



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNAS PATAS
ARTICULADAS QUE SIRVAN PARA EL
MOVIMIENTO DE UNA MÁQUINA TIPO ROV**

Autor:

Adrián Rodríguez Lorenzo

Tutores:

Carmelo Militello Militello
Viana Lida Guadalupe Suárez

Marzo, 2020



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNAS PATAS
ARTICULADAS QUE SIRVAN PARA EL
MOVIMIENTO DE UNA MÁQUINA TIPO ROV**

ÍNDICE GENERAL

Autor:

Adrián Rodríguez Lorenzo

Tutores:

Carmelo Militello Militello
Viana Lida Guadalupe Suárez

Marzo, 2020



ÍNDICE GENERAL - MEMORIA

1.	Hoja de Identificación	7
2.	Abstract	8
3.	Objetivo	9
4.	Alcance	10
5.	Normas y referencias	11
5.1.	Normativa aplicada.....	11
5.2.	Bibliografía	12
5.3.	Herramientas informáticas	13
6.	Requisitos de diseño	14
7.	Introducción.....	15
8.	Diseño	18
8.1.	Concepción básica	18
8.2.	Materiales.....	22
8.3.	Agrupaciones	22
8.4.	Tornillos de potencia	23
8.5.	Control del sistema.....	24
8.6.	PAD.....	24
8.7.	Acoplamientos.....	26
8.8.	Sistemas guiados	29
8.9.	Sistema mantenedor de posición radial del acoplamiento rígido PAD	30



8.10. Arrollamiento y tensado del umbilical	31
8.11. Lubricación	31
8.12. Uniones.....	32
8.13. Análisis de sollicitaciones.....	34
8.14. Verificación mecánica de componentes	34
8.15. Sistema de patas.....	35
9. Análisis mecánicos.....	36
9.1. Valores de carga	36
9.2. Estados de carga del sistema de desplazamiento	36
9.3. Acoplamiento-resorte	38
9.4. Sistemas motor-tornillo-tuerca.....	39
9.5. Sistema de desplazamiento	41
9.6. Requisitos dimensionales-geométricos	48
10. Electrónica básica	53
10.1. Objeto y alcance.....	53
10.2. Discusión de componentes	53
10.3. Ubicación y montaje	56
11. Otras consideraciones.....	57
12. Conclusion.....	58
13. Orden de prioridad de los documentos del proyecto	59



ÍNDICE GENERAL – CÁLCULOS MECÁNICOS

1. Bibliografía	10
2. Definición de los valores de carga.....	11
3. Cálculo del acoplamiento-resorte	14
3.1. Especificaciones de diseño finales del acoplamiento-resorte	14
3.2. Estudio de compresión del acoplamiento-resorte	16
3.3. Estudio de extensión del acoplamiento-resorte	22
3.4. Comprobación resistente según cargas en extensión/compresión.....	23
3.5. Obtención del momento torsor máximo que soporta el acoplamiento-resorte..	24
3.6. Estudio resistente ante flexión del acoplamiento-resorte.....	25
3.7. Análisis de resultados	28
4. Obtención de estados de carga del sistema de desplazamiento.....	29
4.1. Obtención de las fuerzas de celda mínimas por situaciones	31
5. Definición del sistema motor-tornillo-tuerca	48
6. Resistencia mecánica y desplazamientos del sistema de desplazamiento	53
6.1. Resistencia y desplazamientos del acoplamiento rígido PAD	53
6.2. Resistencia de la pata 1.....	63
6.3. Resistencia de las cabezas de articulación	70
6.4. Resistencia de pernos o pasadores.....	71
6.5. Resistencia de la barra roscada patas.....	74



6.6. Resistencia de la barra roscada central.....	82
6.7. Resistencia del acoplamiento helicoidal	86



ÍNDICE GENERAL – CÁLCULOS, ESQUEMAS Y LISTADOS ELECTRÓNICOS

1.	Bibliografía	5
2.	Introducción.....	6
3.	Listados y esquemas electrónicos.....	7
4.	Dimensionado del amplificador	13



ÍNDICE GENERAL - PLANOS

1. Introducción.....	5
2. Conjunto.....	1.00
3. Módulo de patas.....	1.01
4. Pata.....	1.01.01
5. Perspectiva estallada cortada.....	1.01.01.S1
6. Soporte móvil patas.....	1.01.01.02
7. Acoplamiento rígido parte.....	1.01.01.03
8. Pad.....	1.01.01.04
9. Pata 1.....	1.01.01.05
10. Cobertura motor patas.....	1.01.01.08
11. Alambre de posición.....	1.01.01.10
12. Barra unión C.....	1.01.01.14
13. Barra unión A.....	1.01.01.15
14. Barra unión B.....	1.01.01.16
15. Motorización pata.....	1.01.02
16. Perspectiva estallada.....	1.01.02.S1
17. Barra roscada patas.....	1.01.02.01
18. Sujeción motor patas.....	1.01.02.03
19. Monitorización.....	1.01.03
20. Perspectiva estallada.....	1.01.03.S1



21. Fijación cámara.....	1.01.03.02
22. Soporte cámara.....	1.01.03.03
23. Acoplamiento.....	1.02
24. Perspectiva estallada.....	1.02.S1
25. Aro flexible acoplamiento.....	1.02.01
26. Aro rígido acoplamiento.....	1.02.02
27. Resorte acoplamiento.....	1.02.03
28. Módulo central.....	1.03
29. Perspectiva estallada.....	1.03.S1
30. Soporte motor.....	1.03.02
31. Soporte móvil.....	1.03.03
32. Sujeción motor.....	1.03.05
33. Cobertura electrónica.....	1.03.06
34. Soporte resorte.....	1.03.07
35. Barra roscada central.....	1.03.09



ÍNDICE GENERAL - CATÁLOGOS

1. Introducción.....	4
2. Arandela nailon	
3. Casquillo bronce	
4. Resorte de extensión	
5. Cabeza de articulación TSM.R	
6. Load cell	
7. Acoplamiento helicoidal	
8. Motor paso a paso	
9. Cámara	
10. Amplificador OP07	
11. Lubricante	
12. Adhesivo	
13. Tambor cable	



ÍNDICE GENERAL – ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO

1.	Introducción.....	4
2.	Cuadro de precios.....	5
3.	Estado de mediciones.....	7
4.	Cuadro de precios descompuesto y presupuesto total (PEM).....	9



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNAS PATAS
ARTICULADAS QUE SIRVAN PARA EL
MOVIMIENTO DE UNA MÁQUINA TIPO ROV**

MEMORIA

Autor:

Adrián Rodríguez Lorenzo

Tutores:

Carmelo Militello Militello
Viana Lida Guadalupe Suárez

Marzo, 2020



ÍNDICE

1. Hoja de Identificación	7
2. Abstract	8
3. Objetivo	9
4. Alcance.....	10
5. Normas y referencias.....	11
5.1. Normativa aplicada	11
5.2. Bibliografía.....	12
5.3. Herramientas informáticas	13
6. Requisitos de diseño	14
7. Introducción	15
8. Diseño	18
8.1. Concepción básica	18
8.2. Materiales	22
8.3. Agrupaciones.....	22
8.4. Tornillos de potencia.....	23
8.5. Control del sistema	24
8.6. PAD	24
8.7. Acoplamientos	26
8.8. Sistemas guiados	29
8.9. Sistema mantenedor de posición radial del acoplamiento rígido PAD.....	30



8.10.	Arrollamiento y tensado del umbilical	31
8.11.	Lubricación	31
8.12.	Uniones	32
8.13.	Análisis de solicitaciones	34
8.14.	Verificación mecánica de componentes	34
8.15.	Sistema de patas.....	35
9.	Análisis mecánicos	36
9.1.	Valores de carga.....	36
9.2.	Estados de carga del sistema de desplazamiento	36
9.3.	Acoplamiento-resorte.....	38
9.4.	Sistemas motor-tornillo-tuerca	39
9.5.	Sistema de desplazamiento.....	41
9.6.	Requisitos dimensionales-geométricos	48
10.	Electrónica básica	53
10.1.	Objeto y alcance.....	53
10.2.	Discusión de componentes	53
10.3.	Ubicación y montaje	56
11.	Otras consideraciones	57
12.	Conclusion	58
13.	Orden de prioridad de los documentos del proyecto.....	59



ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1: ROV renderizado (fuente propia)	8
Ilustración 2: Figura RITA modificada (fuente [2])	16
Ilustración 3: Figura robot extendido (fuente [3])	16
Ilustración 4: ROV comercial (fuente [4])	17
Ilustración 5: ROV comercial I (fuente [5])	17
Ilustración 6: Partes acoplamiento rígido PAD (fuente propia)	18
Ilustración 7: Secuencia de desplazamiento (fuente [6])	19
Ilustración 8: Identificación de módulos (fuente propia)	19
Ilustración 9: Módulo central (fuente propia)	20
Ilustración 10: Módulo de patas (fuente propia)	20
Ilustración 11: Sistema de desplazamiento resaltado (fuente propia)	23
Ilustración 12: Acoplamiento tipo resorte ensamblado (fuente propia)	28
Ilustración 13: Guía del módulo de patas resaltada (fuente propia)	29
Ilustración 14: Guía del módulo central resaltada (fuente propia)	30
Ilustración 15: Alambre de posición y resortes de extensión (fuente propia) ...	30
Ilustración 16: Gráfica lubricación (fuente [9])	32
Ilustración 17: Disposición de celdas de cargas y cabezas de articulación (fuente propia)	33
Ilustración 18: Curva tensión-deformación del PC como polietileno de alta densidad (fuente [15])	35
Ilustración 19: Esquemas de situaciones para mayor sollicitación (fuente propia)	37



Ilustración 20: Motor-tornillo-tuerca en el módulo de patas (fuente propia).....	40
Ilustración 21: Motor-tornillo-tuerca en el módulo central (fuente propia).....	41
Ilustración 22: Esquema de carga del acoplamiento rígido PAD (fuente propia)	42
Ilustración 23: Esquema tensional acoplamiento rígido PAD I (fuente propia) .	43
Ilustración 24: Esquema de cargas para pata 1 (fuente propia	44
Ilustración 25: Esquema general de acciones (fuente propia).....	45
Ilustración 26: Esquema de cargas sobre la barra roscada patas (fuente propia)	46
Ilustración 27: Esquema de cargas sobre la barra roscada central (fuente propia)	47
Ilustración 28: Verificación dimensional (fuente propia)	49
Ilustración 29: Verificación dimensional I (fuente propia)	50
Ilustración 30: Verificación dimensional II (fuente propia)	50
Ilustración 31: Verificación dimensional III (fuente propia)	51
Ilustración 32: Verificación dimensional IV (fuente propia).....	51
Ilustración 33: Verificación dimensional V (fuente propia).....	52
Ilustración 34: Celda de carga elegida (fuente [17])	54
Ilustración 35: Alojamiento de la electrónica del ROV (fuente propia).....	56



1. Hoja de Identificación

- Título del proyecto:

Diseño y cálculo de unas patas articuladas que sirvan para el movimiento de una máquina tipo ROV.

- Encargado por:

Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología.
Sección de Ingeniería Industrial.

Universidad de La Laguna (ULL).
Avda. Astrofísico Francisco Sánchez, S/N.
San Cristóbal de La Laguna.

- Autor del proyecto:

Nombre: Adrián Rodríguez Lorenzo
DNI: 54062128F
Estudios: Grado en Ingeniería Mecánica.
Localidad: San Cristóbal de La Laguna.
Correo electrónico: alu0100976878@ull.edu.es

- Tutoría del proyecto:

Nombres: Carmelo Militello Militello y Viana Lida Guadalupe Suárez.
Departamento: Ingeniería Industrial.
Área de conocimiento: Ingeniería Mecánica.

2. Abstract

This work is defined as an engineering development. In particular, a modular ROV is designed from scratch, with special emphasis on the mechanical study of the movement system.

In this project, the problem to be solved is the inspection of a cement pipe that has vertical and horizontal sections with slight turning radius. In addition, the longest pipe is ten meters long and it is necessary to monitor the inside of the pipe.

Each pre-designed component is proposed following mechanical, geometric, dimensional and functional rules. As for the movement system, its design is based on a bar linkage or mechanism supplied by a lead screw. In addition, the control of the ROV's movement is possible thanks to the load cells that are attached to the bars. Thus, the load cells command three stepper motors that transmit energy to the lead screws.

In addition, the working stress states, the stress instructions from the load cells to the motors (for switching from one step to another), and the resistance of the motion system are calculated.

Finally, it is worth mentioning a spring design due to its unusual tensions and arrangement, being a joint.

Below is a picture of a ROV (*Ilustración 1*):

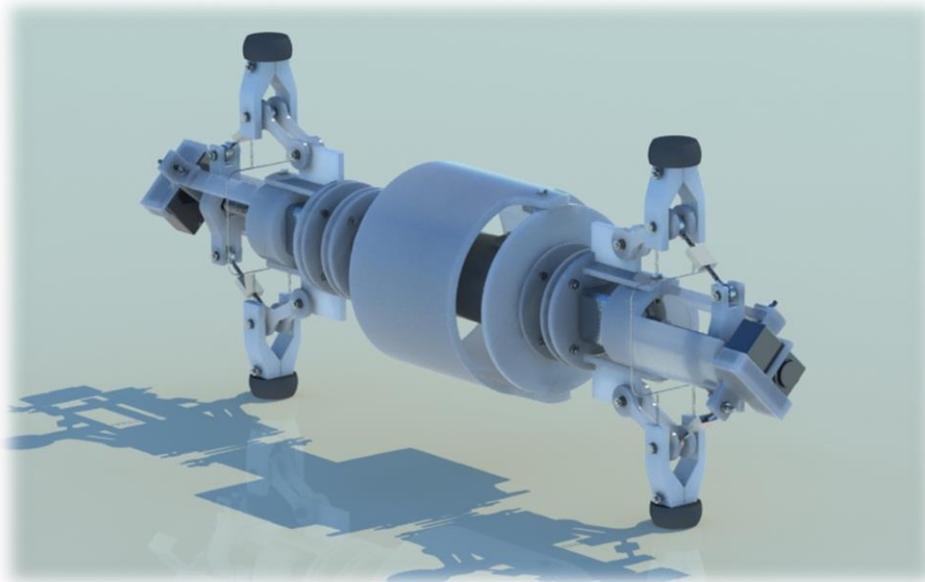


Ilustración 1: ROV renderizado (fuente propia)



3. Objetivo

El objetivo de este trabajo es el diseño de un prototipo de sistema de desplazamiento para un ROV cuya tarea es la inspección interna de tuberías.



4. Alcance

El alcance de este trabajo abarca el diseño y el cálculo del sistema de desplazamiento de una máquina tipo ROV. Concretamente, se considera la verificación cinemática y de resistencia de los materiales, atendiendo a las condiciones del interior de una tubería y a las impuestas por sí mismo. Para el diseño, cabe tanto la selección de piezas normalizadas y/o comerciales en base a catálogos y fichas técnicas, como el diseño de piezas novedosas que solventen el problema cuestionado. Además, se dispone el espacio necesario para el control electrónico, y una propuesta básica de su diseño.

5. Normas y referencias

5.1. Normativa aplicada

- UNE-EN ISO 5455:1996 (Dibujos Técnicos. Escalas)
- UNE-EN ISO 1660:2017 (Especificación geométrica de productos)
- UNE-EN ISO 5457:2000 (Documentación técnica de producto)
- UNE-EN ISO 7200:2004 (Documentación técnica de productos)
- DIN 127 (Arandelas grower)
- UNE 17701:2002 (Rosca métrica ISO para usos generales)
- UNE-EN ISO 7089:2000 (Arandelas planas)
- UNE-EN ISO 4032:2013 (Tuercas hexagonales normales, tipo 1 (DIN 934))
- UNE-EN ISO 4017:215 (Elementos de fijación, tornillos de cabeza hexagonal)
- UNE-EN ISO 7045:2012 (Tornillos de cabeza cilíndrica redondeada con hueco cruciforme tipo H o tipo Z)
- UNE-EN ISO 4017: 2017 (Tornillos de cabeza hexagonal (DIN 933))
- UNE-EN ISO 7089:2000 (Arandelas planas (DIN 125))
- UNE-EN ISO 7045:2012 (Tornillos de cabeza cilíndrica redondeada (DIN 7985))
- UNE-EN 22768:1994 (Tolerancias para cotas dimensionales. Tolerancias para cotas geométricas)
- UNE 157001:2014 (Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico)
- UNE-EN 10020:2001 (Definición y clasificación de los tipos de acero)
- UNE-EN ISO 10673:2010 (Arandelas planas para conjuntos de tornillo y arandela)
- UNE-EN ISO 1101:2017 (Tolerancias geométricas)
- UNE-EN ISO 286-1:2011/AC:2013 (Tolerancias en dimensiones lineales)

5.2. Bibliografía

Libros:

- [1] R. D. Christ y R. R. Wernli Sr., The ROV Manual, Oxford: Elsevier Science & Technology, 2007.
- [7] A. Ollero Baturone, Robótica: manipuladores y robots móviles, Barcelona: Marcombo, 1991.
- [8] R. A. Serway, Física, McGraw-Hill, 1992.
- [9] R. L. Norton, DISEÑO DE MÁQUINAS Un enfoque integrado, Naucalpan de Juárez (México): Prentice Hall, 2011.
- [10] Y. Bellouard, Microrobotics: Methods and Applications, CRC Press, 2009.

Catálogos / fichas técnicas:

- [13] R. R. 1957, “Acoplamientos Helicoidal,” Ruland Manufacturing, 1 Enero 2020. [En línea]. Disponible en: <http://espanol.ruland.com>. [Último acceso: 4 Enero 2020].

Páginas web:

- [4] P. A. & M. Ambiente, “Robot de Inspección ROVVER,” PANATEC, 1 Enero 2020. [En línea]. Disponible en: <http://www.panatec-agua.com/>. [Último acceso: 28 Enero 2020].
- [5] HiBot, “THESBOT-DUAL,” Hibot Corporation, 1 Enero 2017. [En línea]. Disponible en: <https://www.hibot.co.jp/>. [Último acceso: 28 Enero 2020].
- [14] M. y R. B. SL, “Piezas especiales PRODUCTOS – MUELLES,” Bosch, 1 Enero 2020. [En línea]. Disponible en: <https://www.muellesbosch.com>. [Último acceso: 4 Enero 2020].
- [16] U. P. d. Valencia, “Unidad 15. Materiales Poliméricos y Compuestos,” 4 Septiembre 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.upv.es>. [Último acceso: 9 Febrero 2020].
- [16] B. Ar, “Enlace RF 433 Mhz ASK con RadioHead.h,” Youtube, 17 Marzo 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.youtube.com>. [Último acceso: 25 Octubre 2019].



[17] G. Community, “Load in 3D viewer,” Grabcad, 1 Enero 2020. [En línea]. Disponible en: <https://grabcad.com>. [Último acceso: 6 Febrero 2020].

Otros (TFG, TFM, softwares, artículos de investigación...):

[2] A. Lamas Villar, “ROBOT INSPECCIONADOR DE TUBERÍAS,” Máster en Ingeniería Mecatrónica (Universidad de Oviedo), Oviedo (España), 2017.

[3] O. Latorre Moreno, “ROBOT INSPECCIÓN DE TUBERÍAS,” Escuela Universitaria Politécnica (Universidad de Zaragoza), Zaragoza, 2016.

[6] L. M. Di Matteo, C. Verrastro y J. Roitman, *Robot para exploración de tuberías de diseño compacto, modular, estanco y de seguridad intrínseca.*, Buenos Aires.

[11] S. Domingo, S. Puértolas, F. Sánchez, L. Gracia-Villa y J. A. Puértolas, “Aplicación de la superelasticidad del NiTi a los stents: consideraciones termomecánicas,” Gandia (VIII Congreso Nacional de Propiedades Mecánicas de los Sólidos), Zaragoza, 2002.

[12] E. Angulo Elizari, “Diseño, simulación y validación por elementos finitos de sistemas flexure para aplicaciones micro-robóticas,” tecnun Universidad de Navarra, Donostia-San Sebastián, 2017.

[15] S. Corporation, Escritor, *Solidworks*. [Performance]. Dassault Systèmes, S.A., 2018.

5.3. Herramientas informáticas

- Solidworks 2018.
- Microsoft Office 2013: Excel, Word, Powerpoint.



6. Requisitos de diseño

Las características, con las que debe contar el ROV, y otras especificaciones, según criterios de diseño, son:

- Sistema de desplazamiento: avance, retroceso y giro.
- Piezas diseñadas: según criterios cinemáticos y resistentes, y considerando la impresión 3D como método de fabricación.
- Cobertura: estructura de protección para los componentes electrónicos críticos.
- Coeficientes de seguridad: respecto a valores límites intrínsecos a los materiales o las geometrías de, al menos, 2.
- Coeficiente de rozamiento estático: definición de condiciones que tiendan a mayorar este término.

Además, se consideran como condiciones de contorno o del medio:

- Diámetro de tubería: 30-35 cm.
- Material de tubería: cemento.
- Imperfecciones en las paredes de la tubería: accesorios de tubería poco invasivos o incrustaciones típicas.
- Radio de curvatura mínimo en giros: 120-140 cm.
- Orientación de tubería: vertical u horizontal.
- Longitud máxima de recorrido: 10 metros.
- Cargas a soportar: propio peso y umbilical.

7. Introducción

La palabra ROV es un conjunto de siglas que esconden el término *Remote Operated Vehicle*. La traducción literal de la frase anterior es: vehículo operado a distancia. Sin embargo, es necesario afinar un poco más. Así, un ROV se puede definir como un vehículo “[...] autopropulsado cuyo funcionamiento es totalmente autónomo (preprogramado o control de misión adaptativo en tiempo real) o bajo control de supervisión mínimo y no tiene ataduras (conexiones físicas), excepto, posiblemente, para enlaces de datos como un cable de fibra óptica” [1]. No obstante, en la mayoría de diseños reales, cuando se emplea el término ROV se hace referencia a un vehículo no tripulado con umbilical o cable desde el exterior o punto de inicio, ya sea para alimentación, para transferencia de datos o ambas.

Los ROVs se pueden clasificar en base a diversos criterios. Por ejemplo, según el grado de autonomía (autónomos, semiautónomos, tele-operados o controlados remotamente), según la fuente de potencia (desde el punto de inicio, interior o mixta), según la distancia y el medio de comunicación (comunicación acústica, óptica, por cable rígido, por radiofrecuencia...), según lo que se comunica (telemetría, telepresencia, control o grabaciones). [1]

En cuanto al umbilical, se recomienda que tenga el menor diámetro posible y que alimente al ROV para disparar la autonomía. [1]

Otro pro que presentan los ROVs es que son muy usuales. Por ello, se encuentran módulos de control de código abierto para emplear como base de la navegación y el control de tu ROV particular. [1]

Al pararse a analizar otros trabajos similares o antecedentes, cabe categorizar distinguiendo entre diseños que son prototipos u objeto de investigación, y los que son opciones comerciales. Según lo cual, se considera lo siguiente.

Antecedentes de prototipos o diseños para investigación:

- En primer lugar se analiza el ROV de la *Ilustración 2*. Este está compuesto por dos módulos idénticos, dispuestos uno delante del otro con la misma orientación. En el proyecto del que surge este ROV, se pivotó hasta un sistema husillo/tuerca que permite el cierre apertura de tres patas radiales por módulo, para copiar el diámetro de la tubería. Además, las patas resultan como un mecanismo de tijera con una rueda “loca” en el extremo de una barra cruzada y otra rueda motriz, en la otra barra. En cuanto a la motorización, se llega a la selección de 8 motores eléctricos: dos de DC y el resto, paso a paso (PAP). [2]

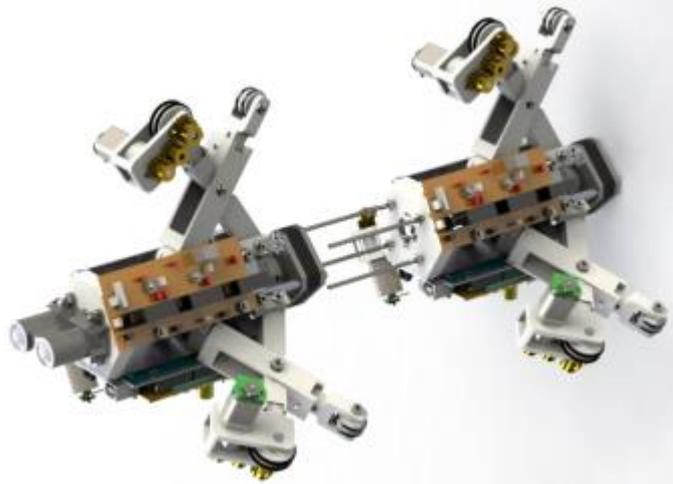


Ilustración 2: Figura RITA modificada (fuente [2])

- Otro proyecto derivó en el ROV de la *Ilustración 3*. Este se resuelve como un solo módulo compacto. En el centro del sistema se encuentra un husillo, al que se acoplan dos tuercas a las que, a su vez, se conectan 3 conjuntos de patas (espaciados 120° radialmente). Luego, los 3 módulos de patas, idénticos, se definen como mecanismos de barras que se acoplan a las tuercas ya mencionadas por eslabones rígidos y a un extremo del chasis central del ROV por resortes. Además, cada módulo cuenta con dos ruedas dentadas (siendo solo una motriz) solidarias gracias a una correa que las une. Estas orugas dispuestas en los extremos de las barras y en contacto con la pared de la tubería permiten el desplazamiento con la acción de motores DC. En adición, se dispone otro motor para la acción del husillo central, permitiendo abarcar distintos diámetros de tubería, gracias al acortamiento/alargamiento de los módulos de patas. En otro orden, resulta que las piezas se diseñan en polietileno de alta densidad, los husillos/tuercas se seleccionan en acero y los cojinetes/guías se eligen en bronce. [3]



Ilustración 3: Figura robot extendido (fuente [3])

Antecedentes de diseños comerciales:

- Comercialmente, se encuentra la opción del IPEK Rover, mostrado en la *Ilustración 4*. Este dispone de un cable umbilical de alimentación y comunicación, de diferentes configuraciones en las ruedas para poder abarcar distintos diámetros y de un monitor acoplado al mando. En este ROV destaca un gran control desde el mando con funciones como el movimiento en 2 ejes de la cámara de grabación. Además, permite conocer la inclinación. También presenta cabrestantes automáticos motorizados y manuales portátiles, con longitudes de cable umbilical de hasta 500 m. Sin embargo, su configuración le impide ascender o descender y le limita la capacidad de giro. [4]



Ilustración 4: ROV comercial (fuente [4])

- Como una opción más específica, se encuentra el THESBot-Dual (*Ilustración 5*). Este es un ROV semi-autónomo con una forma de desplazamiento que emula la de una serpiente. Este sistema se logra con módulos muy pequeños interconectados por acoplamiento muy poco rígidos y con ruedas que presionan las paredes de la tubería y giran para avanzar. Además, presenta un umbilical y es capaz de copiar codos de hasta 180°. Luego, se pueden acoplar más o menos módulos y es capaz de ascender o descender. No obstante lo comentado, para una configuración concreta, abarca una horquilla muy reducida de diámetros. [5]



Ilustración 5: ROV comercial I (fuente [5])

8. Diseño

A lo largo del presente documento y anexos se habla, de manera “indistinta”, de estructura y de mecanismo, dada la condición de estudio como estructura en sus casos puntuales por la baja velocidad de funcionamiento que lo permite entender como tal (para su análisis resistente), y como mecanismo dado que ciertamente es un diseño que presenta movimiento y su funcionalidad es crítica.

Por otra parte, en el presente proyecto se tratan dos cuestiones diferentes, pero cuyas denominaciones pueden generar dudas. Esto se refiere a los acoplamientos rígidos PAD que son los elementos estructurales de policarbonato a los que se acopla el PAD (componente extremo de cada pata, que contacta con la tubería), y a los acoplamientos o uniones *per se*, que se definen como elementos a disponer entre los motores PAP (paso a paso) y las barras roscadas, o entre los módulos (que se definen posteriormente). Para aclarar esto, se muestran las dos mitades que componen los acoplamientos rígidos PAD, en la *Ilustración 6*:

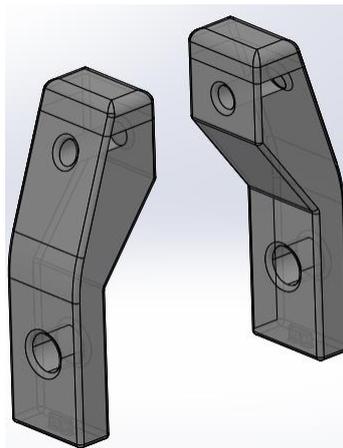


Ilustración 6: Partes acoplamiento rígido PAD (fuente propia)

En adición, se recomienda la consulta del *Anexo III: Planos*, en caso de que existan dudas sobre denominaciones, posiciones o materiales de algún componente presente en el ROV.

8.1. Concepción básica

El presente diseño se basa, en cuanto a la secuencia de desplazamiento (*Ilustración 7*) y a la modularidad, en un robot planteado y analizado por la Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional de Buenos Aires, Argentina. En adición, cabe especificar que el ROV del presente trabajo debe ser capaz de desarrollar la secuencia en ambos sentidos (ida y vuelta). [6]

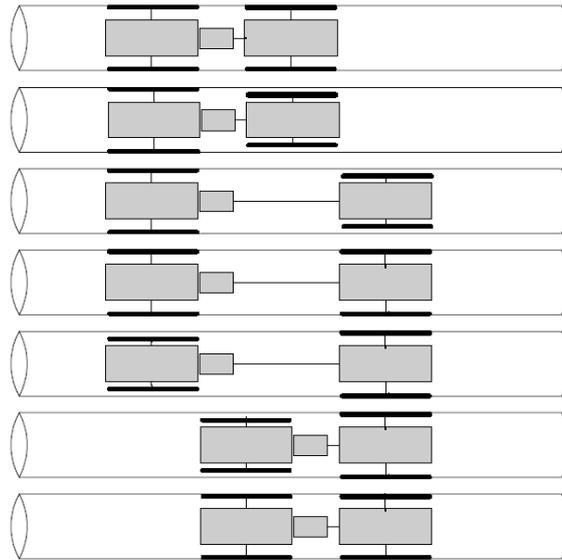


Ilustración 7: Secuencia de desplazamiento (fuente [6])

En cuanto a la estructura modular, se definen dos unidades “independientes”: módulo central (en azul, según *Ilustración 8*) y módulo de patas (en rojo, según *Ilustración 8*).

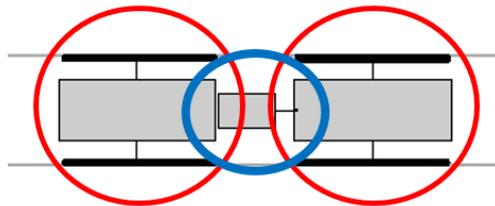


Ilustración 8: Identificación de módulos (fuente propia)

Respecto al módulo central, conviene destacar que cumple la labor de avance/retroceso en la secuencia de desplazamiento del ROV, gracias al acortamiento/alargamiento de su longitud en la dirección longitudinal del ROV. Luego, el módulo de patas se encarga de las secuencias referentes a la fijación/liberación contra la pared de la tubería con la extensión/retracción de las patas. Estos sistemas se muestran en: la *Ilustración 9* (con el conjunto de piezas verdes alejándose/acercándose del resto cuando el tornillo amarillo gira) y la *Ilustración 10* (con el conjunto de piezas verdes desplazándose en la dirección longitudinal del tornillo amarillo, gracias al movimiento de este último).

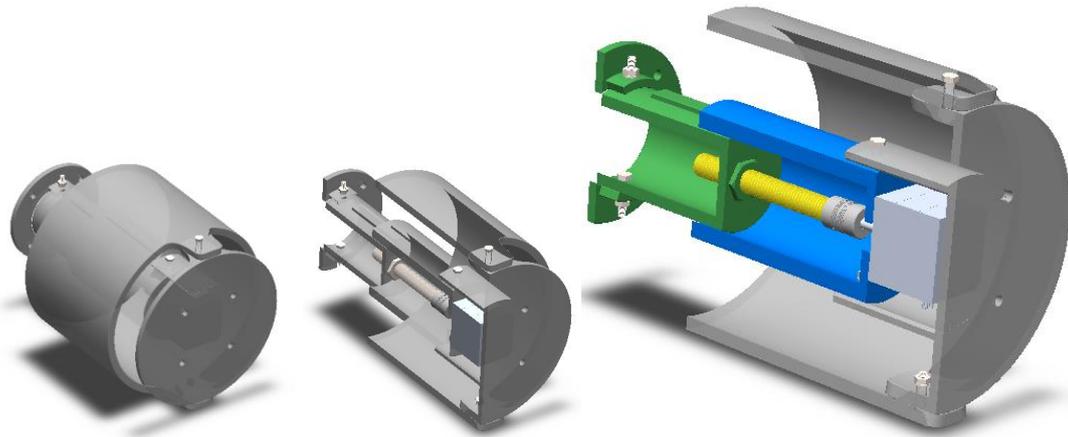


Ilustración 9: Módulo central (fuente propia)

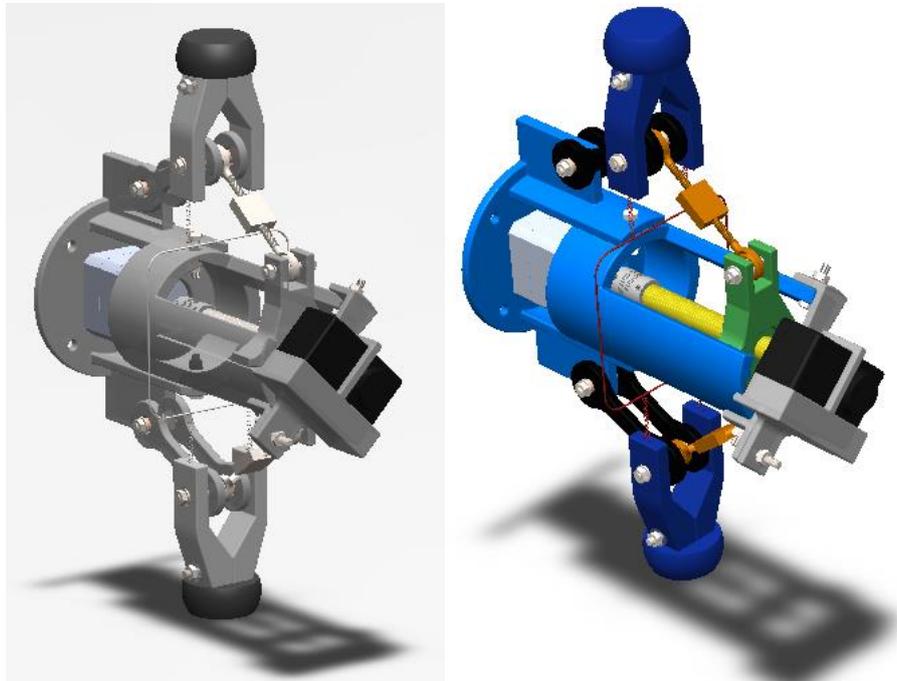


Ilustración 10: Módulo de patas (fuente propia)

De esta manera, el ROV queda configurado por 3 módulos: un módulo central y dos módulos de patas dispuestos a ambos lados del central. Esta configuración se aprecia en la *Ilustración 1*, a continuación repetida.

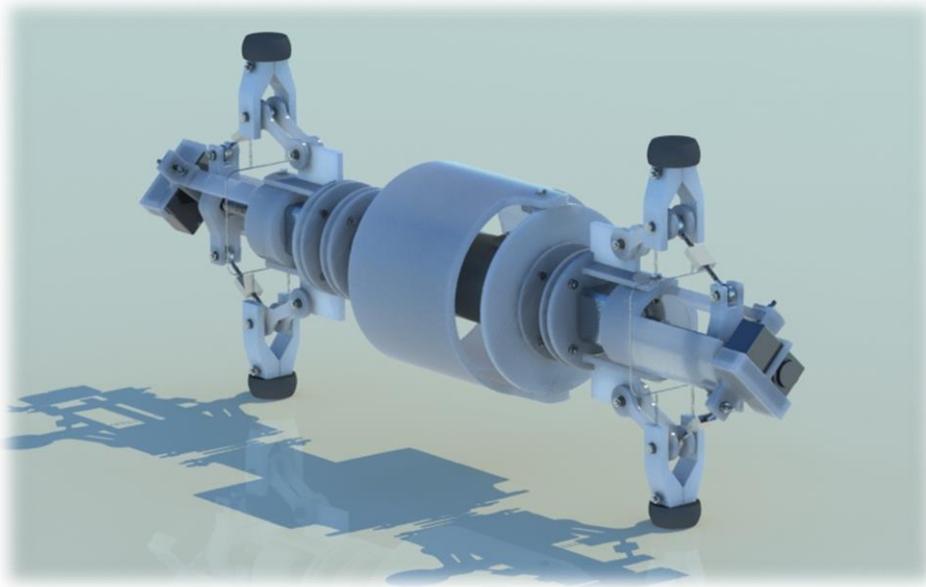


Ilustración 1: ROV renderizado (fuente propia) [REPETIDA]

En la solución tomada, en cada módulo de patas, se disponen estas radialmente y equiespaciadas. Por otra parte, se decide colocar la electrónica requerida en el centro del ROV para poder aproximar a que el centro de gravedad del sistema está ubicado en esta zona. Siguiendo el mismo razonamiento, cada motor de los módulos de pata se coloca en la posición más próxima posible al módulo central (justo antes del acoplamiento). Como es de esperar, estos sistemas motrices alimentan los sistemas tornillo-tuerca que permiten los movimientos de cada módulo (de forma reversible). En relación a lo anterior, conviene destacar que el movimiento circular del husillo en el módulo central se transforma en uno rectilíneo en la dirección de la tubería gracias a un sistema de guías, mientras el movimiento del husillo de las patas se transforma en rectilíneo-radial gracias a otras guías y a los mecanismos de barras que son las patas.

En cuanto a la resolución de las patas, como se ha nombrado en el párrafo anterior, se opta por un sistema de patas articuladas o barras. Esta decisión se basa, fundamentalmente, en que es una de las mejores soluciones cuando el terreno puede presentar obstáculos, ascensos, descensos, etc. gracias a los puntos discretos de soporte. [7]

Por supuesto, cabe reseñar el planteamiento de una cámara en cada extremo del robot con una corona de LEDs a su alrededor para monitorizar.

Por último, conviene tomar en consideración que se plantea la impresión 3D como el proceso de fabricación a emplear para los elementos que sean de diseño propio, por la condición de prototipo (del ROV), por el bajo precio y por el fácil acceso y rapidez.

8.2. Materiales

En cuando a los materiales, se selecciona el policarbonato (PC) como material para las piezas impresas en 3D por las razones argumentadas para el proceso de fabricación, añadiendo que este es empleado para componentes rígidos o estructurales.

Para el resto de piezas, se deciden los materiales atendiendo a las exigencias mecánicas; a la capacidad de ser conformado, unido o terminado; y a la experiencia en aplicaciones similares.

8.3. Agrupaciones

Se considera conveniente considerar la referencia a ciertos conjuntos en el desarrollo del trabajo. A este respecto se definen, en el apartado 8.1. *Concepción básica*, los módulos.

Luego, otro conjunto de interés, es el que se entiende como sistema de desplazamiento. Este se compone por las siguientes piezas (mostradas en la *Ilustración 11*, en la que se muestra el módulo central cortado):

- PADs (en negro).
- Acoplamiento rígidos PADs (en azul).
- Patas 1 (en rojo oscuro).
- Cabezas de articulación TSMR (en verde claro).
- Load cells (en naranja).
- Barras de unión (en amarillo).
- Tuercas M12 (en rosa).
- Barras roscadas patas y central (en rojo claro).
- Acoplamiento helicoidales (en marrón).
- Motores PAP (en beige).
- Acoplamiento-resortes (en gris oscuro, entre los dos módulos).
- Alambres de posición (en verde oscuro).
- Resortes de extensión (en violeta).

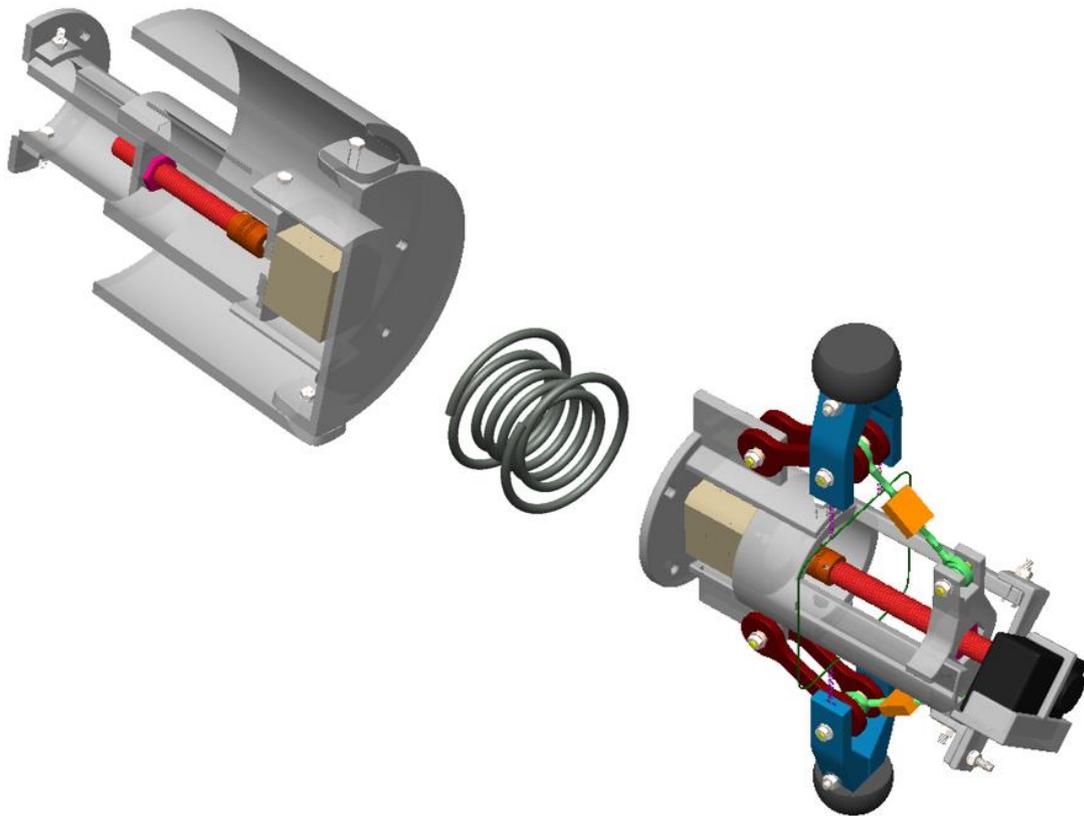


Ilustración 11: Sistema de desplazamiento resaltado (fuente propia)

La razón para la definición del sistema de desplazamiento es la de acotar el estudio pormenorizado a los elementos citados, por tener funciones críticas en el desplazamiento del ROV y según el alcance del presente proyecto.

8.4. Tornillos de potencia

Partiendo de la elección de emplear un mecanismo de barras para las patas y considerando la geometría de la tubería, las opciones motrices del ROV se limitan. Atendiendo a lo cual, se decide emplear tornillos de potencia por su condición atractiva en cuanto a la orientación (paralela al eje longitudinal de la tubería y del ROV) y por ser la opción motriz en los sistemas tipo tijera que mecánicamente recuerdan al diseño planteado en este trabajo.

En relación al perfil de la rosca, se pre-diseña con métrica por su uso generalizado y, en caso de haber existido un requerimiento no abarcable por esta, se habría cambiado por una rosca de tipo trapecial (con mayor pendiente, por permitir la transmisión de mayores esfuerzos).

8.5. Control del sistema

En el ROV existen dos tipos de sistemas independientes, pero que deben actuar coordinados: sistema de acortamiento/alargamiento longitudinal incorporado en el módulo central y sistema de extensión/retracción de patas existente en el módulo de patas.

En el sistema del módulo central, se desarrolla un desplazamiento lineal de recorrido constante. Para su control, se disponen dos finales de carrera (por simplicidad y uso extendido) a cada extremo del soporte motor. Luego, el soporte móvil los acciona al completar el desplazamiento impuesto de 5 cm por carrera.

En cuanto al sistema de extensión/retracción de patas, se destaca que sus recorridos y las exigencias sobre el motor PAP varían en función de las condiciones de contorno (tales como el diámetro de tubería). Considerando lo cual, se plantea un control según carga, gracias al empleo de celdas de carga o load cells que trabajan a tracción/compresión. Así, se incorporan estos componentes en un eslabón, de cada conjunto de patas, que se comporta como una barra. Luego, para indicar la parada del motor PAP, se define una consigna que es un valor de carga (suficiente para asegurar la elasticidad) sobre la load cell.

También se incluye un giroscopio que permite conocer la orientación del ROV respecto a la Tierra. Este da otro valor de entrada al cerebro del ROV para distinguir dos consignas de la celda de carga, según la orientación del sistema de inspección sea vertical u horizontal.

8.6. PAD

Este se trata del componente que va a entrar en contacto con la superficie de la tubería. Dado el requerimiento de que el ROV sea capaz de ascender/descender, es requisito indispensable que el coeficiente de rozamiento entre la pared de la tubería y el PAD sea elevado. Por ello, se selecciona el caucho SBR como material. Esta decisión se basa en que el par caucho-cemento (que es el material de la tubería) desarrolla un coeficiente de rozamiento muy elevado. Además, el caucho SBR se emplea de manera extendida en aplicaciones análogas como los neumáticos de vehículos. [8]

Para este componente, pese a considerarse parte del sistema de desplazamiento, no se plantea el análisis de resistencia ya que el material que lo compone se aleja de la homogeneidad y la linealidad en la distribución de esfuerzos. En tal caso, convendría su verificación empírica.



No obstante lo anterior, para poder analizar y concretar la geometría del sistema en otros desarrollos, se supone que el PAD se mantiene rígido y sin deformaciones (independientemente del estado de cargas analizado).



8.7. Acoplamientos

En este apartado se discute qué acoplamiento emplear para unir husillos y motores PAP, por un lado, y módulos del ROV, por otro lado. A continuación, se muestran las características de las posibles soluciones:

Acoplamiento	Tamaño	Rigidez	Montaje / desmontaje	Desalineación				Estudio	Diseño
				Axial	Angular	Paralelo	Torsional		
Inexistente (cubo/agujero)	De pequeño a grande	Uniforme	Complicado	Moderada	Ninguna	Ninguna	Ninguna	Complicado	Propio
Kauermann-Kegelflex- Perbunan	---	---	---	---	Ligera	---	---	Innecesario	Comercial
Con dientes de arco Tacke	---	---	---	---	Ligera	---	Grande	Innecesario	Comercial
Rótula	De pequeño a grande	---	---	Sin oposición	Grande	Ninguna	Sin oposición	Innecesario	Comercial
Cardán / Hooke	---	---	---	Ninguna	Grande	Grande	Ninguna	Innecesario	Comercial
Rígido	---	---	---	Grande	Ninguna	Ninguna	Ninguna	Innecesario	Comercial
Quijada	---	---	---	Ligera	Ligera	Ligera	Moderada	Innecesario	Comercial
Engrane	---	---	---	Grande	Ligera	Ligera	Ninguna	Innecesario	Comercial
Ranura	---	---	---	Grande	Ninguna	Ninguna	Ninguna	Innecesario	Comercial
Helicoidal	De pequeño a grande	No uniforme	---	Ligera	Grande	Ligera	Ninguna	Innecesario	Comercial



Fuelle	De pequeño a grande	---	---	Ligera	Grande	Moderada	Ninguna	Innecesario	Comercial
Disco flexible	---	---	---	Ligera	Ligera	Ligera	De ligera a ninguna	Innecesario	Comercial
Eslabón (Schmidt)	---	---	---	Ninguna	Ligera	Grande	Ninguna	Innecesario	Comercial
Rzeppa	---	---	---	Ninguna	Grande	Ninguna	Ninguna	Innecesario	Comercial
Flexure	Cualquiera	No uniforme	Sencillo	Necesaria	Necesaria	Necesaria	Necesaria	Inabarcable	Propio
Cruz de placas	De mediano a grande	No uniforme	Complejo	Ninguna	Moderada	Ligera	Ligera	Inabarcable	Propio
Resorte y rótula	De pequeño a grande	Uniforme	Complejo	Grande	Grande	Ninguna	Grande	Muy complicado	Propio
Resorte (diseñado)	De pequeño a grande	Uniforme	Sencillo	Necesaria	Necesaria	Necesaria	Necesaria	Complicado	Propio

---: Sin información. [9] [10] [11] [12] [13] [14]

Luego, se casa la tabla anterior con la siguiente, que muestra los requisitos para las dos uniones estudiadas:

Acoplamiento	Tamaño	Rigidez	Montaje / desmontaje	Desalineación				Estudio	Diseño
				Axial	Angular	Paralelo	Torsional		
Motor-barra	Pequeño	Indiferente	Sencillo	Ligera	Ligera	Ligera	Ninguna	Sencillo	Comercial
Módulo-módulo	Mediano	Uniforme	Sencillo	Ligera	Grande	Ligera	Ninguna	Sencillo	Comercial

Atendiendo al análisis expuesto, se toman estas soluciones:

- Para unión motor-barra: acoplamiento helicoidal.
- Para unión módulo-módulo: acoplamiento tipo resorte (de diseño propio).

Para la unión del acoplamiento tipo resorte a cada módulo, se plantean discos de caucho SBR (material comúnmente usado y empleado para el PAD) designados como aros flexibles del acoplamiento y otros discos de PC denominados aros rígidos del acoplamiento. Estos últimos cuentan con aligeramientos para presentar los pernos que fijan el resorte al módulo. Además, estas piezas de caucho se disponen para aumentar la fricción y evitar el deslizamiento por momentos torsores. En la *Ilustración 12*, se muestra el ensamble de los aros rígidos acoplamiento (en amarillo), los aros flexibles acoplamiento (en negro) y el resorte (en rojo):

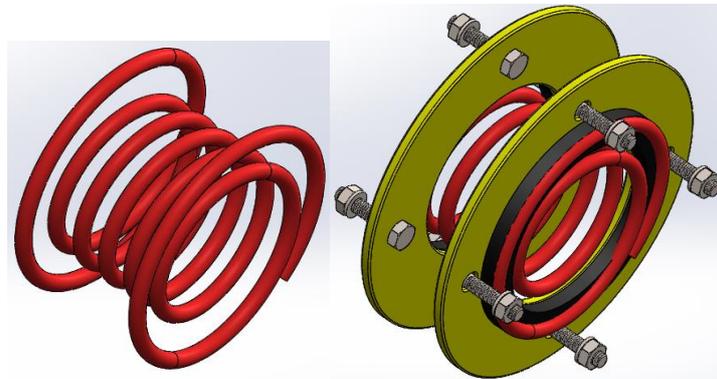


Ilustración 12: Acoplamiento tipo resorte ensamblado (fuente propia)

Como se aprecia en la imagen anterior, el acoplamiento restringe el ángulo máximo de giro entre módulos (por la rigidez del elemento y, en última instancia, el solapamiento de espiras).

En cuanto a este resorte, la fabricación queda a cuenta de los servicios Bosch (de la sección de resortes especiales y por encargo [14]), en base a las características definidas en el presente proyecto. Además, se elige un perfil circular, pese a que es más eficiente en términos de resistencia/peso un perfil rectangular, por sencillez de fabricación, precio y amplia extensión en el mercado.

Por otra parte, es conveniente destacar la suposición de que el aro flexible acoplamiento sufre un acortamiento en la dirección axial del resorte, de 2mm. Este permanece constante tras montar y aplicar el apriete correspondiente a los pernos de esta unión. De esta forma, y considerando que no se realizan estudios pormenorizados de este aro, se permiten los desarrollos del resto de componentes (sobre todo geométricos y dimensionales). La razón para no plantear su análisis es la misma que la expuesta para el PAD.

8.8. Sistemas guiados

Para los sistemas husillo/tuerca es imprescindible la incorporación de guías ya que se pretende transformar un movimiento circular (del tornillo de potencia) en otro alternativo lineal (de acortamiento/alargamiento o de extensión/retracción). Para lograr esta transformación, es necesario reaccionar al torque asociado al movimiento circular coartando el giro. Además, es crítica la evasión de la absorción de este par torsional por las patas, situación dada si no se incorporan guías en los módulos extremos.

En relación a lo cual, se analizan las siguientes soluciones:

- Bujes de bronce (como cojinetes) y barras de acero (como muñones): Se desestima por aportar excesiva masa y complicar el montaje/desmontaje.
- Guía ranurada de perfil rectangular sobre chasis cilíndricos de acero/aluminio: Se desestima por incrementar demasiado la masa del ROV.
- Guía ranurada de perfil rectangular sobre chasis de PC: Se toma esta solución por su sencillez en fabricación por impresión 3D, por no aportar mayor masa (prácticamente) y por experiencia de correcta funcionalidad. A continuación, en la *Ilustración 13* se aprecia la guía del módulo de patas y en la *Ilustración 14*, la del módulo central:

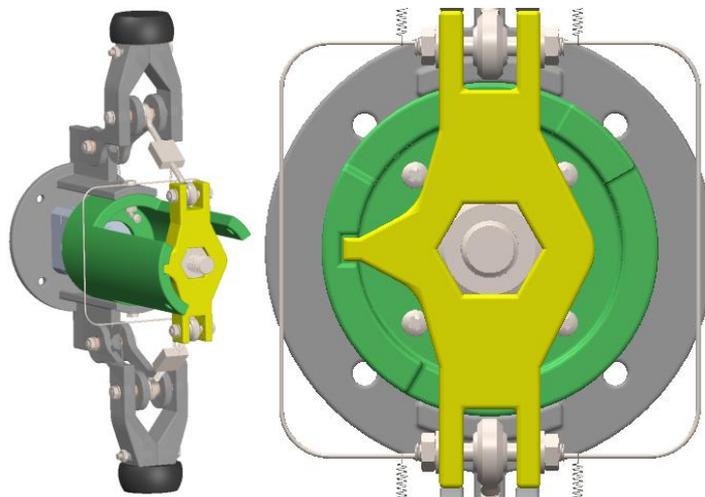


Ilustración 13: Guía del módulo de patas resaltada (fuente propia)

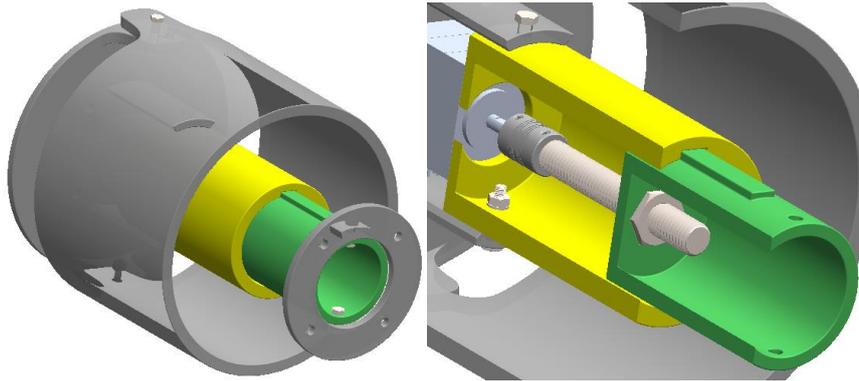


Ilustración 14: Guía del módulo central resaltada (fuente propia)

8.9. Sistema mantenedor de posición radial del acoplamiento rígido PAD

En el diseño propuesto para el ROV resulta crítico el aseguramiento de la posición radial de los acoplamientos rígidos PAD y PADs respecto al eje longitudinal del ROV. Para ello, se estudian las siguientes opciones:

- Sistema telescópico guiado (aprovechando sistema tornillo/tuerca): Se desecha por complicar las sollicitaciones sobre el subconjunto patas, aumentar el par requerido por el motor del módulo de patas, etc.
- Sistema de alambre y resortes de extensión: Se toma esta solución por simplicidad en el diseño y en la selección, así como por la no criticidad resistente de este sistema. La implementación se muestra en la *Ilustración 15*:

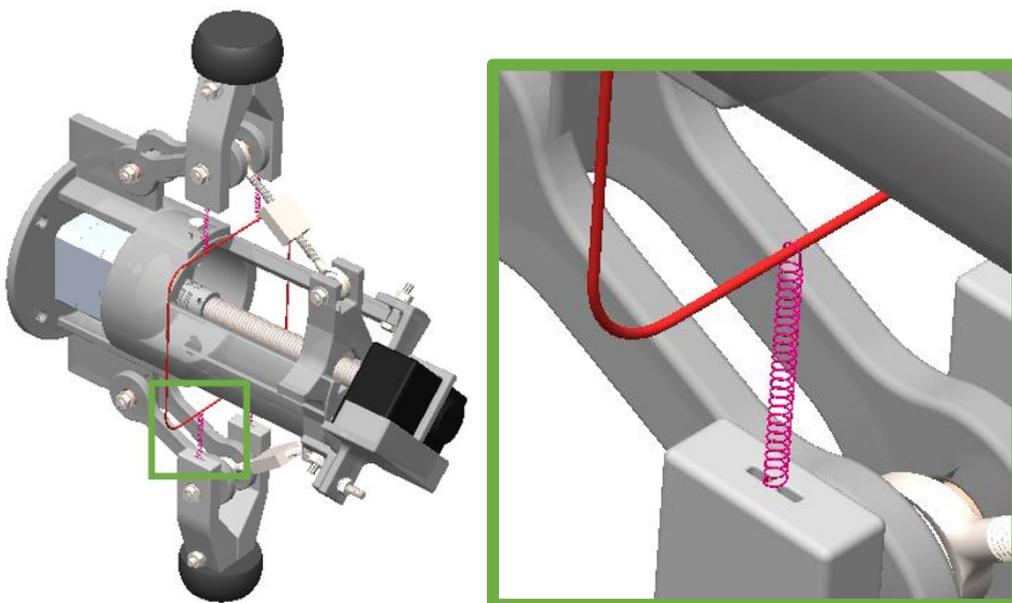


Ilustración 15: Alambre de posición y resortes de extensión (fuente propia)

En concreto, se diseña un alambre cerrado o de posición (rojo en la *Ilustración 15*), en forma cuadrada, al que se acoplan resortes de extensión (rosas en la *Ilustración 15*), que se conectan a cada una de las mitades de los acoplamientos rígidos PAD. Estos componentes solo se verifican geoméricamente: sin interferencias en el recorrido de extensión/retracción de patas y resorte con longitud de alambre suficiente para absorber las extensiones exigidas.

Así, queda fuera del alcance el análisis de la resistencia del alambre de posición, aplicándole la fuerza necesaria para extender cada resorte en el caso de diámetro de 350 mm de tubería en los puntos donde se unen los muelles a este componente. Y, por otra parte, la verificación de que cada resorte de extensión soporta la elongación máxima según se explica para el cálculo del acoplamiento entre módulos (para esfuerzo por carga axial).

8.10. Arrollamiento y tensado del umbilical

El cable umbilical, que marcha desde la fuente de tensión en el exterior de la tubería hasta conectarse a la electrónica del ROV, requiere una mínima tensión (mecánica). Para otorgársela y permitir el arrollamiento, se decide tomar la acción del operario que comanda al ROV, con el apoyo del Millenium AV110 Cable Drum (tambor para cable). En lo referente a las características de este último, conste que se recogen en el *Anexo IV: Catálogos*. Así, se pretende evitar el enrollamiento del umbilical o que este quede por delante del aparato en el recorrido de vuelta.

En los análisis de resistencia, la contribución de la mínima tensión del cable se considera en los márgenes de seguridad o en el peso del umbilical.

8.11. Lubricación

Se analiza lo presente para definir los coeficientes de rozamiento estáticos entre barras roscadas y tuercas y en las guías de los módulos de patas y central, y para definir una cuestión crítica en el diseño de mecanismos.

Análisis de métodos para la obtención del coeficiente de rozamiento estático:

- Experimentación: Esta opción, pese a ser la más precisa, se desestima porque su complejidad no encaja en el alcance de este trabajo.
- Estimación según bibliografía: Se decide emplear este proceso por ser práctico y ampliamente utilizado.

En el caso analizado, conviene el empleo de un lubricante para reducir la fricción, para evitar la adhesión entre superficies y para evacuar el calor.

Atendiendo a lo cual y considerando una lubricación puntual (no continua, por la aparamenta asociada), se analiza el lubricante líquido a utilizar: [9]

- Aceite mineral: No se opta por esta solución, pese a ser la más común, por su baja capacidad de mantenimiento entre las superficies (ante holguras, movimiento, etc.).
- Grasa: Se decide emplear el WD-40 WDSP al ser grueso, de larga duración, sin goteo y de adherencia excelente. Para más información, consultar el *Anexo IV: Catálogos*.

Así, existiendo un lubricante entre las superficies deslizantes y dado que la lubricación es marginal por la baja velocidad (según *Ilustración 16*), se asegura que el coeficiente de rozamiento estático oscila entre 0,05 y 0,15. En concreto, se toman ambos valores extremos según sean limitantes en los casos de estudio: para el análisis de autobloqueo de los tornillos de potencia se toma el menor y, para el resto, el mayor.[9]

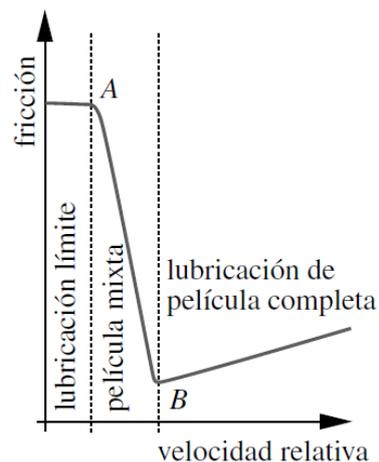


Ilustración 16: Gráfica lubricación (fuente [9])

8.12.Uniones

Uniones entre barras del sistema de patas:

Para reducir al mínimo la fricción en la unión entre los eslabones del sistema de patas (para asegurar su comportamiento como barras), se analizan varias opciones:

- Cojinete rodante (de bolas simple o de rodillos simple): Se descarta esta solución por la necesidad de optimizar el volumen ocupado, así como el peso.
- Cojinete de bronce, babbitt u otro; y muñón de acero o hierro fundido: Se decide tomar esta opción por su simplicidad y fácil reducción de tamaño. Concretamente, se define una barra cilíndrica de acero AISI 304 (o AISI

1038, de requerirse por maquinabilidad) con extremos roscados, para hacer de muñón. Luego, los cojinetes a disponer entre los eslabones y el muñón se toman como casquillos de bronce sinterizado autolubricantes. No obstante, para los eslabones que contienen las celdas de carga, se disponen como cojinetes: cabezas de articulación (para asegurar tracción/compresión pura). Esto último se muestra en la *Ilustración 17*. Además, se colocan arandelas alrededor del muñón, entre los eslabones. Dicho lo cual, para aclarar estas disposiciones, se recomienda marchar al *Anexo III: Planos*.

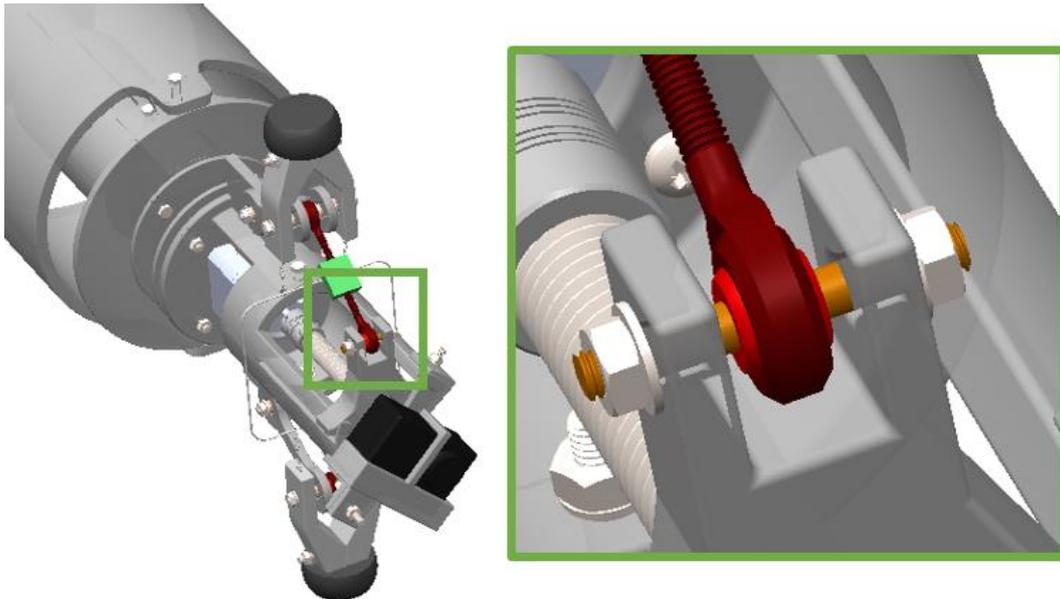


Ilustración 17: Disposición de celdas de carga y cabezas de articulación (fuente propia)

Para definir estas uniones, se supone que la precisión de la impresora 3D es de $\pm 0,2\text{mm}$ (como en el resto del proyecto).

Uniones desmontables:

Se seleccionan las siguientes uniones fijas y estáticas, considerando las dimensiones, la geometría, la economía y la facilidad en la adquisición y en el montaje/desmontaje:

- Tornillos de cabeza hexagonal DIN 933 – A4: M4.
- Tuercas acero inoxidable hexagonal DIN 934 – A4: M4.
- Arandelas acero inoxidable grower DIN 127 – A4: M4.

Luego, se desvían de la definición anterior los pernos que mantienen unidos los acoplamientos rígidos PAD y los tornillos que ajustan los motores al chasis. En el primer caso, se emplean arandelas de nailon comerciales y no normalizadas, en vez de las grower. En cuanto a la fijación de los motores, se



utilizan tornillos Philips amolados DIN 7985 M3 – A4 por accesibilidad en el montaje/desmontaje.

8.13. Análisis de solicitaciones

En los estudios de los estados de carga se plantea la simplificación bidimensional respecto a la realidad tridimensional. Esto se fundamenta en que tanto los elementos estructurales estudiados como las cargas (entendiendo fuerzas y momentos) que actúan sobre ellos, cuentan con simetrías coincidentes y se encuentran contenidos en un plano. Así, el planteamiento bidimensional es la forma correcta de resolución.

8.14. Verificación mecánica de componentes

A este respecto se entra en detalle en el apartado de resultados. No obstante, a continuación se puntualizan algunas consideraciones.

En primer lugar, conviene definir lo que se considera en la verificación mecánica. Así, esta abarca la definición de los estados en los que se encuentran los elementos en relación al comportamiento elástico esperado (para evitar roturas y deformaciones plásticas o permanentes) y a la funcionalidad geométrica-espacial. Específicamente, se realizan estudios estáticos lineales de resistencia de materiales, con desarrollos numéricos que suponen el comportamiento homogéneo e isotrópico lineal de los sistemas analizados (excepto en un caso del acoplamiento-resorte). También se supone que los componentes son macizos.

No obstante lo anterior, en las barras roscadas, la distribución de esfuerzos no es lineal, al presentar esfuerzos mayores en la zona de cambio de diámetro y alrededores. Para dar cuenta de esto, a los esfuerzos calculados como lineales se les aplican factores de concentración geométricos. Luego, la linealidad en la distribución de tensiones de otras secciones es mejor aproximación de la realidad cuanto más alejadas están del cambio geométrico descrito.

Además, en el diseño de todas las piezas se evitan las aristas o puntos vivos o angulosos para reducir las concentraciones de tensiones.

En la mayoría de desarrollos, las verificaciones pasan por la definición del esfuerzo o tensión equivalente (según Von Mises) que sufre el elemento ante el estado de carga y su comparación con el límite elástico del material. En relación a esto, cabe puntualizar que para el policarbonato es complicado definir un valor de límite elástico dado su comportamiento mecánico. No obstante, considerando las curvas tensión-deformación en ensayos de tracción (como muestra la *Ilustración 18*), los valores de resistencia a la tracción (o RT), la definición de

límite elástico y la definición de resistencia a la tracción, se aproxima a que el límite elástico es aproximadamente igual a la RT: 62,7 MPa. [15]

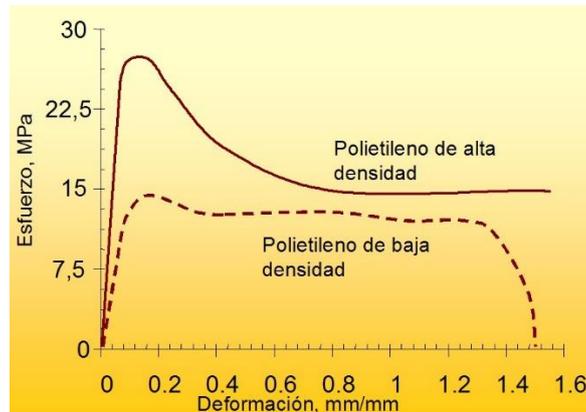


Ilustración 18: Curva tensión-deformación del PC como polietileno de alta densidad (fuente [15])

8.15. Sistema de patas

En el estudio de las patas o grupo de barras/eslabones, no se consideran acciones o fuerzas normales al plano bidimensional en que se analiza, lo que asume que no existen imperfecciones que tiendan a inclinar el PAD en su contacto con la pared de la tubería. Por tanto, se asume para el análisis de las patas que estas se mantienen radiales respecto a la dirección longitudinal del ROV, y verticales.

Además, se parte de un pre-diseño que por módulo cuenta con 4 o más patas y se termina diseñando uno con solo 2. Las razones para el planteamiento de 4 o más patas radica en que la redundancia permite asegurar el funcionamiento en casos no previstos (que dejen fuera de servicio alguna pata) durante la operación del ROV; y en que al ser pares, las cargas se anulan en su aplicación a la parte central del ROV y se abre la puerta a análisis bidimensionales, gracias a la distribución equi-espaciada.

Finalmente, el diseño muestra solo 2 patas por módulo al priorizar el cumplimiento de las condiciones de contorno y la minimización de solicitaciones. Y es que reducir el número de patas (de 4 a 2) consecuentemente minorará las solicitaciones mecánicas hasta la mitad, para algunos componentes críticos (como los motores paso a paso) que de otra manera tendrían dimensiones y/o pesos no abarcables atendiendo a los requisitos de diseño (como la geometría interior de la tubería o la fabricación en policarbonato por impresión 3D).

9. Análisis mecánicos

En este apartado se incluyen los esquemas y los resultados asociados a los cálculos que se desarrollan ampliamente en el *Anexo I: Cálculos mecánicos*. Además, para la interpretación de las variables y los valores asociados, se debe considerar lo expuesto en los apartados 8.13. *Análisis de solicitaciones* y 8.14. *Verificación mecánica de componentes*.

9.1. Valores de carga

En este apartado, se definen las cargas soportadas por este robot: las suyas propias. Es decir, los pesos de sus componentes y las cargas internas generadas por los motores PAP. Estas últimas se definen con posterioridad.

Cabe puntualizar que pueden existir mínimas diferencias entre las masas reales de los componentes de diseño propio reales y las contempladas en los cálculos, ya que algunos sufren ligeras alteraciones por razones ajenas a la resistencia mecánica. No obstante, son menores las masas reales en la mayoría de los casos, con lo que se aporta seguridad resistente al sistema.

Así, la masa total del ROV es 4535,160 g, lo que equivale a 44,490 N de peso.

Además, se toma una masa del umbilical de 1312,5 g (que equivale a 12,876 N de peso), que se corresponde con tres veces la masa de 10 metros de cable de alimentación de un ordenador portátil.

9.2. Estados de carga del sistema de desplazamiento

Situaciones de mayor solicitación

Tras analizar la secuencia de desplazamiento y las condiciones de la tubería, se entienden 3 posibles situaciones de cargas máximas:

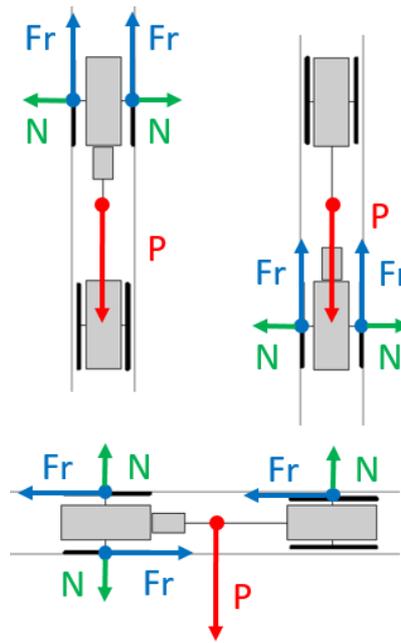


Ilustración 19: Esquemas de situaciones para mayor sollicitación (fuente propia)

En la figura superior izquierda de *Ilustración 19*, se muestra la situación 1. Esta consiste en el apoyo del módulo de patas superior en una etapa de ascenso o descenso (en vertical) y estando retraído o extendido el módulo central. Así, el sistema diseñado debe soportar el peso (P) que se obtiene de todos los componentes del ROV (incluido el umbilical), gracias a las fuerzas de rozamiento de los PADs (Fr).

En el esquema superior derecho de la *Ilustración 19*, se define la situación 2. Esta es homóloga a la situación 1, exceptuando que el módulo de patas apoyado es el inferior.

En la figura inferior de la *Ilustración 19*, se observa la situación 3. Este caso es el desarrollado en un desplazamiento horizontal al entrar o salir de una curva en las condiciones más exigentes de diámetro de tubería y radio de giro. Así, solo un módulo de patas, apoyado, debe soportar el peso del propio sistema y una porción del umbilical. Además, existe otro punto de apoyo, de una pata del otro módulo, dada la situación geométrica-dimensional concreta (especificada en el *Anexo I: Cálculos mecánicos*).

Valores máximos para análisis mecánico

En primera instancia, se obtienen las cargas externas e internas del ROV atendiendo a las situaciones expuestas en el apartado anterior, para lograr el equilibrio mínimo. De estos análisis, se obtienen las fuerzas de celda mínimas para desplazamiento horizontal (situación 3) y para desplazamiento vertical (máximas entre situaciones 1 y 2).

Para la disposición vertical:

RESULTADOS	
$F_{\text{celda,COM}} \text{ (N)}$	$F_{\text{celda,TRAC}} \text{ (N)}$
47,988	6,075

Para la disposición horizontal:

RESULTADOS	
$F_{\text{celda,COM}} \text{ (N)}$	$F_{\text{celda,TRAC}} \text{ (N)}$
149,945	(No existe)

Siendo COM, compresión; y TRAC, tracción.

Luego, se recalculan los estados de carga en las situaciones de trabajo, es decir, alcanzando las consignas de las tablas anteriores en los eslabones que contienen las load cells. En base a estos, se analiza la resistencia mecánica.

Por otro lado, las diferencias que acontecen en las cargas reales respecto a las de lectura, por el margen de precisión del sistema de control, se consideran absorbidas por los ratios de seguridad entre los valores límites de resistencia y los esfuerzos reales calculados para los distintos elementos.

9.3. Acoplamiento-resorte

Se realiza un pre-diseño y se varían los parámetros según la capacidad de fabricación y los resultados de los estudios resistentes, en base a las cargas y/o momentos externos. La finalización de este proceso iterativo resulta cuando el resorte resiste mecánicamente. Particularmente, las especificaciones del resorte de acero ASTM A228 resultante son:

N_a	$L_f \text{ (mm)}$	$F_i \text{ (N)}$	$D_w \text{ (mm)}$	$D_m \text{ (mm)}$	$G \text{ (N/mm}^2\text{)}$	$E \text{ (N/mm}^2\text{)}$	Tipo extremos
4	36	0	4	41	81700	200000	Planos

Siendo N_a , las espiras activas; L_f , la longitud libre; D_w , el diámetro del alambre; D_m , el diámetro medio de las espiras activas; G , el módulo en cortante; y E , el módulo elástico en tensión.

Para el resorte, las situaciones de mayor sollicitación son las definidas como 1 y 2, en 9.2. *Estas de carga del sistema de desplazamiento*. En concreto, las cargas designadas como P que lo extienden o comprimen. Por tanto, se



obtienen los valores límites de carga para compresión, pandeo y extensión. Luego, se compara el mínimo de los anteriores (o límite) con una aproximación al alza de la carga P: 50N. Los resultados son:

RESULTADOS	
F_{LÍM} (N)	149,97
F_{REQUERIDA} (N)	50,00
K_{seguridad}	3,00

Además, se obtiene el momento torsor máximo que podría soportar, de existir algún obstáculo en la tubería respecto a la superficie cilíndrica esperada:

RESULTADOS	
Mt_{MÁX} (Nmm)	6991,388

Por otra parte, se plantea un análisis no lineal (dados los grandes desplazamientos) para estudiar el giro del resorte ante la curva crítica. En concreto, cada acoplamiento tipo resorte, absorbe un ángulo de giro de 11,7°. Así, se estudia mediante Solidworks el momento flector (para aplicación en la situación de carga 3) sobre el componente para desarrollar ese ángulo y se verifica que la tensión es inferior al límite de tensión longitudinal: 1200 N/mm². A continuación, se muestran los resultados resistentes:

RESULTADOS	
σ_{MÁX} (N/mm²)	321,8
K_{SEG}	3,729

9.4. Sistemas motor-tornillo-tuerca

En primer lugar, se estudia la necesidad o no de que los motores PAP tengan que mantenerse energizados o puedan solo actuar cuando son expresamente requeridos en un paso. Para esto, se estudia el autobloqueo de las barras roscadas diseñadas. La condición para el autobloqueo es:

$$\mu_{AC} \geq \frac{L}{\pi \cdot d_p} \cdot \cos \alpha$$

Para ambas barras roscadas los parámetros precisados son idénticos. Así, ambas resultan autoblocantes y con valores:

RESULTADOS	
$\mu_{s,Acero}$	$(L/\pi d_p)\cos(\alpha)$
0,05	0,043

Por otra parte, se calculan los pares requeridos sobre las barras roscadas, tanto central (con esquema en *Ilustración 21*) como de patas (con representación en *Ilustración 20*), para mover los sistemas en ambos sentidos (T_u y T_d), para las situaciones de mayor sollicitación. En consecuencia, se eligen motores eléctricos paso a paso cuyos torques entregables máximos sean superiores a los exigidos (ya que la velocidad es una variable casi despreciable para esta aplicación). Así, resultan:

Momentos máximos para barra roscada patas:

RESULTADOS	
T_u (Nmm)	T_d (Nmm)
222,335	121,307

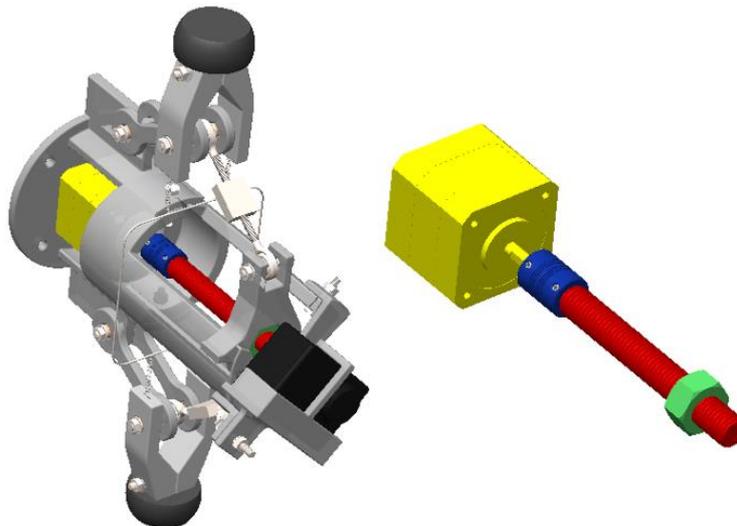


Ilustración 20: Motor-tornillo-tuerca en el módulo de patas (fuente propia)

Momentos máximos para barra roscada central:

RESULTADOS	
T_u (Nmm)	T_d (Nmm)
57,872	31,575

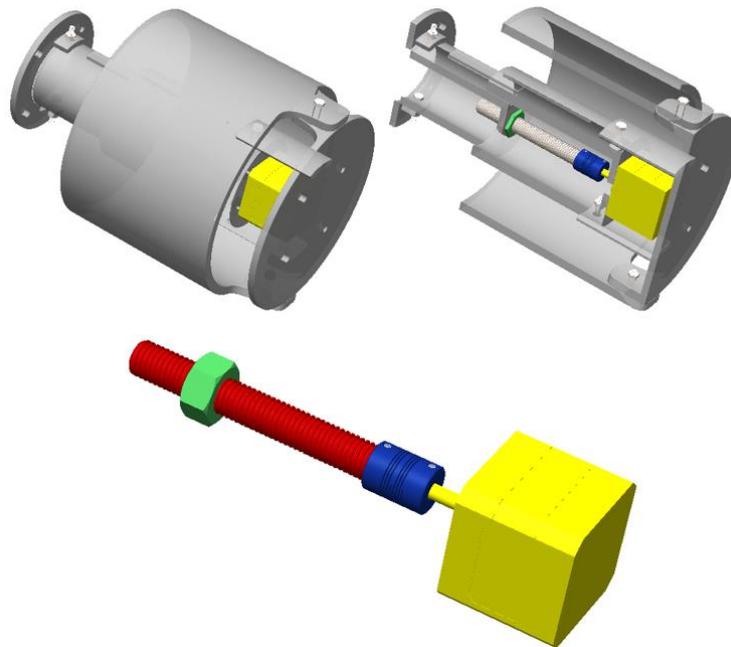


Ilustración 21: Motor-tornillo-tuerca en el módulo central (fuente propia)

Relación entre las especificaciones de los motores seleccionados (iguales) y el par máximo exigido:

Modelo: VEXTA STEPPING MOTOR 2-PHASE 1.8" MODEL 244-02A-C58.

RESULTADOS		
$T_{\text{máx,motor}}$ (Nmm)	$K_{\text{SEG,PATAS}}$	$K_{\text{SEG,CENTRAL}}$
230,000	1,034	3,974

9.5. Sistema de desplazamiento

Para las distintas piezas, se analizan:

- Resistencia de materiales: se obtienen las tensiones longitudinales o equivalentes sobre las distintas zonas o secciones críticas. Luego, se comparan los valores obtenidos y los límites elásticos de los materiales, debiendo ser mayores estos últimos (lo que se refleja en coeficientes de seguridad mayores a 1). Lo anterior, supone que se asegura la resistencia mecánica y el comportamiento elástico de los componentes estudiados. Además, en algunas piezas se realizan otros estudios como el de pandeo. No obstante, el patrón de verificación es siempre el mismo.
- Desplazamientos: se realizan estimaciones de los desplazamientos resultantes para verificar que son despreciables. Y es que esta condición

es crítica por implicar que no se pone en entredicho ni la rigidez como estructura, ni la funcionalidad como mecanismo.

Acoplamiento rígido PAD

Este componente se estudia empleando un estudio 3D estático lineal, con pequeños desplazamientos, en el complemento Simulación de Solidworks. En concreto, se analiza el siguiente esquema de cargas, en la *Ilustración 22*.

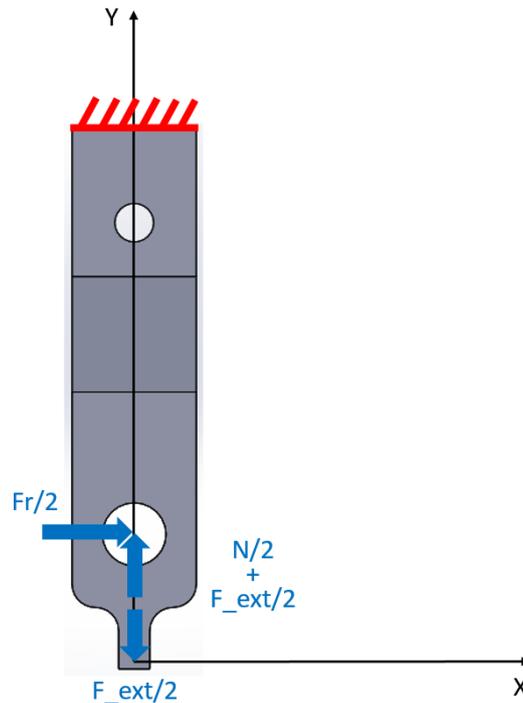


Ilustración 22: Esquema de carga del acoplamiento rígido PAD (fuente propia)

Siendo $F_{ext}/2$ la fuerza de un resorte de extensión del sistema mantenedor de posición radial del acoplamiento rígido PAD.

Los valores concretos de las cargas arrojan tensiones y desplazamientos máximos para la situación 3:

VALORES situación 3	
$N/2 + F_{ext}/2$ (N)	53,789
$F_{ext}/2$ (N)	1,596
$F_R/2$ (N)	52,193

Obteniéndose la tensión máxima mostrada en la *Ilustración 23* (con coeficiente de seguridad según tabla posterior) y un desplazamiento máximo de 0,4711mm.

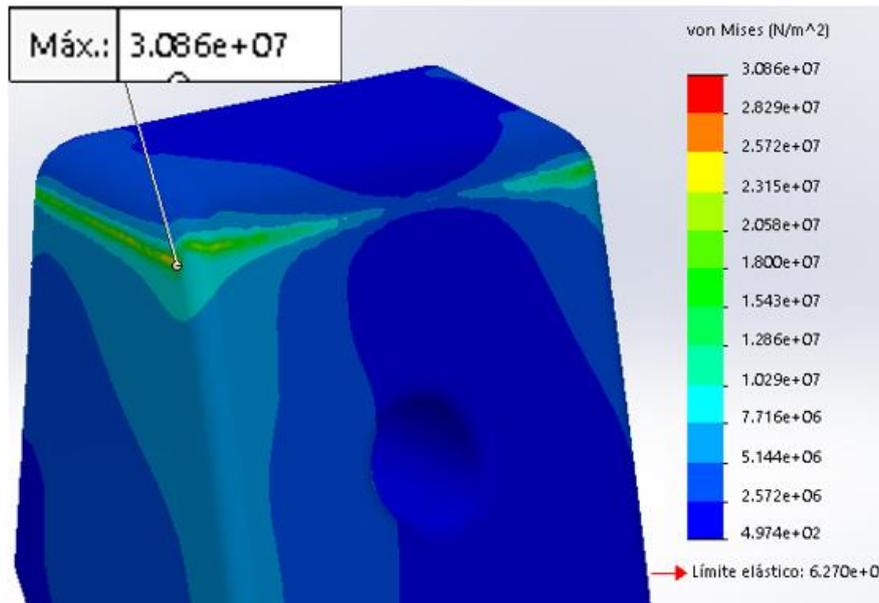


Ilustración 23: Esquema tensional acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)

RESULTADOS	
K_{SEG}	2,032

Pata 1

Esta pieza se estudia atendiendo en base a los desarrollos analíticos para barras. Así, se analiza:

- Resistencia de materiales: para dos secciones críticas.
 - Extremo: con tensiones máximas dadas las solicitaciones y los desarrollos de esfuerzos, en el caso de compresión, considerando la falla por desgarramiento. [9]
 - Zona central: con tensión normal máxima para compresión y estudio de pandeo (obtención de la carga crítica o P_{cr}).
- Desplazamientos: se estudian en la zona central, según análisis de barras, con un valor máximo de 0,0979mm para compresión.

El estado de cargas se esboza en la *Ilustración 24* y los valores críticos en la siguiente tabla:

COMPRESIÓN	
F_{3Y} (N)	R_{3Y} (N)
206,464	206,464

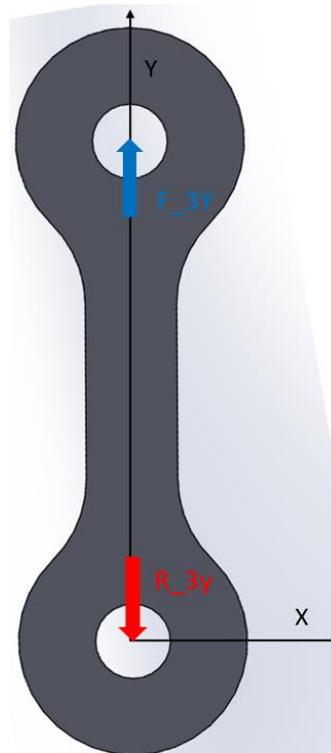


Ilustración 24: Esquema de cargas para pata 1 (fuente propia)

Finalmente, los resultados de resistencia, considerando la tensión límite como el límite elástico del PC, son:

RESULTADOS	
σ_{EXT} (N/mm ²)	6,412
$K_{SEG,EXT}$	9,779
σ_{CENT} (N/mm ²)	4,129
$K_{SEG,CENT}$	15,184
P_{cr} (N)	788,481
P (N)	206,464
$K_{SEG,pandeo}$	3,819

Cabeza de articulación

Para el análisis de resistencia, se toma la “Carga máx” que es límite según ficha técnica y “ $F_{celda,MÁX}$ ”, la máxima que debe soportar el componente (dado que el eslabón en que se encuentra es el de colocación de la load cell, se dispone esta carga):

RESULTADOS	
Carga máx (N)	2940,000
F_{celda,MÁX (N)}	149,945
K_{SEG}	19,607

Luego, los desplazamientos resultantes se estiman en Solidworks (en base al mismo procedimiento del acoplamiento rígido PAD). Así, para las cargas ya enunciadas y considerando las restricciones impuestas por los otros componentes, resultan desplazamientos de 0,00008319mm para el patín interior y de 0,004506mm para la parte exterior.

Pernos o pasadores

En este apartado, se consideran los elementos de unión o pernos dispuestos en las uniones A, B y C, que presentan los diagramas expuestos en la *Ilustración 25*:

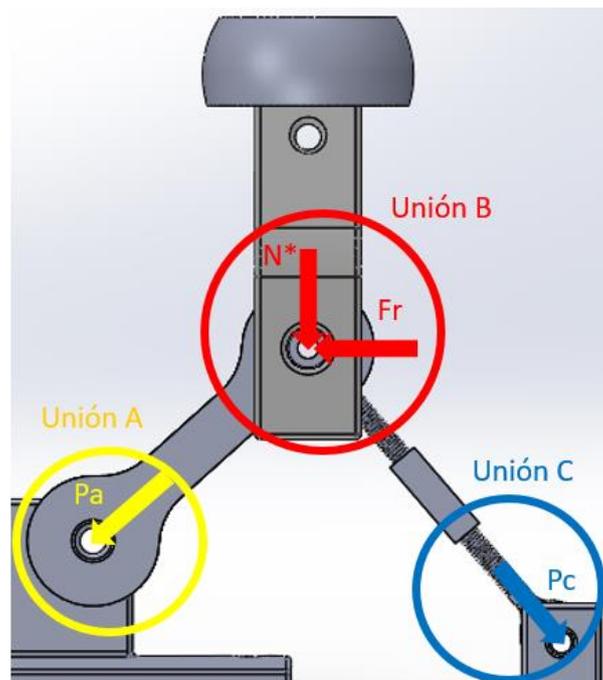


Ilustración 25: Esquema general de acciones (fuente propia)

En el estudio resistente de estos pasadores, se consideran los fallos por cortante directo del conector y/o por presión de contacto directa, según corresponda. En caso de darse esfuerzos longitudinales y tangenciales, se aplica la teoría de Von Mises para obtener la tensión equivalente. Además, se considera como límite, la tensión de fluencia del acero AISI 304: 206,807 N/mm². Así, los valores de carga máximos (iguales a los máximos en cada pata) y los resultados se muestran en las siguientes tablas.

CARGAS	
P_A (N)	206,460
N^* (N)	293,993
F_r (N)	26,670
P_C (N)	149,945

RESULTADOS	
σ_A (N/mm ²)	7,772
$K_{SEG,A}$	26,608
σ_B (N/mm ²)	5,470
$K_{SEG,A}$	37,805
σ_C (N/mm ²)	5,645
$K_{SEG,C}$	36,638

Para estos elementos no se muestran los desplazamientos dada la complejidad de la obtención de las mismas y considerando que las tensiones son bajas, por lo que así son las deformaciones y los desplazamientos.

Barra roscada patas

En este estudio se considera el estado de carga mostrado en la *Ilustración 26*. Con los valores máximos reflejados en la tabla siguiente:

CARGAS	
F_{7X} (N)	117,850
R_{1Y} (N)	174,325
M_{7Y} (Nmm)	222,335

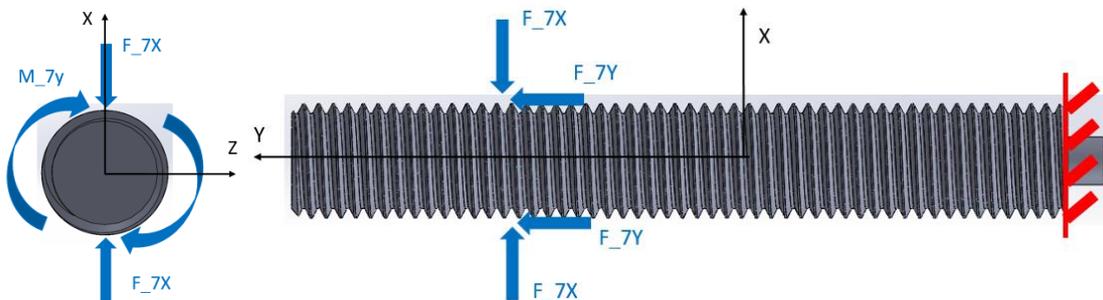


Ilustración 26: Esquema de cargas sobre la barra roscada patas (fuente propia)

Para el análisis de resistencia, se diferencian las barras sin rosca, estudiadas como barras, y los filetes o cuerdas, estudiados como vigas en voladizo. De esta manera, las barras se encuentran sometidas a esfuerzos normales y los filetes, a esfuerzos normales por tracción/compresión y por flexión. Además, en la barra maciza se aplican factores de concentración de esfuerzos dada la geometría cambiante en la zona que se une al acoplamiento. En base a esto y al límite elástico del acero AISI 304, se obtienen los siguientes resultados:

RESULTADOS	
$\sigma_{\text{BARRA}} \text{ (N/mm}^2\text{)}$	3,758
$K_{\text{SEG,BARRA}}$	55,032
$\sigma_{\text{FILETE}} \text{ (N/mm}^2\text{)}$	23,958
$K_{\text{SEG,FILETE}}$	8,632

El análisis de los desplazamientos se realiza en Soldiworks, como en casos anteriores, considerando las cargas aplicadas sobre la rosca con una longitud igual a la del avance de la tuerca, 10mm. Así, se obtienen como máximo 0,002074mm de desplazamiento.

Barra roscada central

Para este elemento, el planteamiento es análogo al anterior, pero concretando que el estado de mayor sollicitación en el filete es para la sección empotrada a la barra.

Por tanto, se muestra el esquema de carga en la *Ilustración 27* y los valores máximos tomados en el estudio, en la siguiente tabla:

CARGAS	
$F_{9Y} \text{ (N)}$	39,851
$M_{9Y} \text{ (Nmm)}$	57,872

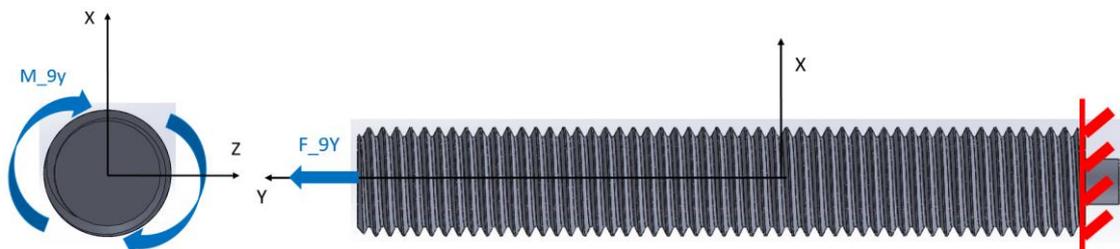


Ilustración 27: Esquema de cargas sobre la barra roscada central (fuente propia)

Los resultados de resistencia obtenidos son:

RESULTADOS	
$\sigma_{\text{BARRA}} \text{ (N/mm}^2\text{)}$	0,916
$K_{\text{SEG,BARRA}}$	225,674
$\sigma_{\text{FILETE}} \text{ (N/mm}^2\text{)}$	4,814
$K_{\text{SEG,FILETE}}$	42,962

Esta barra desarrolla menores desplazamientos que la anterior dado que las sollicitaciones son bastante menores y geoméricamente es igual, salvo la longitud, cuya diferencia no compensa la asociada a cargas y momentos.

Acoplamiento helicoidal

En este caso se procede de manera análoga a las cabezas de articulación, para el estudio resistente, comparando la carga crítica ($T_{\text{máx}}$), o sea, el momento torsor, con el máximo que soporta según fabricante ($T_{\text{lím}}$):

RESULTADOS	
$T_{\text{lím}} \text{ (Nmm)}$	450,000
$T_{\text{máx}} \text{ (Nmm)}$	222,335
K_{SEG}	2,024

Para los desplazamientos, se toman datos de ficha técnica, donde se especifica que los máximos desplazamientos son de 0,20mm.

9.6. Requisitos dimensionales-geométricos

En el presente, se analiza el cumplimiento de los requisitos de diseño en relación a la geometría. Atendiendo a lo cual, es crítico el análisis de las dimensiones en el plano normal al eje longitudinal del ROV para contrastar que puede discurrir por los diámetros considerados. Además, procede la verificación de la capacidad del sistema de patas en su recorrido diametral para abarcar los distintos diámetros de tubería y una posición retraída (menor al diámetro mínimo). Finalmente, conviene cerciorarse de que el ROV es capaz de girar en la situación más crítica, con un diámetro de tubería de 300 mm y un radio de giro de 1200 mm. En este último caso, hay que inspeccionar las longitudes axiales al eje del ROV y los giros respecto a los puntos de apoyo (que son los resortes que acoplan los tres módulos del sistema).

Verificación normal al eje axial

Como se plasma en *Ilustración 28*, la dimensión mayor en el plano normal al eje longitudinal del ROV es el diámetro de la cobertura electrónica (sin considerar las patas que copian el diámetro del tubo), siendo este 163 mm. Como el diámetro mínimo de tubería es 300 mm, el ROV discurre con holgura.

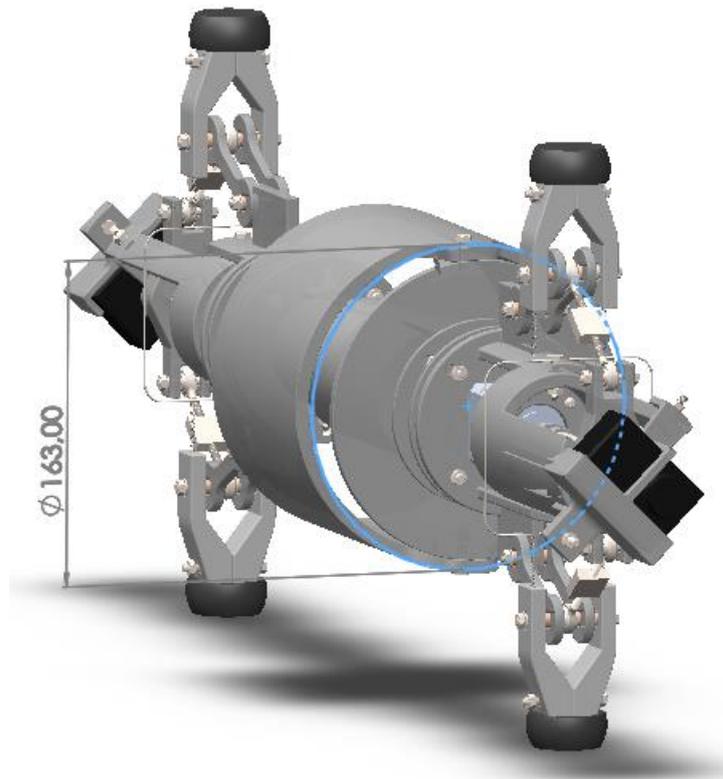


Ilustración 28: Verificación dimensional (fuente propia)

Recorridos del módulo de patas

En este caso, se aprecia que las patas alcanzan las distancias al centro del ROV requeridas para contactar con las paredes de la tubería, sin problemas geométricos. Esto es mostrado en *Ilustración 29*, *Ilustración 30* e *Ilustración 31*.

Posición diametral de 350 mm:

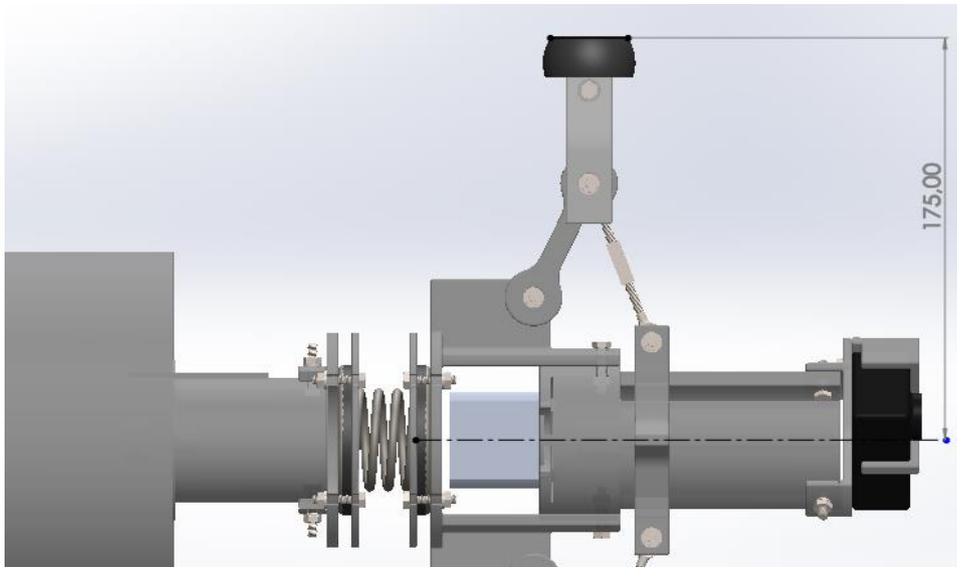


Ilustración 29: Verificación dimensional I (fuente propia)

Posición diametral de 300 mm:

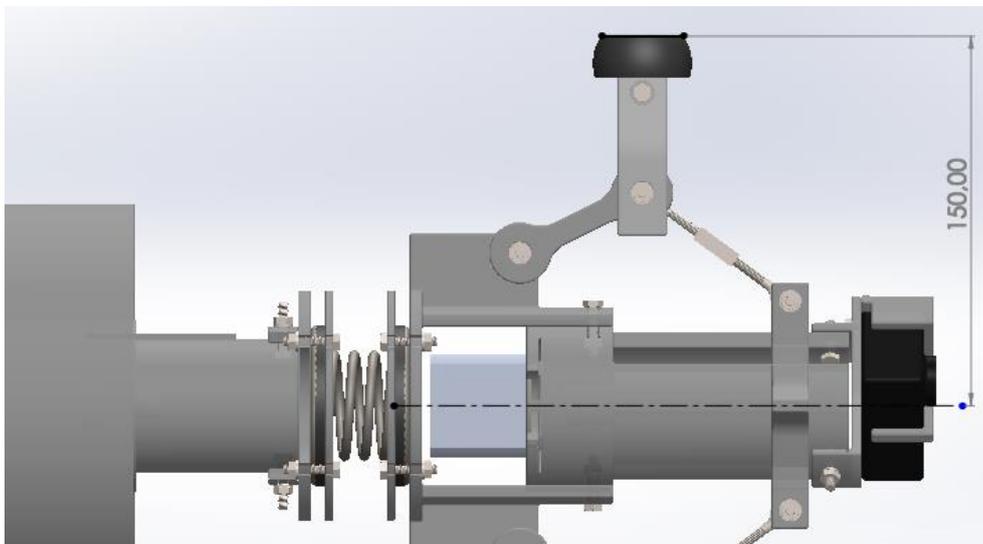


Ilustración 30: Verificación dimensional II (fuente propia)

Posición diametral retraída:

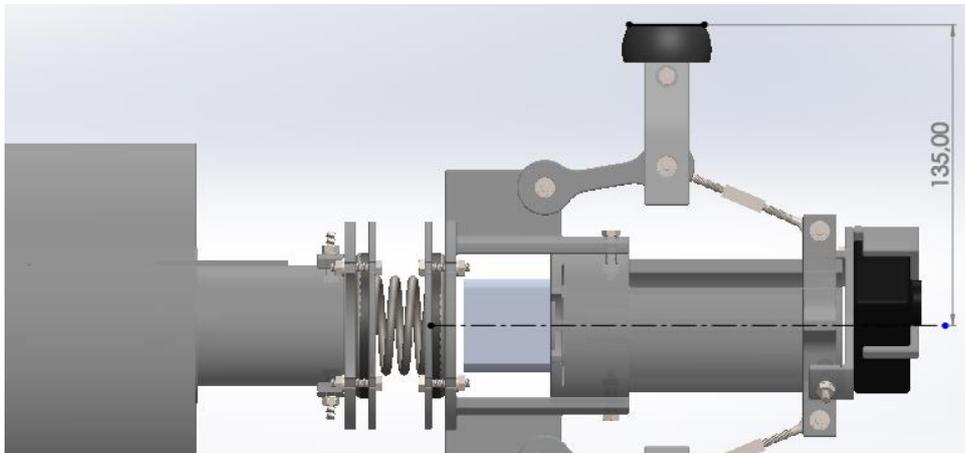


Ilustración 31: Verificación dimensional III (fuente propia)

Giro

Pueden ser críticas ambas posiciones (retraída y extendida) del módulo central. Esto radica en que el caso extendido limitaría por las dimensiones longitudinales y las exigencias de giro de los acoplamiento-resortes. Sin embargo, al estar retraído pueden intersectarse las patas con el módulo central o existir otras interferencias.

En *Ilustración 32* e *Ilustración 33*, se muestran las verificaciones dimensionales referentes al giro del ROV en las condiciones más exigentes (y ya expuestas).

Verificación del giro en posición extendida:

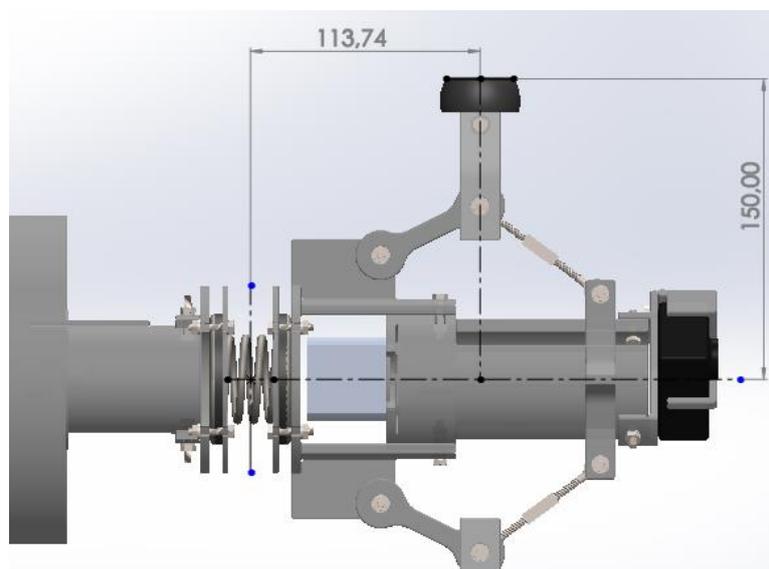


Ilustración 32: Verificación dimensional IV (fuente propia)

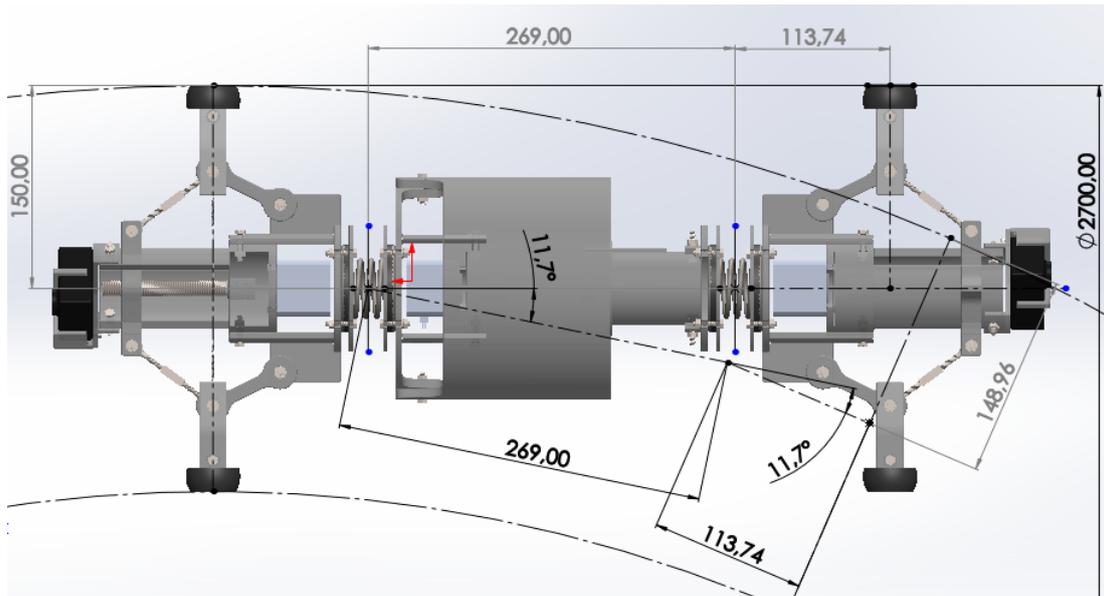


Ilustración 33: Verificación dimensional V (fuente propia)

Como se puede apreciar en *Ilustración 33*, en la que se aproximan 148,96 mm a 150 mm, el ROV es capaz de girar para la situación más crítica con el módulo central extendido. En este caso, la exigencia de los acoplamiento-resortes es de $11,7^\circ$ de giro respecto a la horizontal, cada uno.

Verificación del giro en posición retraída:

En este caso, es suficiente una inspección visual para entender que la intersección de las piezas del módulo central con las del módulo de patas es imposible, incluso con el resorte girado hasta el solapamiento de las espiras.

10. Electrónica básica

10.1. Objeto y alcance

Para otorgar sentido y demostrar la viabilidad del sistema de desplazamiento diseñado, así como para ajustar la estimación del presupuesto, se analizan los componentes básicos de la electrónica. Además, se listan las piezas concretas y se especifican los esquemas de conexión en el *Anexo II: Cálculos, esquemas y listados electrónicos*. No obstante, queda fuera de consideración la programación, por no ser crítica en la línea de trabajo planteada y por su simplicidad dada la existencia de bibliotecas estándares con procesos como los aquí requeridos.

Además, conviene aclarar que la solución electrónica planteada es una propuesta y, al menos, requeriría una optimización.

10.2. Discusión de componentes

Canal de comunicación:

A continuación, se plantean los canales comunicación considerados para transmitir las consignas de avance, parada o retroceso:

- USB Serial (2.0): Se desecha esta opción porque el máximo alcance es de 5 metros.
- Wifi (como el módulo ESP8266): Se desestima esta solución ya que los canales suelen estar saturados y acapara mucha capacidad de procesamiento y conexiones.
- Radiofrecuencia (con módulo Arduino RF 433MHz): Se selecciona este canal debido a la simplicidad en conexión y programación, así como el adecuado alcance (con antenas básicas) y filtrado de información. Concretamente, se obtienen los módulos receptor y emisor RF 433MHz modelo WL101-341.

Control del sistema de patas

Partiendo de lo expuesto en 8.5. *Control del sistema*, se decide emplear una load cell o celda de carga a tracción/compresión. La decisión se basa en el ensamble de las celdas en eslabones con esfuerzos axiales puros (aunque de signo cambiante). Atendiendo a esto, a la optimización dimensional y a las cargas existentes, se selecciona la celda FSSM-200N de Forsentek (mostrada en la *Ilustración 34*). Además, la load cell se coloca en el centro del eslabón,

alejada de posibles alteraciones por las condiciones de los extremos (respecto al comportamiento como barra).

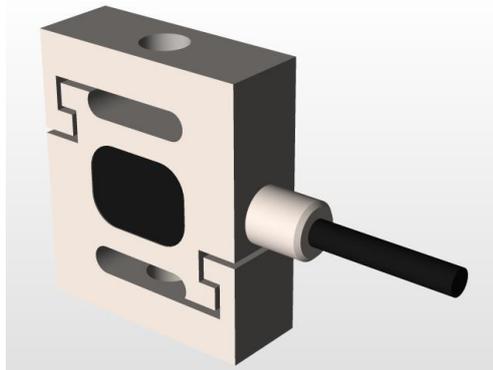


Ilustración 34: Celda de carga elegida (fuente [17])

Además, se precisan conversores que procesen las 4 salidas de cada celda de carga (provenientes de los nodos del puente de Wheatstone) para devolver una sola tensión que es proporcional a la carga. Pese a que no se define la conversión, se especifica el requerimiento de conversores.

En adición, se requiere un amplificador de la señal de salida de la celda, para aumentar la precisión en la lectura. Para ello, se selecciona el amplificador OP07.

Según los cálculos (planteados en el *Anexo II: Cálculos, esquemas y listados electrónicos*), resultan las siguientes precisiones finales total y relativa:

RESULTADOS	
Precisión (N)	0,098
Precisión abs (N)	0,196

Como se puede apreciar, existe un margen de error entre la carga real sobre la celda y la carga procesada por el sistema lógico. Estas sobrecargas son absorbidas, en los cálculos mecánicos, por los coeficientes de seguridad.

Finalmente, para conocer la orientación del ROV, se selecciona el acelerómetro y giroscopio MPU-6050 GY-521, que indica los ángulos del cuerpo respecto a una posición calibrada.

Monitorización:

Para conocer el estado del interior del tubo, se plantean:

- Cámara simple (como la OV7670): Se desestima esta monitorización debido al complejo esquema electrónico y a la tediosa programación asociada.

- **Cámara comercial:** Se decide seleccionar una cámara comercial para incrementar la fiabilidad del alcance, la calidad, los tiempos... Argumentando este incremento con el aislamiento de la monitorización respecto al resto de electrónica. Así, dos cámaras Crosstour C7000 1080p Wifi graban imagen y sonido, con transmisión vía wifi entre estos dispositivos y el mando o smartphone.

No obstante, esta solución presenta como inconveniente su masa, que es 40 veces superior a la otra opción analizada.

Motorización:

Para entregar la energía a los tornillos de potencia, se eligen motores paso a paso por fácil control, par suficiente, destacable fiabilidad y gran precisión. Para su funcionamiento es necesario un intérprete entre Arduino y el motor PAP. Específicamente, se selecciona como motor el VEXTA STEPPING MOTOR 2-PHASE 1.8" MODEL 244-02A-C58 (en base al 9.4. *Sistemas motor-tornillo-tuerca*) y como amplificador-conversor o intérprete, el A4988.

Cerebro del ROV:

Analizando los requerimientos de procesamiento y alimentación de la electrónica del ROV, se dimensionan 4 tarjetas ArduinoUNO. Para el mando exterior, se toma 1 tarjeta ArduinoUNO de más.

Iluminación:

Para iluminar el interior de la tubería, se propone un diseño lineal e interconectado de LEDs de sobrero de paja. Además, se considera que la resistencia de los LEDs es de 90Ω dada la potencia y la corriente.

Alimentación:

En este caso, se requiere una fuente de alimentación que abastezca a las tarjetas ArduinoUNO y a los motores. En concreto se estiman tres alimentaciones de 9V cuyos cables marchen por el umbilical.

Sistema de localización

Para conocer la posición del ROV, se marcan las longitudes a lo largo del umbilical. Esta decisión se basa en la optimización de componentes y costes.

10.3.Ubicación y montaje

En el montaje, se adhieren a la cobertura electrónica (sobre la superficie interior de esta, siendo el componente amarillo en la *Ilustración 35*), con Araldite Standard Ceys, las cuatro placas protoboard y las cuatro tarjetas ArduinoUno. Mientras, el resto de componentes se acoplan a estas placas y tarjetas.

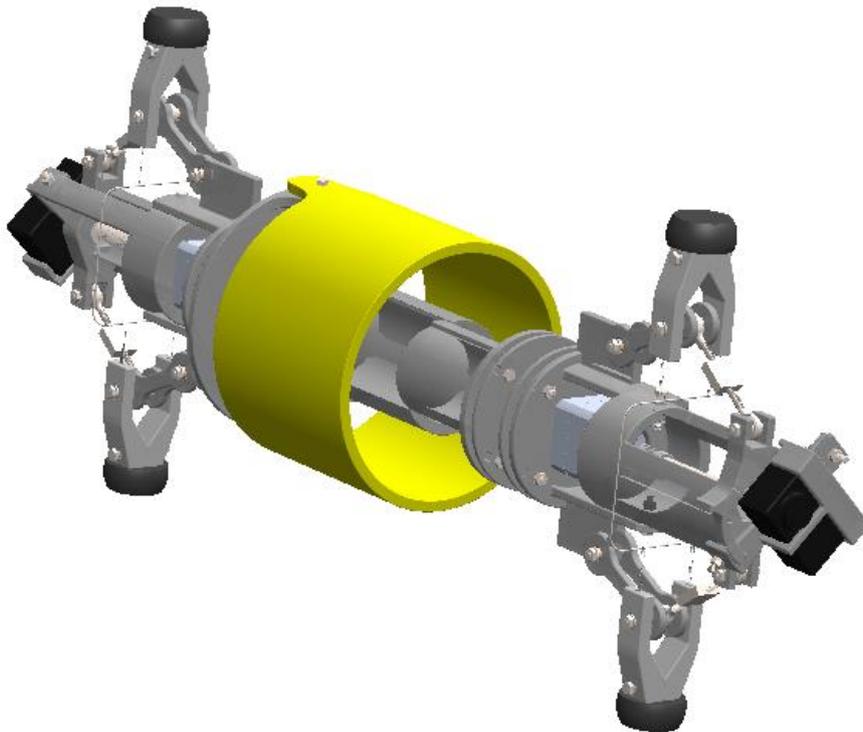


Ilustración 35: Alojamiento de la electrónica del ROV (fuente propia)

Con esta configuración, la mayor parte de la electrónica (excepto los motores PAP de los módulos de patas, las celdas de carga y el umbilical) queda resguardada, con holguras físicas suficientes para evacuar la energía térmica desprendida.



11. Otras consideraciones

En el presente proyecto no se estudia el comportamiento de la tubería a inspeccionar debido a la marcha del ROV por su interior. Por tanto, el usuario debe considerar la resistencia de la tubería frente a las cargas impuestas por las patas del ROV. Además, se debe contemplar que este diseño está desarrollado para su empleo en tubos de cemento purgados.

En el proceso de montaje, se emplea el adhesivo Araldite Standard Ceys que se basa en una resina epoxi con gran resistencia y aplicable en metales y plásticos (según *Anexo IV: Catálogos*). Este se aplica entre:

- Resortes de extensión y alambres de posición (para que el deslizamiento no rompa la condición concéntrica del alambre).
- Casquillos de bronce sinterizado y aligeramientos extremos de los eslabones.
- Cabezas de articulación y barras semirroscadas.
- Aligeramientos las coberturas de motores de patas y barras semirroscadas.
- Tuercas M12 y extensiones dispuestas alrededor.

Además, en la disposición del aro rígido en el acoplamiento entre módulos, hay que forzar ligeramente el resorte.

A lo anterior, hay que añadir las lubricaciones iniciales y sucesivas, al menos, antes de cada operación de inspección. Concretamente, hay que disponer el lubricante seleccionado entre las tuercas y las barras roscadas acopladas a los motores PAP y en las guías de los módulos de patas y del módulo central.

En lo referente al desmontaje del ROV, conviene destacar que las piezas unidas por el adhesivo se podrían desacoplar de ser estrictamente necesario. En tal supuesto, convendría introducir una herramienta de corte afilada y delgada entre las superficies adheridas o elevar la temperatura gradualmente en la zona.



12. Conclusion

Firstly, it is necessary to compare the design and analysis process and the movement system of this ROV against those of similar projects. Therefore, the proposed design stands out for its depth and ingenuity around the design rules and concepts as well as in the calculations and analytical tests. However, this work is not based on dynamic set simulations or empirical verifications.

Secondly, comparing this logical solution with similar works, it stands out for incorporating load cells to extract input data for mechanism decisions.

In addition, it is noteworthy that most projects that have already been developed cannot turn or climb. Taking this into account and considering the easy manufacturing processes, the relatively inexpensive construction (since it is not mass-produced, but on time), and the simple electronic and program requirements, this ROV is worthy of consideration for real production.



13. Orden de prioridad de los documentos del proyecto

El orden de prioridad para los documentos que conforman este proyecto es el siguiente:

- 1) Planos.
- 2) Catálogos.
- 3) Estado de mediciones y presupuesto.
- 4) Cálculos mecánicos.
- 5) Cálculos, esquemas y listados electrónicos.
- 6) Memoria.



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNAS PATAS
ARTICULADAS QUE SIRVAN PARA EL
MOVIMIENTO DE UNA MÁQUINA TIPO ROV**

CÁLCULOS MECÁNICOS

Autor:

Adrián Rodríguez Lorenzo

Tutores:

Carmelo Militello Militello

Viana Lida Guadalupe Suárez

Marzo, 2020



ÍNDICE

1. Bibliografía	10
2. Definición de los valores de carga	11
3. Cálculo del acoplamiento-resorte.....	14
3.1. Especificaciones de diseño finales del acoplamiento-resorte	14
3.2. Estudio de compresión del acoplamiento-resorte	16
3.3. Estudio de extensión del acoplamiento-resorte	22
3.4. Comprobación resistente según cargas en extensión/compresión	23
3.5. Obtención del momentor torsor máximo que soporta el acoplamiento-resorte.....	24
3.6. Estudio resistente ante flexión del acoplamiento-resorte.....	25
3.7. Análisis de resultados	28
4. Obtención de estados de carga del sistema de desplazamiento	29
4.1. Obtención de las fuerzas de celda mínimas por situaciones	31
5. Definición del sistema motor-tornillo-tuerca	48
6. Resistencia mecánica y desplazamientos del sistema de desplazamiento	53
6.1. Resistencia y desplazamientos del acoplamiento rígido PAD	53
6.2. Resistencia de la pata 1.....	63
6.3. Resistencia de las cabezas de articulación	70
6.4. Resistencia de pernos o pasadores.....	71
6.5. Resistencia de la barra roscada patas.....	74
6.6. Resistencia de la barra roscada central.....	82



6.7. Resistencia del acoplamiento helicoidal 86



ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1: Uniones ROV (fuente propia)	11
Ilustración 2: Tabla materiales resortes (fuente [6])	15
Ilustración 3: Tipo de extremos (fuente [6])	15
Ilustración 4: Representación del diseño final del acoplamiento tipo resorte (fuente propia)	15
Ilustración 5: Ángulo de paso resorte (fuente [6])	16
Ilustración 6: Gráfica esfuerzo resorte (fuente [6])	18
Ilustración 7: Giro crítico del ROV (fuente propia)	19
Ilustración 8: Geometría giro resorte (fuente propia)	20
Ilustración 9: Pandeo resorte (fuente [6])	22
Ilustración 10: Esfuerzo de torsión sobre resorte (fuente [6])	25
Ilustración 11: Resaltada en amarillo la cara plana tras corte (fuente propia) ..	26
Ilustración 12: Carga y sujeción del resorte (fuente propia)	26
Ilustración 13: Deformada del estudio de flexión para el resorte (fuente propia)	27
Ilustración 14: Resorte mallado (fuente propia)	27
Ilustración 15: Características de la malla del resorte (fuente propia)	27
Ilustración 16: Mapa de tensiones para el resorte a flexión (fuente propia)	28
Ilustración 17: Situación 1, situación 2 y situación 3; respectivamente (fuente propia)	29
Ilustración 18: Tabla coeficientes de rozamiento (fuente [9])	30
Ilustración 19: Posición y representación de Pata 2 (fuente propia)	30



Ilustración 20: Esquema acoplamiento rígido PAD (fuente propia)	32
Ilustración 21: Esquema punto unión (fuente propia)	33
Ilustración 22: Esquema pata 1 (fuente propia)	33
Ilustración 23: Esquema pata 2 (fuente propia)	33
Ilustración 24: Esquema pata 1 I (fuente propia)	34
Ilustración 25: Esquema pata 2 I (fuente propia)	34
Ilustración 26: Esquema barra roscada patas (fuente propia)	35
Ilustración 27: Esquema barra roscada central (fuente propia)	36
Ilustración 28: Esquema acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)	37
Ilustración 29: Esquema punto unión I (fuente propia)	38
Ilustración 30: Esquema pata 1 II (fuente propia)	38
Ilustración 31: Esquema pata 2 II (fuente propia)	38
Ilustración 32: Esquema pata 1 III (fuente propia)	39
Ilustración 33: Esquema pata 2 III (fuente propia)	39
Ilustración 34: Esquema barra roscada central I (fuente propia)	40
Ilustración 35: Dimensiones ROV (fuente propia)	41
Ilustración 36: Dimensiones ROV I (fuente propia)	41
Ilustración 37: Esquema ROV giro (fuente propia)	42
Ilustración 38: Esquema barra roscada patas I (fuente propia)	45
Ilustración 39: Esquema barra roscada patas II (fuente propia)	45
Ilustración 40: Esquema barra roscada central II (fuente propia)	46



Ilustración 41: Fuerzas tornillo (fuente [3])	48
Ilustración 42: Rosca métrica (fuente [11])	49
Ilustración 43: Esquema pormenorizado acoplamiento rígido PAD (fuente propia)	54
Ilustración 44: Esquema pormenorizado acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)	54
Ilustración 45: Esquema pormenorizado acoplamiento rígido PAD II (fuente propia)	55
Ilustración 46: Esquema carga SW acoplamiento rígido PAD (fuente propia)..	56
Ilustración 47: Esquema carga SW acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)	57
Ilustración 48: Esquema carga SW acoplamiento rígido PAD II (fuente propia)	57
Ilustración 49: Restricción SW acoplamiento rígido PAD (fuente propia)	58
Ilustración 50: Restricción SW acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)	58
Ilustración 51: Restricción SW acoplamiento rígido PAD II (fuente propia)	59
Ilustración 52: Restricción SW acoplamiento rígido PAD III (fuente propia)	59
Ilustración 53: Datos malla SW acoplamiento rígido PAD (fuente propia)	60
Ilustración 54: Malla SW acoplamiento rígido PAD (fuente propia)	60
Ilustración 55: Malla SW acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)	61
Ilustración 56: Esquema tensional acoplamiento rígido PAD II (fuente propia)	61
Ilustración 57: Esquema tensional acoplamiento rígido PAD III (fuente propia)	62
Ilustración 58: Esquema tensional acoplamiento rígido PAD (fuente propia) ...	62
Ilustración 59: Esquema tensional acoplamiento rígido PAD I (fuente propia) .	63
Ilustración 60: Esquema pormenorizado pata 1 (fuente propia)	64



Ilustración 61: Dimensiones pata 1 (fuente propia)	64
Ilustración 62: Dimensiones pata 1 I (fuente propia)	65
Ilustración 63: Dimensiones pata 1 II (fuente propia)	65
Ilustración 64: Zona A pata 1 (fuente propia)	65
Ilustración 65: Áreas desgarradas (fuente [3]).....	66
Ilustración 66: Zona B pata 1 (fuente propia)	67
Ilustración 67: Ficha cabeza de articulación (fuente [12])	70
Ilustración 68: Esquemas de cálculo para desplazamientos de cabeza de articulación (fuente propia).....	71
Ilustración 69: Definición de cargas sobre uniones (fuente propia)	71
Ilustración 70: Esquema pormenorizado barra roscada patas (fuente propia) .	75
Ilustración 71: Esquema pormenorizado barra roscada patas III (fuente propia)	75
Ilustración 72: Dimensiones barra roscada patas (fuente propia)	76
Ilustración 73: Dimensiones barra roscada patas I (fuente propia)	76
Ilustración 74: Dimensiones barra roscada patas II (fuente propia)	76
Ilustración 75: Concentración de tensiones (fuente [6])	79
Ilustración 76: Concentración de tensiones I (fuente [6])	79
Ilustración 77: Esquema de simulación en SW para la barra roscada patas (fuente propia).....	82
Ilustración 78: Esquema pormenorizado barra roscada central (fuente propia)	82
Ilustración 79: Esquema pormenorizado barra roscada central I (fuente propia)	83
Ilustración 80: Dimensiones barra roscada central (fuente propia)	83



Ilustración 81: Dimensiones barra roscada central I (fuente propia)	84
Ilustración 82: Dimensiones barra roscada central II (fuente propia)	84
Ilustración 83: Ficha técnica acoplamiento (fuente [13])	86
Ilustración 84: Máximos de desplazamiento para el acoplamiento helicoidal (fuente [9])	87



1. Bibliografía

Libros:

[2] R. L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, Naucalpan de Juárez: Person Educación, 2006.

[3] V. I. Feodosiev, Resistencia de materiales, Moscú: MIR, 1980.

[4] R. A. Serway, Física, McGraw-Hill, 1992.

[5] R. L. Norton, DISEÑO DE MÁQUINAS Un enfoque integrado, Naucalpan de Juárez (México): Prentice Hall, 2011.

Catálogos / fichas técnicas:

[8] E. B. Spain, “Catálogo Técnico General IBS 1.07.12,” ISB, Badalona, 2019.

[9] R. USA, “Información técnica Acoplamiento Flexible,” Ruland, Watertown (Massachusetts), 2020.

Otros (normas, softwares, artículos de investigación...):

[1] S. Corporation, Escritor, *Solidworks*. [Performance]. Dassault Systèmes, S.A., 2018.

[6] “UNE 17704:2002”.

[7] “UNE 17701:2002”.

2. Definición de los valores de carga

Se procede a la obtención de las masas de los diferentes elementos que componen el ROV. Para cada uno, se aplica el análisis que corresponda según sean de diseños propios o provistos por un fabricante, respectivamente:

- a) Producto del volumen obtenido mediante la herramienta Solidworks (para elementos de diseño propio) o por aproximación analítica en base a la geometría (para elementos no críticos por su baja/despreciable masa) y la densidad del material pertinente.
- b) Catálogo o referencia similar.

Cabe mencionar que no se consideran las masas asociadas a los adhesivos aplicados en las uniones ni a los pernos empleados para la unión de otras partes del sistema. También se puede considerar que estos términos son abarcables por el “componente”: Resto electrónica.

Antes de proseguir, conviene discernir cuáles son las uniones A, B y C en el diseño, observándolas en la *Ilustración 1*.

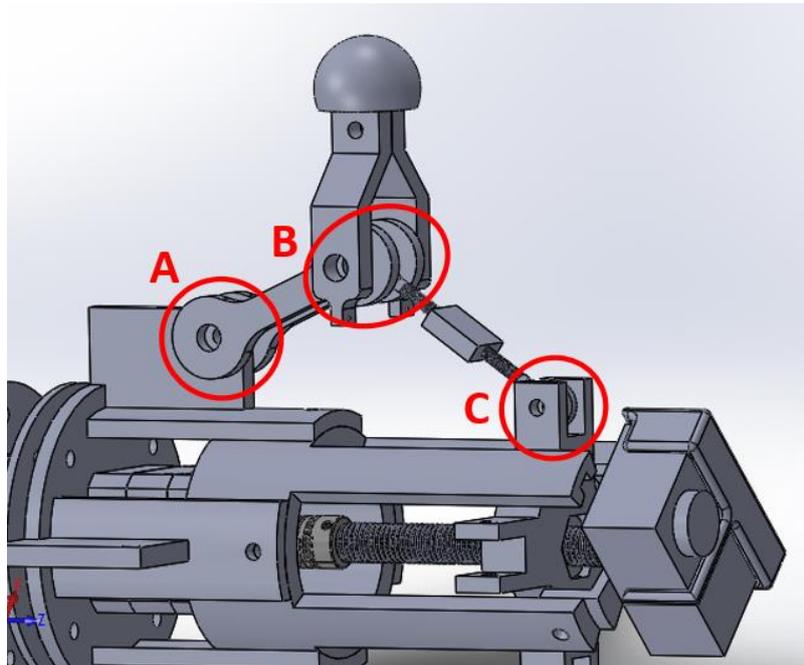


Ilustración 1: Uniones ROV (fuente propia)

A continuación, se plasman las densidades de los materiales así como las designaciones, cantidades, volúmenes y masas de los diferentes componentes del ROV.



Densidades empleadas:

Material	Densidad (kg/m ³) [1]
Policarbonato	1190
Acero 304 (inoxidable)	8000
Caucho SBR	940
Bronce sinterizado	6200

Definición de unión A según componentes:

Designación	Cantidad	V (mm ³)	Masa (g)
Barra roscada	1	464,956	3,720
Arandela	4	44,186	1,414
Tuerca	2	107,255	1,716
Casquillo bronce sinterizado	1	301,593	1,870
TOTAL	-	-	8,720

Definición de unión B según componentes:

Designación	Cantidad	V (mm ³)	Masa (g)
Barra roscada	1	640,885	5,127
Arandela	6	44,186	2,121
Tuerca	2	107,255	1,716
Casquillo bronce sinterizado	4	301,593	7,480
TOTAL	-	-	16,444

Definición de unión C según componentes:

Designación	Cantidad	V (mm ³)	Masa (g)
Barra roscada	1	477,522	3,820
Arandela	2	44,186	0,707
Tuerca	2	107,255	1,716
TOTAL	-	-	6,243



Tabla de cálculos finales de la sección:

Designación componente	Cantidad	Volumen (mm ³)	Masa (g)	Masa total (g)
resorte acoplamiento	2	13109,990	102,913	205,827
aro rígido acoplamiento	4	14434,140	17,177	68,707
aro flexible acoplamiento	2	4215,160	3,962	7,925
motor PK244-02A-C58	3	---	270,000	810,000
soporte motor	1	170633,140	203,053	203,053
tuerca M12	3	2161,220	17,290	51,869
sujeción motor	1	116544,450	138,688	138,688
arduino uno	4	---	22,000	88,000
Protoboard	4	---	40,000	160,000
cobertura electrónica	1	439294,160	522,760	522,760
soporte resorte	1	24725,260	29,423	29,423
soporte móvil patas	2	44642,810	53,125	106,250
sujeción motor patas	2	92622,080	110,220	220,441
cobertura motor patas	2	119042,490	141,661	283,321
cabeza articulación TSMR partes 1 y 2	8	---	7,000	56,000
load cell	4	1782,180	14,257	57,030
pata 1	8	5908,160	7,031	56,246
PAD	4	11641,930	10,943	43,774
acoplamiento rígido PAD parte 1	4	7504,040	8,930	35,719
acoplamiento rígido PAD parte 2	4	7504,040	8,930	35,719
fijación cámara	2	15188,610	18,074	36,149
soporte cámara	2	4512,690	5,370	10,740
cámara (esbozo 3d)	2	---	63,500	127,000
acoplamiento helicoidal	3	---	49,000	147,000
barra roscada patas	2	8660,950	69,288	138,575
barra roscada central	1	8039,370	64,315	64,315
Resto electrónica	1		200,000	200,000
Unión A	4	---	8,720	34,878
Unión B	4	---	16,444	65,774
Unión C	4	---	6,243	24,973
Resortes de extensión	8	---	0,041	0,328
Alambre de posición	2	473,060	3,784	7,569
soporte móvil	1	72827,800	86,665	86,665
TOTAL	-	-	-	4124,718



3. Cálculo del acoplamiento-resorte

En este apartado se estudia el comportamiento mecánico del resorte que sirve de acoplamiento entre los módulos del ROV.

El acoplamiento propuesto para unir los 3 módulos que componen el ROV es un resorte y va a sufrir esfuerzos de compresión, tracción/extensión y, en casos poco probables, de torsión.

Pese a que la mayoría de los resortes de torsión y extensión tienen las espiras enredadas estrechamente, existen también con ellas espaciadas como los resortes de compresión. Así pues, con el objetivo de permitir cierto ángulo de giro del ROV en los nodos definidos por estos acoplamientos y de permitir la resistencia a todos los tipos de esfuerzos posibles (desarrollando estados calculables según resistencia de materiales), se opta por diseñar un resorte con espiras separadas (según eje longitudinal del resorte).

Por otra parte, las espiras de un resorte de torsión deberían cerrarse, y no abrirse, ante el momento aplicado para que los esfuerzos residuales del enrollado de las espiras sean favorables al momento de cierre. Sin embargo, la intermitencia en el signo del momento es intrínseca al mecanismo estudiado para la posición del resorte, con lo que no se cumple dicha exigencia. Así, se debe considerar un mayor factor de seguridad poniéndonos en el caso más desfavorable.

Como se debe realizar en todo diseño, se parte de los parámetros dimensionales y de material conferidos a resortes comerciales que sufren esfuerzos del mismo orden que este caso particular. Además, se considera que el pre-diseño debe ser conservador dado que es peor situación estructural la combinación de los diferentes esfuerzos.

3.1. Especificaciones de diseño finales del acoplamiento-resorte

Para el acoplamiento-resorte se selecciona un material de amplio uso en resortes, el acero ASTM A228, quedando el resto de características definidas en la tabla:

N_a	L_f (mm)	F_i (N)	D_w (mm)	D_m (mm)	G (N/mm ²)	E (N/mm ²)	Tipo extremos
4	36	0	4	41	81700	200000	Planos

Siendo N_a , las espiras activas; L_f , la longitud libre; D_w , el diámetro del alambre; D_m , el diámetro medio de las espiras activas; G , el módulo en cortante;



y E, el módulo elástico en tensión (cuyo valor se toma de la *Ilustración 2*, como el de G).

Material ASTM núm.	Módulo en cortante, <i>G</i>		Módulo en tensión, <i>E</i>	
	(psi)	(GPa)	(psi)	(GPa)
Acero estirado en frío: A227	11.5×10^6	79.3	28.6×10^6	197
Alambre para instrumentos musicales: A228	11.85×10^6	81.7	29.0×10^6	200

Ilustración 2: Tabla materiales resortes (fuente [2])

También, se especifica visualmente, en la *Ilustración 3*, el tipo de extremos de las espiras, considerado para la definición de las espiras activas:

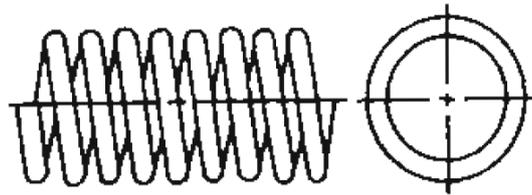


Ilustración 3: Tipo de extremos (fuente [2])

A continuación, en la *Ilustración 4*, se muestra una representación del resultado.

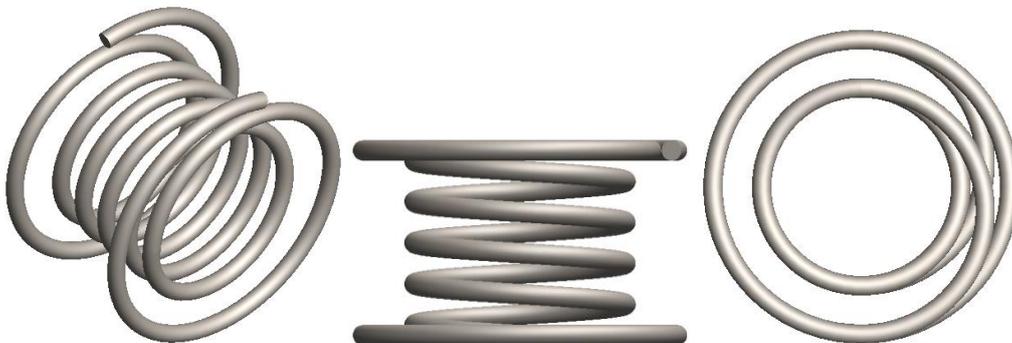


Ilustración 4: Representación del diseño final del acoplamiento tipo resorte (fuente propia)

3.2. Estudio de compresión del acoplamiento-resorte

Obtención y verificación del índice del resorte y del ángulo de paso:

Índice del resorte:

$$C = D_m / D_w > 5 \quad [2]$$

De esta forma, se recomienda que oscile entre 5 y 12 ya que cuanto mayor es, menor deformación requiere el alambre y tiene menor tendencia al pandeo. [2]

Ángulo de paso:

$$\lambda = \tan^{-1} \left[\frac{p}{\pi D_m} \right] < 12^\circ \quad [2]$$

De esta forma, se recomienda un ángulo menor a 12° , para evitar esfuerzos de compresión indeseables en el alambre y que aumente la imprecisión del resto de la teoría aplicada a los resortes. [2]

Y los parámetros empleados se definen en la *Ilustración 5* y en la ecuación siguiente:

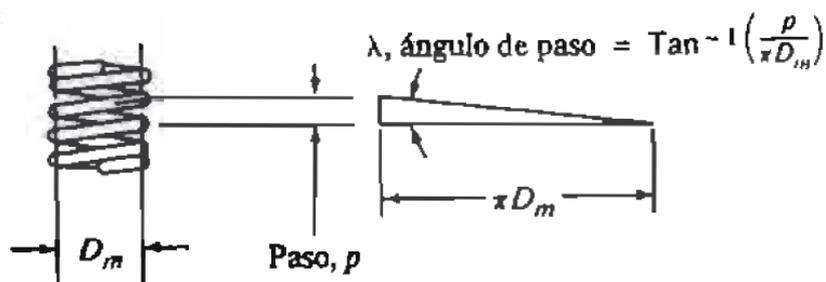


Ilustración 5: Ángulo de paso resorte (fuente [2])

$$L_f = p N_a + D_w \quad [2]$$



Resultados:

RESULTADOS	
C	10,25
¿C válido?	si
p (mm)	8,00
λ (°)	3,55
¿ λ válido?	si

Obtención de la carga máxima soportable a compresión:

Esta carga resulta ser la mínima de los desarrollos siguientes.

Esfuerzo cortante máximo en un resorte helicoidal a compresión:

$$\tau = \frac{8KFD_m}{\pi D_w^3} = \frac{8KFC}{\pi D_w^2} \quad [2]$$

En primer lugar, se calcula la fuerza máxima al limitar el esfuerzo cortante máximo. Para lo que se debe definir la tensión tangencial y la K de la ecuación expuesta.

La K (factor de Wahl) se obtiene tal que:

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad [2]$$

Luego, de la gráfica incluida en la *Ilustración 6*, se extra el esfuerzo cortante máximo. Para lo cual, se considera servicio ligero, atendiendo a que, sobre el resorte, las cargas son cuasi-estáticas o de baja rapidez (sin impacto). Así, la tensión límite resulta ser de 860 N/mm². [2]

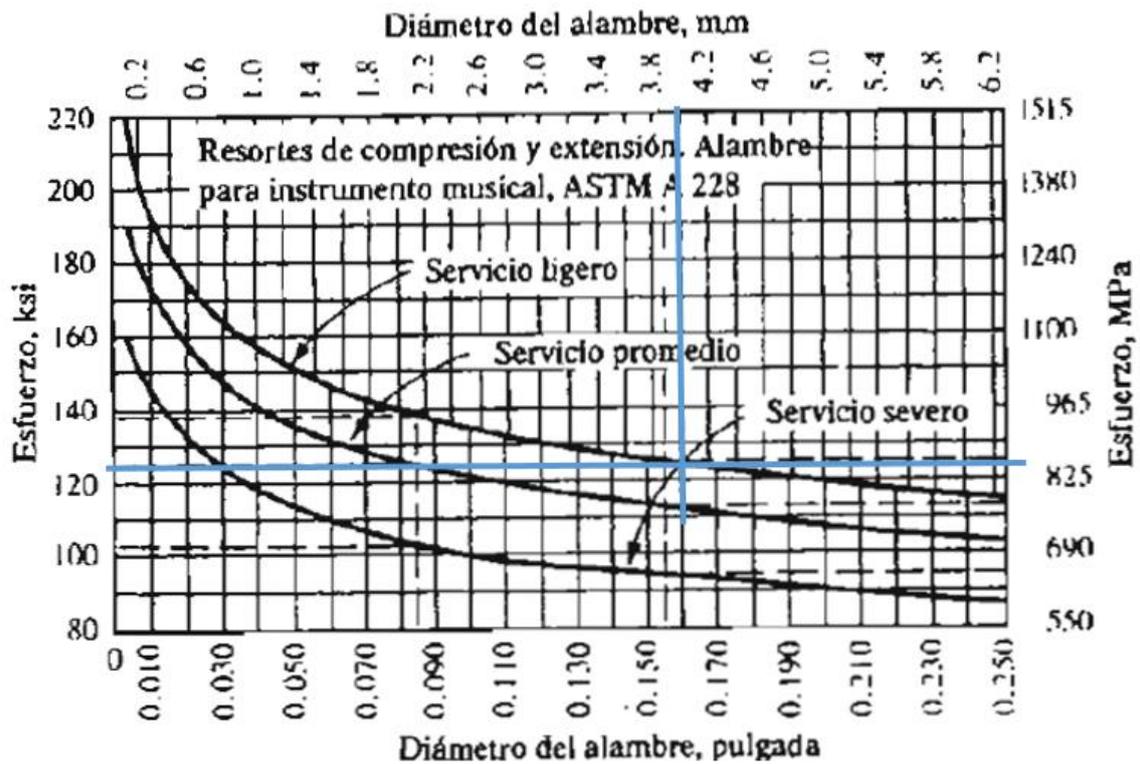


Ilustración 6: Gráfica esfuerzo resorte (fuente [2])

Cabe especificar que el esfuerzo por carga axial es tangencial dado que tiende a cortar el alambre. [2]

Sin más, se despeja la fuerza de la ecuación expuesta inicialmente para obtener: $F_{\text{máx,cort}}$.

Deflexión de un resorte a compresión:

En segunda instancia, se obtiene la carga máxima que puede darse sobre el resorte a compresión hasta el límite del solapamiento de espiras. Para este caso, las peores condiciones son un ascenso o descenso con entrada a la curva crítica.

Para el caso crítico, el ángulo de giro sobre cada acoplamiento tipo resorte es de $11,7^\circ$ para que el ROV tome una curva de radio 1200mm con un diámetro de tubería de 300mm, como se muestra en la *Ilustración 7*.

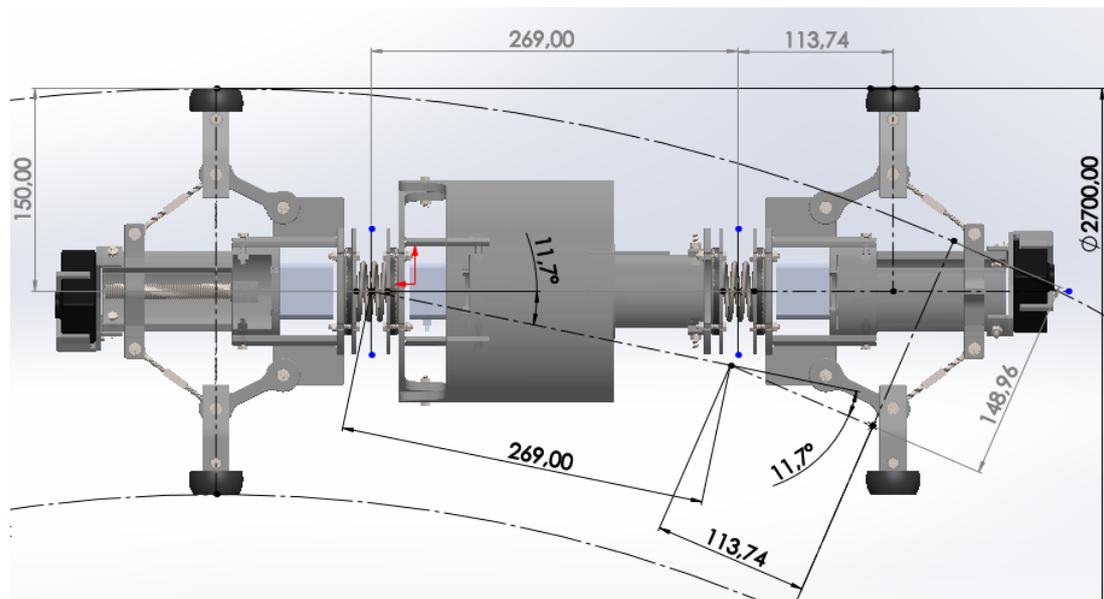


Ilustración 7: Giro crítico del ROV (fuente propia)

En relación a la obtención de la carga máxima, se emplea la siguiente ecuación:

$$f = \frac{8FD_m^3 N_a}{GD_w^4} = \frac{8FC^3 N_a}{GD_w} \quad [2]$$

Si los extremos son planos, como en este caso, las espiras activas (N_a) son las mismas que “las totales” (sin contar las configuradas para permitir el asiento y agarre del resorte al chasis del ROV).

Siendo f (deflexión longitudinal):

$$f = L_{libre} - L_F$$

Siendo L_{libre} la longitud del resorte sin aplicarle ninguna carga y L_F (longitud mínima), la definida en la *Ilustración 8* y que puede obtenerse atendiendo a la ecuación siguiente:

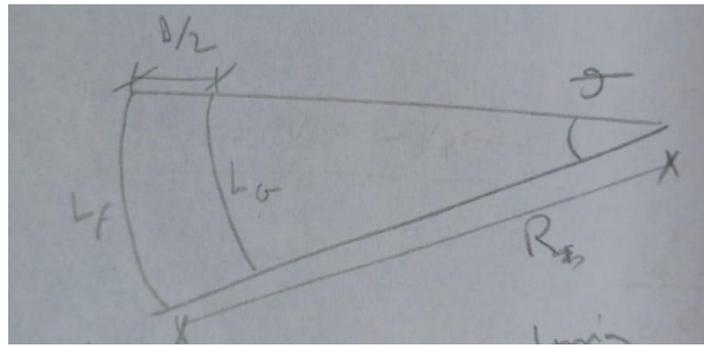


Ilustración 8: Geometría giro resorte (fuente propia)

$$L_F = L_G + \frac{D}{2} \cdot \frac{2\pi}{360} \cdot \frac{\theta}{2}$$

Se divide θ (que es $23,4^\circ$) ya que cada acoplamiento-resorte absorbe la mitad de ese ángulo (por encontrarse en una situación simétrica). Además, R es el radio de la tubería, D es el diámetro de la tubería, D_m es el diámetro del resorte y L_G es la longitud mínima que puede tomar el resorte (con todas las espiras contactando).

De esta forma, despejando de la ecuación inicial, se obtiene la F para la deflexión expuesta. Es decir, se está ante la carga de compresión máxima, que se puede aplicar sobre el resorte, al definirse en la situación crítica de giro/curva (que limita su rango de acortamiento): $F_{\text{máx,long}}$.

Resultados:

La carga máxima soportable a compresión se trata de la mínima de los dos desarrollos anteriores y se denota como: $F_{\text{máx,COMP}}$.

RESULTADOS	
K (de Wahl)	1,141
$F_{\text{máx,cort}}$ (N)	461,996
L_G (mm)	16,000
L_F (mm)	20,186
$F_{\text{máx,long}}$ (N)	149,968
$F_{\text{máx,COMP}}$ (N)	149,968



Verificación de pandeo

Condición de no pandeo:

$$\frac{f_o}{L_f} \{operación\} < \frac{f_o}{L_f} \{crítica\} [2]$$

Obtención de razón deflexión / longitud libre en operación:

$$\frac{f_o}{L_f} \{operación\}$$

Siendo f_o (deflexión en operación): según ecuación para deflexión de un resorte a compresión, ya definida y tomando como F la fuerza de operación o requerida (que es la máxima que tendría que soportar a compresión el resorte) que se define como 50 N, redondeando el peso del ROV.

Siendo L_f : la longitud libre (L_{libre} ya enunciada).

Obtención de razón deflexión / longitud libre crítica:

$$\frac{f_o}{L_f} \{crítica\}$$

Tomando el término anterior de la siguiente figura (*Ilustración 9*):

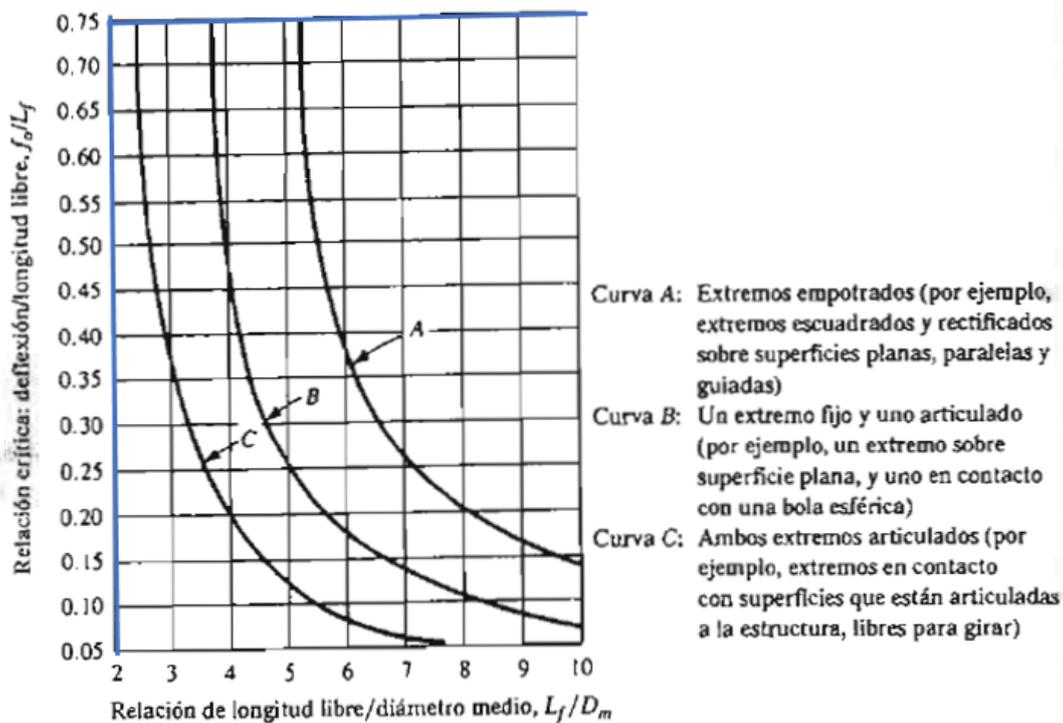


Ilustración 9: Pandeo resorte (fuente [2])

Como se puede apreciar, se entra en la anterior gráfica definiendo la relación de la longitud libre y el diámetro medio, que son datos de diseño, así como eligiendo la curva C (para ambos extremos articulados).

Resultados:

RESULTADOS	
L_f/D_m	0,878
f/L_f (crítica)	0,750
f_0 (mm)	5,272
f/L_f (operación)	0,146
¿Falla a pandeo?	no

3.3. Estudio de extensión del acoplamiento-resorte

Dado que los esfuerzos y las deflexiones en extensión se calculan bajo las mismas ecuaciones que en compresión, el desarrollo es como el anterior. La única peculiaridad y, por tanto, lo único calculado en este estudio, es la fuerza máxima según el esfuerzo máximo que puede soportar el resorte bajo esfuerzo de tracción. Concretamente, el esfuerzo cortante máximo a extensión se suele limitar respecto al de compresión en un 10% para tomar en consideración el comportamiento no lineal de la primera etapa de entrada en carga frente a la deflexión.



Esfuerzo cortante máximo en un resorte helicoidal a compresión:

$$\tau = \frac{8KFD_m}{\pi D_w^3} = \frac{8KFC}{\pi D_w^2} \quad [2]$$

Siendo τ , el 90% de la τ_{lim} .

Resultado:

RESULTADO	
F_{MÁX} (N)	415,796

3.4. Comprobación resistente según cargas en extensión/compresión

En este punto, se compara la carga mínima de las máximas que puede soportar el resorte a compresión y a extensión, con la carga a soportar (o requerida):

$$F_{\text{requerida}} \leq \text{Mín}\{F_{\text{máx,ext}}; F_{\text{máx,comp}}\}$$

Y se obtiene un factor de seguridad según el cociente de las cargas límite y real (a soportar), que debe ser mayor a 1:

$$K_{\text{seguridad}} = \frac{\text{Mín}\{F_{\text{máx,ext}}; F_{\text{máx,comp}}\}}{F_{\text{requerida}}}$$

Resultados:

RESULTADOS	
F_{MÁX,EXT} (N)	415,80
F_{MÁX,COMP} (N)	149,97
F_{REQUERIDA} (N)	50,00
¿Cumple?	SI
K_{seguridad}	3,00



3.5. Obtención del momento torsor máximo que soporta el acoplamiento-resorte

$$\sigma = \frac{McK_b}{I} \quad [2]$$

Un momento torsor aplicado sobre un resorte helicoidal genera un esfuerzo flexionante sobre el alambre, porque el momento tiende a doblar cada espira para reducir o aumentar su tamaño. [2]

Siendo K_b (factor de corrección por curvatura), en base al índice del resorte:

$$K_b = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C - 1)} \quad [2]$$

Siendo c la distancia de la fibra neutra de la sección del alambre a la fibra más solicitada (del extremo), I la inercia de la sección circular del alambre y σ la tensión límite flexionante para resortes a torsión, obtenida en la *Ilustración 10*.

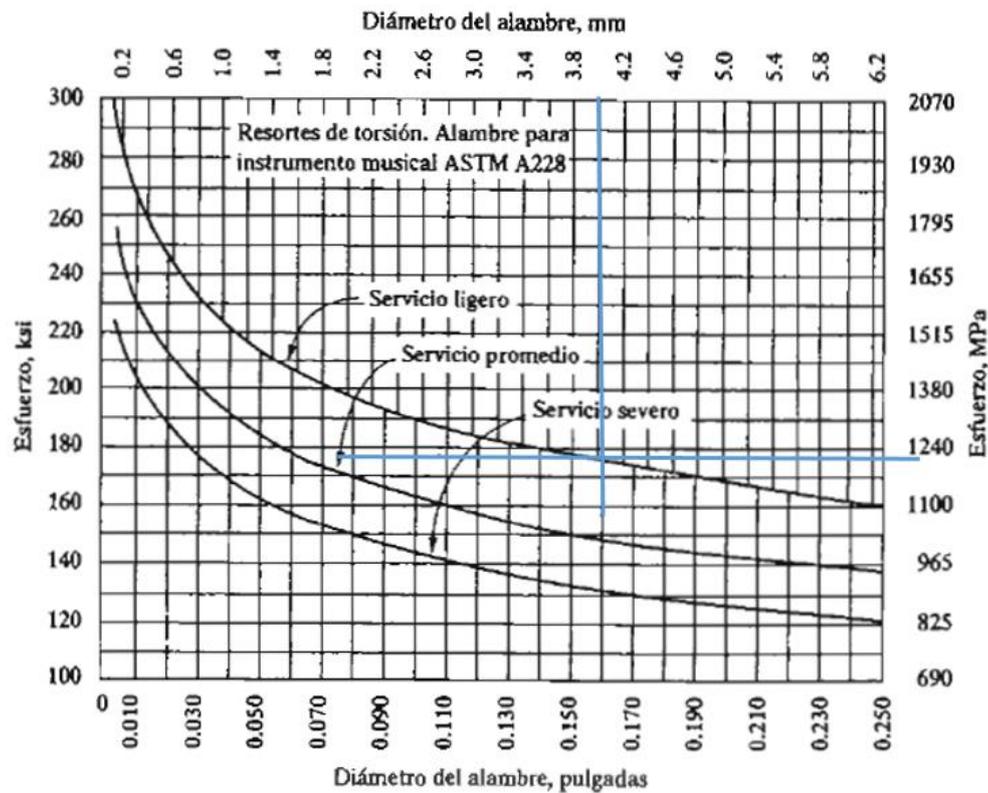


Ilustración 10: Esfuerzo de torsión sobre resorte (fuente [2])

Entonces, se despeja, de la ecuación para la tensión normal por torsión, el momento torsor y se obtiene el máximo que se puede aplicar a este diseño: $M_{tMÁX}$.

RESULTADOS	
K_b	1,078
$I_{wire} (mm^4)$	12,566
$c (mm)$	2,000
$\sigma_{lim} (N/mm^2)$	1200,000
$M_{tMÁX} (Nmm)$	6991,388

3.6. Estudio resistente ante flexión del acoplamiento-resorte

En este caso, se estudia el momento aplicado sobre el resorte para girarlo el ángulo máximo que se espera, es decir, $11,7^\circ$. Además, se plantea la obtención de la tensión máxima sufrida en este caso. Para esto, se emplea el complemento Simulación del programa Solidworks. Concretamente, se realiza un estudio 3D estático y no lineal.

Para realizar un estudio lo más próximo posible a la realidad, se decide cortar las espiras extremas para aplanarlas (como se muestra en la *Ilustración 11*).

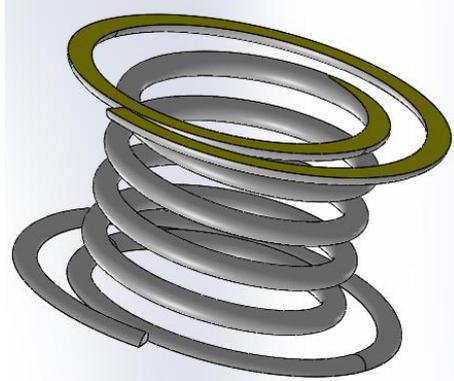


Ilustración 11: Resaltada en amarillo la cara plana tras corte (fuente propia)

Luego, una de las caras planas resultante se empotra, es decir, se le aplica una geometría fija o restricción de todos los grados de libertad. Además, en el plano que define la otra cara plana, en el centro del resorte, se aplica un momento de 500 Nmm como carga remota de transferencia directa. Todo esto se aprecia en la *Ilustración 12*.

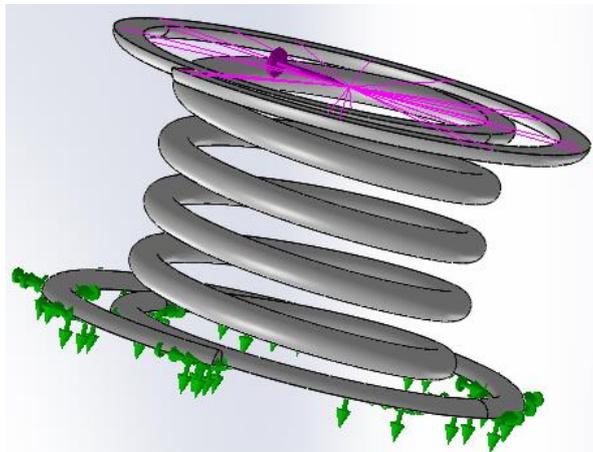


Ilustración 12: Carga y sujeción del resorte (fuente propia)

La toma de dicha cuantía como momento flector radica en la búsqueda, por iteración, del momento requerido para un giro del resorte de, aproximadamente, los $11,7^\circ$ comentados. Así, un momento de 500 Nmm devuelve un ángulo de giro de $12,2^\circ$, aceptable, según prolongación de las líneas discontinuas de la *Ilustración 13* (que es la deformada del estudio estático).

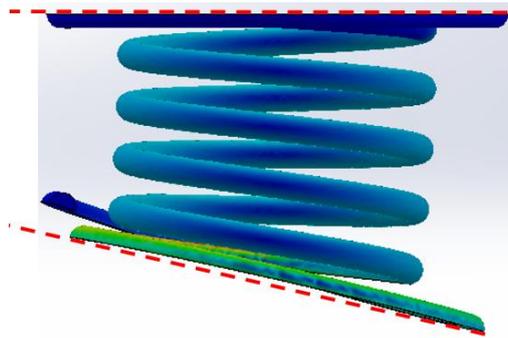


Ilustración 13: Deformada del estudio de flexión para el resorte (fuente propia)

Además, la malla aplicada se muestra en la *Ilustración 14* y sus características, en la *Ilustración 15*.

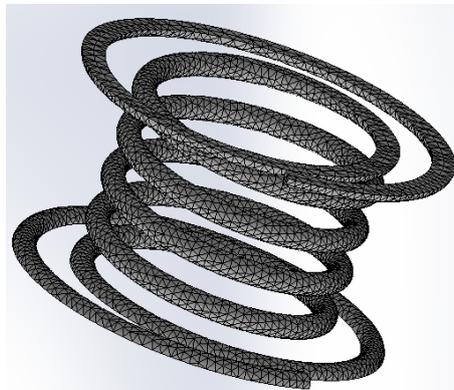


Ilustración 14: Resorte mallado (fuente propia)

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Non lineal 2 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx. de elemento	2.19175 mm
Tamaño mín. de elemento	0.730576 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	45636
Número total de elementos	23980
Cociente de aspecto máximo	6.011
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	99
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:07
Nombre de computadora	

Ilustración 15: Características de la malla del resorte (fuente propia)

Además, la tensión máxima ante este estado de carga es inferior al límite elástico como se observa en la *Ilustración 16* y se recoge en la siguiente tabla:

RESULTADOS	
σ_{EQ} (N/mm ²)	321,8
$\sigma_{LÍM}$ (N/mm ²)	1200
K_{SEG}	3,729

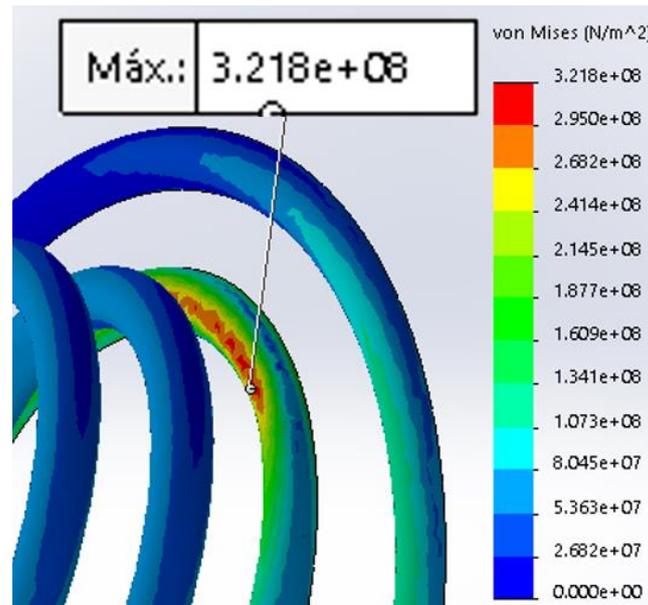


Ilustración 16: Mapa de tensiones para el resorte a flexión (fuente propia)

3.7. Análisis de resultados

Tal y como se muestra en los resultados anteriores, las tensiones longitudinales o equivalentes generadas son menores al límite elástico, las cargas requeridas son menores a las máximas que soporta el elemento y los valores geométricos son correctos según criterios de fabricación y rigidez. Sabiendo que estas condiciones aseguran la resistencia mecánica del resorte.

Además, se obtienen los coeficientes de seguridad, siendo los valores máximos de esfuerzos o cargas entre los límites admisibles, que muestran el margen de resistencia de cada elemento.

En caso de desarrollarse momentos torsores sobre el acoplamiento tipo resorte, habría que aplicar la combinación de los distintos esfuerzos según los desarrollos expuestos y Von Mises. [3]

4. Obtención de estados de carga del sistema de desplazamiento

En primer lugar, se comenta la existencia de tres situaciones críticas o de estudio que maximizan o pueden maximizar las sollicitaciones mecánicas sobre los componentes del ROV. Estas, en adelante, se designan como: situación 1, situación 2 y situación 3 (según se muestran en la *Ilustración 17*).

Además, en la *Ilustración 17*, se muestran diagramas básicos de los estados de carga del ROV como conjunto. Sirvan estos y las descripciones del documento *Memoria*, para introducir el análisis pormenorizado siguiente.

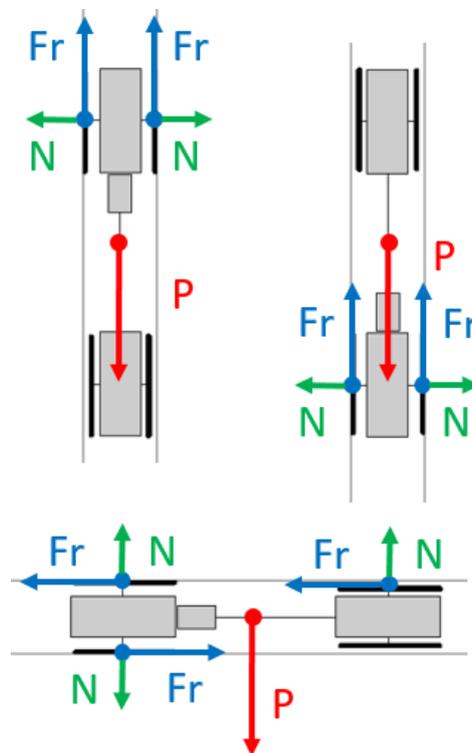


Ilustración 17: Situación 1, situación 2 y situación 3; respectivamente (fuente propia)

En el desarrollo siguiente, se asume que el PAD se mantiene radial en cuanto al eje axial del ROV.

Por tanto, se obtienen los estados de carga para cada elemento del sistema de desplazamiento del ROV y para las posiciones en la que las cargas internas sobre los elementos son máximas. Además, se emplean los diagramas de cuerpo libre (sabiendo la geometría del conjunto), las leyes de Newton y las ecuaciones de Euler (derivadas de las leyes de Newton) para el planteamiento consecuente.

En adición, se destaca que solo se plantean los elementos del sistema de desplazamiento en sí por ser, estos, objeto principal del proyecto.

Por otra parte, cabe destacar la definición del coeficiente de rozamiento estático (empleado en varios de los siguientes desarrollos). Esta se fundamenta en la consulta de numerosas tablas (como la dispuesta en la *Ilustración 18*) que recogen coeficientes de fricción estáticos y, concretamente, en el análisis de los valores referidos al contacto entre cemento (siendo el material de la tubería) y el caucho (siendo el caucho SBR, el planteado para el PAD). No obstante, numerosas variables, como el nivel de contaminantes, alteran el valor del coeficiente de rozamiento entre dos superficies por lo que lo más conveniente es realizar pruebas bajo condiciones aproximadas a las reales de servicio, pero ello escapa del alcance de este proyecto.

Por tanto, se toma un coeficiente de rozamiento estático de 1 entre la tubería y los PADs.

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
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003

Ilustración 18: Tabla coeficientes de rozamiento (fuente [4])

Además, en algunos apartados del presente documento se hace referencia al componente Pata 2 (mostrado en la *Ilustración 19*), entendiéndose como tal el ensamblaje de las cabezas de articulación TSM.R y las celdas de carga.

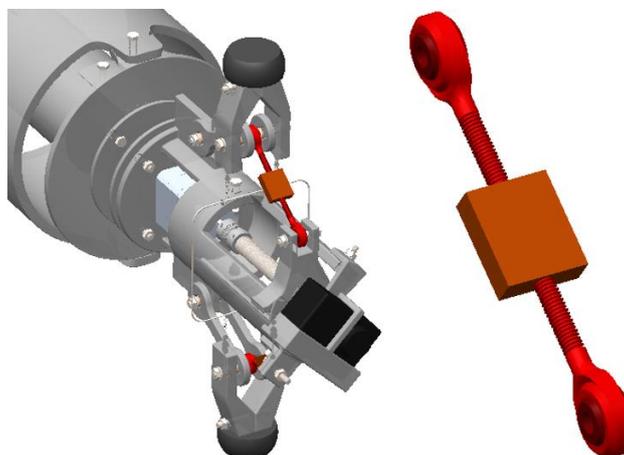


Ilustración 19: Posición y representación de Pata 2 (fuente propia)

4.1. Obtención de las fuerzas de celda mínimas por situaciones

Obtención de fuerza de celda para la situación 1

En esta situación, así como en la 2, se desconoce qué diámetro de tubería es crítico para la sollicitación estructural del sistema. Por tanto, se decide tomar los valores extremos y uno intermedio como representativos. A saber: 350 mm, 325 mm y 300 mm.

PAD y acoplamiento rígido PAD:

Por cómo se presenta la unión del acoplamiento rígido y el PAD, las cargas que aparecen sobre el PAD se asumen iguales a las de su acople (asumiendo su comportamiento como cuerpos rígidos, al igual que para el resto de elementos del mecanismo).

Ahondando, cada acople debe soportar una porción del peso del ROV y del cable umbilical (con una longitud máxima de 10 metros, que es la máxima penetración del vehículo en la tubería). Para ello, el mecanismo debe aplicar una fuerza de contacto con la pared interna de la tubería ('N'), necesaria para que acontezca una fuerza de rozamiento ('F_R') que impida el deslizamiento del ROV (equilibrando los pesos a soportar). Además, se considera que la porción de esa suma de pesos citada (peso del ROV y peso del umbilical) es de $\frac{1}{2}$ para cada PAD. También cabe mencionar que dicha $\frac{1}{2}$ de la suma de los pesos del ROV y el umbilical es, según lo explicado anteriormente, la mínima fuerza de rozamiento estática requerida para equilibrar el sistema. También hay que añadir, para el acoplamiento rígido, la carga que generan los dos resortes de extensión, 'F_{ext}', acoplados a cada conjunto (acoplamiento rígido PAD, pata 1 y pata 2) por encontrarse fuera de su posición de equilibrio (obtenido la carga en base al desplazamiento y la constante del resorte). En resumen, el diagrama de cuerpo libre del acoplamiento rígido PAD se observa en la *Ilustración 20*:

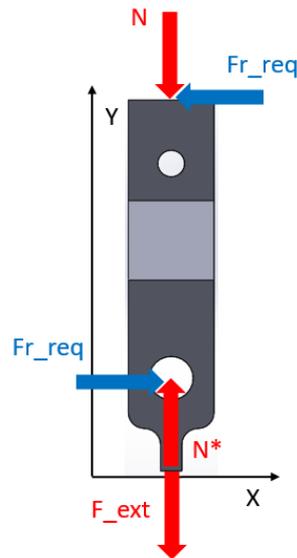


Ilustración 20: Esquema acoplamiento rígido PAD (fuente propia)

[2] Si se aplican los equilibrios de fuerzas en ambos ejes (x e y), se obtiene:

$$N^* = N + F_{ext}$$

$$F_{r,req} = F_{r,req}$$

$$N = \frac{F_{r,req}}{\mu_s}$$

$$F_{ext} = 2 \cdot K_{resorte} \cdot x$$

Siendo $K_{resorte}$ un valor dado por el fabricante y recogido en el catálogo de este elemento en el *Anexo III: Catálogos*.

Nudo o unión B:

Ahora, se plantean el diagrama de cuerpo libre (*Ilustración 21, Ilustración 22 e Ilustración 23*) y el equilibrio de las acciones sobre el nudo o unión B (entre el acoplamiento rígido PAD, la pata 1 y la pata 2).

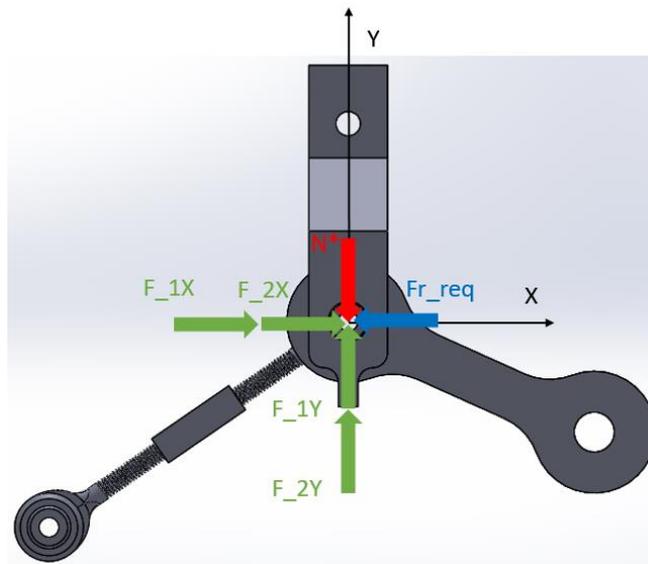


Ilustración 21: Esquema punto unión (fuente propia)

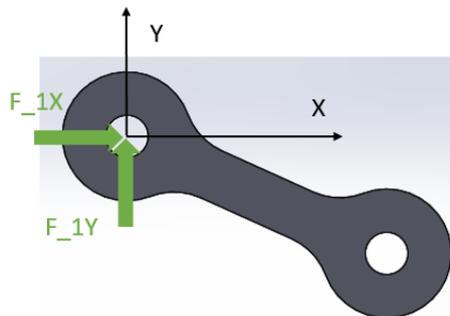


Ilustración 22: Esquema pata 1 (fuente propia)

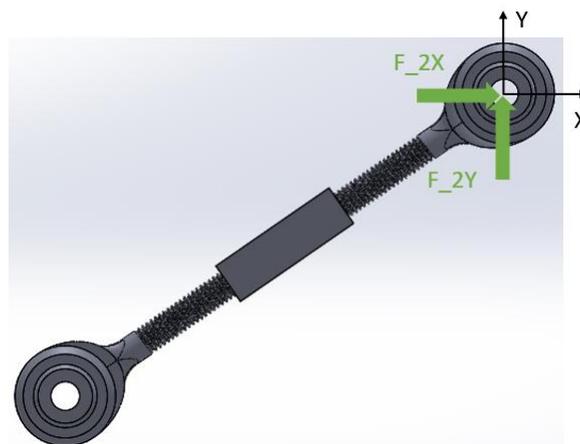


Ilustración 23: Esquema pata 2 (fuente propia)

$$F_{1X} + F_{2X} = F_{r,req}$$

$$F_{1Y} + F_{2Y} = N^*$$

Pata 1:

Se plasma el diagrama de cuerpo libre del elemento, en la *Ilustración 24*:

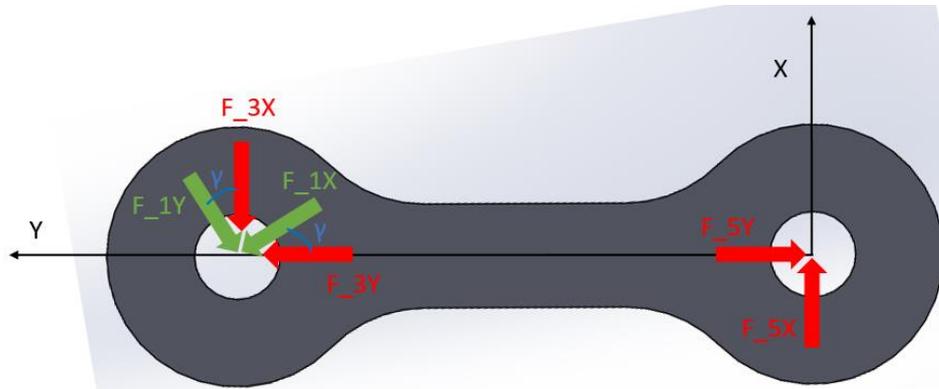


Ilustración 24: Esquema pata 1 | (fuente propia)

A continuación, se enuncian las ecuaciones que resultan de la aplicación de las leyes de Newton, del cambio de sistema de coordenadas y del comportamiento como barra según las condiciones estructurales del elemento:

$$F_{3Y} = F_{1X} \cdot \cos \gamma - F_{1Y} \cdot \text{seno } \gamma$$

$$F_{3X} = 0 = F_{1X} \cdot \text{seno } \gamma + F_{1Y} \cdot \cos \gamma$$

$$F_{5X} = F_{3X} = 0$$

$$F_{5Y} = F_{3Y}$$

Pata 2 (cabezas de articulación y celda de carga):

Para la pata 2, en la *Ilustración 25* se muestra el diagrama de cuerpo libre:

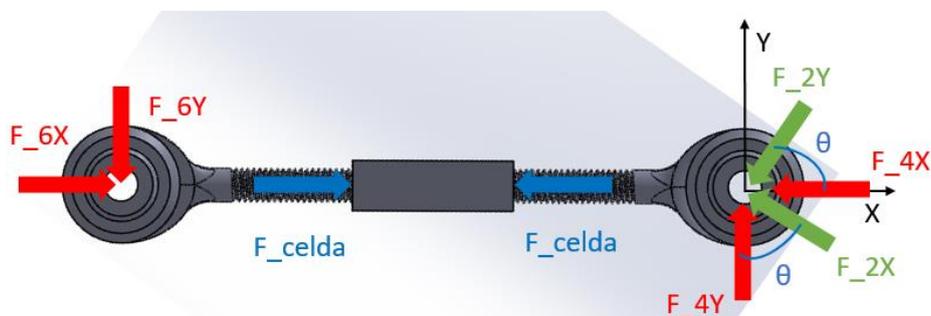


Ilustración 25: Esquema pata 2 | (fuente propia)

Además de las consideraciones para el resto de elementos, se esquematiza la carga que lee la celda de carga:

$$F_{4Y} = 0 = F_{2X} \cdot \cos \theta - F_{2Y} \cdot \text{seno } \theta$$

$$F_{4X} = F_{2X} \cdot \text{seno } \theta + F_{2Y} \cdot \cos \theta$$

$$F_{6X} = F_{4X} = F_{\text{celda}}$$

$$F_{6Y} = F_{4Y}$$

Barra roscada patas:

Cabe mencionar que se ha simplificado la transmisión de las acciones entre el tornillo y el eslabón corto, sabiendo que existen dos elementos intermedios (tuerca y extensión de tuerca). Sin embargo, la argumentación para justificar lo anterior es consecuente y se trata de la misma que para el caso de la unión entre el acoplamiento rígido del PAD y el eslabón largo (o sea, que en las piezas intermedias las acciones son iguales, aplicando el principio de acción-reacción). Además, cabe comentar que las fuerzas 6 y 7 se repiten ya que son las fuerzas y las descomposiciones de las mismas, que provienen de las patas 2. En adición, se aplica la trigonometría para la definición de un ángulo.

Así, resulta el diagrama de la *Ilustración 26*, para la barra roscada:

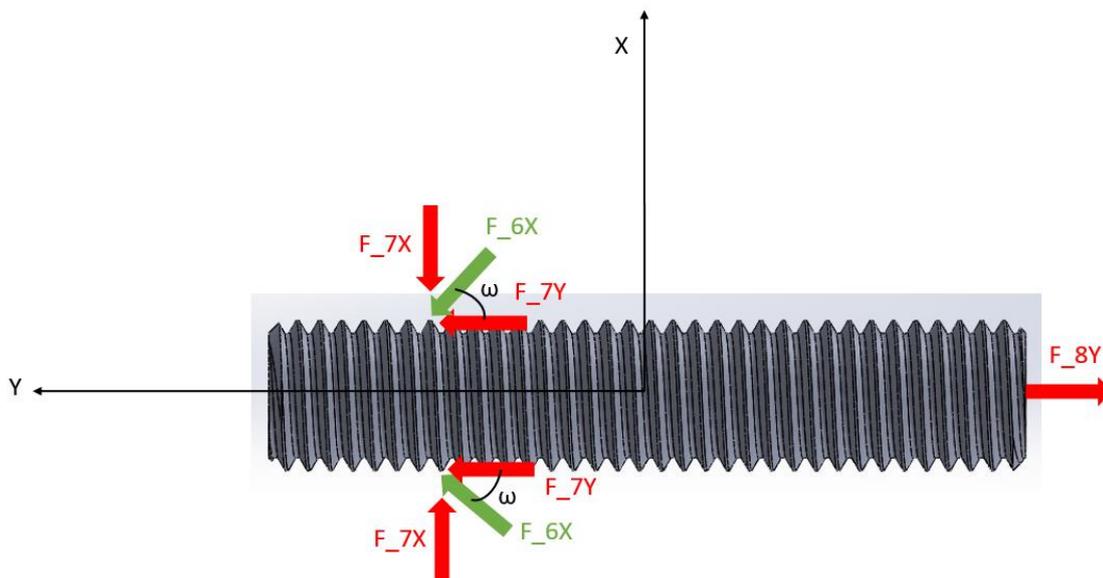


Ilustración 26: Esquema barra roscada patas (fuente propia)

$$F_{7X} = F_{6X} \cdot \text{seno } \omega$$

$$F_{7Y} = F_{6X} \cdot \cos \omega$$

$$F_{8Y} = 2 \cdot F_{7Y}$$

$$\omega = 90^\circ - \theta$$

Barra roscada central:

En este caso destaca la consideración de que 'P_{media}' es, como máximo, "la mitad" del peso del ROV (que se aproxima por 2/3 partes dado que la distribución de la zona central no es clara) más el peso de 10m de umbilical.

A continuación, se observa el esquema de cuerpo libre, en la *Ilustración 27*:

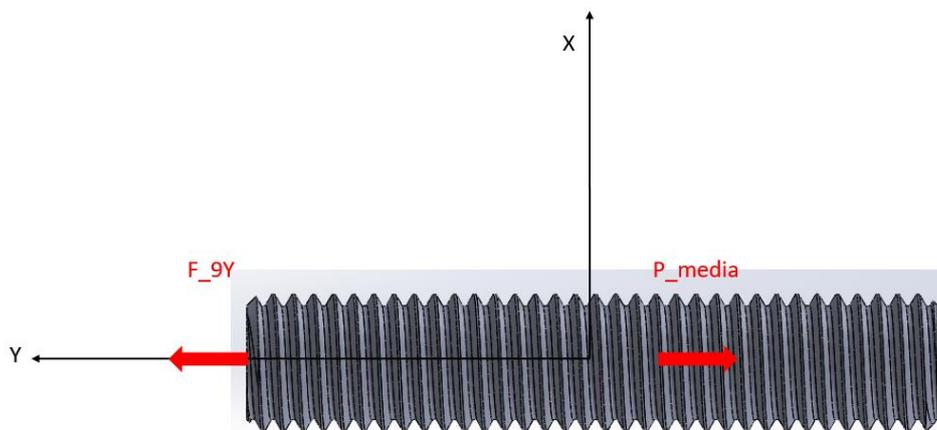


Ilustración 27: Esquema barra roscada central (fuente propia)

$$F_{9Y} = P_{media}$$

Datos de partida:

Los datos de partida, iguales para la situación 2 son:

F_{r,req} (N)	P_{media} (N)	μ_{S,PAD}	N (N)	K_{ext} (N/mm)
26,670	39,851	1	26,670	0,0832

DIÁMETRO DE 350 mm				
θ₃₅₀ (°)	γ₃₅₀ (°)	ω₃₅₀ (°)	Δx₃₅₀ (mm)	F_{ext,350} (N)
26,18	58,71	63,82	44,19	7,350

DIÁMETRO DE 325 mm				
θ₃₂₅ (°)	γ₃₂₅ (°)	ω₃₂₅ (°)	Δx₃₂₅ (mm)	F_{ext,325} (N)
43,22	38,85	46,78	31,69	5,271



DIÁMETRO DE 300 mm				
θ_{300} (°)	γ_{300} (°)	ω_{300} (°)	Δx_{300} (mm)	$F_{ext,300}$ (N)
55,94	23,58	34,06	19,19	3,192

Resultados:

La F_{celda} obtenida para la situación 1 es:

RESULTADOS	
$F_{celda,COMP}$ (N)	$F_{celda,TRAC}$ (N)
47,988	-

Obtención de fuerza de celda para la situación 2

Las dos variaciones que existen en relación a la SITUACIÓN 1 son el sentido de la fuerza exterior F_{r_req} que se invierte y la fuerza sobre la barra roscada central es de compresión, ya que la pieza se apoya sobre un módulo de patas y el peso del resto del ROV se encuentra a una cota superior (y libre o sin restricciones). En consonancia, se plasman los diagramas y las ecuaciones que difieren de los anteriores.

Además, consta que el razonamiento del diámetro crítico así como el enunciado de los datos de partida, es igual al anterior o de la situación 1.

PAD y acoplamiento rígido PAD:

Se visualiza el diagrama de cuerpo libre del acoplamiento rígido PAD en la *Ilustración 28*:

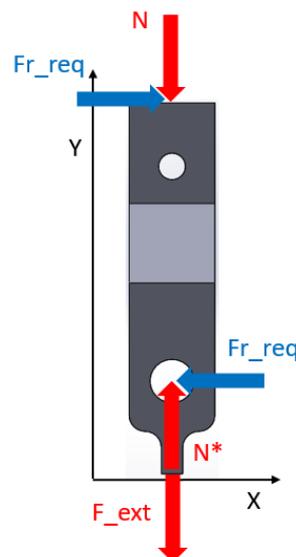


Ilustración 28: Esquema acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)

Nudo o unión B:

Se plasman los esquemas de cargas sobre la unión B en las siguientes imágenes (*Ilustración 29, Ilustración 30 e Ilustración 31*).

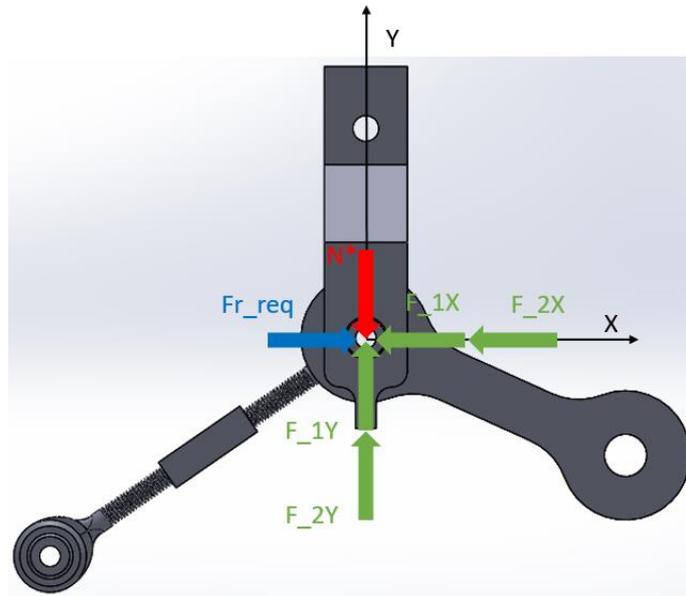


Ilustración 29: Esquema punto unión I (fuente propia)

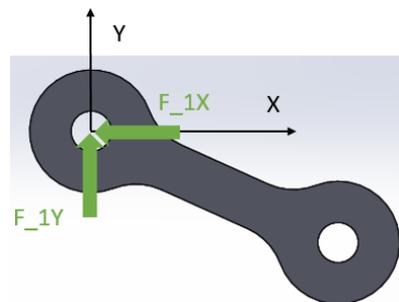


Ilustración 30: Esquema pata 1 II (fuente propia)

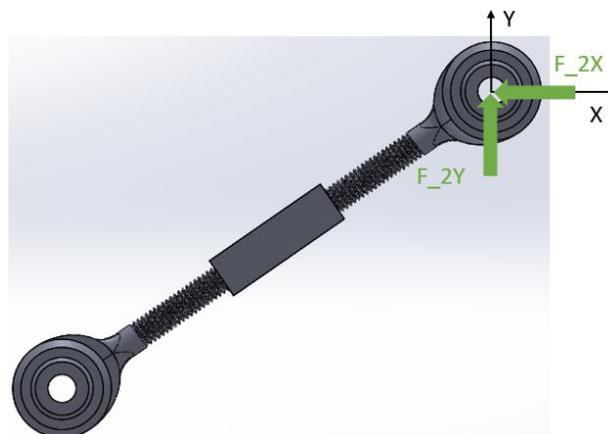


Ilustración 31: Esquema pata 2 II (fuente propia)

Pata 1:

Para este componente, el diagrama de cuerpo libre se especifica en la *Ilustración 32*:

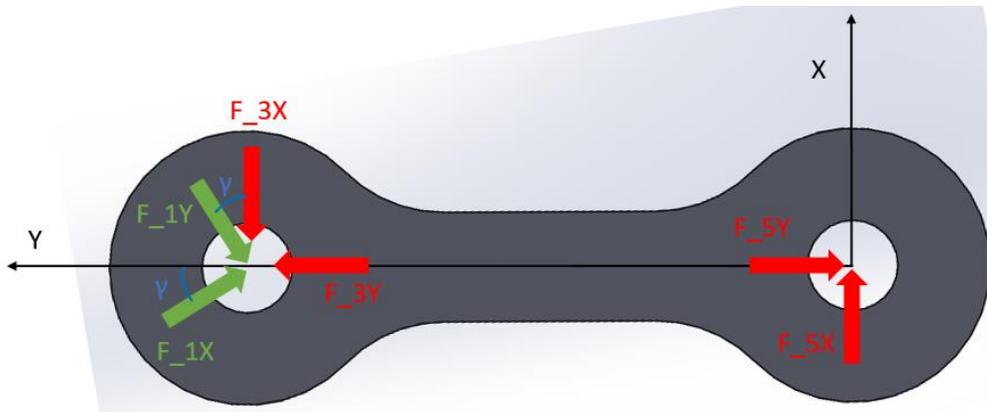


Ilustración 32: Esquema pata 1 III (fuente propia)

$$F_{3Y} = -F_{1X} \cdot \cos \gamma - F_{1Y} \cdot \text{seno } \gamma$$

$$F_{3X} = 0 = -F_{1X} \cdot \text{seno } \gamma + F_{1Y} \cdot \cos \gamma$$

$$F_{5X} = F_{3X} = 0$$

$$F_{5Y} = F_{3Y}$$

Pata 2 - cabezas de articulación y celda de carga:

En la *Ilustración 33*, se aprecia el esquema de las acciones y reacciones para la pata 2:

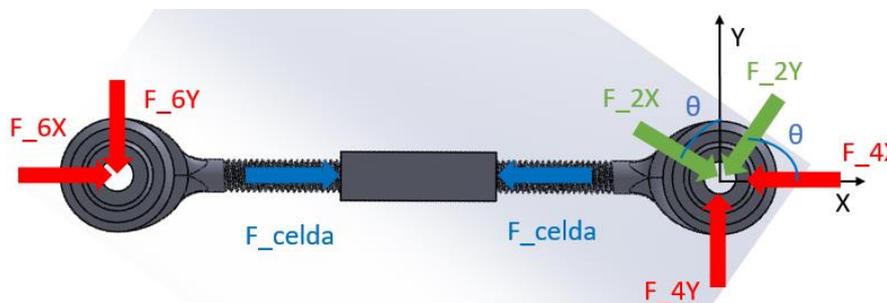


Ilustración 33: Esquema pata 2 III (fuente propia)

$$F_{4Y} = 0 = -F_{2X} \cdot \cos \theta - F_{2Y} \cdot \text{seno } \theta$$

$$F_{4X} = -F_{2X} \cdot \text{seno } \theta + F_{2Y} \cdot \cos \theta$$

$$F_{6X} = F_{4X} = F_{celda}$$

$$F_{6Y} = F_{4Y}$$

Barra roscada central:

En la figura siguiente (*Ilustración 34*) se encuentra el esquema de cuerpo libre de la barra en cuestión:

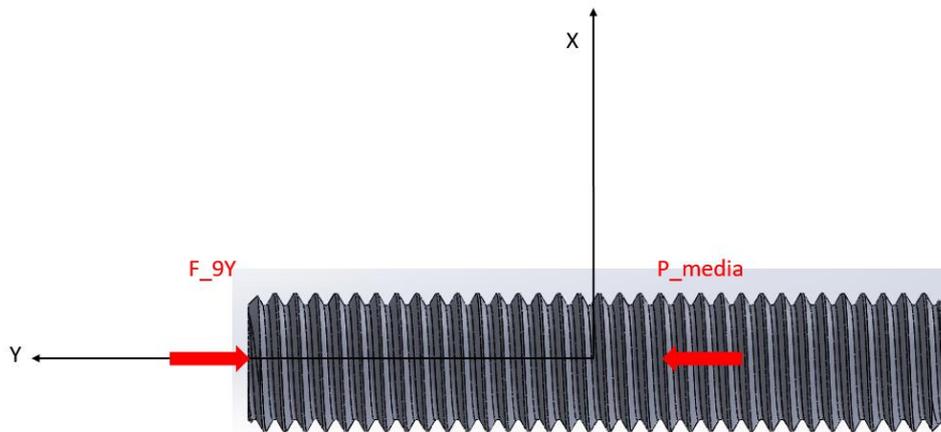


Ilustración 34: Esquema barra roscada central I (fuente propia)

Resultados:

En esta situación (2), la F_{celda} obtenida es:

RESULTADOS	
$F_{celda,COMP}$ (N)	$F_{celda,TRAC}$ (N)
19,796	6,075

Obtención de fuerza de celda para la situación 3

Análisis de puntos de apoyo sobre la pared:

El caso crítico (en el que pueden existir más puntos de apoyo) es en el que se disponen los mínimos de diámetro de tubería y de radio de giro de la tubería, añadiendo la máxima extensión del módulo central. Así, se analiza el diagrama de cuerpo libre del conjunto para la geometría especificada:

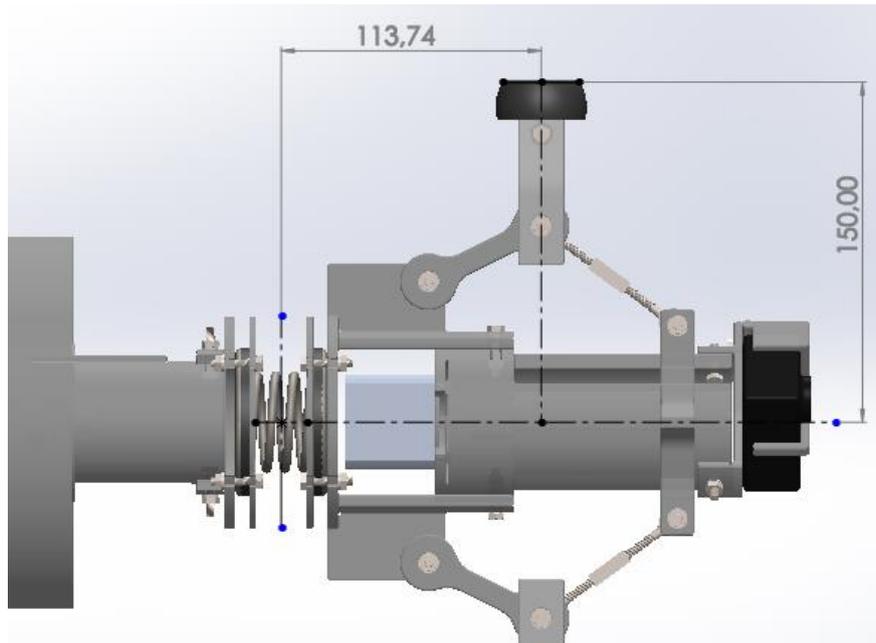


Ilustración 35: Dimensiones ROV (fuente propia)

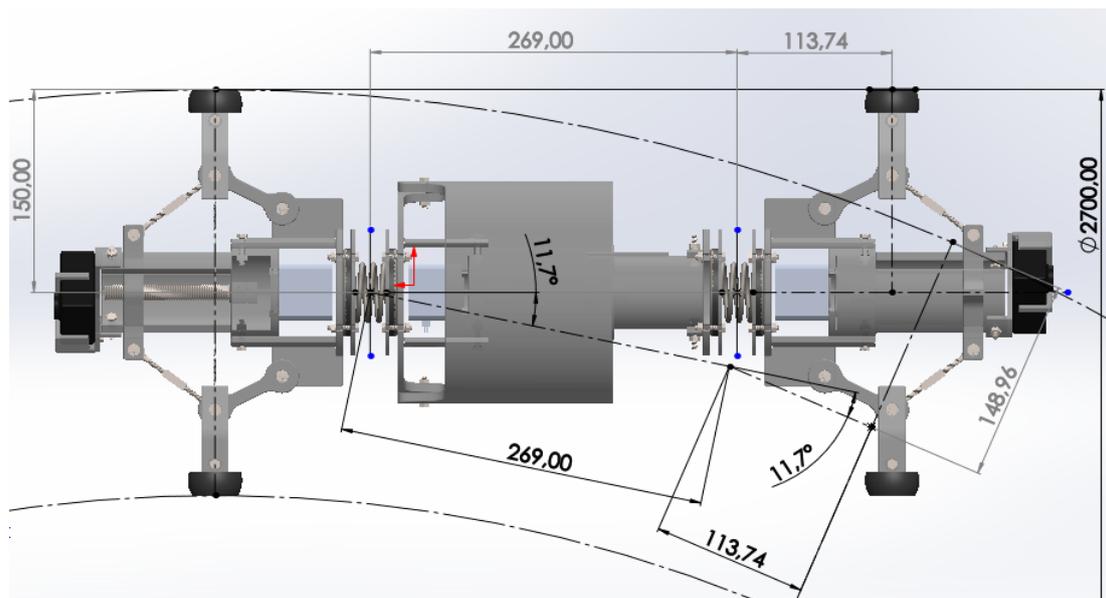


Ilustración 36: Dimensiones ROV I (fuente propia)

Como se puede observar en las imágenes superiores (*Ilustración 35* e *Ilustración 36*), puede existir contacto en más de 2 apoyos, en el caso más crítico de curvatura. Este es un caso más desfavorable que en el que existen solo 2 apoyos, por lo que es el que se plantea. La anterior afirmación se fundamenta en que se va a generar un mayor par que tiende a volcar el ROV en el sentido de las agujas del reloj (debido al contacto del PAD del extremo derecho en la pared). En lo referente al valor de la carga (que genera el momento destacado), se entiende que es, como máximo, la fuerza necesaria para flectar ambos resortes de acoplamiento hasta su límite.

A continuación, en la *Ilustración 37*, se muestra el diagrama de cuerpo libre acompañado de aclaraciones:

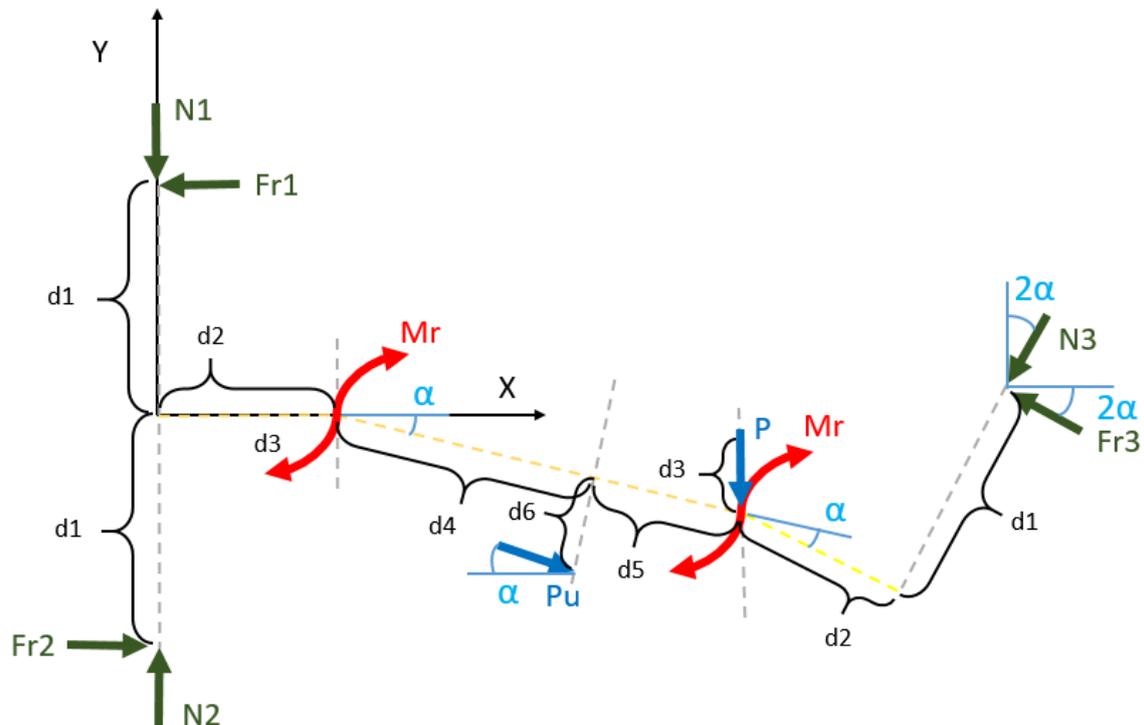


Ilustración 37: Esquema ROV giro (fuente propia)

Destaca del diagrama anterior el hecho de que los dos módulos de patas estén abiertos a la misma distancia y que las cargas no sean iguales en los extremos de patas homólogos. Pues bien, la razón de esto radica en que la situación más exigente es aquella en la que el sistema se encuentra lo más flectado posible y en la que uno de los dos sistemas no ha aplicado carga o ha dejado de aplicarla. Esto último se entiende puesto que si ambos sistemas están generando una fuerza de contacto por acción del motor sobre la pared, comparten la sustentación del ROV, de modo que están menos solicitados.

Ahora, se plantean las ecuaciones para el sistema anterior:

$$\sum F_X = 0:$$

$$-F_{R1} + F_{R2} + P_U \cdot \cos \alpha - F_{R3} \cdot \cos 2\alpha - N_3 \cdot \text{seno } 2\alpha = 0$$

$$\sum F_Y = 0:$$

$$-N_1 + N_2 - P_U \cdot \text{seno } \alpha - P - N_3 \cdot \cos 2\alpha + F_{R3} \cdot \text{seno } 2\alpha = 0$$



Y los resultados obtenidos son:

RESULTADOS	
M_r (Nmm)	500
F_{R1} (N)	47,144
F_{R2} (N)	104,387
F_{R3} (N)	53,122
N_1 (N)	47,144
N_2 (N)	104,387
N_3 (N)	53,122

En los siguientes subapartados, se plantean las ecuaciones para la obtención de los estados de carga de cada elemento del sistema de desplazamiento del ROV por separado. No obstante, el conjunto acoplamiento rígido PAD, pata 1 y pata 2, designado con el número 1 en el diagrama general (*Ilustración 37*), está en un caso análogo al de la situación 1, mientras los conjuntos designados como 2 y 3 son análogos a la situación 2 ya planteada. Por tanto, solo se aclaran los estados de las barras roscadas por ser particulares.

Barra roscada patas (1 y 2):

Ocurre que van a ser distintas las fuerzas que provienen del nodo de la cabeza de la articulación, de ambas patas. Esto significaría que las componentes en el eje axial del tornillo generarían un par (al ser diferentes) que tendería a flectar puramente el tornillo. Por otra parte, la diferencia entre las componentes perpendiculares al eje axial citado, generaría una carga cortante y así un esfuerzo cortante más flector (flexión compuesta). No obstante, el otro nodo que existe en el tornillo de potencia de patas es el acoplamiento al motor, que permite el giro y los desplazamientos perpendiculares al tornillo. Así, este nodo no acumula energía por esfuerzos en esas direcciones, con lo que no se generan reacciones apreciables ni de momento ni cortantes. Y estos esfuerzos son realmente equilibrados por el chasis del ROV (por la sujeción motor patas, concretamente).

En realidad, el acoplamiento flexible también permite desplazamientos axiales, en cierto rango, por lo que cabría discernir que tampoco acumula energía elástica por esfuerzos en esa dirección. Sin embargo, aquí sí que se sobreentiende la existencia de una reacción ya que se entiende sobrepasado el máximo de desplazamiento permitido, puesto que el siguiente elemento que podría reaccionar al esfuerzo en esta dirección (en el chasis del ROV) está “muy alejado”.

En definitiva, entendemos que el tornillo sigue encontrándose a tracción/compresión pura, tomando como valor de la fuerza axial la suma de las

componentes que provienen de las cabezas de articulación. Esta situación se plasma en la *Ilustración 38*:

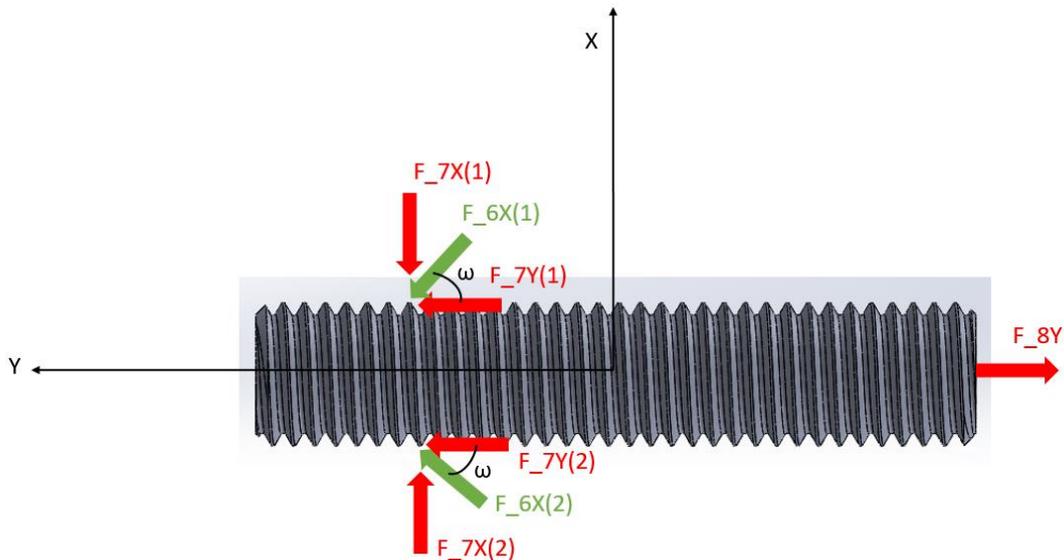


Ilustración 38: Esquema barra roscada patas I (fuente propia)

Barra roscada patas (3):

En este caso, no acontece que las diferencias entre las cargas que provienen de un PAD y del otro generen momentos flectores o esfuerzos cortantes. En realidad, en este supuesto solo se tienen cargas provenientes de un PAD por lo que las causantes de los momentos flectores y cortantes son estas, concretamente.

Del mismo modo que se razonó para la barra roscada patas (1 y 2), solo se considera el esfuerzo de tracción/compresión generado por la componente axial al tornillo de la fuerza que proviene de la cabeza de articulación. Según lo cual, se plasma el diagrama de cuerpo libre en la *Ilustración 39*:

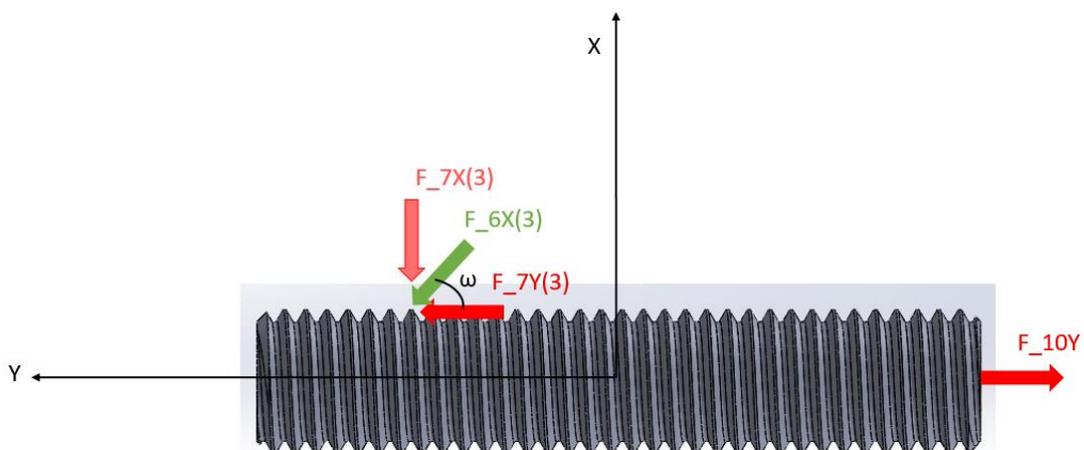


Ilustración 39: Esquema barra roscada patas II (fuente propia)

Barra roscada central:

Atendiendo al mismo razonamiento expuesto para la barra roscada patas, en el tornillo central solo preocupa la definición de la carga axial (ya que el resto son equilibradas por el soporte motor).

En este caso, la fuerza en el eje longitudinal del tornillo es la componente del peso, según la geometría definida para el conjunto del ROV en el diagrama de cuerpo libre superior (*Ilustración 37*). Además, la acción del peso umbilical no aplica. Realmente, la anterior reduciría la carga sobre el tornillo al ser de sentido contrario a la vista de este elemento, según la componente del peso si contemplada. En base a lo comentado, se define el esquema de la *Ilustración 40*:

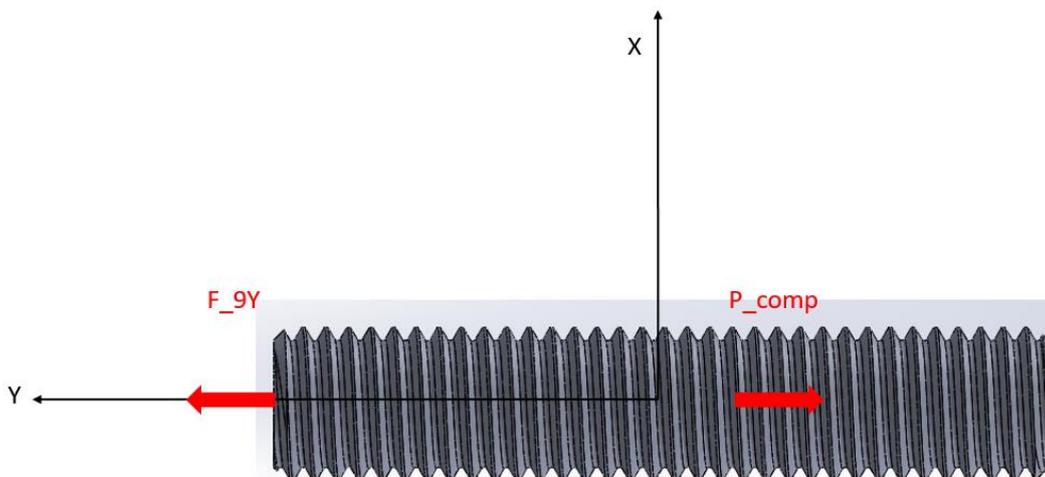


Ilustración 40: Esquema barra roscada central II (fuente propia)

Datos de partida:

Para los anteriores, los datos de partida necesarios son:

F_{ext} (N)	θ (°)	γ (°)	ω (°)
3,192	55,94	23,58	34,06

Resultados:

En esta, la situación 3, la F_{celda} calculada resulta ser:

RESULTADOS	
$F_{celda,COMP}$ (N)	$F_{celda,TRAC}$ (N)
149,945	-



Consignas definitivas para las celdas de carga

Estas resultan ser las máximas de las obtenidas en los tres casos de estudio, atendiendo a que la lógica del ROV diferencia unos valores para desplazamientos verticales y, otros, para los horizontales.

Para la disposición vertical:

RESULTADOS	
$F_{\text{celda,COM}} \text{ (N)}$	$F_{\text{celda,TRAC}} \text{ (N)}$
47,988	6,075

Para la disposición horizontal:

RESULTADOS	
$F_{\text{celda,COM}} \text{ (N)}$	$F_{\text{celda,TRAC}} \text{ (N)}$
147,271	-

5. Definición del sistema motor-tornillo-tuerca

Aquí se obtienen los momentos requeridos para verificar el motor eléctrico y definir estados de carga de otros elementos, así como se asegura el autobloqueo. Esta última condición permite no mantener en carga el motor al terminar un ciclo del desplazamiento.

Obtención de momentos máximos

En primera instancia, se obtienen los momentos máximos a aplicar sobre los tornillos para elevar y descender las cargas asociadas a los mismos. Para ello, conviene valerse del equilibrio estático que acontece sobre una vuelta desenroscada del filete del tornillo, que se comporta como un plano inclinado. En concreto, se puede plantear el siguiente esquema (*Ilustración 41*), con un perfil de rosca en forma de trapecio (como es el caso de la rosca métrica):

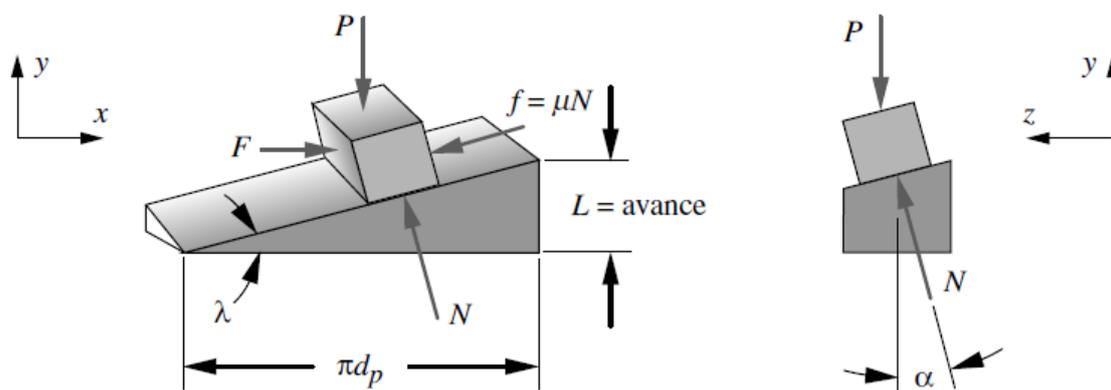


Ilustración 41: Fuerzas tornillo (fuente [5])

En este, P es la fuerza axial sobre la barra roscada, en el caso de mayor sollicitación, más la fuerza de rozamiento del sistema guiado que encamina el desplazamiento lineal de la tuerca (refiriéndose a las guías de las barras roscadas). No obstante, los desarrollos teóricos sobre torque para tornillos de potencia, estima una sola fuerza (definida a priori) a elevar/descender y no la contribución a esta de otra fuerza que, a su vez, depende del torque a calcular. Por tanto, se opta por emplear los desarrollos comúnmente utilizados, mayorando la carga a elevar en un porcentaje para simular la contribución de la fuerza de rozamiento por las guías. Luego, se compara la fuerza de rozamiento según la fuerza de contacto generada por el torque ($F_{r,real}$) a la distancia, s , hasta la guía y el coeficiente de rozamiento entre superficies de policarbonato, (μ_{PC}); con la fuerza de rozamiento estimada ($F_{r,estimada}$) según porcentaje de P . De la anterior comparación debe resultar, aproximadamente, una igualdad.

Además, se tiene el coeficiente de rozamiento que aparece en el esquema superior y que se debe definir según las superficies del tornillo y de la tuerca (ambos de acero inoxidable, μ_{Ac}).

Los coeficientes de rozamiento anteriores se estiman en 0,15 cada uno. La razón radica en que se encuentra un tipo de lubricación límite, dada la baja velocidad de operación. En esta situación, la viscosidad del lubricante no interviene, pero se recomienda emplear superficies poco ásperas y aplicarles un lubricante de EP (presión extrema). No obstante, dado que en este sistema las sollicitaciones no son muy elevadas, si se emplea un aceite o grasa comercial, se puede lograr entrar en los valores típicos de 0,05 a 0,15 para lubricación límite. Así pues, en el peor de los casos: 0,15. [5]

También se ven involucrados otros tres términos geométricos del sistema: el diámetro de paso que es donde se estima el contacto puntual entre roscas (d_p o D_2), el avance o paso (L o p) y el ángulo del perfil respecto a la vertical (α) cuyas cuantías y relaciones se determinan según normativa [6] [7].

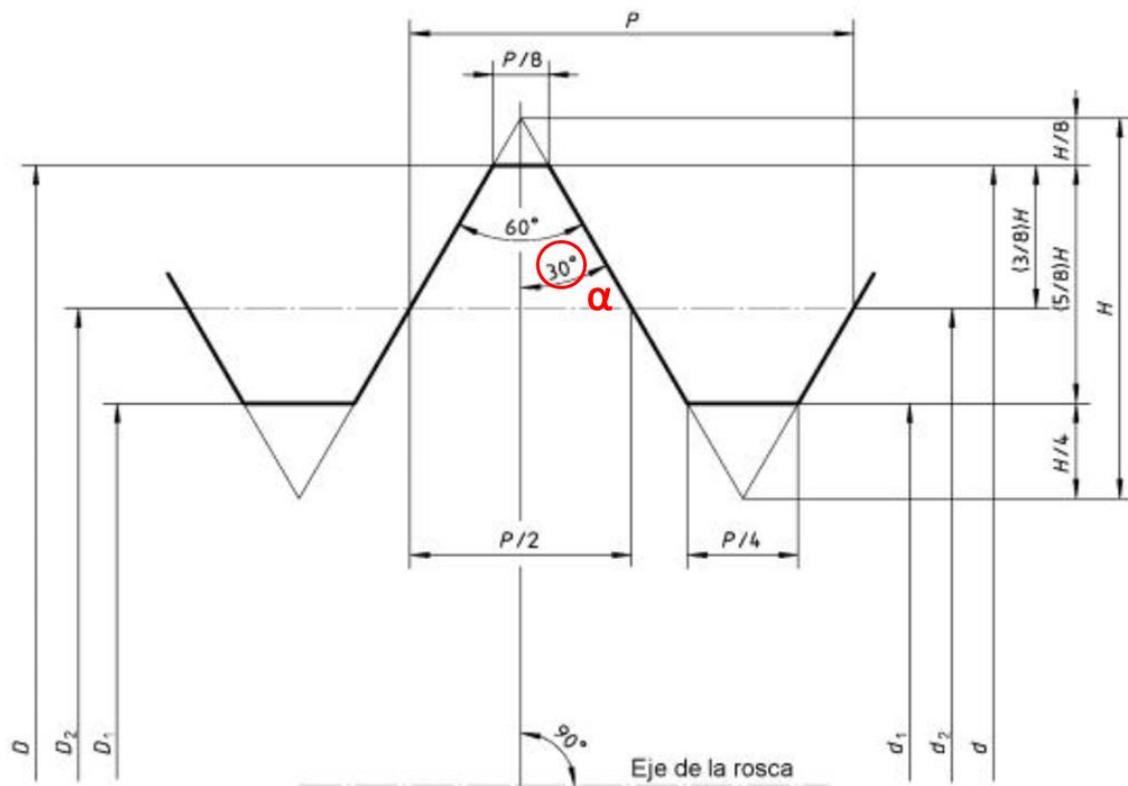


Ilustración 42: Rosca métrica (fuente [7])

Según lo expuesto, los datos de partida para los cálculos son:

L (mm)	d_p (mm)	$\mu_{S,Acero}$	$\mu_{S,PC}$	α (°)
1,75	11,24	0,15	0,15	30



DE PATAS		CENTRAL	
P (N)	s (mm)	P (N)	s (mm)
171,778	29,170	39,851	28,200

Para la definición del ángulo alfa se analiza la *Ilustración 42*.

Partiendo de los datos tabulados, se calculan los torques de ascenso (T_u) y descenso (T_d) según las ecuaciones de equilibrio estático sobre el diagrama de la cuña (*Ilustración 41*) ya mostrado y la definición geométrica del ángulo de avance (λ).

Definición geométrica del ángulo de avance:

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_p} \quad [5]$$

Ecuaciones resultantes de los equilibrios y definiciones geométricas:

$$T_u = T_{s_u} = \frac{P \cdot d_p}{2} \cdot \frac{(\mu_{AC} \cdot \pi \cdot d_p + L \cdot \cos \alpha)}{(\pi \cdot d_p \cdot \cos \alpha - \mu_{AC} \cdot L)}$$

(Ecuación BASADA en 11.5a Norton sin torque collarín [5])

$$T_d = T_{s_d} = \frac{P \cdot d_p}{2} \cdot \frac{(\mu_{AC} \cdot \pi \cdot d_p - L \cdot \cos \alpha)}{(\pi \cdot d_p \cdot \cos \alpha + \mu_{AC} \cdot L)}$$

(Ecuación BASADA en 11.5b Norton sin torque collarín [5])

Resultados:

Para la barra roscada patas:

RESULTADOS	
T_u (Nmm)	T_d (Nmm)
219,086	119,535



Para la barra roscada central:

RESULTADOS	
T_u (Nmm)	T_d (Nmm)
57,872	31,575

Selección de motores eléctricos

Tras la obtención de los momentos máximos a administrar a las barras roscadas para lograr la apertura/cierre de las patas o el alargamiento/acortamiento del sistema en el eje longitudinal del ROV, se procede a seleccionar la sustentación. Concretamente, el elemento que administra el par a las barras es un motor paso a paso de una serie ampliamente empleada en impresoras 3D. La serie en cuestión se designa como VEXTA STEPPING MOTOR 2-PHASE.

El parámetro a considerar para la selección es el momento máximo que entrega el motor ($T_{\text{máx,motor}}$), comparándolo con los momentos máximos exigidos en el diseño del ROV (de ascenso/descenso de las cargas). Así, el del motor debe ser mayor.

Cabe destacar, que el torque máximo entregado por los motores se extrae de la curva par/régimen que se incluye en la ficha técnica (consultar *Anexo IV: Catálogos*).

Resultados:

RESULTADOS		
$T_{\text{máx,motor}}$ (Nmm)	$K_{\text{SEG,PATAS}}$	$K_{\text{SEG,CENTRAL}}$
230,000	1,050	3,974

Autobloqueo del sistema

Una vez son conocidos los momentos que es necesario aplicar sobre los tornillos para desplazar la carga, se debe averiguar si son autoblocantes o no. Para ello se emplea la expresión que se muestra tras este párrafo. Dicha desigualdad es de aplicación en el caso del ROV ya que es fácilmente asumible la inexistencia de vibraciones causadas por cargas dinámicas u otras fuentes (o sea, que la situación de carga es estática). Así pues, si se cumple la siguiente desigualdad, el tornillo cumple el autobloqueo:

$$\mu_{AC} \geq \frac{L}{\pi \cdot d_p} \cdot \cos \alpha$$



Siendo los términos incluidos, según la definición desarrollada en el apartado *Obtención de momentos máximos*.

Además, resulta que estos términos son idénticos para ambas barras roscadas, por lo que la verificación para ambas duplas barra/tuerca es la misma.

Resultados:

RESULTADOS	
$\mu_{s,Acero}$	$(L/\pi d_p)\cos(\alpha)$
0,150	0,043



6. Resistencia mecánica y desplazamientos del sistema de desplazamiento

Cabe puntualizar, respecto a lo enunciado en la definición de los estados de carga (apartado anterior), que no aplica la obtención del estado de carga del conjunto de patas (compuesto por acoplamiento rígido PAD, pata 1 y pata 2) menos solicitado en la situación 3. Esto se basa en que desde que una de las celdas de carga (de uno de las patas 2) obtiene el valor consigna, deja de incrementarse la energía aplicada, y continúa el proceso de desplazamiento.

Además, resulta que lo definido como acoplamiento rígido PAD son dos piezas (parte 1 y parte 2) y como Pata 1, otras dos. Según lo anterior, en los estudios de resistencia, se aplica la mitad de las cargas obtenidas para el conjunto.

En cuanto a los desplazamientos, se realizan estimaciones sin atender a una definición precisa, dados los resultados obtenidos para las tensiones y las dimensiones de los componentes, pues permiten darse cuenta de que son valores despreciables.

6.1. Resistencia y desplazamientos del acoplamiento rígido PAD

En primer lugar, se replantea el diagrama de cuerpo libre del elemento, considerando la tridimensionalidad del mismo y mostrando en las siguientes figuras (que son la *Ilustración 43*, la *Ilustración 44*, la *Ilustración 45*):

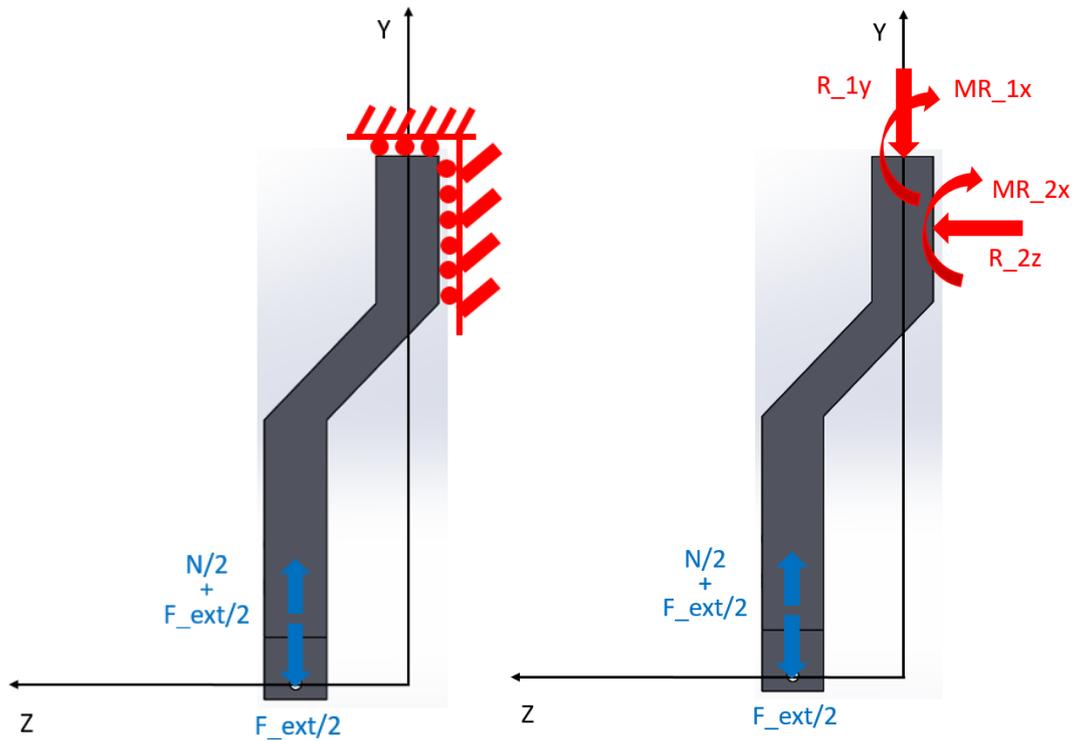


Ilustración 43: Esquema pormenorizado acoplamiento rígido PAD (fuente propia)

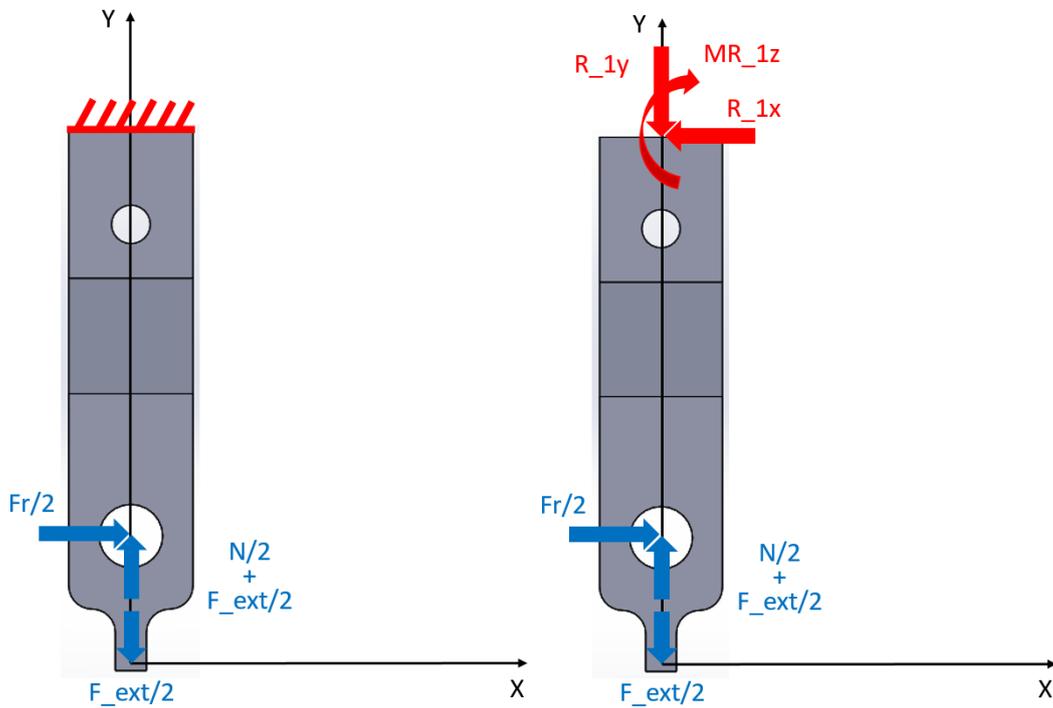


Ilustración 44: Esquema pormenorizado acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)

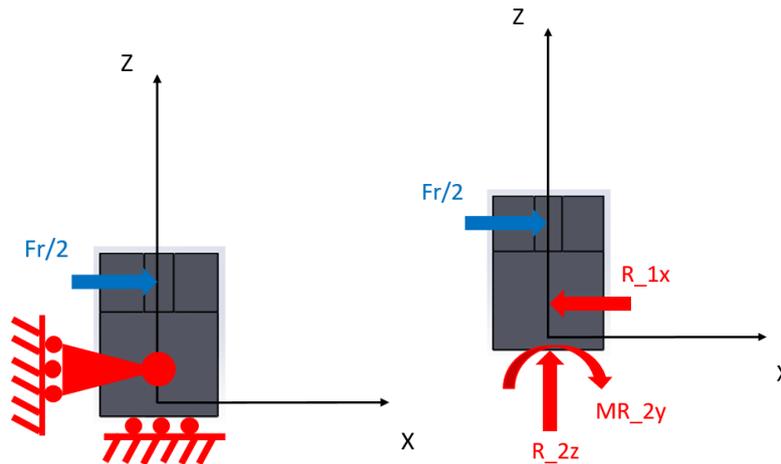


Ilustración 45: Esquema pormenorizado acoplamiento rígido PAD II (fuente propia)

Al analizar las ecuaciones de equilibrio, se topa con el hecho de que se trata de un sistema hiperestático (al existir más restricciones que las justas para asegurar la estaticidad). Por ello, y sin que dejen de tener sentido los estados de carga para el resto de elementos ya calculados (dado que las condiciones de contorno varían por el hecho de dividir la pieza en 2 y por pivotar hacia un estudio menos simplificado, en el que no se entiende la pieza como un sólido-rígido, siendo más rigurosos), se dilucida la necesidad de emplear un método computacional, por ser más operativo.

Concretamente, se calcula esta pieza empleando el complemento de simulación del programa Solidworks. Este se basa en el método de los elementos finitos y, en nuestro caso, se realiza un estudio tridimensional con geometrías tipo tetraedro para copiar la del acoplamiento rígido PAD.

Se procede a definir los diferentes aspectos a considerar en el empleo de la herramienta para este caso particular, referenciándose a los esquemas expuestos en las tres ilustraciones anteriores.

Estado de carga:

Se definen los siguientes valores para los casos de mayor sollicitación:

RESULTADOS sit. 1 a 350 mm	
$N/2 + F_{ext}/2$ (N)	17,010
$F_{ext}/2$ (N)	3,675
$F_R/2$ (N)	13,335

RESULTADOS sit. 2 a 350 mm	
$N/2 + F_{ext}/2$ (N)	-50,985
$F_{ext}/2$ (N)	3,675
$F_R/2$ (N)	13,335



RESULTADOS sit. 2 a 325 mm	
$N/2 + F_{ext}/2$ (N)	146,997
$F_{ext}/2$ (N)	2,635
$F_R/2$ (N)	13,335

RESULTADOS sit. 3 acoplam. 2	
$N/2 + F_{ext}/2$ (N)	53,789
$F_{ext}/2$ (N)	1,596
$F_R/2$ (N)	52,193

Siendo sit., situación; acoplam., el acoplamiento en relación al esquema de la *Ilustración 37*; y las longitudes en mm, los diámetros de tubería.

A continuación, se muestran las definiciones de las cargas en el programa Solidworks.

Superficie sobre la que se aplica la carga $N/2 + F_{ext}/2$ (*Ilustración 46*):

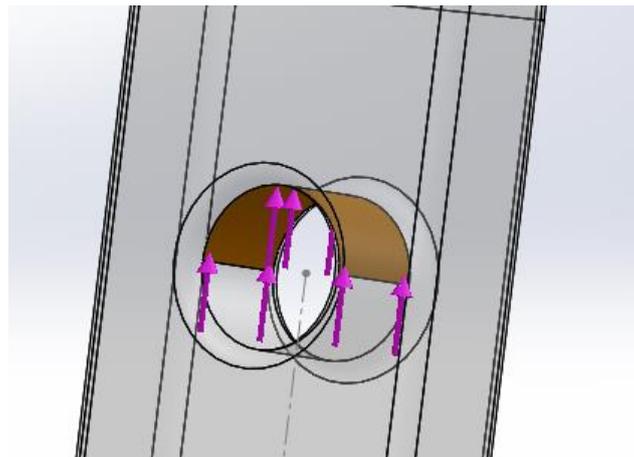


Ilustración 46: Esquema carga SW acoplamiento rígido PAD (fuente propia)

Superficie sobre la que se aplica la carga $F_r/2$ (Ilustración 47):

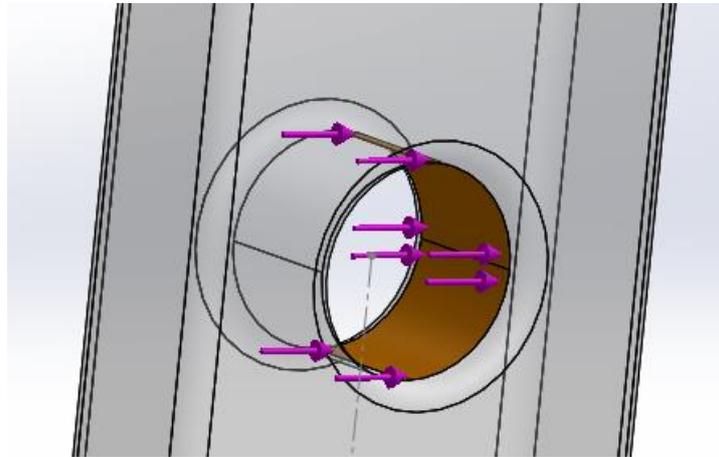


Ilustración 47: Esquema carga SW acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)

Superficie sobre la que se aplica la carga $F_{ext}/2$ (Ilustración 48):

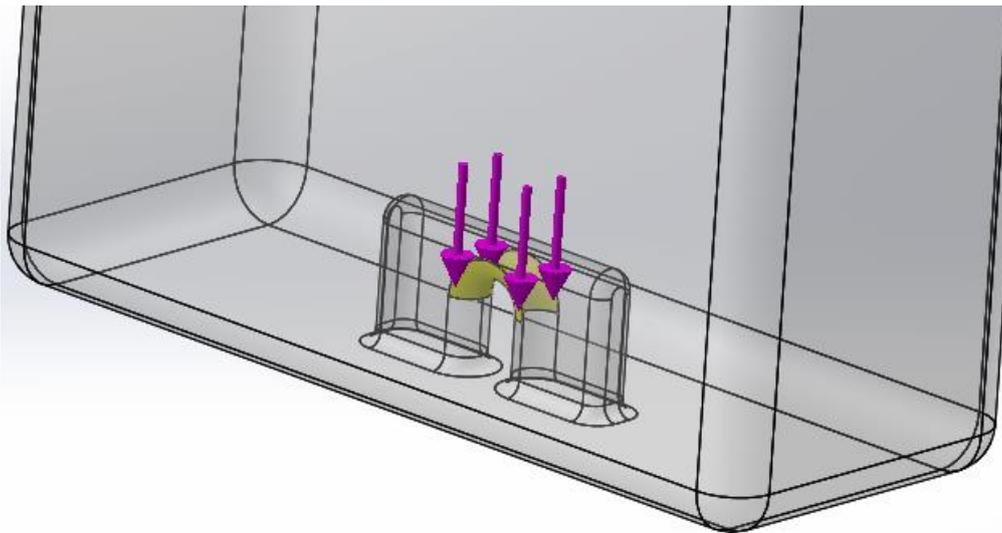


Ilustración 48: Esquema carga SW acoplamiento rígido PAD II (fuente propia)

Restricciones

Nodo restringido de reacciones 2:

Restringida la cara mostrada en la *Ilustración 49*:

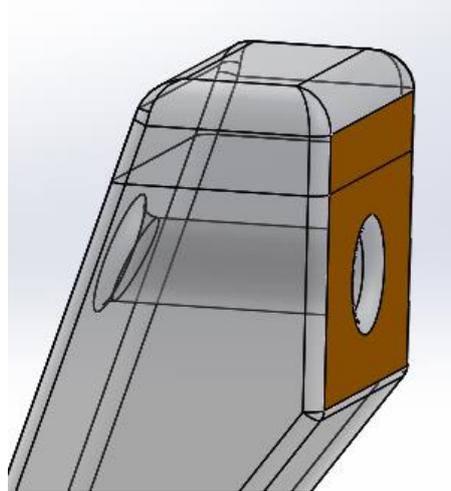


Ilustración 49: Restricción SW acoplamiento rígido PAD (fuente propia)

Coartada la traslación en la dirección indicada por las flechas, en la *Ilustración 50*:

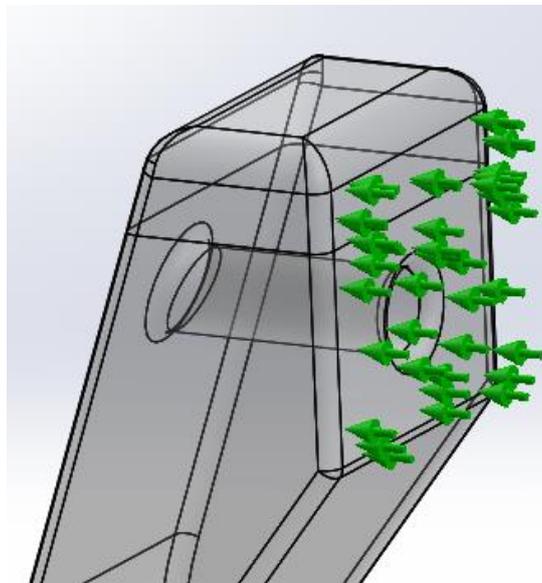


Ilustración 50: Restricción SW acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)

Nodo restringido de reacciones 1:

Restringidas las superficies coloreadas en la *Ilustración 51*:

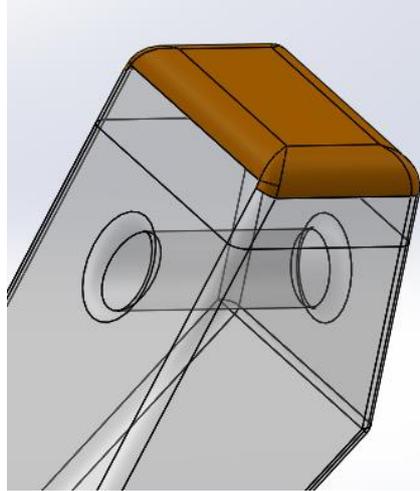


Ilustración 51: Restricción SW acoplamiento rígido PAD II (fuente propia)

Coartada la traslación en las direcciones indicadas por las flechas dispuestas en la *Ilustración 52*:

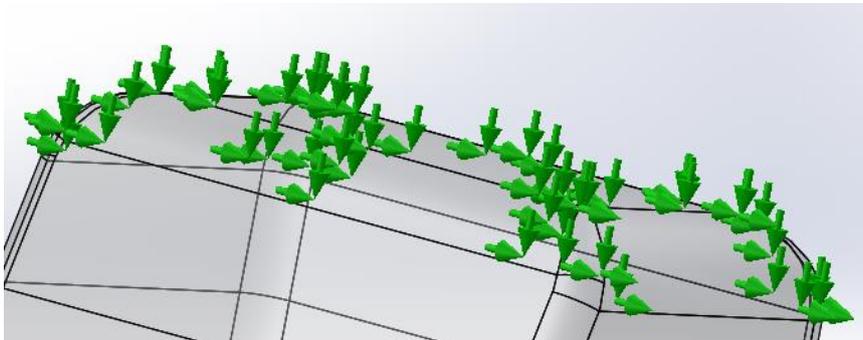


Ilustración 52: Restricción SW acoplamiento rígido PAD III (fuente propia)

Mallado

Se aplica una malla con control de mallado en función de las curvaturas, es decir, reduciendo el tamaño de los elementos en zonas de concentración de tensiones según la geometría (puntos angulosos, por ejemplo). Además, se fuerza que la malla sea fina en las zonas que devuelven mayores valores de tensión tras pruebas iniciales de resistencia. Según lo cual, resulta lo expuesto en la *Ilustración 53*, la *Ilustración 54* y la *Ilustración 55*:

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Sit 2 a 325mm (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Control de malla	Definida
Tamaño de elementos	1.68925 mm
Tolerancia	0.0844627 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	120271
Número total de elementos	79355
Cociente de aspecto máximo	6.4275
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	99
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:10
Nombre de computadora	

Ilustración 53: Datos malla SW acoplamiento rígido PAD (fuente propia)

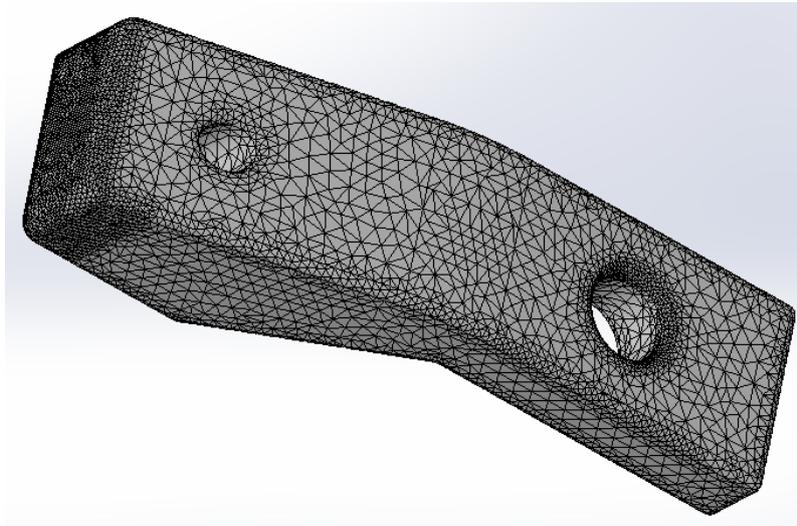


Ilustración 54: Malla SW acoplamiento rígido PAD (fuente propia)

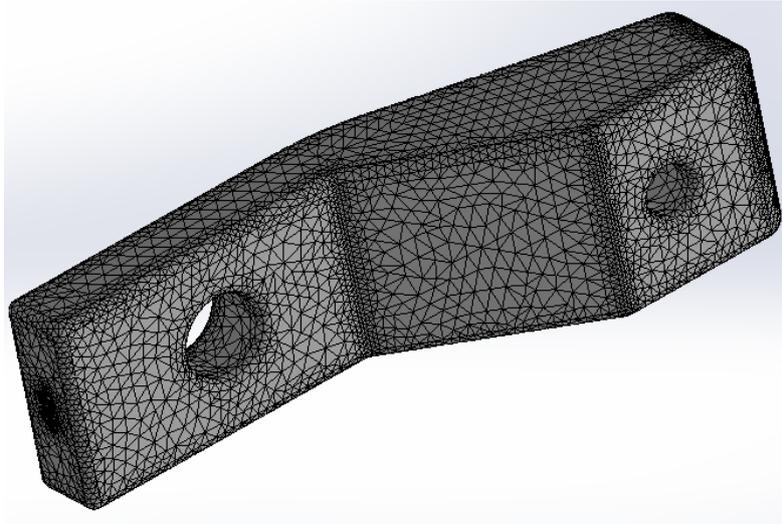


Ilustración 55: Malla SW acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)

Resultados resistentes

En este apartado se muestran las tensiones resultantes del estudio estático y el límite elástico del material (PC) en las ilustraciones (*Ilustración 56*, *Ilustración 57*, *Ilustración 58* e *Ilustración 59*), así como los coeficientes de seguridad en tablas.

Para la situación crítica 1 con diámetro de 350 mm:

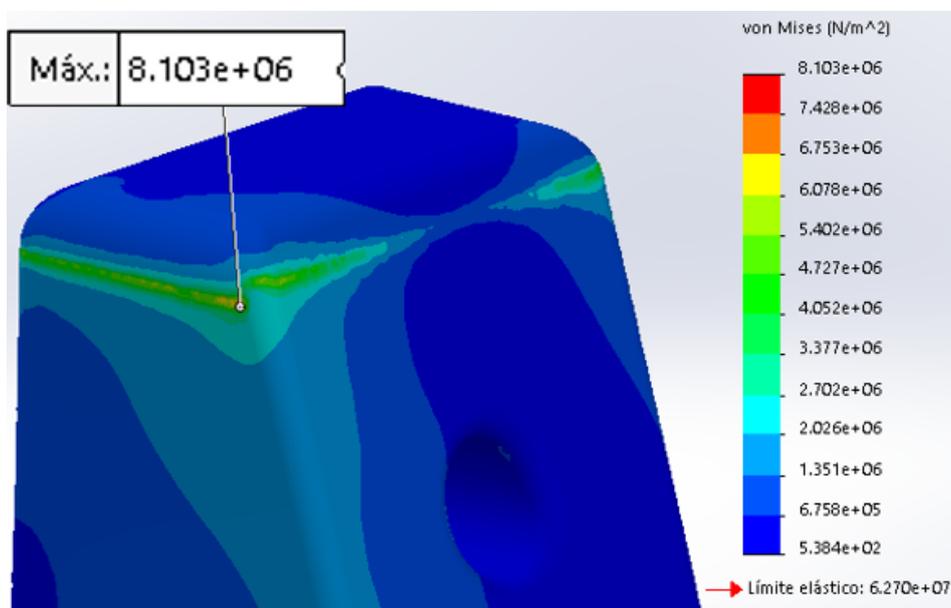


Ilustración 56: Esquema tensional acoplamiento rígido PAD II (fuente propia)

RESULTADOS	
KSEG	7,738

Para la situación crítica 2 con diámetro de 350 mm:

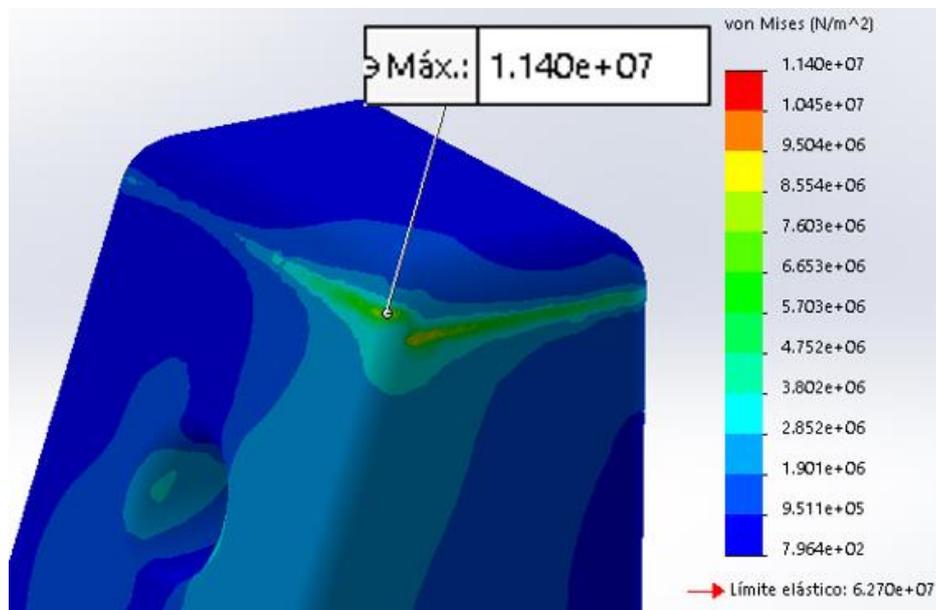


Ilustración 57: Esquema tensional acoplamiento rígido PAD III (fuente propia)

RESULTADOS

K_{SEG}	5,500
------------------------	-------

Para la situación crítica 2 con diámetro de 325 mm:

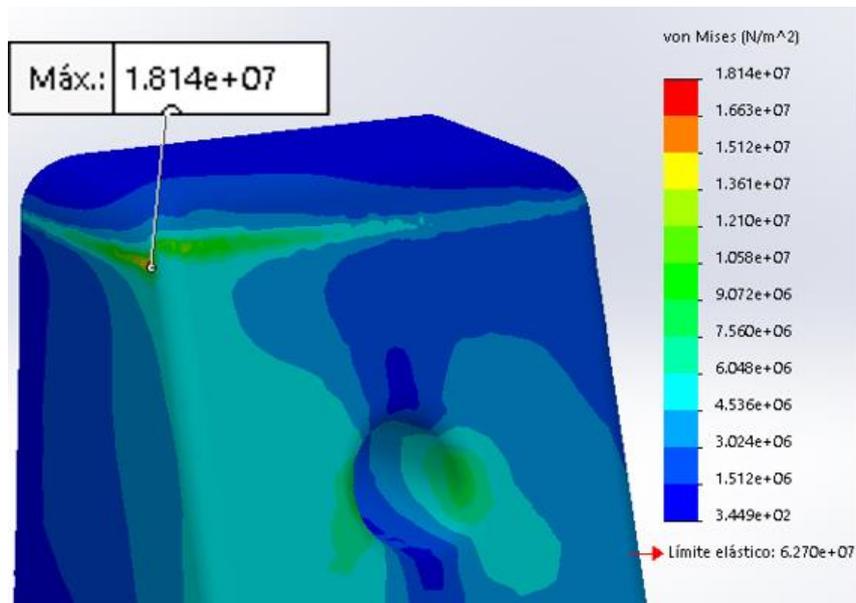


Ilustración 58: Esquema tensional acoplamiento rígido PAD (fuente propia)

RESULTADOS

K_{SEG}	3,456
------------------------	-------

Para la situación crítica 3 acoplamiento 2:

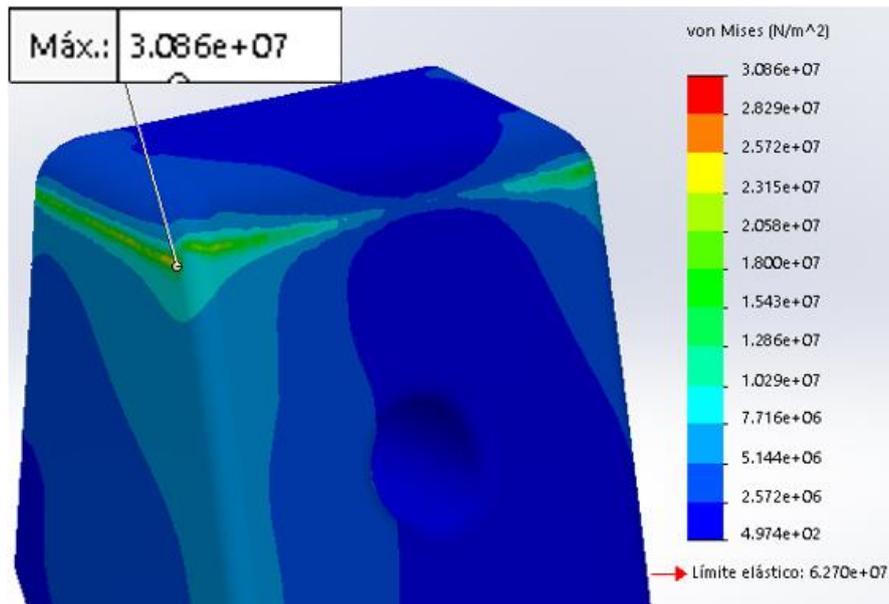


Ilustración 59: Esquema tensional acoplamiento rígido PAD I (fuente propia)

RESULTADOS	
K _{SEG}	2,032

Desplazamientos

En el estudio de Solidworks planteado, también se obtienen los desplazamientos resultantes. En concreto, se tabulan los máximos para los casos de estudio críticos:

DESPLAZAMIENTOS (mm)	
Sit. 1 a 350 mm	0,1214
Sit. 2 a 350 mm	0,1665
Sit. 2 a 325 mm	0,3404
Sit. 3 acoplam. 2	0,4711

6.2. Resistencia de la pata 1

El diagrama de cuerpo libre, definido con anterioridad, es el mostrado en la Ilustración 60:

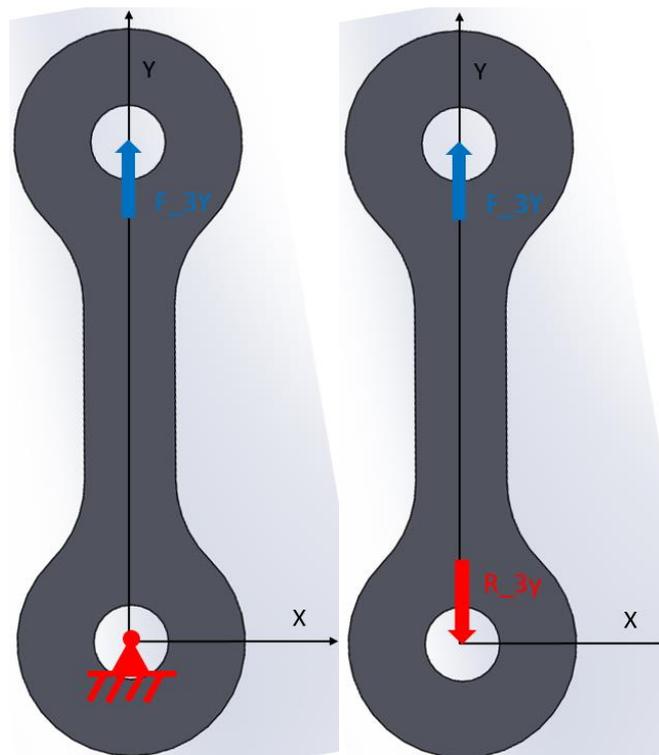


Ilustración 60: Esquema pormenorizado pata 1 (fuente propia)

En este caso, se puede resolver analíticamente el estado de carga del cuerpo. Y es que la fuerza aplicada en uno de los nodos, resulta ser igual, pero de sentido contrario, a la reacción en el otro nodo. Así, resultan los siguientes estados críticos:

TRACCIÓN		COMPRESIÓN	
F_{3Y} (N)	R_{3Y} (N)	F_{3Y} (N)	R_{3Y} (N)
84,861	84,861	206,464	206,464

En lo referente a la geometría, conviene concretar la designación de las ciertas dimensiones representadas en la *Ilustración 61*, la *Ilustración 62* y la *Ilustración 63*:

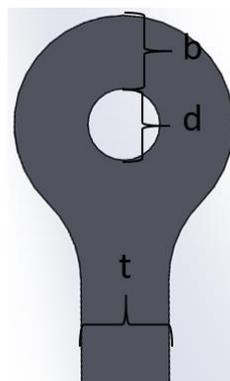


Ilustración 61: Dimensiones pata 1 (fuente propia)



Ilustración 62: Dimensiones pata 1 I (fuente propia)

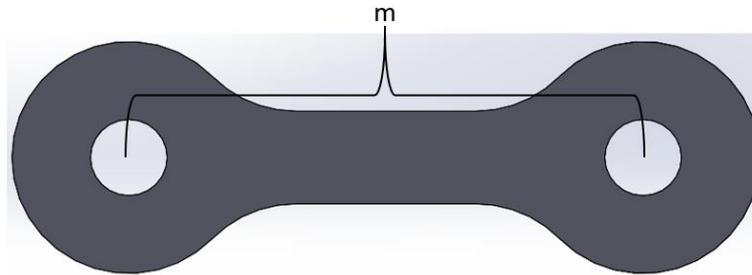


Ilustración 63: Dimensiones pata 1 II (fuente propia)

Según se aprecia en los diagramas, la pieza se encuentra sometida a una carga axial centrada a lo largo de su eje longitudinal. Esta definición de carga analizada en el centro de la pieza (zona B) donde la sección transversal se puede asumir constante y donde su estado resistente no está influenciado por las condiciones particulares de los extremos, resulta en un estado de tracción/compresión pura para un elemento tipo barra. Sin embargo, en los extremos de la pata 1 encontramos geometrías no uniformes, pero típicas de conexión con pernos. Según lo anterior, a las zonas extremas (zona A), les conviene un análisis de falla por desgarramiento del material envolvente del perno más una posible falla por contacto directo con el conector. [5]

Para los siguientes análisis, se toman como datos:

l (mm)	b (mm)	d (mm)	t (mm)	m (mm)	E (N/mm ²)	σ_{lim} (N/mm ²)
5	8,4	8,2	10	55	2320	62,7

Resistencia de la zona A

Se considera que la zona A se define según la *Ilustración 64*:

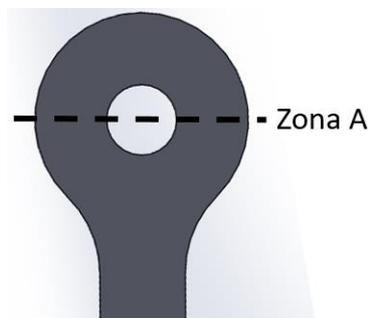


Ilustración 64: Zona A pata 1 (fuente propia)

Se diferencia entre el estudio en caso de compresión y en caso de tracción ya que la falla por desgarramiento no acontece en el caso de compresión, porque el esfuerzo no tiende a desgarrar el material envolvente del perno.

Tracción:

El esfuerzo de desgarramiento es tangencial y se define:

$$\tau_{xy} = \frac{P}{A_{corte}} \quad [5]$$

Siendo P la carga axial y A_{corte} , aproximadamente:

$$A_{corte} = 2 \cdot l \cdot b$$

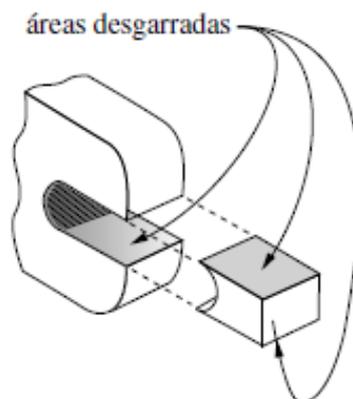


Ilustración 65: Áreas desgarradas (fuente [5])

El esfuerzo de falla por contacto es longitudinal o normal y se define:

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad [5]$$

Siendo A o $A_{contacto}$:

$$A_{contacto} = \frac{\pi}{4} l d \quad [5]$$

Para analizar la resistencia del elemento ante esfuerzos conjuntos de diferentes índoles, se aplica la ecuación ya enunciada:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

$$\cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 + \tau_{xy}^2)} \quad [3]$$

Compresión:

El análisis es totalmente análogo al anterior, sin considerar el esfuerzo por desgarramiento, por no existir.

Resistencia de la zona B

Se considera que la zona B se encuentra donde se observa en la *Ilustración 66*:



Se diferencia, por posible pandeo en el caso de compresión, entre los casos de compresión y de tracción.

Compresión:

Una columna o barra a compresión, puede fallar por la tensión axial asociada a la distribución normal de la carga a lo largo de su eje. Sin embargo, existe otra posibilidad de falla: el fenómeno de pandeo. Para analizar este último aspecto, se emplea el marco teórico de Euler y su fórmula para columnas conectadas con pasadores o de extremos redondeados. [5]

En los estudios de pandeo, la longitud de la columna o barra se toma en función de las condiciones de extremo. En el caso de extremos articulados resulta ser igual a la real.

Para saber si procede el estudio de pandeo, se analiza la razón de esbeltez de la columna. De modo que si este término es mayor que 10, se debe comparar la carga axial con la carga crítica de pandeo. Así, la razón de esbeltez es:



$$S_r = \frac{l}{k} \quad [5]$$

Siendo l la longitud de la columna, que en nuestro caso particular se define como m , y siendo k el radio de giro según:

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad [5]$$

Siendo I el momento de inercia de área menor y A , el área de la sección transversal.

En caso de ser una columna larga o a estudiar por pandeo, la fórmula de Euler para la carga crítica es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad [5]$$

Para valorar la falla por superar la tensión normal o límite elástico, se emplea la misma ecuación que en el caso de falla por contacto:

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad [5]$$

Siendo P la carga axial y A , el área transversal.

Tracción:

El análisis a tracción es análogo a la última valoración para el caso de compresión.



Resultados resistentes

En el caso de compresión:

RESULTADOS	
$\sigma_{X,A}(\text{N/mm}^2)$	6,412
$\sigma_{EQ,A}(\text{N/mm}^2)$	6,412
$K_{SEG,A}$	9,779
$\sigma_{X,B}(\text{N/mm}^2)$	4,129
$\sigma_{EQ,B}(\text{N/mm}^2)$	4,129
$\sigma_{LÍM}(\text{N/mm}^2)$	62,7
$K_{SEG,B}$	15,184
$P_{cr}(\text{N})$	788,481
$P(\text{N})$	206,464
$K_{SEG,pandeo}$	3,819

En el caso de tracción:

RESULTADOS	
$\sigma_{LÍM}(\text{N/mm}^2)$	62,7
$\sigma_{X,A}(\text{N/mm}^2)$	2,635
$\tau_{XY,A}(\text{N/mm}^2)$	1,010
$\sigma_{EQ,A}(\text{N/mm}^2)$	3,163
$K_{SEG,A}$	19,821
$\sigma_{X,B}(\text{N/mm}^2)$	1,697
$\sigma_{EQ,B}(\text{N/mm}^2)$	1,697
$K_{SEG,B}$	36,943

Desplazamientos

Para el presente, se aplica la teoría de barras, despreciando los efectos de las condiciones en los extremos (de no sección constante): [3]

$$\Delta l = \frac{P \cdot L}{E \cdot A}$$

Introduciendo las cargas axiales sobre la barra, se obtienen los siguientes desplazamientos:

DESPLAZAMIENTOS (mm)	
A compresión	0,0979
A tracción	0,0402

6.3. Resistencia de las cabezas de articulación

Resistencia

Para el estudio de la resistencia de las cabezas de articulación TSM.R 4 conviene ceñirse a las especificaciones del fabricante puesto que se trata de un elemento complejo que ha sido verificado empíricamente.

Sigla ¹⁾ Designation ¹⁾	Carga Ratings load	Peso Weight
	Estático C ₀ Static C ₀ KN	≈ Kg
TSM.R 3	1,77	0,005
TSM.R 4	2,94	0,007
TSM.R 5	3,92	0,013
TSM.R 6	4,81	0,017

Ilustración 67: Ficha cabeza de articulación (fuente [8])

Según el catálogo del fabricante (cuyo extracto se observa en la *Ilustración 67*), la carga estática máxima que soporta es de 2940N. Así, la verificación resistente de este elemento se fundamenta en la comparación de este valor dado como límite, con la fuerza máxima que soporta el elemento en el diseño particular. En este caso, la carga máxima es la máxima consigna de la celda.

RESULTADOS	
Carga máx (N)	2940,000
F _{celda,MÁX} (N)	147,271
K _{SEG}	19,963

Desplazamientos

Para estos dos componentes (patín interior y cabeza exterior), se realizan estudios en Solidworks con un planteamiento análogo al del acoplamiento rígido PAD. En concreto, se restringen totalmente los desplazamientos en las superficies (en rojo, en la *Ilustración 68*) de apoyo sobre el pasador de la unión. Luego se aplica la carga máxima de compresión o máxima sobre la celda, en la



dirección pertinente y sobre las superficies resaltadas en amarillo en la *Ilustración 68*.

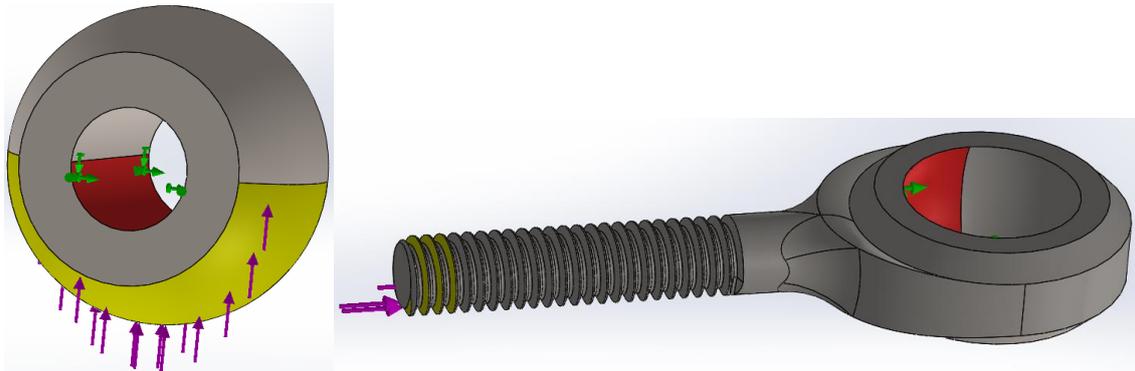


Ilustración 68: Esquemas de cálculo para desplazamientos de cabeza de articulación (fuente propia)

El programa devuelve los siguientes desplazamientos resultantes máximos:

DESPLAZAMIENTOS (mm)	
Patín interior	0,00008319
Cabeza exterior	0,004506
Sit. 2 a 325 mm	0,3404
Sit. 3 acoplam. 2	0,4711

6.4. Resistencia de pernos o pasadores

Se estudian los elementos de unión o pernos dispuestos en las uniones A, B y C, que presentan diagramas según la *Ilustración 69*:

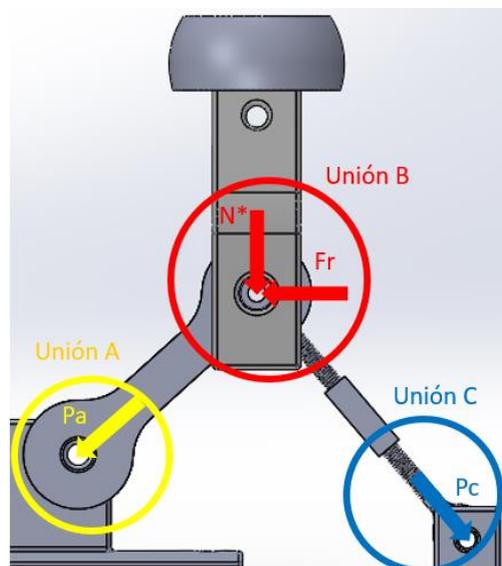


Ilustración 69: Definición de cargas sobre uniones (fuente propia)



Resistencia por uniones

Estas conexiones pueden fallar por cortante directo del conector y/o por presión de contacto directa. [5]

Concretamente, la falla por cortante directo puede ser o no causa de estudio en función de la geometría del problema. En casos en los que la holgura entre los elementos unidos por el pasador o perno son mínimas, aplica este tipo de estudio. Así, como el caso real de estudio cumple estas condiciones de contorno, se plantea su contribución y no la de un posible fallo por flexión del perno. Además, el esfuerzo o tensión por cortante directo debido a una carga radial al eje longitudinal del perno se define como: [5]

$$\tau_{xy} = \frac{P}{A_{corte}} \quad [5]$$

Siendo P la carga axial y A_{corte} , el área de las secciones transversales del perno que tienden a cortarse.

Luego, la tensión asociada al contacto directo es longitudinal o normal, y se define como consta en el desarrollo anterior, para la zona A de la pata 1.

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad [5]$$

Siendo A o $A_{contacto}$:

$$A_{contacto} = \frac{\pi}{4} l d \quad [5]$$

Y se obtiene una tensión comparable con esfuerzo de tracción tal y como se desarrolló para la pata 1:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot$$

$$\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 + \tau_{xy}^2)} \quad [3]$$

Es preciso puntualizar que para las uniones B, existen dos cargas perpendiculares y radiales respecto al eje longitudinal del perno, actuando



conjuntamente. Esto significa que, la fibra más solicitada está sufriendo dos tensiones longitudinales y dos tangenciales, cada par asociado a una de las cargas externas. Por tanto, la tensión equivalente a comparar se obtiene en este supuesto. Luego, en el resto de uniones solo existe una carga así que solo se contabilizan una tensión normal y otra tangencial.

Cargas externas máximas y datos geométricos para la unión A:

l (mm)	d (mm)	P _A (N)	σ _{lím} (N/mm ²)
21	4	206,460	206,807

Cargas externas máximas y datos geométricos para la unión B:

l (mm)	d (mm)	Sit. 2 a 325mm		Sit. 3 acoplam. 2		σ _{lím} (N/mm ²)
		N* (N)	F _r (N)	N* (N)	F _r (N)	
44,5	4	293,993	26,670	107,578	104,387	206,807

Cargas externas máximas y datos geométricos para la unión C:

l (mm)	d (mm)	P _C (N)	σ _{lím} (N/mm ²)
21	4	149,945	206,807

Resultados resistentes

Para la unión A:

RESULTADOS	
σ _x (N/mm ²)	3,130
τ _{zx} (N/mm ²)	4,107
σ _{EQ} (N/mm ²)	7,772
σ _{LÍM} (N/mm ²)	206,807
K _{SEG}	26,608



Para la unión B:

En el caso crítico definido en la situación 2 a 325 mm:

RESULTADOS	
σ_X (N/mm ²)	2,103
σ_Y (N/mm ²)	0,191
T_{ZX} (N/mm ²)	2,924
T_{ZY} (N/mm ²)	0,265
σ_{EQ} (N/mm ²)	5,470
$\sigma_{LÍM}$ (N/mm ²)	206,807
K_{SEG}	37,805

En el caso crítico definido en la situación 3 para el acoplamiento 2:

RESULTADOS	
σ_X (N/mm ²)	0,770
σ_Y (N/mm ²)	0,747
T_{ZX} (N/mm ²)	1,070
T_{ZY} (N/mm ²)	1,038
σ_{EQ} (N/mm ²)	2,692
$\sigma_{LÍM}$ (N/mm ²)	206,807
K_{SEG}	76,833

Para la unión C:

RESULTADOS	
σ_X (N/mm ²)	2,273
T_{ZX} (N/mm ²)	2,983
σ_{EQ} (N/mm ²)	5,645
$\sigma_{LÍM}$ (N/mm ²)	206,807
K_{SEG}	36,638

6.5. Resistencia de la barra roscada patas

A continuación, se muestran (en la *Ilustración 70* y la *Ilustración 71*) los diagramas que representan las acciones externas, restricciones y reacciones sobre el elemento de estudio. Estas acciones y reacciones son las contempladas en la obtención de los estados de carga y solo se añade la representación del

momento torsor aplicado por el motor al iniciar la apertura/cierre del sistema de patas:

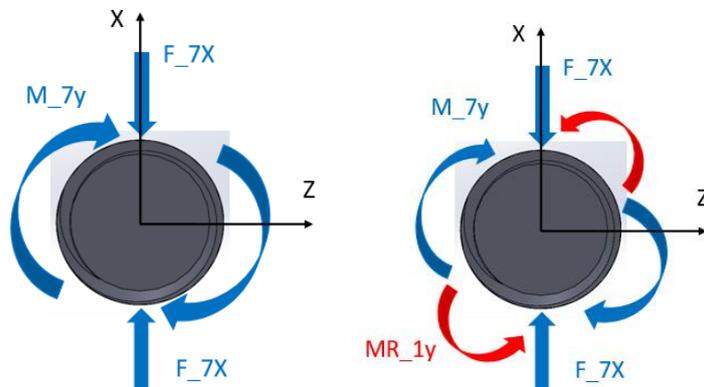


Ilustración 70: Esquema pormenorizado barra roscada patas (fuente propia)

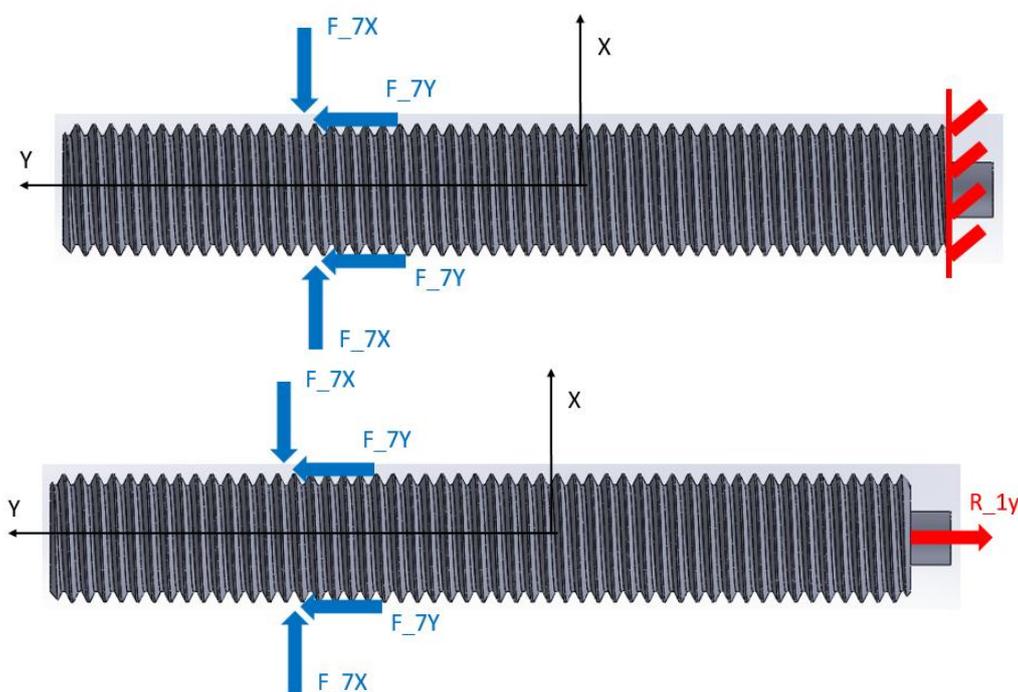


Ilustración 71: Esquema pormenorizado barra roscada patas III (fuente propia)

Así, para la barra roscada patas, resultan los siguientes estados críticos, definidos para la situación 3 y estando la barra a tracción, mientras el filete se encuentra a compresión:

F_{7X} (N)	117,850
R_{1Y} (N)	174,325
M_{7Y} (Nmm)	222,335

En lo referente a la geometría, conviene concretar las dimensiones que se muestran en la *Ilustración 72*, la *Ilustración 73* y la *Ilustración 74*:

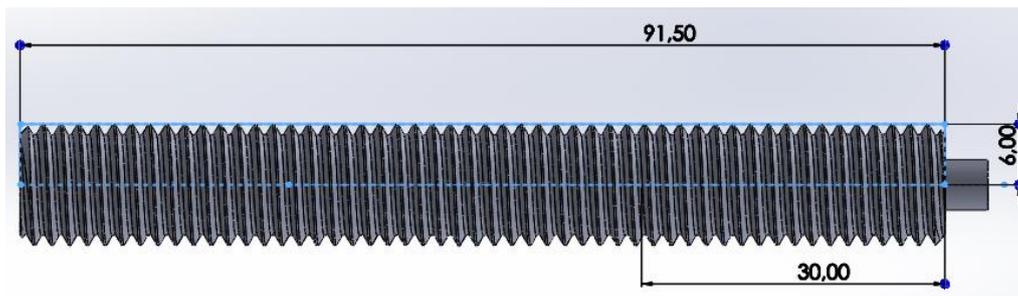


Ilustración 72: Dimensiones barra roscada patas (fuente propia)

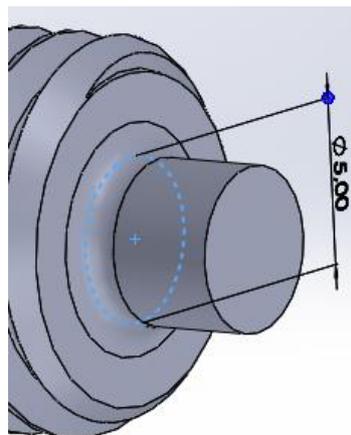


Ilustración 73: Dimensiones barra roscada patas I (fuente propia)

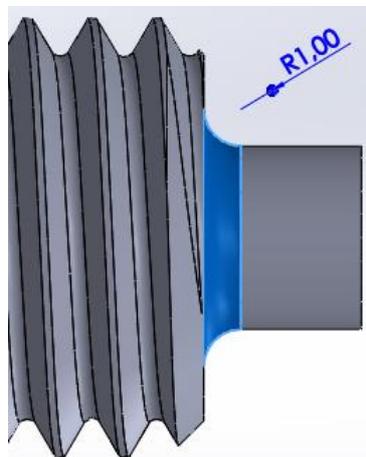


Ilustración 74: Dimensiones barra roscada patas II (fuente propia)

Consecuentemente se toman los valores geométricos definidos en las imágenes y las características de una rosca métrica 12 [6], añadiendo las propiedades del acero AISI 304 del que está hecha la barra. De esto, resultan los datos de entrada de los siguientes desarrollos resistentes:

paso (mm)	L (mm)	$d_{\text{máx}}$ (mm)	d_r (mm)	E (N/mm ²)	$\sigma_{\text{lím}}$ (N/mm ²)	d (mm)	r (mm)
1,75	91,5	12	9,853	190000	206,807	5	1

Siendo d_r , el diámetro mínimo de la parte roscada.

Tras una inspección mecánica de la pieza, se atisba que las partes más solicitadas son el filete o rosca en la zona de conexión tornillo/tuerca y la barra en la zona del empotramiento o agarre al motor (por medio de un acoplamiento). Por tanto, a continuación se plantea el análisis de estas dos zonas en particular.

Resistencia del filete

Para estudiar la resistencia de esta parte de la barra roscada, se asume la simplificación del filete por una viga en voladizo, empotrada a la barra maciza. Además, en todos los cálculos se considera la sustentación de los esfuerzos por una sola vuelta del filete. El establecimiento de una o más vueltas para calcular los esfuerzos se suele fundamentar en un análisis de ductilidad del material del tornillo y/o de la tuerca. Para no complicar el desarrollo y con el objetivo de estar del lado de la seguridad, se decide tomar una. [5]

Esta viga de sección cambiante en su longitud (reduciéndose hacia la punta), sufre un esfuerzo de tracción/compresión asociado a la carga F_{7x} que es dos veces la de un conjunto de patas (como se muestra en la *Ilustración 71*). Este esfuerzo se asocia a una tensión normal que disminuye desde el extremo volado hacia el empotramiento por el aumento del área de la sección transversal, según la ecuación y el desarrollo ya empleados:

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad [5]$$

Además, el filete o rosca sufre dos tensiones normales asociadas a la flexión compuesta, que se aproxima por pura, por los cortantes sobre su extremo: la R_{1y} y el par de fuerzas asociado al momento torsor del motor entre el diámetro de la barra. Estas tensiones son máximas en el empotramiento y nulas en el extremo debido a la variación en el momento flector. También cabe reseñar que la variación de la tensión no es proporcional a la variación del momento por el brazo del par, ya que la sección también cambia. Así, estos esfuerzos se definen tal que:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I} \quad [5]$$

Siendo, c la distancia de la fibra neutra a la más alejada (o sea, la mitad del canto); I , el segundo momento del área según la orientación de la carga analizada; y M , el momento flector según las cargas definidas estando multiplicadas por la longitud del elemento viga.

A su vez, existen tensiones tangenciales por las fuerzas cortantes mencionadas. Sin embargo, no se consideran estas por ser despreciables respecto a las longitudinales por flexión y por maximizarse/minimizarse en fibras opuestas, a las de flexión, en la sección analizada.

Luego, para contabilizar todos los esfuerzos en el caso de combinaciones de los mismos, y con el objetivo de comparar la tensión resultante con el límite elástico del material, se emplea la ya trabajada tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot$$

$$\cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 + \tau_{xy}^2)} \quad [3]$$

Según el análisis de resistencia, las secciones que pueden ser críticas para el filete son el extremo y el empotramiento. Por tanto, son estas dos para las que se calculan las tensiones sufridas.

Cabe puntualizar que se cumple la condición del elemento viga respecto a la relación de su longitud y su canto. De esta manera, se corrobora que el canto (un octavo del paso) es bastante menor que la longitud del filete (que es la diferencia de radios exterior e interior de la rosca).

Resistencia de la barra

En primera instancia, carece de sentido el planteamiento de la resistencia de la barra ya que el filete es la parte más crítica (por su geometría que le confiere una baja rigidez). Sin embargo, se entiende necesario este análisis dada la situación crítica del empotramiento o unión de la barra roscada al motor (por medio de un acoplamiento flexible). Esta decisión se basa en que se estudia como un empotramiento totalmente coartado y en que existen concentraciones de tensiones debido al cambio de diámetro.

En el estudio de tensiones sobre secciones con geometría cambiante, cabe la consideración de concentración de esfuerzos. Empíricamente, se demuestra que cambios geométricos como reducciones de la sección, muescas... cambian la distribución del esfuerzo, siendo esta no lineal y de magnitud mayor a la esperada. No obstante, la ductilidad y la naturaleza estática/dinámica de las cargas también influyen en gran medida sobre estas respuestas de los materiales ante la acumulación de energía elástica por deformación. En el caso concreto de estudio, las cargas son estáticas por lo que esto no implica mayores esfuerzos. Sin embargo, en el elemento analizado, la ductilidad del material se puede poner en tela de juicio (aunque se puede



justificar en caso de aceros inoxidable y más si son de grados austeníticos). Por tanto, y estando del lado de la seguridad, se decide aplicar factores de concentración para mayorar las tensiones lineales analíticas obtenidas. [2] [5]

Los factores de concentración aplicables en este estudio se obtienen y emplean atendiendo a:

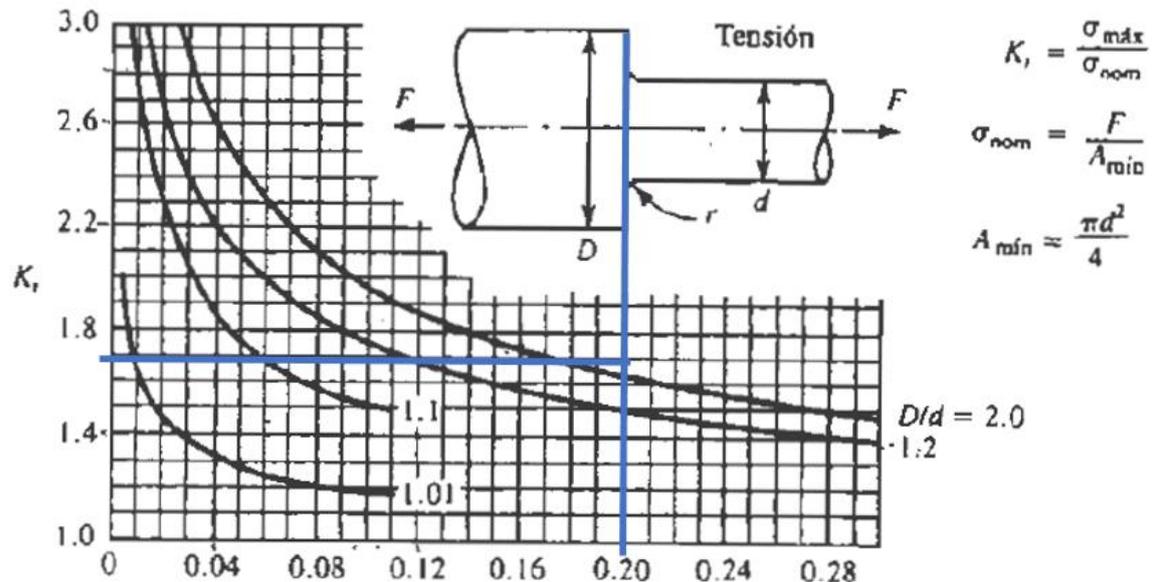


Ilustración 75: Concentración de tensiones (fuente [2])

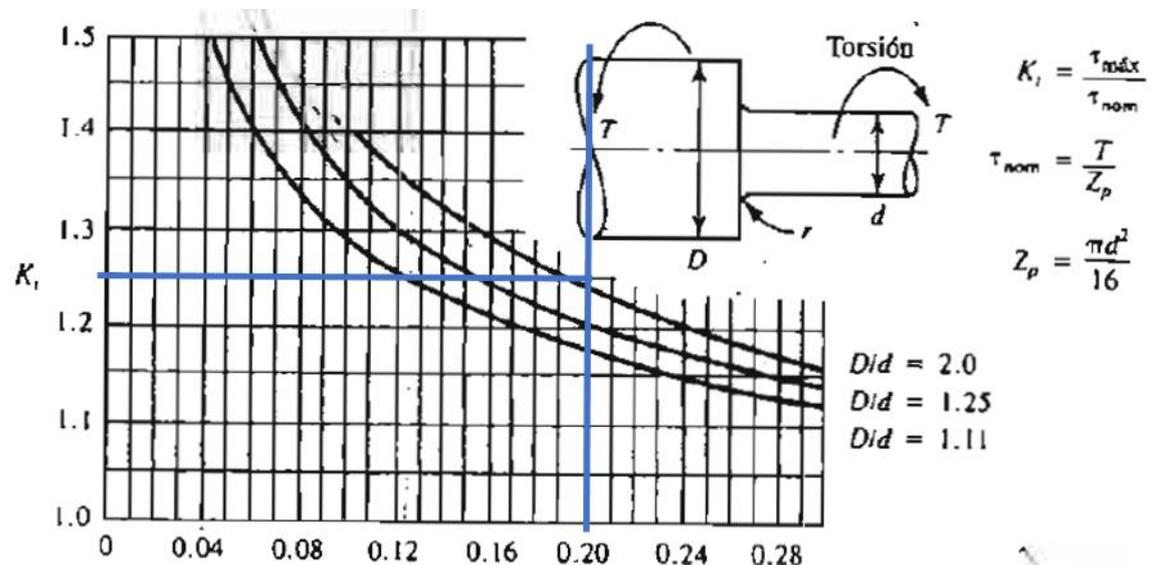


Ilustración 76: Concentración de tensiones I (fuente [2])

Según las interpretaciones de las gráficas mostradas en la *Ilustración 75* y en la *Ilustración 76* (trabajadas con rectas azules), los factores de concentración son:

k_{tors}	$k_{tension}$
1,25	1,7



Inspeccionando, se entiende que se trata de un elemento tipo barra para el estudio de su resistencia por la carga axial, ya sea de tracción o compresión. Esto se plantea tal y como se realiza para la zona B de la pata 1. Es decir, comparando la carga axial con la crítica de pandeo y el límite de fluencia con la tensión normal por la compresión/tracción pura, según:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad [5]$$

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad [5]$$

Por otra parte, el momento torsor, genera una tensión tangencial por la intención del torque de “retorcer” la pieza o cortar su sección transversal. Para el caso de sección circular, la tensión máxima por esta sollicitación, de torsión pura, se define tal que:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Tr}{J} \quad [5]$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad [5]$$

Siendo T el torque o momento torsor; r, el radio; J, el momento de inercia polar del área transversal; y d, el diámetro de la barra.

Luego, para contabilizar todos los esfuerzos en el caso de combinaciones de los mismos, y con el objetivo de comparar la tensión resultante con el límite elástico del material, se emplea la ya trabajada tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot$$

$$\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 + \tau_{xy}^2)} \quad [3]$$

Tanto el momento torsor como la carga axial se distribuyen de manera constante a lo largo de toda la longitud entre el punto de conexión tornillo/tuerca y el empotramiento al motor. Sin embargo, la introducción de factores de



concentración incrementa los valores de tensión para la sección empotrada o de cambio de diámetro. Así, se obtiene la tensión para una fibra extrema de esta sección crítica o de mayor sollicitación mecánica.

Resultados resistentes

Para la barra:

RESULTADOS	
σ_{axial} (N/mm ²)	3,887
τ (N/mm ²)	1,480
σ_{EQ} (N/mm ²)	3,758
$\sigma_{LÍM}$ (N/mm ²)	206,807
K_{SEG}	55,032

Si planteamos el estudio del caso de mayor sollicitación a compresión, que no es el que arroja valores máximos de las cargas, el estudio de pandeo resulta:

RESULTADOS	
P_{cr} (N)	103621,847
P (N)	10,066
$K_{SEG,pandeo}$	10294,581

Para el filete:

RESULTADOS	
$\sigma_{x,AX,emp}$ (N/mm ²)	2,901
$\sigma_{x,AX,ext}$ (N/mm ²)	17,405
$\sigma_{x,F,emp}$ (N/mm ²)	21,057
$\sigma_{x,T,emp}$ (N/mm ²)	0,190
$\sigma_{EQ,emp}$ (N/mm ²)	23,958
$\sigma_{EQ,ext}$ (N/mm ²)	17,405
$\sigma_{EQ,MÁX}$ (N/mm ²)	23,958
$\sigma_{LÍM}$ (N/mm ²)	206,807
K_{SEG}	8,632

Desplazamientos

Para la barra roscada patas, dada la combinación de esfuerzos con diferente naturaleza y la geometría compleja de un filete roscado, se plante el

análisis de los desplazamientos con la herramienta computacional Solidworks. Concretamente, se realiza un estudio como el expuesto para las cabezas de articulación, salvo que en este se restringen todos los grados de libertad de las superficies en rojo y se aplican las cargas máximas sobre las superficies amarillas (que toman la dimensión longitudinal de la tuerca), según convenga y como se muestra en la *Ilustración 77*.

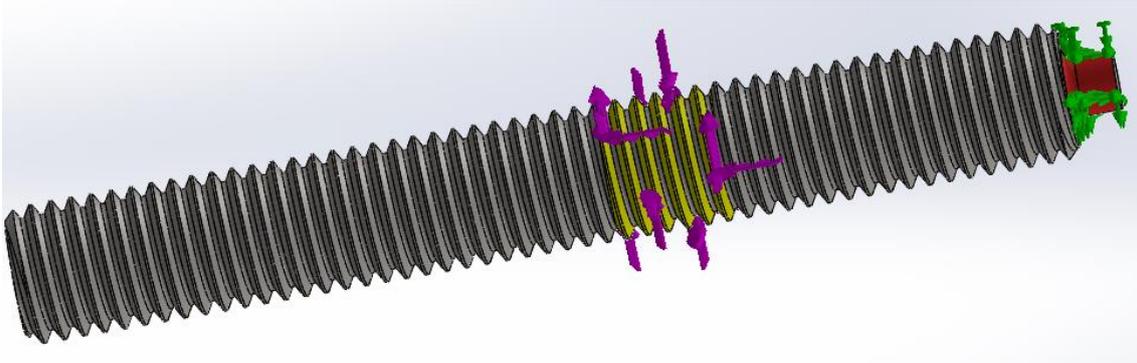


Ilustración 77: Esquema de simulación en SW para la barra roscada patas (fuente propia)

Así, resulta un desplazamiento resultante máximo de:

DESPLAZAMIENTOS (mm)	
Barra roscada patas	0,002074

6.6. Resistencia de la barra roscada central

En primer lugar, se muestran los diagramas que definen el estado de carga del elemento, en la *Ilustración 78* y en la *Ilustración 79*:

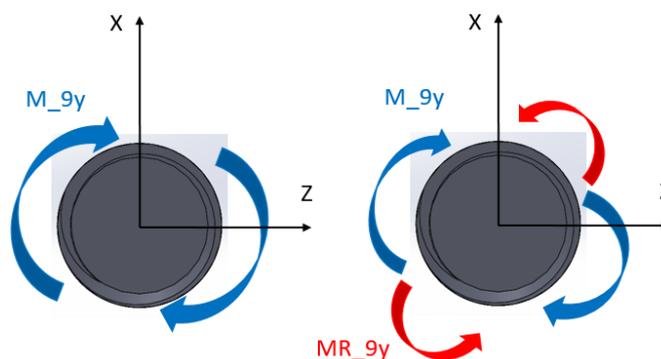


Ilustración 78: Esquema pormenorizado barra roscada central (fuente propia)

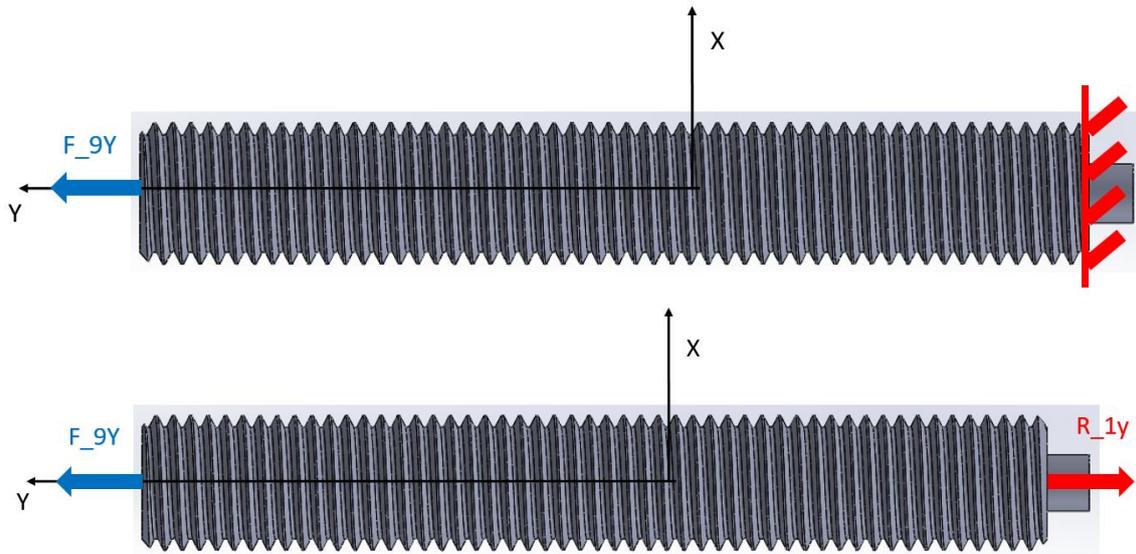


Ilustración 79: Esquema pormenorizado barra roscada central I (fuente propia)

Atendiendo al análisis de la obtención de estados de carga, se plasman las cargas críticas o situaciones de mayor sollicitación para este elemento, que concretamente es una carga axial que alcanza máximos para ambos signos con la misma cuantía y el momento torsor máximo introducido por el motor:

F_{9Y} (N)	39,951
M_{9Y} (Nmm)	57,872

En cuanto a la geometría, en vista del estudio de la resistencia de la barra, conviene concretar lo expuesto en la *Ilustración 80*, en la *Ilustración 81* y en la *Ilustración 82*:

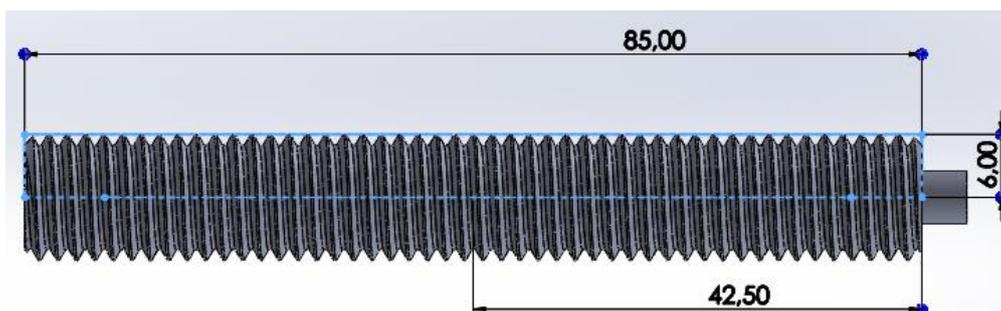


Ilustración 80: Dimensiones barra roscada central (fuente propia)

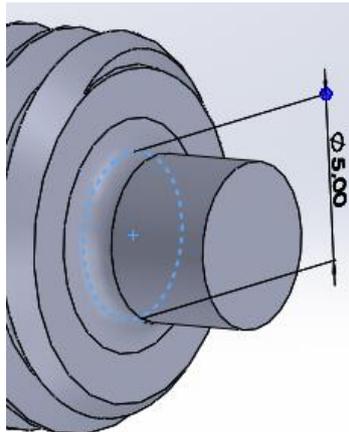


Ilustración 81: Dimensiones barra roscada central I (fuente propia)

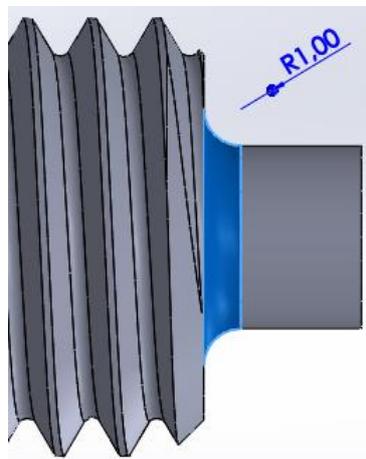


Ilustración 82: Dimensiones barra roscada central II (fuente propia)

Considerando estas tres figuras, se definen los parámetros geométricos y, en cuanto al resto de datos de partida para analizar la resistencia, es de aplicación lo expuesto para el elemento barra roscada patas:

paso (mm)	L (mm)	$d_{\text{máx}}$ (mm)	d_r (mm)	E (N/mm ²)	$\sigma_{\text{lím}}$ (N/mm ²)	d (mm)	r (mm)
1,75	85	12	9,853	190000	206,807	5	1

En lo referente a las zonas de mayor sollicitación, el caso es análogo al de la barra roscada patas.

Resistencia del filete

El modelo de estudio discreto de esta zona de la barra, es igual al planteado para la barra roscada patas. No obstante, difieren en que esta barra presenta menores esfuerzos (en términos de naturalezas de las tensiones) ya que se aproxima a la no existencia de una carga de compresión sobre el filete. Por tanto, en esta barra, la sección más sollicitada del filete es, indudablemente, la del empotramiento a la barra maciza. Con lo cual, el desarrollo es idéntico al



del tornillo de potencia patas, obviando la tensión axial por carga de tracción/compresión.

Resistencia de la barra

Lo que respecta a la barra, cabe el empleo de las ecuaciones planteadas para la barra roscada patas sin que exista diferencia alguna en el desarrollo.

Para esta barra, los factores de concentración de tensiones resultan ser los mismos ya que los parámetros geométricos que los definen son iguales.

Resultados resistentes

Para la barra:

RESULTADOS	
σ_{axial} (N/mm ²)	0,889
τ (N/mm ²)	0,385
σ_{EQ} (N/mm ²)	0,916
$\sigma_{LÍM}$ (N/mm ²)	206,807
K_{SEG}	225,674

Si planteamos el estudio del caso de mayor sollicitación a compresión, el análisis de pandeo resulta:

RESULTADOS	
P_{cr} (N)	120075,85
P (N)	39,851
$K_{SEG,pandeo}$	3013,099

Para el filete:

RESULTADOS	
$\sigma_{x,F,emp}$ (N/mm ²)	4,814
$\sigma_{x,T,emp}$ (N/mm ²)	0,0494
$\sigma_{EQ,emp}$ (N/mm ²)	4,814
$\sigma_{LÍM}$ (N/mm ²)	206,807
K_{SEG}	42,962

Desplazamientos

Esta barra sufre menores desplazamientos resultantes que la anterior dado que las solicitaciones son bastante menores y geoméricamente es igual, salvo la longitud, cuya diferencia no es comparable con la de cargas y momentos. Por ello y dada la razón de estimar los desplazamientos, no se calculan.

6.7. Resistencia del acoplamiento helicoidal

Resistencia

Para el estudio de la resistencia de los acoplamientos flexibles de tipo helicoidal PSMR16-5-5-SS conviene ceñirse a las especificaciones del fabricante puesto que se trata de un elemento complejo que ha sido verificado empíricamente.

<u>Transmision de Par</u>	
Par estatico:	1,81 Nm
Par dinámico (sin inversión):	0,91 Nm
Par dinámico (movimiento inversible):	0,45 Nm

Ilustración 83: Ficha técnica acoplamiento (fuente [9])

Según el catálogo del fabricante (cuyo extracto se refleja en la *Ilustración 83*), el par máximo estático que puede transmitir es de 1810Nmm, y el dinámico es 450Nmm. Pese a que las definiciones que se realizan del valor de carga real a comparar son en los casos estáticos, se toma el límite dinámico ya que se desconoce la reducción del dinámico respecto al estático en la situación real. Así, la verificación resistente de este elemento se fundamenta en la comparación de este valor definido como límite, con el torque máximo de ascenso o descenso de las barras roscadas patas y central en el diseño en cuestión.

Por otra parte, cabe cuestionarse la resistencia del acoplamiento flexible frente a la carga axial que proviene de la barra. A este respecto, resulta sencillo argumentar que cumple con creces la resistencia por la tensión normal asociada, atendiendo a que el elemento está hecho de acero AISI 303 (con propiedades prácticamente iguales a las planteadas para el AISI 304 de las barras roscadas), a la magnitud de las cargas externas y a las tensiones obtenidas para los tornillos de potencia.



Resultados resistentes

RESULTADOS	
T _{lím} (Nmm)	450,000
T _{máx} (Nmm)	222,335
K _{SEG}	2,024

Desplazamientos

Según el fabricante, los desplazamientos y giros máximos que permite este acoplamiento son los mostrados en la *Ilustración 84*.

Misalignment

Desalineamiento angular: 3°

Desalineamiento lateral: 0,20 mm

Movimiento axial: 0,13 mm

Ilustración 84: Máximos de desplazamiento para el acoplamiento helicoidal (fuente [9])



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNAS PATAS
ARTICULADAS QUE SIRVAN PARA EL
MOVIMIENTO DE UNA MÁQUINA TIPO ROV**

CÁLCULOS, ESQUEMAS Y LISTADOS ELECTRÓNICOS

Autor:

Adrián Rodríguez Lorenzo

Tutores:

Carmelo Militello Militello
Viana Lida Guadalupe Suárez

Marzo, 2020



ÍNDICE

1. Bibliografía.....	5
2. Introducción	6
3. Listados y esquemas electrónicos.....	7
4. Dimensionado del amplificador.....	13



ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1: Esquema eléctrico comunicación (fuente [1])	7
Ilustración 2: Esquema eléctrico amplificador (fuente propia).....	9
Ilustración 3: Esquema eléctrico acelerómetro (fuente [2])	10
Ilustración 4: Esquema eléctrico amplificador-conversor (fuente [3]).....	11
Ilustración 5: Esquema electrónico amplificador (fuente propia).....	14
Ilustración 6: Gráfica del amplificador (fuente [5]).....	15
Ilustración 7: Valores de resistencias normalizadas (fuente [6])	15



1. Bibliografía

Catálogos / fichas técnicas:

[3] Pololu, “Pololu files,” Pololu Corporation, 1 Enero 2020. [En línea]. Disponible en: <https://b.pololu-files.com>. [Último acceso: 17 Enero 2020].

[4] L. Forsentek Co., “Meighing, Measuring and Controlling – Model: FSSM,” Forsentek, Unknown (China), 2019.

[5] A. DEVICES, “Data Sheet OP07,” One Technology Way, Norwood (USA), 2011.

Páginas web:

[1] B. Ar, “Enlace RF 433 Mhz ASK con RadioHead.h,” Youtube, 17 Marzo 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.youtube.com>. [Último acceso: 25 Octubre 2019].

[2] E. Latorres, “Projects and Ideas,” WordPress, 19 Octubre 2017. [En línea]. Disponible en: <http://enrique.latorres.org>. [Último acceso: 25 Noviembre 2019].

Otros (normas):

[6] C. E. Internacional, “Norma IEC: Series de Resistencias Eléctricas E24,” Geneva (Suecia).



2. Introducción

En este documento se incluyen los listados y esquemas de la electrónica requerida para que funcione el ROV. Además, se incluye el cálculo del amplificador operacional seleccionado, por la criticidad de este en la justificación de la viabilidad del proyecto.

3. Listados y esquemas electrónicos

Canal de comunicación

El conexionado de los módulos receptor y emisor (en *Ilustración 1*), así como los componentes precisados, se especifican a continuación:

Esquemas eléctricos/electrónicos:

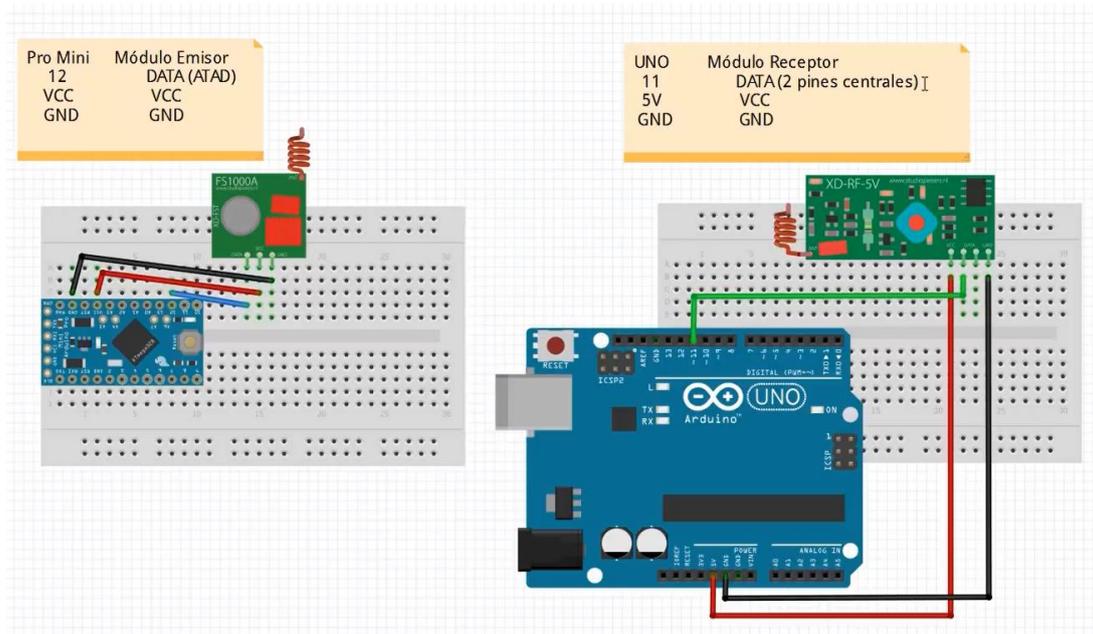


Ilustración 1: Esquema eléctrico comunicación (fuente [1])

Material eléctrico/electrónico:

- Tarjeta ArduinoUNO para el receptor.
 - Pines digitales.
 - 5V.
 - GND.
- Tarjeta ArduinoUNO para el emisor:
 - Pin digital.
 - 5V.
 - GND.
- Módulo Arduino RF 433MHz modelo WL101-341 (emisor y receptor)



- Tramos de 20-30 cm de cable telefónico monofilamento (rígido) o de alambre de cobre esmaltado (aprox. 0,3 mm de diámetro).
- Puntos de soldadura para unir las antenas a los módulos.
- Filas de conexiones en cada protoboard
- Cables DuPont macho-macho.

Control del sistema de patas

Pese a que no se define la conversión, se especifican los componentes requeridos para la misma:

Material eléctrico/electrónico requerido:

- Celdas de carga (precisan calibración).
- Conversores.
- Cables DuPont macho-macho.
- Filas de conexiones en Protoboard.
- Tarjeta arduinoUNO:
 - Pines digitales.
 - Conexiones a 5V.
 - Conexiones a GND.

Para esta amplificación, aplica el esquema de la *Ilustración 2* y se requieren los materiales listados tras la figura.

Esquema eléctrico de cada amplificador:

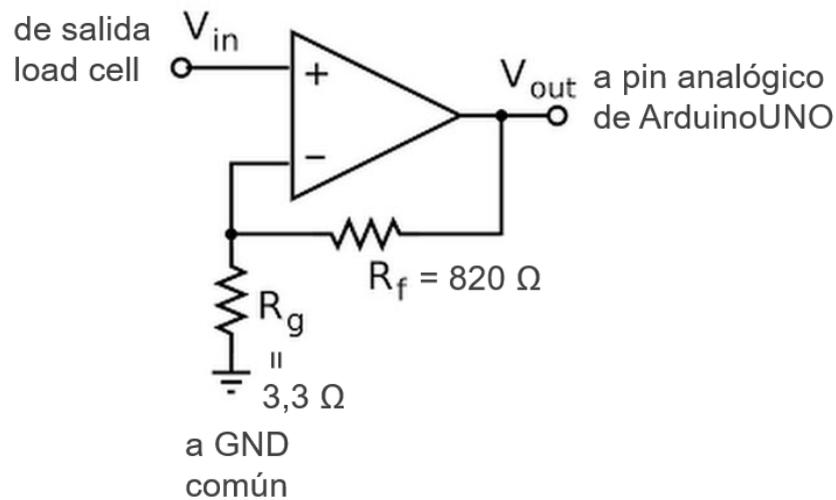


Ilustración 2: Esquema eléctrico amplificador (fuente propia)

Material eléctrico/electrónico para amplificación:

- Amplificadores OP07 (alimentados con 5V y GND).
- Resistencias de 820 Ω
- Resistencias de 3,3 Ω
- Cables DuPont macho-macho.

Finalmente, se define el conexionado (según *Ilustración 3*) y el material para conocer la orientación del ROV. Específicamente, se selecciona un acelerómetro y giroscopio, el MPU-6050 GY-521, que indica los ángulos del cuerpo respecto a una posición calibrada.

Esquema eléctrico del acelerómetro/giroscopio:

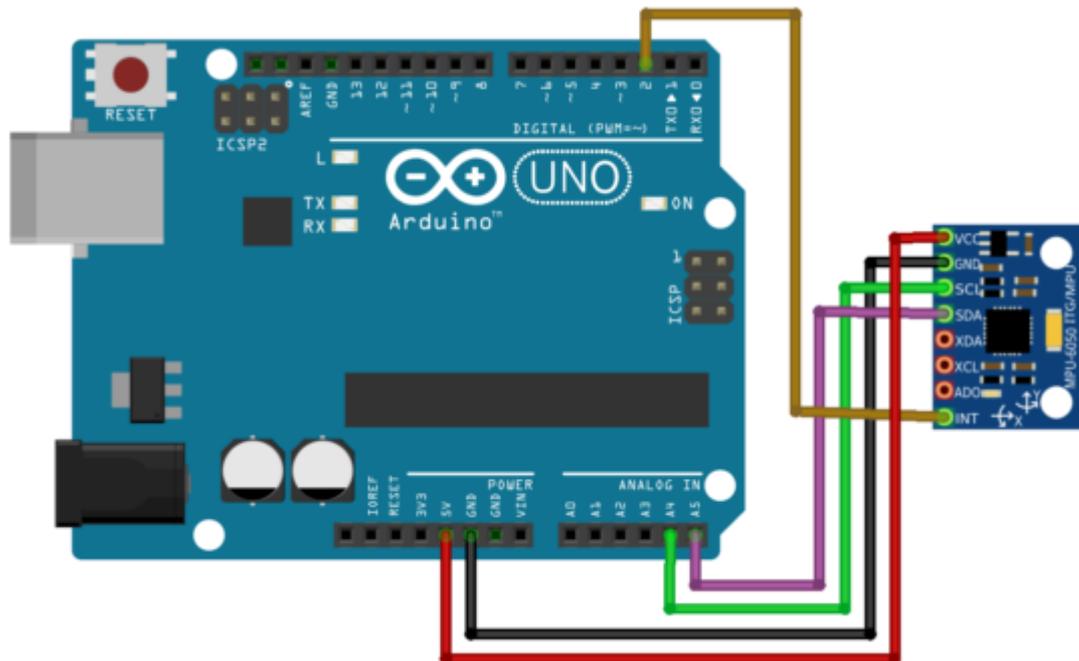


Ilustración 3: Esquema eléctrico acelerómetro (fuente [2])

Material eléctrico/electrónico requerido:

- Acelerómetro MPU-6050 GY-521.
- Cables DuPont macho-macho.
- Filas de conexiones en Protoboard.
- Tarjeta arduinoUNO:
 - Pin digital.
 - Pines analógicos
 - Conexión a 5V.
 - Conexión a GND.

Monitorización

Para poder visualizar el interior de la tubería, se requiere:

Material eléctrico/electrónico:

- Cámaras Crosstour 1080p Wifi.



- Smartphone (con la app iSmart DV descargada e instalada, teniendo que vincular la cámara a este).
- Tarjeta de memoria SD.

Motorización

A continuación, se muestra el esquema electrónico (en la *Ilustración 4*) y los elementos necesarios para el funcionamiento de los motores paso a paso.

Esquemas eléctricos/electrónicos:

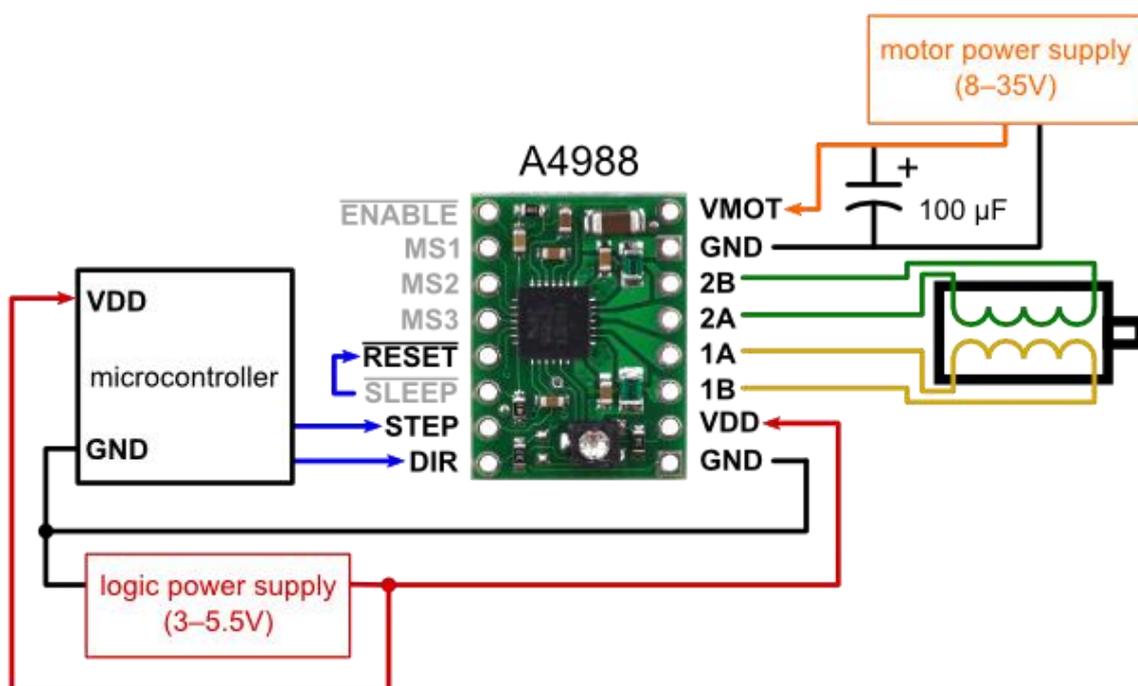


Ilustración 4: Esquema eléctrico amplificador-conversor (fuente [3])

Material eléctrico/electrónico:

- Tarjetas A4988.
- Tarjeta ArduinoUNO:
 - Pines digitales.
 - 5V.
 - GND.
- Filas de conexiones en Protoboard.
- Fuente de alimentación entre 8 y 35 V (definida en el apartado umbilical).



- Condensador de 100 μ F y tensión al menos igual a la de la fuente.
- Cables DuPont macho-macho.
- Motores paso a paso VEXTA PK244-02A-C58.

Cerebro del ROV

Para el procesamiento lógico se precisa lo siguiente.

Material eléctrico/electrónico:

- Tarjetas ArduinoUNO.

Iluminación

Dadas las condiciones de trabajo del ROV, se requiere la instalación de una iluminación que permita esclarecer y monitorizar las zonas próximas al mecanismo. Para esto, se necesita lo dispuesto a continuación.

Material eléctrico/electrónico:

- LEDs blancos.
- Resistencias de 1 k Ω .
- Soldadura para unir ánodos entre sí y cátodos entre sí.
- Tarjeta o tarjetas ArduinoUNO:
 - Conexiones a 5V.
 - Conexiones a GND.
- Cables DuPont macho-macho.

Alimentación

Para otorgar la energía al sistema diseñado, se precisa lo listado.

Material eléctrico/electrónico:

- Umbilical que abarca una fuente externa de 9V por tres.



4. Dimensionado del amplificador

Se analiza la precisión de Arduino para sus pines analógicos, con el objetivo de considerar el margen de error en la lectura de las señales enviadas por las celdas de carga en sus excitaciones por carga. Por otra parte, hay que considerar los errores admisibles para la celda de carga FSSM según fabricante.

En cuanto a la celda, si está correctamente calibrada, resulta que la máxima oscilación en la señal para igual carga es de un 1,5% (mayorando respecto al dato del fabricante). [4]

Luego, el Arduino Uno presenta un margen de lectura de 0 a 5 V en sus entradas analógicas. A cada una de las anteriores se les asignan 10 bits de resolución. Por tanto, atendiendo a la naturaleza binaria, el número de valores discretos en los que es capaz de dividir la señal analógica es: [5]

$$2^{10} = 1024$$

Si la salida de la celda de carga oscilase entre 0 y 5 voltios, la precisión de Arduino sería:

$$\frac{5 V}{1023} = 0,00488 V \text{ ó } \pm 0,00244 V$$

Sin embargo, esta cifra se debe relacionar con el margen de tensiones reales de salida de la celda de carga. Resulta que este tipo de elementos deben estar alimentados con tensiones entre 3 y 12 V. Para no complicar la resolución con más aparataje, se decide alimentar con la tensión proveniente del umbilical: 10 V. Si se considera que la sensibilidad específica de la celda de carga es de 2,0 mV/V, entonces la tensión de salida es:

$$0,002 \frac{V}{V} \cdot 10 V = 0,02 V$$

Con un margen de salidas de la celda de 0 a 0,02 V, la precisión de la lógica en Newtons, atendiendo a la capacidad de la celda de carga (200 N) resulta ser:

$$\frac{\text{Capacidad}}{\text{Tensión salida}} = \frac{200 N}{0,02 V} = 10.000 N/V$$

$$0,00488 V \cdot 10.000 \frac{N}{V} = 48,8 N \text{ ó } \pm 24,4 N$$

Analizando el resultado, se aprecia que la precisión sería muy burda y, considerando los valores de carga y precisiones de los cálculos de solicitaciones y resistencia, conviene concluir que no es viable esta configuración.

Para mejorar la precisión del sistema lógico, se plantea añadir un amplificador entre la salida de la celda de carga y la entrada al pin analógico del Arduino Uno. Concretamente, se dimensiona un amplificador operacional en lazo cerrado no inversor, con la configuración plasmada en la *Ilustración 5*:

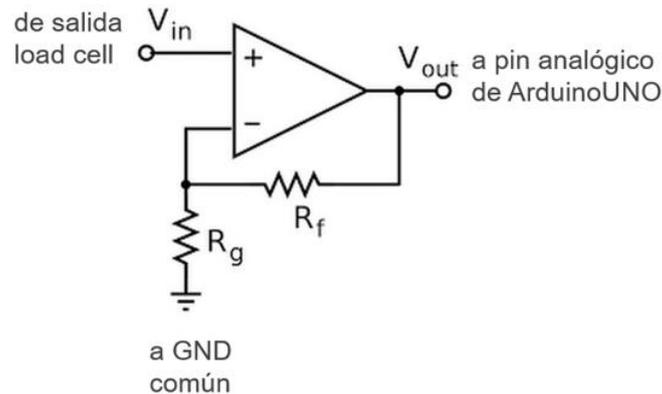


Ilustración 5: Esquema electrónico amplificador (fuente propia)

En concreto, se decide emplear el amplificador operacional OP07. Este es correctamente alimentado con 0 y 5 V, ya que sus límites radican en ± 22 V. Además, el “slew rate” no es crítico para esta aplicación puesto que los tiempos son largos. [5]

En el ROV diseñado, se precisa una ganancia o relación entre tensión de entrada y salida, según teoría de circuitos, de:

$$A_V = \Delta v = \frac{V_{out}}{V_{in}} = 1 + \frac{R_f}{R_g}$$

Siendo V_{out} la tensión que se pretende de salida, es decir, 5 V que son el máximo permitido a la entrada analógica del Arduino; y V_{in} , la tensión de entrada al operacional que resulta ser la salida de la celda de carga, es decir, 2 mV.

$$\Delta v = \frac{5}{0,02} = 250$$

La ganancia se puede expresar en dB o unidades de potencia según:

$$\Delta v (dB) = 20 \cdot \log \Delta v = 47,96 \text{ dB}$$

En lo referente a la relación de ganancia / ancho de banda de este operacional, se analiza a partir de la gráfica (en la *Ilustración 6*) sabiendo que la ganancia es de 47,96 dB:

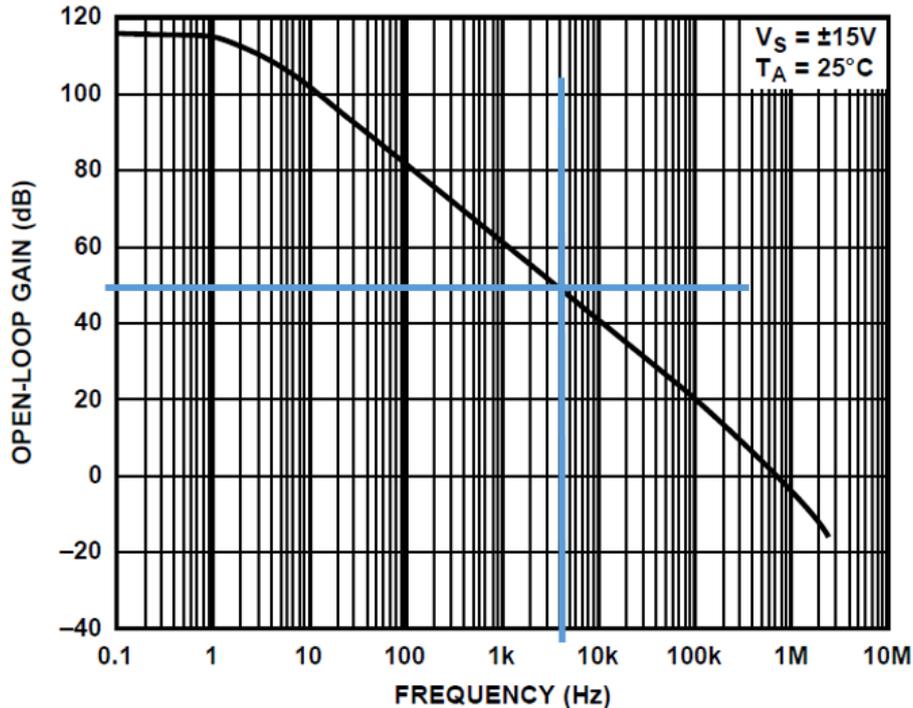


Ilustración 6: Gráfica del amplificador (fuente [5])

De la consulta de la gráfica resulta que las señales que resiste son de un máximo de 4kHz. Este valor es bastante alto, considerando que la señal no es necesario verificarla con alta cadencia. Además, el CMRR es de aproximadamente 110dB, es decir, un valor bastante elevado y que denota alta capacidad para paliar el ruido de la señal a la entrada del amplificador.

Para la definición de las resistencias a disponer en el diseño electrónico de amplificación, se toman como datos de partida la relación a lograr entre las resistencias según la ganancia (que se expuso con anterioridad) y los valores normalizados/comerciales de resistencias, observables en la *Ilustración 7*:

E24	1.0	1.1	1.2	1.3	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.7	3.0	3.3	3.6	3.9	4.3	4.7	5.1	5.6	6.2	6.8	7.5	8.2	9.1
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Ilustración 7: Valores de resistencias normalizadas (fuente [6])

De la serie anterior, pueden ser empleados múltiplos y submúltiplos en base 10.



Según los cálculos, resultan las siguientes ganancia real, tensión de salida y precisiones finales total y relativa:

RESULTADOS	
$A_{v,real}$	249,485
$V_{out,real}$ (V)	4,990
Precisión (N)	0,098
Precisión abs (N)	0,196



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNAS PATAS
ARTICULADAS QUE SIRVAN PARA EL
MOVIMIENTO DE UNA MÁQUINA TIPO ROV**

PLANOS

Autor:

Adrián Rodríguez Lorenzo

Tutores:

Carmelo Militello Militello
Viana Lida Guadalupe Suárez

Marzo, 2020



ÍNDICE

1. Introducción	5
2. Conjunto.....	1.00
3. Módulo de patas.....	1.01
4. Pata.....	1.01.01
5. Perspectiva estallada cortada.....	1.01.01.S1
6. Soporte móvil patas.....	1.01.01.02
7. Acoplamiento rígido parte.....	1.01.01.03
8. Pad.....	1.01.01.04
9. Pata 1.....	1.01.01.05
10. Cobertura motor patas.....	1.01.01.08
11. Alambre de posición.....	1.01.01.10
12. Barra unión C.....	1.01.01.14
13. Barra unión A.....	1.01.01.15
14. Barra unión B.....	1.01.01.16
15. Motorización pata.....	1.01.02
16. Perspectiva estallada.....	1.01.02.S1
17. Barra roscada patas.....	1.01.02.01
18. Sujeción motor patas.....	1.01.02.03
19. Monitorización.....	1.01.03
20. Perspectiva estallada.....	1.01.03.S1

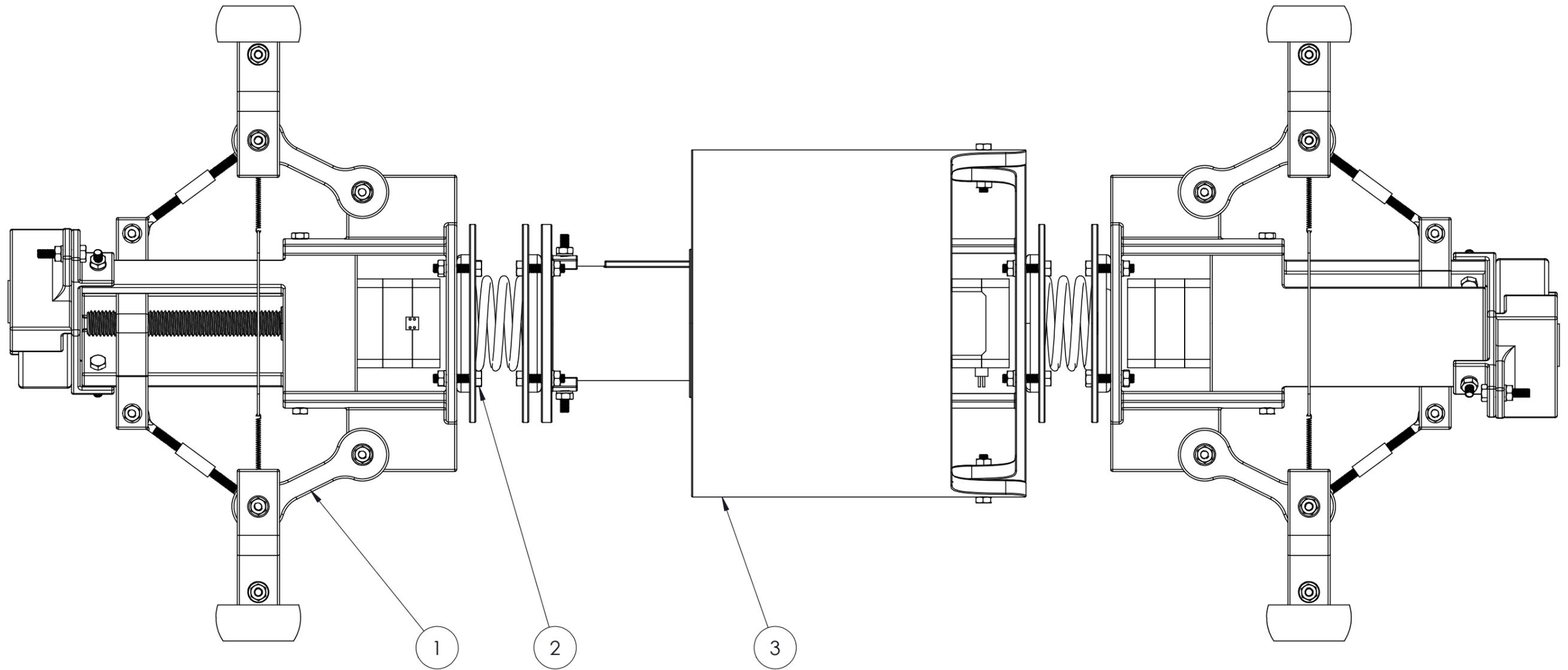


21. Fijación cámara.....	1.01.03.02
22. Soporte cámara.....	1.01.03.03
23. Acoplamiento.....	1.02
24. Perspectiva estallada.....	1.02.S1
25. Aro flexible acoplamiento.....	1.02.01
26. Aro rígido acoplamiento.....	1.02.02
27. Resorte acoplamiento.....	1.02.03
28. Módulo central.....	1.03
29. Perspectiva estallada.....	1.03.S1
30. Soporte motor.....	1.03.02
31. Soporte móvil.....	1.03.03
32. Sujeción motor.....	1.03.05
33. Cobertura electrónica.....	1.03.06
34. Soporte resorte.....	1.03.07
35. Barra roscada central.....	1.03.09

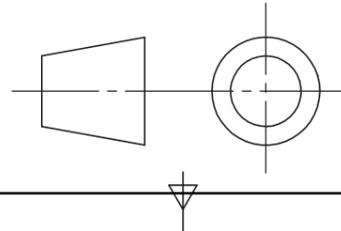


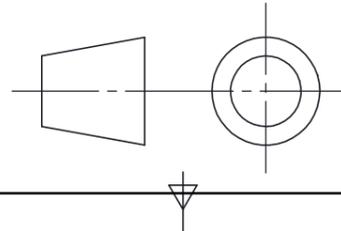
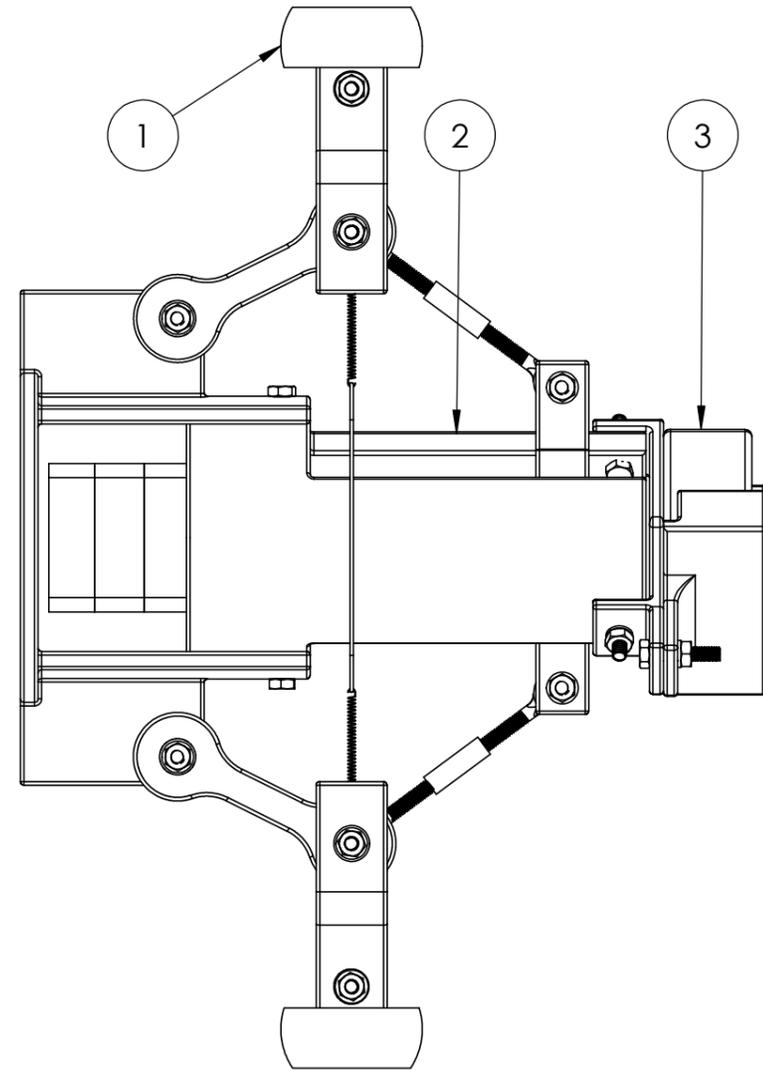
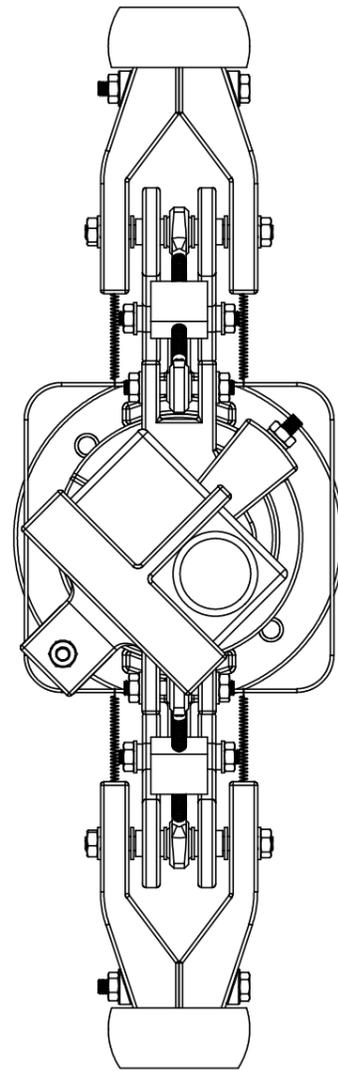
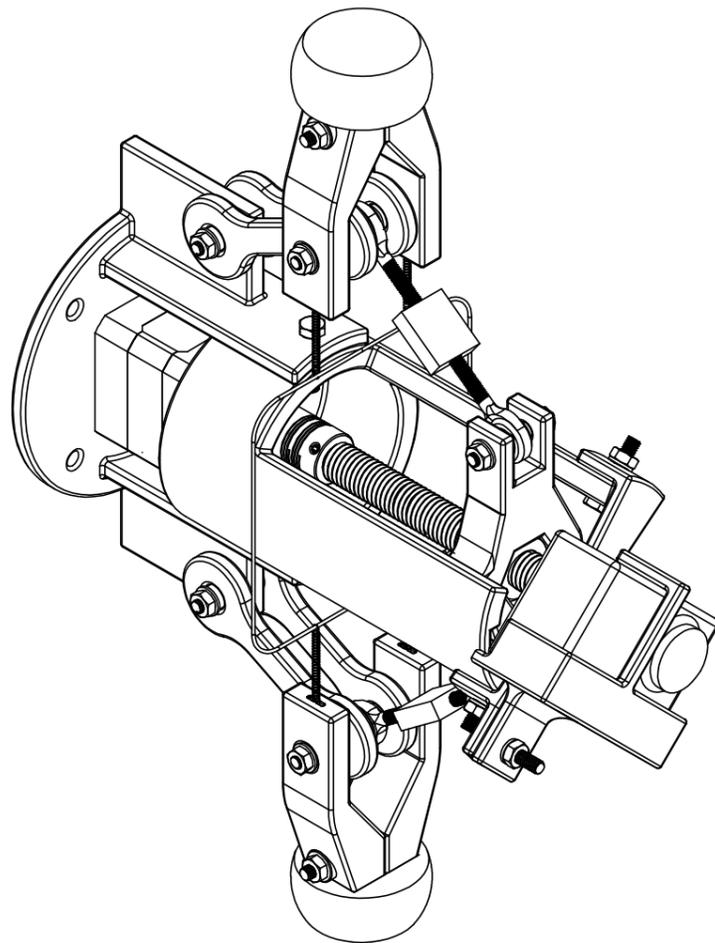
1. Introducción

En este anexo se definen dimensional, geométrica y superficialmente las piezas diseñadas y que precisan de elaboración total o parcial (no comercializadas, al menos, en su estado final). Además, se aclara la disposición de cada uno de los componentes en el conjunto, así como sus materiales. Además, de las piezas no detalladas (por ser proveídas o adquiridas en un estado listo para el montaje), se especifica en cada caso el material (a no ser que sean componentes compuestos) y la designación o norma.



3	1	módulo central		
2	2	acoplamiento		
1	2	módulo de patas		
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
		Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre		Adrián		
Apellidos		Rodríguez Lorenzo		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA:		Conjunto:		Conjunto Nº:
1:2		ROV		1.00
		Título:		Plano Nº:
		CONJUNTO		1.00

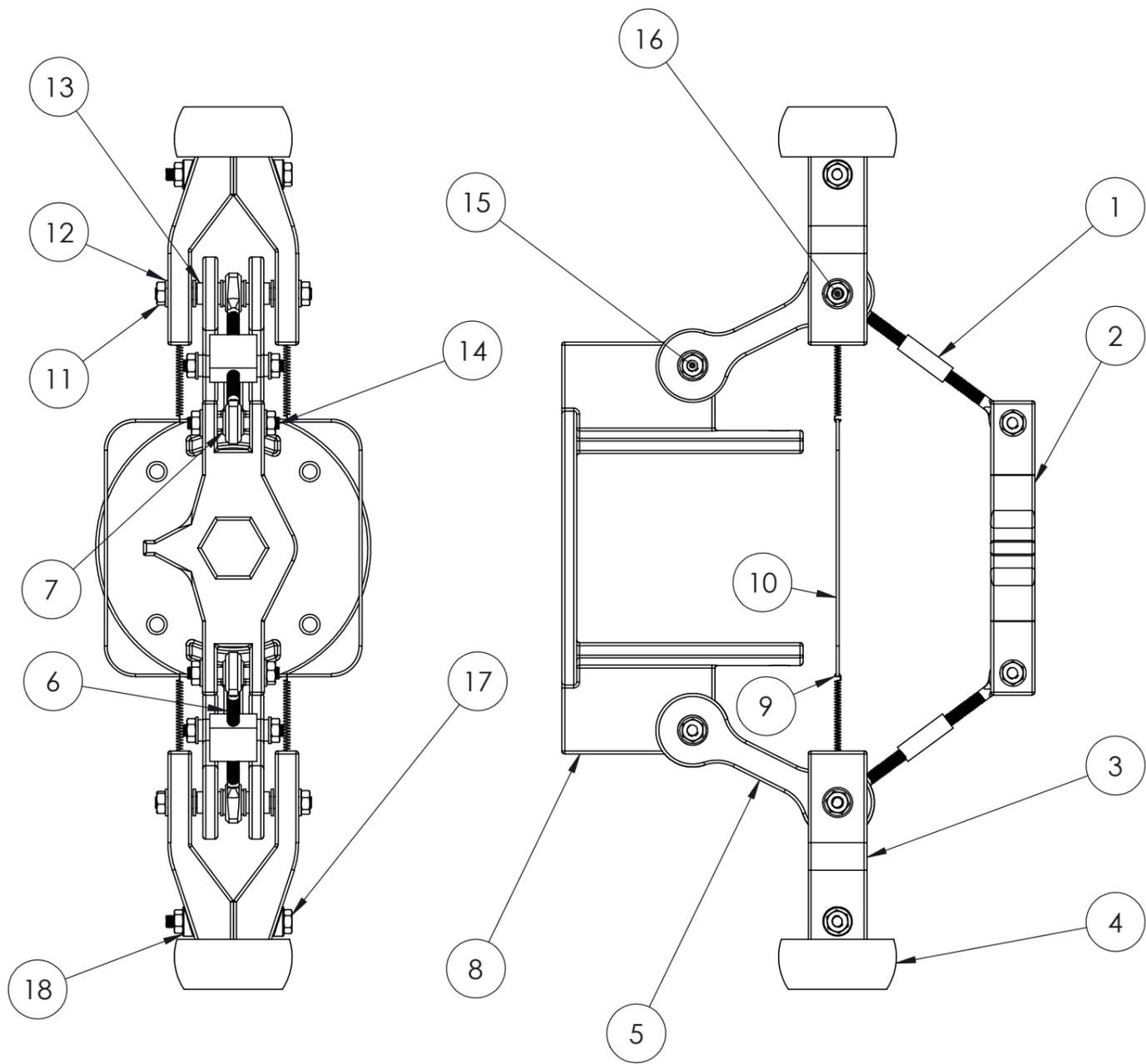




3	1	monitorización		
2	1	motorización pata		
1	1	pata		
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
Nombre		Fecha	03/2020	
Apellidos		Adrián		
Id. s. normas		Rodríguez Lorenzo		
ESCALA:		Conjunto:		Conjunto Nº: 1.00
1:2		Título:		Plano Nº: 1.01
		ROV		
		MÓDULO DE PATAS		



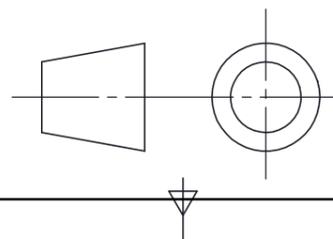
ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Grado en Ingeniería Mecánica
Universidad de La Laguna

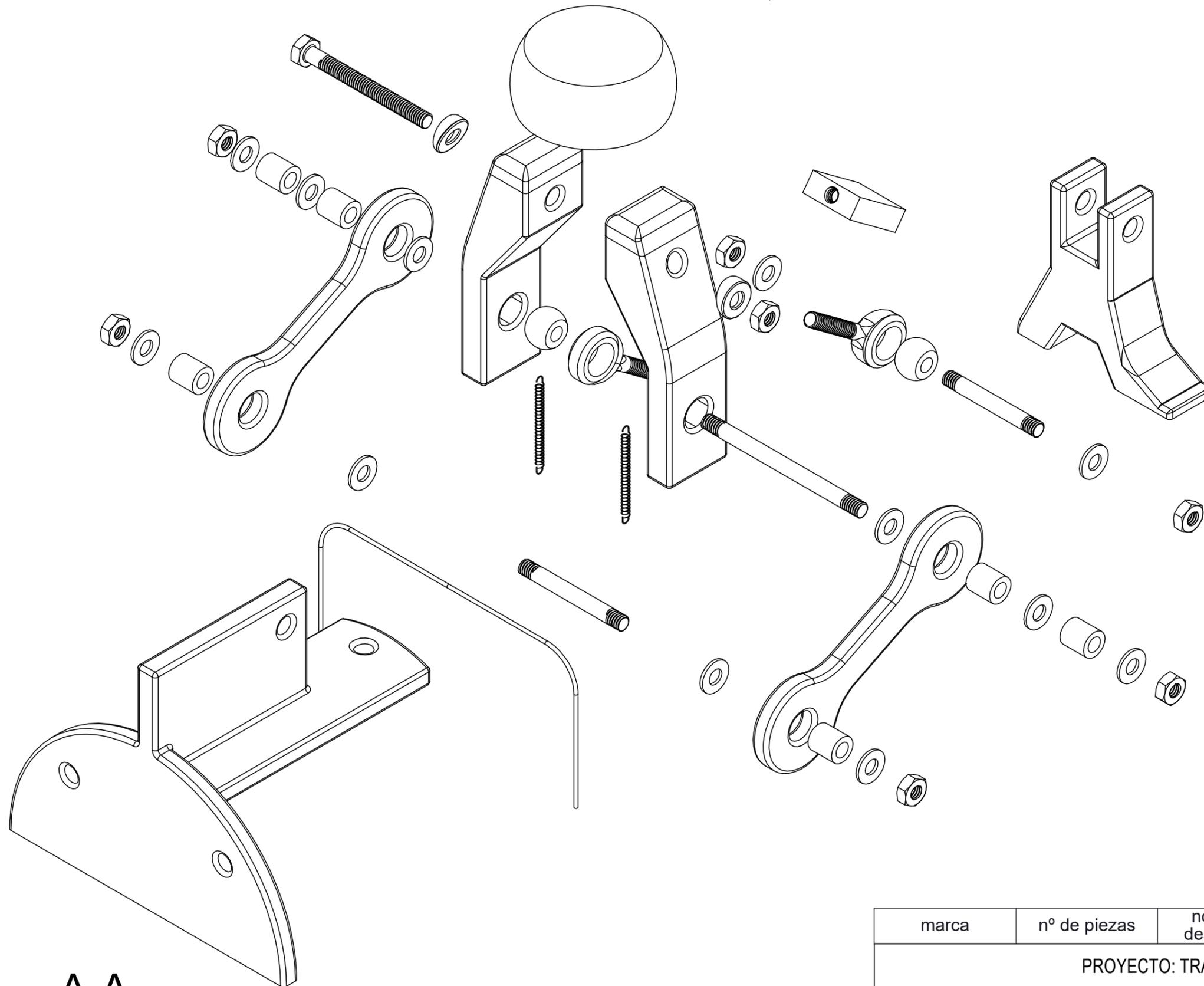


18	4	arandela nailon	STANDERS 27611z	∅4 (nailon)
17	2	tornillo largo	DIN 933 (ISO 4017)	M4x40 - A4 (AISI 304)
16	2	barra unión B		(AISI 304 o 1038)
15	2	barra unión A		(AISI 304 o 1038)
14	2	barra unión C		(AISI 304 o 1038)
13	12	casquillo bronce	GGB-BP25	(bronce sinterizado - aceite MT100)
12	24	arandela	DIN 125 (ISO 7089)	∅4 - A4 (AISI 304)
11	14	tuerca M4	DIN 934 (ISO 4032)	M4 (AISI 304)
10	1	alambre de posición		(AISI 304)
9	4	resorte de extensión	U.022.020.0080.A	(ASTM A228)
8	1	cobertura motor patas		(policarbonato)
7	4	cabeza articulación TSMR parte 2	TSM.R 4	(AISI 440 C)
6	4	cabeza articulación TSMR parte 1	TSM.R 4	(AISI 304)
5	4	pata 1		(policarbonato)
4	2	PAD		(caucho SBR)
3	4	acoplamiento rígido PAD parte		(policarbonato)
2	1	soporte móvil patas		(policarbonato)
1	2	load cell	FSSM-200N	(AISI 304)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)

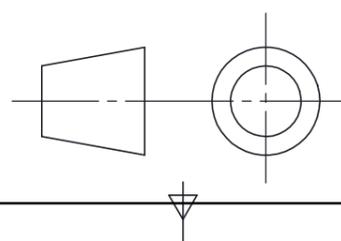
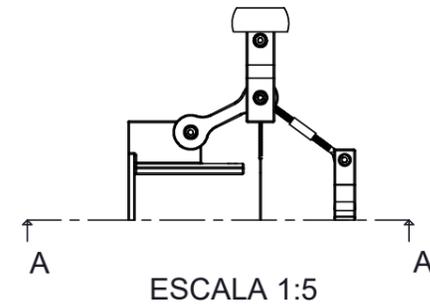
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO

Nombre	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	Adrián Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto	MÓDULO DE PATAS	Subconjunto Nº:	1.01.00
1:2	Título:	PATA	Plano Nº:	1.01.01

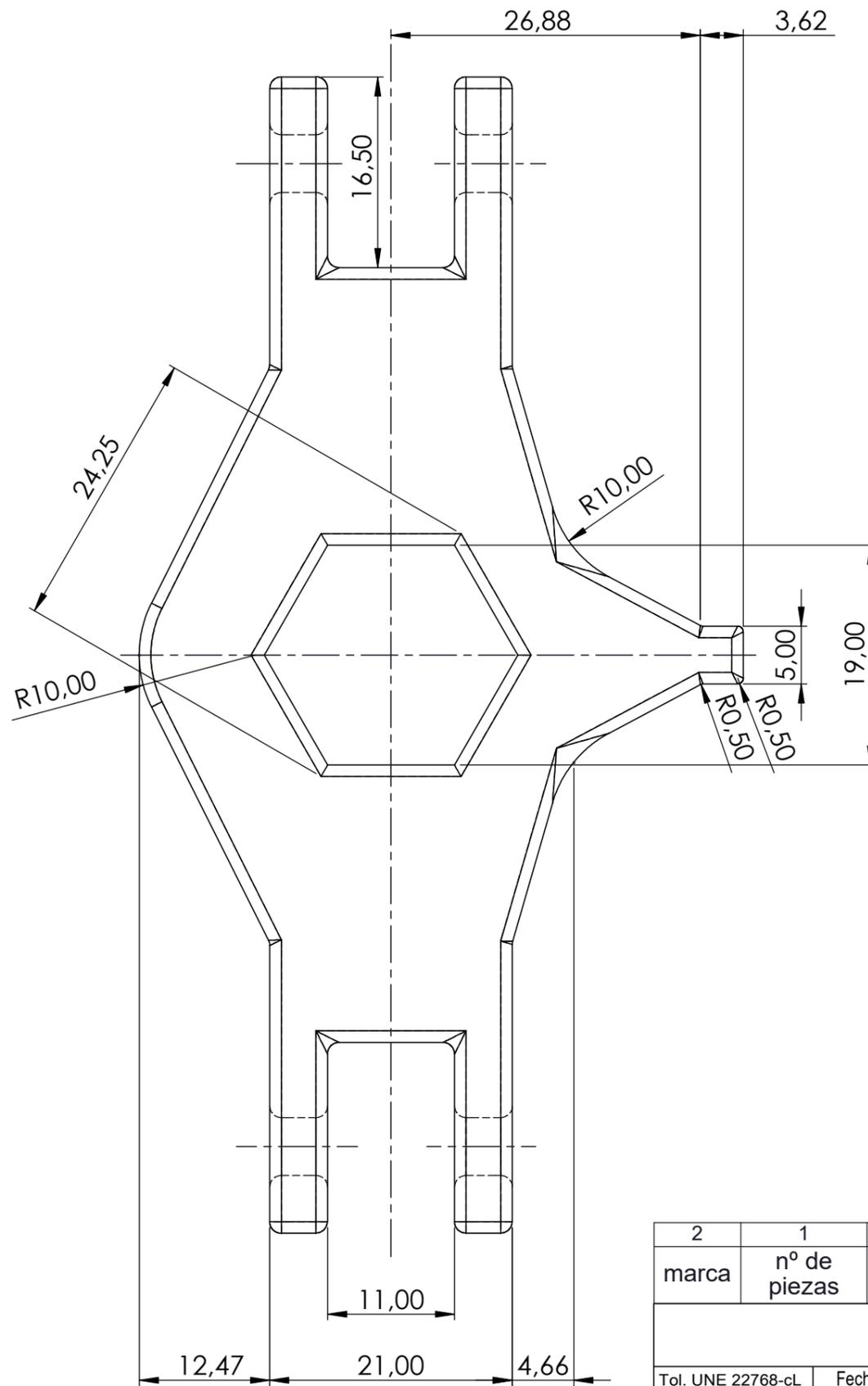
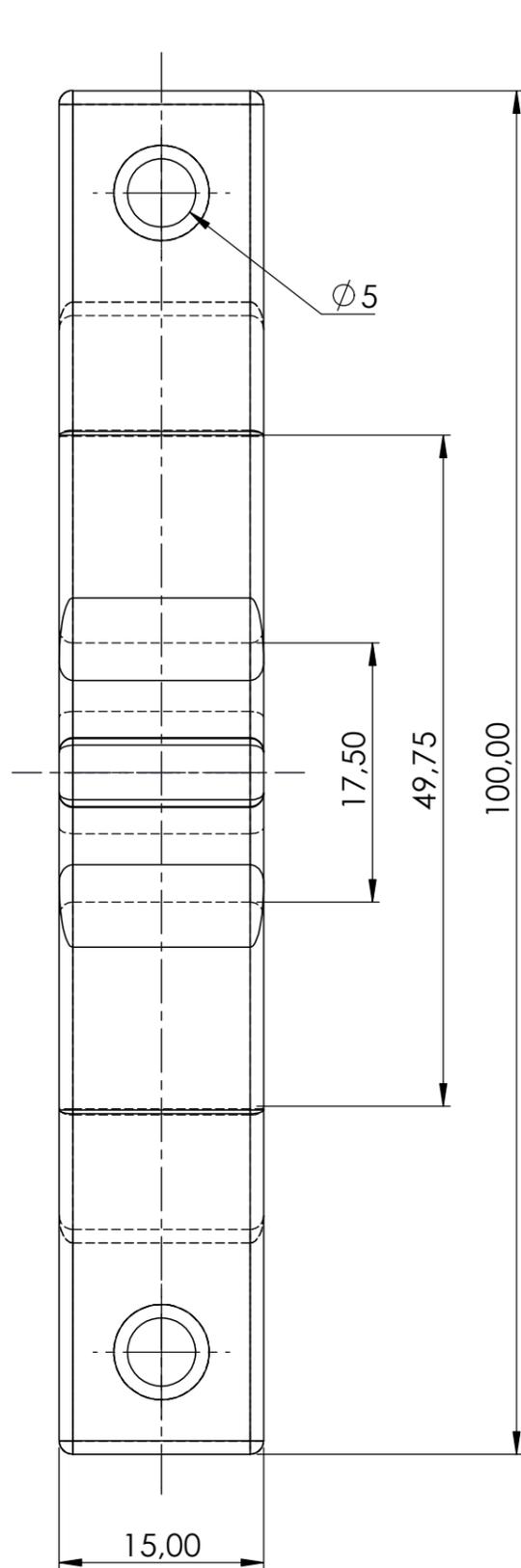




A-A

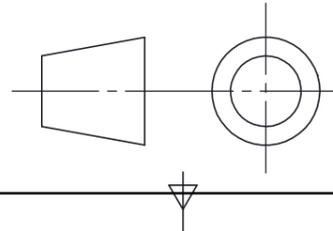


marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
Nombre	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	Adrián			
Id. s. normas	Rodríguez Lorenzo			
ESCALA:	Subconjunto:		PATA	Subconjunto Nº: 1.01.01.00
S/E	Título: PERSPECTIVA ESTALLADA CORTADA			Plano Nº: 1.01.01.S1

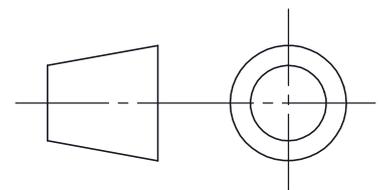


Todos los radios de empalme 1mm

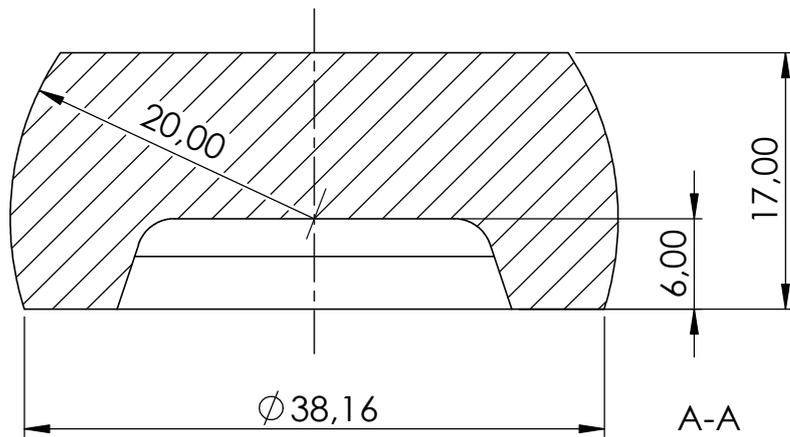
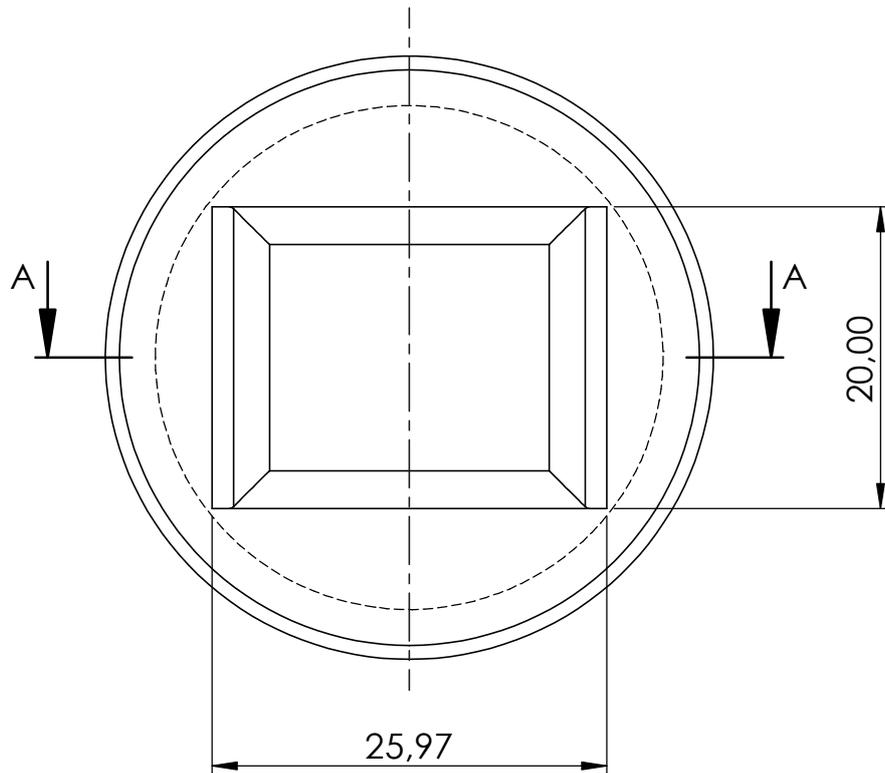
√N10
En todas las superficies



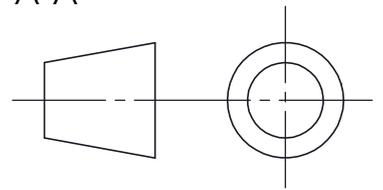
2	1	soporte móvil patas		(policarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
ToI. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:		PATA	Subconjunto Nº: 1.01.01.00
2:1	Título:		SOPORTE MÓVIL PATAS	Plano Nº: 1.01.01.02

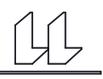


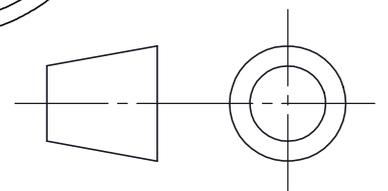
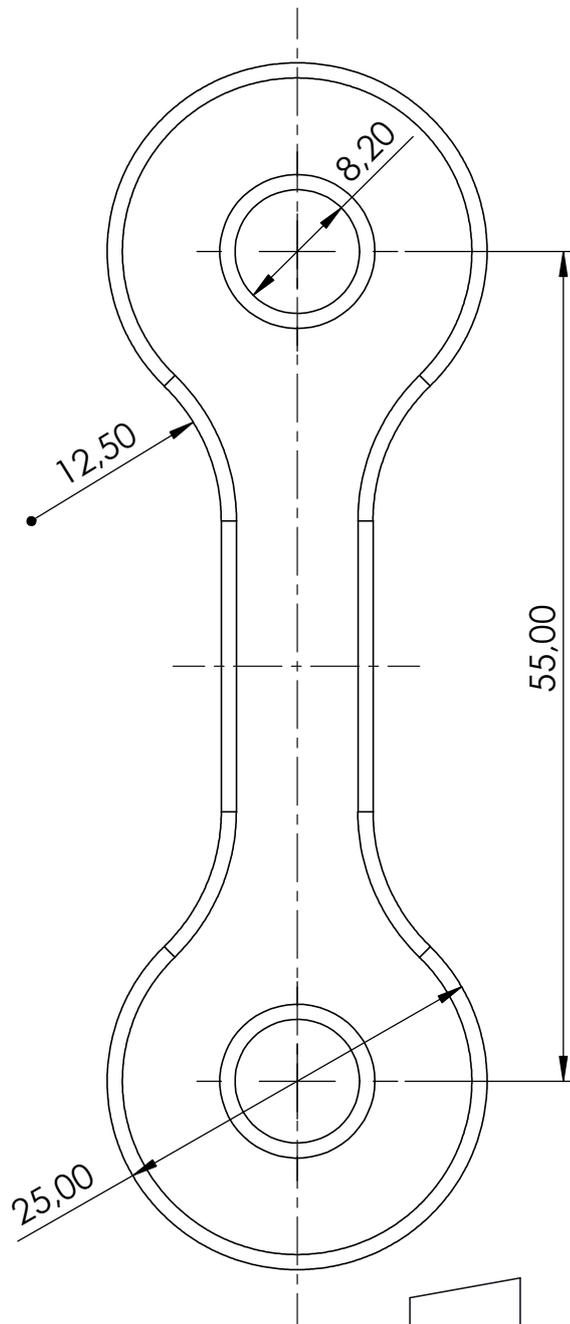
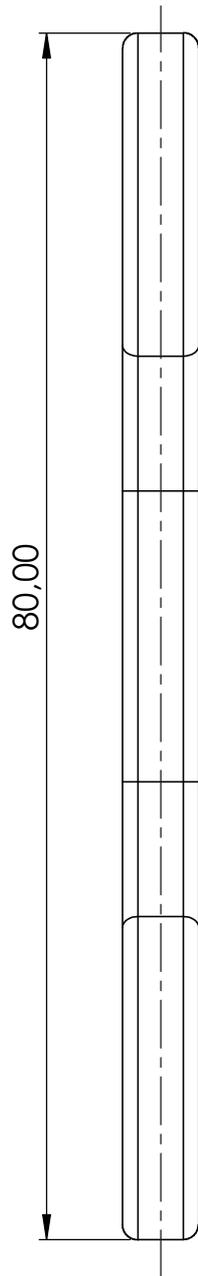
3	4	acoplamiento rígido PAD parte		(policarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:		Subconjunto Nº:	1.01.01.00
S/E	Título: PATA ACOPLAMIENTO RÍGIDO PAD PARTE		Plano Nº:	1.01.01.03



√N8
En todas las superficies



4	2	PAD		(caucho SBR)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	norma/design	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
Tol. UNE 22768-mK	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	PATA	Subconjunto Nº:	1.01.01.00
2:1	Título:	PAD	Plano Nº:	1.01.01.04

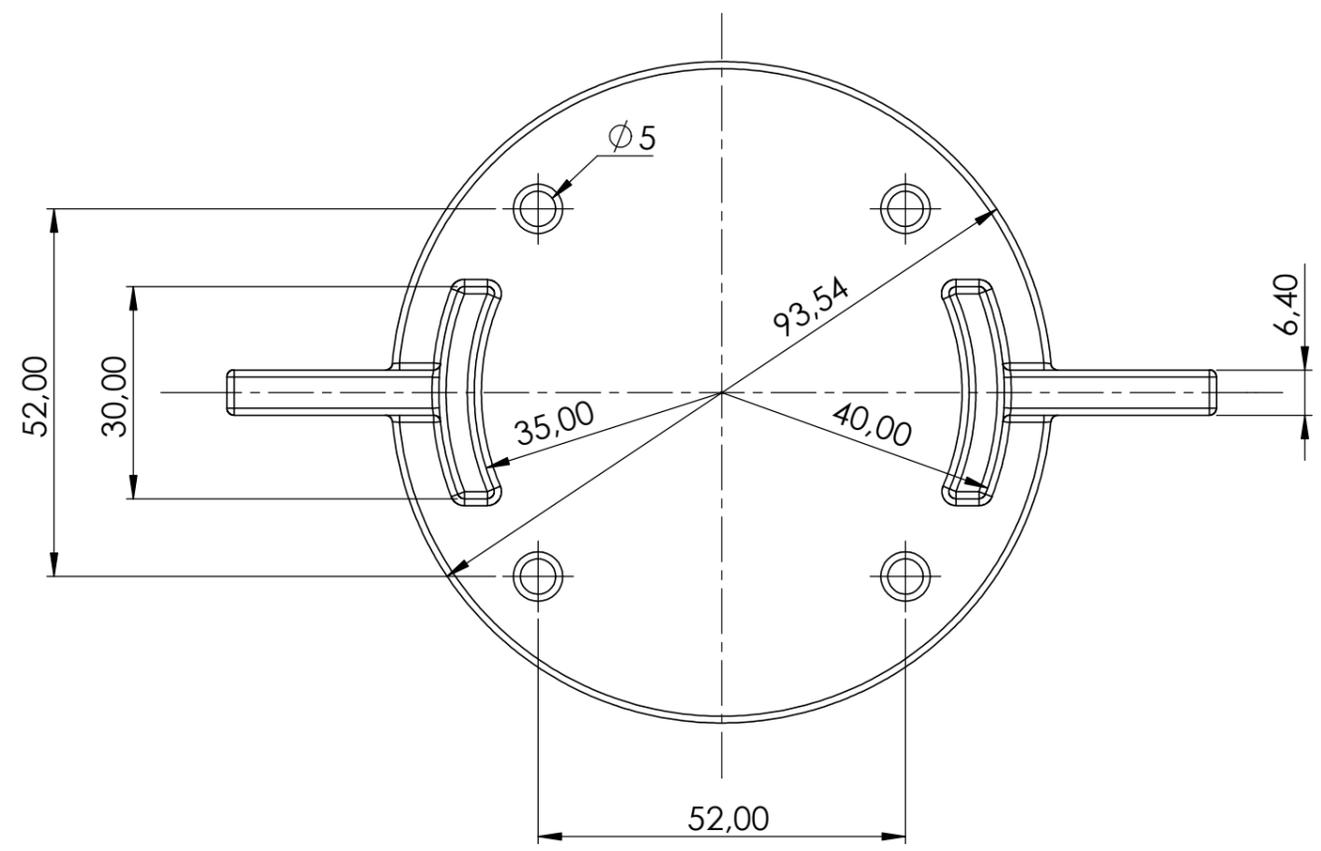
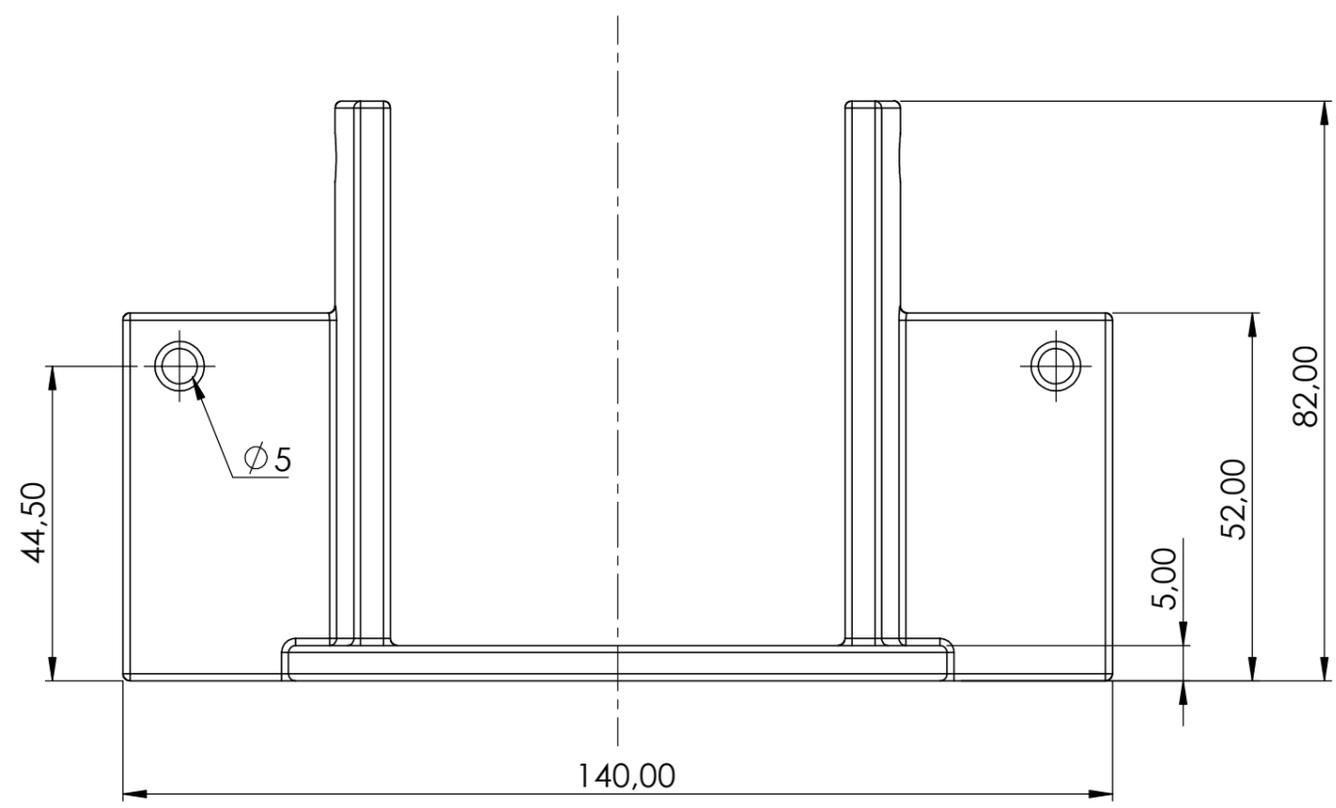


√ N10

En todas las superficies

Todos los radios de empalme 1mm

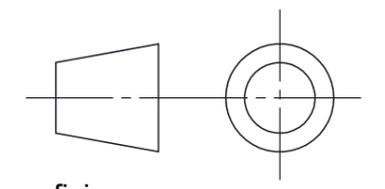
5	4	pata 1		(polycarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
ToI. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	PATA		Subconjunto Nº: 1.01.01.00
2:1	Título:	PATA 1		Plano Nº: 1.01.01.05



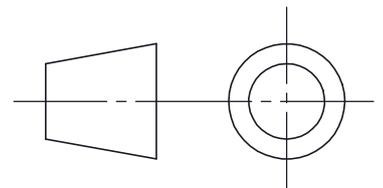
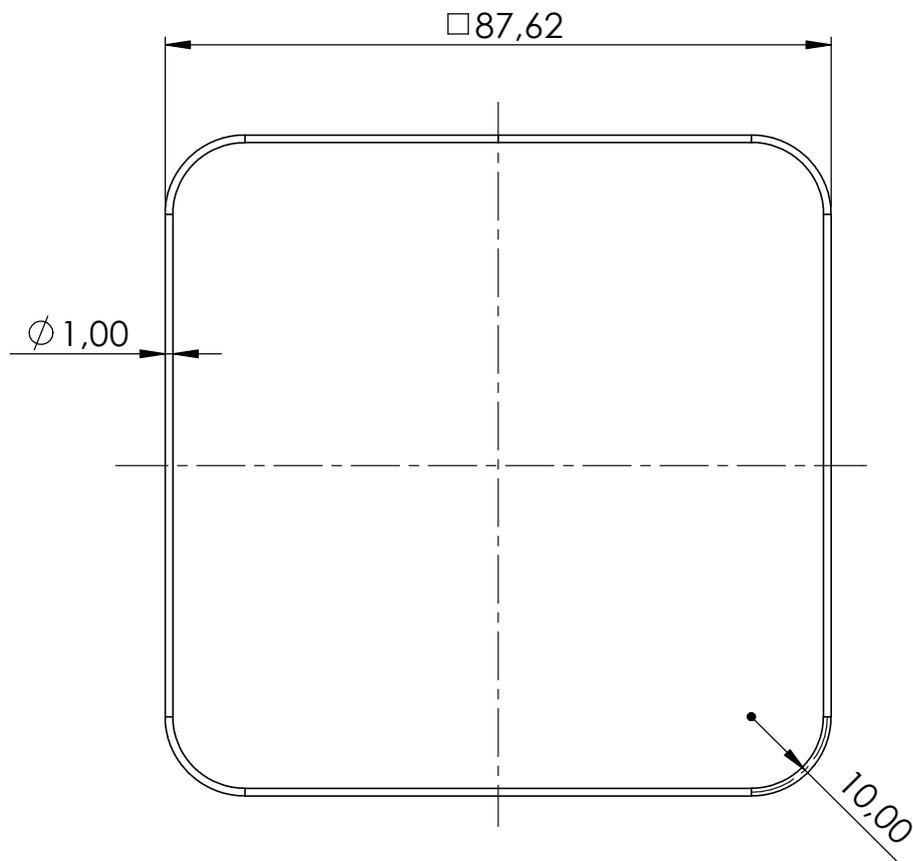
Todos los radios de empalme 1mm

✓ N10

En todas las superficies

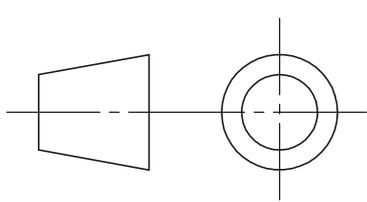
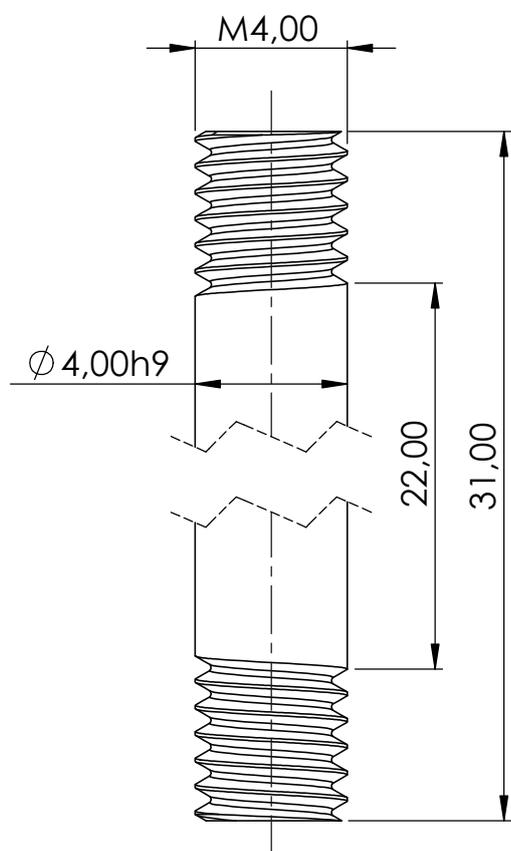


8	1	cobertura motor patas		(policarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
Toi. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020		 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:		PATA	Subconjunto Nº: 1.01.01.00
1:1	Título:		COBERTURA MOTOR PATAS	Plano Nº: 1.01.01.08



√ N8
En todas las superficies

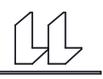
10	1	alambre de posición		(AISI 304)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
Tol. UNE 22768-mK	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:		Subconjunto Nº:	1.01.01.00
1:1	Título:		Plano Nº:	1.01.01.10
	PATA			
	ALAMBRE DE POSICIÓN			



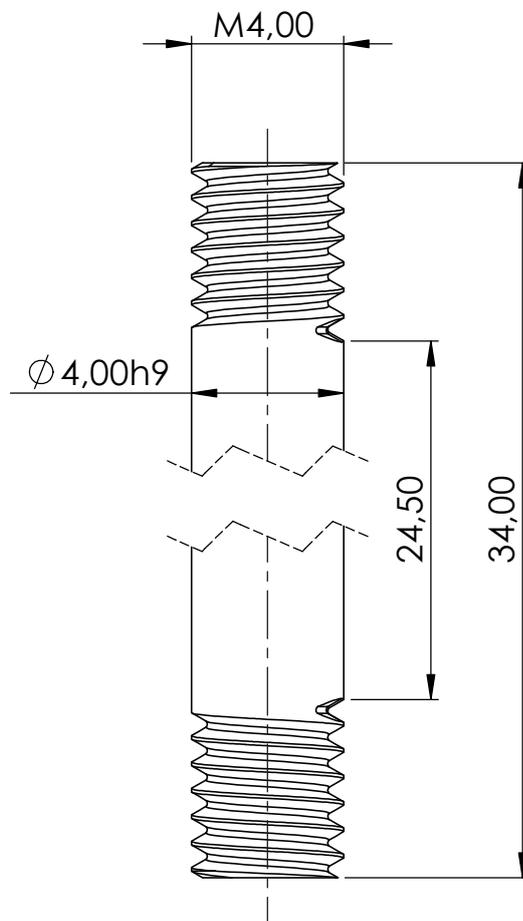
✓ N6
En todas las superficies

14	2	barra unión C		(AISI 304 o 1038)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)

PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO

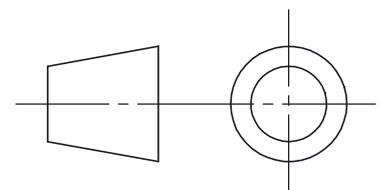
ToI. UNE 22768-mK	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA: 5:1	Subconjunto:	PATA	Subconjunto Nº:	1.01.01.00
	Título:	BARRA UNIÓN C	Plano Nº:	1.01.01.14

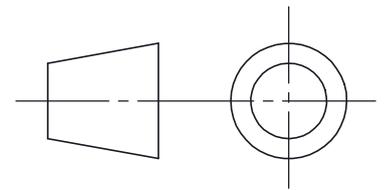
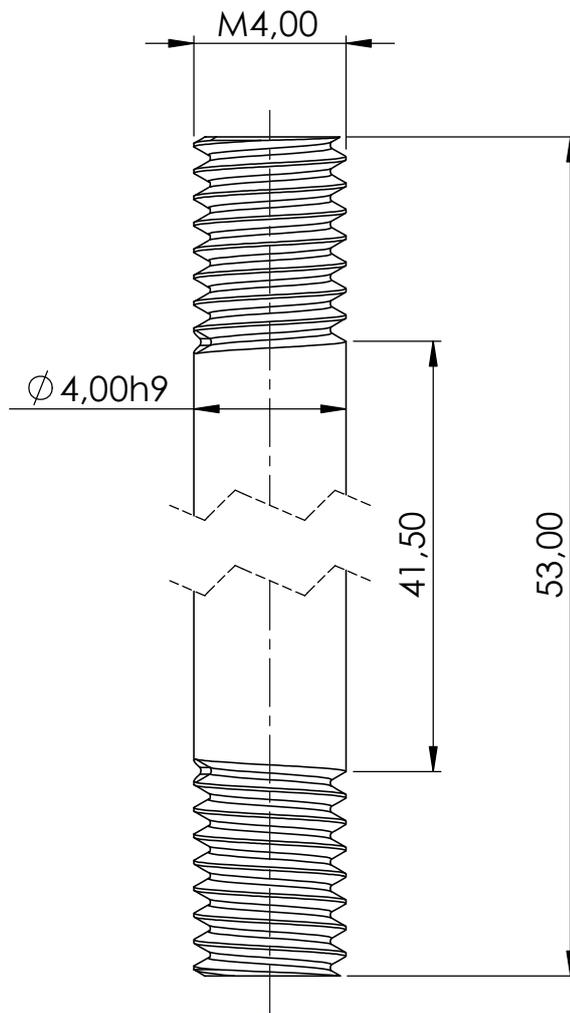


✓ N6

En todas las superficies

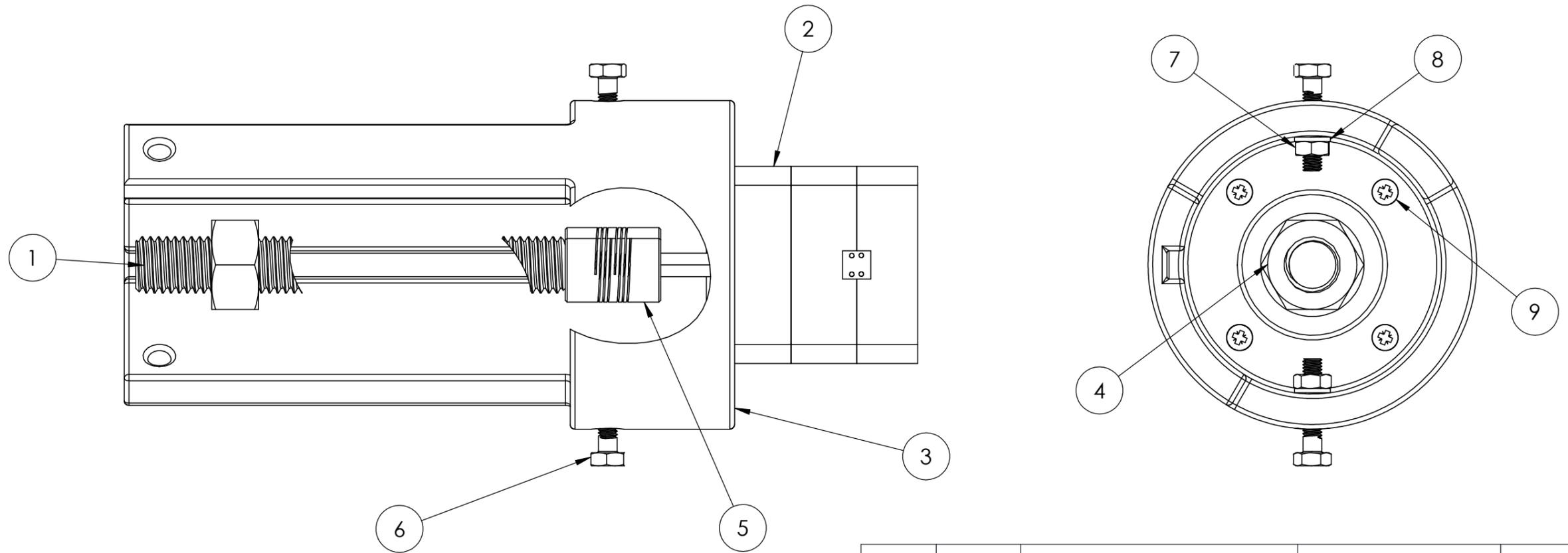


15	2	barra unión A		(AISI 304 o 1038)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
Tol. UNE 22768-mK	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	PATA		Subconjunto Nº: 1.01.01.00
5:1	Título:	BARRA UNIÓN A		Plano Nº: 1.01.01.15



√ N6
En todas las superficies

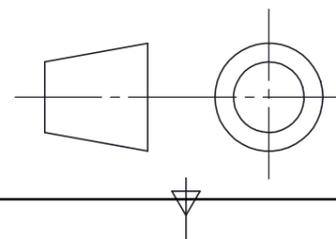
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
16	2	barra unión B		(AISI 304 o 1038)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
ToI. UNE 22768-mK	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	PATA		Subconjunto Nº: 1.01.01.00
5:1	Título:	BARRA UNIÓN B		Plano Nº: 1.01.01.16

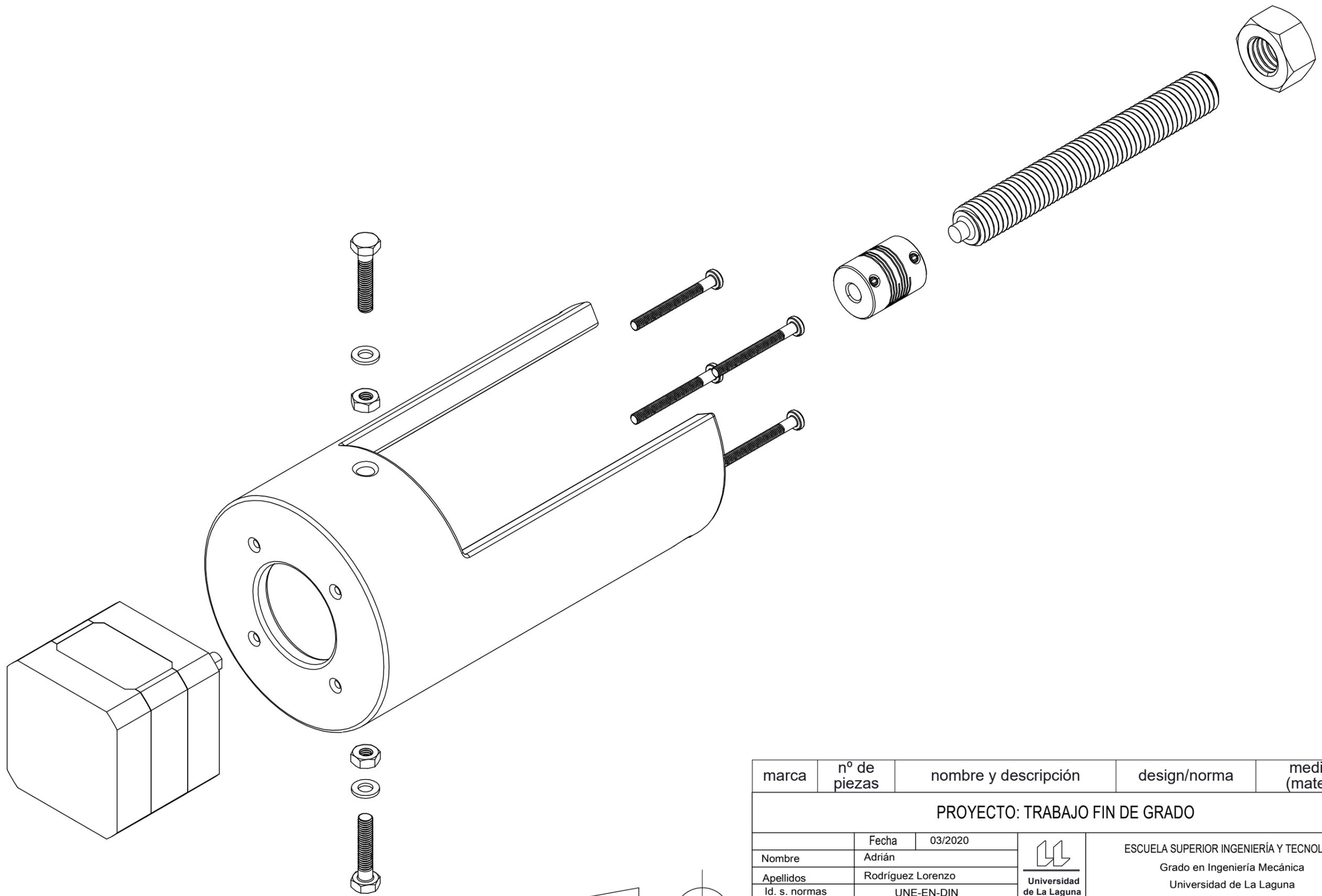


9	4	tornillo M3	DIN 7985 (ISO 7045)	M3x30 - A4 (AISI 304)
8	2	arandela grower	DIN 127	∅4 - A4 (AISI 304)
7	2	tuerca M4	DIN 934 (ISO 4032)	M4 (AISI 304)
6	2	tornillo	DIN 933 (ISO 4017)	M4x20 - A4 (AISI 304)
5	1	acoplamiento helicoidal	PSMR16-5-5-SS	(AISI 303)
4	1	tuerca M12	DIN 934 (ISO 4032)	M12 (AISI 304)
3	1	sujeción motor patas		(policarbonato)
2	1	motor paso a paso	PK244-02A-C58	
1	1	barra roscada patas		(AISI 304)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)

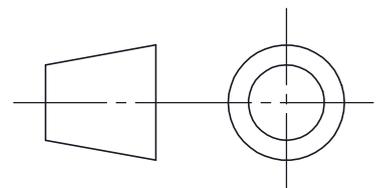
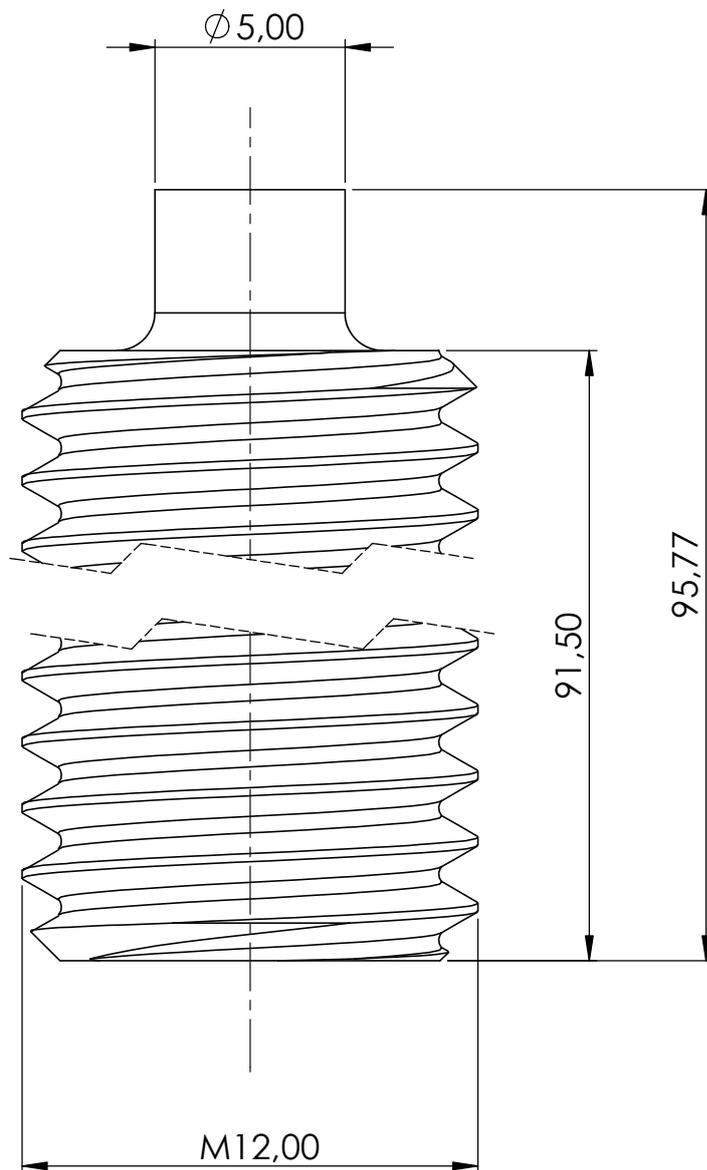
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO

Nombre	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	Adrián Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	MÓDULO DE PATAS	Subconjunto Nº:	1.01.00
1:1	Título:	MOTORIZACIÓN PATA	Plano Nº:	1.01.02



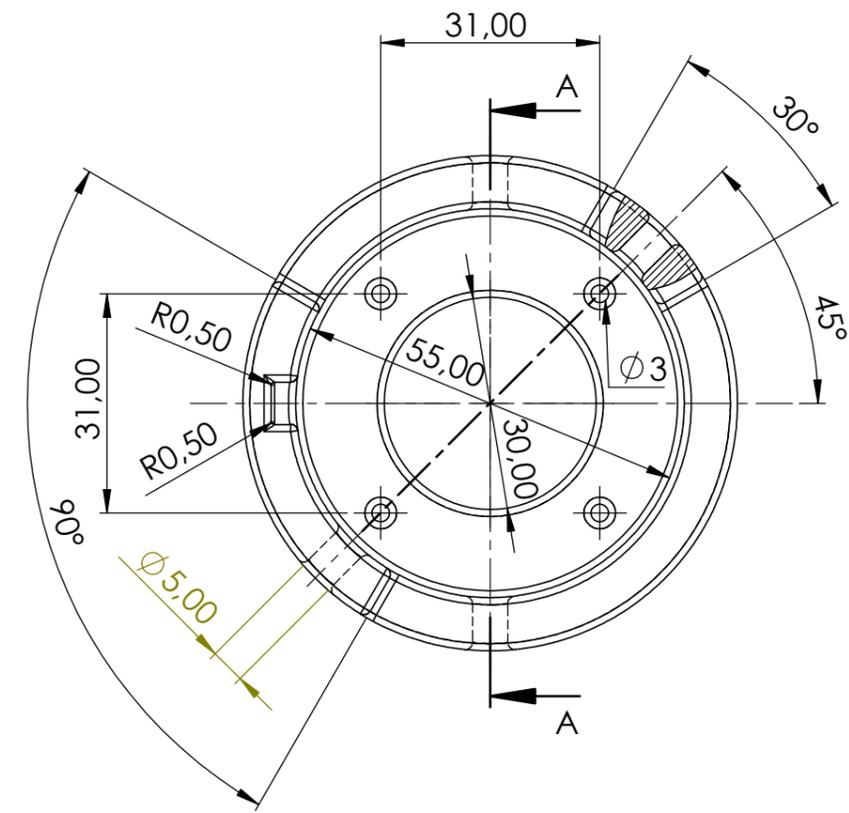
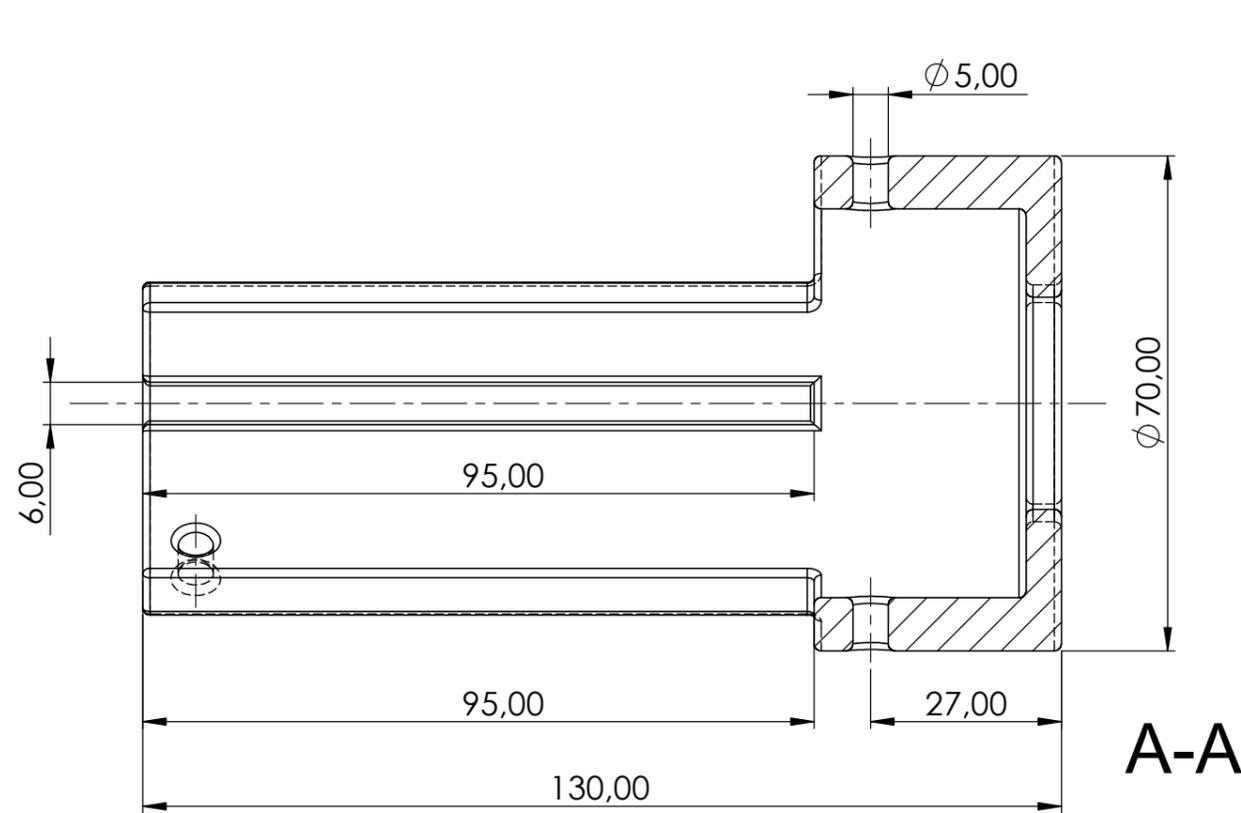


marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto: MOTORIZACIÓN PATA		Subconjunto Nº: 1.01.02.00	
S/E	Título: PERSPECTIVA ESTALLADA		Plano Nº: 1.01.02.S1	




N6
 En todas las superficies

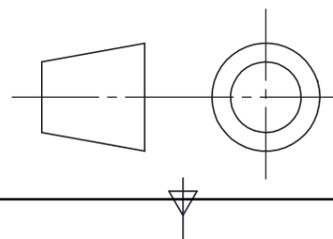
1	1	barra roscada patas		(AISI 304)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
ToI. UNE 22768-mK	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	MOTORIZACIÓN PATA	Subconjunto Nº:	1.01.02.00
5:1	Título:	BARRA ROSCADA PATAS	Plano Nº:	1.01.02.01

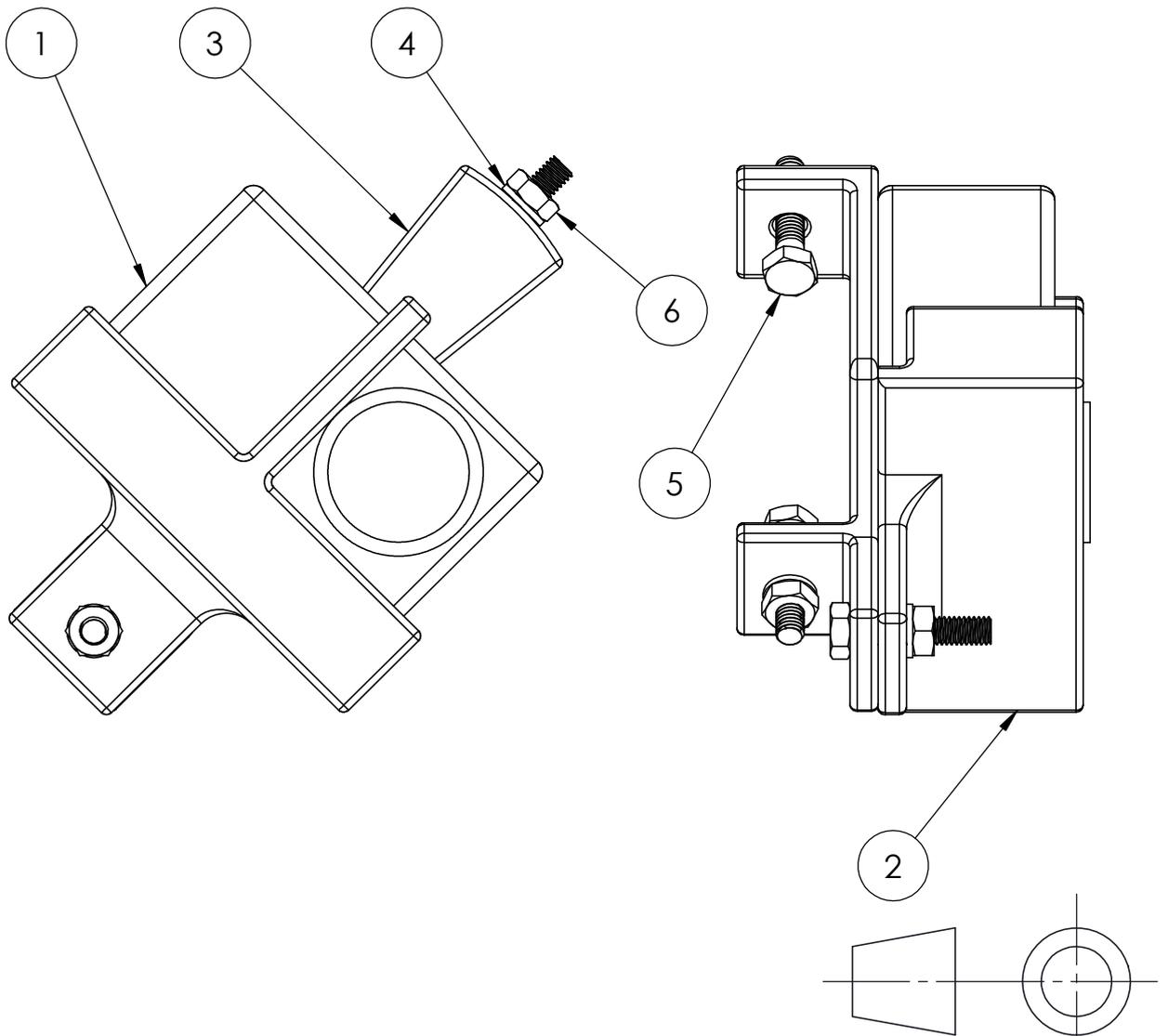


3	1	sujeción motor patas		(policarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
ToI. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto: MOTORIZACIÓN PATA		Subconjunto Nº: 1.01.02.00	
1:1	Título: SUJECIÓN MOTOR PATAS		Plano Nº: 1.01.02.03	

Todos los radios de empalme 1mm

√ N10
En todas las superficies

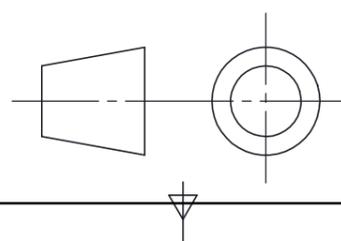
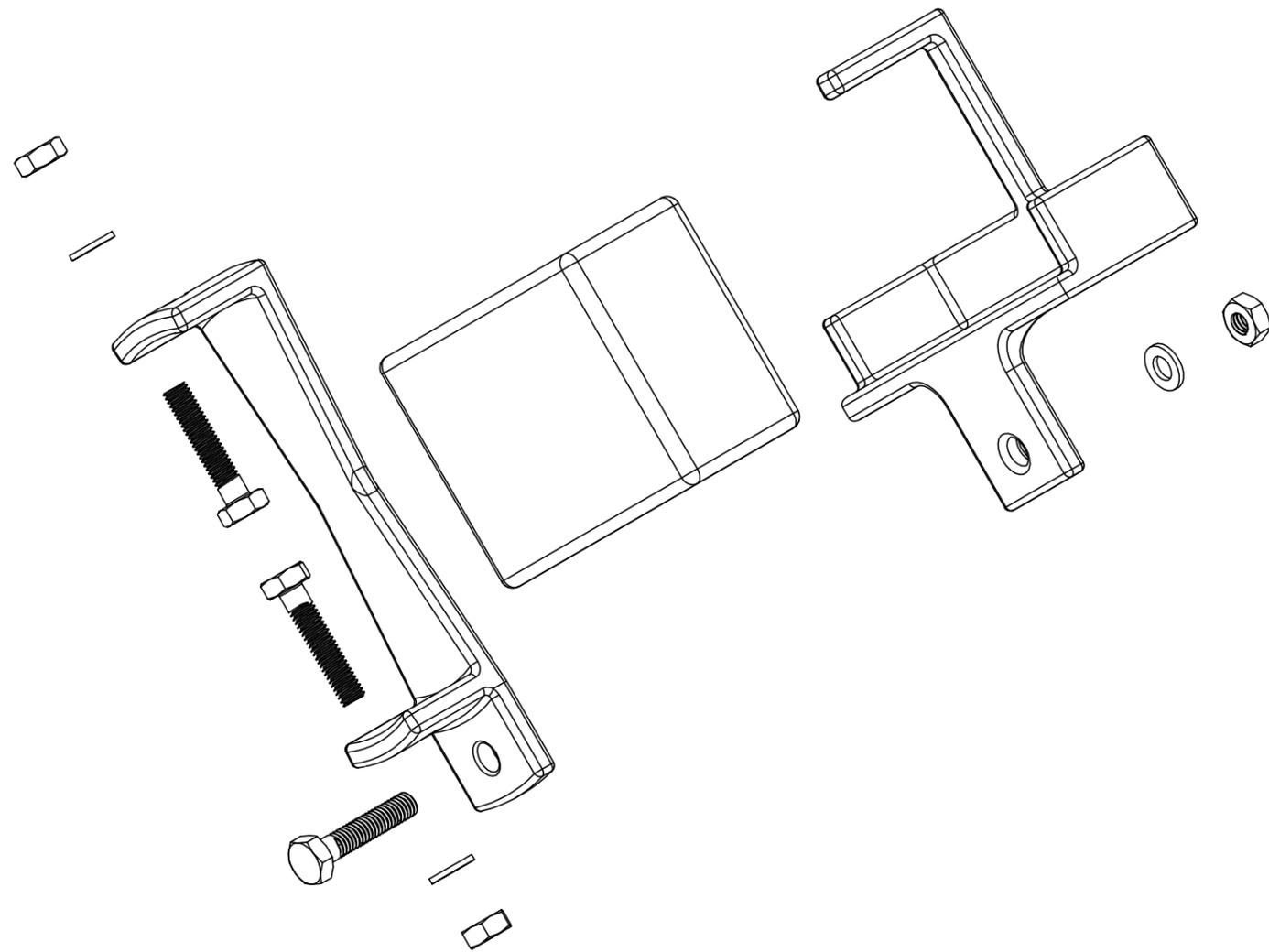




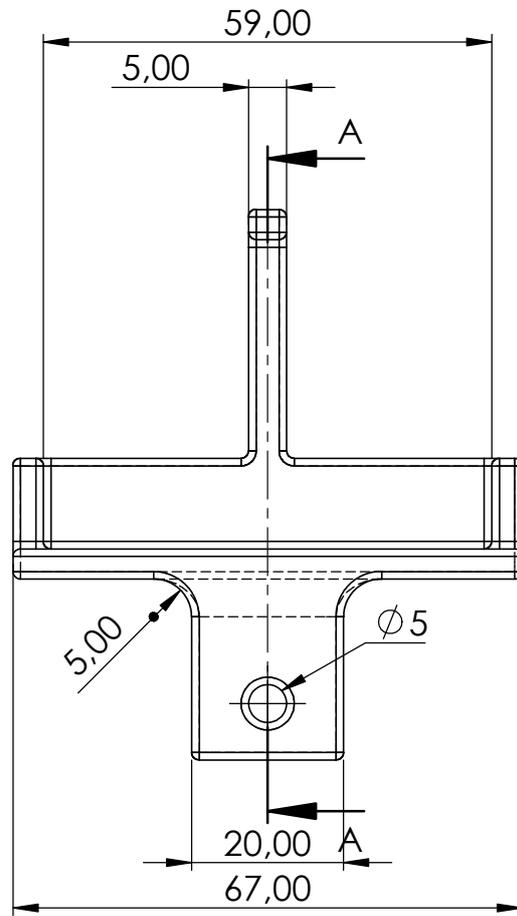
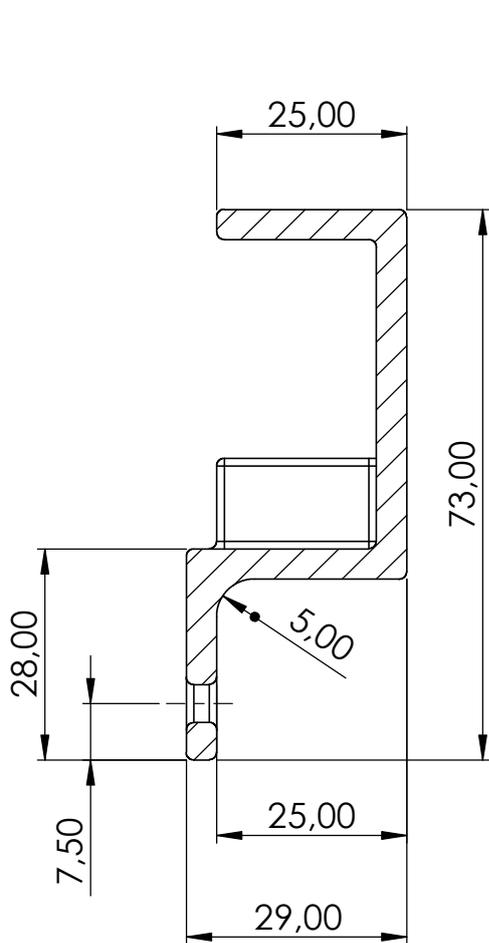
6	3	tuerca M4	DIN 934 (ISO 4032)	M4 (AISI 304)
5	3	tornillo	DIN 933 (ISO 4017)	M4x20 - A4 (AISI 304)
4	3	arandela grower	DIN 127	∅4 - A4 (AISI 304)
3	1	soporte cámara		(policarbonato)
2	1	fijación cámara		(policarbonato)
1	1	cámara	crosstour C7000 1080p wifi	
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)

PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO

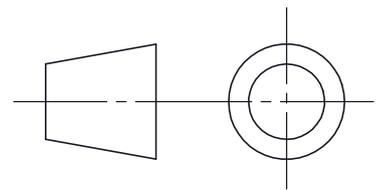
	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	MÓDULO DE PATAS	Subconjunto Nº:	1.01.00
1:1	Título:	MONITORIZACIÓN	Plano Nº:	1.01.03



marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto: MONITORIZACIÓN		Subconjunto Nº: 1.01.03.00	
S/E	Título: PERSPECTIVA ESTALLADA		Plano Nº: 1.01.03.S1	



A-A

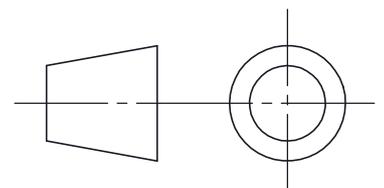
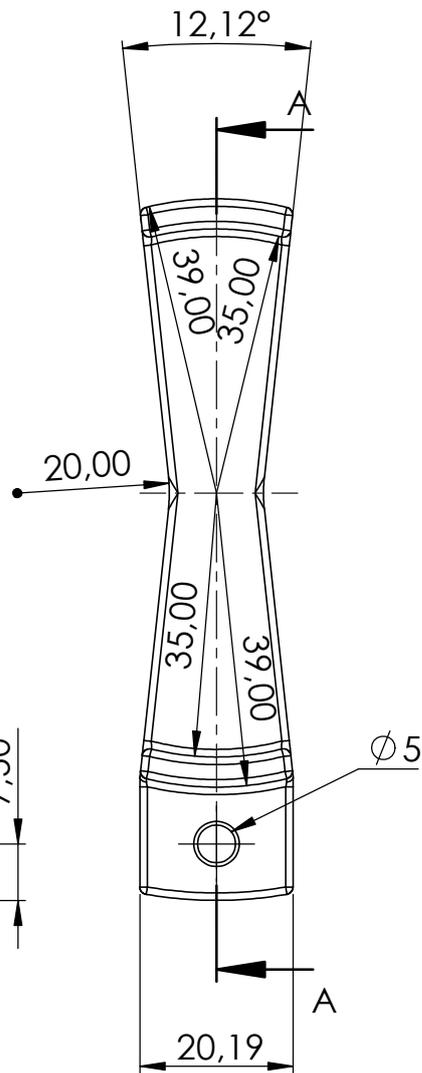
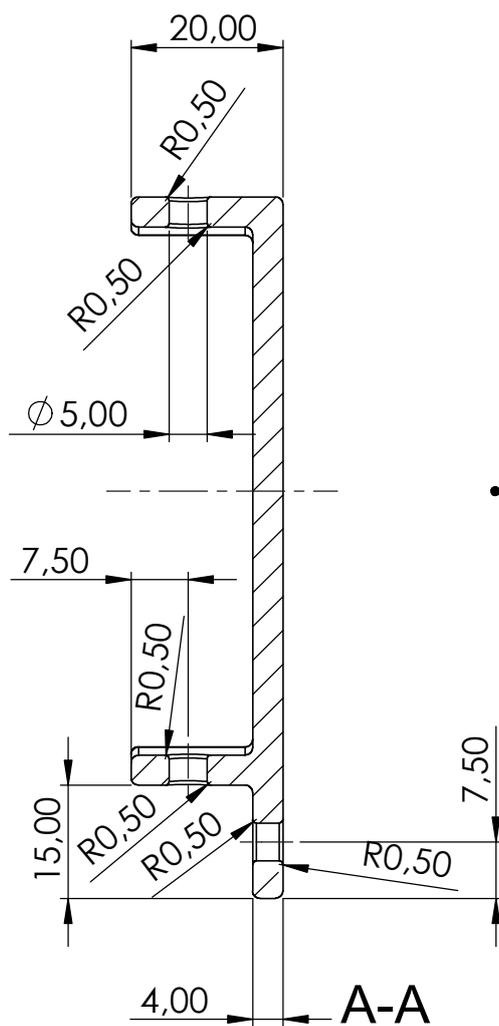


√ N10

En todas las superficies

Todos los radios de empalme 1mm

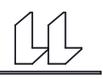
2	1	fijación cámara		(policarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
ToI. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	MONITORIZACIÓN	Subconjunto Nº:	1.01.03.00
1:1	Título:	FIJACIÓN CÁMARA	Plano Nº:	1.01.03.02

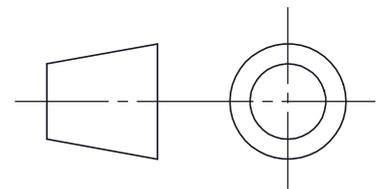
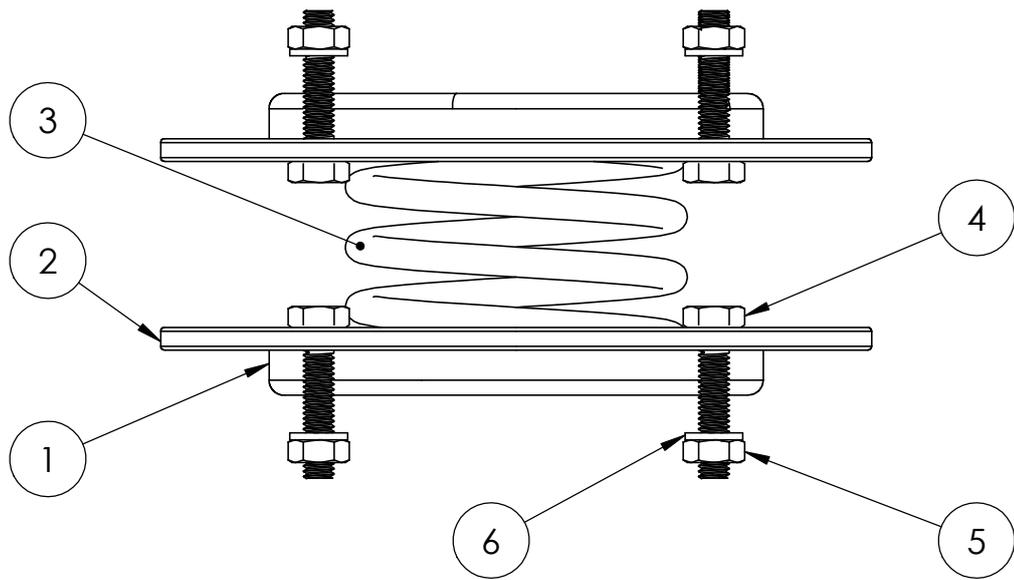


✓ N10

En todas las superficies

Todos los radios de empalme 1mm

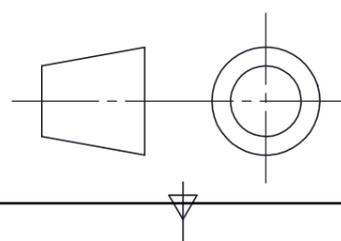
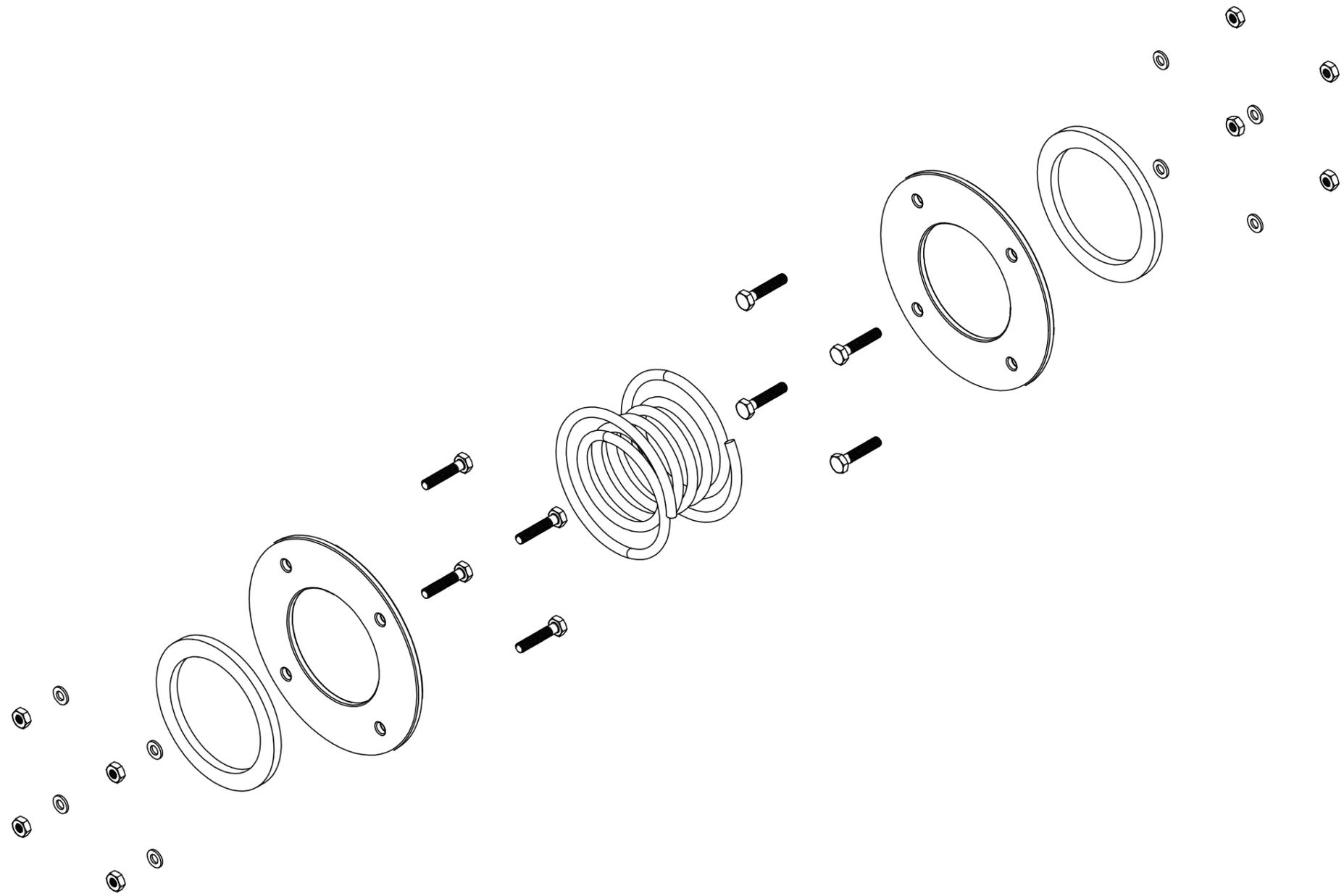
3	1	soporte cámara		(polycarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
ToI. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	MONITORIZACIÓN		Subconjunto Nº: 1.01.03.00
1:1	Título:	SOPORTE CÁMARA		Plano Nº: 1.01.03.03



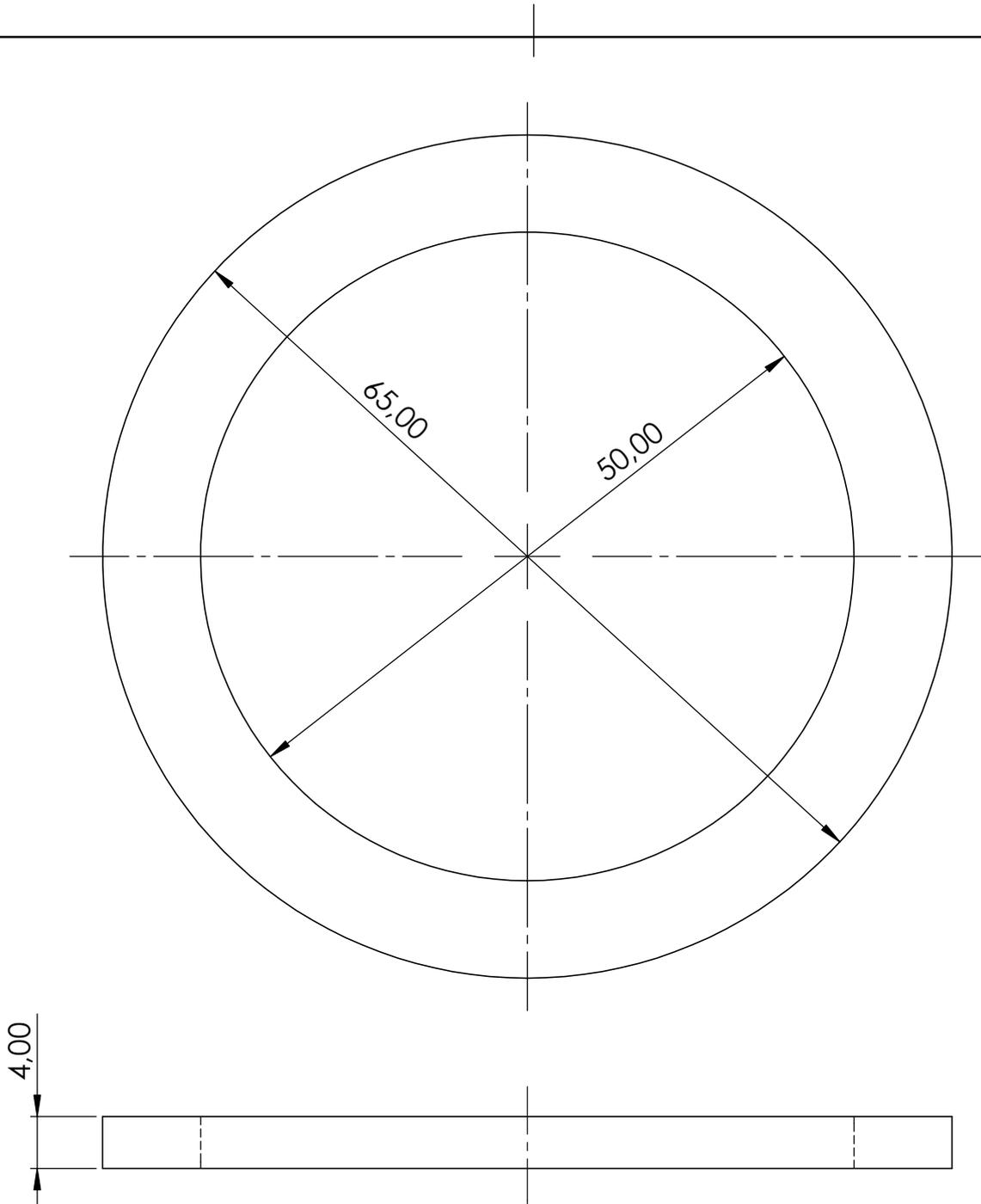
6	8	arandela grower	DIN 127	Ø4 - A4 (AISI 304)
5	8	tuerca M4	DIN 934 (ISO 4032)	M4 (AISI 304)
4	8	tornillo	DIN 933 (ISO 4017)	M4x20 - A4 (AISI 304)
3	1	resorte acoplamiento		(ASTM A228)
2	2	aro rígido acoplamiento		(policarbonato)
1	2	aro flexible acoplamiento		(caucho SBR)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)

PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO

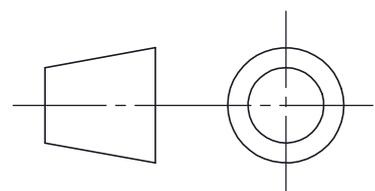
	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Conjunto:	ROV	Conjunto Nº:	1.00
1:1	Título:	ACOPLAMIENTO	Plano Nº:	1.02



marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto: ACOPLAMIENTO		Subconjunto Nº: 1.02.00	
S/E	Título: PERSPECTIVA ESTALLADA		Plano Nº: 1.02.S1	

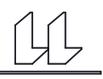


√ N8
En todas las superficies

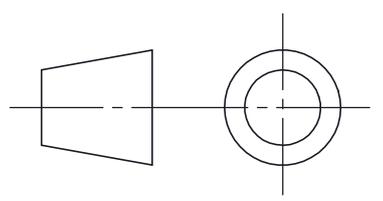
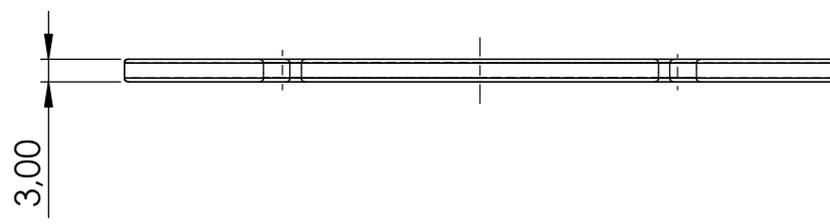
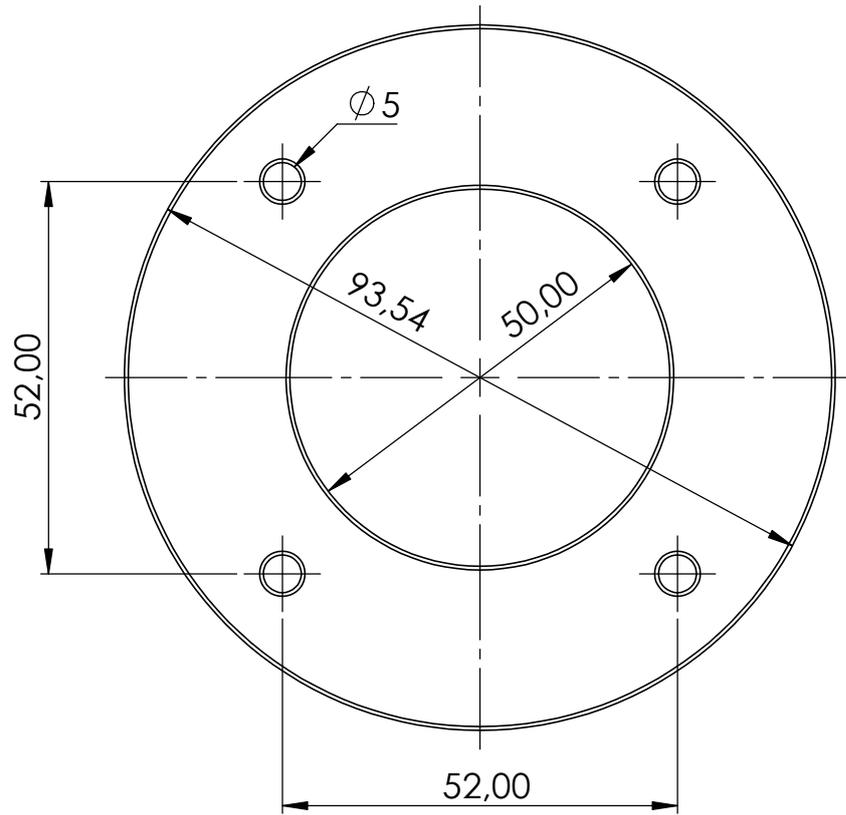


1	2	aro flexible acoplamiento		(caucho SBR)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)

PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO

Tol. UNE 22768-mK	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA: 2:1	Subconjunto:	ACOPLAMIENTO	Subconjunto Nº:	1.02.00
	Título:	ARO FLEXIBLE ACOPLAMIENTO	Plano Nº:	1.02.01



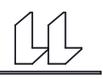
√ N10

En todas las superficies

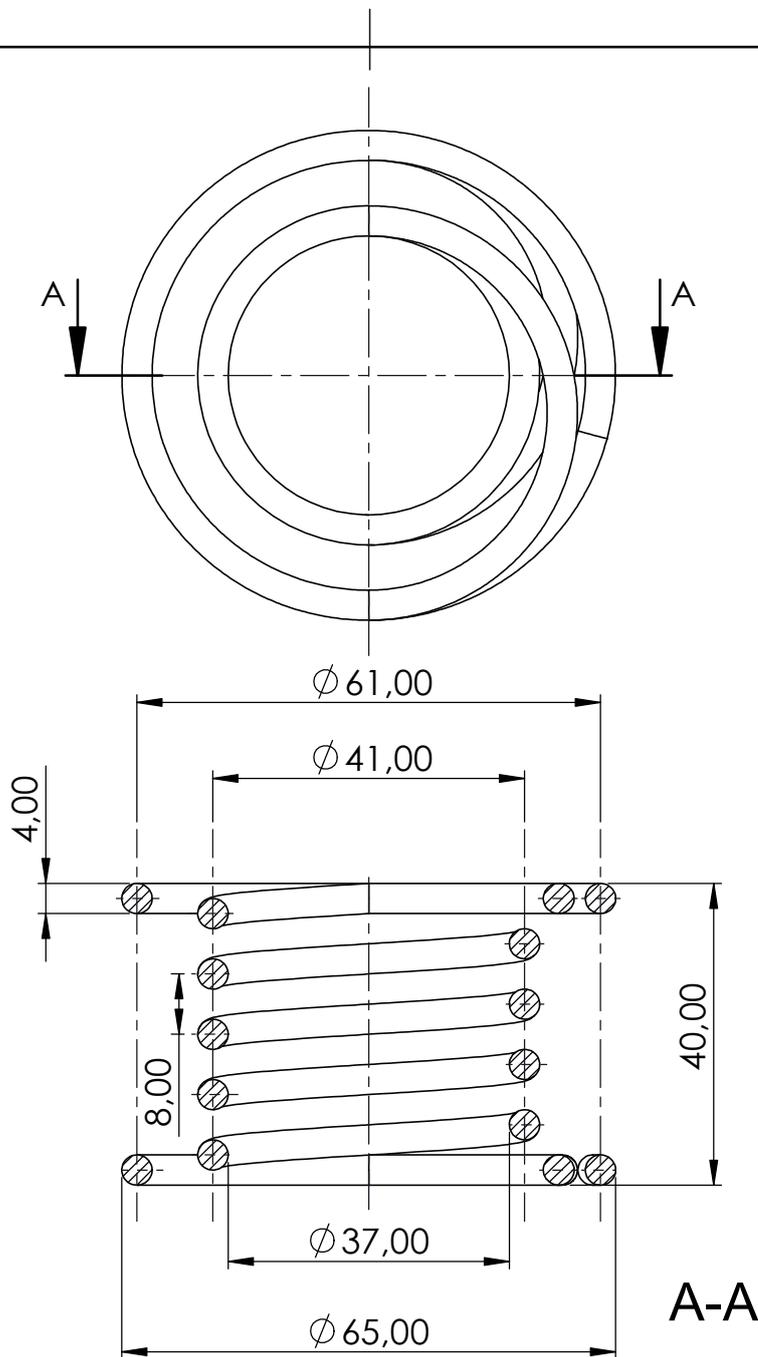
Todos los radios de empalme 0,5mm

marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
2	2	aro rígido acoplamiento		(policarbonato)

PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO

ToI. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

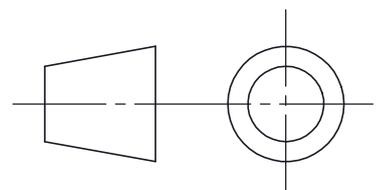
ESCALA: 1:1	Subconjunto:	ACOPLAMIENTO	Subconjunto Nº:	1.02.00
	Título:	ARO RÍGIDO ACOPLAMIENTO	Plano Nº:	1.02.02



DATOS	
nº total de espiras	7
nº de espiras útiles	4
sentido de la hélice	RH
longitud del hilo de alambre	1058,72 mm

√N6

En todas las superficies

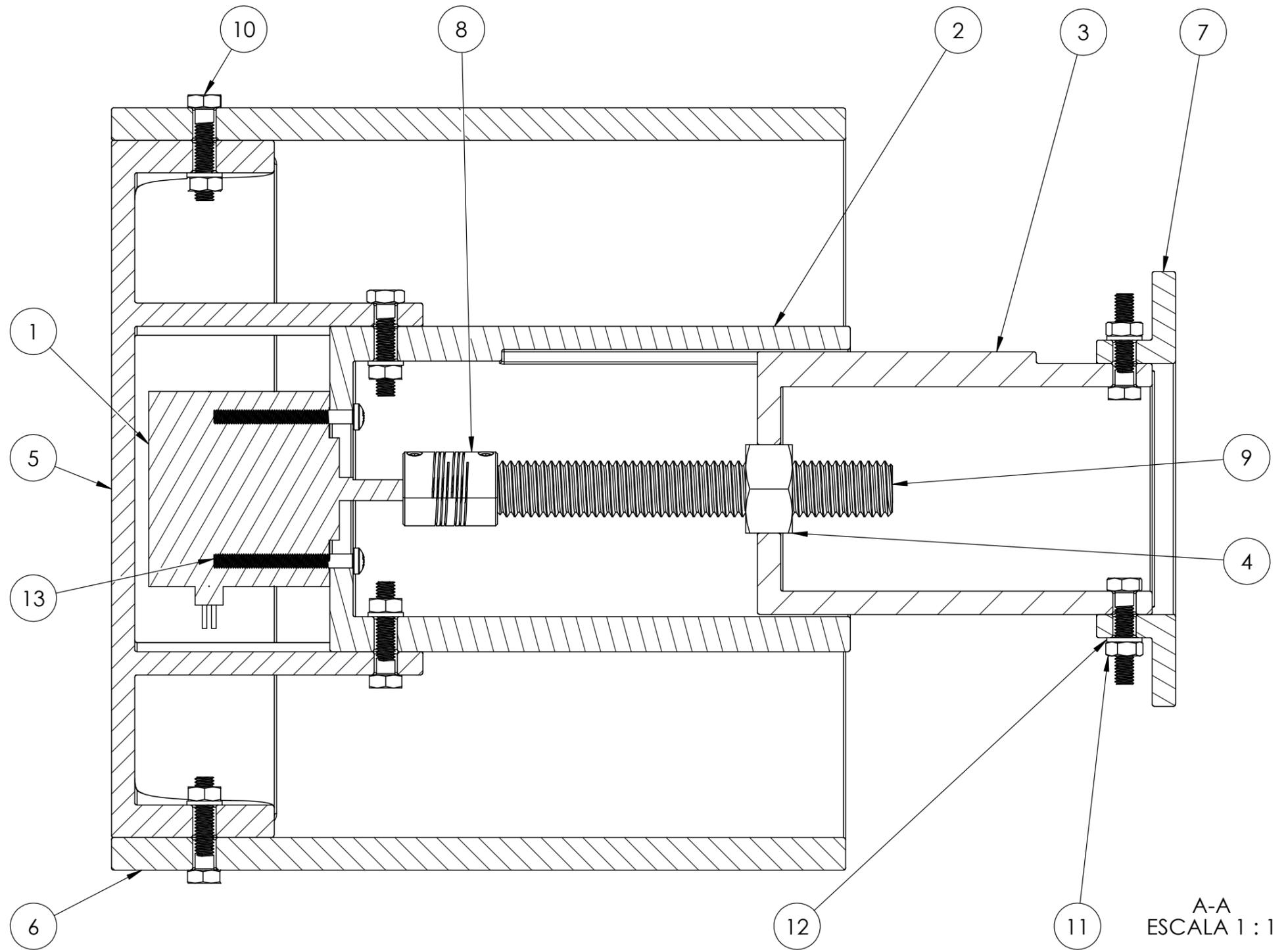
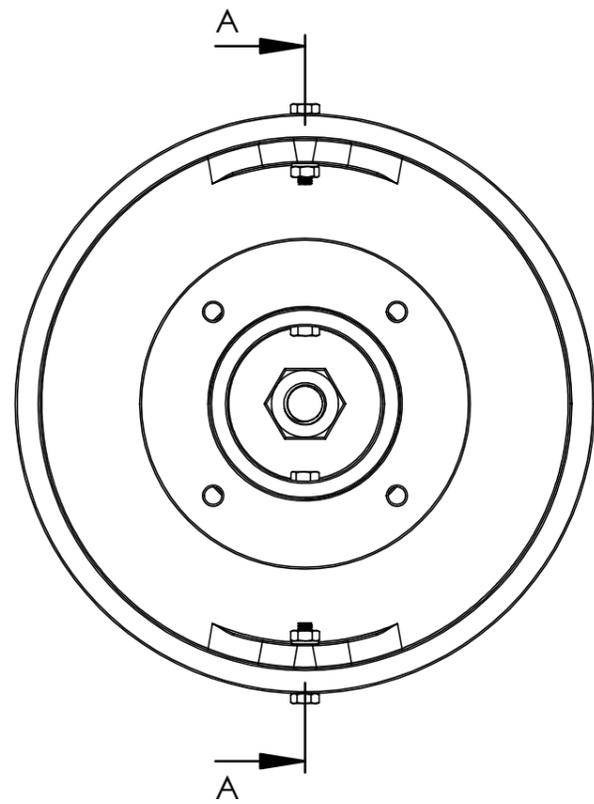


marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
3	1	resorte acoplamiento		(ASTM A228)

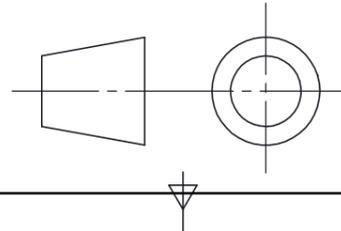
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO

ToI. UNE 22768-mK	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA: 1:1	Subconjunto:	ACOPLAMIENTO	Subconjunto Nº:	1.02.00
	Título:	RESORTE ACOPLAMIENTO	Plano Nº:	1.02.03



A-A
ESCALA 1 : 1

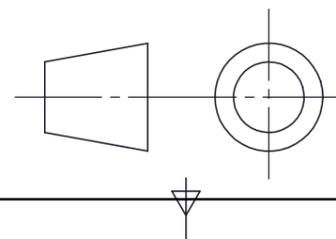


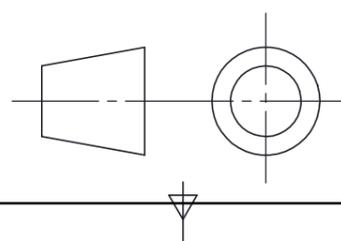
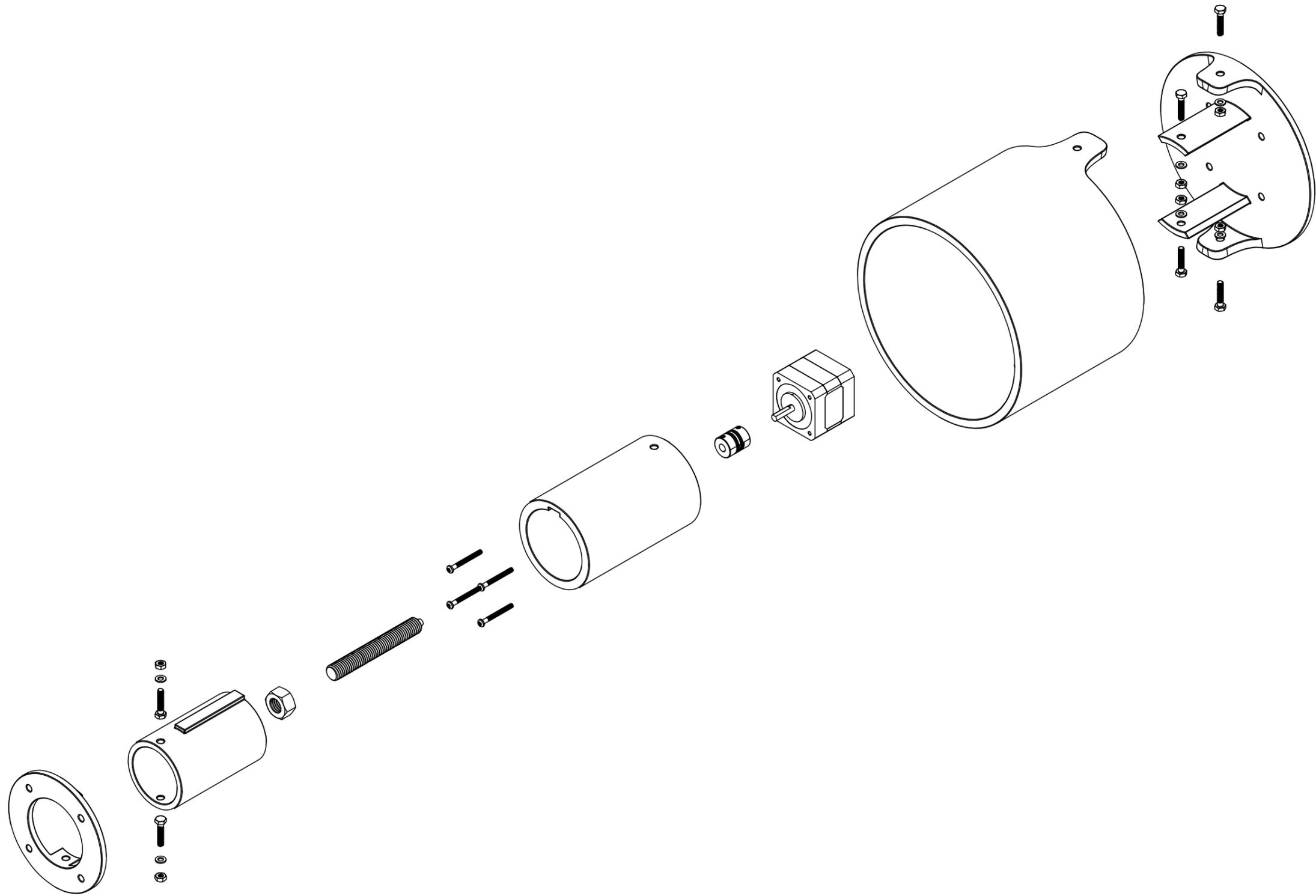
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
Nombre	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	Adrián Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Conjunto:	ROV	Conjunto Nº:	1.00
1:2	Título:	MÓDULO CENTRAL	Plano Nº:	1.03

13	4	tornillo M3	DIN 7985 (ISO 7045)	M3x30 - A4 (AISI 304)
12	6	arandela grower	DIN 127	Ø4 - A4 (AISI 304)
11	6	tuerca M4	DIN 934 (ISO 4032)	M4 (AISI 304)
10	6	tornillo	DIN 933 (ISO 4017)	M4x20 - A4 (AISI 304)
9	1	barra roscada central		(AISI 304)
8	1	acoplamiento helicoidal	PSMR-16-5-5-SS	(AISI 303)
7	1	soporte resorte		(policarbonato)
6	1	cobertura electrónica		(policarbonato)
5	1	sujeción motor		(policarbonato)
4	1	tuerca M12	DIN 934 (ISO 4032)	M12 (AISI 304)
3	1	soporte móvil		(policarbonato)
2	1	soporte motor		(policarbonato)
1	1	motor paso a paso	PK244-02A-C58	
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)

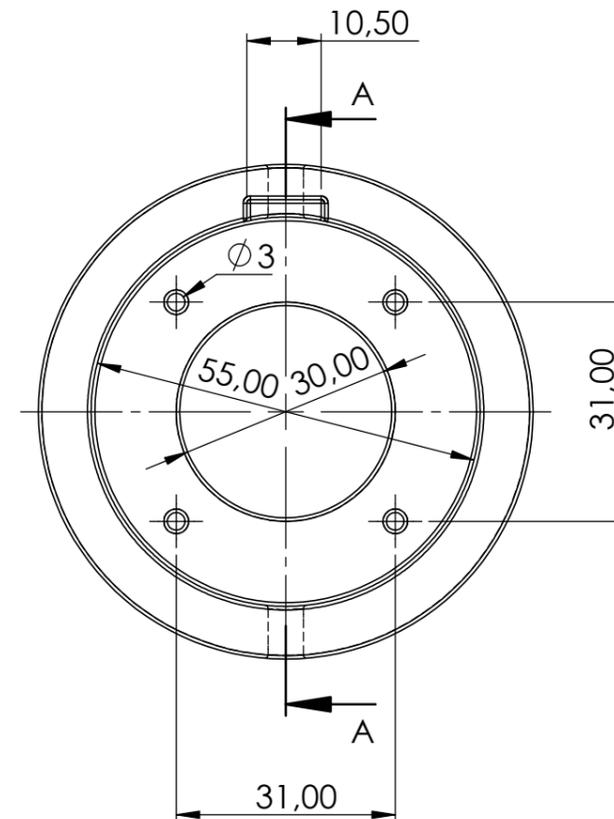
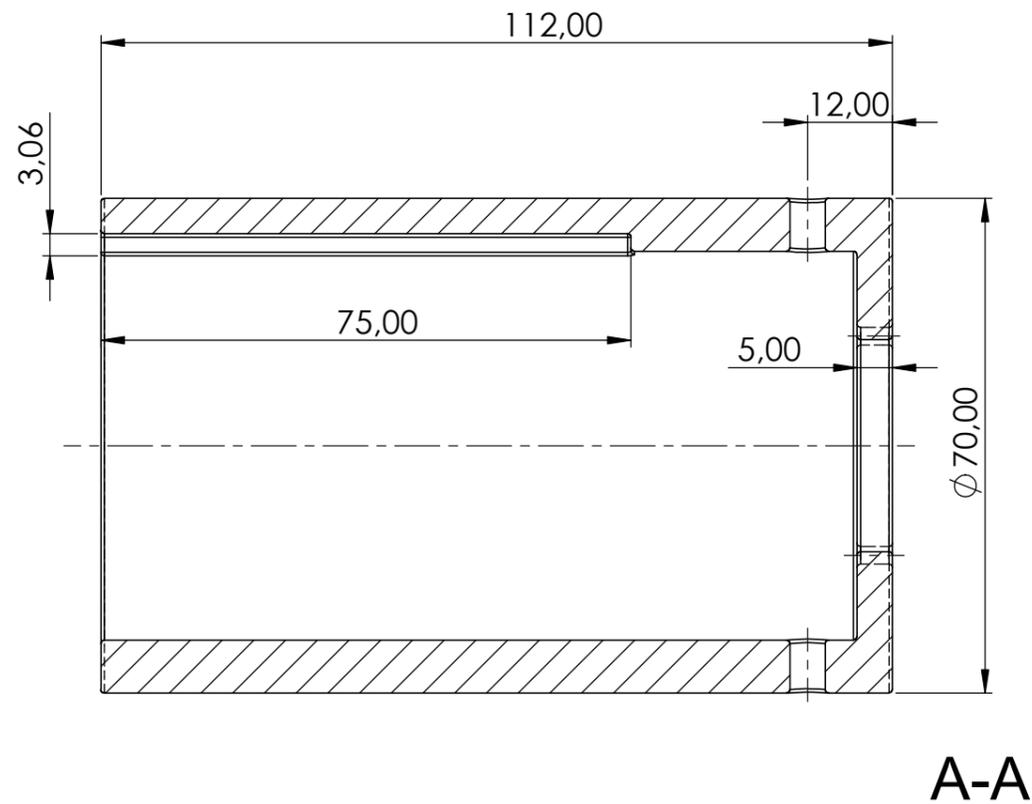
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO

Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián		
Apellidos	Rodríguez Lorenzo		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	Conjunto:	ROV	Conjunto Nº: 1.00
S/E	Título:	MÓDULO CENTRAL	Plano Nº: 1.03



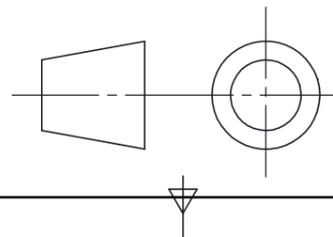


PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO			
	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián		
Apellidos	Rodríguez Lorenzo		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
ESCALA:	Subconjunto: MÓDULO CENTRAL		Subconjunto Nº: 1.03.00
S/E	Título: PERSPECTIVA ESTALLADA		Plano Nº: 1.03.S1

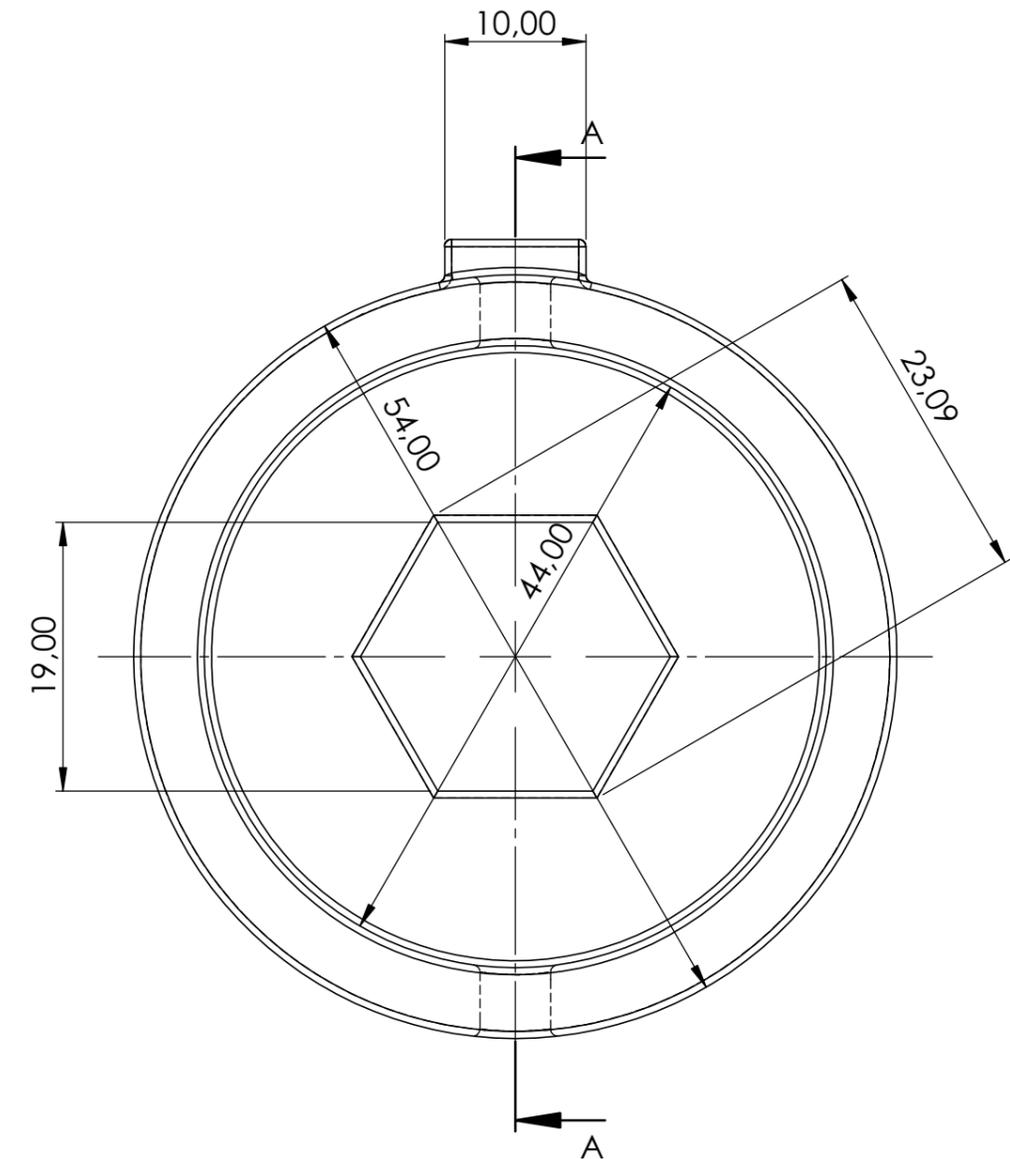
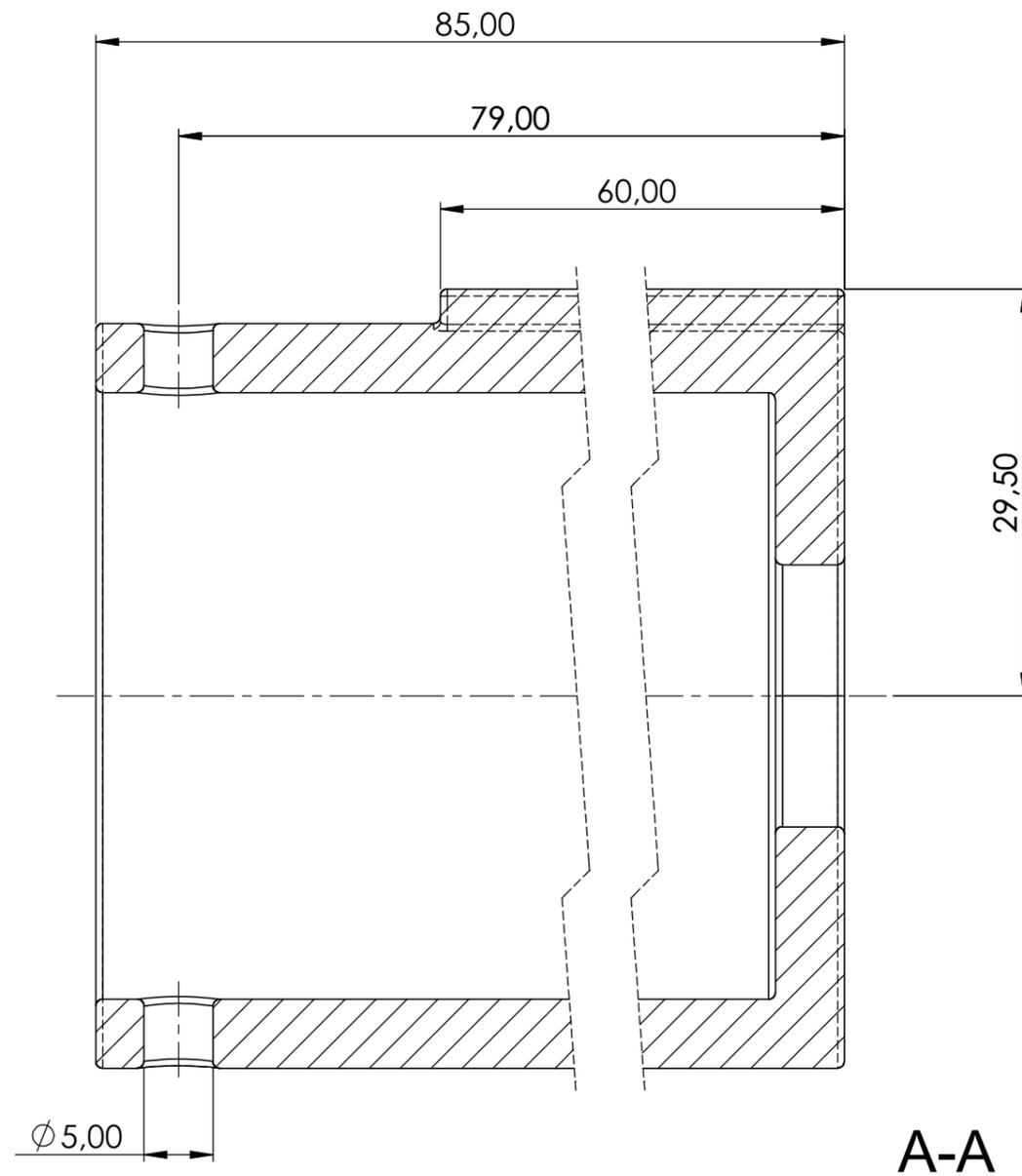


Todos los radios de empalme 0,5mm

√N10 En todas las superficies

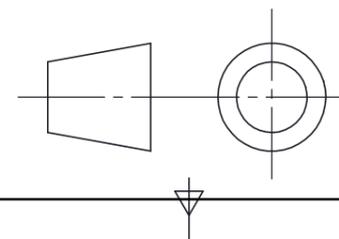


2	1	soporte motor		(policarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
Tol. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	MÓDULO CENTRAL	Subconjunto Nº:	1.03.00
1:1	Título:	SOPORTE MOTOR	Plano Nº:	1.03.02

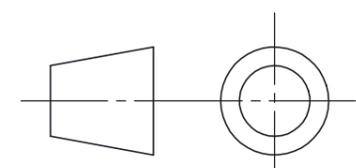
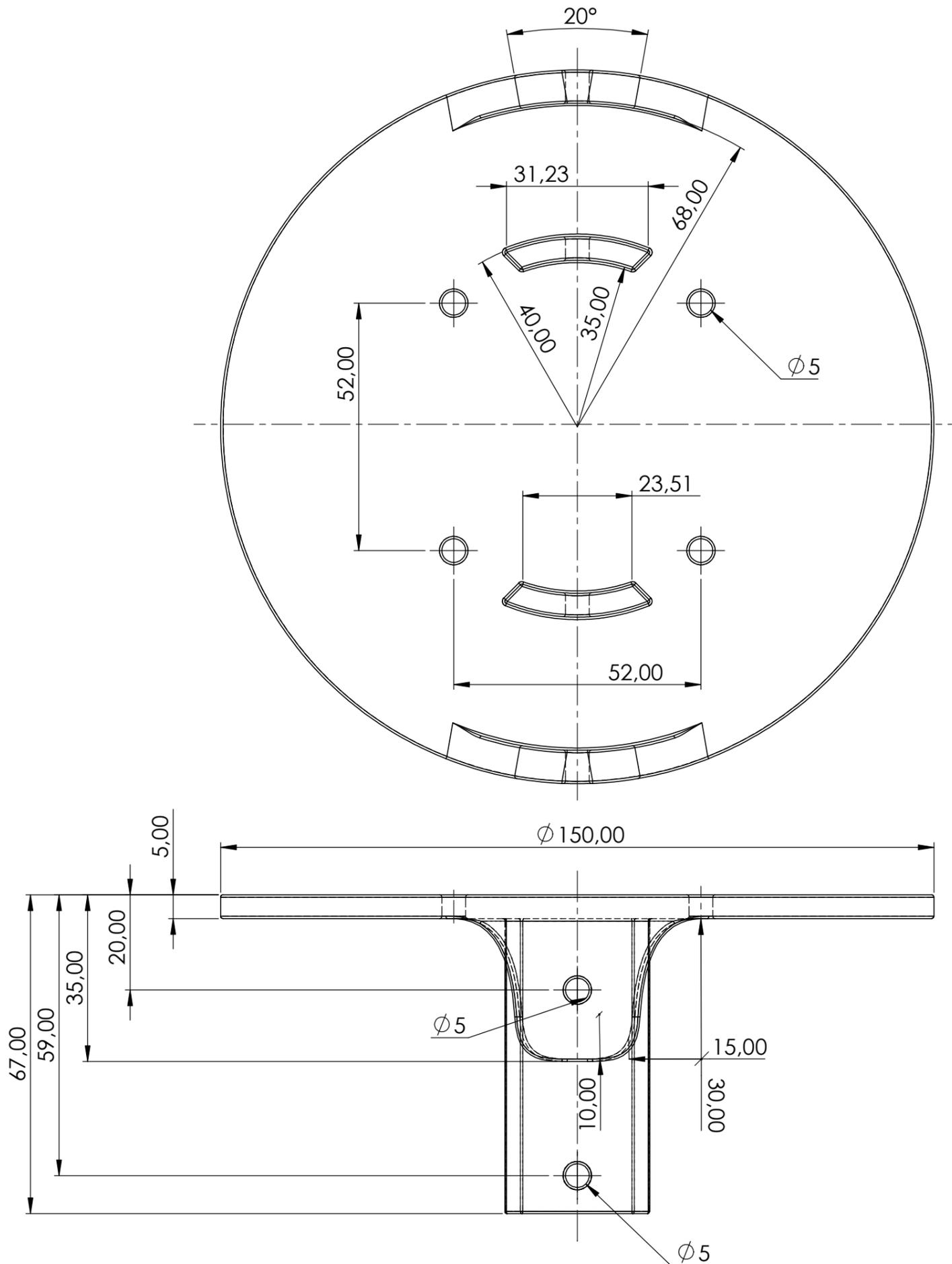


Todos los radios de empalme 0,5mm

$\sqrt{N10}$ En todas las superficies



3	1	soporte móvil		(policarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
ToI. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:		MÓDULO CENTRAL	Subconjunto Nº: 1.03.00
2:1	Título:		SOPORTE MÓVIL	Plano Nº: 1.03.03

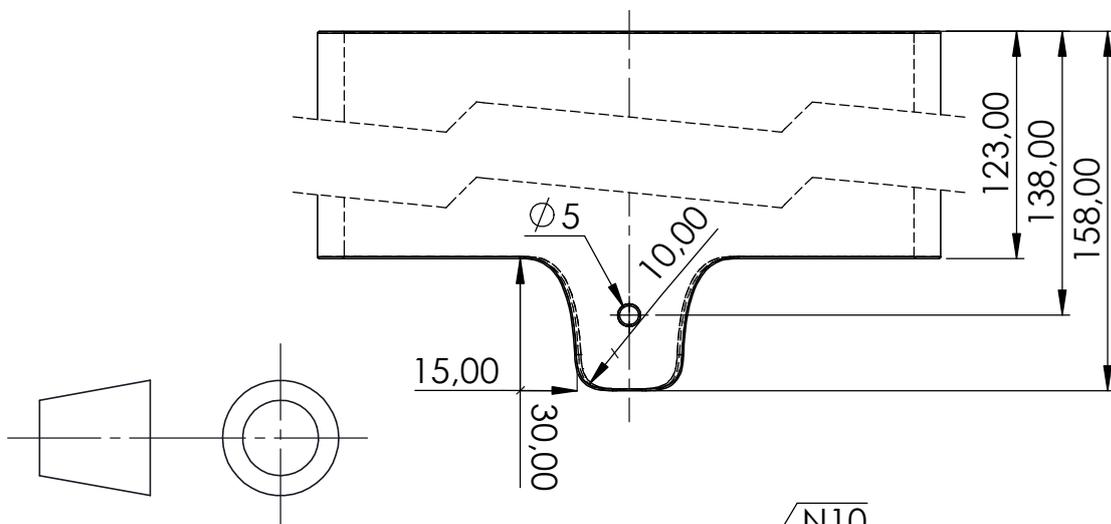
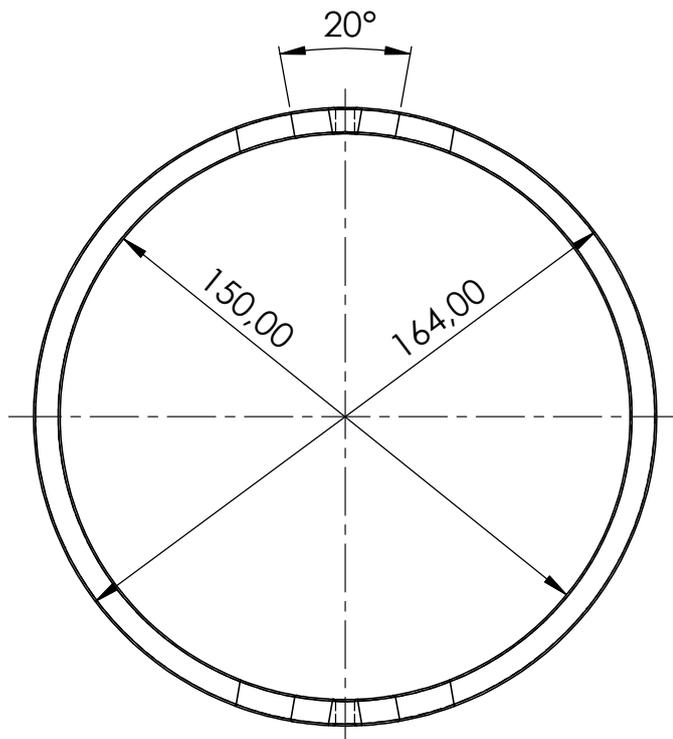


✓ N10

En todas las superficies

Todos los radios de empalme 0,5mm

marca	5	nº de piezas	1	sujeción motor	design/norma	(policarbonato)
				nombre y descripción		medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO						
Toi. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020		 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	Adrián					
Apellidos	Rodríguez Lorenzo					
Id. s. normas	UNE-EN-DIN					
ESCALA:	Subconjunto:		MÓDULO CENTRAL		Subconjunto Nº: 1.03.00	
1:1	Título:		SUJECIÓN MOTOR		Plano Nº: 1.03.05	



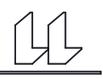
Todos los radios de empalme 0,5mm

✓ N10

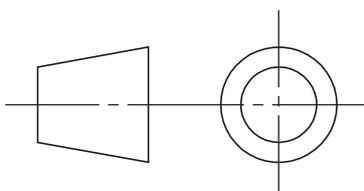
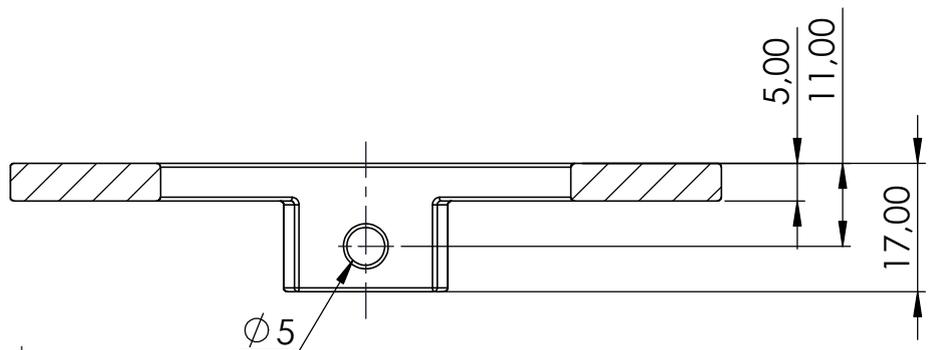
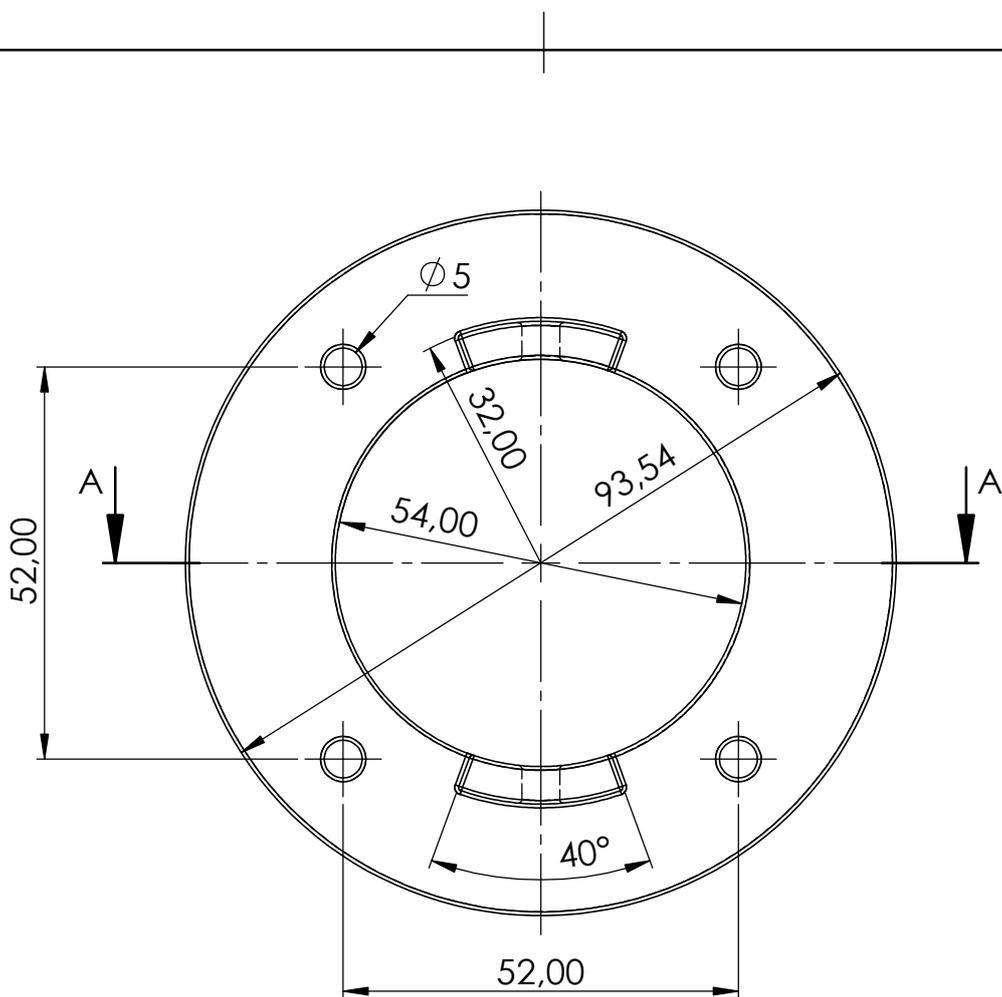
En todas las superficies

6	1	cobertura electrónica		(policarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)

PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO

ToI. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

ESCALA: 1:2	Subconjunto: MÓDULO CENTRAL	Subconjunto Nº: 1.03.00
	Título: COBERTURA ELECTRÓNICA	Plano Nº: 1.03.06



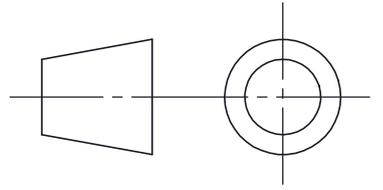
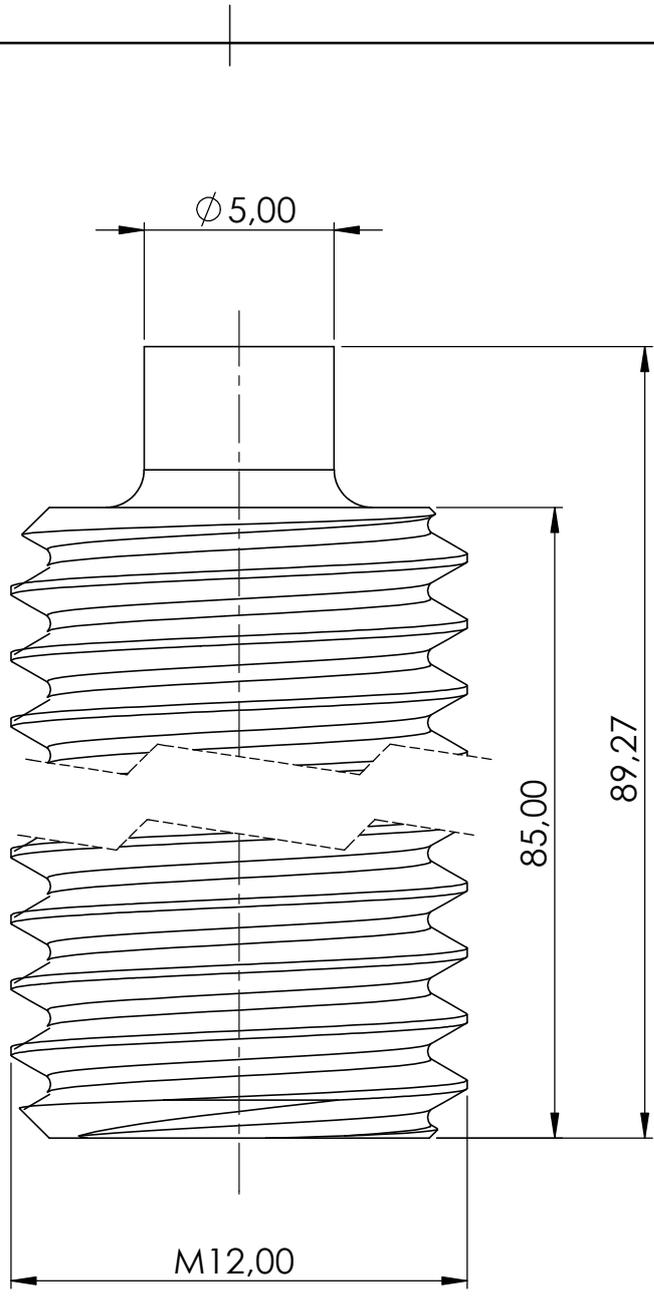
A-A

Todos los radios de empalme 0,5mm



En todas las superficies

7	1	soporte resorte		(policarbonato)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
ToI. UNE 22768-cL	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	MÓDULO CENTRAL		Subconjunto Nº: 1.03.00
1:1	Título:	SOPORTE RESORTE		Plano Nº: 1.03.07



✓ N6
En todas las superficies

9	1	barra roscada central		(AISI 304)
marca	nº de piezas	nombre y descripción	design/norma	medidas (material)
PROYECTO: TRABAJO FIN DE GRADO				
ToI. UNE 22768-mK	Fecha	03/2020	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	Adrián			
Apellidos	Rodríguez Lorenzo			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	Subconjunto:	MÓDULO CENTRAL		Subconjunto Nº: 1.03.00
5:1	Título:	BARRA ROSCADA CENTRAL		Plano Nº: 1.03.09



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNAS PATAS
ARTICULADAS QUE SIRVAN PARA EL
MOVIMIENTO DE UNA MÁQUINA TIPO ROV**

CATÁLOGOS

Autor:

Adrián Rodríguez Lorenzo

Tutores:

Carmelo Militello Militello
Viana Lida Guadalupe Suárez

Marzo, 2020



ÍNDICE

1. Introducción	4
2. Arandela nailon	
3. Casquillo bronce	
4. Resorte de extensión	
5. Cabeza de articulación TSM.R	
6. Load cell	
7. Acoplamiento helicoidal	
8. Motor paso a paso	
9. Cámara	
10. Amplificador OP07	
11. Lubricante	
12. Adhesivo	
13. Tambor cable	



1. Introducción

En este documento se anexan catálogos y fichas técnicas de los elementos referenciados en el resto de documentos del proyecto. De esta manera, se encuentran las especificaciones de los distintos componentes que se designan en el Anexo Planos, de los consumibles requeridos en montaje (adhesivo y lubricante), del amplificador OP07 y del tambor para el umbilical. Así, solo se incluye la electrónica crítica para la geometría del ROV y aquella empleada en cálculos.

FICHA TÉCNICA DE ARANDELA NAILON STANDERS 27611Z DE DIÁMETRO INTERIOR 4 MILÍMETROS

STANDERS

Cantidad de piezas	15
Material principal	Nailon
Diámetro interior (en mm)	4
Marca del producto	STANDERS
Garantía (en años)	2
Tipo de arandela	Plana estrecha
Acabado del producto	En bruto
Diámetro exterior (en mm)	10
Otras normas	27611z

URL: <https://www.leroymerlin.es>

GGB METAFRAM Range

Self-lubricating Sinter Bronze and Sinter Iron Bearing Solutions



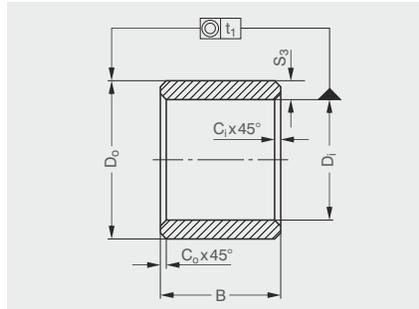
The Global Leader
in High Performance Bearing Solutions



an EnPro Industries company

8 Standard Dimensions

8.1 Bronze based GGB-BP25 Cylindrical Bearings



t_1 for $D_i \leq 20 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$
 t_1 for $20 \text{ mm} < D_i \leq 35 \text{ mm} = 70 \text{ mm}$
 t_1 for $D_i > 35 = 100 \text{ mm}$
 chamfers $C = (0.1 \text{ to } 0.2) S_3$
 minimum 0.2 mm
 $B > 10 \pm 1\%$
 $B \leq 10 \pm 0.1 \text{ mm}$

Inside Ø D_i	Outside Ø D_o	Length B
2 +16 +6	5 +31 +19	2 - 3
3 +16 +6	6 +31 +19	4 - 6 - 10
4 +22 +10	7 +38 +23	4 - 8 - 12
4 +22 +10	8 +38 +23	4 - 8 - 12
5 +22 +10	8 +38 +23	5 - 8 - 10 - 12 - 16
5 +22 +10	9 +38 +23	4 - 5 - 8
6 +22 +10	9 +38 +23	6 - 10 - 12 - 16
6 +22 +10	10 +38 +23	6 - 10 - 12 - 16
6 +22 +10	12 +46 +28	6 - 10 - 12 - 16
7 +23 +13	10 +38 +23	5 - 8 - 10
8 +23 +13	11 +46 +28	8 - 12 - 16 - 20
8 +23 +13	12 +46 +28	8 - 12 - 16 - 20
8 +23 +13	14 +46 +28	8 - 12 - 16 - 20
9 +23 +13	12 +46 +28	6 - 10 - 14
10 +23 +13	13 +46 +28	10 - 16 - 20 - 25
10 +23 +13	14 +46 +28	10 - 16 - 20 - 25
10 +23 +13	15 +46 +28	10 - 16 - 20 - 25
10 +23 +13	16 +46 +28	10 - 16 - 20 - 25
12 +34 +16	15 +46 +28	12 - 16 - 20 - 25
12 +34 +16	16 +46 +28	12 - 16 - 20 - 25
12 +34 +16	17 +46 +28	12 - 16 - 20 - 25
12 +34 +16	18 +46 +28	12 - 16 - 20 - 25
14 +34 +16	18 +46 +28	14 - 18 - 22 - 28

Inside Ø D_i	Outside Ø D_o	Length B
14 +56 +35	20 +56 +35	14 - 18 - 22 - 28
15 +56 +35	19 +56 +35	16 - 20 - 25 - 32
15 +56 +35	21 +56 +35	16 - 20 - 25 - 32
16 +56 +35	20 +56 +35	16 - 20 - 25 - 32
16 +56 +35	22 +56 +35	16 - 20 - 25 - 32
18 +56 +35	22 +56 +35	18 - 22 - 28 - 36
18 +56 +35	24 +56 +35	18 - 22 - 28 - 36
18 +56 +35	25 +56 +35	18 - 22 - 28 - 36
20 +56 +35	24 +56 +35	16 - 20 - 25 - 32
20 +56 +35	25 +56 +35	16 - 20 - 25 - 32
20 +56 +35	26 +56 +35	16 - 20 - 25 - 32
20 +41 +20	27 +56 +35	16 - 20 - 25 - 32
20 +41 +20	28 +56 +35	16 - 20 - 25 - 32
22 +41 +20	27 +56 +35	18 - 22 - 28 - 36
22 +41 +20	28 +56 +35	18 - 22 - 28 - 36
22 +41 +20	29 +56 +35	18 - 22 - 28 - 36
25 +41 +20	30 +56 +35	20 - 25 - 32 - 40
25 +41 +20	32 +68 +43	20 - 25 - 32 - 40
28 +41 +20	32 +68 +43	22 - 28 - 36 - 45
28 +41 +20	33 +68 +43	22 - 28 - 36 - 45
28 +41 +20	36 +68 +43	22 - 28 - 36 - 45
30 +41 +20	38 +68 +43	24 - 30 - 38
32 +50 +25	38 +68 +43	20-25-33-40-50

Inside Ø D_i	Outside Ø D_o	Length B
32 +50 +25	40 +68 +43	20-25-33-40-50
35 +50 +25	44 +68 +43	22 - 28 - 35
35 +50 +25	45 +68 +43	25 - 35 - 40 - 50
36 +50 +25	42 +68 +43	22 - 28 - 36 - 45
36 +50 +25	45 +68 +43	22 - 28 - 36 - 45
38 +50 +25	44 +68 +43	25 - 35 - 45
40 +50 +25	46 +68 +43	25 - 32 - 40 - 50
40 +50 +25	50 +68 +43	25 - 32 - 40 - 50
45 +50 +25	51 +99 +53	28 - 36 - 45 - 56
45 +50 +25	55 +99 +53	35 - 45 - 55 - 65
45 +50 +25	56 +99 +53	28 - 36 - 45 - 56
50 +50 +25	56 +99 +53	32 - 40 - 50 - 63
50 +50 +25	60 +99 +53	32 - 40 - 50 - 63
55 +76 +30	65 +99 +53	40 - 55 - 70
60 +76 +30	70 +105 +59	50 - 60 - 90 - 120
60 +76 +30	72 +105 +59	50 - 60 - 70
60 +76 +30	80 +105 +59	90 - 120
63 +76 +30	70 +105 +59	40 - 50
70 +76 +30	80 +105 +59	90 - 120
80 +90 +36	100 +125 +71	120
100 +90 +36	120 +133 +79	120
110 +90 +36	125 +155 +92	120
125 +106 +43	150 +163 +100	120

All tolerances in μm

Cylindrical bushes with H7 (H8 for $\varnothing \geq 50 \text{ mm}$) and flanged bushes with H8 inner diameter tolerance after being pressed into a housing with an inner diameter with H7 tolerance using a mandrel with m6 outer diameter tolerance.

Delivery tolerance in accordance with ISO standard F7/s7 for cylindrical bushes (for $D_i > 50 \text{ mm}$ and $D_o > 50 \text{ mm}$ F8/s8) and F8/s8 for flanged bushes.

Product Information

GGB gives an assurance that the products described in this document have no manufacturing errors or material deficiencies.

The details set out in this document are registered to assist in assessing the material's suitability for the intended use. They have been developed from our own investigations as well as from generally accessible publications. They do not represent any assurance for the properties themselves.

Unless expressly declared in writing, GGB gives no warranty that the products described are suited to any particular purpose or specific operating circumstances. GGB accepts no liability for any losses, damages or costs however they may arise through direct or indirect use of these products.

GGB's sales and delivery terms and conditions, included as an integral part of quotations, stock and price lists, apply absolutely to all business conducted by GGB. Copies can be made available on request.

Products are subject to continual development. GGB retains the right to make specification amendments or improvements to the technical data without prior announcement.

Edition 2016 (This edition replaces earlier editions which hereby lose their validity).

Statement Regarding Lead Content in GGB Products & EU Directive Compliance

GGB is committed to adhering to all U.S., European and international standards and regulations with regard to lead content. We have established internal processes that monitor any changes to existing standards and regulations, and we work collaboratively with customers and distributors to ensure that all requirements are strictly followed. This includes RoHS and REACH guidelines.

GGB makes it a top priority to operate in an environmentally conscious and safe manner. We follow numerous industry best practices, and are committed to meeting or exceeding a variety of internationally recognized standards for emissions control and workplace safety.

Each of our global locations has management systems in place that adhere to ISO TS 16949, ISO 9001, ISO 14001, ISO 50001 and OHSAS 18001 quality regulations.

All of our certificates can be found here: <http://www.ggbearings.com/en/company/certificates>. A detailed explanation of our commitment to REACH and RoHS directives can be found at www.ggbearings.com/en/company/quality-and-environment.





an EnPro Industries company

The Global Leader in High Performance Bearing Solutions

GGB North America

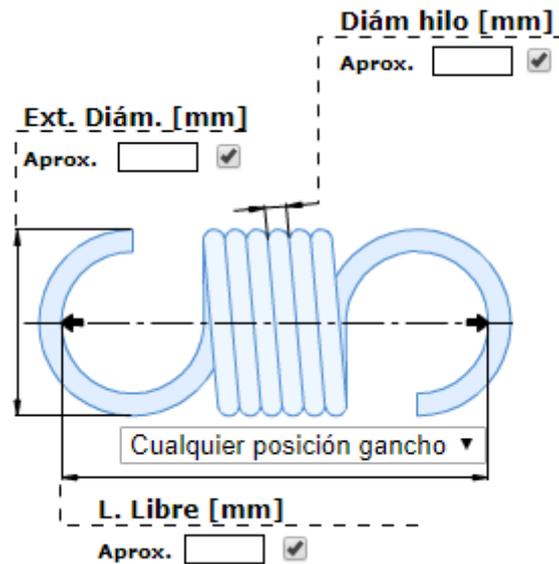
700 Mid Atlantic Parkway
Thorofare, New Jersey, 08086 USA
Tel. +1-856-848-3200 • Fax +1-856-848-5115
email: usa@ggbearings.com • www.ggbearings.com



IN119ENG02-16USA

FICHA TÉCNICA DE MUELLE DE EXTENSIÓN CON GANCHOS ALEMANES

VANEL



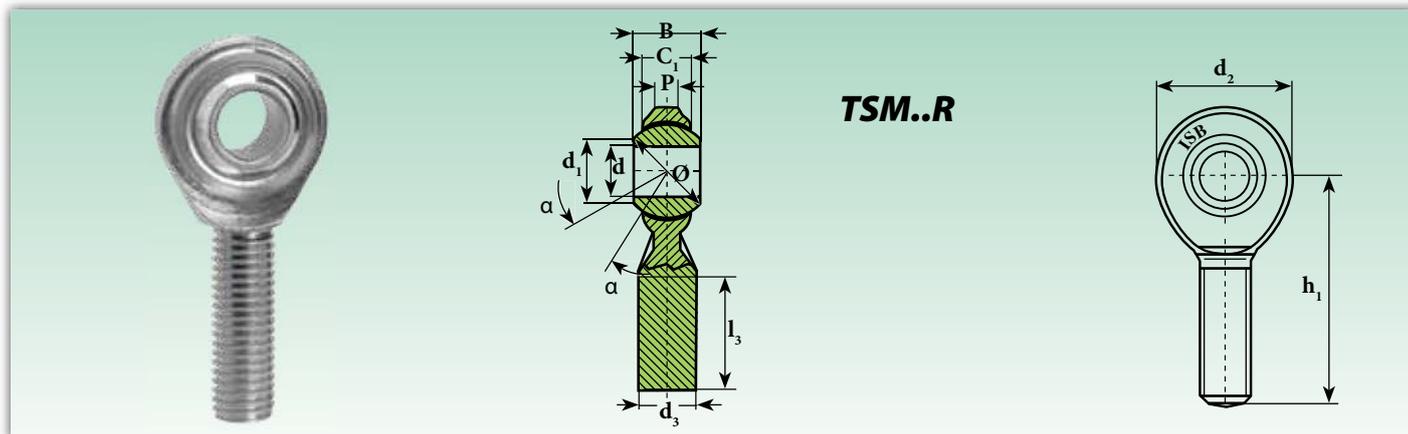
> Detalles del muelle 'U.022.020.0080.A'

Referencia	U.022.020.0080.A
Diám hilo [mm]	0.2
Ext. Diám. [mm]	2.2
L. Libre [mm]	8
Índ. rigidez [daN/mm]	0.008316
Tensión inicial	0.016517
Material	Cable de piano
Posición gancho	180
longitud permitida	29.333947
Máx F [daN]	0.19393
Núm. de espiras	24.5
Peso [g]	0.041062
Orificio [mm]	2.255
Código tarifa	4C

URL: <https://www.vanel.com>

Cabezas de articulación (sin mantenimiento - serie reducida)

Rod ends (maintenance-free - reduced series)



Sigla ¹⁾ Designation ¹⁾	Dimensiones mm Dimensions mm										Grados Degrees	Carga Ratings load	Peso Weight
	d H7	d ₁ *	d ₂ *	d ₃	B	C ₁	h ₁ *	l ₃ **	P*	Ø bola ball	≈ α	Estático C ₀ Static C ₀ KN	≈ Kg
TSM.R 3	3	7,4	12	M 3x0,5	6	4,5	27	15	2,8	9,30	13	1,77	0,005
TSM.R 4	4	7,6	14	M 4x0,7	7	5,3	30	17	3	10,32	13	2,94	0,007
TSM.R 5	5	7,7	16	M 5x0,8	8	5,5	33	20	3	11,11	13	3,92	0,013
TSM.R 6	6	8,9	18	M 6x1	9	6	36	22	3,3	12,70	13	4,81	0,017
TSM.R 8	8	10,4	22	M 8x1,25	12	8	42	25	4,5	15,88	13	6,86	0,033
TSM.R 8.1	8	10,4	22	M 8x1	12	8	42	25	4,5	15,88	13	6,86	0,033
TSM.R 10	10	12,9	26	M 10x1,5	14	10	48	29	5,5	19,05	13	9,22	0,054
TSM.R 10.1²⁾	10	12,9	26	M 10x1,25	14	10	48	29	5,5	19,05	13	9,22	0,054
TSM.R 12	12	15,4	30	M 12x1,75	16	11	54	33	6	22,23	13	11,67	0,085
TSM.R 12.1²⁾	12	15,4	30	M 12x1,25	16	11	54	33	6	22,23	13	11,67	0,085
TSM.R 14	14	16,8	35	M 14x2	19	12	60	36	7	25,40	15	14,42	0,129
TSM.R 14.1²⁾	14	16,8	35	M 14x1,5	19	12	60	36	7	25,40	15	14,42	0,129
TSM.R 16	16	19,3	38	M 16x2	21	13	66	40	7,5	28,58	15	17,46	0,181
TSM.R 16.1²⁾	16	19,3	38	M 16x1,5	21	13	66	40	7,5	28,58	15	17,46	0,181
TSM.R 18	18	21,8	44	M 18x1,5	23	15	72	44	8,5	31,75	15	20,59	0,250
TSM.R 20	20	24,3	47	M 20x1,5	25	16	78	47	9	34,93	15	24,03	0,333
TSM.R 22	22	25,9	50	M 22x1,5	28	18	84	51	10	38,10	15	28,83	0,430
TSM.R 25	25	29,6	56	M 24x2	31	20	94	57	12	42,85	15	50,01	0,610
TSM.R 30	30	34,8	67	M 30x2	37	24	110	66	15	50,80	15	63,74	0,990

Bajo demanda, están disponibles en acero inoxidable (aro interior AISI 440 C - aro exterior AISI 304)
Under request, stainless steel available (AISI 440 C inner ring - AISI 304 housing)

¹⁾ Para rosca a izquierdas agregar el sufijo "L" (ejemplo: TSM.RL...)
 The shank of ball joint housing may be left-hand thread, for left-hand thread suffix
 "L" is added (example: TSM.RL...)

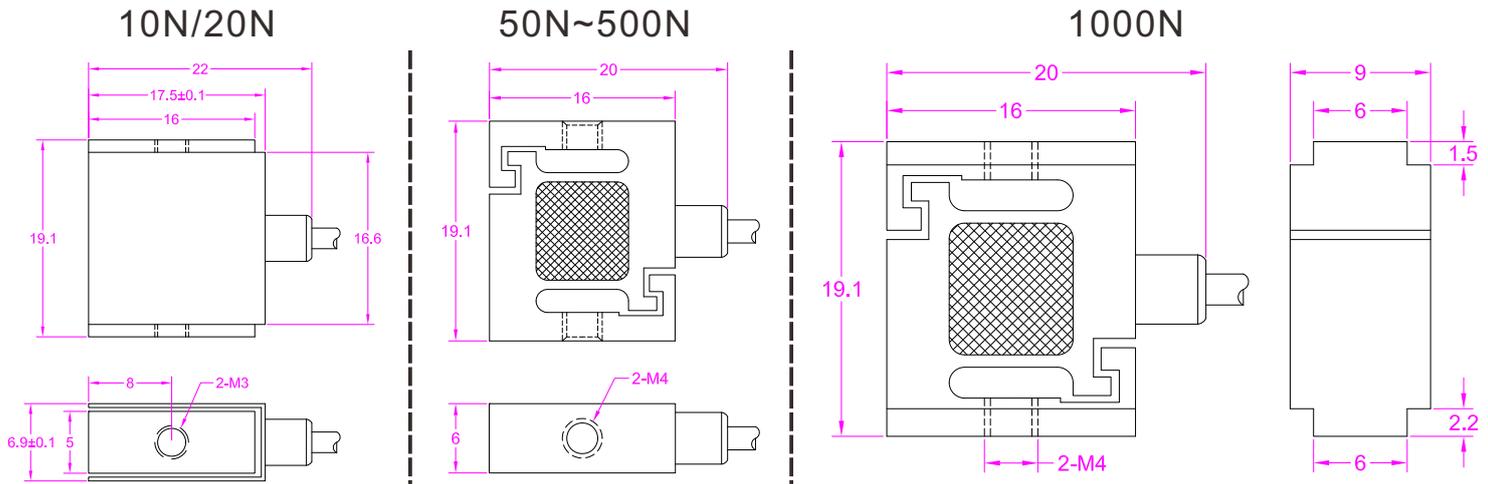
²⁾ Tipo con rosca CETOP thread type

Acoplamiento de deslizamiento: acero/PTFE

Sliding coupling: steel/PTFE

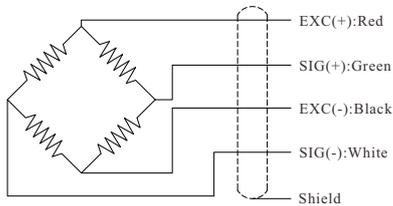
* Tolerancia Tolerance ± 0,5 ≈ 1 mm.

** Longitud mínima Minimum length



Dimensions in "mm"

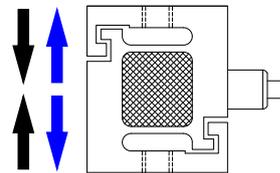
Wiring Diagram



Ordering code

FSSM-50N
Model Capacity

Load direction
受力方向



--- Specifications / 规格参数 ---

Capacity/量程	10/20/50/100/200/300/500/1000N		
Rated Output 额定输出	2.0 mV/V	Compensated Temp. 温度补偿范围	-10...+40°C
Excitation 激励电压	3~12V	Operating Temp. 工作温度范围	-20...+60°C
Zero Balance 零点输出	±0.1mV/V	Temp. Shift Zero 零点温度漂移	±0.03% of R.O./°C
Nonlinearity 非线性	±0.1% of R.O.	Temp. Shift Span 灵敏度温度漂移	±0.02% of R.O./°C
Hysteresis 滞后	±0.1% of R.O.	Input Resistance 输入阻抗	380±30Ω
Nonrepeatability 非重复性	±0.05% of R.O.	Output Resistance 输出阻抗	352±3Ω
Creep(5min) 蠕变	±0.1% of R.O.	Insulation Resistance 绝缘阻抗	>2000MΩ(50V)
Safe Overload 安全过载	150% of F.S.	Ingress Protection 防护等级	≤20N IP50 ≥50N IP62
Ultimate Overload 极限过载	200% of F.S.	Material of Element 弹性体材料	Stainless steel 不锈钢
Cable 导线	Ø2*4000mm 4-core shielded cable Ø2*4000mm 4芯屏蔽线		
R.O.=Rated Output/额定输出 F.S.=Full Scale/满量程			

• Subject to change without notice / 如有更改,不另行通知

FICHA TÉCNICA DE ACOPLAMIENTO HELICOIDAL RULAND RM

RULAND RM

PSMR16-5-5-SS - Acoplamiento Flexible



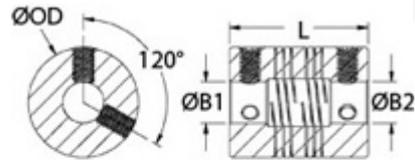
Clave de producto:	PSMR16-5-5-SS
Tipo de producto:	Acoplamiento Flexible
Tipo:	Tornillo de Fijación
Material:	Acero Inoxidable 303 (DIN 1.4305)
Acabado:	Brillante
País de origen:	Estados Unidos

Medidas

Agujero B1:	5 mm
Agujero B2:	5 mm
Diámetro externo OD:	15,9 mm
Longitud L:	20,3 mm
Penetración del eje:	8,53 mm

Tornillos

Tornillo prisionero:	M2
Material del tornillo:	Acero aleado
Acabado de los tornillos:	Óxido negro
Torque de apretamiento:	0,21 Nm
Llave Allen:	0,9 mm



Transmision de Par

Par estatico:	1,81 Nm
Par dinámico (sin inversión):	0,91 Nm
Par dinámico (movimiento inversible):	0,45 Nm

Misalignment

Desalineamiento angular:	3°
Desalineamiento lateral:	0,20 mm
Movimiento axial:	0,13 mm

Información adicional

Rigidez torsional:	2,53 Deg/Nm
Momento de inercia:	0,878 x10 ⁻⁶ kg-m ²
Velocidad máxima:	6.000 RPM
Tolerancia del agujero:	+0,025mm / -0,000mm
Rango de temperatura:	-40°F to 350°F -40°C to 176°C
Peso:	0,107 lbs / 0,049 kg
RoHS2:	Compatible
REACH:	Compatible

URL: <http://espanol.ruland.com>

FICHA TÉCNICA DE MOTOR PASO A PASO

MOTOR PK244-02A-C58

Specifications

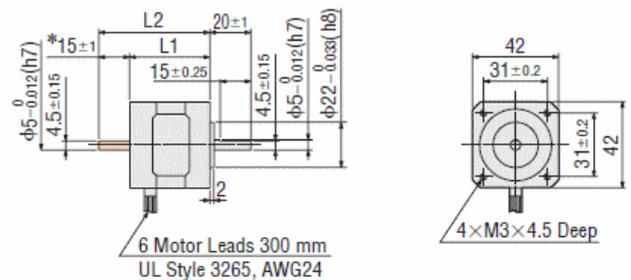
Frame Size	42mm
Type	Standard Type
Shaft Type	Single Shaft
Motor Lead Wire/Connector Assembly	-
Maximum Holding Torque	0.26N · m
Rotor Inertia J	$54 \times 10^{-7} \text{kg} \cdot \text{m}^2$
Gear Ratio	-
Basic Step Angle	1.8°
Rated Current	0.8A / Phase
Voltage	6VDC
Winding Resistance	7.5Ω / Phase
Mass: Motor	0.27kg

Dimensions (Unit = mm)

□42 mm (Unipolar)

Product Name	L1	L2	Mass kg	CAD
PK243-0□A	33	-	0.21	B081
PK243-0□B		48		
PK244-0□A	39	-	0.27	B082
PK244-0□B		54		
PK245-0□A	47	-	0.35	B083
PK245-0□B		62		

● A number indicating the motor specification is entered where the box □ is located within the product name.



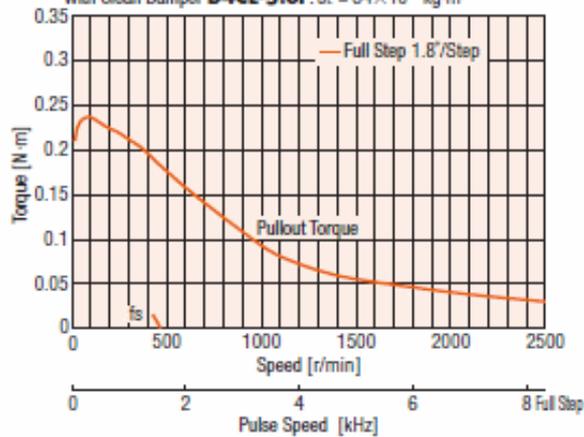
*The length of the shaft flat on the double shaft model is 15±0.25.

URL: <https://www.orientalmotor.com.sg>

Speed – Torque Characteristics

PK244-02A/PK244-02B

Constant Current Driver Power Supply Voltage: 24VDC
 Current: 0.8 A/Phase (At 2-phase excitation)
 With Clean Damper **D4CL-5.0F**: $J_t = 34 \times 10^{-7} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$



Notes

- Depending on the driving conditions, a considerable amount of heat may be generated by the motor. Be sure to keep the motor case temperature at 100°C or less.

Product	Applicable Standards	Certification Body
Motor*	UL 1004 UL 2111 CSA C22.2 No.100 CSA C22.2 No.77	UL
	EN 60950-1 EN 60034-1 EN 60034-5 EN 60664-1	Component Conforming to Safety Standards

* Only for PK26□AT, PK26□DAT, PK26□D1T, PK29□EAT, PK29□D1T

- CE Marking
Low Voltage Directive

※PK26□AT、PK26□DAT、PK26□D1T、PK29□EAT、PK29□D1Tのみ

- Hazardous Substances
The products do not contain substances exceeding the RoHS Directive (2011/65/EU).

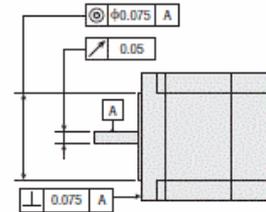
General Specifications

Specifications		Motor
Insulation Class		Class B (130°C)
		[Standard Type with Terminal Box: These Motors are recognized as Class A (105°C) under UL and CSA Standards.]
Insulation Resistance		The measured value is 100 MΩ min. when a 500 VDC megger is applied between the windings and the case under normal ambient temperature and humidity.
Dielectric Strength		No abnormality is judged even with application of 1.0 kVAC at 50 Hz or 60 Hz between the windings and the case for 1 minute under normal ambient temperature and humidity. (0.5 kV for models with a frame size of 42 mm or smaller, 1.5 kV for models with a standard type with terminal box and for PK29□D)
Operating Environment (In operation)	Ambient Temperature	-10~+50°C (non-freezing)
	Ambient Humidity	85% max. (non-condensing)
	Atmosphere	Use in an area without corrosive gases or dust. The product should not be directly exposed to water, oil or other liquids. (Standard Type with Terminal Box: No corrosive gases and no direct exposure to oil)
Temperature Rise		<ul style="list-style-type: none"> - Unipolar Temperature rise of windings is 80°C max. measured by the resistance change method (at rated voltage, at standstill, 2-phase excitation). <ul style="list-style-type: none"> - Bipolar Temperature rise of windings is 80°C max. measured by the resistance change method (at rated current, at standstill, 2-phase excitation). [The following motors are with aluminum heat radiation plates.] PK22□PD, PK23□PD, PK24□D : 115×115×5 mm PK24□PD : 175×175×5 mm PK26□D : 250×250×10 mm * PK26□JD is the same as the unipolar specification.
Stop Position Accuracy*1		±3 arc minutes (±0.05°) [PK26□J, PK26□JD : ±2 arc minutes (±0.034°)]
Shaft Runout		0.05 T. I. R. (mm)*4
Radial Play*2		0.025 mm max. (Load 5 N)
Axial Play*3		0.075 mm max. (Load 10 N)
Concentricity		0.075 T. I. R. (mm)*4
Perpendicularity		0.075 T. I. R. (mm)*4

- *1 This value is for full step under no load. (The value changes with the size of the load).
- *2 Radial Play: Displacement in shaft position in the radial direction when 5 N load is applied in the vertical direction to the tip of the motor's shaft.
- *3 Axial Play: Displacement in shaft position in the axial direction when a 10 N load is applied to the motor's shaft in the axial direction.
- *4 T. I. R. (Total Indicator Reading): The total dial gauge reading when the measurement section is rotated one revolution centered on the reference axis center.

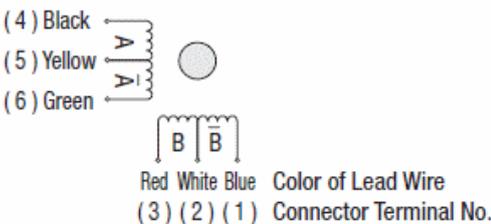
Note

- Do not measure insulation resistance or perform the dielectric strength test while the motor and driver are connected.

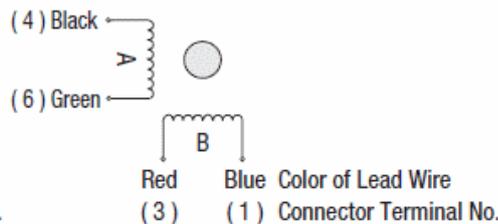


Inner Wiring Diagrams for Motor

Unipolar 6 Lead Wires

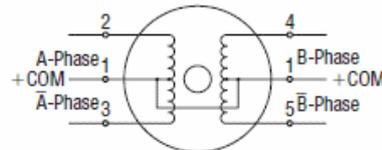
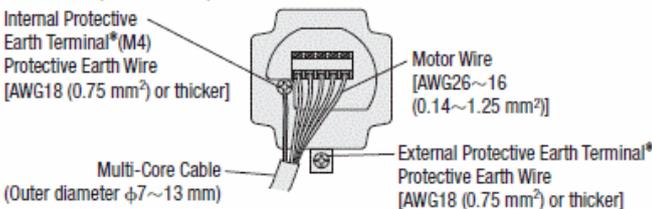


Bipolar 4 Lead Wires

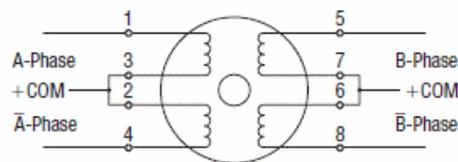
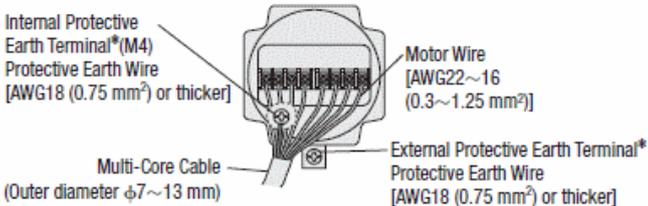


Standard Type with Terminal Box

PK264AT, PK266AT, PK268AT



PK296EAT, PK299EAT, PK2913EAT



*Use either the internal or external protective earth terminal for grounding.

Permissible Overhung Load and Permissible Thrust Load

Unit = N

Type	Product Name	Gear Ratio	Permissible Overhung Load Distance from Shaft End mm					Permissible Thrust Load	
			0	5	10	15	20		
High-Torque, High-Efficiency Type	PKE243□, PKE243D□ PKE244□, PKE244D□ PKE245□, PKE245D□	-	20	25	34	52	-	Motor Self-Weight max.	
	High-Torque Type		PK223P□, PK223PD□ PK224P□, PK224PD□ PK225P□, PK225PD□	25	34	52	-		-
PK233P□, PK233PD□ PK235P□, PK235PD□			20	25	34	52	-		
PK244P□, PK244PD□ PK246P□, PK246PD□			20	25	34	52	-		
PK264P□, PK264PD□ PK266P□, PK266PD□ PK268P□, PK268PD□			61	73	90	110	160		
PK264J□, PK264JD□ PK266J□, PK266JD□ PK267J□, PK267JD□ PK269J□, PK269JD□			50	60	75	100	150		
Standard Type			PK243-0□, PK243D□ PK244-0□, PK244D□ PK245-0□, PK245D□	20	25	34	52		-
	PK256-02□ PK258-02□		54	67	89	130	-		
	PK264-0□ PK266-0□ PK268-0□ PK264D14□ PK266D14□ PK268D14□ PK264D28□ PK266D28□ PK268D28□		54	67	89	130	-		
	PK264D□ PK266D□ PK268D□ PK264AT PK266AT PK268AT								
	PK296-0□, PK296D□ PK299-0□, PK299D□ PK2913-0□, PK2913D□ PK296EAT PK299EAT PK2913EAT	260	290	340	390	480			
	Standard Type with Terminal Box	PK243M-0□ PK244M-0□ PK245M-0□	20	25	34	52	-		
		PK264M-0□ PK266M-0□ PK268M-0□	54	67	89	130	-		
	SH Geared Type	PK223P□-SG□	7.2, 9, 10, 18, 36	15	17	20	23	-	10
		PK243□1-SG□	3.6, 7.2, 9, 10, 18, 36, 50, 100	10	15	20	30	-	15
		PK243□2-SG□	3.6, 7.2, 9, 10, 18, 36						
PK264□1-SG□ PK264□2-SG□		3.6, 7.2, 9, 10	30	40	50	60	70	30	
PK264□1-SG□ PK264□2-SG□		18, 36 18, 36, 50, 100	80	100	120	140	160		
PK296□1-SG□ PK296□2-SG□		3.6, 7.2, 9, 10, 18, 36	220	250	300	350	400	100	

● A or B indicating motor shaft type is entered where the box □ is located within the product name.

A number indicating the gear ratio is entered where the box □ is located within the product name

1, 2, 3, or 4 indicating motor specification is entered where the box ■ is located within the product name.

CROSTOUR ACTION CAMERA BROCHURE

SPECIFICATIONS

Video Resolution:	1080P(30fps), 720P(60fps), 720P(30fps)
Image Resolution:	12MP, 8MP, 5MP, 4MP
Lens:	170°HD wide-angle fisheye lens
Video/Image Format:	MOV/JPG
Wi-Fi Connection:	Android/IOS supported
USB Interface:	USB 2.0
Battery:	Removable 3.7V 1050mAh Li-ion battery
Charging Time:	About 2 hours
Waterproof Case Depth Rating:	30m/98.4ft
Dimensions:	59x41x25mm/2.33"x1.61"x0.97"
Continuous Recording Time:	Up to 90 minutes
Storage:	32GB micro SD card support(Max)

URL: <https://www.crosstour.co/copy-of-ct7000>

FEATURES

- Low V_{os} : 75 μV maximum
- Low V_{os} drift: 1.3 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$ maximum
- Ultrastable vs. time: 1.5 μV per month maximum
- Low noise: 0.6 μV p-p maximum
- Wide input voltage range: $\pm 14\text{ V}$ typical
- Wide supply voltage range: $\pm 3\text{ V}$ to $\pm 18\text{ V}$
- 125 $^\circ\text{C}$ temperature-tested dice

APPLICATIONS

- Wireless base station control circuits
- Optical network control circuits
- Instrumentation
- Sensors and controls
 - Thermocouples
 - Resistor thermal detectors (RTDs)
 - Strain bridges
 - Shunt current measurements
- Precision filters

GENERAL DESCRIPTION

The OP07 has very low input offset voltage (75 μV maximum for OP07E) that is obtained by trimming at the wafer stage. These low offset voltages generally eliminate any need for external nulling. The OP07 also features low input bias current ($\pm 4\text{ nA}$ for the OP07E) and high open-loop gain (200 V/mV for the OP07E). The low offset and high open-loop gain make the OP07 particularly useful for high gain instrumentation applications.

PIN CONFIGURATION

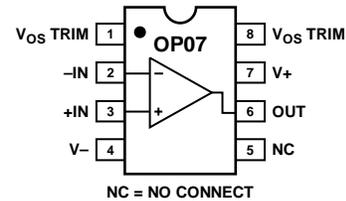
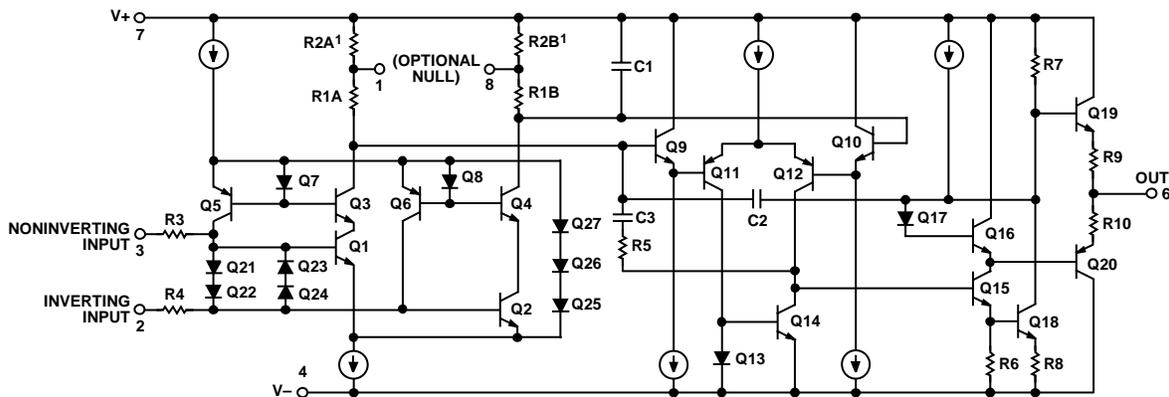


Figure 1.

The wide input voltage range of $\pm 13\text{ V}$ minimum combined with a high CMRR of 106 dB (OP07E) and high input impedance provide high accuracy in the noninverting circuit configuration. Excellent linearity and gain accuracy can be maintained even at high closed-loop gains. Stability of offsets and gain with time or variations in temperature is excellent. The accuracy and stability of the OP07, even at high gain, combined with the freedom from external nulling have made the OP07 an industry standard for instrumentation applications.

The OP07 is available in two standard performance grades. The OP07E is specified for operation over the 0°C to 70°C range, and the OP07C is specified over the -40°C to $+85^\circ\text{C}$ temperature range.

The OP07 is available in epoxy 8-lead PDIP and 8-lead narrow SOIC packages. For CERDIP and TO-99 packages and standard microcircuit drawing (SMD) versions, see the OP77.



¹ R2A AND R2B ARE ELECTRONICALLY ADJUSTED ON CHIP AT FACTORY FOR MINIMUM INPUT OFFSET VOLTAGE.

Figure 2. Simplified Schematic

Rev. G

Information furnished by Analog Devices is believed to be accurate and reliable. However, no responsibility is assumed by Analog Devices for its use, nor for any infringements of patents or other rights of third parties that may result from its use. Specifications subject to change without notice. No license is granted by implication or otherwise under any patent or patent rights of Analog Devices. Trademarks and registered trademarks are the property of their respective owners.

TABLE OF CONTENTS

Features 1

Applications..... 1

General Description 1

Pin Configuration..... 1

Revision History 2

Specifications..... 3

 OP07E Electrical Characteristics 3

 OP07C Electrical Characteristics 4

Absolute Maximum Ratings6

 Thermal Resistance6

 ESD Caution.....6

Typical Performance Characteristics7

Typical Applications..... 11

 Applications Information..... 12

Outline Dimensions 13

 Ordering Guide 14

REVISION HISTORY

10/11—Rev. F. to Rev G

Changes to Features Section..... 1

8/10—Rev. E. to Rev F

Changes to Ordering Guide 14

7/09—Rev. D. to Rev E

Changes to Figure 29 Caption..... 11

Changes to Ordering Guide 14

7/06—Rev. C. to Rev D

Changes to Features..... 1

Changes to General Description 1

Changes to Specifications Section 3

Changes to Table 4..... 6

Changes to Figure 6 and Figure 8 7

Changes to Figure 13 and Figure 14..... 8

Changes to Figure 20..... 9

Changes to Figure 21 to Figure 25..... 10

Changes to Figure 26 and Figure 30..... 11

Replaced Figure 28 11

Changes to Applications Information Section..... 12

Updated Outline Dimensions 13

Changes to Ordering Guide 14

8/03—Rev. B to Rev. C

Changes to OP07E Electrical Specifications2

Changes to OP07C Electrical Specifications3

Edits to Ordering Guide5

Edits to Figure 6.....9

Updated Outline Dimensions 11

3/03—Rev. A to Rev. B

Updated Package Titles..... Universal

Updated Outline Dimensions 11

2/02—Rev. 0 to Rev. A

Edits to Features.....1

Edits to Ordering Guide1

Edits to Pin Connection Drawings1

Edits to Absolute Maximum Ratings2

Deleted Electrical Characteristics 2-3

Deleted OP07D Column from Electrical Characteristics 4-5

Edits to TPCs 7-9

Edits to High-Speed, Low V_{OS} Composite Amplifier9

SPECIFICATIONS

OP07E ELECTRICAL CHARACTERISTICS

$V_S = \pm 15\text{ V}$, unless otherwise noted.

Table 1.

Parameter	Symbol	Conditions	Min	Typ	Max	Unit
INPUT CHARACTERISTICS						
$T_A = 25^\circ\text{C}$						
Input Offset Voltage ¹	V_{OS}			30	75	μV
Long-Term V_{OS} Stability ²	V_{OS}/Time			0.3	1.5	$\mu\text{V}/\text{Month}$
Input Offset Current	I_{OS}			0.5	3.8	nA
Input Bias Current	I_B			± 1.2	± 4.0	nA
Input Noise Voltage	e_n p-p	0.1 Hz to 10 Hz ³		0.35	0.6	μV p-p
Input Noise Voltage Density	e_n	$f_o = 10\text{ Hz}$		10.3	18.0	$\text{nV}/\sqrt{\text{Hz}}$
		$f_o = 100\text{ Hz}^3$		10.0	13.0	$\text{nV}/\sqrt{\text{Hz}}$
		$f_o = 1\text{ kHz}$		9.6	11.0	$\text{nV}/\sqrt{\text{Hz}}$
Input Noise Current	I_n p-p			14	30	pA p-p
Input Noise Current Density	I_n	$f_o = 10\text{ Hz}$		0.32	0.80	$\text{pA}/\sqrt{\text{Hz}}$
		$f_o = 100\text{ Hz}^3$		0.14	0.23	$\text{pA}/\sqrt{\text{Hz}}$
		$f_o = 1\text{ kHz}$		0.12	0.17	$\text{pA}/\sqrt{\text{Hz}}$
Input Resistance, Differential Mode ⁴	R_{IN}		15	50		$\text{M}\Omega$
Input Resistance, Common Mode	R_{INCM}			160		$\text{G}\Omega$
Input Voltage Range	IVR		± 13	± 14		V
Common-Mode Rejection Ratio	CMRR	$V_{CM} = \pm 13\text{ V}$	106	123		dB
Power Supply Rejection Ratio	PSRR	$V_S = \pm 3\text{ V to } \pm 18\text{ V}$		5	20	$\mu\text{V}/\text{V}$
Large Signal Voltage Gain	A_{VO}	$R_L \geq 2\text{ k}\Omega, V_O = \pm 10\text{ V}$	200	500		V/mV
		$R_L \geq 500\ \Omega, V_O = \pm 0.5\text{ V}, V_S = \pm 3\text{ V}^4$	150	400		V/mV
$0^\circ\text{C} \leq T_A \leq 70^\circ\text{C}$						
Input Offset Voltage ¹	V_{OS}			45	130	μV
Voltage Drift Without External Trim ⁴	TCV_{OS}			0.3	1.3	$\mu\text{V}/^\circ\text{C}$
Voltage Drift with External Trim ³	TCV_{OSN}	$R_P = 20\text{ k}\Omega$		0.3	1.3	$\mu\text{V}/^\circ\text{C}$
Input Offset Current	I_{OS}			0.9	5.3	nA
Input Offset Current Drift	TCI_{OS}			8	35	$\text{pA}/^\circ\text{C}$
Input Bias Current	I_B			± 1.5	± 5.5	nA
Input Bias Current Drift	TCI_B			13	35	$\text{pA}/^\circ\text{C}$
Input Voltage Range	IVR		± 13	± 13.5		V
Common-Mode Rejection Ratio	CMRR	$V_{CM} = \pm 13\text{ V}$	103	123		dB
Power Supply Rejection Ratio	PSRR	$V_S = \pm 3\text{ V to } \pm 18\text{ V}$		7	32	$\mu\text{V}/\text{V}$
Large Signal Voltage Gain	A_{VO}	$R_L \geq 2\text{ k}\Omega, V_O = \pm 10\text{ V}$	180	450		V/mV
OUTPUT CHARACTERISTICS						
$T_A = 25^\circ\text{C}$						
Output Voltage Swing	V_O	$R_L \geq 10\text{ k}\Omega$	± 12.5	± 13.0		V
		$R_L \geq 2\text{ k}\Omega$	± 12.0	± 12.8		V
		$R_L \geq 1\text{ k}\Omega$	± 10.5	± 12.0		V
$0^\circ\text{C} \leq T_A \leq 70^\circ\text{C}$						
Output Voltage Swing	V_O	$R_L \geq 2\text{ k}\Omega$	± 12	± 12.6		V

Parameter	Symbol	Conditions	Min	Typ	Max	Unit
DYNAMIC PERFORMANCE						
T_A = 25°C						
Slew Rate	SR	R _L ≥ 2 kΩ ³	0.1	0.3		V/μs
Closed-Loop Bandwidth	BW	A _{VOL} = 1 ⁵	0.4	0.6		MHz
Open-Loop Output Resistance	R _O	V _O = 0, I _O = 0		60		Ω
Power Consumption	P _d	V _S = ±15 V, No load		75	120	mW
		V _S = ±3 V, No load		4	6	mW
Offset Adjustment Range		R _P = 20 kΩ		±4		mV

¹ Input offset voltage measurements are performed by automated test equipment approximately 0.5 seconds after application of power.

² Long-term input offset voltage stability refers to the averaged trend time of V_{OS} vs. the time over extended periods after the first 30 days of operation. Excluding the initial hour of operation, changes in V_{OS} during the first 30 operating days are typically 2.5 μV. Refer to the Typical Performance Characteristics section. Parameter is sample tested.

³ Sample tested.

⁴ Guaranteed by design.

⁵ Guaranteed but not tested.

OP07C ELECTRICAL CHARACTERISTICS

V_S = ±15 V, unless otherwise noted.

Table 2.

Parameter	Symbol	Conditions	Min	Typ	Max	Unit
INPUT CHARACTERISTICS						
T_A = 25°C						
Input Offset Voltage ¹	V _{OS}			60	150	μV
Long-Term V _{OS} Stability ²	V _{OS} /Time			0.4	2.0	μV/Month
Input Offset Current	I _{OS}			0.8	6.0	nA
Input Bias Current	I _B			±1.8	±7.0	nA
Input Noise Voltage	e _n p-p	0.1 Hz to 10 Hz ³		0.38	0.65	μV p-p
Input Noise Voltage Density	e _n	f _O = 10 Hz		10.5	20.0	nV/√Hz
		f _O = 100 Hz ³		10.2	13.5	nV/√Hz
		f _O = 1 kHz		9.8	11.5	nV/√Hz
Input Noise Current	I _n p-p			15	35	pA p-p
Input Noise Current Density	I _n	f _O = 10 Hz		0.35	0.90	pA/√Hz
		f _O = 100 Hz ³		0.15	0.27	pA/√Hz
		f _O = 1 kHz		0.13	0.18	pA/√Hz
Input Resistance, Differential Mode ⁴	R _{IN}		8	33		MΩ
Input Resistance, Common Mode	R _{INCM}			120		GΩ
Input Voltage Range	IVR		±13	±14		V
Common-Mode Rejection Ratio	CMRR	V _{CM} = ±13 V	100	120		dB
Power Supply Rejection Ratio	PSRR	V _S = ±3 V to ±18 V		7	32	μV/V
Large Signal Voltage Gain	A _{VO}	R _L ≥ 2 kΩ, V _O = ±10 V	120	400		V/mV
		R _L ≥ 500 Ω, V _O = ±0.5 V, V _S = ±3 V ⁴	100	400		V/mV
-40°C ≤ T_A ≤ +85°C						
Input Offset Voltage ¹	V _{OS}			85	250	μV
Voltage Drift Without External Trim ⁴	TCV _{OS}			0.5	1.8	μV/°C
Voltage Drift with External Trim ³	TCV _{OSN}	R _P = 20 kΩ		0.4	1.6	μV/°C
Input Offset Current	I _{OS}			1.6	8.0	nA
Input Offset Current Drift	TCI _{OS}			12	50	pA/°C
Input Bias Current	I _B			±2.2	±9.0	nA
Input Bias Current Drift	TCI _B			18	50	pA/°C
Input Voltage Range	IVR		±13	±13.5		V
Common-Mode Rejection Ratio	CMRR	V _{CM} = ±13 V	97	120		dB
Power Supply Rejection Ratio	PSRR	V _S = ±3 V to ±18 V		10	51	μV/V
Large Signal Voltage Gain	A _{VO}	R _L ≥ 2 kΩ, V _O = ±10 V	100	400		V/mV

Parameter	Symbol	Conditions	Min	Typ	Max	Unit
OUTPUT CHARACTERISTICS						
T_A = 25°C						
Output Voltage Swing	V _O	R _L ≥ 10 kΩ	±12.0	±13.0		V
		R _L ≥ 2 kΩ	±11.5	±12.8		V
		R _L ≥ 1 kΩ		±12.0		V
-40°C ≤ T_A ≤ +85°C						
Output Voltage Swing	V _O	R _L ≥ 2 kΩ	±12	±12.6		V
DYNAMIC PERFORMANCE						
T_A = 25°C						
Slew Rate	SR	R _L ≥ 2 kΩ ³	0.1	0.3		V/μs
Closed-Loop Bandwidth	BW	A _{VOL} = 1 ⁵	0.4	0.6		MHz
Open-Loop Output Resistance	R _O	V _O = 0, I _O = 0		60		Ω
Power Consumption	P _d	V _S = ±15 V, No load		80	150	mW
		V _S = ±3 V, No load		4	8	mW
Offset Adjustment Range		R _P = 20 kΩ		±4		mV

¹ Input offset voltage measurements are performed by automated test equipment approximately 0.5 seconds after application of power.

² Long-term input offset voltage stability refers to the averaged trend time of V_{OS} vs. the time over extended periods after the first 30 days of operation. Excluding the initial hour of operation, changes in V_{OS} during the first 30 operating days are typically 2.5 μV. Refer to the Typical Performance Characteristics section. Parameter is sample tested.

³ Sample tested.

⁴ Guaranteed by design.

⁵ Guaranteed but not tested.

ABSOLUTE MAXIMUM RATINGS

Table 3.

Parameter	Ratings
Supply Voltage (V _s)	±22 V
Input Voltage ¹	±22 V
Differential Input Voltage	±30 V
Output Short-Circuit Duration	Indefinite
Storage Temperature Range S and P Packages	–65°C to +125°C
Operating Temperature Range OP07E	0°C to 70°C
OP07C	–40°C to +85°C
Junction Temperature	150°C
Lead Temperature, Soldering (60 sec)	300°C

¹For supply voltages less than ±22 V, the absolute maximum input voltage is equal to the supply voltage.

Stresses above those listed under Absolute Maximum Ratings may cause permanent damage to the device. This is a stress rating only; functional operation of the device at these or any other conditions above those indicated in the operational section of this specification is not implied. Exposure to absolute maximum rating conditions for extended periods may affect device reliability.

THERMAL RESISTANCE

θ_{JA} is specified for the worst-case conditions, that is, a device soldered in a circuit board for surface-mount packages.

Table 4. Thermal Resistance

Package Type	θ_{JA}	θ_{JC}	Unit
8-Lead PDIP (P-Suffix)	103	43	°C/W
8-Lead SOIC_N (S-Suffix)	158	43	°C/W

ESD CAUTION

ESD (electrostatic discharge) sensitive device. Electrostatic charges as high as 4000 V readily accumulate on the human body and test equipment and can discharge without detection. Although this product features proprietary ESD protection circuitry, permanent damage may occur on devices subjected to high energy electrostatic discharges. Therefore, proper ESD precautions are recommended to avoid performance degradation or loss of functionality.



TYPICAL PERFORMANCE CHARACTERISTICS

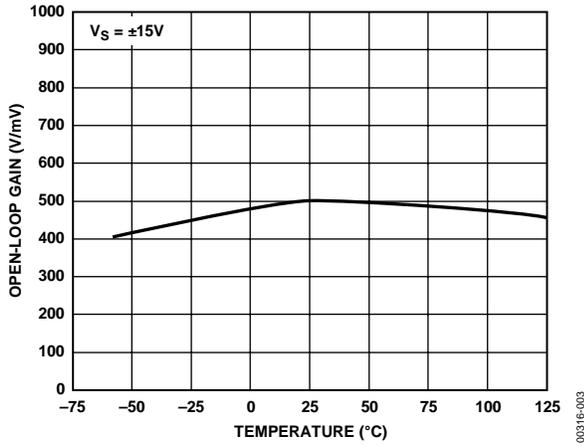


Figure 3. Open-Loop Gain vs. Temperature

00316-003

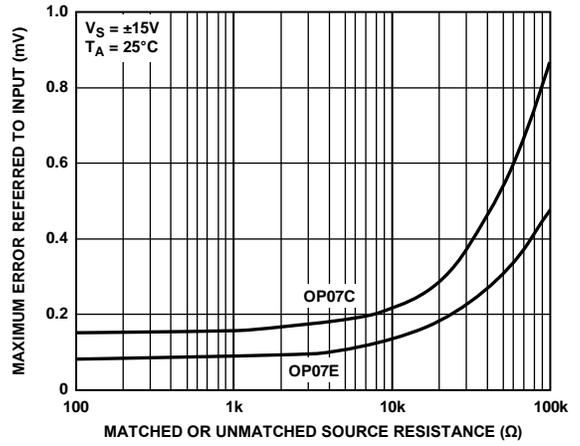


Figure 6. Maximum Error vs. Source Resistance

00316-006

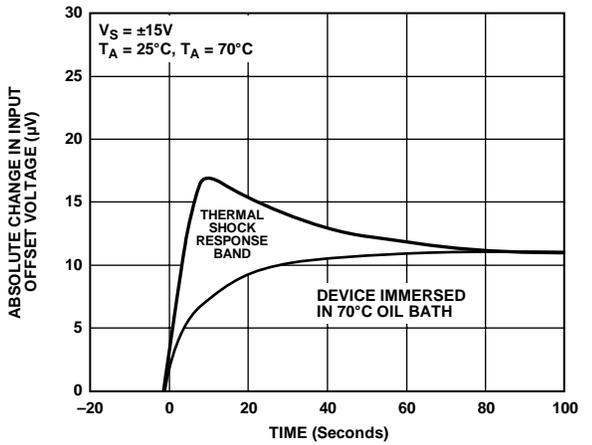


Figure 4. Offset Voltage Change due to Thermal Shock

00316-004

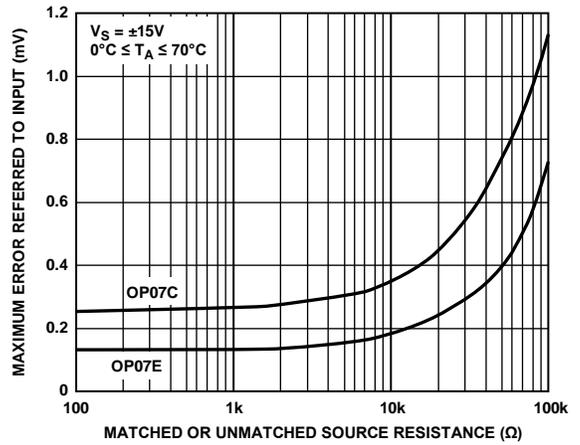


Figure 7. Maximum Error vs. Source Resistance

00316-007

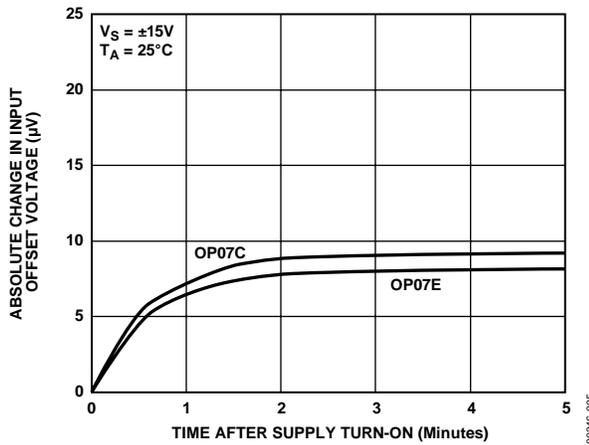


Figure 5. Warm-Up Drift

00316-005

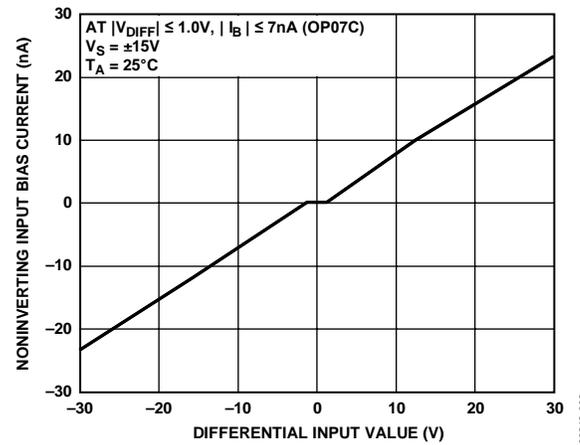


Figure 8. Input Bias Current vs. Differential Input Voltage

00316-008

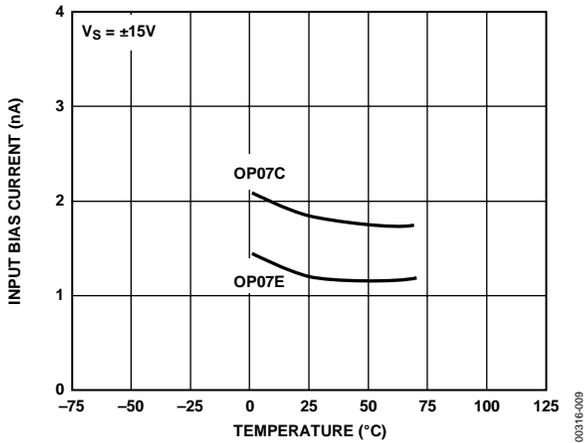


Figure 9. Input Bias Current vs. Temperature

00316-009

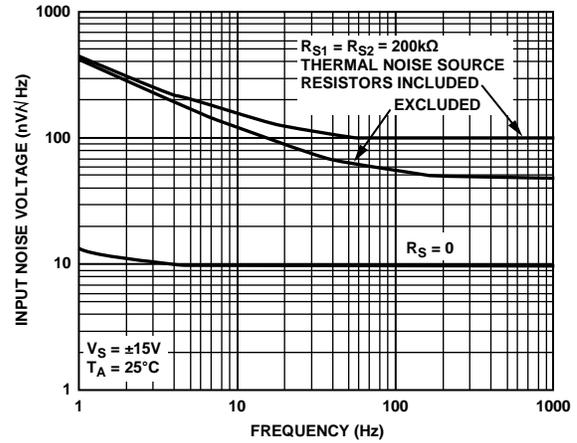


Figure 12. Total Input Noise Voltage vs. Frequency

00316-012

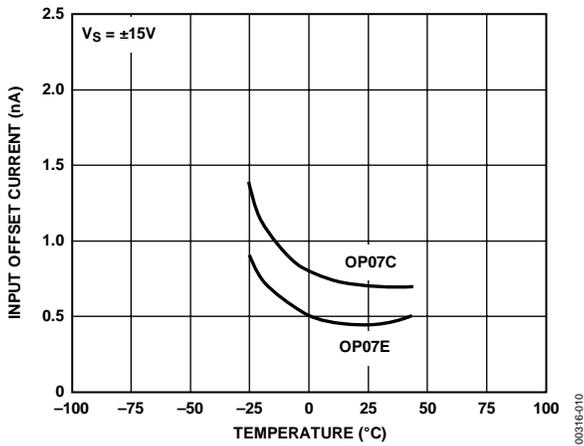


Figure 10. Input Offset Current vs. Temperature

00316-010

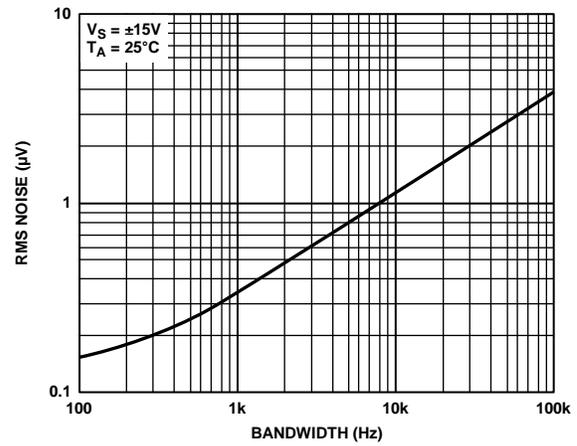


Figure 13. Input Wideband Noise vs. Bandwidth, 0.1 Hz to Frequency Indicated

00316-013

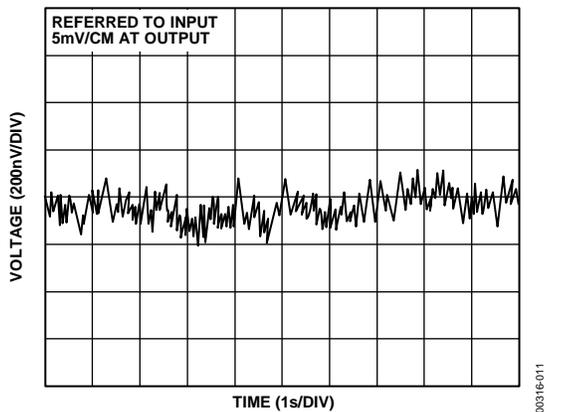


Figure 11. Low Frequency Noise

00316-011

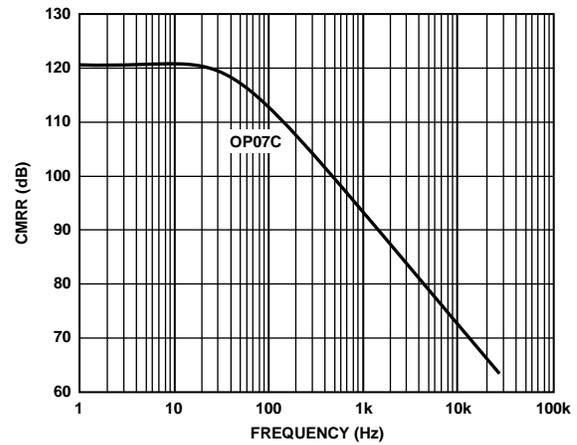


Figure 14. CMRR vs. Frequency

00316-014

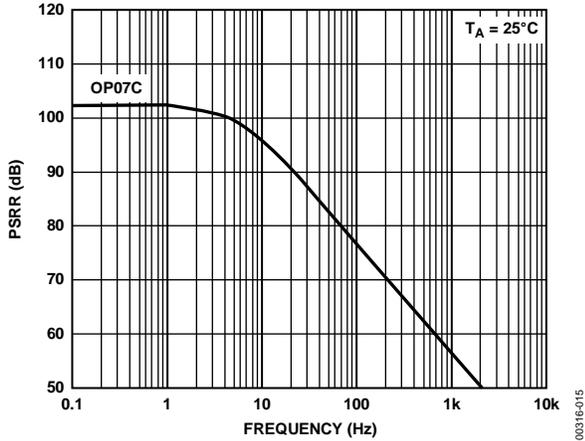


Figure 15. PSRR vs. Frequency

00316-015

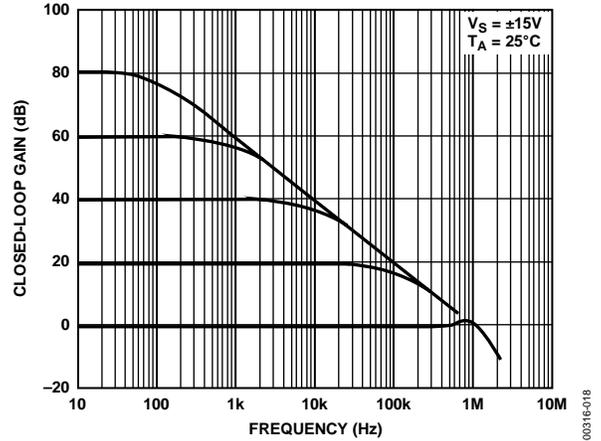


Figure 18. Closed-Loop Frequency Response for Various Gain Configurations

00316-018

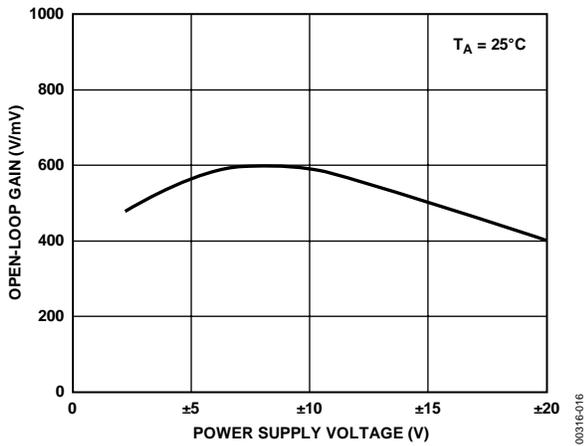


Figure 16. Open-Loop Gain vs. Power Supply Voltage

00316-016

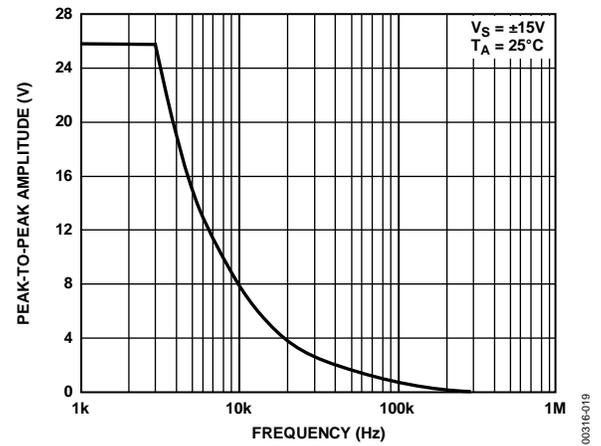


Figure 19. Maximum Output Swing vs. Frequency

00316-019

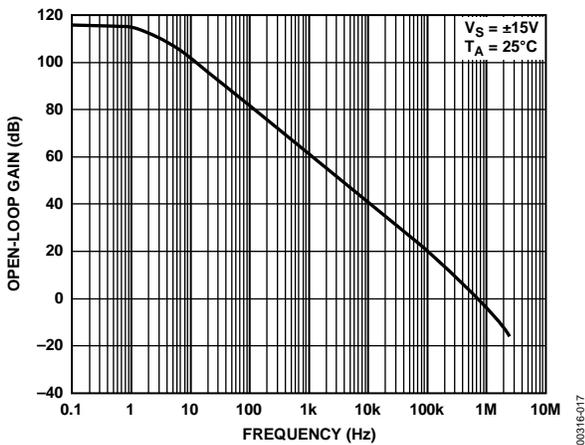


Figure 17. Open-Loop Frequency Response

00316-017

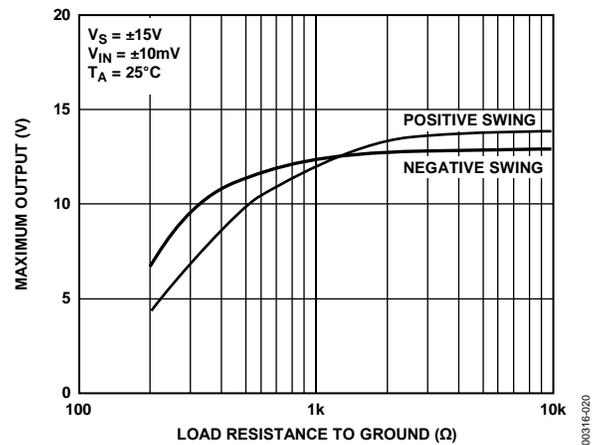


Figure 20. Maximum Output Voltage vs. Load Resistance

00316-020

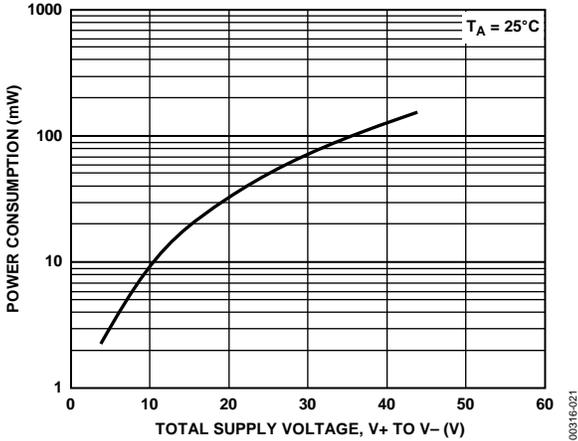


Figure 21. Power Consumption vs. Power Supply

00316-021

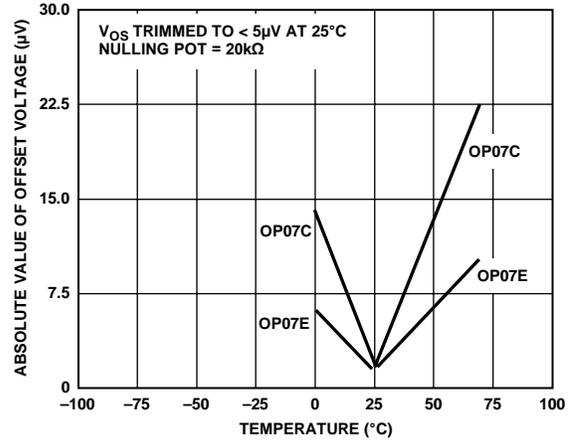


Figure 24. Trimmed Offset Voltage vs. Temperature

00316-024

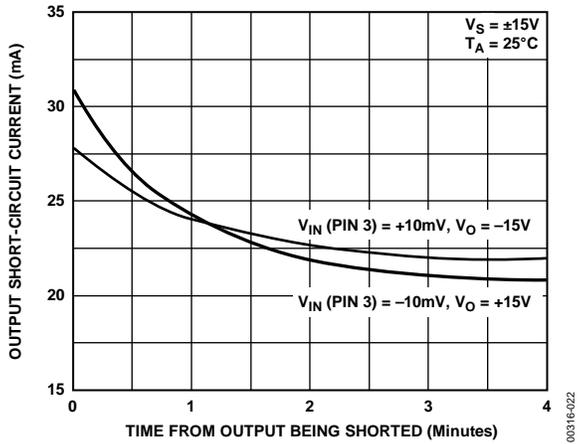


Figure 22. Output Short-Circuit Current vs. Time

00316-022

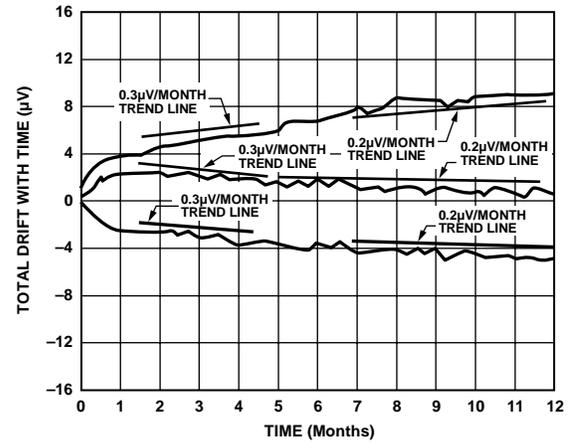


Figure 25. Offset Voltage Drift vs. Time

00316-025

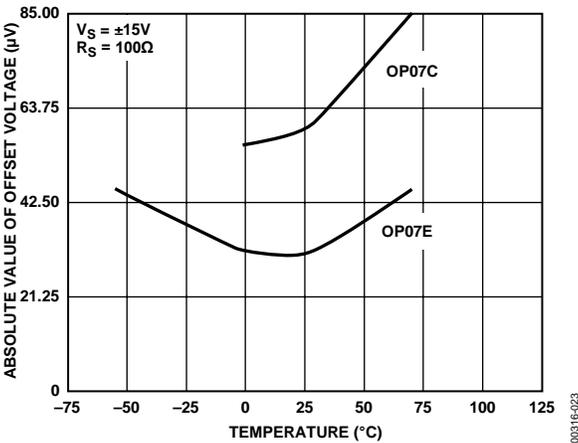


Figure 23. Untrimmed Offset Voltage vs. Temperature

00316-023

TYPICAL APPLICATIONS

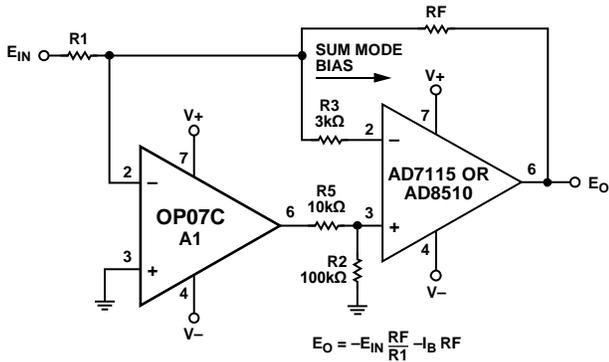


Figure 26. Typical Offset Voltage Test Circuit

00316-026

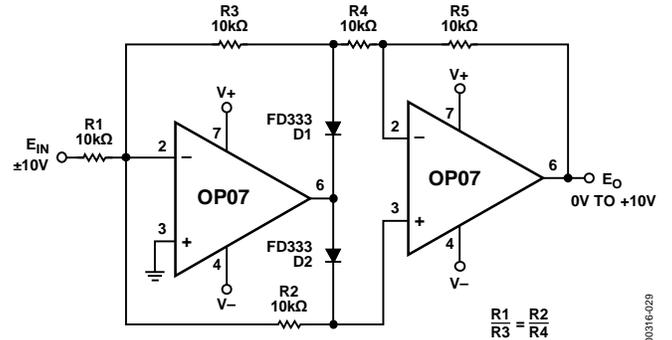


Figure 29. Absolute Value Circuit

00316-029

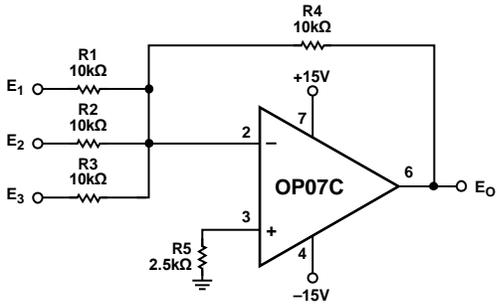
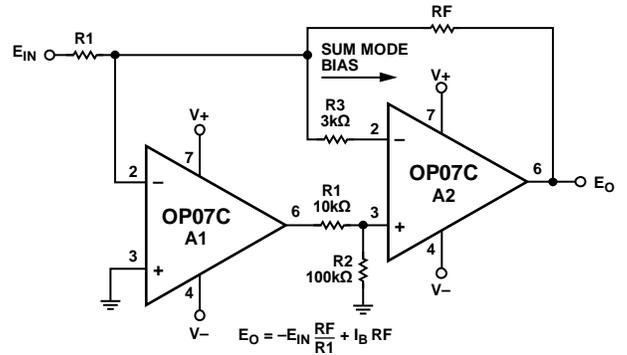


Figure 27. Typical Low Frequency Noise Circuit

00316-027



NOTES
1. PINOUT SHOWN FOR P PACKAGE

Figure 30. High Speed, Low Vos Composite Amplifier

00316-030

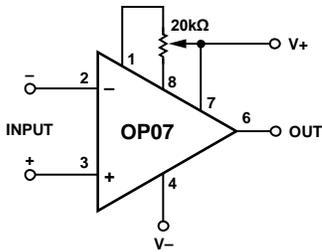
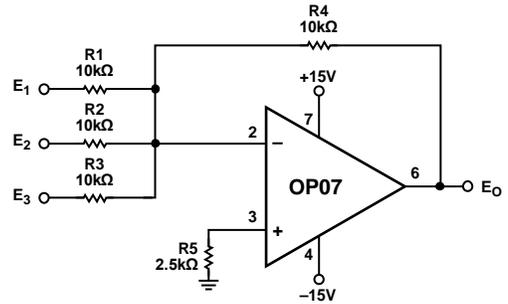


Figure 28. Optional Offset Nulling Circuit

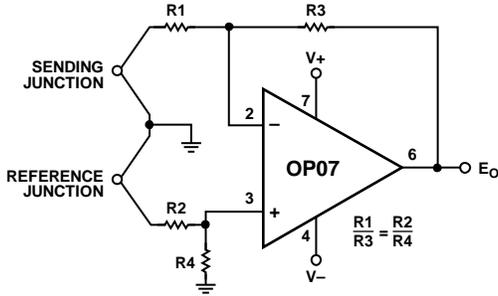
00316-028



NOTES
1. PINOUT SHOWN FOR P PACKAGE

Figure 31. Adjustment-Free Precision Summing Amplifier

00316-031



NOTES
1. PINOUT SHOWN FOR P PACKAGE

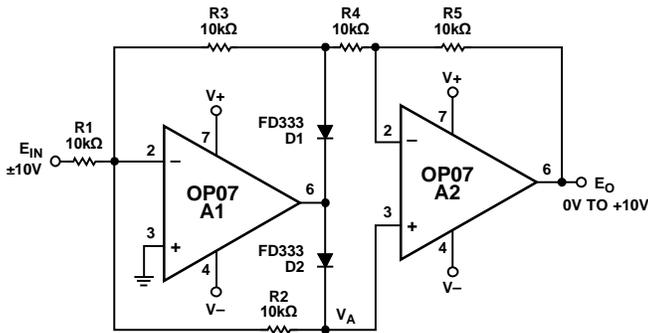
Figure 32. High Stability Thermocouple Amplifier

00316-032

APPLICATIONS INFORMATION

The OP07 provides stable operation with load capacitance of up to 500 pF and ± 10 V swings; larger capacitances should be decoupled with a 50 Ω decoupling resistor.

Stray thermoelectric voltages generated by dissimilar metals at the contacts to the input terminals can degrade drift performance. Therefore, best operation is obtained when both input contacts are maintained at the same temperature, preferably close to the package temperature.

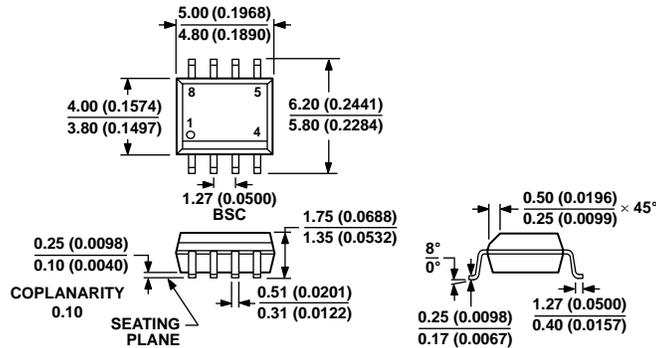


NOTES
1. PINOUT SHOWN FOR P PACKAGE

Figure 33. Precision Absolute-Value Circuit

00316-033

OUTLINE DIMENSIONS

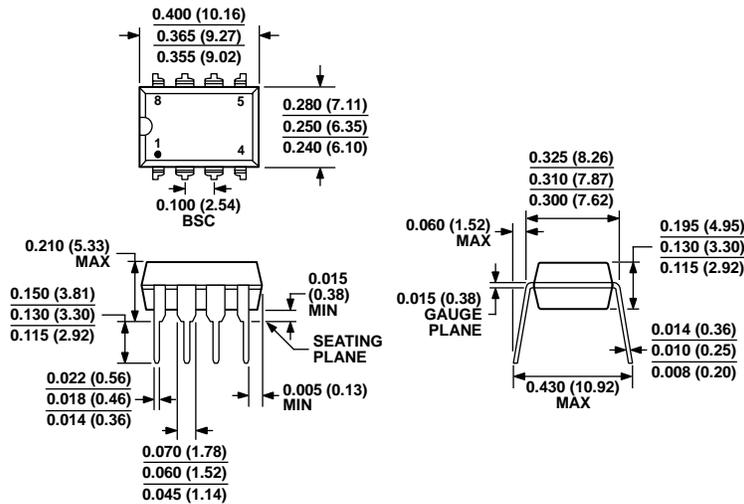


COMPLIANT TO JEDEC STANDARDS MS-012-AA
 CONTROLLING DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS; INCH DIMENSIONS (IN PARENTHESES) ARE ROUNDED-OFF MILLIMETER EQUIVALENTS FOR REFERENCE ONLY AND ARE NOT APPROPRIATE FOR USE IN DESIGN.

012407-A

Figure 34. 8-Lead Standard Small Outline Package [SOIC_N] Narrow Body S-Suffix (R-8)

Dimensions shown in millimeters and (inches)



COMPLIANT TO JEDEC STANDARDS MS-001
 CONTROLLING DIMENSIONS ARE IN INCHES; MILLIMETER DIMENSIONS (IN PARENTHESES) ARE ROUNDED-OFF INCH EQUIVALENTS FOR REFERENCE ONLY AND ARE NOT APPROPRIATE FOR USE IN DESIGN. CORNER LEADS MAY BE CONFIGURED AS WHOLE OR HALF LEADS.

0770606-A

Figure 35. 8-Lead Plastic Dual-in-Line Package [PDIP] P-Suffix (N-8)

Dimensions shown in inches and (millimeters)

ORDERING GUIDE

Model¹	Temperature Range	Package Description	Package Option
OP07EPZ	0°C to 70°C	8-Lead PDIP	N-8 (P-Suffix)
OP07CPZ	-40°C to +85°C	8-Lead PDIP	N-8 (P-Suffix)
OP07CSZ	-40°C to +85°C	8-Lead SOIC_N	R-8 (S-Suffix)
OP07CSZ-REEL	-40°C to +85°C	8-Lead SOIC_N	R-8 (S-Suffix)
OP07CSZ-REEL7	-40°C to +85°C	8-Lead SOIC_N	R-8 (S-Suffix)

¹ Z = RoHS Compliant Part.

NOTES

NOTES

WD-40**SPECIALIST.**

GRASA EN SPRAY LARGA DURACIÓN

La Grasa en Spray WD-40[®] Specialist[®] combina la fórmula del mundialmente conocido WD-40[®] Producto Multi-Usado, con grasas y aditivos de altas prestaciones. Gracias a su textura en gel, proporciona una lubricación muy duradera, ideal para puntos de roce y fricción, proporcionando una excelente protección contra el óxido y la corrosión.

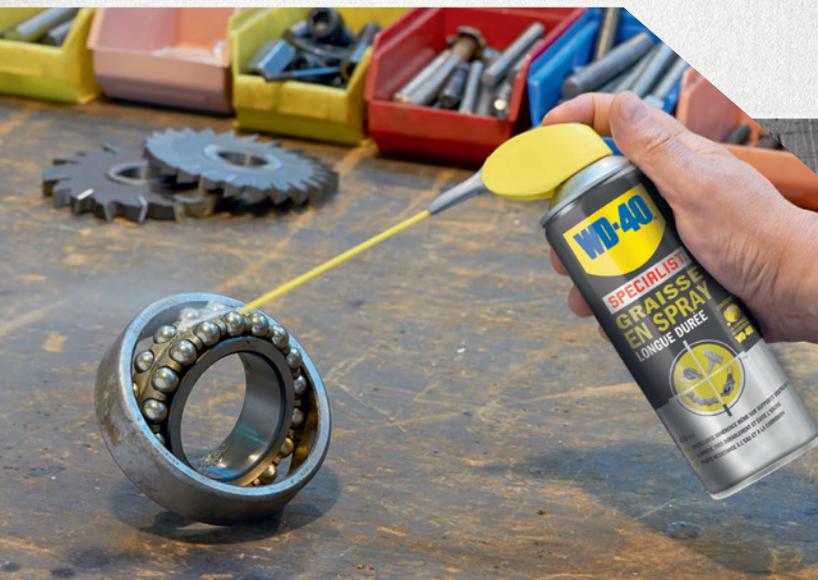
Su excelente adherencia y sus propiedades de sellado hacen que el producto no se escurra y sea resistente al agua, incluso en superficies verticales. La Grasa en Spray WD-40[®] Specialist[®] puede usarse en temperaturas de entre -20 y + 115°C, siendo especialmente recomendada para aplicaciones en exterior y para maquinaria y partes de difícil acceso sujetas a un desgaste continuo.

RECOMENDADO PARA:



INFORMACIÓN FÍSICO-QUÍMICA:

Apariencia	Ámbar claro, característico de WD-40 [®] Producto Multi-Usado
Temperatura de uso	-20°C a +115°C
Punto de gota (ASTM D-566)	+118°C
Test de desgaste 4 bolas (ASTM D-4172)	0.50 mm de profundidad
Protección anticorrosión (ASTM B-117)	0% de corrosión en 72 horas
Propiedades en presión extrema (ASTM D-3233)	703 kg
Compatibilidad	Todos los metales
Inflamabilidad	Extremadamente inflamable

Contiene**WD-40**
FÓRMULA

LEER CUIDADOSAMENTE EL MODO DE EMPLEO ANTES DE APLICAR.

WD-40[®]

SPECIALIST[®]

MÁXIMA EFICÁCIA PARA OS PROFISSIONAIS MAIS EXIGENTES
MÁXIMO RENDIMIENTO PARA LOS PROFESIONALES MÁS EXIGENTES



Araldite® Standard Adhesivo epoxi de 2 componentes



Presentación Código SAP

- 2 x 5ml; 2 x 15ml; 2x75ml; Jeringa 24ml
- 510106; 510107; 510104; 510105

Propiedades básicas

- Multiusos
- Tiempo de manipulación o de trabajo largo
- Sin merma
- Buena resistencia a cargas dinámicas
- Adherencia sobre un amplio sustrato de materiales de uso común

Descripción

Araldite® Standard es un adhesivo multiusos de 2 componentes, de curado a temperatura ambiente y de alta resistencia mecánica y dureza. Está indicado para la unión de un amplio sustrato de materiales incluyendo metales, cerámica, cristal, gomas, plásticos rígidos y muchos otros materiales de uso común. Es un adhesivo versátil para el artesano y para muchas aplicaciones industriales.

Características técnicas

Característica	Araldite® Standard Resina	Araldite® Standard Endurecedor	Araldite® Standard Mezcla
Color (visual)	neutro	amarillo pálido	amarillo pálido
Densidad (kg/l)	1,17	0,97	1,07
Viscosidad a 25°C (Pa.s)	30 – 50	20 – 40	30 – 45
Tiempo Manipulado (100 g, 25°C)	-	-	100 – 150 minutos

Modo de empleo

Pre-tratamiento

La resistencia de la unión dependerá de un tratamiento correcto de las superficies a unir. Las superficies a unir deberían limpiarse previamente con un buen agente desengrasante como la acetona o el isopropanol (para plásticos) con la finalidad de eliminar cualquier traza de aceite, de grasa o de suciedad. Nunca deben usarse alcoholes de baja graduación, gasolinas o disolventes para pinturas como agentes desengrasantes. Las uniones más resistentes se obtienen después de someter las superficies ya desengrasadas a tratamientos de abrasión mecánica o de decapado químico. Un tratamiento de abrasión mecánica implicaría un nuevo proceso de desengrasado con posterioridad a dicho tratamiento.

Relación de mezcla	Partes en peso	Partes en volumen
Araldite® Standard Resina	100	100
Araldite® Standard Endurecedor	80	100



Araldite®



Aplicación del adhesivo

La mezcla de resina y endurecedor debe aplicarse directamente o con una espátula sobre las superficies secas y pre-tratadas.

Una capa de adhesivo con un grosor entre 0,05 y 0,10 mm proporcionará la máxima resistencia mecánica de la unión. Las superficies a unir deben posicionarse en una posición fija y definitiva una vez se haya aplicado el adhesivo.

Mantenimiento de herramientas

Todas las herramientas pueden limpiarse con agua caliente y jabón antes de que los residuos del adhesivo hayan curado. La eliminación de residuos de adhesivo ya curados es difícil y conlleva tiempo.

Si se usan disolventes como la acetona para la limpieza, deben tomarse las medidas de protección necesarias y evitar el contacto con los ojos y con la piel.

Tiempos de resistencia mínima a esfuerzos mecánicos de cizalla

Temperatura	°C	23
Tiempo de curado	horas	6
LSS > 1MPa	minutos	
Tiempo de curado	horas	10
LSS > 10MPa	minutos	

LSS = Esfuerzo mecánico de cizalla

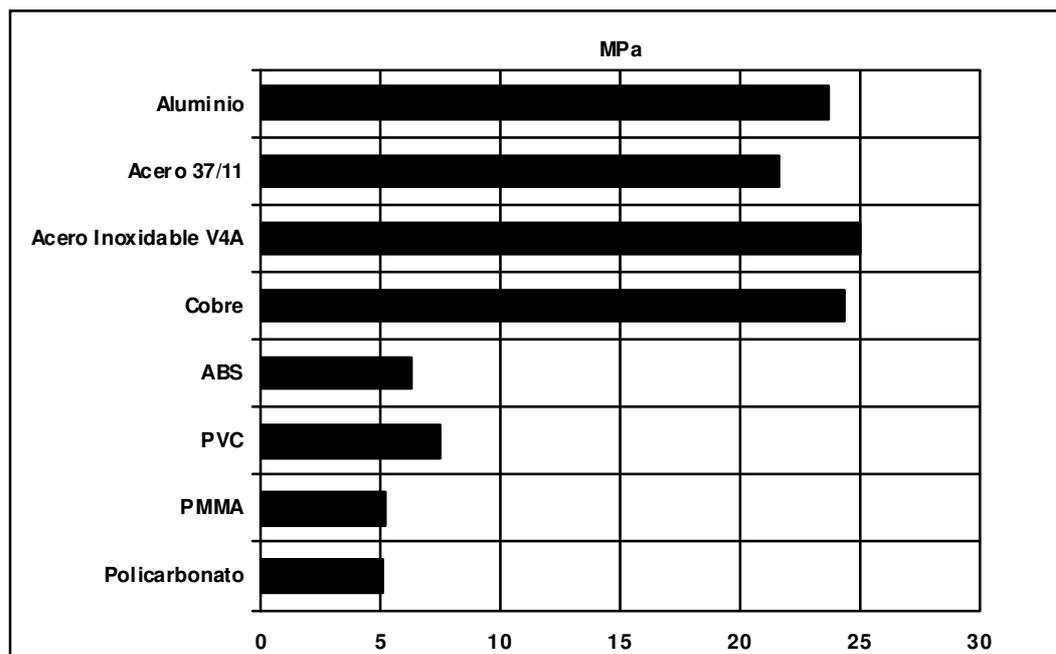
Propiedades típicas de la mezcla

Resistencia media a esfuerzos mecánicos de cizalla de uniones típicas (ISO 4587)

Curado: 16 horas; 40°C

Ensayo: 23°C

Pre-tratamiento: plásticos sometidos a abrasión y desengrasado, metales sometidos a gravillonado y desengrasados.



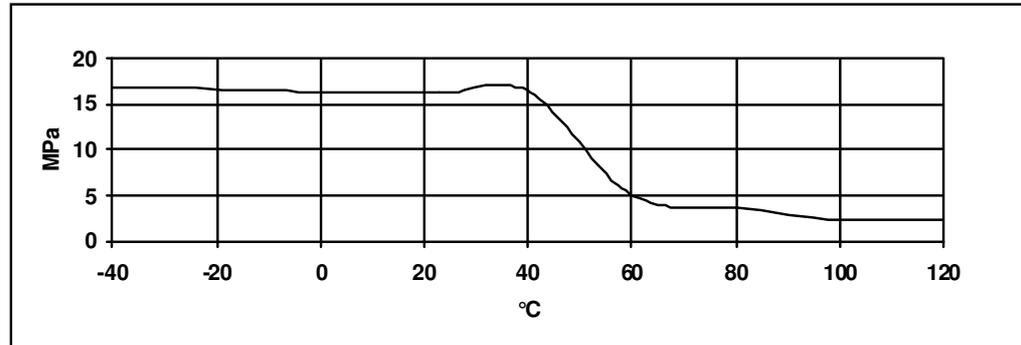


Araldite®



Resistencia a esfuerzos mecánicos de cizalla versus temperatura (ISO 4587) (valores medios típicos)

Aluminio gravillonado y desengrasado. Curado: 16 horas; 40 °C



Almacenaje

Araldite® Standard puede ser almacenado hasta 3 años a temperatura ambiente, ya que sus componentes están envasados en tubos estancos.

Manipulación y seguridad

Precaución

Nuestros productos son por lo general bastante inofensivos siempre que se tengan en cuenta las precauciones más habituales para la manipulación de sustancias químicas. Los materiales no endurecidos no deben entrar en contacto con alimentos o utensilios de que vayan a estar en contacto con alimentos. Deben tomarse medidas para evitar que los materiales no curados entren en contacto con la piel, ya que las personas con pieles especialmente sensibles pueden verse afectadas. El uso de guantes de goma o de plástico impermeables será normalmente necesario. Asimismo, el uso de protección para los ojos. La piel se debe limpiar con agua tibia y jabón al final de cada periodo de trabajo. Evitar el uso de disolventes sobre la piel. Debe utilizarse papel desechable y no toallas de ropa para el secado de la piel. Se recomienda una ventilación adecuada del lugar de trabajo. Estas precauciones se describen con mayor detalle en las fichas de seguridad de los productos individuales.

Garantizamos las propiedades uniformes de nuestros productos en todos los suministros. Las recomendaciones y los datos publicados en esta hoja técnica se basan en nuestro conocimiento actual y en rigurosos ensayos de laboratorio. Debido a las múltiples variaciones en los materiales y en las condiciones de cada proyecto, rogamos a nuestros clientes que efectúen sus propios ensayos de utilidad bajo las condiciones de trabajo previstas y siguiendo nuestras instrucciones generales. Con esto se evitan posteriores perjuicios cuyas consecuencias serían ajenas a la empresa.

Los datos indicados en esta Hoja Técnica no deben ser considerados nunca como una especificación de las propiedades del producto.

FICHA TÉCNICA DE MILLENIUM AV110 CABLE DRUM

MILLENIUM

Tambor para cable con marco metálico

- ✓ La capacidad depende del diámetro del cable
- ✓ Flightcase opcional (artículo nº421830) disponible

Relación de grosores/longitudes de los cables soportados:

- ✓ 6,5mm = 100m
- ✓ 8mm = 80m
- ✓ 10mm = 60m
- ✓ 12mm = 40m
- ✓ 14mm = 30m

Dimensiones:

- ✓ 28,5 x 18,5 x 37,0cm (Profundo x Ancho x Alto)
- ✓ Diámetro: 27,5cm
- ✓ Anchura del tambor: 12,5cm

Más información

Metal	No
Plástico	Sí

URL: <https://www.thomann.de>



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNAS PATAS
ARTICULADAS QUE SIRVAN PARA EL
MOVIMIENTO DE UNA MÁQUINA TIPO ROV**

ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Autor:

Adrián Rodríguez Lorenzo

Tutores:

Carmelo Militello Militello
Viana Lida Guadalupe Suárez

Marzo, 2020



ÍNDICE

1. Introducción	4
2. Cuadro de precios	5
3. Estado de mediciones	7
4. Cuadro de precios descompuesto y presupuesto total (PEM)	9



1. Introducción

En el presente anexo se recogen mediciones y presupuesto del proyecto. Así pues, se abarca el coste de todo el ROV quedando montada, incluso, la instalación eléctrica/electrónica pertinente (según la estimación fuera de alcance).



2. Cuadro de precios

1. MANO DE OBRA	€/h
Montaje (herramientas incluidas)	18,50
2. MATERIALES	
2.1.	€/m
Barra roscada AISI 304 diam.12	7,50
Barra redonda AISI 304 diam.4	2,00
Barra redonda AISI 304 diam.1	1,50
2.2.	€/kg
Policarbonato	49,20
2.3.	€/dm ³
Caucho SBR	1,97
3. COMPONENTES	
€/ud	
Celda de carga FSSM-200N	50,00
Cabeza de articulación TSM.R 4	10,85
Resorte U.022.010.0080.A	1,10
Tuerca DIN 934 M4	0,12
Arandela DIN 125 diam.4	0,08
Casquillo GGB-BP25	0,43
Tornillo DIN 933 M4x40	0,40
Arandela STANDERS 27611z diam.4	0,16
Motor PK244-02A-C58	63,00
Tuerca DIN 934 M12	0,17
Acoplamiento PSMR-16-5-5-SS	10,00
Tornillo DIN 933 M4x20	0,11
Arandela DIN 127 diam.4	0,10
Tornillo DIN 7985 M3x30	0,38
Araldite Standard Ceys	7,50
Lubricante WD-40 WDSP	9,50
Resorte ad hoc	56,00
Cámara crosstour C7000 1080p wifi	40,00
Amplificador OP07	2,50
Resistencia 820Ω	0,90
Resistencia 3,3Ω	0,90
Cable DuPont macho-macho	0,06
Conversor load cell	12,00
Protoboard	3,30
Arduino Uno	10,00
Acelerómetro MPU-6050 GY-521	6,50
Tarjeta de memoria SD	7,00



Tarjeta A4988	4,50
Condensador 100μF	2,50
Umbilical (alimentación 9V)	30,00
Emisor RF 433MHz mod. WL101-341	4,00
Receptor RF 433MHz mod. WL101-341	4,00
Alambre de cobre esmaltado	0,50
LED blanco	0,05
Resistencia 1kΩ	0,90
Tambor cable	15,00
Final de carrera	1,00
4. MAQUINARIA Y OFICIAL	
4.1.	€/h
Torno	30,00
Prensa de husillo/palanca	16,00
Rectificadora	33,00
CNC agua a presión	28,00
Soldador TIG	37,00
4.2.	€/cm³
Impresión 3D	0,80



3. Estado de mediciones

1. PIEZAS COMERCIALES/PROVEÍDAS	uds
Celda de carga FSSM-200N	4,00
Cabeza de articulación TSM.R 4	8,00
Resorte U.022.010.0080.A	8,00
Tuerca DIN 934 M4	60,00
Arandela DIN 125 diam.4	48,00
Casquillo GGB-BP25	24,00
Tornillo DIN 933 M4x40	4,00
Arandela STANDERS 27611z diam.4	8,00
Motor PK244-02A-C58	3,00
Tuerca DIN 934 M12	3,00
Acoplamiento PSMR-16-5-5-SS	3,00
Tornillo DIN 933 M4x20	32,00
Arandela DIN 127 diam.4	32,00
Tornillo DIN 7985 M3x30	12,00
Cámara crosstour C7000 1080p wifi	2,00
Resorte acoplamiento	2,00
Araldite Standard Ceys	1,00
Lubricante WD-40 WDSP	1,00
Amplificador OP07	4,00
Resistencia 820Ω	4,00
Resistencia 3,3Ω	4,00
Cable DuPont macho-macho	100,00
Convertor load cell	4,00
Protoboard	4,00
Arduino Uno	5,00
Acelerómetro MPU-6050 GY-521	1,00
Tarjeta de memoria SD	2,00
Tarjeta A4988	3,00
Condensador 100μF	3,00
Umbilical (alimentación 9V)	1,00
Emisor RF 433MHz mod. WL101-341	1,00
Receptor RF 433MHz mod. WL101-341	1,00
Alambre de cobre esmaltado	2,00
LED blanco	8,00
Resistencia 1kΩ	8,00
Tambor cable	1,00
Final de carrera	4,00



2. PIEZAS IMPRESAS	uds
Soporte móvil patas	2,00
Acoplamiento rígido PAD parte	8,00
Pata 1	8,00
Cobertura motor patas	2,00
Sujeción motor patas	2,00
Fijación cámara	2,00
Soporte cámara	2,00
Aro rígido acoplamiento	4,00
Soporte motor	1,00
Soporte móvil	1,00
Sujeción motor	1,00
Cobertura electrónica	1,00
Soporte resorte	1,00
3. PIEZAS MECANIZADAS/CONFORMADAS	uds
PAD	4,00
Alambre de posición	2,00
Barra unión A	4,00
Barra unión B	4,00
Barra unión C	4,00
Barra roscada patas	2,00
Aro flexible acoplamiento	4,00
Barra roscada central	1,00



4. Cuadro de precios descompuesto y presupuesto total (PEM)

	UND	MEDICIÓN	Sub. Total Medición	Precio Partida	Sub Total Partida	Total Capítulo	Total	Total (con IGIC)
1. PIEZAS COMERCIALES/PROVEÍDAS								
ud	Celda de carga FSSM-200N	4,00	1,000					
				4,000	50,00 €	200,00 €		
ud	Cabeza de articulación TSM.R 4	8,00	1,000					
				8,000	10,85 €	86,80 €		
ud	Resorte U.022.010.0080.A	8,00	1,000					
				8,000	1,10 €	8,80 €		
ud	Tuerca DIN 934 M4	60,00	1,000					
				60,000	0,12 €	7,20 €		
ud	Arandela DIN 125 diam.4	48,00	1,000					
				48,000	0,08 €	3,84 €		
ud	Casquillo GGB-BP25	24,00	1,000					
				24,000	0,43 €	10,32 €		
ud	Tornillo DIN 933 M4x40	4,00	1,000					
				4,000	0,40 €	1,60 €		
ud	Arandela STANDERS 27611z diam.4	8,00	1,000					
				8,000	0,16 €	1,28 €		
ud	Motor PK244-02A-C58	3,00	1,000					
				3,000	63,00 €	189,00 €		
ud	Tuerca DIN 934 M12	3,00	1,000					
				3,000	0,17 €	0,51 €		
ud	Acoplamiento PSMR-16-5-5-SS	3,00	1,000					
				3,000	10,00 €	30,00 €		
ud	Tornillo DIN 933 M4x20	32,00	1,000					
				32,000	0,11 €	3,52 €		
ud	Arandela DIN 127 diam.4	32,00	1,000					
				32,000	0,10 €	3,20 €		
ud	Tornillo DIN 7985 M3x30	12,00	1,000					
				12,000	0,38 €	4,56 €		
ud	Cámara crosstour C7000 1080p wifi	2,00	1,000					
				2,000	40,00 €	80,00 €		
ud	Resorte acoplamiento	2,00	1,000					
				2,000	56,00 €	112,00 €		
ud	Araldite Standard Ceys	1,00	1,000					
				1,000	7,50 €	7,50 €		
ud	Lubricante WD-40 WDSP	1,00	1,000					
				1,000	9,50 €	9,50 €		
ud	Amplificador OP07	4,00	1,000					
				4,000	2,50 €	10,00 €		

		UND	MEDICIÓN	Sub. Total Medición	Precio Partida	Sub Total Partida	Total Capítulo	Total	Total (con IGIC)
1. PIEZAS COMERCIALES/PROVEÍDAS									
ud	Resistencia 820Ω	4,00	1,000	4,000	0,90 €	3,60 €			
ud	Resistencia 3,3Ω	4,00	1,000	4,000	0,90 €	3,60 €			
ud	Cable DuPont macho-macho	100,00	1,000	100,000	0,06 €	6,00 €			
ud	Conversor load cell	4,00	1,000	4,000	12,00 €	48,00 €			
ud	Protoboard	4,00	1,000	4,000	3,30 €	13,20 €			
ud	Arduino Uno	5,00	1,000	5,000	10,00 €	50,00 €			
ud	Acelerómetro MPU-6050 GY-521	1,00	1,000	1,000	6,50 €	6,50 €			
ud	Tarjeta de memoria SD	2,00	1,000	2,000	7,00 €	14,00 €			
ud	Tarjeta A4988	3,00	1,000	3,000	4,50 €	13,50 €			
ud	Condensador 100μF	3,00	1,000	3,000	2,50 €	7,50 €			
ud	Umbilical (alimentación 9V)	1,00	1,000	1,000	30,00 €	30,00 €			
ud	Emisor RF 433MHz mod. WL101-341	1,00	1,000	1,000	4,00 €	4,00 €			
ud	Receptor RF 433MHz mod. WL101-341	1,00	1,000	1,000	4,00 €	4,00 €			
ud	Alambre de cobre esmaltado	2,00	1,000	2,000	0,50 €	1,00 €			
ud	LED blanco	8,00	1,000	8,000	0,05 €	0,40 €			
ud	Resistencia 1kΩ	8,00	1,000	8,000	0,90 €	7,20 €			
ud	Tambor cable	1,00	1,000	1,000	15,00 €	15,00 €			
ud	Final de carrera	4,00	1,000	4,000	1,00 €	4,00 €			
							<u>1.001,13 €</u>		

		UND	MEDICIÓN	Sub. Total Medición	Precio Partida	Sub Total Partida	Total Capítulo	Total	Total (con IGIC)
3. PIEZAS MECANIZADAS/CONFORMADAS									
m	BARRA ACERO ROSCADA DIAM.12								
	Barra roscada patas	2,00	0,096						
	Barra roscada central	1,00	0,089						
				0,281	7,50 €	2,11 €			
m	BARRA ACERO REDONDA DIAM.4								
	Barra unión A	4,00	0,034						
	Barra unión B	4,00	0,053						
	Barra unión C	4,00	0,031						
				0,472	2,00 €	0,94 €			
m	BARRA ACERO REDONDA DIAM.1								
	Alambre de posición	2,00	0,369						
				0,739	1,50 €	1,11 €			
m ³	CAUCHO SBR								
	PAD	4,00	0,017						
	Aro flexible acoplamiento	4,00	0,005						
				0,089	1,97 €	0,18 €			
h	TORNO								
	Barra unión A	4,00	0,200						
	Barra unión B	4,00	0,200						
	Barra unión C	4,00	0,200						
	Barra roscada patas	2,00	0,100						
	Barra roscada central	1,00	0,100						
				2,700	30,00 €	81,00 €			
h	PRENSA								
	Alambre de posición	2,00	0,050						
				0,100	16,00 €	1,60 €			
h	SOLDADOR TIG								
	Alambre de posición	2,00	0,050						
				0,100	37,00 €	3,70 €			

		UND	MEDICIÓN	Sub. Total Medición	Precio Partida	Sub Total Partida	Total Capítulo	Total	Total (con IGIC)
3. PIEZAS MECANIZADAS/CONFORMADAS									
h	RECTIFICADORA								
	Barra unión A	4,00	0,100						
	Barra unión B	4,00	0,100						
	Barra unión C	4,00	0,100						
				1,200	33,00 €	39,60 €			
h	CNC CORTE POR AGUA								
	PAD	4,00	0,150						
	Aro flexible acoplamiento	4,00	0,100						
				1,000	28,00 €	28,00 €			
							158,23 €		
4. MONTAJE									
h	MONTAJE	1,00	12,000						
				12,000	18,50 €	222,00 €			
							222,00 €		
								2.734,29 €	2.925,69 €