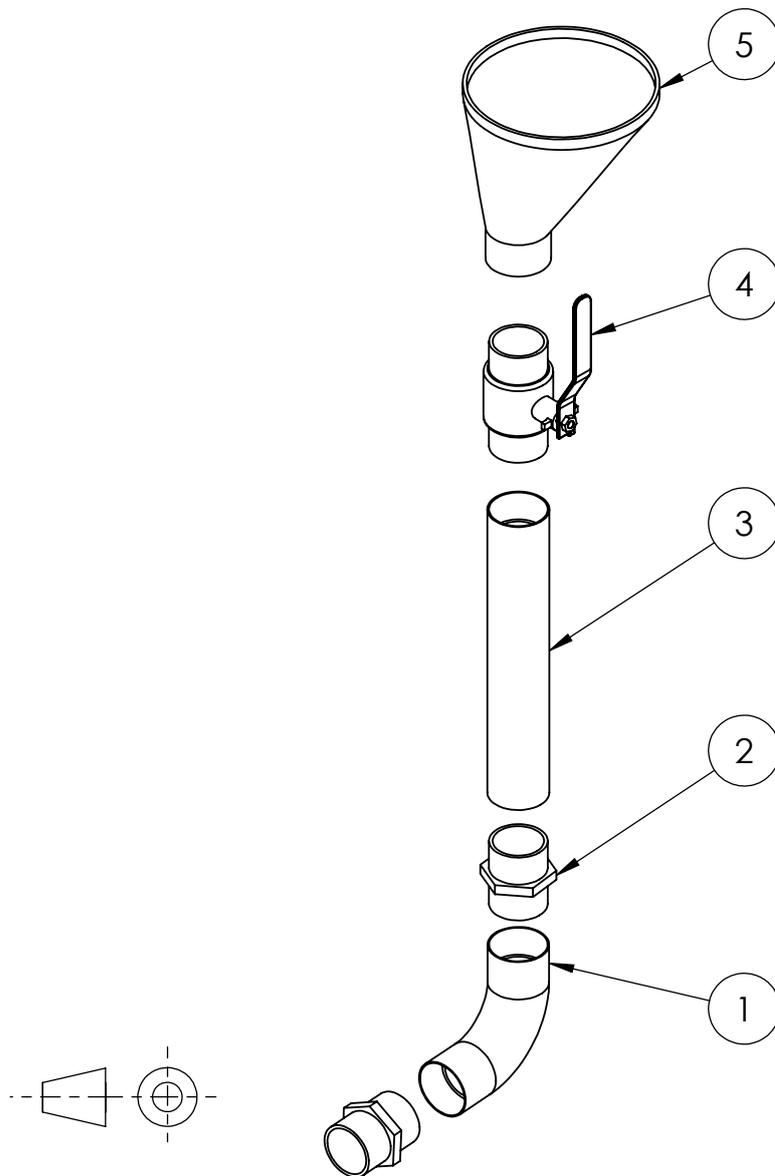
SECCIÓN A-A
ESCALA 3 : 1



ESCALA 1:1



11	1	Estrella de apriete		AW 5081
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA				
	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		LUIS		
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA: 3:1	TITULO DEL PLANO Estrella de apriete		Nº P. : 1.04.09	Nom.Arch:



4	1	(Embudo) Reductor de caudal 1	Hastinik	AISI 316
3	1	Válvula de bola manual 1 1/2"	499-2830	AISI 316
2	2	Acoplamiento roscado M-M de 1 1/2"	458-6889	AISI 316
1	1	Codo 90° con rosca M-H 1 1/2	Hastinik	AISI 316
Marca	Nº Pieza	Designación y observaciones	Referencia	Material

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CRIOGENIA

	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre		LUIS	
Apellidos		MIGUELEZ GARCIA	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:4	TITULO DEL PLANO Subconjunto: Sistema de admisiín de LN2		Nº P. : 1.05 Nom.Arch:



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

ANEXO IV PRESUPUESTO

TÍTULO:

**Diseño y construcción de un banco de pruebas para
criogenia**

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Luis Miguélez García

Tutor: Carmelo Militello Militello

Tutor externo: Pablo Redondo Caicoya

Septiembre de 2017

ÍNDICE PRESUPUESTO

1. Sistemas de líneas de vacío.....	2
2. Precámara.....	2
3. Mecanismo de movimiento.....	3
4. Cámara de criogenia.....	3
5. Admisión de nitrógeno.....	3
6. Refrigerante.....	4
7. Presupuesto base por contrata.....	4
8. Presupuesto industrial.....	5

PRESUPUESTO

1. Sistema de line de vacío

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO POR UNIDAD (€)	TOTAL (€)
Sensor tipo piezo Pirani - Vacuum transducer DN16KF THYRACONT LCD Display	1	605,00	605,00
Bomba de vacío LEYBOLD TRIVAC D40B	1	4.987,90	4.987,90
Clamping 40 ISO-KF	6	9,30	55,80
O-ring 40-ISO-KF	6	6,40	38,40
Codo 90ª 40-ISO-KF	2	15,26	30,52
Tubo Flexible Vacuum tubing 40 ISO-KF (250 mm)	1	32,00	32,00
Tubo Bellows 40 ISO-KF (100 mm)	1	12,30	12,30
Cruz con 2 salidas DN 40/10 ISO-KF	1	42,00	42,00
Clamping 10 ISO-KF	5	5,40	27,00
O-ring 10-ISO-KF	5	5,30	26,50
Codo 90ª 10-ISO-KF	1	25,90	25,90
Tubo Flexibke Vacuum tubing 10 ISO-KF (250 mm)	1	17,00	17,00
KF Valve System DN 10 KF - manually operated	1	530,00	530,00
SUBTOTAL		6.293,76	6.430,32

2. Precámara

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO POR UNIDAD (€)	TOTAL (€)
Placa de aluminio AW 5083 (formato almacenaje m/placa) espesor 5 mm	2	12,24	24,48
Tubo de aluminio AW 5083 (formato almacenaje m/barra) Ø280, espesor 5 mm	1	28,00	28,00
Brida tipo Klein Flange 40KF	1	14,75	14,75
Palanca de fijación CLAMPTEK	3	16,30	48,90
Barra de aluminio AW 5083 (formato almacenaje m/barra)	2	2,63	5,26
Clavija Pasamuros DFC (MIL_DTL 26482) Detoronics	1	30,10	30,10
Tornillo cabeza hexagonal AB ISO 4017-M4x8-N	12	0,05	0,60
Tornillo cabeza hexagonal AB ISO 4017-M4x12-N	4	0,08	0,32
Tornillo cabeza hexagonal AB ISO 4017-M4x16-N	6	0,10	0,60
Tuerca hexagonal achaflanada AB ISO 4035-M4-N	4	0,12	0,48
Junta tórica (O-ring) ISO 3601	1	3,90	3,90
SUBTOTAL		108,27	157,39

3. Mecanismo de movimiento

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO POR UNIDAD (€)	TOTAL (€)
Placa de aluminio AW 5083 (formato almacenaje m/placa) espesor 3 mm	1	8,70	8,70
Placa de aluminio AW 5083 (formato almacenaje m/placa) espesor 5 mm	1	12,24	12,24
Barra de aluminio AW 5083 (formato almacenaje m/barra) diámetro 24 mm	1	8,38	8,38
Junta tórica (O-ring) ISO 3601 300 x 5,3	1	0,65	0,65
Junta tórica (O-ring) ISO 3601 280 x 5,3	1	0,64	0,64
Junta tórica (O-ring) ISO 3601 14 x 2,65	2	0,27	0,55
Barra de acero inoxidable AISI 316 (formato almacenaje m/barra) diámetro 15	2	9,67	19,34
Resortes de extensión LEM070BA 04	5	0,12	0,59
Circlip DIN 471 - 15	4	2,80	11,20
Conjunto corona-tornillo sin fin (A50U27)	1	73,00	73,00
Cremallera CKR-I-CTR-200/500	1	48,00	48,00
Piñón PKR-C-200-25-1	2	14,50	29,00
Chaveta A5x5x36 DIN 6885	1	0,33	0,33
Chaveta paralela A4x4x25 DIN 6885	2	0,31	0,62
Chaveta paralela A6x6x32 DIN 6885	1	0,60	0,60
Tornillo cabeza cilíndrica con ranura ISO 7045	16	0,04	0,58
SUBTOTAL		180,25	214,42

4. Cámara de criogenia

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO POR UNIDAD (€)	TOTAL (€)
Placa de aluminio AW 5083 (formato almacenaje m/placa) espesor 5 mm	7	12,24	85,68
Lámina PMMA (8 mm espesor)	2	9,00	18,00
Placa acero inoxidable (3 mm espesor)	1	21,00	21,00
Placa aislante de teflón (10 mm espesor)	2	174,80	349,60
Tubo de acero inoxidable AISI 316 (diámetro 10 mm, espesor 1 mm)	4	3,28	13,12
Tubo de aluminio AW 5083 (formato almacenaje m/barra)	0,5	11,42	5,71
Barra de aluminio AW 5083 (30 mm diámetro, longitud 20 mm)	1	12,07	12,07
Hembrillas rosca métrica cerrada	5	0,77	3,85
Tornillo cabeza hexagonal AB ISO 4015-M4x20x14	40	0,11	4,40
Arandela plana DIN 6923-M4-N	40	0,16	6,40
Tuerca hexagonal delgada ISO 4035-M4-N	40	0,73	29,20
Perno de brida hexagonal DIN 6921-M4-40N	18	0,19	3,42
Tuerca hexagonal abridada DIN6923-M4-N	18	0,98	17,64
Conjunto brida y disco de ruptura BT-OD DN50	1	251,58	251,58
Junta tórica (O-ring) 14x2,65	1	0,27	0,27
Válvula anti-retorno	1	20,17	20,17
SUBTOTAL		518,77	842,11

5. Admisión de nitrógeno

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO POR UNIDAD (€)	TOTAL (€)
Conexión de tubo roscado M-M 1" acero 316	2	1,32	3,96
Codo tubo roscado 90° H-H 1" acero 316	1	28,90	57,8
Tubo roscado 200 mm H-H 1" acero 316	1	5,10	10,2
Llave de paso manual M-M 1" acero 316	1	13,77	27,54
Accesorio Reductor de caudal excéntrico, acero 316 (embudo)	1		0
SUBTOTAL		49,09	49,09

6. Refrigerante

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO POR UNIDAD (€)	TOTAL (€)
NITRÓGENO LÍQUIDO (cantidad mínima destinada a estabilizar el equipo)- litros	11,3	1*	11,3

*Precio litro ofertado por SEGAI – Servicio General de Apoyo a la investigación. Universidad de La Laguna

7. Presupuesto de base por contrata

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO POR UNIDAD (€)	TOTAL (€)
Torneado	5,00	20,00	100,00
Fresado	2,00	25,00	50,00
Taladrado	0,30	10,00	3,00
Suplemento corte	15	1,74	26,10
Coste soldadura (5€ * 1,5 cm) -(incluye mano de obra) - 4.480 mm conjunto			1.493,00

8. Costes industriales

CONCEPTO	PRECIO (€)	
<i>Sistema de líneas de vacío</i>	6.430,32	
<i>Precámara</i>	157,39	
<i>Mecanismo de movimiento</i>	214,42	
<i>Cámara de criogenia</i>	842,11	
<i>Admisión de nitrógeno</i>	57,59	
<i>Refrigerante</i>	11,30	
<i>Presupuesto de base por contrata</i>	1.493,00	
TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL		9.206,13
GASTOS GENERALES (15%)	1.380,92	
BENEFICIO INDUSTRIAL (10%)	920,61	
TOTAL GASTOS GENERALES Y BENEFICIO INDUSTRIAL		2.301,53
IGIC (7%)		805,53
TOTAL PRESUPUESTO		12.313,19

El precio total del proyecto asciende a **12.313,19 euros** (doce mil trescientos trece con diecinueve euros).